

Technisch/wirtschaftliche Optimierung eines Trockenbraunkohlekraftwerks

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

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation

von

Toni Walter Rupprecht

aus

Erlangen

2016

Gutachter:

1. Prof. Dr.-Ing. Alfons Kather

2. Prof. Dr. techn. Günter Scheffknecht

Tag der mündlichen Prüfung: 29. Januar 2016

INHALT

Abkürzungen und Symbole.....	IV
1. Einleitung.....	9
1.1 Motivation.....	10
1.2 Methodik	12
1.3 Bewertungsgrößen.....	13
1.4 Verfügbare Technik.....	18
1.4.1 Braunkohletrocknung.....	19
1.4.2 Rohbraunkohlekraftwerke	23
1.4.3 Trockenbraunkohlekraftwerke.....	30
2. Teillastverhalten von Großkraftwerken	35
2.1 Dampfturbinen.....	36
2.1.1 Druckverhältnis.....	36
2.1.2 Isentroper Wirkungsgrad.....	37
2.1.3 Auslassverluste.....	40
2.2 Wärmeübertrager.....	41
2.2.1 Oberflächenvorwärmer.....	41
2.2.2 Turbinenkondensatoren.....	43
2.2.3 Sonstige Wärmeübertrager	45
2.3 Druckverlust	48
2.4 Dampferzeuger	51
2.5 Pumpen, Gebläse und Elektromotoren.....	55
2.6 Kühlturm	56
2.7 Generator	58
2.8 Dampfwirbelschichttrocknung.....	58
3. Berechnungsgrundlagen	63
3.1 Randbedingungen.....	63
3.2 Betriebswirtschaftliche Annahmen	67
3.3 Wirtschaftlichkeitsrechnung.....	72
3.4 Exergie.....	76
4. Prozessmodellierung.....	79

4.1	Schlagradmühlen	80
4.2	Dampfwirbelschichttrocknung	81
4.3	Dampferzeuger	87
4.4	Luft-Rauchgas-Weg.....	93
4.5	Rauchgasreinigungsanlagen.....	97
4.6	Dampfturbine	99
4.7	Wasser-Dampf-Kreislauf	103
4.8	Brüdenwärmenutzungssysteme.....	105
4.9	Balance of Plant.....	106
5.	Prozessanalyse und Optimierung	108
5.1	Rohbraunkohlereferenzkraftwerk.....	108
5.1.1	Definition des Referenzkraftwerks	108
5.1.2	Berechnungsergebnisse und Analyse.....	109
5.1.3	Wirtschaftlichkeitsbetrachtung	117
5.2	Vorbetrachtungen zum Wirbelschichttrockner.....	121
5.2.1	Kohleseitiger Systemdruck.....	122
5.2.2	Trockneranzahl	124
5.3	Dampfversorgung der Wirbelschichttrockner	126
5.3.1	Optimierung für das Kohleband	129
5.3.2	Optimierung für den Teillastbetrieb.....	138
5.3.3	Fazit zur Prozessdampfversorgung	146
5.4	Trockenbraunkohledampferzeuger	147
5.4.1	Wärmeaufnahme im Feuerraum und FET	147
5.4.2	Erhöhung der Wärmeaufnahmekapazität	149
5.4.3	Reduzierung der erforderlichen Wärmeaufnahme.....	150
5.4.4	HZÜ-Temperatur	154
5.4.5	Fazit zum TBK-Dampferzeuger.....	156
5.5	Brüdenwärmenutzung.....	159
5.5.1	Einbindung in den Trocknungsprozess	160
5.5.2	Vorwärmung des Hauptkondensats	165
5.5.3	Vorwärmung der Verbrennungsluft	168
5.5.4	Nutzung durch Dampfturbine	172
5.5.5	Fazit zur Brüdenwärmenutzung	176
5.6	Optimiertes Trockenbraunkohlekraftwerk.....	179

5.6.1	Berechnungsergebnisse	181
5.6.2	Wirtschaftlichkeitsbetrachtung	187
6.	Zusammenfassung	191
	Literaturverzeichnis.....	197
A.	Anhang	207
A.1	Stoffwerte.....	207
A.2	Polynom-Regression.....	208
A.3	Teillastverhalten von Großkraftwerken	209
A.1.1	Dampfturbine	209
A.1.2	Sonstige Wärmeübertrager	210
A.1.3	Druckverlustanalyse.....	214
A.1.4	Dampferzeugeranalyse.....	218
A.1.5	Kohletrocknung.....	220
A.4	Parametrierung von Standardbausteinen.....	222
A.5	Dampfturbinen mit konstanter Drehzahl.....	226
A.6	Rohbraunkohlereferenzkraftwerk.....	228
A.7	Dampfversorgung der Wirbelschichttrockner	229
A.8	Abwärmenutzung	230
A.9	Optimiertes Trockenbraunkohlekraftwerk.....	232
A.10	EBSILONProfessional Schaltbild	234
	Curriculum Vitae	235

ABKÜRZUNGEN UND SYMBOLE

Abkürzungen

BlmSchV	Bundesimmissionsschutzverordnung
Dawavo	Dampf-Wasservorwärmer
DE	Dampferzeuger
DeNOx	Rauchgasentstickungsanlage
EB	Eigenbedarf
ECO	Economiser
FD	Frischdampf
FET	Feuerraumendtemperatur
FWL	Feuerungswärmeleistung
fe	Fest
fl	Flüssig
g	Gasförmig
HD	Hochdruck
HZÜ	Heiße Zwischenüberhitzung
KZÜ	Kalte Zwischenüberhitzung
Lubeco	Luftvorwärmerbypasseconomiser
(Dreh-)Luvo	Regenerativluftvorwärmer
MD	Mitteldruck
ND	Niederdruck
RBK	Rohbraunkohle
REA	Rauchgasentschwefelungsanlage
RG	Rauchgas
RGK	Rauchgaskühler
SPAT	Speisewasserpumpenantriebsturbine
SPW	Speisewasser
TBK	Trockenbraunkohle
TSP	Turbospeisewasserpumpe
ÜH	Überhitzer
ÜSL	Überströmleitung

Waluvo	Wasserluftvorwärmer
WDK	Wasser-Dampf-Kreislauf
ZÜ	Zwischenüberhitzung

Lateinische Formelzeichen

		<i>Einheit</i>
A	Fläche	m^2
a, b	Faktoren	-
c	Geschwindigkeit	m/s
c_{Stod}	Stodolas Konstante	$1/\text{m}^4$
e	Spezifische Exergie	kJ/kg
E	Molare Exergie	J/mol
$\dot{E}$	Exergiestrom	kW
g	Erdbeschleunigung	m/s^2
h	Enthalpie	kJ/kg
H_u	Unterer Heizwert	kJ/kg
j	Auslassverlust	kJ/kg
k	Wärmedurchgangskoeffizient	$\text{W/m}^2 \text{ K}$
$\dot{m}$	Massenstrom	kg/s
M	Molare Masse	g/mol
n	Anzahl	-
O	Spezifischer Sauerstoffbedarf	-
p	Druck	Pa
P	Leistung	MW
$\dot{Q}$	Wärmestrom	kW
R	Molare (universelle) Gaskonstante	J/mol K
s	Spezifische Entropie	kJ/kg K
S	Molare Entropie	J/mol K
T	Temperatur	K
u	Geschwindigkeit	m/s
v	Spezifisches Volumen	m^3/kg
x_i	Massenanteil der Komponente i	-
$\bar{x}$	Mittlerer Dampfgehalt	-
y_i	Emissionsfaktor des Stoffes i	-

$\bar{y}$	Mittlerer Wassergehalt	-
z	Höhe	m

Griechische Formelzeichen

Einheit

α	Wärmeübergangskoeffizient	W/m ² K
$\bar{\alpha}$	Baumannfaktor	-
γ_i	Stoffmengenanteil (molar) der Komponente i	
Δh_v	Spezifische Verdampfungsenthalpie	kJ/kg
ε	Fehlerterm; maximale Abweichung	-
ζ	Widerstandsbeiwert	-
η	Wirkungsgrad	-
ξ	Spezifische(r) Verbrauch/Emissionen	g/kWh
ρ	Dichte	kg/m ³
Φ	Massenstromkoeffizient	m ²

Indices

0	Nennlastpunkt
a	Austritt
<i>Asche</i>	Asche
ax	Axial
br	Brutto
Br	Brennstoff
$BrKa$	Brennkammer
<i>Brüden</i>	Brüden
$chem$	Chemisch
CO_2	Kohlenstoffdioxid
D	Dampf
e	Eintritt
ECO	Economiser
<i>Einspr</i>	Einspritzung
el	Elektrisch
FD	Frischdampf
FL	Fluidisierung

H_2O	Wasser
i	Zählindex
is	Isentrop
$Kond$	Kondensat
$Luft$	Luft
m	Ordnungszahl eines Polynoms
$mech$	Mechanisch
Med	Medium
min	Minimal
n	Anzahl
N	Normzustand (Temperatur 273,15 K, Druck 101,3 kPa)
ne	Netto
nE	Nach Entwrassen
$phys$	Physikalisch
pol	Polytrop
rel	Relativ
RG	Rauchgas
RGK	Rauchgaskühler
s	Sättigungszustand
SPW	Speisewasser
Str	Strahlung
Sys	System
th	Thermisch
tr	Trocken
Tr	Trockner
Tro	Trommel
TS	Teilsystem
u	Umgebung
$\ddot{U}H$	Überhitzer
vE	Vor Entwrassen
$Verd$	Verdampfer
W	Wasser
WS	Wirbelschicht

Definitionen

Auslegungspunkt	Betriebspunkt des Kraftwerks, in dem alle Randbedingungen dem Auslegungszustand entsprechen (z. B. Kohlequalität und Umgebungsbedingungen) und eine definierte elektrische Bruttoleistung erzeugt wird.
Auslegungsdruck der Überströmleitung	Druck, der sich unter Berücksichtigung einer eventuell vorhandenen Dampfentnahme aus der Überströmleitung am Eintritt in die ND-Turbinen einstellt, wenn das Kraftwerk im Auslegungspunkt betrieben wird
Dauerlastpunkt	Jeder Lastpunkt zwischen dem Mindestlastpunkt und der maximalen Dauerlast des Dampferzeugers, unabhängig von der Einsatzkohle.
Mindestlast(-punkt)	Lastpunkt, in dem bei reinem Kohlefeuer und Zwangsdurchlaufbetrieb der minimal dauerhaft fahrbare Frischdampfmassenstrom erzeugt wird.
Nennlast(-punkt)	Ein Anlagenteil befindet sich in seinem Nennlastpunkt bzw. bei Nennlast, wenn alle Betriebsparameter des Anlagenteils denen des Auslegungspunkts entsprechen.
Nennlast(-punkt) des Dampferzeugers	Last(-punkt), in dem der Frischdampfmassenstrom des Auslegungspunkts erzeugt wird.
Nennlast(-punkt) des Kraftwerks	Last(-punkt), in dem die elektrische Bruttoleistung des Auslegungspunkts erzeugt wird.
relativer Frischdampfmassenstrom	Auf den Frischdampfmassenstrom im Auslegungspunkt bezogener Frischdampfmassenstrom.
Teillast(-punkt)	Betriebspunkt, der vom Auslegungspunkt abweicht.
Volllast(-punkt) des Dampferzeugers	Last(-punkt), in dem der maximal dauerhaft fahrbare Frischdampfmassenstrom erzeugt wird.
Volllast(-punkt) des Kraftwerks	Last(-punkt), in dem die maximal dauerhaft fahrbare elektrische Bruttoleistung erzeugt wird.

1. EINLEITUNG

Für die seit geraumer Zeit laufende öffentliche Debatte zur Energieversorgung Deutschlands hat sich der Begriff „Energiewende“ etabliert, der laut Wikipedia „die Realisierung einer nachhaltigen Energieversorgung in den Sektoren Strom, Wärme und Mobilität mit erneuerbaren Energien bezeichnet“ [WIK-14]. Im Rahmen der Energiewende erfährt der deutsche Energiemarkt seit einigen Jahren einen grundlegenden Umwälzungsprozess, der durch sich verändernde Gesetzgebungen und neue Regularien geprägt ist. Als prominenteste Vertreter seien hier das „European Union Emission Trading System“ (EU ETS), das „Gesetz für den Vorrang erneuerbarer Energien“ (kurz: „Erneuerbare-Energien-Gesetz“ oder EEG) inklusive seiner diversen Novellierungen und das „13. Gesetz zur Änderung des Atomgesetzes“, welches den aktuellen Stand des Atomausstiegs wiedergibt, genannt. Die veränderten Marktbedingungen sind insbesondere an Verschiebungen in der Stromerzeugungsstruktur, am Einsatz bestehender und am Investitionsverhalten in neue Erzeugungskapazitäten, sowie an der Entwicklung und Zusammensetzung des Strompreises abzulesen.

Für die Stromerzeugung aus fossilen Primärenergieträgern ergibt sich die Frage, wie sie mit den Zielen der Energiewende vereinbar ist und welche Anforderungen sich aus der Energiewende für neue fossile Erzeugungskapazitäten ergeben. Dr. Johannes Lambertz, ehemaliger Vorstandsvorsitzender der RWE Power AG, beantwortet diese Fragen für die Stromerzeugung aus Braunkohle in [LAM-12] und bezieht sich dabei unter anderem auf die Ergebnisse einer Studie mit dem Titel „Energiewirtschaftliche Bedeutung der Braunkohlenutzung in Deutschland“ des Instituts für Energiewirtschaft und rationelle Energieverwendung Stuttgart (IER) [KOB-12]. Laut Lambertz gehört „Braunkohle [...] in Deutschland zu einem zukunftsfähigen Energiemix, der dazu beiträgt, unsere Gesellschaft funktionsfähig zu erhalten“. Die Studie des IER kommt zu folgendem Ergebnis:

„Die Stromerzeugung aus Braunkohle profitiert mittelfristig von geringen Stromerzeugungskosten und ist auch unter den derzeitig bindenden Klimaschutzzielen des EU-Emissionshandelssystems im europäischen Elektrizitätsmarkt wettbewerbsfähig. [...] Ersatzneubauten und Kraftwerksretrofitmaßnahmen an Braunkohlebestandskraftwerken tragen bis 2030 maßgeblich zur Strombereitstellung und Kapazitätsvorhaltung in Deutschland bei. In diesem

Zusammenhang erscheint die konsequente und kontinuierliche Fortführung der Ersatzinvestitionsmaßnahmen an den deutschen Braunkohlekraftwerkstandorten auch unter Klima- und Ressourcenschutzaspekten sinnvoll und steht nicht im Gegensatz zu den gegenwärtig implementierten Mechanismen zur Erreichung der Treibhausgasreduktionsziele.“

Die Anforderungen an neue Braunkohlekraftwerke sind laut Lambertz niedrige Emissionen durch hohe Effizienz und eine hohe Flexibilität, um die größer werdende Anpassungslast durch schwankende Nachfrage und volatile Einspeisung der erneuerbaren Energien zu kompensieren. Hinsichtlich der Flexibilitätsanforderungen an ein neues Braunkohlekraftwerk sind sich auch Fübi und Elsen einig [FUE-12][ELS-13]: Neben einer hohen dynamischen Flexibilität, die durch hohe Lastgradienten, kurze Mindeststillstandzeiten und schnelle Anfahr- und Abfahrzeiten charakterisiert wird, ist eine möglichst große Differenz zwischen maximal und minimal erzeugbarer elektrischer Leistung gefordert. Darüber hinaus sind die variablen Kosten durch hohe Wirkungsgrade über den gesamten Lastbereich und geringe Anfahrkosten zu minimieren, sodass die Anlage wirtschaftlich eingesetzt werden kann.

1.1 Motivation

Die in der Einleitung dargelegten Anforderungen an kurzfristig anstehende Ersatzinvestitionen in neue Erzeugungskapazitäten zur Verstromung von Braunkohle werfen diverse Fragen auf: Welche technischen Neuerungen sind zu berücksichtigen? Wie können diese Neuerungen optimal in den Kraftwerksprozess eingebunden werden? Wie stellt sich ein optimales Anlagendesign aufgrund der veränderten Marktanforderungen dar? Das aus diesen Fragen abgeleitete Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, unter Berücksichtigung der oben herausgearbeiteten Anforderungen an neue Braunkohlekraftwerke ein technisch/wirtschaftlich optimiertes Braunkohlekraftwerk herzuleiten.

Bei der Herleitung werden wesentliche technische Neuerungen dann berücksichtigt, wenn davon ausgegangen werden kann, dass sie für einen kurzfristig umzusetzenden Kraftwerksneubau kommerziell einsatzreif sind und wenigstens einem der Ziele Effizienzerhöhung, Kostensenkung oder Steigerung der Flexibilität genügen. In diesem Sinne wird insbesondere die Trocknung von Braunkohle in einem Dampfwirbelschichttrockner gesehen, da sie dem Ziel der Effizienzsteigerung entspricht und die Randbedingung der kommerziellen

Verfügbarkeit erfüllt. Welche sonstigen technischen Neuerungen berücksichtigt werden und welche Entwicklungen nicht Eingang in die Optimierung finden, wird dargestellt und argumentativ belegt. Eine Bewertung von grundsätzlichen Entwicklungstendenzen und möglichen Entwicklungslinien erfolgt weder für technische Neuerungen noch für komponentenspezifische Verbesserungen. Für eine derartige Betrachtung sei auf die Arbeit von Rode verwiesen [ROD-04].

Die Untersuchungsmethodik und die Bewertungsgrößen werden so gewählt, dass sie den in der Einleitung definierten Anforderungen an neue Kraftwerke Rechnung tragen. Zur Berücksichtigung der erhöhten Flexibilitätsanforderungen an neue Kraftwerke bei der Entwurfsoptimierung wird neben dem Auslegungspunkt auch das Teillastverhalten des Kraftwerks betrachtet. Ein Einfluss auf die Verfügbarkeit und die dynamische Flexibilität des Kraftwerks durch den Einsatz technischer Neuerungen wird möglichst vermieden und andernfalls bei der Bewertung berücksichtigt. Als Ausgangspunkt für die Optimierung wird ein Rohbraunkohlereferenzkraftwerk (RBK-Referenzkraftwerk) definiert, welches den aktuellen Stand der Technik bereits realisierter Anlagen widerspiegelt und als Benchmark für das Ergebnis der Optimierung dient. Bei der Optimierung wird der Fokus auf den Kraftwerksprozess als Ganzes gelegt. Für Auslegungsparameter einzelner Komponenten, die einen Einfluss auf die Wahl der Systemkonfiguration haben, werden Sensitivitätsanalysen durchgeführt. Sonstige komponentenspezifische Verbesserungspotentiale sind von untergeordnetem Interesse, da davon ausgegangen wird, dass schon das Referenzkraftwerk mit in sich optimierten, dem heutigen Stand der Technik entsprechenden Komponenten ausgestattet ist.

Etablierte und bei der Entwurfsoptimierung eines Kraftwerks standardmäßig durchgeführte Optimierungsschritte entfallen im Rahmen der vorliegenden Arbeit. In diesem Kontext seien insbesondere die Optimierung des „kalten Endes“ (Kühlturm, Turbinenkondensator, ND-Turbinen), die Vorwärmstrecke (Anzahl und Drücke der Anzapfungen), sowie die Wahl optimaler Dampfparameter genannt. Weiterhin wird die Bewertung von Möglichkeiten zur Verbesserung der dynamischen Flexibilität eines Kraftwerks nicht betrachtet, da aufgrund der abweichenden Bewertungsgrößen eine separate Untersuchung sinnvoll ist.

1.2 Methodik

Die Untersuchungsmethodik wird entsprechend dem Ziel der Arbeit, der Entwurfsoptimierung eines Braunkohlekraftwerks unter der Berücksichtigung des Teillastverhaltens, gewählt. Im Fokus der Optimierung steht dabei die Struktur der Anlage. Eine Parameteroptimierung findet nur in dem Maße statt, wie sie für den Vergleich verschiedener Anlagenstrukturen erforderlich ist. Jüdes zeigt, dass eine rigorose Entwurfsoptimierung von Kraftwerksprozessen unter der Berücksichtigung mehrerer Arbeitspunkte grundsätzlich möglich ist. Sie unterliegt jedoch der wesentlichen Restriktion, dass sämtliche zu untersuchenden Verschaltungsvarianten vor dem Beginn der Optimierung definiert sein müssen [JUE-09]. Entsprechend muss der rigorosen Optimierung ein Prozess vorgelagert sein, in dem entweder sämtliche denkbare Anlagenstrukturen erfasst werden oder eine Auswahl sinnvoller zu optimierender Anlagenstrukturen erfolgt. Da es für die Erfassung aller möglichen Anlagenstrukturen keinen analytischen Ansatz gibt und für die Auswahl sinnvoller Strukturen ein sehr gutes Verständnis der Anlage erforderlich ist, wird für die in dieser Arbeit durchgeführte Optimierung eine auf Simulationen der untersuchten Prozessvarianten gestützte heuristisch-iterative Methode gewählt.

Ein Flussschema der gewählten Optimierungsmethode ist in Abbildung 1.1 dargestellt. Ausgehend von einer zu optimierenden Anlagenkonfiguration, die den Status Quo darstellt, werden durch eine Exergieanalyse die Verlustquellen der Anlage identifiziert und auf ihre Vermeidbarkeit hin geprüft. Für jede vermeidbare Verlustquelle wird, gestaffelt nach der Größe des Exergieverlusts, ein technisches Konzept erarbeitet und dieses auf seine Wirtschaftlichkeit überprüft. Konnte die Wirtschaftlichkeit der Anlage verbessert werden, stellt die Anlagenkonfiguration mit dem neuen technischen Konzept den neuen Status Quo dar und die Iteration beginnt von neuem. Mögliche Abbruchkriterien der Optimierung sind entweder die Abwesenheit von vermeidbaren Exergieverlusten oder die nicht mehr wirtschaftlich darstellbare Umsetzbarkeit von technischen Konzepten zur weiteren Reduzierung der Exergieverluste.

Da die Optimierungsmethode in der dargestellten Form lediglich linear in eine Richtung voranschreitet, ist sie nicht starr anzuwenden. Dagegen sind bei jedem Iterationsschritt, der zu einer Veränderung der Anlagenschaltung führt, die vorangegangenen Optimierungsschritte zu überprüfen, sodass das Risiko

ein lokales Optimum zu erreichen, welches deutlich vom globalen Optimum abweicht, minimiert wird.

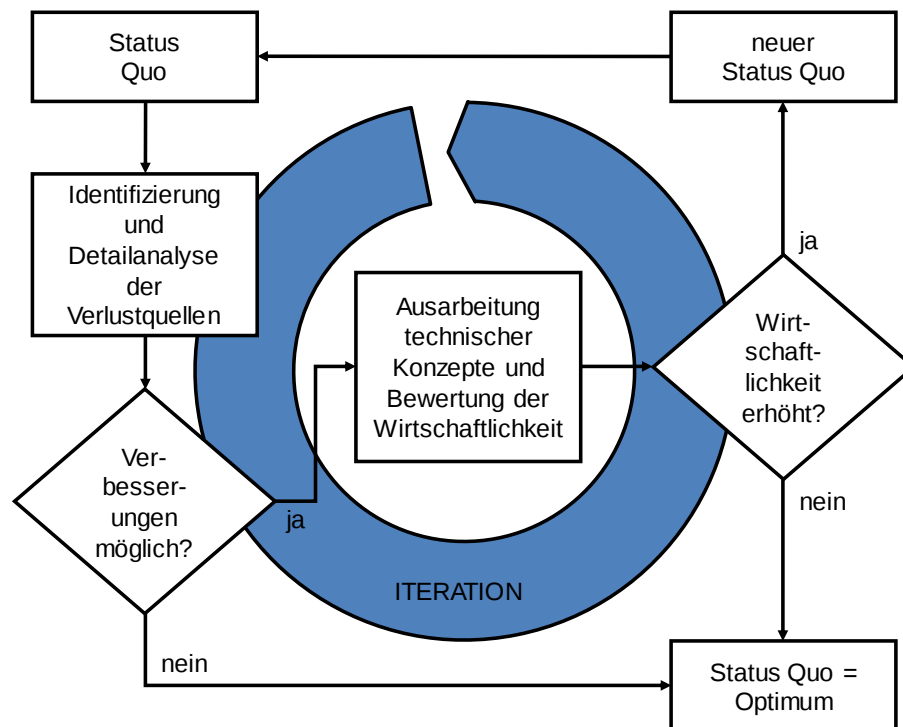


Abbildung 1.1: Flussschema zur Optimierungsmethode

1.3 Bewertungsgrößen

Die der vorliegenden Arbeit zugrunde liegenden Bewertungsgrößen werden so gewählt, dass sie dem Ziel der Arbeit, der Ableitung eines technisch/wirtschaftlich optimierten Braunkohlekraftwerks, dienlich sind. Entsprechend der in Kapitel 1.2 dargestellten Methodik ist das finale Bewertungskriterium jedes Iterationsschritts der Optimierung dessen Wirtschaftlichkeit. Folglich sind die entsprechend Kapitel 3.3 ermittelten Stromgestehungskosten zu minimieren und folgende, für die Bestimmung der Stromgestehungskosten maßgebliche Größen zu berücksichtigen:

- Wirkungsgrad
- Brennstoffverbrauch
- CO₂-Emissionen
- Verfügbarkeit

Da es sich bei der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung um eine in die Zukunft gerichtete Aussage handelt, sind Annahmen zu treffen, die einer nur schwer quantifizierbaren Unsicherheit unterliegen. Aus diesem Grund wird für die Wirtschaftlichkeitsbetrachtung ein Detaillierungsgrad gewählt, der in einem angemessenen Verhältnis zu den Unsicherheiten steht. Dies hat zur Folge, dass einige Größen mit Einfluss auf die Wirtschaftlichkeit keinen Eingang in die Wirtschaftlichkeitsbetrachtung finden. Aufgrund dieses Zielkonflikts wird festgelegt, dass jede untersuchte Anlagenkonfiguration für derartige Größen entweder einen festgelegten Mindestwert erreichen (vgl. Kapitel 3.1) oder mindestens gleichwertig zur jeweiligen Referenzkonfiguration sein muss. Verbesserungen werden angestrebt, jedoch nicht quantitativ bewertet. Somit wird von zwei aus Sicht der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung äquivalenten Lösungsvarianten diejenige gewählt, die im Hinblick auf die nicht bewerteten Größen als besser einzustufen ist. Diese Festlegung gilt insbesondere für folgende Größen:

- Größen mit Einfluss auf die Anlagendisponibilität (z. B.: maximale und minimale Dauerlast, Lastgradienten, An- und Abfahrzeiten)
- Teillastwirkungsgrade (z. B. in Abhängigkeit vom Frischdampf-massenstrom und von der Brennstoffqualität)
- Brennstoffflexibilität (z. B.: Kohleband, Ersatzbrennstoffe, Biomasse)
- Netzdienstleistungen (z. B.: Primär-, Sekundärregelreserve)

Wirkungsgrad

Im Allgemeinen ist ein Wirkungsgrad eine dimensionslose Kennzahl, die das Verhältnis von Nutzen zu Aufwand darstellt. Wie üblich, wird für die Bewertung von Kraftwerksprozessen ohne Kraft-Wärme-Kopplung der auf den unteren Heizwert bezogene Nettowirkungsgrad zur Bewertung der Prozessgüte herangezogen.

$$\eta_{ne} = \frac{P_{el,ne}}{\dot{m}_{Br} \cdot H_u} = \frac{P_{el,br} - P_{el,EB}}{\dot{m}_{Br} \cdot H_u} = \eta_{br} \frac{P_{el,ne}}{P_{el,br}} \quad (1.1)$$

Generell ist zu beachten, dass ein Vergleich verschiedener Prozesse auf Basis von nach Gleichung (1.1) definierten Nettowirkungsgraden nur sinnvoll ist,

wenn die Wirkungsgrade der Prozesse in Bezug auf den gleichen Brennstoff und unter den gleichen Umgebungsbedingungen ermittelt wurden.

Brennstoffverbrauch und CO₂-Emissionen

Sowohl der spezifische Brennstoffverbrauch als auch die spezifischen CO₂-Emissionen sind Kennzahlen, in denen die jeweilige Größe auf die erzeugte Energiemenge bezogen wird. Üblicherweise werden beide Kennzahlen in der Einheit [g/kWh] angegeben.

Der durch Gleichung (1.2) definierte spezifische Brennstoffverbrauch ξ_{Br} ist eine dem Kehrwert des Wirkungsgrads ähnliche Prozesskenngröße. Da der spezifische Brennstoffverbrauch aber für die Ermittlung der Stromgestehungskosten einen höheren Nutzen bietet, wird er zusätzlich ausgewiesen.

$$\xi_{Br} = 3,6 \cdot 10^3 \frac{\dot{m}_{Br}}{P_{el,ne}} \quad (1.2)$$

Die durch Gleichung (1.3) definierten spezifischen CO₂-Emissionen ξ_{CO_2} korrelieren bei gegebener Brennstoffzusammensetzung direkt mit dem spezifischen Brennstoffverbrauch. Sie sind jedoch von Interesse, da sie herangezogen werden können, um die aus der Stromerzeugung resultierende Umweltbelastung von Kraftwerksprozessen, die auf unterschiedlichen Brennstoffen beruhen, zu vergleichen. Die spezifischen CO₂-Emissionen werden als das Produkt des spezifischen Brennstoffverbrauchs und des CO₂-Emissionsfaktors y_{CO_2} des eingesetzten Brennstoffs ermittelt. Der CO₂-Emissionsfaktor ist eine dimensionslose, rein brennstoffcharakteristische Größe, welche die Masse der CO₂-Emissionen auf die Brennstoffmasse bezieht. Für die in Kapitel 3.1 definierte Referenzkohle liegt der Emissionsfaktor bei 0,993.

$$\xi_{CO_2} = \xi_{Br} \cdot y_{CO_2} \quad (1.3)$$

Verfügbarkeit

Die Verfügbarkeit eines Kraftwerks ist kein einheitlich definierter Begriff. Allgemein ist darunter das Komplement zum Verhältnis zwischen Ausfallzeit und zugrunde liegendem Betrachtungszeitraum zu verstehen. In der Literatur wird zwischen Arbeits- und Zeitverfügbarkeit, sowie zwischen technischer und kommerzieller Verfügbarkeit unterschieden. Darüber hinaus wird die Nicht-

verfügbarkeit üblicherweise in planmäßige und außerplanmäßige Nichtverfügbarkeit unterteilt, da diese einen unterschiedlichen Einfluss auf die Wirtschaftlichkeit der Anlage haben. Da in der hier angewendeten Methodik zur Wirtschaftlichkeitsbetrachtung all diese Unterscheidungen nicht berücksichtigt werden, wird die Verfügbarkeit dem Verhältnis von Volllastbenutzungsstunden pro Jahr zur Gesamtstundenanzahl eines Jahres gleichgesetzt. Diese Vereinfachung ist für ein Kraftwerk, dessen Einsatz über den Spotmarkt durch die viertelstündlich erfolgende make-or-buy Entscheidung bestimmt wird, zulässig, wenn davon ausgegangen werden kann, dass das Kraftwerk immer eingesetzt wird, wenn es verfügbar ist. Da Braunkohlekraftwerke bisher in der Grundlast eingesetzt wurden und davon auszugehen ist, dass das hier untersuchte Kraftwerk nach Inbetriebnahme im Vergleich zu anderen konventionellen Kraftwerken sehr geringe variable Stromgestehungskosten hat, ist die Annahme zunächst zulässig, dass die Volllastbenutzungsstunden nahe dem durch das Produkt von Gesamtstundenanzahl eines Jahres und Verfügbarkeit vorgegebenen Maximalwert liegen werden. Um dem zu erwartenden Zubau erneuerbarer Erzeugungseinheiten und dem daraus resultierenden Rückgang der Volllastbenutzungsstunden Rechnung zu tragen, wird in der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung eine Sensitivitätsanalyse für die Volllastbenutzungsstunden durchgeführt.

Eine belastbare Quantifizierung der Verfügbarkeit der im Folgenden untersuchten Anlagenkonfigurationen ist nur eingeschränkt möglich. Weiterhin steht dem dafür erforderlichen Aufwand ein begrenzter Nutzen gegenüber. Um trotzdem eine Vergleichbarkeit der untersuchten Anlagenvarianten im Hinblick auf die Verfügbarkeit zu ermöglichen, wird sichergestellt, dass die für die Realisierung der jeweiligen Variante erforderlichen Komponenten so ausgelegt werden können, dass nicht von einer Verschlechterung der Verfügbarkeit auszugehen ist. Ist dies für eine Komponente nicht möglich, werden entsprechende Redundanzen bei der Ermittlung der Investitionskosten berücksichtigt.

Teillastwirkungsgrade

Der tatsächlich erreichte Wirkungsgrad eines Kraftwerks hängt von zahlreichen Einflussgrößen ab (z. B.: Lastpunkt, Brennstoffqualität, Umgebungsbedingungen, Reisezeit, Alterung) und schwankt mitunter deutlich. Mit Ausnahme der Kohlezusammensetzung und des Lastpunkts wird für all diese

Einflussgrößen davon ausgegangen, dass die Wirkungsgrade der in der vorliegenden Arbeit untersuchten Varianten eine ähnliche Abhängigkeit aufweisen, sodass auf eine Untersuchung der Abhängigkeit von diesen Einflussgrößen verzichtet werden kann.

Für unterschiedliche Lastpunkte und Kohlezusammensetzungen wird im Folgenden situativ entschieden, ob diese Einflussgrößen für die Bewertung einer Variante relevant sind, da von einer abweichenden Wirkungsgradcharakteristik auszugehen ist. Um den Einfluss der Anlagenlast auf den Wirkungsgrad zu untersuchen, wird der Frischdampfmassenstrom zwischen der Dampferzeugermindestlast und der maximal zulässigen Dampferzeugerdauerlast variiert, wobei eine Schrittweite von 5 % des bei Nennlast erforderlichen Frischdampfmassenstroms gewählt wird. Für die Bewertung des Einflusses unterschiedlicher Kohlezusammensetzungen auf den Wirkungsgrad wird der über das Kohleband gemittelte Wirkungsgrad definiert. Er entspricht dem arithmetischen Mittel der für alle Kohlequalitäten des Kohlebandes ermittelten Wirkungsgrade eines gegebenen Lastpunkts (in der Regel die Nennlast des Kraftwerks). Um den Berechnungsaufwand auf ein vertretbares Maß zu reduzieren, werden der Wassergehalt und der Aschegehalt des in Kapitel 3.1 definierten Kohlebandes in 1 % Schritten variiert. Der korrespondierende Heizwert wird entsprechend Gleichung (3.1) ermittelt. Liegen alle drei Größen Wassergehalt, Aschegehalt und Heizwert innerhalb des Kohlebandes, wird der für diese Kohlequalität ermittelte Wirkungsgrad in die Mittelung einbezogen, sodass der Mittelwert aus 89 Einzelwerten gebildet wird. Um sicherzustellen, dass die gewählte Schrittweite ausreicht, um die zu untersuchende Charakteristik abzubilden, erfolgt eine Überprüfung mit Hilfe von Konturdiagrammen (vgl. z. B. Abbildung A.28).

Da in der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung lediglich der Wirkungsgrad im Auslegungspunkt berücksichtigt wird, wird mit den untersuchten Teillastwirkungsgraden analog zu anderen nicht wirtschaftlich bewerteten Größen verfahren. Eine Optimierung wird angestrebt und umgesetzt, wenn die in der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung berücksichtigten Größen nicht oder nur unwesentlich beeinflusst werden.

1.4 Verfügbare Technik

In der vorliegenden Arbeit werden bei der Ermittlung des unter den gegebenen Randbedingungen optimalen Anlagendesigns für ein Braunkohlekraftwerk alle heute kommerziell verfügbaren technischen Lösungen für die bei der Braunkohleverstromung erforderlichen Verfahrensschritte berücksichtigt. Die betroffenen Verfahren werden im Folgenden dargestellt. Sind für einen Verfahrensschritt mehrere technische Lösungen bekannt, erfolgt eine Auswahl auf Basis der aktuellen kommerziellen Bedeutung und der Relevanz für die in der vorliegenden Arbeit dargestellten Optimierungsschritte. Entwicklungstendenzen und der aktuelle Stand der Forschung sind nur von Interesse, wenn daraus kommerziell anwendbare Verfahren ableitbar sind, die bisher noch keine Anwendung gefunden haben. Für in der vorliegenden Arbeit nicht dargestellte Verfahren wird auf weiterführende Literatur verwiesen (z. B. [EFF-00]).

Im jährlich erscheinenden Übersichtsartikel „Braunkohle“ werden die aktuell wichtigsten Themen aus Forschung und Entwicklung im Bereich der Braunkohleverstromung beschrieben. Die aktuellen Bestrebungen zielen auf eine weitere Effizienzsteigerung als Primärmaßnahme zur Vermeidung von CO₂-Emissionen, auf Lösungen zur Abtrennung und Speicherung (Carbon Capture and Storage – CCS) bzw. Nutzung von CO₂ (Carbon Capture and Utilization – CCU), sowie auf die Erhöhung der Lastwechselfähigkeit zukünftiger Kraftwerke ab [KAL-12].

Aufgrund der aktuellen Gesetzgebung zu CCS und der langfristigen Ausrichtung der Forschung zu CCU haben derartige technische Lösungen für kurzfristig anstehende Kraftwerksneubauten keine Relevanz und werden daher im Folgenden nicht weiter betrachtet. Für die Steigerung der Effizienz werden laut Kaltenbach zwei wesentliche Entwicklungsstränge verfolgt: Zum einen werden Werkstoffe entwickelt, die Dampfparameter von 700 °C und 350 bar erlauben. Zum anderen werden Lösungen zur energieeffizienten Trocknung der Braunkohle in Dampfwirbelschichttrocknern zur kommerziellen Reife geführt [KAL-12].

Die beiden Entwicklungspfade sind nach ihrer technischen Reife zu unterscheiden. So hat eine Prototypanlage für die Wirbelschichttrocknung mit interner Abwärmenutzung (WTA) der RWE Power den Nachweis kommerzieller Einsatzreife erbracht [KAL-12]. Der Einsatz der Trocknungstechnik ist im Rahmen des Kraftwerksprojekts BoAPlus der RWE Power geplant [RWE-12][LAM-

12]. Die Entwicklung der druckaufgeladenen Wirbelschichttrocknung durch die BTU Cottbus, die Vattenfall Europe Mining & Generation und die Mibrag ist ebenfalls im Stadium einer Versuchsanlage angelangt. Der großtechnische Einsatz war von Vattenfall im Rahmen eines Demonstrationskraftwerks für CCS-Technologien geplant, welches bis 2015 realisiert werden sollte [ASE-11]. Aufgrund der aktuellen nationalen Gesetzgebung zu CCS wurde die Planung jedoch eingestellt [KAL-12]. Hinsichtlich höherer Dampfparameter ist laut der Internetpräsenz zur Förderinitiative COORETEC „[d]as Wissen über das 700 °C-Kraftwerk [...] inzwischen so groß, dass der Bau einer Demonstrationsanlage möglich ist“ [FIZ-12]. Planungen für eine Demonstrationsanlage liegen derzeit nicht vor. Wann ein kommerzieller Einsatz zu erwarten ist, bleibt offen. Die Forschung zum Thema wurde bis 2013 im Rahmen des Projekts COMTES700 weitergeführt. Fazit des Projekts ist, dass weitere Forschung erforderlich ist, bevor ein 700 °C Kraftwerk gebaut und betrieben werden kann [EUR-13].

Im Folgenden wird daher neben dem aktuellen Stand der Technik bereits realisierter Braunkohlekraftwerke detailliert auf die Dampfwirbelschichttrocknungstechnik eingegangen. Eine weitere Darstellung der Forschungsergebnisse zur 700 °C Technik erfolgt nicht.

1.4.1 Braunkohletrocknung

Braunkohle wird in Deutschland in Tagebauen gefördert und mit Zügen oder über Kohlebandbrücken im grubenfeuchten, vorgebrochenen Zustand zu den Kraftwerken transportiert, die aufgrund des hohen Ballastanteils der Kohle und der damit einhergehenden niedrigen Wirtschaftlichkeit des Transports üblicherweise in der Nähe eines Tagebaus liegen. Die im Kraftwerk angelieferte Rohbraunkohle (RBK) hat einen Wassergehalt von ca. 50 – 60 Gew.-% [FOH-87] und eine Korngröße von bis zu ca. 5 cm. Um Braunkohle in staubbefeuerten Dampferzeugern verbrennen zu können, muss der Wassergehalt der RBK auf Werte < 20 % reduziert und die Braunkohle auf eine Körnung von ca. 0 – 1 mm ausgemahlen werden. Die Intensität, mit der das Wasser an die Braunkohle gebunden ist, variiert stark. Der Anteil der Oberflächenfeuchte (ungebundenes Wasser, welches theoretisch ohne Arbeit entfernt werden kann) am Wassergehalt ist in der Regel sehr gering, sodass thermische Verfahren erforderlich sind, um den Wassergehalt der Braunkohle nennenswert zu reduzieren [KLU-96b]. Der überwiegende Teil des Wassers ist kapillar und ein

weiterer Teil in sehr feinen Poren chemisorptiv gebunden [FOH-87]. Der Energieaufwand zur Entfernung des Wassers aus der Kohle steigt mit zunehmendem Trocknungsgrad an, überschreitet jedoch für den größten Teil des kapillar gebundenen Wassers die Verdampfungswärme nur unwesentlich [FOH-87]. Entsprechend den unterschiedlichen Bindungsintensitäten des Wassers ergeben sich bei der Kohletrocknung nicht-lineare Zusammenhänge zwischen den Parametern Endfeuchte, Energieaufwand und Dauer [FOH-87].

Ein ausführlicher Überblick über die möglichen technischen Verfahren, um Braunkohle aufzubereiten, wird in [ROD-04] gegeben. Im Folgenden wird auf zwei dieser Verfahren eingegangen: die Mahltrocknung von RBK mit Schlagradmühlen als das mit Abstand am weitesten verbreitete Braunkohleaufbereitungsverfahren für moderne staubbefeuerte Dampferzeuger und das Dampfwirbelschichttrocknungsverfahren als fortschrittliches Braunkohleaufbereitungsverfahren, welches derzeit in Deutschland bis zur kommerziellen Reife weiter entwickelt wird.

Mahltrocknung

Staubbefeuerte RBK-Dampferzeuger werden seit den 1930er Jahren fast ausschließlich mit Schlagradmühlen ausgeführt. In der Schlagradmühle erfolgt die Ausmahlung und Trocknung der Kohle in einem Prozessschritt. Die Rohkohlekörner werden mit Primärluft und ca. 900 °C heißen, aus dem Feuerraum des Dampferzeugers rückgesaugten Rauchgasen vermischt. Durch die schlagartige Verdampfung des Wassers und die Prallwirkung beim Auftreffen auf das Schlagrad und die Umfassungswand der Mühle zerplatzen sie. Die Drehzahl und der Primärluftmassenstrom der selbstventilierenden Mühle werden so geregelt, dass sich eine Sichertemperatur von ca. 120 °C einstellt, wobei eine Ausmahlung der Kohle mit einem 50 % Rückstand auf dem 0,09 mm Sieb erreicht wird [EFF-00][KAT-95]. Details zu Verfahrenstechnik, zur Ausführung und zum Betrieb von Schlagradmühlen sind in [EFF-00] zu finden.

Dampfwirbelschichttrocknung

Die Entwicklung von kommerziell einsetzbaren Dampfwirbelschichttrocknern für Braunkohle wird in zwei Entwicklungsschienen parallel vorangetrieben. Zum einen ist das durch die RWE Power entwickelte WTA-Verfahren (WTA – Wirbelschichttrocknung mit interner Abwärmenutzung) zu nennen [KLU-10]. Zum anderen forscht die Vattenfall Europe Mining & Generation in Zusammen-

arbeit mit der BTU Cottbus an der sogenannten druckaufgeladenen Dampfwirbelschicht-Trocknung (DDWT) [MER-10][POR-10]. Das grundsätzliche Verfahrensprinzip beider Entwicklungen ist identisch, sodass im Folgenden nur das WTA-Verfahren im Detail erläutert wird. Wesentlicher Unterschied der Entwicklungen ist der kohleseitige Systemdruck im Trockner, der im Fall des WTA-Prozesses bei 1,1 bar liegt. Für die DDWT wird angestrebt, einen kohleseitigen Systemdruck von 6,0 bar zu erreichen.

Ein weiterer Unterschied ist im Hinblick auf den Entwicklungsstand zu verzeichnen. Für den WTA-Prozess gibt es seit Dezember 2008 einen Prototyp am Block K des Kraftwerks Niederaußem, dessen Größe der Anlagengröße entspricht, die auch für spätere kommerzielle Anlagen vorgesehen ist. Der WTA Prototyp ist darauf ausgelegt 210 t/h RBK mit einem Wassergehalt von ca. 54 % durchzusetzen und dabei 110 t/h Trockenbraunkohle (TBK) mit einer Restfeuchte von ca. 12 % bei einer Verdampfungsleistung von 100 t/h zu produzieren. Die Betriebserfahrungen mit dem Prototyp zeigen, dass spezifikationsgerechte TBK über längere Betriebsphasen hinweg produziert werden kann, es jedoch noch weiterer Optimierung im Hinblick auf die Verwendung eines breiten Kohlequalitätsbandes bedarf [KLU-10]. Für den DDWT-Prozess gibt es am Standort Schwarze Pumpe seit Oktober 2008 eine Versuchsanlage mit einer Verdampfungsleistung von 5 t/h, in der bis Juni 2011 rund 30.000 t Kohle in rund 5.000 Betriebsstunden durchgesetzt wurden. Weiterhin war die Inbetriebnahme eines 250 MW_{el} Kraftwerks bis 2015 mit Oxyfuel-Dampferzeuger und TBK Bereitstellung mit dem DDWT Verfahren geplant [POR-10][ASE-11].

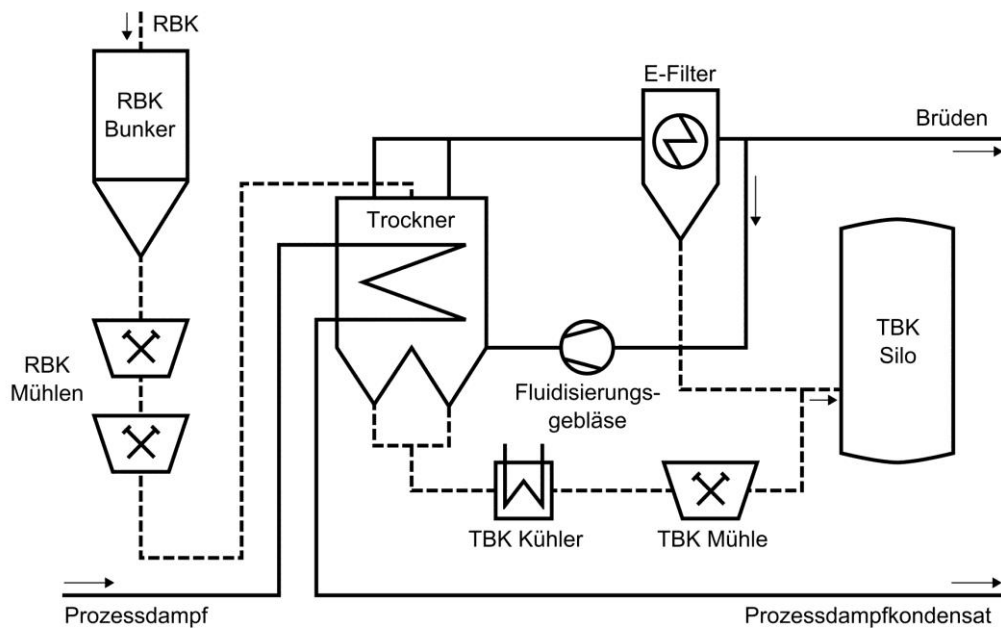


Abbildung 1.2: Verfahrensschema des WTA-Prozesses

Abbildung 1.2 zeigt ein Verfahrensschema des WTA-Prozesses. In der WTA wird die RBK mit Hilfe von zwei hintereinander geschalteten Hammermühlen auf eine Korngröße von 0 bis 2 mm ausgemahlen. Die feingemahlene RBK wird dann durch eine Zellenradschleuse in den Trockner eingebracht, wo sie über eine Drehschurre gleichmäßig auf das Wirbelbett aufgegeben wird. Der Trockner arbeitet bei einem leichten Überdruck in reiner Dampfatmosphäre bei einer Wirbelschichttemperatur von 110 °C. Die Beheizung des Trockners erfolgt durch Tauchheizflächen, die vollständig vom Wirbelbett überdeckt sind und in denen Prozessdampf bei ca. 4 bar kondensiert. Das ausgedampfte Wasser (Brüden) wird am Kopf des Trockners abgezogen und in einem Elektrofilter entstaubt. Ein geringer Teil der entstaubten Brüden wird zur Fluidisierung des Wirbelbetts mit Hilfe eines Gebläses zum Düsenboden des Trockners zurückgeführt. Die restlichen Brüden stehen als separater Stoffstrom für eine weitere Nutzung zur Verfügung. Die getrocknete Kohle bildet unter dem Düsenboden im Trockner ein Festbett und wird über Zellenradschleusen aus den Austragszitzen des Trockners ausgeschleust. Die TBK wird auf eine Temperatur von < 80 °C abgekühlt, in einer nachgeschalteten Mahlstufe entsprechend den Anforderungen der Staubfeuerung auf eine Korngröße von 0 bis 1 mm ausgemahlen und in einem Silo zwischengelagert [KLU-10][SCH-06].

1.4.2 Rohbraunkohlekraftwerke

Den Stand der Technik bei der Stromerzeugung aus Braunkohle repräsentieren die Kraftwerksblöcke Niederaußem K, Neurath F und G sowie Boxberg Q und R. In Tabelle 1.1 sind, so weit verfügbar, relevante Eckdaten dieser Kraftwerksblöcke gegenübergestellt. Die Daten beziehen sich stets auf den Nennlastpunkt bei Betrieb mit der jeweiligen Auslegungskohle.

Tabelle 1.1: Auslegungsdaten moderner RBK-Kraftwerke

	Nieder- außem Block K	Neurath Block F & G	Boxberg Block Q	Boxberg Block R
Bruttoleistung	1012 MW _{el}	1100 MW _{el}	900 MW _{el}	675 MW _{el}
Nettoleistung	965 MW _{el}	1050 MW _{el}	845 MW _{el}	k. A.
kommerzieller Betrieb seit	2003	2012	2000	2012
η_{ne}	> 43 %	> 43 %	42 %	43,6 %
Kessel				
FWL	2135 MW _{th}	2392 MW _{th}	2030 MW _{th}	1448 MW _{th}
FD-Massen- strom	2620 t/h	2870 t/h	2422 t/h	k. A.
FD-Druck	274 bar	272 bar	266 bar	286 bar
FD- Temperatur	580 °C	600 °C	545 °C	600 °C
ZÜ-Druck	60 bar	55,5 bar	58 bar	50 bar
ZÜ- Temperatur	600 °C	605 °C	581 °C	610 °C
Mühlen	8	8	8	8

Wasser-Dampf-Kreislauf				
Dampfturbine	kondensie- rend mit fünf Gehäusen	kondensie- rend mit vier Gehäusen	kondensie- rend mit fünf Gehäusen	kondensie- rend mit vier Gehäusen
SPW-Vorwär- mer	10	9	9	9
SPW-Endtem- peratur	294 °C	292 °C	274 °C	289 °C
Turbinenkondensatordruck	28/35 mbar	48 mbar	41 mbar	32/39 mbar
Turbinenkondensator- schaltung	parallel/ seriell	parallel	parallel	seriell
Kühlwasser- volumenstrom	k. A.	k. A.	23,61 m ³ /s	16,17 m ³ /s
Quellen	[HEI-98] [LAM-02]	[RWE-07] [ELS-08]	[KLA-98] [VAT-06] [VAT-10]	[BRE-05] [MAN-07] [MAN-10] [VAT-10]

Rohbraunkohledampferzeuger

Die in Tabelle 1.1 aufgeführten Kraftwerke haben alle in Turmbauweise ausgeführte, staubbefeuerte Dampferzeuger, die entsprechend den besonderen Eigenschaften des Brennstoffs ausgelegt sind.

Aufgrund des Einsatzes von RBK in Schlagradmühlen muss dem großen Rauchgasvolumenstrom mit einem entsprechend großen Dampferzeugerquerschnitt begegnet werden. Der teilweise hohe Siliziumanteil in der Braunkohleasche und das daraus resultierende Erosionspotential erfordert eine Auslegung der Dampferzeuger mit niedrigen Rauchgasgeschwindigkeiten, was zu einer weiteren Vergrößerung des Querschnitts führt. Entsprechend liegen die Rauchgasgeschwindigkeit im Konvektivteil des Dampferzeugers des Blockes K im Kraftwerk Niederaußem bei 9 m/s und der Dampferzeugerquerschnitt bei 23 m x 23 m [HEI-98]. Bei den Blöcken F und G des Kraftwerks Neurath beträgt der Dampferzeugerquerschnitt aufgrund der höheren Leistung sogar 26 m x 26 m [HAB-04].

Um dem Ansatzbildungspotential der Braunkohleaschen und den niedrigen Ascheerweichungstemperaturen Rechnung zu tragen, werden moderne RBK-

Dampferzeuger im Abgleich mit dem Einsatzkohleband auf niedrige Feuerraumendtemperaturen (FET) ausgelegt und mit zahlreichen Wasser- und Dampfbläsern zur Reinigung der Brennkammerwände und des Konvektivteils ausgestattet. Die FET des Dampferzeugers des Blockes K im Kraftwerk Niederaußem liegt im Auslegungspunkt bei 1050 °C [SCH-02], die der Blöcke F und G des Kraftwerks Neurath bei 1010 °C [HAB-04].

Die Feuerung ist typischerweise als Tangentialfeuerung mit ein oder zwei Ausbrandluftebenen ausgebildet. Im Brennerbereich wird zur Verringerung von Stickoxiden mit einer unterstöchiometrischen Luftmenge gefahren. Die Gesamtluftzahl oberhalb der Ausbrandluftebenen liegt in Abhängigkeit von der eingesetzten Kohlequalität zwischen 1,1 und 1,15. Ein Grenzwert von 200 mg/Nm³ NO_x im Tagesmittelwert kann ohne Sekundärmaßnahmen eingehalten werden [HAB-04][HEI-98].

Die Frischdampfparameter moderner Dampferzeuger liegen bei 600 °C und knapp 300 bar. Mehr als eine Zwischenüberhitzungsstufe mit Dampfparametern von maximal 610 °C und rund 60 bar wurde bei einem RBK-Dampferzeuger bisher nicht realisiert (vgl. Tabelle 1.1). Auf der Wasserdampf-Seite hat es sich als zweckmäßig erwiesen, aufgrund der hohen Wärmeaufnahme im Feuerraum und zur Begrenzung der Temperatur des Trenngefäßes die Dampferzeugerwand im unteren, als Schrägberohrung ausgeführten Bereich als Verdampfer und im oberen, senkrecht berohrten Bereich als ersten Überhitzer zu schalten. Im Fall der Dampferzeuger der Blöcke F und G des Kraftwerks Neurath liegt der Übergang vom schräg berohrten auf den senkrecht berohrten Teil der Wand und damit das Verdampfende ca. 62 m oberhalb des Trichterknicks und damit noch deutlich vor dem Ende des Feuerraums, der 87 m hoch ist [HAB-04][FIE-06].

Abbildung 1.3 zeigt die Heizflächenkonfiguration des Konvektivteils der Dampferzeuger der Blöcke F und G des Kraftwerks Neurath. Die Tragrohre und das Tragrohrschott bilden die zweite Überhitzerstufe. Es folgen zwei weitere Überhitzer mit jeweils vorgelagertem Einspritzkühler zur Regelung der Dampftemperatur. Der Zwischenüberhitzer ist zweigeteilt und besitzt einen Einspritzkühler zwischen den beiden Stufen. Die Rauchgastemperatur hinter Economiser liegt im Auslegungspunkt bei 367 °C. [HAB-04]

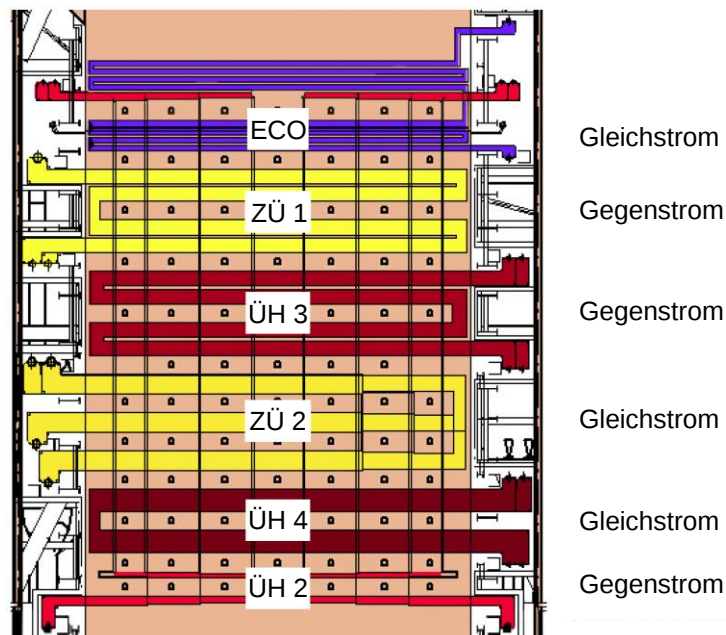


Abbildung 1.3: Konvektivteil der Dampferzeuger der Blöcke F und G des Kraftwerks Neurath [HAB-04]

Das Werkstoffkonzept des Dampferzeugers des Blockes K im Kraftwerk Niederaußem ist in [LOR-00] und [HEI-98] dargestellt. Für die Blöcke F und G des Kraftwerks Neurath ist eine Übersicht der eingesetzten Dampferzeugerwerkstoffe in [FIE-06] zu finden. Erwähnenswert sind die auf die Dampfparameter begrenzend wirkenden Werkstoffe. Im Bereich der Dampferzeugerwände ist hier der Werkstoff 7CrMoVTiB 10-10 (T24) zu nennen, der aufgrund von Wandaustrittstemperaturen zwischen 480 °C und 490 °C und hohen Spannungen in Rohrlängsrichtung in der Senkrechtbohrung sowohl in den Blöcken F und G des Kraftwerks Neurath als auch im Block R des Kraftwerks Boxberg eingesetzt wird. Für die Heizflächen des ÜH 4 und des ZÜ 2 kommt der austenitische Chromstahl HR3C zum Einsatz. Für die Sammler der Überhitzer und Zwischenüberhitzer wird, mit Ausnahme des ZÜ 1 Eintrittssammlers, X10CrWMoVNb 9-2 (P92) eingesetzt.

Wasser-Dampf-Kreislauf

Die Ausführung der Wasser-Dampf-Kreisläufe von modernen Braunkohle- und Steinkohlekraftwerken unterscheiden sich nur unwesentlich. Eine Differenzierung zwischen verschiedenen Kraftwerken erfolgt durch unterschiedliche wirtschaftliche und lokale Randbedingungen sowie die stetige Weiterentwicklung einzelner Komponenten.

Block K des Kraftwerks Niederaußem besitzt eine sechsflutige Niederdruckturbine mit Stahlschaufeln mit einem Abströmquerschnitt von je $12,5 \text{ m}^2$. Zwei der drei Turbinenkondensatoren sind parallel geschaltet, sodass mit dem $14,7 \text{ °C}$ kalten Kühlwasser ein Kondensatordruck von 28 mbar erreicht wird. Der Druck im dritten in Reihe geschalteten Turbinenkondensator liegt bei 35 mbar [PFL-99]. Im Vergleich dazu sind die Blöcke F und G des Kraftwerks Niederaußem mit vierflutigen ND-Turbinen ausgestattet, die einen Austrittsquerschnitt von je $13,2 \text{ m}^2$ und eine aus Titan gefertigte letzte Schaufelreihe haben. Der Dampf wird auf 48 mbar entspannt. Die Kühlwassertemperatur liegt bei $18,2 \text{ °C}$ [ELS-08]. Block R des Kraftwerks Boxberg hat auch eine vierflutige ND-Turbine mit in Reihe geschalteten Turbinenkondensatoren, die bei einem Druck von 32 mbar und 39 mbar arbeiten. Die Dampfturbinenwirkungsgrade liegen für die HD-Turbine bei über 93 % und für die MD-Turbine bei über 95 % [MAN-10].

Die Kondensat- und Speisewasservorwärmstrecke besteht in Abhängigkeit vom Turbinenkondensatordruck aus fünf oder sechs Niederdruckvorwärmern, einem Speisewasserbehälter und drei Hochdruckvorwärmern. Dem in Strömungsrichtung des Speisewassers letzten HD-Vorwärmer ist ein externer Enthitzer vorgeschaltet, der den stark überhitzten Dampf aus der ersten Anzapfung der Mitteldruckturbine kühlt, bevor dieser im ersten HD-Vorwärmer kondensiert wird. Die vier ND-Vorwärmer vor dem SPW-Behälter sind abwechselnd entweder in Ablaufregelung geschaltet und mit einem Nachkühler ausgestattet oder mit einer Heizdampfkondensatpumpe zum Vorwärtspumpen des Heizdampfkondensats ausgeführt. Der erste bzw. der erste und zweite ND-Vorwärmer werden in Ablaufregelung betrieben. Die Hauptspeisewasserpumpe wird zur Minimierung des elektrischen Eigenbedarfs mit einer Dampfturbine angetrieben [PFL-99].

Rauchgaswärmenutzungssysteme

Wie bereits erwähnt, führt der hohe Wasseranteil in der Braunkohle bei RBK-Kraftwerken zu großen Rauchgasvolumenströmen, was sich negativ auf die Abgasverluste des Dampferzeugers auswirkt. Darüber hinaus bedingt der hohe Wasseranteil im Rauchgas einen vergleichsweise hohen Schwefelsäuretaupunkt, der in Abhängigkeit von der eingesetzten Kohlequalität im Bereich von 160 °C liegt. Entsprechend wurden alte RBK-Kraftwerke auf eine Abgastemperatur ausgelegt, die geringfügig über dem Schwefelsäuretaupunkt liegt,

um Korrosionen am Regenerativluftvorwärmer zu vermeiden. Aufgrund des großen Rauchgas-Luft-Verhältnisses wäre eine weitere Absenkung der Abgastemperatur mit Hilfe des Regenerativluftvorwärmers nur begrenzt möglich. Zur besseren Ausnutzung der Rauchgaswärme sind moderne RBK-Kraftwerke mit sogenannten Wärmeverschiebesystemen ausgestattet. Zentrales Merkmal ist der Einsatz eines korrosionsbeständigen Rauchgaskühlers zwischen Elektrofilter und Rauchgasentschwefelungsanlage, der dem Rauchgas Wärme in einem Temperaturbereich entzieht, der zum Teil unterhalb des Schwefelsäuretaupunkts liegt. Im Folgenden werden zwei ausgeführte Varianten von Wärmeverschiebesystemen dargestellt, die sich im anlagentechnischen Aufwand und im erreichbaren Wirkungsgradgewinn deutlich unterscheiden.

Block K des Kraftwerks Niederaußem ist mit einem sogenannten großen Wärmeverschiebesystem entsprechend Abbildung 1.4 ausgestattet. Im Rauchgaskühler wird das Rauchgas von ca. 160 °C auf ca. 100 °C abkühlt und diese Wärme über einen wasserführenden Zwischenkreislauf in einem Wasser-Luft-Vorwärmer (Waluvo) an die Verbrennungsluft übertragen. Darüber hinaus ist im Rauchgasweg parallel zu den Regenerativluftvorwärmern ein sogenanntes Luftvorwärmerbypasseconomiser-System (Lubeco-System) angeordnet, über das rund ein Drittel des Rauchgasstroms geführt und in zwei Stufen von ca. 355 °C auf 230 °C und dann auf 160 °C abgekühlt wird. Die im Lubeco-System aus dem Rauchgas ausgekoppelte Wärme wird an das Kondensat und an das Speisewasser übertragen, wobei die erste Stufe des Systems als HD-Vorwärmer-Bypass und die zweite Stufe als Naturumlaufdampferzeuger ausgeführt ist. Der Wirkungsgradgewinn durch das große Wärmeverschiebesystem wird mit 1,3 Prozentpunkten beziffert [PFL-99].

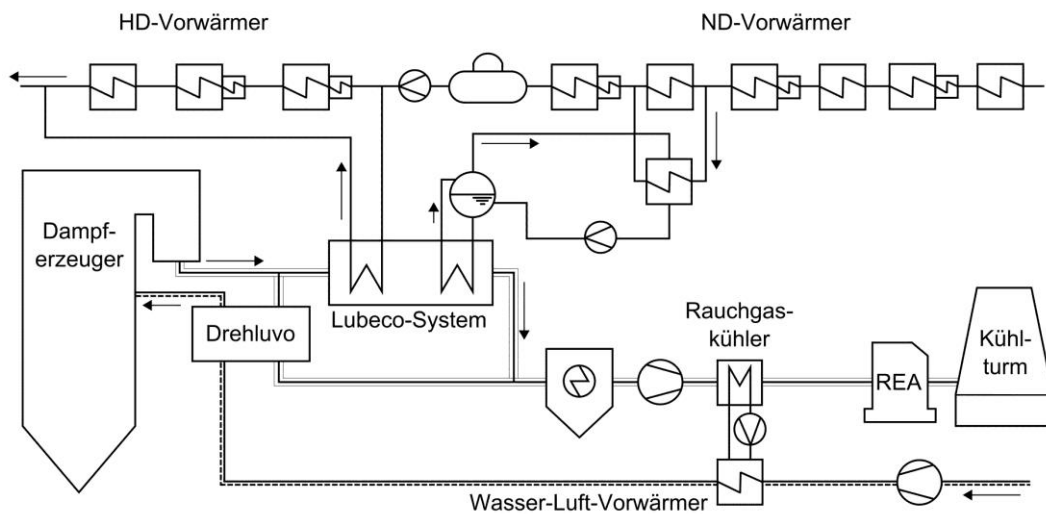


Abbildung 1.4: Schema des „großen Wärmeverschiebesystems“ [PFL-99]

Die Blöcke F und G des Kraftwerks Neurath und Block R des Kraftwerks Boxberg sind mit einem sogenannten kleinen Wärmeverschiebesystem ausgestattet, welches sich durch eine wesentlich einfachere Anlagentechnik auszeichnet. Auch hier wird die dem Rauchgas im Rauchgaskühler entzogene Wärme auf einen wasserführenden Zwischenkreislauf übertragen und das Rauchgas dabei von 160 °C bzw. 169 °C auf eine Temperatur von 125 °C bzw. 134 °C abgekühlt. Die Wärme wird in einem Bypassvorwärmer, der parallel zu den ND-Vorwärmern geschaltet ist, direkt an das Kondensat übertragen. Der Wirkungsgradgewinn durch das kleine Wärmeverschiebesystem wird im Fall von Block R des Kraftwerks Boxberg mit 0,5 Prozentpunkten beziffert [HDB-09][RWE-07].

Rauchgasreinigung

Die Rauchgasreinigungseinrichtungen moderner Braunkohlkraftwerke bestehen aus Elektrofilter und Rauchgasentschwefelungsanlage. Im Elektrofilter wird das Rauchgas entstaubt, wobei durch Hintereinanderschaltung von mehreren Feldern eine Abscheideleistung von mehr als 99,8 % erreicht wird [RWE-07][VAT-10]. Aufgrund der großen Rauchgasvolumenströme wird der Rauchgasweg in zwei Strängen ausgeführt, sodass zwei Elektrofilter parallel geschaltet sind. Die Zusammenführung der Rauchgasstränge erfolgt entweder vor oder hinter der Rauchgasentschwefelungsanlage. Die gereinigten Rauchgase werden im gesättigten Zustand von der REA über GFK-Leitungen in den Kühlturm eingeleitet, sodass kein zusätzlicher Schornstein erforderlich ist [BUS-01].

Seit der Novellierung der 13. BImSchV im Jahr 2004 müssen neue Großkraftwerke einen Stickoxidgrenzwert von 100 mg/Nm^3 im Jahresmittel einhalten [BUN-04]. Dieser Grenzwert kann nicht mehr alleine durch Primärmaßnahmen gewährleistet werden. Somit ist davon auszugehen, dass neue Braunkohlekraftwerke zusätzlich mit einer Rauchgasentstickungsanlage ausgeführt werden, wobei analog zu Steinkohlekraftwerken eine Schaltung der DeNO_x zwischen Economiser und Regenerativluftvorwärmer als zu bevorzugende Anordnung angesehen wird [KAR-09]. Grundsätzlich wäre der Einsatz des SNCR-Verfahrens (selective non-catalytic reaction) als Alternative zu prüfen, wobei hierzu keine Veröffentlichungen vorliegen. Insbesondere im Fall eines neuen RBK-Kraftwerks könnte ein nichtkatalytisches Verfahren zur Stickoxidminderung ausreichen, da schon heute ein Stickoxidgrenzwert von 200 mg/Nm^3 durch Primärmaßnahmen eingehalten wird.

1.4.3 Trockenbraunkohlekraftwerke

Vorhandene Veröffentlichungen zu TBK-Kraftwerken konzentrieren sich entweder auf TBK-Dampferzeuger oder den Trockner und die Nutzung der Abwärme aus dem Trocknungsprozess. Mögliche Gesamtkonzepte für ein TBK-Kraftwerk auf Basis des WTA-Prozesses werden von Schwendig vorgestellt [SCH-06]. Auch Rode untersucht in seiner Arbeit ein TBK-Kraftwerk mit WTA und Brüdenverdichtung [ROD-04]. Optimierungsaspekte, die sich aus einem von dem Auslegungspunkt abweichenden Betrieb des Kraftwerks ergeben, werden in keiner der vorliegenden Veröffentlichungen aufgegriffen. Das Potential zur Steigerung des Nettowirkungsgrads wird je nach eingesetzter Kohlequalität und Brüdenwärmenutzungsvariante mit 4 bis 6 Prozentpunkten angegeben [EWE-03][ASE-11].

Trockenbraunkohledampferzeuger

Zur Feuerung mit TBK wurden umfangreiche Untersuchungen an Versuchsanlagen und Großdampferzeugern durchgeführt. Die wesentlichen Erkenntnisse dieser Untersuchungen hat Rode zusammengefasst [ROD-04]. Nach Aussage von Bergins ist „die Feuerungstechnik (...) durch langjährige Erfahrungen beim Bau von Trockenbraunkohle gefeuerten Industriedampferzeugern erprobt (...) und ein solches Kraftwerk sofort umsetzbar“ [BRG-09].

Konzepte für TBK-befeuerte Dampferzeuger sind in [POL-96], [MUE-99] und [EWE-03] dargestellt. Grundsätzlich ist festzuhalten, dass durch die Vortrocknung zwar der Wassergehalt der Kohle reduziert und der Heizwert der Kohle erhöht wird, die Eigenschaften der Asche aber nicht beeinflusst werden. Somit sind auch TBK-Dampferzeuger auf niedrige Feuerraumendtemperaturen ausulegen. Aufgrund der verfahrenstechnischen Entkopplung der Prozesse Trocknung und Feuerung kann jedoch bei TBK-Dampferzeugern ein indirektes Feuerungssystem eingesetzt werden, was die Anzahl der Freiheitsgrade bei der Auslegung des Dampferzeugers erhöht. So ist, neben der von RBK-Dampferzeugern bekannten Tangentialfeuerung, eine Boxerfeuerung oder Lagenfeuerung mit deutlich gleichmäßigeren Verhältnissen auf der Rauchgasseite realisierbar. Weiterhin muss zur Sicherstellung einer symmetrischen Feuerung die Feuerraumgeometrie nicht mehr quadratisch sein, sondern kann auch rechteckig gewählt werden. Aus diesem Grund können die Querschnitts- und Volumenbelastung des Feuerraums in gewissen Grenzen unabhängig voneinander eingestellt werden [RUP11b]. Generell ist davon auszugehen, dass bei einer TBK-Feuerung aufgrund des möglichen individuellen Einsatzes der Brenner stets eine symmetrische Feuerung gewährleistet werden kann und somit weniger Schief lagen im Feuerraum auftreten als bei einer RBK-Feuerung. Dies hat zur Folge, dass das Rauchgastemperaturprofil am Feuerraumende gleichmäßiger ist und damit beim Einsatz rheinischer Braunkohlen eine FET von 1030 °C statt den bei vergleichbaren RBK-Dampferzeugern üblichen 1010 °C zugelassen werden kann [EWE-03].

Aufgrund des höheren Heizwerts und des reduzierten Rauchgasvolumenstroms muss zur Einhaltung der FET und zur Begrenzung der Wärmeaufnahme der Feuerraumwände, die aufgrund der heute verfügbaren Werkstoffe erforderlich ist, der Rauchgasvolumenstrom durch Einsatz einer Rauchgasrezirkulation künstlich erhöht werden [POL-96][EWE-03]. Es ist dabei vorgesehen, einen Teil des Rauchgases hinter dem Elektrofilter zu entnehmen und in die Brennkammer zurückzuführen [SCH-06]. Die in [MUE-99] geäußerte Erwartung, dass für den kommerziellen Einsatz erprobte Membranwandwerkstoffe zur Verfügung stehen würden, die Dampftemperaturen von ca. 520 °C in der Umfassungswand ermöglichen würden, und somit keine Rauchgasrezirkulation erforderlich wäre, haben sich bis heute nicht erfüllt [SCH-06].

Einbindung des Trockners und der Abwärmenutzung

Auf die Einbindung des Wirbelschichttrockners in den Kraftwerksprozess wird in bisherigen Veröffentlichungen mit der Aussage eingegangen, dass die Prozessdampfversorgung des Trockners aus dem Wasser-Dampf-Kreislauf des Kraftwerks erfolgen kann. Die Entnahmestelle variiert in Abhängigkeit vom kohleseitigen Systemdruck, bei dem der Trockner arbeitet, und von der Brüdenwärmenutzungsvariante, sodass die Anzapfungen der Dampfturbine oder die Überströmleitung zwischen MD- und ND-Turbine in Frage kommen. Werden die Brüden unter Ausnutzung des Wärmepumpenprinzips verdichtet und zur Beheizung des Trockners genutzt, reduziert sich der Fremddampfbedarf auf rund ein Sechstel [ASE-11]. Wird darüber hinaus das Brüdenkondensat zur Vorwärmung der Rohkohle genutzt, arbeitet der Trockner ab einem bestimmten Wassergehalt der Rohkohle sogar dampfautark [SCH-06].

Sowohl die Brüdenverdichtung zur Beheizung des Trockners als auch die Vorwärmung der Rohkohle mit Brüdenkondensat wurden in einer bei einem Druck von etwa 1,1 bar arbeitenden WTA-Demonstrationsanlage mit einer Verdampfungsleistung von 24 t/h getestet. Für die Verdichtung der Brüden auf etwa 4 bar wurde ein dreistufiger Getriebeturboverdichter mit direkter Einspritzkühlung eingesetzt. Die Nichtverfügbarkeit des Verdichters lag in einem Zeitraum von ca. 8600 Produktionsstunden deutlich unter 1 % [KLU-96a]. Die erwarteten energetischen Vorteile der Kohlevorwärmung auf eine Temperatur von 65 – 70 °C konnten mit dem in der Demonstrationsanlage eingesetzten Rohkohlevorwärmer bestätigt werden. Der ursprünglich eingesetzte Vorwärmer wurde jedoch aufgrund von erheblichen betrieblichen Problemen in der Regel umfahren und durch einen neuen Typ ersetzt [KLU-94][KLU-96a]. Zum Betriebsverhalten des neuen Vorwärmertyps liegen keine Veröffentlichungen vor. Nach Aussage eines mit dem Versuchsbetrieb betrauten Mitarbeiters lief der neue Vorwärmertyp über einen Zeitraum von 3 Jahren zufriedenstellend [MOS-11].

Weitere in der Literatur vorgeschlagene Brüdenwärmenutzungsvarianten werden im Folgenden aufgeführt und sind in Abbildung 1.5 dargestellt. Eine Bewertung der Varianten ist nur in Einzelfällen erfolgt. Ein rigoroser Vergleich aller vorgeschlagenen Brüdenwärmenutzungsvarianten liegt bisher nicht vor.

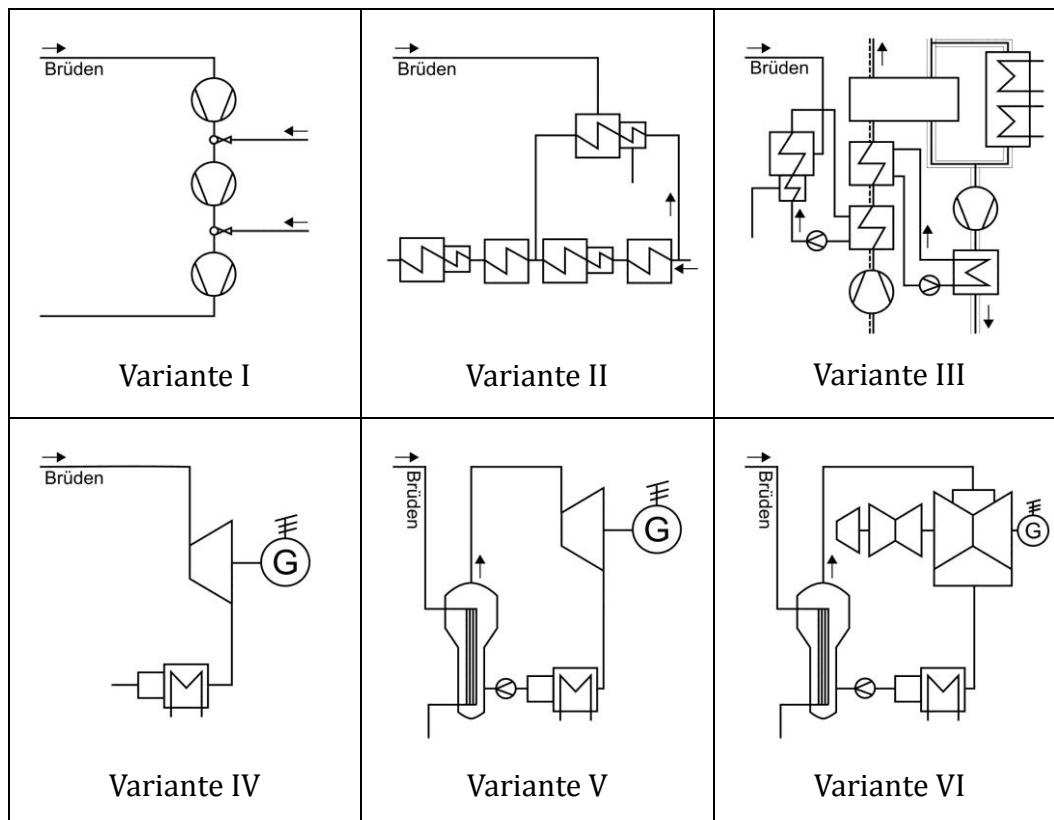


Abbildung 1.5: Schemata verschiedener Brüdenwärmenutzungsvarianten

Neben der schon erwähnten Verdichtung der Brüden (Variante I) zur Beheizung des Trockners und der Nutzung des Brüdenkondensats zur Vorwärmung der Rohkohle ist die Nutzung der Kondensationswärme der Brüden zur Vorwärmung des Hauptkondensats (Variante II) denkbar. Dieses Verfahren wird mit dem WTA-Prototyp am Block K des Kraftwerks Niederaußem erprobt [KLU-10]. Da in Abhängigkeit von der Kondensationstemperatur der Brüden und der Wärmeaufnahmekapazität des Kondensats nicht in jedem Fall die gesamte Brüdenwärme genutzt werden kann, ist auch hier der Einsatz von Verdichtern zur Anhebung der Kondensationstemperatur eines Teilstroms der Brüden denkbar [SCH-06]. Neben dem Kesselspeisewasser stellt die Verbrennungsluft eine weitere mögliche Wärmesenke dar (Variante III). Eine derartige Konfiguration ist insbesondere in Kombination mit dem in Kapitel 1.4.2 dargestellten Lubeco-System vorteilhaft [RUP-11a]. Die direkte Entspannung der Brüden in einer eigenen Turbine (Variante IV) wird in [ELS-96] erwähnt, wobei die Turbine und der zugehörige Kondensator entsprechend den chemischen Eigenschaften der Brüden ausgelegt werden müssen. An gleicher Stelle

wird auch die Nutzung eines Sekundärdampferzeugers erwähnt. Unter Ausnutzung der Kondensationsenergie der Brüden wird sauberer Dampf erzeugt, der in einer separaten Turbine (Variante V) entspannt oder an geeigneter Stelle der Hauptturbine zugeführt (Variante VI) werden kann.

2. TEILLASTVERHALTEN VON GROßKRAFTWERKEN

Um dem Ziel der vorliegenden Arbeit entsprechend das Nennlast- und Teillastverhalten verschiedener Schaltungsvarianten von TBK-Kraftwerken mit Hilfe eines Simulationsmodells untersuchen zu können, wird das Teillastverhalten einzelner Komponenten von ausgeführten Kohlekraftwerken in der Leistungsklasse von 600 MW_{el} bis 1100 MW_{el} untersucht. Soweit möglich, werden aus Betriebsdaten dimensionslose Kennlinien für die spätere Parametrierung des Modells abgeleitet, welche die relative Änderung einer komponentenspezifischen Größe in Abhängigkeit von der relativen Änderung einer lastabhängigen Größe beschreiben. Entzieht sich die Größe, die in einer Kennlinie zu erfassen ist, der Analyse, da nicht hinreichend Messstellen vorhanden sind, oder überlagert die Messungenauigkeit die zu untersuchende Abhängigkeit so stark, dass keine Kennlinienbildung aus Betriebsmesswerten möglich ist, wird auf Herstellerangaben zurückgegriffen. Darüber hinaus liegen für einige komponentenspezifische Größen physikalische Korrelationen zur Beschreibung des Teillastverhaltens einer Komponente vor. Soweit vorhanden, werden diese Korrelationen den Kennlinien vorgezogen und ihre Anwendbarkeit wird anhand von Betriebsmesswerten verifiziert.

Die untersuchten Betriebsmesswerte stellen über einen Zeitraum von mindestens einer Stunde gemittelte Werte dar. Mindestens 30 Minuten vor Beginn des jeweiligen Betrachtungszeitraums sowie innerhalb der ausgewählten Zeiträume war der Leistungssollwert des Kraftwerks konstant. Somit kann davon ausgegangen werden, dass sich die Anlage in einem stationären Zustand befand. Zu jedem analysierten Teillastzeitraum wird ein zeitlich naheliegendes Volllastintervall gewählt, an das die gleichen Anforderungen wie an den Teillastzeitraum gestellt werden. Der entsprechende Teillastmesswert wird mit dem zugehörigen Volllastmesswert normiert, sodass der Einfluss von langfristig auftretenden Änderungen (z. B. Verschlechterung der Effektivität von Heizflächen durch zunehmende Verschmutzung), die zu einer Verfälschung der zu untersuchenden Abhängigkeit führen, reduziert wird.

Die Kennlinienbildung erfolgt durch Polynom-Regression. Die gewählten Polynome sind in der Regel erster oder zweiter Ordnung und werden aufgrund der

Normierung der Messwerte mit der Nebenbedingung gebildet, dass das Polynom an der Stelle 1 den Wert 1 annehmen muss. Eine mathematische Darstellung der Polynom-Regression ist in Kapitel A.2 zu finden.

2.1 Dampfturbinen

In gängigen Kreislaufberechnungsprogrammen wird die Dampfturbine als adiabat angenommen und durch Vorgabe des isentropen Wirkungsgrads, des Druckverhältnisses und ggf. der Auslassverluste (für die letzte Stufe der ND-Turbine) im Nennlastpunkt vollständig parametrisiert. Für Teillastrechnungen wird das Druckverhältnis mit Hilfe des Dampfkegelgesetzes nach Stodola (vgl. Kapitel 4.6) berechnet und die relative Änderung des isentropen Wirkungsgrads und der Auslassverluste durch eine Kennlinie erfasst.

2.1.1 Druckverhältnis

Das Dampfkegelgesetz nach Stodola kann anhand von Betriebsmesswerten für Druck, Temperatur und Massenstrom des in die Turbinensegmente ein- und austretenden Dampfs überprüft werden. Ein Vergleich von gemessenen und mit Hilfe des Dampfkegelgesetzes berechneten Eintrittsdrücken der HD-Turbinen der Blöcke H und K des Kraftwerks Niederaußem zeigt Abbildung 2.1. Die mittlere Abweichung zwischen gemessenen und berechneten Werten liegt bei 0,7 %. Ein identischer Vergleich für die MD-Turbinen ist im Anhang in Abbildung A.1 dargestellt. Für die MD-Turbinen liegt die mittlere Abweichung mit 5,2 % wesentlich höher, was mit einer deutlich größeren Ungenauigkeit des ermittelten Eintrittsmassenstroms zu erklären ist. Im Fall der HD-Turbinen entspricht der Eintrittsmassenstrom dem Frischdampfmassenstrom, der direkt und mehrmals gemessen wird. Der Eintrittsmassenstrom in die MD-Turbinen entspricht dem HZÜ-Massenstrom, der indirekt über den Frischdampfmassenstrom und alle folgenden Entnahmen (Anzapfungen, Rußbläser, Hilfsdampf) und Einspritzungen bilanziert werden muss.

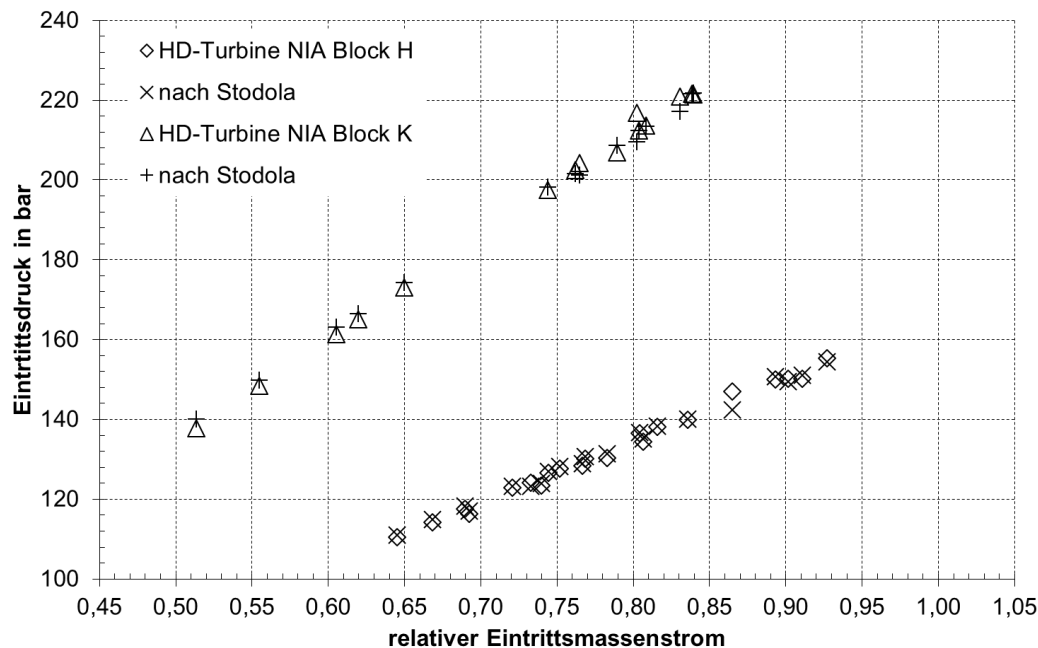


Abbildung 2.1: Gemessener und berechneter Eintrittsdruck der HD-Turbinen der Blöcke H und K des Kraftwerks Niederaußem in Abhängigkeit vom relativen Dampfmassestrom am Turbineneintritt

2.1.2 Isentroper Wirkungsgrad

Die Änderung des isentropen Wirkungsgrads wird in Abhängigkeit vom in die Turbine eintretenden Dampfmassestrom untersucht, da dieser Parameter direkt mit der Turbinenleistung und damit mit der Gesamtleistung des Kraftwerks korreliert ist. Abbildung 2.2 zeigt diesen Zusammenhang für die HD-Turbinen der Blöcke H und K des Kraftwerks Niederaußem. Die aus Betriebsmesswerten ermittelten Wirkungsgradänderungen lassen keine eindeutige Abhängigkeit von der Last erkennen. Dies gilt in noch stärkerem Maß für die MD-Turbinen der beiden Blöcke (vgl. Abbildung A.2). Eine Analyse der ND-Turbinen und der Speisewasserpumpenantriebsturbine (SPAT) ist nicht möglich, da der aus der Turbine austretende Dampf nicht mehr überhitzt ist und somit die Druck- und Temperaturmessungen alleine nicht ausreichen, um den Zustand des Dampfs am Turbinenaustritt eindeutig zu bestimmen. Eine Rückwärtsbilanzierung der Abdampfenthalpie über die Aufheizung des Kühlwassers erweist sich aufgrund des sehr großen Kühlwassermassenstroms und den daraus resultierenden geringen Temperaturänderungen als zu ungenau.

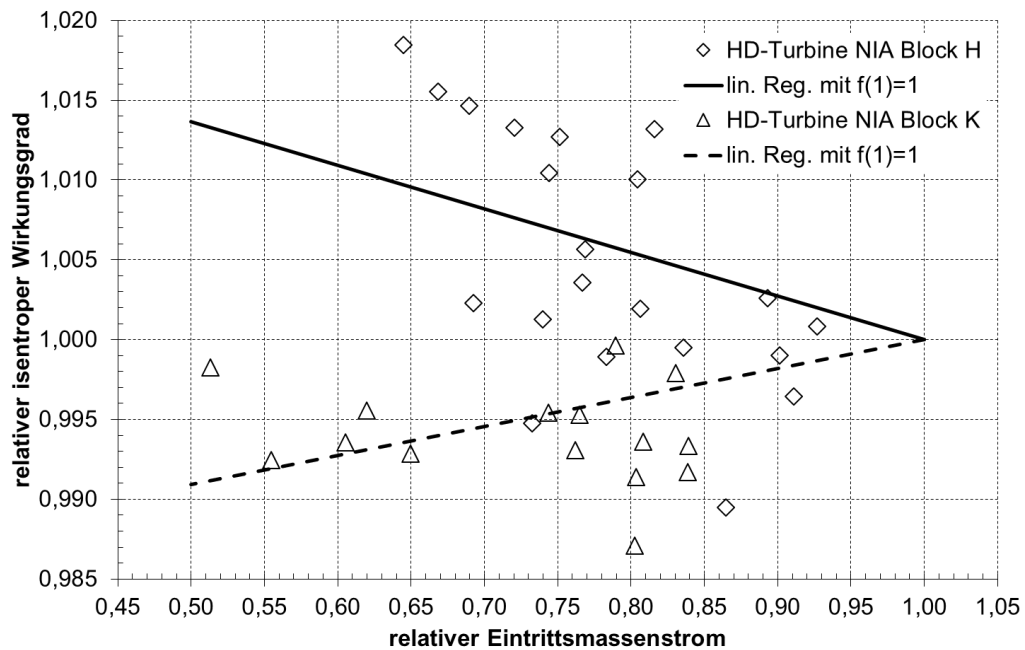


Abbildung 2.2: Relativer isentroper Wirkungsgrad der HD-Turbinen der Blöcke H und K des Kraftwerks Niederaußem in Abhängigkeit vom relativen Dampfmassenstrom am Turbineneintritt

Einen Erklärungsansatz für die annähernde Lastunabhängigkeit der Turbinenwirkungsgrade liefert Abbildung 2.3. Der Eintrittsvolumenstrom in die Turbine ändert sich nur geringfügig. Somit bleiben auch die Strömungsgeschwindigkeit des Dampfs in der Turbine und damit die Anströmwinkel des Schaufelgitters ähnlich.

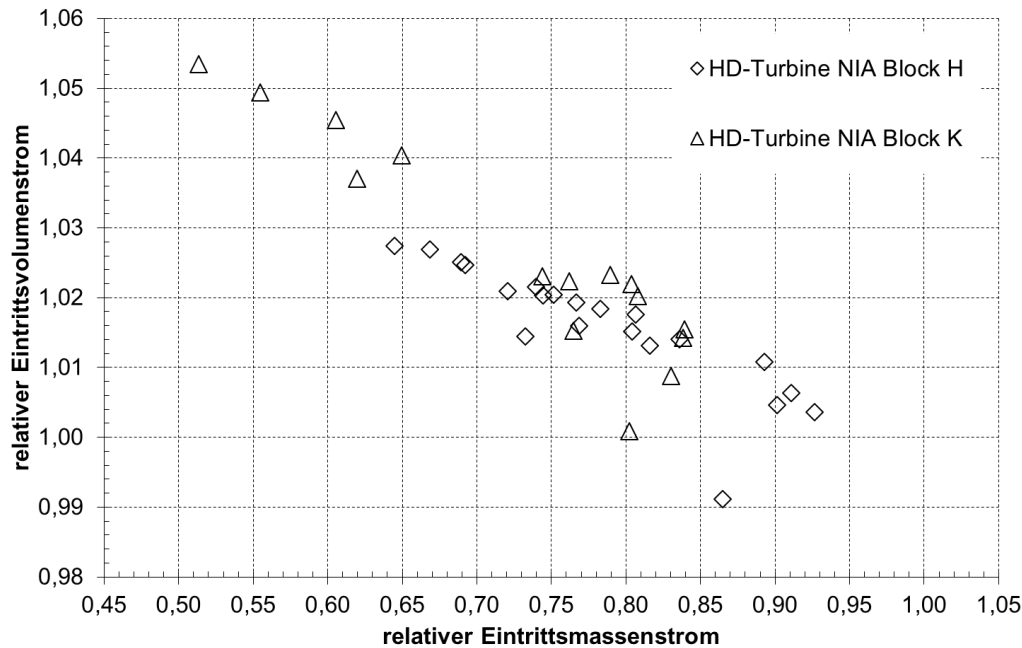


Abbildung 2.3: Relativer Eintrittsvolumenstrom der HD-Turbinen der Blöcke H und K des Kraftwerks Niederaußem in Abhängigkeit vom relativen Dampfmassestrom am Turbineneintritt

Aufgrund der Tatsache, dass keine befriedigende Wirkungsgradkennlinie für die HD- und MD-Turbinen gefunden wurden und die ND-Turbinen nicht untersucht werden konnten, wird ein anderer Ansatz als der oben beschriebene für die Abbildung des Teillastverhaltens von Dampfturbinen gewählt und in Kapitel 4.6 dargestellt.

Da auch das Teillastverhalten der SPAT nicht mit Hilfe von Betriebsmesswerten analysiert werden kann und die in Kapitel 4.6 dargestellte Methode nicht für drehzahlvariabel betriebene Dampfturbinen angewendet werden kann, wird mit Hilfe von Auslegungswärmeschaltbildern für die Blöcke I und II des Kraftwerks Eemshaven und Block K des Kraftwerks Niederaußem eine Kennlinie erzeugt, die die Abhängigkeit des relativen isentropen Wirkungsgrads der SPAT vom relativen die SPAT durchströmenden Dampfmassestrom darstellt. Veränderungen der Auslassverluste der SPAT bei Teillast sind in der Kennlinie berücksichtigt.

$$\left(\frac{\eta_{is}}{\eta_{is,0}} \right) = a \left(\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{D,0}} \right)^2 + b \left(\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{D,0}} \right) + c \quad \text{mit} \quad \begin{array}{l|l} a & -0,28492 \\ b & 0,57540 \\ c & 0,70952 \end{array}$$

Die aus Wärmeschaltbildern ermittelten relativen Wirkungsgrade und die Kennlinie sind in Abbildung A.3 dargestellt. Wie in der Abbildung zu erkennen ist, folgt die relative Wirkungsgradänderung der beiden betrachteten Turbinen in guter Näherung der gleichen Kennlinie, sodass von einer Generalisierbarkeit der Charakteristik ausgegangen wird.

2.1.3 Auslassverluste

Auslassverluste treten aufgrund der nicht vollständig in mechanische Arbeit umgesetzten kinetischen Energie des Dampfs am Austritt aus der letzten Stufe der ND-Turbine und des durch den Enddiffusor hervorgerufenen Druckverlusts auf und hängen von der Austrittsgeschwindigkeit des Dampfs aus der Turbine ab [DRB-95]. Da, wie in Kapitel 2.1.2 dargelegt, die betriebsdatengestützte Analyse der ND-Turbinen nicht möglich ist, wird eine Auslassverlustkennlinie erstellt, die auf Angaben verschiedener Hersteller zu den Auslassverlusten von Großkraftwerksdampfturbinen beruht. Die Kennlinie ist in Abbildung 2.4 dargestellt.

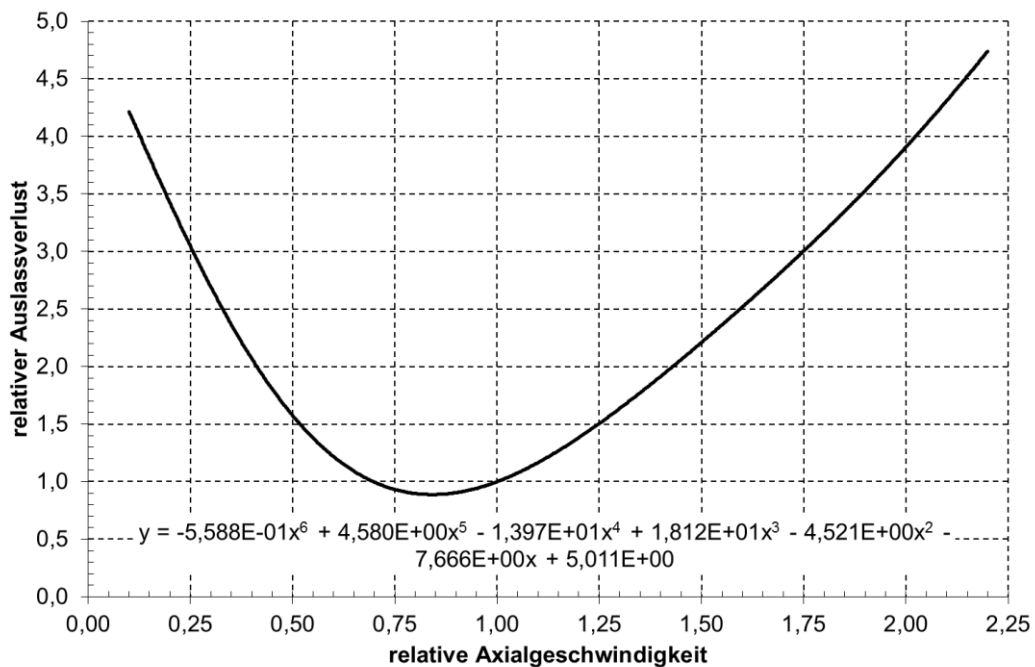


Abbildung 2.4: Auslassverlustkennlinie für die letzte Niederdruckstufe von Dampfturbinen mit konstanter Drehzahl

2.2 Wärmeübertrager

Generell gilt für den in einem beliebigen Wärmeübertrager übertragenen Wärmestrom $\dot{Q}$ [BAE-98]:

$$\dot{Q} = kA\Delta T_m \quad (2.1)$$

ΔT_m ist die mittlere Temperaturdifferenz der Medien 1 und 2 und berechnet sich zu:

$$\Delta T_m = \frac{1}{A} \int (T_1 - T_2) dA \quad (2.2)$$

Ist die Strömungsführung des Wärmeübertragers bekannt, lassen sich für jeden Betriebspunkt des Wärmeübertragers der übertragene Wärmestrom und die mittlere Temperaturdifferenz mit Hilfe des Massenstroms und der thermodynamischen Daten der durch den Wärmeübertrager strömenden Stoffe berechnen. Somit ist auch das Produkt kA aus dem Wärmedurchgangskoeffizienten k und der Wärmetauscherfläche A bekannt, ohne dass detaillierte Informationen über die Ausführung des Wärmeübertragers erforderlich sind. Entsprechend kann das Teillastverhalten eines Wärmeübertragers durch eine Kennlinie mit dem relativen Wärmedurchgangskoeffizienten als abhängige Größe beschrieben werden. Dieses Vorgehen wird im Folgenden als kA -Methode bezeichnet.

2.2.1 Oberflächenvorwärmer

Alle Hochdruck- und Niederdruckvorwärmer des Wasser-Dampf-Kreislaufs mit Ausnahme des Speisewasserbehälters sind als Oberflächenvorwärmer ausgeführt und bestehen im Allgemeinen aus einer Enthitzungszone und einer Kondensationszone. Gegebenenfalls ist ein Kondensatunterkühler enthalten, der jedoch separat betrachtet werden kann (vgl. Nachkühler in Kapitel 2.2.3). Die thermodynamische Auslegung von Oberflächenvorwärmern im Nennlastpunkt ist durch die Angabe einer Temperaturdifferenz zwischen den beiden wärmetauschenden Medien, der sogenannten Grädigkeit, definiert. Bei Teillast verschieben sich die Flächenanteile der Enthitzungszone und der Kondensationszone gegeneinander, sodass eine getrennte Analyse dieser beiden Bereiche nicht zulässig ist. Rábek stellt in [RAB-63] eine Berechnungsmethode für das Teillastverhalten von Speisewasservorwärmern dar, in der eine Aufteilung der

Wärmeübertragerfläche in Enthitzungsteil und Kondensationsteil erfolgt, die sich bei Teillast entsprechend der Betriebsweise des Vorwärmers verschiebt. Die Berechnungsmethode ist auch in der EpsilonProfessional Hilfe zusammengefasst [EVO-10]. Für die Entwicklung der Methode werden folgende Annahmen getroffen:

- Der Wärmeleitwiderstand der Rohrwände kann vernachlässigt werden.
- Für den wasserseitigen Wärmeübergang gilt:

$$\gamma_W = \frac{\alpha_W}{\alpha_{W,0}} = \left(\frac{\dot{m}_W}{\dot{m}_{W,0}} \right)^{0,8} \quad (2.3)$$

- Für den dampfseitigen Wärmeübergang gilt:

$$\gamma_D = \frac{\alpha_D}{\alpha_{D,0}} = \left(\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{D,0}} \right)^{0,33} \quad (2.4)$$

- Für die Enthitzungszone gilt:

$$\beta = \frac{\alpha_{W,0}}{\alpha_{D,0}} = 15 \quad (2.5)$$

- Für die Kondensationszone gilt:

$$\beta = \frac{\alpha_{W,0}}{\alpha_{D,0}} = 2 \quad (2.6)$$

Damit ergibt sich jeweils für die relative Änderung des Wärmedurchgangskoeffizienten in der Kondensationszone und in der Enthitzungszone:

$$\frac{k}{k_0} = \gamma_D \frac{1 + \beta}{\frac{\gamma_D}{\gamma_W} + \beta} \quad (2.7)$$

Die Methode nach Rábek wird anhand von Betriebsmesswerten für den ND-Vorwärmer 6 des Blockes K im Kraftwerk Niederaußem überprüft, der bei Nennlast mit überhitztem Dampf von ca. 324 °C bei ca. 10 bar beheizt wird. In den Vorwärmer ist ein Nachkühler integriert, der von den Messungen mit er-

fasst wird. Die untere Grädigkeit des Nachkühlers bei Nennlast wird für die Berechnung entsprechend der Auslegung mit 6 K angenommen. Der kA -Wert variiert entsprechend der in Kapitel 2.2.3 dargestellten Kennlinie. Da der Anteil des Nachkühlers an der Wärmeleistung des gesamten Vorwärmers weniger als 1 % beträgt, würde selbst eine stark von den tatsächlichen Werten abweichende Annahme zu keinem nennenswerten Fehler führen.

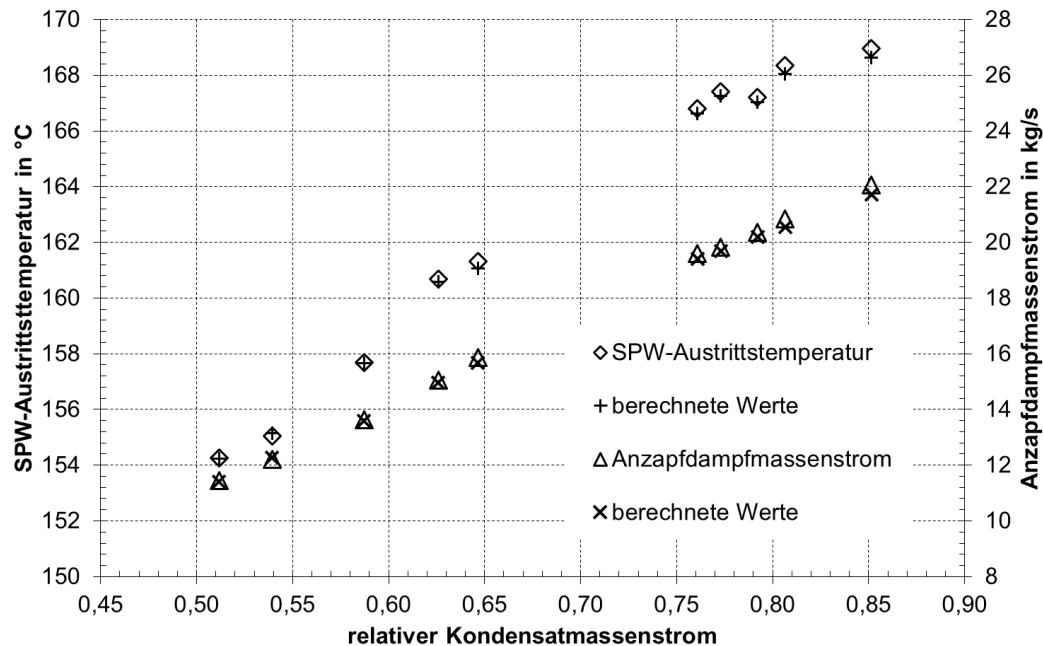


Abbildung 2.5: Gemessene und berechnete Werte für Speisewasseraustrittstemperatur und Heizdampfmassestrom des ND-Vorwärmers 6 des Blockes K im Kraftwerk Niederaußem

Abbildung 2.5 zeigt, dass die Theorie nach Rábek sehr gut das reale Betriebsverhalten des untersuchten ND-Vorwärmers wiedergibt. Die mittlere relative Abweichung der berechneten Speisewasseraustrittstemperatur liegt bei 0,1 %. Gleiches gilt für den berechneten Heizdampfmassestrom.

2.2.2 Turbinenkondensatoren

Für die Analyse der Turbinenkondensatoren wird von der in der Einleitung zu Kapitel 2 beschriebenen Betriebsdatenauswertungsmethode abgewichen, da die Kühlwassereintrittstemperatur im Teillastzeitraum nicht zwingend mit der des zugehörigen Referenzzeitraums übereinstimmt. Stattdessen wird eine Laststeigerung von Block H des Kraftwerks Niederaußem über einen Zeitraum untersucht, in dem die Kaltwassertemperatur in guter Näherung konstant bleibt. Da Block H mit unregelmäßigem Kühlwasserpumpen ausgestattet ist, bleibt

auch der Kühlwassermassenstrom im Betrachtungszeitraum konstant. Die beiden Turbinenkondensatoren MAG 20 und MAG 10 des Blockes H sind kühlwasserseitig in Reihe geschaltet, sodass die Warmwassertemperatur von MAG 20 der Kaltwassertemperatur von MAG 10 entspricht. Für die Gültigkeit der folgenden Betrachtung muss angenommen werden, dass der Druck in den Turbinenkondensatoren ohne Trägheit der Generatorleistung folgt, was Abbildung 2.6 bestätigt.

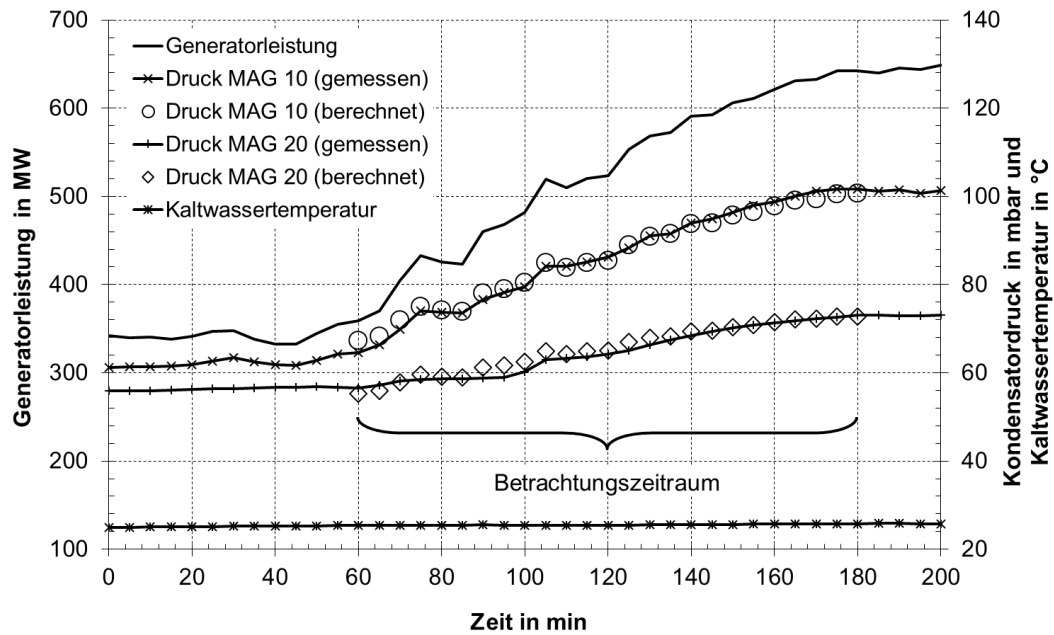


Abbildung 2.6: Am Block H des Kraftwerks Niederaußem gemessene Kaltwassertemperatur und Drücke in den Turbinenkondensatoren MAG 10 und MAG 20 im Vergleich zu berechneten Werten während einer Laststeigerung

Nach Dibelius gleichen sich die Berechnung des Teillastverhaltens eines Turbinenkondensators und die eines Oberflächenvorwärmers ohne Pumpe, wobei der Teil des Enthitzers entfällt [MWF-82]. In Kapitel 2.2.1 wird gezeigt, dass das Teillastverhalten von Oberflächenvorwärmern mit sehr großer Genauigkeit mit der Theorie nach Rábek prognostiziert werden kann. Die Anwendung dieser Theorie ergibt für den relativen Wärmedurchgangskoeffizienten eines Turbinenkondensators, der mit einem konstanten Kühlwassermassenstrom betrieben wird:

$$\frac{k}{k_0} = \frac{3}{1 + 2 \left(\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{D,0}} \right)^{-1/3}} \quad (2.8)$$

Abbildung 2.6 zeigt, dass die Rábeksche Theorie auch bei der Berechnung des Teillastverhaltens von Turbinenkondensatoren eine sehr gute Übereinstimmung mit gemessenen Werten erreicht. Die mittlere relative Abweichung der berechneten Kondensatordrücke von den gemessenen Werten liegt für den Turbinenkondensator MAG 10 bei 1,2 % und für den Turbinenkondensator MAG 20 bei 1,5 %.

2.2.3 Sonstige Wärmeübertrager

Für alle in diesem Kapitel aufgeführten Wärmeübertrager liegt keine physikalisch motivierte Theorie zur Beschreibung des Teillastverhaltens vor. Die Kennlinien werden – mit Ausnahme der Kennlinie für den Nachkühler – nach der in der Einleitung von Kapitel 2 beschriebenen Methode aus Betriebsmesswerten des Blockes K im Kraftwerk Niederaußem ermittelt. Als Bezugsgröße für die Kennlinie wird stets der Massenstrom des Stoffstroms genutzt, der die stärkere Korrelation mit der Last des Kraftwerks aufweist.

Enthitzer

In modernen Braunkohlekraftwerken ist dem letzten HD-Vorwärmer dampfseitig ein externer Enthitzer nachgeschaltet, der den stark überhitzten, aus der ersten Anzapfung der MD-Turbine kommenden Dampf kühlt, bevor dieser im ersten HD-Vorwärmer kondensiert wird. Die Kennlinie für den relativen Wärmedurchgangskoeffizienten wird in Abhängigkeit vom relativen Speisewasser-massenstrom gebildet:

$$\left(\frac{k}{k_0}\right) = a \left(\frac{\dot{m}_{SPW}}{\dot{m}_{SPW,0}}\right) + b \quad \text{mit} \quad \begin{array}{cc} a & 1,11474 \\ b & -0,11474 \end{array}$$

Die aus Betriebsmesswerten berechneten relativen Wärmedurchgangskoeffizienten und die Kennlinie sind in Abbildung A.4 dargestellt.

Rauchgaskühler

Der Rauchgaskühler ist im Rauchgaskanal zwischen Saugzug und Rauchgasentschwefelungsanlage angeordnet. Die dem Rauchgas im Rauchgaskühler entzogene Wärme wird an einen wasserführenden Zwischenkreislauf übertragen. Die Kennlinie für den relativen Wärmedurchgangskoeffizienten wird in Abhängigkeit vom relativen Rauchgasmassenstrom gebildet:

$\left(\frac{k}{k_0}\right) = a \left(\frac{\dot{m}_{RG}}{\dot{m}_{RG,0}}\right) + b$	mit	<table style="margin: auto; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 0 10px;">a</td> <td style="padding: 0 10px;">0,32357</td> </tr> <tr> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 0 10px;">b</td> <td style="padding: 0 10px;">0,67643</td> </tr> </table>	a	0,32357	b	0,67643
a	0,32357					
b	0,67643					

Die aus Betriebsmesswerten berechneten relativen Wärmedurchgangskoeffizienten und die Kennlinie sind in Abbildung A.5 dargestellt.

Wasserluftvorwärmer

Wasserluftvorwärmer sind von einem Wasserkreislauf beheizte Rippenrohrwärmetauscher, die zur Erwärmung der Verbrennungsluft vor den Regenerativluftvorwärmern eingesetzt werden. Ein Anwendungsbeispiel ist die Einkopplung der dem Rauchgas im Rauchgaskühler entzogenen Wärme in die Verbrennungsluft. Die Kennlinie für den relativen Wärmedurchgangskoeffizienten wird in Abhängigkeit vom relativen Luftmassenstrom gebildet:

$\left(\frac{k}{k_0}\right) = a \left(\frac{\dot{m}_{Luft}}{\dot{m}_{Luft,0}}\right) + b$	mit	<table style="margin: auto; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 0 10px;">a</td> <td style="padding: 0 10px;">0,91368</td> </tr> <tr> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 0 10px;">b</td> <td style="padding: 0 10px;">0,08632</td> </tr> </table>	a	0,91368	b	0,08632
a	0,91368					
b	0,08632					

Die aus Betriebsmesswerten berechneten relativen Wärmedurchgangskoeffizienten und die Kennlinie sind in Abbildung A.6 dargestellt.

Regenerativluftvorwärmer

Der Regenerativluftvorwärmer unterscheidet sich aufgrund der Tatsache, dass er als Regenerator ausgeführt wird, grundlegend von allen anderen betrachteten Wärmeübertragern, sodass die Anwendbarkeit der kA-Methode in Frage zu stellen ist. Da zwischen den aus den Betriebsmesswerten berechneten relativen Wärmedurchgangskoeffizienten und dem gemessenen Luftmassenstrom eine eindeutige Korrelation zu erkennen ist und die mittlere Abweichung zur Regressionsgeraden nur 1,7 % beträgt, ist davon auszugehen, dass die kA-Methode zur Prognose des Teillastverhaltens des Regenerativluftvorwärmers genutzt werden kann.

$\left(\frac{k}{k_0}\right) = a \left(\frac{\dot{m}_{Luft}}{\dot{m}_{Luft,0}}\right) + b$	mit	<table style="margin: auto; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 0 10px;">a</td> <td style="padding: 0 10px;">0,78352</td> </tr> <tr> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 0 10px;">b</td> <td style="padding: 0 10px;">0,21648</td> </tr> </table>	a	0,78352	b	0,21648
a	0,78352					
b	0,21648					

Die aus Betriebsmesswerten berechneten relativen Wärmedurchgangskoeffizienten und die Kennlinie sind in Abbildung A.7 dargestellt.

HD-Lubeco

Ein HD-Lubeco ist ein Teilstromeconomiser, der rauchgasseitig parallel zum Regenerativluftvorwärmer geschaltet ist. Der HD-Lubeco wird mit einem Teilstrom des Speisewassers gekühlt, welcher direkt hinter der Speisewasserpumpe entnommen wird und nach dem letzten HD-Vorwärmer wieder dem Hauptstrom beigemischt wird. Der Speisewassermassenstrom durch den HD-Lubeco wird dabei über ein Dreiwegeventil so geregelt, dass die Temperaturen der beiden Speisewasserströme an der Zusammenführung gleich sind. Die Kennlinie für den relativen Wärmedurchgangskoeffizienten wird in Abhängigkeit vom relativen Rauchgasmassenstrom gebildet:

$$\left(\frac{k}{k_0}\right) = a \left(\frac{\dot{m}_{RG}}{\dot{m}_{RG,0}}\right) + b \quad \text{mit} \quad \begin{array}{cc} a & 0,80659 \\ b & 0,19341 \end{array}$$

Die aus Betriebsmesswerten berechneten relativen Wärmedurchgangskoeffizienten und die Kennlinie sind in Abbildung A.8 dargestellt.

ND-Lubeco

Ein ND-Lubeco ist ein Naturumlaufdampferzeuger, der dem HD-Lubeco in Strömungsrichtung des Rauchgases nachgeschaltet ist. Der im ND-Lubeco erzeugte Dampf wird in einem den ND-Vorwärmern parallel geschalteten Kondensatvorwärmer niedergeschlagen. Das Kondensat wird in die Trommel zurückgeführt. Neben der Änderung des Wärmedurchgangskoeffizienten bei Teillast ist die Änderung des Trommeldrucks von Interesse, da dieser neben der Beheizungsintensität auch von dem aus der Trommel entnommenen Dampfmassenstrom abhängt. An Block K des Kraftwerks Niederaußem wird der Trommeldruck über den entnommenen Dampfmassenstrom geregelt. Der Dampfmassenstrom wird dabei über den Kondensatmassenstrom durch den mit dem ND-Lubeco verbundenen Kondensatvorwärmer eingestellt. Der Sollwert für den Trommeldruck wird aus dem Sollwert der Dampferzeugerwärmeleistung und den Rauchgastemperaturen hinter dem Dampferzeuger gebildet, was die gute Korrelation von Rauchgasmassenstrom und Trommeldruck erklärt (vgl. Abbildung A.9). Die Kennlinien werden in Abhängigkeit vom relativen Rauchgasmassenstrom gebildet:

$\left(\frac{k}{k_0}\right) = a \left(\frac{\dot{m}_{RG}}{\dot{m}_{RG,0}}\right) + b$	mit	$\frac{a}{b}$	$\frac{0,71363}{0,28637}$
$\left(\frac{p_{Tro}}{p_{Tro,0}}\right) = a \left(\frac{\dot{m}_{RG}}{\dot{m}_{RG,0}}\right) + b$	mit	$\frac{a}{b}$	$\frac{0,83365}{0,16635}$

Die aus Betriebsmesswerten berechneten relativen Wärmedurchgangskoeffizienten, die gemessenen relativen Trommeldrücke und die entsprechenden Kennlinien sind in Abbildung A.9 dargestellt.

Nachkühler

Nachkühler sind Teilsysteme von HD- und ND-Vorwärmern und werden eingesetzt, um einen Teil der fühlbaren Wärme des Anzapfdampf-kondensats nutzbar zu machen. Da vorhandene Betriebsmessstellen lediglich eine Analyse der Vorwärmer als Ganzes ermöglichen, werden zur Kennlinienerstellung Auslegungsdaten eines Nachkühlers der Blöcke I und II des Kraftwerks Eemshaven herangezogen. Die Kennlinie für den relativen Wärmedurchgangskoeffizienten wird in Abhängigkeit vom Massenstrom des Wärme aufnehmenden Mediums gebildet:

$\left(\frac{k}{k_0}\right) = a \left(\frac{\dot{m}_{SPW/Kond}}{\dot{m}_{SPW/Kond,0}}\right) + b$	mit	$\frac{a}{b}$	$\frac{1,00869}{-0,00869}$
---	-----	---------------	----------------------------

Die berechneten relativen Wärmedurchgangskoeffizienten und die Kennlinie sind in Abbildung A.10 dargestellt.

2.3 Druckverlust

Nach [VDI-06] kann in einphasigen Strömungen „[z]ur Berechnung des Druckverlusts beliebiger Strömungen (laminar ebenso wie turbulent) (...) in allen Fällen die folgende Gleichung zu Grunde gelegt werden“:

$$\Delta p = \zeta a \frac{\rho u^2}{2} \quad (2.9)$$

Dabei ist der Widerstandsbeiwert ζ von der Reynolds-Zahl abhängig. Der Faktor a ist je nach Strömungsproblem definiert und dient der Berücksichtigung der Geometrie des durchströmten Gegenstands. Die Dichte ρ und die Geschwindigkeit u sind als entlang des Strömungswegs gemittelte Werte einzusetzen. Bei merklichen Änderungen der Dichte aufgrund des Druckverlusts,

oder der Geschwindigkeit aufgrund von Querschnittsveränderungen, ist laut [VDI-06] eine abschnittsweise Betrachtung des Strömungsproblems sinnvoll.

Weiterhin gilt entsprechend der erweiterten Bernoulli'schen Druckgleichung [TRA-01]:

$$\Delta p_{12} = (p_1 - p_2) + \frac{\rho}{2}(u_1^2 - u_2^2) + \rho g(z_1 - z_2) \quad (2.10)$$

Dabei stellt Δp_{12} den Druckverlust entsprechend Gleichung (2.9), der erste Term die Differenz der statischen Drücke, der zweite Term die Druckdifferenz aufgrund veränderter Strömungsgeschwindigkeit und der dritte Term die Druckdifferenz aufgrund unterschiedlicher geodätischer Höhe dar.

Im Folgenden wird anhand von Betriebsmesswerten von Block K des Kraftwerks Niederaußem geprüft, in wieweit die – unter der Annahme konstanter Faktoren ζ und a – aus Gleichung (2.9) hervorgehende Beziehung (2.11) für den relativen Druckverlust unter Berücksichtigung der erweiterten Bernoulli'schen Druckgleichung auf Teilabschnitte eines Kraftwerksprozesses angewendet werden kann.

$$\frac{\Delta p}{\Delta p_0} = \frac{\rho u^2}{\rho_0 u_0^2} = \frac{\dot{m}^2}{\rho} \cdot \frac{\rho_0}{\dot{m}_0^2} \quad (2.11)$$

Die überprüften Teilabschnitte sind:

- Economisereintritt bis Economiseraustritt
- Verdampfereintritt bis Verdampferaustritt
- Überhitzereintritt bis Überhitzeraustritt
- ZÜ-Eintritt bis ZÜ-Austritt

Es liegen Messwerte für Druck, Temperatur und Massenstrom am Ein- und Austritt des jeweiligen Abschnitts sowie Angaben zu den Höhenkoten der Messstellen und den Strömungsquerschnitten vor. Mit diesen Informationen kann der Druckverlust nach Gleichung (2.10) als Differenz der gemessenen statischen Drücke, bereinigt um die geodätischen und dynamischen Druckdifferenzen als bilanzierter Druckverlust ermittelt und mit dem nach Gleichung (2.9) berechneten Druckverlust verglichen werden. Die Ergebnisse für die vier betrachteten Bereiche sind in Abbildung A.11 bis Abbildung A.14 dargestellt. Die Mittelwerte der Beträge der Abweichungen der berechneten

Druckverluste von den bilanzierten Druckverlusten liegen für den Economiser bei 0,47 bar, für den Verdampfer bei 1,46 bar, für den Überhitzer bei 0,42 bar und für den Zwischenüberhitzer bei 0,08 bar. Betrachtet man die Abhängigkeit der bilanzierten Druckverluste vom Massenstrom, so zeigt sich, dass Gleichung (2.11) die Druckverlustcharakteristik des Economisers, des Überhitzers und des Zwischenüberhitzers gut wiedergibt. Für den Verdampfer zeigt sich, dass die Berechnung des Druckverlusts nach Gleichung (2.11) zu keinen sinnvollen Ergebnissen führt, da der berechnete Druckverlust mit abnehmendem Massenstrom deutlich stärker sinkt als der bilanzierte Druckverlust. Die deutliche und nicht lineare Änderung von Dichte und Strömungsgeschwindigkeit des Mediums führen hier offensichtlich zu einer anderen Druckverlustcharakteristik.

Für die Bestimmung der für die vorliegende Arbeit relevanten thermodynamischen Zustandsgrößen ist der statische Druck die relevante Größe, sodass eine deutliche Vereinfachung bei der Modellierung und Simulation erreicht werden könnte, wenn die dynamischen Druckanteile vernachlässigt werden könnten. Abbildung A.15 zeigt die dynamischen Druckanteile am Eintritt und Austritt der oben genannten Teilabschnitte in Abhängigkeit vom Massenstrom durch den jeweiligen Teilabschnitt. Mit Ausnahme des Überhitzer-Austritts ist der dynamische Druckanteil in allen Lastpunkte kleiner als 0,22 bar, sodass der durch die Vernachlässigung des dynamischen Druckanteils entstehende Fehler gering ist. Am Überhitzer-Austritt wird mit 0,95 bar mit Abstand der höchste Wert für den dynamischen Druckanteil erreicht. Da der Gesamtdruck an dieser Stelle im zugehörigen Lastpunkt ca. 280 bar beträgt, liegt der relative Fehler im Gesamtdruck durch die Vernachlässigung des dynamischen Druckanteils bei einem sehr geringen Wert von 0,3 %. Abbildung A.16 zeigt den bilanzierten und berechneten Druckverlust für den Überhitzer des Blockes K im Kraftwerk Niederaußem in Analogie zu Abbildung A.13, wobei die dynamischen Druckverluste bei der Bilanzierung vernachlässigt wurden. Der Mittelwert der Beträge der Abweichungen der berechneten Druckverluste von den bilanzierten Druckverlusten liegt jetzt bei 0,41 bar und ist somit effektiv unverändert. Für den Economiser und den Zwischenüberhitzer ergeben sich gleichermaßen unveränderte mittlere absolute Abweichungen von 0,47 bar bzw. 0,08 bar.

Für die Beschreibung des Teillastverhaltens des Verdampferdruckverlusts wird ein empirischer Ansatz gewählt, da oben gezeigt wurde, dass eine Be-

schreibung nach Gleichung (2.11) zu keinen sinnvollen Ergebnissen führt. Abbildung A.17 zeigt den relativen Druckverlust über den Verdampfer des Blockes K im Kraftwerk Niederaußem in Abhängigkeit vom relativen Massenstrom durch den Verdampfer und die zugehörige Kennlinie, wobei die dynamischen Druckanteile vernachlässigt wurden. Die Koeffizienten der Kennlinie sind unten stehender Tabelle zu entnehmen.

$\left(\frac{\Delta p_{Verd}}{\Delta p_{Verd,0}} \right) = a \left(\frac{\dot{m}_{Verd}}{\dot{m}_{Verd,0}} \right) + b$	mit	<table style="margin: auto;"> <tr> <td style="padding: 0 10px;">a</td> <td style="padding: 0 10px;">0,83371</td> </tr> <tr> <td style="padding: 0 10px;">b</td> <td style="padding: 0 10px;">0,16629</td> </tr> </table>	a	0,83371	b	0,16629
a	0,83371					
b	0,16629					

2.4 Dampferzeuger

Das Betriebsverhalten von Dampferzeugern ist nicht vollständig passiv durch die Physik der einzelnen Teile des Dampferzeugers vorgegeben, sondern wird teilweise auch durch aktiv geregelte Stellgrößen beeinflusst. Um das Teillastverhalten eines Dampferzeugers in einer den Anforderungen der vorliegenden Arbeit entsprechenden Detailtiefe abbilden zu können, muss die Lastabhängigkeit folgender Größen in Kennlinien erfasst werden:

- Strahlungsleistung von der Brennkammer in den Konvektivteil
- Rauchgastemperatur hinter Economiser
- Luftüberschuss
- Wassertemperatur hinter Economiser
- Dampftemperatur in der Dampferzeugerwand auf Höhe des Konvektivteilanfangs
- ZÜ-Einspritzmassenstrom und ZÜ-Austrittstemperatur

Strahlungsleistung von der Brennkammer in den Konvektivteil

Der Wärmeübergang vom Rauchgas auf die Wände der Brennkammer eines Dampferzeugers ist aufgrund der hohen Temperaturen im Feuerraum durch Gas- und Partikelstrahlung dominiert. Da der Feuerraum nach oben hin offen ist, sind auch die unteren Heizflächen des Konvektivteils teilweise strahlungsbeheizt. Da die Ausstrahlung aus der Brennkammer in den Konvektivteil nicht direkt gemessen werden kann, erfolgt die Kennlinienbildung mit Hilfe von im Kesseldiagnoseprogramm des Blockes K im Kraftwerk Niederaußem hinterlegten Erfahrungswerten. Die Erfahrungswerte aus dem Kesseldiagnoseprogramm sind so eingestellt, dass bei der Rückwärtsbilanzierung der FET über

Betriebsmesswerte der Luft-Rauchgas-Seite und der Wasser-Dampf-Seite eine möglichst gute Übereinstimmung mit gemessenen Feuerraumendtemperaturen entsteht. Die Kennlinie für die von der Brennkammer in den Konvektivteil eingebrachte Strahlungsleistung wird in Abhängigkeit von der gesamten in die Brennkammer eingebrachten Wärmeleistung gebildet.

$$\left(\frac{\dot{Q}_{Str}}{\dot{Q}_{Str,0}} \right) = a \left(\frac{\dot{Q}_{e,BrKa}}{\dot{Q}_{e,BrKa,0}} \right) + b \quad \text{mit} \quad \begin{array}{l} a \quad 1,05838 \\ b \quad -0,05838 \end{array}$$

Die vom Kesseldiagnosesystem berechneten Werte für die aus der Brennkammer in den Konvektivteil eingestrahlte Wärmeleistung und die Kennlinie sind in Abbildung A.19 dargestellt.

Rauchgastemperatur hinter Economiser

Dem bei Teillast abnehmenden Rauchgasmassenstrom steht eine konstante Wärmetauscherfläche des Dampferzeugers gegenüber, was zur Folge hat, dass das Rauchgas mit abnehmender Last stärker abgekühlt wird. Die Kennlinie für die Rauchgastemperatur hinter Economiser wird in Abhängigkeit vom relativen Rauchgasmassenstrom im Economiser gebildet:

$$\left(\frac{T_{RG}}{T_{RG,0}} \right) = a \left(\frac{\dot{m}_{RG}}{\dot{m}_{RG,0}} \right) + b \quad \text{mit} \quad \begin{array}{l} a \quad 0,17169 \\ b \quad 0,82831 \end{array}$$

Die der Kennlinie zugrundeliegenden Betriebsmesswerte von Block K im Kraftwerk Niederaußem und die Kennlinie sind in Abbildung A.20 dargestellt.

Luftüberschuss

In Abhängigkeit von der Feuerungswärmeleistung (FWL) werden Mühlen hinzu- oder abgeschaltet. Um die mit den abgeschalteten Mühlen assoziierten Brenner zu schützen, werden diese mit Luft gekühlt, was zu einer Erhöhung des Luftüberschusses bei Teillast führt. Darüber hinaus wird bei Teillast der Luftüberschuss angehoben, um die Wärmeaufnahme von der Brennkammer zum Konvektivteil zu verschieben, sodass die ZÜ-Austrittstemperatur gestützt wird. Eine Kennlinienbildung für die Abhängigkeit des Luftüberschusses von der FWL aus Betriebsmesswerten ist aufgrund weiterer Einflussfaktoren (hier ist vor allem die Kohlequalität zu nennen) auf den tatsächlich gefahrenen Luftüberschuss nicht möglich. Aus diesem Grund wird die Kennlinie aus den Sollwertkurven der Sauerstoffregler der Blöcke F und G des Kraftwerks Neurath und des Blockes K im Kraftwerk Niederaußem abgeleitet.

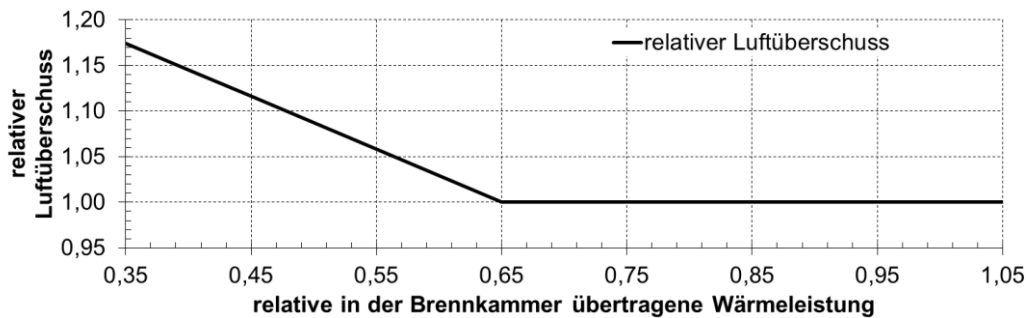


Abbildung 2.7: Kennlinie für den relativen Luftüberschuss in Abhängigkeit von der relativen in der Brennkammer übertragenen Wärmeleistung

Die in Abbildung 2.7 dargestellte Kennlinie ist nur eingeschränkt auf TBK-Kraftwerke übertragbar. Ähnlich wie bei steinkohlebefeuelten Kraftwerken ist bei TBK-Kesseln ohne Rauchgasrezirkulation von einer stärkeren Zunahme des Luftüberschusses bei Teillast zur Stützung der HZÜ-Temperatur auszugehen. Ist das TBK-Kraftwerk hingegen mit einer Rauchgasrezirkulation ausgeführt, könnte der Luftüberschuss lastunabhängig konstant gehalten werden, da eine Alternative zur Anhebung des RG-Massenstroms bei Teillast besteht.

Wassertemperatur hinter Economiser

Aufgrund des bei Teillast sinkenden Druckniveaus der Anzapfungen sinkt die Speisewassertemperatur am Eintritt in den Dampferzeuger. Aus diesem Grund sinkt auch die Temperatur am Economiseraustritt, obwohl die thermische Leistung des Economisers relativ zum Speisewassermassenstrom zunimmt. Die Kennlinie für die Wassertemperatur am Economiseraustritt wird in Abhängigkeit vom Speisewassermassenstrom gebildet:

$$\left(\frac{T_{SPW}}{T_{SPW,0}} \right) = a \left(\frac{\dot{m}_{SPW}}{\dot{m}_{SPW,0}} \right) + b \quad \text{mit} \quad \begin{array}{l} a \quad 0,13100 \\ b \quad 0,86900 \end{array}$$

Die der Kennlinie zugrundeliegenden Betriebsmesswerte von Block K im Kraftwerk Niederaußem und die Kennlinie sind in Abbildung A.21 dargestellt.

Dampftemperatur in der Dampferzeugerwand auf Höhe des Konvektivteilanfangs

Zur korrekten Bilanzierung der FET muss die mediumseitige Temperatur in der Dampferzeugerwand auf Höhe des Konvektivteilanfangs bekannt sein. Bei einem Dampferzeuger der 1100 MW_{el} Klasse ist davon auszugehen, dass dieser Punkt oberhalb des Übergangs von der Schrägberohrung zum senkrecht

berohrten Teil der Wand liegt. Aus einem h,p-Diagramm für die Dampferzeuger der Blöcke F und G des Kraftwerks Neurath lässt sich folgende Kennlinie für die Dampftemperatur in der Dampferzeugerwand auf Höhe des Konvektivteilanfangs in Abhängigkeit vom die Wand durchströmenden Dampfmassenstrom abschätzen [HAB-04]:

$$\left(\frac{T_D}{T_{D,0}} \right) = a \left(\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{D,0}} \right) + b \quad \text{mit} \quad \begin{array}{l} a \quad 0,09587 \\ b \quad 0,90413 \end{array}$$

Die der Kennlinie zugrundeliegenden Werte und die Kennlinie sind in Abbildung A.22 dargestellt.

ZÜ-Einspritzmassenstrom und ZÜ-Austrittstemperatur

Die ZÜ-Einspritzung dient zur Ausregelung von Störeinflüssen auf die ZÜ-Austrittstemperatur, sowie zur Sicherstellung einer konstanten ZÜ-Austrittstemperatur über einen möglichst großen Lastbereich. Da in der vorliegenden Arbeit nur stationäre Zustände betrachtet werden, sind lediglich die Lastabhängigkeit des ZÜ-Einspritzmassenstroms und die daraus resultierende ZÜ-Austrittstemperatur von Interesse. Aufgrund der Überlagerung der beiden Funktionen der ZÜ-Einspritzung ist eine Kennlinienbildung für die Lastabhängigkeit des ZÜ-Einspritzmassenstroms aus Betriebsmesswerten nicht möglich, sodass die Kennlinie aus Auslegungsdaten der Blöcke F und G des Kraftwerks Neurath abgeleitet wird. Für die ZÜ-Austrittstemperatur wird ein linearer Temperaturabfall um 10 K über den Lastbereich angenommen, in dem keine ZÜ-Einspritzung mehr erfolgt (vgl. hp-Diagramm in [HAB-04]). Die Kennlinien werden in Abhängigkeit vom Speisewassermassenstrom gebildet und sind in Abbildung 2.8 dargestellt.

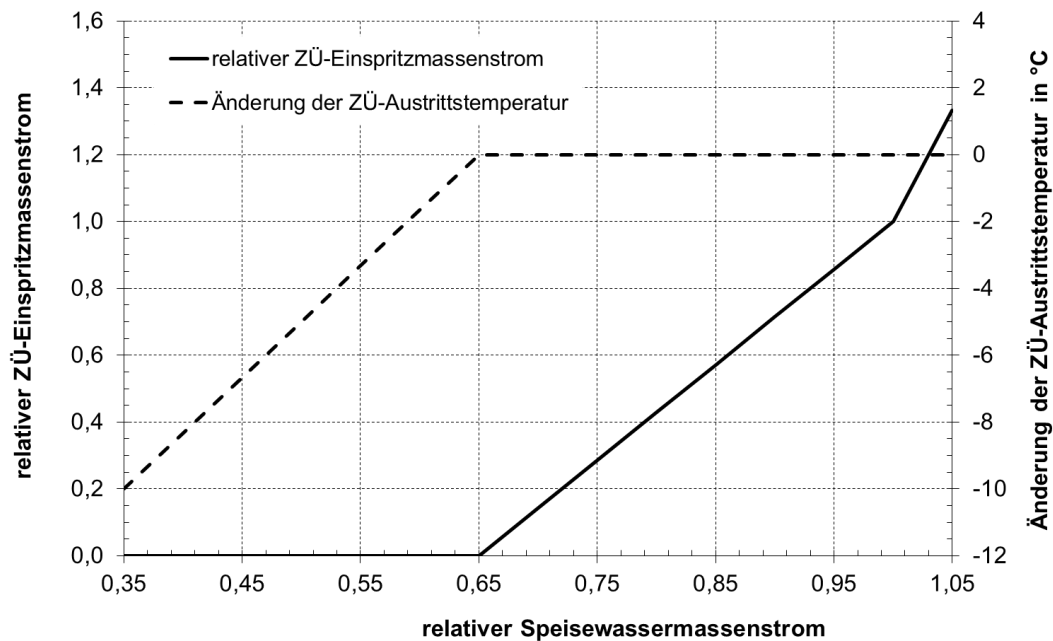


Abbildung 2.8: Kennlinie für den ZÜ-Einspritzmassenstrom und die Änderung der ZÜ-Austrittstemperatur

2.5 Pumpen, Gebläse und Elektromotoren

Pumpen und Gebläse

Zur Beschreibung des Teillastverhaltens von Pumpen und Gebläsen werden Kennlinien gebildet, die die relative Änderung des isentropen Wirkungsgrads in Abhängigkeit vom relativen von der Pumpe oder dem Gebläse geförderten Massenstrom beschreiben. Für Saugzüge und Frischlüfter werden unterschiedliche Kennlinien aus Auslegungsdaten der entsprechenden Komponenten des Blockes K im Kraftwerk Niederaußem gebildet. Gleiches gilt für Hauptkondensatpumpen, Vorpumpen von Hauptkondensatpumpen, Turbospeisepumpen und Vorpumpen von Turbospeisepumpen.

	$\left(\frac{\eta_{is}}{\eta_{is,0}}\right) = a \left(\frac{\dot{m}_{Med}}{\dot{m}_{Med,0}}\right)^4 + b \left(\frac{\dot{m}_{Med}}{\dot{m}_{Med,0}}\right)^3 + c \left(\frac{\dot{m}_{Med}}{\dot{m}_{Med,0}}\right)^2 + \left(\frac{\dot{m}_{Med}}{\dot{m}_{Med,0}}\right)d + e$				
	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>
Saugzug	0	1,02256	-3,61236	4,35140	-0,76160
Frischlüfter	0	-1,10849	1,78087	-0,44964	0,77726
Hauptkondensatpumpe	-0,26451	0,70856	-1,16160	1,72887	-0,01132
Vorpumpe einer Hauptkondensatpumpe	0	0	-0,96059	1,94908	0,01151
Turbospeisepumpe	0	0,18090	-0,69606	0,79947	0,71570
Vorpumpe einer Turbospeisepumpe	0	0	-0,09325	0,21381	0,87944

Elektromotoren

Der Wirkungsgrad elektrischer Motoren, ausgedrückt als das Verhältnis zwischen der an der Welle übertragenen Leistung und der elektrischen Leistungsaufnahme, variiert in Abhängigkeit von der Leistungsabgabe des Motors. Die Kennlinienbildung erfolgt anhand gemittelter Daten aus Prüfberichten der Motoren der Saugzüge, Frischlüfter, Elektrospeisepumpen, Kondensathauptpumpen und Kohlemühlen des Blockes K im Kraftwerk Niederaußem. Die Kennlinie für den relativen Wirkungsgrad von elektrischen Motoren wird in Abhängigkeit von der relativen elektrischen Leistungsaufnahme gebildet:

$\left(\frac{\eta}{\eta_0}\right) = a \left(\frac{P_{el}}{P_{el,0}}\right)^2 + b \left(\frac{P_{el}}{P_{el,0}}\right) + c$	mit	<i>a</i>	-0,04505
		<i>b</i>	0,07510
		<i>c</i>	0,96995

2.6 Kühlturm

Alle modernen deutschen Braunkohlekraftwerke sind mit Naturzugnasskühltürmen ausgestattet. Maßgeblich für die Kühlleistung eines Naturzugnasskühlturms ist bei gegebenem Kühlwassermassenstrom die Kühlzonenbreite, welche die Differenz zwischen der Temperatur des von den Turbinenkondensatoren des Kraftwerks zum Kühlturm strömenden Wassers (Warmwassertemperatur) und der Temperatur des vom Kühlturm zurück zu den Turbinenkondensatoren des Kraftwerks strömenden Wassers (Kaltwas-

sertemperatur) bezeichnet. Die Kühlzonenbreite hängt bei gegebener Auslegung des Kühlturms von der Warmwassertemperatur, dem Kühlwassermassenstrom und den Umgebungsbedingungen (Trockenlufttemperatur und relative Luftfeuchte) ab. Maßgeblich für die Güte eines Kühlturms ist der Kühlgrenzabstand, der als Differenz zwischen der Kaltwassertemperatur und der Feuchtkugeltemperatur der Umgebungsluft definiert ist. Aufgrund der großen Anzahl an Einflussparametern, die zum Teil nur ungenau von Betriebsmessungen erfasst werden (dies gilt vor allem für die Luftfeuchtigkeit) und aufgrund von Trägheitseffekten, die durch das große Speichervolumen der Kühlturmtasse hervorgerufen werden, ist es nicht möglich mit vertretbarem Aufwand das gesamte Spektrum der Betriebspunkte eines Naturzugnasskühlturms aus Betriebsmesswerten abzuleiten. Aus diesem Grund wird das Auslegungskennfeld des Kühlturms des Blockes K im Kraftwerk Niederaußem zur Beschreibung des Betriebsverhaltens eines Naturzugnasskühlturms herangezogen. Der Auslegungspunkt des Kühlturms liegt bei einer Trockenlufttemperatur von 10 °C und einer relativen Luftfeuchtigkeit von 77 %. Im Auslegungspunkt kühlt der Kühlturm 91.000 t/h Wasser von 24,7 °C auf 14,7 °C. Dies entspricht einem Kühlgrenzabstand von 6,6 K bei einer Feuchtkugeltemperatur von 8,1 °C. Das Kühlturmkennefeld ist in Abbildung 2.9 gemäß der in DIN 1947 gewählten Darstellung abgebildet [DIN-89]. Das Kennefeld wird entsprechend der eingezeichneten Auslegungslinie abgelesen. Da das Kraftwerk mit konstantem Kühlwassermassenstrom betrieben wird, ist im Kennefeld keine Variation des Kühlwassermassenstroms berücksichtigt. Zur Vermeidung einer Vereisung des Kühlturms wird bei Trockenlufttemperaturen unter dem Gefrierpunkt nur ein Teil der Verrieselungsfläche des Kühlturms genutzt, was die Charakteristik des Kühlturms ändert und ebenfalls nicht im gezeigten Kennefeld erfasst ist.

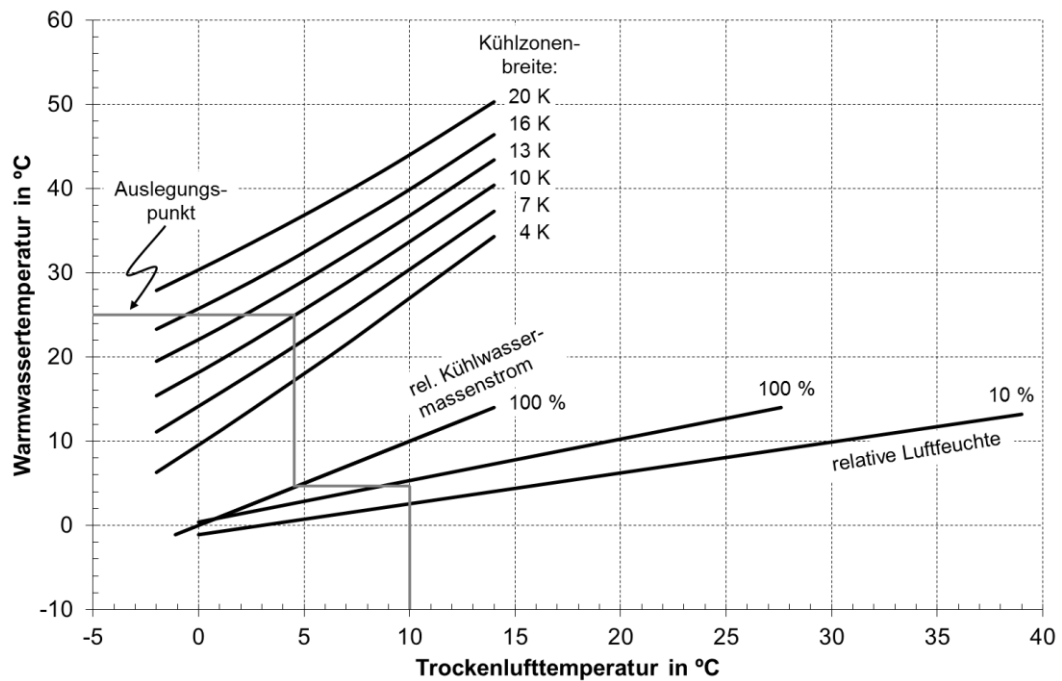


Abbildung 2.9: Kennfeld des Kühlturms des Blockes K im Kraftwerk Niederaußem

2.7 Generator

Der Wirkungsgrad des Generators ist als das Verhältnis zwischen der abgegebenen elektrischen Leistung und der Wellenleistung definiert. Der Verlauf der Wirkungsgradkennlinie ist sehr flach, aber aufgrund des direkten Einflusses des Generators auf die Bruttoleistung des Kraftwerks und damit auf den Gesamtwirkungsgrad sind auch geringfügige Änderungen zu berücksichtigen. Die Kennlinie für den Wirkungsgrad des Generators wird auf die relative Wellenleistung bezogen und aus Auslegungsdaten der Generatoren der Blöcke F und G des Kraftwerks Neurath abgeleitet:

$$\left(\frac{\eta}{\eta_0}\right) = a \left(\frac{P_{mech}}{P_{mech,0}}\right)^2 + b \left(\frac{P_{mech}}{P_{mech,0}}\right) + c \quad \text{mit} \quad \begin{array}{l|l} a & -0,0236 \\ b & 0,0349 \\ c & 0,9886 \end{array}$$

2.8 Dampfwirbelschichttrocknung

Zur Beschreibung des Betriebsverhaltens eines Dampfwirbelschichttrockners für Braunkohle sind die Abhängigkeiten folgender Parameter zu erfassen:

- Trocknerlast

- Druck im Trockner (kohleseitiger Systemdruck)
- Temperatur der Wirbelschicht
- Prozessdampfdruck
- Wassergehalt der TBK
- Brüdenverluste aufgrund von Leckage
- Brüdenverluste aufgrund von Nachentwrasen

Wassergehalt der Trockenbraunkohle

Der verbleibende Wassergehalt der TBK hängt wesentlich vom kohleseitigen Systemdruck und der Überhitzung der Wirbelschicht ab und ist durch sogenannte Desorptionsisobaren beschrieben. Die Überhitzung der Wirbelschicht entspricht der Temperaturdifferenz zwischen der Temperatur der Wirbelschicht T_{WS} und der dem kohleseitigen Systemdruck entsprechenden Satt-dampftemperatur $T_s(p_{sys})$. Klutz gibt experimentell ermittelte Werte für rheinische Braunkohle und kohleseitige Systemdrücke zwischen 1,1 und 6 bar an. Der Wassergehalt der TBK wurde für jede Kombination von Druck und Temperatur nach ausreichender Verweilzeit in der Dampfatmosfera und anschließendem Abkühlen auf 60 °C und dem dabei auftretendem Nachverdampfungseffekt bestimmt [KLU-08]. An die gemessenen Werte der Desorptionsisobaren werden Funktionen der Form

$$x_{H_2O,a} = a \left(T_{WS} - T_s(p_{sys}) \right)^n + b \quad (2.12)$$

angenähert, deren Parameter in Tabelle 2.1 dargestellt sind.

Tabelle 2.1: Ergebnisse der Regressionsanalyse

kohleseitiger System- druck in bar	Parameter		
	a	b	n
1,1	0,80608	-0,55122	-0,08393
2	0,86212	-0,64318	-0,05588
3	0,78449	-0,59349	-0,05090
4	0,55647	-0,36410	-0,07979
5	0,55503	-0,37884	-0,06780
6	0,77718	-0,58940	-0,05731

Die durch Regression ermittelten Desorptionsisobaren sind in Abbildung A.23 dargestellt.

Trocknerlast

Die Trocknerlast wird mit der Verdampfungsleistung des Trockners gleichgesetzt und hängt somit vom RBK-Durchsatz, vom Wassergehalt der RBK und vom Wassergehalt der TBK ab. Sind die Trocknergeometrie, der kohleseitige Systemdruck und der RBK-Durchsatz definiert, bleibt der Wassergehalt der TBK als freier Parameter, um die Trocknerlast bestimmen zu können. Wie oben erwähnt, ist der Wassergehalt der TBK neben dem kohleseitigen Systemdruck von der Überhitzung der Wirbelschicht abhängig und diese wiederum von der Trocknerlast, dem Wärmeübergang zwischen Wirbelschicht und Heizmedium und der Kondensationstemperatur des Heizmediums.

Die Änderung des Wärmeübergangskoeffizienten für den Wärmeübergang vom Heizmedium auf die Wirbelschicht wurde von Klutz berechnet und mit experimentell ermittelten Werten verglichen. Im Betriebsbereich eines Dampfwirbelschichttrockners ändert sich der berechnete Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit von der Verdampfungsleistung um weniger als 3 %. Die experimentell ermittelten Werte bestätigen die berechneten Werte, zeigen jedoch einen Trend zu geringeren Wärmeübergangskoeffizienten bei steigender Verdampfungsleistung, der aber auf eine gröbere Ausmahlung aufgrund einer lastabhängigen Mühlencharakteristik zurückzuführen ist [KLU-08].

Entsprechend ergibt sich bei gegebener Trocknergeometrie unter der Annahme eines von der Trocknerlast unabhängigen Wärmeübergangskoeffizienten folgender Zusammenhang für die Abhängigkeit der treibenden Temperaturdifferenz ΔT zwischen Kondensationstemperatur des Heizmediums und Wirbelschichttemperatur von der Verdampfungsleistung P_{Verd} des Trockners (angegeben als Massenstrom verdampften Wassers):

$$\frac{\Delta T}{\Delta T_0} = \frac{P_{Verd}}{P_{Verd,0}} \quad (2.13)$$

Das folgende Zahlenbeispiel illustriert die Zusammenhänge: Angenommen wird ein Trockner, der bei einem kohleseitigen Systemdruck von 1,1 bar arbeitet und TBK mit einem Wassergehalt von 12 % herstellen soll. Nach Gleichung (2.12) und Tabelle 2.1 muss die Temperatur der Wirbelschicht dafür 8,9 K über der Sattdampftemperatur von 102,3 °C liegen und somit 111,2 °C

betragen. Liegt die Verdampfungsleistung im Auslegungspunkt bei 110 t/h und die treibende Temperaturdifferenz im Auslegungspunkt bei 30 K, so muss das Heizmedium eine Kondensationstemperatur von 141,2 °C haben, was einem Heizdampfdruck von 3,7 bar entspricht. Wird der Trockner bei 50 % Last betrieben, sinkt die treibende Temperaturdifferenz entsprechend Gleichung (2.13) auf 15 K, sodass ein Heizdampfdruck von 2,4 bar ausreicht, um den Trockner in diesem Lastpunkt zur Herstellung von TBK mit einem Wassergehalt von 12 % zu betreiben.

Brüdenverlust durch Nachentwrasen

Die Kohle tritt aus dem Trockner mit der Temperatur der Wirbelschicht aus und muss aus Explosionsschutzgründen auf eine Temperatur von unter 60 °C abgekühlt werden. Durch die Ausschleusung der getrockneten Kohle aus dem unter Überdruck stehenden Trockner und aufgrund des Wasserdampf-Partialdruckgefälles, das beim Übergang von einer reinen Dampfatmosfera in eine Luftatmosfera auftritt, setzt ein Nachverdampfungseffekt (das sogenannte Nachentwrasen) ein. Der Nachentwrasungseffekt ist dabei umso größer, je größer der kohleseitige Systemdruck des Trockners ist [KLU-08]. Klutz gibt Ergebnisse von Gleichgewichtsuntersuchungen für den Nachentwrasungseffekt rheinischer Braunkohle in Abhängigkeit vom kohleseitigen Systemdruck und von der Überhitzung der Wirbelschicht bei der Abkühlung in Umgebungsluft auf eine Temperatur von ca. 60 °C an. Da keine wesentliche Abhängigkeit des Nachentwrasungseffekts von der Überhitzung der Wirbelschicht zu erkennen ist, wird eine Kennlinie für den Nachentwrasungseffekt gebildet, die nur vom kohleseitigen Systemdruck abhängt:

$$\Delta \dot{m}_{rel} = \frac{\dot{m}_{TBK\ vE} - \dot{m}_{TBK\ nE}}{\dot{m}_{TBK\ vE}} = a p_{sys} + b$$

a	0,00549
b	0,01945

Die für die Systemdrücke gemittelten Messwerte und die Kennlinie sind in Abbildung A.24 dargestellt.

Brüdenverlust durch Leckagen

Durch Undichtigkeiten an den Ein- und Austragszellenradschleusen des Trockners geht ein Teil der Brüden verloren. Dieser Effekt ist umso größer, je größer der Differenzdruck über die Zellenradschleusen ist. Klutz gibt die Summe der

Brüdenverluste durch Nachentwrasen und Leckage in Abhängigkeit vom kohleseitigen Systemdruck bei der Trocknung von 60 Gew.-% auf 12 Gew.-% an, wobei die Leckagen auf Basis großtechnischer Zellenradschleusen berechnet wurden [KLU-08]. Mit diesen Angaben und den oben erwähnten Daten für die Nachentwrasung lässt sich eine Kennlinie für den Brüdenverlust aufgrund von Leckagen relativ zum Brüdenmassenstrom bilden:

$$\frac{\dot{m}_{\text{Brüdenverlust}}}{\dot{m}_{\text{Brüden}}} = (a p_{\text{sys}} + b) \quad \text{mit} \quad \begin{array}{l|l} a & 0,00573 \\ b & 0,00700 \end{array}$$

Die der Kennlinie zugrundeliegenden Werte und die Kennlinie sind in Abbildung A.25 dargestellt. Porsche gibt Werte für den Leckagedampfmassenstrom einer DDWT Versuchsanlage mit einer Verdampfungsleistung von 5 t/h im Bereich von 1 bis 3 bar an [POR-10]. Die erwarteten minimalen Leckagemassenströme liegen doppelt so hoch wie die von Klutz angegebenen Daten.

3. BERECHNUNGSGRUNDLAGEN

Zur Beantwortung der in Kapitel 1.1 definierten Fragestellung werden in der vorliegenden Arbeit verschiedene Varianten von TBK-Kraftwerken einem RBK-Referenzkraftwerk gegenübergestellt. Um eine Vergleichbarkeit der verschiedenen Anlagenvarianten sicherzustellen, werden in Kapitel 3.1 einheitliche technische Randbedingungen definiert, die – soweit nicht anders kenntlich gemacht – sowohl für RBK-Kraftwerke als auch für TBK-Kraftwerke gültig sind. Gleiches gilt für die in Kapitel 3.2 definierten betriebswirtschaftlichen Randbedingungen. Die Berechnungsgrundlagen zur wirtschaftlichen Bewertung der Anlagenvarianten durch Ermittlung der Stromgestehungskosten und zur technischen Bewertung durch Exergieverlustanalysen werden in Kapitel 3.3 und Kapitel 3.4 gegeben.

3.1 Randbedingungen

Im Folgenden werden die Randbedingungen der vorliegenden Arbeit zusammengefasst. Sie sind als Eingangsdaten für die Optimierung notwendige Voraussetzungen und dienen der Begrenzung des Untersuchungsumfangs. Eine sinnvolle Festlegung der Randbedingungen ist für die Sicherstellung der Aussagekraft der Untersuchungsergebnisse und die Durchführbarkeit der Untersuchung unerlässlich.

Anlagendesign

Hinsichtlich des Anlagendesigns werden folgende Festlegungen getroffen, die zu einer erheblichen Eingrenzung des Lösungsraums führen, ohne die Aussagekraft der Untersuchungsergebnisse hinsichtlich der in Kapitel 1.1 definierten Fragestellung zu reduzieren. Die im Generator erzeugte Bruttoleistung wird auf 1100 MW_{el} festgelegt. Dieser Wert ergibt sich aus dem Bestreben, aufgrund der Kostendegression Erzeugungseinheiten mit möglichst großer Leistung zu bauen, solange dadurch keine Doppelung von Schlüsselkomponenten erforderlich ist. Weiterhin werden ausschließlich Anlagenkonfigurationen mit minimaler Anzahl an Strängen untersucht. Für Braunkohlekraftwerke der gewählten Leistungsklasse wird somit von einem Dampferzeuger, dessen Dampf in einer Dampfturbine entspannt und deren Leistung in einem Generator in Strom umgewandelt wird, ausgegangen. Für die Luft- und Rauchgasseite wird

angenommen, dass sie von der Frischluftansaugung bis zum Kesseleintritt und vom Leerzug des Kessels bis hinter die Entstaubung in zwei Strängen ausgeführt ist. Die REA und die Rauchgasableitung über den Kühlturm werden als in einem Strang ausgeführt betrachtet.

Im Hinblick auf die eingesetzten technischen Lösungen für verschiedene Anlagenbereiche werden folgende Festlegungen getroffen: Für die Rauchgasreinigung wird von DeNO_x-Anlagen in sog. High-Dust-Schaltung (vgl. Kapitel 1.4), Elektrofiltern und einer als Kalkwäsche ausgeführte REA, wie sie zum Beispiel an den Blöcken Neurath F & G zum Einsatz kommen, ausgegangen. Die Rauchgasreinigungseinrichtungen sind so ausgelegt, dass die gesetzlich vorgeschriebenen Grenzwerte eingehalten werden. Entsprechend der 13. BImSchV sind dies insbesondere 100 mg/Nm³ NO_x im Jahresmittel und 200 mg/Nm³ SO_x sowie 20 mg/Nm³ Staub im Tagesmittel [BUN-04]. Als Kühlturm wird ein Naturzugnasskühlturm mit integrierter Rauchgasableitung betrachtet. Der Dampferzeuger ist mit einer Staubfeuerung ausgeführt. Alternative Feuerungsarten wie Wirbelschicht oder Schmelzkammerfeuerung werden nicht betrachtet.

Der Mindestlastpunkt der Anlage wird auf 35 % des Frischdampfmassenstroms im Auslegungspunkt festgelegt. Es wird davon ausgegangen, dass die Zwangsdurchlaufmindestlast des Dampferzeugers und die minimal zulässige FWL bei reinem Kohlefeuer marginal unter diesem Wert liegen. Die maximal zulässige Dauerlast beträgt 103 % des Frischdampfmassenstroms im Auslegungspunkt. Weiterhin wird davon ausgegangen, dass alle Kraftwerkskomponenten so ausgelegt werden, dass ein Lastgradient von 30 MW_{el}/min im Lastbereich zwischen der Mindestlast und der maximalen Dauerlast gefahren werden kann. Von einer Anpassung des Anlagendesigns zur optimierten Bereitstellung von Regelleistung wird nicht ausgegangen.

Umgebungsbedingungen

Für die Auslegung eines Kraftwerks und zur Sicherstellung der Vergleichbarkeit der durchgeführten thermodynamischen Berechnungen sind einheitliche Annahmen zu den Umgebungsbedingungen erforderlich. Der thermodynamische Zustand der Umgebungsluft wird in Anlehnung an den langfristigen Mittelwert der an der Wetterstation Aachen des Deutschen Wetterdienstes gemessenen Werte gewählt und ist in Tabelle 3.1 aufgeführt [DWD-12].

Tabelle 3.1: Thermodynamischer Zustand der Umgebungsluft

Druck	1,013 bar
Temperatur	10 °C
relative Luftfeuchtigkeit	80 %

Die Zusammensetzung der Umgebungsluft entspricht den von Baehr angegebenen Werten für trockene Luft [BAE-00]. Unter Berücksichtigung der festgelegten relativen Luftfeuchtigkeit ergibt sich die in Tabelle 3.2 aufgeführte Zusammensetzung der Umgebungsluft.

Tabelle 3.2: Zusammensetzung der Umgebungsluft

Stickstoff (N ₂)	75,057 Gew.-%
Sauerstoff (O ₂)	23,001 Gew.-%
Argon (Ar)	1,281 Gew.-%
Wasser (H ₂ O)	0,606 Gew.-%
Kohlenstoffdioxid (CO ₂)	0,055 Gew.-%

Eine weitere Schnittstelle der zu untersuchenden Prozesse mit der Umgebung ist das Kühlturmzusatzwasser und das Zusatzwasser, um Kondensatverluste zu kompensieren. Für diese Stoffströme wird eine Temperatur von 10 °C angenommen.

Kohlequalität

Die für die vorliegende Untersuchung gewählte Referenzkohle stellt eine Mischung aus Kohlen der Tagebaue Garzweiler und Hambach dar. Die Elementaranalyse ist in Tabelle 3.3 dargestellt.

Tabelle 3.3: Zusammensetzungen und Heizwerte der Referenzkohle und des Kohlebandes

Parameter	Einheit	Referenzkohle	Kohleband
unterer Heizwert	MJ/kg	8,792	7,5 – 10,5
Wasser	Gew.-%	54,60	49 – 59
Asche	Gew.-%	5,70	2 – 11
Kohlenstoff	Gew.-%	27,10	–
Wasserstoff	Gew.-%	1,96	–
Sauerstoff	Gew.-%	9,90	–
Stickstoff	Gew.-%	0,29	–
Schwefel	Gew.-%	0,45	–

Das in Abbildung 3.1 dargestellte Kohleband deckt typische Mischkohlen dieser beiden Tagebaue ab. Die Elementaranalyse des wasser- und aschefreien Teils der Kohle wird nicht variiert.

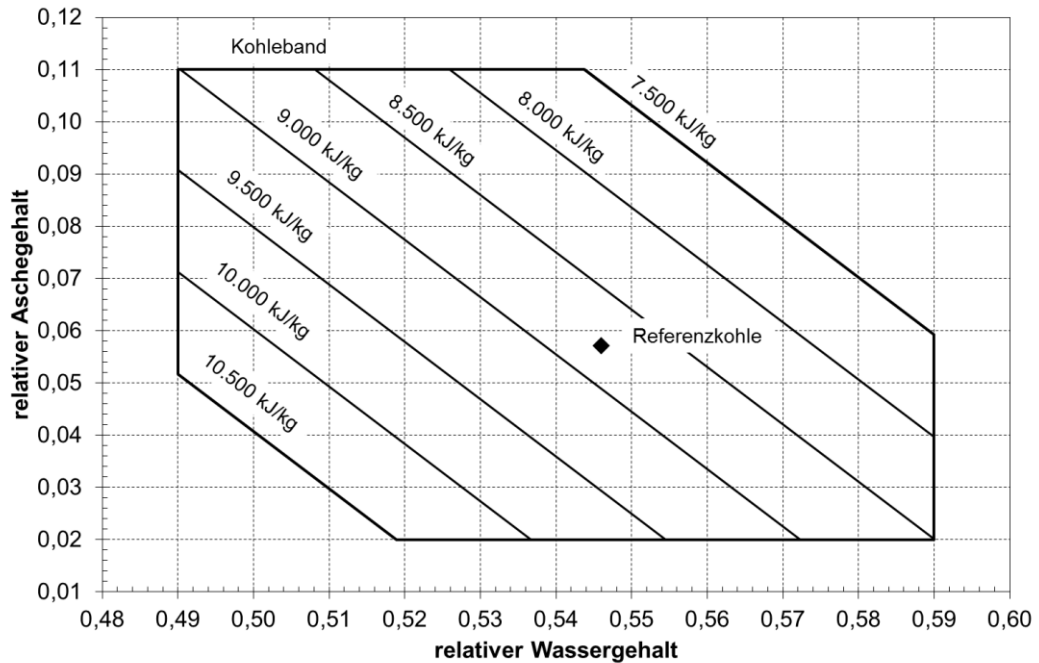


Abbildung 3.1: Einsatzkohleband

Der Heizwert der Kohlen des Kohlebandes kann ausgehend vom Heizwert $\hat{H}_u$, vom Wassergehalt $\hat{x}_{H_2O}$ und vom Aschegehalt $\hat{x}_{Asche}$ der Referenzkohle unter Berücksichtigung der spezifischen Verdampfungsenthalpie des Wassers Δh_V entsprechend Gleichung (3.1) umgerechnet werden.

$$H_u = \left(\frac{\hat{H}_u + \Delta h_V \cdot \hat{x}_{H_2O}}{1 - \hat{x}_{H_2O} - \hat{x}_{Asche}} \right) (1 - x_{H_2O} - x_{Asche}) - \Delta h_V \cdot x_{H_2O} \quad (3.1)$$

Thermodynamische Umgebung

Um aus einem Stoff Arbeit zu gewinnen, muss der physikalische oder der chemische Zustand des Stoffes verändert werden, wobei der Stoff in Interaktion mit seiner Umgebung tritt. Demzufolge ist die maximale Arbeit, die sich durch die Veränderung des Zustands eines Stoffes gewinnen lässt, von der Umgebung abhängig, in welcher der Stoff umgewandelt wird. Um die Exergie eines Stoffes eindeutig bestimmen zu können, ist es deshalb notwendig, eine Referenzumgebung zu definieren, die im Folgenden thermodynamische Umgebung ge-

nannt wird. Sowohl bei der Wahl der Komponenten, die in der thermodynamischen Umgebung berücksichtigt werden, als auch bei der Festlegung des Umgebungsdrucks und der Umgebungstemperatur gibt es eine gewisse Willkür. Die von verschiedenen Autoren vorgeschlagenen Umgebungen ergeben Abweichungen bei der Bestimmung der Exergie in der Größenordnung eines Prozentpunkts [BAE-00].

Für diese Arbeit wird eine von Baehr vorgeschlagene thermodynamische Umgebung gewählt, die sich auf eine von Diederichsen berechnete Gleichgewichtsumgebung stützt [BAE-00][DIE-91]. Die von Diederichsen ermittelten molaren Exergien im Standardzustand ($T_0 = 298,15 \text{ K}$, $p_0 = 1 \text{ bar}$) der für die vorliegende Arbeit relevanten Verbindungen sind in Tabelle A.1 aufgeführt. Die Berechnungsweise der physikalischen Exergie und der chemischen Exergie von Stoffen im Standardzustand unter Berücksichtigung der hier definierten thermodynamischen Umgebung ist in Kapitel 3.4 erläutert.

3.2 Betriebswirtschaftliche Annahmen

Die Randbedingungen für die Berechnung der Stromgestehungskosten des RBK-Referenzkraftwerks und für die Betrachtung der Wirtschaftlichkeit der verschiedenen TBK-Kraftwerksvarianten sind im Folgenden aufgeführt. Die Annahmen für die einzelnen Parameter gehen aus einem Abgleich der Annahmen für eine fortschrittliche Braunkohleanlage in der Studie „Referenzkraftwerk Nordrheinwestfalen“ und der Annahmen aus der Untersuchung von Buttermann et al. hervor [VGB-04][BUT-13]. Für die Daten aus der Studie „Referenzkraftwerk Nordrheinwestfalen“ wurde eine Preissteigerung in Höhe von 2 % p. a. für den Zeitraum seit Erscheinen der Studie im Jahr 2004 berücksichtigt.

Allgemeine Annahmen

Die in Tabelle 3.4 aufgelisteten Parameter werden für alle betrachteten Kraftwerksvarianten konstant gehalten und auch nicht weiter mit Hilfe von Sensitivitätsanalysen untersucht. Die Definition der Parameter ist in Kapitel 3.3 zu finden.

Tabelle 3.4: Allgemeine Annahmen der Wirtschaftlichkeitsrechnung

Parameter	Variable	Einheit	Wert
Zeitraum bis Baubeginn	n_P	a	0,25
Bauzeit	n_B	a	5
Kostenverteilung über die Bauzeit	$v_{AS,i}$	% p. a.	5, 15, 25, 25, 20
unterjähriger Zahlungszeitpunkt	s_{AS}	-	0,5
Kalkulationszinssatz	f_Z	% p. a.	10
allgemeine Inflationsrate	f_I	% p. a.	1
spezifischer Brennstoffpreis	k_B	€/t	10
Hilfs-/Betriebsstoffe	k_{HB}	€/t	1,35
spezifische Personalkosten	k_P	€ p. a.	80.000
Personalbedarf	Z_P	-	80
Versicherung/Overhead	f_{VO}	% p. a.	0,5
Instandhaltungskosten	f_{IK}	% p. a.	1,6
Stilllegungskosten	k_{SL}	€	2.000.000
unvorhergesehene Kosten	f_{UV}	%	5
Bauherreneigenleistung	f_{BE}	%	10

Annahmen für das Rohbraunkohlereferenzkraftwerk

Die zusätzlich für die Berechnung der Stromgestehungskosten des RBK-Referenzkraftwerks erforderlichen Annahmen sind in Tabelle 3.5 aufgeführt. Die elektrische Nettoleistung ist ein Berechnungsergebnis aus Kapitel 5.1.2. Als Wirkungsgrad wird in der Wirtschaftlichkeitsrechnung im Abgleich zwischen selbst berechneten Werten und Literaturwerten ein Nettobetriebswirkungsgrad von 43 % angenommen¹, sodass Reisezeit- und Alterungseffekte berücksichtigt sind. Für die Wirtschaftlichkeitsbetrachtung alternativer Kraftwerkskonzepte wird jeweils die Nettowirkungsgraddifferenz zum RBK-

¹ Wie in Kapitel 5.1.2 ersichtlich ist, liegt der Nettowirkungsgrad des RBK-Referenzkraftwerks im Auslegungspunkt höher als 43 %. Um eine einheitliche Vergleichsbasis für die TBK-Kraftwerksvarianten zu gewährleisten, wird bei Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen die Nettowirkungsgradänderung gegenüber dem RBK-Referenzkraftwerk zu den angenommenen 43 % addiert.

Referenzkraftwerk auf den Nettobetriebswirkungsgrad addiert. In Kapitel 5.1.3 sind Sensitivitätsanalysen für alle Parameter aus Tabelle 3.5 mit Ausnahme der elektrischen Bruttoleistung dargestellt.

Tabelle 3.5: Eingangsparameter für das RBK-Referenzkraftwerk

Parameter	Variable	Einheit	Wert
spezifischer Anlagenpreis	k_A	€/kW	1170
elektrische Bruttoleistung	$P_{el,br}$	MW _{el}	1100
elektrische Nettoleistung	$P_{el,ne}$	MW _{el}	1045
Nettobetriebswirkungsgrad	η_{Ne}	%	43
Volllastbenutzungsstunden	T_V	h/a	7500
Lebensdauer/Betriebszeit	n	a	40

Kostenfunktionen

Zur Ermittlung des spezifischen Anlagenpreises alternativer Kraftwerkskonzepte werden für alle im Vergleich zum RBK-Referenzkraftwerk veränderlichen Teilsysteme lineare Kostenfunktionen $k_{TS,i}$ mit der Steigung $a_{TS,i}$ und der Konstanten $b_{TS,i}$ hinterlegt. Als unabhängige Variable wird eine für die Dimensionierung des Teilsystems repräsentative Größe $x_{TS,i}$ gewählt.

$$k_{TS,i} = a_{TS,i}x_{TS,i} + b_{TS,i} \quad (3.2)$$

In Tabelle 3.6 sind sämtliche Systeme und Anlagenteile, für die Kostenfunktionen hinterlegt sind, aufgeführt. Die Spalte „Skalierung“ enthält die jeweils für die Kostenfunktion als unabhängige Variable gewählte Größe. Die Spalte „variabler Anteil“ gibt darüber Aufschluss, wie stark der Skalierungsparameter die Kosten eines Systems beeinflusst. Die Kostenfunktionen sind so skaliert, dass der spezifische Anlagenpreis des RBK-Referenzkraftwerks dem in Tabelle 3.5 aufgeführten Wert von 1170 €/kW entspricht.

Tabelle 3.6: Kostenfunktionen zur Ermittlung des spezifischen Anlagenpreises

Bezeichnung	Skalierung	variabler Anteil
Wirbelschichttrocknungsanlage (TBK)	-	0%
Dampferzeuger (RBK/TBK)	$\dot{m}_{FD}$	65 %
Kühlturm	P_{th}	85 %
Regenerativluftvorwärmer	k_A	40 %

Dampfluftvorwärmer	P_{th}	0 %
heißes Rauchgasrezirkulationssystem (TBK)	$\dot{m}_{RG}$	55 %
kaltes Rauchgasrezirkulationssystem (TBK)	$\dot{m}_{RG}$	55 %
Saugzuggebläse	$\dot{m}_{RG}$	55 %
Elektrofilter inkl. Entaschung (RBK/TBK)	$v_{RG} \cdot \dot{m}_{RG}$	35 %
REA (RBK/TBK)	$v_{RG} \cdot \dot{m}_{RG}$	40 %
HD- und MD-Rohrleitungen (RBK/TBK)	-	0 %
Niederdruckvorwärmer	kA	55 %
Hochdruckvorwärmer	P_{th}	70 %
externer Enthitzer	P_{th}	70 %
Lubecosystem inkl. Kondensatbypassvw.	P_{th}	70 %
kleines Wärmeverschiebesystem	$(kA)_{RGK}$	80 %
großes Wärmeverschiebesystem	$(kA)_{RGK}$	80 %
Brüdennutzungssystem		
„Vorwärmung des Hauptkondensats“ (TBK)	P_{th}	55 %
Brüdennutzungssystem		
„Verbrennungsluftvorwärmung“ (TBK)	P_{th}	55 %
Brüdennutzungssystem		
„Kohlevorwärmung“ (TBK)	P_{th}	55 %
Brüdennutzungssystem		
„Sekundärdampferzeuger“ (TBK)	P_{th}	55 %
Brüdennutzungssystem		
„Expansionsturbine“ (TBK)	P_{el}	30 %
Brüdennutzungssystem		
„Sekundärturbine“ (TBK)	P_{el}	30 %
System zur Brüdenverdichtung (TBK)	$\dot{m}_{Brüden}$	90 %
Sonstiges	-	0 %

Alle Systeme und Komponenten, die in jeder untersuchten Kraftwerksvariante vorhanden sind und für die davon ausgegangen werden kann, dass unterschiedliche Schaltungsvarianten nur einen unwesentlichen Einfluss auf ihre Kosten haben, werden unter „Sonstiges“ subsummiert. Dies gilt insbesondere für die Hauptturbine inklusive der Turbinenkondensatoren und des Generators, die Turbospeisewasserpumpe (TSP) und die SPAT inklusive SPAT-Kondensator, die Elektrospeisewasser-, Kondensat- und Kühlwasserpumpen inklusive Motoren, den Speisewasserbehälter, die Rauchgas- und Netzableitung, die Leittechnik und die Anbindung an das Altkraftwerk. Die in Tabelle 3.6 mit RBK und TBK gekennzeichneten Kostenfunktionen weisen darauf hin, dass

sie entweder nur auf RBK- oder TBK-Kraftwerke zutreffen oder dass für die beiden Kraftwerkstypen unterschiedliche Kostenfunktionen hinterlegt sind.

Kosten für CO₂-Emissionszertifikate

Ab 2013, dem Beginn der dritten Phase des European Union Emission Trading System (EU-ETS), müssen die deutschen Energieversorger CO₂-Emissionszertifikate in äquivalenter Menge zum CO₂-Ausstoß ihrer Kraftwerke ersteigern, wobei die Menge der insgesamt am Markt bereitgestellten Emissionszertifikate kontinuierlich reduziert wird [DOY-08]. Wie stark das Angebot an CO₂-Emissionszertifikaten reduziert wird, leitet sich aus dem Bestreben der Europäischen Union ab, den globalen mittleren Temperaturanstieg im Jahr 2100 auf 2 °C gegenüber dem Niveau vor der Industrialisierung zu begrenzen [KEG-07]. Eine realistische Wahrscheinlichkeit, dieses Ziel zu erreichen, besteht, wenn die entwickelten Nationen ihren CO₂-Ausstoß bis 2020 um 30 % und bis 2030 um 50 % gegenüber dem Niveau von 1990 reduzieren. Im Rahmen einer durch das Institute for Prospective Technological Studies (IPTS) im Auftrag der Europäischen Union durchgeführten Studie wurde anhand von Simulationsrechnungen ermittelt, wie teuer CO₂-Emissionszertifikate sein müssen, um die angestrebten Emissionsminderungen zu realisieren [RUS-07]. Die Studie kam zu dem Ergebnis, dass der Preis für CO₂-Emissionszertifikate im Jahr 2015 in den entwickelten Ländern bei 21 €/tCO₂, im Jahr 2020 bei 37 €/tCO₂ und im Jahr 2030 bei 65 €/tCO₂ liegen müsste (Preisstand jeweils 2007). Dieser Anstieg entspricht einer jährlichen Teuerung um ca. 3 €/tCO₂.

Basierend auf diesen Zahlen wurden für die vorliegende Untersuchung verschiedene Szenarien für die Preisentwicklung der CO₂-Emissionszertifikate betrachtet. Abbildung 3.2 zeigt diese Szenarien. Es wurden drei Basisszenarien (Szenario 1 bis 3) mit der gleichen relativen Preisentwicklung wie jene der IPTS-Daten erstellt. Die Szenarien unterscheiden sich in ihrem absoluten Preisniveau. Szenario 1 entspricht exakt den IPTS-Daten, wobei die Preise auf einen Preisstand von 2012 skaliert wurden. Die Szenarien 2 und 3 liegen 10 €/tCO₂ niedriger bzw. höher als Szenario 1. Da die Daten des IPTS nur bis 2030 vorliegen, für die Wirtschaftlichkeitsrechnung aber vom Beginn des kommerziellen Betriebs im Jahr 2017 und einer 40 jährigen Betriebszeit ausgegangen wird, muss eine Annahme über die Preisentwicklung ab 2030 getroffen werden. Für die Preisentwicklung ab 2030 wurden drei verschiedene Verläufe angenommen, sodass in Summe neun Szenarien betrachtet werden. Neben ei-

nem konstanten Verlauf der Preise (Szenario x.1) wird eine jährliche Steigerung um 1 €/tCO₂ (Szenario x.2) und eine jährliche Steigerung um 3 €/tCO₂ (Szenario x.3) betrachtet.

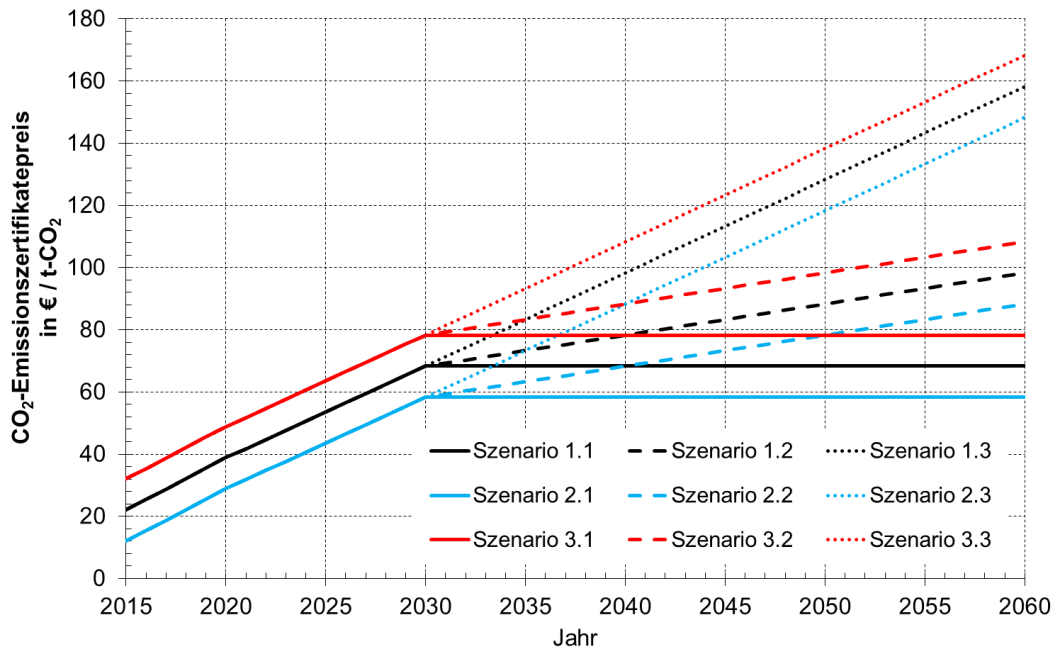


Abbildung 3.2: Preisszenarien für CO₂-Emissionszertifikate (Preisbasis 2012)

3.3 Wirtschaftlichkeitsrechnung

Der Vergleich der Wirtschaftlichkeit verschiedener Kraftwerkskonzepte erfolgt auf Basis der Stromgestehungskosten. Die Berechnungsmethode zur Ermittlung der Stromgestehungskosten ist an jene von Rode angelehnt [ROD-04], wobei zusätzliche Parameter entsprechend der Konzeptstudie „Referenzkraftwerk Nordrhein-Westfalen“ berücksichtigt werden [VGB-04]. Für eine detaillierte Erläuterung der Grundbegriffe der Wirtschaftlichkeitsrechnung sei auf [WAR-03] verwiesen.

Die Stromgestehungskosten k_S stellen die finanzmathematischen Durchschnittskosten einer kWh Strom während der gesamten Laufzeit eines Kraftwerks dar und berechnen sich als Summe aus den fixen Stromgestehungskosten k_{SF} und den variablen Stromgestehungskosten k_{SV} . Unter den fixen Stromgestehungskosten werden alle Kosten zusammengefasst, die unabhängig von der erzeugten Strommenge anfallen. Alle Kosten, die mit der erzeugten Strommenge korreliert sind, werden in den variablen Stromgestehungskosten berücksichtigt.

Die Ermittlung der Stromgestehungskosten erfolgt in zwei Schritten: Zunächst wird der Barwert aller anfallenden Kosten zu einem Referenzzeitpunkt, für den der Beginn des kommerziellen Betriebs des Kraftwerks gewählt wird, bestimmt. Die Gesamtkosten berechnen sich durch Addition der Investitionssumme IS und dem Barwert der über die Betriebszeit anfallenden Kosten KBZ . In einem zweiten Schritt wird der Barwert aller Kosten durch Multiplikation mit dem Annuitätenfaktor a_{n,f_z} über die Betriebszeit des Kraftwerks gemittelt. Die jährliche Annuität wird durch die Anzahl der pro Jahr erzeugten Kilowattstunden, die sich aus dem Produkt der jährlichen Vollastbenutzungsstunden T_V und der elektrischen Nettoleistung des Kraftwerks $P_{el,ne}$ ergeben, geteilt. Das Ergebnis sind die Stromgestehungskosten entsprechend Gleichung (3.3).

$$k_S = \frac{a_{n,f_z}}{T_V \cdot P_{el,ne}} \cdot (IS + KBZ) \quad (3.3)$$

Der Annuitätenfaktor a_{n,f_z} wird entsprechend Gleichung (3.4) in Abhängigkeit von der Lebensdauer des Kraftwerks n und des Kalkulationszinses f_z berechnet.

$$a_{n,f_z} = \frac{f_z \cdot (1 + f_z)^n}{(1 + f_z)^n - 1} \quad (3.4)$$

Investitionssumme

Die Investitionssumme IS stellt die Summe aller Kosten dar, die bis zum Beginn des kommerziellen Betriebs des Kraftwerks anfallen, und setzt sich aus dem Anlagenpreis, der Bauherreneigenleistung und den unvorhergesehenen Kosten zusammen. Die Bauherreneigenleistung wird über den Faktor f_{BE} und das Unvorhergesehene über den Faktor f_{UV} anteilig zu den spezifischen Anlagenkosten k_A berücksichtigt. Jede Kostenposition wird bis zu ihrer Fälligkeit mit der allgemeinen Preissteigerungsrate (Inflationsrate) f_I skaliert und ab dem Zeitpunkt ihrer Fälligkeit mit dem Kalkulationszins f_z bis zum Referenzzeitpunkt aufgezinst.

$$\begin{aligned}
 IS = & P_{el,br} \cdot k_A \cdot (1 + f_I)^{n_P} \\
 & \cdot \left[(1 + f_{BE}) \cdot \sum_{i=1}^{n_B} (v_{AS,i} \cdot (1 + f_I)^{(i-s_{AS})} \cdot (1 + f_Z)^{(n_B(i-s_{AS}))}) \right. \\
 & \left. + f_{UV} \cdot (1 + f_Z)^{n_B} \right] \quad (3.5)
 \end{aligned}$$

In Gleichung (3.5) werden weiterhin der Zeitraum zwischen Bauentscheid und Baubeginn n_P , die Bauzeit n_B , die Verteilung der Anlagenkosten und Bauherreneigenleistung über die Bauzeit $v_{AS,i}$, sowie der unterjährige Zahlungszeitpunkt s_{AS} berücksichtigt. In Tabelle 3.4 sind die Annahmen für diese Parameter aufgeführt. Für die unvorhergesehenen Kosten wird angenommen, dass sie zu Baubeginn in vollem Umfang anfallen.

Spezifische Anlagenkosten

Die spezifischen Anlagenkosten stellen die Summe aller auf die Bruttoleistung bezogenen Kostenpositionen der Teilsysteme des Kraftwerks dar, deren Anzahl n_{TS} beträgt. Die spezifischen Kosten der Teilsysteme $k_{TS,i}$ werden durch lineare Kostenfunktionen entsprechend Gleichung (3.2) abgebildet.

$$k_A = \sum_{i=1}^{n_{TS}} k_{TS,i} = \sum_{i=1}^{n_{TS}} (a_{TS,i} x_{TS,i} + b_{TS,i}) \quad (3.6)$$

Eine Übersicht der berücksichtigten Kostenfunktionen ist in Kapitel 3.2 zu finden. Es ist zu beachten, dass ein Teil der Kostenfunktionen nur auf RBK- bzw. auf TBK-Kraftwerke zutrifft. Diese Funktionen sind in Tabelle 3.6 entsprechend gekennzeichnet.

Fixe Stromgestehungskosten

Die fixen Stromgestehungskosten setzen sich aus allen Kostenpositionen zusammen die unabhängig von der Anzahl der Betriebsstunden des Kraftwerks anfallen. Der größte Beitrag zu den fixen Stromgestehungskosten entfällt auf die Investitionssumme. Darüber hinaus sind die Instandhaltungskosten, die Kosten für Versicherung, die Gemeinkosten und die Personalkosten Teil der fixen Stromgestehungskosten. Am Ende der Betriebszeit eines Kraftwerks fallen

außerdem Stilllegungskosten k_{SL} an, welche ebenfalls in den fixen Stromgestehungskosten berücksichtigt werden.

$$k_{SF} = \frac{a_{n,f_Z}}{T_V \cdot P_{el,ne}} \cdot \left[IS \cdot (1 + r_{n,f_Z,f_I} \cdot (f_{IK} + f_{VO})) + Z_P \cdot k_P \cdot r_{n,f_Z,f_I} + \frac{k_{SL}}{(1 + f_Z)^n} \right] \quad (3.7)$$

Die jährlichen Instandhaltungskosten und die Overheadkosten werden als Anteil an der Investitionssumme mit den Faktoren f_{IK} und f_{VO} berücksichtigt. Die Personalkosten berechnen sich als Produkt des Personalbedarfs Z_P und der spezifischen Personalkosten k_P .

Der Barwert der jährlich über die Betriebszeit anfallenden Kosten wird mit Hilfe des nach Formel (3.8) berechneten Diskontierungssummenfaktors r_{n,f_Z,f_I} ermittelt.

$$r_{n,f_Z,f_I} = \frac{(1 + f_Z)^n - (1 + f_I)^n}{(1 + f_Z)^n \cdot (f_Z - f_I)} \quad (3.8)$$

Variable Stromgestehungskosten

Unter den variablen Stromgestehungskosten werden alle Kostenpositionen zusammengefasst, die nur dann anfallen, wenn das Kraftwerk in Betrieb ist, und die somit abhängig von der erzeugten elektrischen Bruttoleistung sind. Hierzu gehören die Brennstoffkosten, die Kosten für CO₂-Emissionszertifikate sowie die Kosten für Hilfs- und Betriebsstoffe. Da diese drei Kostenpositionen proportional zum Brennstoffverbrauch sind, wird dieser zunächst in Abhängigkeit von der Bruttoleistung $P_{el,br}$ und dem Bruttowirkungsgrad η_{br} des Kraftwerks, den Vollastbenutzungsstunden T_V und dem Heizwert der Kohle H_u berechnet. Durch Multiplikation mit den spezifischen Brennstoffkosten k_B , den spezifischen CO₂-Emissionszertifikatekosten (als Produkt der spezifischen CO₂-Emissionen f_{CO_2} und den Kosten für Emissionszertifikate k_{CO_2}) und den spezifischen Kosten für Hilfs- und Betriebsstoffe k_{HB} ergeben sich die jährlichen variablen Kosten. Die variablen Stromgestehungskosten berechnen sich dann gemäß Formel (3.9) durch Barwertbildung mit dem Diskontierungssummenfaktor und Mittelung über die Betriebszeit mit dem Annuitätenfaktor.

$$k_{SV} = \frac{a_{n,fz}}{T_V \cdot P_{el,ne}} \cdot r_{n,fz,f1} \cdot 3,6 \cdot \frac{P_{el,br} \cdot T_V}{\eta_{br} \cdot H_u} \cdot [k_B + f_{CO_2} \cdot k_{CO_2} + k_{HB}] \quad (3.9)$$

3.4 Exergie

Entsprechend der in Kapitel 1.2 dargestellten Optimierungsmethodik werden die Quellen thermodynamisch vermeidbarer Verluste der in der vorliegenden Arbeit untersuchten Prozesse mit Hilfe von Exergieanalysen identifiziert und bewertet, indem, analog zu einer Energiebilanz, Exergiebilanzen um einzelne Prozessabschnitte gebildet werden. Im Folgenden wird erläutert, wie die Exergie aller relevanten Stoff- und Energieströme ermittelt wird. Die im Folgenden dargestellten Berechnungsgleichungen zur Ermittlung der Exergie stützen sich auf Baehr, in dessen Veröffentlichungen eine detaillierte Diskussion des Exergiebegriffs zu finden ist [BAE-00][BAE-87][BAE-79].

Die zu bewertenden Energieströme sind Wärme, mechanische Arbeit und elektrische Arbeit. Da mechanische und elektrische Arbeit theoretisch verlustfrei in jede andere Energieform umgewandelt werden können, sind entsprechende Energieströme reine Exergieströme. Der Exergiestrom $\dot{E}$ eines Wärmestroms $\dot{Q}$ berechnet sich unter Berücksichtigung der Temperatur der in Kapitel 3.1 definierten thermodynamischen Umgebung T_u und der Temperatur T , bei welcher der Wärmestrom die Bilanzgrenze überquert, zu:

$$\dot{E} = \left(1 - \frac{T_u}{T}\right) \dot{Q} \quad (3.10)$$

Die zu bewertenden Stoffströme sind Feststoffströme, die aus Verbindungen der Elemente Kohlenstoff, Wasserstoff, Sauerstoff, Stickstoff und Schwefel zusammengesetzt sind und gegebenenfalls nicht näher definierte Asche enthalten, reines Wasser und Gasströme, die aus Verbindungen der genannten Elemente bestehen und gegebenenfalls elementares Argon enthalten. Da in der vorliegenden Arbeit stets von einer vollständigen Verbrennung ausgegangen wird, treten neben Stoffströmen, die Brennstoff enthalten, dessen Zusammensetzung nur als Elementaranalyse bekannt ist, lediglich folgende Verbindungen auf, die alle in der thermodynamischen Umgebung enthalten sind: N_2 , O_2 , H_2O , Ar , CO_2 , SO_2 .

Die massenbezogene spezifische Exergie e eines Stoffstroms berechnet sich als Summe der spezifischen physikalischen Exergie e_{phys} und der spezifischen chemischen Exergie e_{chem} des Stoffstroms gemäß Gleichung (3.11).

$$e = e_{phys} + e_{chem} \quad (3.11)$$

Spezifische physikalische Exergie

Die massenbezogene spezifische physikalische Exergie ist durch Gleichung (3.12) definiert, wobei h_u und s_u die spezifische Enthalpie und die spezifische Entropie des Stoffstroms bei Umgebungsbedingungen sind.

$$e_{phys} = h - h_u - T_u(s - s_u) \quad (3.12)$$

Die Berechnung der physikalischen Exergie kann somit direkt unter Zuhilfenahme der entsprechenden Stoffwerte erfolgen.

Spezifische chemische Exergie idealer Gasgemische und Lösungen

Die massenbezogene spezifische chemische Exergie wird ermittelt, indem die molare chemische Exergie berechnet wird und diese über die molare Masse des Gemisches in die massenbezogene spezifische chemische Exergie umgerechnet wird. Die molare chemische Exergie eines idealen Gasgemisches oder einer idealen Lösung E_{chem} wird als Summe der mit den jeweiligen molaren Stoffmengenanteilen γ_i gewichteten Standardexergien $E_{0i}(T_u, p_u)$ und der bei Umgebungstemperatur berechneten molaren Arbeit zur Herstellung des Gemisches entsprechend Gleichung (3.13) berechnet.

$$E_{chem}(T_u, p_u) = \sum_{i=1}^N \gamma_i E_{0i}(T_u, p_u) + R_m T_u \sum_{i=1}^N \gamma_i \ln \gamma_i \quad (3.13)$$

Die molaren Standardexergien für alle relevanten Stoffe sind in Tabelle A.1 aufgeführt.

Chemische Exergie von Kohle

Da Kohle ein chemisch nicht definierter Brennstoff ist, von dem in der Regel lediglich die Elementaranalyse vorliegt, ist ein spezielles Berechnungsverfahren zur Ermittlung der chemischen Exergie erforderlich, welches von Baehr vorgeschlagen wurde [BAE-87].

Die spezifische chemische Exergie der Kohle berechnet sich als die Summe des oberen Heizwerts $H_o(T_u, p_u)$, der mit der Umgebungstemperatur gewichteten spezifischen Reaktionsentropie $\Delta^R s(T_u, p_u)$ der Oxidationsreaktion der Kohle und des auf die Brennstoffmasse bezogenen spezifischen Exergieunterschieds $\Delta e(T_u, p_u)$ zwischen den Produkten der Oxidationsreaktion und dem dafür benötigten Sauerstoff gemäß Gleichung (3.14).

$$e_{chem}(T_u, p_u) = H_o(T_u, p_u) + T_u \Delta^R s(T_u, p_u) + \Delta e(T_u, p_u) \quad (3.14)$$

Sind die Massenanteile von Kohlenstoff x_C , Wasserstoff x_H , Sauerstoff x_O , Stickstoff x_N , Schwefel x_S , Wasser x_W und Asche x_A gegeben, berechnet sich die spezifische Reaktionsentropie zu:

$$\begin{aligned} \Delta^R s = & 3,6641 x_C s_{CO_2} + 8,9366 x_H s_{H_2O} + 1,9980 x_S s_{SO_2} \\ & + x_N s_{N_2} - O_{min} s_{O_2} - (1 - x_W - x_A) s_B' \end{aligned} \quad (3.15)$$

Dabei ist O_{min} der spezifische Sauerstoffbedarf:

$$O_{min} = 2,6641 x_C + 7,9366 x_H + 0,9980 x_S - x_O \quad (3.16)$$

Die molaren Standardentropien für CO_2 , H_2O , SO_2 , N_2 und O_2 sind in Tabelle A.1 aufgeführt. Die Standardentropie von Kohle s_B' gibt Baehr als Mittelwert der Standardentropie einer Vielzahl chemisch definierter Brennstoffe mit $(1,7 \pm 1,0)$ kJ/kg K an.

Für den auf die Brennstoffmasse bezogenen Exergieunterschied $\Delta e(T_u, p_u)$ zwischen den Produkten der Oxidationsreaktion und dem dafür benötigten Sauerstoff gilt unter Vernachlässigung der Exergie der Asche:

$$\begin{aligned} \Delta e = & 3,6641 x_C e_{CO_2} + (8,9366 x_H + x_W) e_{H_2O} \\ & + 1,9980 x_S e_{SO_2} + x_{N_2} e_{N_2} - O_{min} e_{O_2} \end{aligned} \quad (3.17)$$

4. PROZESSMODELLIERUNG

Für die wärme- und verfahrenstechnische Simulation der untersuchten Kraftwerkskonzepte wird die Version 9 der kommerziell verfügbaren Software EBSILONProfessional verwendet. Zur Abbildung eines thermodynamischen Kreisprozesses mit EBSILONProfessional werden auf einer graphischen Benutzeroberfläche Bausteine, welche die Bauteile des Kreisprozesses repräsentieren, angeordnet und mit Leitungen, welche die Stoffströme zwischen den Bauteilen abbilden, verbunden. In den Bausteinen sind Übertragungsfunktionen hinterlegt, die physikalische Beziehungen zwischen den ein- und aus tretenden Stoffströmen herstellen. Aus den Übertragungsfunktionen ergibt sich ein Gleichungssystem für Druck, Enthalpie und Massenstrom, welches unter Berücksichtigung der Parametrierung der Bausteine und der vorgegebenen Start- und Randwerte iterativ gelöst wird. Für die Berechnung der Stoffwerte von Wasser und Dampf wird die Formulierung der IAPWS-97, für die Stoffwerte von Kohle, Luft und Rauchgas die Formulierung entsprechend FDBR verwendet. Für eine detaillierte Beschreibung der Software sei auf das EBSILONProfessional Benutzerhandbuch verwiesen [EVO-10]. Abbildung A.37 zeigt einen Screenshot der für die vorliegende Arbeit genutzten Simulationstopologie zur Illustration.

Die Software ist aufgrund einer umfangreichen Auswahl an vordefinierten Standardbausteinen und eines schnell konvergierenden Rechenkerns für den in dieser Arbeit durchgeführten Vergleich zahlreicher verschiedener Schaltungsvarianten gut geeignet. Darüber hinaus kann die Software um selbst programmierte Bausteine erweitert werden und ermöglicht dem Anwender, neben Auslegungsrechnungen auch Teillastrechnungen durchzuführen – zwei Eigenschaften, die für die vorliegende Arbeit unverzichtbar sind. Die Software wird unter anderem von zahlreichen Herstellern kraftwerkstechnischer Komponenten und Universitäten, die im Bereich Energietechnik forschen, sowie von allen großen deutschen Energieversorgungsunternehmen genutzt [STE-14].

Im Folgenden wird dargestellt, wie einzelne Abschnitte des Kraftwerksprozesses in der Simulationssoftware abgebildet werden. Für Abschnitte, die mit

Hilfe der Standardbausteine von EBSILONProfessional modelliert werden, sollen lediglich die Verschaltung der Teilmodelle und deren Parametrierung erläutert werden. Die Parametrierung der Bausteine orientiert sich an ausgeführten Anlagen und ist im Wesentlichen von den BoA-Blöcken abgeleitet (KW Niederaußem Block K und KW Neurath Blöcke F und G). Auf Komponenten oder Prozessschritte, für die neue Teilmodelle erstellt wurden, wird im Detail eingegangen.

4.1 Schlagradmühlen

Um die Schlagradmühlen eines RBK-Dampferzeugers abzubilden, wird ein selbst programmierter Modellbaustein genutzt. Da alle im Modell berücksichtigten lastabhängigen Parameter linear variiert werden, kann eine Abbildung der einzelnen Mühlen entfallen. In das Teilmodell treten die Stoffströme RBK, rückgesaugtes Rauchgas und Mühlenfalschlufte ein. Einziger austretender Stoffstrom ist das Feststoff-Gas-Gemisch am Austritt der Mühlen. Unter Vorgabe der Sichtertemperatur $T_{Sichter}$ und des Wassergehalts der getrockneten Kohle $x_{H_2O,a}$ wird der für die Trocknung erforderliche Rauchgasmassenstrom berechnet. Die Sichtertemperatur wird entsprechend [KAT-95] auf 120 °C festgelegt. Der Wassergehalt der Kohle am Mühlenaustritt wird mit 18 % und der Falschlufteinbruch in die Mühlen mit 1 kg Luft pro 4 kg RBK angenommen. Die Massenbilanz und die Energiebilanz über die Schlagradmühlen ergeben sich zu:

$$\dot{m}_{Br,e} + \dot{m}_{RG,e} + \dot{m}_{Luft,e} - \dot{m}_a = 0 \quad (4.1)$$

$$\begin{aligned} & \dot{m}_{RG,e}(h_{RG,e} - h_{RG,a}) \\ & + \dot{m}_{Br,e} \left[(h_{Br,e} - h_{Br,a}) \left(\frac{1 - x_{H_2O,e}}{1 - x_{H_2O,a}} \right) \right. \\ & \left. + (h_{H_2O,e} - h_{H_2O,a}) \left(\frac{x_{H_2O,e} - x_{H_2O,a}}{1 - x_{H_2O,a}} \right) \right] \\ & + \dot{m}_{Luft,e}(h_{Luft,e} - h_{Luft,a}) = 0 \end{aligned} \quad (4.2)$$

Bei der Energiebilanz ist zu beachten, dass die Enthalpie $h_{Br,a}$ für die getrocknete Kohle zu bestimmen ist. Die Enthalpien $h_{H_2O,e}$ und $h_{H_2O,a}$ sind der Wasserdampf-Tafel zu entnehmen. Der Heizwert der getrockneten Kohle nimmt um die für die Verdampfung des Wassers aufgewendete Energie zu:

$$H_{u,a} \dot{m}_{Br,e} = \dot{m}_{Br,e} (h_{Br,e} + H_{u,e}) + \dot{m}_{RG,e} h_{RG,e} - \dot{m}_a h_a \quad (4.3)$$

Der Druck des gemischten Austrittsströms wird gleich dem Eintrittsdruck der Kohle gesetzt. Die Zusammensetzung der getrockneten Kohle und des aus der Mühle austretenden Gasgemisches wird entsprechend des verdampften Wassermassenstroms angepasst. Der Eigenbedarf der Schlagradmühlen wird linear mit dem durchgesetzten RBK-Massenstrom variiert und berechnet sich in Anlehnung an die in [KAT-95] gemachten Angaben zu:

$$P_{el} = 28,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \dot{m}_{Br,e} \quad (4.4)$$

4.2 Dampfwirbelschichttrocknung

Die Modellierung des Dampfwirbelschichttrockners erfolgt so, dass sich das Modell sowohl zur Abbildung des WTA-Verfahrens als auch zur Abbildung des DDWT-Verfahrens eignet, wobei durch Vorgabe der Trockneranzahl und der Verdampfungsleistung je Trocknereinheit eine beliebige Anzahl an Trocknereinheiten mit dem Modell simuliert werden kann. Abbildung 4.1 zeigt ein Schema des Trocknermodells. Die Schnittstellen des Modells sind kohleseitig der RBK-Abwurf in den Bunker des Trockners und der Eintritt des Gemisches aus TBK und Tragluft in die Brennkammer des Dampferzeugers. Die Stoffströme Wrasen und Brüdenverlust werden als reiner Wasserdampf und die Tragluft als Umgebungsluft abgebildet. Sie stellen Schnittstellen mit der Umgebung dar. Die Schnittstellen auf der Prozessdampfseite und der Prozessdampfkondensatseite liegen an der Entnahmestelle der Dampfturbine bzw. an der Beimischung in den Hauptkondensatstrom. Der Brüden-Stoffstrom wird im Modell als reiner Wasserdampf betrachtet und repräsentiert den zur weiteren Nutzung zur Verfügung stehenden Teil der Brüden.

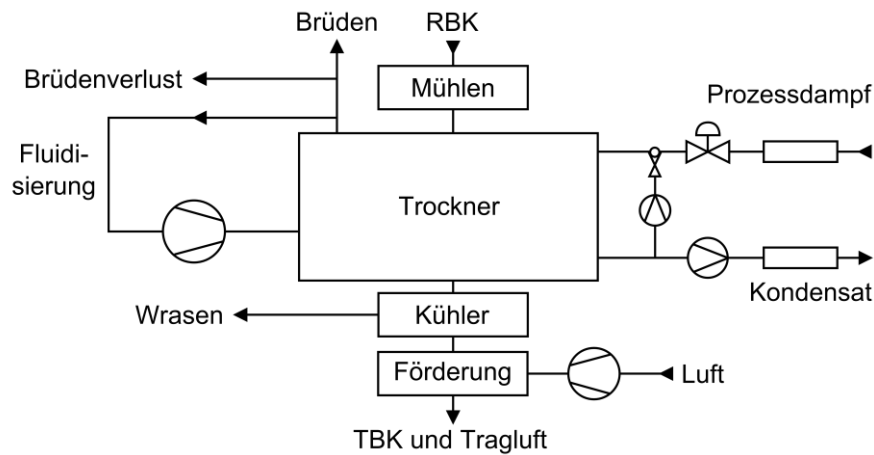


Abbildung 4.1: Schema des Trocknermodells

Fluidisierung

Die Fluidisierung der Wirbelschicht erfolgt, indem ein Teil der Brüden mit Hilfe eines Gebläses verdichtet und zum Trockner zurückgeführt wird. Der Fluidisierungsmassenstrom $\dot{m}_{FL}$ berechnet sich als Produkt der Fluidisierungsgeschwindigkeit am Begasungsboden u , der Querschnittsfläche des Trockners A , der Dichte des Fluidisierungsmediums und der Trockneranzahl n_{Tr} entsprechend Gleichung (4.5).

$$\dot{m}_{FL} = n_{Tr} \cdot u(p_{sys}) \cdot A \cdot \rho \quad (4.5)$$

Die Fluidisierungsgeschwindigkeit eines atmosphärischen Trockners beträgt entsprechend Klutz 0,11 m/s. Die relative Änderung der Fluidisierungsgeschwindigkeit in Abhängigkeit vom kohleseitigen Systemdruck p_{sys} nach Klutz ist in Tabelle 4.1 gelistet [KLU-08].

Tabelle 4.1: relative Fluidisierungsgeschwindigkeit in Abhängigkeit vom kohleseitigen Systemdruck

p_{sys} in bar	1,1	2	3	4	5	6
u_{rel}	1	0,94	0,90	0,88	0,86	0,84

Die Querschnittsfläche eines atmosphärischen Trockners wird zu 80 m² pro 100 t/h Verdampfungsleistung angenommen. Für höhere Systemdrücke wird die Querschnittsfläche proportional zu der in Tabelle 4.2 dargestellten relativen Zunahme des Wärmeüberganskoeffizienten reduziert. Die dargestellten Werte lehnen sich an von Buschsiewecke experimentell ermittelte Werte an, der bei einer Erhöhung des kohleseitigen Systemdrucks von 1,3 bar auf 5 bar

eine Zunahme des Wärmeüberganskoeffizienten von rund 18 % ermittelt hat [BUS-06].

Tabelle 4.2: Relativer Wärmeüberganskoeffizient in Abhängigkeit vom kohleseitigen Systemdruck

p_{sys} in bar	1,1	2	3	4	5	6
k_{rel}	1	1,04	1,09	1,14	1,19	1,24

Der Druckverlust über den Begasungsboden des Trockners und die Wirbelschicht wird mit 150 mbar angesetzt. Der isentrope Wirkungsgrad des Gebläses wird zu 80 % angenommen.

Mühlen

Das Element Mühlen repräsentiert die Feinmahlung der RBK vor dem Eintritt der RBK in den Trockner. Der Eigenbedarf der Mühlen ist aus Betriebsdaten des WTA-Prototyps im Kraftwerk Niederaußem abgeleitet, wird dem RBK-Massenstrom proportional gesetzt und entsprechend Gleichung (4.6) berechnet.

$$P_{el} = 20,229 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \dot{m}_{Br,e} \quad (4.6)$$

Weiterhin wird angenommen, dass 95 % des elektrischen Eigenbedarfs der Mühlen in Form von Wärme an die RBK übertragen wird.

Trockner

Ohne die in Kapitel 2.8 dargestellten Kennlinien zu extrapolieren, kann das Trocknermodell für einen kohleseitigen Systemdruck zwischen 1,1 bar und 6 bar und einen Wassergehalt der getrockneten Braunkohle zwischen 7 % und 19 % eingesetzt werden. Weiterhin ist zu berücksichtigen, dass die hinterlegten Kennlinien auf Messwerten aus Versuchen beruhen, die mit rheinischer Braunkohle durchgeführt wurden, sodass die Gültigkeit des Modells für Kohlen aus anderen Regionen zu überprüfen ist.

Das Trockner-Element kann zwei verschiedene Betriebsmodi eines Dampfwirbelschichttrockners abbilden. In beiden Betriebsmodi sind folgende Parameter vorzugeben:

- Massenstrom ($\dot{m}_{Br,e}$), Zusammensetzung und thermodynamischer Zustand der RBK

- Trockneranzahl (n_{Tr})
- Verdampfungsleistung je Trockner bei Nennlast ($P_{Verd,0}$)
- kohleseitiger Systemdruck (p_{sys})
- Temperaturdifferenz zwischen Wirbelschicht und Kondensationstemperatur des Prozessdampfs bei Nennlast (ΔT_0)

Für den ersten Betriebsmodus des Modells wird der gewünschte Wassergehalt der TBK nach Nachentwrasen $x_{H_2O,a}$ vorgegeben, und das Modell berechnet den erforderlichen Heizdampfdruck am Trocknereintritt. Hierzu wird zunächst die Verdampfungsleistung je Trockner berechnet:

$$P_{Verd} = \frac{\dot{m}_{Br,e}}{n_{Tr}} \cdot \frac{x_{H_2O,e} - x_{H_2O,a}(1 - x_{H_2O,e})}{1 - x_{H_2O,a}} \quad (4.7)$$

Mit Gleichung (2.13) wird die bei der berechneten Trocknerlast erforderliche treibende Temperaturdifferenz ΔT ermittelt. Weiterhin wird die Wirbelschichttemperatur T_{WS} mit Gleichung (2.12) und den in Tabelle 2.1 gelisteten Parametern bestimmt. Entspricht der kohleseitige Systemdruck keinem der in der Tabelle gelisteten Werte, wird linear zwischen den beiden nächst liegenden Werten interpoliert. Die Sattdampf Temperatur des Prozessdampfs ergibt sich entsprechend Gleichung (4.8). Der erforderliche Prozessdampfdruck am Trocknereintritt ist damit auch festgelegt.

$$T_s = T_{WS} + \Delta T \quad (4.8)$$

Im zweiten Betriebsmodus des Modells wird der Heizdampfdruck extern vorgegeben und der Wassergehalt der TBK entsprechend den Betriebsparametern des Trockners berechnet. Der Wassergehalt wird iterativ entsprechend der Berechnungsmethode des ersten Betriebsmodus so lange variiert, bis die berechnete Sattdampf Temperatur jener des Prozessdampfs entspricht.

Die über den Prozessdampf dem Trockner zugeführte Energie ergibt sich aus Gleichung (4.9). Es wird angenommen, dass der dampfseitige Druckverlust über die Tauchheizfläche des Trockners vernachlässigt werden kann und das Kondensat den Trockner als siedende Flüssigkeit verlässt.

$$\dot{Q}_{zu} = \dot{m}_D(h_{D,e} - h_{Kond,a}) \quad (4.9)$$

Der Prozessdampfmassenstrom wird so groß gewählt, dass die dem Trockner zugeführte Wärmeleistung gleich der Summe folgender Wärmeleistungen ist:

- Aufheizung der RBK auf die Wirbelschichttemperatur
- Verdampfung des Wassers bis zum Wassergehalt vor Nachentwrasen
- Überwindung der Bindungsenthalpie

Die Bindungsenthalpie stellt den über die Verdampfungsenthalpie hinausgehenden Energieaufwand zur Überwindung der Bindung des Wassers an die Kohle im hygroscopischen Bereich dar. Opdenwinkel gibt für die differenzielle Bindungsenthalpie rheinischer Braunkohle Gleichung (4.10) an [OPD-85].

$$dh\left(\frac{x_{H_2O}}{(1-x_{H_2O})}\right) = 735,5 \exp\left(-\left(\frac{100}{23,51} \frac{x_{H_2O}}{(1-x_{H_2O})}\right)^{2,319}\right) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{H_2O}} dx \quad (4.10)$$

Durch Integration von Gleichung (4.10) in den Grenzen $x_{H_2O,e}$ und $x_{H_2O,a}$ ergibt sich die Bindungsenthalpie pro Kilogramm verdampften Wassers.

Der Wassergehalt der TBK vor Nachentwrasen $x_{H_2O,vE}$ wird mit Hilfe der in Kapitel 2.8 dargestellten Kennlinie für den Brüdenverlust durch Nachentwrasen entsprechend Gleichung (4.11) berechnet.

$$x_{H_2O,vE} = x_{H_2O,a} + \Delta \dot{m}_{rel}(1 - x_{H_2O,a}) \quad (4.11)$$

Die TBK verlässt das Trocknerelement mit dem Wassergehalt vor Nachentwrasen $x_{H_2O,vE}$ und einer Temperatur, welche der Wirbelschichttemperatur T_{WS} entspricht. Der Heizwert der TBK wird, unter Berücksichtigung der Verdampfungsenthalpie der Brüden Δh_V , entsprechend Gleichung (4.12) berechnet.

$$H_{u,a} = \left(\frac{1 - x_{H_2O,vE}}{1 - x_{H_2O,e}}\right) H_{u,e} + \Delta h_V \cdot \frac{x_{H_2O,e} - x_{H_2O,vE}}{1 - x_{H_2O,e}} \quad (4.12)$$

Die Brüden verlassen den Trockner als Sattdampf, der beim kohleseitigen Systemdruck des Trockners p_{sys} vorliegt.

Kühler

Das Element Kühler repräsentiert die hinter den Austragszellenradschleusen des Trockners angeordneten TBK-Kühler. Die Temperatur der TBK hinter den Kühlern wird auf 60 °C gesetzt. Der im Kühler auftretende Massenverlust durch Nachentwrasen wird entsprechend der in Kapitel 2.8 dargestellten Kennlinie berechnet, und der Wassergehalt der TBK wird auf den im Trocknerelement bestimmten Wert $x_{H_2O,a}$ gesetzt. Der Heizwert der TBK steigt entsprechend Gleichung (4.12), wobei $x_{H_2O,e}$ durch $x_{H_2O,vE}$ und $x_{H_2O,vE}$ durch $x_{H_2O,a}$ zu ersetzen sind.

Förderung

Die Förderung der TBK wird als zweistufiger Prozess abgebildet, da davon ausgegangen wird, dass die TBK nicht direkt von den Trocknermodulen zu den Brennern gefördert, sondern in Silos zwischengelagert wird. Die Förderung der TBK von den Trocknermodulen zu den Silos wird durch einen zusätzlichen Eigenbedarf in Höhe von 12 kJ/kg-TBK abgebildet. Für den Transport von den Silos zu den Brennern wird die TBK im Dichtstrom mit verdichteter Umgebungsluft bei einem Kohle/Luft-Massenstromverhältnis von 4 und einem Verdichterdruckverhältnis von 2 gefördert. Der isentrope Wirkungsgrad der Tragluftverdichter wird unabhängig von der erforderlichen Tragluftmenge zu 85 % angenommen. Die Tragluft wird nach der Verdichtung auf eine Temperatur von 60 °C gekühlt.

Prozessdampf und Prozessdampfkondensat

Für die Prozessdampfleitung zu den Trocknern wird ein relativer Druckverlust von 5 % des Leitungsdrucks im Auslegungspunkt angenommen, der bei Teillast entsprechend Gleichung (2.11) variiert wird. Gleiches gilt für die Leitung, die das Prozessdampfkondensat wieder in den Wasser-Dampf-Kreislauf zurückführt. Je nach Betriebsmodus des Trockners wird der Prozessdampfdruck am Trocknereintritt durch das Trocknerelement vorgegeben oder von der Leitung übernommen. Im ersten Fall wird die Druckdifferenz durch ein Regelventil in der Dampfleitung entsprechend den Vorgaben des Trocknerelements eingestellt. Im zweiten Fall hat das Regelventil keine Funktion. Vor Eintritt des Prozessdampfs in das Trocknerelement ist ein Einspritzkühler vorgesehen, der die Dampfüberhitzung auf 5 K begrenzt.

Eigenbedarf

Der nicht durch die explizit erwähnten Pumpen, Gebläse und Mühlen erfasste Eigenbedarf der Dampfwirbelschichttrockner wird entsprechend Gleichung (4.13) berechnet. Die Gleichung wurde aus Auslegungsdaten des WTA Prototyps im Kraftwerk Niederaußem abgeleitet.

$$P_{el} = 1,543 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \dot{m}_{Br,e} + 9,982 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \dot{m}_{Br,a} + 162,6 \text{ kW } n_{Tr} \quad (4.13)$$

4.3 Dampferzeuger

Das Dampferzeugermodell erstreckt sich auf der Luft-Rauchgas-Seite vom Luft- und Brennstoffeintritt in die Brennkammer bis zum Rauchgasaustritt hinter Economiser und dem Ascheabzug am Trichter des Dampferzeugers. Auf der Frischdampfseite umfasst die Modellierung den Bereich vom letzten Ent- hitzer der SPW-Vorwärmstrecke bis zum Schnellschlussventil am Eintritt der HD-Turbine und auf der ZÜ-Seite vom Austritt aus der HD-Turbine und der An- zapfung der Speisewasserpumpe bis zum Schnellschlussventil am Eintritt der MD-Turbine.

Der Detaillierungsgrad des Dampferzeugermodells wird entsprechend den Anforderungen der sich aus der vorliegenden Arbeit ergebenden Fragestellun- gen gewählt. Neben den thermodynamischen Zustandsdaten und Massenströ- men an den Schnittstellen des Dampferzeugers bei Nenn- und Teillast ist die Rauchgastemperatur am Eintritt in den Konvektivteil (FET) von Interesse. Ent- sprechend muss die Wärmeaufnahme des Economisers, der Brennkammer- wände, des restlichen HD-Überhitzers (Dampferzeugerwände auf Höhe des Konvektivteils und Konvektivteil) und des Zwischenüberhitzers separat bilan- ziert werden. Weiterhin müssen die Ausstrahlung aus der Brennkammer in den Konvektivteil und die geodätischen Höhenunterschiede zwischen den ein- zelnen Abschnitten des Wasser-Dampf-Kreislaufs berücksichtigt werden. Für die Modellierung wird der Dampferzeuger in mehrere Elemente untergliedert, die in Abbildung 4.2 dargestellt sind und im Folgenden erläutert werden.

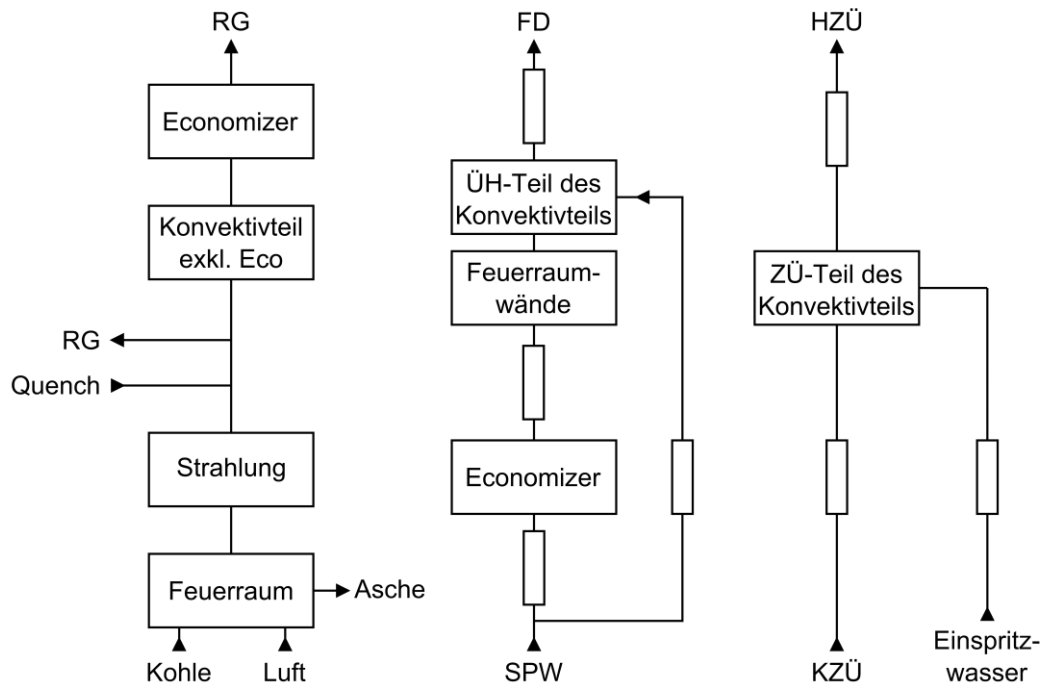


Abbildung 4.2: Schematische Darstellung der Dampferzeugermodellierung

Modellierung der Wasser-Dampf-Seite

Das Modell der Wasser-Dampf-Seite des Dampferzeugers besteht aus den beiden Strängen Frischdampf und Zwischenüberhitzung, die in Abbildung 4.2 in der Mitte und rechts dargestellt sind.

Im Frischdampfstrang sind in Strömungsrichtung des Dampfs die Elemente „Economiser“, „Feuerraumwände“ und „ÜH-Teil des Konvektivteils“ angeordnet. Vor und nach diesen Elementen, zwischen den Elementen „Economiser“ und „Feuerraumwände“ und in der Leitung, die der Modellierung der HD-Einspritzung dient, sind Rohrleitungselemente angeordnet, um Druckverluste, Wärmeverluste und geodätische Höhenunterschiede entsprechend dem in Abbildung 4.3 dargestellten Höhenprofil des Dampferzeugers berücksichtigen zu können. Der ZÜ-Strang ist analog aufgebaut, wobei lediglich ein Element „ZÜ-Teil des Konvektivteils“ in Strömungsrichtung des Dampfs angeordnet ist.

Das erste Rohrleitungselement des Frischdampfstrangs repräsentiert die Speisewasserleitung vom letzten Enthitzer der SPW-Vorwärmstrecke bis zum Eintrittssammler des Economisers, in der ein geodätischer Höhenunterschied von + 110 m zu überwinden ist.

Mit dem Element „Economiser“ ist der Speisewasserstrang vom Eintrittssammler des Economisers bis zum Austrittssammler des Economisers abgebildet. Folgende Gleichungen sind hinterlegt:

$$\dot{m}_e - \dot{m}_a = 0 \quad (4.14)$$

$$p_e - p_a = \Delta p + \frac{\rho_e + \rho_a}{2} g \Delta z \quad (4.15)$$

$$T_a = a \cdot \left(\frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_{e,0}} \right) + b \quad (4.16)$$

$$h_a = h(p_a, T_a) \quad (4.17)$$

$$\dot{m}_e \cdot h_e - \dot{m}_a \cdot h_a = \dot{Q}_{Eco} \quad (4.18)$$

Da Druck und Dichte wechselseitig abhängig sind, wird Gleichung (4.15) iterativ gelöst. Die dynamischen Druckanteile werden in Gleichung (4.15) und in der unten folgenden Gleichung (4.20) entsprechend den Ergebnissen der Betrachtung in Kapitel 2.3 für alle Teilabschnitte des Dampferzeugers vernachlässigt. Die Parameter a und b in Gleichung (4.16) werden mit den Werten der entsprechenden Kennlinie aus Kapitel 2.4 belegt. Der geodätische Höhenunterschied zwischen Ein- und Austritt beträgt gemäß Abbildung 4.3 - 10 m. Der Druckverlust Δp beträgt im Nennlastpunkt 5 bar und wird bei Teillast nach Gleichung (2.11) variiert.

Das Rohrleitungselement zwischen den Elementen „Economiser“ und „Feuerraumwände“ dient der Berücksichtigung des geodätischen Höhenunterschieds zwischen Economiseraustrittssammler und Verdampfereintrittssammler, der - 140 m beträgt.

Mit dem Element „Feuerraumwände“ wird die Wasser-Dampf-Seite der Dampferzeugerwände im Bereich des Feuerraums modelliert. Die im Element hinterlegten Gleichungen entsprechen den Gleichungen des Elements „Economiser“, wobei in Gleichung (4.18) $\dot{Q}_{Eco}$ durch $\dot{Q}_{Verd}$ zu ersetzen ist. Abweichend zum Economiser wird der Verdampferdruckverlust in Gleichung (4.15) nicht nach Gleichung (2.11), sondern entsprechend der in Kapitel 2.4 gebildeten Kennlinie für den Verdampferdruckverlust gebildet. Der geodätische Höhenunterschied zwischen Ein- und Austritt beträgt gemäß Abbildung 4.3 + 110 m und der Druckverlust Δp im Nennlastpunkt 9,5 bar. Die Parameter a und b in

Gleichung (4.16) werden mit den Werten der entsprechenden Kennlinie aus Kapitel 2.4 belegt.

Mit dem Element „Überhitzer-Teil des Konvektivteils“ wird die Wasser-Dampf-Seite der Dampferzeugerwände auf Höhe des Konvektivteils sowie der Überhitzerheizflächen des Konvektivteils modelliert. Die im Element hinterlegten Gleichungen lauten:

$$\dot{m}_{D,e} + \dot{m}_{Einspr,e} - \dot{m}_a = 0 \quad (4.19)$$

$$p_{D,e} - p_a = \Delta p + \frac{\rho_{D,e} + \rho_a}{2} g \Delta z \quad (4.20)$$

$$h_a = h(p_a, T_a) \quad (4.21)$$

$$\dot{m}_{D,e} \cdot h_{D,e} + \dot{m}_{Einspr,e} \cdot h_{Einspr,e} - \dot{m}_a \cdot h_a = \dot{Q}_{\ddot{U}H} \quad (4.22)$$

Die Überhitzeraustrittstemperatur T_a wird für den gesamten betrachteten Lastbereich bei 600 °C konstant gehalten. Der geodätische Höhenunterschied über das Element beträgt + 5 m und der Druckverlust im Nennlastpunkt 29 bar. Bei Teillast wird der Druckverlust entsprechend Gleichung (2.11) variiert. Der Massenstrom der HD-Einspritzung $\dot{m}_{Einspr,e}$ liegt über den gesamten Lastbereich konstant bei 6 % des Speisewassermassenstroms.

Das Rohrleitungselement hinter dem Element „ÜH-Teil des Konvektivteils“ dient der Modellierung der Frischdampfleitung vom letzten ÜH-Austrittssammler bis vor das Schnellschlussventil der HD-Turbine. Der Druckverlust bei Nennlast beträgt 13,2 bar und der Temperaturverlust 1 K. Weiterhin wird ein geodätischer Höhenunterschied von - 75 m berücksichtigt.

Im ZÜ-Strang sind zunächst zwei Rohrleitungselemente angeordnet, welche den Bereich vom Austritt der HD-Turbine bzw. von der Anzapfung der SPW-Pumpe zum Eintrittssammler der ersten ZÜ-Heizfläche abbilden. Für die dampfseitige Rohrleitung beträgt der Wärmeverlust im Auslegungspunkt 1 K und der Druckverlust 1,6 bar. Der Druckverlust wird bei Teillast entsprechend Gleichung (2.11) variiert. Weiterhin wird mit den Rohrleitungselementen ein geodätischer Höhenunterschied von + 95 m berücksichtigt.

Mit dem Element „ZÜ-Teil des Konvektivteils“ wird die Wasser-Dampf-Seite des Zwischenüberhitzers vom ersten ZÜ-Eintrittssammler bis zum letzten ZÜ-

Austrittssammler modelliert. Die im Element hinterlegten Gleichungen entsprechen den Gleichungen (4.19) bis (4.22), wobei in Gleichung (4.22) $\dot{Q}_{\dot{U}H}$ durch $\dot{Q}_{Z\ddot{U}}$ zu ersetzen ist. Die ZÜ-Austrittstemperatur liegt bei Nennlast bei 610 °C und der Einspritzmassenstrom bei 1 % des Speisewassermassenstroms. Bei Teillast wird die Temperatur und der Massenstrom entsprechend den in Kapitel 2.4 dargestellten Kennlinien variiert. Der Druckverlust über das Element beträgt 1,8 bar im Nennlastpunkt und wird bei Teillast entsprechend Gleichung (2.11) variiert. Weiterhin wird ein geodätischer Höhenunterschied von - 15 m berücksichtigt.

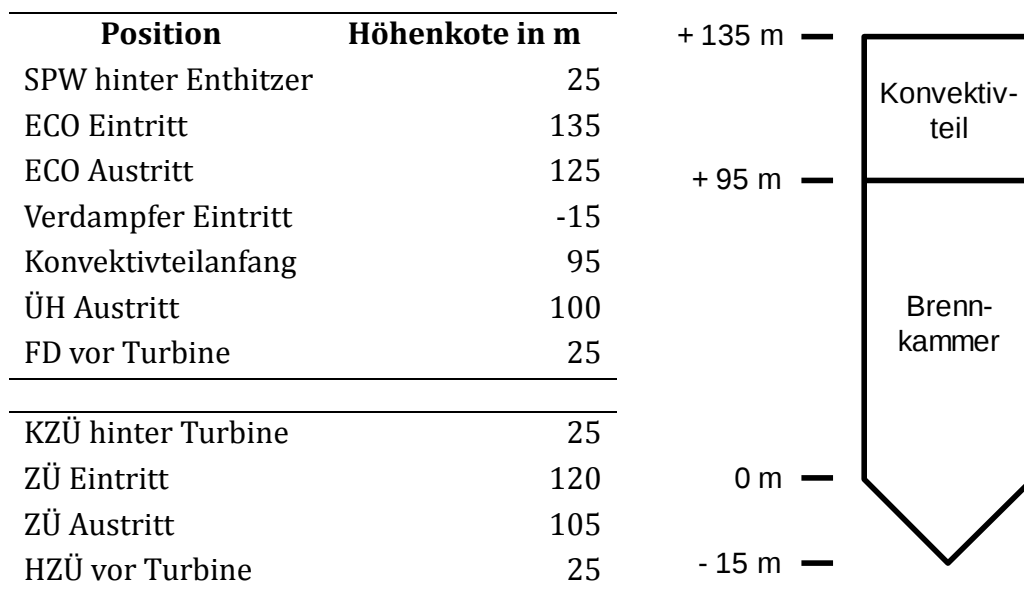


Abbildung 4.3: Höhenprofil des Dampferzeugermodells

Das Rohrleitungselement hinter dem Element „ZÜ-Teil des Konvektivteils“ dient der Modellierung der Dampfleitung vom letzten ZÜ-Austrittssammler bis vor das Schnellschlussventil der MD-Turbine. Hier beträgt der Druckverlust bei Nennlast 1,5 bar und der Temperaturverlust 1 K. Weiterhin wird ein geodätischer Höhenunterschied von - 80 m berücksichtigt.

Modellierung der Luft-Rauchgas-Seite

Die Luft-Rauchgas-Seite des Dampferzeugers wird wie in Abbildung 4.2 dargestellt in vier Elemente untergliedert. Das erste Element („Feuerraum“) wird mit Hilfe eines Standardbausteins abgebildet, dessen Parametrierung im Anhang in Tabelle A.3 erfasst ist. Für die Änderung des Luftüberschusses bei Teillast wird die in Kapitel 2.4 dargestellte Kennlinie hinterlegt. Die Rauchgastemperatur am Austritt aus dem Feuerraum wird so bestimmt, dass die

ausgekoppelte Wärme der im Element Feuerraumwände berechneten Wärmeaufnahme $\dot{Q}_{Verd}$ entspricht.

Das zweite Element (Strahlung) dient der Berücksichtigung des Strahlungsaustauschs zwischen Brennkammer und Konvektivteil. Die hinterlegten Beziehungen zwischen Ein- und Austritt sind:

$$\dot{m}_e - \dot{m}_a = 0 \quad (4.23)$$

$$p_e - p_a = 0 \quad (4.24)$$

$$\dot{m}_e \cdot h_e - \dot{m}_a \cdot h_a = \dot{Q}_{Str} \quad (4.25)$$

Die von der Brennkammer an den Konvektivteil übertragene Strahlungsleistung $\dot{Q}_{Str}$ liegt im Nennlastpunkt bei 50 MW. Bei Teillast wird die Strahlungsleistung entsprechend der in Kapitel 2.4 dargestellten Kennlinie variiert.

Zwischen dem Element „Strahlung“ und dem Element „Konvektivteil exklusive Economiser“ ist ein Rauchgasquench vorgesehen, der die Aufgabe von Medien zur Senkung der FET im Modell berücksichtigt. Mit der im Modell gewählten Aufgabestelle des Rauchgasquenches kann die Medienzugabe an einer beliebigen Stelle in der Brennkammer bis zum Feuerraumende berücksichtigt werden. Weiterhin ist im Modell an der gleichen Stelle eine Entnahme für Rauchgas angeordnet, die der Abbildung der Rauchgasrücksaugung der Schlagradmühlen eines RBK-Dampferzeugers dient.

Das nächste in Strömungsrichtung des Rauchgases angeordnete Element „Konvektivteil exklusive Economiser“ repräsentiert den gekühlten Teil der Dampferzeugerwände auf Höhe des Konvektivteils sowie alle Überhitzer und Zwischenüberhitzer des Konvektivteils. Die im Element hinterlegten Gleichungen lauten:

$$\dot{m}_e - \dot{m}_a = 0 \quad (4.26)$$

$$p_e - p_a = \Delta p \quad (4.27)$$

$$\dot{m}_e \cdot h_e - \dot{m}_a \cdot h_a = \dot{Q}_{ÜH} + \dot{Q}_{ZÜ} - \dot{Q}_{Str} \quad (4.28)$$

Das Element ist durch die Vorgabe eines rauchgasseitigen Druckverlusts Δp_0 im Nennlastpunkt, der 8 mbar beträgt, vollständig parametrisiert. Der Druckverlust bei Teillast wird entsprechend Gleichung (2.11) variiert.

Der Economiser des Dampferzeugers wird auf der Luft-Rauchgas-Seite mit dem Element „Economiser“ abgebildet, welches durch folgende physikalische Beziehungen definiert ist:

$$\dot{m}_e - \dot{m}_a = 0 \quad (4.29)$$

$$p_e - p_a = \Delta p \quad (4.30)$$

$$\dot{m}_e \cdot h_e - \dot{m}_a \cdot h_a = \dot{Q}_{Eco} \quad (4.31)$$

Für die Parametrierung des Elements ist die Vorgabe eines nominalen rauchgasseitigen Druckverlusts Δp_0 , der im Nennlastpunkt 3 mbar beträgt, und einer nominalen Rauchgasaustrittstemperatur $T_{a,0}$, die im Nennlastpunkt 357 °C beträgt, erforderlich. Der Druckverlust bei Teillast wird nach Gleichung (2.11) variiert und die Rauchgasaustrittstemperatur entsprechend der in Kapitel 2.4 dargestellten Kennlinie.

4.4 Luft-Rauchgas-Weg

Der Luft-Rauchgas-Weg erstreckt sich luftseitig von der Ansaugung der Umgebungsluft bis zum Verbrennungslufteintritt in den Dampferzeuger und rauchgasseitig vom Rauchgasaustritt aus dem Economiser bis zur Rauchgasableitung in den Kühlturm. Im Folgenden wird die Modellierung aller Teilsysteme des Luft-Rauchgas-Wegs mit Ausnahme der Rauchgasreinigungsanlagen, die in Kapitel 4.5 dargestellt sind, erläutert.

Innenluftansaugung

Moderne Braunkohlekraftwerke sind in der Regel mit einer regelbaren Innenluftansaugung ausgestattet, um bei ausreichend hohen Umgebungstemperaturen die Strahlungsverluste des Kessels zurückzugewinnen. Da die Umgebungslufttemperatur für die vorliegende Untersuchung auf 10 °C festgelegt ist, wird davon ausgegangen, dass die gesamte Verbrennungsluft aus dem Kesselhaus angesaugt werden kann. Die der Verbrennungsluft zugeführte Enthalpie entspricht dabei den Strahlungsverlusten des Kessels, die gemäß DIN EN 12952-15 (vormals DIN 1942) ermittelt werden (vgl. Kapitel 4.3). Der Druckverlust beträgt von der Ansaugung bis zum Eintritt in den Frischlüfter im Auslegungspunkt 15 mbar und wird bei Teillast nach Gleichung (2.11) variiert.

Regenerativluftvorwärmer

Die Regenerativluftvorwärmer werden durch einen Standardbaustein abgebildet, dessen Parametrierung im Anhang in Tabelle A.4 erfasst ist. Um die Leckagen, die aufgrund des höheren Drucks auf der Luftseite im Vergleich zur Rauchgasseite auftreten, zu berücksichtigen, werden lastunabhängig 6 % der zum Luftvorwärmer strömenden Verbrennungsluft dem Rauchgas am Austritt des Luftvorwärmers beigemischt. Die Veränderung des k_A -Werts des Wärmeübertragers wird bei Teillast entsprechend Kapitel 2.2.3 ermittelt.

Die im Standardbaustein hinterlegte Gleichung zur Berechnung der Druckverlusteränderungen bei Teillast entspricht Gleichung (2.11), also einer quadratischen Abhängigkeit des Druckverlusts vom relativen Luvo-Volumenstrom. Diese Abhängigkeit ergibt sich im Fall turbulenter Strömungen. Abbildung A.18 zeigt den aus Betriebsmesswerten des Blockes H im Kraftwerk Niederaußem ermittelten rauchgasseitigen Druckverlust über den Regenerativluftvorwärmer 1 in Abhängigkeit vom Luvo-Rauchgasvolumenstrom. Es zeigt sich, dass die reale Druckverlustcharakteristik zwischen einer linearen und einer quadratischen Abhängigkeit vom Rauchgasmassenstrom liegt, was dadurch zu erklären ist, dass die Strömung durch den Luvo aufgrund der kleineren Querschnitte im Übergangsbereich zwischen turbulent und laminar einzustufen ist. Im Sinne eines einheitlichen Umgangs bei der Berechnung von Druckverlusten wird der Fehler, der aus der von der Realität abweichenden Modellierung hervorgeht, akzeptiert.

Dampfluftvorwärmer

Gibt es neben den Regenerativluftvorwärmern keine weiteren Luftvorwärmer, werden Dampfluftvorwärmer eingesetzt, um in jedem Betriebsfall eine Luft Eintrittstemperatur von 40 °C in die Regenerativluftvorwärmer sicherzustellen und somit einer rauchgasseitigen Korrosion vorzubeugen. Die Dampfluftvorwärmer werden aus der KZÜ mit Dampf versorgt, der vor Eintritt in den Vorwärmer auf 6 bar gedrosselt wird. Das anfallende Kondensat wird thermisch nicht weiter genutzt. Dampfluftvorwärmer werden durch einen Standardbaustein abgebildet, dessen Parametrierung im Anhang in Tabelle A.6 erfasst ist. Aufgrund der Betriebsweise der Dampfluftvorwärmer und der sich daraus ergebenden Anforderungen an die Auslegung ist die Änderung des k_A -Werts bei Teillast nicht von Interesse.

Wasserluftvorwärmer

Wasserluftvorwärmer werden eingesetzt, um Wärme, die in Rauchgaskühlern oder Brüdenkondensatoren zurückgewonnen wurde, in die Verbrennungsluft einzubinden. Wasserluftvorwärmer werden durch einen Standardbaustein abgebildet, dessen Parametrierung im Anhang in Tabelle A.7 erfasst ist. Die Veränderung des k_A -Werts der Wasserluftvorwärmer wird bei Teillast entsprechend Kapitel 2.2.3 ermittelt.

Luftvorwärmer-Bypass-Economiser-System

Das Luftvorwärmer-Bypass-Economiser-System (Lubeco-System) ist wesentlicher Bestandteil des sogenannten großen Wärmeverschiebesystems (vgl. Kapitel 1.4.2) und besteht aus einem HD-Lubeco und einem ND-Lubeco. Der HD-Lubeco kann wie eine Economiserheizfläche des Dampferzeugers betrachtet werden. Der ND-Lubeco ist als Naturumlaufdampferzeuger ausgeführt. Sowohl HD- als auch ND-Lubeco werden durch Standardbausteine abgebildet, deren Parametrierung im Anhang in Tabelle A.8 und Tabelle A.9 erfasst ist. Die Veränderung des k_A -Werts des HD-Lubecos wird bei Teillast entsprechend Kapitel 2.2.3 ermittelt. Für den ND-Lubeco wird die im Baustein hinterlegte Funktion für die Veränderung des k_A -Werts bei Teillast so parametriert, dass ihr Verlauf mit der in Kapitel 2.2.3 ermittelten, dem ND-Lubeco entsprechenden, Kennlinie übereinstimmt. Der Sattedampfdruck in der Trommel des ND-Lubecos beträgt im Auslegungspunkt 5 bar und wird im Modell bei Teillast durch ein Script entsprechend der in Kapitel 2.2.3 ermittelten Kennlinie vorgegeben.

Dampf-Wasservorwärmer

Dampf-Wasservorwärmer (Dawavo) kommen bei Schaltungsvarianten mit Rauchgaskühlern, deren Wärmeausbeute an die Verbrennungsluft übertragen wird, zum Einsatz. Da in diesem Fall der Dampfluftvorwärmer nicht erforderlich ist, um im Regelbetrieb die Verbrennungsluft vor Regenerativluftvorwärmer auf mindestens 40 °C zu erwärmen, wird der Dampfluftvorwärmer zur Reduzierung des luftseitigen Druckverlusts eingespart. Um bei Ausfall des Rauchgaskühlers oder im Anfahrbetrieb trotzdem eine ausreichend hohe Luftteintrittstemperatur in die Regenerativluftvorwärmer sicherzustellen, wird in den Wasserkreislauf zwischen Rauchgaskühler und Wasserluftvorwärmer ein Dawavo eingebunden. Der Dawavo wird mit auf 6 bar gedrosseltem Dampf aus

der KZÜ gespeist und ist wie ein Oberflächenvorwärmer (vgl. Kapitel 4.7) parametrisiert.

Rauchgaskühler

Rauchgaskühler werden durch einen Standardbaustein abgebildet, dessen Parametrierung im Anhang in Tabelle A.5 erfasst ist. Die nominale obere Grädigkeit wird in Abhängigkeit vom Einsatzzweck des Rauchgaskühlers variiert, da der Wirkungsgradgewinn erheblich von der untersuchten Schaltungsvariante abhängt und somit eine unterschiedliche spezifische Größe der Wärmetauscher wirtschaftlich ist. Die Veränderung des kA -Werts des Rauchgaskühlers wird bei Teillast entsprechend Kapitel 2.2.3 ermittelt.

Gebläse

Die aufgrund ihrer Leistungsaufnahme für die Modellierung wichtigsten Gebläsetypen sind Frischlüfter und Saugzug. Darüber hinaus sind im Bereich des Luft-Rauchgas-Wegs gegebenenfalls noch Rauchgasrezirkulationsgebläse zu finden. Alle Gebläse werden durch Standardbausteine abgebildet. Die Parametrierung für Frischlüfter und Saugzüge sind in Tabelle A.10 bzw. in Tabelle A.11 zu finden. Die Veränderung der isentropen Wirkungsgrade bei Teillast wird entsprechend Kapitel 2.5 ermittelt. Rauchgasrezirkulationsgebläse werden aufgrund fehlender Informationen wie Saugzüge parametrisiert.

Leitungsverluste

Zur Abbildung von allgemeinen Leitungsverlusten wird unabhängig von der untersuchten Schaltungsvariante auf der Verbrennungsluftseite hinter den Frischlüftern ein Druckverlust im Auslegungspunkt von 10 mbar berücksichtigt, der bei Teillast entsprechend Gleichung (2.11) variiert wird. Auf der Rauchgasseite wird hinter den Saugzügen ein lastunabhängiger Wärmeverlust von 3 MW_{th} in das Modell einbezogen.

Falschluff

Zur Berücksichtigung allgemeiner Falschluff, die an unterschiedlichen Stellen entlang des sich im Unterdruck befindenden Rauchgaswegs eindringt, werden unabhängig von der untersuchten Schaltungsvariante 35 kg/s Umgebungsluft zur Verbrennungsluft vor Eintritt in den Feuerraum beigemischt. Der Falschluffmassenstrom wird unabhängig von der Last konstant gehalten. Diese vereinfachende Annahme wird als zulässig angesehen, da zwar der Unterdruck

entlang des Rauchgaswegs als treibende Kraft mit der Last variiert, der Unterdruck im Feuerraum jedoch lastunabhängig auf einen konstanten Wert geregelt wird und dort die größten Öffnungen (z. B.: Trichterschlitze der Entschung, Schauluken und Mannlöcher, Wanddurchtritte der Rußbläser) zu finden sind.

4.5 Rauchgasreinigungsanlagen

Die Rauchgasreinigungsanlagen von Braunkohlekraftwerken bestehen aus technischen Lösungen zur Entstickung, Entstaubung und Entschwefelung des Rauchgases. Gemäß den in Kapitel 3.1 aufgeführten Randbedingungen werden eine DeNO_x-Anlage in High-Dust Schaltung für die Entstickung, Elektrofilter für die Entstaubung und Kalksteinwäscher für die Entschwefelung modelliert.

Rauchgasentstickungsanlage

Für die Entstickung der Rauchgase wird eine DeNO_x-Anlage in High-Dust Schaltung modelliert. Da die Bildung von Stickoxiden im Modell nicht abgebildet wird, entspricht das Element lediglich einem rauchgasseitigen Druckverlust Δp , der zu 7 mbar angenommen und bei Teillast entsprechend Gleichung (2.11) variiert wird. Für eine Diskussion der Anwendbarkeit von Gleichung (2.11) auf Anlagenteile mit geringen freien Querschnitten wird auf den Abschnitt „Regenerativluftvorwärmer“ in Kapitel 4.4 verwiesen. Die Eindüsung von Ammoniakwasser in den Rauchgasstrom wird im Modell nicht berücksichtigt, da die Mengen vernachlässigbar klein sind, sodass eine Beeinflussung der Thermodynamik des Prozesses ausgeschlossen werden kann.

Rauchgasentstaubung

Laut Effenberger erreichen moderne Elektrofilter Abscheidegrade von über 99,5 % bei einem Druckverlust von 4 - 8 mbar [EFF-00]. Entsprechend wird der Elektrofilter für die Entstaubung des Rauchgases im Modell als Abscheider mit einem konstanten Ascheabscheidegrad von 99,5 % und einem rauchgasseitigen Druckverlust im Auslegungspunkt von 5 mbar abgebildet. Auf eine lastabhängige Modellierung des Abscheidegrads wird aufgrund des sehr geringen Einflusses der Asche auf die Energiebilanz des Gesamtprozesses verzichtet. Der Druckverlust wird bei Teillast entsprechend Gleichung (2.11) variiert. Der Eigenbedarf für den Betrieb der Elektrofilter und den pneumatischen Transport der abgeschiedenen Asche wird in Anlehnung an Auslegungs- und

Betriebsdaten der Elektrofilter des Kraftwerks Niederaußem Block K und des Kraftwerks Westfalen Block D und E entsprechend Gleichung (4.32) berechnet.

$$P_{el} = 500\text{kW} + 0,75 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \dot{m}_{RG} + 182,87 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \dot{m}_{Asche} \quad (4.32)$$

Die Abhängigkeit des Eigenbedarfs vom Rauchgasmassenstrom spiegelt den mit steigender Gasgeschwindigkeit zunehmenden Energieaufwand der Abscheidung aufgrund kürzerer Verweilzeiten der Aschekörner im elektrischen Feld des Filters wider [EFF-00].

Rauchgasentschwefelungsanlage

Im Teilmodell der Rauchgasentschwefelungsanlage (REA) wird die Schwefelkonzentration des Rauchgasstroms auf den in der 13. BImSchV geforderten Wert von 200 mg/Nm^3_{tr} reduziert [BUN-04] und das Rauchgas aufgesättigt.

Für den Eigenbedarf der REA wird eine lineare Abhängigkeit von der Schwefelkonzentration im Rohgasstrom angenommen, wobei Gleichung (4.33) aus Auslegungsdaten der Blöcke F und G des Kraftwerks Neurath abgeleitet ist.

$$P_{el} = 3,5\text{MW} \cdot \left(1 + 384,6 \cdot \frac{x_{SO_2,e}}{v_{RG,e,N,tr}} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right) \quad (4.33)$$

In Realität wird der umgewälzte Suspensionsmassenstrom in Abhängigkeit von der Schwefelkonzentration im Rohgasstrom durch Hinzu- oder Wegschalten von Sprühebene(n) variiert, sodass sich eine Treppenfunktion für den Eigenbedarf ergibt. Aus Konvergenzgründen und um die Vergleichbarkeit verschiedener Schaltungsvarianten zu gewährleisten, wird jedoch ein linearisierter Verlauf bei der Modellbildung vorgezogen.

Die Druckdifferenz, die sich über die REA einstellt, hängt von der Rohrrohrgeschwindigkeit des Rauchgases und dem Verhältnis zwischen dem umgewälzten Suspensionsmassenstrom und dem absoluten Rauchgasmassenstrom ab, für die auch eine lineare Abhängigkeit von der Schwefeleingangskonzentration angenommen wird.

$$\Delta p = \left(5449,4 \cdot \left(\frac{1 + 384,6 \cdot \frac{x_{SO_2,e} \frac{m^3}{kg}}{v_{RG,e,N,tr} \frac{s}{m^3}}}{v_{RG,e} \cdot \dot{m}_{RG,e} \frac{s}{m^3}} \right) + 5,6 \right) \cdot \left(\frac{v_{RG,e} \cdot \dot{m}_{RG,e}}{v_{RG,e,0} \cdot \dot{m}_{RG,e,0}} \right)^2 \text{ mbar} \quad (4.34)$$

Die Kennlinien für den elektrischen Eigenbedarf und den Druckverlust wurden aus den Auslegungsdaten der REA eines Kraftwerks der 1000 MW_{el} Klasse abgeleitet.

4.6 Dampfturbine

Bei der Modellierung der Dampfturbinen wird aufgrund des sich stark unterscheidenden Teillastverhaltens grundsätzlich zwischen Turbinen, die mit fester Drehzahl (die Hauptturbine und ggf. weitere, an einen Generator gekoppelte Turbinen) und Turbinen, die mit variabler Drehzahl betrieben werden, unterschieden.

Dampfturbinen mit variabler Drehzahl

Die einzige drehzahlvariable Dampfturbine bei den untersuchten Schaltungen ist die Speisewasserpumpenantriebsturbine (SPAT). Die Modellierung der SPAT erfolgt mit einem Standardbaustein. Die Parametrierung des Bausteins ist in Tabelle A.2 dargestellt. Die Änderung des isentropen Wirkungsgrads bei Teillast in Abhängigkeit vom die Turbine durchströmenden Dampfmassenstrom beschreibt Abbildung A.3.

Dampfturbinen mit konstanter Drehzahl

Für die Modellierung aller Dampfturbinen, die mit konstanter Drehzahl betrieben werden, wird ein neues Teilmodell erstellt, welches im Folgenden dargestellt wird.

Die Modellierung erfolgt durch eine Teilung der Dampfturbine in Segmente, deren Anfang durch den Dampf Eintritt in die Turbine oder eine Anzapfstelle und deren Ende durch den Dampfaustritt aus der Turbine oder die nachfolgende Anzapfstelle definiert ist. Entsprechend kann ein Segment im Modell einer Stufe, einer Stufengruppe oder einer gesamten Dampfturbine entsprechen.

Durch diese Teilung hat jedes Segment nur einen Eintritt und einen Austritt. Die Massen- und die Energiebilanz über ein Segment lauten:

$$\dot{m}_e - \dot{m}_a = 0 \quad (4.35)$$

$$\dot{m}_e h_e - \dot{m}_a h_a = P_{th} \quad (4.36)$$

Der Expansionsprozess über ein Segment wird als adiabat angenommen. Zur Beschreibung der Güte der Energiewandlung wird der polytrope Wirkungsgrad η_{pol} herangezogen, der im Gegensatz zum isentropen Wirkungsgrad den Vorteil hat, dass er für alle Abschnitte der Zustandsänderung konstant ist [BAE-00].

$$\eta_{pol,0} = \frac{dh}{vdp} \quad (4.37)$$

Somit entsprechen sich polytroper und isentroper Wirkungsgrad bei einer Expansion mit einem Druckverhältnis, welches infinitesimal klein ist. Dieser Zusammenhang wird bei der Berechnung des Expansionsverlaufs innerhalb eines Segments ausgenutzt, indem die tatsächliche Polytrope mit Hilfe von 100 Expansionsschritten mit jeweils gleichem Druckverhältnis und einem isentropen Wirkungsgrad, der gleich dem polytropen Wirkungsgrad des betrachteten Segments ist, angenähert wird. Als Standardwerte werden für den polytropen Wirkungsgrad von HD- und MD-Turbinensegmenten 91 % und für ND-Turbinensegmente 95 % angenommen. Mit dieser Festlegung ergeben sich bei den gewählten Dampfparametern isentrope Wirkungsgrade von ca. 92,3 % für die HD-Turbine, 93,2 % für die MD-Turbine und 88,0 % bzw. 88,3 % für die ND-Turbinen, was konservativen Werten für den Stand der Technik entspricht [MAN-10].

Zur Berücksichtigung der Nässeverluste bei der Entspannung in den Nassdampfbereich wird die Baumannsche Regel bei jedem Expansionsschritt auf den polytropen Wirkungsgrad angewendet [TRA-01].

$$\eta_{pol} = \eta_{pol,0} (1 - \bar{\alpha} \bar{y}) \text{ mit } \bar{y} = 1 - \bar{x} \quad (4.38)$$

Der Baumannfaktor $\bar{\alpha}$ wird im Rahmen der Modellvalidierung zunächst als freier Parameter behandelt. Mit einem Baumannfaktor von 1,4 ergibt sich die

beste Übereinstimmung mit den Eingangsdaten der unten dargestellten Modellvalidierung.

Bei der Berechnung des letzten Segments der Niederdruckturbine wird der aufgrund der verbleibenden kinetischen Energie des Dampfs auftretende Auslassverlust j_0 berücksichtigt. Dieser wird bei Nennlast zu 20 kJ/kg angenommen und ändert sich bei Teillast entsprechend der in Abbildung 2.4 dargestellten Kennlinie, welche die Abhängigkeit der Auslassverluste von der axialen Austrittsgeschwindigkeit des Dampfs wiedergibt.

$$j = j_0 \cdot f\left(\frac{c_{ax}}{c_{ax,0}}\right) = j_0 \cdot f\left(\frac{\dot{m}_e v_a}{\dot{m}_{e,0} v_{a,0}}\right) \quad (4.39)$$

Die Druckdifferenz über ein Segment wird im Nennlastfall vorgegeben. Bei Teillast wird der Eintrittsdruck bei gegebenem Austrittsdruck mit Hilfe des Dampfkegelgesetzes nach Stodola berechnet [COO-85]:

$$p_e = \frac{1}{2} \left(c_{Stod} \cdot v_e \cdot \dot{m}_e^2 + \sqrt{c_{Stod}^2 \cdot v_e^2 \cdot \dot{m}_e^4 + 4 \cdot p_a^2} \right) \quad (4.40)$$

mit

$$c_{Stod} = \frac{p_{e,0}^2 - p_{a,0}^2}{p_{e,0}^2 \Phi^2} \quad (4.41)$$

und

$$\Phi = \dot{m}_{e,0} \sqrt{\frac{v_{e,0}}{p_{e,0}}} \quad (4.42)$$

Da der Druck und das spezifische Volumen des in das Segment eintretenden Dampfs wechselseitig voneinander abhängen, ist eine Iteration erforderlich. Flussschemata, die den gesamten Berechnungsablauf bei Nennlast und Teillast illustrieren, sind im Anhang in Abbildung A.26 und Abbildung A.27 zu finden.

Die Qualität des Simulationsmodells wurde anhand von Wärmeschaltbildern verschiedener Großkraftwerke, die für den Lastbereich von 25 % bis 105 % vorliegen, überprüft. Für die Validierung wird ein Modell erstellt, in dem jeweils die Hochdruck-, die Mitteldruck- und die Niederdruckturbine zu einem

Segment zusammengefasst werden. Da die Anzapfungen den Verlauf der Entspannungspolytropen nicht beeinflussen, kann auf eine Abbildung der Anzapfungen verzichtet werden. Für jeden Lastpunkt werden für jedes Segment der Eintrittsmassenstrom, die Eintrittsenthalpie und der Austrittsdruck vorgegeben. Darüber hinaus wird der polytrope Wirkungsgrad der einzelnen Segmente so angepasst, dass die Austrittsenthalpie im Nennlastpunkt bei vorgegebenem Austrittsdruck mit den Auslegungsrechnungen übereinstimmt. Mit Hilfe des Modells werden dann für alle vom Nennlastpunkt abweichende Lastpunkte die Austrittsenthalpie und der Eintrittsdruck für jedes Segment berechnet.

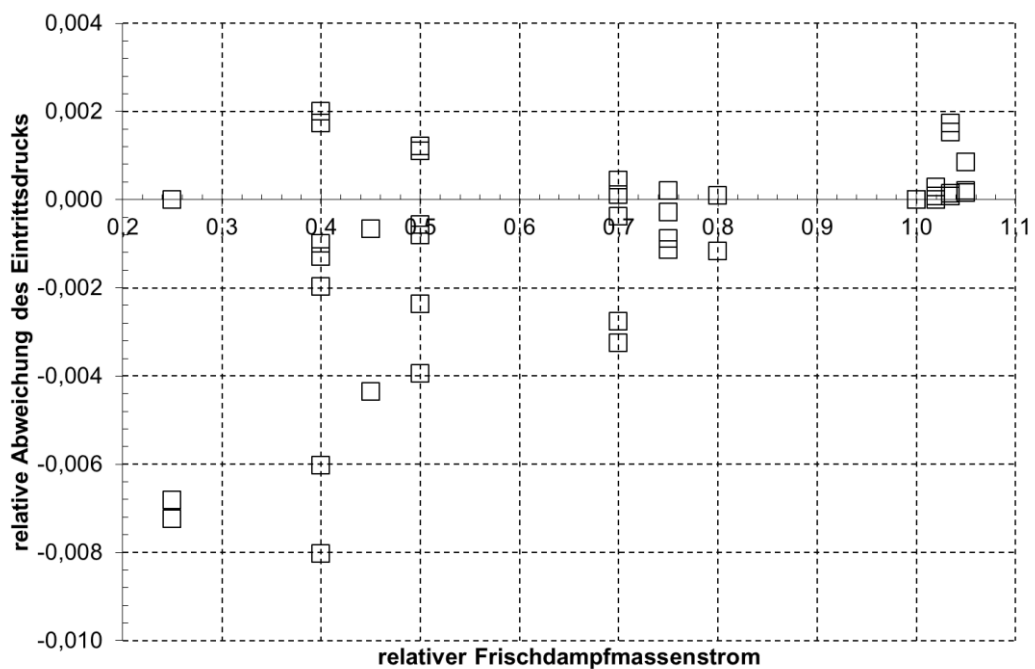


Abbildung 4.4: Validierungsergebnisse für die relative Abweichung des Eintrittsdrucks des Dampfturbinenmodells für Dampfturbinen mit konstanter Drehzahl

Abbildung 4.4 zeigt das Ergebnis der Modellvalidierung für den Eintrittsdruck. Die maximale Abweichung des berechneten Eintrittsdrucks von dem im Wärmeschaltbild angegebenen Eintrittsdruck liegt bei -0,8 %, der Mittelwert der Beträge der Abweichungen liegt bei 0,2 %. Abbildung 4.5 zeigt das Ergebnis der Modellvalidierung für die Austrittsenthalpie. Die maximale Abweichung der berechneten Austrittsenthalpie von der im Wärmeschaltbild angegebenen Austrittsenthalpie liegt bei +0,3 %, der Mittelwert der Beträge der Abweichungen bei 0,1 %.

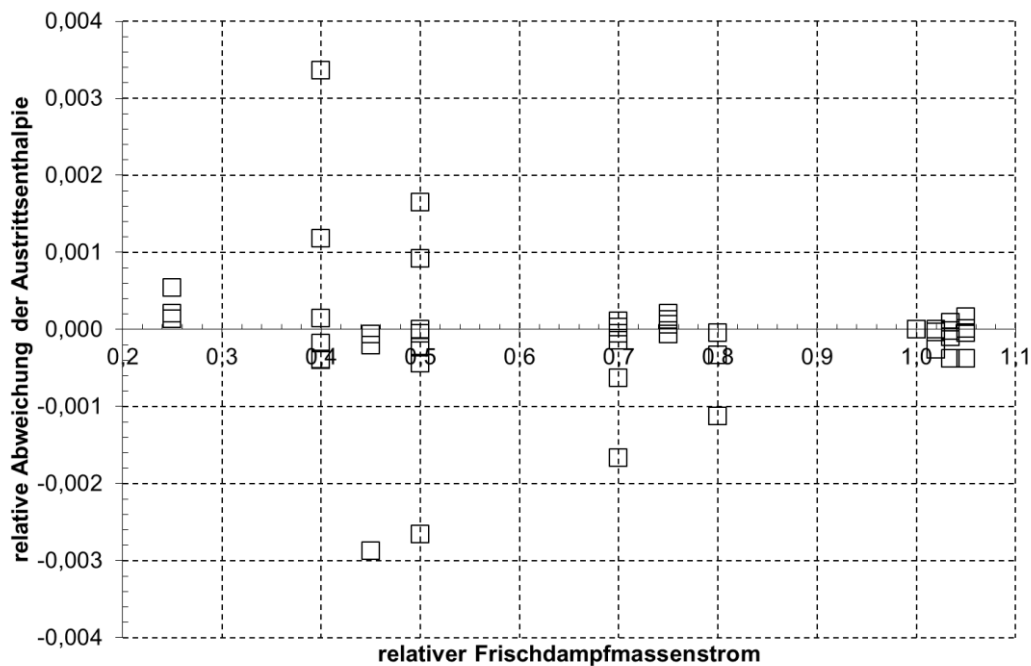


Abbildung 4.5: Validierungsergebnisse des Dampfturbinenmodells für Dampfturbinen mit konstanter Drehzahl für die Austrittsenthalpie

4.7 Wasser-Dampf-Kreislauf

Neben der Hauptturbine und der SPAT sind die ND- und HD-Vorwärmstrecke, der Speisewasserbehälter, die Hauptkondensat- und Speisewasserpumpen sowie das sogenannte kalte Ende weitere wesentliche Komponenten des Wasser-Dampf-Kreislaufs, deren Modellierung im Folgenden erläutert wird.

Vorwärmstrecke

Die Vorwärmstrecke des Kraftwerks, bestehend aus ND-Oberflächenvorwärmern, Speisewasserbehälter und HD-Vorwärmern mit externen oder internen Dampfenthitzern, kann vollständig mit Standardbausteinen modelliert werden. Die Parametrierung aller Oberflächenvorwärmer ist in Tabelle A.12 bis Tabelle A.14 aufgeführt. Von den tabellierten Werten abweichend, wird für den HDVW 2 eine obere Grädigkeit von - 1 K und für den HDVW 3 eine obere Grädigkeit von 1,2 K angenommen. Das Teillastverhalten aller kondensierenden Oberflächenvorwärmer entspricht der Rábek-Methode (vgl. Kapitel 2.2.1). Der k_A -Wert des externen Dampfenthitzers wird bei Teillast entsprechend der in Kapitel 2.2.3 dargestellten Kennlinie variiert. Für den Speisewasserbehälter wird davon ausgegangen, dass das Hauptkondensat in

jedem Lastpunkt die Sattedampf-temperatur des Heizdampfes erreicht. Die Parametrierung der auch Heizkondensatunterkühler genannten Nachkühler, die allen HD- und einigen ND-Vorwärmern nachgeschaltet sind, ist in Tabelle A.15 zu finden. Die zugehörige kA-Kennlinie für das Teillastverhalten ist in Kapitel 2.2.3 aufgeführt.

Zusätzlich zu den hier genannten Komponenten des Wasser-Dampf-Kreislaufs, die in jeder Schaltungsvariante enthalten sind, ist die Modellierungsweise von Kondensatbypassvorwärmern und Bypass-Dampf-Wasservorwärmern festzulegen. Kondensatbypassvorwärmer sind Wasser-Wasser-Wärmetauscher, die als Teil des kleinen Wärmeverschiebesystems (vgl. Kapitel 1.4.2) zum Einsatz kommen. Sie sind hauptkondensatseitig parallel zu einem oder mehreren ND-Vorwärmern geschaltet und werden wie Nachkühler parametrieren. Bypass-Dampf-Wasservorwärmer sind identisch zu regulären Vorwärmern und werden ebenso parametrieren. Sie kommen als Teil des großen Wärmeverschiebesystems (vgl. Kapitel 1.4.2) zum Einsatz, um den im ND-Lubeco erzeugten Dampf zu kondensieren und seine Wärme an einen Teilstrom des Hauptkondensats zu übertragen.

Kaltes Ende

Die Modellierung des kalten Endes des Wasser-Dampf-Kreislaufs, bestehend aus Turbinen- und SPAT-Kondensatoren und Kühlturm, erfolgt vollständig mit Standardbausteinen. Die Parametrierung der Kondensatoren ist in Tabelle A.16 und jene des Kühlturms in Tabelle A.17 aufgeführt. Aufgrund der kühlwasserseitigen Reihenschaltung des dritten Turbinenkondensators zu den ersten beiden und der damit einhergehenden Verdoppelung des den Kondensator durchströmenden Kühlwassermassenstroms unterscheiden sich die Grädigkeiten. Die Teillastcharakteristik der Turbinenkondensatoren und des SPAT-Kondensators wird entsprechend der in Kapitel 2.2.2 dargestellten Kennlinie abgebildet. Das Kennfeld für das Teillastverhalten des Kühlturms ist in Kapitel 2.6 zu finden.

Pumpen

Die Abbildung aller Pumpen erfolgt durch einen Standardbaustein. Bei der Parametrierung des Bausteins wird zwischen fünf verschiedenen Pumpentypen unterschieden:

- Hauptkondensatpumpe

- Vorpumpe einer Hauptkondensatpumpe
- Speisewasserpumpe
- Vorpumpe einer Speisewasserpumpe
- Kühlwasserpumpe

Die Pumpen sind durch Vorgabe eines isentropen und eines mechanischen Wirkungsgrads im Auslegungspunkt und einer Kennlinie für die Änderung des isentropen Pumpenwirkungsgrads bei Teillast vollständig parametrisiert. Die angenommenen Wirkungsgrade sind in Tabelle A.18 aufgeführt.

Die Kennlinien für die Änderung des isentropen Pumpenwirkungsgrads bei Teillast sind, mit Ausnahme der Kühlwasserpumpe, in Kapitel 2.5 zu finden. Da angenommen wird, dass der Kühlwassermassenstrom unabhängig von der Last konstant bleibt, arbeiten die Kühlwasserpumpen stets im Auslegungspunkt. Alle sonstigen im Modell abgebildeten Pumpen werden analog zur Hauptkondensatvorpumpe parametrisiert.

4.8 Brüdenwärmenutzungssysteme

Im Verlauf der vorliegenden Untersuchung werden verschiedene Schaltungsvarianten zur Nutzung der bei der Kohletrocknung anfallenden Brüden untersucht. Im Folgenden wird die Modellierung und Parametrierung der dabei eingesetzten Komponenten erörtert.

Brüdenkondensator

Bei den meisten Brüdenwärmenutzungsvarianten kommen Brüdenkondensatoren zum Einsatz, welche die Kondensationswärme der Brüden zunächst an einen wasserführenden Zwischenkreislauf übertragen. Brüdenkondensatoren werden wie ND-Vorwärmer (vgl. Kapitel 4.7) mit Kondensatunterkühler durch Standardbausteine abgebildet und parametrisiert.

Brüdenkompressor

Zur Steigerung der Kondensationstemperatur der Brüden kommen bei einigen Nutzungsvarianten teilweise mehrstufige und zwischengekühlte Brüdenkompressoren zum Einsatz. Zur Modellierung einzelner Verdichterstufen werden Standardbausteine (Baustein 94 – Verdichter) herangezogen. Der mechanische Wirkungsgrad wird zu 99 % angenommen, der polytrope Verdichterwir-

kungsgrad ist ein Variationsparameter. Da zum Teillastverhalten von Brüdenverdichtern keine Informationen vorliegen, werden die in den Bausteinen hinterlegten Standardkennlinien für die Änderung des polytropen Wirkungsgrads bei Teillast herangezogen.

Sekundärdampferzeuger

Statt der Kondensation der Brüden zur Erwärmung von Wasser wird im Folgenden auch die Möglichkeit der Dampfumformung untersucht, um mit der Brüdenwärme Prozessdampf zu erzeugen. Die Modellierung erfolgt mit Standardbausteinen (Baustein 70 - Verdampfer und Baustein 27 - Nachkühler), deren Parametrierung in Sensitivitätsanalysen untersucht wird. Da aus Sicht der Sekundärdampferzeuger bei Teillast die einzigen variablen Prozessgrößen die primär- und sekundärseitigen Massenströme sind, wird davon ausgegangen, dass die Auslegungsparameter immer erreicht werden, was einer konservativen Annahme entspricht.

Expansionsturbine

Zur Untersuchung des Potentials der direkten Expansion der Brüden oder der Expansion des Prozessdampfs aus dem Sekundärdampferzeuger in einer separaten Expansionsturbine wird das in Kapitel 4.6 erläuterte Dampfturbinenmodell für Dampfturbinen mit konstanter Drehzahl herangezogen. Die freien Modellparameter des Bausteins werden in Sensitivitätsanalysen untersucht.

Rohkohlevorwärmer

Einige Schaltungsvarianten berücksichtigen die Erwärmung der RBK vor Eintritt in den Wirbelschichttrockner durch einen mit Brüdenkondensat oder über einen wasserführenden Zwischenkreislauf beheizten Wärmeübertrager. Dieser als Rohkohlevorwärmer bezeichnete Wärmeübertrager wird mit Hilfe eines Standardbausteins (Baustein 25 - Gaswärmetauscher) im Modell abgebildet, dessen Parametrierung in Sensitivitätsanalysen untersucht wird. Für das Teillastverhalten wird analog zur Modellierung von Sekundärdampferzeugern die konservative Annahme getroffen, dass die Auslegungsgrädigkeiten immer erreicht werden.

4.9 Balance of Plant

Um mit Hilfe des Simulationsmodells eine möglichst realistische Abschätzung des Eigenbedarfs des modellierten Kraftwerks zu erreichen, werden neben

den bereits erwähnten Stromverbrauchern die elektrischen Antriebe aller Pumpen und Gebläse im Modell berücksichtigt. Darüber hinaus wird der gesamte sonstige Eigenbedarf von nicht im Modell berücksichtigten Systemen über Proportionalitätsfaktoren abgeschätzt.

Elektromotoren

Elektromotoren werden mit Hilfe eines Standardbausteins modelliert. Die Parametrierung des Bausteins ist in Tabelle A.19 zu finden. Das Teillastverhalten von Elektromotoren, ausgedrückt als die relative Änderung des elektrischen Wirkungsgrads in Abhängigkeit von der relativen Leistungsaufnahme, ist in Kapitel 2.5 beschrieben.

Sonstiger Eigenbedarf

Der Eigenbedarf für die Versorgung und Entsorgung des Kraftwerks wird mit einem Faktor von $4,317 \text{ kW}/(\text{kg}/\text{s})$ proportional zu dem durch das Kraftwerk verbrauchten RBK-Massenstrom gesetzt. Hierunter fallen insbesondere die Versorgung des Kraftwerks mit RBK und die Entaschung des Dampferzeugers. Der Eigenbedarf des Turbosatzes und sonstiger Aggregate des Wasser-Dampf-Kreislaufs, der Wasseraufbereitungsanlage und aller Transformatoren und elektrischen Antriebe sowie der sonstige Eigenbedarf wird mit einem Faktor von $0,00864$ proportional zur erzeugten Bruttoleistung des Kraftwerks angenommen.

5. PROZESSANALYSE UND OPTIMIERUNG

5.1 Rohbraunkohlereferenzkraftwerk

Als Ausgangspunkt für die Optimierung und als Referenz hinsichtlich Wirkungsgrad, Emissionen und Wirtschaftlichkeit wird im Folgenden ein RBK-Kraftwerk definiert, welches den in Kapitel 1.4.2 dargestellten Stand der Technik widerspiegelt. Entsprechend der gewählten Optimierungsmethode (vgl. Kapitel 1.2) wird das RBK-Referenzkraftwerk im Hinblick auf seine Exergieverluste untersucht und technische Maßnahmen zur Minderung der Exergieverluste eruiert.

5.1.1 Definition des Referenzkraftwerks

Das RBK-Referenzkraftwerk wird in Anlehnung an die technischen Daten der in Kapitel 1.4.2 dargestellten, den Stand der Technik repräsentierenden Kraftwerke definiert. Als Referenzkraftwerk dient ein RBK-Block mit einer Bruttoleistung von 1100 MW_{el}. Der in turmbauweise ausgeführte, staubbefeuerte Dampferzeuger erzeugt Frischdampf mit 600 °C bei 272 bar und besitzt eine einfache Zwischenüberhitzung, die den Dampf auf 610 °C bei 58,8 bar erhitzt (Dampfparameter jeweils am Dampferzeugeraustritt). Die Rauchgastemperatur hinter Economiser liegt im Auslegungspunkt bei 357 °C. Zur optimierten Abwärmenutzung ist das Kraftwerk mit einem Lubeco-System und einem Rauchgaskühler ausgestattet. Die Luftvorwärmung erfolgt zweistufig. Im Waluvo wird die Wärme aus dem Rauchgaskühler an die Verbrennungsluft übertragen und die Luft auf eine Temperatur von 120 °C erhitzt. Der Drehluvo stellt die zweite Stufe der Luftvorwärmung dar und erhitzt die Verbrennungsluft auf 336 °C. Das Rauchgas wird über den Drehluvo und über das Lubeco-System auf 160 °C abgekühlt. Der Rauchgaskühler reduziert die Temperatur weiter bis auf 100 °C. Die Hauptturbine besitzt eine einflutige HD-Turbine, eine zweiflutige MD-Turbine und drei zweiflutige ND-Turbinen. Zwei der drei Turbinenkondensatoren der ND-Turbinen sind parallel geschaltet. Der dritte Turbinenkondensator ist in Reihe zu den ersten beiden Kondensatoren geschaltet, sodass mit einer Kühlwassertemperatur von 14,7 °C Abdampfdrücke von 28 mbar und 35 mbar erreicht werden. Für die Rückkühlung wird ein Naturzugwasserkühlturm eingesetzt. Die Kondensat- und Speisewasservorwärmung

erfolgt in zehn Stufen, wobei sechs ND-Oberflächenvorwärmer, ein Speisewasserbehälter und drei HD-Vorwärmer zum Einsatz kommen. Um die Enthalpie des stark überhitzten Dampfs aus der ersten Anzapfung der MD-Turbine besser zu nutzen, ist dem letzten HD-Vorwärmer ein externer Enthitzer vorgeschaltet. Die Wärme aus dem ND-Lubeco wird parallel zum fünften ND-Vorwärmer in das Kondensat eingebunden. Der HD-Lubeco ist speisewasserseitig parallel zu allen drei HD-Vorwärmern geschaltet. Für einen vollständigen Überblick über die Verschaltung der Komponenten der Luft-Rauchgas-Seite sei auf Abbildung 5.1 und für die Wasser-Dampf-Seite auf Abbildung 5.2 verwiesen. Die Parametrierung der einzelnen Komponenten entspricht den in Kapitel 4 bzw. im Anhang A.4 genannten Standardwerten.

5.1.2 Berechnungsergebnisse und Analyse

Die wesentlichen Berechnungsergebnisse der Auslegungsrechnung des RBK-Referenzkraftwerks sind für die Luft-Rauchgas-Seite in Abbildung 5.1 und für die Wasser-Dampf-Seite in Abbildung 5.2 dargestellt. Im Auslegungspunkt erzeugt das Referenzkraftwerk mit einem Eigenbedarf von $54,8 \text{ MW}_{\text{el}}$ eine Nettoleistung von $1045,2 \text{ MW}_{\text{el}}$. Zur Stromerzeugung werden $265,3 \text{ kg/s}$ Referenzkohle eingesetzt. Damit beträgt die FWL des Dampferzeugers $2332,5 \text{ MW}_{\text{th}}$ bei einer thermischen Leistung (exklusive der Leistung des Wärmeverschiebesystems) von $2105,9 \text{ MW}_{\text{th}}$. Der Frischdampfmassenstrom des Dampferzeugers liegt bei $761,7 \text{ kg/s}$. Im Zwischenüberhitzer werden $690,0 \text{ kg/s}$ Dampf erhitzt. Der Brennstoffeinsatz entspricht einem Verbrauch von 914 g Brennstoff pro Kilowattstunde (Netto). Die CO_2 -Emissionen belaufen sich auf 907 g CO_2 pro Kilowattstunde (Netto). Der über das Kohleband gemittelte Nettowirkungsgrad bei Nennlast liegt $0,03$ Prozentpunkte unter dem Wirkungsgrad im Auslegungspunkt und variiert im Vergleich zum Wirkungsgrad im Auslegungspunkt in Abhängigkeit von der Kohlequalität in einem Band von $-0,76$ Prozentpunkten bis $+0,53$ Prozentpunkten. Das korrespondierende Konturdiagramm ist in Abbildung A.28 dargestellt. Darüber hinaus werden $1334,3 \text{ kg/s}$ Rauchgas und $1086,8 \text{ MW}_{\text{th}}$ über den Kühlturm an die Umgebung abgegeben.

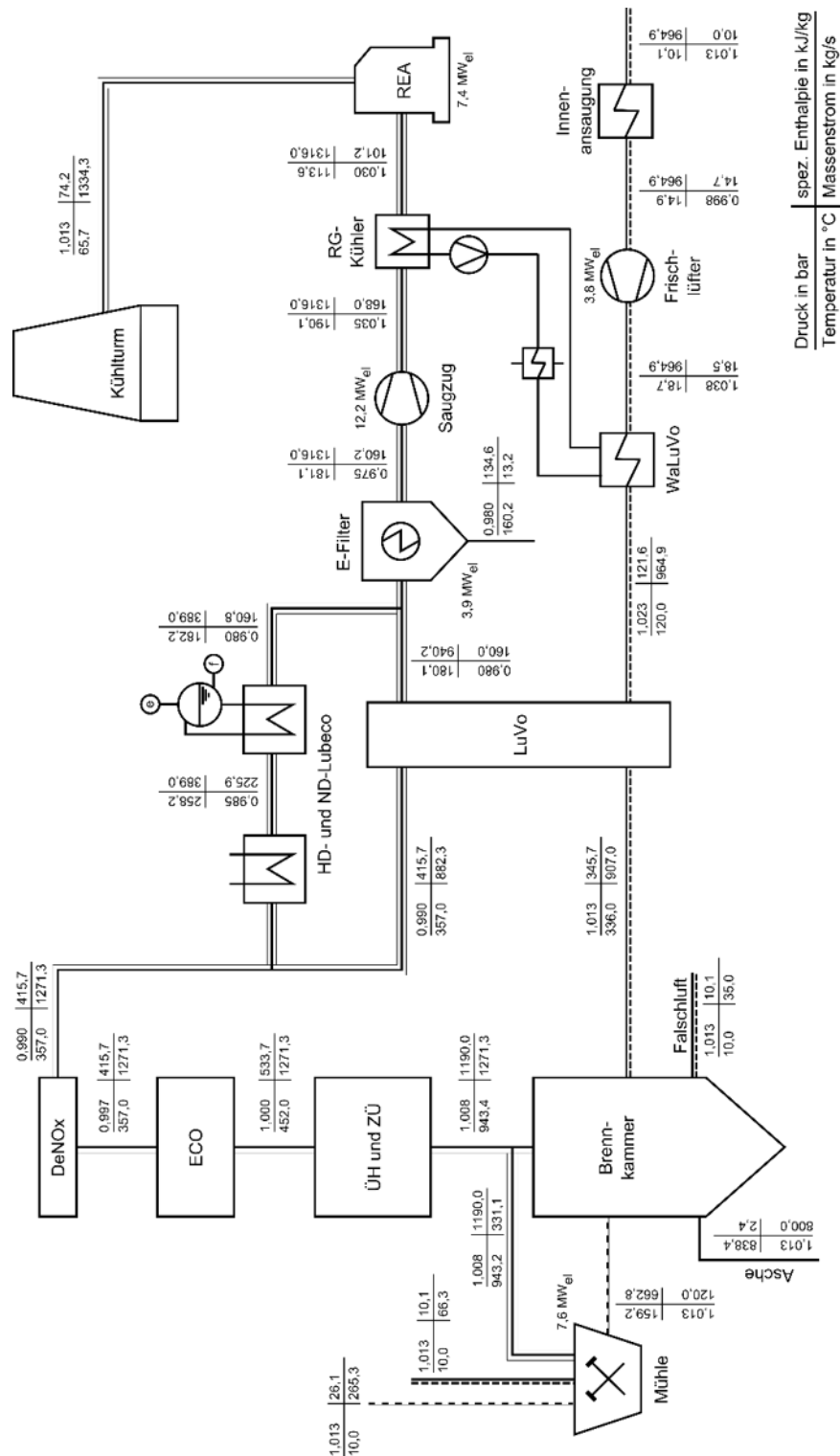


Abbildung 5.1: Berechnungsergebnisse für den Nennlastfall des RBK-Referenzkraftwerks für den Brennstoff-, Luft- und Rauchgasweg

5.1 Rohbraunkohlereferenzkraftwerk

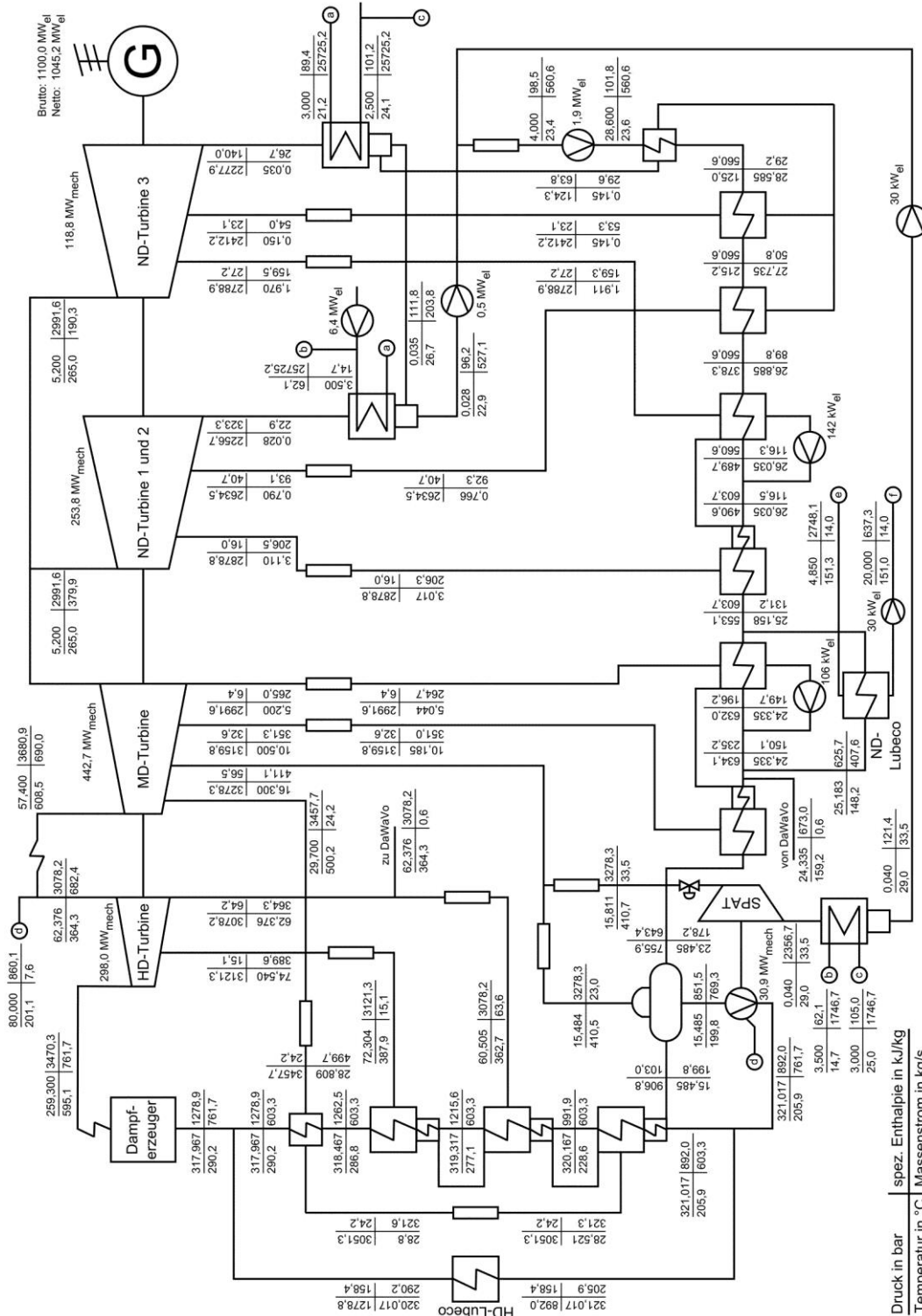


Abbildung 5.2: Berechnungsergebnisse für den Nennlastfall des RBK-Referenzkraftwerks für die Wasser-Dampf-Seite

Zur detaillierten Untersuchung des Referenzkraftwerks wird eine Analyse der Exergieströme durchgeführt. Zu diesem Zweck wird das Kraftwerk in die Segmente Mahltrocknung, Feuerung, Dampferzeugung, Wasser-Dampf-Kreislauf, Luft-Rauchgas-Weg und Stromerzeugung untergliedert. Die Grenzen des Segments Mahltrocknung stimmen mit den Schnittstellen des in Kapitel 4.1 erläuterten Teilmodells Schlagradmühle überein. Das Segment Feuerung hat das aus den Schlagradmühlen austretende Sichtergas inklusive der getrockneten Kohle, die Verbrennungsluft und die allgemeine Falschlufft als Eintritt und die Verbrennungsprodukte sowie die Trichteräsche als Austritt. Mit dem Segment Dampferzeugung werden die Exergieverluste der Wärmeübertragung vom Rauchgas auf die Wasser-Dampf-Seite des Kessels bilanziert. Entsprechend sind die Verbrennungsprodukte, das Kesselspeisewasser, der Dampf der kalten Zwischenüberhitzung und das ZÜ-Einspritzwasser die eintretenden Stoffströme des Segments, während das Rauchgas hinter DeNO_x , der Frischdampf und der HZÜ-Dampf vor der Turbine die austretenden Stoffströme darstellen. Das Segment Luft-Rauchgas-Weg umfasst den Rauchgasstrang ab Dampferzeugeraustritt bis zur Umgebung und den Frischluftstrang von der Kesselhausansaugung bis hinter Drehluvo. Darüber hinaus bilden die ein- und austretenden Wasser- und Dampfströme des HD- und ND-Lubecos und des Dawavos die Grenze zum Segment Wasser-Dampf-Kreislauf. Das Segment Wasser-Dampf-Kreislauf umfasst den gesamten restlichen dampfführenden Teil des Kraftwerks und hat neben den erwähnten Schnittstellen mit den Segmenten Dampferzeugung und Luft-Rauchgas-Weg die in den Kühlturm ein- und austretende Umgebungsluft, die Wassernachspeisung des Kühlturms und die an den Generator abgegebene Wellenleistung als Grenzen. Das Segment Stromerzeugung beinhaltet den Generator und sämtliche elektrische Verbraucher, die nicht direkt einem anderen Segment zugeordnet werden können.

Abbildung 5.3 zeigt das Ergebnis der segmentweisen Exergieanalyse des RBK-Referenzkraftwerks für den Nennlastpunkts in Form eines Sankey-Diagramms. Aus der Höhe der in den einzelnen Segmenten auftretenden Exergieverluste ergibt sich eine Hierarchie für die Suche nach technischen Lösungen zur Reduzierung der Verluste.

Die größten Exergieverluste treten im Bereich der **Feuerung** auf. Die Verluste sind durch die bei der chemischen Umwandlung der Verbrennungsprodukte auftretende Bildungsentropie und die Irreversibilität der Umwandlung der im Brennstoff gebundenen chemischen Energie in thermische Energie begründet.

Eine Minderung der Verluste wäre theoretisch durch die Abkehr von der Feuerung als Energiewandlungsschritt zur Stromerzeugung denkbar. Als Beispiel sei die Oxidation des Brennstoffs in einer Brennstoffzelle genannt, in der die chemisch gebundene Energie direkt in elektrische Energie umgesetzt wird. Da eine derartige Anwendung für Kohle weit in der Zukunft liegt, wird sie in der vorliegenden Arbeit nicht untersucht. Wird der Energiewandlungsprozess an sich beibehalten, ist eine Minderung der Exergieverluste der Feuerung nur sinnvoll, wenn sie nicht durch einen Anstieg der adiabaten Verbrennungstemperatur erreicht wird, da sonst lediglich eine Verschiebung der Verluste von der Feuerung zur Dampferzeugung erfolgt. Entsprechende Maßnahmen wären eine Verbesserung des Verbrennungswirkungsgrads, die Minderung des Falschlufteinbruchs und die Anhebung der Verbrennungslufttemperatur. Da RBK-Dampferzeuger mit einem Nachbrennrost ausgestattet sind, wird schon heute ein sehr hoher Ausbrand erreicht, sodass hier kein über die Komponente hinausgehendes Optimierungspotential gesehen wird. Der Falschlufteinbruch in den Dampferzeuger ist auf Durchtritte durch die Membranwand für Mannlöcher, Schauluken und Reinigungseinrichtungen zurückzuführen. Auch hier beschränkt sich das Optimierungspotential auf die jeweiligen Komponenten. Eine Anhebung der Verbrennungslufttemperatur über 336 °C ist mit Rauchgaswärme nur in extrem engen Grenzen möglich, da die obere Grädigkeit des Drehlufvos mit 21 K bereits sehr niedrig liegt. Ein zusätzlicher Dampflluftvorwärmer wäre mit einem Druck von mindestens 139 bar zu beheizen, was neben technisch/wirtschaftlichen Aspekten schon aufgrund des geringen Enthalpieabbaus zwischen dem Eintritt in die HD-Turbine und der entsprechenden Anzapfung thermodynamisch fragwürdig erscheint.

Der nächstgrößte Exergieverlust tritt im Segment **Dampferzeugung** auf und ist auf die großen Temperaturdifferenzen zwischen den Verbrennungsgasen und dem wärmeaufnehmenden Medium zurückzuführen. Unter Einbeziehung der heißen, rückgesaugten Rauchgase liegt die theoretisch ermittelte adiabate Temperatur der Verbrennungsgase für das Referenzkraftwerk bei 1425 °C und steht maximalen Dampftemperaturen von 600 °C bzw. 610 °C gegenüber. Höhere Dampftemperaturen können mit den heute kommerziell verfügbaren Werkstoffen nicht realisiert werden, sodass hier kein ausschöpfbares Verbesserungspotential liegt. Weiterhin wären durch die Reduzierung der Temperaturdifferenz zwischen dem aus dem Dampferzeuger austretenden Rauchgas und der Speisewassereintrittstemperatur, durch eine Reduzierung des ZÜ-

Einspritzmassenstroms und durch eine Minderung der mediumseitigen Druckverluste moderate Verbesserungen möglich, die jedoch komponentenspezifisch sind und für des Referenzkraftwerk als technisch/wirtschaftlich optimiert angesehen werden.

Die **Kohleaufbereitung** steht in Bezug auf die Exergieverluste an dritter Stelle. Auch hier ist es die große Temperaturdifferenz zwischen den rückgesaugten Rauchgasen und der Kohle, die den größten Teil der Exergieverluste ausmacht. Der Falschlufteinbruch in die Mühlen und die Mischung der Stoffströme verschlechtern die Exergiebilanz weiter. Für die Kohleaufbereitung steht mit der Dampfwirbelschichttrocknungstechnik eine Option zur Minderung der Exergieverluste der Kohleaufbereitung zur Verfügung. Eine Bewertung der Technik erfolgt in Kapitel 5.2. Der Einfluss auf den Kraftwerksprozess durch den Einsatz dieser Technik ist im Gegensatz zu komponentenspezifischen Verbesserungen so erheblich, dass eine Neuoptimierung des Prozesses erforderlich ist. Die Optimierungsschritte sind in den auf Kapitel 5.2 folgenden Kapiteln dargestellt.

Das Segment **Wasser-Dampf-Kreislauf** wird als technisch/wirtschaftlich optimiert angesehen, da auch hier keine neuen und kommerziell verfügbaren Komponenten oder Prozessführungsvarianten bekannt sind, die zu einer Minderung der Exergieverluste führen. Die Verluste sind auf die endlichen Grädigkeiten der Wärmetauscher und auf die irreversiblen Vorgänge in den Turbinen zurückzuführen, sodass niedrigere Verluste durch komponentenspezifische Verbesserungen erreicht werden könnten.

Die Exergieverluste des Segments **Luft-Rauchgas-Weg** sind aufgrund des Lubeco-Systems sehr niedrig, sodass für dieses Segment nach keiner weiteren Optimierung der Prozessführung gesucht wird. Auch die mit dem Abgas abgeführte Exergie ist bei einer Abgastemperatur von 100 °C technisch kaum weiter zu reduzieren. Eine Reduzierung des Abgasmassenstroms wäre durch Absenkung des Luftüberschusses bei der Verbrennung oder durch Brüdentrennung bei der Kohleaufbereitung denkbar. Da der Luftüberschuss mit 1,15 im Hinblick auf einen sicheren Ausbrand schon sehr niedrig ist, bleibt die Brüdentrennung als Verbesserungspotential. Bei der Dampfwirbelschichttrocknung fallen die Brüden als separater Stoffstrom an, sodass diese Maßnahme zur Minderung der Exergieverluste in den folgenden Untersuchungen berücksichtigt ist.

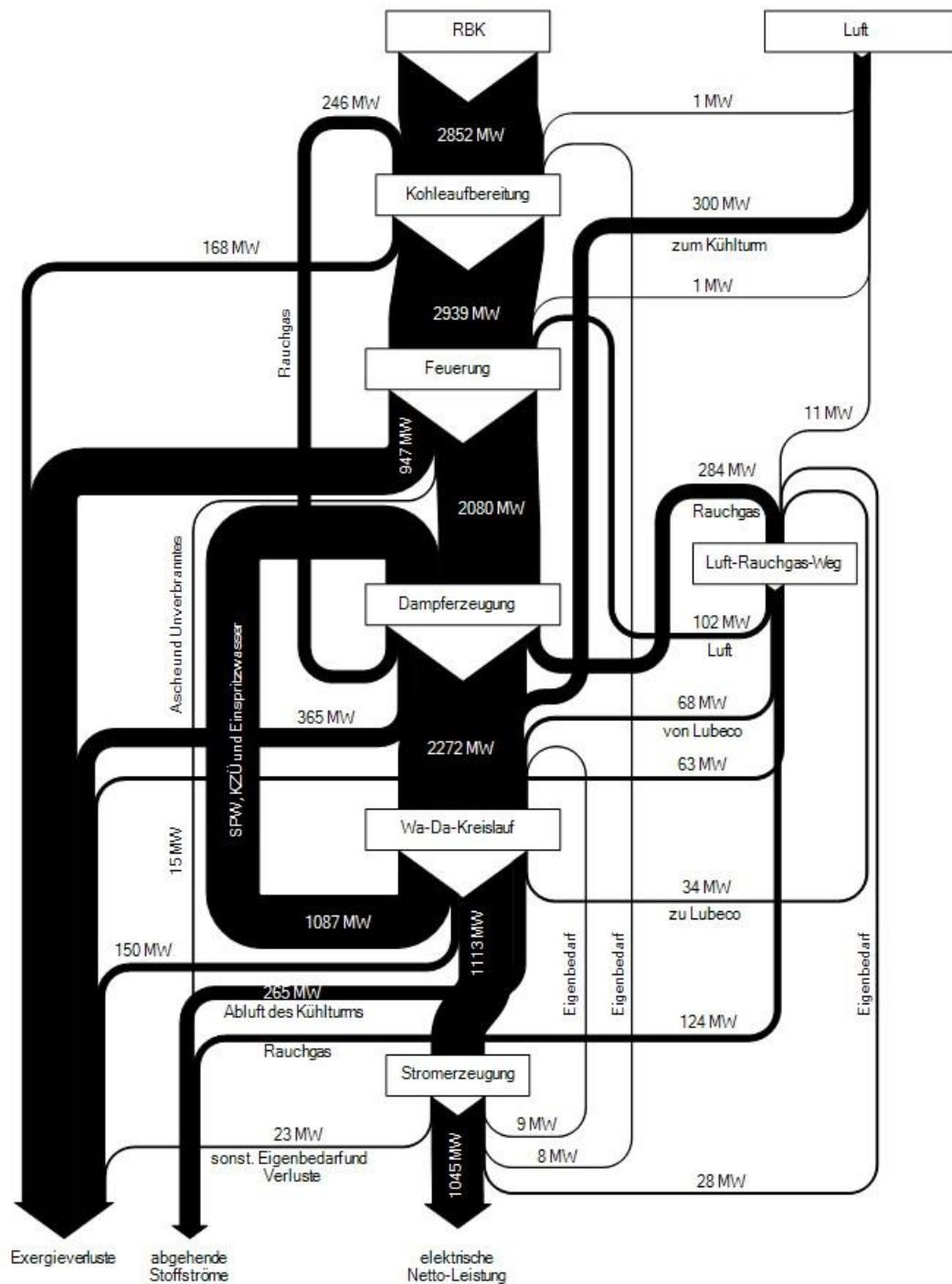


Abbildung 5.3: Sankey-Diagramm für die Exergieströme des RBK-Referenzkraftwerks bei Betrieb im Nennlastpunkt

Das Segment **Stromerzeugung** beinhaltet lediglich den Generator und den nicht anderweitig berücksichtigten Eigenbedarf des Kraftwerks. Entsprechend

wäre eine Minderung der Exergieverluste dieses Segements wiederum nur durch Verbesserungen an den einzelnen Komponenten möglich.

Die Ergebnisse der Exergieanalyse und die Änderung des Nettowirkungsgrads des Referenzkraftwerks für den Lastbereich von der Mindestlast bis zur maximalen Dampferzeugerdauerlast sind in Abbildung 5.4 dargestellt. Bezogen auf die Nettoleistung liegen die Exergieverluste aller Segmente bei Mindestlast höher als bei Nennlast, nehmen aber nur für die Segmente Feuerung und Dampferzeugung kontinuierlich zu. Für die Segmente Mahltrocknung, Wasser-Dampf-Kreislauf, Luft-Rauchgas-Weg und Stromerzeugung ergeben sich mit sinkender Last im Vergleich zu Nennlast zunächst geringfügig niedrigere Exergieverluste. Aufgrund dieser gegenläufigen Effekte fällt der Nettowirkungsgrad mit abnehmender Last erst ab einem relativen Frischdampfmassenstrom von ca. 85 % unter den Nennlastwert.

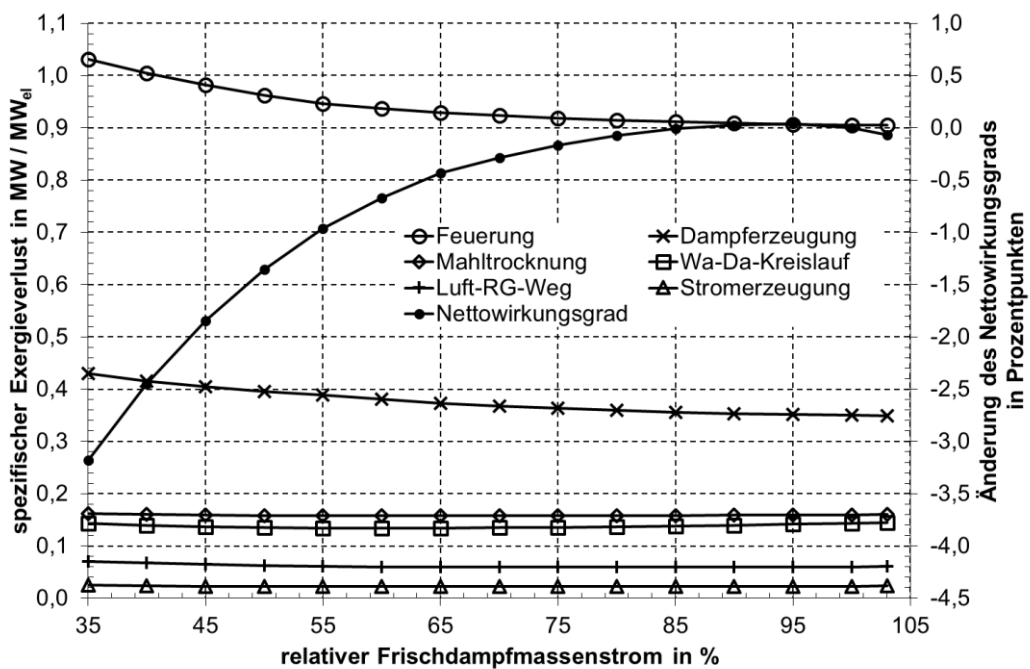


Abbildung 5.4: Auf die Nettoleistung bezogene Exergieverluste und Änderung des Nettowirkungsgrads in Abhängigkeit vom Frischdampfmassenstrom

Die mit sinkender Last zunehmenden Exergieverluste des Segments Feuerung sind auf einen Rückgang der Verbrennungslufttemperatur, auf den konstanten Falschlufmassenstrom und die Anhebung des Luftüberschusses ab 65 % thermischer Leistung des Dampferzeugers zurückzuführen. Im Segment Dampferzeugung wirken sich die mit der Last sinkende SPW-Eintrittstemperatur und die ab einem FD-Massenstrom von 65 % sinkende HZÜ-Temperatur negativ auf

die Exergiebilanz aus. Die Exergiebilanz der Mahltrocknung wird durch die Abnahme der Temperatur der rückgesaugten Rauchgase günstiger. Dieser Einfluss wird bei niedriger Last durch den höheren spezifischen Brennstoffbedarf des Gesamtprozesses überkompensiert. Im Segment Stromerzeugung machen sich einerseits der niedrigere Teillastwirkungsgrad des Generators und andererseits die Tatsache, dass das Verhältnis von Wellenleistung zu Frischdampf-massenstrom mit sinkender Last aufgrund der zunächst sinkenden Auslassverluste der ND-Turbinen und des sinkenden Kondensatordrucks zunimmt, bemerkbar. Die Exergiebilanzen über die Segmente Luft-Rauchgas-Weg und Wasser-Dampf-Kreislauf werden durch mit sinkender Last geringer werdende Grädigkeiten an den Wärmetauschern und niedrigere Abdampfdrücke in den Turbinenkondensatoren verbessert. Im Fall des Luft-Rauchgas-Wegs führen die zunehmenden Abgasverluste in Summe trotzdem zu höheren spezifischen Exergieverlusten bei niedriger Last. Auf den lastabhängigen Verlauf der Exergieverluste des Wasser-Dampf-Kreislaufs haben die Auslassverluste der ND-Turbinen maßgeblichen Einfluss. Entsprechend dem parabelförmigen Verlauf der Auslassverlustkennlinie (vgl. Abbildung 2.4) nehmen die Auslassverluste mit sinkender Last zunächst leicht ab, um bei weiter sinkender Last deutlich anzusteigen.

5.1.3 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung

Die Stromgestehungskosten des RBK-Referenzkraftwerks werden nach der in Kapitel 3.3 dargestellten Methode auf Basis der in Kapitel 3.2 zusammengefassten betriebswirtschaftlichen Annahmen ermittelt.

Die mit den oben erwähnten Eingangsdaten ermittelte Investitionssumme des RBK-Referenzkraftwerks beläuft sich unter Berücksichtigung des spezifischen Anlagenpreises von 1070 €/kW, der Bauherreneigenleistung und der unvorhergesehenen Kosten auf 1,72 Mrd. €. Die Stromgestehungskosten werden als über die Betriebszeit des Kraftwerks gemittelte finanzmathematische Durchschnittskosten der Stromerzeugung gemäß Kapitel 3.3 berechnet. Die sich aus der Investitionssumme, den Instandhaltungskosten, den Personalkosten, den Overheadkosten und den Stilllegungskosten ergebenden fixen Stromgestehungskosten belaufen sich auf 2,83 ct/kWh, wobei 79,0 % der fixen Stromgestehungskosten auf die Investitionssumme entfallen. Die variablen Stromgestehungskosten setzen sich aus den Kosten für den Brennstoff, die CO₂-Emissionszertifikate und die Hilfs- und Betriebsstoffe zusammen und sind für

die verschiedenen in Kapitel 3.2 definierten Emissionszertifikatekostenszenarien in Tabelle 5.1 aufgeführt. Für Szenario 1.1 entfallen 15,4 % der variablen Stromgestehungskosten auf die Brennstoffkosten, 82,5 % auf die Kosten für CO₂-Emissionszertifikate und 2,1 % auf die Kosten für Hilfs- und Betriebsstoffe.

Tabelle 5.1: Variable Stromgestehungskosten des RBK-Referenzkraftwerks für verschiedene Emissionszertifikatekostenszenarien

Szenario	1.x	2.x	3.x	Preissteigerungsrate ab 2030
x.1	6,81 ct/kWh	5,72 ct/kWh	7,90 ct/kWh	± 0 €/tCO ₂ p. a.
x.2	7,09 ct/kWh	5,99 ct/kWh	8,18 ct/kWh	+ 1 €/tCO ₂ p. a.
x.3	7,64 ct/kWh	6,54 ct/kWh	8,73 ct/kWh	+ 3 €/tCO ₂ p. a.
Offset zum Basispreis für CO ₂ -Emissionszertifikate				
	± 0 €/tCO ₂	- 10 €/tCO ₂	+ 10 €/tCO ₂	

Zwischen den variablen Stromgestehungskosten der einzelnen Szenarien besteht ein linearer Zusammenhang. So führt eine Änderung des Offsets um ± 1 €/tCO₂ zu einer Änderung der variablen Stromgestehungskosten von ± 0,109 ct/kWh. Eine Änderung der Steigerungsrate der CO₂-Emissionszertifikatepreise ab 2030 um ± 1 €/tCO₂ p. a. führt zu einer Änderung der variablen Stromgestehungskosten von ± 0,276 ct/kWh. Im Vergleich zueinander liegen die variablen Stromgestehungskosten deutlich über den fixen Stromgestehungskosten, was für ein Kraftwerk, welches in der Grundlast eingesetzt werden soll, überrascht. Der große Unterschied erklärt sich durch den enormen Einfluss der Kosten für CO₂-Emissionszertifikate auf die variablen Stromgestehungskosten. Würden keine Kosten für CO₂-Emissionszertifikate anfallen, betrügen die variablen Stromgestehungskosten lediglich 1,19 ct/kWh.

In Abbildung 5.5 und Abbildung 5.6 sind Sensitivitätsanalysen für die Abhängigkeit der fixen und variablen Stromgestehungskosten (für Szenario 1.1) von den Volllastbenutzungsstunden, dem Anlagenpreis, dem Nettowirkungsgrad und den Brennstoffkosten dargestellt. Die fixen Stromgestehungskosten nehmen mit abnehmender Volllastbenutzungsstundenzahl und mit steigendem spezifischen Anlagenpreis zu. So muss beispielsweise der spezifische Anlagenpreis des RBK-Referenzkraftwerks um 161,3 €/kW sinken, wenn die Zahl der Volllastbenutzungsstunden um 1000 h/a sinkt und die fixen Stromgestehungs-

kosten unverändert bleiben sollen. Die variablen Stromgestehungskosten zeigen eine deutliche Sensitivität auf den Nettowirkungsgrad, was auf den hohen Anteil der Kosten für CO₂-Emissionszertifikate an den gesamten Stromgestehungskosten zurückzuführen ist.

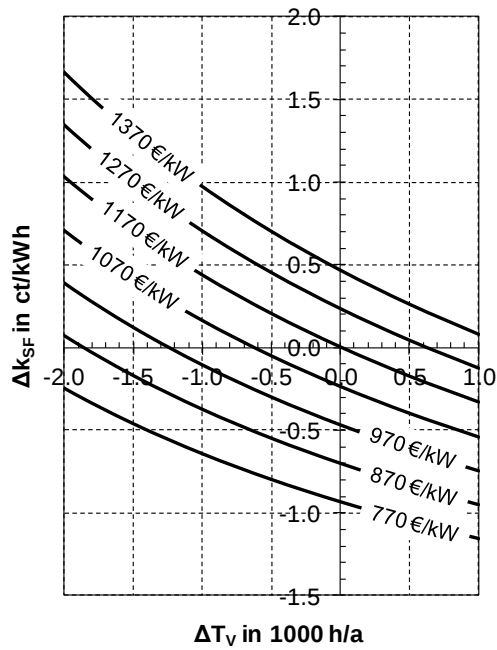


Abbildung 5.5: Änderung der fixen Stromgestehungskosten in Abhängigkeit von den Volllastbenutzungsstunden und dem spezifischen Anlagenpreis

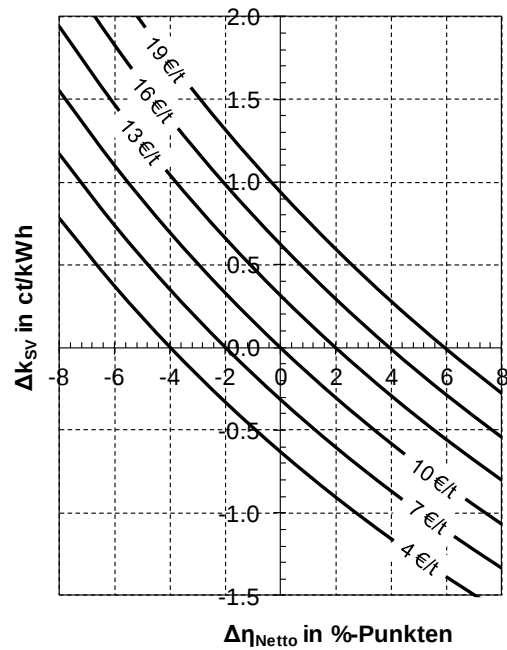


Abbildung 5.6: Änderung der variablen Stromgestehungskosten von Szenario 1.1 in Abhängigkeit vom Nettowirkungsgrad und vom Brennstoffpreis (für Referenzkohle)

Abbildung 5.7 zeigt die Abhängigkeit der fixen und variablen Stromgestehungskosten von der Betriebszeit des Kraftwerks. Die unterschiedlich angenommenen Preisniveaus und Preisentwicklungen der CO₂-Emissionszertifikate sind in den variablen Stromgestehungskosten deutlich zu erkennen. Bildet man die Summe der fixen und variablen Stromgestehungskosten, ist für alle Szenarien ein Minimum der Stromgestehungskosten im Bereich von Betriebszeiten zwischen 10 und 20 Jahren zu erkennen. Aufgrund dieses, durch die stetig steigende Kostenbelastung für CO₂-Emissionszertifikate bedingten Effekts ist es je nach Entwicklung der Strompreise denkbar, dass eine Betriebszeit von 40 Jahren nicht das wirtschaftliche Optimum für das RBK-Referenzkraftwerks darstellt. Für die wirtschaftliche

Bewertung technischer Lösungen zur Wirkungsgradsteigerung ist Abbildung 5.8 von besonderem Interesse. Sie zeigt die gegenseitige Abhängigkeit von Nettowirkungsgrad und Anlagenpreis bei konstanten Stromgestehungskosten für die verschiedenen Entwicklungsszenarien der Preise von CO₂-Emissionszertifikaten. Entsprechend Abbildung 5.8 ist beispielsweise für Szenario 1.1 eine Steigerung des spezifischen Anlagenpreises um 66,1 €/kW bei in Summe konstanten Stromgestehungskosten zulässig, wenn der Nettowirkungsgrad des RBK-Referenzkraftwerks um 1 %-Punkt gesteigert werden kann.

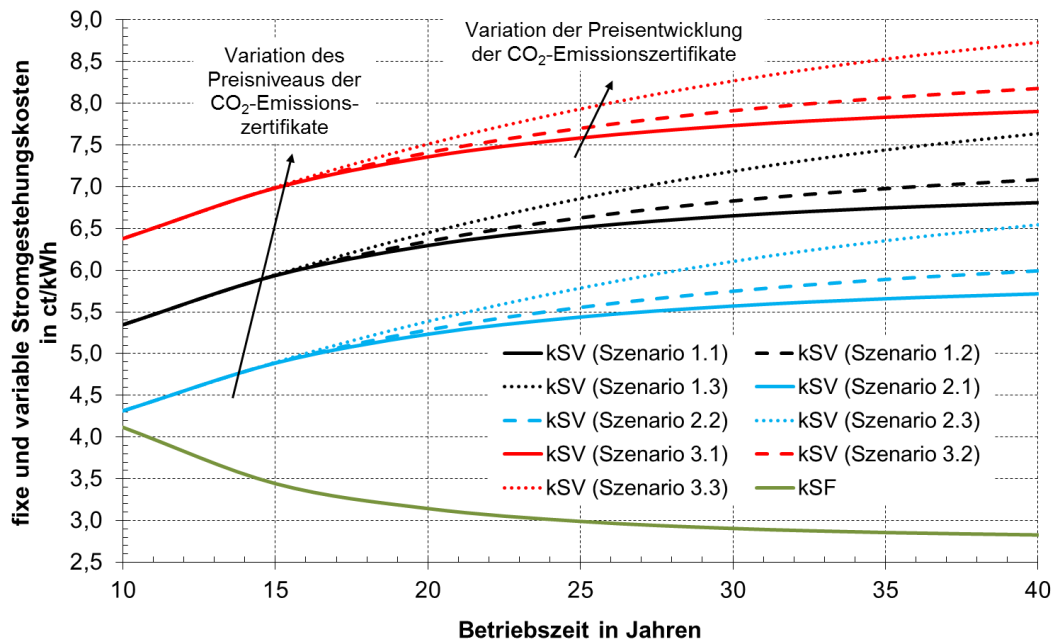


Abbildung 5.7: Abhängigkeit der fixen und variablen Stromgestehungskosten von der Betriebszeit des Kraftwerks

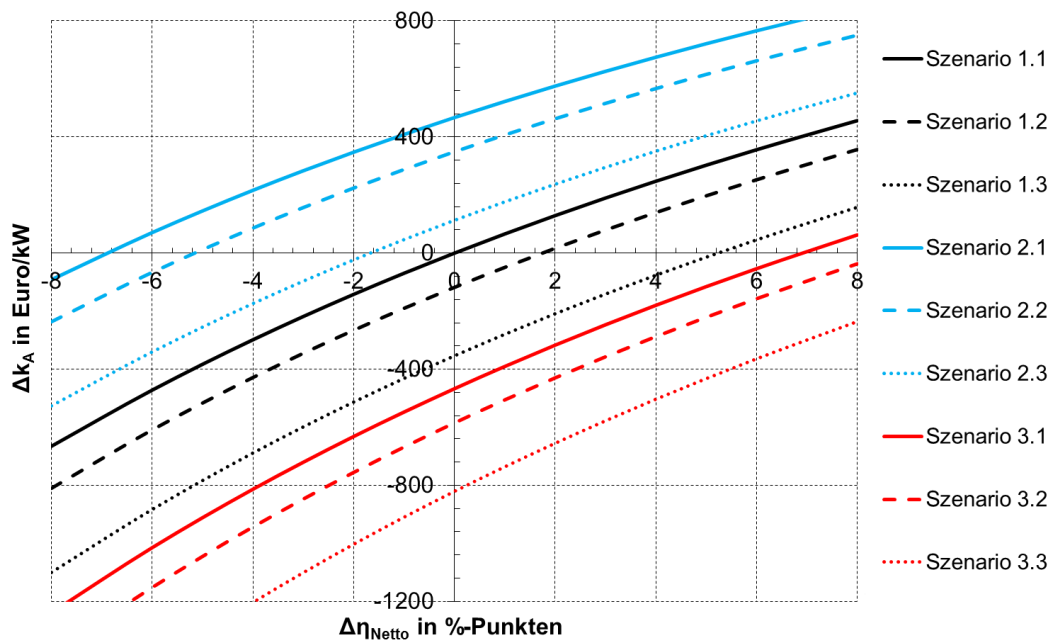


Abbildung 5.8: Variation des Nettowirkungsgrads und des Anlagenpreises bei konstanten Stromgestehungskosten

5.2 Vorbetrachtungen zum Wirbelschichttrockner

Aus der Exergieanalyse des RBK-Referenzkraftwerks ist deutlich geworden, dass im Verfahrensschritt der Kohleaufbereitung das größte mit verfügbarer Technik zu realisierende Exergieverlustminderungspotential liegt. Entsprechend der in Kapitel 1.4.1 dargestellten verfügbaren Technik wird der Einsatz von Dampfwirbelschichttrocknern mit integrierter Aufmahlung der Kohle und pneumatischer Förderung der TBK zum Dampferzeuger an Stelle von Schlagradmühlen zur Kohleaufbereitung untersucht.

Bevor die Verknüpfung des Dampfwirbelschichttrockners mit dem Kraftwerksprozess optimiert werden kann, sind Festlegungen zu einigen Verfahrensparametern des Dampfwirbelschichttrockners erforderlich, sodass einige Vorbetrachtungen sinnvoll sind. Die zu definierenden Parameter sind der Wassergehalt der TBK, der Temperaturunterschied zwischen der Wirbelschicht und der Kondensationstemperatur des Prozessdampfs (Grädigkeit des Trockners), die Verdampfungsleistung einer Trocknereinheit und der kohleseitige Systemdruck der Trockner. Darüber hinaus ist festzulegen, wie viele Trocknereinheiten zur Versorgung eines Kraftwerks mit einer Bruttoleistung von 1100 MW_{el} eingesetzt werden.

Der Wassergehalt der TBK wird nicht als Optimierungsparameter angesehen und wird auf 12 % festgelegt. Dieser Wassergehalt entspricht den Auslegungswerten der in Kapitel 1.4.1 erwähnten Versuchstrocknern und Prototypen und liegt an der unteren Grenze des Wassergehaltsbandes bekannter Trocknungsverfahren (10 % – 18 % für Röhrentrockner und 15 % – 18 % für Schlagradmühlen).

Auch die Grädigkeit des Trockners wird festgelegt, da dieser Wert – ähnlich der Grädigkeit eines Wärmetauschers – einen komponentenspezifischen Optimierungsparameter ohne maßgebliche Rückwirkung auf die Optimierung des Gesamtkraftwerks darstellt. Ausgehend von veröffentlichten Auslegungswerten und Betriebsergebnissen des WTA-Prototyps wird die Grädigkeit im Auslegungspunkt zu 30 K festgelegt.

Die Verdampfungsleistung einer Trocknereinheit wird entsprechend dem in kommerzieller Größe am Block K des Kraftwerks Niederaußem errichteten WTA-Prototyp auf 100 t/h festgelegt (vgl. Kapitel 1.4.1).

Die Ergebnisse der Untersuchung zur Wahl des kohleseitigen Systemdrucks sind in Kapitel 5.2.1 dargestellt. Die Festlegung der Anzahl der Trocknereinheiten erfolgt in Kapitel 5.2.2.

5.2.1 Kohleseitiger Systemdruck

Der kohleseitige Systemdruck, bei dem ein Dampfwirbelschichttrockner arbeitet, hat erhebliche Auswirkungen auf das Design und das Betriebsverhalten des Trockners und auf den Entwurf des Kraftwerksprozesses, in den der Trockner eingebunden wird. Innerhalb des Systems Trockner ändern sich mit dem kohleseitigen Systemdruck die für das Erreichen eines bestimmten Wassergehalts der TBK erforderliche Arbeitstemperatur der Wirbelschicht, der zur Beheizung erforderliche Prozessdampfdruck, der für die Fluidisierung der Wirbelschicht erforderliche Massenstrom und die Brüdenverluste durch Nachentwrasen und an Dichtstellen.

Mit Hilfe des in Kapitel 4.2 erläuterten Modells des Dampfwirbelschichttrockners werden die Exergieverluste des Trocknungsprozesses in Abhängigkeit vom kohleseitigen Systemdruck analysiert. Zu diesem Zweck wird die Trocknung von Referenzkohle, die bei Referenzbedingungen in das Trocknersystem eintritt, untersucht. Der RBK-Massenstrom wird so eingestellt, dass der Trock-

ner bei 100 % Last arbeitet. Die TBK verlässt das System Trockner bei atmosphärischem Druck mit einer Temperatur von 60 °C und einem Wassergehalt von 12 %. Der Prozessdampf tritt mit einer Überhitzung von 5 K in den Trockner ein. Das Kondensat verlässt das System mit Siedetemperatur.

Abbildung 5.9 zeigt, dass die spezifischen Exergieverluste mit steigendem kohleseitigen Systemdruck zunehmen, wobei die ermittelten Verluste einem spezifischen Exergieverlust von 1.410 kJ/kg-verdampftem Wasser für die Kohleaufbereitung im RBK-Referenzkraftwerk gegenüberzustellen sind. Eine Analyse der einzelnen im Trockner erfolgenden Prozessschritte ergibt, dass die Zunahme der Exergieverluste neben den ansteigenden Brüdenverlusten vor allem durch die Aufheizung der RBK bedingt ist und mit der mit dem kohleseitigen Systemdruck steigenden Wirbelschichttemperatur zu erklären ist. Der mit dem kohleseitigen Systemdruck zunehmende Fluidisierungsmassenstrom führt nur zu einem unwesentlichen Anstieg der Exergieverluste. Die Exergieverluste der Trocknung selbst sinken mit steigendem kohleseitigen Systemdruck, was auf einen Rückgang der, für den gewünschten Wassergehalt der TBK erforderlichen, Überhitzung der Wirbelschicht zurückzuführen ist (vgl. Abbildung A.23).

Die Exergieanalyse zeigt, dass durch eine Vorwärmung der RBK vor dem Eintritt in den Trockner die Exergieverluste des Trockners theoretisch so weit reduziert werden können, dass die Exergieverluste des Dampfwirbelschichttrockners mit steigendem kohleseitigen Systemdruck abnehmen. Darüber hinaus wird in Kapitel 5.5.1 gezeigt, dass sich der Einsatz von Brüdenverdichtern mit steigendem kohleseitigen Systemdruck des Trockners günstiger darstellt. Somit ist, basierend auf der vorliegenden exergetischen Betrachtung, noch keine endgültige Festlegung des kohleseitigen Systemdrucks für die weitere Optimierung zulässig. Aufgrund der monotonen Abhängigkeit der Einzelverluste vom kohleseitigen Systemdruck ist jedoch davon auszugehen, dass das thermodynamische Gesamtoptimum entweder beim minimalen oder beim maximalen kohleseitigen Systemdruck liegen wird. Entsprechend werden im Folgenden nur noch Trockner mit einem kohleseitigen Systemdruck von 1,1 bar und 6 bar untersucht.

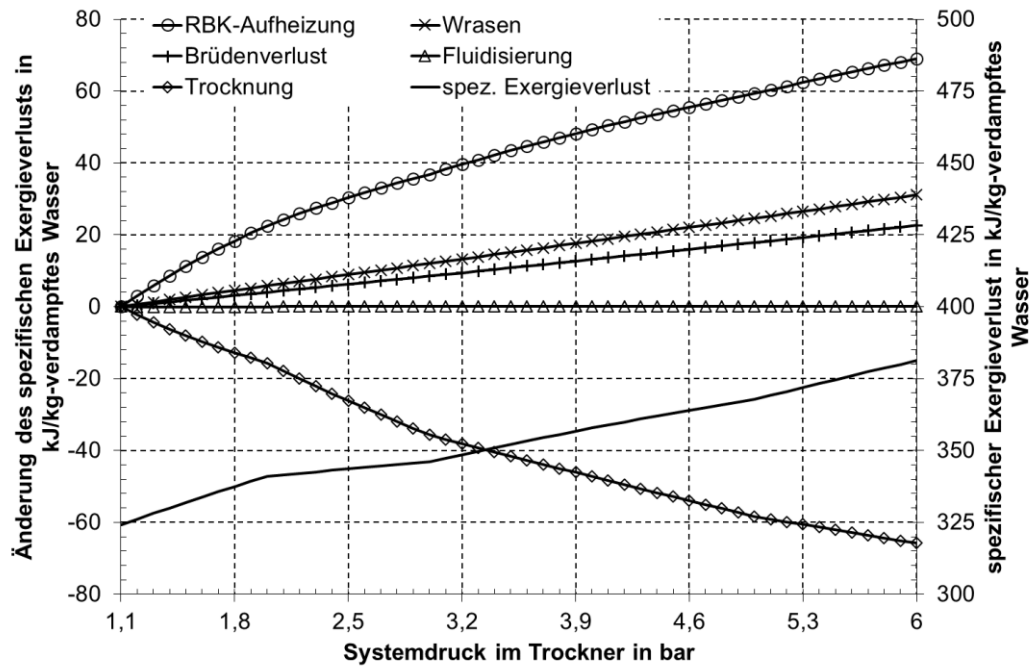


Abbildung 5.9: Spezifische Exergieverluste und Änderung der spezifischen Exergieverluste der Dampfwirbelschichttrocknung in Abhängigkeit vom kohleseitigen Systemdruck

Hinsichtlich der Abhängigkeit der Investitionskosten vom kohleseitigen Systemdruck weist Klutz darauf hin, dass durch eine Anhebung des kohleseitigen Systemdrucks ein erheblicher apparatetechnischer Mehraufwand zu erwarten ist, dem nur geringe kostensenkende Elemente (geringere Wärmetauscherfläche) gegenüberstehen und somit von erheblich höheren Investitionskosten ausgegangen werden muss [KLU-08][KLU-10].

Aufgrund der, ohne weitere systeminterne Optimierung, niedrigeren Exergieverluste und der günstigeren Investitionskosten wird, unter der Voraussetzung eines analogen Optimierungsprozesses bei einem kohleseitigen Systemdruck von 6 bar, im Folgenden die Optimierung für einen kohleseitigen Systemdruck der Trockner von 1,1 bar dargestellt. Eine abschließende Bewertung, mit welchem kohleseitigen Systemdruck ein technisch/wirtschaftliches Optimum für das Gesamtkraftwerk zu erreichen ist, erfolgt auf Basis der Untersuchung der Brüdenwärmenutzungsvarianten in Kapitel 5.5.

5.2.2 Trockneranzahl

Die für ein Kraftwerk mit einer Bruttoleistung von 1100 MW_{el} erforderliche Trockneranzahl ergibt sich aus dem Nettowirkungsgrad des Kraftwerks, dem

Einsatzkohleband und den Redundanzanforderungen. Die Verdampfungsleistung der Trockner muss ausreichen, um alle Kohlen des Kohlebandes in für den Dampferzeugerbetrieb bei Volllast ausreichender Menge trocknen zu können. Der erwartete Nettowirkungsgrad des optimierten TBK-Kraftwerks liegt zwischen 46 % und 50 % bei einem elektrischen Eigenbedarf von ca. 55 MW_{el}. In Abbildung 5.10 sind Grenzlinien für die Verdampfungsleistung verschiedener Trockneranzahlen in Abhängigkeit von der eingesetzten RBK-Qualität für die genannte Bandbreite an Nettowirkungsgraden im Vergleich zum für das TBK-Kraftwerk definierten Kohleband dargestellt. Für alle RBK-Qualitäten, die über einer Grenzlinie liegen, reicht die Verdampfungsleistung der gewählten Trockneranzahl aus, um ausreichend TBK für den Volllastbetrieb eines TBK-Kraftwerks mit dem gewählten Wirkungsgrad zu erzeugen. Entsprechend kann aus Abbildung 5.10 abgeleitet werden, dass fünf Trockner mit einer Verdampfungsleistung von je 100 t/h das Kohleband so abdecken, dass über weite Bereiche eine n-1 Redundanz gewährleistet ist, wenn das Kraftwerk mit sechs Trocknern ausgestattet wird. Bei Betrieb mit Referenzkohle sind fünf Trockner für alle betrachteten Wirkungsgrade ausreichend, wobei die Trockner je nach Wirkungsgrad bei einer Last zwischen 90 % und 83 % laufen. Entsprechend wird die Trockneranzahl für das zu optimierende TBK-Kraftwerk auf sechs festgelegt, wobei die Auslegung des Gesamtprozesses zur Sicherstellung einer größtmöglichen Einhaltung der n-1 Redundanz der Trockner so zu erfolgen hat, dass ein Betrieb mit sechs Trocknern nur durch das Kohleband bedingt sein darf.

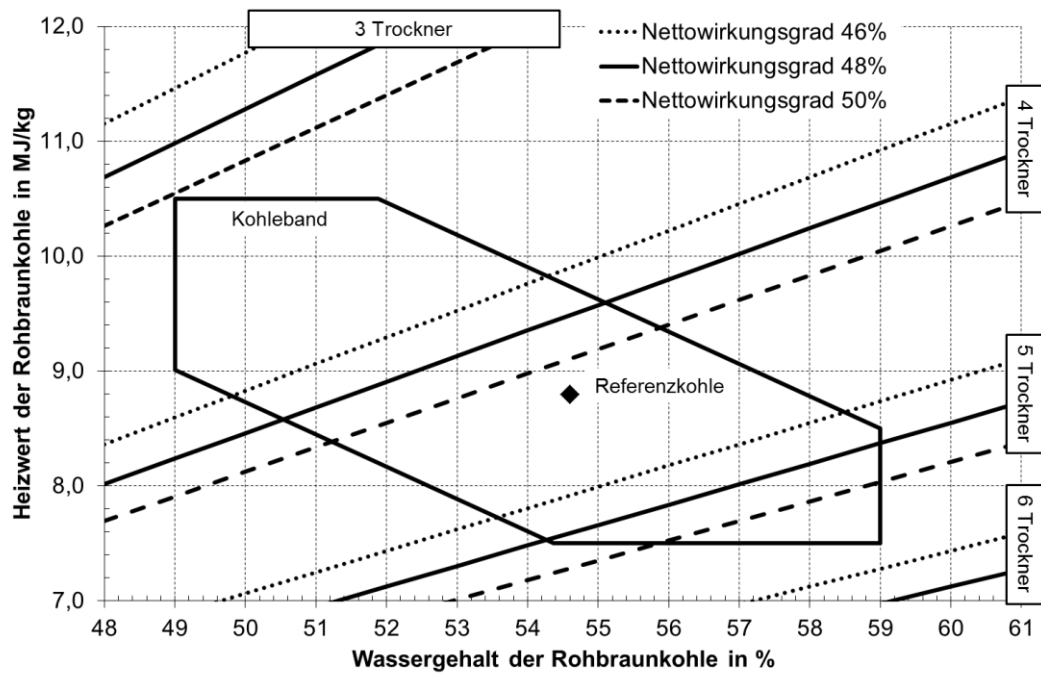


Abbildung 5.10: Grenzlinien für die Verdampfungsleistung verschiedener Trockneranzahlen in Abhängigkeit von der Rohkohlequalität und vom Nettowirkungsgrad eines Kraftwerks mit 1045 MW_{el} Nettoleistung

Da die Exergieverluste der Trocknung mit sinkender Trocknerlast abnehmen (dies spiegelt sich in einem niedrigeren für die Beheizung erforderlichen Prozessdampfdruck wider), könnte der Einsatz einer größeren Trockneranzahl vorteilhaft sein. Da die erreichbare Nettowirkungsgradsteigerung jedoch geringer als ein Zehntel Prozentpunkt je zusätzlichen Trockner ist, sind die zusätzlichen Investitionskosten nicht zu rechtfertigen.

5.3 Dampfversorgung der Wirbelschichttrockner

Soll die Prozessdampfversorgung der Wirbelschichttrockner im Normalbetrieb des Kraftwerks aus dem Kraftwerksprozess selbst erfolgen, gibt es hierfür grundsätzlich zwei Quellen. Zum einen kann der Prozessdampf aus dem Wasser-Dampf-Kreislauf entnommen werden, zum anderen können die bei der Trocknung ausgetriebenen Brüden verdichtet und zur Beheizung der Trockner genutzt werden. Kommen Brüdenverdichter zum Einsatz, muss in Abhängigkeit vom Betriebspunkt der Trockner und vom Wassergehalt der eingesetzten RBK nach wie vor Prozessdampf eingespeist werden, um den gesamten Dampfbedarf der Trockner zu decken. Damit treffen die im Folgenden dargestellten Überlegungen auch auf diesen Fall zu.

Der für die Trocknung erforderliche Prozessdampfdruck variiert mit der Trocknerlast, die durch den zu trocknenden RBK-Massenstrom pro Trocknereinheit, den Eingangswassergehalt der RBK und den Zielwassergehalt der TBK bestimmt ist. Auch der Entnahmedruck von möglichen Prozessdampfquellen des Wasser-Dampf-Kreislaufs schwankt in Abhängigkeit vom Betriebspunkt des Kraftwerks, wobei aufgrund des Gleitdruckbetriebs in der Regel eine näherungsweise lineare Korrelation mit der erzeugten Leistung besteht. Entsprechend ist ein Konzept zur Prozessdampfversorgung für die Wirbelschichttrockner zu finden, welches sicherstellt, dass für das gesamte Kohleband und für alle Lastpunkte zwischen der Mindestlast und der maximalen Kesseldauerlast Prozessdampf in ausreichender Menge und mit ausreichendem Druck zur Verfügung steht, um TBK in der für den jeweiligen Betriebspunkt erforderlichen Menge zu produzieren.

Aufgrund der großen Prozessdampfmassenströme und des erforderlichen Druckniveaus beim Einsatz von Trocknern, die bei einem kohleseitigen Systemdruck von 1,1 bar arbeiten, ist die Prozessdampfauskopplung aus der Überströmleitung (ÜSL) zwischen der MD-Turbine und den ND-Turbinen sinnvoll. Es bestehen folgende Optionen, um in allen oben genannten Betriebspunkten einen für die Versorgung der Trockner ausreichend hohen Prozessdampfdruck gewährleisten zu können:

1. Wahl eines ausreichend hohen Auslegungsdrucks der ÜSL
2. In Abhängigkeit vom verfügbaren Prozessdampfdruck gleitender Wassergehalt der TBK
3. Anstauen der MD-Turbine mit Hilfe einer Druckhalteklappe in der ÜSL
4. Umschaltmöglichkeit zur Prozessdampfversorgung der Trockner aus einer anderen Dampfquelle (Anzapfung bei höherem Druck oder KZÜ)

Da der Prozessdampfbedarf der Trockner je nach Kohlequalität im Nennlastpunkt ca. 15 % - 33 % des Dampfmassenstroms in der ÜSL beträgt, sollte die Prozessdampfversorgung aus technischer und wirtschaftlicher Sicht aus einer einzigen Quelle erfolgen. Eine Wanderanzapfung wird für diese Anforderungen als nicht realisierbar eingeschätzt, sodass Option 4 nicht weiter betrachtet wird.

Aus exergetischer Sicht ist das Ziel der Suche nach einem optimalen Prozessdampfversorgungskonzept, Verluste durch Drosselung des Dampfs und durch das Anstauen der MD-Turbine zu vermeiden. Drosselverluste können an der Druckhalteklappe in der ÜSL oder am Prozessdampfregelventil der Trockner entstehen, welches eingesetzt wird, um eine Trocknung auf unzulässig niedrige Wassergehalte zu vermeiden. Weiterhin ist die Trocknung der Kohle auf einen möglichst niedrigen Wassergehalt (Zielwert 12 %) anzustreben. Als Randbedingung ist die Dampfversorgung so sicherzustellen, dass in möglichst vielen Betriebsfällen mit fünf Trocknern gefahren werden kann. Der Betrieb von sechs Trocknern ist nur in Betriebsfällen zulässig, in denen die Verdampfungsleistung von fünf Trocknern nicht ausreicht. Wird das Kraftwerk bei niedrigerer Last als der Nennlast des Kraftwerks betrieben, bleibt die gleiche Anzahl an Trocknern wie im korrespondierenden Nennlastpunkt in Betrieb. Durch die dann reduzierte TBK-Produktion jedes Trockners sinkt der für die Trocknung erforderliche Prozessdampfdruck, was eine exergetisch vorteilhafte Dampfversorgung ermöglicht.

Die Wahl eines optimalen Prozessdampfversorgungskonzepts erfolgt in zwei Schritten. In Kapitel 5.3.1 werden die drei verbleibenden der oben genannten Optionen für den Nennlastpunkt des Kraftwerks und variierende Kohlequalitäten untersucht. In Kapitel 5.3.2 wird die Teillastfahrweise für diese drei Optionen analysiert. Da aus technischer Sicht die drei Optionen bei Nennlast und Teillast beliebig kombiniert werden können, ergibt sich eine Variantenmatrix entsprechend Tabelle 5.2.

Tabelle 5.2: Nomenklatur möglicher Kombinationen von Optionen zur Sicherstellung eines ausreichend hohen Prozessdampfdrucks zur Versorgung der Trockner

Nennlast Teillast	Auslegung ÜSL-Druck	Gleitender Wassergehalt	Druckhalte- klappe
Auslegung ÜSL-Druck	Option 1.1	Option 2.1	Option 3.1
Gleitender Wassergehalt	Option 1.2	Option 2.2	Option 3.2
Druckhalte- klappe	Option 1.3	Option 2.3	Option 3.3

5.3.1 Optimierung für das Kohleband

Im ersten Schritt zur Optimierung der Prozessdampfversorgung der Trockner wird der Einfluss unterschiedlicher Kohlequalitäten bei Betrieb im Nennlastpunkt des Kraftwerks untersucht. Als Vergleichskriterium zur Bewertung der Güte der jeweiligen Option wird der in Kapitel 1.3 definierte, über das Kohleband gemittelte Nettowirkungsgrad herangezogen.

Option 1: Wahl eines ausreichend hohen Auslegungsdrucks der ÜSL

Gesucht wird der sich bei der Dampfentnahme ergebende minimal zulässige Auslegungsdruck der ÜSL, sodass alle Kohlen des Kohlebandes auf einen Wassergehalt von 12 % getrocknet werden können, die bei Nennlast des Kraftwerks nicht den Betrieb eines sechsten Trockners erforderlich machen. Auslegungsrelevant sind somit alle Nennlastpunkte, in denen der für die Trocknung erforderliche Prozessdampfdruck maximal und der für die Trocknung verfügbare Prozessdampfdruck (vorgegeben durch den Druck in der ÜSL) minimal ist. Die Untersuchung zeigt, dass mit steigendem Wassergehalt und konstantem Heizwert der RBK der Druck in der ÜSL abnimmt, da mehr Prozessdampf aus der ÜSL entnommen wird und weniger Dampf zu den ND-Turbinen strömt. Gleichzeitig nimmt der für die Trocknung erforderliche Prozessdampfdruck zu, da die Verdampfungsleistung der Trockner und damit die Trocknerlast aufgrund des höheren Wassergehalts der RBK zunehmen. Der gleiche Zusammenhang ist mit sinkendem Heizwert und konstantem Wassergehalt der RBK zu beobachten. Aufgrund dieser gegenläufigen Zusammenhänge ist der für die Trocknung verfügbare Prozessdampfdruck minimal, wenn eine RBK-Qualität eingesetzt wird, bei der fünf Trockner bei maximaler Verdampfungsleistung in Betrieb sind. Da für diese Betriebspunkte gleichzeitig der für die Trocknung erforderliche Prozessdampfdruck maximal ist, dienen sie zur Bestimmung des minimal zulässigen Auslegungsdrucks der ÜSL.

Abbildung 5.11 zeigt den verfügbaren und den erforderlichen Prozessdampfdruck für verschiedene Auslegungsdrücke der ÜSL in Abhängigkeit von den auslegungsrelevanten Kombinationen von Heizwert und Wassergehalt der RBK. Es ist zu erkennen, dass der für die Trocknung erforderliche Prozessdampfdruck konstant beim Maximalwert von 3,73 bar liegt, da bei den gewählten Kombinationen von Heizwert und Wassergehalt der RBK fünf Trockner bei maximaler Leistung in Betrieb sind. Der verfügbare Prozessdampfdruck liegt

in allen Fällen deutlich unter dem Auslegungsdruck der ÜSL, was auf die gegenüber dem Auslegungspunkt erhöhte Dampfentnahme für die Trocknung zurückzuführen ist. Weiterhin schwankt der verfügbare Prozessdampfdruck bei konstantem Auslegungsdruck der ÜSL aufgrund der Wirkungsgradänderung, die sich durch die veränderte RBK-Qualität ergibt, geringfügig. Es zeigt sich, dass der für die Trocknung verfügbare Prozessdampfdruck bei einem Auslegungsdruck der ÜSL von 4,3 bar ausreichend hoch ist, um die Dampfversorgung der Trockner im Nennlastpunkt des Kraftwerks für alle Kohlequalitäten zu gewährleisten.

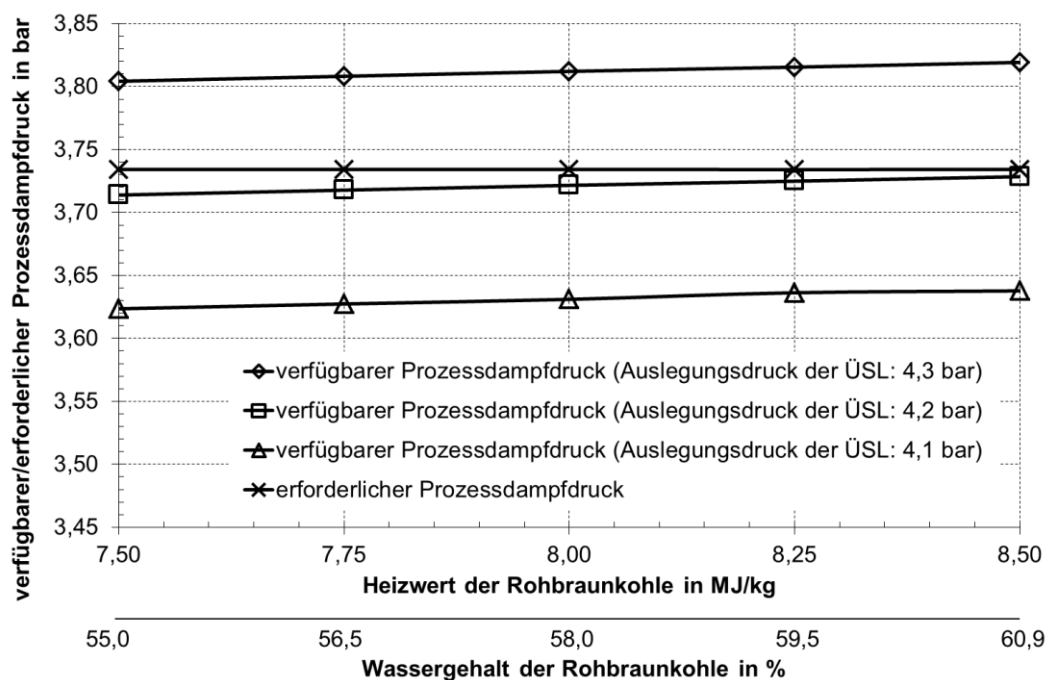


Abbildung 5.11: Für die Trocknung verfügbarer und erforderlicher Prozessdampfdruck in Abhängigkeit vom Auslegungsdruck der ÜSL für die auslegungsrelevanten Kombinationen von Heizwert und Wassergehalt der RBK

Das folgende Zahlenbeispiel illustriert die Zusammenhänge: Bei einem Wassergehalt der RBK von 8 MJ/kg, einem Wassergehalt der RBK von 58 % und einem Auslegungsdruck der ÜSL von 4,2 bar sind 5 Trockner im Nennlastpunkt des Kraftwerks bei 100% Leistung in Betrieb, um ausreichend TBK mit einem Wassergehalt von 12 % herstellen zu können. Der erforderliche Prozessdampfdruck liegt bei 3,73 bar. Der Druck in der ÜSL stellt sich zu 4,01 bar ein. Aufgrund von Druckverlusten zwischen der ÜSL und dem Trocknereintritt liegt der verfügbare Prozessdampfdruck bei 3,72 bar und damit zu niedrig, um die Trockner in diesem Betriebspunkt zum Erreichen eines Wassergehalts der

TBK von 12 % mit Dampf zu versorgen. Folglich ist ein Auslegungsdruck der ÜSL von 4,2 bar zu gering, um eine Dampfversorgung der Trockner bei Nennlast für alle Kohlequalitäten zu gewährleisten.

Abbildung 5.12 zeigt ein Konturdiagramm für die Nettowirkungsgradsteigerung in Abhängigkeit von der Einsatzkohle gegenüber dem mit identisch variierender Einsatzkohle befeuerten RBK-Referenzkraftwerk für das gesamte Kohleband bei einem Auslegungsdruck der ÜSL von 4,3 bar. Der Nettowirkungsgradvorteil nimmt mit steigendem Wassergehalt und sinkendem Heizwert zu. Die mittlere Nettowirkungsgradsteigerung liegt bei 3,53 Prozentpunkten. Durch eine Erhöhung des Auslegungsdrucks der ÜSL sinkt der über das Kohleband gemittelte Nettowirkungsgrad um rund 0,2 Prozentpunkte pro bar.

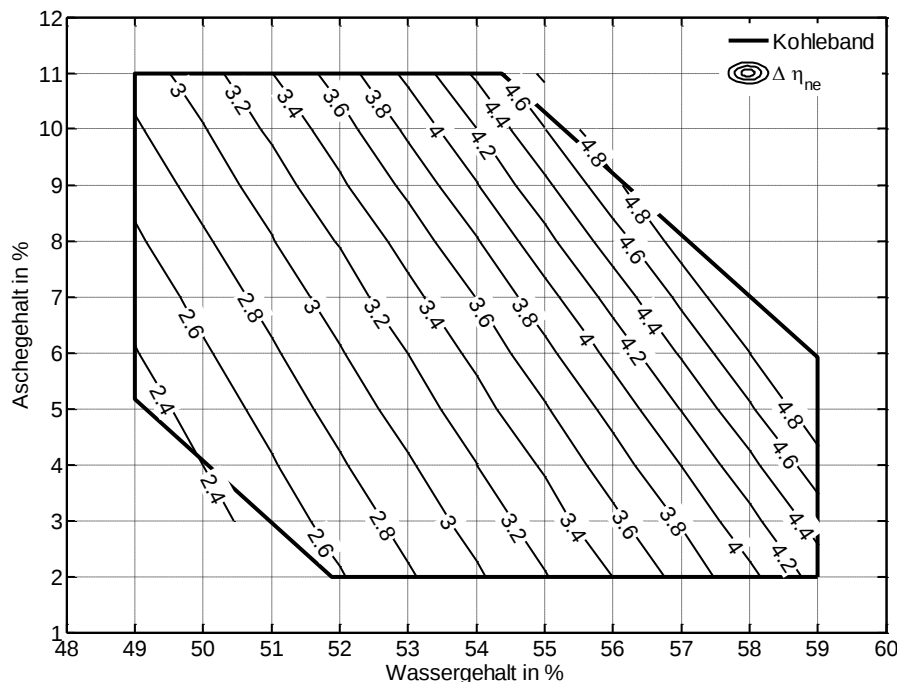


Abbildung 5.12: Konturdiagramm für die Abhängigkeit der Nettowirkungsgradsteigerung von der Einsatzkohle gegenüber dem mit identisch variierender Einsatzkohle befeuerten RBK-Referenzkraftwerk bei einem Auslegungsdruck der ÜSL von 4,3 bar und einem konstantem Wassergehalt der TBK von 12 %

Extrapoliert man die in Abbildung 5.12 dargestellten Daten zu niedrigeren Wassergehalten der RBK, so ist zu erwarten, dass der Wirkungsgradvorteil des TBK-Kraftwerks in einen Wirkungsgradnachteil umschlägt. Diese Beobachtung wird durch Abbildung A.29 bestätigt, in der die Wirkungsgraddifferenz

zwischen dem TBK-Kraftwerk und dem RBK-Referenzkraftwerk sowie weitere relevante Prozessparameter in Abhängigkeit vom Wassergehalt der RBK bei konstantem Aschegehalt der RBK dargestellt sind. Folgende Gründe erklären das Verhalten: Der sinkende Wassergehalt der RBK verursacht im Fall des RBK-Referenzkraftwerks aufgrund des sinkenden Rauchgasvolumenstroms vor allem Veränderungen im Dampferzeuger, die dort zu einer Wirkungsgradverbesserung (Abnahme der Rauchgastemperaturen hinter Economiser und Luvo) führen. Im Fall des TBK-Kraftwerks liegen die Veränderungen aufgrund des sinkenden Dampfbedarfs für die Trocknung im Wesentlichen im Wasserdampf-Kreislauf und führen dort zu einer Wirkungsgradverschlechterung (Zunahme des Abdampfmassenstroms, höhere Kondensatordrücke). Des Weiteren sinkt der Eigenbedarf des RBK-Referenzkraftwerks mit abnehmendem Wassergehalt der RBK stärker als der des TBK-Kraftwerks.

Option 2: Prozessdampfdruckabhängiger Wassergehalt der TBK

Da der Wassergehalt der TBK entsprechend Abbildung A.23 von der Temperatur der Wirbelschicht abhängt, ergibt sich für die Einstellung der Trocknerlast ein zusätzlicher Freiheitsgrad, sodass der für die Trocknung erforderliche Prozessdampfdruck nicht notwendigerweise durch den Trockner vorgegeben ist. Stattdessen ist eine Betriebsweise denkbar, bei der der Wassergehalt der TBK mit dem verfügbaren Prozessdampfdruck gleitet. Der Wassergehalt der TBK wird sich entsprechend Abbildung 5.13 so einstellen, dass exakt der Lastpunkt der Trockner erreicht wird, in dem der aus der für die Trocknung erforderlichen Sattedampftemperatur des Prozessdampfs abgeleitete erforderliche Prozessdampfdruck dem verfügbaren Prozessdampfdruck entspricht.

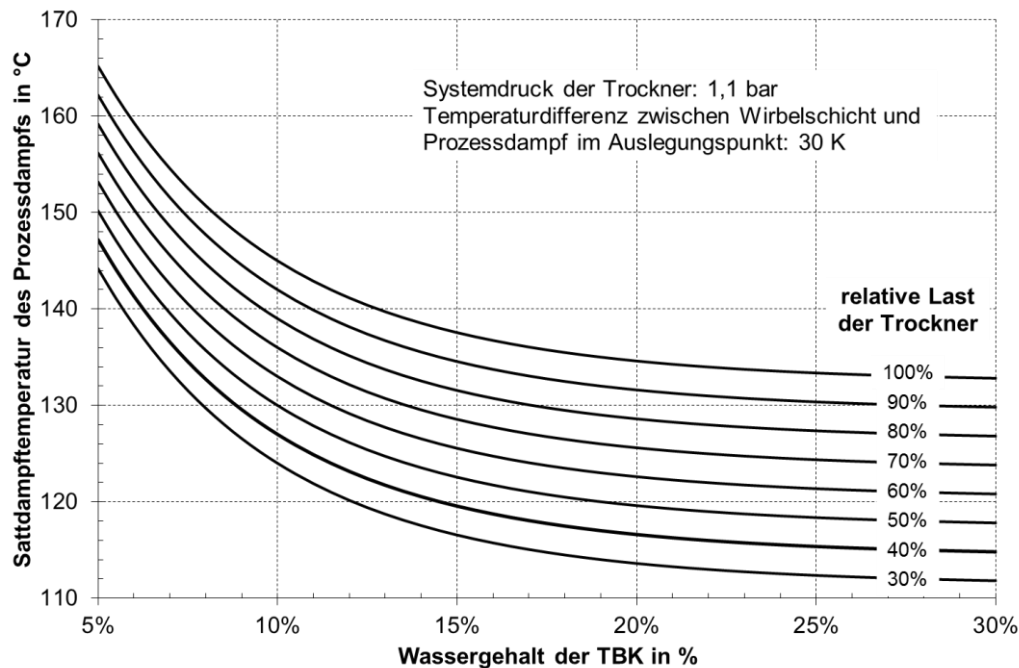


Abbildung 5.13: Zusammenhang zwischen Wassergehalt der TBK, Sattedampftemperatur des Prozessdampfs und relativer Trocknerlast für Trockner mit einem Systemdruck von 1,1 bar und einer Temperaturdifferenz zwischen Wirbelschicht und Prozessdampf im Auslegungspunkt von 30 K

Da die Referenzkohle hinsichtlich ihres Heizwerts und Wassergehalts in guter Näherung in der Mitte des Kohlebandes liegt und der Zielwert für den Wassergehalt der TBK bei 12 % liegt, wird der Auslegungsdruck der ÜSL so festgelegt, dass der für die Trocknung verfügbare Prozessdampfdruck im Auslegungspunkt dem für die Trocknung erforderlichen Prozessdampfdruck entspricht. Der so bestimmte Auslegungsdruck der ÜSL liegt bei 3,5 bar.

Die Untersuchung des Betriebsverhaltens in Abhängigkeit von der Einsatzkohle ergibt, dass alle Kohlen des Kohlebandes mit fünf Trocknern in für Nennlast ausreichender Menge getrocknet werden können. Der Wassergehalt der TBK schwankt dabei zwischen 7,8 % und 19,6 %, der Prozessdampfdruck am Eintritt in die Trockner zwischen 2,99 bar und 3,34 bar und die Trocknerlast zwischen 62 % und 99 %. Abbildung 5.14 zeigt ein Konturdiagramm für die Abhängigkeit der Nettowirkungsgradsteigerung von der Qualität der Einsatzkohle gegenüber dem mit identisch variierender Einsatzkohle befeuerten RBK-Referenzkraftwerk. Die mittlere Nettowirkungsgradsteigerung liegt bei 3,67 Prozentpunkten und damit 0,14 Prozentpunkte über dem für Option 1 ermittelten Wert.

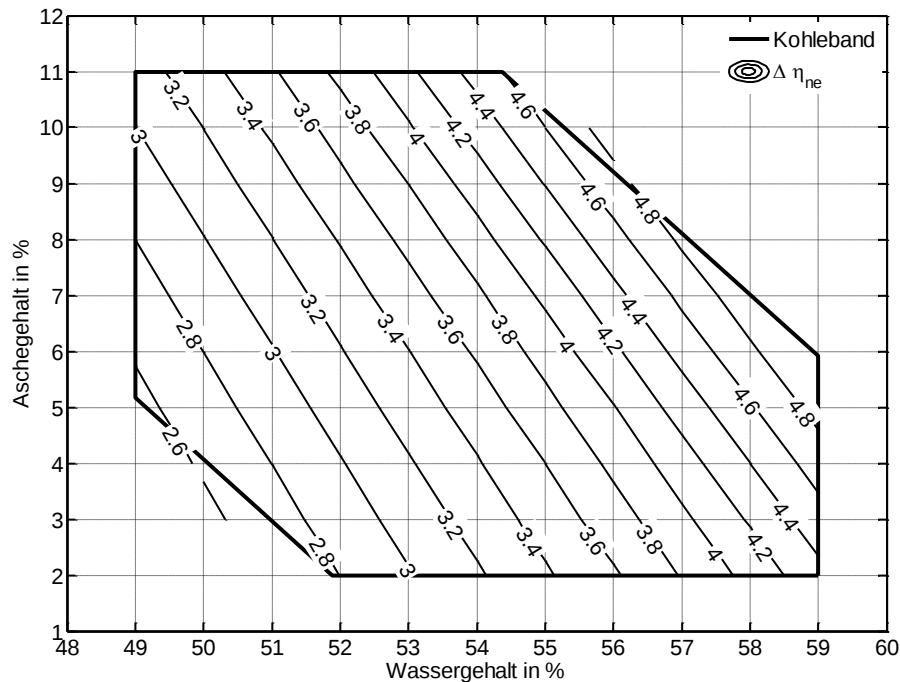


Abbildung 5.14: Konturdiagramm für die Abhängigkeit der Nettowirkungsgradsteigerung von der Einsatzkohle gegenüber dem mit identisch variierender Einsatzkohle befeuerten RBK-Referenzkraftwerk bei einem Auslegungsdruck der ÜSL von 3,5 bar und einem gleitenden Wassergehalt der TBK

Da die Schwankungsbreite des Wassergehalts der TBK so groß ist, dass zum Teil erhebliche Abweichungen vom Zielwert von 12 % auftreten, ist die technische Machbarkeit von Option 2 zu prüfen, wobei insbesondere die Flexibilität der Trockner und die sichere Lagerung und der sichere Transport von TBK mit sehr niedrigem Wassergehalt in Frage zu stellen sind. Da der Wassergehalt von in Schlagradmühlen getrockneter RBK im Bereich von 18 % liegt, wird der ermittelte Anstieg des Wassergehalts als für die TBK-Förderung und die Feuerung unproblematisch angesehen.

Sollte eine Unterschreitung eines Wassergehalts von 12 % in der Tat nicht zulässig sein, ist eine Betriebsweise möglich, bei welcher der Prozessdampf am Trocknereintritt gedrosselt wird, wenn er zu einem niedrigeren TBK-Wassergehalt führen würde. Somit kann der Auslegungsdruck der ÜSL nach wie vor zu 3,5 bar gewählt werden. Der Wassergehalt der TBK variiert bei dieser Betriebsweise über das Kohleband zwischen 12 % und 19,6 %. Die mittlere Nettowirkungsgradsteigerung gegenüber dem RBK-Referenzkraftwerk liegt dann bei 3,63 Prozentpunkten.

Option 3: Druckhalteklappe in der ÜSL

Alternativ zur Anhebung des Auslegungsdrucks der ÜSL (Option 1) besteht die Möglichkeit, durch eine Druckhalteklappe in der ÜSL die MD-Turbine anzustauen und damit den Druck den Anforderungen entsprechend einzustellen. Je nach Auslegungsdruck der ÜSL muss dann in Abhängigkeit von der eingesetzten Kohlequalität der Prozessdampf am Trocknereintritt gedrosselt oder die MD-Turbine angestaut werden, um den für die Versorgung der Trockner erforderlichen Prozessdampfdruck einzustellen. Durch die Druckhalteklappe kann der Auslegungsdruck der ÜSL unter den für Option 1 ermittelten Auslegungsdruck abgesenkt werden, sodass die Drosselverluste über das Prozessdampfregelventil am Eintritt in die Trockner je nach Auslegungskohle reduziert oder aufgehoben werden. Dafür treten beim Einsatz von Kohlen, für deren Trocknung die MD-Turbine angestaut werden muss, Drosselverluste in der ÜSL und Leistungsverluste der MD-Turbine auf.

Um den für diese Option optimalen Auslegungsdrucks der ÜSL zu finden, wird die Abhängigkeit der über das Kohleband gemittelten Nettowirkungsgradsteigerung im Vergleich zum mit identisch variierender Einsatzkohle befeuerten RBK-Referenzkraftwerk vom Auslegungsdruck der ÜSL untersucht und ergibt gemäß der in Abbildung 5.15 dargestellten Regressionsanalyse einen optimalen Auslegungsdruck der ÜSL von 3,78 bar.

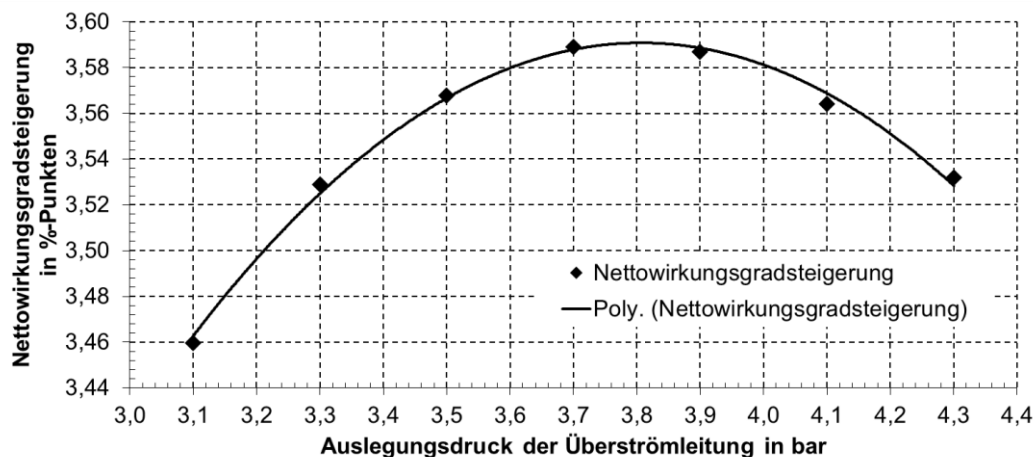


Abbildung 5.15: Steigerung des über das Kohleband gemittelten Nettowirkungsgrads gegenüber dem mit identisch variierender Einsatzkohle befeuerten RBK-Referenzkraftwerk in Abhängigkeit vom Auslegungsdruck der ÜSL bei Einsatz einer Druckhalteklappe zur Sicherstellung eines konstanten Wassergehalts der TBK von 12 %

Abbildung 5.16 zeigt ein Konturdiagramm für die Abhängigkeit der Nettowirkungsgradsteigerung von der Einsatzkohle gegenüber dem mit identisch variierender Einsatzkohle befeuerten RBK-Referenzkraftwerk bei einem Auslegungsdruck der ÜSL von 3,78 bar. Das Diagramm lässt sich in zwei Bereiche gliedern. Für niedrige Wassergehalte und hohe Heizwerte liegt der verfügbare Prozessdampfdruck über dem für die Versorgung der Trockner erforderlichen Prozessdampfdruck und der Verlauf der Konturlinien entspricht Abbildung 5.12. Die gleiche Situation tritt jenseits des Übergangs von einem Betrieb mit fünf Trocknern zu einem Betrieb mit sechs Trocknern auf. Zwischen diesen beiden Bereichen und im Bereich hoher Wassergehalte und niedriger Heizwerte kommt die Druckhalteklappe zum Einsatz, was sich in einem deutlichen Rückgang der mit höherem Wassergehalt einhergehenden Wirkungsgradsteigerung niederschlägt. Die mittlere Nettowirkungsgradsteigerung gegenüber dem mit identisch variierender Einsatzkohle befeuerten RBK-Referenzkraftwerk liegt bei 3,58 Prozentpunkten und damit marginal über dem für Option 1 ermittelten Wert.

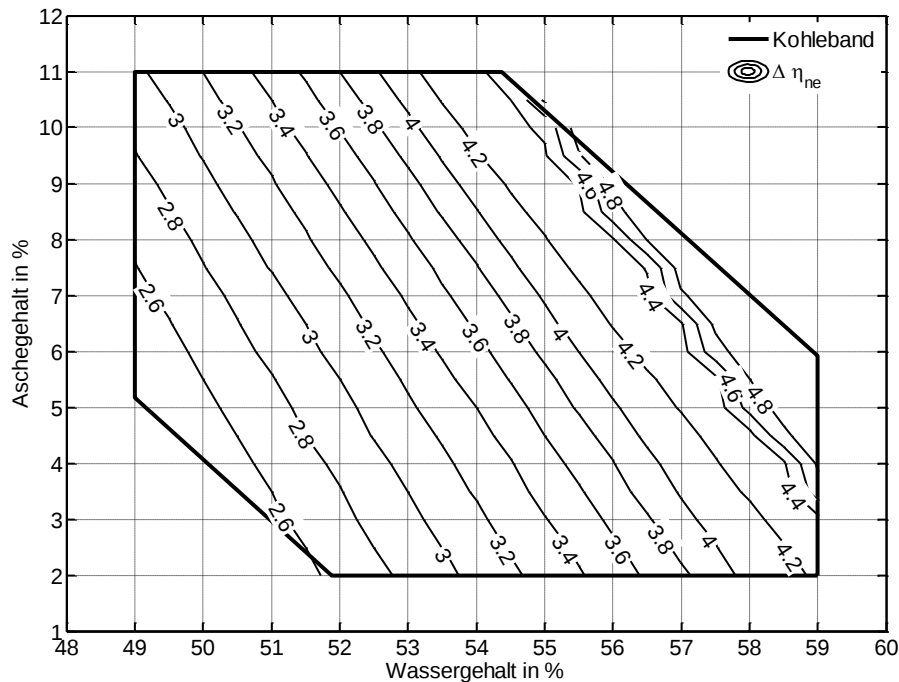


Abbildung 5.16: Konturdiagramm für die Abhängigkeit der Nettowirkungsgradsteigerung von der Einsatzkohle gegenüber dem mit identisch variierender Einsatzkohle befeuerten RBK-Referenzkraftwerk bei einem Auslegungsdruck der ÜSL von 3,78 bar und Einsatz einer Druckhalteklappe zur Sicherstellung eines konstanten Wassergehalts der TBK von 12 %

Da davon auszugehen ist, dass eine Druckhalteklappe selbst im voll geöffneten Zustand einen Druckverlust verursacht, ist zu untersuchen, wie sich dieser auf den mittleren Nettowirkungsgrad auswirkt. Abbildung 5.17 zeigt die Änderung der über das Kohleband gemittelten Nettowirkungsgradsteigerung gegenüber dem mit identisch variierender Einsatzkohle befeuerten RBK-Referenzkraftwerk in Abhängigkeit vom Druckverlust. Ab einem Druckverlust im Auslegungspunkt von 0,08 bar (dies entspricht 2,2 % des Auslegungsdrucks der ÜSL) besteht gegenüber Option 1 kein Wirkungsgradvorteil mehr.

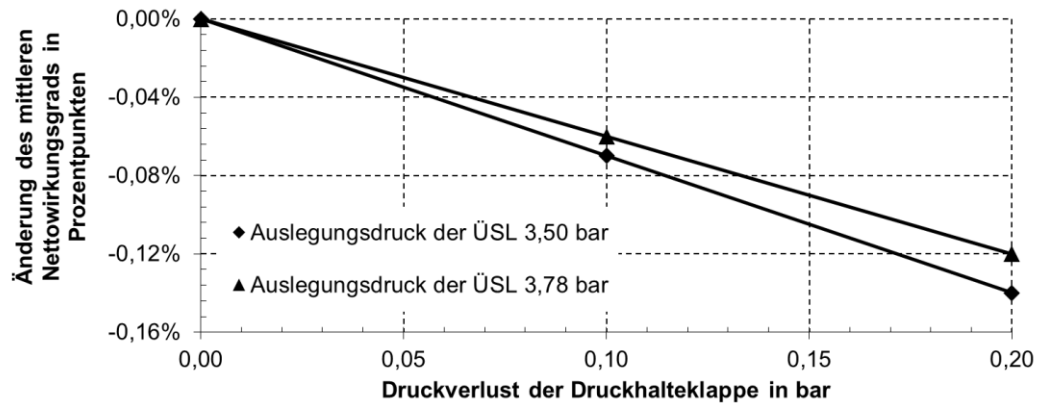


Abbildung 5.17: Änderung der über das Kohleband gemittelten Nettowirkungsgradsteigerung gegenüber dem mit identisch variierender Einsatzkohle befeuerten RBK-Referenzkraftwerk in Abhängigkeit vom Druckverlust der vollständig geöffneten Druckhalteklappe

5.3.2 Optimierung für den Teillastbetrieb

Sowohl der für die Trocknung erforderliche Prozessdampfdruck als auch der Druck in der ÜSL sind, wie in Abbildung 5.18 für ein TBK-Kraftwerk mit einem Auslegungsdruck der ÜSL von 4,3 bar beispielhaft dargestellt, in guter Näherung linear mit dem Frischdampfmassenstrom und damit mit der erzeugten elektrischen Leistung des Kraftwerks korreliert. Mit abnehmender Last nähert sich der für die Trocknung erforderliche Prozessdampfdruck asymptotisch dem kohleseitigen Systemdruck der Trockner. Gleichzeitig nähert sich der Druck in der ÜSL entsprechend dem Dampfkegelgesetz annähernd linear dem Druck in den Turbinenkondensatoren. Aufgrund dieser Zusammenhänge fällt der für die Trocknung verfügbare Prozessdampfdruck mit sinkender Blocklast an einem bestimmten Punkt unter den erforderlichen Prozessdampfdruck. In dem in Abbildung 5.18 dargestellten Beispiel liegt dieser Punkt zwischen 50 % und 55 % des Frischdampfmassenstroms im Auslegungspunkt. Entsprechend muss, um in allen Betriebspunkten ein ausreichendes Druckniveau zu gewährleisten, neben dem Kohleband der Betrieb des Kraftwerks bei Mindestlast (d. h. bei 35 % Frischdampfmassenstrom) untersucht werden.

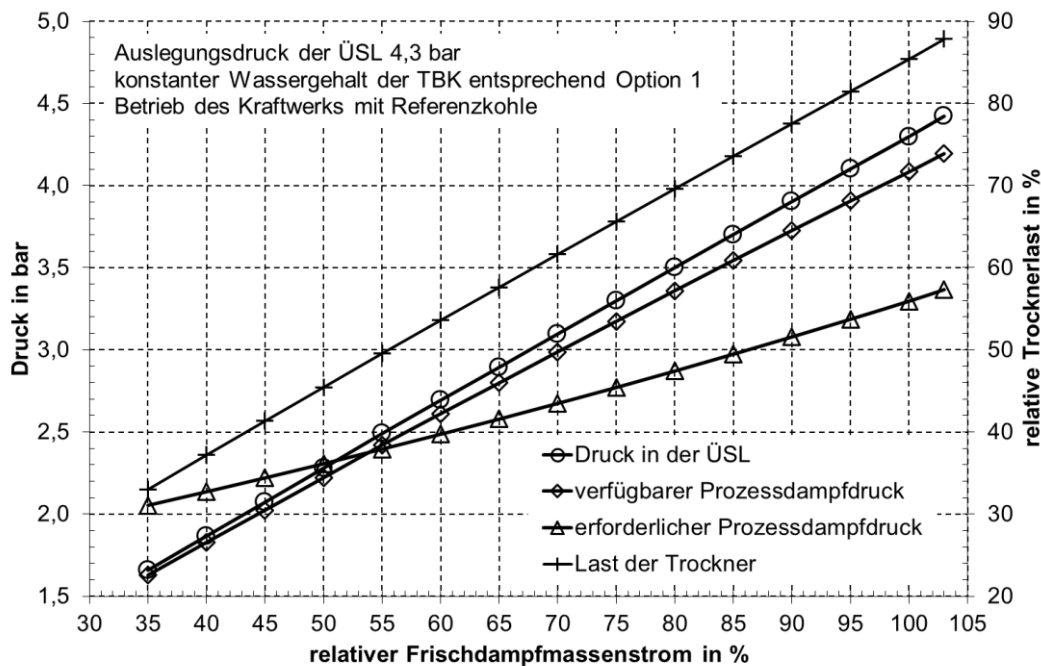


Abbildung 5.18: Illustration der Problematik eines nicht ausreichenden verfügbaren Prozessdampfdrucks bei Teillast aufgrund eines zu geringen Auslegungsdrucks der ÜSL

Im Folgenden werden für die drei in der Einleitung zu Kapitel 5.3 definierten und in Kapitel 5.3.1 untersuchten Optionen geeignete Möglichkeiten zur Sicherstellung einer ausreichenden TBK-Produktion auch bei Teillast untersucht. Da die drei Lösungsoptionen bei Nennlast gleichzeitig Lösungsoptionen für den Teillastbetrieb darstellen und eine beliebige Kombination möglich ist, sind die Varianten entsprechend der Matrix in Tabelle 5.2 zu prüfen.

Betrachtung des Teillastverhaltens von Option 1

Nach den in Kapitel 5.3.1 dargestellten Zusammenhängen entsprechen die für den Auslegungsdruck der ÜSL ausschlaggebenden Rohkohlequalitäten den in Abbildung 5.11 als Abszisse dargestellten Kombinationen von Heizwert und Wassergehalt. Von allen Kohlen des Kohlebandes sind diese Kohlequalitäten mit dem höchsten Lastpunkt des Kraftwerks assoziiert, bei dem der verfügbare Prozessdampfdruck nicht mehr für die Trocknung ausreicht.

Die erste Variante, um für Option 1 bei Teillast einen ausreichend hohen Prozessdampfdruck zu gewährleisten, ist eine weitere Anhebung des Auslegungsdrucks der ÜSL (Option 1.1). Abbildung 5.19 zeigt die Extremwerte des verfügbaren und des erforderlichen Prozessdampfdrucks bei Mindestlast des

Dampfzeugers für die auslegungsrelevanten Kohlequalitäten in Abhängigkeit vom Auslegungsdruck der ÜSL. Die Abbildung zeigt, dass der Auslegungsdruck der ÜSL von 4,3 bar auf 6,1 bar angehoben werden müsste. Dies hätte einen Rückgang des Nettowirkungsgrads im Auslegungspunkt um 0,29 Prozentpunkte und einen Rückgang des über das Kohleband gemittelten Wirkungsgrads bei Nennlast des Kraftwerks um 0,27 Prozentpunkte zur Folge.

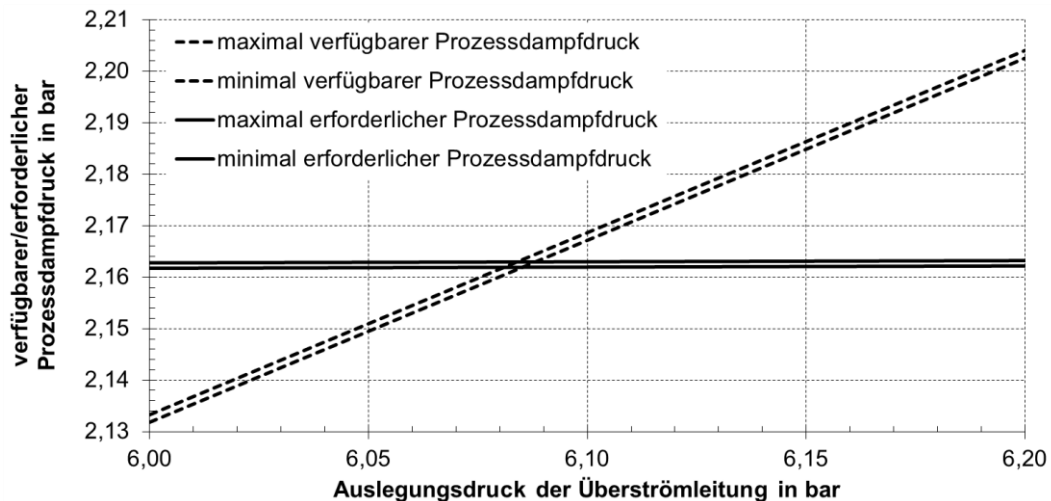


Abbildung 5.19: Abhängigkeit der Extremwerte des für die Trocknung verfügbaren und erforderlichen Prozessdampfdrucks vom Auslegungsdruck der ÜSL bei Mindestlast des Dampfzeugers

Die zweite Variante, um für Option 1 bei Teillast einen ausreichend hohen Prozessdampfdruck zu gewährleisten, ist, den Wassergehalt der TBK – analog zu Option 2 – über den Zielwert von 12 % ansteigen zu lassen, wenn der verfügbare Prozessdampfdruck für eine Trocknung auf einen Wassergehalt von 12 % nicht mehr ausreicht (Option 1.2). Die dritte Variante sieht den Einsatz einer Druckhalteklappe in der ÜSL, die bei Nennlast voll geöffnet ist und bei Teillast gegebenenfalls die MD-Turbine anstaut, vor (Option 1.3).

Wird der Druckverlust der Druckhalteklappe vernachlässigt, unterscheiden sich Option 1.2 und 1.3 bei Nennlast nicht und erreichen gegenüber Option 1.1 bei Nennlast einen höheren Wirkungsgrad. Für einen Vergleich des Teillastverhaltens der drei Varianten wird eine Kohle mit einem Heizwert von 7,50 MJ/kg und einem Wassergehalt von 55,0 % gewählt. Bei dieser Kohlequalität treten bei Option 1.1 die geringsten Drosselverluste über das Prozessdampfregelventil der Trockner auf, für Option 1.2 kann der Wassergehalt der TBK bei möglichst hoher Last nicht mehr konstant gehalten werden und für Option 1.3 wird die Druckhalteklappe bei möglichst hoher Last aktiv.

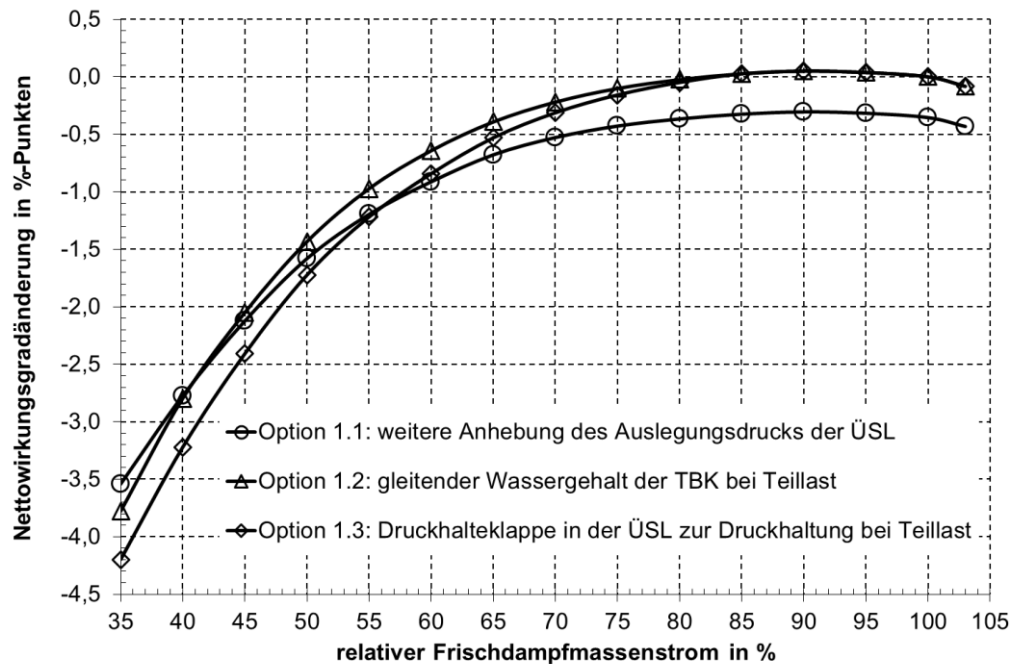


Abbildung 5.20: Nettowirkungsgradänderung gegenüber dem Nennlastpunkt von Option 1 ($p_{\text{ÜSL}} = 4,3 \text{ bar}$) in Abhängigkeit vom relativen Frischdampfmassenstrom für verschiedene Varianten zur Sicherstellung eines ausreichend hohen Prozessdampfdrucks für die Versorgung der Trockner bei Teillast

Abbildung 5.20 zeigt das Ergebnis des Variantenvergleichs. Der mit Option 1.2 erreichte Wirkungsgrad liegt bis zu einem relativen Frischdampfmassenstrom von ca. 40 % über dem der anderen Varianten. Mit einer Anhebung des Auslegungsdrucks der ÜSL gemäß Option 1.1 besteht für die gewählte Kohlequalität erst unterhalb eines relativen Frischdampfmassenstroms von ca. 40 % ein Wirkungsgradvorteil. Da Option 1.1 für andere Kohlequalitäten im Vergleich noch niedrigere Wirkungsgrade erzielen würde, kann sie verworfen werden.

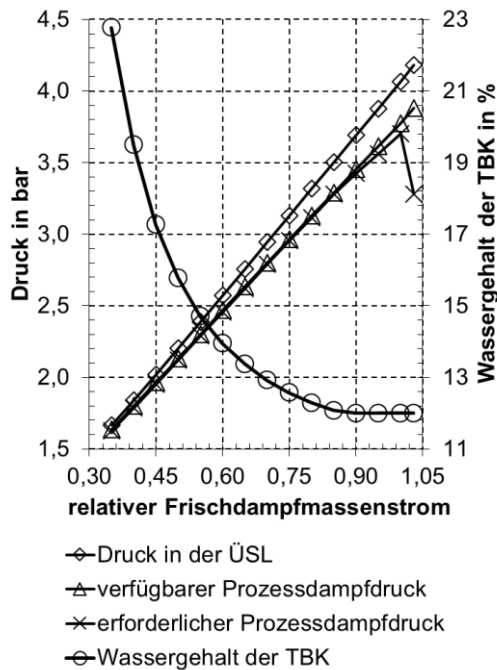


Abbildung 5.21: Berechnungsergebnisse zu Option 1.2 (gleitender Wassergehalt der TBK bei Teillast)

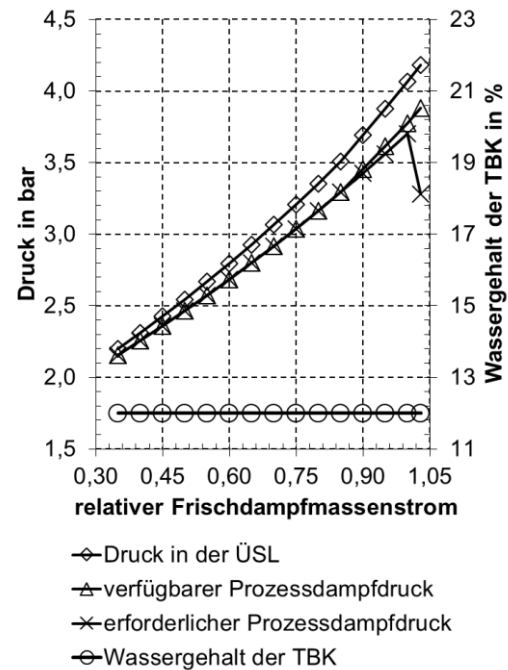


Abbildung 5.22: Berechnungsergebnisse zu Option 1.3 (Druckhalteklappe in der ÜSL zur Druckhaltung bei Teillast)

Bei Option 1.3 muss bei der untersuchten Kohlequalität für einen Frischdampfmassenstrom, der kleiner als ca. 85 % des Massenstroms im Auslegungspunkt ist, die MD-Turbine angestaut werden (vgl. Abbildung 5.22). Für Option 1.2 kann beim gleichen Frischdampfmassenstrom der Wassergehalt der TBK nicht mehr bei 12 % konstant gehalten werden und steigt bis zur Mindestlast auf 22,8 % an (vgl. Abbildung 5.21). Weiterhin ist in Abbildung 5.21 und Abbildung 5.22 der sprunghafte Abfall des erforderlichen Prozessdampfdrucks bei einem relativen FD-Massenstrom von 103 % auffällig, der durch das Zuschalten des sechsten Trockners zur Sicherstellung einer ausreichenden Verdampfungsleistung in diesem Lastpunkt zu erklären ist.

Betrachtung des Teillastverhaltens von Option 2

Der für Option 2 gewählte Ansatz, den Wassergehalt der TBK in Abhängigkeit vom verfügbaren Prozessdampfdruck gleiten zu lassen, kann für den Teillastbetrieb nicht beibehalten werden, da für bestimmte Kohlen der verfügbare Prozessdampfdruck bei Mindestlast des Dampferzeugers auf Werte absinkt,

die nur marginal über dem kohleseitigen Systemdruck der Trockner liegen, so dass sich ein Wassergehalt der TBK von deutlich über 30 % einstellen würde. Entsprechend wird Option 2.2 verworfen.

Eine Anhebung des für Option 2 auf 3,5 bar festgelegten Auslegungsdrucks der ÜSL zur Sicherstellung eines ausreichend hohen Prozessdampfdrucks zur Versorgung der Trockner entsprechend Option 2.1 wird ebenfalls nicht untersucht, da aufgrund der Ähnlichkeit zu den Optionen 1.1 und 1.2 keine neuen Erkenntnisse zu erwarten sind.

Zu untersuchen bleibt damit der Einsatz einer Druckhalteklappe in der ÜSL zur Druckhaltung bei Teillast (Option 2.3). Bei dieser Variante wird der verfügbare Prozessdampfdruck bei Teillast so eingestellt, dass der Wassergehalt der TBK für alle Lasten konstant bleibt. Für einen Vergleich mit Optionen 1.1 bis 1.3 wird das Teillastverhalten für die gleiche Kohlequalität (Heizwert 7,50 MJ/kg; Wassergehalt 55 %) untersucht. Für diese Einsatzkohle stellt sich bei Option 2 mit dem Auslegungsdruck der ÜSL von 3,5 bar bei 100 % Frischdampfmassenstrom ein Wassergehalt der TBK von 16 % ein. Das bei dieser Einsatzkohle resultierende Teillastverhalten von Option 2.3 ist in Abbildung 5.23 dargestellt. Um den Wassergehalt der TBK bei 16 % konstant zu halten, muss die MD-Turbine angestaut werden, sobald der Frischdampfmassenstrom 100 % unterschreitet. Der für die Trocknung erforderliche Prozessdampfdruck sinkt mit abnehmender Last aufgrund des höheren Wassergehalts der TBK von 16 % statt 12 % stärker als bei Option 1.3. Die Nettowirkungsgradänderung über die Last hingegen ist nahezu identisch mit der von Option 1.3.

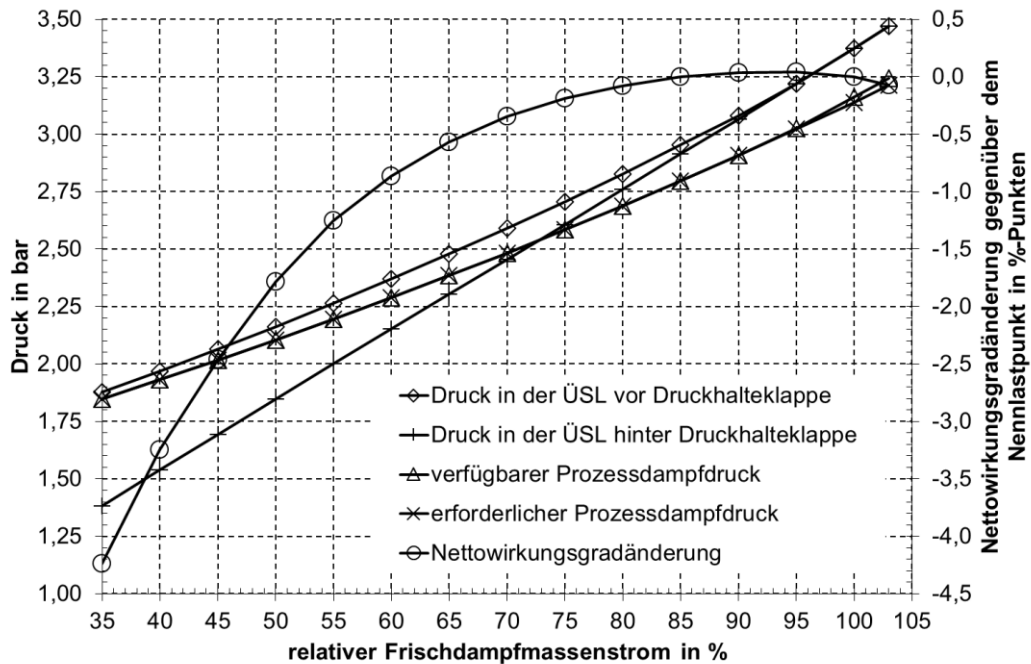


Abbildung 5.23: Teillastverhalten von Option 2.3 (Druckhalteklappe in der ÜSL zur Druckhaltung bei Teillast) bei Einsatz einer Kohle mit einem Heizwert von 7,5 MJ/kg und einem Wassergehalt von 55 %

Betrachtung des Teillastverhaltens von Option 3

Option 3 sieht vor, dass bei Nennlast der Wassergehalt der TBK bei 12 % konstant gehalten wird und der verfügbare Prozessdampfdruck durch eine Druckhalteklappe in der ÜSL den Anforderungen der Trockner entsprechend eingestellt wird. Der wirkungsgradoptimale Auslegungsdruck der ÜSL wurde zu 3,78 bar bestimmt. Da Option 3 bereits eine Druckhalteklappe vorsieht, erscheint es nicht sinnvoll den Auslegungsdruck der ÜSL gemäß Option 3.1 anzuheben, um bei Teillast einen für die Trocknung ausreichend hohen Prozessdampfdruck sicherzustellen. Option 3.2 sieht vor, den Wassergehalt der TBK bei Teillast gleiten zu lassen, nachdem im Nennlastpunkt mit Hilfe einer Druckhalteklappe sichergestellt wurde, dass TBK mit einem Wassergehalt von 12 % hergestellt werden kann. Da die oben analysierte Option 2.3 das inverse Problem (gleitender Wassergehalt der TBK bei Nennlast und Anstauen der TBK bei Teillast) darstellt, werden keine neuen Erkenntnisse aus der Betrachtung von Option 2.3 erwartet. Somit verbleibt Option 3.3, welche einer detaillierten Untersuchung zu unterziehen ist.

Wie bei Nennlast wird auch bei Teillast bei Option 3.3 der Wassergehalt der TBK bei 12 % konstant gehalten. Dazu wird mit der Druckhalteklappe der Druck

in der ÜSL so eingestellt, dass der für die Trocknung erforderliche Prozessdampfdruck gleich dem verfügbaren Prozessdampfdruck ist. In Abbildung 5.24 ist die Änderung des Nettowirkungsgrads und der relevanten Drücke in Abhängigkeit vom relativen Frischdampfmassenstrom beim Einsatz einer Kohle mit einem Heizwert von 7,50 MJ/kg und einem Wassergehalt von 55 % dargestellt.

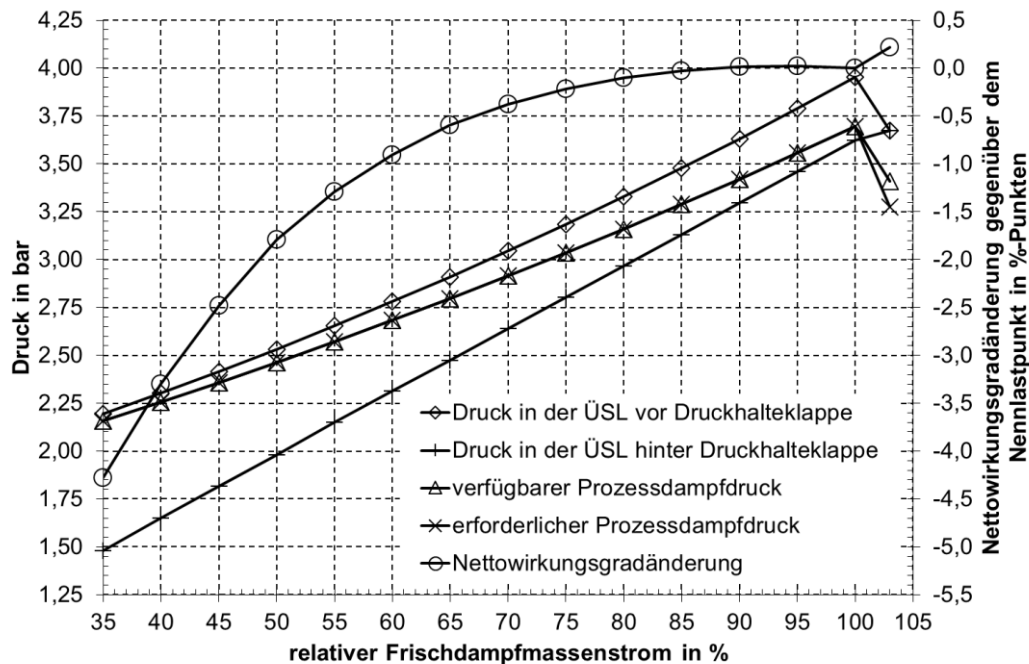


Abbildung 5.24: Teillastverhalten von Option 3.3 (Druckhalteklappe in der ÜSL zur Druckhaltung bei Teillast) bei Einsatz einer Kohle mit einem Heizwert von 7,5 MJ/kg und einem Wassergehalt von 55 %

Es ist zu erkennen, dass bei der gewählten Kohlequalität die MD-Turbine für alle Lastpunkte mit Ausnahme der Dampferzeugerüberlast angestaut werden muss, um einen für die Trocknung ausreichend hohen Prozessdampfdruck zu gewährleisten. Der Nettowirkungsgrad fällt aufgrund des vergleichsweise hohen erforderlichen Prozessdampfdrucks und der damit einhergehenden Verluste durch das Anstauen der MD-Turbine und der Drosselung des Dampfs in der ÜSL mit sinkender Last stärker als bei allen anderen untersuchten Varianten. Bei einem relativen FD-Massenstrom von 103 % reicht die Verdampfungsleistung von fünf Trocknern nicht mehr aus, um ausreichend TBK mit einem Wassergehalt von 12 % herzustellen, sodass der sechste Trockner zusätzlich in Betrieb gehen muss. Durch den damit verbundenen Abfall der durchschnittlichen Trocknerlast sinkt der erforderliche Prozessdampfdruck, sodass die

MD-Turbine in diesem Lastpunkt nicht angestaut werden muss und der Nettowirkungsgrad steigt.

5.3.3 Fazit zur Prozessdampfversorgung

Die Untersuchung zur Prozessdampfversorgung der Wirbelschichttrockner zeigt, dass eine Auslegung möglich ist, durch welche die Prozessdampfversorgung der Trockner in allen Dauerlastpunkten aus einer Prozessdampfquelle erfolgen kann. Für Trockner mit einem kohleseitigen Systemdruck von 1,1 bar ist diese Prozessdampfquelle die ÜSL. Als optimal wird die Wahl eines Auslegungsdrucks der ÜSL angesehen, der für alle Kohlen des Kohlebandes im Nennlastbetrieb des Kraftwerks einen für die Trocknung ausreichend hohen Prozessdampfdruck sicherstellt (Option 1). Der so bestimmte Auslegungsdruck liegt bei 4,3 bar und die Steigerung des über das Kohleband gemittelten Nettowirkungsgrads gegenüber dem mit identisch variierender Einsatzkohle befeuerten RBK-Referenzkraftwerk bei 3,53 Prozentpunkten. In Teillastbetriebspunkten, in denen der Prozessdampfdruck nicht für eine Trocknung auf einen Wassergehalt von 12 % ausreicht, stellt sich der Wassergehalt der TBK entsprechend dem verfügbaren Prozessdampfdruck ein (Option 1.2) und steigt in Abhängigkeit von der eingesetzten Kohlequalität auf bis zu 23 % an.

Wird der Auslegungsdruck der ÜSL so gewählt, dass der Wirkungsgrad im Auslegungspunkt maximal ist (im oben untersuchten Fall 3,5 bar) und ein Trocknerbetrieb gewählt, bei dem sich der Wassergehalt der TBK frei einstellt, wenn der verfügbare Prozessdampfdruck nicht für die Trocknung auf einen Wassergehalt von 12 % ausreicht (Option 2), wird eine Steigerung des über das Kohleband gemittelten Nettowirkungsgrads gegenüber dem mit identisch variierender Einsatzkohle befeuerten RBK-Referenzkraftwerk um 3,63 Prozentpunkte erreicht. Um den Anstieg des Wassergehalts bei Teillast zu begrenzen, muss eine Druckhalteklappe eingesetzt werden (Option 2.3). Verursacht die Druckhalteklappe im voll geöffneten Zustand einen Druckverlust im Auslegungspunkt von mehr als 0,14 bar (dies entspricht 4,1 % des Auslegungsdrucks der ÜSL), fällt der über das Kohleband gemittelte Wirkungsgrad unter den der gewählten Vorzugsvariante. Neben dem engen Band von Betriebspunkten in dem eine Druckhalteklappe aus Sicht des Wirkungsgrads vorteilhaft wäre, wird diese Variante aus folgenden Gründen als nicht optimal angesehen: Zum einen erfordert die Druckhalteklappe zusätzliche

Investitionskosten und verursacht zusätzlichen Wartungsaufwand. Zum anderen entstehen bei Teillast hohe Verluste durch das Anstauen der MD-Turbine und die Drosselung des Dampfs in der ÜSL.

Die Wahl eines Auslegungsdrucks der ÜSL von 3,78 bar in Kombination mit dem Einsatz einer Druckhalteklappe (Option 3) führt gegenüber der Vorzugsvariante zu einem marginalen Anstieg des über das Kohleband gemittelten Nettowirkungsgrads von 0,05 Prozentpunkten, der wieder aufgezehrt wird, sobald die Druckhalteklappe im voll geöffneten Zustand einen Druckverlust im Auslegungspunkt von mehr als 0,08 bar (dies entspricht 2,2 % des Auslegungsdrucks der ÜSL) verursacht. Aufgrund der oben genannten zusätzlichen Nachteile einer Druckhalteklappe wird diese Variante als nicht optimal angesehen, stellt aber eine Rückfalloption dar, wenn ausschließlich ein Trocknerbetrieb mit konstantem Wassergehalt der TBK möglich ist.

Die in diesem Kapitel dargestellten Optimierungsschritte und Überlegungen sind unabhängig vom endgültig gewählten Anlagendesign, sodass die als optimal identifizierte Betriebsweise und Auslegung unabhängig von der weiteren Optimierung der restlichen Anlage ist. Ändert sich der Anlagenwirkungsgrad, muss aufgrund der Änderung der in Abbildung 5.10 dargestellten Grenzlinie der optimale Auslegungsdruck der ÜSL neu bestimmt werden.

5.4 Trockenbraunkohledampferzeuger

Im Vergleich zu konventionellen RBK-Dampferzeugern ergeben sich für mit TBK befeuerte Anlagen wesentliche Unterschiede, die sich erheblich auf das Design des Dampferzeugers auswirken. In diesem Kapitel wird der Einfluss der Kohletrocknung auf die Feuerraumendtemperatur (FET) in Abhängigkeit von den Temperaturgrenzen der eingesetzten Werkstoffe untersucht. Außerdem werden verschiedene Maßnahmen zur Senkung der FET verglichen und das Potential einer lastkonstanten ZÜ-Austrittstemperatur untersucht.

5.4.1 Wärmeaufnahme im Feuerraum und FET

Durch die Vortrocknung nimmt der Heizwert der Kohle zu und der Rauchgasmassenstrom aufgrund der bei der Trocknung ausgetriebenen Brüden ab, so dass die adiabate Flammentemperatur steigt. Da die Verschmutzungsneigung der Braunkohleasche durch die Trocknung jedoch unverändert bleibt, ist eine Anhebung der FET auf Werte größer als die in Kapitel 1.4.3 erwähnten 1030 °C

unzulässig. Entsprechend muss zur Einhaltung der FET entweder mehr Wärme im Feuerraum an das Medium übertragen oder die RG-Temperatur durch eine Erhöhung des RG-Massenstroms reduziert werden.

In früheren Studien zu TBK-Dampferzeugern wurde davon ausgegangen, dass bis heute neue erprobte Wandwerkstoffe für den Dampferzeugerbau zur Verfügung stehen würden, durch deren Einsatz Membranwandaustrittstemperaturen von bis zu 520 °C bei für ein 600 °C Kraftwerk typischen Drücken zulässig sind [MUE-99]. Diese Erwartung hat sich bis heute nicht erfüllt, sodass die heute eingesetzten Materialien nach wie vor 16Mo3, 13CrMo4-5 und 7CrMo-VTiB10-10 sind. Wenn eine fehlerfreie Verarbeitung dieser Materialien gewährleistet ist, sind mit den genannten Werkstoffen Membranwandaustrittstemperaturen von bis zu 490 °C bei einem Druck von ca. 295 bar möglich.

Abbildung 5.25 zeigt, welche FET sich bei verschiedenen mediumseitigen Membranwandtemperaturen auf Höhe des Feuerraumes in Abhängigkeit vom Wassergehalt der verfeuerten Braunkohle einstellt. Für die gezeigte Untersuchung wurde unterstellt, dass die Economisereintrittstemperatur 290 °C beträgt und das Speisewasser (SPW) im Economiser auf 330 °C erhitzt wird. In der vorliegenden Arbeit wird, in Anlehnung an die Auslegung der Blöcke Neurath F und G, für den Dampferzeuger eine Mediumtemperatur auf Höhe des Feuerraumes von 479 °C angenommen [FIE-06]. Unter diesen Randbedingungen stellt sich beim Einsatz von TBK mit einem Wassergehalt von 12 % eine Feuerraumtemperatur von 1170 °C ein. Es wird deutlich, dass die Wärmeaufnahme der Membranwände im Bereich des Feuerraums nicht ausreicht, um die FET auf 1030 °C zu begrenzen. Entsprechend sind Maßnahmen zu ergreifen, um entweder die adiabate Flammentemperatur zu senken, sodass weniger Wärme im Feuerraum übertragen und gleichzeitig die geforderte FET erreicht wird, oder die zulässige Wärmeaufnahme der Membranwand zu erhöhen.

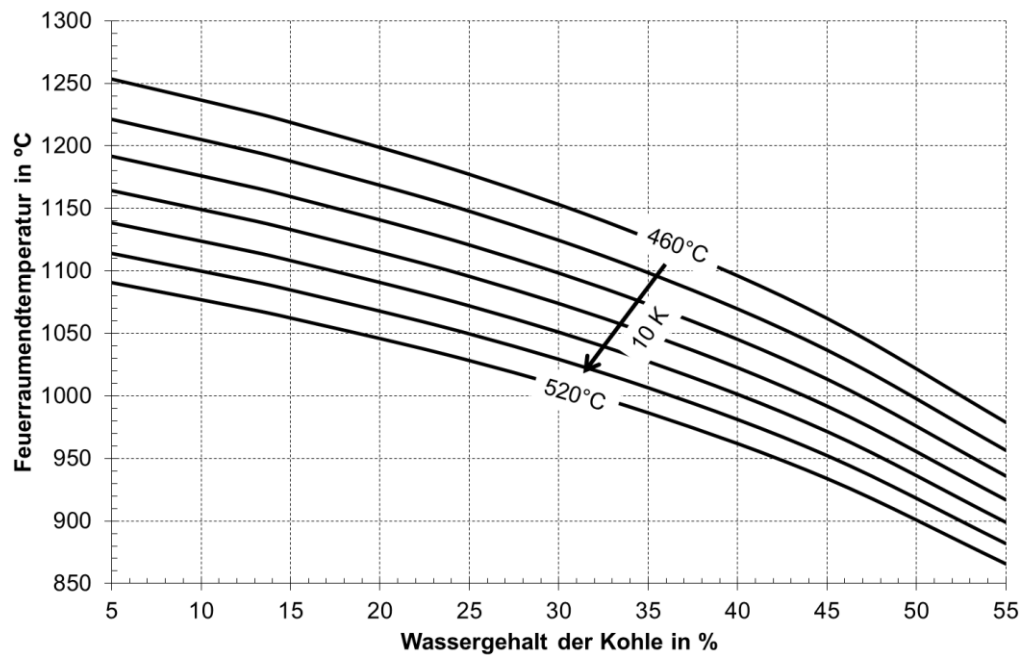


Abbildung 5.25: Feuerraumtemperatur in Abhängigkeit vom Wassergehalt der verfeuerten Braunkohle für verschiedene mediumseitige Wandtemperaturen auf Höhe des Feuerraumendes

5.4.2 Erhöhung der Wärmeaufnahmekapazität

Mediumseitig kann die zulässige Wärmeaufnahme der Membranwand erhöht werden, indem die Wassertemperatur am Eintritt in den Verdampfer abgesenkt wird. Um dies zu erreichen, gibt es zwei Alternativen: Zum einen kann die Aufwärmspanne des Economisers bei konstanter SPW-Eintrittstemperatur in den Economiser verkleinert werden. Zum anderen kann die SPW-Eintrittstemperatur in den Economiser bei konstanter Aufwärmspanne des Economisers reduziert werden. In Abbildung 5.26 ist der Verlauf der FET in Abhängigkeit von der Wassertemperatur hinter Economiser für die genannten Alternativen dargestellt.

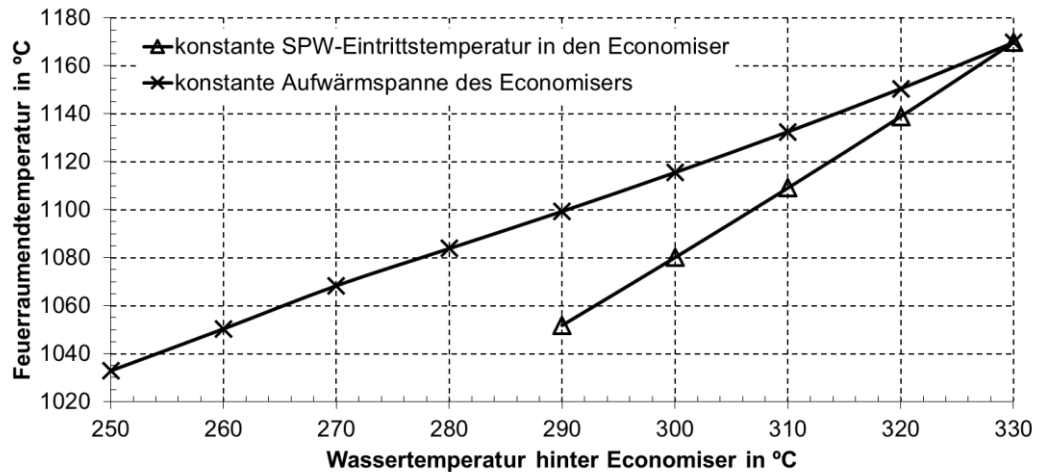


Abbildung 5.26: Einfluss der Wassertemperatur hinter Economiser auf die FET bei konstanter Speisewassereintrittstemperatur von 290 °C

Es zeigt sich, dass die FET im Fall einer konstanten SPW-Eintrittstemperatur von 290 °C in den Economiser nicht bis auf die gewünschten 1030 °C abgesenkt werden kann, selbst wenn die Wassertemperatur hinter Economiser auf 290 °C abgesenkt und damit vollständig auf den Economiser verzichtet wird. Soll bei dieser Alternative der Wirkungsgrad des Kraftwerks nicht fallen, muss die RG-Temperatur vor Luvo konstant gehalten werden. Durch den Entfall des Economisers müsste dafür deutlich mehr ÜH- und ZÜ-Heizfläche eingesetzt werden, was zu stark erhöhten Investitionskosten führen würde.

Für den Fall einer konstanten Aufwärmspanne des Economisers in Höhe von 40 K muss die Wassertemperatur hinter Economiser auf 248 °C abgesenkt werden, um eine FET von 1030 °C zu erreichen. Durch die damit einhergehende Absenkung der SPW-Eintrittstemperatur von 290 °C auf 208 °C sinkt der Nettowirkungsgrad um 1,01 Prozentpunkte.

5.4.3 Reduzierung der erforderlichen Wärmeaufnahme

Eine Absenkung der adiabaten Flammentemperatur und damit eine Reduzierung der von den Feuerraumwänden aufzunehmenden Wärmeleistung kann erreicht werden, indem ein kälterer Massenstrom zum Rauchgasmassenstrom zugemischt wird. Eine derartige Anhebung des Rauchgasmassenstroms kann durch eine Vergrößerung des Luftüberschusses oder durch die Aufgabe von kaltem Gas, Wasser oder Dampf in den Feuerraum erreicht werden. Von dieser Auswahl können die Optionen Wasser- oder Dampfaufgabe ohne detaillierte Betrachtung verworfen werden. Eine Aufgabe von Wasser würde den Effekt

der Wirbelschichttrockner negieren. Eine Aufgabe von Dampf (z. B. der Brüden aus den Trocknern) verbietet sich aufgrund von Wirkungsgradsteigerungspotentialen, die alternativ durch eine Nutzung der Kondensationswärme des Dampfs erschlossen werden können.

Reduzierung der FET durch Erhöhung des Luftüberschusses

Durch eine Anhebung des Luftüberschusses kann die FET gesenkt werden, wobei durch den steigenden Rauchgasmassenstrom die Abgasverluste zunehmen und damit der Wirkungsgrad des Kraftwerks sinkt. Die Abhängigkeiten sind in Abbildung 5.27 dargestellt.

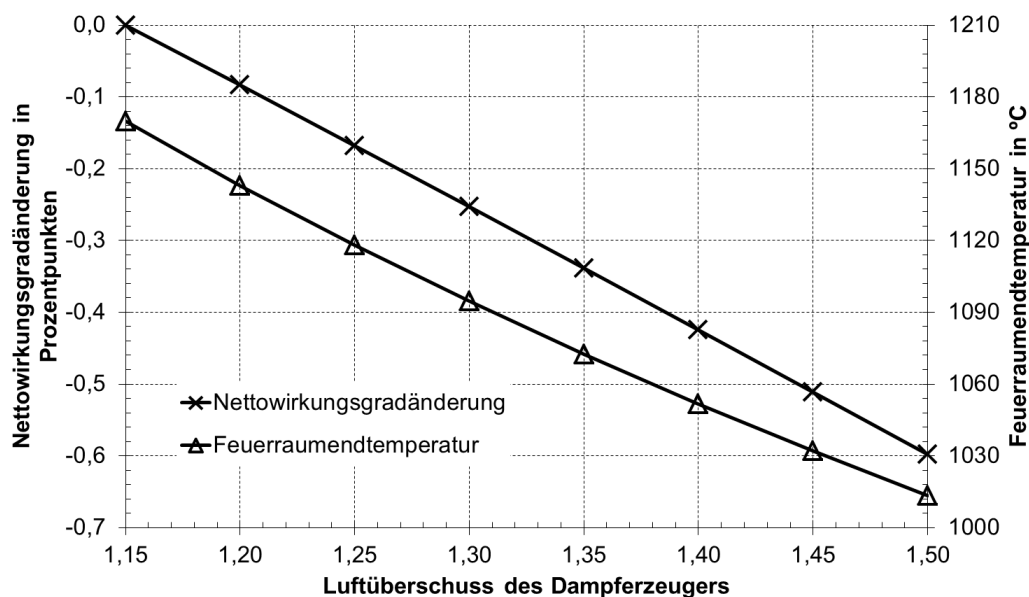


Abbildung 5.27: Einfluss des Luftüberschusses des Dampferzeugers auf die FET und den Nettowirkungsgrad des Kraftwerks

Um die geforderte FET von 1030 °C zu erreichen, müsste der Luftüberschuss auf 1,45 eingestellt werden, was im Vergleich zu einem Dampferzeuger mit einem Luftüberschuss von 1,15 und hoher FET zu einem Rückgang des Nettowirkungsgrads von 0,52 Prozentpunkten führen würde. Gleichzeitig stiege der Rauchgasmassenstrom um 261 kg/s bzw. 24,3 %. Drei Viertel des Wirkungsgradverlusts sind auf die höheren Abgasverluste zurückzuführen. Ein Viertel des Wirkungsgradverlusts entfällt auf den Anstieg des Eigenbedarfs der Frischlüfter und Saugzüge, der im Fall mit einem Luftüberschuss von 1,45 gegenüber dem Fall mit einem Luftüberschuss von 1,15 von 13,6 MW_{el} um 2,8 MW_{el} auf 16,4 MW_{el} ansteigt.

Reduzierung der FET durch Einsatz einer Rauchgasrezirkulation

Wie oben gezeigt, hat eine Anhebung des Luftüberschusses zur Senkung der FET den Nachteil, dass die Abgasverluste des Dampferzeugers zunehmen und damit der Wirkungsgrad des Kraftwerks deutlich sinkt. Dieser Nachteil kann umgangen werden, wenn statt der Aufgabe zusätzlichen Gases ein Teil des vorhandenen Rauchgasstroms in den Dampferzeuger zurückgeführt wird.

In früheren Veröffentlichungen wurde vorgeschlagen, zur Senkung der FET ca. 20 % des Rauchgasstroms zwischen Elektrofilter und Saugzug bei einer Temperatur von ca. 160 °C zu entnehmen und in den Feuerraum zurückzuführen [MUE-99][EWE-03]. Diese Variante wird im Folgenden „kalte Rauchgasrezirkulation“ genannt und ist in Abbildung 5.28 schematisch dargestellt. In der vorliegenden Arbeit wird diese Variante mit der in Abbildung 5.29 schematisch dargestellten „heißen Rauchgasrezirkulation“ verglichen, bei der das zurückzuführende Rauchgas zwischen DeNOx und Regenerativluftvorwärmer bei einer Temperatur von 357 °C entnommen, in einem Multizyklon entstaubt und zurück in den Dampferzeuger geführt wird.

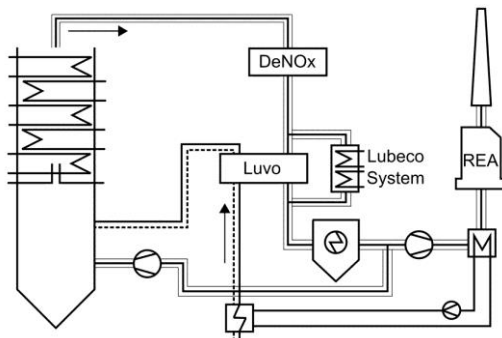


Abbildung 5.28: Schema der kalten Rauchgasrezirkulation

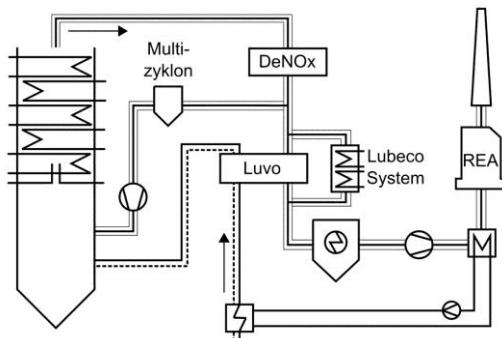


Abbildung 5.29: Schema der heißen Rauchgasrezirkulation

Abbildung 5.30 zeigt die Abhängigkeit der FET und der Nettowirkungsgradänderung vom rezirkulierten Rauchgasmassenstrom. Im Fall der kalten Rauchgasrezirkulation müssen 219 kg/s Rauchgas in den Dampferzeuger zurückgeführt werden, um eine FET von 1030 °C zu erreichen. Dieser Rezirkulationsmassenstrom entspricht 20,2 % des ursprünglichen Rauchgasmassenstroms (exklusive Luvoleckage) und führt zu einem Rückgang des Nettowirkungsgrads von 0,37 Prozentpunkten gegenüber einem TBK-Kraftwerk mit hoher FET. Der Eigenbedarf des Rezirkulationsgebläses beträgt 2,4 MW_{el}

und erklärt somit 31 % des Wirkungsgradverlusts. Im Fall der heißen Rauchgasrezirkulation sind 241 kg/s in den Dampferzeuger zurückzuführen, um eine FET von 1030 °C zu erreichen, was 22,4 % des ursprünglichen Rauchgasmassenstroms entspricht. Der Nettowirkungsgradverlust beläuft sich auf 0,08 Prozentpunkte, wobei rechnerisch das 1,75-fache davon auf den Eigenbedarf des Rezirkulationsgebläses in Höhe von 3,0 MW_{el} entfällt. Da die dem Rauchgas durch das Rezirkulationsgebläse zugeführte Energie in den Konvektivheizflächen des Dampferzeugers zurückgewonnen wird, ist der Wirkungsgradverlust geringer als der zusätzliche Eigenbedarf des Rezirkulationsgebläses erwarten ließe.

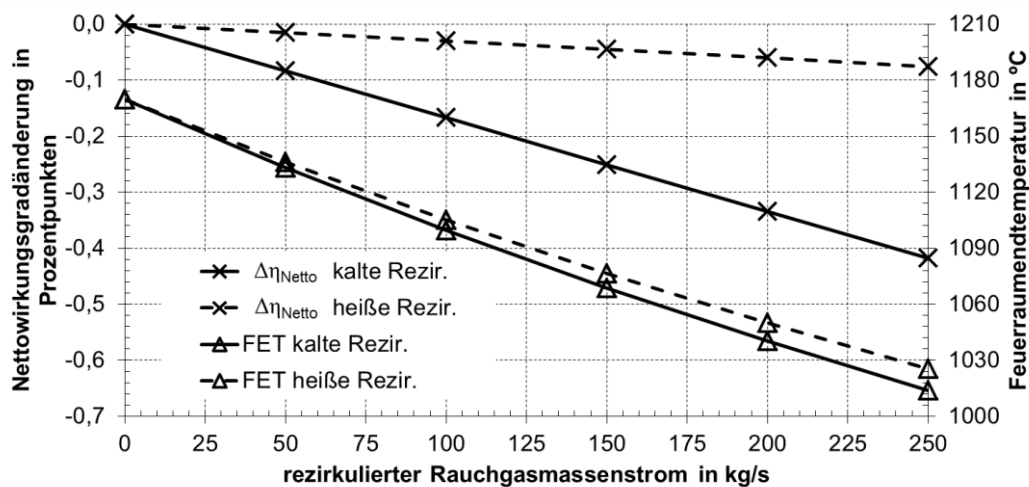


Abbildung 5.30: Nettowirkungsgradänderung und FET in Abhängigkeit vom Rezirkulationsmassenstrom

Der Wirkungsgradunterschied zwischen der kalten und der heißen Rauchgasrezirkulation wird anhand der in Abbildung 5.31 dargestellten Energieflussdiagramme deutlich. Die Diagramme zeigen den Fall von Rezirkulationsmassenströmen, die zu einer FET von 1030 °C führen. Weder bei der kalten noch bei der heißen Rauchgasrezirkulation kann die gesamte Rauchgaswärme an die Verbrennungsluft übertragen werden, da das Verhältnis von Rauchgas zu Verbrennungsluft in beiden Fällen größer Eins ist. Da jedoch im Fall der heißen Rauchgasrezirkulation der zu rezirkulierende Rauchgasmassenstrom nicht über den Regenerativluftvorwärmer bzw. das Lubeco-System sondern direkt zurück in den Dampferzeuger geführt wird, ist die Wärmeleistung des Lubeco-Systems geringer und damit der Anlagenwirkungsgrad höher.

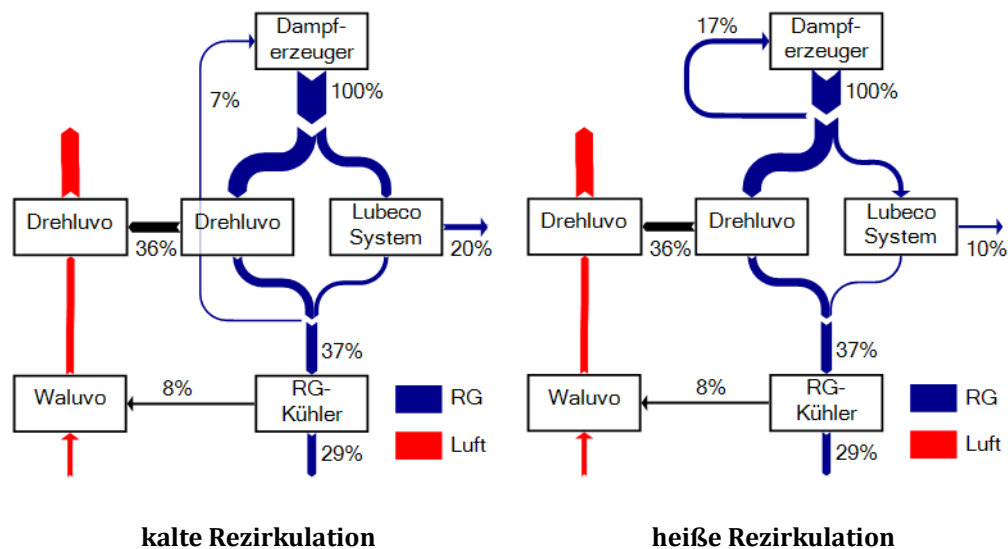


Abbildung 5.31: Energieflussdiagramme für die Rauchgaswärmenutzung hinter dem Dampferzeuger eines TBK-Kraftwerks

5.4.4 HZÜ-Temperatur

In einem konventionellen Dampferzeuger wird die HZÜ-Temperatur über einen möglichst großen Lastbereich konstant gehalten, indem die ZÜ-Heizflächen für den Auslegungspunkt überdimensioniert werden und der Luftüberschuss bei Teillast erhöht wird. Die aufgrund der überdimensionierten Heizflächen bei hoher Last erforderliche ZÜ-Einspritzung führt zu einer Wirkungsgradeinbuße, die mit sinkender Last abnimmt. Die Anhebung der Luftzahl führt zu einer mit sinkender Last zunehmenden Wirkungsgradeinbuße. Um den Einspritzmassenstrom bei Nennlast und die erforderliche Überdimensionierung der ZÜ-Heizflächen zu begrenzen, wird in der Regel ab einer bestimmten Last trotz dieser Maßnahmen ein Rückgang der HZÜ-Temperatur in Kauf genommen, was zu weiteren Wirkungsgradeinbußen führt. Folglich sollte die HZÜ-Temperatur eines idealen Dampferzeugers über den gesamten Lastbereich konstant bleiben, ohne dass eine Anhebung des Luftüberschusses oder eine ZÜ-Einspritzung im stationären Betrieb erforderlich ist. Abbildung 5.32 zeigt den Wirkungsgradvorteil eines TBK-Kraftwerks mit einem derartig idealisierten Dampferzeuger im Vergleich zu einem TBK-Kraftwerk mit konventionellem Dampferzeuger, der entsprechend den in Kapitel 4.3 genannten Randbedingungen parametrisiert ist. Der Vergleich ist sowohl für die Variante der kalten als auch für die Variante der heißen Rauchgasrezirkulation dargestellt.

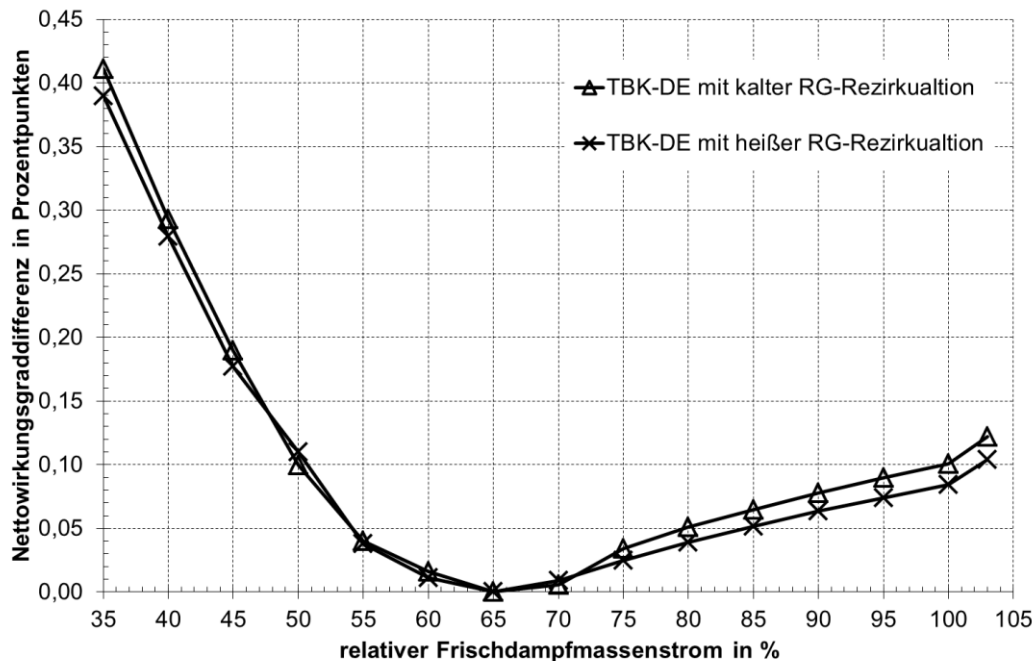


Abbildung 5.32: Nettowirkungsgraddifferenz zwischen einem idealisierten und einem realen TBK-Dampferzeuger mit kalter bzw. heißer Rauchgasrezirkulation

Bei einem mit einem Rauchgasrezirkulationssystem ausgeführten TBK-Dampferzeuger ergibt sich für die Stützung der HZÜ-Temperatur ein zusätzlicher Freiheitsgrad, durch den ein Teil des in Abbildung 5.32 gezeigten Wirkungsgradpotentials ausgeschöpft werden kann. Wird der rezirkulierte Rauchgasmassenstrom bei Teillast ausreichend erhöht, ist sowohl ein Verzicht auf die Überdimensionierung der ZÜ-Heizflächen und damit auf die ZÜ-Einspritzung bei hoher Last als auch die Anhebung des Luftüberschusses bei niedriger Last möglich. Theoretisch kann sogar die HZÜ-Temperatur über den gesamten Lastbereich konstant gehalten werden.

Der Einfluss eines höheren als zur Begrenzung der FET erforderlichen Rezirkulationsmassenstroms auf den Nettowirkungsgrad des Kraftwerks ist in Abbildung 5.33 dargestellt. Für die untersuchten Varianten wurde unterstellt, dass der Rezirkulationsmassenstrom bei sinkender Last auf dem Nennlastwert konstant gehalten wird. Durch diese Maßnahme entspricht der Rauchgasmassenstrom bei 35 % des Frischdampfmassenstroms im Auslegungspunkt dem Rauchgasmassenstrom bei rund 60 % Frischdampfmassenstrom des Auslegungsfalls. Ein Vergleich der in Abbildung 5.32 und Abbildung 5.33 dargestellten Untersuchungsergebnisse zeigt, dass im Fall der heißen Rauchgasrezirkulation für die Mehrheit der Lastfälle eine Verbesserung des

Nettowirkungsgrads von bis zu 0,2 Prozentpunkten möglich wäre, wenn ein über der Last konstanter Rezirkulationsmassenstrom für die Stützung der HZÜ-Temperatur ausreicht. Im Fall der kalten Rauchgasrezirkulation ist eine Anhebung des zurückgeführten Rauchgasmassenstroms dagegen nur sinnvoll, wenn die Stützung der HZÜ-Temperatur durch eine deutlich geringere Anhebung des Rezirkulationsmassenstroms als auf den Nennlastwert erreicht werden kann.

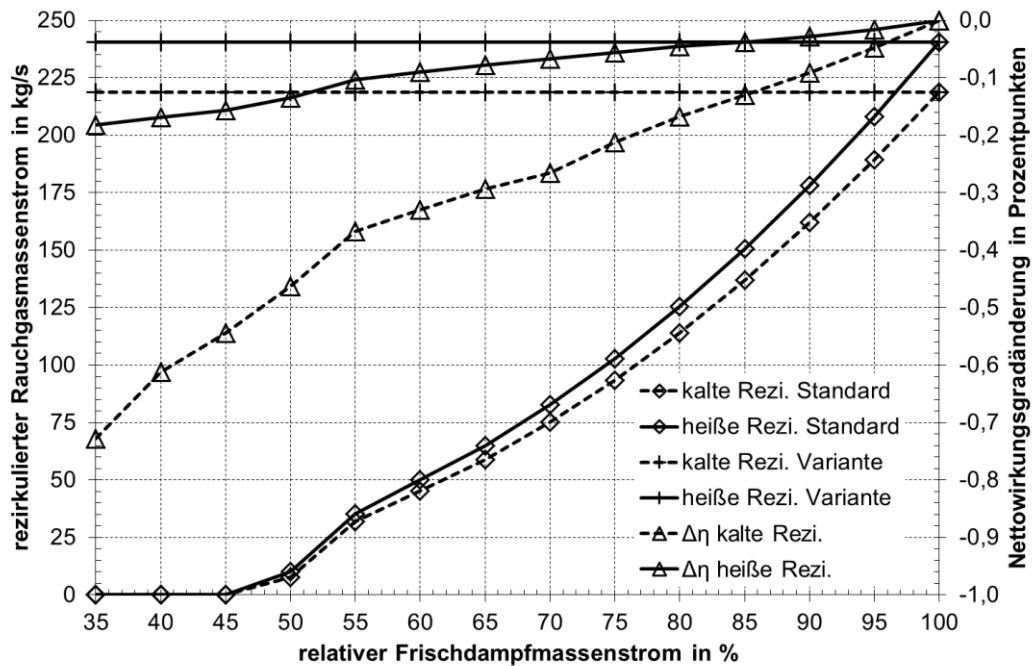


Abbildung 5.33: Rezirkulierter Rauchgasmassenstrom eines TBK-Dampferzeugers mit kalter bzw. heißer Rauchgasrezirkulation und Nettowirkungsgradverlust durch Konstanthalten des rezirkulierten Massenstroms in Abhängigkeit von der Last

Für eine exakte Bewertung, wie weit der Rezirkulationsmassenstrom zur Stützung der HZÜ-Temperatur bei Teillast angehoben werden muss, ist eine detaillierte wärmetechnische Berechnung des TBK-Dampferzeugers erforderlich, was das der vorliegenden Arbeit zugrunde liegende Simulationsmodell nicht leisten kann.

5.4.5 Fazit zum TBK-Dampferzeuger

Im diesem Kapitel wurden verschiedene Möglichkeiten zur Begrenzung bzw. zur Reduzierung der FET eines TBK-Dampferzeugers untersucht. Für die betrachteten wasser-/dampfseitigen Maßnahmen ergeben sich erhebliche nega-

tive Einflüsse auf den Nettowirkungsgrad des Kraftwerks und die Investitionskosten des Dampferzeugers, sodass sie für die Optimierung nicht weiterverfolgt werden. Rauchgasseitig wurden eine Anhebung des Luftüberschusses, eine kalte Rauchgasrezirkulation und eine heiße Rauchgasrezirkulation als mögliche Varianten zur Begrenzung der FET betrachtet. Tabelle 5.3 zeigt wesentliche Berechnungsergebnisse für die drei untersuchten Varianten im Vergleich zu einem TBK-Kraftwerk ohne Maßnahmen zur Reduzierung der FET und zum RBK-Referenzkraftwerk.

Tabelle 5.3: Berechnungsergebnisse von TBK-Kraftwerken mit verschiedenen Dampferzeugervarianten und Trocknern mit einem kohleseitigen Systemdruck von 1,1 bar und Vergleich mit dem RBK-Referenzkraftwerk

	RBK-Referenz-KW	TBK-KW ohne Reduzierung der FET	TBK-KW mit hoher Luftzahl	TBK-KW mit kalter RG-Rezi.	TBK-KW mit heißer RG-Rezi.
FWL in MW _{th}	2629	2438	2459	2450	2435
P_{th} in MW _{th}	2106	2323	2337	2290	2323
FET in °C	943	1170	1030	1030	1030
$\dot{m}_{RG}$ hinter ECO in kg/s	1271	1076	1340	1300	1315
Luftzahl ²	1,15	1,15	1,45	1,15	1,15
$\dot{m}_{RG-Rezi.}$ in kg/s	-	-	-	219	241
$\Delta\eta_{br}$ in Prozentpunkten	-	+ 4,17	+ 3,74	+ 3,92	+ 4,24
$\Delta\eta_{ne}$ in Prozentpunkten	-	+ 3,93	+ 3,41	+ 3,56	+ 3,85
ΔE_{el} in MW _{el}	-	+ 0,71	+ 3,13	+ 3,50	+ 3,67
Lubecoleistung in MW _{th}	90,9	16,8	7,0	64,0	16,8
RGK-Leistung in MW _{th}	97,7	78,0	96,8	78,5	77,9

² Die Luftzahl bezieht sich nur auf den Luftmassenstrom. Der mit dem rezirkulierten Rauchgas aufgegebene Sauerstoff wird bei der Berechnung der Luftzahl nicht berücksichtigt.

Für eine Entscheidung, welche der drei Varianten vorzuziehen ist, sind sowohl die technische Umsetzbarkeit und eventuelle Auswirkungen auf die Verfügbarkeit des Kraftwerks als auch der Einfluss der Varianten auf die Wirtschaftlichkeit des Kraftwerks (insbesondere Investitionskosten, Nettowirkungsgrad und Eigenbedarf) zu berücksichtigen.

Eine technische Bewertung der Systeme ergibt, dass für die Variante mit erhöhtem Luftüberschuss keine Zweifel an der Umsetzbarkeit bestehen. Da keine zusätzlichen Aggregate erforderlich sind, ist auch nicht von einer veränderten Verfügbarkeit des Kraftwerks auszugehen. Kalte Rauchgasrezirkulationssysteme wurden in deutschen Braunkohlekraftwerken ausgeführt und entsprechen somit dem Stand der Technik. Darüber hinaus sind ausreichende Betriebserfahrungen vorhanden, um zu dem Schluss zu kommen, dass eine Auslegung des Systems entsprechend den Verfügbarkeitsanforderungen des Gesamtkraftwerks möglich ist. Für heiße Rezirkulationssysteme liegen lediglich Betriebserfahrungen an Steinkohlekraftwerken vor (z. B. das 138 MW_{th} Fernwärmekraftwerk Buer der E.ON AG in Gelsenkirchen oder das 1050 MW_{el} Kraftwerk Tachibana-wan der Shikoku Electric Power Co. in Japan). Da Braunkohleasche deutlich abrasiver als Steinkohleasche ist, bleibt zu klären, ob der Multizyklon so ausgelegt werden kann, dass ausreichend lange Standzeiten erreicht werden. Darüber hinaus bleibt offen, ob die Abscheideleistung des Multizyklons ausreicht, um das nachgeschaltete Gebläse ausreichend zu schützen. Da E.ON derzeit das Braunkohlekraftwerk Berezovskaya in Russland um einen mit einer heißen Rauchgasrezirkulation (Entstaubung über Zyklon, Rauchgastemperatur ca. 380 °C, Rückführung von ca. 16 % des erzeugten Rauchgasmassenstroms) ausgeführten 800 MW_{el} Block erweitert, kann auch die heiße Rauchgasrezirkulation als verfügbare Technik angesehen werden.

Der wirtschaftliche Vergleich der Varianten fällt eindeutig zu Gunsten des heißen Rauchgasrezirkulationssystems aus, wobei der Wirtschaftlichkeitsvorteil insbesondere auf den höheren Nettowirkungsgrad zurückzuführen ist. Darüber hinaus ergeben sich im Vergleich zu den anderen Varianten durch die frühzeitige Reduzierung des Rauchgasmassenstroms Einsparung bei den nachgeschalteten Aggregaten. Die etwas geringere thermische Leistung des Dampferzeugers und die im Vergleich zum kalten Rauchgasrezirkulationssystem deutlich geringere thermische Leistung des Lubeco-Systems reduzieren die Investitionskosten weiter. Die zusätzlichen Kosten für das Rezirkulations-

system sind relativ zu den Einsparungen und dem Gegenwert des Wirkungsgradvorteils so gering, dass zur sicheren Vermeidung von Verfügbarkeitseinschränkungen eine redundante Ausführung des Systems gerechtfertigt wäre.

Da mit dem heißen Rauchgasrezirkulationssystem sowohl aus technischer als auch aus wirtschaftlicher Sicht ein eindeutiges Optimum für die Begrenzung der FET identifiziert wurde, erfolgt die weitere Optimierung des TBK-Kraftwerks unter Anwendung dieses Systems.

5.5 Brüdenwärmenutzung

Die in den Trocknern aus der Kohle ausgetriebenen Brüden fallen als separater Stoffstrom im Sattedampfzustand an. Der Brüdenmassenstrom entspricht in etwa der Hälfte des Rohkohlemassenstroms und stellt damit eine signifikante Wärmequelle dar, die im Kraftwerksprozess nutzbar gemacht werden kann. Mögliche Alternativen, um die Brüdenwärme im Kraftwerksprozess nutzbar zu machen, sind:

- Einbindung in den Trocknungsprozess
- Vorwärmung des Hauptkondensats
- Vorwärmung der Verbrennungsluft
- Nutzung in einer Dampfturbine

Für den Vergleich der verschiedenen Abwärmenutzungsvarianten werden zwei verschiedene Referenzpunkte gewählt. Zum einen wird das RBK-Referenzkraftwerk als Vergleichsbasis herangezogen, was zur Bewertung von Konzepten mit vollständiger Nutzung der Abwärme aus dem Trocknungsprozess zweckmäßig ist. Zum anderen werden für die Bewertung der Effizienz der Abwärmenutzung (d. h. Wirkungsgradsteigerung relativ zur genutzten Abwärmemenge) TBK-Kraftwerke ohne Brüdenutzung herangezogen. Diese Kraftwerke erreichen bei einem kohleseitigen Systemdruck der Trockner von 1,1 bar eine Nettowirkungsgradsteigerung gegenüber dem RBK-Referenzkraftwerk von 3,86 Prozentpunkten bzw. von 2,42 Prozentpunkten bei einem kohleseitigen Systemdruck der Trockner von 6,0 bar. Für den Vergleich des Ausnutzungsgrads der anfallenden Brüden wird der „Brüdennutzungsgrad“ als Massenstromverhältnis von eingesetztem Brüdenmassenstrom zu maximal nutzbarem Brüdenmassenstrom definiert.

5.5.1 Einbindung in den Trocknungsprozess

Innerhalb des Trocknungsprozesses stellen der Wirbelschichttrockner selbst sowie die feingemahlene RBK mögliche Wärmesenken dar. Die verschiedenen Nutzungsvarianten sind in Abbildung 5.34 schematisch dargestellt.

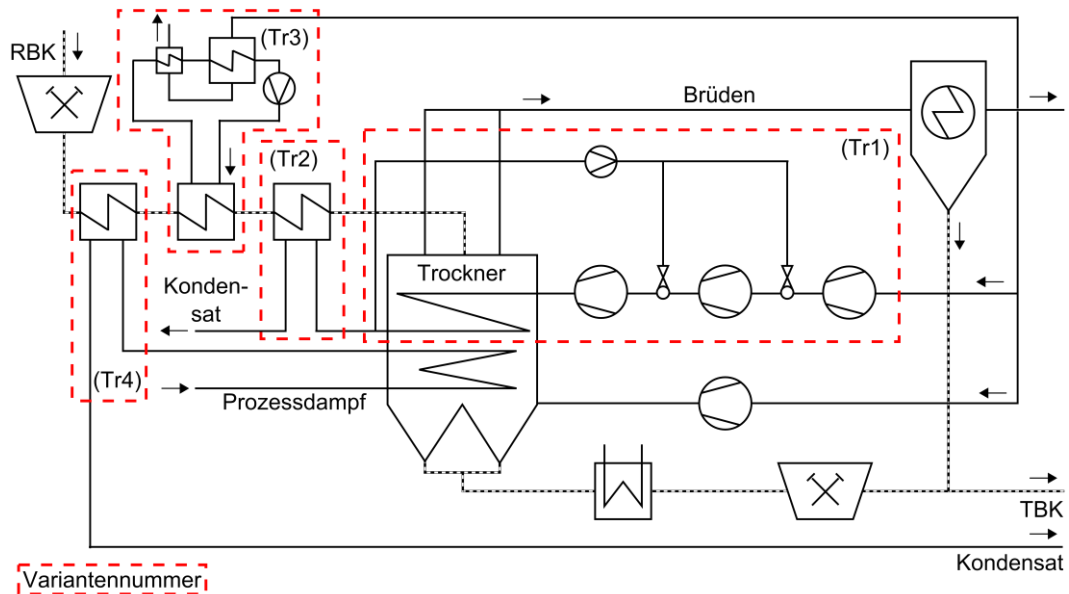


Abbildung 5.34: Schema der Brüdenutzungsvarianten im Trocknungsprozess

Aufgrund der moderaten Temperaturdifferenz zwischen der Sattedampftemperatur der aus dem Trockner austretenden Brüden und der für die Beheizung des Trockners erforderlichen Kondensationstemperatur des Heizdampfs bietet es sich an, die Brüden unter Ausnutzung des Wärmepumpenprinzips zu verdichten und zur Beheizung der Trockner zu nutzen (Variante Tr1).

Wie in Kapitel 5.2.1 dargestellt, entfällt ein wesentlicher Teil der bei der Trocknung auftretenden Exergieverluste auf die Aufheizung der mit einer Temperatur von ca. 17 °C in den Trockner eintretenden Rohfeinkohle. Die fühlbare Wärme des bei Variante Tr1 anfallenden Brüdenkondensats kann genutzt werden, um die Kohle vor Eintritt in den Trockner vorzuwärmen (Variante Tr2). Alternativ kann die Vorwärmung der Rohfeinkohle über einen Zwischenkreislauf durch Kondensation eines Brüdenteilstroms ohne vorgelagerte Verdichtung erfolgen (Variante Tr3). Zum Vergleich wird außerdem die Kohlevorwärmung durch Unterkühlung des Prozessdampfkondensats untersucht (Variante Tr4). Im Folgenden werden die genannten Varianten detailliert untersucht und verglichen.

Verdichtung der Brüden zur Beheizung der Trockner

Die Sattedampftemperatur der aus den Trocknern austretenden Brüden liegt bei einem kohleseitigen Systemdruck von 1,1 bar bei 102,3 °C und bei einem kohleseitigen Systemdruck von 6,0 bar bei 158,8 °C. Die für die Beheizung der Trockner erforderliche Kondensationstemperatur des Prozessdampfs unterscheidet sich von der Kondensationstemperatur der Brüden um die Überhitzung der Wirbelschicht und die Grädigkeit der Trockner. Die Überhitzung der Wirbelschicht muss, um einen Wassergehalt der TBK von 12 % zu erreichen, entsprechend Gleichung (2.12) und Tabelle 2.1 bei einem kohleseitigen Systemdruck von 1,1 bar bei 8,9 K und bei einem kohleseitigen Systemdruck von 6,0 bar bei 4,9 K liegen. Die Grädigkeit der Trockner beträgt bei Volllast der Trockner 30 K und variiert entsprechend Gleichung (2.13) in Abhängigkeit von der Verdampfungsleistung der Trockner. Entsprechend müssen die Brüden bei einem kohleseitigen Systemdruck von 1,1 bar auf einen Druck von 3,6 bar verdichtet werden, um die für die Beheizung erforderliche Sattedampftemperatur von 140,3 °C zu erreichen. Bei einem kohleseitigen Systemdruck von 6,0 bar liegt die erforderlichen Sattedampftemperatur des Heizdampfs bei 192,6 °C, was einem Druck von 13,3 bar entspricht.

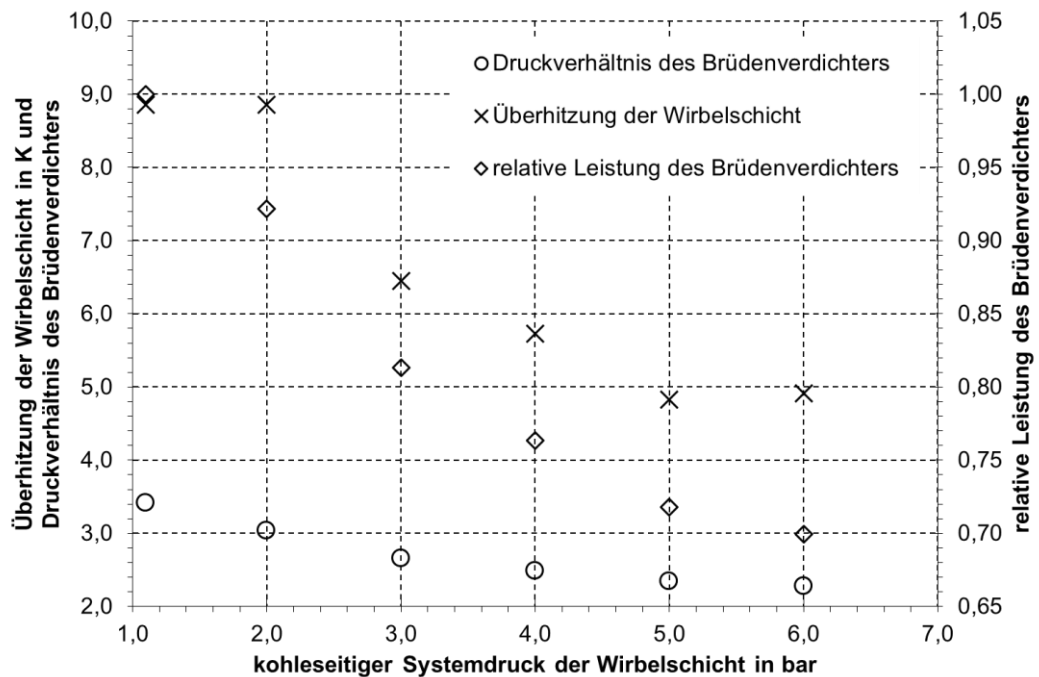


Abbildung 5.35: Druckverhältnis der Brüdenverdichter, erforderliche Überhitzung der Wirbelschicht, um einen Wassergehalt der TBK von 12 % zu erreichen, und auf die Leistung des Brüdenverdichters eines Trockners mit einem kohleseitigen Systemdruck von 1,1 bar bezogene Leistung der Brüdenverdichter in Abhängigkeit vom kohleseitigen Systemdruck der Trockner

Aufgrund der beschriebenen, mit steigendem Trocknerdruck abnehmenden Überhitzung der Wirbelschicht und der Eigenschaft von Dampf, dass mit zunehmendem Druck eine geringere Druckerhöhung erforderlich ist, um die gleiche Erhöhung der Sattedampftemperatur zu erreichen, sinkt der spezifische Energieaufwand für die Brüdenverdichtung mit steigendem kohleseitigen Systemdruck der Trockner (vgl. Abbildung 5.35). Diese Zusammenhänge erklären auch die in Abbildung 5.36 zu erkennende unterschiedliche Sensitivität der Wirkungsgradsteigerung durch Nutzung von Variante Tr1 auf den Wirkungsgrad der Brüdenverdichter und die Stufenanzahl.

Für die Brüdenverdichter sind die Anzahl der Verdichterstufen und der polytrope Wirkungsgrad der Stufen mögliche Variationsparameter. Ihr Einfluss auf den Nettowirkungsgrad ist in Abbildung 5.36 dargestellt. Da die niedrigeren Exergieverluste der Brüdenverdichtung die höheren Exergieverluste der Trocknung (vgl. Kapitel 5.2.1) nicht überkompensieren können, ist die absolute Nettowirkungsgradsteigerung bei einem kohleseitigen Systemdruck von 1,1 bar höher als bei einem kohleseitigen Systemdruck von 6,0 bar.

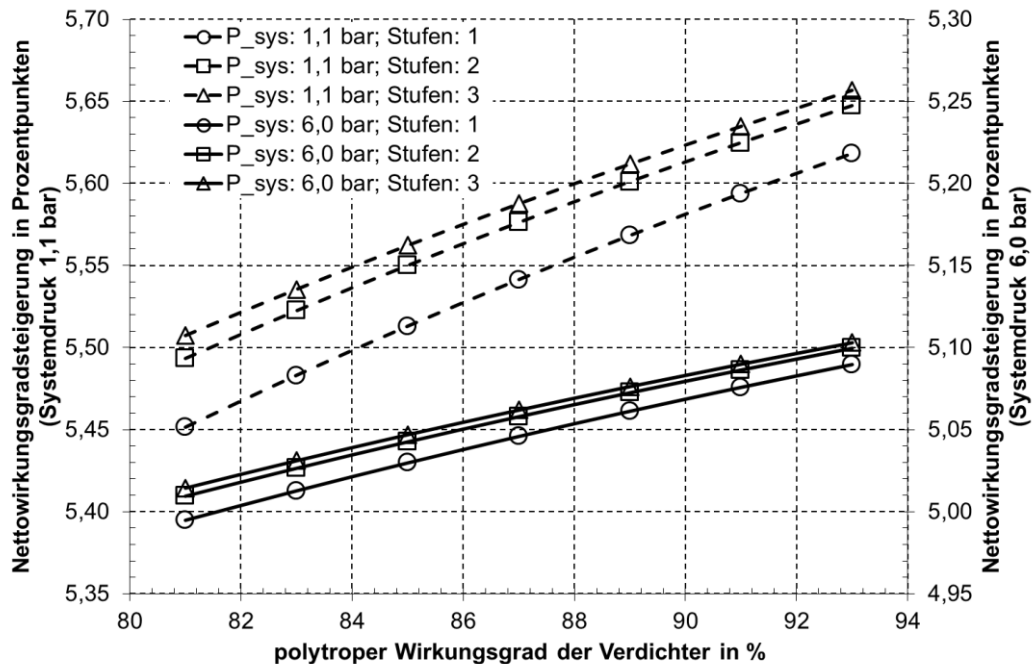


Abbildung 5.36: Nettowirkungsgradsteigerung gegenüber dem RBK-Referenzkraftwerk in Abhängigkeit von der Stufenanzahl der Brüdenverdichter, vom polytropen Wirkungsgrad der Verdichter und vom kohleseitigen Systemdruck der Kohletrockner

Generell reicht die Wärme aus den Brüden für die Beheizung der Trockner nicht aus, sodass zusätzlich Prozessdampf aus dem Wasser-Dampf-Kreislauf für die Trocknung aufgewendet werden muss. Aufgrund der mit steigendem kohleseitigen Systemdruck durch Nachentwrassen und Leckagen zunehmenden Brüdenverluste (vgl. Kapitel 2.8), der sinkenden Kondensationsenthalpie des Heizdampfs und der abnehmenden Einspritzmassenströme zwischen den Verdichterstufen nehmen der zusätzlich erforderliche Prozessdampfmassenstrom und damit die Drosselverluste am Prozessdampfregelventil der Trockner mit steigendem kohleseitigen Systemdruck zu (vgl. Tabelle 5.4).

Für einen Quervergleich verschiedener Abwärmenutzungsvarianten und die weitere Optimierung wird ein System mit zweistufigen Verdichtern, die einen polytropen Wirkungsgrad von 85 % haben, ausgewählt. Wesentliche Berechnungsergebnisse für diese Konfiguration sind in Tabelle 5.4 zusammengefasst.

Tabelle 5.4: Berechnungsergebnisse für den Auslegungspunkt von TBK-Kraftwerken mit zweistufiger Brüdenverdichtung bei einem polytropen Wirkungsgrad der Verdichterstufen von 85 %

Dimension	Einheit	$p_{Sys,Tr}$ 1,1 bar	$p_{Sys,Tr}$ 6,0 bar
erforderlicher Heizdampfdruck	bar	3,1	12,1
nachgespeister Prozessdampfmassenstrom	kg/s	23,4	49,3
EB_{el} der Verdichter	MW_{el}	27,1	18,7
$\Delta\eta_{ne}$ ggü. RBK- Referenzkraftwerk	%-Pkt.	+5,55	+5,04
$\Delta\eta_{ne}$ ggü. TBK-Kraftwerk ohne Brüdenutzung	%-Pkt.	+1,69	+2,63

Vorwärmung der Rohbraunkohle

Die aus thermodynamischer Sicht maximal mögliche Temperatur, auf die die Kohle erwärmt werden kann, hängt vom kohleseitigen Systemdruck der Trockner ab. In Anlehnung an die Informationen aus den in Kapitel 1.4.3 genannten Veröffentlichungen wird bei einem kohleseitigen Systemdruck der Trockner von 1,1 bar bei Variante Tr2 die Temperatur der Kohle am Austritt des Rohkohlevorwärmers auf 70 °C eingestellt. Um die Vergleichbarkeit der o. g. Varianten Tr2 bis Tr4 zur Vorwärmung der RBK sicherzustellen, wird für die anderen Varianten die Temperatur der Kohle am Austritt des Rohkohlevorwärmers so eingestellt, dass sich für alle Varianten die gleiche mittlere logarithmische Temperaturdifferenz über den Rohkohlevorwärmer ergibt. Da davon auszugehen ist, dass der Wärmeübergang im Rohkohlevorwärmer vom Wärmeübergangskoeffizienten auf der Kohleseite bestimmt wird, ist durch diese Herangehensweise gewährleistet, dass Änderungen der erforderlichen Wärmetauscherfläche im Wesentlichen aufgrund von Unterschieden bei der übertragenen thermischen Leistung hervorgerufen werden. In Tabelle 5.5 sind nach dieser Methode ermittelte Berechnungsergebnisse für die verschiedenen Varianten aufgeführt.

Tabelle 5.5: Berechnungsergebnisse für den Auslegungspunkt von TBK-Kraftwerken mit Vorwärmung der RBK vor Trocknereintritt

	Einheit	Variante Tr2		Variante Tr3		Variante Tr4	
p_{Sys} Trockner	bar	1,1	6,0	1,1	6,0	1,1	6,0
T_{RBK} hi. RKVW	°C	70,0	109,7	45,6	133,8	76,2	124,9
ΔT_{log} RKVW	°C	55,0	55,0	55,0	55,0	55,0	55,0
P_{th} RKVW	MW _{th}	32,0	57,1	18,2	77,1	38,2	72,6
Brüdennutzungs- grad	%	100,0	100,0	6,9	33,0	0,0	0,0
$\Delta \eta_{ne}$ ggü. RBK- Referenzkraftwerk	%-Pkt.	+5,94	+5,97	+4,06	+3,58	+3,91	+2,63
$\Delta \eta_{ne}$ ggü. TBK- Kraftwerk ohne Brüdennutzung	%-Pkt.	+2,08	+3,55	+0,20	+1,16	+0,06	+0,22

Die Abhängigkeiten der Nettowirkungsgradsteigerung gegenüber dem RBK-Referenzkraftwerk und der logarithmischen Temperaturdifferenz des Rohkohlevorwärmers von der Temperatur der RBK am Austritt des Rohkohlevorwärmers sind für die verschiedenen Varianten im Anhang in Abbildung A.30 und Abbildung A.31 dargestellt.

Der Variantenvergleich zeigt, dass mit den Varianten Tr2 und Tr3 insbesondere bei der druckaufgeladenen Trocknung eine deutliche Wirkungsgradsteigerung durch die Vorwärmung der RBK erzielt werden kann. Somit ist aus thermodynamischer Sicht die Umsetzung von Variante Tr2 als Ergänzung zu Variante Tr1 in jedem Fall sinnvoll, da keine andere Variante die thermische Nutzung des Brüdenkondensats vorsieht. Für die Beurteilung von Variante Tr3 ist ein Abgleich mit alternativen Brüdennutzungsverfahren erforderlich, da hier die Kondensationsenthalpie der Brüden genutzt wird. Im Fall der druckaufgeladenen Wirbelschicht ist außerdem zu beachten, dass zur Realisierung des in Tabelle 5.5 aufgeführten Wirkungsgradpotentials Kohletemperaturen erforderlich sind, die mit bei atmosphärischem Druck betriebenen Vorwärmern nicht zu erreichen sind.

5.5.2 Vorwärmung des Hauptkondensats

Die Anlagenkonfigurationen, durch welche die Brüdenwärme zur Vorwärmung des Hauptkondensats nutzbar gemacht werden kann, unterscheiden sich in Abhängigkeit vom kohleseitigen Systemdruck der Trockner und sind in

Abbildung 5.37 dargestellt. Für die Brüdenkondensatoren wird eine obere Grädigkeit von 2,5 K und für die Brüdenkondensatunterkühler eine untere Grädigkeit von 6 K angenommen. Entsprechend kann im Fall eines Trocknerdrucks von 1,1 bar das Kondensat unter vollständiger Umfahrung der ND-Vorwärmer 1 und 2 bis auf eine Temperatur von 98,9 °C erwärmt werden. Um ein höheres Temperaturniveau zu erreichen, werden Brüdenverdichter, für die ein polytroper Wirkungsgrad von 85 % angenommen wird, eingesetzt. Durch die Verdichter wird das Druckniveau der Brüden auf den Anzapfdampfdruck des jeweils zusätzlich zu umfahrenden ND-Vorwärmers angehoben. Im Auslegungspunkt des Kraftwerks wird eine annähernd vollständige Nutzung der Brüden erreicht, wenn die ND-Vorwärmer 1 – 5 vollständig umfahren werden.

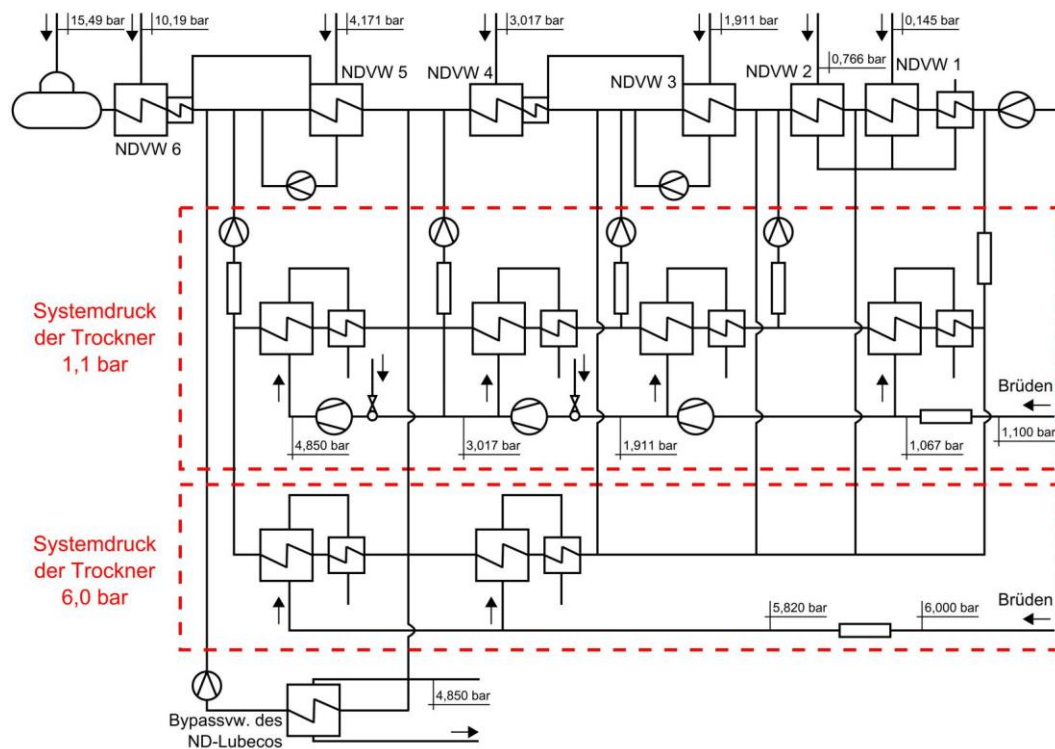


Abbildung 5.37: Schema der Niederdruckvorwärmstrecke für verschiedene Varianten der Vorwärmung des Hauptkondensats durch Brüdenkondensation

Im Fall eines Trocknerdrucks von 6,0 bar kann das Hauptkondensat des Wasser-Dampf-Kreislaufs theoretisch in einem Brüdenkondensator bis auf eine Temperatur von 155,1 °C erwärmt werden. Da die Exergieverluste bei der Wärmeübertragung im Brüdenkondensator mit sinkender Eintrittstemperatur des Hauptkondensats des Wasser-Dampf-Kreislaufs ansteigen, wird, ausgehend

von einer Umfahrung des ND-Vorwärmers 5, schrittweise untersucht, wie sich eine zusätzliche Umfahrung der ND-Vorwärmer 4 – 1 auswirkt. Um die Wärme aus dem ND-Lubeco weiterhin in das Hauptkondensat des Wasser-Dampf-Kreislaufs einbinden zu können, wird der Brüdenkondensator bei einer Temperatur des Hauptkondensats von 131,2 °C geteilt und die obere Grädigkeit des ersten Brüdenkondensators auf 26,4 K angehoben.

Die Kondensation der Brüden in einem Brüdenkondensator und die Nutzung der Kondensationswärme zur Vorwärmung von Wasser wurden an einer Versuchsanlage in Frechen erfolgreich erprobt und kommen im großtechnischen Maßstab an der WTA-Prototypanlage im Kraftwerk Niederaußem zum Einsatz [KLU-10]. Somit kann diese Brüdennutzungsvariante als kommerziell verfügbar angesehen werden.

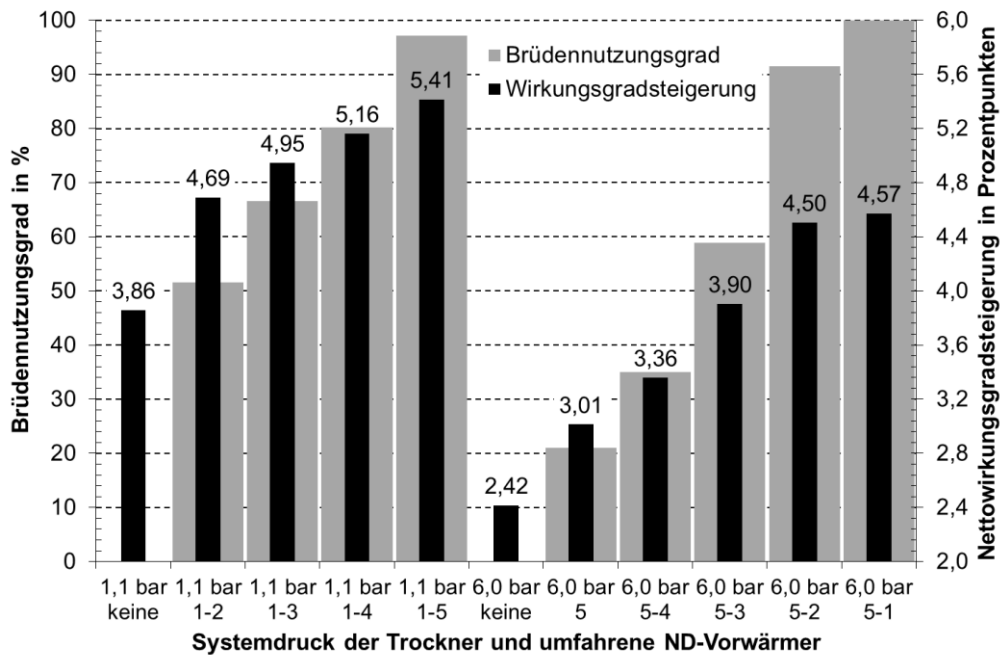


Abbildung 5.38: Brüdennutzungsgrad und Nettowirkungsgradsteigerung gegenüber dem RBK-Referenzkraftwerk für verschiedene Varianten der Vorwärmung des Hauptkondensats durch Brüdenkondensation und verschiedene kohleseitige Systemdrücke der Trockner

In Abbildung 5.38 ist der Brüdennutzungsgrad und die Nettowirkungsgradsteigerung gegenüber dem RBK-Referenzkraftwerk für die untersuchten Varianten dargestellt. Die Abwärme aus den Brüden reicht bei einem Trocknerdruck von 6,0 bar nicht aus, um die ND-Vorwärmer 1 – 5 vollständig zu

umfahren, sodass der ND-Vorwärmer 1 in diesem Fall noch mit 61 % des Hauptkondensatmassenstroms beaufschlagt wird.

Bei einem Trocknerdruck von 6,0 bar sinkt die zusätzliche Nettowirkungsgradsteigerung relativ zum eingesetzten Brüdenmassenstrom mit zunehmender Anzahl an umfahrenen ND-Vorwärmern stärker als bei einem Trocknerdruck von 1,1 bar, da die Grädigkeit des Brüdenkondensators deutlich zunimmt. Dieser Nachteil tritt bei einem Trocknerdruck von 1,1 bar nicht auf, da über die Brüdenverdichter die Kondensationstemperatur der Brüden eingestellt wird. Die Exergieverluste der Verdichtung sind im Vergleich zu den Exergieverlusten durch die zunehmende Grädigkeit gering.

5.5.3 Vorwärmung der Verbrennungsluft

Für die Untersuchung von Möglichkeiten zur Einbindung der Brüdenwärme in die Verbrennungsluft müssen die Art der Rauchgaswärmenutzung ab Economiseraustritt und der kohleseitige Systemdruck der Trockner berücksichtigt werden. Als Randbedingung der Optimierung wird die Lufteintrittstemperatur in den Dampferzeuger bei 336 °C konstant gehalten, da die Luftvorwärmung im Hinblick auf den Wirkungsgrad die effektivste Abwärmenutzungsvariante ist. Die Rauchgastemperatur am Austritt des Regenerativluftvorwärmers wird auf 160 °C festgelegt, da eine höhere Temperatur die Wärmeleistung des Rauchgaskühlers unnötig erhöhen und eine niedrigere Temperatur zu Korrosion am kalten Ende des Regenerativluftvorwärmers führen würde. Mit diesen Festlegungen ergibt sich eine maximale, durch die maximal zulässige Rotor-masse begrenzte, Lufteintrittstemperatur in die Regenerativluftvorwärmer von 140 °C.

In Abbildung 5.39 sind zwei Schaltungsvarianten für die Luftvorwärmung und die Rauchgaswärmenutzung dargestellt. Bei Variante Lu1 erfolgt die Luftvorwärmung vor Regenerativluftvorwärmer in zwei Stufen, wobei der erste Wasserluftvorwärmer (Waluvo 1) mit Brüdenwärme und der zweite Wasserluftvorwärmer (Waluvo 2) mit Rauchgaswärme beheizt wird. Die Rauchgastemperatur hinter dem Rauchgaskühler (RG-Kühler) beträgt analog zum RBK-Referenzkraftwerk 100 °C. Um einen Anstieg der Rauchgastemperatur hinter dem Rauchgaskühler zu vermeiden, wird die Lufttemperatur hinter dem ersten Wasserluftvorwärmer so eingestellt, dass der zweite Wasserluftvorwärmer die Verbrennungsluft auf die maximal zulässige Temperatur von 140 °C erwärmt. Durch diese Parametrierung wird der mit der gewählten

Schaltung maximal mögliche Wirkungsgrad bei minimalem Brüdennutzungsgrad erreicht, sodass ein möglichst großer Anteil des verfügbaren Brüdenmassenstroms für weitere wirkungsgradsteigernde Maßnahmen zur Verfügung steht. Im Hinblick auf ein technisch/wirtschaftliches Gesamtoptimum bleibt für Kraftwerksentwürfe ohne vollständige Brüdennutzung zu prüfen, ob eine Verschiebung von thermischer Leistung des mit Rauchgaswärme beheizten Wasserluftvorwärmers zu dem mit Brüdenwärme beheizten Wasserluftvorwärmer vorteilhaft ist.

Bei der in Abbildung 5.39 gezeigten Variante Lu2 wird die Rauchgaswärme aus dem Rauchgaskühler in einem Wärmetauscher, der im Bypass zu den ND-Vorwärmern 3 und 4 geschaltet ist, an das Hauptkondensat übertragen. In diesem Fall wird die Rauchgastemperatur hinter Rauchgaskühler auf 125 °C eingestellt, sodass sich vergleichbare Grädigkeiten wie beim Rauchgaskühler der Variante Lu1 ergeben. Die Lufttemperatur hinter dem ersten Wasserluftvorwärmer wird, unter Berücksichtigung des genannten Maximalwerts von 140 °C, so hoch wie mit dem verfügbaren Temperaturniveau der Brüden möglich eingestellt.

Die Idee, die Kondensationswärme der Brüden über einen wasserführenden Zwischenkreislauf in die Verbrennungsluft einzubinden, ist aus einer Offenlegungsschrift bekannt [BER-09]. Alle für die Umsetzung erforderlichen Komponenten sind im großtechnischen Maßstab erprobt, sodass die hier untersuchten Brüdenwärmenutzungsvarianten als verfügbare Technik angesehen werden.

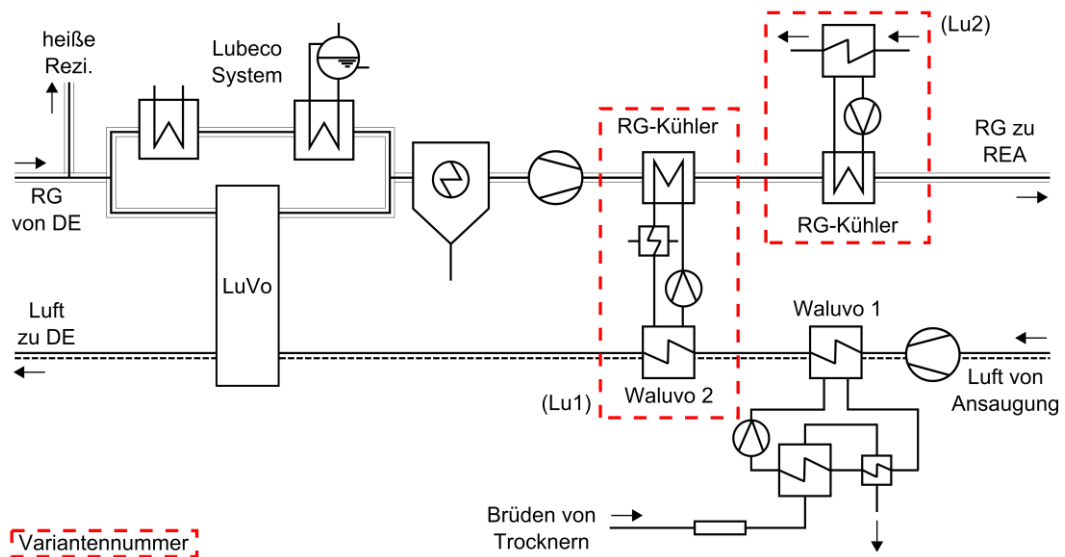


Abbildung 5.39: Schema für verschiedene Varianten der Rauchgaswärmenutzung bei Vorwärmung der Verbrennungsluft mit Brüdenwärme

In Tabelle 5.6 sind die wesentlichen Berechnungsergebnisse für Variante Lu1 dargestellt. Sowohl bei einem kohleseitigen Systemdruck der Trockner von 1,1 bar als auch bei einem Trocknerdruck von 6,0 bar muss die Verbrennungsluft im Waluvo 1 auf eine Temperatur von 56,8 °C erwärmt werden, damit die thermische Leistung des Waluvo 2 ausreicht, um eine Lufttemperatur von 140 °C vor Regenerativluftvorwärmer zu erreichen. Die Nettowirkungsgradsteigerungen sind im Vergleich zu TBK-Kraftwerken ohne Brüdenutzung unabhängig vom kohleseitigen Systemdruck der Trockner, sodass die geringen Unterschiede der berechneten thermischen Leistungen der Wärmetauscher auf das unterschiedliche absolute Niveau der Wirkungsgrade zurückzuführen sind.

Tabelle 5.6: Berechnungsergebnisse für Variante Lu1

Parameter	Einheit	$p_{\text{Sys},Tr}$ 1,1 bar	$p_{\text{Sys},Tr}$ 6,0 bar
T_{Luft} hi. Waluvo 1	°C	56,8	56,8
P_{th} Waluvo 1	MW _{th}	35,1	36,2
Brüdennutzungsgrad	%	12,6	13,0
P_{th} Waluvo 2	MW _{th}	78,5	80,9
P_{th} Lubeco	MW _{th}	49,9	51,1
$\Delta\eta_{ne}$ ggü. RBK-Referenzkraftwerk	%-Pkt.	4,42	2,97
$\Delta\eta_{ne}$ ggü. TBK-Kraftwerk ohne Brüden-nutzung	%-Pkt.	0,56	0,55

In Tabelle 5.7 sind die wesentlichen Berechnungsergebnisse für Variante Lu2 dargestellt. Bei einem kohleseitigen Systemdruck der Trockner von 1,1 bar kann die Verbrennungsluft im Waluvo bis auf eine Temperatur von 94,0 °C vorgewärmt werden. Die thermische Leistung des Lubeco-Systems liegt mit 6,3 MW_{th} so niedrig, dass in diesem Fall der Einsatz des Systems nicht wirtschaftlich ist. Wird auf das Lubeco-System verzichtet, muss die Verbrennungsluft im Waluvo auf eine Temperatur von 87,3 °C erwärmt werden, um eine Rauchgastemperatur von 160 °C hinter Regenerativluftvorwärmer zu gewährleisten. Mit dieser Anlagenkonfiguration wird gegenüber dem RBK-Referenzkraftwerk eine Nettowirkungsgradsteigerung von 4,09 Prozentpunkten bei einem Brüdennutzungsgrad von 23,2 % erreicht. Bei einem kohleseitigen Systemdruck der Trockner von 6,0 bar reicht das Temperaturniveau der Brüden aus, um die Verbrennungsluft auf eine Temperatur von 140 °C zu erwärmen, sodass der Wirkungsgradgewinn gegenüber einem vergleichbaren TBK-Kraftwerk ohne Brüden-nutzung deutlich größer als bei einem Trocknerdruck von 1,1 bar ist.

Tabelle 5.7: Berechnungsergebnisse für Variante Lu2

Parameter	Einheit	$p_{Sys,Tr}$ 1,1 bar	$p_{Sys,Tr}$ 6,0 bar
T_{Luft} hi. Waluvo 1	°C	94,0	140,0
P_{th} Waluvo 1	MW _{th}	70,9	116,4
Brüdenutzungsgrad	%	25,5	42,7
P_{th} RG-Kühler	MW _{th}	47,9	48,8
P_{th} Lubeco	MW _{th}	6,3	50,7
$\Delta\eta_{ne}$ ggü. RBK-Referenzkraftwerk	%-Pkt.	4,20	3,48
$\Delta\eta_{ne}$ ggü. TBK-Kraftwerk ohne Brüdenutzung	%-Pkt.	0,34	1,07

5.5.4 Nutzung durch Dampfturbine

Die letzte zu untersuchende Möglichkeit zur Rückgewinnung der Brüdenwärme ist die Nutzung in einer Dampfturbine. Wie in Abbildung 5.40 dargestellt, besteht hierfür die Möglichkeit der direkten Entspannung der Brüden in einer separaten Turbine (Variante Tu1). Alternativ können die Brüden in einem Sekundärdampferzeuger kondensiert werden. Im Sekundärdampferzeuger entsteht dabei reiner Dampf, der entweder in einer zusätzlichen Dampfturbine entspannt wird (Variante Tu2) oder an geeigneter Stelle in eine der Hauptturbinen eingespeist wird (Variante Tu3).

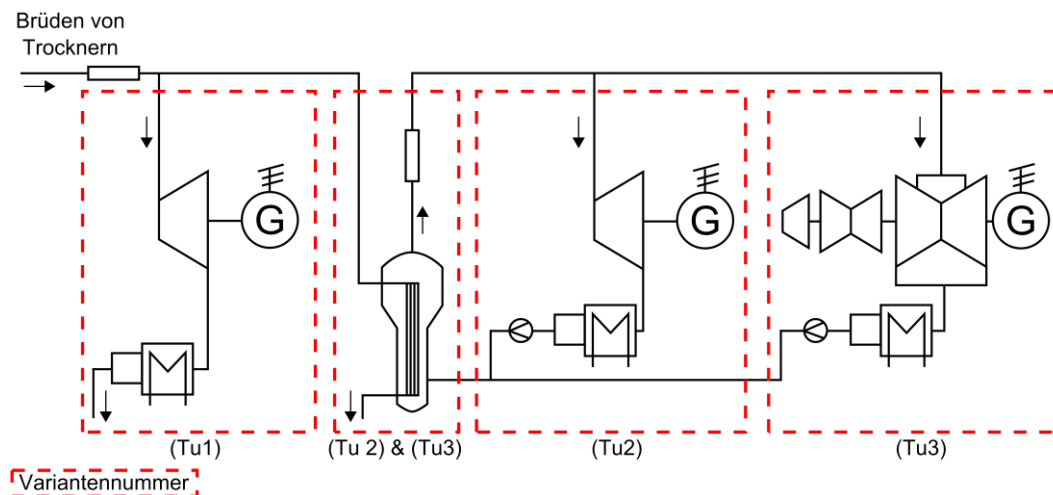


Abbildung 5.40: Schema für verschiedene Varianten der Brüdenutzung in Dampfturbinen

Die drei genannten Varianten werden von Elsen vorgeschlagen [ELS-96]. Zur technischen Umsetzbarkeit einer mit Brüden beaufschlagten Dampfturbine liegen keine Informationen vor. Aus diesem Grund bleibt Variante Tu1 eine theoretische Option, die – aufgrund der fehlenden Exergieverluste des Sekundärdampferzeugers – lediglich als Benchmark für die Varianten 2 und 3 untersucht wird. Sekundärdampferzeuger sind kommerziell verfügbare Technik. Sie werden z. B. bei Post-Combustion CO₂-Abscheideanlagen als Reboiler beim Desorber eingesetzt. Aufgrund der Erfahrungen aus dem großtechnischen Einsatz von Brüdenkondensatoren (vgl. Kapitel 5.5.2) kann somit auch ein mit Brüden beheizter Sekundärdampferzeuger als technisch umsetzbar eingeordnet werden.

Die Untersuchung von Variante Tu1 erfolgt in zwei Schritten: Zunächst wird davon ausgegangen, dass die Schluckfähigkeit der Expansionsturbine mit dem, im Auslegungspunkt des Kraftwerks anfallenden, nutzbaren Brüdenvolumenstrom übereinstimmt. Die Abhängigkeit des Nettowirkungsgradgewinns vom polytropen Wirkungsgrad der Dampfturbine und vom Druck des Turbinenkondensators ist für diesen ersten Schritt im Anhang in Abbildung A.32 dargestellt. In einem zweiten Schritt wird der optimale Auslegungswert für die Schluckfähigkeit der Expansionsturbine untersucht, da der in der Expansionsturbine zu entspannende Brüdenvolumenstrom stark von der eingesetzten Kohlequalität abhängt. Hierbei wird für die Modellierung unterstellt, dass Brüden, die zu einem Eintrittsvolumenstrom in die Expansionsturbine führen würden, der größer als der Auslegungswert ist, verworfen werden. Ist der zu entspannende Brüdenvolumenstrom kleiner als der Auslegungswert der Schluckfähigkeit, stellt sich ein entsprechend niedrigerer Druck am Eintritt der Turbine ein. Abbildung A.33 zeigt die Steigerung des über das Kohleband gemittelten Nettowirkungsgrads gegenüber dem RBK-Referenzkraftwerk in Abhängigkeit von der Schluckfähigkeit der Expansionsturbine im Vergleich zum Nettowirkungsgradgewinn gegenüber dem RBK-Referenzkraftwerk im Auslegungspunkt. Berücksichtigt man die in Abbildung A.34 dargestellte Summenhäufigkeit des bei Nennlast von der Expansionsturbine aufzunehmenden Brüdenvolumenstroms in Abhängigkeit von der eingesetzten Kohlequalität, wird deutlich, dass die Steigerung des über das Kohleband gemittelten Nettowirkungsgrads für eine Schluckfähigkeit der Expansionsturbine maximal ist, wenn bei Nennlast für rund 80 % der Kohlen des Kohlebandes keine Brüden

verworfen werden müssen. Um den maximalen über das Kohleband gemittelten Nettowirkungsgrad zu erreichen, muss die Schluckfähigkeit der Expansionsturbine 11,6 % größer als der im Auslegungspunkt auftretende Brüdenvolumenstrom gewählt werden, was zu einer Erhöhung des über das Kohleband gemittelten Nettowirkungsgrads von 0,03 Prozentpunkten führt.

Die Untersuchung der Varianten Tu2 und Tu3 erfolgt analog zum ersten Schritt der Untersuchung von Variante Tu1. Es wird davon ausgegangen, dass die Auslegung der für die Realisierung der jeweiligen Variante erforderlichen Komponenten für den Auslegungspunkt des Kraftwerks optimal ist. Da die Optimierungsschritte zur Berücksichtigung des Kohlebandes analog zu Variante Tu1 sind, werden sie nicht dargestellt. Es ist jedoch davon auszugehen, dass der Einfluss des Sekundärdampfstroms auf den Wirkungsgrad bei Variante Tu3 weniger groß ist, da die absolute Volumenstromänderung relativ zum Gesamtvolumenstrom der ND-Turbine deutlich geringer ist. Für die Modellierung der Varianten Tu2 und Tu3 wird der Sekundärdampferzeuger in einen Brüdenkondensator und einen Brüdenkondensatunterkühler aufgeteilt. Die untere Grädigkeit des Brüdenkondensatunterkühlers wird zu 6 °C angenommen. Das zu verdampfende Kondensat wird mit einer Temperatur von 23,8 °C hinter den Hauptkondensatpumpen entnommen. Der Brüdenkondensator erzeugt Sattdampf mit einem Druck entsprechend der eingestellten logarithmischen Temperaturdifferenz, für die im Bereich von 10 °C bis 40 °C eine Parameterstudie durchgeführt wird. Der Kondensator der zusätzlichen Dampfturbine von Variante Tu2 ist kühlwasserseitig parallel zu den Kondensatoren der Hauptturbine geschaltet, sodass ein Kondensatordruck von 28 mbar erreicht wird. Die Druckverluste der Dampfleitung vom Sekundärdampferzeuger zur Turbine werden bei einem kohleseitigen Systemdruck der Trockner von 1,1 bar zu 33 mbar und bei einem kohleseitigen Systemdruck der Trockner von 6,0 bar zu 180 mbar (jeweils 3 %) angenommen. Der Sekundärdampf wird bei Variante Tu3 in eine der beiden ND-Turbinen, die auf einen Druck von 28 mbar entspannen, eingespeist.

Abbildung 5.41 zeigt die Ergebnisse der Parametervariation für Variante Tu2. Es zeigt sich, dass durch eine Anhebung der logarithmischen Temperaturdifferenz des Sekundärdampferzeugers der Nettowirkungsgradgewinn bei einem kohleseitigen Systemdruck der Trockner von 1,1 bar stärker zurück geht als bei einem kohleseitigen Systemdruck der Trockner von 6,0 bar. Dafür zeigt der Nettowirkungsgradgewinn bei einem kohleseitigen Systemdruck der Trockner

von 6,0 bar eine stärkere Abhängigkeit vom polytropen Wirkungsgrad der Dampfturbine als bei einem kohleseitigen Systemdruck der Trockner von 1,1 bar.

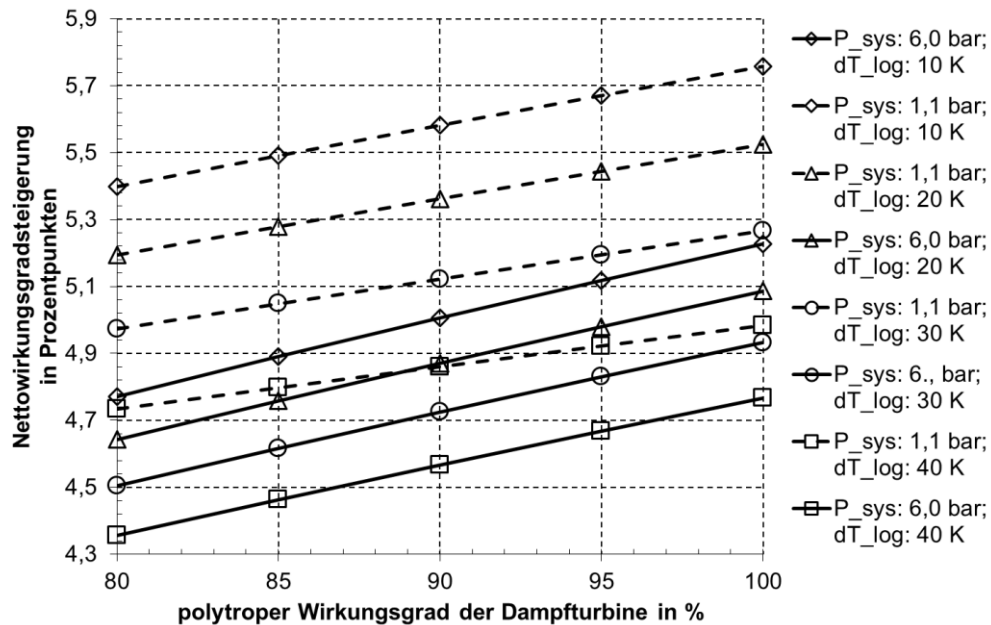


Abbildung 5.41: Nettowirkungsgradsteigerung gegenüber dem RBK-Referenzkraftwerks für Variante Tu2 in Abhängigkeit von der logarithmischen Temperaturdifferenz des Sekundärdampferzeugers und vom polytropen Wirkungsgrad der Dampfturbine

Abbildung 5.42 zeigt die Ergebnisse der Parametervariation für Variante Tu3. Die erreichbare Steigerung des Nettowirkungsgrads liegt nur marginal unter den für Variante Tu2 bei einem polytropen Dampfturbinenwirkungsgrad von 95 % ermittelten Werten. Wesentlicher Unterschied zwischen Variante Tu2 und Tu3 ist, neben der für die Realisierung erforderlichen Anlagentechnik, dass die Gesamtbruttoleistung des Kraftwerks bei Variante Tu2 nicht wie bei Variante Tu3 konstant 1100 MW_{el} beträgt, sondern zwischen 1122 MW_{el} und 1169 MW_{el} liegt.

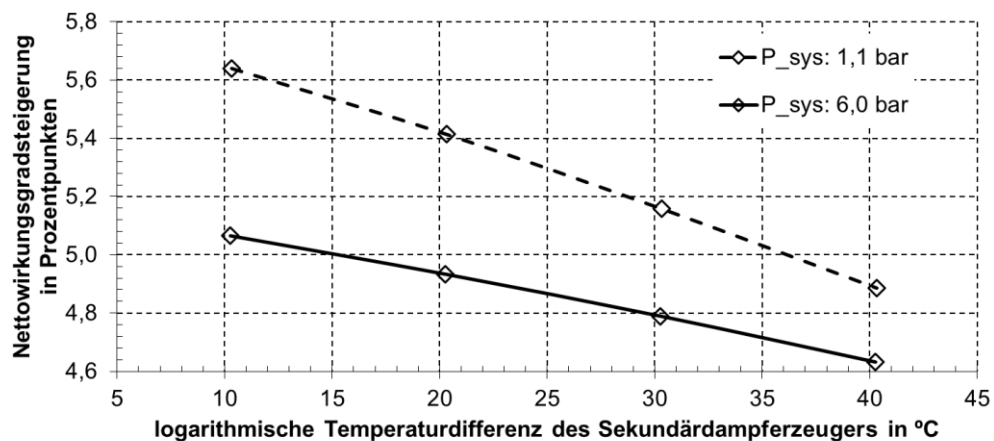


Abbildung 5.42: Nettowirkungsgradsteigerung gegenüber dem RBK-Referenzkraftwerks für Variante Tu3 in Abhängigkeit von der logarithmischen Temperaturdifferenz des Sekundärdampferzeugers

Aus wirtschaftlicher Sicht ist ein zusätzlicher Turbosatz, wie er für die Umsetzung von Variante Tu2 erforderlich wäre, nicht durch den im Vergleich zu Variante Tu3 marginal höheren Nettowirkungsgrad und die höhere Nettoleistung zu rechtfertigen. Aus diesem Grund wird lediglich Variante Tu3 im Quervergleich der verschiedenen Brüdenwärmenutzungsmöglichkeiten berücksichtigt.

5.5.5 Fazit zur Brüdenwärmenutzung

Der Variantenvergleich zeigt, dass mit einem kohleseitigen Systemdruck der Trockner von 6,0 bar nur für die Brüdennutzungsvariante „Verdichtung der Brüden zur Beheizung der Trockner und Rohkohlevorwärmung mit Brüdenkondensat“ ein höherer Nettowirkungsgrad erreicht werden kann, als mit Trocknern, die bei einem kohleseitigen Systemdruck von 1,1 bar arbeiten. Für diesen Fall ist der Wirkungsgradvorteil jedoch so gering, dass der mit dem höheren kohleseitigen Systemdruck einhergehende höhere apparatetechnische Aufwand wirtschaftlich nicht zu rechtfertigen ist. Da darüber hinaus in jedem Fall bei einem kohleseitigen Systemdruck der Trockner von 6,0 bar Rohkohlevorwärmer einzusetzen sind, um vergleichbare Wirkungsgradsteigerungen wie bei einem kohleseitigen Systemdruck von 1,1 bar zu erreichen und da zur technischen Umsetzbarkeit einer Rohkohlevorwärmung auf rund 110 °C keine Informationen vorliegen, werden für die Gesamtoptimierung nur noch Trockner mit einem kohleseitigen Systemdruck von 1,1 bar betrachtet.

In Kapitel 5.5.3 wird deutlich, dass durch die Entscheidung für ein heißes Rauchgasrezirkulationssystem der Einsatz eines Lubeco-Systems wirtschaftlich nicht mehr gerechtfertigt ist. Aufgrund des deutlich reduzierten Rauchgas-Luft-Verhältnisses muss die Verbrennungsluft auch ohne Lubeco-System auf eine Temperatur von ca. 87 °C erwärmt werden, damit eine Rauchgastemperatur von 160 °C hinter Regenerativluftvorwärmer nicht unterschritten wird. Das zusätzliche Potential zur Steigerung des Nettowirkungsgrads durch Anhebung der Verbrennungslufttemperatur auf 140 °C liegt bei 0,33 Prozentpunkten, wenn im alternativen Verfahren die Rauchgaswärme zur Vorwärmung des Hauptkondensats genutzt wird. Der wirtschaftliche Vergleich der beiden Varianten ergibt, dass die für das Lubeco-System erforderlichen zusätzlichen Investitionskosten unter keinem der betrachteten CO₂-Emissionszertifikatekostenszenarien gerechtfertigt sind. Da keine der anderen Brüden-nutzungsvarianten zu einer Wirkungsgradsteigerung führt, die den Verzicht auf die Luftvorwärmung mit Brüdenwärme und die damit einhergehenden Minderinvestitionen durch die Einsparung des Lubeco-Systems rechtfertigen, wird die Kombination aus Verbrennungsluftvorwärmung mit Brüdenwärme und Vorwärmung des Hauptkondensats mit Rauchgaswärme für das zu optimierende TBK-Kraftwerk festgeschrieben.

Für die Entscheidung, welche Abwärmenutzungsvarianten zusätzlich im optimierten TBK-Kraftwerk angewendet werden, ist eine wirtschaftliche Bewertung der technisch möglichen Kombinationen erforderlich. Folgende Maßnahmen werden in Kombination mit der Verbrennungsluftvorwärmung durch Brüdenwärme und der Vorwärmung des Hauptkondensats durch Rauchgaswärme betrachtet:

- Variante 1.1: Vorwärmung des Hauptkondensats durch Brüdenkondensation unter Umfahrung der ND-Vorwärmer 1 und 2.
- Variante 1.2: Variante 1.1 und Rohkohlevorwärmung auf eine Temperatur von 45,6 °C durch Brüdenkondensation.
- Variante 2.1: Brüdenverdichtung zur Beheizung der Trockner
- Variante 2.2: Variante 2.1 und Rohkohlevorwärmung auf eine Temperatur von 70,0 °C durch Brüdenkondensatunterkühlung.
- Variante 3.1: Brüdenkondensation in einem Sekundärdampferzeuger mit einer Grädigkeit von 20 °C und Einspeisung des Sekundärdampfs in die Hauptturbine.

Variante 3.2: Variante 3.1 und Rohkohlevorwärmung auf eine Temperatur von 45,6 °C durch Brüdenkondensation.

Die Berechnungsergebnisse des Variantenvergleichs sind in Tabelle 5.8 aufgeführt. In der Tabelle sind auch die zulässige Änderung des spezifischen Anlagenpreises Δk_A und die zulässige Änderung der Volllastbenutzungsstunden ΔT_V bei im Vergleich zum RBK-Referenzkraftwerk gleichbleibenden Stromgestehungskosten für das CO₂-Emissionszertifikatekostenszenario 1.1 dargestellt.

Unter den der vorliegenden Arbeit zugrunde liegenden Randbedingungen stellt Variante 3.2 das technisch/wirtschaftliche Optimum dar. Generell ist festzustellen, dass der Einsatz von Rohkohlevorwärmern für jedes der drei Variantenpaare mit einem zulässigen Anstieg des spezifischen Anlagenpreises von mindestens 6 €/kW gerechtfertigt ist. Da die kommerzielle Verfügbarkeit von Rohkohlevorwärmern, die den betrieblichen Anforderungen entsprechen, nur eingeschränkt belegt ist, wird davon ausgegangen, dass sie im optimierten TBK-Kraftwerk eingesetzt werden und wie in der in Kapitel 5.5.1 erwähnten Versuchsanlage umfahren werden können, sodass davon auszugehen ist, dass sich keine Rückwirkungen auf die Verfügbarkeit des Kraftwerks ergeben. Die Varianten 2.1 und 2.2 haben im Vergleich zu den anderen Varianten den höchsten Eigenbedarf und damit die niedrigste Nettoleistung, was sich deutlich negativ auf die zulässige Steigerung des spezifischen Anlagenpreises auswirkt. Aus diesem Grund sind beide Varianten, insbesondere unter Berücksichtigung der erforderlichen Investition für die Brüdenverdichter, nicht optimal, obwohl durch beide Varianten vergleichsweise hohe Nettowirkungsgradsteigerungen erreicht werden. Die Investitionskosten für die Realisierung der Varianten 3.1 und 3.2 liegen höher als die der Varianten 1.1 bzw. 1.2, sind aber durch die größere zulässige Steigerung des spezifischen Anlagenpreises von 16 €/kW bzw. 11 €/kW gerechtfertigt.

Tabelle 5.8: Vergleich verschiedener Kombinationen von Brüdenutzungsvarianten mit dem RBK-Referenzkraftwerk

	E_{el} in MW_{el}	$\Delta\eta_{\text{ne}}$ in Prozentpunkten	Δk_A in €/kW	ΔT_V in h/a
Variante 1.1	59,1	+4,95 %	+389	-1825
Variante 1.2	59,0	+5,17 %	+400	-1864
Variante 2.1	78,9	+5,38 %	+379	-1792
Variante 2.2	78,5	+5,77 %	+399	-1860
Variante 3.1	59,3	+5,30 %	+405	-1884
Variante 3.2	59,0	+5,40 %	+411	-1903

Die Varianten 1.1 und 1.2 erreichen eine nur unwesentlich schlechtere Wirtschaftlichkeit als die Varianten 3.1 bzw. 3.2.

Da in der vorliegenden Arbeit für die Optimierung kein Lastkollektiv hinterlegt ist und somit nur der Auslegungswirkungsgrad in der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung berücksichtigt wird, gehen Unterschiede, die erst bei Teillast auftreten, nicht in die Betrachtung ein. Als Beispiel sei der lastunabhängige Druck der Brüden genannt. Durch die konstante Kondensationstemperatur können die Verbrennungsluft und das Kondensat in den mit Brüdenwärme beheizten Wärmetauschern in allen Lastfällen auf die gleiche Temperatur erwärmt werden, was bei Teillast zu einem Wirkungsgradvorteil führt. Da auch der Dampf aus dem Sekundärdampferzeuger in allen Lastfällen den gleichen Druck hat, muss er bei Teillast vor Eintritt in die Turbine gedrosselt werden, was zu einem Wirkungsgradnachteil führt.

5.6 Optimiertes Trockenbraunkohlekraftwerk

In Kapitel 5.2 bis 5.5 wird auf Basis des in Kapitel 5.1 definierten RBK-Referenzkraftwerks ein optimiertes TBK-Kraftwerk hergeleitet. Die Exergieanalyse des RBK-Referenzkraftwerks ergibt, dass mit der Kohletrocknung in Schlagradmühlen die größten Exergieverluste einhergehen, für deren Reduzierung eine kommerziell verfügbare Lösung in Form des Wirbelschichttrocknungsverfahrens besteht.

Die Voruntersuchungen zur Optimierung des Kraftwerksprozesses in Kapitel 5.2 zeigen, dass bei einer vorgegebenen maximalen Verdampfungsleistung von 100 t/h pro Trockner 6 Trocknereinheiten erforderlich sind, um jede

Kohle des Kohlebandes in für alle Dauerlastpunkte des Kraftwerks ausreichenden Mengen trocknen zu können. Aufgrund des hohen Nettowirkungsgrads des optimierten Trockenbraunkohlekraftwerks im Auslegungspunkt und der Tatsache, dass der Wirkungsgrad aufgrund der Bestimmung des Wirkungsgrads mit dem unteren Heizwert mit steigendem Wassergehalt der RBK zunimmt, ist für lediglich 1,82 % des Kohlebandes (bezogen auf die in Abbildung 3.1 dargestellte Fläche und die durch Abbildung A.35 definierten Grenzkohlen) keine n-1 Redundanz hinsichtlich der Anzahl an Trocknereinheiten gegeben. Der kohleseitige Systemdruck der Trockner ist sowohl wesentlicher Optimierungsparameter bei der Trocknerauslegung als auch maßgeblich für die Optimierung der Integration der Trocknereinheiten in den Kraftwerksprozess. Entsprechend kann der aus Sicht des Gesamtkraftwerks technisch/wirtschaftlich optimale kohleseitige Systemdruck erst nach Erwägung aller Optionen der Trocknerintegration auf 1,1 bar festgelegt werden. Die Dampfversorgung der Trocknereinheiten des optimierten TBK-Kraftwerks wurde in Kapitel 5.3 untersucht und erfolgt aus einer Entnahme der Überströmleitung zwischen der Mitteldruckturbine und den Niederdruckturbinen. Der Druck in der Überströmleitung im Auslegungspunkt wird entsprechend der in Kapitel 5.3 dargestellten Methodik zu 4,3 bar festgelegt (vgl. Abbildung A.34).

Die Optimierung des TBK-Dampferzeugers erfolgt in Kapitel 5.4. Er ist mit einer heißen Rauchgasrezirkulation ausgeführt, sodass unter Einhaltung einer maximalen Temperatur in der Verdampferwand von 490 °C und einer FET von 1030 °C bei einer Speisewassereintrittstemperatur von 290 °C eine FD-Temperatur von 600 °C und eine HZÜ-Temperatur von 610 °C am Austritt des Dampferzeugers erreicht werden können. Durch den Einsatz einer Rauchgasrezirkulation wird eine weitere Option zur Stützung der HZÜ-Temperatur bei Teillast geschaffen, sodass der Dampferzeuger ohne permanente ZÜ-Einspritzung bei Nennlast ausgelegt werden könnte. Das korrespondierende Wirkungsgradpotential von rund 0,1 Prozentpunkten im Auslegungspunkt (vgl. Abbildung 5.32) wird für das optimierte TBK-Kraftwerk jedoch nicht berücksichtigt, da eine vollständige Bewertung der Maßnahme mit dem der vorliegenden Arbeit zugrunde liegenden Modell nicht möglich ist. Aufgrund des im Vergleich zum RBK-Referenzkraftwerk um 18,1 % reduzierten Rauchgasmassenstroms hinter Economiser kann auf ein Lubeco-System zur verbesserten Ausnutzung der Rauchgaswärme verzichtet werden. Das Verhältnis von Rauchgas- zu Luftmassenstrom des Regenerativluftvorwärmers ist sogar so

gering, dass die Verbrennungsluft vor Eintritt in den Luftvorwärmer auf eine Temperatur von 87 °C vorgewärmt werden muss, wenn bei einer oberen Grädigkeit des Luftvorwärmers von 21 °C eine Rauchgastemperatur am Luftvorwärmeraustritt von 160 °C nicht unterschritten werden soll. Die dafür erforderliche Wärme wird durch Kondensation eines Teilstroms der in den Kohletrocknern anfallenden Brüden bereitgestellt und über Wasserluftvorwärmer an die Verbrennungsluft übertragen. Die Rauchgaswärme im Temperaturbereich von 160 °C bis 125 °C wird durch Rauchgaskühler zurückgewonnen und zur Vorwärmung des Hauptkondensats durch Bypassvorwärmer genutzt, die parallel zu den ND-Vorwärmern 3 und 4 geschaltet sind.

Die Kondensationswärme der in den Trocknern anfallenden Brüden wird bis auf geringfügige nicht vermeidbare Verluste vollständig im Kraftwerksprozess genutzt. Neben der schon erwähnten Verbrennungsluftvorwärmung wird ein weiterer Teilstrom der Brüden in Kondensatoren niedergeschlagen und das so erwärmte Prozesswasser zur Vorwärmung der RBK auf eine Temperatur von 46 °C verwendet. Die übrigen Brüden werden in Sekundärdampferzeugern kondensiert, um sauberen Prozessdampf zu erzeugen, der bei einem Druck von 0,47 bar einem ND-Teil der Dampfturbine zugeführt wird. Die Schluckfähigkeit des den Sekundärdampf aufnehmenden ND-Turbinenabschnitts wird gemäß der in Kapitel 5.5.4 erläuterten Methodik zu 1080,0 m³/s ermittelt (vgl. Abbildung A.36).

5.6.1 Berechnungsergebnisse

Die wesentlichen Berechnungsergebnisse der Auslegungsrechnung des optimierten TBK-Kraftwerks sind für die Luft-Rauchgas-Seite in Abbildung 5.43 und für die Wasser-Dampf-Seite in Abbildung 5.44 dargestellt. Im Auslegungspunkt erzeugt das TBK-Kraftwerk bei einem Eigenbedarf von 59,0 MW_{el} eine Nettoleistung von 1041,0 MW_{el}. Der gegenüber dem RBK-Referenzkraftwerk um 4,2 MW_{el} höhere Eigenbedarf ist im Wesentlichen durch den Übergang von Schlagradmühlen auf Wirbelschichttrockner und dem damit verbundenen Bedarf für TBK-Fördereinrichtungen zu erklären. Die Leistungseinsparungen an den Saugzügen durch den geringeren Rauchgasmassenstrom werden durch den zusätzlichen Leistungsbedarf des Rezirkulationsgebläses wieder aufgehoben.

Zur Stromerzeugung werden 235,9 kg/s Referenzkohle eingesetzt, die in den Wirbelschichttrocknern zu 121,7 kg/s TBK mit einem Heizwert von

19387,6 kJ/kg aufbereitet werden. Der Dampferzeuger hat eine korrespondierende FWL von 2359,5 MW_{th} bei einer thermischen Leistung von 2250,5 MW_{th}, die sich auf einen Frischdampfmassenstrom von 818,7 kg/s und einen Zwischendampfmassenstrom von 720,1 kg/s aufteilt. Ein Vergleich des Brennstoffverbrauchs des optimierten TBK-Kraftwerks zu dem für das RBK-Referenzkraftwerk ermittelten Wert von 265,3 kg/s verdeutlicht zunächst den um 5,39 Prozentpunkte gesteigerten Nettowirkungsgrad. Da die Energie für die Trocknung der RBK im Fall des optimierten TBK-Kraftwerks nicht mehr aus Rauchgaswärme, sondern aus dem Wasser-Dampf-Kreislauf bereitgestellt wird, liegt die thermische Leistung des TBK-Dampferzeugers trotzdem um 6,9 % höher als die des RBK-Dampferzeugers.

Die rauchgasseitige Abwärmenutzung beschränkt sich im Vergleich zum RBK-Referenzkraftwerk auf Rauchgaskühler zur Kondensatvorwärmung. Die dabei im Temperaturbereich von 165,6 °C bis 125,0 °C übertragene thermische Leistung beträgt 46,8 MW_{th}. Bei der Trocknung der RBK fallen 111,0 kg/s Brüden an, wobei 1,5 kg/s aufgrund von Leckageverlusten nicht genutzt werden können. Der übrige Teil der Brüden wird zu 6,8 % zur Vorwärmung der RBK, zu 23,2 % zur Vorwärmung der Verbrennungsluft und zu 70,0 % zur Erzeugung von Sekundärdampf genutzt. In Summe wird eine thermische Leistung von 275,8 MW_{th} in den Kraftwerksprozess zurückgeführt.

Der Brennstoffeinsatz entspricht einem Verbrauch von 816 g Referenzkohle pro Kilowattstunde (Netto). Die CO₂-Emissionen des optimierten TBK-Kraftwerks belaufen sich auf 810 g CO₂ pro Kilowattstunde (Netto). Über den Kühlturm werden 1114,1 kg/s Rauchgas und 1005,1 MW_{th} an die Umgebung abgegeben. Somit wird im Vergleich zum RBK-Referenzkraftwerk sowohl eine Reduktion des Brennstoffeinsatzes als auch der CO₂-Emissionen um 10,6 % erreicht. Der über das Kohleband gemittelte Nettowirkungsgrad des optimierten TBK-Kraftwerks liegt 5,28 Prozentpunkte über dem des RBK-Referenzkraftwerks.

Das in Abbildung 5.45 für das optimierte TBK-Kraftwerk in Analogie zu Abbildung 5.3 für das RBK-Referenzkraftwerk dargestellte Sankey-Diagramm zeigt die Exergieströme zwischen den einzelnen Anlagenbereichen sowie die Exergieverlustströme. Durch den Vergleich der beiden Diagramme werden die wesentlichen Prozessverbesserungen deutlich: Die Exergieverluste des Gesamtkraftwerks konnten um 266 MW reduziert werden. Davon entfallen 125 MW auf den Bereich Kohleaufbereitung und 152 MW auf die Bereiche Feuerung

und Dampferzeugung, was auf den niedrigen Brennstoffeinsatz, den niedrigeren Wassergehalt der getrockneten Kohle und den geringeren Wasseranteil im Rauchgas zurückzuführen ist. Außerdem ist zwischen den Bereichen Feuerung und Dampferzeugung eine Verschiebung der Exergieverluste von der Feuerung zur Dampferzeugung aufgrund der höheren adiabaten Flammentemperatur festzustellen. Im Bereich Wasser-Dampf-Kreislauf treten beim optimierten TBK-Kraftwerk um 10 MW höhere Exergieverluste als beim RBK-Referenzkraftwerk auf, was im Wesentlichen durch die Verschiebung der Leistungsabgabe der verschiedenen Dampfturbinenteile aufgrund der Dampfauskopplung für die Kohletrocknung und der Einkopplung von Sekundärdampf in die ND-Turbinen zu erklären ist. Die durch abgehende Stoffströme auftretenden Exergieverluste liegen beim optimierten TBK-Kraftwerk um 49 MW niedriger als beim RBK-Referenzkraftwerk. Diese Minderung ist bis auf marginal zurückgegangene Verluste durch nicht verbrannten Kohlenstoff in der Asche vollständig auf die reduzierten Abgasverluste zurückzuführen.

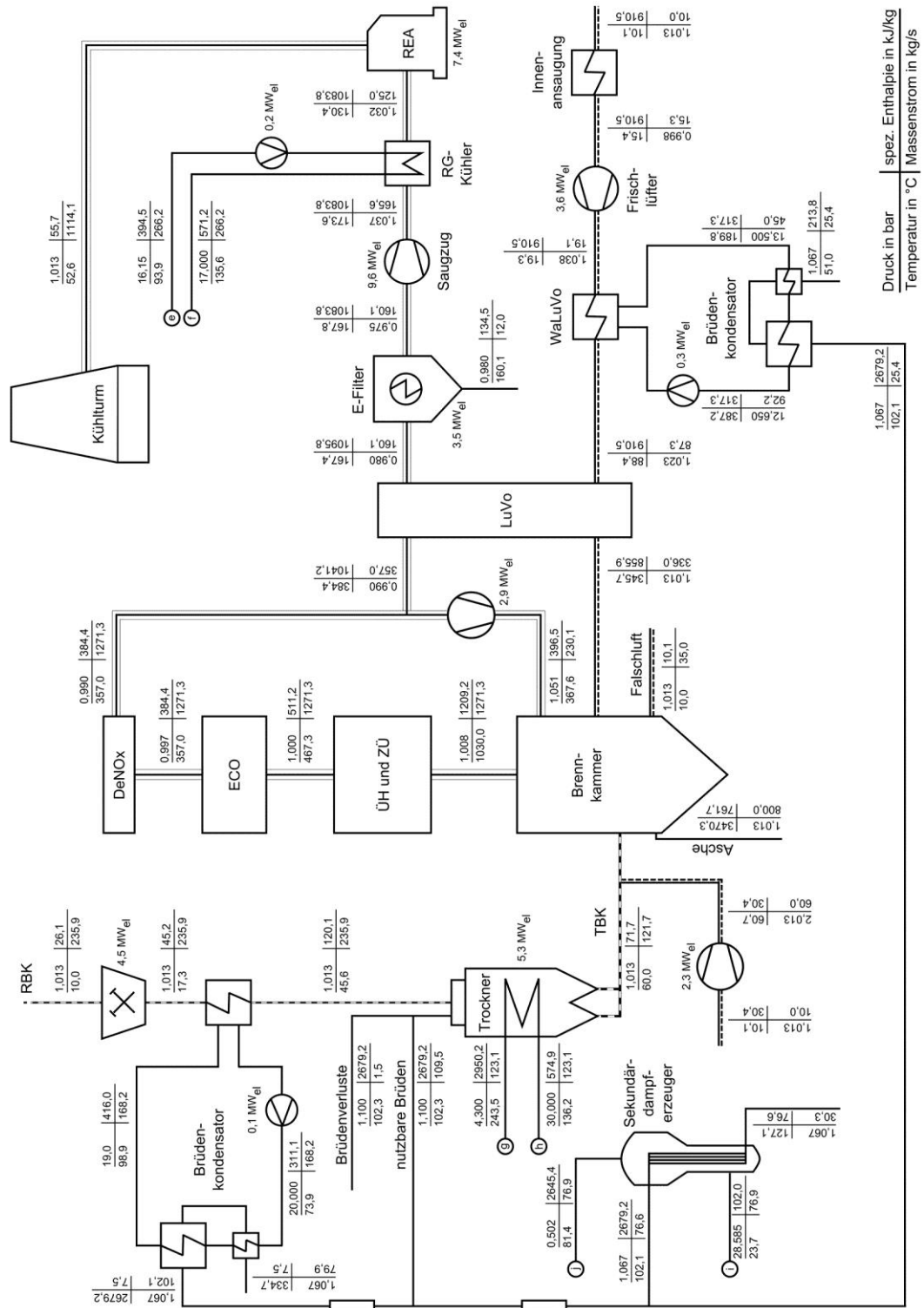


Abbildung 5.43: Berechnungsergebnisse für den Nennlastfall des optimierten TBK-Kraftwerks für den Brennstoff-, Luft- und Rauchgasweg

5.6 Optimiertes Trockenbraunkohlekraftwerk

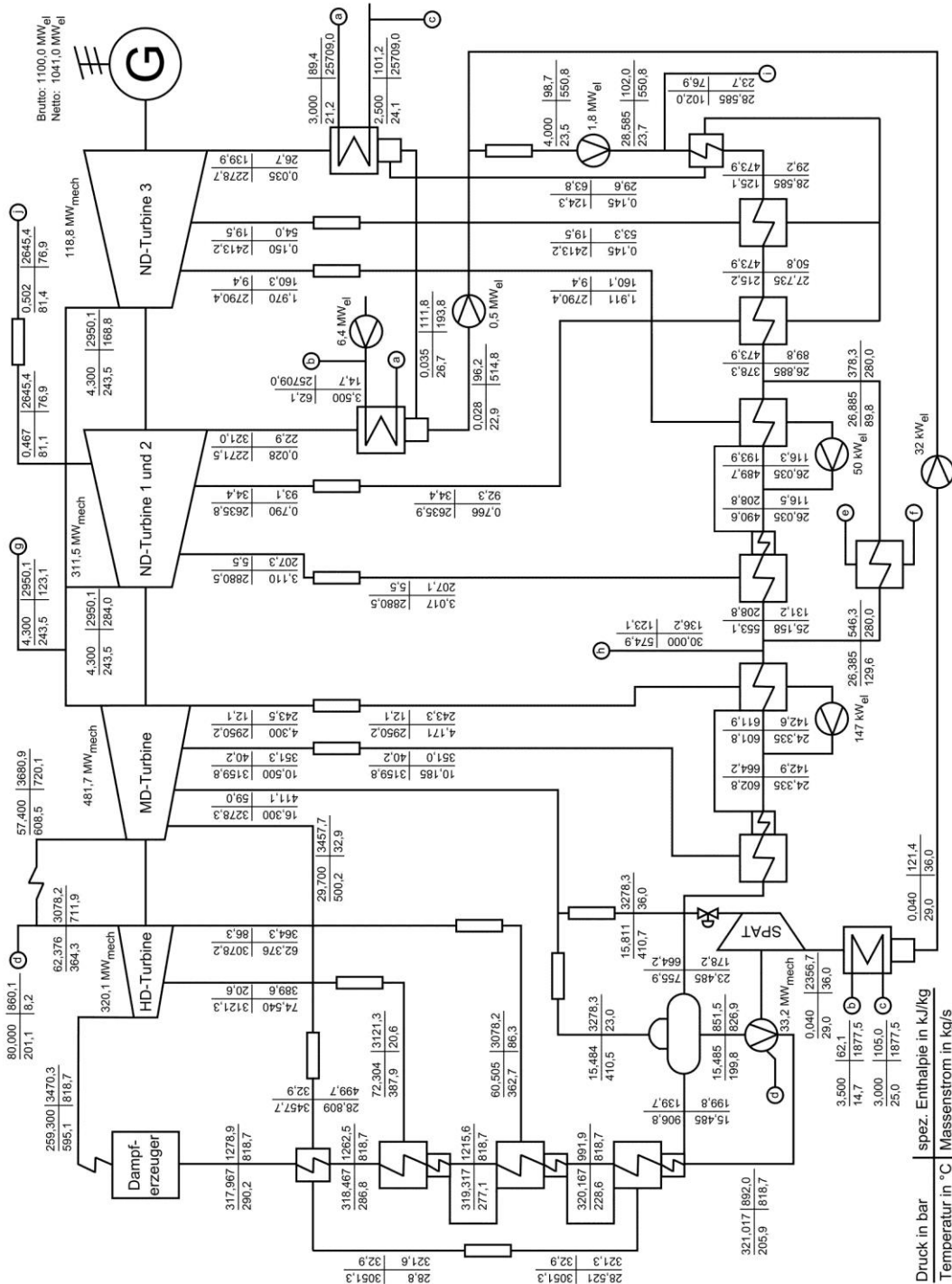


Abbildung 5.44: Berechnungsergebnisse für den Nennlastfall des optimierten TBK-Kraftwerks für die Wasser-Dampf-Seite

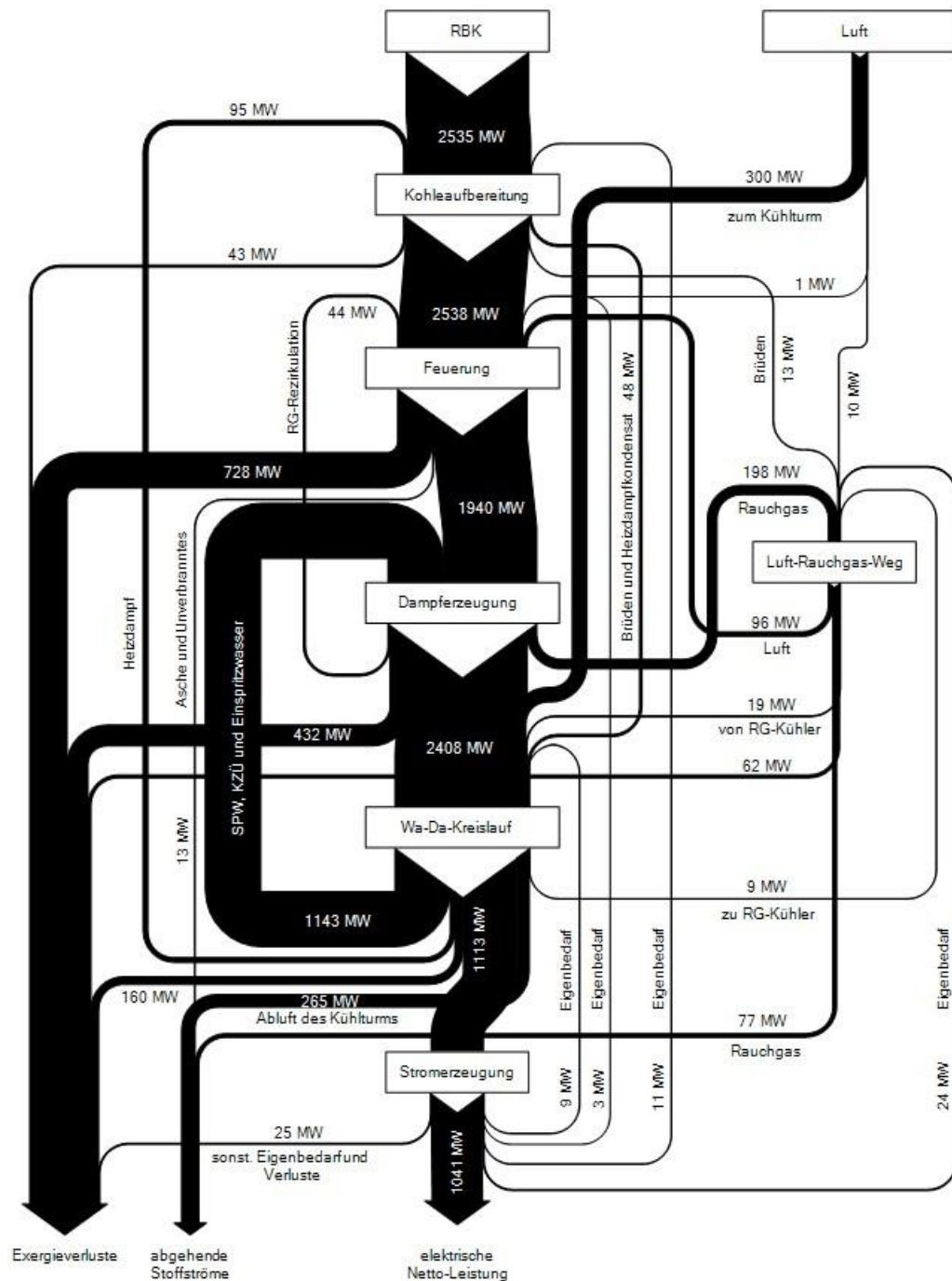


Abbildung 5.45: Sankey-Diagramm für die Exergieströme des optimierten TBK-Kraftwerks bei Betrieb im Nennlastpunkt

Die Ergebnisse der Exergieanalyse und die Änderung des Nettowirkungsgrads des optimierten TBK-Kraftwerks für den Lastbereich zwischen der Mindestlast und der maximalen Dampferzeugerdauerlast sind in Abbildung 5.46 dargestellt. Im Vergleich zur analogen Darstellung für das RBK-Referenzkraftwerk in

Abbildung 5.4 zeigt sich eine vergleichbare Charakteristik hinsichtlich der Abhängigkeit des Nettowirkungsgrads von der Last. Der Rückgang des Nettowirkungsgrads des optimierten TBK-Kraftwerks scheint mit $-3,93$ Prozentpunkten bei Mindestlast im Vergleich zu $-3,18$ Prozentpunkten beim RBK-Referenzkraftwerk noch ausgeprägter zu sein. Die Differenz ist jedoch auf fast identische Änderungen der absoluten Werte der spezifischen Exergieverluste bei unterschiedlichen Bezugsniveaus zu erklären. Die spezifischen Exergieverluste des optimierten TBK-Kraftwerks nehmen zwischen Nennlast und Mindestlast um $0,221 \text{ MW/MW}_{\text{el}}$ zu. Für das RBK-Referenzkraftwerk liegt diese Differenz bei $0,223 \text{ MW/MW}_{\text{el}}$ und ist damit fast identisch. Trotzdem ist die Nettowirkungsgradänderung des RBK-Referenzkraftwerks zwischen dem Nennlastpunkt und dem Minimallastpunkt geringer als die des optimierten TBK-Kraftwerks, da die absoluten Exergieverluste des RBK-Referenzkraftwerks größer als die des optimierten TBK-Kraftwerks sind.

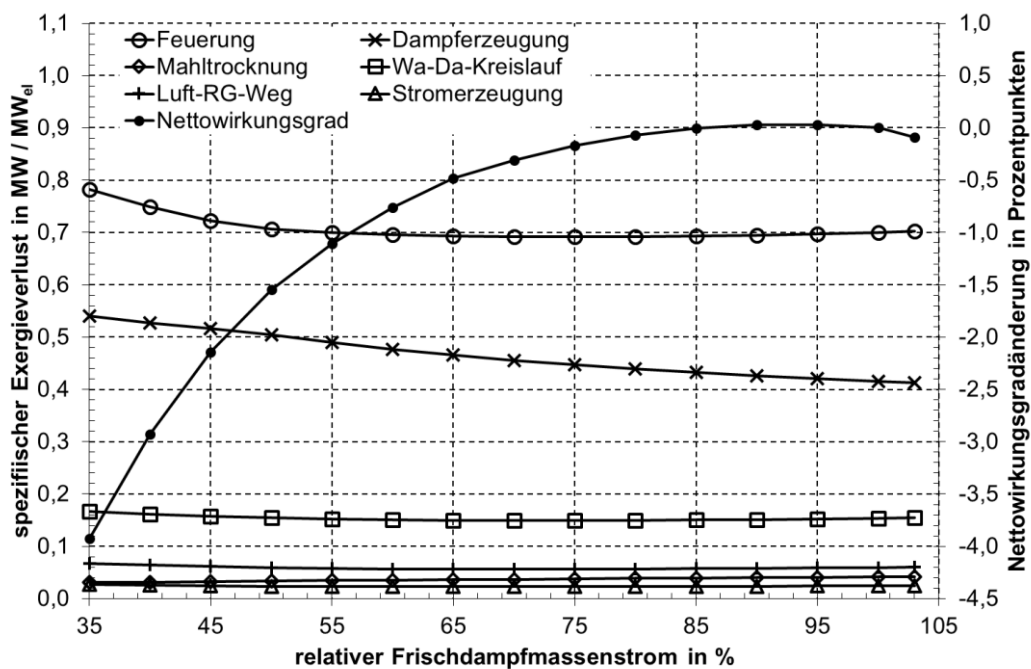


Abbildung 5.46: Auf die Nettoleistung bezogene Exergieverluste und Änderung des Nettowirkungsgrads in Abhängigkeit vom Frischdampfmassenstrom

5.6.2 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung

Die Untersuchung der Wirtschaftlichkeit des optimierten TBK-Kraftwerks erfolgt im Vergleich zu den für das RBK-Referenzkraftwerk ermittelten Werten.

Neben den Stromgestehungskosten als ultimative Vergleichsgröße sind die wesentlichen Einflussparameter auf die Stromgestehungskosten – der Nettowirkungsgrad, der spezifische Anlagenpreis und der elektrischer Eigenbedarf – von Interesse. Da auf die Änderungen im Nettowirkungsgrad in Kapitel 5.6.1 eingegangen wurde, verbleibt eine detaillierte Untersuchung der Änderungen des spezifischen Anlagenpreises und des elektrischen Eigenbedarfs.

Im Vergleich zum RBK-Referenzkraftwerk liegt der spezifische Anlagenpreis des optimierten TBK-Kraftwerks mit 1204,28 €/kW um 34,28 €/kW höher. Abbildung 5.47 und Abbildung 5.48 zeigen die jeweilige Verteilung des spezifischen Anlagenpreises auf die verschiedenen Teilsysteme des RBK-Referenzkraftwerks bzw. des optimierten TBK-Kraftwerks. Aus der Gegenüberstellung wird deutlich, dass der höhere spezifische Anlagenpreis des optimierten TBK-Kraftwerks fast ausschließlich auf die externe Trocknung der RBK inklusive der thermischen Nutzung der dabei anfallenden Brüden zurückzuführen ist. Darüber hinaus ergeben sich lediglich für den Bereich „Wasser-Dampf-Kreislauf“ geringfügige Mehrkosten aufgrund der mit der Kesselhöhe assoziierten Kosten für die HD- und MD-Rohrleitungen. Die deutlichsten Einsparungen ergeben sich für den Bereich „Dampferzeuger inklusive Lubecosystem“. Hier machen sich der Entfall des Lubecosystems und der niedrigere spezifische Anlagenpreis des TBK-Dampferzeugers aufgrund fehlender Schlagradmühlen und Rauchgasrücksaugeschächte bemerkbar. Die geringfügigen Einsparungen im Bereich „Luft-Rauchgas-Weg inkl. Rauchgaswärmenutzung“ sind vor allem durch die kleiner zu dimensionierenden Rauchgaskühler des optimierten TBK-Kraftwerks zu erklären. Die Mehrkosten für das heiße Rauchgasrezirkulationssystem werden überkompensiert. Für REA und Elektrofilter ergeben sich gegenläufige Effekte, die in Summe zu geringfügigen Einsparungen führen. Einerseits profitiert das optimierte TBK-Kraftwerk im Bereich der REA durch den geringeren Rauchgasvolumenstrom. Andererseits fallen für die Elektrofilter aufgrund des niedrigeren Wassergehalts des Rauchgases und der resultierenden geringeren Abscheideleistung Mehrkosten an.

5.6 Optimiertes Trockenbraunkohlekraftwerk

- WS-Trocknung inkl. Brüdennutzung
- DE inkl. Lubeco-System
- Luft-RG-Weg inkl. RG-Wärmenutzung
- Wasser-Dampf-Kreislauf
- REA und E-Filter
- Sonstiges

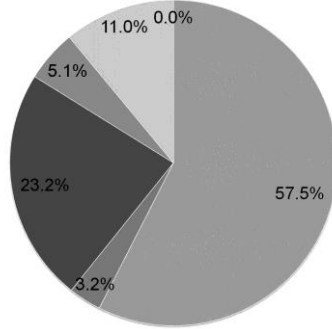


Abbildung 5.47: Verteilung des Anlagenpreises des RBK-Referenzkraftwerks

- WS-Trocknung inkl. Brüdennutzung
- DE inkl. Lubeco-System
- Luft-RG-Weg inkl. RG-Wärmenutzung
- Wasser-Dampf-Kreislauf
- REA und E-Filter
- Sonstiges

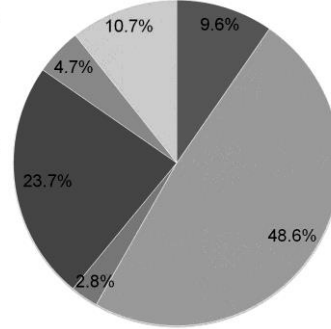


Abbildung 5.48: Verteilung des Anlagenpreises des optimierten TBK-Kraftwerks

Der elektrische Eigenbedarf des optimierten TBK-Kraftwerks liegt im Auslegungspunkt bei identischer Bruttoleistung von 1100 MW_{el} mit 58,98 MW_{el} im Vergleich zum RBK-Referenzkraftwerk um 4,13 MW_{el} höher. Der zusätzliche Eigenbedarf ist fast vollständig auf den veränderten Mahl- und Trocknungsprozess der RBK zurückzuführen. Der Eigenbedarf für diese Prozessschritte liegt um 4,45 MW_{el} höher, wobei sich hier vor allem der Transport der TBK zwischen den Trocknern, den TBK-Silos und den Brennern bemerkbar macht. Der zusätzliche Leistungsbedarf für das Rauchgasrezirkulationsgebläse in Höhe von 2,86 MW_{el} wird durch eine um 2,73 MW_{el} geringere Leistungsaufnahme der Saugzüge und Frischlüfter des optimierten TBK-Kraftwerks fast vollständig kompensiert. Der Eigenbedarf der Rauchgasreinigungsanlagen des optimierten TBK-Kraftwerks liegt um 0,51 MW_{el} niedriger als beim RBK-Referenzkraftwerk. Die Veränderungen des Eigenbedarfs aller sonstigen Systeme summieren sich auf einen Wert kleiner 0,06 MW_{el}.

Aus dem für das optimierte TBK-Kraftwerk ermitteltem spezifischen Anlagenpreis ergibt sich unter Berücksichtigung der Bauherreneigenleistung und der unvorhergesehenen Kosten eine Investitionssumme von 1,76 Mrd. €. Die sich aus der Investitionssumme, den Instandhaltungskosten, den Personalkosten, den Overheadkosten und den Stilllegungskosten ergebenden fixen Stromgestehungskosten belaufen sich auf 2,92 ct/kWh. Die fixen Stromgestehungskosten liegen im Vergleich zum RBK-Referenzkraftwerk um 0,09 ct/kWh höher. Die variablen Stromgestehungskosten sind für die verschiedenen in Kapitel 3.2 definierten Emissionszertifikatekostenszenarien in Tabelle 5.9 aufgeführt. Im Vergleich zum RBK-Referenzkraftwerk liegen die variablen Stromgestehungskosten für alle Szenarien niedriger. Ohne Kostenbelastung für CO₂-

Emissionszertifikate lägen die variablen Stromgestehungskosten des optimierten TBK-Kraftwerks bei 1,06 ct/kWh, sodass durch Einsparung von Brennstoff, Hilfs- und Betriebsstoffen eine Senkung der variablen Stromgestehungskosten um 0,13 ct/kWh gegenüber dem RBK-Referenzkraftwerk erreicht wird. Unter Berücksichtigung der Kosten für CO₂-Emissionszertifikate nimmt die Differenz zwischen den variablen Stromgestehungskosten des optimierten TBK-Kraftwerks und des RBK-Referenzkraftwerks erwartungsgemäß mit steigendem Absolutniveau der Kosten und steigender Intensität der Kostensteigerung für CO₂-Emissionszertifikate zu. Für Szenario 1.1 beträgt der Unterschied 0,67 ct/kWh, für Szenario 2.1 0,55 ct/kWh und für Szenario 3.3 0,88 ct/kWh. In Summe können die Stromgestehungskosten im Fall von Szenario 1.1 durch den Übergang vom RBK-Referenzkraftwerk zum optimierten TBK-Kraftwerk um 0,67 ct/kWh reduziert werden. Dies entspricht einer relativen Minderung der Stromgestehungskosten um 6,9 %.

Tabelle 5.9: Variable Stromgestehungskosten des optimierten TBK-Kraftwerks für verschiedene Emissionszertifikatekostenszenarien

Szenario	1.x	2.x	3.x	Preissteigerungsrate ab 2030
x.1	6,05 ct/kWh	5,08 ct/kWh	7,02 ct/kWh	± 0 €/tCO ₂ p. a.
x.2	6,29 ct/kWh	5,32 ct/kWh	7,27 ct/kWh	+ 1 €/tCO ₂ p. a.
x.3	6,79 ct/kWh	5,81 ct/kWh	7,76 ct/kWh	+ 3 €/tCO ₂ p. a.
Offset zum Basispreis für CO ₂ -Emissionszertifikate				
	±0 €/tCO ₂	- 10 €/tCO ₂	+ 10 €/tCO ₂	

6. ZUSAMMENFASSUNG

Wesentliche Entwicklungsziele in der Kraftwerkstechnik und insbesondere bei der Verstromung von Braunkohle sind Verfahrensverbesserungen, die entweder die eingesetzte Brennstoffmenge und die Emissionen reduzieren, oder die Wirtschaftlichkeit des eingesetzten Verfahrens verbessern. Durch die Steigerung der Effizienz der angewendeten Umwandlungsverfahren besteht die Chance, die genannten Ziele gleichzeitig zu erfüllen. Großes Potential zur Wirkungsgradsteigerung von Braunkohlekraftwerken besteht durch den Übergang von der Braunkohletrocknung in Schlagradmühlen zur Trocknung der Braunkohle in einer DampfWirbelschicht. Entsprechende technische Lösungen werden derzeit zur kommerziellen Reife geführt, sodass sich für zukünftige Braunkohlekraftwerke die Frage nach einer technisch/wirtschaftlich optimalen Integration von Wirbelschichttrocknern in den Kraftwerksprozess stellt.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird mit Hilfe eines thermodynamischen Simulationsmodells ein technisch/wirtschaftlich optimierter Entwurf eines mit TBK befeuerten Großkraftwerks mit integrierter DampfWirbelschicht-trocknung entwickelt. Die technische Analyse der betrachteten Kraftwerkskonzepte erfolgt unter Berücksichtigung verschiedener Betriebspunkte und Kohlequalitäten mit Hilfe eines thermodynamischen Kreislaufberechnungsprogramms. Der Vergleich der Wirtschaftlichkeit der betrachteten Entwurfsvarianten erfolgt auf Basis der über ein dynamisches Berechnungsverfahren ermittelten Stromgestehungskosten.

Als Optimierungsmethode wird ein heuristisches, iteratives Verfahren gewählt. In jedem Iterationsschritt wird über eine Exergieanalyse der Anlagenbereich mit dem größten technischen Optimierungspotential identifiziert. Gegebenenfalls mögliche technische Verbesserungen werden durch eine Wirtschaftlichkeitsbetrachtung bestätigt oder verworfen. Der Suchraum wird durch die Vorgabe eingegrenzt, dass lediglich bereits kommerziell verfügbare technische Lösungen zur Realisierung von Verfahrensverbesserungen zulässig sind. Darüber hinaus werden Randbedingungen hinsichtlich der einzusetzenden Brennstoffqualitäten, der Umgebungsbedingungen und des allgemeinen Anlagendesigns festgelegt.

Ausgangspunkt für die Optimierung stellt ein RBK-Referenzkraftwerk dar, welches die wirkungsgradoptimalen Merkmale moderner, bereits realisierter Braunkohlekraftwerke in sich vereint. Das RBK-Referenzkraftwerk hat einen in turmbauweise ausgeführten, staubbefeuerten Dampferzeuger mit einfacher Zwischenüberhitzung, der im Auslegungspunkt Frischdampf mit 600 °C und 272 bar und Zwischendampf mit 610 °C und 58,5 bar erzeugt. Der Wasserdampf-Kreislauf ist mit einer zehnstufigen Speisewasservorwärmung ausgeführt. Zwei der drei ND-Turbinen entspannen auf einen Druck von 28 mbar, die dritte kondensatorseitig in Reihe geschaltete ND-Turbine entspannt auf einen Druck von 35 mbar, sodass die Kühlwassertemperatur von 14,7 °C bestmöglich genutzt wird. Die Ausnutzung der Rauchgaswärme hinter Economiser wird durch ein den beiden Regenerativluftvorwärmern parallel geschaltetes Lubeco-System zur Erwärmung von Teilströmen des Hauptkondensats und des Speisewassers und durch Rauchgaskühler zur indirekten Erwärmung der Verbrennungsluft maximiert.

Die Prozessmodellierung der betrachteten Kraftwerkskonzepte erfolgt mit dem, für stationäre Berechnungen optimierten, kommerziellen Kreislaufberechnungsprogramm EBSILONProfessional, welches aufgrund seines Konvergenzverhaltens und seiner Erweiterbarkeit um frei programmierbare Teilmodelle gut für die Fragestellungen der vorliegenden Arbeit geeignet ist. Entsprechend werden insbesondere für die Modellierung von Dampfturbinenstufengruppen, Teilsystemen des Dampferzeugers, Dampfwirbelschichttrocknern für Braunkohle und für die Berechnung der chemischen Exergie der Stoffströme zusätzliche Teilmodelle und Berechnungsbausteine implementiert. Die Parametrierung aller Teilmodelle erfolgt in Anlehnung an realisierte Anlagen und auf Basis von veröffentlichten Daten. Für optimierungsrelevante Parameter werden Sensitivitätsanalysen durchgeführt.

Durch die Betrachtung von, für den späteren Betrieb der Anlagen relevanten, vom Auslegungspunkt abweichenden Betriebspunkten wird sichergestellt, dass der Anlagenbetrieb stets gewährleistet werden kann, ohne technische Restriktionen zu verletzen. Aus der sich für Braunkohlekraftwerke schon heute abzeichnenden Verschiebung des Einsatzregimes ergibt sich weiterhin die Forderung nach hohen Wirkungsgraden bei abgesenkter Leistung und im Mindestlastpunkt des Kraftwerks, die eine detaillierte Analyse des Teillastverhaltens erforderlich macht. Für eine möglichst realitätsnahe Abbildung des ty-

pischen Teillastverhaltens der im Simulationsmodell berücksichtigten Teilsysteme des Kraftwerks werden Kennlinien anhand von physikalischen Beziehungen oder Betriebs- und Auslegungsdaten realisierter Anlagen abgeleitet und in den entsprechenden Teilmodellen des Simulationsmodells hinterlegt.

Vor der Untersuchung von Möglichkeiten zur Integration der Dampfwirbelschichttrockner in den Kraftwerksprozess und des sich daraus ergebenden Optimierungsbedarfs erfolgt eine Betrachtung des Trocknungsprozesses hinsichtlich des zu wählenden kohleseitigen Systemdrucks der Wirbelschicht und der für ein Kraftwerk der gewählten Leistungsklasse erforderlichen Trockneranzahl. Es zeigt sich, dass für ein Kraftwerk mit einer Bruttoleistung von 1100 MW_{el} 6 Trocknereinheiten mit einer Verdampfungsleistung von jeweils 100 t/h erforderlich sind, um in allen Lastpunkten und bei jeder Kohlequalität des Kohlebandes ausreichend TBK zu produzieren. Durch eine Exergieverlustanalyse des Systems Trockner wird gezeigt, dass der optimale kohleseitige Systemdruck der Wirbelschicht bei einem Extremwert der möglichen Bandbreite zu finden sein wird. Entsprechend werden für die folgenden Optimierungsschritte Systemdrücke von 1,1 bar und 6,0 bar berücksichtigt. Im Laufe der weiteren Untersuchung zeigt sich, dass mit einem kohleseitigen Systemdruck der Trockner von 6 bar nur für den Fall ein marginaler Wirkungsgradvorteil gegenüber Varianten mit einem Systemdruck von 1,1 bar erreicht werden kann, wenn die RBK vor Eintritt in den Trockner auf Temperaturen von mehr als 100 °C erwärmt wird. Da technische Lösungen für diese Anwendung bisher weder bekannt sind, noch absehbar verfügbar sein werden, erfolgt eine Festlegung auf einen Druck in der Wirbelschicht von 1,1 bar für das optimierte TBK-Kraftwerk.

Die Untersuchung einer optimalen Integration der Trockner in den Kraftwerksprozess orientiert sich an den Schnittstellen zwischen den beiden Prozessen und umfasst somit die Dampfversorgung der Trockner und den daraus resultierenden Trocknerbetrieb, die Konsequenzen eines Übergangs von einem RBK- zu einem TBK-Dampferzeuger, sowie die Nutzung der Abwärme aus dem Trocknungsprozess und die sich daraus ergebenden Konsequenzen für die Rauchgaswärmenutzungssysteme.

Für die Dampfversorgung der Trockner erweist sich eine Auskopplung aus der Überströmleitung zwischen der MD- und den ND-Turbinen als optimal. Der für die Versorgung der Trockner erforderliche Druck variiert mit der geforderten Verdampfungsleistung und damit mit der eingesetzten Kohlequalität und der

Leistung des Kraftwerks. Weiterhin nimmt der Druck in der Überströmleitung mit sinkender Leistung des Kraftwerks schneller als der für die Versorgung der Trockner erforderliche Druck ab. Als Lösung dieser Problematik erweist sich eine Wahl des Drucks in der Überströmleitung von 4,3 bar im Auslegungspunkt als optimal. Damit ist sichergestellt, dass bei Nennlast für die Trocknung aller Kohlequalitäten des Kohlebandes der angestrebte Wassergehalt von 12 % erreicht werden kann. Bei Teillast wird eine Betriebsweise der Trockner gewählt, die einen mit sinkender Last zunehmenden Wassergehalt der TBK zulässt.

Der Übergang von einer RBK-Feuerung zu einer TBK-Feuerung hat erhebliche Auswirkungen auf die Wärmetechnik des Dampferzeugers. Durch den relativ zur Feuerungswärmeleistung deutlich reduzierten Rauchgasmassenstrom verschärft sich die Problematik, die sich aus der Forderung nach einer geringen Feuerraumendtemperatur und der dafür erforderlichen hohen Wärmeaufnahme im Verdampfer und den technischen Grenzen verfügbarer Wandwerkstoffe ergibt. Als Lösung dieses Problems wird eine Rückführung von ca. 22,4 % des Rauchgasmassenstroms hinter DeNO_x in den Feuerraum als optimal identifiziert, da abgesehen vom zusätzlichen Eigenbedarf des Zirkulationsgebläses lediglich eine Verschiebung von nicht vermeidbaren Exergieverlusten zwischen Verbrennung und Wärmeübertragung erfolgt. Durch das deutlich geringere Rauchgas-Luft-Verhältnis an den Regenerativluftvorwärmern kann das Lubeco-System ohne wesentliche Wirkungsgradeinbußen entfallen. Um eine Unterschreitung der Schwefelsäuretaupunkttemperatur in den Regenerativluftvorwärmern zu vermeiden und um die Verbrennungslufttemperatur zu maximieren, wird die Verbrennungsluft vor Eintritt in die Regenerativluftvorwärmer auf ca. 87 °C erwärmt. Diese Verbrennungsluftvorwärmung erfolgt, indem die in Brüdenkondensatoren aus einem Teilstrom der Brüden zurückgewonnene Kondensationswärme über einen wasserführenden Zwischenkreislauf in Wasserluftvorwärmern an die Verbrennungsluft übertragen wird. Dadurch ergibt sich die Möglichkeit, die mit Rauchgaskühlern auf einem Temperaturniveau zwischen 160 °C und 125 °C aus den Rauchgasen hinter Saugzug zurückgewonnene Wärme an das Hauptkondensat zu übertragen. Der Einsatz einer Rauchgasrückführung auf hohem Temperaturniveau eröffnet einen zusätzlichen Freiheitsgrad zur Stützung der Austrittstemperatur des Zwischenüberhitzers bei reduzierter Anlagenlast. Unter der Annahme, dass

der im Auslegungspunkt zurückgeführte Rauchgasmassenstrom im Mindestlastpunkt des Dampferzeugers ausreicht, um die HZÜ-Temperatur bei 610 °C zu halten, ergibt sich im Mindestlastpunkt ein Wirkungsgradpotential von ca. 0,2 Prozentpunkten.

Neben der Vorwärmung der Verbrennungsluft, für die ca. 23 % des in den Trocknern anfallenden und energetisch nutzbaren Brüdenmassenstroms erforderlich ist, wird die Kombination von zwei weiteren Brüdennutzungsmöglichkeiten als optimal identifiziert. Ein Teilstrom in Höhe von ca. 7 % wird zur Vorwärmung der RBK auf 45,6 °C vor Eintritt in die Dampfwirbelschicht der Trockner genutzt. Der verbleibende Brüdenmassenstrom wird in Sekundärdampferzeugern kondensiert. Der dabei erzeugte Sattdampf hat einen Druck von ca. 0,5 bar und wird an geeigneter Stelle den ND-Turbinen zugeführt.

In Summe erreicht das optimierte TBK-Kraftwerk im Auslegungspunkt einen um ca. 5,4 Prozentpunkte höheren Nettowirkungsgrad als das RBK-Referenzkraftwerk. Der über das Kohleband gemittelte Nettowirkungsgrad im Nennlastpunkt konnte um ca. 5,3 Prozentpunkte gesteigert werden. Die CO₂-Emissionen sinken um 97 g/kWh auf 810 g/kWh. Die für das optimierte TBK-Kraftwerk ermittelten spezifischen Investitionskosten belaufen sich auf 1204,3 €/kW und liegen damit um 34,3 €/kW höher als die des RBK-Referenzkraftwerks. Aufgrund der höheren Investitionskosten liegen die fixen Stromgestehungskosten des optimierten TBK-Kraftwerks um 0,09 ct/kWh höher als die des RBK-Referenzkraftwerks und belaufen sich auf 2,92 ct/kWh. Dieser Effekt wird durch die aufgrund des höheren Wirkungsgrads deutlich niedrigeren variablen Stromgestehungskosten überkompensiert. Je nach Entwicklungsszenario der Kosten für CO₂-Emissionszertifikate bewegen sich die variablen Stromgestehungskosten in einer Bandbreite von 6,05 ct/kWh bis 7,76 ct/kWh und sind damit um 0,55 ct/kWh bis 0,88 ct/kWh niedriger als die des RBK-Referenzkraftwerks.

LITERATURVERZEICHNIS

- [ASE-11] Asegehegn, T. W.; Lechner, S.; Merzsch, M.; Schreiber, M.; Silbermann, R.; Krautz, H. J.; Höhne, O. (2011): Das DDWT-Verfahren als Schlüsseltechnologie zukünftiger Braunkohlekraftwerke. In: VGB Powertech 91 (6), S. 84–91.
- [BAE-00] Baehr, H.D. (2000): Thermodynamik. Grundlagen und technische Anwendungen. 10. Aufl. Berlin: Springer.
- [BAE-79] Baehr, H.D. (1979): Die Exergie der Brennstoffe. In: Brennstoff Wärme Kraft 31 (7), S. 292ff.
- [BAE-87] Baehr, H.D. (1987): Die Exergie von Kohle und Heizöl. In: Brennstoff Wärme Kraft 39 (1/2), S. 42ff.
- [BAE-98] Baehr, H.D.; Stephan, K. (1998): Wärme- und Stoffübertragung. 3. Aufl. Berlin: Springer.
- [BER-09] Berger, G.; Belting, M.; Fielenbach, C.; Rupprecht, T. (2009): Verfahren zum Betrieb eines Dampfturbinenkraftwerks sowie Einrichtung zur Erzeugung von Dampf. Angemeldet durch RWE Power AG am 28.07.2009. Veröffentlichungsnummer: DE102009035062A1.
- [BRE-05] Breuer, H.; Hirsch, R. (2005): Boxberg R – Konzept der Vattenfall Europe Generation AG & Co. KG für einen neuen Braunkohlenskraftwerksblock in der Lausitz. Braunkohletag. Dresden, 13.05.2005.
- [BRG-09] Bergins, C. (2009): Technologiepfade für fossil gefeuerte Kraftwerke mit geringen CO₂-Emissionen. In: Energiewirtschaftliche Tagesfragen 59 (1/2), S. 120–123.
- [BUN-04] Bundesregierung (20.07.2004): Dreizehnte Verordnung zur Durchführung des Bundes-Immissionsschutzgesetzes. 13. BImSchV, vom 27.01.2009.
- [BUS-01] Busch, D. (2001): Design and Construction of the Cooling Tower at the Niederaußem Power Plant, Unit K. In: VGB Powertech 81 (3), S. 91–95.

- [BUS-06] Buschsieweke, F. (2006): Dampfwirbelschichttrocknung von Braunkohle. Dissertation. Universität Stuttgart, Stuttgart. Institut für Verfahrenstechnik und Dampfkesselwesen.
- [BUT-13] Buttermann, H.-G; Baten, T. (2013): Wirtschaftlichkeit des Neubaus von Braunkohlekraftwerken. In: Energiewirtschaftliche Tagesfragen 63 (4), S. 46–51.
- [COO-85] Cooke, D. H. (1985): On Prediction of Off-Design Multistage Turbine Pressures by Stodola's Ellipse. In: Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 107 (3), S. 596–606.
- [DIE-91] Diederichsen, Ch. (1991): Referenzumgebungen zur Berechnung der chemischen Exergie. Düsseldorf: VDI Verlag (Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 19, Nr. 50).
- [DIN-89] DIN 1947, Mai 1989: Wärmetechnische Abnahmemessungen an Naßkühltürmen.
- [DOY-08] Doyle, A. (2008): Das EU-Klimapaket: Richtlinie über die Dritte Phase des Europäischen Emissionshandelssystems. Online verfügbar unter <http://www.europarl.europa.eu/sides/getDoc.do?pubRef=-//EP//TEXT+IM-PRESS+20081208BKG44004+0+DOC+XML+V0//DE&language=DE>, zuletzt aktualisiert am 17.12.2008, zuletzt geprüft am 08.04.2014.
- [DRB-95] Drbal, L.F.; Boston, G.B.; Westra, K.L. (1995): Power Plant Engineering. Netherlands: Springer.
- [DWD-12] Deutscher Wetterdienst (Hg.) (2012): Ausgabe von Klimadaten zum "Download" -Tageswerte-. Online verfügbar unter http://www.dwd.de/bvbw/appmanager/bvbw/dwdwwwDesktop?_nfpb=true&_pageLabel=_dwdwww_klima_umwelt_klimadaten_deutschland&_state=maximized&_windowLabel=T82002&T82002gsbDocumentPath=Navigation%252FOeffentlichkeit%252FKlima_Umwelt%252FKlimadaten%252Fkl-daten_kostenfrei%252Fausgabe_tageswerte_node.html%253F_nnn%253Dtrue, zuletzt geprüft am 08.04.2014.
- [EFF-00] Effenberger, H. (2000): Dampferzeugung. Berlin: Springer.

-
- [ELS-08] Elsen, R.; Fleischmann, M. (2008): Neurath F and G set new benchmarks. In: Modern Power Systems, June 2008, S. 23–30.
- [ELS-13] Elsen, R.; Körber, T.; Kulik L. (2013): Moderne Braunkohlenkraftwerke - ein flexibler Baustein für die Energiewende. In: Energiewirtschaftliche Tagesfragen 63 (1/2), S. 68–72.
- [ELS-96] Elsen, R.; Blumenthal, U.; Wick, W.; Ewers, J. (1996): Wirkungsgradverbesserung neuer Braunkohlekraftwerke durch vorgeschaltete Trocknung. In: VDI Berichte Nr. 1280, S. 149–164.
- [EUR-13] European Commission - Directorate-General for Research and Innovation (Hg.) (2013): Component test facility for a 700 °C power plant (Comtes700). Online verfügbar unter <http://bookshop.europa.eu/en/component-test-facility-for-a-700-c-power-plant-comptes700--pbKINA25921/?CatalogCategoryID=w2wKABst3XAAAAEjfjEY4e5L>, zuletzt geprüft am 21.02.2016.
- [EVO-10] Evonik Energy Services GmbH (Hg.) (2010): EBSILON®Professional Dokumentation.
- [EWE-03] Ewers, J.; Klutz, H.-J.; Renzenbrink, W.; Scheffknecht G. (2003): The Development of Pre-drying and BoA-Plus Technology. In: VGB Powertech 83 (11), S. 60–65.
- [FIE-06] Fielenbach, C.; Götte, C.; Tigges, K.-D.; Stamatelopoulos, G.-N. (2006): Supercritical Lignite-Fired Boiler for RWE's New 1,100 MW Unit. In: Supercritical Coal: Operating Experience & Technology Developments. London.
- [FIZ-12] Fachinformationszentrum (FIZ) Karlsruhe (Hg.) (2012): Werkstoffe für über 700 °C Dampftemperatur. Online verfügbar unter <http://www.kraftwerkforschung.info/werkstoffe-fuer-ueber-700-c-dampftemperatur/>, zuletzt geprüft am 15.10.2012.
- [FOH-87] Fohl, J.; Lugscheider, W.; Wallner, F. (1987): Entfernen von Wasser aus der Braunkohle. Teil 1 - Grundlagen und Trocknungsverfahren. In: Braunkohle 39 (3), S. 46–57.
- [FUE-12] Fübi, M.; Krull, F.; Ladwig, M. (2012): Increase in flexibility with latest technologies. In: VGB Powertech 92 (3), S. 30–34.

- [HAB-04] Habermann, M.; Götte, C.; Tigges, K.-D.; Scheffknecht G. (2004): Supercritical Lignite-Fired Boiler for RWE's New 1,100 MW Unit. In: Power Gen Europe. Barcelona.
- [HDB-09] Hauptverband der Deutschen Bauindustrie e.V. (Hg.) (2009): Braunkohlekraftwerk Boxberg Block R. Online verfügbar unter <http://www.bauenschuetztklima.de/projekte/geothermie/?slide=braunkohlekraftwerk-boxberg-block-r>, zuletzt geprüft am 08.04.2014.
- [HEI-98] Heitmüller, R. J.; Fischer, H.; Sigg, J. (1998): Ein Braunkohledampferzeuger der 1000-MW-Klasse für das Kraftwerk Niederaußem. Hg. v. ALSTOM Energy Systems GmbH. Stuttgart (Zeitschrift der ALSTOM Energy Systems GmbH, 57).
- [JUE-09] Jüdes, M. (2009): MINLP-Optimierung des Entwurfs und des stationären Betriebs von Kraftwerken mit mehreren Arbeitspunkten. Düsseldorf: VDI Verlag (Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 6, Nr. 579).
- [KAL-12] Kaltenbach, E.; Maaßen, U. (2012): Braunkohle. In: Brennstoff Wärme Kraft 64 (4), S. 76–86.
- [KAR-09] Karaduman, H. (2009): Alternative Verfahren zur katalytischen Entstickung der Rauchgase aus einem braunkohlebefeuchten Dampferzeuger. Diplomarbeit. TU Dortmund, Dortmund. Fakultät Bio- und Chemieingenieurwesen Lehrstuhl Umwelttechnik.
- [KAT-95] Kather, A. (1995): Verfahrenstechnische und konstruktive Auslegung moderner Braunkohle-Dampferzeuger. In: VGB Kraftwerkstechnik 75 (9), S. 763–770.
- [KEG-07] Kommission der Europäischen Gemeinschaft (10.01.2007): Begrenzung des globalen Klimawandels auf 2 Grad Celsius – Der Weg in die Zukunft bis 2020 und darüber hinaus. Aktenzeichen: KOM/2007/2.
- [KLA-98] Klauke, U. (1998): KW Boxberg. In: Vereinigte Energiewerke AG (Hg.): Die Braunkohlekraftwerke der VEAG. Berlin: Verlag A. F. Koska, S. 110–125.

-
- [KLU-08] Klutz, H.-J. (2008): Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Entwicklung eines Wirbelschichttrockners für Braunkohle. Dissertation. Technische Universität Hamburg-Harburg, Hamburg-Harburg.
- [KLU-10] Klutz, H.-J.; Moser, C.; Block, D. (2010): Stand der Entwicklung der Wirbelschicht-Trocknung mit interner Abwärmenutzung (WTA) für Braunkohle bei der RWE Power AG. In: M. Beckmann und A. Hurtado (Hg.): Kraftwerkstechnik. Sichere und nachhaltige Energieversorgung. Neuruppin: TK Verlag Karl Thomé-Kozmeinsky (2), S. 427–441.
- [KLU-94] Klutz, H.-J.; Klöcker, K.J.; Lambertz, J. (1994): Die Rheinbraun-WTA-Trocknungstechnik - Entwicklung und erste Betriebsergebnisse der WTA-Demonstrationsanlage. In: Braunkohle 46 (6), S. 4–11.
- [KLU-96a] Klutz, H.-J.; Klöcker, K.J.; Lambertz, J. (1996): Das WTA-Verfahren als Vortrocknungsstufe für moderne Kraftwerkskonzepte auf Basis Braunkohle. In: VGB Kraftwerkstechnik 76 (3), S. 224–229.
- [KLU-96b] Klutz, H.-J.; Holzenkamp, M. (1996): Verfahren und Anlagen zur Braunkohletrocknung. In: VDI Berichte Nr. 1280, S. 91–105.
- [KOB-12l] Kober, T.; Fahl, U.; Blesl, M.; Voß, A. (2012): Energiewirtschaftliche Bedeutung der Braunkohlenutzung in Deutschland. Szenarioanalysen bis zum Jahr 2030 mit Ausblick auf die kommenden Jahrzehnte. Hg. v. Institut für Energiewirtschaft und Rationelle Energieanwendung. Stuttgart. Online verfügbar unter http://www.ier.uni-stuttgart.de/publikationen/arbeitsberichte/Braunkohlenutzung_Endbericht_Januar_2012.pdf, zuletzt geprüft am 14.10.2012.
- [LAM-02] Lambertz, J. (2002): BoA, ein Meilenstein der Kraftwerkstechnik. In: Energiewirtschaftliche Tagesfragen - Sonderbeilage BoA (9), S. 4–7.

- [LAM-12] Lambertz, J.; Milojcic, G. (2012): Perspektiven der deutschen Braunkohlenindustrie 2012: Stabilität durch Vielfalt. Überarbeitete Fassung des Eröffnungsvortrags des "Braunkohletages 2012" am 10. Mai 2012 in Cottbus. In: VGB Powertech 92 (9), S. 131–139.
- [LOR-00] Lorey, H.; Scheffknecht G. (2000): Zwangsdurchlauf-Dampferzeuger mit hohen Dampfparametern - Entwicklungsstand und Entwicklungstendenzen. In: Brennstoff Wärme Kraft 52 (1/2), S. 42–48.
- [MAN-07] Mandel, H (2007): Kraftwerks-Projekte bei Vattenfall Europe Generation. Online verfügbar unter <http://www.ewet-bb.de/visioncontent/mediendatenbank/080115155033.pdf>, zuletzt geprüft am 06.10.2014.
- [MAN-10] Mandel, H.; Redieß, M.; Klauke, U.; Tremmel, A. (2010): Dampfturbinentechnik in Neubauprojekten der Vattenfall Europe Generation AG. In: M. Beckmann und A. Hurtado (Hg.): Kraftwerkstechnik. Sichere und nachhaltige Energieversorgung. Neuruppin: TK Verlag Karl Thomé-Kozmeinsky (2), S. 381–391.
- [MER-10] Merzsch, M.; Silbermann, R.; Lechner, S.; Krautz, H. J. (2010): Druckaufgeladene Dampfwirbelschicht-Trocknung (DDWT) von Braunkohlen. Neueste Betriebsergebnisse von der BTU-Versuchsanlage. In: M. Beckmann und A. Hurtado (Hg.): Kraftwerkstechnik. Sichere und nachhaltige Energieversorgung. Neuruppin: TK Verlag Karl Thomé-Kozmeinsky (2), S. 419–426.
- [MOS-11] Moser, C. (2011): Veröffentlichungen zum Rohkohlevorwärmer. Köln, 30.11.2011. E-Mail an T. Rupprecht.
- [MUE-99] Müller, H.; Heitmüller, R. J.; Götte, C.; Scheffknecht G. (1999): Dampferzeuger für Trockenbraunkohle. In: VDI Berichte Nr. 1456, S. 171–185.
- [MWF-82] Minister für Wissenschaft und Forschung (Hg.) (1982): Forschungsberichte des Landes Nordrhein-Westfalen. Fachgruppe Bergbau/Energie. Opladen: Westdeutscher Verlag (Das Teillastverhalten konventioneller Dampfkraftwerksblöcke, 3093).

-
- [OPD-85] Opdenwinkel, H.; Schäfer, H. G. (1985): Über die Ermittlung der Bindungsenthalpie aus den Desorptionsisothermen einer rheinischen Braunkohle im Bereich höherer Temperaturen. In: Chemiker-Zeitung 109 (5), S. 171–176.
- [PFL-99] Pflugbeil, M. (1999): BoA-Niederaußem - der 950-MW-Braunkohlekraftwerksblock mit optimierter Anlagentechnik. In: VDI Berichte Nr. 1456, S. 133–142.
- [POL-96] Pollack, M.; Heitmüller, R. J. (1996): Trockenbraunkohle-gefeuerte Dampferzeuger. In: VDI Berichte Nr. 1280, S. 133–148.
- [POR-10] Porsche, T.; Thannhäuser, L.; Jentzsch, B.; Rauer, T.; Martin, J.; Höhne, O. (2010): Trockenbraunkohleproduktion unter Hochdruck. Betriebserfahrungen der Versuchsanlage zur druckaufgeladenen Dampfwirbelschicht-Trocknung (DDWT). In: M. Beckmann und A. Hurtado (Hg.): Kraftwerkstechnik. Sichere und nachhaltige Energieversorgung. Neuruppin: TK Verlag Karl Thomé-Kozmeinsky (2), S. 407–418.
- [RAB-63] Rábek, G. (1963): Die Ermittlung der Betriebsverhältnisse von Speisewasservorwärmern bei verschiedenen Belastungen. In: Energie und Technik (April), S. 142–147.
- [ROD-04] Rode, H. (2004): Entwicklungslinien der Braunkohlekraftwerkstechnik. Dissertation. Universität Duisburg-Essen, Essen. Fachbereich 12 Maschinenwesen.
- [RUP-11a] Rupprecht, T. (2011): Technisch/wirtschaftliche Optimierung der Integration einer Wirbelschichttrocknungsanlage für Braunkohle in den Kraftwerksprozess. In: M. Beckmann und A. Hurtado (Hg.): Kraftwerkstechnik. Sichere und nachhaltige Energieversorgung. Neuruppin: TK Verlag Karl Thomé-Kozmeinsky (3), S. 73–85.
- [RUP-11b] Rupprecht, T.; Fielenbach, C. (2011): Efficiency and Flexibility – Techno-Economical Challenges for Pre-Dried Lignite Fired Power Plants. In: Power Gen Europe 2011. Mailand.

- [RUS-07] Russ, P.; Wiesenthal T.; van Regemorter, D.; Ciscar, J.C. (2007): Global Climate Policy Scenarios for 2030 and beyond. Analysis of Greenhouse Gas Emission Reduction Pathway Scenarios with the POLES and GEM-E3 models. Luxembourg.
- [RWE-07] RWE Power AG (Hg.) (2007): Das Projekt BoA 2&3. Klimavorsorge mit Hightech.
- [RWE-12] RWE Power AG (Hg.) (2012): BoAplus – der neue Kraftwerksblock in Niederaußem: ein Gewinn für die Region und fürs Klima. Essen/Köln. Online verfügbar unter <http://www.rwe.com/web/cms/mediablob/de/1115288/data/1113712/1/boaplus/kontakt/medien-center/Effizient-flexibel-umweltschonend.pdf>.
- [SCH-02] Scheffknecht G.; Heitmüller, R. J.; Schütz, M.; Rüsenberg, D. (2002): Der Dampferzeuger: von der Planung bis zur Inbetriebnahme. In: Energiewirtschaftliche Tagesfragen - Sonderbeilage BoA (9), S. 13–16.
- [SCH-06] Schwendig, F.; Klutz, H.-J.; Ewers, J. (2006): Das Trockenbraunkohle befeuerte Kraftwerk. In: VGB Powertech 86 (12), S. 51–57.
- [STE-14] STEAG Energy Services GmbH (Hg.) (2011): EBSILON®Professional. The Planning Tool for the Power Plant Process. Online verfügbar unter http://steag.com.br/downloads/Broschuere_EBSILON_Professional_eng.pdf, zuletzt geprüft am 08.04.2014.
- [TRA-01] Traupel, W. (2001): Thermische Turbomaschinen. Thermodynamisch-strömungstechnische Berechnung. 4. Aufl. Berlin: Springer.
- [VAT-06] Vattenfall Europe Mining & Generation (Hg.) (2006): Braunkohlekraftwerk Boxberg. Cottbus.
- [VAT-10] Vattenfall Europe Mining & Generation (Hg.) (2010): Aus Braunkohle wird Energie. Energiestandort Nochten/Reichwalde Boxberg.

-
- [VDI-06] Verein Deutscher Ingenieure VDI Gesellschaft für Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC) (Hg.): VDI-Wärmeatlas. 10. Aufl. Berlin: Springer.
- [VGB-04] VGB PowerTech e.V. (Hg.) (2004): Konzeptstudie Referenzkraftwerk Nordrhein-Westfalen. Essen: Verlag technisch-wissenschaftlicher Schriften.
- [WAR-03] Warnecke, H.J; Bullinger, H.-J; Hichert, R.; Voegelé, A. (2003): Wirtschaftlichkeitsrechnung für Ingenieure. 3., überarbeitete Auflage. München: Hanser.
- [WIK-14] Wikimedia Foundation Inc. (Hg.) (2012): Energiewende. Online verfügbar unter <http://de.wikipedia.org/wiki/Energiewende>, zuletzt aktualisiert am 08.04.2014, zuletzt geprüft am 08.04.2014.

A. ANHANG

A.1 Stoffwerte

Tabelle A.1: Molare Masse M , molare Exergie E und molare Entropie S im thermochemischen Standardzustand ($T_0 = 298,15 \text{ K}$, $p_0 = 1 \text{ bar}$) nach [BAE-00]

Stoff	Form	M g/mol	E kJ/mol	S J/mol K
O	g	15,9994	234,23	161,059
O ₂	g	31,9988	4,967	205,152
H	g	1,00794	320,618	114,717
H ₂	g	2,01588	234,683	130,680
H ₂ O	fl	18,0153	0,022	69,93
H ₂ O	g	18,0153	8,58	188,835
Ar	g	39,948	11,642	154,846
S	fe	32,065	531,524	32,054
SO ₂	g	64,064	236,4	248,22
N	g	14,0067	455,9	153,301
N ₂	g	28,0134	0,743	191,609
C	fe	12,0107	405,552	5,74
CO ₂	g	44,010	16,15	213,785

A.2 Polynom-Regression

Gegeben seien n Messwertpaare (x_i, y_i) für die eine Polynom-Regression der Ordnung m durchgeführt werden soll. Gesucht werden die $m + 1$ Regressionskoeffizienten a_0 bis a_m , sodass die Beträge der Fehlerwerte ε_i minimal sind.

$$y_i = a_0 + a_1 x_i + a_2 x_i^2 + \cdots + a_m x_i^m + \varepsilon_i \quad (\text{A.1})$$

Aus der Nebenbedingung, dass für das Lösungspolynom $y(1) = 1$ gelten soll, folgt:

$$a_0 = 1 - \sum_{j=1}^m a_j \quad (\text{A.2})$$

Und damit:

$$y_i = 1 + \sum_{j=1}^m (x_i^m - 1) a_j + \varepsilon_i \quad (\text{A.3})$$

Das Gleichungssystem in Matrixschreibweise:

$$\begin{bmatrix} y_i \\ \vdots \\ y_n \end{bmatrix} - 1 = \begin{bmatrix} (x_1 - 1) & \cdots & (x_1^m - 1) \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ (x_n - 1) & \cdots & (x_n^m - 1) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_i \\ \vdots \\ a_m \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \varepsilon_i \\ \vdots \\ \varepsilon_n \end{bmatrix} \quad (\text{A.4})$$

$$\mathbf{Y} - \mathbf{1} = \mathbf{X} \vec{a} + \vec{\varepsilon} \quad (\text{A.5})$$

Der beste Schätzer für $\vec{a}$ nach der Methode der kleinsten Quadrate ergibt die Koeffizienten des Regressionspolynoms und ist der Vektor $\hat{\vec{a}}$:

$$\hat{\vec{a}} = (\mathbf{X}^T \mathbf{X})^{-1} \mathbf{X}^T (\mathbf{Y} - \mathbf{1}) \quad (\text{A.6})$$

A.3 Teillastverhalten von Großkraftwerken

A.1.1 Dampfturbine

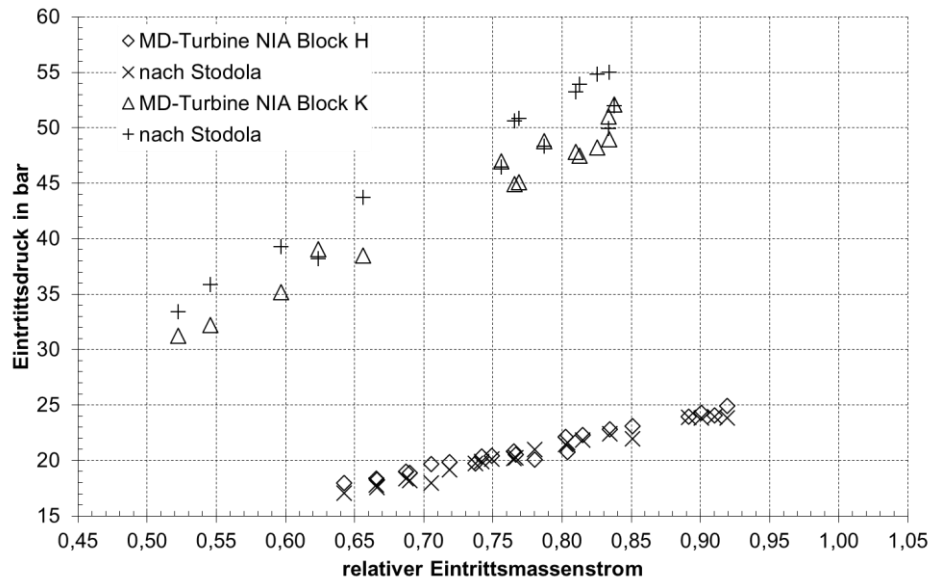


Abbildung A.1: Gemessener und berechneter Eintrittsdruck der MD-Turbinen der Blöcke H und K des Kraftwerks Niederaußem in Abhängigkeit vom relativen Dampfmassestrom am Turbineneintritt

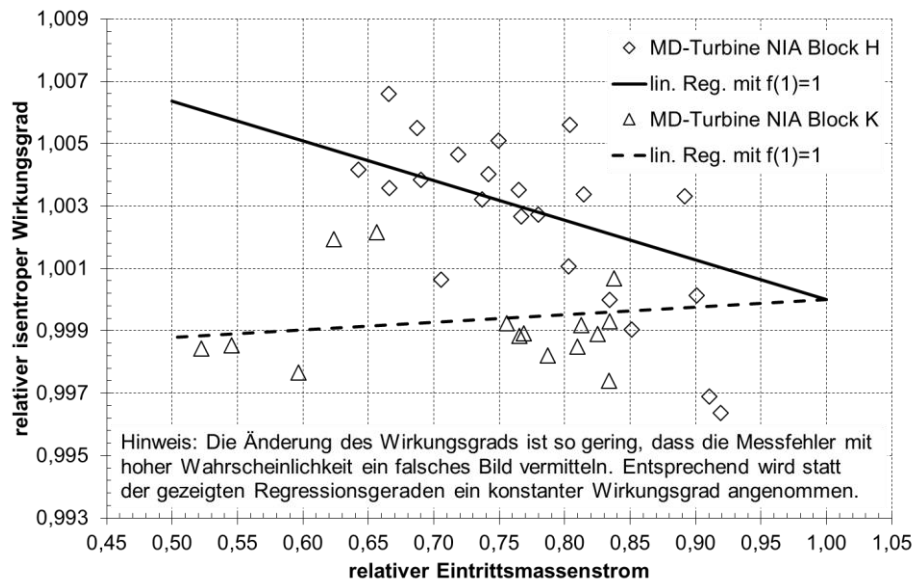


Abbildung A.2: Relativer isentroper Wirkungsgrad der MD-Turbinen der Blöcke H und K des Kraftwerks Niederaußem in Abhängigkeit vom relativen Dampfmassestrom am Turbineneintritt

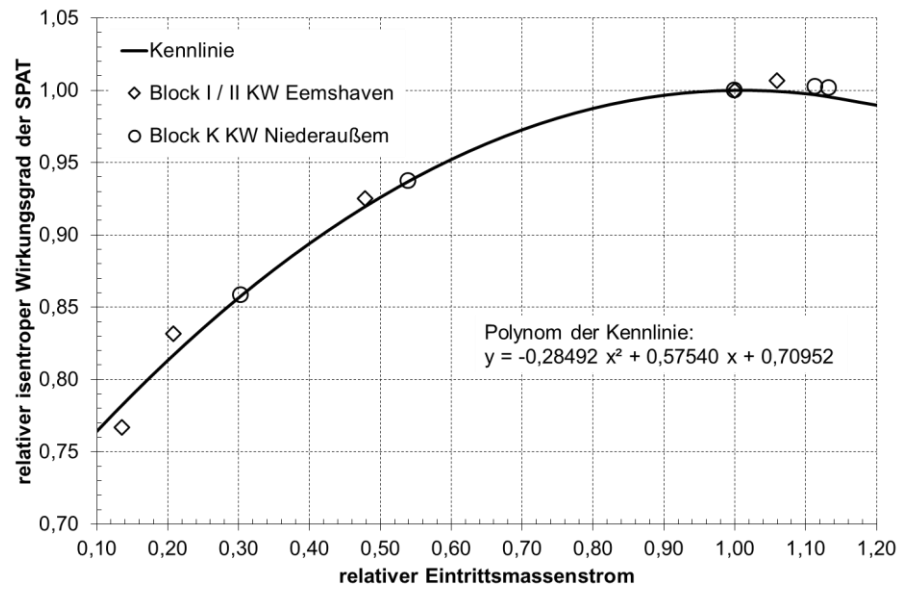


Abbildung A.3: Auslegungswerte und Kennlinie für den relativen isentropen Wirkungsgrad der SPAT

A.1.2 Sonstige Wärmeübertrager

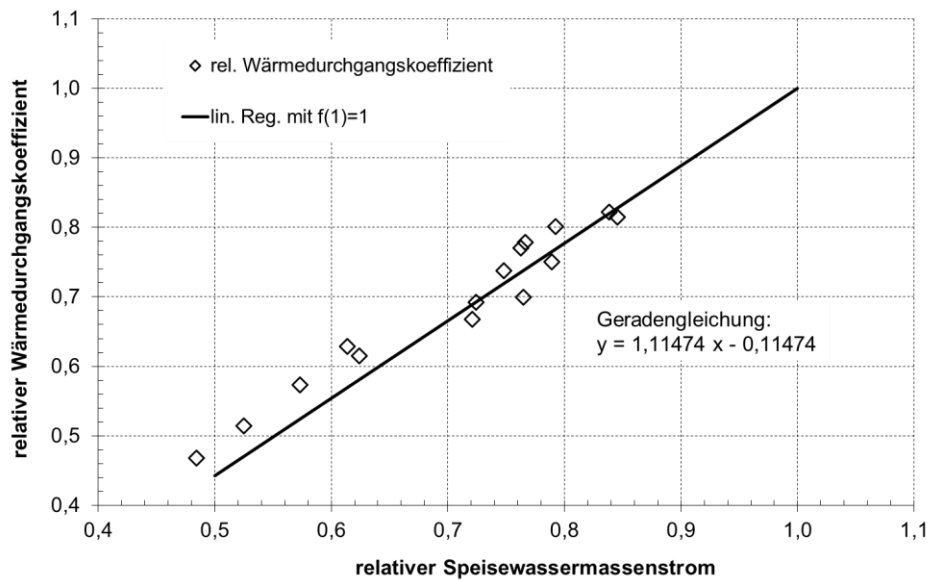


Abbildung A.4: Für den externen Dampfenthitler aus Betriebsmesswerten des Blockes K im Kraftwerk Niederaußem ermittelter relativer Wärmedurchgangskoeffizient

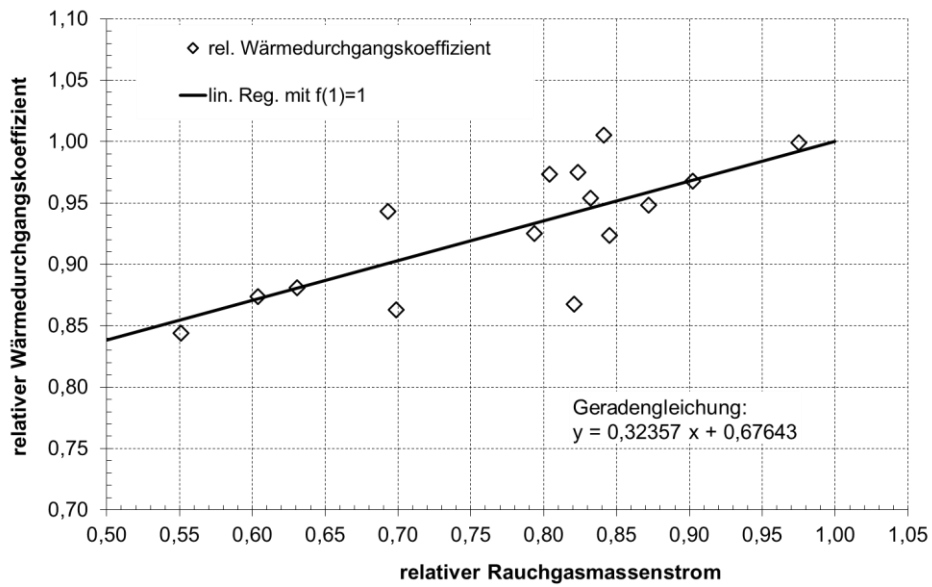


Abbildung A.5: Für den Rauchgaskühler aus Betriebsmesswerten des Blockes K im Kraftwerk Niederaußem ermittelter relativer Wärmedurchgangskoeffizient

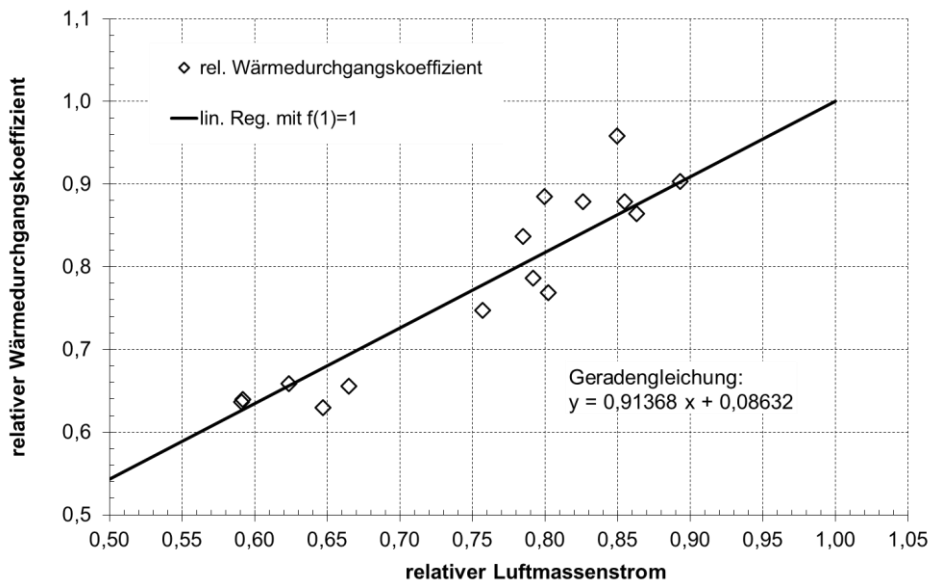


Abbildung A.6: Für den Wasserluftvorwärmer aus Betriebsmesswerten des Blockes K im Kraftwerk Niederaußem ermittelter relativer Wärmedurchgangskoeffizient

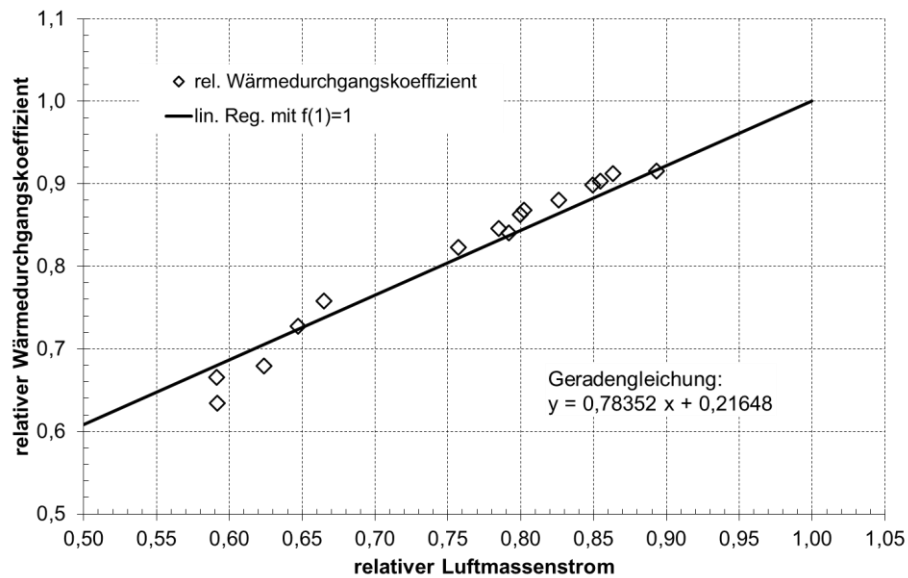


Abbildung A.7: Für den Regenerativluftvorwärmer aus Betriebsmesswerten des Blockes K im Kraftwerk Niederaußem ermittelter relativer Wärmedurchgangskoeffizient

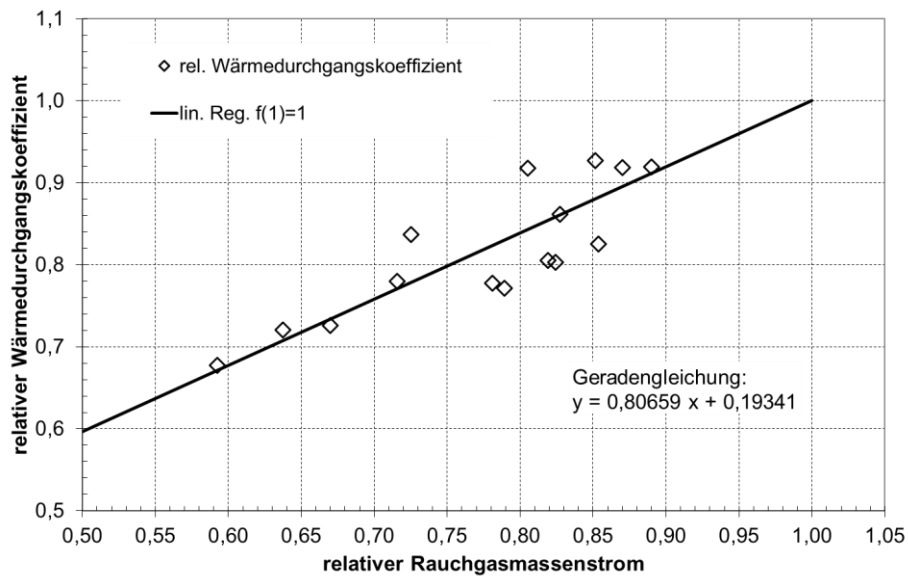


Abbildung A.8: Für den HD-Lubeco aus Betriebsmesswerten des Blockes K im Kraftwerk Niederaußem ermittelter relativer Wärmedurchgangskoeffizient

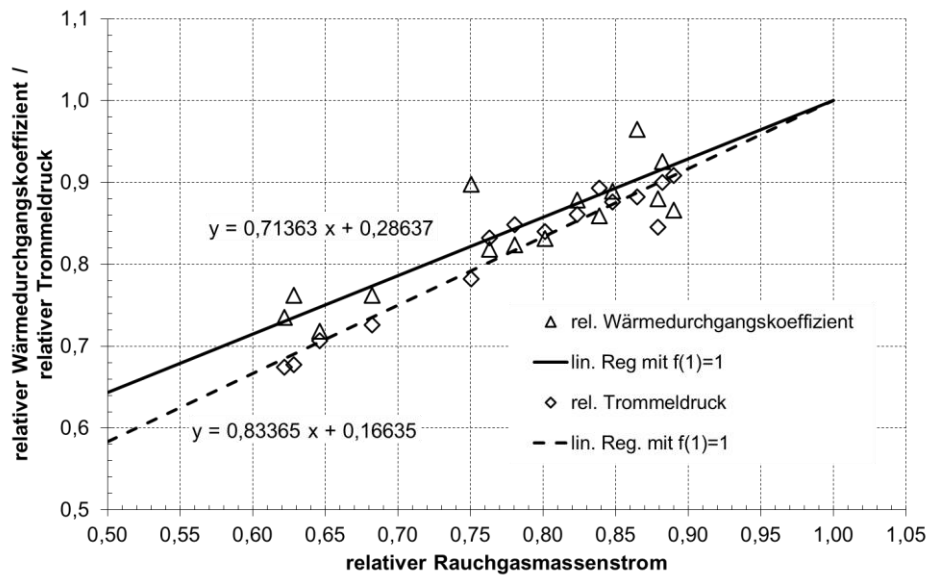


Abbildung A.9: Für den ND-Lubeco aus Betriebsmesswerten des Blockes K im Kraftwerk Niederaußem ermittelter relativer Wärmedurchgangskoeffizient und relativer Trommeldruck

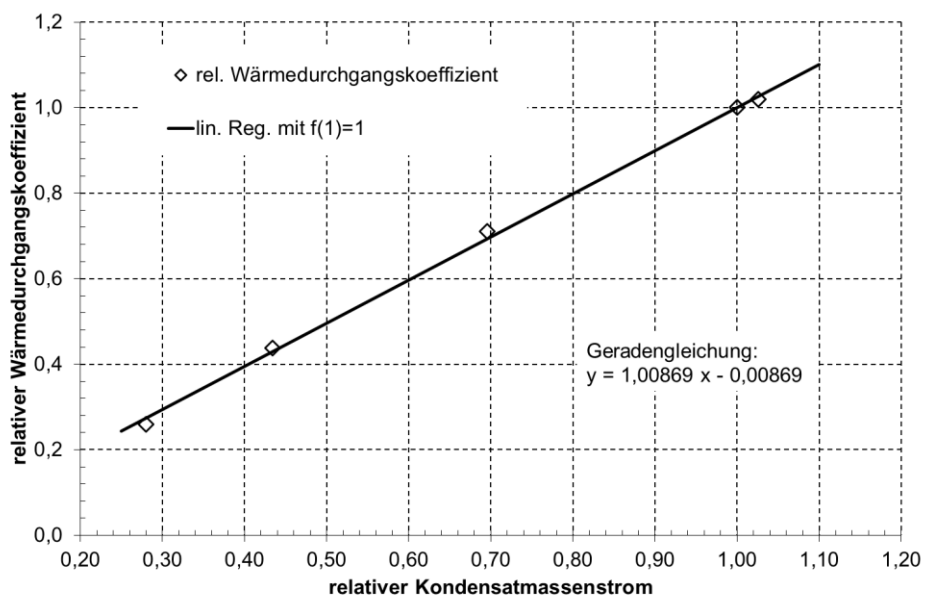


Abbildung A.10: Für Nachkühler aus Auslegungsdaten der Blöcke I und II des Kraftwerks Eemshaven ermittelter relativer Wärmedurchgangskoeffizient

A.1.3 Druckverlustanalyse

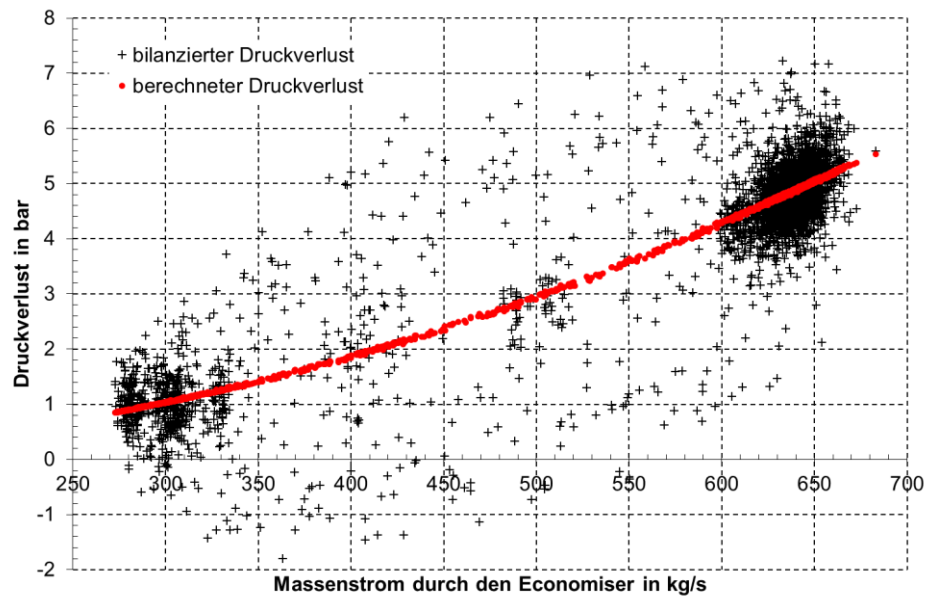


Abbildung A.11: Abhängigkeit der aus Betriebsmesswerten bilanzierten und nach Gleichung (2.11) berechneten Druckverluste über den Economiser von Block K im Kraftwerk Niederaußem vom Massenstrom durch den Economiser

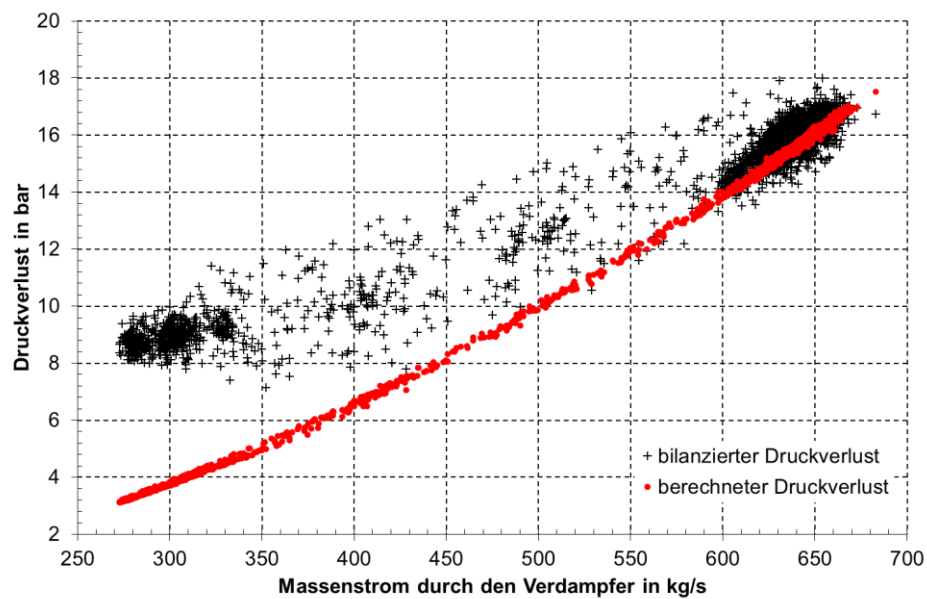


Abbildung A.12: Abhängigkeit der aus Betriebsmesswerten bilanzierten und nach Gleichung (2.11) berechneten Druckverluste über den Verdampfer von Block K im Kraftwerk Niederaußem vom Massenstrom durch den Verdampfer

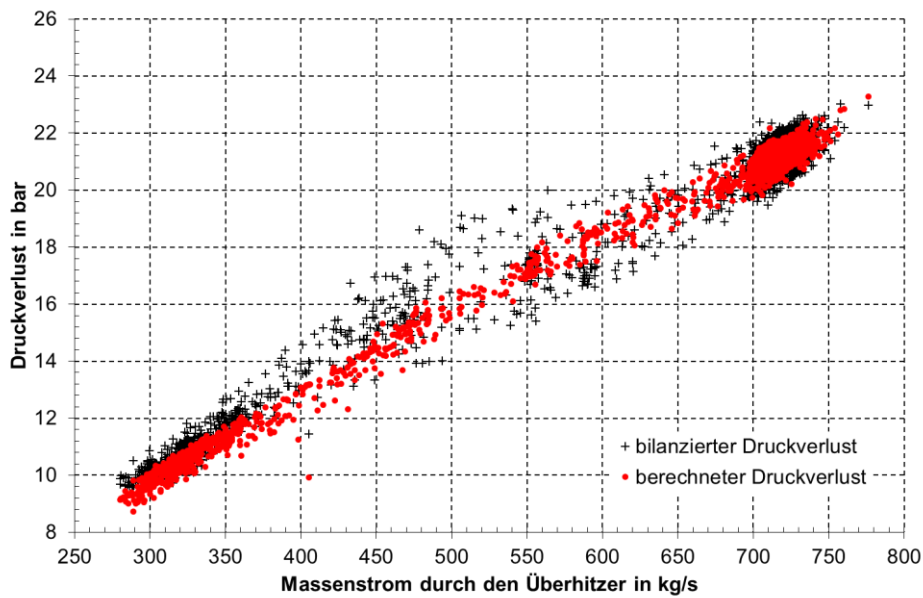


Abbildung A.13: Abhängigkeit der aus Betriebsmesswerten bilanzierten und nach Gleichung (2.11) berechneten Druckverluste über den Überhitzer von Block K im Kraftwerk Niederaußem vom Massenstrom durch den Überhitzer

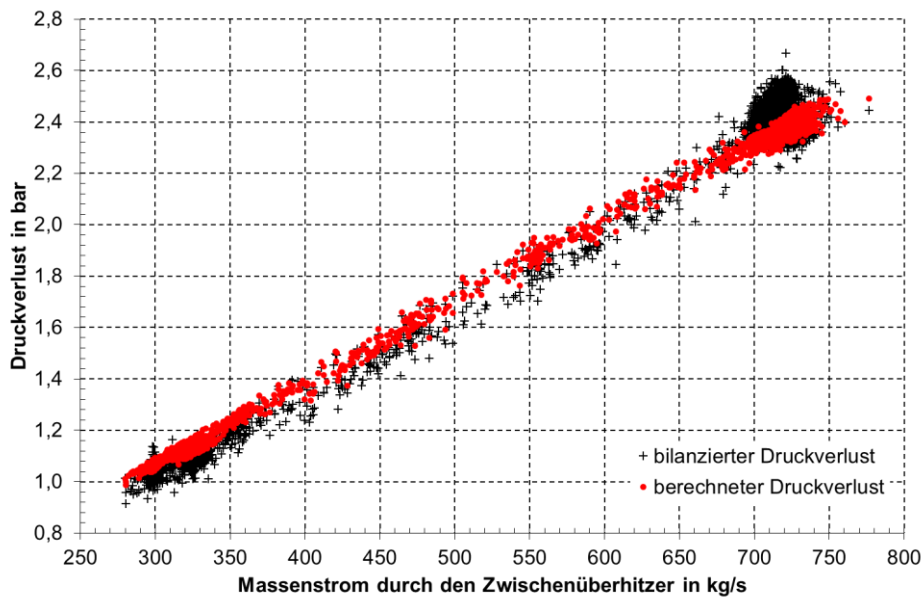


Abbildung A.14: Abhängigkeit der aus Betriebsmesswerten bilanzierten und nach Gleichung (2.11) berechneten Druckverluste über den Zwischenüberhitzer von Block K im Kraftwerk Niederaußem vom Massenstrom durch den Zwischenüberhitzer

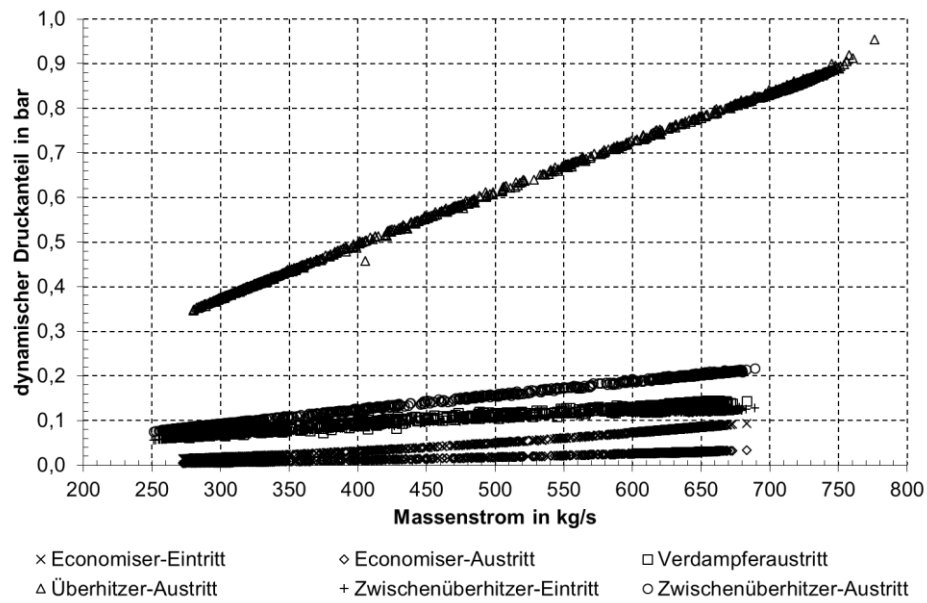


Abbildung A.15: Dynamischer Druckanteil des Wassers bzw. des Dampfs an verschiedenen Stellen entlang des Dampferzeugers von Block K im Kraftwerk Niederaußem in Abhängigkeit vom Massenstrom an der entsprechenden Stelle

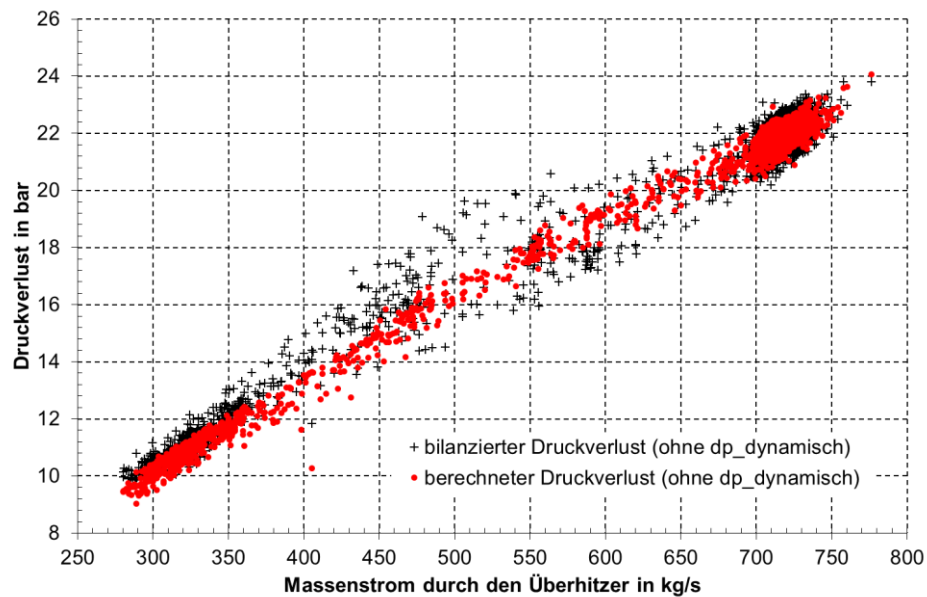


Abbildung A.16: Abhängigkeit der aus Betriebsmesswerten bilanzierten (unter Vernachlässigung der dynamischen Druckanteile) und nach Gleichung (2.11) berechneten Druckverluste über den Überhitzer von Block K im Kraftwerk Niederaußem vom Massenstrom durch den Überhitzer

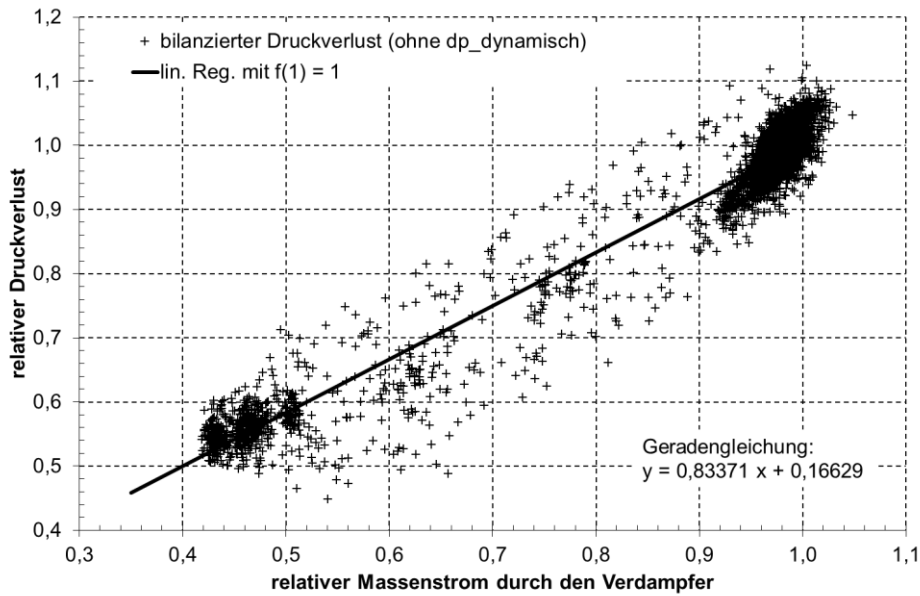


Abbildung A.17: Aus Betriebsmesswerten des Blockes K im Kraftwerk Niederaußem ermittelter relativer balanzierter Druckverlust (unter Vernachlässigung der dynamischen Druckanteile) des Verdampfers in Abhängigkeit vom relativen Massenstrom durch den Verdampfer

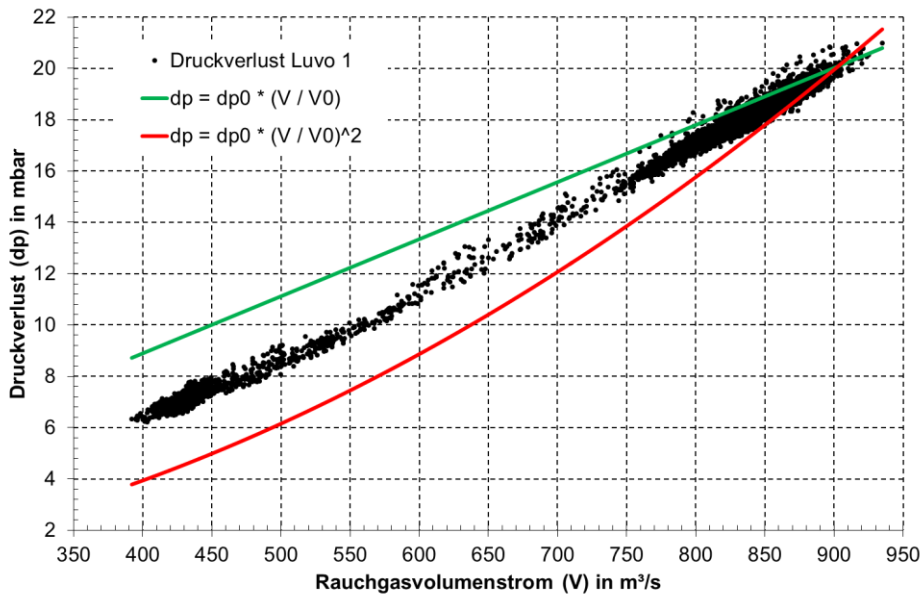


Abbildung A.18: Aus Betriebsmesswerten des Blockes H im Kraftwerk Niederaußem ermittelter rauchgasseitiger Druckverlust über Regenerativluftvorwärmer 1 in Abhängigkeit vom Rauchgasmassenstrom über den Luftvorwärmer

A.1.4 Dampferzeugeranalyse

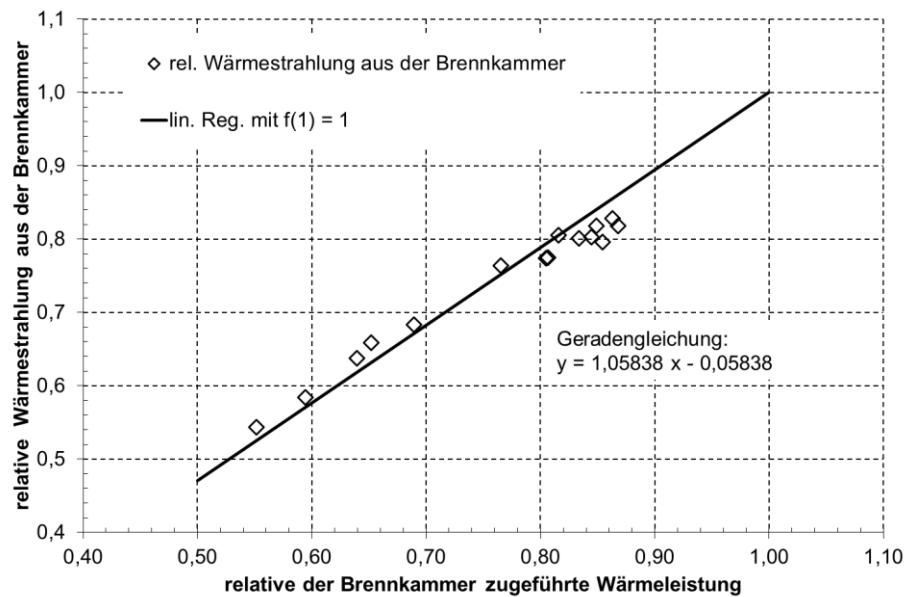


Abbildung A.19: Vom Kesseldiagnosesystem des Blockes K im Kraftwerk Niederaußem berechnete Werte für die relative Wärmestrahlungsleistung aus der Brennkammer in den Konvektivteil

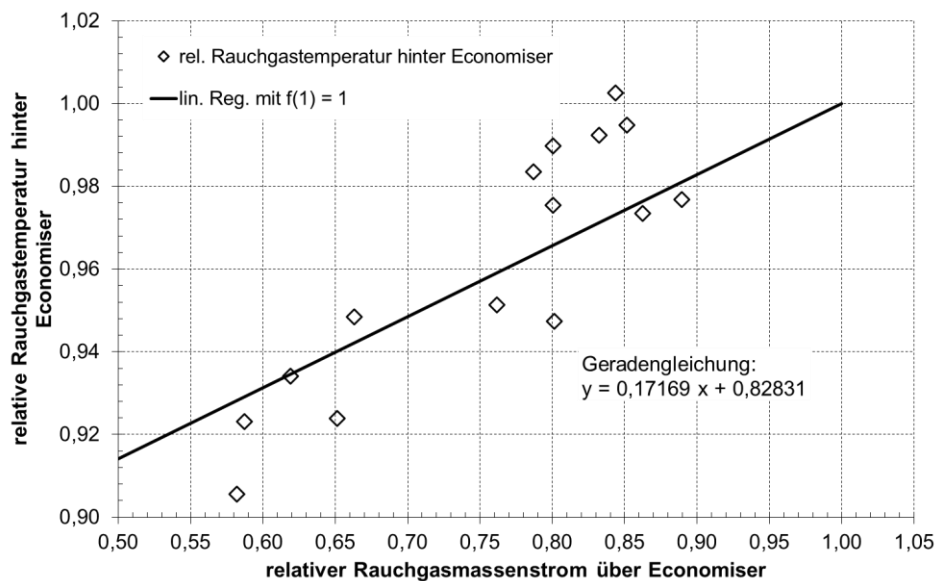


Abbildung A.20: Aus Betriebsmesswerten des Blockes K im Kraftwerk Niederaußem ermittelte relative Rauchgastemperatur hinter Economiser in Abhängigkeit vom relativen Rauchgasmassenstrom über Economiser

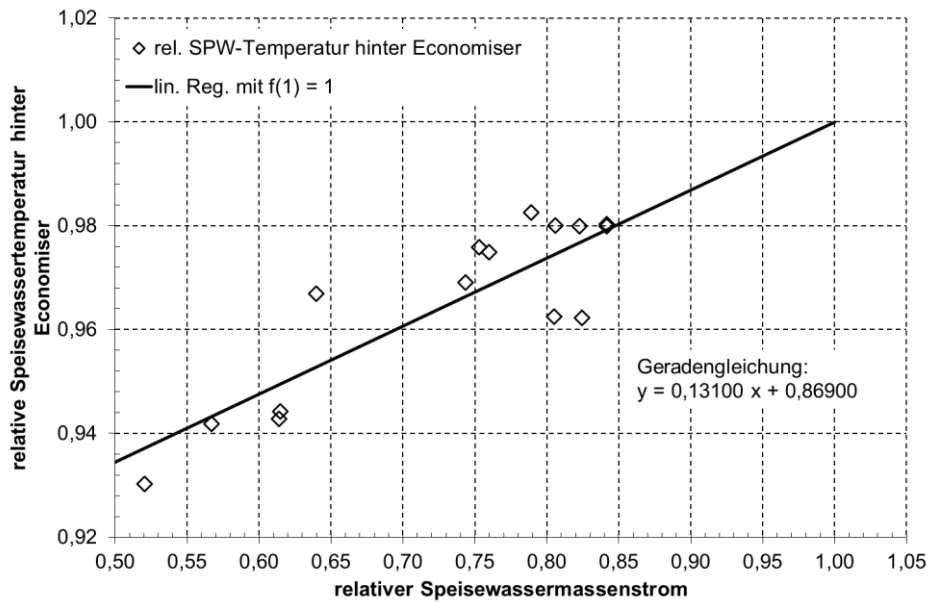


Abbildung A.21: Aus Betriebsmesswerten des Blockes K im Kraftwerk Niederaußem ermittelte relative Wassertemperatur hinter Economiser in Abhängigkeit vom relativen Speisewassermassenstrom

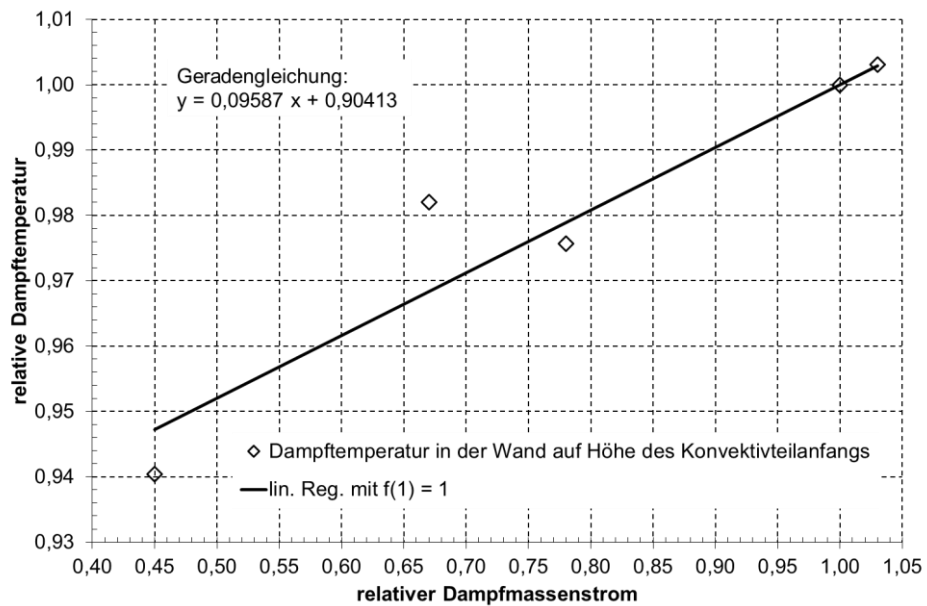


Abbildung A.22: Relative Dampftemperatur in der Dampferzeugerwand in Abhängigkeit vom relativen die Wand durchströmenden Dampfmassenstrom

A.1.5 Kohletrocknung

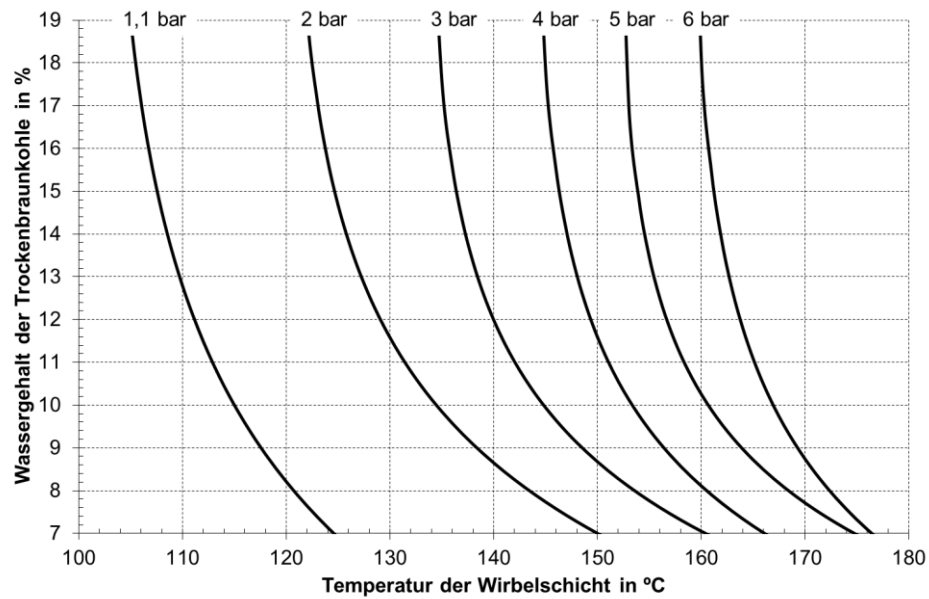


Abbildung A.23: Durch Regression von Messwerten (vgl. [KLU-08]) ermittelte Kennlinien für die Desorptionsisobaren rheinischer Braunkohle

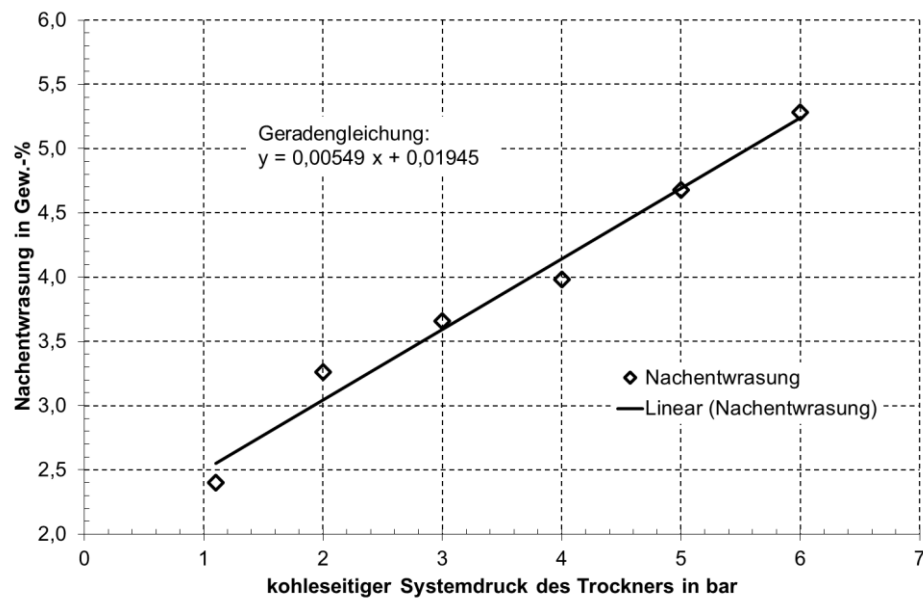


Abbildung A.24: Nachentwässerung rheinischer Braunkohle in Abhängigkeit vom kohleseitigen Systemdruck des Trockners nach [KLU-08]

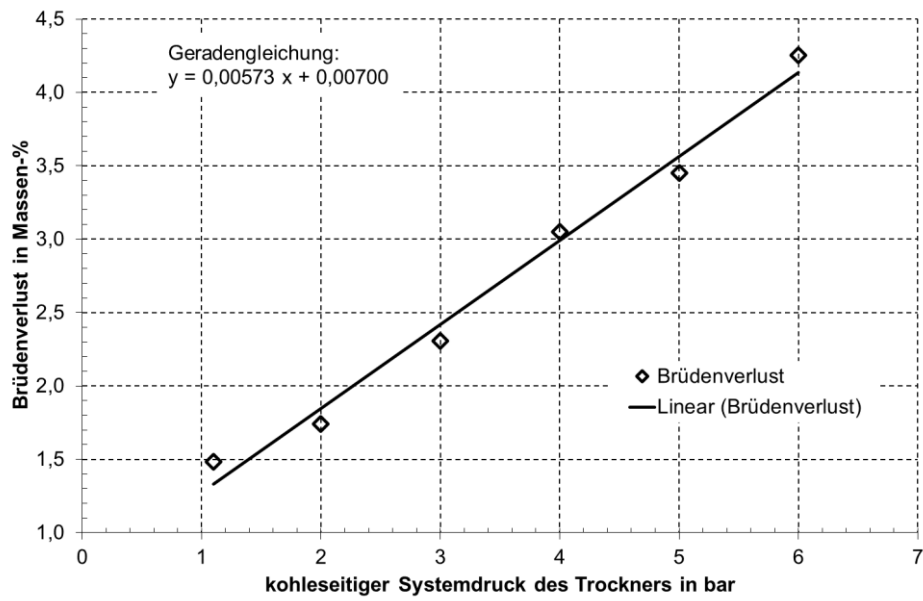


Abbildung A.25: Brüdenverluste in Abhängigkeit vom kohleseitigen Systemdruck des Trockners nach [KLU-08]

A.4 Parametrierung von Standardbausteinen

Tabelle A.2: Parametrierung der SPAT

Bausteinnummer	6
Eintrittsdruck (nominal)	14,3 bar
Isentroper Wirkungsgrad (nominal)	0,86
Mechanischer Wirkungsgrad (nominal)	1,0

Tabelle A.3: Parametrierung der Feuerung

Bausteinnummer	21
Verlustfaktor (entsprechend DIN 1942)	0,035
Druckabfall (nominal)	5,0 mbar
Luft-Verhältnis (nominal)	1,15
Verbrennungswirkungsgrad	0,995
Flugascheanteil an Gesamtasche	0,9
Temperatur der Asche-Abscheidung	800 °C

Tabelle A.4: Parametrierung der Regenerativluftvorwärmer

Bausteinnummer	25
Obere Grädigkeit (nominal)	21,0 K
Druckabfall Luftseite (nominal)	10,0 mbar
Druckabfall Rauchgasseite (nominal)	10,0 mbar
Wärmeverlust (relativ)	0,0064

Tabelle A.5: Parametrierung der Rauchgaskühler

Bausteinnummer	26
Obere Grädigkeit (nominal)	variabel
Druckabfall Wasserseite (nominal)	1,0 bar
Druckabfall Rauchgasseite (nominal)	5,0 mbar
Wärmeverlust (relativ)	0,0

Tabelle A.6: Parametrierung der Dampfluftvorwärmer

Bausteinnummer	10
Austrittstemperatur Dampfseite	40,0 °C
Druckabfall Dampfseite (nominal)	0,0 bar
Druckabfall Luftseite (nominal)	5,0 mbar

Tabelle A.7: Parametrierung der Wasserluftvorwärmer

Bausteinnummer	25
Obere Grädigkeit (nominal)	5,0 K
Druckabfall Wasserseite (nominal)	2,5 bar
Druckabfall Luftseite (nominal)	5,0 mbar
Wärmeverlust (relativ)	0,0

Tabelle A.8: Parametrierung des HD-Lubecos

Bausteinnummer	26
Untere Grädigkeit (nominal)	20,0 K
Druckabfall Wasserseite (nominal)	1,0 bar
Druckabfall Luftseite (nominal)	5,0 mbar
Wärmeverlust (relativ)	0,0

Tabelle A.9: Parametrierung des ND-Lubecos

Bausteinnummer	70
Pinchpoint (nominal)	9,0 K
Approach Temperatur Differenz (nominal)	0,0 K
Druckabfall Wasserseite (nominal)	0,0 bar
Druckabfall Luftseite (nominal)	5,0 mbar
Wärmeverlust (relativ)	0,0
Wärmeübertragungskoeffizient (nominal)	50,0 W/(m ² K)
Massenstrom-Exponent	0,68
Flussrichtung	Gegenstrom

Tabelle A.10: Parametrierung der Frischlüfter

Bausteinnummer	24
Isentroper Wirkungsgrad (nominal)	0,86
Mechanischer Wirkungsgrad (nominal)	1,0

Tabelle A.11: Parametrierung der Saugzüge

Bausteinnummer	24
Isentroper Wirkungsgrad (nominal)	0,87
Mechanischer Wirkungsgrad (nominal)	1,0

Tabelle A.12: Parametrierung von kondensierenden Oberflächenvorwärmern

Bausteinnummer	10
Obere Grädigkeit (nominal)	2,5 K
Druckabfall Wasserseite (nominal)	0,85 bar
Druckabfall Dampfseite (nominal)	0,0 bar

Tabelle A.13: Parametrierung von externen Enthitzern

Bausteinnummer	43
Dampfüberhitzung hinter Enthitzer (nominal)	90,0 K
Druckabfall Wasserseite (nominal)	0,5 bar
Druckabfall Dampfseite (nominal)	0,0 bar

Tabelle A.14: Parametrierung von Speisewasserbehältern

Bausteinnummer	9
Druckabfall Heizdampf (durch Strömung) (nominal)	0,0 bar
Druckabfall Heizdampf (durch Füllhöhe)	0,0 bar
Brüdenverlust	0,0 kg/s

Tabelle A.15: Parametrierung von Nachkühlern

Bausteinnummer	27
Untere Grädigkeit (nominal)	6,0 K
Druckabfall Hauptkondensatseite (nominal)	0,0 bar
Druckabfall Heizdampfkondensatseite (nominal)	0,0 bar

Tabelle A.16: Parametrierung von Kondensatoren

Bausteinnummer	7
Obere Grädigkeit Turbinenkondensator 1/2(nominal)	1,7 K
Obere Grädigkeit Turbinenkondensator 3 (nominal)	2,6 K
Obere Grädigkeit SPAT-Kondensator (nominal)	4,0 K
Druckabfall Kühlwasserseite (nominal)	0,5 bar
Druckabfall Dampfseite (nominal)	0,0 bar

Tabelle A.17: Parametrierung von Kühltürmen

Bausteinnummer	78
Kaltwassertemperatur (nominal)	14,7 °C
Druckabfall Kühlwasserseite (nominal)	1 bar
Relative Sprühverluste	0,0
Relative Abflutmenge	0,0

Tabelle A.18: Parametrierung von Pumpen

Bausteinnummer	8
Isentroper Wirkungsgrad (nominal)	
Hauptkondensatpumpe	0,76
Vorpumpe einer Hauptkondensatpumpe	0,8
Speisewasserpumpe	0,865
Vorpumpe einer Speisewasserpumpe	0,875
Kühlwasserpumpe	0,89
Mechanischer Wirkungsgrad (nominal)	1,0

Tabelle A.19: Parametrierung von Elektromotoren

Bausteinnummer	29
Elektrischer Wirkungsgrad (nominal)	0,97
Mechanischer Wirkungsgrad (nominal)	1,0

A.5 Dampfturbinen mit konstanter Drehzahl

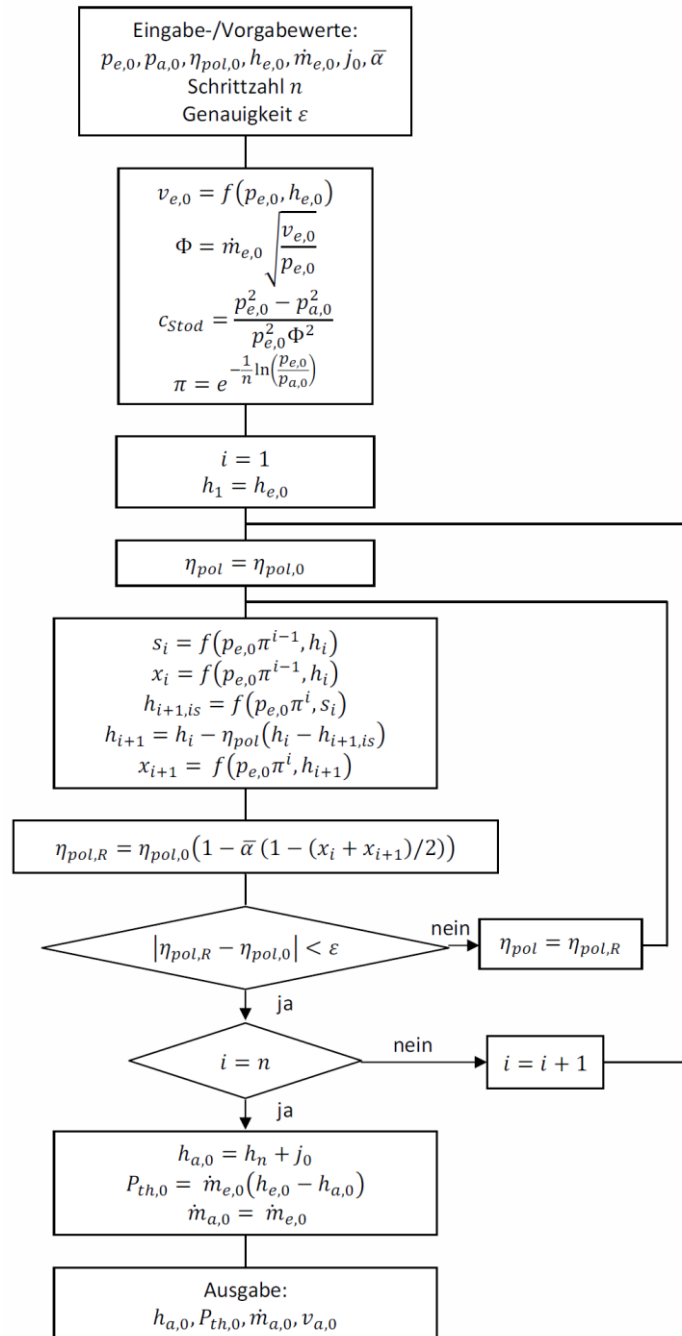


Abbildung A.26: Flussdiagramm für die Berechnung von Dampfturbinen mit konstanter Drehzahl bei Nennlast

A.5 Dampfturbinen mit konstanter Drehzahl

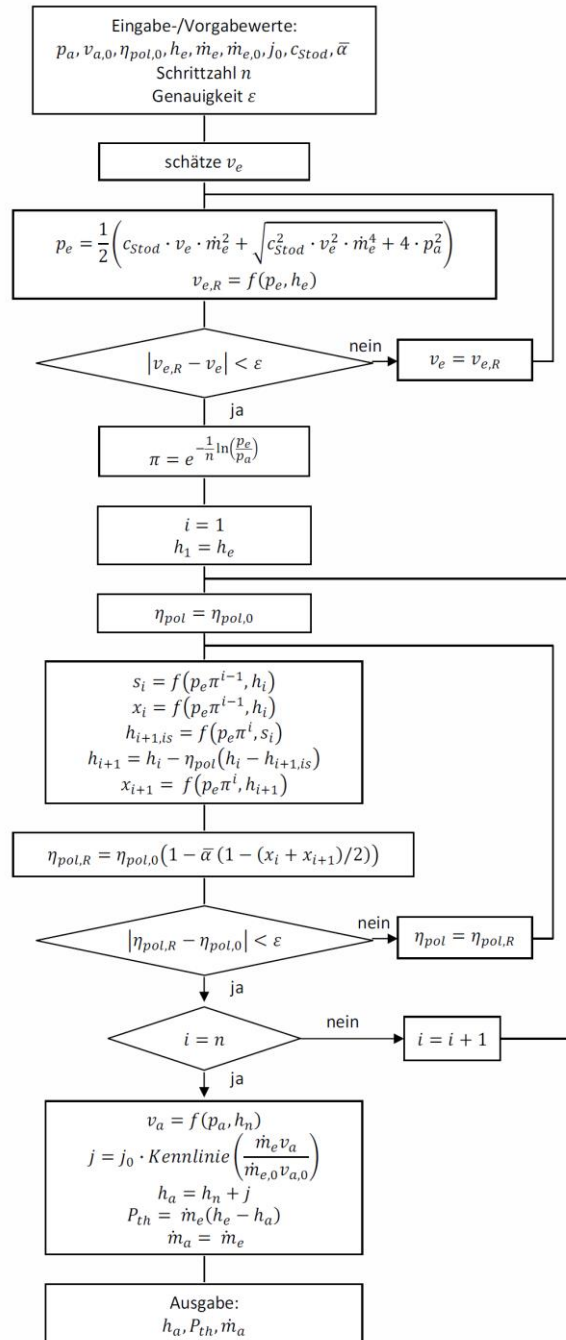


Abbildung A.27: Flussdiagramm für die Berechnung von Dampfturbinen mit konstanter Drehzahl bei Teillast

A.6 Rohbraunkohlereferenzkraftwerk

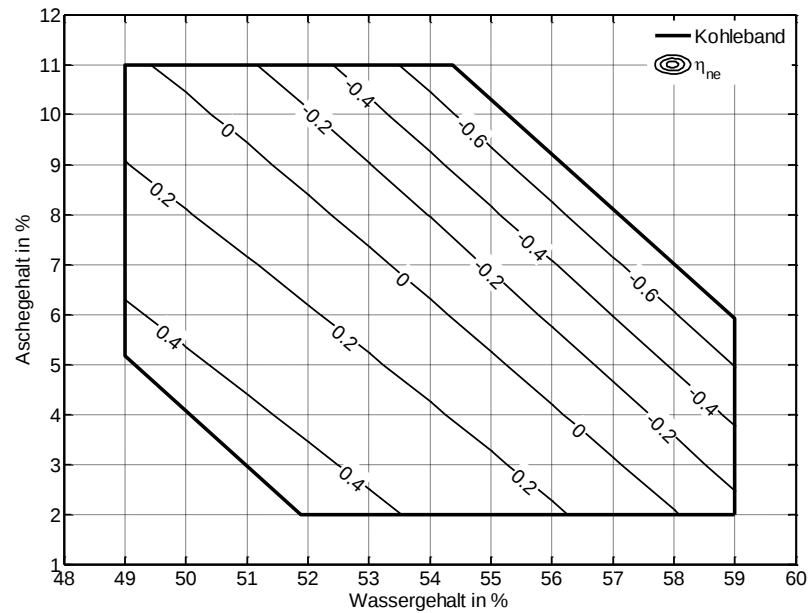


Abbildung A.28: Konturdiagramm für die Nettowirkungsgradänderung des RBK-Referenzkraftwerks gegenüber dem Auslegungspunkt in Abhängigkeit von der Kohlequalität bei Nennlast

A.7 Dampfversorgung der Wirbelschichttrockner

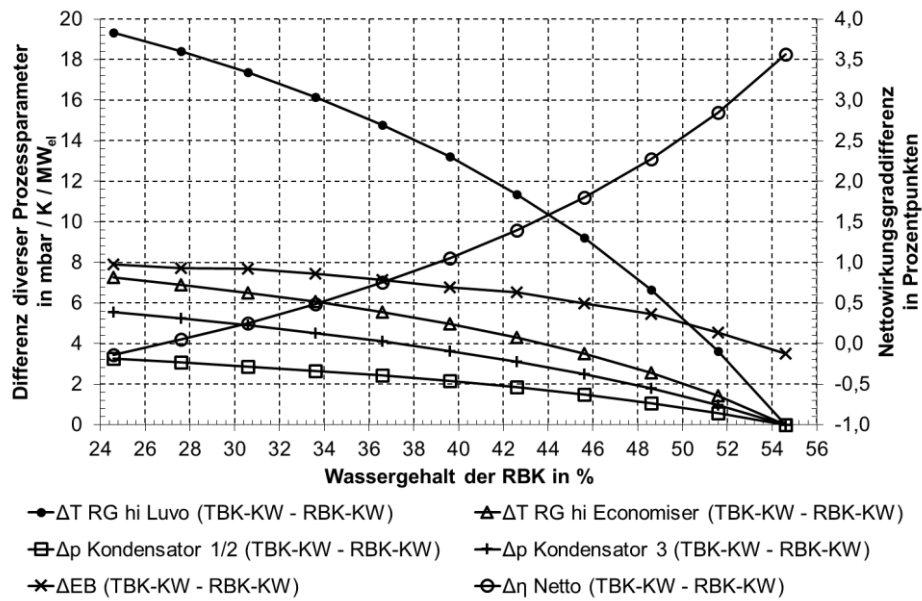


Abbildung A.29: Nettowirkungsgraddifferenz zwischen einem TBK-Kraftwerk gemäß Option 1 (vgl. Kapitel 5.3) und dem RBK-Referenzkraftwerk sowie relevante Prozessparameter in Abhängigkeit vom Wassergehalt der RBK bei einem konstanten Aschegehalt der RBK von 5,7 %

A.8 Abwärmenutzung

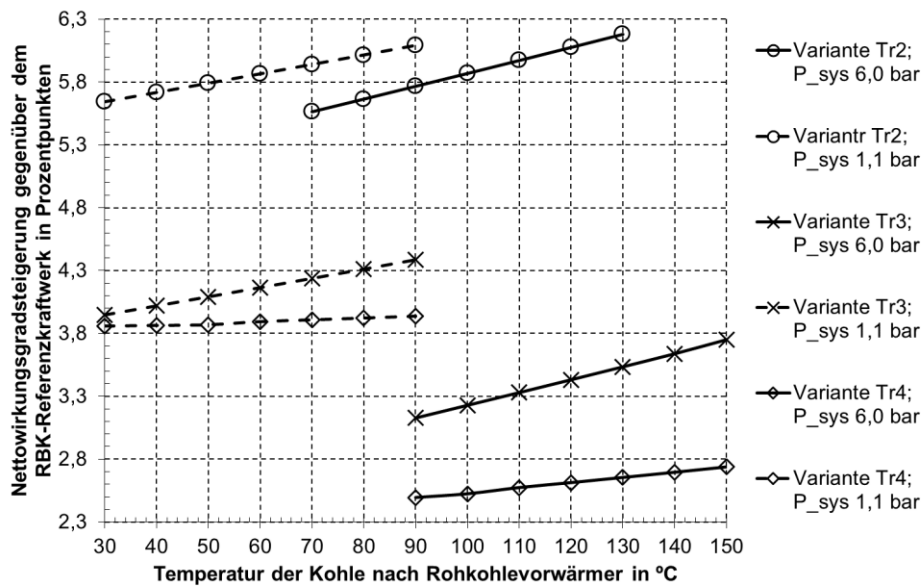


Abbildung A.30: Nettowirkungsgradsteigerung gegenüber dem RBK-Referenzkraftwerk in Abhängigkeit von der Temperatur der RBK am Austritt des Rohkohlevorwärmers für verschiedene Schaltungsvarianten

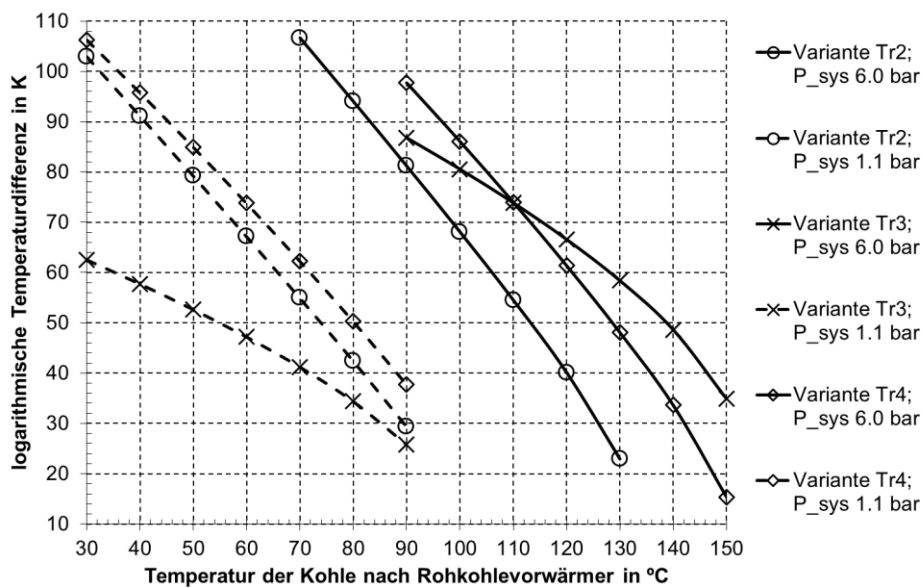


Abbildung A.31: Logarithmische Temperaturdifferenz des Rohkohlevorwärmers in Abhängigkeit von der Temperatur der RBK am Austritt des Rohkohlevorwärmers für verschiedene Schaltungsvarianten

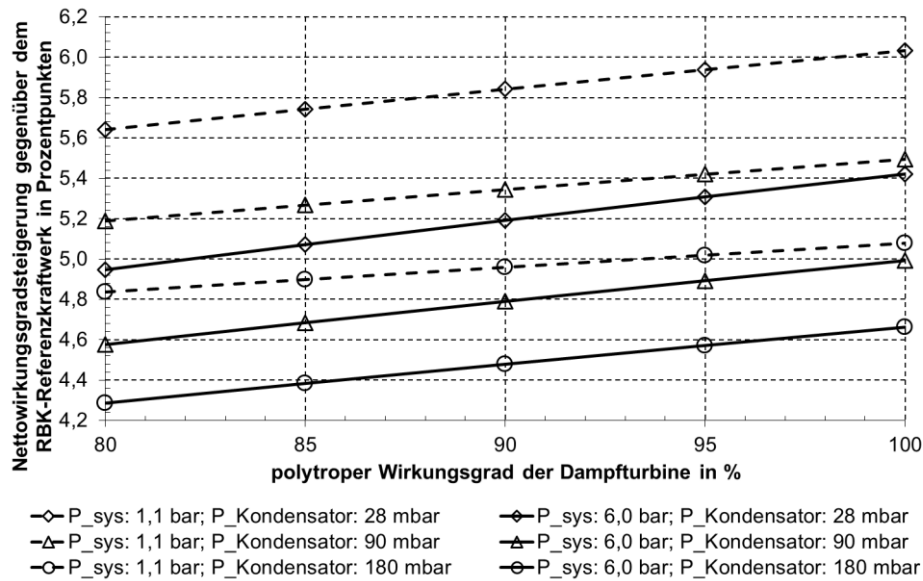


Abbildung A.32: Nettowirkungsgradsteigerung gegenüber dem RBK-Referenzkraftwerk bei Entspannung der Brüden in einer Dampfturbine in Abhängigkeit vom polytropen Wirkungsgrad der Turbine und vom Kondensatordruck

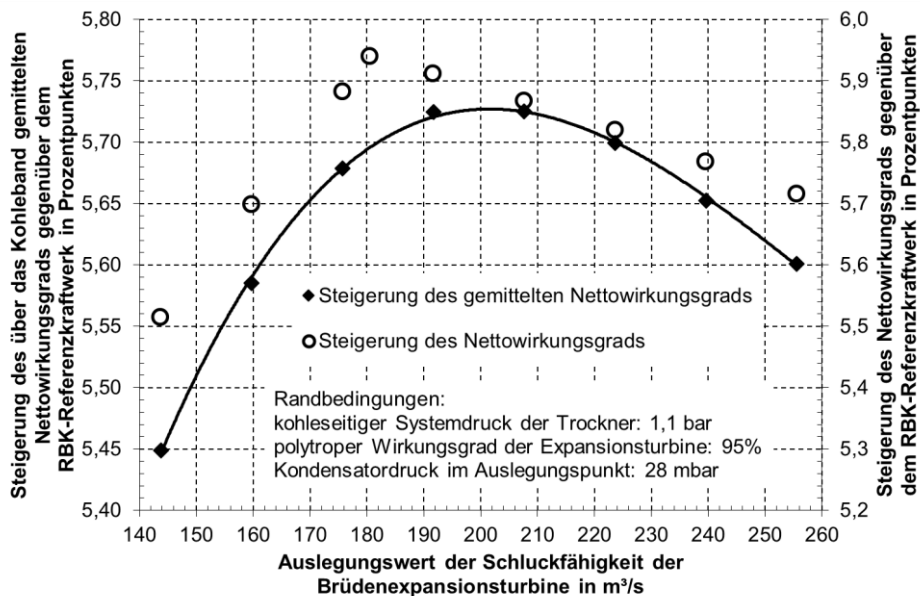


Abbildung A.33: Steigerung des über das Kohleband gemittelten Nettowirkungsgrads gegenüber dem RBK-Referenzkraftwerk in Abhängigkeit von der Schluckfähigkeit des den Sekundärdampf aufnehmenden ND-Turbinenabschnitts im Vergleich zur Nettowirkungsgradsteigerung gegenüber dem RBK-Referenzkraftwerk im Auslegungspunkt

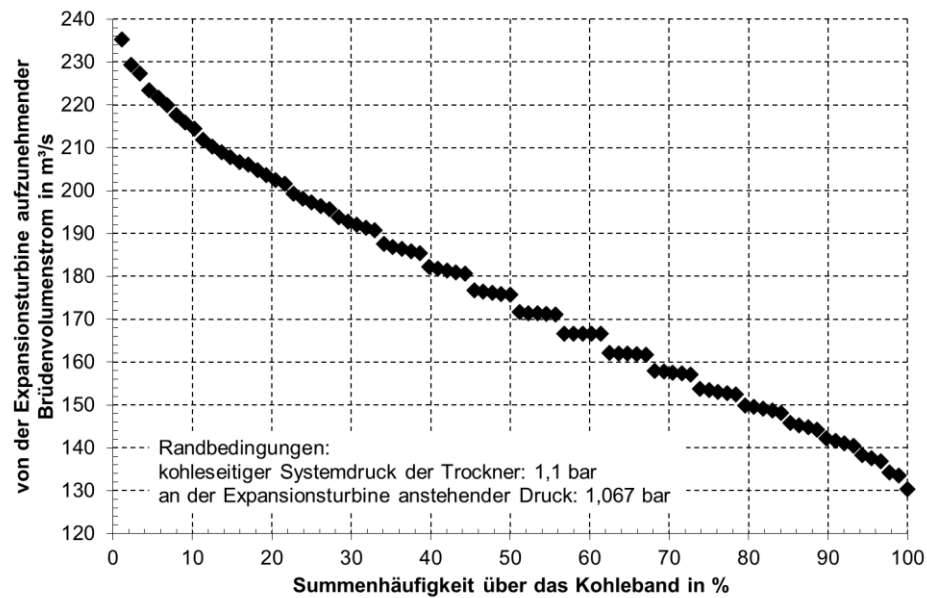


Abbildung A.34: Summenhäufigkeit des bei Nennlast von der Expansionsturbine aufzunehmenden Brüdenvolumenstroms in Abhängigkeit von der eingesetzten Kohlequalität

A.9 Optimiertes Trockenbraunkohlekraftwerk

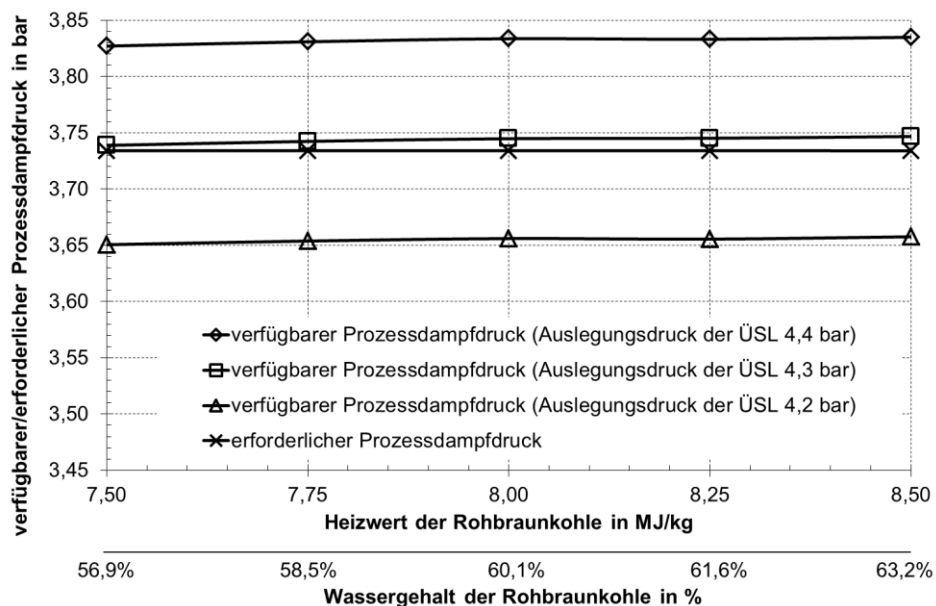


Abbildung A.35: für die Trocknung verfügbarer und erforderlicher Prozessdampfdruck in Abhängigkeit vom Auslegungsdruck der ÜSL des optimierten TBK-Kraftwerks

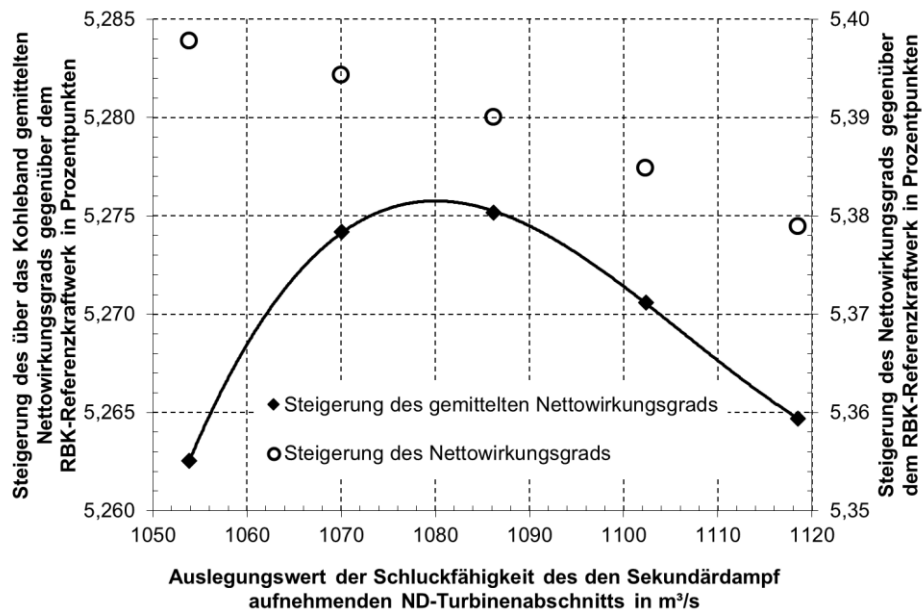


Abbildung A.36: Steigerung des über das Kohleband gemittelten Nettowirkungsgrads gegenüber dem RBK-Referenzkraftwerk in Abhängigkeit von der Schluckfähigkeit des den Sekundärdampf aufnehmenden ND-Turbinenabschnitts im Vergleich zur Nettowirkungsgradsteigerung gegenüber dem RBK-Referenzkraftwerk im Auslegungspunkt

A.10 EBSILONProfessional Schaltbild

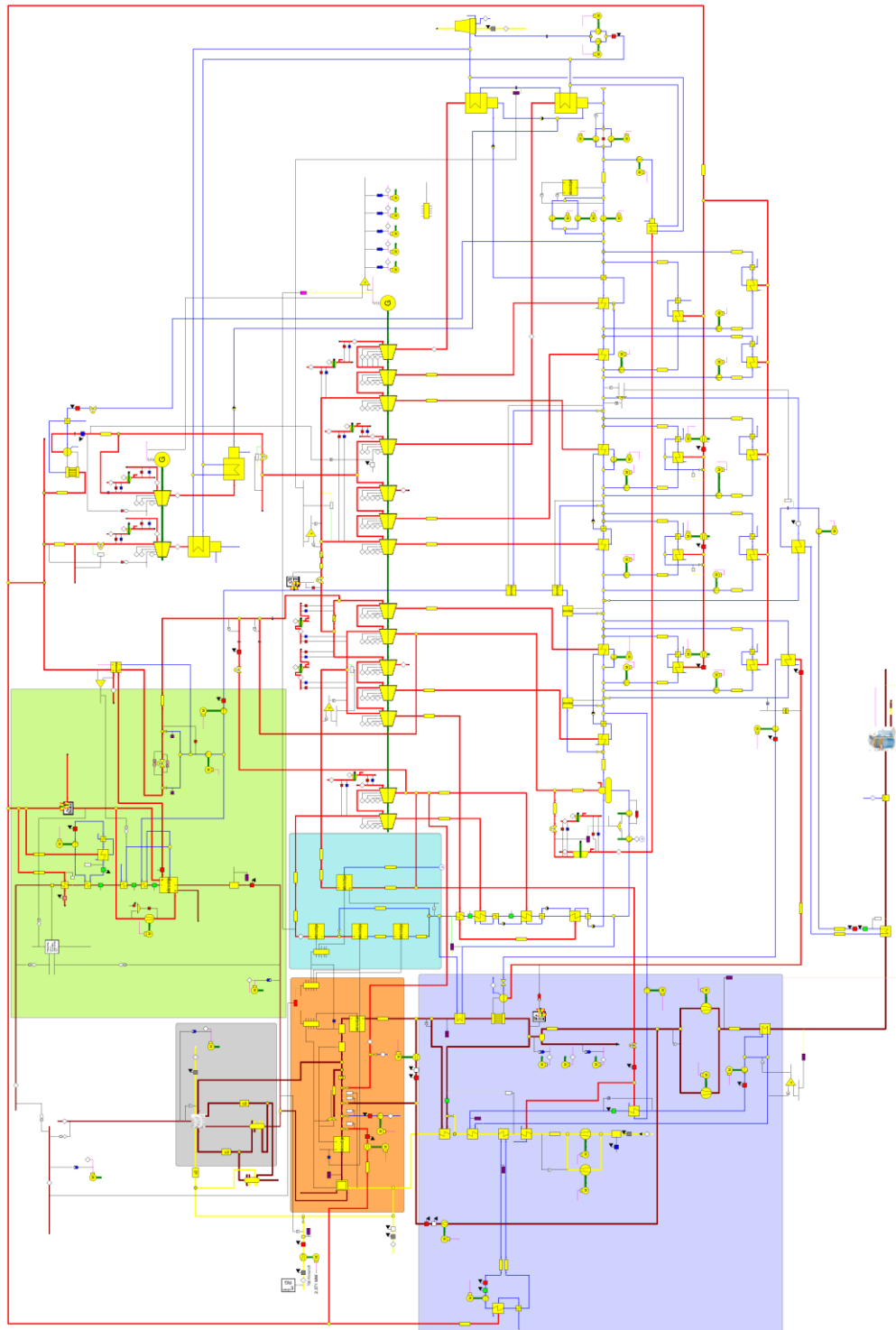


Abbildung A.37: EBSILONProfessional Schaltbild zur Illustration der Simulationstopologie aller betrachteter Schaltungsvarianten

CURRICULUM VITAE

Persönliche Informationen

Name: Toni Walter Rupprecht

Geburtsdatum: 12. April 1984

Geburtsort: Erlangen, Deutschland

Schulbildung

1990 – 1994 Adalbert Stifter Grundschule, Erlangen

1994 – 2000 Ohm Gymnasium, Erlangen

2000 – 2001 Hartley High School, TX, USA

2001 – 2003 Ohm Gymnasium, Erlangen

Zivildienst

2003 – 2004 Verein für Menschen mit Körperbehinderung e.V., Nürnberg

Universitäre Bildung

2004 – 2006 International Physics Studies Program, Universität Leipzig

2006 – 2007 Physique, Université Joseph Fourier, Grenoble, Frankreich

2007 B. Sc., International Physics Studies Program, Universität Leipzig

2007 – 2008 M. Sc., Mechanical Engineering, Stanford University, CA, USA

Berufserfahrung

2008 – 2011 Promovend, RWE Technology GmbH, Essen

seit 2011 Referent, RWE Power AG, Grevenbroich