

Entwicklungslinien der Braunkohlekraftwerkstechnik

Dissertation
zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktor-Ingenieurs

Universität Duisburg-Essen
Fachbereich 12
Maschinenwesen

vorgelegt von
Dipl.-Ing. Helmut Rode
aus Marl

Vorsitzender der Prüfungskommission: apl. Prof. Dr.-Ing. W. Bitterlich

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. I. Romey
Prof. Dr.-Ing. K. Görner

Tag der mündlichen Prüfung: 09. Juli 2004

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen, Indizes, Abkürzungen	VII
Kurzfassung.....	X
1 Einleitung	1
1.1 Problematik	1
1.2 Stand von Wissenschaft und Technik	3
1.2.1 Braunkohlekraftwerke	3
1.2.2 Braunkohlentrocknung	23
1.2.3 Feuerung und Dampferzeugung mit getrockneter Braunkohle	34
1.3 Aufgabenstellung.....	38
1.4 Vorgehensweise.....	39
1.5 Bewertungsgrößen	41
1.5.1 Energetischer Vergleich von Kraftwerksprozessen.....	41
1.5.2 Vergleich von Emissionen und Brennstoffverbrauch	45
1.5.3 Vergleich der Wirtschaftlichkeit von Kraftwerksprozessen.....	48
2 Berechnungsgrundlagen	49
2.1 Modell des braunkohlenbefeuerten Dampfkraftwerks	49
2.1.1 Aufbau des Gesamtprozesses	50
2.1.2 Brennstoffaufbereitung.....	51
2.1.3 Dampferzeuger	53
2.1.4 Wasser-/Dampfkreislauf.....	56
2.1.5 Kondensator und Kühlturm	58
2.1.6 Rauchgasweg nach Kesselaustritt.....	60
2.1.7 Verbrennungsluft-Vorwärmung	61
2.2 Modell des Dampfkraftwerks zukünftiger Bauweise	60
2.2.1 Analogie zum Stand der Technik	63
2.2.2 Integration des WTA-Verfahrens.....	63
2.2.3 Integration des MTE-Verfahrens	65
2.3 Modell des braunkohlenbefeuerten Kombi-Kraftwerks.....	69
2.3.1 Aufbau des Gesamtprozesses	70
2.3.2 Brennstoffaufbereitung.....	72
2.3.3 Druckkohlenstaub-Brennkammer.....	73
2.3.4 Hochtemperaturgasreinigung	76
2.3.5 Kompressor und Gasturbine	78
2.3.6 Abhitzedampferzeuger	79
2.3.7 Rauchgasentschwefelung	82
2.4 Berechnung von Zustandsgrößen.....	82
2.4.1 Zustandsgrößen von Wasser und Wasserdampf.....	83
2.4.2 Zustandsgrößen von Gasen und Gasgemischen.....	83
2.4.3 Zustandsgrößen und Eigenschaften von Kohle und Schlacke.....	84
2.4.4 Exergie und exergetisches Umgebungsmodell.....	84
2.5 Berechnungsgrundlagen zur Bewertung der Wirtschaftlichkeit	90

2.6 Einheitliche Umgebungsbedingungen und Annahmen.....	96
2.6.1 Thermodynamische Annahmen	96
2.6.2 Fiskalische Annahmen	98
3 Ergebnisse der Prozessanalysen.....	101
3.1 Dampfkraftwerk nach dem Stand der Technik	101
3.1.1 Definition und Berechnung des Referenzkraftwerks	101
3.1.2 Wirtschaftlichkeit des Referenzkraftwerks.....	109
3.2 Entwicklungspotenzial des Dampfkraftwerks	110
3.2.1 Vergleich der Trocknungsverfahren	110
3.2.2 Steigerung des Dampfturbinenwirkungsgrades	116
3.2.3 Steigerung der Frischdampfparameter.....	120
3.2.4 Optimierung des Kondensatordrucks	125
3.2.5 Bewertung des Entwicklungspotenzials des Dampfkraftwerks	129
3.3 Basis-Kombi-Kraftwerk.....	133
3.3.1 Definition und Berechnung des Basis-Kombi-Kraftwerks	133
3.3.2 Wirtschaftlichkeit des Basis-Kombi-Kraftwerks	151
3.4 Entwicklungspotenzial des Kombi-Kraftwerks	151
3.4.1 Einfluss der Braunkohlentrocknung.....	151
3.4.2 Einfluss der Schlackefließtemperatur	154
3.4.3 Einfluss der Gasturbineneintrittstemperatur	157
3.4.4 Einfluss der Hochtemperaturgasreinigung	164
3.4.5 Einfluss von Druckverlusten hinter Gasturbine	170
3.4.6 Einfluss des Kondensatordrucks	171
3.4.7 Bewertung des Entwicklungspotenzials des Kombi-Kraftwerks	172
4 Quervergleich der untersuchten Braunkohlenverstromungsverfahren	177
5 Zusammenfassung	183
6 Anhang.....	191
6.1 Herstellung und Eigenschaften Oxiddispersionsverfestigter Werkstoffe	191
6.2 Erläuterungen zur Berechnung der Exergie	198
6.3 Literatur.....	206

Formelzeichen

Lateinische Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Bedeutung
c	kJ/kgK	Wärmekapazität
c_p	kJ/kgK	isobare Wärmekapazität
c_{pm}	kJ/molK	molare isobare Wärmekapazität
d	-	differenziell
e	kJ/kg	spezifische Exergie
E	kJ/mol	molare Exergie
\dot{E}	kW	Exergiestrom
G	kJ/mol	molare freie Enthalpie
H^f	kJ/mol	molare Bildungsenthalpie
H_o	kJ/kg	Brennwert
H_u	kJ/kg	Heizwert
k	$\text{EUR/kWh, EUR/kW, EUR/GJ}$	spezifische Kosten
k_A	EUR/kW	spezifische Anlagenkosten
k_{Br}	EUR/GJ	spezifische Brennstoffkosten
k_{Sm}	EUR/kWh	mittlere Stromgestehungskosten
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
M	g/mol	Molmasse
O	-	stöchiometrischer Sauerstoffbedarf
p	MPa, kPa	Druck
p_s	kPa	Sättigungsdruck
P	kW	Leistung
\dot{q}	W/m^2	Wärmestromdichte
r	kJ/kg	Verdampfungswärme
R	kJ/kgK	spezielle Gaskonstante
s	kJ/kgK	spezifische absolute Entropie
S	kJ/molK	molare absolute Entropie
t	$^{\circ}\text{C}$	Temperatur
T	K	Temperatur
T_V	h	Volllaststundenzahl
V	m^3	Volumen
W	kJ/mol	molare Arbeit
z	-	Diskontierungssummenfaktor

Griechische Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Bedeutung
α	-	Absorptionsgrad, Annuitätsfaktor
α'	-	erweiterter Annuitätsfaktor
β	-	Finanzierungsfaktor
γ	-	Massenanteil, massenbezogene CO_2 -Emissionen
δ	-	Umrechnungsfaktor

Griechische Formelzeichen (Fortsetzung)

Zeichen	Einheit	Bedeutung
Δ	-	Differenz
ε	-	Emissionsgrad
ζ	-	exergetischer Wirkungsgrad
η	-	thermischer Wirkungsgrad
μ	-	Massenanteil
ν	-	Molanteile
ξ	kg/kWh	leistungsbezogener Brennstoffbedarf
σ	W/m^2K	Stefan-Boltzmann-Konstante ($5,67 \cdot 10^{-8}$)
χ	kg/kWh	leistungsbezogene CO_2 -Emissionen
ψ	-	Bauherreneigenleistungsfaktor

Indizes

0	im Bezugszustand
a	Asche
A	Anlage
brutto	Bruttowert (ohne Abzug des Eigenbedarfs)
Basis	Basis-Kraftwerk
Br	Brennstoff
C	Carnot
D	Dampf
eigen	zur Deckung des Eigenbedarfs
el	elektrisch
f	<i>formation (engl.)</i> , Reaktion
fl	flüssig
g	Gas, gasförmig
i	Laufindex
k	Kondensat
m	Mittelwert, molar
min	mindestens, Minimal
netto	Nettowert (nach Abzug des Eigenbedarfs)
neu	neues Kraftwerk
Q	Wärme
rev	reversibel
R	Reaktion
RG	Rauchgas
s	Sättigung
st	Staub
S	Strom
t	technisch
th	thermisch
u	Umgebung
V	Verlust, Volllast
w	Wasser, Wand
waf	wasser- und aschefreie Substanz
WKM	Wärmekraftmaschine

Die Benutzung des gleichen Buchstabens für verschiedene Größen ist unvermeidbar. Die jeweilige Bedeutung im Text ist aus dem Zusammenhang ersichtlich.

Abkürzungen

AHDE	Abhitzedampferzeuger
AHK	Abhitzekessel
BKK	Brennkammerkühlung
BMWi	Bundesministerium für Wirtschaft
BoA	Braunkohlekraftwerk mit optimierter Anlagentechnik
Ct	Euro-Cent
DeNO _x	Entstickung
DOE	Department of Energy
DKSF	Druckkohlenstaubfeuerung
DWT	Dampf-Wirbelschicht-Trocknung
DT	Dampfturbine
ECO	Economizer
EFCC	Externally Fired Combined Cycle
el.	Elektrisch
EU	Europäische Union
EUR	Euro (Währungseinheit)
FAA	Flüssigascheabscheidung
FD	Frischdampf
GFAVO	Großfeuerungsanlagenverordnung
GUD	Gas- und Dampfturbinen Prozess
GT	Gasturbine
HS	Hauptsatz (der Thermodynamik)
HTGR	Hochtemperatur-Gasreinigung
HD	Hochdruck
HTW	Hochtemperatur-Winkler (Vergasungsverfahren für Braunkohle)
HTWT	Hochtemperatur-Wärmetauscher
IAPWS	International Association for the Properties of Water and Steam
IFC	International Formulation Committee
IFRF	International Flame Research Foundation
i.N.	im Normzustand
KoBra	Kombi-Kraftwerk mit Braunkohlenvergasung
Lubeco	Luvo-Bypass-Economiser
LuVo	Luftvorwärmer
MD	Mitteldruck
MTE	Mechanisch/Thermische Entwässerung
ND	Niederdruck
NRW	Nordrhein-Westfalen
ODS	Oxide Dispersion Strengthened
PFBC	Pulverised Fluidised Bed Combustion
PTA	Pilot-Trocknungsanlage
REA	Rauchgasentschwefelungsanlage
ReGaVo	Regenerativer Gasvorwärmer
SPW	Speisewasser
TBK	Trockenbraunkohle
TET	Turbineneintrittstemperatur
VVA	Versuchsverbrennungsanlage
VW	Vorwärmer
WTA	Wirbelschichttrocknung mit interner Abwärmenutzung
ZÜ	Zwischenüberhitzer

Kurzfassung

In dieser Arbeit werden zwei neue Entwicklungslinien von braunkohlenbefeuerten Großkraftwerken mit dem aktuellen Stand der Technik verglichen. Um eine direkte Vergleichbarkeit der Ergebnisse für die betrachteten Prozesse zu gewährleisten, werden alle thermodynamischen Auslegungsrechnungen und Analysen mit gleichermaßen detaillierten Berechnungsmodellen und vergleichbaren Annahmen durchgeführt. Die Bewertung der Prozesse umfasst neben den Wirkungsgradpotenzialen auch die Eigenschaften der Kraftwerksprozesse hinsichtlich Umwelt- und Ressourcenschonung. Um neben den technischen und ökologischen Chancen der fortschrittlichen Kraftwerke auch ökonomische Risiken bewerten zu können, ist eine Abschätzung der Grenzen der Wirtschaftlichkeit auf Basis einfacher betriebswirtschaftlicher Methoden enthalten. Dabei wird der jeweilige Wirkungsgradvorteil einer Maßnahme in Form einer zulässigen Mehrinvestition und einer zulässigen Minderung der Arbeitsverfügbarkeit unter der Annahme konstanter Stromgestehungskosten ausgedrückt.

Als Referenzkraftwerk dient ein Dampfkraftwerk mit einem Nettowirkungsgrad von 44,5 % mit überkritischen Frischdampfparametern (580 °C/27,4 MPa) und einfacher Zwischenüberhitzung (600 °C/5,4 MPa). Unter der Annahme von spezifischen Investitionen von 1185 EUR/kW und einem Braunkohlenpreis von 9,05 EUR/t werden für das Referenzkraftwerk Stromgestehungskosten von 2,84 Cent/kWh ermittelt. Pro erzeugte Kilowattstunde elektrischer Arbeit werden 706 g Braunkohle benötigt und 782 g CO₂ emittiert.

Im ersten Teil des Vergleichs wird dem Referenzkraftwerk das Entwicklungspotenzial des Dampfkraftprozesses gegenübergestellt. Wichtige Verbesserungsmaßnahmen stellen der Einsatz effektiverer Trocknungsverfahren, Verbesserungen der Dampfturbine, Steigerung der Frischdampfparameter und Optimierung des Kondensatordrucks bzw. wenn möglich, der Übergang auf Meerwasserkühlung, dar. Bei Umsetzung aller Maßnahmen ließe sich der Nettowirkungsgrad eines Dampfkraftwerks auf 56,4 % steigern. Bei unveränderten Stromgestehungskosten dürfte die Mehrinvestition für das weiterentwickelte Kraftwerk 92 EUR/kW betragen oder bei gleichen Investitionen die Verfügbarkeit um 575 h/a sinken.

Die zweite betrachtete Entwicklungslinie stellt ein Kombi-Kraftwerk mit Druckkohlenstaubfeuerung und Hochtemperaturgasreinigung dar. Unter der Voraussetzung der Realisierbarkeit aller kritischen Komponenten wird ein Konzept für ein Großkraftwerk mit Druckkohlenstaubfeuerung von Braunkohle vorgestellt. Der Nettowirkungsgrad des Prozesses beträgt 57,6 %. Ausgehend von dieser Basis-Auslegung wird der qualitative und quantitative Einfluss wichtiger Anlagenparameter thermodynamisch untersucht. Basierend auf den Erkenntnissen der durchgeführten Analysen wird das weitere Entwicklungspotenzial des druckkohlenstaubbefeuerten Kombi-Prozesses abgeschätzt.

Auf Basis der dokumentierten Chancen und Risiken ist somit eine fundierte Einschätzung des zukünftigen Entwicklungspotenzials der betrachteten Kraftwerksprozesse für Braunkohle möglich.

Insgesamt führen die Untersuchungen zu dem Ergebnis, dass der Einsatz des Kombi-Prozesses für die Verstromung von Braunkohle zu Wirkungsgraden führt, die durch Weiterentwicklungen des konventionellen Dampfkraftwerks voraussichtlich nicht erreichbar sein werden. Die Umsetzung der DKSF-Technologie hat somit auch für Braunkohle eine besondere Bedeutung. Für beide Entwicklungslinien der Braunkohlekraftwerkstechnik stellt gleichermaßen der Einsatz effektiver Verfahren zur Reduzierung des Wassergehaltes der Rohbraunkohle eine Grundvoraussetzung zur ressourcenschonenden und umweltverträglichen Stromerzeugung dar.

1 Einleitung

1.1 Problematik

Ein Großteil des weltweiten Primärenergiebedarfs für die Erzeugung von elektrischer Energie wird durch die Verbrennung fossiler Energieträger Kohle, Erdöl und Erdgas bereitgestellt. In vielen industrialisierten Ländern existieren flächendeckende Leitungsnetze für die allgemeine Versorgung mit Strom. Der Grundlast- und Mittellastbedarf der Versorgungsnetze wird in zentralen Großkraftwerken erzeugt, in denen häufig die festen Brennstoffe Steinkohle und Braunkohle zum Einsatz kommen. Der gewünschte Endenergieträger Strom wird in fossilbefeuerten Wärmekraftmaschinen, unabhängig vom Brennstoff, über den Weg der Freisetzung der chemisch gebundenen Energie des Brennstoffs in thermische Energie der Verbrennungsabgase erzeugt. Dazu wird nach der Verbrennung die Abgasenthalpie entweder direkt in Gasturbinen bzw. Kolbenmaschinen oder indirekt, gekoppelt über einen Wasser-/Dampfkreislauf, in Dampfturbinen zunächst in mechanische Energie und anschließend in Generatoren in elektrische Energie umgewandelt. Zusätzlich kann bei Bedarf thermische Energie an verschiedenen Stellen des Prozesses durch Auskopplung in Form von Fernwärme oder Prozessdampf auf verschiedenen Temperaturniveaus bereitgestellt werden.

Die Hauptnachteile einer derartigen Erzeugung der Endenergien Strom und Wärme liegen zum einen in den Emissionen, die bei der Verbrennung aus den Komponenten des Brennstoffs und teilweise auch aus der Verbrennungsluft entstehen. Zum anderen ist die Tatsache problematisch, dass in einer nach erdzeitgeschichtlichen Maßstäben extrem kurzen Zeitspanne die verfügbaren fossilen Brennstoffe umgewandelt werden, so dass selbst nach menschlichem Zeitmaßstab diese Rohstoffvorräte eine relativ geringe Reichweite aufweisen.

Den Nachteilen stehen Vorteile gegenüber, die im Wesentlichen auf der hohen Energiedichte und Reaktivität der Brennstoffe und auf der hohen Zuverlässigkeit und Flexibilität der zum Einsatz kommenden Umwandlungstechnik basieren. Das liefert die notwendigen Voraussetzungen für den bekannten Energieversorgungsstandard, der es uns in den Industrieländern ermöglicht, zu jeder Zeit an jedem Ort Strom in ausreichender Menge anfordern zu können. Um diesen, für unsere Gesellschaft zur Selbstverständlichkeit gewordenen Komfort, möglichst kostengünstig anbieten zu können, ist es erforderlich, die nachgefragte Leistung bedarfsgerecht, d. h. ohne zeitliche Verzögerung zu erzeugen, da die Speicherung von elektrischer Energie nennenswerter Kapazitäten technisch kaum realisierbar ist und zu deutlich höheren Preisen der Endenergie führen würde.

Auf Grund der technologischen Vorteile und der hohen Wirtschaftlichkeit wird der Stromerzeugung aus fossilen Energieträgern in zentralen Großkraftwerken auch weiterhin eine besondere Bedeutung zukommen. Da für die derzeit bekannten Vorkommen fossiler Brennstoffe für Stein- und insbesondere Braunkohle die größte Reichweite vorhergesagt wird, kann auf die Nutzung der festen Brennstoffe

mittelfristig nicht verzichtet werden. Wegen des geringeren Wasserstoff- und des höheren Kohlenstoffgehaltes der Kohlen, gegenüber gasförmigen und flüssigen fossilen Brennstoffen, führen diese zu höheren CO_2 -Emissionen bei der konventionellen Nutzung zur Stromerzeugung. Braunkohle weist in diesem Zusammenhang auf Grund des höheren Ballaststoffgehaltes und des geringeren Inkohlungsgrades ungünstigere Voraussetzungen auf als Steinkohle. Daher sind im Bereich der Braunkohlenverstromung große Anstrengungen zur Minderung der oben genannten negativen Begleiterscheinungen für die Umwelt und nachfolgende Generationen erforderlich.

Durch signifikante Verbesserung des Wirkungsgrades der Energieumwandlung von der Primärenergie der Braunkohle zu den gewünschten Endenergieträgern lassen sich sowohl die, auf die erzeugte Energiemenge bezogenen, Emissionen als auch der auf die Energiemenge bezogene Brennstoffbedarf mit relativ geringem Kostenaufwand nennenswert reduzieren. Daher sind Bemühungen zur Verbesserung der Effizienz von besonderer Bedeutung und Tragweite.

Um die Bestrebungen nach mehr Umweltverträglichkeit und Ressourcenschonung im Bereich der großtechnischen Kohlenverstromung voran zu bringen, werden verschiedene technische Entwicklungslinien innerhalb der Kraftwerksforschung verfolgt. In erster Linie wird die Weiterentwicklung des konventionellen Braunkohle-Dampfkraftwerks vorangetrieben. Verbesserungen der Effizienz dieses weit verbreiteten Kraftwerkstyps können auf Grund der langjährigen Betriebserfahrungen relativ schnell und mit geringem Investitionsrisiko in die großtechnische Anwendung überführt werden. Andererseits sind große Entwicklungsschritte in dieser weitgehend ausgereiften Technologie schwer zu erschließen. Insbesondere die in näherer Zukunft zu erwartenden Entwicklungen neuer Hochtemperaturbeständiger Werkstoffe sowie die Integration effizienter Kohlentrocknungsprozesse bieten Optimierungspotenzial für den konventionellen Kraftwerksprozess.

Andere Entwicklungslinien in der Kraftwerkstechnik verfolgen die Grundidee den hocheffizienten Kombi-Kraftwerksprozess, der bisher den edlen Brennstoffen Erdgas und Heizöl vorbehalten war, auch für die Verwendung fester Brennstoffe zugänglich zu machen. Eine vielversprechende Variante stellt das Konzept des Kombi-Kraftwerks mit Druckkohlenstaubfeuerung dar, das für die Verstromung von Steinkohle bereits bis zum Pilotmaßstab entwickelt wurde. Die Arbeiten an diesem Kraftwerkskonzept wurden 1990 initiiert und von einem Firmenkonsortium aus ursprünglich Babcock Energie- und Umwelttechnik AG, L. & C. Steinmüller GmbH, Ruhrkohle AG, Siemens AG, STEAG AG, Saarbergwerke AG, VEBA Kraftwerke Ruhr AG, sowie Lurgi Energie- und Umwelttechnik AG unter wissenschaftlicher Begleitung des Instituts für Umweltverfahrenstechnik der Universität Essen betrieben. Das Konsortium wird seither (in veränderter Zusammensetzung) durch das Bundesministerium für Wirtschaft finanziell unterstützt. Die beteiligten nordrhein-westfälischen Hochschulen wurden darüber hinaus aus Landesmitteln des Wirtschafts- und Forschungsministeriums NRW gefördert. In neueren Untersuchungen wird auch der Einsatz des Brennstoffs Braunkohle in diesem Kraftwerkskonzept berücksichtigt. Eine Kombination dieses hocheffizienten Kombi-Prozesses mit dem Einsatz moderner Trocknungsverfahren für Braunkohle eröffnet ein noch höheres Wirkungsgradpotenzial.

Mit den jüngsten Fortschritten in der neuartigen Gasreinigung bei hohen Temperaturen und hohen Drücken, rückt die technische Realisierbarkeit des Gesamtkonzeptes in die Nähe des Machbaren. Daher stellt sich zunehmend die Frage, welches Kraftwerkskonzept für die Stromerzeugung aus Braunkohle in zentralen Großkraftwerken mittel- bis langfristig zu bevorzugen ist. Dazu ist eine

realistische Einschätzung der Wirkungsgradpotenziale und der mit den Prozessen verbundenen technischen und finanziellen Chancen und Risiken in einem direkten Vergleich erforderlich.

Für einen belastbaren Vergleich sind detaillierte thermodynamische Berechnungen der zu bewertenden Prozesse durchzuführen. Dazu ist insbesondere ein umfassendes Konzept für ein Großkraftwerk auf Basis des Konzeptes der Druckkohlenstaubfeuerung für Braunkohle zu erarbeiten. Ein derartiger Vergleich von Kraftwerksprozessen für Braunkohle ist bisher noch nicht durchgeführt bzw. veröffentlicht worden, ist jedoch für eine fundierte Bewertung der verschiedenen diskutierten Entwicklungslinien der fortschrittlichen Kraftwerkstechnik erforderlich.

1.2 Stand von Wissenschaft und Technik

Zur Erzeugung von Elektrizität aus Braunkohle steht eine Vielzahl von Verfahren zur Verfügung, die von sehr unterschiedlicher kommerzieller Bedeutung sind. Bei der Beschreibung des Standes der Technik wird das Verfahren, das den weitaus größten Beitrag zur öffentlichen Stromversorgung leistet eingehend berücksichtigt. Bezüglich der sonstigen Verfahren wird auf weiterführende Literatur z.B. auf einen aktuellen Übersichtsbeitrag von Leithner [LEI-02b] verwiesen. Da für die beiden in dieser Arbeit näher betrachteten Prozesslinien auch Abschätzungen des zukünftigen Entwicklungspotenzials vorgenommen werden, wird hier, über den aktuellen Stand der Technik hinaus, auf zukünftige Entwicklungstendenzen eingegangen.

1.2.1 Braunkohlekraftwerke

Kraftwerksanlagen zur Stromerzeugung aus Braunkohle haben den besonderen Eigenschaften der Braunkohle als Brennstoff Rechnung zu tragen. Hervorzuheben ist der, im Vergleich zu Steinkohle, wesentlich höhere Ballastgehalt¹, der im Wesentlichen auf den hohen Wassergehalt zurückzuführen ist [ZEL-86]. Darüber hinaus haben regionale Schwankungen in der Zusammensetzung der nicht brennbaren Substanz teilweise bedeutenden Einfluss auf die Ascheeigenschaften.

Der hohe Wassergehalt macht besondere Verfahren für das Mahlen und für die Verbrennung von Braunkohle erforderlich. Der Rauchgasvolumenstrom steigt gegenüber einer Steinkohlenfeuerung gleicher Leistung deutlich an, was in der Dimensionierung der Brenner, Brennkammer und des gesamten Rauchgasweges bis hin zu den Rauchgasreinigungsanlagen zu berücksichtigen ist. Bezüglich der Einhaltung zulässiger Stickoxid-Emissionen weist Braunkohle einen Vorteil gegenüber Steinkohlenfeuerungen auf. Die Entstickung kann bei Braunkohle meist durch Primärmaßnahmen bereits während der Verbrennung sichergestellt werden. Zur Entschwefelung und Entstaubung sind jedoch prinzipiell die gleichen Sekundärmaßnahmen erforderlich. Zudem neigt Braunkohle bzw. die Asche der Braunkohle, gegenüber Steinkohle, deutlich mehr zur Bildung von Ansätzen und Belägen auf den Heizflächen und ungekühlten Wandbereichen von Feuerräumen und Kesselanlagen. Diese Ansätze verschlechtern nicht nur die Wärmeübergangsbedingungen, sondern können auch durch Herabstürzen zu erheblichen mechanischen Schäden (meist im Bereich der Aschetrichter) führen. Des Weiteren kann die Kohle je nach Lagerstätte mit Quarzsand vermischt sein, was die Gefahr von erhöhter Erosion an Rohrleitungen und anderen angeströmten Bauteilen mit sich bringt.

¹ Anteil nicht brennbarer Substanz

Unter Berücksichtigung der spezifischen Eigenschaften der Braunkohle lassen sich grundsätzlich alle Energiewandlungsverfahren für Steinkohle auch auf Braunkohle anwenden. Unabhängig vom eigentlichen Stromerzeugungsverfahren ist bei einem Brennstoff, der zu rund 50 % aus nicht brennbarer Substanz besteht, der Energiebedarf für den Transport nicht vernachlässigbar. Dies führt dazu, dass es einerseits keinen Rohbraunkohle-Welthandel gibt und dass andererseits große Braunkohlekraftwerke in der Regel in unmittelbarer Nähe der Tagebaugebiete angesiedelt werden. Auf diese Weise steht in Deutschland den Braunkohlekraftwerken im rheinischen sowie im mitteldeutschen Revier ein wirtschaftlich konkurrenzfähiger, subventionsfrei-gewinnbarer Brennstoff zur Verfügung, der trotz seiner geringeren Qualität gegenüber Steinkohle einen bedeutenden Beitrag zur öffentlichen Stromversorgung, vorzugsweise im Bereich der Grundlastversorgung, leistet.

Konventionelles Dampfkraftwerk

Braunkohle wird derzeit fast ausschließlich in konventionellen Dampfkraftwerken zur Stromerzeugung eingesetzt. Neben den langjährigen Betriebserfahrungen sprechen für diesen Prozess die Zuverlässigkeit der robusten Technik, die Beherrschbarkeit des Verfahrens und die hohe Lebensdauer, die bei einzelnen Blöcken bereits 50 Kalenderjahre erreicht hat. Darüber hinaus weisen konventionelle braunkohlenbefeuerte Dampfkraftwerke relativ niedrige leistungsbezogene Investitionen auf.

Den aktuellen Stand der Technik markiert der im Herbst 2002 in die Inbetriebsetzungsphase gelangte Kraftwerksblock am Standort Niederaußem der RWE Rheinbraun AG. Bei diesem Kraftwerk wurde gegenüber den in Deutschland zuletzt errichteten Braunkohlekraftwerken (z.B. Schwarze Pumpe, Boxberg und Lippendorf [KEH-97], [HOF-02]) weiteres Optimierungspotenzial ausgeschöpft und zu dem Konzept des Braunkohlekraftwerks mit optimierter Anlagentechnik (BoA) zusammengefasst. Laut Kallmeyer wurde der thermodynamische Wirkungsgrad gegenüber den zuletzt in Ostdeutschland errichteten Blöcken um 2 %-Punkte erhöht [KAL-99]. Derzeit wird der im Folgenden näher beschriebene, neue Block des Kraftwerks Niederaußem als Referenz für die Stromerzeugung aus Braunkohle in zentralen Großkraftwerken verstanden.

Bei dem Kraftwerksblock (Abbildung 1.1) handelt es sich um ein Dampfkraftwerk mit höchsten, überkritischen Dampfparametern, einer Zwischenüberhitzung und reinem Kondensationsbetrieb mit einem projektierten Wirkungsgrad von 45,2 %. Um gleichzeitig eine hohe Wirtschaftlichkeit zu erreichen, wurde die größtmögliche Blockleistung und ein hoher Automatisierungsgrad realisiert [TIP-02]. Die Auslegung erfolgte für Grundlastbetrieb (7500 h/a), sowie mit einer Blockregelung für Gleitdruckbetrieb und einer Überlastreserve von 5 % zur Stützung der Netzfrequenz. Außerdem ist eine Reisezeit des Blocks von vier Jahren geplant. Komponenten mit kürzeren Revisionsintervallen wurden redundant ausgeführt [HEI-98].

Zur Kohlenaufbereitung werden Schlagradmühlen ohne Sichter verwendet. Die erforderliche Mahlfineinheit wird durch zwei Vorschlägerstufen je Mühle erzielt. Zur Minimierung des Kraftbedarfs kommen hier Mehrkreisregelgetriebe zum Einsatz. Die Feuerung des Kraftwerks wurde für Rheinische Braunkohle mit einem relativ breiten Heizwertband von 7,9 bis 10,5 MJ/kg und für eine Mindestlast mit Kohlefeuer von 50 % ausgelegt. Es kommt eine weiterentwickelte Tangentialfeuerung mit Nachreaktionsbrennern zum Einsatz. Der gesetzlich vorgeschriebene Emissionsgrenzwert für NO_x wird damit ohne Sekundärmaßnahmen sichergestellt. Durch eine niedrige Gesamtluftzahl von 1,15 werden die Abgasverluste des Blocks reduziert. Die Feuerraumendtemperatur beträgt etwa 1050 °C ohne

Rezirkulation von kaltem Rauchgas [HEI-98]. Kurz vor Ende des Feuerraums wird ein Teil des Rauchgases mit etwa 1000 °C zu den Mühlen zurückgesaugt [POL-96]. Die Rauchgasgeschwindigkeit im Konvektionsteil des Zwangsdurchlaufkessels wird, zur Reduzierung der Sanderosion, auf etwa 9 m/s begrenzt.

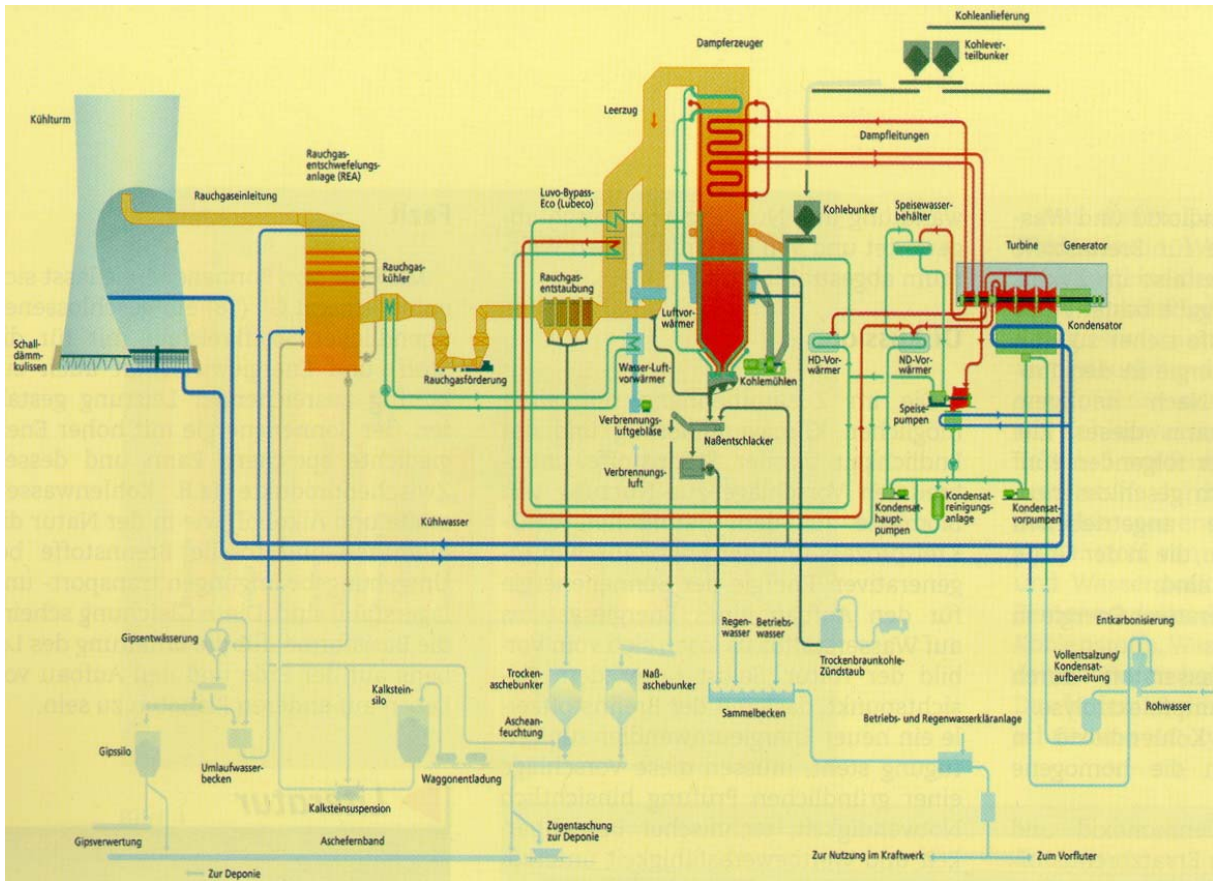


Abbildung 1.1: Vereinfachtes Schaltschema des Blocks K im Kraftwerk Niederaußem [LEI-02b]

Die Turmbauweise des Dampferzeugers bietet Vorteile für die Realisierung der hohen Dampfparameter, da Temperaturspitzen und ungleichmäßige Strömungsverteilungen vermieden werden. Außerdem ermöglicht die Turmbauweise rauchgasdicht-verschweißte Umfassungswände und voll entwässerbare Heizflächen [HEI-98].

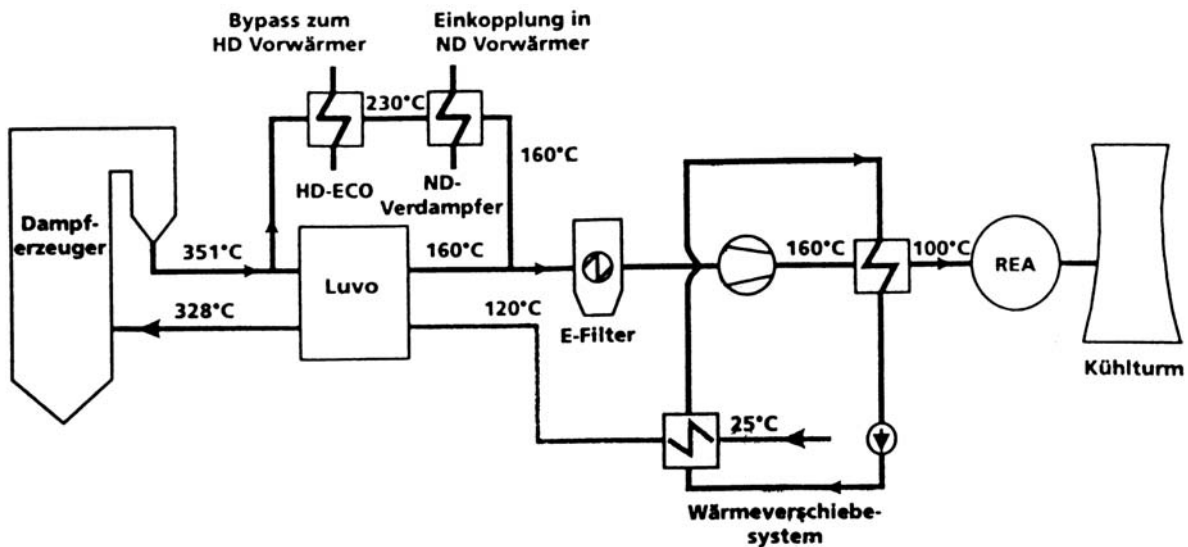


Abbildung 1.2: *Wärmerückgewinnungssystem des BoA-Konzeptes [HEI-96]*

Das Rauchgas verlässt den Konvektionsteil des Kessels mit einer Temperatur von etwa 350 °C. Zwei Drittel des Gastroms wärmen in zwei parallel geschalteten Dreh-Luvos die Verbrennungsluft auf etwa 328 °C vor (Abbildung 1.2). Das verbleibende Drittel wird durch zwei parallel geschaltete Luvo-Bypass-Economiser (Lubeco) geführt [TIP-02]. Dort wird ein Teil der Rauchgaswärme an das HD-Speisewasser und ein weiterer Teil an das ND-Speisewasser abgegeben. Durch den Einsatz der Lubecos wird weniger Anzapfdampf aus den Turbinen für die Vorwärmung des Speisewassers benötigt. Die zeitweise parallel geführten Rauchgasströme werden mit jeweils rund 160 °C wieder zusammengeführt und in einem Elektrofilter entstaubt. Vor Eintritt des Gases in die Rauchgasentschwefelungsanlage (REA) wird es in einem Rauchgaskühler auf 100 °C, die minimalmögliche Temperatur für eine abwasserfreie Fahrweise der REA, abgekühlt. Diese Wärme wird im BoA-Konzept erstmals energetisch vorteilhaft in den Kraftwerksprozess integriert, und zwar durch eine Übertragung der Wärme an die Verbrennungsluft, die daraufhin mit etwa 120 °C zu den Dreh-Luvos gelangt, die daher weniger Wärme übertragen müssen. Dies ermöglicht, wie oben bereits erwähnt, eine Reduzierung des Anzapfdampfbedarfs durch den Einsatz der Lubecos und somit eine Verbesserung des Anlagenwirkungsgrades [HEI-98].

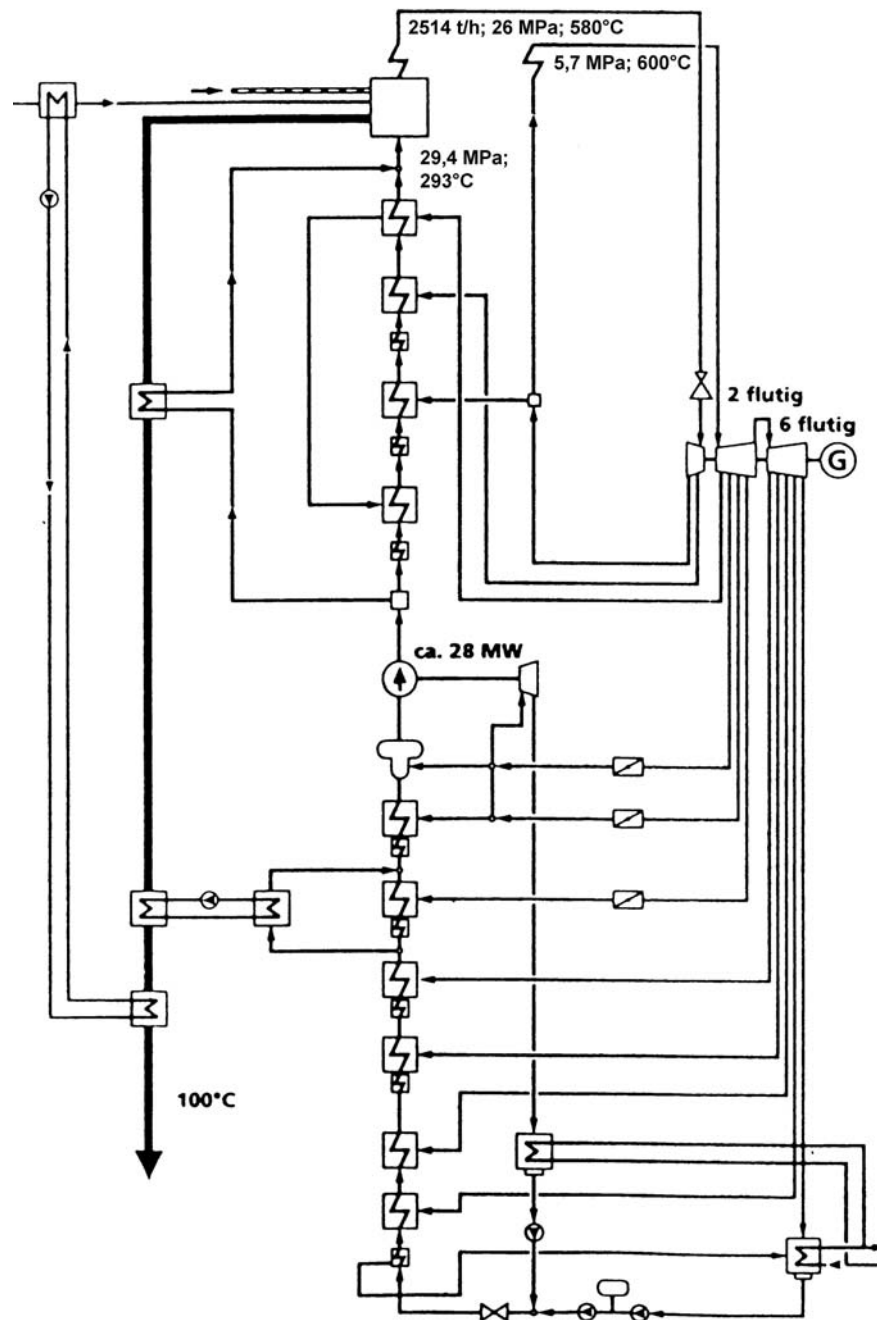


Abbildung 1.3: Dampfkreislauf des BoA-Konzeptes [HEI-96]

Das Speisewasser wird über neun Anzapfungen der Dampfturbinen und mit den Lubecos über das Rauchgas auf die Kesseleintrittstemperatur von 294 °C vorgewärmt (Abbildung 1.3). Im Dampferzeugerdruckteil wird daraus HD-Frischdampf mit 27,4 MPa und 580 °C erzeugt. Der Druckverlust der Hochdruck-Schiene beträgt etwa 3,6 MPa. Der aus dem HD-Teil der Turbine zurückkehrende Kreislaufdampf mit 6,0 MPa und 345 °C wird im Zwischenüberhitzer auf 600 °C erhitzt. Dabei gehen etwa 0,2 MPa des Dampfdrucks verloren. Die Regelung der ZÜ-Austrittstemperatur erfolgt ohne Einspritzkühler, sondern über eine sogenannte Triflux-Schaltung. Dabei nimmt der ZÜ-Dampf, der durch einen konzentrischen Ringspalt strömt, nicht nur Wärme von aussen aus dem Rauchgas, sondern auch aus dem innen strömenden HD-Dampf auf. In stationären Betriebszuständen kann somit auf eine wir-

kungsgradmindernde Einspritzkühlung, im gesamten Heizwertbereich des Brennstoffs und bei unterschiedlichen Verschmutzungszuständen des Kessels, verzichtet werden [HEI-98].

Entsprechend den Fortschritten im Dampferzeugerbau wurde auch die dreistufige Dampfturbine für höhere Dampfparameter ausgelegt. Die HD-Turbine ist einflutig mit 16 Stufen und einer Anzapfung ausgeführt. Nach der Zwischenüberhitzung wird der Dampf der zweiflutigen MD-Turbine zugeführt. Jede Flut besteht aus 17 Stufen wovon die ersten beiden aus einer Nickelbasis-Legierung hergestellt wurden. In der MD-Turbine befinden sich vier Anzapfungen. Die drei ND-Teilturbinen sind zweiflutig mittengeteilt. Die beiden baugleichen ND-Turbinen ND-1 und ND-2 umfassen jeweils sieben Stufen je Flut und haben drei Anzapfungen. Die dritte ND-Teilturbine ist sechsstufig und mit einer Anzapfung ausgestattet. Zur Reduzierung der Austrittsverluste wurde der größtmögliche Abdampfquerschnitt von $6 \times 12,5 \text{ m}^2$ realisiert [DEK-02]. Die Kondensatoren der Turbinen ND-1 und ND-2 sind dampfseitig miteinander verbunden und werden direkt mit dem vom Kühlturm zulaufenden Kühlwasser beaufschlagt. Das aus den beiden Kondensatoren ablaufende wärmere Wasser wird dem wesentlich größeren Kondensator der Turbine ND-3 zugeführt. Die Dampfentnahmen dienen zur Beheizung der HD- und ND-Speisewasservorwärmer sowie des Speisewasserbehälters und zur Versorgung der Volllastspeisepumpenantriebsturbine [HEI-98].

Die Rückkühlung des Kühlwassers von etwa $25 \text{ }^\circ\text{C}$ auf durchschnittlich $14,7 \text{ }^\circ\text{C}$ erfolgt in einem Naturzug-Nasskühlturm. Um den erforderlichen Luftdurchsatz zu erzielen, hat der Kühlturm einen Durchmesser von 150 m und eine Höhe von 200 m , wobei etwa 20 m der Höhe für die Kompensation der Druckverluste der in den Ansaugöffnungen angebrachten Schalldämpfer zuzuschreiben sind [TIP-02]. Außer zur Rückkühlung dient der Kühlturm auch zur Ableitung der gereinigten Rauchgase aus der REA. Busch weist darauf hin, dass man zum einen durch die Höhe des Bauwerks und zum anderen durch den Verzicht auf eine Beschichtung des Betons das Gebiet der bisherigen Erfahrungen verlassen hat. Die erforderliche Beständigkeit der Kühlturmschale war Auslegungsgrundlage für die Mindestwanddicke. Außerdem kommt säureresistenter Beton zum Einsatz [BUS-00].

Laut Lorey ist „BoA derzeit die fortschrittlichste braunkohlenbefeuerte Anlage weltweit“ [LORE-00].

Verwendete Werkstoffe

Die Belastungsgrenzen der zum Einsatz kommenden Rohrleitungswerkstoffe im Dampferzeuger haben entscheidenden Einfluß auf die realisierbaren Frischdampfparameter und somit auf den Wirkungsgrad des Kraftwerks. Im neu errichteten 1000 MW -Kraftwerksblock in Niederaußem kommen folgende Werkstoffe in den unterschiedlichen Kesselabschnitten zum Einsatz und werden somit als aktueller Stand der Technik im Braunkohle-Dampferzeugerbau angesehen.

Die Membranwände des Kessels sind aus *13 CrMo 4-4* (T11) hergestellt, einem hochlegierten Werkstoff, bei dem keine Wärmebehandlung nach dem Schweißen erforderlich ist. Wegen der guten Beständigkeit von *X 10 CrMoVNb 9-1* (P91) gegenüber dehnungsinduzierter Korrosion bei den vorliegenden Einsatztemperaturen, wird dieser Werkstoff für die Abscheider und das Niveaugefäß eingesetzt. Bei den am höchsten durch Hochtemperaturkorrosion belasteten Berührungsheizflächen (Endstufen des Überhitzers und Zwischenüberhitzers) kommt der austenitische Werkstoff *X 3 CrNiMoN 17-13* zum Einsatz. Für die HD- und ZÜ-Austrittssammler wird erstmalig in einem Großdampferzeuger der wolframlegierte martensitische Chromstahl E911 (*X 11 CrMoWVNb 9-1-1*) verwendet [LORE-00]. Gegenüber dem bisher an dieser Stelle eingesetzten P91 ist die erforderliche

Wanddicke der Bauteile erheblich reduziert. Die Verbindung zwischen den austenitischen Heizflächen und martensitischen Sammlern wurde außerhalb der Dampferzeuger-Umfassungswand, im unbeheizten Bereich, angeordnet. Dadurch reduzieren sich die Wanddicken und die Prüfungen der Schweißverbindungen sind leichter durchführbar. Für andere dickwandige Sammler und Rohleitungen, die bisher aus 12 %-Chromstahl (*X 20 CrMoV 12-1*) hergestellt wurden, kommt jetzt der leichter zu verarbeitende 9 %-Chromstahl P91 zum Einsatz [HEI-98].

Auch außerhalb des Dampferzeugers kommen Werkstoff-Neuentwicklungen zum Einsatz, die zur Verbesserung der Effizienz und Wirtschaftlichkeit des BoA-Blocks beitragen. Für die hochbelasteten ersten beiden Laufschaufelreihen der mit 600 °C Frischdampfperatur betriebenen Mitteldruckturbine wird eine Nickelbasis-Legierung verwendet [DEK-02]. Der Rauchgaskühler vor REA ermöglicht erstmals die Rückgewinnung von Rauchgaswärme bis zu einem Temperaturniveau von 100 °C. Die Rauchgaskühlerrohre und die Wandbeschichtung werden dazu in PFA, einem Fluorpolymer, ausgeführt, das eine hohe Beständigkeit gegenüber Niedertemperaturkorrosion durch schwefelsäurehaltiges Kondensat aufweist [HEI-98]. Wegen der Einleitung der Rauchgase in den Kühlturm, ist auch hier erhöhte Säureresistenz erforderlich. Erstmals kommt für den Schutz der Kühlturmschale keine nachträglich angebrachte Beschichtung zum Einsatz, sondern der neu entwickelte säureresistente Beton 85/35² [BUS-00].

Zukünftige Entwicklungen des konventionellen Dampfkraftwerks

Trotz des hohen Entwicklungsstandes des BoA-Dampfkraftwerks bietet dieser Prozess in Hinblick auf den Wirkungsgrad noch weiteres Potenzial, das bei Planung und Bau zukünftiger Anlagen, unter der Bedingung der Wirtschaftlichkeit, erschlossen werden könnte. Neben Verbesserungen einzelner Kraftwerkskomponenten, die eher von technologischem Interesse sind, liegt das deutlichste Optimierungspotenzial des Dampfkraftwerks in der Anhebung der Frischdampfparameter. Da dieser Aspekt auch aus thermodynamischer Sicht interessante Fragestellungen aufwirft, wird hier näher darauf eingegangen.

Ausschlaggebend für die Frischdampfparameter des Kraftwerksprozesses sind letztendlich die Belastungsgrenzen der zum Einsatz kommenden Werkstoffe in den verschiedenen Abschnitten des Kessels und der Dampfturbine. Der Dampferzeuger des fortschrittlichen Dampfkraftwerks hat folgende Anforderungen zu erfüllen:

- hohe Frischdampfparameter: also hohe Frischdampfperatur und hoher Frischdampfdruck für einen hohen Wirkungsgrad der Stromerzeugung
- geringe Mindestlast: für hohe Einsatzflexibilität des Kraftwerks (großer Leistungsbereich)
- kurze Anfahrzeit: für hohe Einsatzbereitschaft und Wirtschaftlichkeit durch geringen Brennstoffverbrauch bis zur Netzkopplung
- große Laständerungsgeschwindigkeit: für hohe Einsatzflexibilität des Kraftwerks
- geringes Gewicht: begünstigt große Laständerungsgeschwindigkeit und ist ausschlaggebend für die Dimensionierung der tragenden Bauteile des Kessels und damit für die Kosten

² SRB 85/35

- geringe thermische Ausdehnung: begünstigt kurze Anfahrzeiten und hohe Laständerungsgeschwindigkeit und verlangt entsprechende Anforderungen an die Flexibilität der Rohrleitungen zum bzw. vom Kessel
- geringer Materialpreis: da der Kessel einen Großteil der Anlagenkosten ausmacht und einen großen Einfluss auf die leistungsbezogenen Investitionen hat
- geringer Errichtungsaufwand: ebenfalls Voraussetzung für hohe Wirtschaftlichkeit durch kurze Bauzeit
- hoher Automatisierungsgrad für geringen Personalaufwand während des Betriebs also geringe betriebsgebundene Kosten
- hohe Lebensdauer: für niedrige über die Lebensdauer gemittelte Stromgestehungskosten und hohe Anlagenverfügbarkeit. Das erfordert:
 - Korrosionsbeständigkeit gegen Bestandteile der Kohlenasche und des Rauchgases
 - Korrosionsbeständigkeit gegenüber Wasser- bzw. Wasserdampf
 - Erosionsbeständigkeit gegenüber abrasiven Bestandteilen der Kohlenasche

Diese, sich teilweise widersprechenden Anforderungen, die im Wesentlichen auch durch die Werkstoffwahl beeinflusst werden, in bestmöglicher Weise zu erfüllen, stellt eine sehr komplexe Aufgabe und Herausforderung dar, die meist Kompromisse erfordert.

Neben den oben aufgelisteten Anforderungen an den Dampferzeuger ergeben sich weitere Einflüsse auf die Materialauswahl durch die Wahl des Dampferzeugerkonzeptes, die Bauweise, die Feuerung, die Feuerraumtemperatur und die geplante Einsatzweise des Kraftwerksblocks. Im Bereich der zentralen Großkraftwerke haben sich Zwangsdurchlaufkessel in Turmbauweise durchgesetzt. Die Turmbauweise in Verbindung mit einer Tangentialfeuerung führt zu gleichmäßigen Strömungsprofilen und ausgeglichener Temperaturverteilung auch bei geringer Kessellast. Dadurch sind wesentliche Voraussetzungen für einen gleichmäßigen Wärmeübergang geschaffen, die Kesselschief lagen und infolge dessen Rissbildung in der Membranwand durch Wärmespannungen vermeiden helfen [LORE-00].

Aus thermodynamischer Sicht ist das Erreichen hoher Frischdampfparameter das oberste Ziel, da damit der Wirkungsgrad des Gesamtprozesses durch Anhebung der mittleren Temperatur der Wärmezufuhr durch den Dampferzeuger positiv beeinflusst werden kann. Anforderungen an Einsatzflexibilität, Einsatzbereitschaft, Lebensdauer, bauwerkliche Bedingungen und Wirtschaftlichkeit gelten hier als weitere, notwendige Nebenbedingungen. Unter diesen Voraussetzungen führt die Materialfrage zunächst zur Definition kritischer Bauteile des Kessels, die eine weitere Steigerung der Dampfparameter auf Grund von Werkstoffeinsatzgrenzen derzeit nicht zulassen. Das sind nach Lorey [LORE-00]:

- Umfassungswand (Verdampfer-Membranwand)
- Endstufen der Überhitzer- Zwischenüberhitzerheizflächen
- Hochdruck-Austrittssammler

Einige Anforderungen an alternative Werkstoffe für den Kesselbau, wie z.B. Zeitstandfestigkeit, lassen sich in Laboruntersuchungen überprüfen. Jedoch sind letztendlich Betriebsversuche unter möglichst realen Einsatzbedingungen (dampfseitig sowie rauchgasseitig) entscheidend für die Einführung

bzw. Zulassung neuer Werkstoffe im Dampferzeugerbau. Die Korrosionseigenschaften und das Zunderverhalten sind wichtige Charakteristika der Werkstoffe, die auf Grund der gegenseitigen Abhängigkeit und des erforderlichen Vorhandenseins von Wärmeübergängen nur praxisnah in Betriebstests oder durch langfristigen Betriebseinsatz feststellbar sind. Durch große Innenbelagsdicke wird die Kühlung der Rohrwand durch den innenströmenden Dampf in Abhängigkeit der Porosität der Innenbeläge unter Umständen erheblich gemindert. Die Rohrwandtemperaturerhöhung beeinflusst wiederum die Hochtemperaturkorrosion auf der Rauchgasseite negativ und führt auch zu erhöhtem Oxidwachstum auf der Innenseite [HUS-99a].

Vornehmlich im Dampferzeugerbau für Steinkohlekraftwerke wird intensiv an der Realisierung von Frischdampftemperaturen von 650 °C^3 [KOE-01] und sogar 700 °C^4 [KJA-99] gearbeitet. Dazu werden für die kritischen Bereiche des Kessels und der Dampfturbinen neue Legierungen als auch neue Werkstoffgruppen (insbesondere Nickelbasis-Legierungen) in vielfältigen Versuchsreihen bei unterschiedlichsten, realen Einsatzbedingungen auf ihre Einsatztauglichkeit hin getestet. Einige Erkenntnisse und erste Fortschritte der Bemühungen werden nachfolgend aufgeführt.

Für Umfassungswände stehen neue Werkstoffe zur Verfügung wie z.B. *HCM 2S* (T23) und *7 CrMoVTiB 10-10* (T24). Diese erlauben gegenüber dem traditionell verwendeten *13 CrMo 4-4* (T11) eine Temperaturanhebung um rund 45 - 60 K. Dies führt dazu, dass die Dampfparameter in den meisten Fällen nur noch durch den Frischdampfsammler begrenzt werden [LORE-00].

Heizflächenrohre sind auf Grund der Wärmeübertragung und der Rauchgasatmosphäre höher belastet. Dort sind austenitische Stähle problemlos einsetzbar. Der nicht austenitische Chromstahl *T91* stellt bis zu einer Dampf Temperatur von 574 °C die kostengünstigste Lösung dar. Darüber sind Austenite mit 17 % Chromgehalt und über 600 °C , zur Steigerung der Korrosionsfestigkeit, Austenite mit noch höherem Chromgehalt erforderlich [LORE-00].

Für die derzeit geplanten und gebauten Anlagen mit höheren Dampfparametern kommen für die Überhitzer- und Zwischenüberhitzer-Endstufen nur Austenite zum Einsatz. Für den zukünftigen Einsatz in Europa ist laut Husemann insbesondere der Werkstoff *TP 347 HFG* im Gespräch. Bewährte Austenite sind zudem *Esshete 1250* aus England bzw. *X 3 CrNiMoN 17-13* und *AC 66* aus Deutschland. Für höchste Einsatztemperaturen und Zeitstandfestigkeiten sind Nickelbasis-Legierungen wie z.B. der Werkstoff *Alloy 617* einzusetzen [HUS-99a].

Die im Überhitzer- und Zwischenüberhitzer-Bereich übliche Anwendung kaltumgeformter nicht wärmebehandelter Rohre, stellt einen weiteren Einflussfaktor auf die Zeitstandfestigkeit von Überhitzerrohren dar. Die Verformungsgrade können 33 % erreichen. Für austenitische Rohre ergibt sich kein grundsätzlicher Unterschied im Verhalten zu den bisher eingesetzten ferritischen/martensitischen Rohren. Bezüglich des Einflusses der Kaltverformung auf die Zeitstandeigenschaften ergibt sich sogar ein etwas günstigeres Bild, da bei austenitischen Stählen und Nickelbasis-Legierungen sich erst bei Einsatztemperaturen im Bereich der Erholung und darüber ein Abfall der Zeitstandfestigkeit in Abhängigkeit vom Kaltverformungsgrad andeutet. Zeitstandversuche bis 30.000 Stunden bei 700 °C bei

³ VGB-Verbundforschungsprogramm KOMET 650

⁴ europäisches Gemeinschaftsprojekt: AD700: Advanced 700 °C PF Power Plant

Kaltverformungsgraden von 20 % am Werkstoff *Esshete 1250* führten sogar zu einer Erhöhung der Zeitstandfestigkeit [HUS-99b].

Im Bereich Sammler und Rohrleitungen sind austenitische Stähle auf Grund von Fertigungsproblemen, bedingt durch die hohe Wärmeausdehnung, nicht wirtschaftlich sinnvoll einsetzbar. Für Sammler kommen neuerdings wolframlegierte 9 % - 12 %-Chromstähle zum Einsatz. Die realisierbaren Wandstärken sind auf Grund fertigungs- und schweißtechnischer Anforderungen begrenzt. Die höchste Temperatur für den jeweiligen Werkstoff erhält man aus der Bedingung, dass das Verhältnis von Außen- zu Innendurchmesser kleiner gleich zwei sein muss. Daraus ergibt sich z.B. für den Werkstoff *E 911* bei einem Hochdruck-Austrittsdruck von 30 MPa eine maximal mögliche Austrittstemperatur von 600 °C [LORE-00].

Auch in der amerikanischen Forschung und Entwicklung wird den konventionellen Dampfkraftwerken und der Erhöhung der Frischdampfparameter eine hohe Bedeutung beigemessen. Übergeordnetes Ziel ist die schrittweise Entwicklung ultra-superkritischer kohlenbefeuerten Dampfkraftwerke mit Frischdampfdrücken von bis zu 34,5 MPa und Frischdampftemperaturen von 650 °C, 700 °C bis hin zu 760 °C [NAT-02].

In einer Untersuchungsreihe zur rauchgasseitigen Korrosion werden verschiedene Rohrmaterialien wie z.B. *HR 3C*, *310 TaN*, *HR 120*, *SAVE 25*, *NF 709*, *modified 800*, *347 HFG*, *HCM 12A* sowie *800 H* mit einer Beschichtung aus *Alloy 671*⁵ in einer Versuchseinrichtung des Argonne National Laboratory ausgetestet. Untersucht wurde z.B. der Gewichtsverlust von Werkstoffproben bei Temperaturen zwischen 650 °C und 800 °C unter Beaufschlagung mit synthetisch erzeugter Kohlenasche und Alkali-Sulfaten und in einer zweiten Versuchsreihe zusätzlich mit Natriumchlorid (*NaCl*). Die Ergebnisse der 168 Studentests wurden auf den Gewichtsverlust eines Jahres hoch gerechnet. Auffällig ist die beobachtete Abnahme des Gewichtsverlustes jenseits von 750 °C bei allen Werkstoffen ohne Beaufschlagung mit *NaCl*. In dem Fall mit zusätzlicher *NaCl* Belastung verhalten sich die Werkstoffe bei 800 °C sehr unterschiedlich. In diesem Fall schneiden *HR 3C* und *HR 120* am besten ab [NAT-02]. In diesen amerikanischen Untersuchungen wurden die Werkstoffproben zunächst ohne eine innere Dampfkühlung in einem elektrisch beheizten Ofen auf die gewünschten Temperaturen aufgeheizt. Auf Grund dieser Versuchsanordnung bleibt der Einfluss eines überlagerten Wärmeübergangs unberücksichtigt, der auf Grund des dabei entstehenden Temperaturgradienten nach aktuellem Kenntnisstand [HUS-99a] Diffusionsvorgänge und somit weitere Korrosionsmechanismen verursacht.

Seit Mai 1999 werden Werkstofftests unter realen Einsatzbedingungen an einem 120 MW-Kessel von Babcock & Wilcox in Bundesstaat Ohio durchgeführt. Dabei wurden 38 Rohrelemente aus 14 verschiedenen Legierungen (u.a. *HR3C*, *modified 800*, *SAVE 25*, *NF 709*, *347 HFG*) zu einer Rohrschlange zusammengefügt und in den Überhitzerbereich des kohlenbefeuerten Blocks eingesetzt [MCD-02].

Oxiddispersionsverfestigte Hochtemperaturwerkstoffe

Eine weitere Werkstoffgruppe, die für den Einsatz in kohlenbefeuerten Dampferzeugern zur Steigerung der Frischdampfparameter geeignet sein könnte, stellt die Gruppe der mechanisch legierten oxiddispersionsverfestigten Hochtemperaturwerkstoffe (ODS-Legierungen) dar. Auf Grund des pulverme-

⁵ einzige Nickelbasis-Legierung in der Versuchsreihe

tallurgischen Herstellungsverfahren weisen diese Werkstoffe außergewöhnliche Hochtemperatureigenschaften auf. Das Rohrmaterial kann aus den metallischen Pulvern durch Extrudieren hergestellt werden. Nähere Details über das Herstellungsverfahren, die Werkstoffeigenschaften von ODS-Legierungen sowie die Verarbeitung von ODS-Rohrmaterial sind im Anhang aufgeführt (Abschnitt 6.1, ab S. 191).

Weltweit werden bereits mehrere Projekte zur Beurteilung der Tauglichkeit von extrudierten ODS-Rohren für Wärmetauscher in der Atmosphäre von Steinkohlenstaubfeuerungen durchgeführt [KUH-97], [ENB-01], [HAR-02]. Die verschiedenen Projekte haben das übereinstimmende Ziel, einen extern befeuerten Gasturbinenprozess mit einem hochtemperaturbeständigen Wärmetauscher zu realisieren. Der angestrebte Kombi-Prozess ist dadurch gekennzeichnet, dass verdichtete Luft in einem Hochtemperaturwärmetauscher (HTWT) und einer atmosphärischen Kohlenstaubfeuerung erhitzt und in einer Gasturbine entspannt wird. Anschließend erfolgt eine Abwärmennutzung in einem konventionellen Abhitzedampfprozess. Im englischen Sprachgebrauch wird dieser Prozess als Externally-Fired-Combined-Cycle (EFCC) bezeichnet. Der dafür erforderliche, noch zu entwickelnde HTWT wird aus einem metallischen und einem keramischen Teil bestehen, wobei wegen des Temperaturniveaus für den metallischen Teil ODS-Rohre zum Einsatz kommen. In einer experimentellen Vorstudie, die einen breit angelegten Vergleich in Frage kommender hochtemperaturbeständiger keramischer und metallischer Werkstoffe beinhaltet, wurde die grundsätzliche Eignung der ODS-Legierungen für diesen Anwendungsfall festgestellt [KUH-97]. In einer Fortsetzung dieser Bemühungen werden bereits Feldversuche unter realen Betriebsbedingungen (jedoch mit einzelnen Rohrschlangen) einer Kohlenstaubfeuerung durchgeführt [ENB-01]. Ziel der amerikanischen Bemühungen, im Rahmen der Erforschung von Kraftwerkstechnologien für das 21. Jahrhundert (Forschungsprogramm *Vision 21*, gefördert durch das Department Of Energy) ist die Realisierung eines HTWT in einem realistischen Maßstab. Der Schwerpunkt der Arbeiten liegt dabei auf der Erhöhung der zulässigen Umfangsspannung des zum Einsatz kommenden ODS-Materials, die Lösung von Fertigungsproblemen (insbesondere die Herstellung korrosionsbeständiger Schweißverbindungen) und der Test des Hochtemperaturkorrosionsverhaltens in einer Kohlenstaubfeuerung [HAR-02]. Im Gegensatz zu dem hier diskutierten Einsatz in Dampferzeugern, ist das Rohrmaterial im EFCC- Prozess relativ geringen inneren Überdrücken⁶ ausgesetzt.

Zusammenfassend ist festzustellen, dass eine über 700 °C hinausgehende Steigerung der Frischdampf Temperatur im konventionellen Dampfkraftprozess durch den Einsatz oxiddispersionsverfestigter Hochtemperaturlegierungen grundsätzlich denkbar ist. Bezüglich der Zeitstands- und Korrosionsfestigkeit, sowie der Möglichkeit der Herstellung belastbarer Verbindungen sind die im Anhang (Abschnitt 6.1) ausführlich dargestellten Fragestellungen zu klären. Außerdem sind Dauertests unter realistischen Einsatzbedingungen unerlässlich, auf deren Basis die Werkstoffeigenschaften durch Anpassung der Legierungszusammensetzung, der thermo-mechanischen Behandlung zur Gefügeeinstellung und der Umform- bzw. Schweißverfahren weiter zu optimieren sind. Um neben der technischen Machbarkeit auch die Wirtschaftlichkeit zu erzielen, ist eine deutliche Degression der Werkstoffkosten durch Vereinfachung und Optimierung des Herstellungsprozesses und durch die Steigerung der Produktionskapazität erforderlich. Da bei der Betrachtung des Standes der Entwicklungen die Erfüllung aller Kriterien durchaus im Bereich des Möglichen scheint, wird im Rahmen dieser Arbeit (Ab-

⁶ der innere Überdruck wird durch das Verdichterdruckverhältnis bestimmt und liegt bei etwa 1,5 - 2,5 MPa

schnitt 3.2.3) zur Abschätzung der Chancen einer weiteren Steigerung der Frischdampfparameter, die wirtschaftliche und technische Verfügbarkeit von ODS-Hochtemperaturlegierungen für den Dampferzeugerbau angenommen.

Kombi-Kraftwerk mit Druckkohlenstaubfeuerung

Eine alternative Entwicklungslinie für die Verstromung fester Brennstoffe stellt das Kombi-Kraftwerk mit Druckkohlenstaubfeuerung dar, das hauptsächlich in Deutschland erforscht und entwickelt wird. Grundidee des Konzeptes ist es, das hohe Wirkungsgradniveau des kombinierten Gas- und Dampfturbinenprozesses für den Brennstoff Kohle nutzbar zu machen. Dieser hocheffiziente und mit geringen Anlageninvestitionen verbundene Kraftwerksprozess ist derzeit den Edelfenstoffen Erdgas und extra leichtem Heizöl vorbehalten, da verfahrensbedingt das Abgas der unmittelbar vor Eintritt in die Gasturbine stattfindenden Feuerung, direkt in Kontakt mit der Beschaukelung der Turbine kommt. Alle festen und kondensierbaren Rückstände, die bei der Verbrennung von Kohle entstehen, stellen daher ein potenzielles Problem für eine Anwendung dieser Brennstoffgruppe in einem kombinierten Gas- und Dampfturbinenprozess dar.

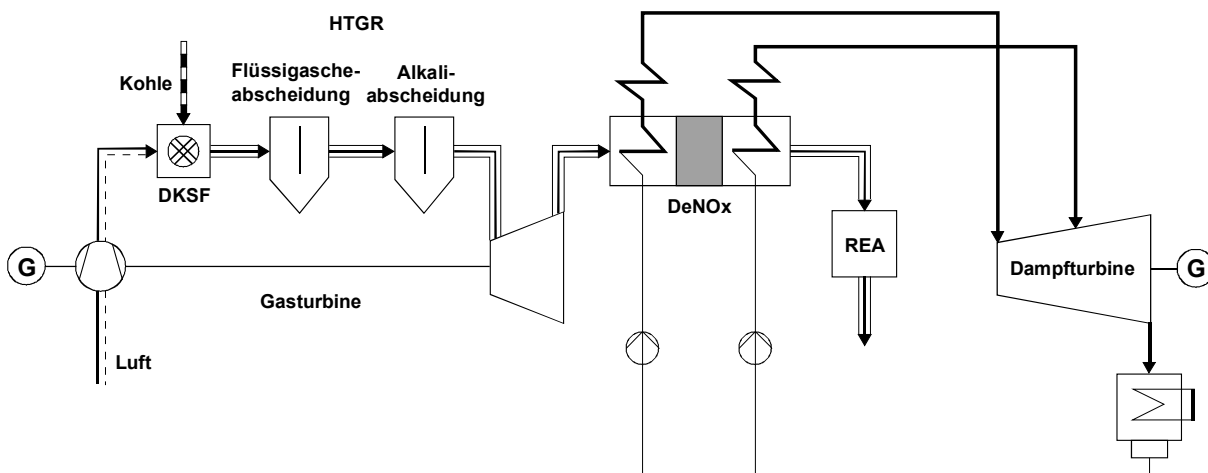


Abbildung 1.4: *Verfahrensschema eines Kombi-Kraftwerks mit Druckkohlenstaubfeuerung und Hochtemperaturgasreinigung⁷ [SCHU-03]*

Das Verfahrensprinzip des druckkohlenstaubbefeuerten Kombi-Kraftwerks berücksichtigt diese brennstoffbedingte Problematik durch die Integration einer Hochtemperaturgasreinigung (HTGR) des Abgases der Druckbrennkammer bevor dieses in der Gasturbine entspannt wird (Abbildung 1.4). Um in dem Gasturbinenprozess hohe Wirkungsgrade erzielen zu können und um auch zukünftig das Entwicklungspotenzial der Gasturbinentechnologie in diesem Konzept nutzen zu können, sind Eintrittstemperaturen in die Gasturbine erforderlich, die oberhalb des Schmelzpunktes der Kohlenasche liegen. Daher wird die Druckbrennkammer bei Temperaturen oberhalb des Aschefließpunktes betrieben und als Schmelzkammerfeuerung ausgeführt. Die nachfolgende Abscheidung der nicht in der Brennkammer abgetrennten Asche erfolgt ebenfalls in schmelzflüssigem Zustand. Darüber hinaus müssen gasförmige Rückstände entfernt werden, die im Verlauf der Entspannung (und der damit einhergehenden Abkühlung des Gastroms) in der Turbine auskondensieren würden. Durch das Vorhandensein von

⁷ ohne Anlagen zur Kohlenaufbereitung

Schwefelkomponenten im Abgas der Kohlenverbrennung, können dabei korrosiv-wirkende Verbindung auf den Schaufeloberflächen abgelagert werden (sulfatinduzierte Hochtemperaturkorrosion). Dafür kommen insbesondere Alkalidämpfe in Frage, die ggf. durch Alkaligettermaterialien zurück gehalten werden müssen.

Eine weitere Ergänzung des Prozesses gegenüber dem einfachen erdgasbefeuerten Kombi-Kraftwerk stellt die Rauchgasentschwefelung dar, die auf Grund des höheren Schwefelgehaltes von Kohle gegenüber Erdgas erforderlich wird. Prinzipiell wäre es, vor dem oben genannten Hintergrund der sulfatinduzierten Korrosionsproblematik, sinnvoll die Entschwefelung des Gases vor Eintritt in die Gasturbine vorzunehmen. Es steht derzeit jedoch kein Verfahren zur Verfügung, das bei den dort vorherrschenden Gaszuständen eine ausreichende Entschwefelung ermöglichen würde. Zur Entschwefelung des Abgases des Kombi-Prozesses wird in dem Konzept daher die konventionelle nasse Rauchgaswäsche (REA) nach Austritt des Gases aus dem Abhitzekessels berücksichtigt. Das Temperatur- und Druckniveau entspricht an dieser Stelle des Kombi-Prozesses den Einsatzbedingungen⁸ einer REA in einem konventionellen Dampfkraftwerk (Abbildung 1.4).

Weitere Änderungen des Kombi-Kraftwerksprinzips sind grundsätzlich nicht erforderlich. Die Brennstoffaufbereitung ist selbstverständlich dem verwendeten Brennstoff anzupassen. Hierfür stehen die meisten Aufbereitungsverfahren der konventionellen Kraftwerkstechnik zur Verfügung. Die oben aufgeführten Maßnahmen zur Kompensation der speziellen Eigenschaften von Kohle statt Erdgas als Brennstoff führen zur einem erhöhten energetischen und anlagentechnischen Aufwand, was eine Reduzierung des Wirkungsgrades und einen Anstieg der Anlageninvestitionen, gegenüber einem erdgasbefeuerten Kombi-Kraftwerk, erwarten lässt.

Die 1990 begonnene Entwicklung dieses Kraftwerkskonzeptes hat bisher den Einsatz des Brennstoffs Steinkohle vorausgesetzt. Erst in den letzten Jahren gibt es Überlegungen dieses Konzept auch auf die Verstromung von Braunkohle auszuweiten. In der Übersichtsdarstellung der Entwicklungen in der Braunkohlenutzung in der Energie- und Kraftwirtschaft führt Kather den Kombi-Prozess mit Druckkohlenstaubfeuerung auf, weist jedoch auf eine eventuelle Verschärfung der Alkaliproblematik bei Braunkohle hin [KAT-96]. Auch Leithner führt in seiner aktuelleren Übersicht über zukünftige Entwicklungen der Braunkohle-Kraftwerkstechnik [LEI-02a] diese Prozessvariante auf, ohne auf brennstoffspezifische Probleme näher hinzuweisen.

Stand der verfahrenstechnischen Entwicklung

Der aktuelle Stand der Entwicklung im Bereich des druckkohlenstaubbefeuerten Kombi-Prozesses wurde im Rahmen des dritten Druckflamm-Statusseminars im November 2002 unter allen beteiligten Forschergruppen ausgetauscht [ENE-02]. Die derzeit behandelten Problemkreise sind die Verbrennungsforschung, die Asche- und Alkaliabscheidung bei hohen Temperaturen und Drücken, sowie die Gasmestechnik [HAN-02].

Verbrennung von Kohle unter erhöhtem Druck

Die Verbrennung von Kohle unter Druck bei Temperaturen über 1000 °C war noch vor wenigen Jahren wenig erforscht. In der Zwischenzeit gibt es umfangreiche Untersuchungen des Druckeinflusses

⁸ auf Grund des höheren Luftüberschusses sind die Konzentrationen jedoch geringer

auf die Pyrolysevorgänge, den Koksabbrand, die Partikelgrößenverteilung, die Alkalienfreisetzung und -wiedereinbindung sowie die NO_x -Bildung [HAN-02].

An der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule (RWTH) in Aachen wird der Einfluss von Primärmaßnahmen auf die Verbrennung von Kohle unter Druck untersucht. Dazu wird eine DKSF-Versuchsanlage betrieben, die durch gute optische Zugänglichkeit des Feuerraums den Einsatz vielfältiger Messtechniken ermöglicht (Abbildung 1.5). So können zur Beurteilung von Flammenstrukturen mehrdimensionale Felder der Geschwindigkeit und der Partikelgröße in der Druckflamme experimentell ermittelt werden. Die parallel durchgeführten numerischen Berechnungen mit entsprechend angepassten Modellen führen zu akzeptabler Übereinstimmung mit den Experimenten und stellen somit ein wichtiges und brauchbares Werkzeug für die Wahl der Betriebsparameter der Versuchsanlage, aber auch für die Auslegung zukünftiger Brenner, dar. Derzeit werden in Aachen die Ursachen für die Bildung der großen Anzahl von Kleinstpartikeln bei der Druckkohlenstaubfeuerung näher erforscht [PET-02].

Außerdem berichtet Petery über den Einfluss des Dralls und der Luftstufung auf Flammenstrukturen und Partikelgrößen aus erfolgreichen Versuchsreihen zur Schmelzfeuerung von getrockneter, rheinischer Braunkohle [PET-02].

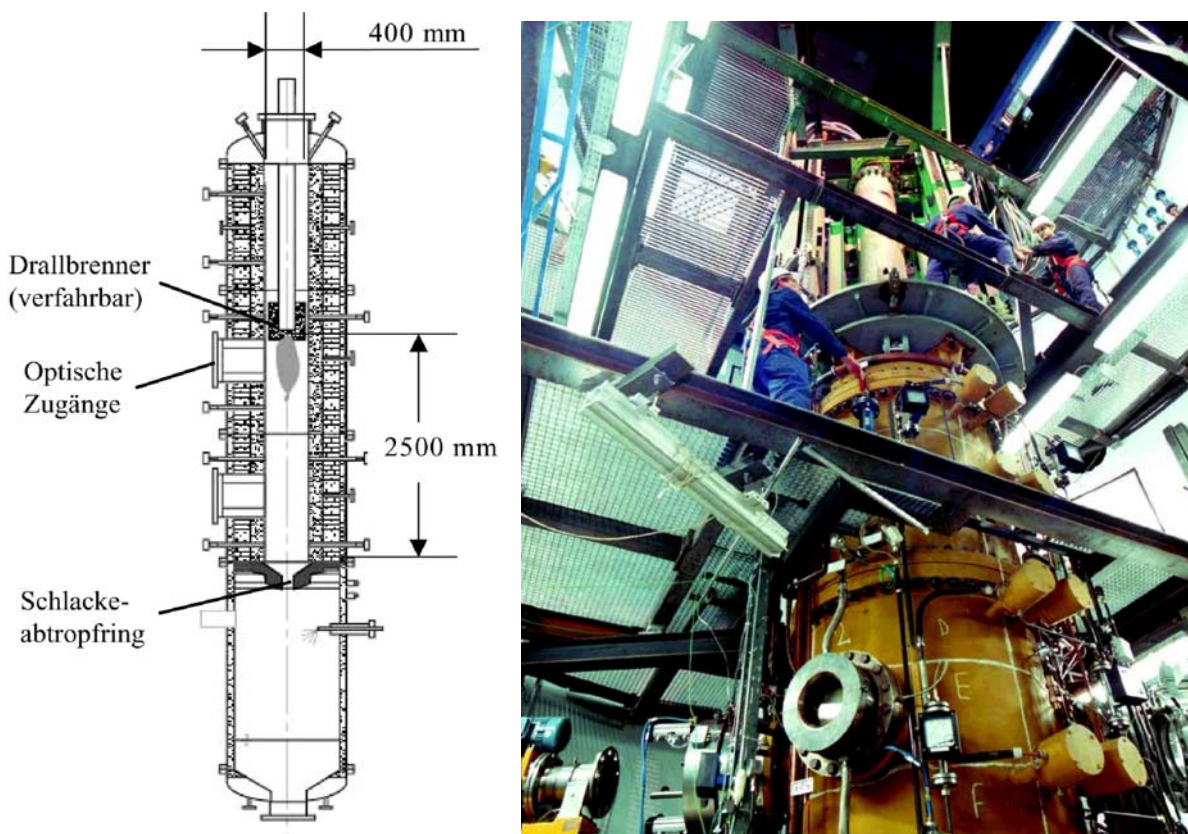


Abbildung 1.5: Druckbrennkammer (links) und Außenansicht der DKSF-Versuchsanlage des Lehrstuhls für Wärmeübertragung und Klimatechnik der RWTH Aachen [HOL-02]

An der Ruhr Universität Bochum wird der Ablauf der Kohlenverbrennung unter Druck in verschiedenen Versuchsanlagen in allen Phasen der Verbrennung untersucht und optisch sichtbar gemacht. Dabei kommt ein Hochdruck-Hochtemperatur-Fallrohrreaktor zur Untersuchung einzelner reagieren-

der Kohlenpartikel unter differentiellen Reaktionsbedingungen zum Einsatz. Zur Klärung wichtiger Details des Zündprozesses bei extremen Aufheizraten, die für die numerische Simulation erforderlich sind, wurde ein spezieller Druck-Flachflammenbrenner entwickelt und in Betrieb genommen (Abbildung 1.6, rechts). Zur eingehenden Analyse der Stickoxidbildungsmechanismen und der Kinetik der dabei ablaufenden Reaktionen werden Untersuchungen mit einem Flash-Pyrolyse Reaktor durchgeführt (Abbildung 1.6, links). Wirtz stellt fest, dass derzeit das Verständnis der Bildung von NO_x aus brennstoffgebundenem Stickstoff noch unzureichend ist. Es wird angestrebt mit Hilfe der Flash-Pyrolyse Apparatur die Freisetzungsraten von NH_3 und HCN , die als wichtige Vorläufer der NO_x -Bildung verstanden werden, realistisch abzuschätzen und so reaktionskinetische Berechnungen zu verbessern [WIR-02].

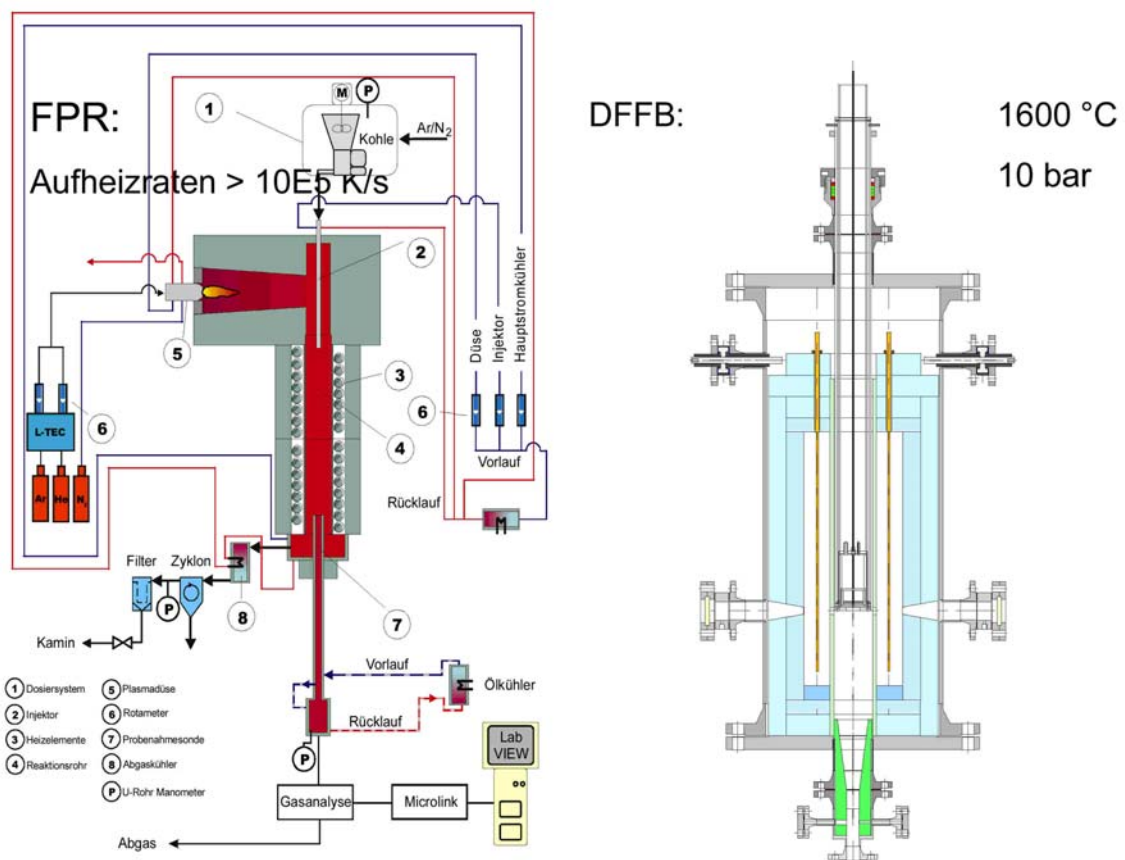


Abbildung 1.6: Schema der Flash-Pyrolyse Apparatur (links) und der Druck-Flachflammenbrenner [WIR-02]

An einem Druckflugstromreaktor der Universität Stuttgart (Abbildung 1.7) werden neben dem allgemeinen Verbrennungsverhalten [BAU-99] feuerungstechnische Maßnahmen zur Reduktion von Stickoxidemissionen aus Druckkohlenstaubfeuerungen experimentell untersucht [BEN-02]. Dabei wird neben verschiedenen Steinkohlen auch getrocknete rheinische Braunkohle berücksichtigt.

Die Untersuchungen zeigen, dass der Druck einen vernachlässigbaren Einfluss auf die thermische NO_x -Bildung hat. Daraus leitet Benöhr ein großes Potenzial zur Unterdrückung der thermischen NO -Bildung⁹ bei der Druckkohlenstaubfeuerung ab. Dies kann durch ein deutliches Absenken der Luft-

⁹ ähnlich wie unter atmosphärischen Bedingungen

überschusszahl¹⁰ erzielt werden. Die dadurch hervorgerufene Vergleichmäßigung des Temperaturprofils würde voraussichtlich gleichzeitig die Brennstoff- NO_x -Bildung vermindern [BEN-02].

Experimentelle Untersuchungen der luftgestuften Verbrennung weisen auf eine Abnahme der NO_x -Minderungseffektivität dieser Maßnahme mit steigendem Druck hin, so dass die Luftstufung als Primärmaßnahme zur NO_x -Reduktion nur bei hochflüchtigen Brennstoffen sinnvoll erscheint [BEN-02]. Benöhr hält es für realistisch, auch bei hohen Brennkammertemperaturen, ausschließlich durch Einsatz der luftgestuften Verbrennung bei Trockenbraunkohle den gegenwärtigen Grenzwert für NO_x einhalten zu können [BEN-03].

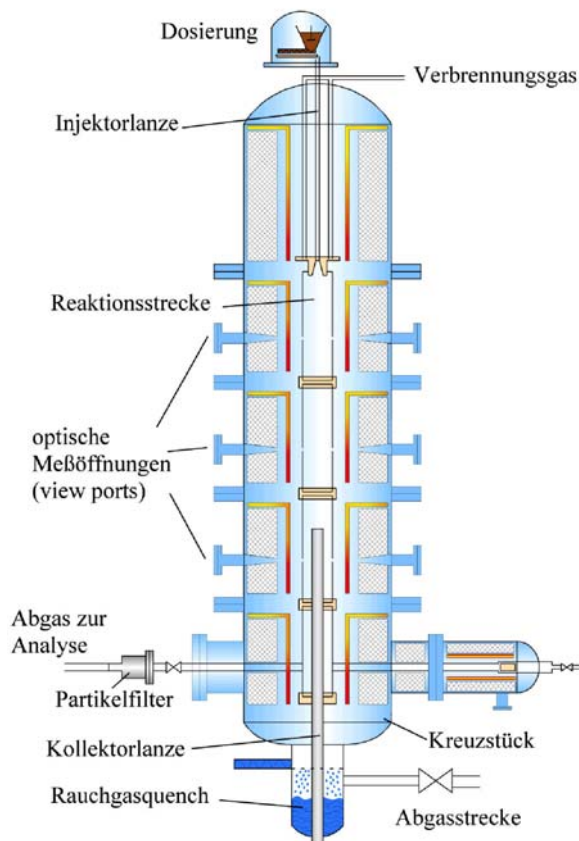


Abbildung 1.7: *Schema des Druckflugstromreaktors des Instituts für Verfahrenstechnik und Dampfkesselwesen der Universität Stuttgart [BEN-02]*

Einen weiteren Aspekt, der die Druckkohlenstaubfeuerung und die dafür erforderliche Brennkammer betrifft, stellen die nicht gasförmigen Rückstände der Kohlenverbrennung dar. Unter den Bedingungen der Schmelzkammerfeuerung liegt die nicht brennbare, mineralische Substanz der Kohle in Form flüssiger Schlacke vor, die teilweise die innere Behälterwand benetzt.

Hecken hat ein mathematisches Modell zur Voraussage von Temperatur- und Geschwindigkeitsprofilen im abfließenden Schlackefilm an den Wänden von Schmelzkammerfeuerungen entwickelt. Dazu werden zunächst die Strahlungs- und Temperaturfelder sowie die Partikelbewegungsbahnen der Kohlenstaubverbrennung ermittelt. Für Partikel für die Wandkontakt voraus gesagt wird, folgt eine Ermittlung der Haftwahrscheinlichkeit in Abhängigkeit der Wandeigenschaften und der momentanen Parti-

¹⁰ z.B. durch eine Abgasrezirkulation

kelviskosität. Daraus ergeben sich räumlich verteilte Ablagerungsraten an der gesamten Brennkammerwand. Für die eigentliche Filmberechnung wird neben den Ablagerungsraten die Temperaturabhängigkeit der Fließeigenschaften der Schlacke berücksichtigt. Für die Ermittlung der Temperatur des Schlackefilms wird der Wärmeaustausch zwischen Flamme und Schlackenfilm detailliert nachgerechnet. Das Modell sagt einen Beharrungszustand mit gleichmäßig abfließendem Schlackefilm voraus. Auf Grund der unterschiedlichen Brennstoff- und Ascheeigenschaften von Braun- und Steinkohle resultiert aus den theoretischen Untersuchungen für Steinkohlenfeuerungen eine Filmdicke von etwa 2 mm und für Braunkohlenfeuerungen eine Filmdicke von etwa 6 mm [HEC-02].

Asche- und Alkaliabscheidung bei hohen Temperaturen und Drücken

Die größte Versuchseinrichtung für die Entwicklung der DKSF-Technologie stellt die Pilotanlage in Dorsten dar, die von der Druckkohlenstaubfeuerung GbR betrieben wird (Abbildung 1.8). Die Anlage besteht aus einer druckaufgeladenen Brennkammer mit etwa 1 MW thermischer Leistung und einem anschließenden Flüssigascheabscheider. Da das primäre Untersuchungsziel der Anlage die Reinigung des Abgases darstellt, dient die Brennkammer prinzipiell nur zur möglichst sicheren und reproduzierbaren Erzeugung von Heißgas und weniger zur experimentellen Untersuchung der Druckkohlenstaubfeuerung. Die Anlage wurde 1990 in Betrieb genommen.

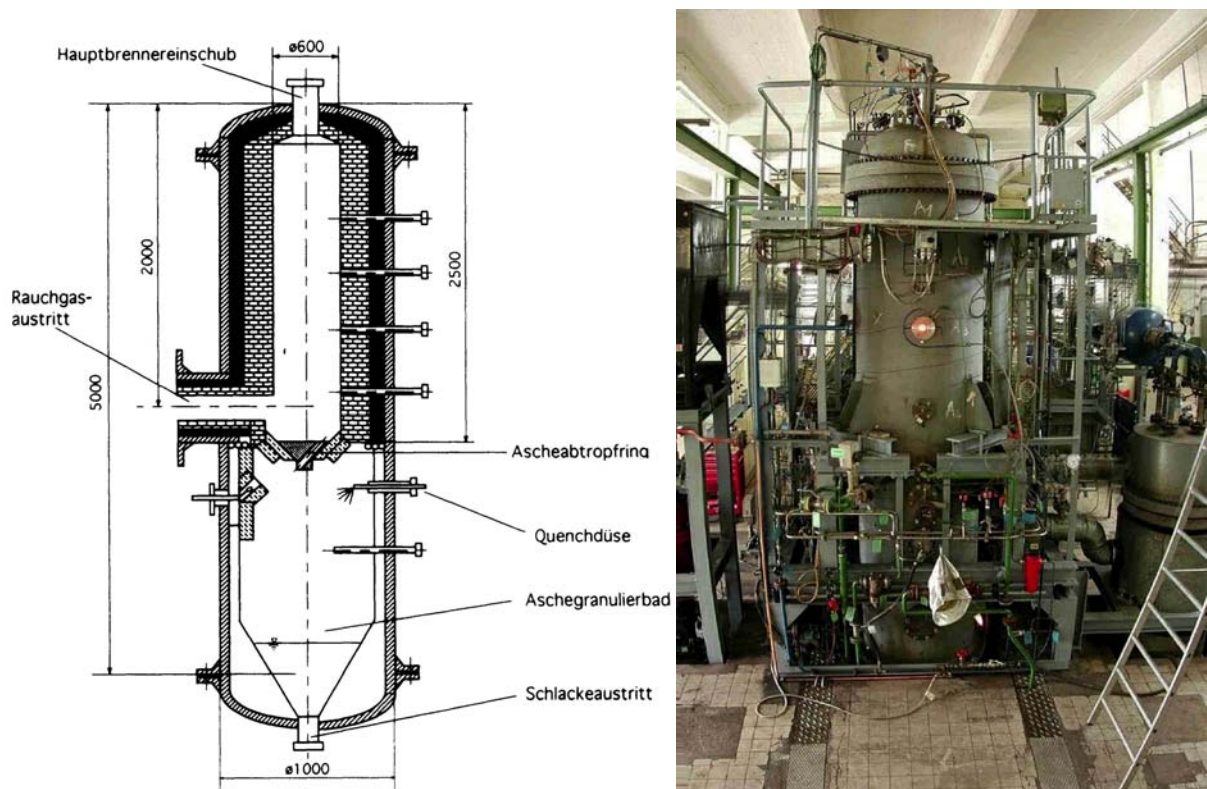


Abbildung 1.8: Brennkammer (links) [SCHA-99] und Außenansicht [KAR-02] der DKSF-Versuchsanlage der Druckkohlenstaubfeuerung GbR in Dorsten

Durch die fortlaufende Optimierung der Anlage wurde die Verfügbarkeit und die Leistungsfähigkeit sämtlicher Komponenten verbessert. Die Betriebssicherheit wurde erhöht und längere Versuchsbetriebe können problemlos gefahren werden [LER-02].

Seit Inbetriebnahme der Anlage wurden verschiedene Abscheideverfahren und -bauformen testweise eingesetzt [WEBE-93]. Die besten Ergebnisse werden derzeit mit einem Schüttungsabscheider erzielt (Abbildung 1.9, Position A). Die Schüttungsschicht wird aus gleichgroßen, schmelzgegossenen, isostatisch gepressten Keramikugeln mit dichter Oberfläche und hohem Cr_2O_3 -Anteil aufgebaut. Messungen ergaben, dass Aschepartikel mit einem Durchmesser über $3\ \mu m$ in allen Betriebszuständen sicher aus dem Rauchgasstrom abgeschieden werden können [KAR-02]. Die Forderung nach einer maximalen Partikelgröße von $3,5\ \mu m$ für die Gasturbinenverträglichkeit des Rauchgases ist somit erfüllt. Jedoch entspricht das Gas den Anforderungen der Gasturbine noch nicht vollständig, weil die Massenkonzentration der Partikel im Gas mit $120 - 300\ mg/m^3$ (im Normzustand) noch deutlich oberhalb des geforderten Maximalwertes von $3,5\ mg/m^3\ i.N.$ liegt [FOE-02].

Untersuchungen der Schlacke- und Staubproben aus der DKSF-Versuchsanlage in Dorsten zeigen, dass im Laufe des Anlagenbetriebs praktisch keine Veränderungen der Schlackeeigenschaften (insbesondere des Fließverhaltens) stattfinden. Der zeitliche Verlauf des Anlagenbetriebs zeigt einen ausgeprägten Beharrungszustand, bei dem die Funktionskeramiken des Flüssigascheabscheides (FAA) wirkungsvoll durch einen kontinuierlich abfließenden Schlackefilm vor Korrosion geschützt werden. Die Fließfähigkeit bleibt im gesamten Betrieb erhalten, so dass ein Zusetzen des Abscheiders nicht beobachtet wird. Auch im Falle von Betriebsunterbrechungen bleibt der FAA durchgängig. Das Funktionsprinzip der Flüssigascheabscheidung an keramischen Kugeln hat sich somit als robuste primäre Abscheidestufe bewährt. Karwath weist auf die bemerkenswert gute Einbindung von Alkalien (Na_2O und K_2O) in die flüssige Schlacke hin. Diese kann somit als effektives Gettermaterial für Alkalien bezeichnet werden [KAR-02].

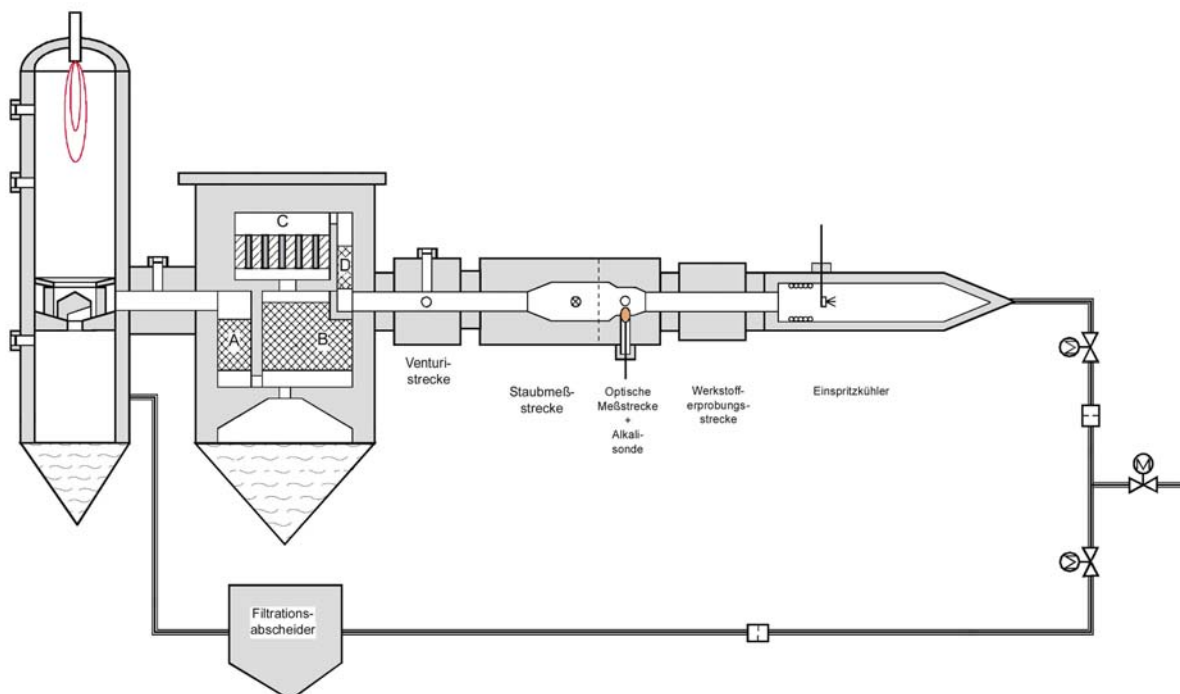


Abbildung 1.9: Schema der 1 MW-Versuchsanlage in Dorsten [LER-02]

Versuche mit höheren Gasgeschwindigkeiten und veränderter Schüttungsgeometrie führten zu höherem Materialverschleiß, aber nicht zu einer erhofften Verbesserung der Abscheideleistung [HAN-02]. Energetische Optimierungen der Auslegung von Kugelschüttungen zur Abscheidung von Flüssigasche

führen zu den Empfehlungen möglichst kleine Kugeln einzusetzen und das Verhältnis von Höhe der Schüttung und Durchmesser der Kugeln zwischen 5 und 15 auszulegen [REI-02].

Die bisher verwendeten Funktionskeramiken, die aus Gründen der Korrosionsbeständigkeit mit einem hohen Gehalt an Chromoxid (Cr_2O_3) ausgestattet sind, rufen ein Folgeproblem hervor. Chrom wird bei den herrschenden Einsatzbedingungen in relativ hohem Maße aus den Keramiken, in Form von toxischen $Cr(VI)$ -Verbindungen, sublimiert. Diese können in den nachfolgenden Anlagenteilen in relativ hohen Konzentrationen nachgewiesen werden. Pavone bezeichnet daher die Substitution von Cr_2O_3 durch beispielsweise Hafniumoxid (HfO_2) als wichtiges Entwicklungsziel [PAV-02].

Am Forschungszentrum Jülich wird an der Entwicklung HfO_2 -haltiger Werkstoffe für die FAA gearbeitet. Erste Untersuchungen belegen die hohe Korrosionsbeständigkeit der Materialien gegenüber Schlacke. Außerdem wurde im Rahmen der Forschungsarbeiten festgestellt bzw. bestätigt, dass der größte Teil der Alkalien in die Schlacke eingebunden wird, so dass nur noch geringe Mengen in einer separaten Alkaliabscheidung aus dem Rauchgas entfernt werden müssen. Dazu wird als erfolgversprechendes Konzept die Anwendung von Abtropfgettern vorgestellt. Damit kann laut Müller die Gasturbinenverträglichkeit bzgl. des Alkaligehaltes von $\leq 0,01 \text{ mg/m}^3 \text{ i.N.}$ erzielt werden [MUEL-02].

Hingegen führen die theoretischen Berechnungen an der Bergakademie Freiberg zu der Erwartung, dass auch bei idealer Getterung der gasturbinenverträgliche Alkaligrenzwert nicht erreichbar sein wird. Bause führte umfangreiche Berechnungen mit thermodynamischen Modellen zur Alkalienfreisetzung und -einbindung an Kohlenaschen und Gettermaterialien durch. Insgesamt wurden 664 Verbindungen und das vollständige Erreichen des thermodynamischen Gleichgewichts aller möglichen Reaktionen vorausgesetzt [BAUS-02]. Die Ergebnisse widersprechen damit auch der Ansicht von Förster, der aus den Erfahrungen an der Pilotanlage in Dorsten schließt, dass die Alkalieneinbindung und -getterung in ausreichendem Maße möglich sein sollte [FOE-02]. Außerdem weist Bause darauf hin, dass nach seinen Berechnungen 45 - 100 % an flüchtigen Schwermetallen (Cadmium, Nickel, Blei und Zink), welche in Spuren mit der Kohle eingebracht werden, auf den Gasturbinenschaufeln auskondensieren werden, wodurch eine bisher noch nicht beachtete Problematik aufgeworfen wird [BAUS-02].

Feinstpartikelabscheidung

Mit der nach dem Prinzip der Trägheitskraftabscheidung arbeitenden ersten Stufe des Flüssiggasabscheiders lassen sich Partikel größer $3 \mu\text{m}$ auf Grund ihrer nennenswerten Trägheit sicher abscheiden. Um die feinsten, flüssigen Schlacketröpfchen, die im Gas fein dispergiert vorliegen¹¹ und sich auf Grund ihrer Ladungseigenschaften gegenseitig abstoßen, aus dem Gasstrom abzuscheiden, müssen demnach andere Effekte zur Abscheidung ausgenutzt werden.

An der Pilotanlage in Dorsten werden verschiedene Verfahren zur Abscheidung von Feinstpartikeln experimentell untersucht. Dazu werden verschiedene Abscheiderprototypen hinter dem bewährten FAA für die erste Grobabscheidung integriert (siehe Abbildung 1.9, Position B). Die dazu erforderlichen Umbauarbeiten halten sich auf Grund der konstruktiven Flexibilität in Grenzen, so dass relativ schnelle Wechsel der Einbauten möglich sind [FOE-02].

¹¹ daher wird das Gemisch aus flüssiger Asche und Rauchgas auch als Aerosol bezeichnet

Versuche mit Einbauten aus einem feinen Platin-Gestrick¹² führten zu keinem zufriedenstellenden Ergebnis. Da sich die Zwischenräume des Gestricks, auf Grund der guten Benetzbarkeit von Platin mit flüssiger Schlacke, zusetzten, konnte ein kontinuierlicher Betriebszustand in der Pilotanlage nicht eingestellt werden [FOE-02].

Erfolgversprechende erste Versuche wurden hingegen mit der Anwendung von Schüttschichten, die aus Materialkombinationen mit unterschiedlichen Eigenschaften zusammengesetzt sind, durchgeführt. Mit einer Schüttung aus zirkonoxidhaltigen gemischt mit chromoxidhaltigen Keramiken konnte der Partikelgehalt reproduzierbar von etwa $350 \text{ mg/m}^3 \text{ i.N.}$ auf unter $100 \text{ mg/m}^3 \text{ i.N.}$ reduziert werden. Dies stellt laut Förster einen sprunghaften Fortschritt in der Partikelabscheidung dar, wobei hier eine passiv arbeitende, nicht weiter optimierte Anordnung zum Einsatz kam [FOE-02].

Der beobachtete Abscheideeffekt wird durch den Aufbau lokaler elektrischer Feldgradienten durch die Kombination von Keramiken mit unterschiedlich starker, elektrischer Affinität für Elektronen bei hohen Temperaturen erklärt. Elektrische Feldkräfte haben Einfluss auf die Feinstpartikel, weil diese nach neuesten Erkenntnissen bei Temperaturen zwischen 1200 und $1700 \text{ }^\circ\text{C}$ nicht mehr elektrisch neutral, sondern auf Grund von Ladungstrennung zum Großteil positiv geladen sind. Insgesamt ist das Rauchgas elektrisch neutral und wird in diesem Temperaturbereich als Niedertemperaturplasma angesehen. Förster hält diesen Ansatz zur Reduktion des Reingaspartikelgehaltes auf Gasturbinenverträglichkeit für sehr aussichtsreich [FOE-02].

An der Universität Karlsruhe werden Laborversuche durchgeführt, die ebenfalls die elektrostatischen Eigenschaften des Aerosols, auf Grund thermoionischer Aufladung, zur Feinstpartikelabscheidung zu nutzen suchen. Jedoch wird hier einem Strömungskanal mit Hilfe eines Plattenkondensators aktiv ein äußeres Feld aufgeprägt. Mit dem Versuchsaufbau kann einerseits der Ladungszustand der Schlackenpartikel in Abhängigkeit von der Partikelgröße ermittelt werden, sowie der Trenngrad der Anordnung in Abhängigkeit von der Partikelgröße und der elektrischen Feldstärke. Der in der Laboranlage mit synthetisch erzeugtem Aerosol erzielte Fraktionsabscheidegrad liegt bei etwa 60% und weist nur geringe Abhängigkeit von der Partikelgröße auf. Der Wert für die Ladung eines $0,5 \mu\text{m}$ großen Partikels wird mit etwa 100 Elementarladungen angegeben [SCHI-02].

An der Universität Duisburg-Essen wird ein komplexes cfd-Berechnungsmodell zur Erfassung der elektro-hydrodynamischen Wechselwirkungen zur realitätsnahen Abbildung des Aerosoltransports unter DKSF-Bedingungen entwickelt. Die gekoppelte Lösung von Fluidströmung, Ionen- und Partikeltransport, sowie dem elektrischen Potenzialfeld bilden die Grundlage für die Modellierung der Stofftransportvorgänge in der Feinstpartikelabscheidung. Um auch Effekte auf Grund von Turbulenzen in der Strömung zu berücksichtigen, ist laut van der Zwaag weitere Entwicklungsarbeit erforderlich. Ebenfalls sollte eine Berücksichtigung von Partikelaufladungsphänomenen und das Verhalten von elektrisch leitfähigem Elektrodenmaterial integriert werden. Die so entwickelten cfd-Modelle tragen zum theoretischen Verständnis der beobachteten Phänomene bei und stellen darüber hinaus einen wichtigen Beitrag zur optimalen Gestaltung und Auslegung der Feinstpartikelabscheidestufe dar [VDZ-02].

¹² Demistereinbauten

Messtechnik für Gase unter hohen Drücken bei hohen Temperaturen

Für den sicheren Betrieb einer Gasturbinenanlage in einem druckkohlenstaubbefeuerten Kombi-Prozess, aber auch für die zielgerichtete Entwicklung der Feinstpartikel- und Alkalienabscheidung, sind online Messtechniken zur exakten, verzögerungsfreien Erfassung von Partikelgehalt, sowie Natrium- und Kaliumgehalt des Rauchgases bei Betriebsdruck bis zu etwa 2 MPa und Temperaturen von etwa 1500 °C erforderlich. Laut Bartmann entsprechen diese Bedingungen nicht den üblichen Voraussetzungen bei denen gängige Messverfahren eingesetzt werden. Daher sind Anpassungen der Verfahren an die besonderen Anforderungen der Druckkohlenstaubfeuerung erforderlich [BAR-02].

An der Pilotanlage in Dorsten (Abbildung 1.9) wurden bereits erfolgreiche Versuche zur online Messung des Natriumgehaltes des Abgases mit einer Alkalinachweissonde durchgeführt. Die Sonde besteht aus Beta-Aluminium (Beta-Al₂O₃), welches leitend für Natrium-Ionen ist. Die entstehende elektrische Spannung kann leicht online ausgewertet werden. Die Ergebnisse erster Messungen zeigen eine sehr gute Korrelation der Werte zu parallel durchgeführten nasschemischen Analysen des Gases [BAR-02]. Über die Dauerbetriebstauglichkeit der Sonde unter DKSF-Bedingungen wird keine Aussage getroffen.

Zum Nachweis von Kaliumatomen werden Diodenlaser in einem absorptionsspektroskopischen Verfahren eingesetzt. Der apparative Aufwand und die geringe Größe des Messvolumens werden als problematisch bezeichnet, jedoch sind die Messungen mit hoher zeitlicher Auflösung grundsätzlich durchführbar [BAR-02].

Laut Umhauer entspricht die angestrebte Massenkonzentration von 3 mg/m³ i.N. im Rauchgas (bzw. die dementsprechende Anzahlkonzentration von 10³ - 10⁴ Partikel/cm³) und die Partikelgröße von etwa 3 µm der Domäne von Streulicht-Partikelzählern. Für die Bedingungen der Druckkohlenstaubfeuerung wurde ein angepasster Streulicht-Partikelzähler an der Universität Karlsruhe entwickelt und gebaut, jedoch noch nicht an der Pilotanlage in Dorsten getestet. Da oberhalb von 1000 °C die wahrnehmbare Eigenstrahlung der zu zählenden Partikel zu groß ist und eine Zählung aus physikalischen Gründen unmöglich macht, ist mit diesem Prinzip keine echte in-situ Messung möglich. Messtechnisch optimale Bedingungen können jedoch unkritisch an einem isokinetisch entnommenen Teilstrom bei Betriebsdruck eingestellt werden. Die Anlage befindet sich derzeit in der Erprobung [UMH-02].

Ein anderes untersuchtes Verfahren zur Überwachung des Staubgehaltes vor Eintritt in die Gasturbine arbeitet nach dem Prinzip der Triboelektrik. Dieses Verfahren nutzt die Ladung der im Rauchgas vorhandenen Partikel und führt diese gegen Masse ab. Dieses einfache Messverfahren erfordert eine Kalibrierung. Darüber hinaus zeigt das Messsignal eine deutliche Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit, die von Druckänderungen im Rauchgaskanal durch instationäre Betriebszustände hervorgerufen werden können. Außerdem weist das Sondenmaterial schon nach relativ kurzer Versuchszeit starke Korrosion auf. Der Zusammenhang des Messsignals mit den Staubgehalten konnte noch nicht eindeutig geklärt werden, aber Dembitzki hält eine Kombination dieses Verfahrens mit anderen online Staubmessverfahren für sinnvoll [DEM-02].

1.2.2 Braunkohlentrocknung

Ausgehend von der Beschreibung des besonderen Charakters der Bindung des Wassers an die Braunkohlensubstanz, wird nachstehend der Stand der Technik auf dem Weg der Trocknung von

Braunkohle beschrieben. Der Begriff der *Trocknung* wird hier entsprechend der Definition von Krischer und Kast [KRI-92] verwendet. Demnach wird unter Trocknung die Umkehrung der Befeuchtung verstanden, für die zur Überwindung von Bindungskräften Energie in das System einzubringen ist. Dabei wird zunächst nicht unterschieden, ob die für das Trennverfahren erforderliche Energie mechanisch oder thermisch aufgebracht wird. Andere Autoren sprechen von Trocknung nur in den Fällen, in denen das Wasser durch einen Phasenwechsel (Verdampfung) aus dem Trocknungsgut austritt. Andernfalls sprechen diese Autoren von Entwässerung.

Die Bindung des Wassers an die Braunkohle ist komplex und die Beschreibung wird durch die chemische und morphologische Inhomogenität der Braunkohle, die als Endprodukt der ersten Phase des Inkohlungsprozesses bezeichnet wird, erschwert [FOH-87a]. Wegen der relativ großen Bandbreite der Klassifikation von Braunkohle, kann hier nur qualitativ auf die verschiedenen Bindungsformen des Wassers an die Braunkohle eingegangen werden.

Trotz des extrem hohen Wassergehaltes von Braunkohlen¹³ weisen diese oft keine oder nur sehr geringe Oberflächenfeuchte auf [KLU-96]. Unter Oberflächenfeuchte versteht man Wasser, welches ungebunden¹⁴ im Feststoff vorliegt und für dessen Abtrennung theoretisch keine Arbeit erforderlich wäre [KRI-92]. Das unterscheidet die Braunkohle deutlich von Steinkohle, deren Feuchte vornehmlich aus Oberflächenwasser besteht, welche durch Einwirkung mechanischer Kräfte (z.B. durch Zentrifugieren) relativ leicht entfernt werden kann [FOH-87a].

Der überwiegende Teil (ca. 80 %) des Wassers ist in Form von Haft- und Kapillarrwasser an und in der Braunkohle gebunden [FOH-87a]. Daher zählt man Braunkohle zu den kapillarporösen kolloiden Stoffen [WAH-90]. Der überwiegende Teil dieses Wassers ist mit den gleichen Kräften an die Kohlensubstanz gebunden, wie Wassermoleküle aneinander. Das heißt, die Desorptionswärme entspricht der Verdampfungswärme des reinen Wassers. Die Porenweite (im Bereich von 20 bis 120 nm) hat entscheidenden Einfluss auf die kapillare Bindung des Wassers [FOH-87a]. Mit sinkendem Porendurchmesser nehmen die Kapillarkräfte zu, was zu hygroskopischem Verhalten führt [WAH-90]. Bei hygroskopischem Verhalten ist die Bindungsenergie nicht mehr vernachlässigbar und muss zusätzlich zur Verdampfungswärme aufgebracht werden, um Wasser aus der Kohle verdampfen zu können [KRI-92].

In Poren mit einer Porenweite von nur 3 bis 5 nm ist darüber hinaus noch chemisorptiv über Wasserstoffbrücken gebundenes Wasser zu finden. Dieses in multimolekularer oder monomolekularer Schicht gebundene Wasser ist nur mit wesentlich höherem Aufwand aus der Braunkohlensubstanz zu lösen. Das chemisorptiv gebundene Wasser macht etwa 15 % der Gesamtfeuchte von Braunkohle aus. Es wird angenommen, dass zu etwa gleichen Anteilen Wasser in multi- und monomolekularer Schicht vorliegt [FOH-87a].

Die chemische Struktur von Braunkohle beruht nach derzeitigem Wissen auf einem komplizierten System von kondensierten Aromatenringen, an die verschiedene vor allem sauerstoffhaltige funktionelle Gruppen angekoppelt sind. Die Möglichkeit des Abbaus einiger der funktionellen Sauerstoffgruppen (insbesondere Carboxylgruppen) eröffnet ein weiteres Potenzial zur Reduzierung des Was-

¹³ europäische Weichbraunkohlen weisen einen Wassergehalt von bis zu 60 % auf [KLU-96]

¹⁴ daher auch als freies Wasser bezeichnet [KRI-92]

sergehaltes von Braunkohle. Dieser Vorgang stellt, über den jeweiligen Wasserentzug hinaus, eine Veredelung des Brennstoff dar, die als künstliche Inkohlung bezeichnet wird. Für diesen Prozess stellt das Temperaturniveau der Trocknung einen entscheidenden Faktor dar [FOH-87a].

Aus der unterschiedlichen Intensität der Bindung des Wassers an die Braunkohlensubstanz ergeben sich in der Praxis der Braunkohlentrocknung nicht-lineare Zusammenhänge zwischen der gewünschten Endfeuchte und dem Energieaufwand bzw. der Trocknungszeit [FOH-87a]. Untersuchungen von Weber zeigen, dass bei der Trocknung die Verdampfung des unterschiedlich gebundenen Wassers gleichzeitig aber unterschiedlich schnell abläuft, so dass der spezifische Energieaufwand zur Trocknung auf eine bestimmte Feuchte mit zunehmender Trocknungsgeschwindigkeit abnimmt. Dieses an Röhrentrocknern beobachtete Phänomen, wird darauf zurückgeführt, dass bei hoher Trocknungsgeschwindigkeit vornehmlich leicht gebundenes Kapillarwasser verdampft wird und nur ein geringerer Anteil des intensiv gebundenen Wassers [WEB-85].

Mahl-trocknung

In nahezu allen größeren atmosphärisch betriebenen, braunkohlebefeuerten Dampfkraftwerken kommt für die Trocknung der Rohbraunkohle die Schlagradmühle¹⁵ zum Einsatz, die die Vorgänge Kohlenzerkleinerung und Trocknung miteinander kombiniert. Die Schlagradmühle (Abbildung 1.10) ist eine selbstsaugende Mühle, die das zum Trocknen und Fördern des Mahlgutes erforderliche Rauchgas über den Rücksaugeschacht aus dem Kessel ansaugt. Außerdem wird der erzeugte trockene Kohlenstaub mit den bei der Trocknung entstehenden Brüden¹⁶ zu den Staubbrennern gefördert. Die Schlagradmühle ist somit gleichzeitig Bestandteil des direkten Feuerungssystems [EFF-00].

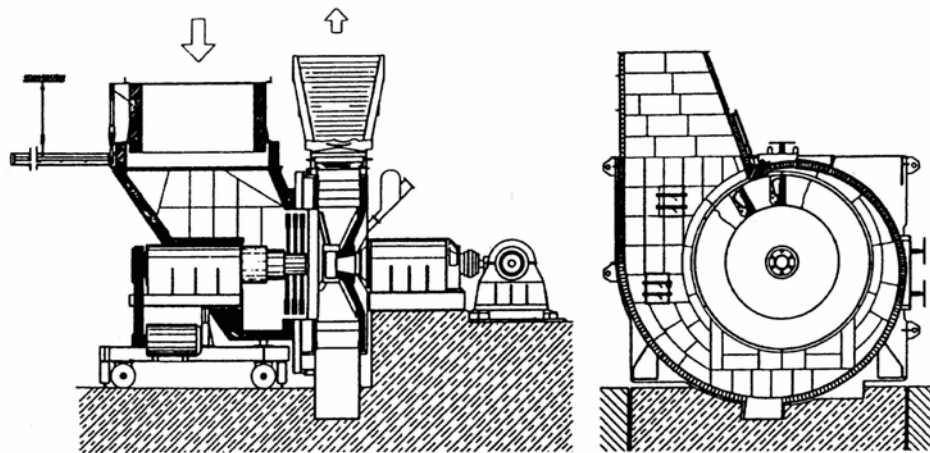


Abbildung 1.10: Sichterlose Schlagradmühle für Rohbraunkohle mit Vorschlägerstufe (Werkbild EVT Stuttgart) [EFF-00]

Die Braunkohle wird vom Zuteiler in den Rauchgasrücksaugeschacht, in dem bereits eine Vortrocknung stattfindet, der Mühle zugegeben. Kohle und Rauchgas werden in der Mühletür so umgelenkt, dass die Kohlenpartikel gleichmäßig verteilt auf die Innenkanten der Schlagplatten des Schlagrades

¹⁵ 1934 für die Anwendung von Braunkohle entwickelt, später auch auf Steinkohle angewendet

¹⁶ aus der Kohle abgetrennter Wasserdampf gemischt mit dem zur Trocknung rückgesaugten Rauchgas

gelangen. Bei der durch Prall- und Reibvorgänge hervorgerufenen Zerkleinerung der Kohle wird gleichzeitig der größte Teil der Kohlenfeuchtigkeit freigesetzt und verdampft [EFF-00].

Die Konstruktion als einseitig offenes, fliegend gelagertes Schlagrad hat den Vorteil, dass alle dem Verschleiß unterliegenden Teile der Mühle leicht zugänglich sind und innerhalb kurzer Zeit ausgetauscht werden können [EFF-00].

Bei modernen Mühlen wird auf den Einsatz eines Sichters zur Anpassung der Staubfeinheit verzichtet, da durch den Wegfall des inneren Mahlgutumlaufls der Verschleiß deutlich reduziert wird. Sichterlose Mühlen sind ggf. mit mehreren Vorschlägerstufen ausgestattet, die mit einem eigenen Antrieb entgegengesetzt zum Schlagrad laufen (Abbildung 1.10). Mit der Vorschlägerdrehzahl ist die Mahlfeinheit unabhängig von der Trocknungsleistung der Mühle einstellbar [EFF-00]. Der in Abschnitt 1.2.1 beschriebene BoA-Block des Kraftwerks Niederaußem ist mit acht derartigen Mühlen ausgestattet, wobei sieben für den erforderlichen Kohlenmassenstrom bei Volllastbetrieb ausreichen, so dass ständig eine für wechselweise Verschleißreparaturen stillgelegt werden kann [SCHE-02].

Das strömungstechnische Verhalten von Schlagradmühlen ist gut mit dem von Radialgebläsen zu vergleichen. Erfahrungen der Hersteller beschreiben die Zusammenhänge zwischen Druckaufbau, Förderolumen, Kohlendurchsatz, Schlagradabmessungen und -drehzahl sowie der Entstehung von NO_x bei der Verbrennung. Empfohlen wird die „heiße“ Fahrweise der Mühlen mit Rauchgasrücksaugtemperaturen von etwa 900 °C [EFF-00]. Bei dem Braunkohle-Dampfkraftwerk nach heutigem Stand der Technik werden die gesetzlich vorgeschriebenen Grenzwerte für NO_x und CO ausschließlich durch Primärmaßnahmen, also durch die Gestaltung der Mahl- und Feuerungsanlagen, eingehalten [SCHE-02]. Große Schlagradmühlen haben einen Raddurchmesser von bis zu 4 m , ein Rauchgasförderolumen von rund $100\text{ m}^3/\text{s}$, einen Kohlendurchsatz von etwa 125 t/h und verursachen einen Druckverlust von 500 bis 600 Pa . Die Brüdentemperatur nach der Mühle beträgt in etwa 130 °C [EFF-00].

Wirbelschicht Trocknung mit interner Wärmerückgewinnung (WTA)

Im Rahmen der Entwicklung eines Kombi-Kraftwerksprozesses [BOE-89] mit Braunkohlenvergasung wird seit 1987 ein neues Braunkohlentrocknungsverfahren entwickelt [KLU-94]. Der Entwickler dieser als *Wirbelschichttrocknung mit interner Abwärmenutzung (WTA)* benannten Technik, die Rheinbraun AG in Köln, bezeichnet dieses Verfahren als das weltweit erste Trocknungsverfahren für Braunkohle, das mit einer energetischen Nutzung der Trocknerbrüden ausgestattet ist [KLU-99].

Die Trocknung der Braunkohle erfolgt bei leichtem Überdruck in einer stationären Wirbelschicht in reiner Wasserdampf-atmosphäre¹⁷ (Abbildung 1.11). Die für die Trocknung erforderliche Energie wird über eingetauchte Wärmetauscherbündel in die Wirbelschicht eingebracht. Zur Beheizung des Wärmetauschers dient überhitzter Dampf, der mittels dreistufiger, zwischengekühlter Kompression aus den Brüden der Wirbelschicht gewonnen wird. Hierbei wird die für die Verdampfung des Kohlenwassers erforderliche Energie teilweise wieder zurückgewonnen, was neben einer drastischen Reduzierung der Brüdenemission eine erhebliche Senkung des spezifischen Energiebedarfs des Trocknungsverfahrens zur Folge hat. Das nach dem Wärmetauscher anfallende Kondensat kann zur Kohlenvorwärmung

¹⁷ die inerte Betriebsatmosphäre ist Voraussetzung für den hohen Sicherheitsstandard des Verfahrens

innerhalb des WTA-Prozesses oder alternativ zur Kondensatvorwärmung im Kraftwerksprozess und anschließend als Brauchwasser genutzt werden. Als Fluidisierungsmedium der niedrig expandierten Wirbelschicht dient ebenfalls ein Teil des Brüdenstroms aus der Wirbelschicht. Die resultierende Restfeuchte der ausgetragenen Trockenbraunkohle wird durch die mittlere Verweilzeit in der Wirbelschicht eingestellt. Die Trockenkohle wird nach einer Abkühlung in einem luftdurchströmten Vibrationskühler zu Staub ausgemahlen [KLU-99].

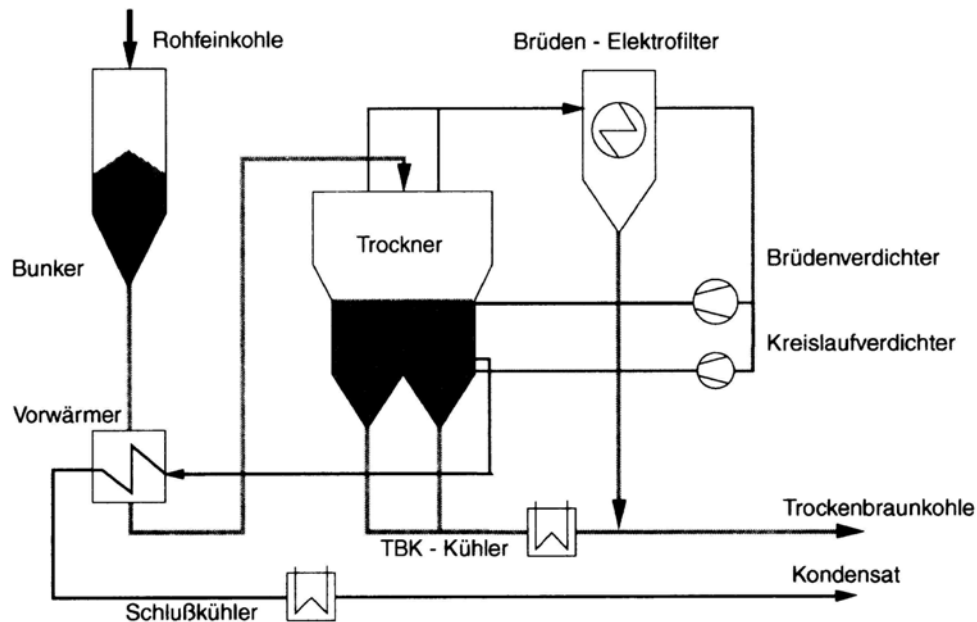


Abbildung 1.11: Prinzipschema des WTA-Verfahrens [KLU-99]

Die Funktion des Verfahrens und die Realisierbarkeit eines zuverlässigen WTA-Betriebs wurde durch die Errichtung und den Betrieb zweier Demonstrationsanlagen nachgewiesen. Über die erste, 1993 in Betrieb gegangene Demonstrationsanlage mit einer Trockenkohlenleistung von 27 t/h berichtet Klutz ausführlich [KLU-94]. Auf den positiven Erfahrungen basiert die Entwicklung, Planung und der Bau einer größeren Anlage, die 2001 am Kraftwerksstandort Niederaußem in Betrieb genommen wurde. Diese Anlage hat eine Trockenkohlenleistung von 90 t/h. Diese Leistung reicht aus, um ein Drittel der Feuerungsleistung eines angekoppelten 600 MW-Rohbraunkohleblocks zu ersetzen. Über die Planung und den Bau der Pilot-Trocknungsanlage berichtet Elsen [ELS-01].

Basierend auf der demonstrierten WTA-Technik wird das Trocknungsverfahren weiterentwickelt, wobei die weitere Senkung des Energiebedarfs und der Investitionskosten sowie die Optimierung der Einbindung des Trocknungsprozesses in das Kraftwerk im Vordergrund stehen. Die Schlüsselkomponente für die Verbesserung der WTA-Technik gegenüber dem Stand der Technik stellt die feinere Ausmahlung der Rohbraunkohle vor Eintritt in den WTA-Prozess dar.

Das neue Aufbereitungskonzept zur feineren Ausmahlung der Rohkohle basiert auf zwei in Reihe geschalteten, doppelrotorigen Hammernmühlen, die im Durchlaufbetrieb gefahren werden. Die Mühlen werden ohne zusätzliche Fördersysteme aufeinander geschaltet. In Technikumsversuchen wurde ausgehend von Rohbraunkohle (54 % Feuchte) mit einer Korngröße von 30 - 100 mm eine Korngrößenverteilung von ca. $d_{50} = 310 \mu\text{m}$ mit 9 % Rückstand auf dem 1 mm Sieb erzielt. Durch einen im Labor simulierten Trocknungsvorgang, der mit einem Kornzerfall verbunden ist, ergibt sich eine Kohlenfeinheit von ca. $d_{50} = 160 \mu\text{m}$ mit 7 % Rückstand auf dem 1 mm Sieb. Damit liegt die

Korngrößenverteilung der nach diesem Prinzip aufbereiteten Trockenkohle in einem Feinheitsbereich, der für die Einblasung in den Feuerraum großer Dampferzeuger erforderlich ist (Abbildung 1.12). Eine Trockenkohle-Nachmahlung vor dem Dampferzeuger wäre dann nicht mehr erforderlich. Hohe Durchsatzleistungen für den großtechnischen Einsatz sind mit diesem Aufbereitungsverfahren, laut Klutz, grundsätzlich realisierbar [KLU-99].

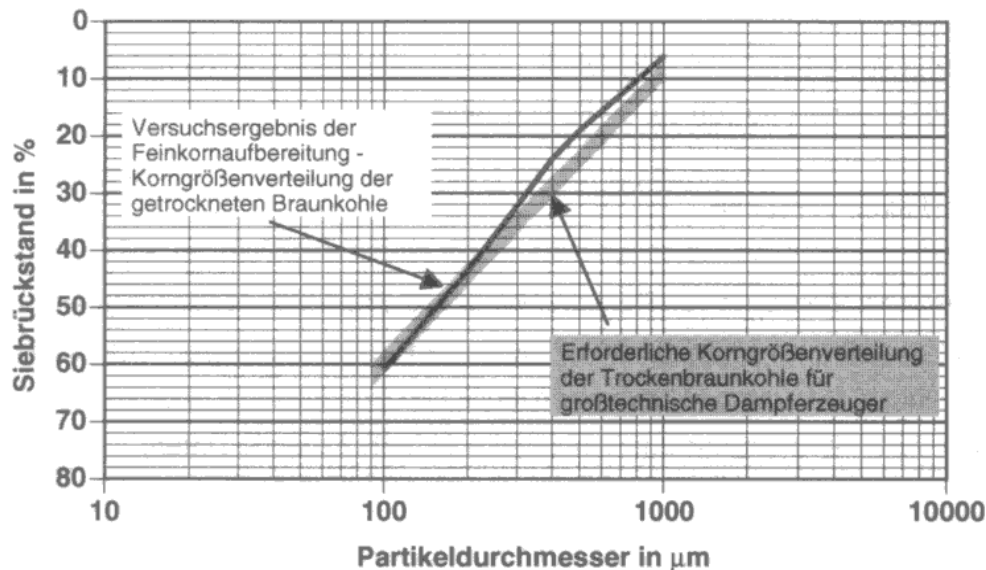


Abbildung 1.12: Versuchsergebnisse der Feinkornaufbereitung im Vergleich zur Körnungsanforderung großer Braunkohlenkessel [KLU-99]

Die konventionell aufbereitete Kohle weist eine Feinheit von rund $d_{50} = 1150 \mu\text{m}$ auf. In der WTA-Demoanlage wurde für diese Einsatzkohle ein mittlerer integraler Wärmedurchgangskoeffizient von etwa $250 \text{ W/m}^2\text{K}$ festgestellt. Durch die um den Faktor 4 feinere Kohle wird der Wärmeübergang von den Heizflächen an die Wirbelschicht, nach einem konservativen theoretischen Ansatz, um rund 60 % verbessert. Bei gleicher Wärmeübertragungsfläche könnte daher der Heizdampfüberdruck um etwa 40 % reduziert werden, was zu einer Reduzierung der Kondensationstemperatur aber auch des elektrischen Eigenbedarfs des Brüdenverdichters führen würde. Bei konstant gehaltenen Anlagenparametern würde sich alternativ die Trockenkohlenleistung um 60 % steigern lassen [KLU-99].

Die geringere Partikelgröße hat nicht nur wärmetechnische, sondern auch strömungstechnische Vorteile. Durch die Reduzierung der Korngröße der Partikel sinkt die erforderliche Fluidisierungsgeschwindigkeit von $0,4 \text{ m/s}$ auf etwa $0,1 \text{ m/s}$, wodurch der Fluidisierungsmassenstrom auf ein viertel verringert werden kann [KLU-99].

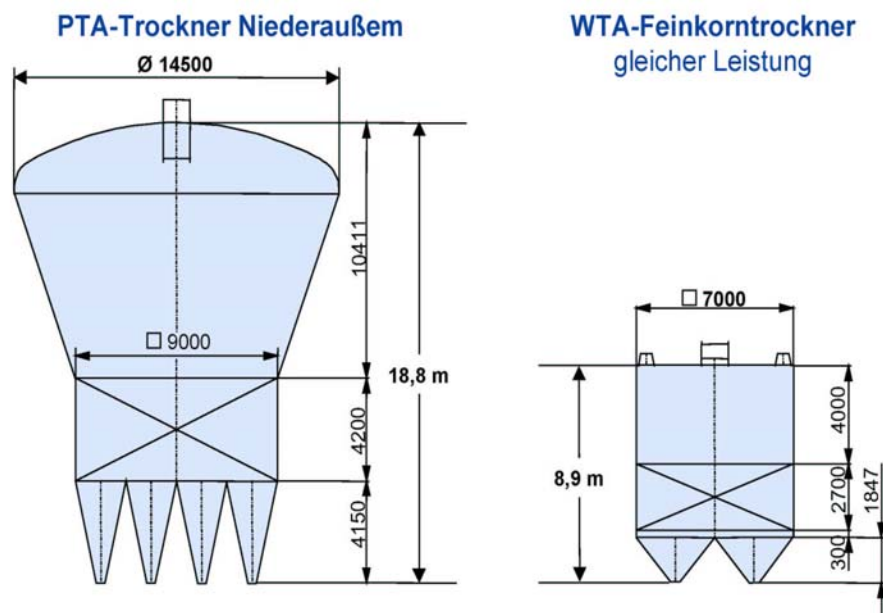


Abbildung 1.13: Vergleich der Trocknervolumen (Reduktion um fast 70 %) [EWE-03]

Die Feinkornaufbereitung ermöglicht in der nachfolgenden WTA-Feinkorntrocknung neben den genannten verfahrenstechnischen Verbesserungen auch einige anlagentechnische Vereinfachungen. Das Bauvolumen des Trockners verringert sich (Abbildung 1.13), die Stufenzahl und der Enddruck des Brüdenverdichters können reduziert werden, ebenso wie der Fördervolumenstrom des Fluidisierungsgebläses. Der Elektrofilter zur Entstaubung der Brüden soll durch einen vorgeschalteten Zyklon um 50 % kleiner ausgelegt werden. Interne Studien der RWE Rheinbraun AG zeigen, dass durch Anwendung der WTA-Feinkorntechnik der elektrische Energiebedarf gegenüber der WTA-Grobkorntechnik um 20 % gesenkt werden kann. Die spezifischen Investitionskosten für einen WTA-Trockner für eine Großkraftwerk der 1000 MW-Klasse reduzieren sich sogar um 60 % und liegen nach derzeitigen Abgaben bei 70 EUR/kW [EWE-03]. Zum Nachweis des technischen und wirtschaftlichen Potenzials wird derzeit eine Demonstrationsanlage mit 8 t/h Trockenkohlenleistung in unmittelbarer Nähe der WTA-Grobkorn-Demoanlage in Betrieb genommen [KLU-99].

Ein anderer Ansatz zur Verbesserung des WTA-Verfahrens, insbesondere bezüglich der erforderlichen Investitionskosten, basiert auf der Möglichkeit der Druckaufladung des Prozesses. In einer durch die Vattenfall Europe AG in Auftrag gegebenen Konzeptstudie, ergab sich ein Investitionskostenvorteil der druckaufgeladenen Trocknungsanlage gegenüber der bisher betrachteten atmosphärischen Variante von rund 20 %. Bezogen auf die Investitionskosten für ein modernes rohbraunkohlenbefeuertes Dampfkraftwerk ergibt sich für einen mit TBK-befeuerten Kraftwerksblock mit integrierter WTA-Drucktrocknung ein Einsparpotenzial von etwa 7 bis 10 % [LEID-03].

Mechanisch/Thermische Entwässerung

Im Frühjahr 1994 wurde an der Universität Dortmund die Idee entwickelt, die Vorteile bekannter thermischer und mechanischer Entwässerungsverfahren zur Reduzierung des Wassergehaltes von Rohbraunkohle, ohne Verdampfung des aus der Kohle abgetrennten Wassers, zu vereinen. In Laborversuchen wurde zunächst die Möglichkeit der Absenkung des Wassergehalts durch Einwirkung

thermischer Energie und mechanischer Kraft praktisch nachgewiesen. Mit dem Ziel der Optimierung der Zielgrößen Wassergehalt, flächenbezogener Durchsatz sowie spezifischer Energiebedarf wurde eine Technikumsanlage und die dafür erforderlichen anlagentechnischen Komponenten entwickelt und errichtet. Nach erfolgreichen Versuchen zur Mechanisch/Thermischen Entwässerung (MTE) wurde im Frühjahr 1996 in Zusammenarbeit der Universität Dortmund, Lehrstuhl Energieprozesstechnik und Strömungsmechanik (Prof. Dr.-Ing. K. Strauß), Maschinenfabrik Dieffenbacher GmbH, Rheinbraun AG und RWE Energie AG eine, zunächst diskontinuierlich arbeitende, Pilotanlage mit einer Trockenkohlenleistung von 1,6 t/h in Betrieb genommen. An dieser Presse konnte die Machbarkeit einer Maßstabsvergrößerung um den Faktor 20 gegenüber der Technikumsanlage nachgewiesen werden. Zwei Jahre später wurde diese Anlage für quasikontinuierlichen, vollautomatischen Betrieb umgerüstet [BER-99]. Zur Demonstration einer zuverlässigen und kostengünstigen Betriebsweise des Verfahrens für den großtechnischen Kraftwerksbetrieb wurde im nächsten Entwicklungsschritt eine MTE-Demoanlage mit einer Trockenkohlenleistung von 12 t/h am Kraftwerksstandort Niederaußem errichtet. Über Planung und Bau dieser Anlage, die dort gleichzeitig mit einer WTA-Demoanlage 2001 in Betrieb genommen wurde, berichtet Elsen [ELS-01].

Die Mechanisch/Thermische Entwässerung wird in vier verfahrenstechnische Prozessschritte unterteilt:

- Vorwärmung der leicht vorverdichteten Rohkohle mit heißem MTE-Prozesswasser
- Erwärmung der Kohle auf Prozesstemperatur durch Bedampfung mit Frischdampf
- mechanische Verdichtung des Presskuchens unter Abzug des heißen MTE-Prozesswassers
- Entspannungsverdampfung und Vorzerkleinerung beim Öffnen der Presse

Im Anschluss an den Entwässerungsvorgang ist ein Aufbrechen der gepressten Kohle und nach Abkühlung eine Ausmahlung vor Einsatz in der Staubfeuerung erforderlich.

Das MTE-Verfahrensprinzip wird anhand Abbildung 1.14 erläutert. Heißes Prozesswasser wird mittels Dampf über die kalte Kohlenschüttung einer Charge geleitet. Auf Grund der ausgeprägten Kolbenströmung kühlt sich das Wasser bis auf Kohlentemperatur bzw. Umgebungstemperatur ab und kann kalt aus dem Prozess abgezogen werden. Bei Durchbruch des ersten Dampfes wird der Pressraum geschlossen. Es wird weiterhin Dampf zugeführt, der in der Kohlenschüttung kondensiert und diese bis auf die gewünschte Prozesstemperatur aufheizt.

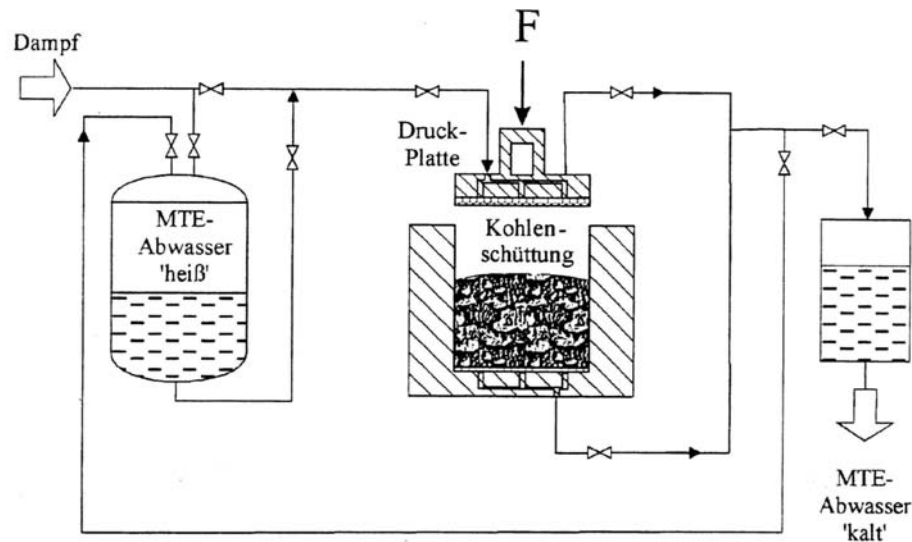


Abbildung 1.14: Prinzip des MTE-Verfahrens [BER-99]

Durch die Vorwärmung der Kohle wird das in ihr enthaltene Wasser mobilisiert, das heißt, die auf das Wasser wirkenden Kapillarkräfte werden reduziert. Mit steigender Temperatur findet außerdem ein Abbau funktioneller Gruppen und eine Zersetzung der Kohle statt. Das durch die thermische Behandlung aus den Körnern austretende Wasser muss im heißen Zustand abgepresst werden, da die aufzubringenden Kapillarkräfte sowie der Strömungsdruckverlust von den Eigenschaften des Wassers abhängig sind. Deshalb hat insbesondere die Prozesstemperatur und der zeitliche Ablauf Einfluss auf die erreichbare Entwässerungsleistung [BER-99].

Das bei der Verdichtung austretende heiße Wasser wird für die Vorwärmung im nächsten Prozesstakt zwischen gespeichert. Der erreichbare Wassergehalt ist von den Kohleneigenschaften, der Prozesszeit, der Vorwärmtemperatur sowie vom Pressdruck abhängig. Nach der Entlastung des mechanischen Drucks schließt sich die Entspannung des Restwassers in der Kohle an. Durch die Entspannungsverdampfung und die in der Kohle enthaltene thermische Energie kommt es zu einer weiteren Senkung des Wassergehaltes. Der durch die Entlastung plötzlich entstehende Druckgradient über der Höhe des Kohlenpresslings führt zu seiner Vorzerkleinerung. Durch weitere Kühlung, der in einem Brecher zerkleinerten Kohle, auf unter 60 °C wird durch Nachentwässerung ein Restwassergehalt von etwa 22 % erreicht [BER-99].

Bergins hat aus einer Vielzahl von Versuchsreihen mit Braunkohlen aus Deutschland, Griechenland und Australien ein Berechnungsverfahren zur exakten Vorhersage des Restwassergehaltes der Kohle nach Mechanisch/Thermischer Entwässerung erstellt [BERG-01]. Das Modell berücksichtigt die Parameter Prozesstemperatur (im Bereich von 25 bis 250 °C), Pressdruck (im Bereich von 1 bis 100 MPa) sowie Pressdauer (im Bereich von 1 bis 10.000 s). Die Berechnungsergebnisse zeigen eine sehr gute Übereinstimmung mit den Messwerten. Ausführliche Studien unter Anwendung dieses Modells ergaben, dass prinzipiell für alle betrachteten Braunkohlen die optimalen MTE-Prozessparameter bei rund 200 °C und 6 MPa liegen [BERG-03].

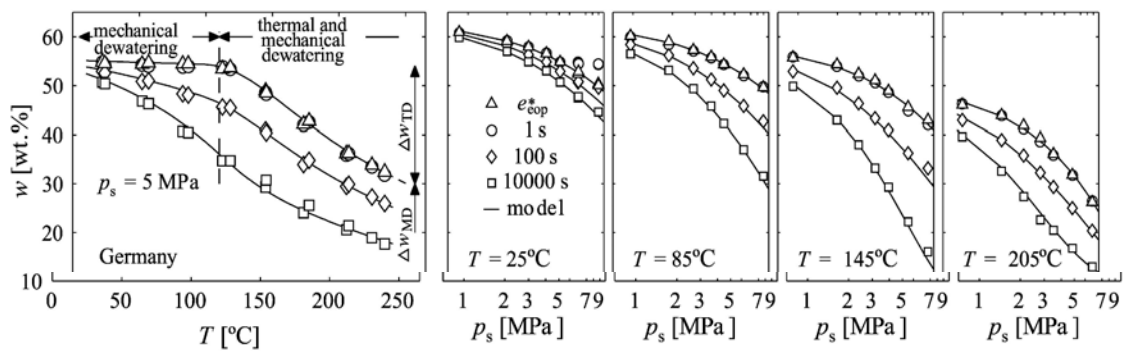


Abbildung 1.15: Vergleich gemessener und berechneter Restwassergehalte nach MTE bei unterschiedlichen Prozessparametern [BERG-03]

Ein besonderer Vorzug und Zusatznutzen ergibt sich bei diesem Entwässerungsverfahren dadurch, dass der flüssige Wasserabzug eine Demineralisierung der Kohle durch gleichzeitigen Austrag im Wasser gelöster Kohlenbestandteile ermöglicht. Dies gilt insbesondere für anorganische Verbindungen, die bereits in gelöster Form im Kohlenwasser vorliegen, wie zum Beispiel Natriumchloride. Aber auch schwer lösliche mineralische Salze, wie Kalziumsulfate, können erfolgreich reduziert werden. Auch organisch gebundene Metallionen (z.B. Natriumionen) lassen sich teilweise aus der Kohle entfernen, wobei der diesbezügliche Abscheidegrad stark von der gewählten Prozesstemperatur abhängig ist. Bei der Entwässerung Rheinischer Braunkohle, bei der empfohlenen Prozesstemperatur von 200 °C, wird der Natriumgehalt um nahezu 50 % reduziert [STR-01]. Neben einer Reduzierung des Wassergehaltes ergibt sich bei der Mechanisch/Thermischen Entwässerung also zusätzlich eine Reduzierung des Aschegehaltes der Braunkohle um etwa 15 bis 20 %.

Durch eine einfache biologische Prozesswasser-Reinigungseinheit¹⁸ ist die weitgehende Reduzierung der gelösten Inhaltsstoffe des kalten MTE-Abwassers erreichbar, so dass eine Weiterverwendung des Prozesswassers problemlos möglich ist [BER-99].

Es sei angemerkt, dass das MTE-Verfahren auch zur Entwässerung einer großen Bandbreite anderer Stoffe mit hoher Ausgangsfeuchte angewendet werden kann. Erfolgreiche Versuche sind bereits mit folgenden Stoffen durchgeführt worden: Torf, Papierschlamm, Rindenmulch, Rübenschnitzel, REA-Suspension, Kaolin, Kieselgur, Wasserwerksschlamm und Galvanikschlamm [RHE-99].

Sonstige Trocknungsverfahren für Braunkohle

Weitere Verfahren zur Reduzierung des Wassergehaltes von Braunkohle stehen zur Verfügung. Diese sind jedoch im großtechnischen Kraftwerkseinsatz zu den drei oben beschriebenen Verfahren nicht konkurrenzfähig.

Röhrentrockner

Röhrentrockner kommen im Bereich der Erzeugung von Braunkohlenbriketts zum Einsatz und stellen für die dort erforderlichen Trocknungsleistungen den Stand der Technik dar. Die Wärmezufuhr für den

¹⁸ z.B. durch eine Herdofenkoks-Festbettbiologie [BER-99]

konvektiven Trocknungsvorgang erfolgt mit Frischdampf aus einem Dampferzeuger. Eine Nutzung der Kondensationswärme, der bei der Trocknung entstehenden Brüden, wird bei der Briketterzeugung nicht durchgeführt. Für den Einsatz im Kraftwerksbereich scheidet dieses Trocknungsverfahren wegen der begrenzten Möglichkeit der Leistungssteigerung der Röhrentrockner aus. Für den erforderlichen Trockenkohlendurchsatz müssten sehr viele Einheiten parallel geschaltet werden. Durch eine Beheizung der Trockner mit niedergespanntem Anzapfdampf und durch die Nutzung der Abwärme der Brüden für Vorwärmzwecke, würde sich ein Wirkungsgradvorteil gegenüber dem exergetisch ungünstigen Mahltrocknungsverfahren ergeben.

Dampfwirbelschichttrocknung

Die Dampfwirbelschichttrocknung (DWT) ist vergleichbar mit dem weiter oben näher beschriebenen WTA-Verfahren. Die Trocknung im DWT-Verfahren findet ebenfalls in reiner Dampfatosphäre in einer Wirbelschicht statt [WEI-91]. Der Unterschied liegt in der Beheizung der Wirbelschicht, die im DWT-Verfahren mit niedergespanntem Entnahmedampf aus der ND-Turbine (ca. 0,4 - 0,5 MPa) erfolgt. Der gegenüber dem Mahltrocknungsverfahren erzielbare Wirkungsgradgewinn, ist abhängig von der Weiterverwendung der ausgetriebenen Brüden, die in diesem Verfahren, im Gegensatz zum WTA-Prinzip, nicht direkt genutzt werden [KAT-96], [SCHM-96], [ZAB-90].

Warmgastrocknung

Bei der Warmgastrocknung wird die Braunkohle anstatt mit 1000 °C heißen Rauchgasen aus der Brennkammer (siehe Mahltrocknung) mit dem gesamten Rauchgasmassenstrom nach Austritt aus dem Kessel (bei rund 350 °C) beaufschlagt. Der Kohlenstaub wird anschließend von den Brüden getrennt und der Feuerung zugeführt. Die entstaubten Brüden werden zum Teil in die Brennkammer, zum größeren Teil jedoch in die Rauchgasentschwefelungsanlage geleitet. Die gesamte zur Trocknung erforderliche Wärme wird weiterhin durch Brennstoffwärme aufgebracht. Die Vorwärmung der Verbrennungsluft muss mit niedergespanntem Anzapfdampf durchgeführt werden [KAT-96]. Je nach Weiterverwendung der Brüden rechnet Zimmer bei Anwendung dieses Verfahrens mit einem Wirkungsgradzugewinn von bis zu 2 %-Punkten [ZIM-95].

Gea/NIRO-Fließbett-Trocknung

Der Gea/NIRO-Fließbett-Trockner wurde Mitte der 80er Jahre für die dänische Zuckerindustrie entwickelt. Seit Mitte der 90er Jahre wird die Anwendung dieses Verfahrens für Braunkohle diskutiert und untersucht [UTT-96]. Ebenso wie das DWT-Verfahren wird der Gea/NIRO-Fließbett-Trockner mit Anzapfdampf aus der Niederdruckturbine beheizt. Wegen des kohlenseitigen Überdrucks in dem Trockner, muss der Dampf auf einem höheren Druckniveau (etwa 1,6 MPa) entnommen werden. Der dadurch geringer ausfallende Wirkungsgradzugewinn kann durch Entspannung der Brüden in einer Turbine oder durch Nutzung der Kondensationswärme für die Speisewasser- oder Luftvorwärmung kompensiert werden [KAT-96].

Fleißner-Verfahren zur thermischen Entwässerung von Braunkohle

Das Fleißner-Verfahren stellt ein thermisches Entwässerungsverfahren dar, welches stückige Braunkohle durch Sattdampfbehandlung auf etwa 19 bis 26 % Restfeuchte entwässert [FOH-87b]. Das Verfahren wird auch als Sattdampf-Trocknung bezeichnet. Durch den zyklischen Prozess in mehreren hintereinander geschalteten Autoklaven mit Wärmerückgewinnung, wird vornehmlich das kolloidial

gebundene Wasser der Braunkohle entfernt. Im Jahr 1987 ist in Lazarevac (Jugoslawien) eine derartige, vollautomatische Trocknungsanlage für den Großteil der Trockenkohlenproduktion des Landes in Betrieb genommen worden. Die Anlage arbeitet mit einem Satttdampfdruck von 3 MPa und erzielt ausgehend von 55 - 60 % Rohfeuchte eine Restfeuchte von 23 % [HER-90].

1.2.3 Feuerung und Dampferzeugung mit getrockneter Braunkohle

Über die wichtigsten Erkenntnisse erster Studien zur wärme- und verfahrenstechnischen Auslegung einer für die Trockenbraunkohlenverbrennung geeigneten Dampferzeugungsanlage berichtet Pollak [POL-96]. Trotz der relativ großen Ähnlichkeit der Immediatanalysen von Trockenbraunkohle (TBK) und Steinkohle dient, auf Grund des Verschmutzungs- und Korrosionsverhalten der Braunkohlenasche, das Konzept des neuesten Braunkohledampferzeugers als Basis für die Studien. Die wesentlichen Unterschiede der Dampferzeugerkonzepte für Rohbraunkohle und TBK folgen direkt aus dem geringeren Wasserballast. Die Temperatur im Feuerraum steigt deutlich an, so dass mehr Wärme an das Wasser in der Membranwand der Brennkammer übertragen wird. Am Austritt der Umfassungswand der Brennkammer sind dampfseitig etwa 510 °C zu erwarten, so dass die Umfassungswand des Konvektionsteils bereits als Überhitzer geschaltet werden kann. Allerdings bedingt die höhere Dampftemperatur den Übergang auf höher legierte Werkstoffe für die Membranwand. Zwei möglicherweise geeignete 2 %-Chromstähle (*HCM 12* und *7 CrMoVTiB 10-10*) sind bereits unter realistischen Bedingungen in Langzeitversuchen im Kraftwerk Weisweiler im Einsatz. Pollak weist darauf hin, dass der Einfluss der höheren Flammen- und Wandtemperaturen auf die Verschlackungsneigung experimentell untersucht werden muss. Im Rahmen der Studien werden auch die Vor- und Nachteile verschiedener Feuerungskonzepte diskutiert. Das Konzept der indirekten Feuerungsanlage mit Nachmahlung wird als problemlos und sofort realisierbar bezeichnet. Das alternative Konzept mit direkter Feuerung ohne Nachmahlung stellt höhere Anforderungen an die Trocknungsanlage, würde aber Vorteile bezüglich der Effektivität erwarten lassen. Durch den Wegfall der Mahltrocknungseinrichtungen rechnen die Autoren mit einer Abnahme der Investitionskosten für den Dampferzeuger in der Größenordnung von 20 %. Sollte die Installation von Vorrichtungen zur Rauchgasrezirkulation zur Reduzierung von Dampf- und Feuerraumendtemperaturen erforderlich sein, würde sich die Einsparung nur auf etwa 10 % belaufen [POL-96]. Ewers rechnet, basierend auf aktuelleren Erkenntnissen für das Dampferzeugerkonzept (Abbildung 1.16) mit einer Minderinvestition von 67 EUR/kW [EWE-03]. Pollak weist darauf hin, dass aus dem Betrieb TBK-beförderter Industriedampferzeuger gewisse Praxiserfahrungen vorliegen und somit zusätzliche Risiken gegenüber der Auslegung von Rohbraunkohle-Dampferzeuger als minimal anzusehen sind [POL-96].

Fortschritte auf dem Gebiet der Dampferzeugerwerkstoffe ermöglichen heute höhere zulässige Dampfaustrittstemperaturen aus den Membranwänden, so dass die höheren Dampf- und Feuerraum- endtemperaturen bei der Verbrennung von TBK sicher beherrscht werden können. Eine Rezirkulation von Rauchgas ist demnach laut Götte [GOE-99] nicht erforderlich. Mathematische Feuerraumsimulationen [MUE-99] eines 950 MW-Dampferzeugers für TBK weisen auf eine mittlere Brennkammertemperatur von 1500 °C hin, die um etwa 250 K über der Temperatur in einer 600 MW Rohbraunkohle-Brennkammer liegt. Um die Auswirkungen dieser gesteigerten Temperatur auf das Betriebsverhalten abzuschätzen, wurden Verschmutzungssimulationsrechnungen für beide Dampferzertypen durchgeführt und miteinander verglichen. Die Ergebnisse lassen erwarten, dass die durch Ansatzbildung in der Brennkammer abgeschiedenen Massenströme nahezu gleich sind. Dies wird auf die gleichmäßigere Strömung in der Brennkammer mit TBK-Feuerung zurückgeführt. Die Ergebnisse weisen zudem darauf hin, dass sich die Verschmutzungen auf den Aschetrichter und die Brennkammerwände ober-

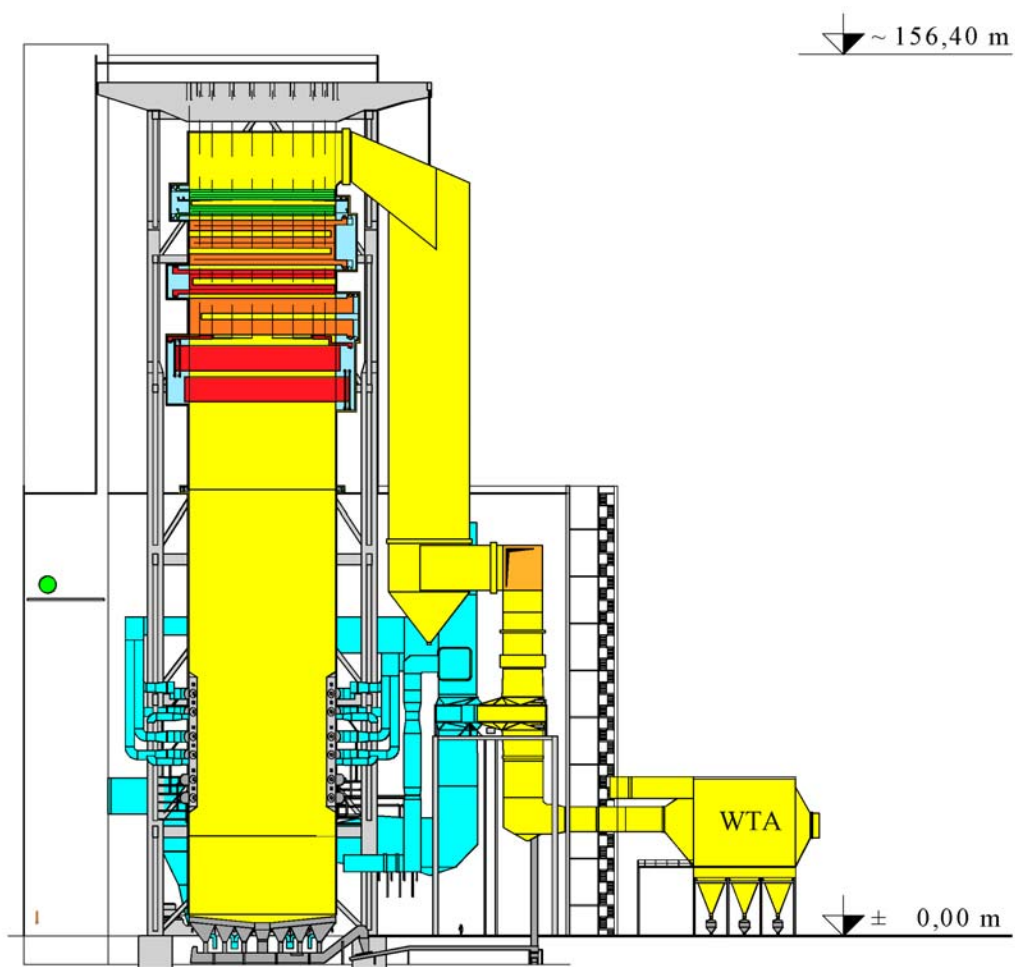


Abbildung 1.16: Konzept eines TBK-befeuerten Dampferzeugers der 1000 MW-Klasse mit angegliederter WTA-Feinkorntrocknung [EWE-03]

halb der Brenner konzentrieren werden, so dass in diesen Bereichen besonders effiziente Reinigungsvorrichtungen vorzusehen sind [GOE-99].

Neben den theoretischen Abschätzungen des Verbrennungs- und Verschlackungsverhaltens von TBK werden auch eine Vielzahl von Verbrennungsversuchen durchgeführt. Meschbiz berichtet über das Versuchsprogramm von RWE Power. Dort wurden Braunkohlen unterschiedlicher Herkunft, mit

verschiedenen Verfahren getrocknet und unterschiedlich fein ausgemahlen, mit den Fördermedien Luft oder Rauchgas, mit variierenden Brennereinstellungen und Gesamtluftzahlen in einer staubbefeuerten Versuchsfeuerungsanlage verbrannt. Dabei wurden die Einflüsse auf die Parameter Zündstabilität, Ausbrand, NO_x - und CO -Emissionen, Temperaturprofil sowie Verschlackungs- und Verschmutzungsverhalten ermittelt [MES-99]. Eine ausführliche Aufstellung des umfangreichen Versuchsprogramms und der Ergebnisse sind im Abschlussbericht dieses vom Bundesministerium für Wirtschaft geförderten Projektes zu finden (Förderkennzeichen 0327046/8, März 2000).

Das umfangreiche experimentelle Datenmaterial aus dieser Versuchsreihe dient als Grundlage für die Validierung eines Simulationsmodells für den Verbrennungsprozess von TBK. Im Rahmen der Entwicklung des FLUENT[®]-Modells war die Auswahl verschiedener vom Programm angebotener Turbulenz-, Strahlungs-, Pyrolyse und Koksabbrandmodelle erforderlich, wobei die Eignung der verschiedenen Modelle durch den Vergleich mit den vorliegenden Messdaten bewertet wurde. Basis der grundlegenden Berechnung der Strömung stellt die Abbildung der Geometrie der Versuchsverbrennungsanlage dar. Die detaillierte Beschreibung der Umwandlung der Kohle basiert auf dem kinetischen Parametersatz der verwendeten Kohle, der in einer Versuchsanlage der IFRF¹⁹ ermittelt wurde. Die Anwendung des Modells zeigt gute Ergebnisse hinsichtlich der Übereinstimmung mit Messwerten, der numerischen Robustheit und Geschwindigkeit sowie des Konvergenzverhaltens. Vor der Anwendung als Auslegungswerkzeug für Großfeuerungen bzw. Dampferzeuger für TBK-Betrieb empfiehlt Liebetruth das Modell und den gefundenen Parametersatz durch weitere Untersuchungen an größeren Anlagen zu verifizieren und zu optimieren [LIE-01].

Ein besonderer Vorzug der Kraftwerksfeuerung mit Rohbraunkohle gegenüber Steinkohle liegt in der Tatsache, dass durch feuerungstechnische Primärmaßnahmen (Luft- oder Brennstoffstufung) der gesetzlich vorgeschriebene Grenzwert für die NO_x -Emissionen eingehalten werden kann. In einem steinkohlenbefeuerten Dampfkraftwerk sind im Gegensatz dazu Sekundärmaßnahmen zur Reduzierung des NO_x -Gehaltes der Abgase erforderlich²⁰. Kluger berichtet über Versuche zur Untersuchung der Wirksamkeit von Primärmaßnahmen zur Minderung der Stickoxidemissionen bei Feuerungen mit TBK [KLUG-01]. Die Versuche wurden an einem elektrisch beheizten Verbrennungsreaktor durchgeführt, so dass einzelne Einflussfaktoren der NO_x -Bildung und -Reduktion unabhängig voneinander analysiert werden konnten. Zur Quantifizierung der stark temperaturabhängigen „thermischen“- NO_x -Bildung wurden Verbrennungsversuche mit synthetischer Luft (21 Vol.-% Sauerstoff und 79 Vol.-% Argon) durchgeführt, so dass alle auftretenden NO_x -Emissionen auf die Bildungsmechanismen „prompte“- NO_x -Bildung und „Brennstoff- NO_x “ zurückzuführen waren.

Die Untersuchungen haben zu folgenden Erkenntnissen geführt [KLUG-01]:

- die Änderung des Wasserdampfpartialdrucks im Abgas hat keine Auswirkung auf NO_x -Emissionen;
- bei 1200 °C werden 9 % der gesamten NO_x -Emissionen thermisch gebildet; bei 1500 °C bereits 40 %; oberhalb von 1400 °C nimmt die Bildung von thermisch gebildetem NO_x exponentiell zu;
- die Verlängerung der Verweilzeit und die Verminderung der Luftzahl in der Reduktionszone führen zu einer drastischen Reduktion der NO_x -Emissionen.

¹⁹ IFRF: International Flame Research Foundation, IJmuiden, Niederlande

²⁰ zum Beispiel durch katalytische Reduktion mit Ammoniak

Die Methode der Brennstoffstufung im Feuerraum scheint bei TBK-Feuerungen, laut Kluger, erfolgversprechender zu sein als die Luftstufung, die bei vergleichbaren Bedingungen im Feuerraum zu etwas höheren Stickoxidemissionen führt [KLUG-01].

Um weitere, belastbare Aussagen über Zündstabilität und Ausbrandverhalten von TBK, sowie über die Betriebssicherheit von TBK-Förder- und -Dosiereinrichtungen zu erhalten hat RWE Rheinbraun einen 600 MW-Rohbraunkohle-Block zur Mitverbrennung von TBK umgerüstet. Die Umrüstmaßnahme dient darüber hinaus als Entwicklungsschritt dauerbetriebstauglicher TBK-Brenner und der Ermittlung des Emissions-, Verschmutzungs- und Lastverhaltens einer TBK-Feuerung unter realitätsnahen Einsatzbedingungen [GOE-00].

Der Einfluss einer TBK-Zusatzfeuerung auf Feuerraumendtemperatur, NO_x -Emissionen, Abgastemperatur und Säuretaupunkt wurde 1995/96 durch die Mitverbrennung von rund 30 % TBK über die TBK-Anfahr- und -Stützfeuerung eines 300 MW-Blocks ermittelt. Zur Erprobung eines speziellen TBK-Brennerkonzeptes wurden 1995/96 Vorversuche in einer Versuchsbrennkammer der IFRF vorgenommen. Ein angepasstes Stufenmischbrenner-Konzept²¹ hat sich dabei als geeignet erwiesen. Zündung und Flammenausbildung sind problemlos. Verschlackungen des Brenners können erfolgreich vermieden werden. Niedrige CO - und NO_x -Emissionen sind realisierbar. Teillasten bis 30 % der Brennerlast sind sicher fahrbar. Der Brennstoff TBK stellt laut Götte lediglich höhere Anforderungen an die Brennereinstellung, um eine optimale Mischung von Brennstoff und Luft in der Flamme sicherzustellen [GOE-00].

Für Mitverbrennungsversuche an einem 600 MW-Block der RWE Rheinbraun AG am Standort Niederaußem wurden in einer kurzen Revisionsphase 8 von 16 Anfahr- und Stützölbrennern durch TBK-Stufenmischbrenner ersetzt. Die Gesamtleistung der TBK-Brenner entspricht 30 % der Gesamtfeuerungsleistung des Blocks. Die Verfügbarkeit des Dampferzeugers und die Reisezeit werden durch die Umrüstmaßnahme und die TBK-Mitverbrennung nicht eingeschränkt. Genehmigte Emissionswerte der Gesamtanlage werden nicht überschritten [GOE-00]. Über das Konzept und die Planung der erforderlichen Einrichtungen berichten Götte [GOE-00] und Elsen [ELS-01].

Der Stand der Entwicklungen im Bereich der WTA-Feinkorn Trocknung sowie der Stand der Entwicklung der atmosphärischen TBK-Feuerung bilden zusammengenommen den Stand der Entwicklungen zum TBK-befeuerten Dampfkraftwerk²² für das Elsen [ELS-99] einen Wirkungsgrad größer als 50 % angenommen hat. In neueren Veröffentlichungen wird für dieses Konzept ein Gesamtanlagen-Nettowirkungsgrad von größer 47 % angegeben [EWE-03]. Wirkungsgrade von über 50 % werden nach aktuellen Angaben erst dann erreicht, wenn zusätzlich zum Einsatz eines effizienten Trocknungsverfahrens höhere Dampfparameter (700 °C) möglich sind [EWE-03].

²¹ übliche Brennerbauweise für Steinkohlenstaubfeuerungen

²² BoA-plus Konzept der RWE Rheinbraun und RWE Power AG

1.3 Aufgabenstellung

Die in dieser Arbeit abzuhandelnde Aufgabe ist die vergleichende Gegenüberstellung zweier aussichtsreicher Entwicklungslinien, die in der Forschung für die Kraftwerkstechnik zur emissionsarmen und ressourcenschonenden Verstromung von Braunkohle betrachtet werden. In der derzeit geführten Diskussion der Braunkohlenverstromungstechnologien besteht Bedarf an belastbaren und vergleichbaren Wirkungsgradangaben der Prozesse. In diesem Zusammenhang leistet die Arbeit einen Beitrag zur Bewertung von Risiken und Entwicklungschancen der betrachteten Prozesslinien und somit zur zielgerichteten Diskussion sowie Forschung im Bereich der Braunkohlenverstromung.

Die erste in diesem Vergleich zu betrachtende Entwicklungslinie stellt das konventionelle Dampfkraftwerk und dessen Optimierung dar. In der in Abschnitt 1.2.1 (ab S. 3) beschriebenen Ausführung markiert dieser Prozess den aktuellen Stand der Technik im Bereich der Braunkohlenverstromung in zentralen Großkraftwerken. Die Weiterentwicklung des Dampfkraftprozesses ist eine naheliegende Möglichkeit signifikante, effizienzsteigernde, umwelt- und ressourcenschonende Maßnahmen schnell umzusetzen, ohne größere Investitions- und Betriebsrisiken in Kauf nehmen zu müssen. Als zweite fortschrittliche Entwicklungslinie ist das Konzept des kombinierten Gas- und Dampfturbinenkraftwerks mit Druckkohlenstaubfeuerung (DKSF) und Hochtemperaturgasreinigung (HTGR) zu untersuchen. Dieser Prozess gilt im Bereich der Verstromung von Steinkohle als Variante, die höchste Wirkungsgrade erwarten lässt. Es wird bereits eine Übertragung des Verfahrens auf Braunkohle diskutiert und Möglichkeiten der Druckstaubfeuerung von vorgetrockneter Braunkohle experimentell untersucht. Ein anerkanntes Konzept für ein DKSF-Großkraftwerk für Braunkohle existiert derzeit nicht. Folglich muss zur Durchführung des angestrebten Vergleichs im Rahmen dieser Arbeit ein Vorschlag für ein umfassendes Gesamtkonzept entwickelt werden.

Für die fortschrittlichen Kraftwerksprozesse soll die Integrationsfähigkeit der beiden technisch am weitesten entwickelten externen Trocknungsverfahren für Braunkohle untersucht werden. Die Anwendung dieser effizienten Trocknungsmethoden anstelle der Mahltrocknung (Stand der Technik) führt bekanntermaßen zu einer deutlichen Steigerung des Wirkungsgrades, wobei hier die realistische Bandbreite der Wirkungsgradsteigerung möglichst genau einzugrenzen ist. Der Vergleich der Entwicklungspotenziale ist, über eine thermodynamisch exakte Betrachtungsweise hinaus, durch eine mit einfachen Mitteln durchgeführte betriebswirtschaftliche Bewertung zu ergänzen. Als Bewertungsmaßstab für alle analysierten Prozessvarianten ist der aktuelle Stand der Technik heranzuziehen. Die Kraftwerksprozesse sind mit vergleichbaren Methoden und Annahmen zu berechnen, um eine Verfälschung der gegenüberzustellenden Ergebnisse durch abweichende Modellbildungen oder Berechnungsmethoden auszuschließen.

Ausgehend vom Referenzfall sind folgende Maßnahmen zur Verbesserung des konventionellen Dampfkraftwerks in ihrer Auswirkung auf den Wirkungsgrad hin zu untersuchen:

- Austausch der Mahltrocknung durch effektivere Trocknungsverfahren
- Steigerung des inneren Dampfturbinen-Wirkungsgrades, z.B. auf Grund des Einsatzes optimierter Schaufelprofile
- Erhöhung der Frischdampfparameter, durch Verwendung neuer Werkstoffe für hoch belastete Kesselbaugruppen, Armaturen und Dampfturbinenbauteile

- Verringerung des Kondensatordrucks, auf Grund von Optimierungen des kalten Endes bzw. durch Übergang auf Durchflusskühlung (z.B. mit Meerwasser)

Das thermodynamische Optimierungspotenzial ist mit dem Referenzfall zu vergleichen und eine Abschätzung der Randbedingungen für die Wirtschaftlichkeit der Maßnahmen durchzuführen.

Zur Ermittlung des mittel- bis langfristigen Wirkungsgradpotenzials, des mit Braunkohle befeuerten DKSF-Kombi-Kraftwerks, ist vorauszusetzen, dass die Realisierung des Verfahrens bzw. aller kritischen Komponenten (siehe Abschnitt 1.2.1, ab S. 14) ohne weitere Verzögerung gelingt. Um die charakteristischen Eigenschaften des Kombiprozesses zu verdeutlichen, sind die entscheidenden wirkungsgradbeeinflussenden Zusammenhänge und die wichtigsten Anlagenparameter durch geeignete thermodynamische Analysen herauszustellen. Darüber hinaus ist das weitere Potenzial für Wirkungsgradsteigerungen durch Fortschritte in der Komponentenentwicklung und gegebenenfalls durch Verbesserung des Anlagenkonzeptes, sowie durch äußere Einflüsse (z.B. durch den Übergang auf eine Meerwasserkühlung) abzuschätzen.

Das längerfristig mit diesem Kraftwerkskonzept zu erschließende Wirkungsgradpotenzial ist mit dem am ehesten mittelfristig erreichbaren Werten zu vergleichen und unter betriebswirtschaftlichen Aspekten zu bewerten.

Abschließend ist ein Vergleich der beiden fortschrittlichen Entwicklungslinien in Relation zum Referenzfall durchzuführen, um die Entwicklungschancen und Risiken der beiden fortschrittlichen Alternativen zur zentralen Stromerzeugung aus Braunkohle zu bewerten.

1.4 Vorgehensweise

Um den in der Aufgabenstellung definierten Anforderungen an die vergleichende Bewertung der beiden Prozesslinien untereinander und mit dem Stand der Technik gerecht zu werden, wird folgende Vorgehensweise beschritten.

Zunächst werden geeignete Bewertungsgrößen ausgewählt, mit denen die Fragestellungen der Emissionsminderung, Ressourcenschonung sowie Wirtschaftlichkeit beantwortet werden können. Dabei werden bereits durch die Wahl geeigneter Bezugsgrößen die Voraussetzungen für die Vergleichbarkeit der Bewertungsgrößen geschaffen.

Als weitere Grundlage für die Vergleichbarkeit thermodynamischer Berechnungen von Energiewandlungsprozessen gilt die abgestimmte Berechnung der Zustandsgrößen aller beteiligten Stoffe. Hier sind das: Gase unterschiedlicher Zusammensetzung, Wasser bzw. Wasserdampf und Kohle. Da Wasser außer in der reinen Phase sowohl in einem Gasgemisch als auch in Kohle vorliegen kann und zudem im Verlauf der Prozesse zwischen den Stoffströmen teilweise ausgetauscht wird, sind für Wasser besondere Bedingungen zu beachten. Da insbesondere die exergetische Betrachtungsweise eine gute, thermodynamisch exakte Vergleichbarkeit mit sich bringt, werden die Grundlagen der durchgeführten Exergieanalysen dargelegt.

Die einheitlichen Annahmen und Randbedingungen, die für die Vergleichbarkeit aller Prozesse verbindlich sind, wie z.B. die Umgebungsbedingungen und der zugrunde gelegte Brennstoff aber auch fiskalische Rahmenbedingungen sind in Abschnitt 2.6 zusammengefasst.

Für die Bewertung der Kraftwerksprozesse werden thermodynamische Auslegungsrechnungen durchgeführt. Diese beschränken sich auf den stationären Vollastbetriebspunkt. Dynamische Vorgänge haben für den angestrebten Vergleich der Prozesse, die jeweils für Grundlastbetrieb vorgesehen sind, eine untergeordnete Bedeutung. Zunächst wird das modular aufgebaute Auslegungsmodell des konventionellen Dampfkraftwerks entsprechend dem Stand der Technik beschrieben. Der flexible und modulare Aufbau des Modells erlaubt die Verwendung einzelner Berechnungsmodulare auch für die alternativen Konzepte, so dass Abweichungen der Ergebnisse, auf Grund unterschiedlicher Modellierung der gleichen Teilprozesse, ausgeschlossen sind. Eine detaillierte Darstellung der Eckdaten des Referenzfalls, die mit Daten des BoA-Kraftwerks in Niederaußem vergleichbar sind, befindet sich in Abschnitt 3.1.

Die für die thermodynamische Bewertung des Wirkungsgradpotenzials des Dampfkraftwerks erforderlichen Modellergänzungen bzw. -änderungen werden beschrieben. Einige der zu analysierenden Anlagenparameter erfordern keine Änderung des Berechnungsmodells, weil viele Einflussgrößen der einzelnen Teilprozesse in Abhängigkeit von den relevanten Eingangsgrößen definiert wurden. Die gezielte Änderung eines Parameters, z.B. des Dampfturbinen-Wirkungsgrades, führt folglich zu einer angepassten Neuauslegung des gesamten Kraftwerks. Die Nettoleistung und wesentliche Eckdaten (z.B. Frischdampfparameter und Kondensatordruck) werden dabei konstant gehalten, so dass der Einfluss der Variation eines einzelnen Parameters isoliert betrachtet wird und die Ergebnisse vergleichbar und interpretierbar bleiben. Die Ergebnisse der Parametervariationen zur Bewertung des Entwicklungspotenzials des konventionellen Dampfkraftwerks sind in Abschnitt 3.2 dargestellt.

Das analog aufgebaute Berechnungsmodell für die Analyse des druckkohlenstaubbefeuerten Kombi-Kraftwerks wird ebenfalls erläutert. Einige der erforderlichen Module werden vom Modell des Dampfkraftwerks übernommen. Mit dem Modell wird zunächst eine Auslegung als Vergleichsbasis festgelegt. In diesem Basis-Kombi-Kraftwerk werden weitestgehend die Eigenschaften heute verfügbarer Standardkomponenten verwendet. Für die Berechnung nicht verfügbarer Komponenten werden eher konservative Annahmen getroffen. Die Dimensionierung des Kombi-Kraftwerks erfolgt durch Festlegung des Ansaugmassenstroms des Verdichters, der in Anlehnung an die größte stationäre Siemens Gasturbine (Typ: V94.3A) festgelegt wird. Der Basisfall des Kombi-Kraftwerks ergibt sich aus einer Variation des Verdichterdruckverhältnisses, das bei einem bestimmten Wert zum optimalen Nettowirkungsgrad des Gesamtprozesses führt. Die zugrunde gelegten Annahmen und Ergebnisse für das Basis-Kombi-Kraftwerk sind in Abschnitt 3.3 aufgeführt.

Zur Verdeutlichung der charakteristischen Eigenschaften des Kombi-Prozesses werden mit folgenden Prozessgrößen Parametervariationen durchgeführt:

- Braunkohle-Trocknungsverfahren
- Schlackefließtemperatur
- Verluste durch Hochtemperaturgasreinigung
- Druckverluste hinter Gasturbine (z.B. durch DeNOx-Katalysator)

Zunächst werden die Einflüsse der Prozessparameter auf die Auslegung der beiden Teilprozesse (Gasturbinenkreis und Abhitzedampfprozess) untersucht und anschließend die resultierenden Auswirkungen auf den Gesamtanlagenwirkungsgrad dargestellt. Um das langfristige Entwicklungspotenzial des Kombi-Kraftwerks mit Druckkohlenstaubfeuerung für Braunkohle abzuschätzen, werden daraufhin folgende Komponenten- und Konzeptverbesserungen betrachtet:

- Anhebung der Gasturbinen-Eintrittstemperatur
- Anhebung des Dampfturbinen-Wirkungsgrades
- Reduzierung des Kondensatordrucks

Für die Berücksichtigung betriebswirtschaftlicher Aspekte bei der Chancenbewertung der einzelnen Maßnahmen zur Wirkungsgradverbesserung wird ebenfalls der eingangs thermodynamisch festgelegte Referenzfall herangezogen. Für diesen Prozess werden die über die Abschreibungsdauer der Anlage gemittelten Stromgestehungskosten berechnet. Die dabei zugrunde gelegten fiskalischen Rahmenbedingungen und Annahmen werden für alle weiteren Wirtschaftlichkeitsberechnungen beibehalten. Eine Auflistung der fiskalischen Annahmen befindet sich in Abschnitt 1.5. Die Bedingungen für die Wirtschaftlichkeit eines Prozesses oder einer Verbesserungsmaßnahme werden unter der Voraussetzung ermittelt, dass die Stromgestehungskosten gegenüber dem Referenzfall beibehalten werden. Der Wirkungsgradvorteil der Alternative, der sich in einer Reduzierung der Brennstoffkosten niederschlägt, wird auf diese Weise durch eine zulässige Zusatzinvestition bei gleicher Anlagenverfügbarkeit oder aber durch eine zulässige Reduzierung der Verfügbarkeit bei gleichen spezifischen Investitionskosten ausgedrückt.

1.5 Bewertungsgrößen

Die Grundvoraussetzung für die Bewertung zukünftiger Kraftwerksprozesse liegt im Vergleich mit dem Stand der Technik. Bei der Diskussion der Bewertungsgrößen ist folglich der Aspekt der Vergleichbarkeit der Berechnungsergebnisse von großer Bedeutung.

Als eine Grundvoraussetzung für die Vergleichbarkeit der thermodynamischen und wirtschaftlichen Berechnungen ist die Vergleichbarkeit der Leistungsgröße der gegenübergestellten Kraftwerke anzusehen. Sowohl die thermodynamischen Leistungsdaten einzelner Kraftwerkskomponenten unterliegen einer Leistungsgrößenabhängigkeit als auch die Anlagenpreise. Die Effektivität technischer Anlagen steigt zumeist mit der Größe. Die Kosten unterliegen hingegen meist einer größenabhängigen Degression.

1.5.1 Energetischer Vergleich von Kraftwerksprozessen

Das gebräuchlichste Bewertungskriterium für die Güte von Energiewandlungsprozessen stellt der thermische Wirkungsgrad dar. Dies gilt insbesondere für Kraftwerksprozesse, wobei hinzugefügt werden muss, dass die reine Zahlenangabe des Wirkungsgrades eines Kraftwerksprozesses keine vollständige Beschreibung darstellt, da der Wirkungsgrad keine eindeutige Funktion des Prozessverlaufs ist, sondern auch noch von Umgebungsbedingungen und Brennstoffeigenschaften abhängt. Der Vergleich verschiedener Kraftwerke wird dadurch erheblich erschwert, da realisierte Kraftwerke individuell an die jeweiligen regional unterschiedlichen Umgebungsbedingungen und an einen bestimmten Brennstoff angepasst sind. Um verschiedene Kraftwerkstechnologien generell vergleichen zu können, ist es erforderlich, die Umgebungsbedingungen und den Brennstoff konstant zu halten.

Wirkungsgraddefinitionen

Der Wirkungsgrad eines Energiewandlungsprozesses setzt den energetischen Nutzen ins Verhältnis zum energetischen Aufwand. Nutzen und Aufwand sind die Energieströme, die über die Grenzen des betrachteten Systems mit der Umgebung ausgetauscht werden.

$$\text{Wirkungsgrad} = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} \quad (1.1)$$

Am häufigsten wird der auf den Heizwert des Brennstoffs bezogene thermische Nettowirkungsgrad $\eta_{\text{netto}}^{H_u}$ für die Beschreibung der Qualität von Kraftwerksprozessen verwendet. Die elektrische Nettoleistung des Kraftwerksprozesses $P_{\text{el}}^{\text{netto}}$ stellt den effektiven Ertrag an elektrischer Energie dar, der sich aus der Bruttostromerzeugung $P_{\text{el}}^{\text{brutto}}$ abzüglich des elektrischen Eigenverbrauchs $P_{\text{el}}^{\text{eigen}}$ des Kraftwerksprozesses ergibt.

$$\eta_{\text{netto}}^{H_u} = \frac{P_{\text{el}}^{\text{netto}}}{\dot{m}_{\text{Br}} \cdot H_u} = \frac{P_{\text{el}}^{\text{brutto}} - P_{\text{el}}^{\text{eigen}}}{\dot{m}_{\text{Br}} \cdot H_u} \quad (1.2)$$

mit	$\eta_{\text{netto}}^{H_u}$	Nettowirkungsgrad bezogen auf Heizwert des Brennstoffs	-
	$P_{\text{el}}^{\text{netto}}$	gewonnene Nutzleistung abzüglich elektrischem Eigenbedarf	in kW
	\dot{m}_{Br}	Brennstoffmassenstrom	in kg/s
	H_u	Heizwert des Brennstoffs	in kJ/kg
	$P_{\text{el}}^{\text{brutto}}$	gewonnene Nutzleistung	in kW
	$P_{\text{el}}^{\text{eigen}}$	elektrischer Eigenbedarf des Kraftwerks	in kW

Für die Ermittlung des energetischen Aufwands wird in der oben aufgeführten Wirkungsgraddefinition der Heizwert H_u des Brennstoffs als Maß für den Energiegehalt des Brennstoffs verwendet. Dies ist gängige Praxis, jedoch in Zusammenhang mit den hier untersuchten Prozessen nicht unproblematisch.

Der Heizwert eines Brennstoffs ist eine rechnerisch ermittelte Größe, die sich aus dem durch kalorimetrische Messungen ermittelten Brennwert H_o abzüglich der Verdampfungswärme des im Brennstoff enthaltenen Wassers, sowie des bei der Verbrennung entstehenden Wassers ergibt.

$$H_u = H_o - r \cdot (8,9366 \cdot \mu_{\text{H}}^{\text{Br}} + \mu_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{Br}}) \quad (1.3)$$

mit	H_u	Heizwert des Brennstoffs	in kJ/kg
	H_o	Brennwert des Brennstoffs	in kJ/kg
	r	Verdampfungswärme von Wasserdampf bei Umgebungsdruck	in kJ/kg
	$\mu_{\text{H}}^{\text{Br}}$	Wasserstoffgehalt des Brennstoffs aus Elementaranalyse	in kg/kg
	$\mu_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{Br}}$	Wassergehalt des Brennstoffs	in kg/kg

So lange die Verdampfungswärme des im Abgas der Verbrennung enthaltenen Wassers innerhalb des Prozesses nicht genutzt²³ wird, sondern dampfförmig an die Umgebung abgegeben wird, kann auch die Zufuhr dieses Energiestroms vernachlässigt werden. Diese Bedingung ist in allen bisher kommerziell betriebenen Kraftwerksprozessen erfüllt. Die Verwendung des Heizwertes erhöht nur den sich ergebenden Zahlenwert des Wirkungsgrades gegenüber der Verwendung des Brennwertbezugs. Bei den hier betrachteten Braunkohlentrocknungsverfahren wird ein erheblicher Teil des mit dem Brennstoff eingebrachten Wassermassenstroms nicht mehr dampfförmig über das Abgas an die Umgebung abgegeben. Der durch Kondensation dieses Wassers gewonnene Energiestrom wird statt dessen innerhalb des Prozesses zur Beheizung des Trocknungsvorgangs selbst verwendet. Somit entspricht die Subtraktion der Kondensationswärme vom energetischen Input, wie er bei Verwendung des Heizwertes praktiziert wird, nicht mehr der Voraussetzung, die eine auf den Heizwert bezogene Wirkungsgraddefinition rechtfertigt. Andernfalls wären theoretisch Wirkungsgrade größer als eins möglich.

In Analogie zu dem heizwertbezogenen Wirkungsgrad (Gleichung 1.2) ergibt sich folgender brennwertbezogener Wirkungsgrad, der üblicherweise in der amerikanischen Fachliteratur Anwendung findet.

$$\eta_{netto}^{H_o} = \frac{P_{el}^{netto}}{\dot{m}_{Br} \cdot H_o} = \frac{P_{el}^{brutto} - P_{el}^{eigen}}{\dot{m}_{Br} \cdot H_o} \quad (1.4)$$

mit	$\eta_{netto}^{H_o}$	Nettowirkungsgrad bezogen auf Brennwert des Brennstoffs	-
	P_{el}^{netto}	gewonnene Nutzleistung abzüglich elektrischem Eigenbedarf	in kW
	\dot{m}_{Br}	Brennstoffmassenstrom	in kg/s
	H_o	Brennwert des Brennstoffs	in kJ/kg
	P_{el}^{brutto}	gewonnene Nutzleistung	in kW
	P_{el}^{eigen}	elektrischer Eigenbedarf des Kraftwerks	in kW

Will man allein die in einer Wärmekraftmaschine stattfindenden Energieumwandlungen bewerten, so benutzt man laut Baehr vorteilhafterweise den exergetischen Wirkungsgrad der Wärmekraftmaschine. Er ist das Verhältnis der als Nutzleistung gewonnenen Exergie ($-P$) zu der mit dem zugeführten Wärmestrom eingebrachten Exergie definiert [BAE-92].

$$\zeta_{WKM} = \frac{-P}{\dot{E}_Q} = \frac{\dot{E}_Q - \dot{E}_V}{\dot{E}_Q} = 1 - \frac{\dot{E}_V}{\dot{E}_Q} \quad (1.5)$$

mit	ζ_{WKM}	exergetischer Wirkungsgrad der Wärmekraftmaschine	-
	$-P$	gewonnene Nutzleistung der Wärmekraftmaschine	in kW
	\dot{E}_Q	Exergie des zugeführten Wärmestroms	in kW
	\dot{E}_V	Exergieverluststrom	in kW

²³ Nutzung der Verdampfungswärme heißt Kondensation des Wasserdampfes und Abgabe von Wasser

Sein Höchstwert $\zeta_{WKM} = 1$ wird von der reversibel arbeitenden Wärmekraftmaschine erreicht, deren Exergieverluststrom $\dot{E}_V = 0$ ist.

Der thermische Wirkungsgrad η_{th} der Wärmekraftmaschine vergleicht hingegen die Nutzleistung, einen Strom reiner Exergie, mit dem zugeführten Wärmestrom, der nur zum Teil aus Exergie besteht. Da Exergie nicht aus Anergie erzeugt werden kann, erreicht der thermische Wirkungsgrad selbst im Idealfall der reversibel arbeitenden Wärmekraftmaschine nicht den Höchstwert 1, sondern den Carnot-Faktor $\eta_C (T_u/T) < 1$. Der thermische Wirkungsgrad bewertet damit auch die Qualität der Wärmequelle und nicht ausschließlich die Güte der Wärmekraftmaschine.

Zwischen ζ_{WKM} und η_{th} besteht der Zusammenhang [BAE-92]:

$$\eta_{th} = \zeta_{WKM} \cdot \eta_C = \frac{P}{\dot{E}_Q} \cdot \frac{\dot{E}_Q}{\dot{Q}} = \frac{P}{\dot{E}_Q} \cdot \frac{(1 - T_u/T) \cdot \dot{Q}}{\dot{Q}} = \zeta_{WKM} \cdot \left(1 - \frac{T_u}{T}\right) \quad (1.6)$$

mit	η_{th}	thermischer Wirkungsgrad der Wärmekraftmaschine	in -
	ζ_{WKM}	exergetischer Wirkungsgrad der Wärmekraftmaschine	in -
	η_C	Carnot-Faktor	in -
	P	gewonnene Nutzleistung der Wärmekraftmaschine	in kW
	\dot{E}_Q	Exergie des zugeführten Wärmestroms	in kW
	\dot{Q}	zugeführter Wärmestrom	in kW
	T_u	Umgebungstemperatur	in K
	T	mittlere Temperatur der Wärmeaufnahme	in K

Das Beispiel der Wärmekraftmaschine zeigt: nur mit Exergien gebildete Wirkungsgrade nehmen im Idealfall des reversiblen Prozesses den Wert eins an und lassen in den Abweichungen von diesem Grenzwert die Verluste erkennen, die durch günstigere Prozessführung und bessere Konstruktion der Maschinen und Apparate verhindert oder ganz vermieden werden könnten [BAE-92].

Somit bietet sich eine weitere Größe zur Bewertung des Energiegehaltes eines Brennstoffs an. Die exergetische Betrachtungsweise ist aus wissenschaftlicher Sicht die eindeutigste Methode, da die unterschiedlichen Wertigkeiten chemisch gebundener Energie der Brennstoffe, elektrischer Leistung und thermischer Energie Berücksichtigung finden. In Analogie zu den heizwertbezogenen und brennwertbezogenen Wirkungsgraden ergibt sich bei exergetischer Betrachtungsweise folgende Wirkungsgraddefinition.

$$\zeta_{netto} = \frac{P_{el}^{netto}}{\dot{m}_{Br} \cdot e_{Br}} = \frac{P_{el}^{brutto} - P_{el}^{eigen}}{\dot{m}_{Br} \cdot e_{Br}} \quad (1.7)$$

mit	ζ_{netto}	Nettowirkungsgrad bezogen auf Exergie des Brennstoffs	-
	P_{el}^{netto}	gewonnene Nutzleistung abzüglich elektrischem Eigenbedarf	in kW
	\dot{m}_{Br}	Brennstoffmassenstrom	in kg/s
	e_{Br}	Exergie des Brennstoffs	in kJ/kg
	P_{el}^{brutto}	gewonnene Nutzleistung	in kW
	P_{el}^{eigen}	elektrischer Eigenbedarf des Kraftwerks	in kW

Die vergleichenden Bewertungen der untersuchten Kraftwerksprozesse werden im Rahmen dieser Arbeit unter Verwendung der exergetischen Nettowirkungsgrade durchgeführt. Um den Bezug zu gewohnten Wirkungsgradangaben nicht zu verlieren, werden die auf den Heizwert bezogenen Gesamtwirkungsgrade ebenfalls dargestellt.

Als Instrument für die Kontrolle der Berechnungsmodelle wird neben den oben aufgeführten direkt ermittelten Wirkungsgraden immer auch die indirekte Methode zur Ermittlung der Wirkungsgrade angewendet. Beide Ansätze können leicht aus dem Grundprinzip der Energieerhaltung abgeleitet werden.

$$\eta_{direkt} = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = 1 - \frac{\text{Verlust}}{\text{Aufwand}} = \eta_{indirekt} \quad (1.8)$$

Bei Gleichheit der direkt und indirekt ermittelten Wirkungsgrade ist folglich der Erhaltungssatz der Energie für das Gesamtsystem erfüllt.

Weitere qualitative Vergleichsgrößen können die konzeptionellen Unterschiede der Prozesse verdeutlichen. Zum Beispiel die Darstellung des Verlaufs der Betriebsvolumenströme entlang des Prozesses oder der Verlauf der Energieflüsse und Exergieflüsse durch den Prozess. Diese Darstellungen lassen sich jedoch nicht auf einen mathematisch eindeutigen Vergleich von Zahlenwerten reduzieren.

1.5.2 Vergleich von Emissionen und Brennstoffverbrauch

In direktem Zusammenhang mit dem Wirkungsgrad, stehen weitere Bewertungsgrößen. Für die Beurteilung eines Kraftwerksprozesses bezüglich Umwelteigenschaften werden die spezifischen Emissionswerte herangezogen. Im Rahmen dieser Arbeit wird als kritische Größe die Abgabe von CO_2 an die Umgebung betrachtet. Diese kann in Bezug auf den eingesetzten Brennstoffmassenstrom oder in Bezug auf die erzeugte Nettogleistung angegeben werden.

$$\gamma_{CO_2} = \frac{\Delta \dot{m}_{CO_2}}{\dot{m}_{Br}} \quad (1.9)$$

mit	γ_{CO_2}	auf den Brennstoffmassenstrom bezogene CO_2 -Emissionen	-
	$\Delta \dot{m}_{CO_2}$	durch Kraftwerksprozess hervorgerufener CO_2 -Massenstrom	in kg/s
	\dot{m}_{Br}	Brennstoffmassenstrom	in kg/s

$$\chi_{CO_2} = \frac{\Delta \dot{m}_{CO_2}}{P_{el}^{netto}} \quad (1.10)$$

mit	χ_{CO_2}	auf Nettoleistung bezogener CO_2 -Massenstrom	in $kg/s kW$
	$\Delta \dot{m}_{CO_2}$	durch Kraftwerksprozess hervorgerufener CO_2 -Massenstrom	in kg/s
	P_{el}^{netto}	Nettoleistung	in kW

Der durch den Prozess verursachte CO_2 -Massenstrom $\Delta \dot{m}_{CO_2}$ ergibt sich aus dem mit dem Abgas an die Umgebung abgegebenen CO_2 -Massenstrom abzüglich des CO_2 -Massenstroms, der mit der angesaugten Luft aus der Umgebung in den Prozess eingebracht wird. Letzterer beträgt nur etwa 0,5 % des abgegebenen CO_2 -Massenstroms.

Die auf den Brennstoffmassenstrom bezogenen CO_2 -Emissionen γ_{CO_2} sind unabhängig von der Effektivität des Prozesses und ermöglichen nur einen Vergleich der spezifischen CO_2 -Emissionen von verschiedenen Brennstoffen. Die hier verwendete Referenz-Braunkohle weist, auf Grund ihrer Elementaranalyse, spezifische CO_2 -Emissionen von 1,11 kg pro Kilogramm Braunkohle auf. Für Erdgas liegt dieser Wert bei etwa 2,7 kg pro Kilogramm Erdgas.

Sinnvoller ist es, die Emissionen auf das Produkt, nämlich die erzeugte elektrische Leistung, zu beziehen (χ_{CO_2}), da somit eine vergleichende Bewertung aller stromerzeugenden Prozesse ermöglicht wird. Über die Wirkungsgraddefinition nach Gleichung 1.2 lässt sich eine Beziehung der beiden Emissionsangaben herstellen.

$$\chi_{CO_2} = \frac{\gamma_{CO_2}}{\eta_{netto}^{H_u} \cdot H_u} \quad (1.11)$$

mit	χ_{CO_2}	auf Nettoleistung bezogener CO_2 -Massenstrom	in $kg/s kW$
	γ_{CO_2}	spezifische CO_2 -Emissionen des Brennstoffs	-
	$\eta_{netto}^{H_u}$	Nettowirkungsgrad bezogen auf Heizwert des Brennstoffs	-
	H_u	Heizwert des Brennstoffs	in kJ/kg

Aus Gleichung 1.11 wird ersichtlich, dass die Steigerung des Wirkungsgrades eines Kraftwerks die leistungsbezogenen CO_2 -Emissionen senkt. Außerdem ist abzulesen, dass Brennstoffe mit einem hohen massenbezogenen Heizwert (auch bei gleichem Wirkungsgrad) niedrigere spezifische Emissio-

nen verursachen. Der Heizwert von Erdgas liegt um etwa den Faktor vier höher als der von Braunkohle, so dass die höheren auf die Masse bezogenen CO_2 -Emissionen γ_{CO_2} von Erdgas mehr als überkompensiert werden.

Üblicherweise werden die CO_2 -Emissionen χ_{CO_2} verstanden als CO_2 -Emissionen in Kilogramm CO_2 pro erzeugter Kilowattstunde Strom. Diese Darstellungsweise ergibt sich sofort durch Umrechnung der oben verwendeten Betrachtung, die den CO_2 -Massenstrom in Kilogramm pro Sekunde in Beziehung setzt zur elektrischen Leistung. Durch Multiplikation mit dem Faktor 3,6 ergeben sich daraus direkt die auf eine Kilowattstunde bezogenen CO_2 -Emissionen.

Für die vergleichende Bewertung der Prozesse bezüglich Ressourcenschonung wird der spezifische Brennstoffbedarf herangezogen.

$$\xi_{Br} = \frac{\dot{m}_{Br}}{P_{el}^{netto}} \quad (1.12)$$

mit ξ_{Br}	auf Nettoleistung bezogener Brennstoffmassenstrom	in $kg/s kW$
\dot{m}_{Br}	Brennstoffmassenstrom	in kg/s
P_{el}^{brutto}	gewonnene Nutzleistung	in kW

Unter Verwendung der Wirkungsgraddefinition nach Gleichung 1.2 kann diese Bewertungsgröße auch dargestellt werden als:

$$\xi_{Br} = \frac{1}{\eta_{netto}^{H_u} \cdot H_u} \quad (1.13)$$

mit ξ_{Br}	auf Nettoleistung bezogener Brennstoffmassenstrom	in kg/kJ
$\eta_{netto}^{H_u}$	Nettowirkungsgrad bezogen auf Heizwert des Brennstoffs	-
H_u	Heizwert des Brennstoffs	in kJ/kg

Aus dieser Beziehung wird ersichtlich, dass Ressourcenschonung durch hohe Wirkungsgrade und die Verwendung hochwertiger Brennstoffe begünstigt wird.

Wird diese Beziehung in Gleichung 1.11 eingeführt, so ergibt sich der folgende Zusammenhang für die leistungsbezogenen CO_2 -Emissionen:

$$\chi_{CO_2} = \gamma_{CO_2} \cdot \xi_{Br} \quad (1.14)$$

mit χ_{CO_2}	auf Nettoleistung bezogener CO_2 -Massenstrom	in kg/kJ
γ_{CO_2}	spezifische CO_2 -Emissionen des Brennstoffs	-
ξ_{Br}	spezifischer Brennstoffbedarf des Prozesses	in kg/kJ

1.5.3 Vergleich der Wirtschaftlichkeit von Kraftwerksprozessen

Eine wichtige Größe für einen wirtschaftlichen Vergleich verschiedener Kraftwerksprozesse stellen die spezifischen Investitionen dar, die den anlagentechnischen Aufwand für die Bereitstellung der elektrischen Leistung widerspiegeln. Die Investitionen für ein Kraftwerk werden üblicherweise im Rahmen detaillierter Ausführungsplanungen bzw. in der Ausschreibungs- und Angebotsphase eines Kraftwerksneubaus durch Addition aller erforderlichen Anlagenpreise und sonstiger Leistungen ermittelt. Im Rahmen dieser Arbeit ist eine derartige Vorgehensweise nicht durchführbar. Hier wird statt dessen auf gemittelte Erfahrungswerte zurückgegriffen. Diese werden an den erforderlichen Stellen im Text mit angegeben, so dass diese durch den Leser bei der Beurteilung der Ergebnisse mit berücksichtigt werden können.

Für das Kombi-Kraftwerk wird mit zwei unterschiedlichen Annahme von spezifischen Investitionen für den Gasturbinenkreis und den Dampfturbinen/Abhitzeteil gerechnet. Daraus ergibt sich in engen Grenzen die Möglichkeit einer Optimierung des Prozesses in wirtschaftlicher Hinsicht, da die Leistungsanteile von Gasturbine und Dampfturbine durch das Verdichterdruckverhältnis bei gleichbleibender Gesamtleistung variiert werden können. Diese wirtschaftliche Gewichtung der Teilprozesse führt zu einem anderen optimalen Verdichterdruckverhältnis, als die Ausrichtung nach dem höchsten Gesamtanlagenwirkungsgrad. Dieser Aspekt wird gesondert diskutiert, bildet aber nicht die Grundlage für die Berechnungen dieser Arbeit, die auf der Betrachtung der thermodynamischen Optimierung basieren.

Das wichtigste Kriterium für die Beurteilung der Wirtschaftlichkeit einer Maßnahme oder eines alternativen Prozesses gegenüber einem Vergleichsprozess, stellt die Höhe der gesamten Produktionskosten (also der Herstellungskosten des Produktes Strom) dar. Im Falle der Kraftwerkstechnik spricht man von den Stromgestehungskosten. Diese setzen sich aus einem verbrauchsabhängigen Teil und einem Festkostenanteil zusammen. Der verbrauchsabhängige Teil ist im wesentlichen vom angenommenen Brennstoffpreis, dessen Preisentwicklung und vom Wirkungsgrad abhängig. Der Festkostenanteil steht in direktem Zusammenhang mit den erforderlichen Investitionen, die sich aus den oben genannten spezifischen Investitionen ergeben.

Im Rahmen dieser Arbeit werden die über die Lebensdauer der Anlage finanzmathematisch gemittelten Stromgestehungskosten der verschiedenen Prozesse ermittelt und gegenüber gestellt. Der Rechenweg der verwendeten Barwertmethode, die Parameter und fiskalischen Annahmen werden in Abschnitt 2.5 detailliert dargestellt.

2 Berechnungsgrundlagen

Ziel der thermodynamischen Berechnungen zur Bewertung der Güte der Kraftwerksprozesse ist der Wirkungsgrad der Energiewandlungskette von der Primärenergie des Brennstoffs zur Endenergie Strom. Der Nettowirkungsgrad des Kraftwerks ergibt sich aus der dem Prozess zugeführten Brennstoffleistung und der Gesamtnutzleistung (siehe Gleichung 1.2 und Gleichung 1.7) also aus Größen, die sich aus der Bilanz des Kraftwerks ergeben.

Die Massen- und Energiebilanz eines Kraftwerks setzt sich aus den Massen- und Energiebilanzen der aufeinanderfolgenden Teilprozessschritte zusammen. Zur Berechnung der Gesamtbilanz wird das Kraftwerk in Teilbilanzräume zerlegt. Dazu werden die darin ablaufenden Energiewandlungsprozesse durch idealisierte Vergleichsprozesse beschrieben, die die chemischen und physikalischen Vorgänge mathematisch nachvollziehbar machen.

Die gewählten Teilbilanzräume werden aus den einzelnen Apparaten des Kraftwerks gebildet. Die Aufstellung der Energie- und Massenbilanzen für alle Bilanzräume ermöglicht letztendlich die Berechnung aller an den Bilanzraumgrenzen auftretenden Stoffströme und deren Eigenschaften. Da Kraftwerksprozesse nicht linear aufgebaut sind, sondern einige Stoffströme in davor liegende Prozessschritte wieder eingehen, lässt sich das entstehende System aus Bilanz- und Prozessgleichungen nicht direkt lösen. Hier wird ein iteratives Lösungsverfahren angewendet, das auf Grund der physikalischen Beziehungen aller Komponenten zueinander, zur Gesamtlösung (dem Auslegungszustand des Kraftwerks) konvergiert. Dies gilt unter der Bedingung, dass die Anforderungen an den Prozess, die durch Annahmen und Randbedingungen vorgegeben werden, eine physikalisch sinnvolle Lösung zulassen.

Die Bilanzrechnungen basieren auf den Grundprinzipien der Erhaltung von Masse, Energie, Impuls und der Elemente. Der Verzicht auf die Betrachtung dynamischer Vorgänge (Anfahren, Abfahren, Lastwechsel) führt dazu, dass Zeitableitungen aus den Bilanzgleichungen entfallen, wodurch sich die Berücksichtigung der Impulsbilanz erübrigt. Die Bilanz der Elemente ist bei der Berechnung von chemischen Reaktionen relevant und wird nur für den Verbrennungsvorgang durchgeführt. Andere chemische Reaktionen innerhalb des Prozesses sind für die hier durchgeführten Untersuchungen von untergeordneter Bedeutung.

2.1 Modell des braunkohlenbefeuerten Dampfkraftwerks

Als Vergleichsbasis für alle zu untersuchenden Kraftwerksprozesse wird in dieser Arbeit eine einheitliche und eindeutig definierte Vergleichsbasis verwendet. Diese wird durch den in Abschnitt 1.2.1 beschriebenen Stand der Technik im Bereich der Braunkohlenverstromung festgelegt. Um eine gute Vergleichbarkeit des im folgenden als Referenzfall bezeichneten Kraftwerks und der fortschrittlichen

Alternativprozesse sicher zu stellen, wurde das folgende thermodynamische Berechnungsmodell entwickelt, welches auch in großen Teilen als Grundlage für die Modelle der Alternativprozesse dient.

2.1.1 Aufbau des Gesamtprozesses

Zur Berechnung des überkritischen Dampfkraftwerks wird der Brennstoff- und Rauchgasweg in zehn Bilanzräume aufgeteilt (Abbildung 2.1).

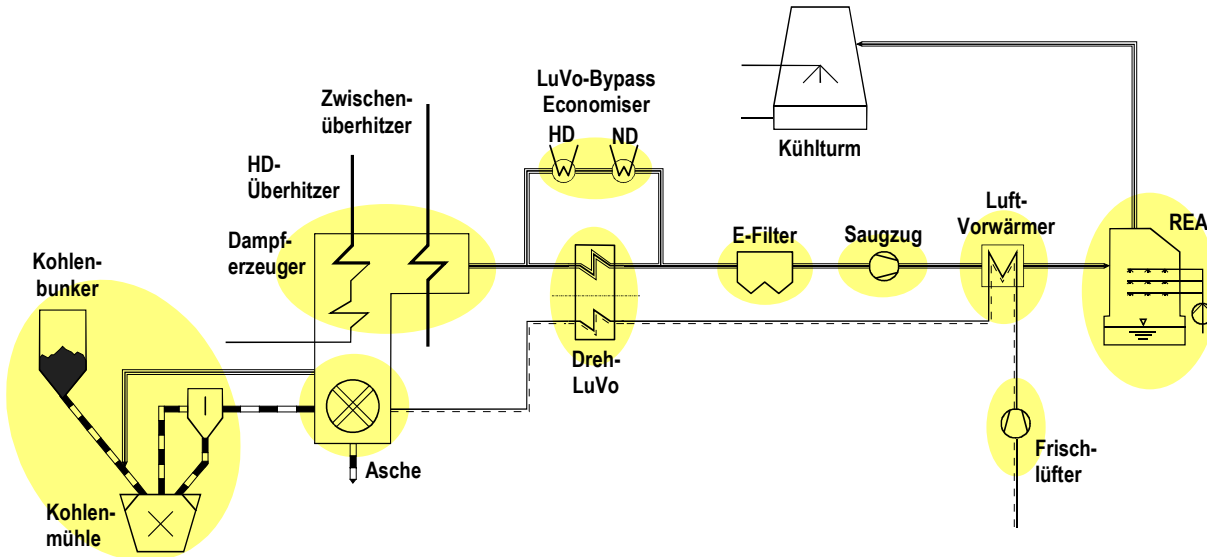


Abbildung 2.1: *Schema des Brennstoff- und Rauchgasweges eines braunkohlenbefeuerten Dampfkraftwerks*

Der erste Bilanzraum beinhaltet die Komponenten der Brennstoffaufbereitung. Hier erfolgt die Bilanzierung der Mahltrocknung, durch die die Rohkohle unter Zufuhr von rückgesaugtem Rauchgas während des Mahlvorgangs getrocknet wird (siehe Abschnitt 2.1.2). Der derart aufbereitete Brennstoff geht in den Bilanzraum Brennkammer ein, in dem die Verbrennung unabhängig von der Dampferzeugung berechnet wird (siehe Abschnitt 2.1.3). Das aus der Verbrennungsrechnung resultierende Abgas der Verbrennung geht in den Bilanzraum der Dampferzeugung ein, der die Schnittstelle zum Wasser-/Dampfkreislauf bildet (siehe Abschnitt 2.1.4). Die Auslegungsleitgröße des Berechnungsmodells ist die Nettoleistung des Kraftwerks. Durch entsprechende Anpassung des Brennstoffmassenstroms wird iterativ der vorgegebene Wert für diese Zielgröße eingestellt. Im Bilanzraum der Dampferzeugung wird die Wärmeübertragung vom Rauchgas an den Wasser-/Dampfkreislauf und die damit einhergehende Abkühlung des Rauchgases berechnet. Ein Teil des Abgasstroms stellt einen Eingangsstrom für den sich anschließenden Bilanzraum Dreh-LuVo dar (siehe Abschnitt 2.1.7). Der zweite eintretende Stoffstrom entspricht dem Austritt des Bilanzraums des ersten Luftvorwärmers. Der andere Teil des Abgasstroms des Kessels überträgt, parallel zum Dreh-LuVo, in zwei LuVo-Bypass Economisern Wärme auf das Speisewasser des Dampfkreislaufs. Der erste Teil der Luftvorwärmung mit Rauchgaswärme erfolgt vor Eintritt des Gasstroms in die REA. Der Austrittszustand des Frischlüfters, der die erforderliche Druckerhöhung der angesaugten Umgebungsluft bilanziert, stellt den Eintrittszustand der Verbrennungsluft in den Bilanzraum Luftvorwärmung dar. Die aufgeheizte Verbrennungsluft des Dreh-LuVos geht in die Berechnung des Bilanzraums Brennkammer ein, ebenso wie der aufbereitete Brennstoff. Das abgekühlte Rauchgas des Bilanzraums Dampferzeuger wird an den Bilanzraum E-Filter übertragen, dem sich der Bilanzraum Saugzug und (nach weiterer Abkühlung) der Bilanzraum

REA anschließt (zusammengefasst in Abschnitt 2.1.6). Nach der REA ermöglicht der Rauchgaszustand eine direkte Ableitung des Abgases über den Kühlturm.

Die Berechnung des Wasser-/Dampfkreislaufs ist wesentlich aufwendiger als die Berechnung des Rauchgasweges. Hier werden etwa 50 Apparate und ebenso viele Bilanzräume berücksichtigt. Daraus werden etwa 100 verschiedene Zustände des Kreislaufwassers berechnet. Die wichtigsten Komponenten des Systems sind die Dampfturbinen, die Vorwärmstrecke (bestehend aus Enthitzern, Kondensatoren und Kondensatunterkühlern) sowie der Speisewasserbehälter, der Hauptkondensator und die Pumpen des gesamten Kreislaufs. Eine detaillierte Darstellung der Berechnung des Wasser-/Dampfkreislaufs enthält der Abschnitt 2.1.4. Das Berechnungsmodell des Kühlturms, der zur Rückkühlung des Kühlwassers für den Kondensator dient, wird im Abschnitt 2.1.5 näher beschrieben.

2.1.2 Brennstoffaufbereitung

Der Bilanzraum Brennstoffaufbereitung beinhaltet die Anlagenkomponenten des Kraftwerks, die den Brennstoff vom Anlieferungszustand in den gebrauchsfähigen Zustand für die Verbrennung überführen. Der in Abschnitt 1.2.2 näher beschriebene verfahrenstechnische Ablauf der Mahltrocknung wird für die Bilanzierung in folgende Energiewandlungsschritte zerlegt.

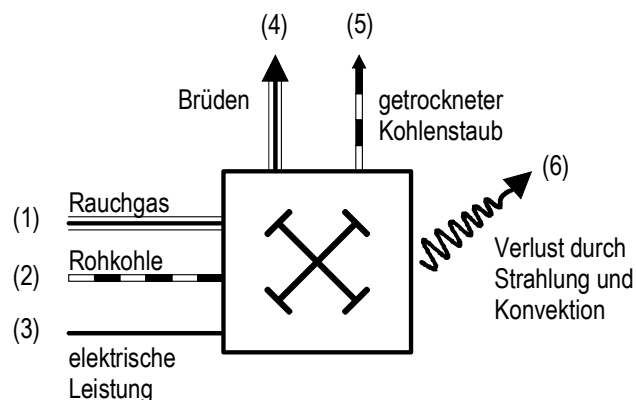


Abbildung 2.2: Ein- und austretende Stoff- und Energieströme des Bilanzraums für die Berechnung der Mahltrocknung

Der elektrische Eigenbedarf der Mühle (3) wird, nach Lehmann, durch Annahme eines spezifischen Mahlaufwandes von 15 kWh/t ermittelt [LEH-90]. Der Rohkohlenmassenstrom (2) ergibt sich aus der Gesamtbilanz des Kraftwerks bzw. aus der gewünschten Nettoleistung. Der Eintrittszustand der Kohle entspricht dem Umgebungszustand. Die erforderliche Rauchgasmenge (1) ergibt sich aus der Energiebilanz des Trocknungsprozesses. Dazu ist die Vorgabe einiger Zustandsgrößen erforderlich: die Temperatur des rückgesaugten Rauchgases wird zu 1000 °C angenommen. Die Temperatur von Brüden (4) und getrockneter Kohle (5) am Sichteraustritt beträgt 130 °C bei einer Restfeuchte der getrockneten Kohle von 15% . Die Trocknung resultiert aus der reinen Verdampfung des Kohlenwassers bei Umgebungsdruck. Der gesamte Vorgang wird als druckverlustfrei betrachtet. Aus der Differenz der austretenden Energieströme von getrockneter, erwärmter Kohle (5), sowie des ausgetriebenen Wassers (4) und des eintretenden Energiestroms der Rohkohle (2) ergibt sich der Energiebedarf für die Trocknung. Dieser Energiebedarf teilt sich auf in einen Anteil für die Vorwärmung des Rohkohlenmassenstroms, einen Anteil für die Verdampfung des abzutrennenden Kohlenwassers und dessen Überhitzung auf Sichtertertemperatur sowie einen Anteil für die weitere Erwärmung der trockenen Kohle auf Sichtertertemperatur.

peratur. Der gesamte Wärmebedarf, zuzüglich einem angenommenem Wärmeverlust (6) von 10 %, ist durch die Abkühlung des angesaugten Rauchgasstroms (1) von 1000 °C am Eintritt auf Sichtertemperatur (130 °C) aufzubringen. Daraus wird der erforderliche Rauchgasmassenstrom (1) ermittelt (siehe Abbildung 2.3). Durch die Annahme einer Sichtertemperatur von 130 °C wird ein Kondensieren von Wasser in der Brennstoffleitung bis zu den Brennern unterbunden.

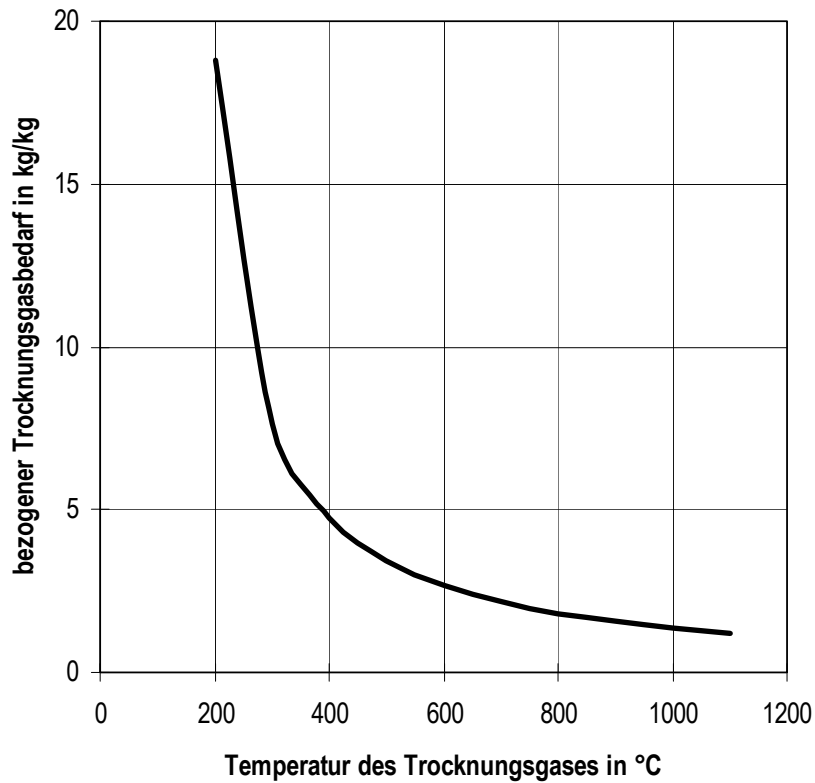


Abbildung 2.3: Rauchgasbedarf pro Kilogramm Rohbraunkohle in Abhängigkeit von der Trocknungsgastemperatur, bei einer konstanten Sichtertemperatur von 130 °C und einer Restfeuchte der Trockenkohle von 15 %

2.1.3 Dampferzeuger

Den ersten Bilanzraum des Dampferzeugers stellt die Brennkammer dar. Sie ist der Reaktionsraum für die Kohlenverbrennung.

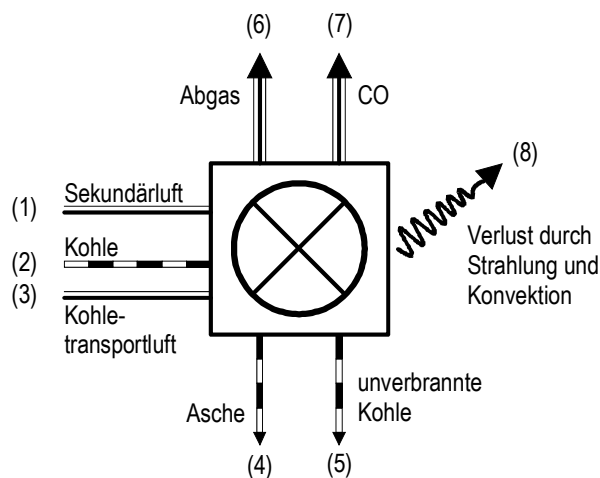


Abbildung 2.4: Ein- und austretende Energie- und Stoffströme des Bilanzraums Brennkammer zur Berechnung der Kohlenstaubfeuerung

Bei der hier betrachteten direkten Feuerung mit Braunkohle wird der Staub (2) von den Schlagradmühlen mit den bei der Trocknung entstehenden Brüden (3) zu den Brennern transportiert. Die Brüden bestehen auf Grund der Verfahrensweise im Wesentlichen aus rückgesaugtem Rauchgas und weisen demnach einen Sauerstoffanteil auf. Entsprechend der vorgegebenen Luftzahl der Verbrennung (1,15) und dem vorgegebenen Kohlenmassenstrom ergibt sich der erforderliche Sekundärluftmassenstrom (1) unter Berücksichtigung des Restsauerstoffs im Kohlenrärgas iterativ. Der Massenstrom des Kohlenrärgases resultiert bei der direkten Braunkohlenfeuerung aus dem für die Mahltrocknung erforderlichen Rauchgasmassenstrom und der Kohlenfeuchte vor und nach der Trocknung. Die Beladung der Zweiphasenströmung ergibt sich entsprechend aus diesen Bedingungen. Der Zustand der vorgewärmten Sekundärluft (1) ergibt sich aus der Berechnung des Bilanzraums Luftvorwärmung im Abschnitt 2.1.7.

Die Berechnung der Verbrennung fester Brennstoffe erfolgt auf Grundlage der Elementaranalyse²⁴ des Brennstoffs nach den Erhaltungsgleichungen der Elemente. Die durch die Elementaranalyse vorliegenden Massenanteile von C , H_2 , S , N_2 gehen als elementare Brennstoffe in die Verbrennungsgleichungen ein. Durch die Stoffmengenverhältnisse der Reaktionsgleichungen wird der stöchiometrische Sauerstoffbedarf für die vollständige Oxidation der brennbaren Substanz ermittelt. Der Mindestsauerstoffbedarf ergibt sich unter Berücksichtigung des im Brennstoff vorhandenen Sauerstoffs, der ebenfalls durch die Elementaranalyse vorliegt. Die entstehende Rauchgasmenge ergibt sich ebenfalls aus den Stoffmengenverhältnissen der Verbrennungsgleichungen zuzüglich des mit dem Brennstoff eingebrachten Wassers, welches anschließend dampfförmig im Rauchgas enthalten ist [BAE-92].

Die Unvollständigkeit des realen Verbrennungsvorgangs wird in dem Berechnungsmodell durch zwei Verlustfaktoren berücksichtigt. Zum einen wird durch die Vorgabe des Anteils (0,1 %) des

²⁴ entsprechend DIN 51700

Kohlenmassenstroms, der unverbrannt über den Aschetrichter verlorengeht (5), der Glühverlust berücksichtigt. Zum anderen wird durch Vorgabe des Anteils (0,1 %) des Kohlenstoffs der Kohle, der nicht vollständig zu CO_2 reagiert (7), angegeben. Damit wird der Energieverlust, der sich durch eine unvollkommene räumliche, zeitlich variierende Durchmischung von Kohlenstaub und Verbrennungsluft innerhalb der Brennkammer ergibt, rechnerisch berücksichtigt.

Die Temperatur der ausgeschleusten Asche (4) wird unter Berücksichtigung des Ascheschmelzpunktes der verwendeten Kohle (nach Tabelle 2.7, S. 98) vorgegeben. Die Ascheabscheidung verläuft hier idealisierter Weise vollständig, so dass die gesamte sensible Wärme der Asche bereits in der Brennkammer dem Prozess verloren geht. In Realität kann der Anteil, der als Flugstaub erst im Elektrofilter aus dem Rauchgas abgeschieden wird, noch ein Teil seiner sensiblen Wärme an den Prozess abgeben, da am E-Filter die Rauchgastemperatur bereits wesentlich niedriger liegt. Diese Vereinfachung hat einen nachteiligen Effekt auf den ermittelten Prozesswirkungsgrad, der hier in Kauf genommen wird.

Zwischen Sekundärlufteintritt und Rauchgasaustritt wird ein relativer Druckverlust (2,5 %), der Strömungsverluste durch Einschnürungen und Umlenkungen berücksichtigt, angesetzt. Außerdem wird ein relativer Wärmeverlustfaktor (0,25 %) für die Brennkammer angenommen, der Wärmeverluste durch die Wand (8) an die Umgebung in die Bilanz einführt.

Mit diesen Annahmen und nach diesem Berechnungsverfahren wird die Temperatur und der Massenstrom des austretenden Rauchgases (6) + (7) ermittelt.

Dieses Rauchgas dient daraufhin als Energiezufuhr für den direkt folgenden Teilbilanzraum Dampferzeuger (Abbildung 2.5).

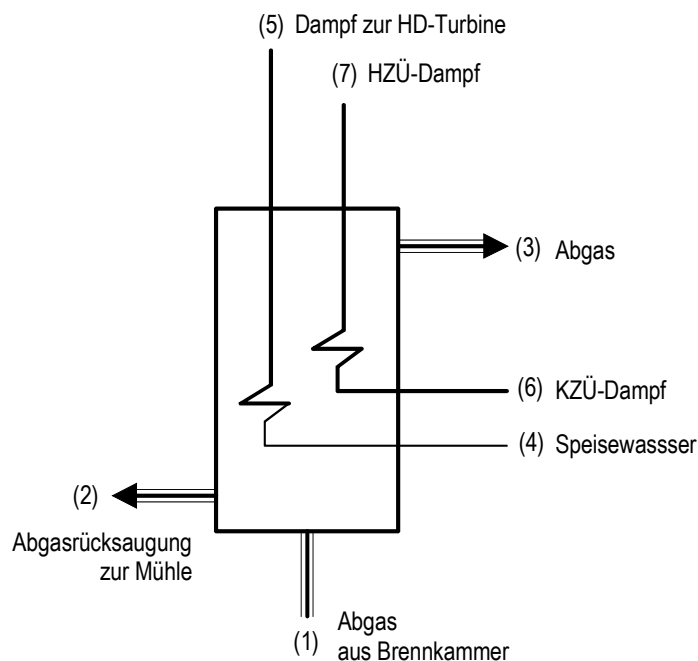


Abbildung 2.5: Ein- und austretende Energie- und Stoffströme des Bilanzraums zur Berechnung der Wärmeübertragung auf den Dampfkreislauf

Ein geringer Teil des zugeführten Abgasstroms (1) wird von der Schlagradmühle, zur Beheizung des Mahltrocknungsprozesses, rückgesaugt. Der Massenstrom und Zustand dieses Stoffstroms (2) wird im

Bilanzraum Mahltrocknung ermittelt (Abschnitt 2.1.2). Die Abkühlung des verbleibenden Rauchgases auf den Austrittszustand (3) ergibt sich aus der erforderlichen Wärmezufuhr zum Dampfkreislauf. Auf der Hochdruckschiene wird Speisewasser (4) bis zum überhitzten Austrittszustand des HD-Frischdampfes (5) erwärmt. Die Mitteldruckschiene stellt die Zwischenüberhitzung des aus der HD-Turbine austretenden Dampfes (6) auf den Eintrittszustand der MD-Turbine (7) dar. Die Zustände und Massenströme des Wasser-/Dampfkreislaufes werden im entsprechenden Bilanzraum ermittelt (Abschnitt 2.1.4).

2.1.4 Wasser-/Dampfkreislauf

Zur Berechnung des Wasser-/Dampfkreislaufs ist die Berücksichtigung aller in Abbildung 2.6 dargestellten Apparate erforderlich. Die Auslegungsleitgröße des gesamten Kraftwerksprozesse stellt, wie bereits erwähnt, die Nettoleistung des Kraftwerks dar. Durch ein iteratives Berechnungsverfahren wird die dazu erforderliche Dampfproduktion im Modell des Wasser-/Dampfkreises bestimmt. Der dazu erforderliche Brennstoffmassenstrom wird daraufhin im Bilanzraum Dampferzeuger ermittelt (Abschnitt 2.1.3).

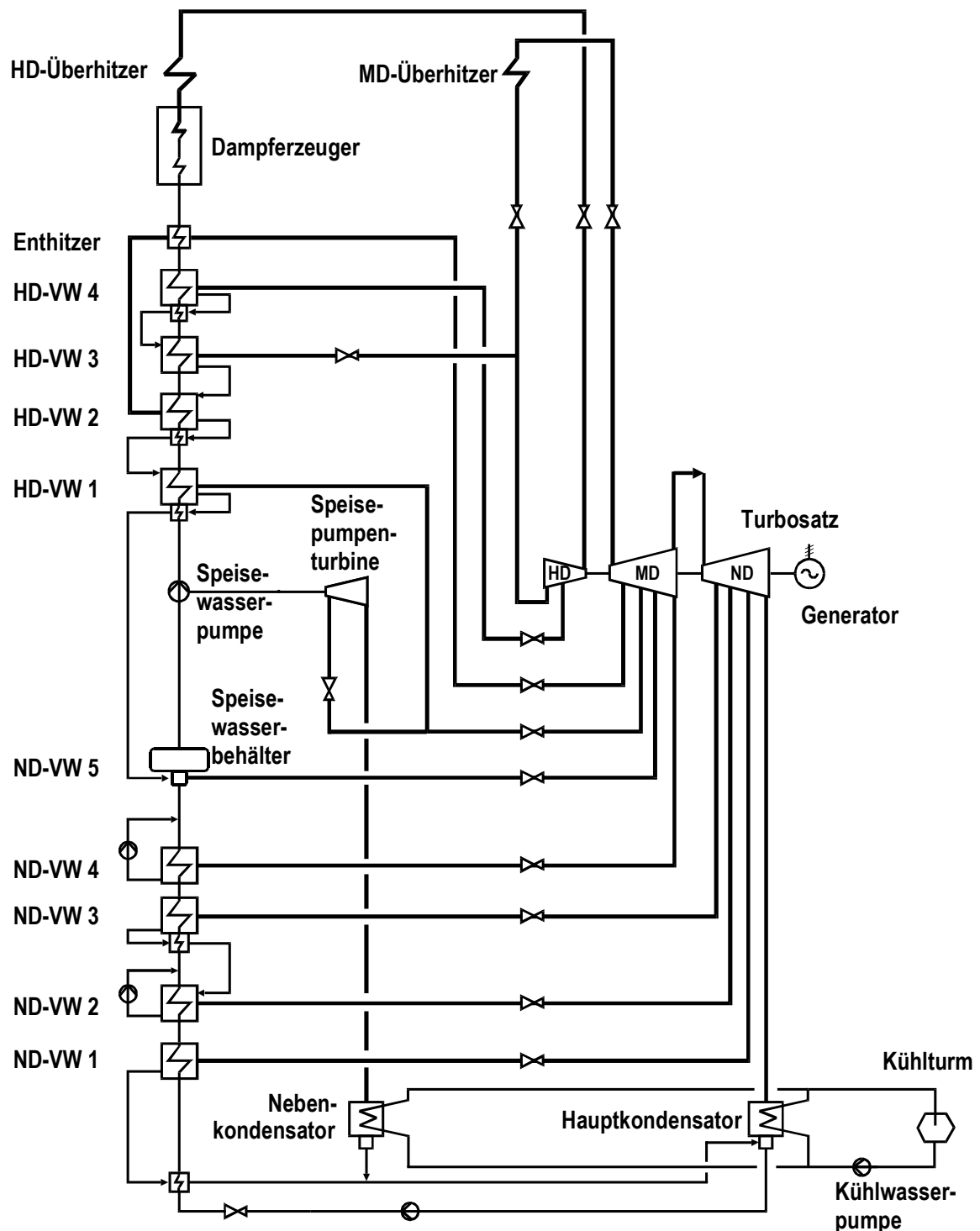


Abbildung 2.6: Wärmeschaltbild des Wasser-/Dampfkreislaufs mit allen im Berechnungsmodell berücksichtigten Komponenten

Die Auslegung des Prozesses basiert auf der Vorgabe der wichtigsten Eckdaten, wie Frischdampftemperaturen (580/600 °C) und Frischdampfdrücke (27,4/5,7 MPa), sowie auf einer großen Zahl weiterer Annahmen und Randbedingungen, die im folgenden nur kurz skizziert werden.

In allen dampfführenden Rohrleitungen (z.B. Anzapf- und Frischdampfleitungen) wird ein relativer Druckverlust von einheitlich 5 % berücksichtigt. In wasser- bzw. kondensatführenden Leitungen wird auf Grund der geringeren Strömungsgeschwindigkeit ein geringerer relativer Druckverlust von 0,5 % angenommen. Zusätzlich wird in allen Apparaten der Vorwärmstrecke auf der Speisewasserseite ein

Druckverlust von 0,5 % und auf der Dampfseite von 5 % vorausgesetzt. Die Grädigkeiten aller Wärmeübertrager der HD- und ND-Vorwärmstrecke werden einheitlich zu 5 K angenommen. Der vorgezogene Enthitzer, der als letzte Vorwärmstufe die Speisewasserendtemperatur bis auf den Endwert (294 °C) erhöht, weist eine Grädigkeit von 30 K auf. Für alle Pumpen des Prozesses wird ein isentroper Wirkungsgrad von 85 % angenommen. Die Hauptspeisewasserpumpe wird mit einer Turbine angetrieben, die einen isentropen Stufenwirkungsgrad von 88 % aufweist und aus der zweiten Anzapfung der MD-Turbine gespeist wird. Durch die Einstellung des Anzapfmassenstrom wird die Leistung der Turbine an die Anforderungen angepasst. Der zugehörige Nebenkondensator weist eine Grädigkeit von 5 K auf, so dass der Austrittsdruck (3,9 kPa) aus der Speisepumpenantriebsturbine höher liegt als der Druck im Hauptkondensator (3,5 kPa), für den eine Grädigkeit von 1,5 K vorausgesetzt wird (siehe Abschnitt 2.1.5). Die getroffenen Annahmen basieren auf Mittelwerten aus der Analyse detaillierter Wärmeschaltbilder verschiedener, ausgeführter Kraftwerksanlagen.

Die Verwendung eines isentropen Stufenwirkungsgrades, für die Ermittlung der in einer Turbine umgewandelten Strömungsarbeit, hat den Vorteil, dass dieser Wirkungsgrad im Gegensatz zu einem isentropen Wirkungsgrad der gesamten Turbine unabhängig vom Druckverhältnis ist. Bei einer großen Stufenzahl stellt der so ermittelte Expansionsverlauf eine sehr gute Approximation der reellen Expansionslinie dar, die einer Polytrope entspricht [BAE-92]. Für die Hoch-, Mittel- und Niederdruckturbine wird ein isentroper Stufenwirkungsgrad von 90,5 % angenommen. Mit diesem Wert ergeben sich gute Übereinstimmungen bei der Nachrechnung ausgeführter, moderner Dampfturbinenanlagen vergleichbarer Leistung. Die Druckniveaus der Anzapfungen werden aus den jeweils zu erreichenden Speisewassertemperaturen zuzüglich der Grädigkeit der Vorwärmer und unter Berücksichtigung von Druckverlusten (5 %) ermittelt. Die Festlegung der Speisewassertemperaturen nach den einzelnen Vorwärmern, erfolgt durch die Voraussetzung einer konstanten Temperaturerhöhung in jeder Vorwärmstufe.

Der Druck des Speisewasserbehälters wird in Anlehnung an ausgeführte Anlagen auf 1,02 MPa festgelegt. Die Beheizung des Speisewasserbehälters erfolgt über die dritte Anzapfung der MD-Turbine. Außerdem wird das Kondensat der HD-Vorwärmer dem Behälter zugeführt, der als Mischvorwärmer die letzte Vorwärmstufe der ND-Vorwärmstrecke darstellt. Das Kondensat der ND-Vorwärmer wird zusammen mit dem Kondensat der Speisepumpenantriebsturbine in den Hauptkondensator eingeleitet.

2.1.5 Kondensator und Kühlturm

Der Kondensator ist der Bilanzraum, der sich direkt an den Austritt der ND-Dampfturbine anschließt. Der aus der Turbine austretende Dampf²⁵ wird im Kondensator vollständig verflüssigt. Die Temperatur der Kondensation wird durch die Warmwassertemperatur des zum Kühlturm zurücklaufenden Kühlwassers, zuzüglich der Grädigkeit des Kondensators, bestimmt. Die Grädigkeit des Kondensators wird mit 1,5 K angenommen. Eine Reduzierung der Kondensattemperatur wäre durch eine Verringerung der Grädigkeit möglich, die durch eine Vergrößerung der Austauschfläche zu realisieren wäre. Daher ist eine wirtschaftlich sinnvolle Wahl der Grädigkeit erforderlich. Durch die Temperatur des Kondensats wird der Enddruck der Entspannung im ND-Teil der Turbine festgelegt, der dem Kondensationsdruck bei der Temperatur des Kondensats entspricht.

²⁵ in den meisten Auslegungspunkten handelt es sich dabei um Nassdampf

Die Kaltwassertemperatur des Kühlwassers eines Naturzug-Nasskühlturms, die im folgenden Bilanzraum berechnet wird, ergibt sich aus der Taupunkttemperatur der Umgebungsluft zuzüglich dem Kühlgrenzabstand (siehe Abbildung 2.8). Die Taupunkttemperatur der Umgebungsluft entspricht der Lufttemperatur, bei der der in der feuchten Luft enthaltene Wasserdampf zu kondensieren beginnt. Nur wenn die Luft mit Wasserdampf gesättigt ist, entspricht die Taupunkttemperatur der Lufttemperatur (Abbildung 2.7).

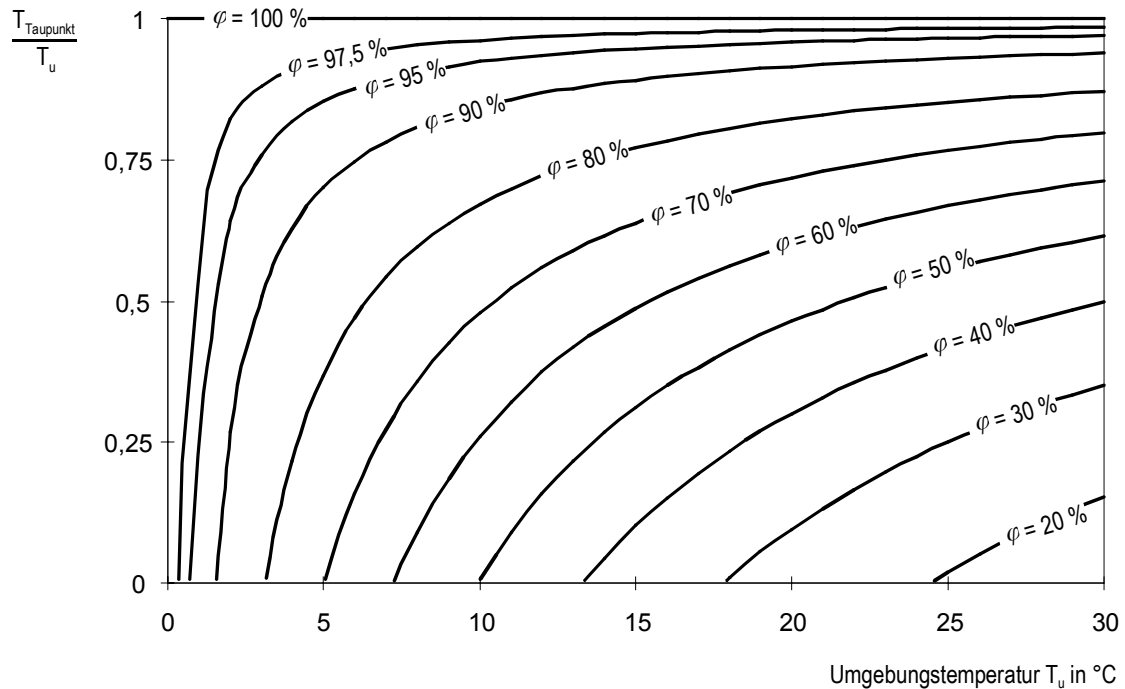


Abbildung 2.7: Einfluss von Umgebungstemperatur (T_u) und relativer Feuchte (φ) auf die Taupunkttemperatur (T_{Taupunkt}) der feuchten Umgebungsluft

Bei der Verrieselung des warmen, vom Kondensator zulaufenden Kühlturmwassers im Gegenstrom zur Umgebungsluft, wäre die Taupunkttemperatur der theoretische Grenzwert für die erreichbare Kaltwassertemperatur des Kühlturms. Der Kühlgrenzabstand ist die Differenz zwischen tatsächlich erreichter Kaltwassertemperatur und diesem Grenzwert (siehe Abbildung 2.8). Der Kühlgrenzabstand wird zu 8 K angenommen. Der Wert wird letztendlich auch von wirtschaftlichen Faktoren bestimmt, da er im Wesentlichen von der Bauhöhe und somit von den Baukosten des Kühlturms abhängig ist.

Die durch die Wärmeaufnahme im Kondensator hervorgerufene Temperaturdifferenz zwischen warmem und kaltem Kühlwasser lässt sich kühlwasserseitig durch den Kühlwassermassenstrom beeinflussen. Diese Temperaturdifferenz wird als Kühlzonenbreite bezeichnet und wird hier zu 10 K angenommen. Eine Verringerung der Kühlzonenbreite zum Zweck der Erniedrigung des Kondensatordrucks bzw. letztendlich zur Erhöhung des Gesamtanlagenwirkungsgrades bedingt eine Vergrößerung des Kühlwassermassenstroms, was eine Vergrößerung des Pumpenaufwandes zur Folge hat und somit auch unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten zu beurteilen ist.

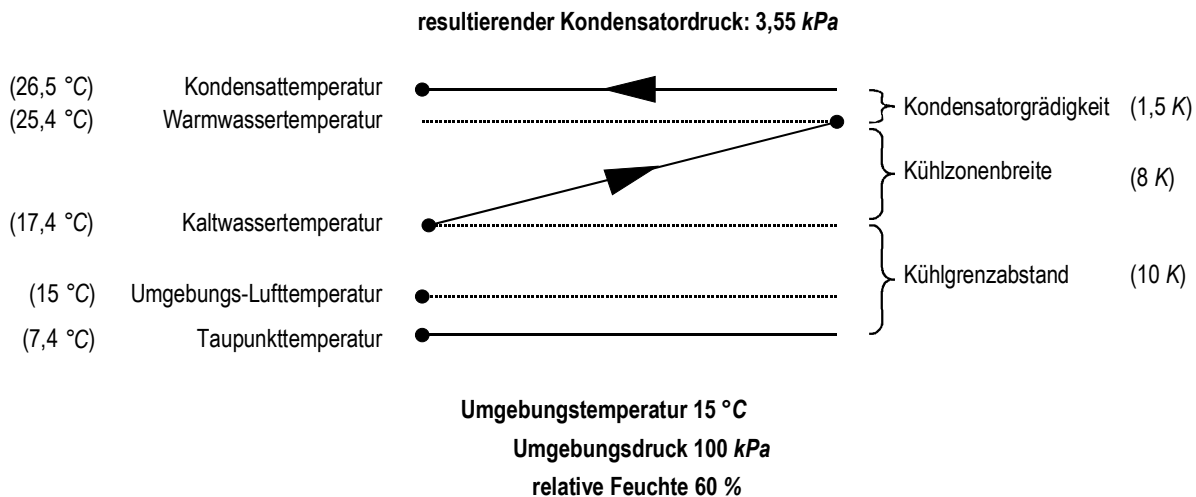


Abbildung 2.8: *Idealisierter Zusammenhang zwischen Umgebungszustand und Kondensatordruck in einem Naturzug-Nasskühlturm*

Bei direkter Fluss- oder Meerwasserkühlung, anstelle der Rückkühlung des Kühlwassers durch einen Kühlturm, liegen thermodynamisch günstigere Voraussetzungen vor, so dass trotz hoher Wirtschaftlichkeit niedrigere Kondensatordrücke erreichbar sind, was eine entsprechend positive Wirkung auf den Gesamtprozess ausübt (siehe dazu Abschnitt 3.2.4).

2.1.6 Rauchgasweg nach Kesselaustritt

In diesem Abschnitt werden alle Bilanzräume zusammengefasst, die zur Berechnung von Apparaten dienen, die zur Rauchgasbehandlung nach dessen Austritt aus dem Dampferzeuger (Abschnitt 2.1.3) erforderlich sind.

Rauchgas-Entstaubung

Die Entstaubung des Abgases im atmosphärisch betriebenen Dampfkraftprozess dient zur Reduzierung des Gehaltes an festen Verbrennungsrückständen²⁶ im abgekühlten Rauchgas entsprechend den gesetzlichen Vorgaben. Die Abscheidung erfolgt durch Ausnutzung elektrostatischer Effekte in einem Elektrofilter. Die Kraftwerkskomponente wird in dem Berechnungsmodell durch einen relativen Rauchgasdruck- und -wärmeverlust, sowie durch einen spezifischen elektrischen Eigenbedarf charakterisiert. Der angenommene relative Druckverlust von 1,5 % basiert auf Angaben aus [EFF-00]. Der daraus resultierende absolute Druckverlust wird durch den Saugzug im Rauchgasweg kompensiert. So führt auch der angenommene Druckverlust des Elektrofilters indirekt zu einer Erhöhung des elektrischen Eigenbedarfs. Der unmittelbar für die Abscheidung erforderliche Eigenbedarf der Elektroabscheidung wird zu 0,12 kWh pro 1000 m³ Rauchgas im Normzustand²⁷ angenommen [EFF-00]. Der relative Wärmeverlust von 0,5 % dient zur näherungsweise Berücksichtigung von Wärmeverlusten über das Gehäuse des Apparates.

²⁶ Flugstaub

²⁷ unabhängig vom erforderlichen Abscheidegrad

Rauchgas-Entstickung

Nach dem Stand der Technik wird die Entstickung des Abgases aus atmosphärischen Staubfeuerungen in braunkohlenbefeuerten Großkraftwerken ausschließlich durch feuerungstechnische Primärmaßnahmen erreicht (siehe Abschnitt 1.2.1, ab S. 3). Daher ist in dem Berechnungsmodell des Dampfkraftwerkes keine sekundäre Entstickungsmaßnahme (z.B.: DeNO_x-Katalysator), wie sie in steinkohlenbefeuerten Kraftwerken erforderlich ist, berücksichtigt worden.

Rauchgas-Saugzug

Der Saugzug ist im Rauchgasweg vor der Rauchgasentschwefelungsanlage (REA) angeordnet. Der erforderliche Austrittsdruck des Gebläses wird aus dem Umgebungsdruck zuzüglich des durch die REA verursachten Druckverlustes ermittelt. Wegen der Ableitung des Reingases über den Kühlturm, ist keine darüber hinausgehende Druckerhöhung erforderlich. Der rauchgasseitige Eintrittsdruck in den Saugzug ergibt sich aus dem Umgebungsdruck abzüglich aller, durch vorgelagerte Komponenten verursachten, Druckverluste. Durch diese Anordnung des Saugzuges im Prozessverlauf gelingt es den Dampferzeuger unter leichtem Unterdruck zu betreiben, so dass der Austritt heißer Rauchgase aus Undichtigkeiten des Kessels verhindert wird. Zur Berücksichtigung der Irreversibilitäten des Verdichtungsvorgangs, wird für den Saugzug ein isentroper Wirkungsgrad von 85 % angenommen.

Rauchgas-Entschwefelung

Die Entschwefelung des Rauchgases bis auf den gesetzlich vorgeschriebenen Grenzwert erfolgt in allen hier betrachteten Kraftwerksprozessen durch eine nasse Rauchgaswäsche. Durch die Verrieselung einer Kalksteinsuspension im Gegenstrom zum Rauchgas kommt es im Absorber zu einer chemischen Reaktion des Schwefeldioxids mit der Suspension, bei der Gips entsteht. Bei Eintritt des Rohgases in den Absorber muss dieses auf dessen Eintrittstemperatur abgekühlt worden sein (100 °C). Das Reingas tritt mit 70 °C aus der Nasswäsche aus und wird über den Kühlturm an die Umgebung abgeleitet. Die Temperaturdifferenz ergibt sich durch Wärmeverluste über die Behälterwand der REA und durch die physikalischen und chemischen Prozesse im Absorber, die nicht näher untersucht werden. Zusätzlich wird im Berechnungsmodell der REA ein relativer rauchgasseitiger Druckverlust berücksichtigt. Dieser wird zu 0,75 % angenommen. Der elektrische Eigenbedarf des REA-Gebläses, der Suspensionspumpen und weiterer Hilfsaggregate wird insgesamt auf 2000 kWh pro 1 Million m³ Rauchgas im Normzustand gesetzt [GEU-88]. Es wird angenommen, dass zur Einhaltung des SO₂-Grenzwertes, unabhängig vom tatsächlichen SO₂-Gehalt des Rauchgases, der gesamte Gasstrom entschwefelt werden muss. Diese Vereinfachung zieht eine leichte Überbewertung des elektrischen Eigenbedarfs für die Entschwefelung nach sich, da in der Praxis zumeist nur ein Teilstrom des Abgases entschwefelt werden muss, um nach der Mischung mit dem ungereinigten Teilstrom den geforderten Grenzwert einzuhalten.

2.1.7 Verbrennungsluft-Vorwärmung

Die Vorwärmung der Verbrennungsluft erfolgt im Berechnungsmodell des konventionellen Dampfkraftwerks durch die Übertragung von Rauchgaswärme in zwei Schritten. Der erste Teil der Wärmeübertragung erfolgt auf niedrigem Temperaturniveau, vor Eintritt des Rauchgases in die Rauchgasentschwefelungsanlage. Die Luftvorwärmung kühlt den Rauchgasstrom bis auf 100 °C ab. In der Praxis ist daher die Verwendung eines säureresistenten Wärmetauschers mit großer Austauschfläche erforder-

lich. Der zweite Teil der Luftvorwärmung erfolgt direkt nach Austritt des Gasstromes aus dem Dampferzeuger. Die Übertragung der Wärme erfolgt in der Praxis mit Dreh-LuVos. Dabei kommt es verfahrensbedingt zu einer Vermischung der Verbrennungsluft auf der einen Seite mit dem Rauchgas auf der anderen Seite. Auf Grund des höheren Druckes auf der Verbrennungsluftseite tritt Frischluft auf die Rauchgasseite über. Dieser Verluststrom ist durch eine Erhöhung des Fördervolumenstroms des Frischlüfters zu kompensieren.

In dem Berechnungsmodell wird angenommen, dass 5 % des eintretenden Verbrennungsluftmassenstroms auf die Rauchgasseite übergehen. Eine Reduzierung des Wertes²⁸ führt zu einer Verringerung des Abgasvolumenstroms in den rauchgasseitig nachfolgenden Komponenten und infolge dessen zu einer Reduzierung des Eigenbedarfs des Frischlüfters (siehe Abbildung 2.9).

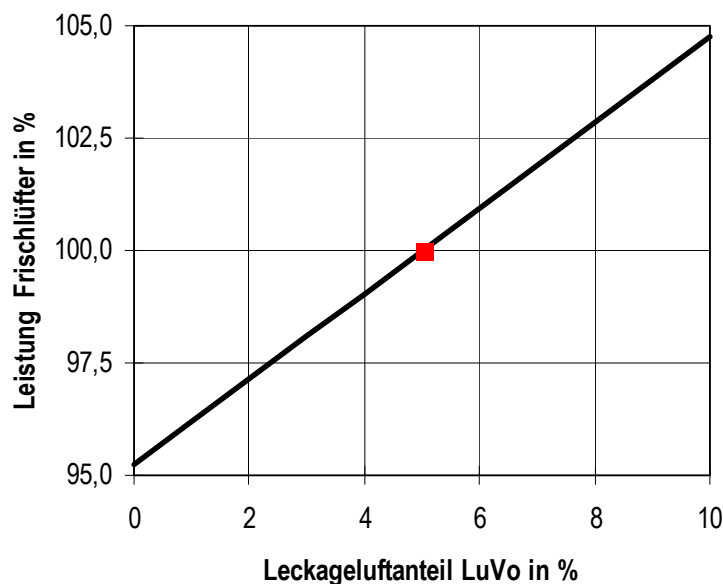


Abbildung 2.9: Einfluss des Leckageluftanteils des Dreh-Luvos auf den elektrischen Eigenbedarf der Frischlüfter

Des Weiteren wird für den Dreh-LuVo ein rauchgasseitiger und ein verbrennungsluftseitiger Druckverlust von 1 bzw. 0,5 %, zur Berücksichtigung von Strömungsverlusten, angenommen. Im ersten Luftvorwärmer wird für beide Gasströmungen ein relativer Druckverlust von 1 % angenommen. Die Druckverluste auf der Verbrennungsluftseite werden durch den Frischlüfter kompensiert; die Druckverluste auf der Rauchgasseite hingegen durch den Rauchgas-Saugzug. Die beiden Verdichter tragen jeweils zum elektrischen Eigenbedarf des Kraftwerks bei.

2.2 Modell des Dampfkraftwerks zukünftiger Bauweise

Im Rahmen dieser Arbeit wird eine Abschätzung des Wirkungsgrades eines zukünftigen konventionellen Dampfkraftwerks durchgeführt. Dabei werden Optimierungspotenziale durch die Einbindung von effektiveren Trocknungsverfahren, durch Steigerung der Frischdampfparameter auf Grund von

²⁸ auf Grund möglicher verfahrenstechnischer Optimierung der Apparates

Fortschritten der Werkstofftechnik, durch Verbesserungen des inneren Wirkungsgrades der Dampfturbinen, und durch die Reduzierung des Kondensatordrucks bewertet. Weil die Aufgabenstellung eine Gegenüberstellung des hier ermittelten Wirkungsgradpotenzials der Prozessoptimierungen mit dem Wirkungsgrad des Standes der Technik vorsieht, wird auch hier besonderes Augenmerk auf die Vergleichbarkeit der Ergebnisse gelegt.

2.2.1 Analogie zum Stand der Technik

Die meisten zu betrachtenden Optimierungsmaßnahmen des Dampfkraftprozesses lassen sich in dem Modell des Dampfkraftwerks nach dem Stand der Technik (siehe Abschnitt 2.1) durch Anpassungen von Komponentenparametern berücksichtigen, ohne zusätzliche Teilmodelle integrieren zu müssen. Das ergibt sich aus der Berücksichtigung von Einflussfaktoren auf Basis spezifischer bzw. relativer Parameter, durch die absolute Einflüsse in Abhängigkeit anderen Parameter berechnet werden können. Die Steigerung der Frischdampfparameter wird ebenfalls mit dem oben beschriebenen Berechnungsmodell des Standes der Technik bewertet. Bei der Analyse des Einflusses von Frischdampfdruck und Frischdampf Temperatur wird gleichzeitig der in engem Zusammenhang stehende Einfluss der Steigerung der Speisewassereintrittstemperatur untersucht. Das Berechnungsmodell der Vorwärmstrecke ist so flexibel, dass für diese Analyse die Schaltung nicht verändert werden muss. Das ermöglicht eine Abschätzung des Optimierungspotenzials der Speisewasser- und Frischdampf-Temperaturerhöhung unabhängig von sonstigen anlagentechnischen Änderungen des Prozesses.

Für die Abschätzung des Wirkungsgradpotenzials, das durch einen Übergang auf effektivere Trocknungsverfahren für Braunkohle erschlossen werden kann, ist die Integration zusätzlicher Kraftwerkskomponenten bzw. zusätzlicher Teilmodelle in das Gesamtmodell erforderlich. In den folgenden Absätzen werden die verwendeten Berechnungsmodelle erläutert, die das bisher verwendete Modell für die Bilanzierung der Mahltrocknung ersetzen.

2.2.2 Integration des WTA-Verfahrens

Das Berechnungsmodell des WTA-Verfahrens basiert auf dem Prinzipschema nach Abbildung 1.11 (S. 27) und der Prozessbeschreibung in Abschnitt 1.2.2.

Für den Mahlvorgang, der aus einer Vorbrecherstufe vor Eintritt der Rohkohle in die WTA-Anlage und eine feine Nachmahlung nach Austritt der TBK aus der WTA zusammengesetzt ist, wird insgesamt der gleiche Mahlaufwand wie bei der Mahltrocknung angenommen. Die mit dem Modell ermittelten Wirkungsgradeinflüsse basieren folglich nicht auf einer möglichen Reduzierung des Mahlaufwandes, sondern auf den thermodynamischen Verbesserungen des Trocknungsvorgangs.

Grundlage für die Auslegung der WTA-Anlage ist die Restfeuchte der Trockenbraunkohle und der erforderliche TBK-Massenstrom. Die Desorptionsisobare (Abbildung 2.10) stellt den Zusammenhang zwischen der geforderten Restfeuchte der TBK und der erforderlichen Temperatur der Dampf Atmosphäre in der Wirbelschicht dar. Für eine Restfeuchte der Trockenbraunkohle von 12 % ergibt sich aus Abbildung 2.10 eine mittlere Wirbelschichttemperatur von etwa 111 °C. Die Wirbelschicht wird unter leichtem Überdruck von 10 kPa [KLU-96] betrieben, so dass die mittlere Wirbelschichttemperatur um rund 8 K oberhalb der Kondensationstemperatur der Dampf Atmosphäre liegt. Die Rohkohle wird durch das Heizbrüdenkondensat vorgewärmt und gelangt mit 60 °C [KLU-96] in den Wirbelschichttrockner. Der Energiebedarf des Trockners ergibt sich aus den Teilbeträgen zur weiteren Vorwärmung der ein-

getragenen Kohle (ca. 10 %), zur Verdampfung und Überhitzung des auszutreibenden Kohlenwassers (ca. 89 %) und zur Deckung von Wärmeverlusten über die Behälterwand (1 %). Die Deckung des gesamten Energiebedarfs erfolgt nur zu einem geringen Teil aus der Abkühlung des leicht überhitzten Fluidisierungsdampfes (ca. 1,5 %). Das Fluidisierungsmedium wird aus dem Abdampfstrom des Wirbelschichttrockners gewonnen. Es wird angenommen, dass zur Fluidisierung von einem Kilogramm Rohkohle 0,5 kg Wirbeldampf erforderlich sind [ZAB-90]. Zur Überwindung von Druckverlusten im Düsenboden und in der Wirbelschicht (20 kPa) wird ein Umlaufgebläse, mit einem angenommenen isentropen Wirkungsgrad von 80 %, eingesetzt.

Der größte Beitrag zur Deckung des Energiebedarfs des Wirbelschichttrockners wird über die Kondensation der Heizbrüden in den eingetauchten Wärmetauscherbündeln in die Wirbelschicht eingebracht. Der erforderliche Enddruck des Heizbrüdenverdichters wird aus der Energiebilanz der Wirbelschicht iterativ ermittelt. Bei dem oben erwähnten Berechnungsbeispiel der Trocknung der Referenzkohle (Tabelle 2.7) auf 12 % Restfeuchte ergibt sich ein erforderlicher Heizbrüdenenddruck von etwa 310 kPa. Die Verdichtung des verbleibenden Abdampfstroms auf den erforderlichen Enddruck erfolgt in drei Stufen mit gleichem Verdichtungsverhältnis und gleichem isentropen Wirkungsgrad von 80 %. Nach den ersten beiden Stufen wird Kondensat zur Kühlung der überhitzten Brüden bis auf Satt-dampfzustand beigemischt. Das Kondensat wird dafür hinter der Kohlenvorwärmung entnommen.

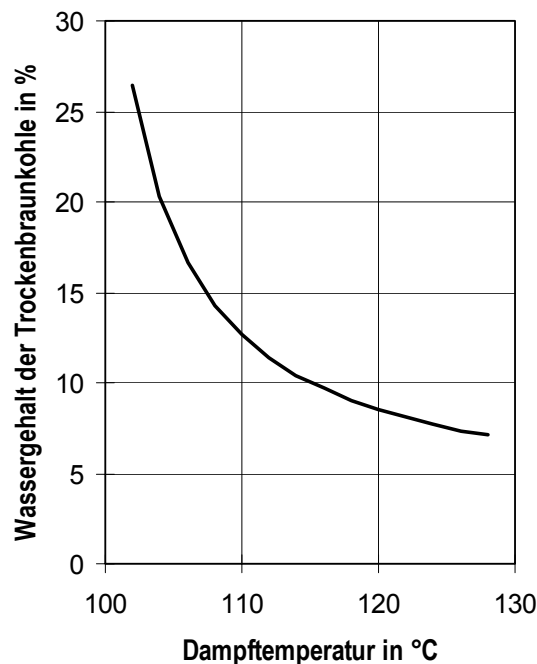


Abbildung 2.10: Wasserdampf-Kohle-Gleichgewicht rheinischer Braunkohle bei ca. 1,1 bar (Desorptionsisobare) nach [KLU-94]

Unter Berücksichtigung eines relativen heizdampfseitigen Druckverlustes von 20 % ergibt sich somit eine mittlere Temperaturdifferenz zwischen Wirbelschicht und Kondensation von etwa 20 K.

Das Kondensat wird anschließend entspannt. Der dabei anfallende Dampf wird dem Abdampfstrom der Wirbelschicht zugemischt. Das daraufhin im Siedezustand vorliegende Kondensat wird zur eingangs erwähnten Vorwärmung der Rohkohle eingesetzt. Dabei kühlt das Kondensat auf etwa 45 °C ab. Die Restwärme des Kondensats wird in diesem Berechnungsmodell nicht weiter verwertet. Die Ab-

kühlung der Trockenkohle von der Wirbelschichttemperatur auf die Eintrittstemperatur in den Kraftwerksprozess (90 °C) erfolgt durch Wärmeabgabe an die Umgebung, wobei ebenfalls, auf Grund des geringen Potenzials, auf Wärmerückgewinnung verzichtet wird.

In Abbildung 2.11 sind Berechnungsergebnisse der Erzeugung von 1 kg/s Trockenbraunkohle aus der Referenzkohle nach Tabelle 2.7 angegeben. Die erforderliche äußere Leistungszufuhr zum WTA-Prozess ergibt sich ausschließlich aus der elektrischen Eigenbedarfsleistung (369 kW), und zwar für die Kohlenmühle, den zwischengekühlten Brüdenverdichter und das Fluidisierungsgebläse. Ohne die Eigenbedarfsleistung der Kohlenmühle ergibt sich der Leistungsbedarf für die Trocknung zu etwa 266 kW, wobei rund 87 % für die Brüdenverdichtung und 13 % für die Fluidisierung benötigt werden. Die Wasserverdampfungsleistung des Wirbelschichtrockners beträgt rund 2055 kW, ohne Berücksichtigung des Leistungsbedarfs für die Kohlenvorwärmung.

Aus diesem Zahlenbeispiel ist der Vorteil der Wirbelschichttrocknung mit interner Abwärmenutzung (WTA) gegenüber der Trocknung ohne Brüdenkondensation ersichtlich. Durch Anwendung der WTA reduziert sich der Energiebedarf für die Erzeugung von einem Kilogramm TBK (mit 12 % Restfeuchte) um 87 % gegenüber der Trocknung ohne Wärmerückgewinnung. Der exergetische Mindestaufwand für die Wasserverdampfung ergibt sich aus der mittleren Temperatur des Wärmestroms für die Verdampfung zu rund 578 kW. Das bedeutet, dass exergetisch betrachtet der Aufwand für die Trocknung durch Anwendung des WTA-Verfahrens um 54 % reduziert wird.

2.2.3 Integration des MTE-Verfahrens

Bei dem Mechanisch/Thermischen Entwässerungsverfahren (MTE) nach Abschnitt 1.2.2 handelt es sich um einen Prozess, der chargenweise bzw. diskontinuierlich betrieben wird. Für die Simulation der MTE-Anlage im Rahmen der Gesamtprozesssimulation wird das Verfahren in einen kontinuierlich ablaufenden Vergleichsprozess überführt. Die Basis dieses Vergleichsprozesses stellt das MTE-Prinzip entsprechend Abbildung 1.14 (S. 31) dar.

Für die Kohlenmühlen vor und nach der MTE-Anlage wird, wie im Modell der Mahltrocknung und der WTA, insgesamt ein spezifischer Mahlaufwand von 15 kWh/kg Rohkohle angenommen. Somit stellt ein Vergleich der Kraftwerksprozesse mit den unterschiedlichen Trocknungsverfahren die Vor- und Nachteile der eigentlichen Trocknungsverfahren in den Vordergrund.

Basis für die Berechnung des MTE-Prozesses sind experimentell ermittelte Daten aus dem Betrieb einer MTE-Pilotanlage [BER-99]. Im Vergleich zu den Trocknungsverfahren mit Verdampfung des Kohlenwassers, sind mit dem Mechanisch/Thermischen Entwässerungsverfahren weniger geringe Restwassergehalte der Trockenbraunkohle (TBK) zu erreichen. Aus Experimenten, theoretischen Analysen und Betriebserfahrungen ergibt sich übereinstimmend ein optimaler Betriebspunkt des MTE-Verfahrens bei einer Restfeuchte der TBK von etwa 21,8 % [BER-99], [BERG-01], [BERG-03].

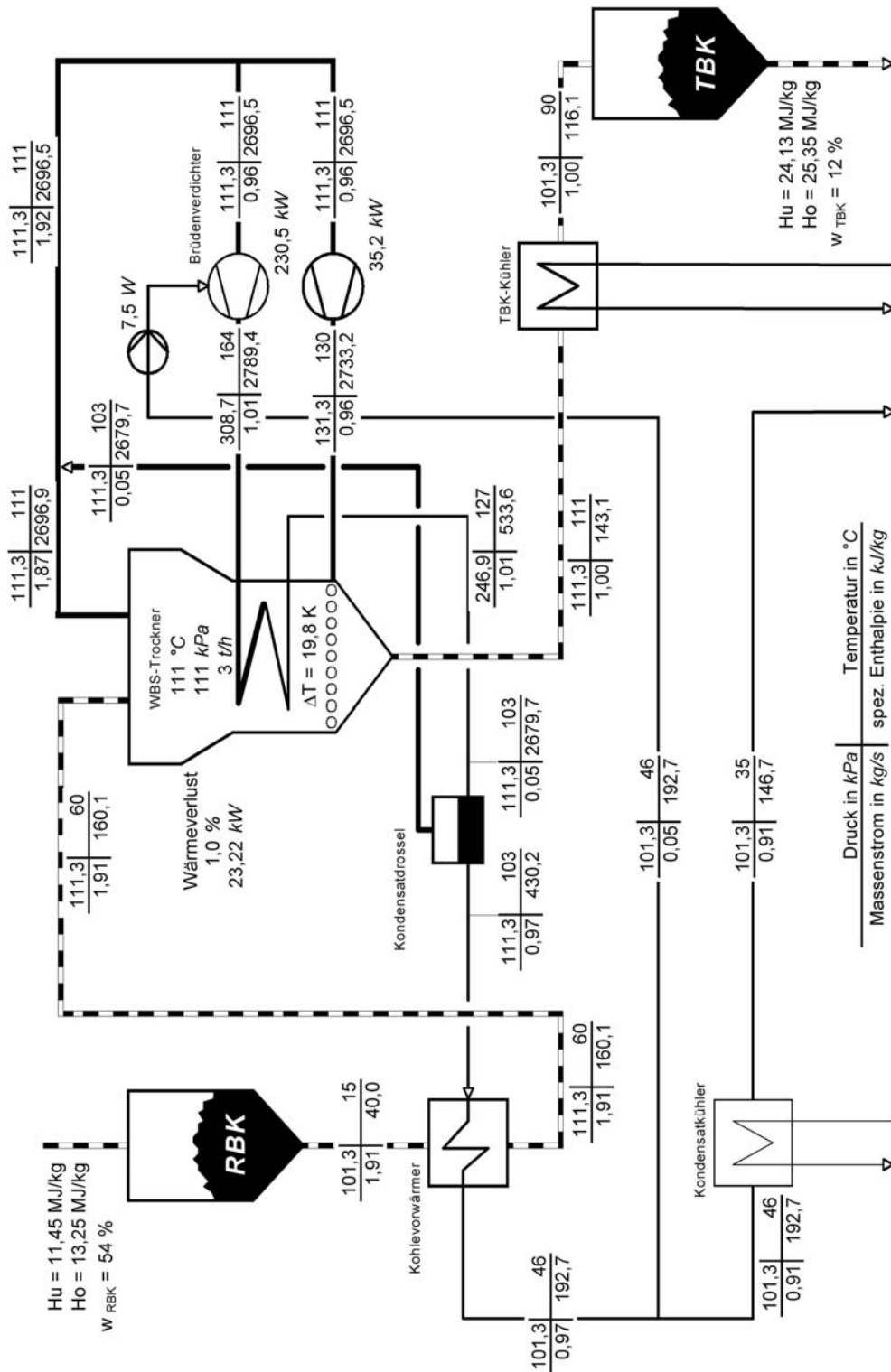


Abbildung 2.11: Berechnungsergebnisse des WTA-Modells für 1 kg/s Trockenbraunkohle mit 12 % Restfeuchte

Um dieses Trocknungsziel zu erreichen, muss die Rohkohle auf 200 °C , entsprechend der Betriebstemperatur der Presse, vorgewärmt werden. Für diesen Fall wird der mechanische Aufwand für das Auspressen des Kohlenwassers aus dem Presskuchen mit $3,6 \text{ kJ}$ pro Kilogramm Rohkohle angegeben [BER-99]. Das dabei anfallende heiße Prozesswasser wird zwischengespeichert und (unter Berücksichtigung von energetischen Speicherverlusten) für die erste Stufe der Vorwärmung der Rohkohle

verwendet. Für diesen Vorwärmprozess wird eine Grädigkeit von 15 K angenommen, so dass, bei einer Umgebungstemperatur von 15 °C , das kalte Prozesswasser mit 30 °C den Vorwärmer verlässt. Die Rohkohle wird dabei von Umgebungstemperatur auf etwa 135 °C aufgeheizt.

Der zweite Schritt der Kohlenvorwärmung auf die empfohlene Presstemperatur von 200 °C , erfolgt durch Bedampfung. Der dazu erforderliche Satttdampf wird durch einen, mit Anzapfdampf aus der ND-Turbine des Kraftwerksprozesses beheizten, Verdampfer erzeugt. Die Siedetemperatur des Anzapfdampfes liegt um die angenommenen Grädigkeit des Vorwärmers (5 K) über der Siedetemperatur des Zusatzdampfes, also bei 205 °C . Der erforderliche Anzapfdampfdruck ergibt sich aus dem Sättigungsdampfdruck bei 205 °C zuzüglich der dampfseitigen Druckverluste des Vorwärmers, die aus der Annahme eines relativen Druckverlustes von 5% ermittelt werden. Das entstehende Kondensat wird dem Hauptkondensator zugeführt.

Es wird angenommen, dass 5% des für die Bedampfung zugeführten Satttdampfes in der Kohlen-schüttung kondensieren und an das kalte Prozesswasser abgegeben werden, um die reelle chargenweise Betriebsweise zu berücksichtigen. In der Realität wird das heiße Prozesswasser durch nachströmenden Zusatzdampf über die Kohlen-schüttung geleitet. Erst nach der Detektion des Durchbruchs von Dampf an den Auslassventilen am Boden der Schüttung, werden diese geschlossen. Der Großteil des zugeführten Zusatzdampfes verbleibt in der Kohlen-schüttung und wärmt diese durch Kondensation bis auf 200 °C vor. Dazu ist ein Zusatzdampfmassenstrom von etwa $0,15\text{ kg}$ je Kilogramm erzeugter Trockenbraunkohle erforderlich.

Durch den Pressvorgang mit einem Druck von etwa $6,1\text{ MPa}$ wird das Kondensat und zusätzlich ein Teil des Kohlenwassers aus dem Presskuchen abgeschieden. Dabei wird ein Restwassergehalt von etwa 28% erreicht. Durch die Entspannungsverdampfung nach Entlastung der Presse und den anschließenden Abkühlvorgang, kommt es zur Verdampfung von weiterem Kohlenwasser, so dass am Ende des MTE-Prozesses eine Restfeuchte der TBK von $21,8\%$ erreicht wird.

Die Abwärmeströme des kalten Prozesswassers, des bei der Nachverdampfung entstehenden Wasserdampfes und der Abkühlung der Trockenbraunkohle werden in dem Berechnungsmodell nicht zurückgewonnen, sondern ungenutzt an die Umgebung abgeführt.

In Abbildung 2.12 sind im Verfahrensfließbild des kontinuierlichen MTE-Vergleichsprozesses die Berechnungsergebnisse der Erzeugung von 1 kg/s Trockenbraunkohle mit $21,8\%$ Restwassergehalt angegeben. Die erforderliche äußere Leistungszufuhr zur MTE-Anlage setzt sich aus der Zufuhr thermischer Leistung durch Kondensation von Anzapfdampf, sowie aus der elektrischen Antriebsleistung für die Kohlenmühle und die Presse zusammen und liegt insgesamt bei etwa 506 kW . Ohne die Leistung der Kohlenmühle ergibt sich der Energiebedarfsleistung der Kohlentrocknung zu etwa 415 kW , wobei $98,5\%$ auf die Zufuhr thermischer und $1,5\%$ auf die Zufuhr elektrischer Leistung entfallen. Bei einer thermischen Trocknung der Referenzkohle nach Tabelle 2.7 auf $21,5\%$ Restfeuchte, würde für die Verdampfung eine thermische Leistung von 1575 kW benötigt werden, ohne die Leistung für die Vorwärmung der Kohle zu berücksichtigen.

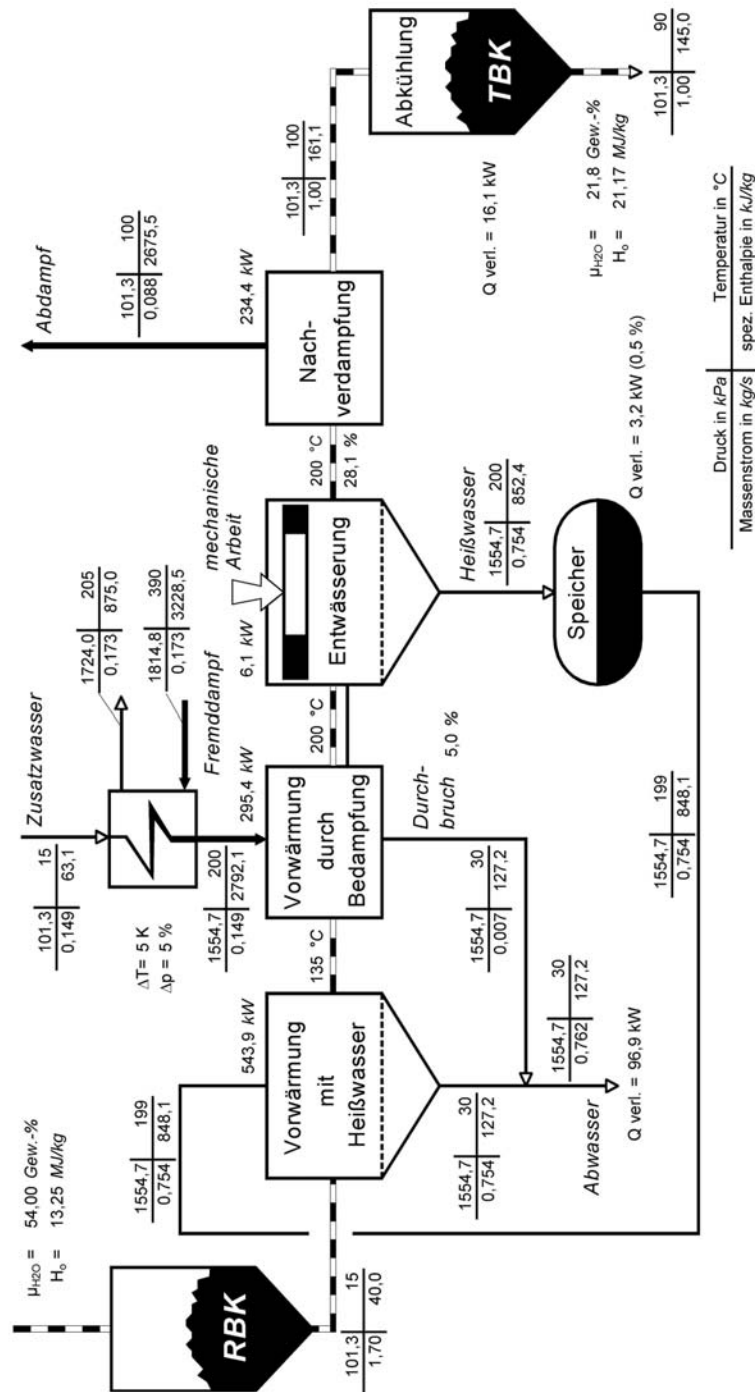


Abbildung 2.12: Verfahrensfießbild des MTE-Vergleichsprozesses mit Ergebnissen der Berechnungen der Erzeugung von 1 kg/s Trockenbraunkohle

Aus diesem Berechnungsbeispiel wird der Vorteil des MTE-Prinzips gegenüber der thermischen Trocknung durch Verdampfung (ohne Wärmerückgewinnung) ersichtlich. Der Übergang auf das Mechanisch/Thermische Entwässerungsverfahren führt zu einer Reduzierung des energetischen Aufwandes für die Trocknung um etwa 74 %.

Der exergetische Mindestaufwand für die Kohlewasser-Verdampfung ergibt sich entsprechend dem erforderlichen Temperaturniveau des Wärmestroms zu 431 kW. Der exergetische Aufwand des MTE-Verfahrens beträgt 213 kW, wovon 97,2 % auf die Zusatzdampferzeugung und 2,8 % auf den

Pressvorgang entfallen. Das bedeutet, dass exergetisch betrachtet, der Aufwand für die Trocknung durch Anwendung der Mechanisch/Thermischen Entwässerung um etwa 49 % reduziert werden kann.

Eine weitere Verbesserung des MTE-Verfahrens könnte sich durch die verfahrenstechnische Integration einer Wärmerückgewinnung aus dem bei der Entspannung und Abkühlung nach der Presse entstehenden Dampf ergeben. Die Kondensationswärme dieses Dampfes könnte, unter Berücksichtigung eines geeigneten Druckniveaus, zur Vorwärmung der Kohlenschüttung verwendet werden. Dadurch könnte der Zusatzdampfbedarf für die zweite Stufe der Kohlenvorwärmung etwa halbiert werden. Daraufhin würde der energetische Vorteil der MTE auf 88 % bzw. der exergetische Vorteil auf 77 % (gegenüber der thermischen Trocknung ohne Wärmerückgewinnung) ansteigen.

Bei dem gleichen Restwassergehalt ergibt sich mit dem WTA-Verfahren eine Reduzierung der erforderlichen Leistung um 86 % bzw. des Exergiebedarfs um 48 %, gegenüber der thermischen Trocknung durch Verdampfung ohne Wärmerückgewinnung.

2.3 Modell des braunkohlenbefeuerten Kombi-Kraftwerks

Der kombinierte Gas- und Dampfturbinen-Kraftwerksprozess mit Druckkohlenstaubfeuerung und Hochtemperaturgasreinigung befindet sich derzeit in der Entwicklungsphase, da einzelne Komponenten noch nicht den gestellten Anforderungen entsprechen (Abschnitt 1.2.1). Die Verwendung von Braunkohle in diesem Kraftwerkstyp ist weniger erforscht als der Einsatz von Steinkohle. Zur Beurteilung des Wirkungsgradpotenzials eines derartigen Braunkohle-Kraftwerks wird auf das Kraftwerkskonzept für die Druckkohlenstaubfeuerung von Steinkohle zurückgegriffen. Der aktuelle Entwicklungsstand dieses Kraftwerkskonzeptes ist in der Abbildung 2.13 dargestellt.

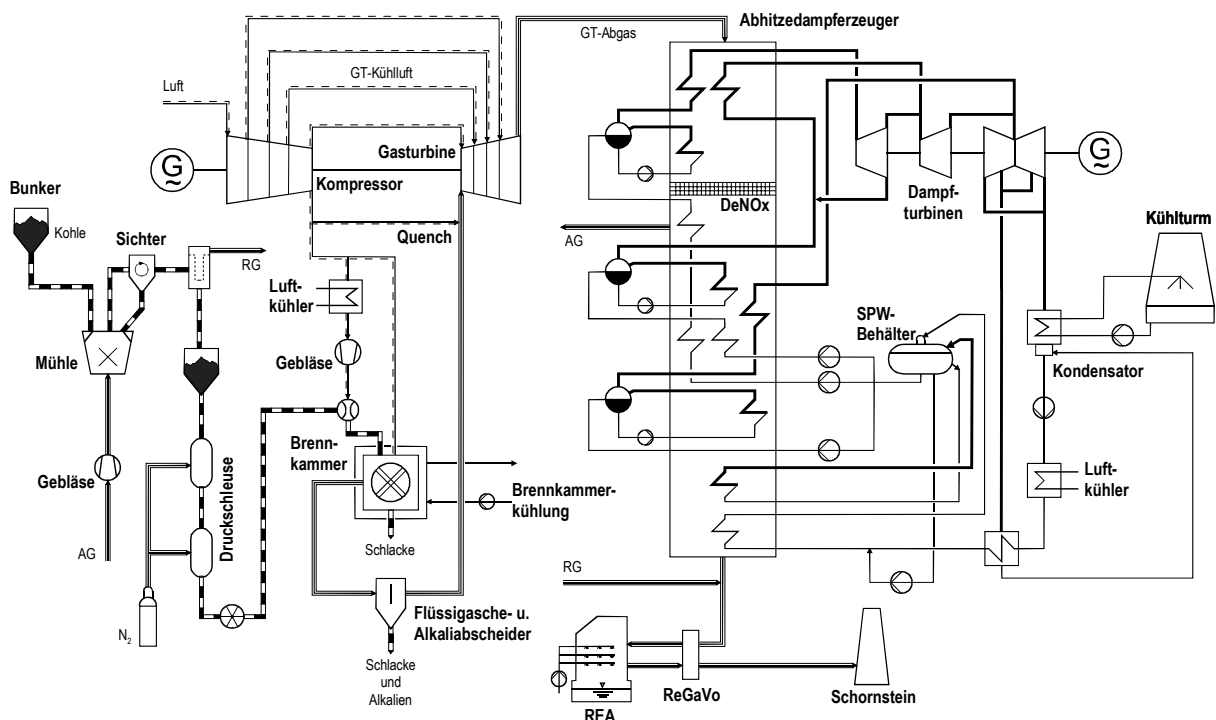


Abbildung 2.13: Verfahrensfließbild des Kombi-Kraftwerks mit Druckkohlenstaubfeuerung und Hochtemperaturgasreinigung [ROD-02]

In dieses Kraftwerkskonzept werden die erforderlichen verfahrenstechnischen Anpassungen an die, von Steinkohle abweichenden, Anforderungen des Brennstoffs Braunkohle integriert.

2.3.1 Aufbau des Gesamtprozesses

Der Kombi-Prozess gliedert sich in den kohlenbefeuerten Gasturbinenprozess (Abbildung 2.14) und den nachfolgenden Abhitzedampfprozess (Abbildung 2.19), dessen Energiezufuhr im Wesentlichen aus der im Gasturbinenabgas verbleibenden Abwärme besteht. Außer der Kopplung der beiden Teilprozesse über das Abgas der Gasturbine, werden nur zwei geringe Energieströme²⁹ zwischen Gasturbinenprozess und Abhitzeprozess ausgetauscht. Dieser geringe Integrationsgrad wird als Vorzug des Kombi-Kraftwerks mit Druckkohlenstaubfeuerung und Hochtemperaturgasreinigung herausgestellt, da dies einen relativ geringen Aufwand für die Regelung des Prozesses und somit wenig Probleme für einen späteren Anlagenbetrieb erwarten lässt.

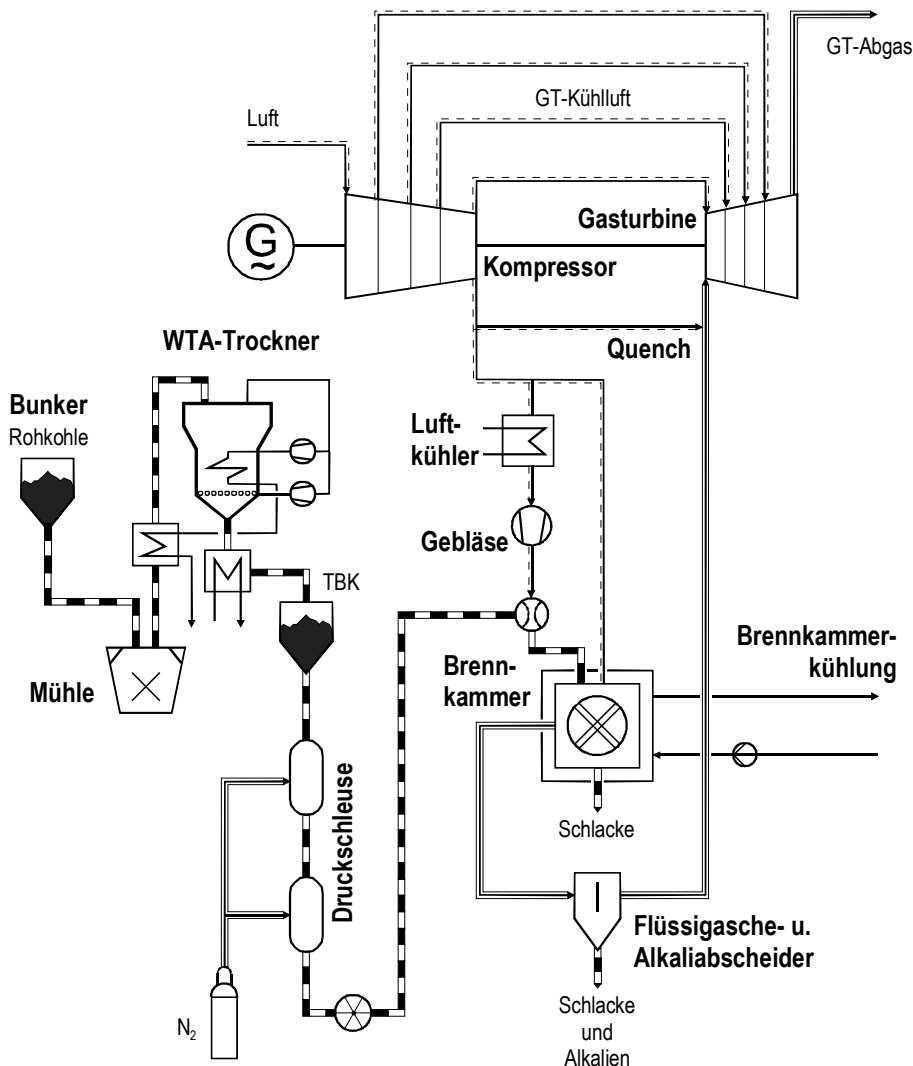


Abbildung 2.14: Gasturbinenprozess eines DKSF-Kombi-Kraftwerks mit integrierter WTA-Trocknung für Braunkohle

²⁹ zur Kühlung der Luft für den Kohlentransport und zur Kühlung der Brennkammer

Die Aufbereitung (Ausmahlung und Trocknung) der Braunkohle erfolgt zunächst auf atmosphärischem Druckniveau. Da die Brennkammer unter Druck betrieben werden muss, wird hier, im Gegensatz zum Dampfkraftwerk, ein indirektes Feuerungssystem vorausgesetzt. Zur Überwindung der Druckdifferenz wird ein Schleusensystem verwendet. Der Transport des Kohlenstaubs zu den Brennern erfolgt mit verdichteter Luft, die wegen ihrer hohen Temperatur aus Gründen des Explosionsschutzes vorher gekühlt wird. Zur Kompensation von Druckverlusten wird zudem ein Gebläse berücksichtigt. Die Beschreibungen der Berechnungsmodelle aller Komponenten für die Aufbereitung und Förderung des Brennstoffs zu den Brennern werden im Abschnitt 2.1.2 zusammengefasst.

Die Verbrennung des Kohlenstaubs erfolgt unter den Bedingungen einer Schmelzfeuerung. Ein Teil der flüssig vorliegenden Brennstoffasche wird bereits an der Brennkammerwand abgeschieden, fließt daran ab und wird am Boden der Brennkammer chargenweise ausgeschleust. Zum Schutz der Brennkammerausmauerung vor den Belastungen durch den flüssigen Schlackefilm, ist eine geringfügige Kühlung der Brennkammerwand vorgesehen, die die Bildung einer erstarrten Schlackeschicht zwischen Ausmauerung und abfließendem Schlackefilm induziert. Auf Grund der zu erwartenden guten Realisierbarkeit, wird zur Kühlung eine Verdampfung von Speisewasser aus dem Abhitzeprozess, in einer in den Wandaufbau der Brennkammer integrierten Membranwand, vorgesehen (siehe Abbildung 2.16). Die Berechnungsmodelle für die Druckkohlenstaubfeuerung und die Auslegung der Wandkühlung werden in Abschnitt 2.3.3 dargestellt.

Das Abgas der Feuerung gelangt unmittelbar zu den Flüssigasche- und Alkali-Abscheidern, die das Gas in ein gasturbinenverträgliches Arbeitsmittel umwandeln. Die Reinigung des Gases auf dem vorliegenden Temperaturniveau ist derzeit verfahrenstechnisch noch nicht vollständig geklärt (siehe hierzu Abschnitt 1.2.1, Seite 19ff). Das in Abschnitt 2.3.4 beschriebene Berechnungsmodell stellt daher ein vorläufiges, universelles Modell dar, das verschiedene, denkbare, energetisch-relevante Einflüsse auf den zu reinigenden Gasstrom und den Gesamtprozess flexibel berücksichtigt.

Ein wichtiges Auslegungskriterium der Gaserzeugung stellt die Reingasaustrittstemperatur dar, die oberhalb der Erstarrungstemperatur der Schlacke liegen muss. Damit ein Verschluss des Strömungsquerschnitts durch erstarrende Schlacke ausgeschlossen werden kann, werden durch Anpassung der Luftzahl der Feuerung variierende Wärmeverluste, zwischen dem Austritt aus der Brennkammer und dem Austritt aus der Gasreinigung, ausgeglichen. Die erforderliche Eintrittstemperatur des Gases in die Gasturbine wird durch Zumischung von verdichteter Luft (Quenchkühlung), die dem Verbrennungsluftstrom entnommen wird, eingestellt.

Die Entspannung des Gases erfolgt in einer luftgekühlten Gasturbine. Die stufenweise zugeführte Kühlluft wird dem Kompressor auf entsprechenden Druckniveaus entnommen. Die eng miteinander verbundenen Berechnungsmodelle von Gasturbine und Kompressor werden in Abschnitt 2.3.5 beschrieben. Die Dimensionierung der Anlagenkomponenten richtet sich nach dem Ansaugmassenstrom des Kompressors. Der Brennstoffmassenstrom wird iterativ derart angepasst, dass sich eine vorgegebene Temperatur des Arbeitsmittels vor Eintritt in die Gasturbine einstellt.

Der an die Entspannung in der Gasturbine anschließende Abhitzeessel überträgt einen Teil der im Abgas verbleibenden Enthalpie auf einen Wasser-/Dampfkreislauf. Der dabei erzeugte überhitzte Dampf wird in einer Dampfturbinenanlage entspannt und nach Austritt aus dem ND-Teil in einem Kondensator wieder verflüssigt. Das dazu erforderliche Kühlwasser wird mit einem Naturzug-Nasskühlturm rückgekühlt. Mit dem Kreislaufkondensat wird ein Teil der Verbrennungsluft, die zur

Förderung des Kohlenstaubes benötigt wird, gekühlt. Das Speisewasser für die Brennkammerkühlung wird ebenfalls aus dem Abhitzeprozess entnommen und der aus dem Brennkammerkühlung zurückkehrende Sattndampf wird daraufhin wieder in den Prozess integriert.

Die Berechnungsmodelle für alle erforderlichen Komponenten des Abhitzeprozesses werden in Abschnitt 2.3.6 beschrieben. Vor Abgabe des Gasstroms an die Umgebung, erfolgt die Entschwefelung in einer nassen Rauchgaswäsche. Das Modell dieser Komponente wird in Abschnitt 2.3.7 dargestellt.

2.3.2 Brennstoffaufbereitung

Entsprechend dem Anlagenkonzept des steinkohlenbefeuerten Kombi-Kraftwerks (Abbildung 2.13) wird auch bei Verwendung des Brennstoffs Braunkohle der ausgemahlene und getrocknete Brennstoff ohne Trägergas durch ein Schleusensystem auf den Systemdruck der Brennkammer gebracht. Daher kommen die im Dampfkraftwerk ebenfalls atmosphärisch betriebenen Aufbereitungsverfahren prinzipiell auch für die Anwendung im druckkohlenstaubbefeuerten Kombi-Kraftwerk in Betracht.

Bei der Integration des Mahltrocknungsverfahrens in den Kombi-Prozess ergeben sich jedoch Probleme. Die erforderliche Wärmezufuhr für die Trocknung erfolgt im Dampfkraftwerk durch Abgas auf einem Temperaturniveau von etwa 1000 °C. Im Kombi-Prozess steht kein Gasstrom auf diesem Temperaturniveau bei Umgebungsdruck zur Verfügung. Die Erzeugung des erforderlichen Trocknungsgases durch Drosselung stellt energetisch eine sehr unbefriedigende Lösung dar. Würde man das Abgas der Gasturbine für die Trocknung einsetzen, müsste auf Grund des geringeren Temperaturniveaus der Massenstrom zur Deckung des Energiebedarfs der Trocknung erhöht werden. Durch diese Maßnahme würde die Leistung des Abhitzeprozesses deutlich sinken, was sich direkt auf den Wirkungsgrad des Kombi-Prozesses auswirken würde. Darüber hinaus könnte die thermische Energie der bei der Mahltrocknung entstehenden Brüden nicht weiter im Kombi-Kraftwerk ausgenutzt werden. Daher wird auf eine detaillierte Betrachtung dieser Variante verzichtet.

Die Trocknungsverfahren Wirbelschichttrocknung mit interner Abwärmenutzung (WTA) und Mechanisch/Thermische Entwässerung (MTE) lassen sich hingegen problemlos in das Kombi-Kraftwerkskonzept integrieren. Die Berechnungsmodelle der Komponenten WTA und MTE werden bei der Beschreibung des Berechnungsmodells des Dampfkraftwerks (Abschnitt 2.2.2 und 2.2.3) dargestellt und unverändert auch im Modell des druckkohlenstaubbefeuerten Kombi-Kraftwerks verwendet (siehe z.B.: Abbildung 1.12). Die bei beiden Trocknungsvarianten auftretenden Abwärmeströme des Kohlenwasserwasserkondensats und der Abwärme der Trockenbraunkohle werden, wie im Dampfkraftwerk, auch hier energetisch nicht weiter genutzt.

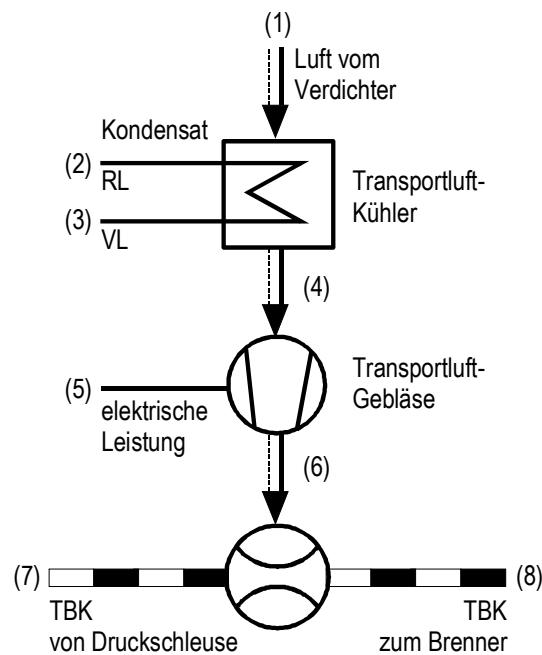


Abbildung 2.15: Ein- und austretende Energie- und Stoffströme des Bilanzraums zur Berechnung des Kohlentransports

Das Druckschleusensystem zur Förderung des trockenen Kohlenstaubs in die Brennkammer, wird in der Bilanz nicht berücksichtigt, da der energetische Einfluss von untergeordneter Bedeutung ist. Für den pneumatischen Transport des Kohlenstaubs (7) zu den Brennern wird ein Luftbedarf von 1 kg je Kilogramm Brennstoff angenommen. Der entsprechende Massenstrom (1), der dem verdichteten Verbrennungsluftstrom entnommen wird, wird mit Kondensat (2-3) des Abhitzedampfprozesses, von etwa 450 °C ³⁰ gekühlt, so dass nach der Verdichtung (6) im anschließenden Gebläse die Kohlentransportluft mit 80 °C vorliegt. Es wird angenommen, dass der Transportluftkühler und die Zudosierung des Kohlenstaubs jeweils einen relativen, luftseitigen Druckverlust von 1 % hervorrufen. Ausserdem wird der Kohlenstaub (8) mit 10 % Überdruck gegenüber dem Brennkammerdruck in die Brennkammer eingeblasen. Daraus ergibt sich die erforderliche Druckerhöhung und Leistung des Transportluftgebläses (5), für das ein isentroper Wirkungsgrad von 85 % angesetzt wird.

2.3.3 Druckkohlenstaub-Brennkammer

Das Berechnungsmodell des Bilanzraums Druckkohlenstaub-Brennkammer beinhaltet die stöchiometrische Verbrennungsrechnung analog zum Bilanzraum Brennkammer des Dampfkraftwerks (Abschnitt 2.1.3, S. 53). Einen Einfluss des gegenüber der atmosphärischen Feuerung erhöhten Drucks in der Brennkammer (auf die Energiebilanz der Umwandlung chemisch gebundener Brennstoffenergie in Rauchgasenthalpie) wird in den Berechnungsmodellen nicht berücksichtigt. Verfahrensbedingte Unterschiede der beiden Feuerungen liegen im Sauerstoffgehalt und der Temperatur der Kohlentransportluft. Die erforderliche Temperatur der Verbrennungsabgase richtet sich hier nach den Stoffeigenschaften der Schlacke des Brennstoffs, die am Austritt der nachgeschalteten Hochtemperaturgasreinigung in flüssigem Zustand vorliegen muss. Die Temperatur wird durch Variation der Luftzahl der Verbrennung, also durch Kühlung mit überschüssiger Verbrennungsluft, diesen Erfordernissen ent-

³⁰ die Gastemperatur ist abhängig vom Verdichterdruckverhältnis des Kompressors

sprechend angepasst. Durch den Quench nach der Gasreinigung wird das Reingas auf die zulässige Gasturbineneintrittstemperatur gekühlt.

Zur Berücksichtigung unvollständiger Verbrennung wird ein Anteil unverbrannter Kohle, der mit der Asche ausgetragen wird, definiert, sowie ein Anteil Kohlenstoff der nicht bis CO_2 reagiert, sondern als CO mit dem Abgas den Bilanzraum verlässt.

In dem direkt anschließenden Bilanzraum Brennkammerkühlung erfolgt zunächst eine Grobauslegung der Brennkammerabmessungen. Dazu wird vorausgesetzt, dass der gesamte Brennstoffmassenstrom in einer einzelnen zylindrischen Brennkammer umgesetzt wird. Durch die Annahme einer erforderlichen mittleren Verweilzeit (2 s) der Partikel in der Brennkammer und der Annahme einer maximal zulässigen Strömungsgeschwindigkeit des Rauchgases (15 m/s), ergeben sich Durchmesser und Höhe der Brennkammer. Der Druck im Brennraum und die Brennraumabmessungen dienen als Grundlage für die Auslegung des Druckmantels dessen Aufgabe in der Aufnahme der Druckkräfte durch den inneren Überdruck besteht.

Der metallische Druckbehälter wird gegenüber den heißen und zugleich korrosiven Verbrennungsgasen der Druckkohlenstaubfeuerung durch eine Isolierung mit Feuerfestmaterialien geschützt. Bei den vorherrschenden Bedingungen wird die Belastbarkeitsgrenze der meisten Feuerfestwerkstoffe erreicht, so dass eine zusätzliche Schutzschicht, die außerdem das Eindringen flüssiger Schlacke in Spalten der Ausmauerung verhindert, erforderlich ist. Dieser zusätzliche Schutz wird aus der vom Brennstoff in den Feuerraum eingebrachten Asche selbst erzeugt. Durch eine gezielte äußere Kühlung der Behälterwand, wird die innere Wandfläche bis unter den Fließpunkt der Schlacke abgekühlt, so dass der flüssig abfließende Schlackefilm erstarrt und den direkten Kontakt der flüssigen Schlacke mit der Ausmauerung verhindert. Da die dazu benötigte Kühlleistung einen hohen Einfluss auf den Gesamtanlagenwirkungsgrad hat, wird nur die mindestens erforderliche Wärmestromdichte durch die Wand abgeführt. Die Auslegungsgrundlage für die Dimensionierung der Brennkammerkühlung ist die Schlackefließtemperatur und die geforderte Dicke der Schlackeschichten an der Wand. Auf der Grenzfläche zwischen erstarrtem und abfließendem Schlackefilm, wird die Aschefließtemperatur angenommen. Für die Ermittlung des von der Flamme an die Wand, bzw. den flüssigen Schlackefilm transportierten Wärmestroms und der sich einstellenden Temperatur auf der Oberfläche des Schlackefilms wird ein Näherungsmodell verwendet. Darin werden die sich überlagernden Wärmeübertragungsmechanismen Konvektion und Strahlung berücksichtigt. Der konvektive Wärmeübergang in der Brennkammer wird unter Verwendung der Ähnlichkeitstheorie aus den Berechnungsgleichungen für den Wärmeübergang bei der Strömung durch Rohre ermittelt. Die Wärmeübertragung auf Grund der Strahlung von Gas-Feststoffgemischen ist von größerer Bedeutung, aber auch wesentlich aufwendiger zu berechnen.

Die zwischen Gas und Wand durch gekoppelte Gas- und Staubstrahlung übertragene Wärmestromdichte ergibt sich nach Vortmeyer aus folgender Beziehung [VDI-94]:

$$\dot{q}_{g+st,w} = \frac{\varepsilon_w}{\alpha_{g+st} + \varepsilon_w - \alpha_{g+st} \cdot \varepsilon_w} \cdot \sigma \cdot [\varepsilon_{g+st} \cdot T_g^4 - \alpha_{g+st} \cdot T_w^4] \quad (2.1)$$

mit	$\dot{q}_{g+st,w}$	Wärmeflussdichte zwischen staubhaltigem Gas und Wand	in W/m^2
	ε_w	Emissionsgrad der Wand (hier: Oberfläche der flüssigen Schlacke)	in -
	α_{g+st}	Gesamtabsorptionsgrad staubhaltiger Gase	in -
	σ	Stefan-Boltzmann-Konstante ($5,67 \cdot 10^{-8}$)	in W/m^2K
	ε_{g+st}	Gesamtemissionsgrad staubhaltiger Gase	in -
	T_g	Gastemperatur	in K
	T_w	Wandtemperatur	in K

Diese Gleichung wird für die Berechnung des übertragenen Wärmestroms in mehrere Ebenen unterteilt, wobei die Abnahme der Rauchgastemperatur von Ebene zu Ebene, durch den Wärmeübergang an die Wand, berücksichtigt wird. Auf eine detaillierte Darstellung des Rechenweges wird im Rahmen dieser Arbeit verzichtet.

Durch Integration der ebenenweise ermittelten Wärmestromdichte über die gesamte Wandfläche ergibt sich die erforderliche Wärmeabfuhr aus dem Rauchgas. Der so ermittelte abzutransportierende Wärmestrom stellt die Voraussetzung für den stationären Zustand der erstarrten Schlackeschicht und gleichzeitig für den kleinstmöglichen Rauchgaswärmeverlust dar.

Der durch Strahlung und Konvektion von der äußeren Druckbehälteroberfläche an die Umgebung abgeführte Wärmestrom ergibt sich aus den äußeren Abmessungen der Brennkammer und der Annahme einer maximalen Oberflächentemperatur von $50 \text{ }^\circ\text{C}$. Die Differenz zwischen dem Wärmestrom, der auf der Wandinnenseite abtransportiert wird und dem Wärmestrom, der an die Umgebung verloren geht, ergibt sich die erforderliche Kühlleistung, die von der Membranwand aufgenommen und vom darin strömenden Kühlmedium abtransportiert wird.

In dem hier betrachteten Kraftwerkskonzept wird eine leicht realisierbare, gut regulierbare Dampfkühlung verwendet. In die Membranwand tritt siedendes Wasser aus der Mitteldruckstufe des Abhitzekeessels ein. Die Übertragung der Wärme erfolgt im Zwangsumlaufprinzip mit einer Umlaufzahl von 5, so dass am Austritt der Membranwand Nassdampf mit einem Dampfgehalt von 20 % vorliegt. Der in der nachfolgenden Trommel abgeschiedene Sattdampfstrom wird im Abhitzeprozess weiter verwertet. Durch die Anpassung des Strömungszustandes in den Rohren der Membranwand wird der für den Wärmetransport erforderliche Wärmeübergangskoeffizient beim Blasensieden eingestellt. Aus den Berechnungen ergeben sich der in Abbildung 2.16 exemplarisch dargestellte Temperaturverlauf in der Wand der Brennkammer, die erforderlichen Schichtdicken der Isolierungen und der Mitteldruck-Speisewasserbedarf.

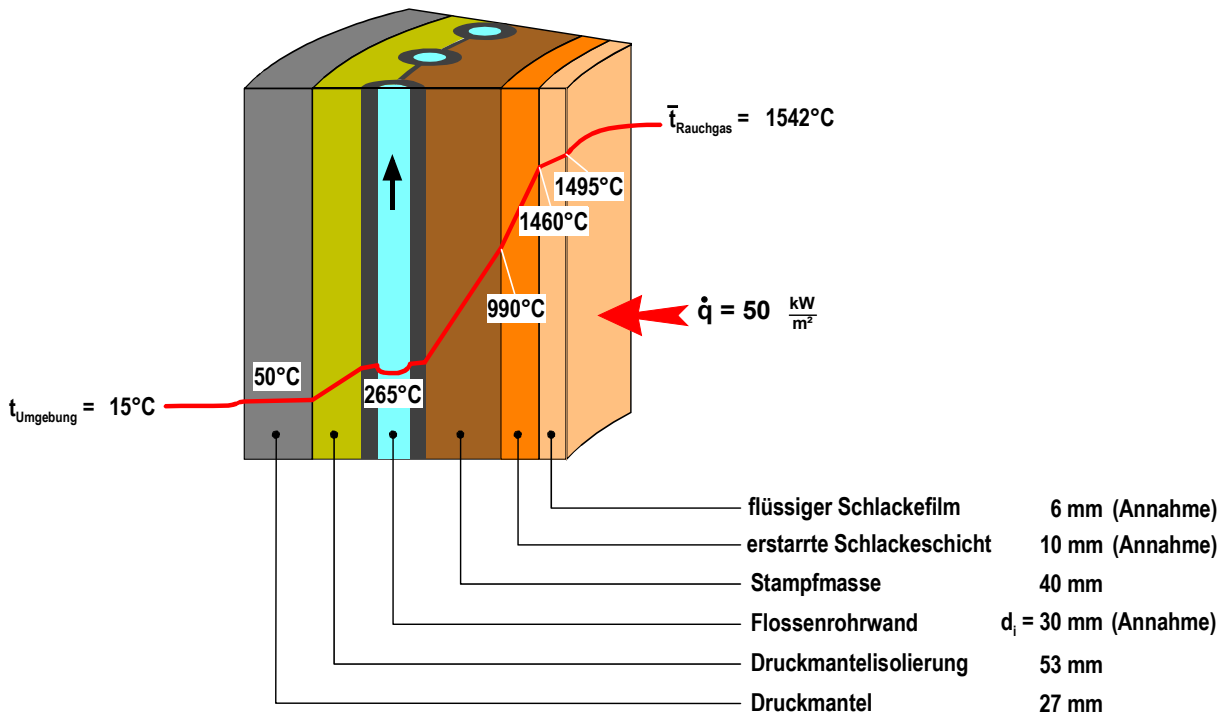


Abbildung 2.16: Exemplarische Darstellung des Temperaturverlaufs in der Wand einer druckkohlenstaubbefeuerten Brennkammer bei Kühlung durch Mitteldruck-Verdampfung in der Membranwand (Flossenrohrwand)

2.3.4 Hochtemperaturgasreinigung

Der Bilanzraum Hochtemperaturgasreinigung (HTGR) beinhaltet alle erforderlichen Anlagen, die aus dem Rauchgas der Druckkohlenstaubfeuerung (1) ein gasturbinenverträgliches Arbeitsmittel (2) erzeugen (Abbildung 2.17). Die dazu erforderlichen Abscheideverfahren und die einzuhaltenden Spezifikationen des Reingases werden in Abschnitt 1.2.1 (ab Seite 19) beschrieben. Der aktuelle Entwicklungsstatus der Abscheideverfahren für Flüssigasche und Alkalien ermöglicht derzeit keine detaillierte Bilanzierung dieser Komponenten für den großtechnischen Einsatz in einem Kraftwerk. Im Rahmen dieser Arbeit erfolgt eine Untersuchung der möglichen Bandbreite der Wirkungsgradeinflüsse, die von den Abscheidern hervorgerufen werden können. Dazu wird ein flexibles Berechnungsmodell implementiert, mit dem relevante Einflussparameter untersucht werden können. Die Berechnungsmodelle für die Flüssigascheabscheidung, aufgeteilt in einen Vorabscheider für Partikel größer $3 \mu\text{m}$ und eine Feinstpartikelabscheidung, sowie für die Alkaliabscheidung sehen Einstellgrößen zur variablen Berücksichtigung von Strömungsverlusten, Verlusten von thermischer Energie und einen elektrischen Eigenbedarf der jeweiligen Stufe vor.

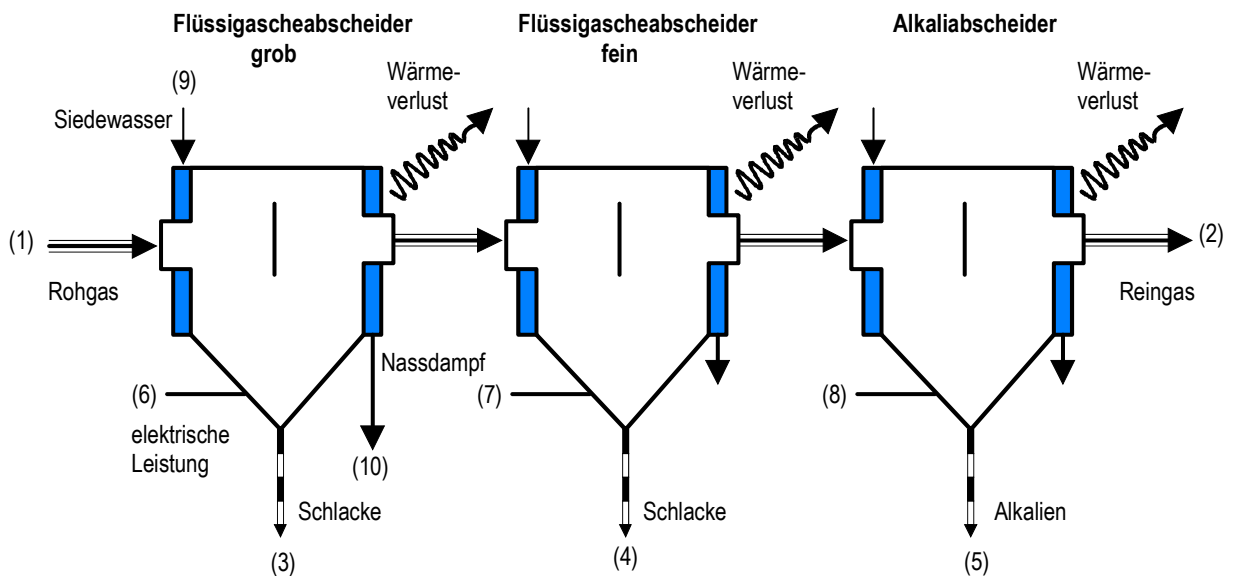


Abbildung 2.17: Ein- und austretende Energie- und Stoffströme des Bilanzraums zur Berechnung der Hochtemperaturgasreinigung

Strömungsverluste werden durch die Vorgabe eines auf den jeweiligen Eintrittsdruck in die Abscheidestufe bezogenen relativen Druckverlust berücksichtigt. Somit können Verluste die beispielsweise durch Strömungsumlenkungen oder -einschnürungen entstehen bilanziert werden.

Auf Grund der hohen Temperatur des zu reinigenden Rauchgases ist mit einem Verlust thermischer Energie über die Behälterwand an die Umgebung durch Konvektion und Strahlung zu rechnen. Wegen des hohen Temperaturniveaus ist ein Rückgewinn der thermischen Energie anzustreben. Daher werden zur Untersuchung des Einflusses von Wärmeverlusten zwei Kenngrößen je Abscheidestufe definiert. Der Wärmeverlust des Rauchgases wird durch einen relativen Wärmeverlust bezogen auf den eintretenden Rauchgasenthalpiestrom berücksichtigt. Bezogen auf den resultierenden Energieverluststrom wird ein Rückgewinnfaktor definiert, mit dem der durch eine in die Wand integrierte Kühlung zurückgewonnene Energiestrom ermittelt wird. Die Kühlung der Abscheider erfolgt analog zur Brennkammerkühlung (Abschnitt 2.3.3, S 73), so dass der zurückgewonnene Wärmestrom im Abhitzeprozess einen Beitrag zur Nettoleistung des Prozesses liefert. Der Rest des Wärmeverlustes geht an die Umgebungsluft verloren.

Ein gegebenenfalls erforderlicher energetischer Aufwand für den Abscheideprozess wird durch die Berücksichtigung eines spezifischen elektrischen Eigenbedarfs (6-8) in die Bilanz jeder Stufe eingeführt. Der Eigenbedarf ist dabei bezogen auf den Normvolumenstrom des zu reinigenden Rauchgases. Die in Abhängigkeit vom Rauchgasstrom ermittelte Eigenbedarfsleistung geht in den elektrischen Eigenbedarf des Kraftwerks ein und beeinflusst den Nettowirkungsgrad des Gesamtprozesses. Theoretisch ist ein verfahrensbedingt teilweiser Rückgewinn dieses Energiebedarfs z.B. durch die Erhöhung von Druck oder Temperatur des Gasstroms denkbar. Um dies sinnvoll zu berücksichtigen, ist jedoch die Kenntnis der Verfahrensweise des Abscheiders erforderlich. Die Vernachlässigung dieser Effekte hat eine leichte Überbewertung des Wirkungsgradeinflusses der Abscheider zur Folge.

2.3.5 Kompressor und Gasturbine

Das Berechnungsmodell der luftgekühlten Gasturbine und das Berechnungsmodell des Kompressors stehen in engem Zusammenhang (Abbildung 2.18). Dies ist im Wesentlichen auf die Luftkühlung der Gasturbine zurückzuführen. Die Kühlung der Gasturbine, genauer gesagt die Kühlung der Leit- und Laufradbeschaufelung, ist eine Maßnahme zur Steigerung des Gasturbinenwirkungsgrades, da damit Gasturbineneintrittstemperaturen (TET) ermöglicht werden, die oberhalb der zulässigen Materialtemperaturen der Schaufelwerkstoffe liegen. Der Einfluss der TET auf den Gasturbinenprozess und infolgedessen auf den Wirkungsgrad des Gesamtprozesses wird in Abschnitt 3.4.3, (ab S. 157) dargestellt.

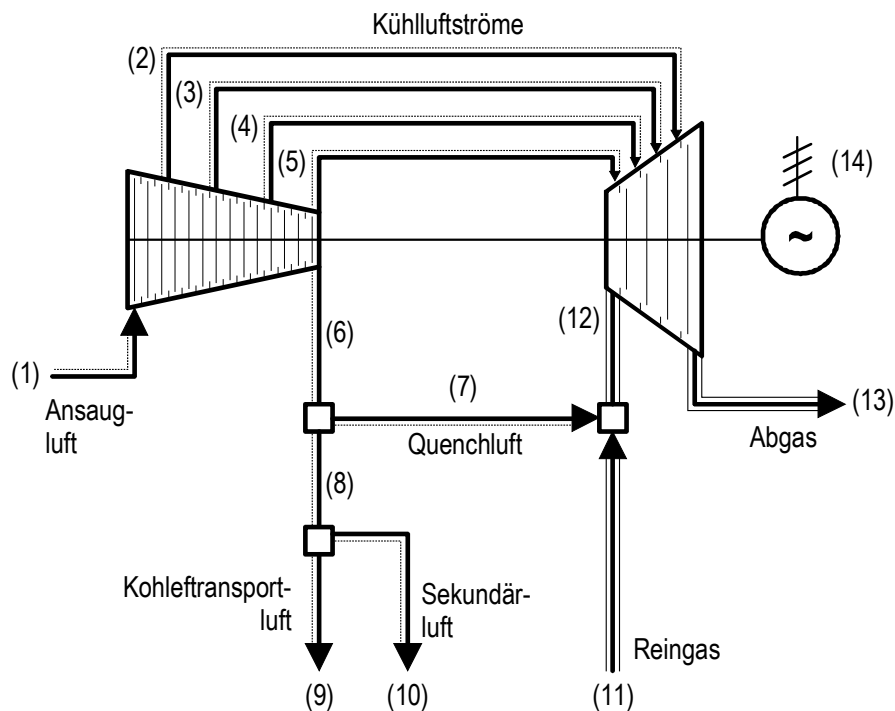


Abbildung 2.18: Ein- und austretende Energie- und Stoffströme der Bilanzräume Kompressor, Quench und Gasturbine

Zur Minimierung des Kompressionsaufwandes für die stufenweise zugeführte Kühlluft (2 - 5), wird der jeweils erforderliche Luftmassenstrom dem Kompressor auf geeignetem Druckniveau entnommen. Dabei werden die entstehenden Druckverluste in den Anzapfleitungen und den Kühlkanälen der Gasturbine näherungsweise berücksichtigt. Die Berechnung der erforderlichen Kühlluftmenge in Abhängigkeit von den zulässigen Schaufeltemperaturen der jeweiligen Stufe, sowie in Abhängigkeit von der Art der Kühlung (Konvektions- oder Filmkühlung) und in Abhängigkeit der lokalen Arbeitsmitteltemperatur erfolgt nach einem halbempirischen Modell von El-Masri [ELM-88]. Der Rechenweg wird in [KLO-99] und [SCHU-03] dargestellt.

Als Vorgabegröße für die thermodynamische Berechnung der Gasturbine gilt die ISO-Eintrittstemperatur von 1200 °C. Diese Temperaturdefinition wurde durch den Einsatz luftgekühlter Gasturbinen erforderlich, um Vergleiche verschiedener Gasturbinenprozesse korrekt durchführen zu können. In der ISO-2314 wird die ISO-Gasturbineneintrittstemperatur (ISO-TET) als Mischungstemperatur des Rauchgases (12) mit allen Kühlluftströmen (2 - 5) definiert. Die Zustände der Kühlluftströme werden durch das Verdichterdruckverhältnis des Kompressors und die Anzapfdrucke definiert. Die Einstellung

der geforderten ISO-TET erfolgt durch Konditionierung des Rauchgasstroms (11), dessen Temperatur durch den vorgeschalteten Quench (7) beeinflusst wird.

Der Eintrittsdruck in die Gasturbine ergibt sich aus dem Verdichterdruckverhältnis des Kompressors abzüglich der Druckverluste aller zwischengeschalteter Komponenten und Rohrleitungen. Der Austrittsdruck des Abgases der Gasturbine (13) entspricht dem Umgebungsdruck zuzüglich der Druckverluste der nachfolgenden Anlagenteile und Rohrleitungen. Der Einfluss der Druckverluste, die von Komponenten hervorgerufen werden, die der Gasturbine nachgeschaltet sind, wird in Abschnitt 3.4.5 (ab S. 170) dargestellt. Der Wirkungsgradeinfluss von Druckverlusten der Gasturbine vorgeschalteter Komponenten wird in Abschnitt 3.4.4 (ab S. 164) am Beispiel der Druckverluste der Hochtemperaturgasreinigung näher betrachtet.

Die vierstufige Expansion des Gasstroms in der Gasturbine von Eintritts- auf Austrittsdruck erfolgt mit einem isentropen Stufenwirkungsgrad von 92,28 %, mit dem gute Übereinstimmungen des Austrittszustandes und der Turbinenleistung mit modernen ausgeführten Anlagen erzielt werden.

Die Austrittstemperatur des Arbeitsmediums (13) ergibt sich aus der Bilanz der Gasturbine und stellt eine wichtige Eingangs- bzw. Auslegungsgröße für den Abhitzedampferzeuger dar.

Die bei der Expansion gewonnene Nutzarbeit teilt sich in einen Anteil zum Antrieb des auf der gleichen Welle installierten Kompressors und einen Teil, der im Generator in elektrische Nutzleistung (14) gewandelt wird. Die erforderliche Kompressorleistung wird aus dem Ansaugmassenstrom (610 kg/s) und dem vorzugebenden Verdichterdruckverhältnis unter Berücksichtigung des Kühlluftbedarfs der Gasturbine ermittelt. Der isentrope Stufenwirkungsgrad des Kompressors wird zu 85 % angenommen.

Der nicht für Kühlungszwecke benötigte Luftmassenstrom (6) wird auf die Bilanzräume Transportluftkühlung (9), Brennkammer (10) und Quench (7) aufgeteilt.

2.3.6 Abhitzedampferzeuger

Das Berechnungsmodell des Abhitzedampfprozesses basiert auf einer Vielzahl zusammenhängender Bilanzräume für Wärmetauscher zur Übertragung der Rauchgaswärme auf das Wasser und alle Komponenten des Wasser-/Dampfkreislaufs.

Um hohe Wirkungsgrade des Kombi-Prozesses zu erzielen, ist eine möglichst verlustarme Ausnutzung des Wärmeangebots der Gasturbine auf möglichst hohem Temperaturniveau erforderlich. Dies wird in der Praxis durch eine Wärmeübertragung mit möglichst geringen Temperaturdifferenzen in den Wärmetauschern, der Wahl von mehreren (bis zu drei) Druckstufen mit unterschiedlichen Siedetemperaturen und einer sogenannten gekämmten Heizflächenanordnung angestrebt [SEM-97]. Abhitzedampferzeuger für große Anlagen im Grundlastbetrieb werden heute üblicherweise als 3-Drucksysteme ausgeführt.

Die Heizflächenanordnung und -abfolge des hier bilanzierten Abhitzeprozesses mit drei Zwangsumlaufverdampfern und einer Zwischenüberhitzung wurde in Anlehnung an das Wasserdampf-Schema eines erdgasbefeuerten Kombi-Kraftwerks gewählt [SEM-97]. Änderungen ergeben sich durch die Integration zusätzlicher Wärmequellen aus dem druckkohlenstaubbefeuerten Kombi-Prozess (Brennkammerkühlung und Transportluftkühlung) sowie aus der höheren Austrittstemperatur des Rauchgases

aus dem Abhitzekegel zur Vermeidung der Unterschreitung des Säuretaupunktes des schwefelhaltigen Abgases.

Die Anordnung der Wärmetauscher zur Vorwärmung, Verdampfung und Überhitzung auf der Niederdruck-, Mitteldruck- und Hochdruck-Schiene sowie die Verschaltung aller anderen Komponenten des Wasser-/Dampfkreislaufes sind in Abbildung 2.19 dargestellt.

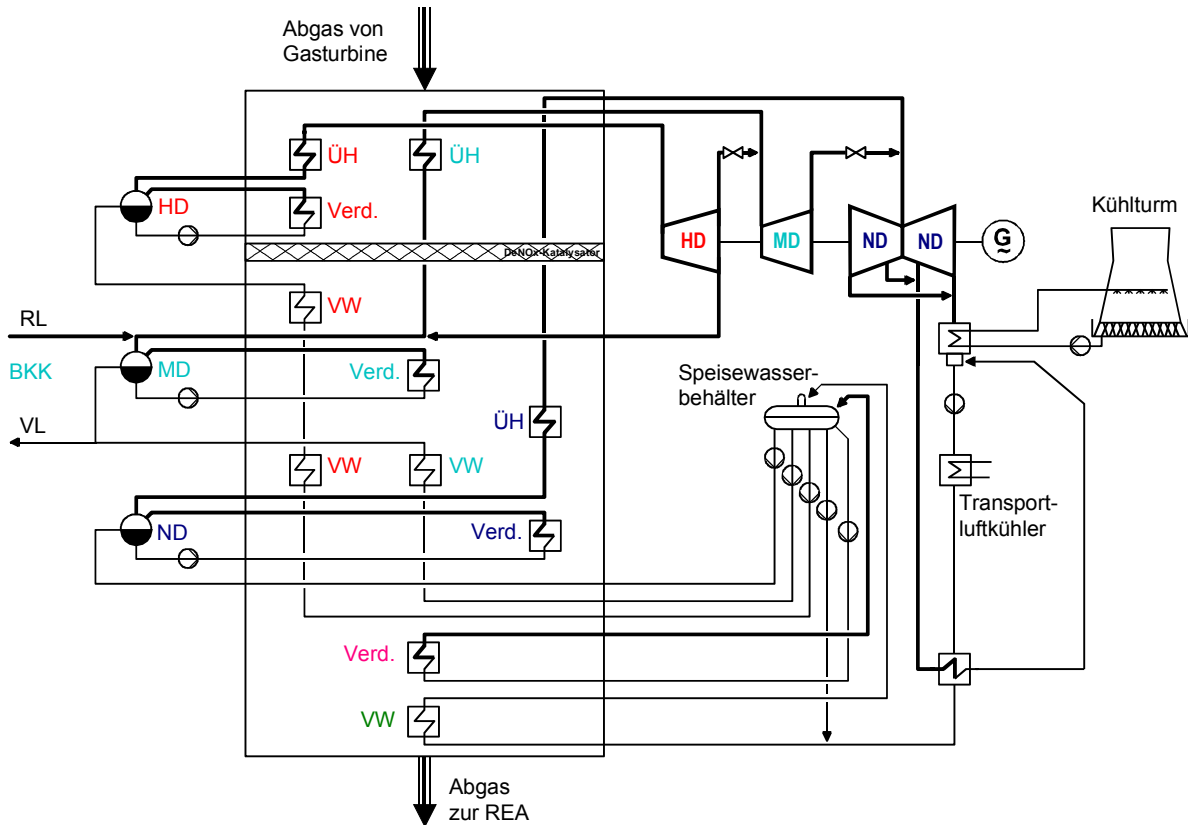


Abbildung 2.19: Abhitzedampfprozess des Kombi-Kraftwerks mit Druckkohlenstaubfeuerung und Hochtemperaturgasreinigung

Zur Berücksichtigung der dampfseitigen Druckverluste bei der Durchströmung der Wärmetauscher wird jeweils ein relativer Druckverlust von 5 % angesetzt. Der rauchgasseitige Gesamtdruckverlust wird mit 3,5 % angenommen und rechnerisch gleichmäßig auf die einzelnen Wärmetauscher verteilt.

Da die Wirksamkeit der Primärmaßnahmen zur Entstickung des Abgases aus einer großtechnischen Druckkohlenstaubfeuerung mit Braunkohle noch nicht abschließend geklärt ist (siehe Abschnitt 1.2.1, S. 14), wird innerhalb des Abhitzekegels ein DeNO_x-Katalysator als Sekundärmaßnahme zur Einhaltung des Emissionsgrenzwertes für Stickoxide berücksichtigt. Für jede der drei Katalysatorebenen wird ein relativer Druckverlust von 0,6 % angenommen.

Die Restwärme des Abgases wird als Energiezufuhr für den als Entgaser betriebenen Speiswasserbehälter verwendet. Die rauchgasseitige letzte Rauchgaswärmenutzung dient zur Vorwärmung des Kondensats bis auf 5 K unterhalb der Siedetemperatur beim Druck des Speiswasserbehälters (550 kPa). Das Rauchgas verlässt den Abhitzekegel mit einer Temperatur von 140 °C, die etwa 15 K über der Säuretaupunkttemperatur des Rauchgases liegt. Die drei Speiswasserpumpen sorgen für die erforderliche Druckerhöhung, so dass unter Berücksichtigung der dampfseitigen Druckverluste die

Frischdampfdrücke der drei Druckschienen erreicht werden (12 MPa, 5 MPa, 0,55 MPa). Vor Eintritt in die Verdampfer wird das Speisewasser bis auf 10 K unterhalb der Siedetemperatur vorgewärmt (Approachpoint der Vorwärmer 10 K). Die Siedetemperatur beim Eintrittsdruck in die Verdampfer liegt jeweils um 15 K unterhalb der Rauchgastemperatur an dieser Stelle (Grädigkeit der Verdampfer 15 K). Am Eintritt in den HD-Überhitzer liegt Sattdampfzustand vor. Die Überhitzung erfolgt bis auf eine Temperatur, die 18 K unter der Eintrittstemperatur des Rauchgases in den Abhitzekessel liegt (Grädigkeit der Überhitzer 18 K).

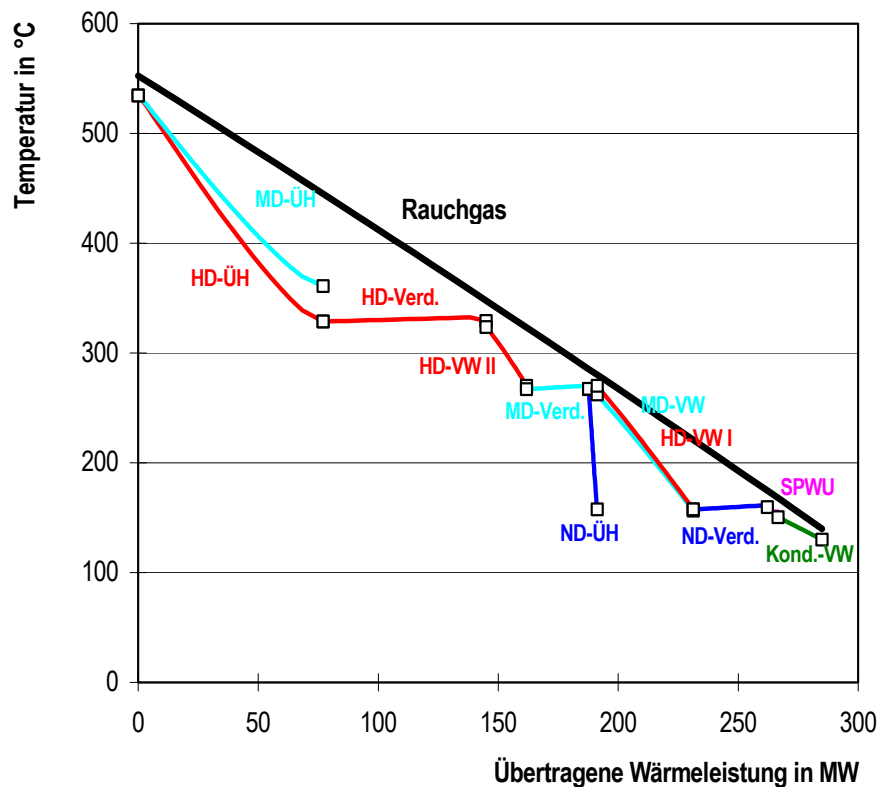


Abbildung 2.20: (t, \dot{Q}) -Diagramm des 3-Druck-Abhitzeprozesses

Auf der Grundlage der oben aufgeführten Annahmen und der vereinbarten Heizflächenanordnung können die wasser- und dampfseitigen Zustände vor und nach allen Wärmetauschern ermittelt werden. Durch ein iteratives Berechnungsverfahren werden die Massenströme des Hochdruck-, Mitteldruck und Niederdruck-Verdampfers, sowie des Kondensatvorwärmers derart ermittelt, dass die gesamte zur Verfügung stehende Rauchgaswärme, bis herunter auf das vereinbarte Temperaturniveau, ausgenutzt wird.

Die Entspannung in den Dampfturbinen erfolgt mit einem isentropen Stufenwirkungsgrad von 86 %. Der Abdampf der HD-Turbine wird mit dem vom HD-Verdampfer kommenden Sattdampf gemischt und zwischenüberhitzt. Der Abdampf der MD-Turbine wird direkt zu den ND-Teilturbine weitergeleitet und mit dem überhitzten ND-Frischdampfstrom zusammen geführt.

Die Berechnung der Bilanzräume Kondensator und Naturzug-Nasskühlturm erfolgt analog der Berechnung für das konventionelle Dampfkraftwerk, die in Abschnitt 2.1.5 (ab S. 58) dargestellt wird.

Bevor das Kondensat in den Abhitzekessel eintritt wird es in drei Stufen bis auf 130 °C vorgewärmt, damit es am kalten Ende des Kessels nicht zu lokalen Unterschreitungen des Säuretaupunktes des

Abgases kommen kann. In der ersten Stufe der Kondensatvorwärmung erfolgt die Kühlung der Kohlentransportluft. Die dabei erzielte Temperaturerhöhung des Kondensats ist nicht vom Abhitzeprozess beeinflussbar, sondern nur von der erforderlichen Kühlleistung abhängig. Die zweite Stufe der Kondensat-Vorwärmung wird mit Anzapfdampf der ND-Turbine beheizt. Die Kondensattemperatur von 130 °C und die erforderliche Kondensatmenge wird letztendlich durch Rückführung von Speisewasser aus dem Speisewasserbehälter erzielt (Mischvorwärmung). Die Auslegung der drei Vorwärmstufen wird so aufeinander abgestimmt, dass bei den festgelegten wasserseitigen Ein- und Austrittszuständen des rauchgasbeheizten Kondensatvorwärmers die gewünschte Rauchgasaustrittstemperatur von 140 °C erreicht wird.

2.3.7 Rauchgasentschwefelung

Der Schwefelgehalt der Kohle macht den Einsatz einer Rauchgasentschwefelungsanlage (REA) erforderlich. In dem hier betrachteten Kombi-Kraftwerkskonzept wird eine konventionelle Kalksteinwäsche nach dem Austritt des Abgases aus dem Abhitzekegel berücksichtigt. Die Berechnung erfolgt analog zur Vorgehensweise beim konventionellen Dampfkraftwerk (Abschnitt 2.1.6, S. 60). Dem Waschturm ist im Kombi-Kraftwerk ein regenerativer Gasvorwärmer (ReGaVo) vorgeschaltet, in dem das Gas zuerst von der Austrittstemperatur aus dem Abhitzekegel (140 °C) auf die Eintrittstemperatur des Waschturms (90 °C) abgekühlt und danach von der Austrittstemperatur der REA (50 °C) auf die Eintrittstemperatur des Kamins (100 °C) wieder aufgeheizt wird. Der geschätzte relative Druckverlust des regenerativen Gasvorwärmers von 0,5 % wird zu gleichen Teilen auf die Roh- und Reingasseite aufgeteilt.

2.4 Berechnung von Zustandsgrößen

Für die Berechnung aller Stoff- und Wärmetransportvorgänge, die in den oben beschriebenen Bilanzräumen ablaufen, ist die Kenntnis der thermodynamischen Eigenschaften in Abhängigkeit von Druck und Temperatur der beteiligten Stoffe erforderlich. In den durchgeführten Auslegungsrechnungen der verschiedenen Kraftwerksprozesse werden drei Stoffgruppen getrennt voneinander betrachtet. Dies sind Wasser bzw. Wasserdampf in reiner Phase, Gase bzw. Gasgemische und Kohle bzw. Schlacke. Gase und Gasgemische werden als ideale Gase betrachtet, die aus den elf Komponenten Sauerstoff, Wasserdampf, Kohlendioxid, Stickstoff, Argon, Schwefeldioxid, Wasserstoff, Kohlenmonoxid, Methan, Schwefelwasserstoff und Kohlendioxidsulfid bestehen können. In der Zusammensetzung der Kohle werden die üblichen Daten einer Elementaranalyse berücksichtigt: Kohlenstoff, Wasserstoff, Sauerstoff, Stickstoff, Schwefel, Asche und Wasser.

Die Verbindung *Wasser* nimmt bei dieser Betrachtungsweise eine Sonderstellung ein, weil sie in allen drei betrachteten Stoffgruppen auftreten kann. Im Verlaufe der untersuchten fortschrittlichen Kohlentrocknungsverfahren, geht das Wasser aus der Kohle durch Verdampfung in den Stoffstrom Gas über und daraufhin teilweise durch Kondensation in die reine flüssige Phase. Um diese Teilprozessschritte energetisch richtig bilanzieren zu können, müssen die Zustandsgrößen von Wasser bzw. Wasserdampf in allen drei Stoffgruppen übereinstimmen, z.B. muss in der Enthalpie des Wasserdampfes im Gasstrom auch die Verdampfungsenthalpie des Wassers enthalten sein. Dies hat zur Folge, dass für die Bewertung des Energiegehalts der Kohle, z.B. in der Verbrennungsrechnung, der Brennwert verwendet werden muss (siehe Abschnitt 1.5.1, ab S. 41). Darüber hinaus müssen die Enthalpien aller

verwendeten Stoffe aufeinander abgestimmt werden, was hier durch die Wahl der einheitlichen Bezugstemperatur von 0 °C erreicht wird.

In den folgenden Abschnitten wird dargestellt, auf welcher Grundlage die Berechnungen der Zustandsgrößen und Eigenschaften der drei Stoffgruppen durchgeführt werden.

2.4.1 Zustandsgrößen von Wasser und Wasserdampf

Im September 1997 hat die *International Association for the Properties of Water and Steam*³¹ eine neue Industrieformulation für die Berechnung der thermodynamischen Eigenschaften von Wasser und Wasserdampf verabschiedet [WAG-98]. Seit Januar 1999 sind diese, als IAPWS-IF97, nicht nur für alle industriellen Anwendungen freigegeben, sondern darüber hinaus verbindlich als Grundlage für Vertragsvereinbarungen (z.B. auch für Berechnungen im Rahmen von Garantiefragen bei Kraftwerksprozessen) erklärt worden [RUK-99]. Der neue Formelsatz löst somit die ursprünglichen Formulierungen von 1967 (IFC-67) ab. Die IAPWS-IF97 wurde insbesondere bezüglich Genauigkeit, Berechnungsgeschwindigkeit und Übereinstimmung von Lösungen an den Bereichsgrenzen gegenüber der älteren Industrieformulation optimiert. Dies wurde im Wesentlichen durch Verwendung geeigneter, moderner mathematischer Funktionsformen und durch die Entwicklung von Rückwärtsgleichungen erreicht, wodurch der Bedarf an numerischen Iterationsverfahren reduziert wurde [WAG-98]. Über erste Erfahrungen mit der Anwendung der neuen Berechnungsformeln und über den Einfluss auf die Berechnungen von Kraftwerksprozessen im Vergleich zur Anwendung der IFC-67 berichtet Rukes [RUK-99].

In dieser Arbeit wird die moderne Formulation (IAPWS-IF97) für die Ermittlung der thermodynamischen Eigenschaften von Wasser- und Wasserdampfmassenströmen verwendet. Der Gültigkeitsbereich der Stoffwertgleichungen beträgt:

$$\begin{aligned} 0\text{ °C} \leq t \leq 800\text{ °C} & \text{ bei } p \leq 100\text{ MPa} \\ 800\text{ °C} \leq t \leq 2000\text{ °C} & \text{ bei } p \leq 10\text{ MPa} \end{aligned}$$

2.4.2 Zustandsgrößen von Gasen und Gasgemischen

Bei der Berechnung der Zustandsgrößen von Gasen und Gasgemischen für technische Anwendungen ist laut Brandt die Annahme der thermodynamischen Ansätze für das ideale Gas in vielen Fällen zulässig [BRA-85]. Unter dieser Bedingung werden die spezifische Wärmekapazität und die Enthalpie (sowie Transportgrößen) der Gase als druckunabhängig betrachtet. Dies ermöglicht die Anwendung des idealen Gasgesetzes. Die Temperaturabhängigkeit der kalorischen Zustandsgrößen des idealen Gases ergeben sich über thermodynamische Beziehungen, wenn die Temperaturabhängigkeit einer Größe z.B. in Form einer empirischer Gleichung vorliegt. Brandt gibt für die Temperaturabhängigkeit der spezifischen Wärmekapazität bei konstantem Druck Polynomfunktionen für technisch wichtige Gase an. Diese Polynome gehen auf Gleichungen aus einem Bericht der NASA von 1963 zurück [MCB-63]. Für jede Gaskomponente werden 16 Koeffizienten für zwei Polynomfunktionen vierten Grades für den Temperaturbereich von 300 bis 1000 K und von 1000 bis 5000 K angegeben, wobei in den ermittelten Werten der Wärmekapazität keine Dissoziation berücksichtigt wird [BRA-85]. Da in

³¹ IAPWS: International Association for the Properties of Water and Stream

den Berechnungen für diese Arbeit nur Gastemperaturen von deutlich unter 2000 K auftreten, wird auf die nachträgliche Berücksichtigung der komplexen Dissoziationsvorgänge verzichtet.

Die Zustandsgrößen für Gasgemische ergeben sich als lineare Funktionen der Einzelgas-Bestandteile, soweit die Gase als ideale Gase betrachtet werden können.

2.4.3 Zustandsgrößen und Eigenschaften von Kohle und Schlacke

Für die Ermittlung der thermischen Eigenschaften von Braunkohle können nur einfache Beziehungen herangezogen werden, da wenig detaillierte Informationen vorliegen und weil der Brennstoff auf Grund seiner Inhomogenität keine genau definierbaren, konstanten Eigenschaften aufweist. Für die Berechnung der Wärmekapazität wird auf Durchschnittswerte für die temperaturunabhängige spezifische Wärmekapazität der wasser- und aschefreien Substanz ($0,9 \text{ kJ/kgK}$) und der Asche³² ($0,8 \text{ kJ/kgK}$) zurückgegriffen [ZEL-86]. Unter Berücksichtigung der Zusammensetzung der Braunkohle lässt sich damit die Wärmekapazität und die spezifische Enthalpie abschätzen. Für die Ermittlung der Entropie der wasser- und aschefreien Brennstoffsubstanz der Kohle wird eine empirische Beziehung (siehe Gleichung 2.6, S. 87) nach Eisermann et. al. verwendet [EIS-80]. Die Entropie der mineralischen Brennstoffsubstanz wird zu null gesetzt.

Für die Berechnung der Wärmeübertragung in der Druckkohlenstaub-Brennkammer werden einige Stoffeigenschaften der flüssigen und festen Schlacke benötigt. Für die Berechnung des Strahlungswärmeübergangs ist die Kenntnis des Gesamtemissionsgrades von Schlacke erforderlich. Dieser wird in Abhängigkeit von der Temperatur (im Bereich von 800 bis 1800 °C), basierend auf empirisch ermittelten Daten von Doležal, durch eine Näherungsfunktion bestimmt [DOL-61]. Die Temperaturabhängigkeit der spezifischen Wärmekapazität von Schlacke wird (in Form eines Näherungspolynoms fünften Grades) der gleichen Quelle entnommen. Für die Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit von Braunkohlenasche werden zwei getrennte Funktionen für feste und flüssige Steinkohlenaschen verwendet, die laut Grunke auf Erfahrungswerten der Firma Babcock basieren [GRU-94].

2.4.4 Exergie und exergetisches Umgebungsmodell

Für den thermodynamisch korrekten Vergleich der untersuchten Energiewandlungsprozesse wird in dieser Arbeit der exergetische Wirkungsgrad herangezogen (siehe Abschnitt 1.5.1), so dass unterschiedliche Qualitäten der Brennstoffe die Vergleiche der Qualität der Kraftwerkprozesse nicht beeinflussen. Da die elektrischen Leistungen in Gleichung 1.7 (S. 45) reine Exergie darstellen, besteht die Aufgabe in der Bestimmung der Exergie des zugeführten Wärmestroms \dot{E}_Q , bzw. in der Berechnung der spezifischen Exergie des Brennstoffs e_{Br} .

³² nichtbrennbare, mineralische Brennstoffsubstanz

$$\dot{E}_Q = \dot{m}_{Br} \cdot e_{Br} \quad (2.2)$$

mit	\dot{E}_Q	Exergie des zugeführten Brennstoffstroms	in kW
	\dot{m}_{Br}	Brennstoffmassenstrom	in kg/s
	e_{Br}	spezifische Exergie des Brennstoffs	in kJ/kg

Liegt ein Brennstoff bei $T = T_u$ und $p = p_u$ vor, so befindet er sich zwar im thermischen und mechanischen Gleichgewicht mit der Umgebung, jedoch nicht im chemischen Gleichgewicht. Bei der Reaktion mit dem Sauerstoff der Umgebungsluft lässt sich seine chemische Bindungsenergie durch geeignete Reaktionsführung auch in Arbeit, also in Exergie, umwandeln. Zur Bestimmung der chemischen Energie des Brennstoffs (Brennwert H_o) geht man von folgender reversiblen Reaktion aus: die Reaktionspartner - Brennstoff und Sauerstoff - werden dem Reaktionsraum getrennt, beim Druck p_u der Umgebung mit der Temperatur T_u der Umgebung, zugeführt. Die Reaktionsprodukte (Abgase) verlassen den Reaktionsraum unvermischt, und zwar wird jeder Stoff bei Umgebungstemperatur T_u und unter dem vollen Umgebungsdruck p_u abgeführt [BAE-92].

Die gesuchte Brennstoffexergie e_{Br} ergibt sich aus dem Brennwert H_o des Brennstoffs, der Reaktionsentropie seiner Oxidationsreaktion $\Delta^R s$ und aus den spezifischen Exergien der Oxidationsprodukte e_i und des Sauerstoffs e_{O_2} .

$$e_{Br}(T_u, p_u) = H_o(T_u) + T_u \cdot \Delta^R s(T_u, p_u) + \sum_i \nu_i \cdot e_i(T_u, p_u) - O_{\min} \cdot e_{O_2}(T_u, p_u) \quad (2.3)$$

mit	$e_{Br}(T_u, p_u)$	Exergie des Brennstoffs	in kJ/kg
	$H_o(T_u)$	Brennwert des Brennstoffs	in kJ/kg
	T_u	Umgebungstemperatur	in K
	$\Delta^R s(T_u, p_u)$	Reaktionsentropie der Oxidationsreaktion des Brennstoffs	in $kJ/kg K$
	ν_i	Molmassenanteil des Reaktionsproduktes i	in -
	$e_i(T_u, p_u)$	spezifische Exergie des Reaktionsproduktes i	in kJ/kg
	O_{\min}	stöchiometrischer Mindestsauerstoffbedarf des Brennstoffs	in -
	$e_{O_2}(T_u, p_u)$	spezifische Exergie von Sauerstoff	in kJ/kg

Die spezifischen Exergien des Sauerstoffs und der Produkte (CO_2, H_2O, SO_2) sind für den vollen Umgebungsdruck zu bilden, d.h. im entmischten Zustand. Diese Exergien hängen von der chemischen Zusammensetzung der Umgebung, bzw. von ihrem jeweiligen Partialdruck in der Umgebung ab.

Um die Gleichung 2.3 für die Exergie des Brennstoffes auswerten zu können, ist also zunächst die Vereinbarung einer Gleichgewichtsumgebung erforderlich. Definitionsgemäß sind alle Stoffe bzw. Stoffströme, die mit dieser Umgebung im mechanischen, thermischen sowie chemischen Gleichgewicht stehen und die gleiche Zusammensetzung aufweisen exergielos. Die Gleichgewichtsumgebung stellt für alle exergetischen Bewertungen den Vergleichszustand dar, in den alle zu bewertenden Zustände rechnerisch überführt werden müssen, um die jeweilige Exergie zu ermitteln. Bei der Wahl dieser Umgebung gibt es eine gewisse Willkür in der Wahl der berücksichtigten Umgebungskomponenten, was sich in einer Vielzahl verschiedener Modelle verschiedener Autoren niederschlägt, die mit

sehr unterschiedlichem Rechenaufwand zu vergleichbaren Ergebnissen kommen. Im Rahmen dieser Arbeit wird auf ein überschaubares Umgebungsmodell von Baehr [BAE-79], [BAE-87], [BAE-92] zurückgegriffen, welches an die besonderen Anforderungen der hier gestellten Aufgabe angepasst wurde.

Abweichend von der Vorgehensweise von Baehr wird der Gleichgewichtszustand auf $T_u = 273,16 \text{ K}$ ($= 0,01 \text{ }^\circ\text{C}$, entsprechend dem Tripelpunkt von Wasser) und $p_u = 100 \text{ kPa}$ gelegt. Die von Baehr verwendete Bezugstemperatur entsprechend der Standardtemperatur von $T_u = 298,15 \text{ K}$ ($= 25 \text{ }^\circ\text{C}$) liegt zwar näher an den klimatischen Umgebungsbedingungen in unseren Breitengraden, führt jedoch zu Problemen, wenn die untere Prozesstemperatur eines exergetisch zu bewertenden Prozesses unterhalb dieser Umgebungstemperatur liegt, die obere Prozesstemperatur jedoch darüber. Da hier jedoch ausdrücklich angestrebt wird Kraftwerksprozesse in unterschiedlichen Umgebungen (z.B. Meerwasserkühlung gegenüber Naturzug-Nasskühlturm) thermodynamisch korrekt zu vergleichen, wird eine Temperatur als Bezugszustand für das Umgebungsmodell gewählt, die in jedem Fall unterhalb der Temperaturen liegt, bei denen exergetisch zu bewertende Wärmeströme innerhalb der Kraftwerksprozesse ausgetauscht werden. Als niedrigste, sinnvolle Gleichgewichtstemperatur für die Betrachtung von Prozessen mit flüssigem Wasser bietet sich die Tripelpunkttemperatur dieser Verbindung an.

Eine nachvollziehbare Darstellung der Berechnung der spezifischen Exergien aller berücksichtigten Elemente und Verbindungen, die in dem hier verwendeten auf eine Umgebungstemperatur von $0,01 \text{ }^\circ\text{C}$ angepassten Umgebungsmodell Gültigkeit haben, befindet sich im Anhang (siehe Abschnitt 6.2, ab S. 198).

Ergebnisse der Berechnungen für die molare und spezifische Exergie aller berücksichtigten zusätzlichen Gaskomponenten, die nicht in der Umgebungsluft vorhanden sind, enthält Tabelle 2.1.

Tabelle 2.1: *Molare und spezifische Exergien von Gasen, die nicht in der Umgebungsluft enthalten sind, bei Standardbedingungen $T_u = 298,15 \text{ K}$ und $p_u = 100 \text{ kPa}$ sowie im Vergleich bei $T_u = 273,16 \text{ K}$ und $p_u = 100 \text{ kPa}$*

Komponente i	$E_i(T_u, p_u)$ kJ/mol		$e_i(T_u, p_u)$ kJ/kg	
	298,15 K	273,16 K	298,15 K	273,16 K
SO_2	306,420	311,106	4783,4	4856,6
H_2	235,140	238,435	116648,6	118283,0
CO	275,247	275,866	9826,6	9848,7
CH_4	830,033	833,144	51738,0	51931,9
H_2S	804,156	813,424	23598,9	23870,9
COS	845,756	854,836	14078,1	14229,2

Somit sind die molaren Exergien der Oxidationsprodukte und des Sauerstoffs der reversiblen Reaktion des Brennstoffs nach Gleichung 2.3 bekannt. Des Weiteren ist für die Bestimmung der Exergie des Brennstoffs nach Gleichung 2.3 die Ermittlung der Reaktionsentropie der Oxidationsreaktion des chemisch uneinheitlichen Brennstoffs $\Delta^R s$ erforderlich.

Bei bekannter Elementaranalyse des Brennstoffs, ergibt sich die Reaktionsentropie $\Delta^R s$ aus folgender Beziehung [BAE-79]:

$$\Delta^R s = \frac{M_{CO_2}}{M_C} \cdot \gamma_C \cdot s_{CO_2} + \left(\frac{M_{H_2O}}{M_{H_2}} \cdot \gamma_{H_2} + \gamma_w \right) \cdot s_{H_2O} + \frac{M_{SO_2}}{M_S} \cdot \gamma_S \cdot s_{SO_2} + \gamma_{N_2} \cdot s_{N_2} + \gamma_a \cdot s_a - O_{\min} \cdot s_{O_2} - s_B \quad (2.4)$$

mit $\Delta^R s$	Reaktionsentropie des Brennstoffs	in $kJ/kg K$
M_i	Molmasse der Verbindung i	in g/mol
$\gamma_C, \gamma_{H_2}, \gamma_S, \gamma_{N_2}, \gamma_w, \gamma_a$	Massenanteile der Brennstoffkomponenten	in -
s_i	absolute Entropie der Verbindung i	in $kJ/kg K$
O_{\min}	Mindestsauerstoffbedarf des Brennstoffs	in -
s_B	absolute Entropie des Brennstoffs	in $kJ/kg K$

Die in dieser Gleichung auftretenden Entropien der Reaktionsteilnehmer s_i sind spezifische absolute Entropien im gewählten Umgebungszustand $T_u = 273,16 K$ und $p_u = 100 kPa$ die aus Tabelle 6.3 zu ermitteln sind.

Der Mindestsauerstoffbedarf des Brennstoffs kann aus seiner Elementaranalyse direkt errechnet werden:

$$O_{\min} = \frac{M_{O_2}}{M_C} \cdot \gamma_C + 0,5 \cdot \frac{M_{O_2}}{M_{H_2}} \cdot \gamma_{H_2} + \frac{M_{O_2}}{M_S} \cdot \gamma_S - \gamma_{O_2} \quad (2.5)$$

mit O_{\min}	Mindestsauerstoffbedarf des Brennstoffs	in -
M_i	Molmasse der Verbindung i	in g/mol
$\gamma_C, \gamma_{H_2}, \gamma_S, \gamma_{O_2}$	Massenanteile der Brennstoffkomponenten	in -

Die absolute Entropie des Brennstoffs s_B stellt die einzige unbekannte Größe in Gleichung 2.4 dar. Baehr gibt als Mittelwert für die absolute Entropie der wasser- und aschefreien (waf) Brennstoffsubstanz $s_{waf} = (1,7 \pm 1,0) kJ/kg K$ an [BAE-79]. Hier wird für die absolute Entropie des Brennstoffs eine empirische Beziehung verwendet, die auch Tsatsaronis in [BEJ-96] für Exergieanalysen empfiehlt und die auf Eisermann et. al. zurückgeht [EIS-80].

$$s_{waf} = \gamma'_C \cdot \left(37,1653 - 31,4767 \cdot e^{\left(-0,56482 \cdot \frac{\gamma'_{H_2}}{\gamma'_C + \gamma'_N} \right)} \right) + \gamma'_C \cdot \left(20,1145 \cdot \frac{\gamma'_{O_2}}{\gamma'_C + \gamma'_N} + 54,3111 \cdot \frac{\gamma'_N}{\gamma'_C + \gamma'_N} + 44,6712 \cdot \frac{\gamma'_S}{\gamma'_C + \gamma'_N} \right) \quad (2.6)$$

mit s_{waf}	absolute Entropie der wasser-/aschefreien Brennstoffsubstanz	in $kJ/kg K$
$\gamma'_C, \gamma'_{O_2}, \gamma'_N, \gamma'_S$	Molanteile der wasser-/aschefreien Brennstoffsubstanz	in mol/kg

Für die Anwendung der Gleichung 2.6 müssen die durch die Elementaranalyse vorgegebenen Massenanteile der Brennstoffkomponenten nicht nur auf den wasser- und aschefreien Zustand, sondern zusätzlich unter Verwendung der Molmassen der Elemente C , O , N und S in Molanteile bezogen auf

Brennstoffmasse umgerechnet werden. Aus dem empirisch ermittelten Zusammenhang ergibt sich die absolute Entropie in der massenbezogenen Einheit $[kJ/kg K]$. Unter Verwendung der Beziehung nach Gleichung 6.14 wird der für $T_u = 298,15 K$ und $p_u = 100 kPa$ errechnete Wert von s_{waf} auf die Umgebungstemperatur $T_u = 273,16 K$ bezogen. Die absolute Entropie des Brennstoffs insgesamt ergibt sich unter massengewichteter Berücksichtigung der absoluten Entropie der anderen Brennstoffkomponenten:

$$s_B = s_{waf} \cdot (1 - \gamma_w - \gamma_a) + s_{H_2O} \cdot \gamma_w + s_a \cdot \gamma_a \quad (2.7)$$

mit	s_B	absolute Entropie des Brennstoffs bei $T_u = 273,16 K$	in $kJ/kg K$
	s_{waf}	absolute Entropie der waf Brennstoffsubstanz bei $T_u = 273,16 K$	in $kJ/kg K$
	γ_w	Massenanteile des Wassers im Brennstoff	in -
	γ_a	Massenanteile der Asche im Brennstoff	in -
	s_{H_2O}	absolute Entropie von Wasser bei $T_u = 273,16 K$	in $kJ/kg K$
	s_a	absolute Entropie von Brennstoffasche ($s_a = 0 kJ/kg K$)	in $kJ/kg K$

Die absolute Entropie der Brennstoffasche in den Gleichungen 2.4 und 2.7 wird zu null gesetzt [BEJ-96].

Unter Verwendung dieser Beziehungen wurden die resultierenden absoluten Entropien für eine Auswahl an Stein- und Braunkohlen ermittelt (siehe Tabelle 2.2). Es ist eine Abhängigkeit von der Brennstoffzusammensetzung zu erkennen. Alle Werte liegen jedoch innerhalb des von Baehr angegebenen Intervalls. s_{Br} .

Tabelle 2.2: Absolute Entropie der wasser- und aschefreien Brennstoffsubstanz s_{waf} ausgewählter Stein- und Braunkohlen bei $T_u = 298,15 K$ und $p_u = 100 kPa$ und im Vergleich bei $T_u = 273,16 K$ sowie die absolute Entropie des Brennstoffs insgesamt s_{Br} bei $T_u = 273,16 K$

	Steinkohle			Braunkohle				
	Ensdorf	Spitzb.	E 911	Hambach	Garzweiler	Greek N.	Greek S.	
γ_C	kg/kg	0,773	0,773	0,762	0,294	0,303	0,140	0,183
γ_{H_2}	kg/kg	0,049	0,051	0,036	0,021	0,022	0,014	0,015
γ_{O_2}	kg/kg	0,071	0,054	0,027	0,113	0,110	0,072	0,080
γ_{N_2}	kg/kg	0,019	0,016	0,013	0,004	0,003	0,005	0,046
γ_S	kg/kg	0,008	0,010	0,012	0,002	0,002	0,014	0,004
γ_a	kg/kg	0,062	0,081	0,080	0,040	0,020	0,150	0,172
γ_w	kg/kg	0,019	0,014	0,070	0,527	0,540	0,605	0,502
$s_{waf}^{298,15}$	kJ/kg K	1,333	1,355	1,179	1,349	1,367	1,504	1,503
$s_{waf}^{273,16}$	kJ/kg K	1,241	1,263	1,087	1,270	1,288	1,426	1,424
s_{Br}	kJ/kg K	1,208	1,193	1,170	2,401	2,464	2,476	2,229

Damit ist auch die gesuchte Reaktionsentropie des chemisch uneinheitlichen Brennstoffs $\Delta^R s$ nach Gleichung 2.4 bestimmbar. Diese wiederum wird für die Berechnung der Exergie des Brennstoffs e_{Br}

nach Gleichung 2.3 benötigt. Für die Auswertung von Gleichung 2.3 ist noch der Brennwert des Brennstoffs H_o bei der gewählten Bezugstemperatur zu ermitteln.

Der Brennwert H_o fossiler Brennstoffe wird üblicherweise durch eine kalorimetrische Messung bestimmt, bei der die Reaktionsteilnehmer und die Reaktionsprodukte bei Standard-Umgebungsbedingungen $T_u = 298,15 \text{ K}$ und $p_u = 100 \text{ kPa}$ dem Reaktionsraum zu- bzw. abgeführt werden. Für die Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit wird ein Zusammenhang von Baehr [BAE-92] verwendet, der auf Doležal [DOL-85] zurückgeht:

$$H_o(T) = H_o(T_u) + O_{\min} \cdot (h_{O_2}(T) - h_{O_2}(T_u)) - (1 - \gamma_a + O_{\min}) \cdot (h_{RG}(T) - h_{RG}(T_u)) - \gamma_a \cdot \bar{c}_a \cdot (T - T_u) \quad (2.8)$$

mit $H_o(T), H_o(T_u)$	Brennwert bei T bzw. T_u	in kJ/kg
O_{\min}	Mindestsauerstoffbedarf des Brennstoffs	in -
$h_{O_2}(T), h_{O_2}(T_u)$	spezifische Enthalpie von Sauerstoff bei T bzw. T_u	in kJ/kg
$h_{RG}(T), h_{RG}(T_u)$	spezifische Enthalpie des Rauchgases bei T bzw. T_u	in kJ/kg
γ_a	Massenanteil der Asche im Brennstoff	in -
\bar{c}_a	mittlere Wärmekapazität der Brennstoffasche	in kJ/kg K

Dieser Zusammenhang gilt analog zur Gleichung 6.10, die die Temperaturabhängigkeit des molaren Brennwertes chemisch reiner Brennstoffe darstellt. Die Verbrennungsreaktion findet hier auch stöchiometrisch mit reinem Sauerstoff statt. Die Zusammensetzung des Rauchgases ist entsprechend aus der Elementaranalyse des Brennstoffs zu ermitteln. Für die Bestimmung der spezifischen Wärmekapazität der Brennstoffasche wird auf Zahlenwerte aus dem Ruhrkohlen-Handbuch [RUH-87] zurückgegriffen. Es wird der Mittelwert der dort angegebenen Bandbreite von $\bar{c}_a = (0,67 - 0,71) \text{ kJ/kg K}$ gebildet. Diese Zahlenwerte gehen auf Messungen von Rose et. al. zurück [ROS-77].

Die in Gleichung 2.8 auftretenden Enthalpiedifferenzen des Sauerstoffs und des Abgases der Verbrennung lassen sich mit den Gasstoffwertefunktionen ermitteln, so dass der Brennwert des Brennstoffs und letztendlich auch die Exergie des Brennstoffs (nach Gleichung 2.3), jeweils abgestimmt auf den neu definierten Umgebungszustand $T_u = 298,15 \text{ K}$ und $p_u = 100 \text{ kPa}$, berechnet werden können.

Für eine Auswahl an Stein- und Braunkohlen werden in der folgenden Tabelle 2.3 die Ergebnisse der Umrechnung der Bezugstemperatur der Brennwerte und die resultierenden Brennstoffexergien exemplarisch dargestellt.

Tabelle 2.3: *Im Standardzustand gemessene Brennwerte $H_o^{298,15}$ ausgewählter Stein- und Braunkohlen ($T_u = 298,15\text{ K}$ und $p_u = 100\text{ kPa}$) sowie Ergebnisse der Umrechnung der Bezugstemperatur auf $T_u = 273,16\text{ K}$ des Brennwertes $H_o^{273,16}$ und der Exergie $e_{Br}^{273,16}$ der Brennstoffe im Vergleich*

		Steinkohle			Braunkohle			
		Ensdorf	Spitzb.	E 911	Hambach	Garzweiler	Greek N.	Greek S.
γ_C	kg/kg	0,773	0,773	0,762	0,294	0,303	0,140	0,183
γ_{H_2}	kg/kg	0,049	0,051	0,036	0,021	0,022	0,014	0,015
γ_{O_2}	kg/kg	0,071	0,054	0,027	0,113	0,110	0,072	0,080
γ_{N_2}	kg/kg	0,019	0,016	0,013	0,004	0,003	0,005	0,046
γ_S	kg/kg	0,008	0,010	0,012	0,002	0,002	0,014	0,004
γ_a	kg/kg	0,062	0,081	0,080	0,040	0,020	0,150	0,172
γ_w	kg/kg	0,019	0,014	0,070	0,527	0,540	0,605	0,502
$H_o^{298,15}$	kJ/kg	32995	32180	30244	11306	13236	5941	7113
$H_o^{273,16}$	kJ/kg	33022	32208	30262	11319	13250	5951	7122
$e_{Br}^{273,16}$	kJ/kg	33748	32908	31055	11696	13614	6250	7432
$(e/H_o)^{273,16}$		1,02	1,02	1,03	1,03	1,03	1,05	1,04

Mit der auf diese Weise ermittelten Exergie der Brennstoffe wird unter Verwendung der Gleichung 2.2 die Exergie des Wärmestroms bestimmt, der den zu bewertenden Kraftwerksprozessen zugeführt wird. Dies sichert letztendlich eine einheitliche Bezugsgröße für alle angestrebten Vergleiche verschiedener Prozesse mit dem exergetischen Wirkungsgrad nach Gleichung 1.7 (S. 45), so dass tatsächlich nur die Qualität der Energieumwandlung, nicht aber die Qualität der Wärmequelle oder der Umgebung des Kraftwerks in den Vergleich mit einbezogen wird.

2.5 Berechnungsgrundlagen zur Bewertung der Wirtschaftlichkeit

Als Maßstab für die Bewertung und den Vergleich der Wirtschaftlichkeit von Kraftwerksprozessen werden die Stromgestehungskosten in Abhängigkeit von den festen und variablen Kosten ermittelt. Die festen Kosten werden im Wesentlichen von den spezifischen Investitionen und der Anlagenverfügbarkeit beeinflusst. Die variablen Kosten hängen außer vom Brennstoffpreis hauptsächlich vom Wirkungsgrad ab. Die bei den Berechnungen einheitlich angenommenen fiskalischen Rahmenbedingungen (Inflation etc.) werden in Abschnitt 2.6.2 (S. 98) aufgeführt. Um auch die Abweichung des zeitlichen Verlaufs von Zahlungsflüssen bei verschiedenen Kraftwerkstechnologien (z.B. durch unterschiedlich lange Errichtungszeiten) berücksichtigen zu können, werden die Methoden der dynamischen Investitionsrechnung zur Bestimmung der festen und variablen Kosten angewendet. Das Bezugsjahr für die Ermittlung der Barwerte aller Zahlungsflüsse, stellt das Jahr der Inbetriebnahme dar. Mit der unten beschriebenen Vorgehensweise werden die über die Anlagenlebensdauer, vom Beginn der Kraftwerksplanung bis zum Ende der Abschreibungszeit, gemittelten Stromgestehungskosten

berechnet. Die Berechnung erfolgt in Anlehnung an die Vorgehensweise, die in der Studie: Kohlekraftwerk der Zukunft [PRU-90] angewandt wurde.

Die über die Abschreibungsdauer gemittelte Stromgestehungskosten k_{Sm} bezogen auf das Inbetriebnahmejahr werden mit folgender Gleichung ermittelt.

$$k_{Sm} = \frac{k_A}{T_V} \cdot \psi \cdot \beta \cdot \alpha' + \frac{k_{Br}}{\eta_{netto}^{H_u}} \cdot \delta \cdot z \cdot \alpha \quad (2.9)$$

mit	k_{Sm}	gemittelte Stromgestehungskosten bezogen auf Inbetriebnahmejahr	in EUR/kWh
	k_A	spezifische Anlagenkosten bei Beginn der Planung	in EUR/kW
	T_V	Volllastbenutzungsstunden	in h/a
	ψ	Bauherreneigenleistungsfaktor inkl. Preisgleitung für Planungszeit	-
	β	Finanzierungsfaktor inkl. Preisgleitung für Bauzeit	-
	α'	erweiterter Annuitätsfaktor (inkl. Steuern, Versicherung u. Wartung)	-
	k_{Br}	Brennstoffpreis bei Beginn der Planung bezogen auf Heizwert	in EUR/GJ
	$\eta_{netto}^{H_u}$	Kraftwerks Nettowirkungsgrad bezogen auf Heizwert	-
	δ	Umrechnungsfaktor inkl. Brennstoffpreissteigerung	-
	z	Diskontierungssummenfaktor	-
	α	Annuitätsfaktor	-

Die in diese Gleichung eingehenden spezifischen Anlagenkosten k_A enthalten keine Eigenleistungen des Bauherren. Diese werden pauschal im Faktor ψ berücksichtigt. Der zweite Faktor des Terms bildet aus den Gesamtinvestitionen zu Beginn der Planungszeit, den entsprechenden Zeitwert zu Beginn der Bauphase.

$$\psi = \left(1 + \frac{f_E}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{f_I}{100}\right)^{n_p} \quad (2.10)$$

mit	ψ	Bauherreneigenleistungsfaktor inkl. Preisgleitung für Planungszeit	-
	f_E	Anteil Bauherreneigenleistung	in %
	f_I	allgemeine Preisgleitung (Inflation)	in %/a
	n_p	Planungszeit bis zum Baubeginn	in a

Es wird angenommen, dass die so ermittelte Gesamtinvestition gleichmäßig auf die Baujahre verteilt (gleiche Bauabschnittsinvestitionen) und jeweils zur Mitte des Jahres investiert wird. Der Faktor β berücksichtigt die Finanzierungskosten für die zeitlich versetzten Bauabschnittsinvestitionen bis zum Jahr der Inbetriebnahme und die Preisgleitung vom Baubeginn bis zur Fälligkeit.

$$\beta = \frac{1}{n_B} \cdot \left(\sum_{x=1}^{n_B} \left(1 + \frac{f_I}{100} \right)^{(x-0,5)} \cdot \left(1 + \frac{f_{ZB}}{100} \right)^{(n_B-(x-0,5))} \right) \quad (2.11)$$

mit	β	Finanzierungsfaktor inkl. Preisleitung für Bauzeit	-
	n_B	Bauzeit	in a
	f_I	allgemeine Preisleitung (Inflation)	in %/a
	f_{ZB}	kalkulatorischer Zinssatz während der Bauzeit (Diskontsatz)	in %/a

Der Barwert der Gesamtausgaben für die Errichtung des Kraftwerks wird mit Hilfe des Annuitätenfaktors α' in gleich große Beträge, die den Beitrag der festen Kosten zu den mittleren Stromgestehungskosten über der Abschreibungszeit der Anlage darstellen, aufgeteilt. Der bekannte Annuitätenfaktor wird um angenommene Werte für die Berücksichtigung von jährlich anfallenden Steuern, Versicherungszahlungen und Wartungsaufwendungen während der Betriebszeit ergänzt.

$$\alpha' = \left(\frac{q^{n_L} \cdot (q-1)}{q^{n_L} - 1} + \frac{f_S}{100} + \frac{f_V}{100} + \frac{f_W}{100} \right) \quad (2.12)$$

mit	α'	erweiterter Annuitätsfaktor (inkl. Steuern, Versicherung u. Wartung)	-
	q	Zinsfaktor	-
	n_L	Abschreibungsdauer, Lebensdauer	in a
	f_S	gemittelter Steuersatz während der Betriebszeit	in %/a
	f_V	gemittelter Versicherungssatz während der Betriebszeit	in %/a
	f_W	gemittelter Wartungs- und Instandhaltungssatz während der Betriebszeit	in %/a

Zur Berechnung der Annuität wird ein kalkulatorischer Zinssatz f_Z für die Betriebszeit angesetzt, der sich am Diskontsatz orientiert und auch als Renditemaßstab des Betreibers innerhalb der dynamischen Investitionsrechnungsmethode interpretiert werden kann.

$$q = \left(1 + \frac{f_Z}{100} \right) \quad (2.13)$$

mit	q	Zinsfaktor	-
	f_Z	kalkulatorischer Zinssatz während der Betriebszeit	in %/a

Der Einfluss der spezifischen Anlagenkosten (400 - 1200 EUR/kW), der Abschreibungsdauer (15 - 35 a) und der Volllaststundenzahl (4000 - 8500 h/a) auf die Höhe der, von den festen Kosten verursachten, mittleren Stromgestehungskosten ist im linken Teil von Abbildung 2.21 dargestellt.

Es wird angenommen, dass der Brennstoffpreis in der Berechnungsgleichung der mittleren Stromgestehungskosten (Gleichung 2.9) zu Beginn der Planungsphase Gültigkeit besitzt. Außer der Umrechnung der Energieeinheit erfolgt mit dem Faktor δ die Berücksichtigung der Brennstoffpreissteigerung vom Beginn der Planungsphase bis zum Inbetriebnahmejahr.

$$\delta = \frac{3,6}{1000} \cdot e^{(n_p + n_B)} \quad (2.14)$$

mit δ	Umrechnungsfaktor inkl. Brennstoffpreissteigerung	-
e	jährliche Brennstoffpreissteigerungsrate	-
n_p	Planungszeit bis zum Baubeginn	in a
n_B	Bauzeit bis zur Inbetriebnahme	in a

Der Brennstoffpreis kann außer dem Inflationseinfluss f_I , einer darüber hinausgehenden jährlichen Steigerung f_e unterliegen.

$$e = \left(1 + \frac{f_I}{100} + \frac{f_e}{100} \right) \quad (2.15)$$

mit e	jährliche Brennstoffpreissteigerungsrate	-
f_I	allgemeine Preisleitung (Inflation)	in %/a
f_e	Brennstoffpreissteigerung über Inflation	in %/a

Mit dem Diskontierungssummenfaktor z werden die jährlich anfallenden Brennstoffkosten unter Berücksichtigung eines Zinses auf das Inbetriebnahmejahr zurück gerechnet. Gleichzeitig wird in dem ermittelten Barwert, der die Gesamtbrennstoffkosten darstellt, die jährlich konstante Brennstoffpreissteigerungsrate e während der Abschreibungsdauer berücksichtigt.

$$z = \frac{(q^{n_L} - e^{n_L})}{q^{n_L} \cdot (q - e)} \quad (2.16)$$

mit z	Diskontierungssummenfaktor	-
q	Zinsfaktor	-
n_L	Abschreibungsdauer, Lebensdauer	in a
e	jährliche Brennstoffpreissteigerungsrate	-

Mit dem Annuitätsfaktor α wird der Barwert der Gesamtbrennstoffkosten in gleich große Beträge über die Abschreibungszeit der Anlage verteilt. Diese konstanten Beträge stellen den Beitrag der variablen Kosten zu den mittleren Stromgestehungskosten dar.

$$\alpha = \frac{q^{n_L} \cdot (q - 1)}{(q^{n_L} - 1)} \quad (2.17)$$

mit α	Annuitätsfaktor	-
q	Zinsfaktor	-
n_L	Abschreibungsdauer, Lebensdauer	in a

Der Einfluss des Nettowirkungsgrades (35 - 60 %) eines Kraftwerks und des auf den Energiegehalt von Brennstoffen bezogenen Brennstoffpreises (0,5 - 2,5 EUR/GJ) auf die Höhe der von den variablen Kosten verursachten mittleren Stromgestehungskosten ist im rechten Teil von Abbildung 2.21 dargestellt.

Aus der Summe der festen und variablen mittleren Stromgestehungskosten ergeben sich die gesamten, über die Lebensdauer des Kraftwerks gemittelten Stromgestehungskosten bezogen auf das Jahr der Inbetriebnahme.

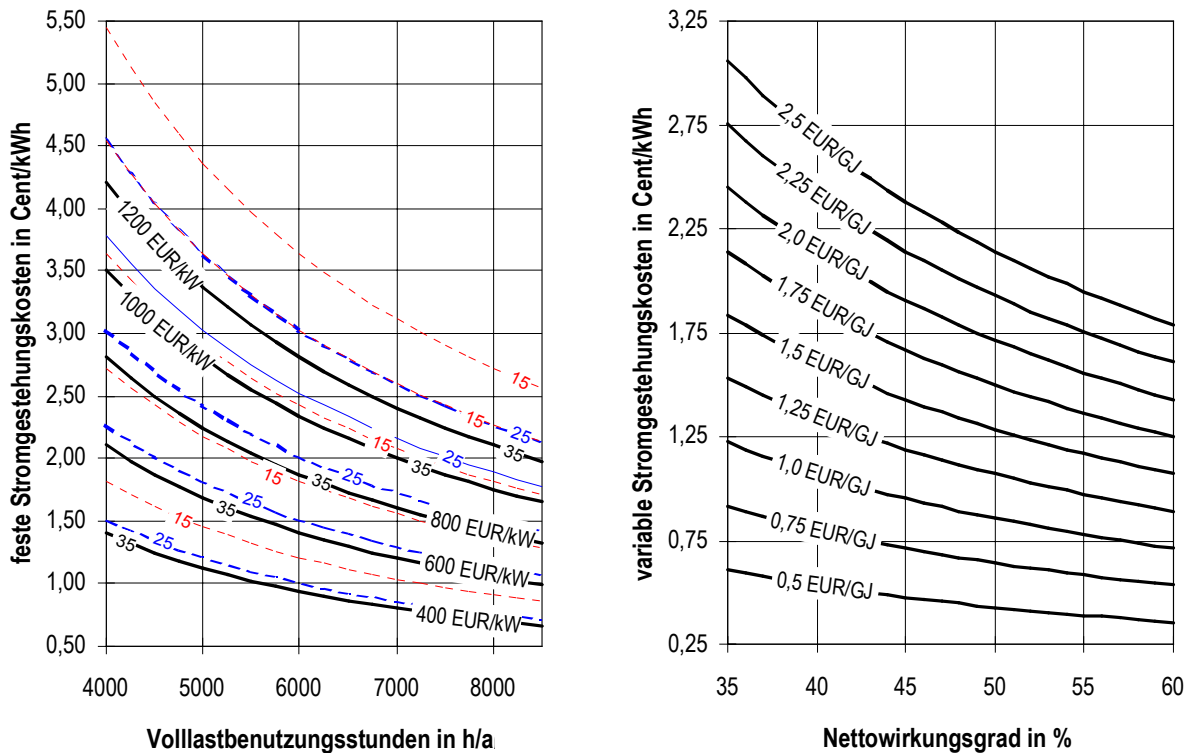


Abbildung 2.21: Feste Stromgestehungskosten in Abhängigkeit von Vollastbenutzungsstunden für spezifische Investitionen von 400 - 1200 EUR/kW und Anlagenabschreibungsdauern von 15 - 35 a (links) und variable Stromgestehungskosten in Abhängigkeit vom Nettowirkungsgrad für Brennstoffwärmepreise von 0,5 - 2,5 EUR/GJ

Folgende Grenzbetrachtungen dienen dazu, ein fortschrittliches Kraftwerk mit einem Referenzkraftwerk nur auf Grund seines Wirkungsgradvorteils wirtschaftlich zu vergleichen, ohne Kenntnis der spezifischen Investitionen und ohne Kenntnis der Zuverlässigkeit des fortschrittlichen Kraftwerksprozesses.

Wirtschaftlichkeit bei gleicher angenommener Verfügbarkeit

Unter der Voraussetzung, dass die gemittelten Stromgestehungskosten des fortschrittlicheren Kraftwerks (mit dem höheren Wirkungsgrad) nicht größer, sondern im Grenzfall der gleichen Wirtschaftlichkeit gleich den mittleren Stromgestehungskosten des Referenzkraftwerks sind, ergibt sich folgender Ansatz für die zulässigen Investitionen für das neue Kraftwerk, wenn gleichzeitig die Verfügbarkeit des neuen Kraftwerks der des Referenzfalls entspricht.

$$k_A^{neu} = \frac{\left(k_{Sm}^{Basis} - k_{Br} / \eta_{netto}^{H_u, neu} \cdot \delta \cdot z \cdot \alpha \right) \cdot T_V^{Basis}}{\psi \cdot \beta \cdot \alpha'} \quad (2.18)$$

mit	k_A^{neu}	spezifische Anlagenkosten des neuen Kraftwerks	in EUR/kW
	k_{Sm}^{Basis}	gemittelte Stromgestehungskosten des Basis-Kraftwerks	in EUR/kWh
	k_{Br}	Brennstoffpreis bei Beginn der Planung bezogen auf Heizwert	in EUR/GJ
	$\eta_{netto}^{H_u, neu}$	Nettowirkungsgrad des neuen Kraftwerks bezogen auf Heizwert	-
	δ	Umrechnungsfaktor inkl. Brennstoffpreissteigerung	-
	z	Diskontierungssummenfaktor	-
	α	Annuitätsfaktor	-
	T_V^{Basis}	Vollastbenutzungsstunden des Basis-Kraftwerks	in h/a
	ψ	Bauherreneigenleistungsfaktor inkl. Preisgleitung für Planungszeit	-
	β	Finanzierungsfaktor inkl. Preisgleitung für Bauzeit	-
	α'	erweiterter Annuitätsfaktor (inkl. Steuern, Versicherung u. Wartung)	-

Aus der Differenz der ermittelten spezifischen Anlagenkosten des neuen Kraftwerks und des Referenzkraftwerks, ergeben sich die wirtschaftlich vertretbaren Zusatzinvestitionen. Diese Zusatzkosten dürfen für die Verbesserung des Wirkungsgrades angesetzt werden, wenn nicht gleichzeitig die Verfügbarkeit des Kraftwerks reduziert wird.

Wirtschaftlichkeit bei gleichen angenommenen Investitionen

Die zweite Grenzbetrachtung geht von gleichen spezifischen Investitionskosten für das neue und das Referenzkraftwerk aus und ermittelt die Anlagenverfügbarkeit des fortschrittlicheren Prozesses, die auf Grund des Wirkungsgradvorteils, bei gleichen mittleren Stromgestehungskosten, geringer sein darf.

$$T_V^{neu} = \frac{k_A^{Basis} \cdot \psi \cdot \beta \cdot \alpha'}{k_{Sm}^{Basis} - \frac{k_{Br}}{\eta_{netto}^{H_u, neu}} \cdot \delta \cdot z \cdot \alpha} \quad (2.19)$$

mit	T_V^{neu}	Vollastbenutzungsstunden des neuen Kraftwerks	in h/a
	k_A^{Basis}	spezifische Anlagenkosten des Basis-Kraftwerks	in EUR/kW
	ψ	Bauherreneigenleistungsfaktor inkl. Preisgleitung für Planungszeit	-
	β	Finanzierungsfaktor inkl. Preisgleitung für Bauzeit	-
	α'	erweiterter Annuitätsfaktor (inkl. Steuern, Versicherung u. Wartung)	-
	k_{Sm}^{Basis}	gemittelte Stromgestehungskosten des Basis-Kraftwerks	in EUR/kWh
	k_{Br}	Brennstoffpreis bei Beginn der Planung bezogen auf Heizwert	in EUR/GJ
	$\eta_{netto}^{H_u, neu}$	Nettowirkungsgrad des neuen Kraftwerks bezogen auf Heizwert	-
	δ	Umrechnungsfaktor inkl. Brennstoffpreissteigerung	-
	z	Diskontierungssummenfaktor	-
	α	Annuitätsfaktor	-

Aus der Differenz der Volllaststundenzahlen des Referenzkraftwerks und des fortschrittlicheren Kraftwerks ergibt sich die wirtschaftlich noch vertretbare Verminderung der Arbeitsverfügbarkeit des Kraftwerks, wenn gleichzeitig die spezifischen Investitionen des neuen Kraftwerks denen des Referenzfalls entsprechen.

2.6 Einheitliche Umgebungsbedingungen und Annahmen

Als Grundvoraussetzung für die Vergleichbarkeit der Berechnungsergebnisse ist die Vergleichbarkeit der in die thermodynamischen und betriebswirtschaftlichen Berechnungen einfließenden Annahmen anzusehen. Wenn es an entsprechender Stelle im Text nicht anders angegeben ist, bleiben die hier aufgeführten Annahmen und Randbedingungen bei allen durchgeführten Auslegungs- und Variationsrechnungen konstant. Somit sind die in Abschnitt 3 ermittelten bzw. dokumentierten Wirkungsgrade, Emissionen, Brennstoffverbräuche und Stromgestehungskosten miteinander vergleichbar.

2.6.1 Thermodynamische Annahmen

Umgebungsbedingungen

Die Umgebung, mit der die Kraftwerksprozesse Energie- und Massenströme austauschen, unterscheidet sich von der Umgebung, die für das Exergiemodell (Abschnitt 2.4.4) als Vergleichsumgebung definiert wird. Die Umgebungsbedingungen zur Beurteilung der Kraftwerke werden entsprechend den in der VDI-Richtlinie 3986 vereinbarten Standardbedingungen gewählt. Diese Daten werden für den thermodynamischen Vergleich von Kraftwerksprozessen ausdrücklich empfohlen und dienen zur Ermittlung der Eigenschaften von Stoffströmen, die aus der Umgebung in die Kraftwerksprozesse eintreten. Wenn im Text nicht ausdrücklich auf die exergetische Standardumgebung hingewiesen wird, so ist im Rahmen dieser Arbeit mit „Umgebung“ der unten definierte Zustand gemeint.

Tabelle 2.4: *Druck, Temperatur und relative Feuchte der Umgebungsluft*

Druck	1,013 bar
Temperatur	15 °C
relative Feuchte	60 %

Die Abweichungen dieser Umgebungsbedingungen von der exergetischen Standardumgebung haben zur Folge, dass die von den Kraftwerksprozessen aus der Umgebung aufgenommenen Stoffströme (z.B. die Ansaugluft) nicht exergielos sind. Dies widerspricht der exergetischen Betrachtungsweise, bei der die einzige äußere Exergiezufuhr der Prozesse, durch den zugeführten Brennstoff dargestellt wird. Die Verschiebung des Umgebungszustandes der Kraftwerke gegenüber der exergetischen Standardumgebung wird daher bei der Ermittlung des exergetischen Wirkungsgrades nach Gleichung 1.7 berücksichtigt, indem die Exergie des zugeführten Brennstoffstroms auf die exergetische Standardumgebung bezogen wird. Die Exergie anderer Stoffströme, die aus der Umgebung in den Kraftwerksprozess eintreten, wird bei dieser Vorgehensweise rechnerisch durch Brennstoffexergie aufgebracht. So ist es möglich Kraftwerksprozesse bei verschiedenen Umgebungstemperaturen thermodynamisch korrekt miteinander zu vergleichen. Die Qualität der Umgebung der Kraftwerke wird bei dieser Vorgehensweise in Form von Brennstoffaufwand berücksichtigt, so dass die resultierenden exergetischen Wirkungsgrade einen festen Bezugspunkt aufweisen und folglich die ermittelten Zahlenwerte miteinander verglichen werden dürfen.

Luftzusammensetzung

Die Zusammensetzung trockener Umgebungsluft wird entsprechend den Angaben in [BAE-92] angenommen, wobei der Anteil von Neon zum Anteil von Argon hinzugerechnet wird.

Tabelle 2.5: *Zusammensetzung trockener Umgebungsluft nach [BAE-92]*

Sauerstoff	23,15 Gew.-%
Kohlendioxid	0,05 Gew.-%
Stickstoff	75,53 Gew.-%
Argon	1,28 Gew.-%

Aus der in Tabelle 2.5 definierten Zusammensetzung trockener Umgebungsluft und den vereinbarten Eigenschaften der Umgebungsluft nach Tabelle 2.4 ergibt sich die Zusammensetzung der feuchten Umgebungsluft.

Tabelle 2.6: *Zusammensetzung feuchter Luft im Umgebungszustand*

Sauerstoff	23,00 Gew.-%
Wasserdampf	0,63 Gew.-%
Kohlendioxid	0,05 Gew.-%
Stickstoff	75,05 Gew.-%
Argon	1,27 Gew.-%

Kohleneigenschaften

Zur Definition des Brennstoffs für alle Berechnungen gilt die Elementaranalyse, der kalorimetrisch ermittelte Heizwert und die Ascheschmelzcharakteristik einer relativ feuchten und schwefelarmen Braunkohle aus dem Tagebau Garzweiler im Rheinischen Braunkohlennrevier.

Tabelle 2.7: *Zusammensetzung, Heizwert und Ascheeigenschaften von Garzweiler Braunkohle*

Zusammensetzung aus Elementaranalyse:	
Kohlenstoff	30,27 Gew.-%
Wasserstoff	2,21 Gew.-%
Sauerstoff	11,04 Gew.-%
Stickstoff	0,34 Gew.-%
Schwefel	0,16 Gew.-%
Asche	1,98 Gew.-%
Wasser	54,00 Gew.-%
Energiegehalt aus kalorimetrischer Messung:	
Heizwert	11435 kJ/kg
Ascheeigenschaften:	
Fließtemperatur	1460 °C
Halbkugelttemperatur	1390 °C
Erweichungstemperatur	1310 °C

2.6.2 Fiskalische Annahmen

Für die betriebswirtschaftlichen Berechnungen zur Ermittlung der Stromgestehungskosten des Referenzkraftwerks und der Bedingungen für die Wirtschaftlichkeit der alternativen Kraftwerksprozesses werden folgende Randbedingungen zu Grunde gelegt. Abweichungen von diesen und weitere erforderliche Annahmen werden im Text genannt.

Die Festlegung der fiskalischen Annahmen beruht im Wesentlichen auf den Erfahrungen aus der Berechnung von Stromgestehungskosten von konventionellen Kraftwerken, für die entsprechende Betreiber- oder Herstellerinformationen zur Verifizierung zur Verfügung standen. Mit welchen Annahmen Kraftwerksbetreiber ihre betriebswirtschaftlichen Rechnungen durchführen, wird üblicherweise nicht veröffentlicht, so dass die Datenbasis an dieser Stelle nicht weiter untermauert werden kann. Daher sind weniger die absoluten Zahlenwerte der Stromgestehungskosten zu beachten, als die für alle untersuchten Prozessvarianten ermittelten zulässigen Zusatzinvestitionen und zulässigen Reduzierungen der Anlagenverfügbarkeit unter den Annahme unveränderter Stromgestehungskosten. Letztendlich werden in dieser Arbeit ausnahmslos alle getroffenen Annahmen und der Berechnungsweg nachvollziehbar dokumentiert, um eine Interpretation der berechneten Stromgestehungskosten zu ermöglichen.

Tabelle 2.8: *Fiskalische Annahmen für die Berechnung der über die Abschreibungszeit des Kraftwerks gemittelten Stromgestehungskosten*

Allgemeine Annahmen:		
Allgemeine Preisgleitung	1	%/a
Brennstoffpreissteigerungsrate über Preisgleitung	0	%/a
Bauherreneigenleistung der Anlagenkosten	5	%
Abschreibungszeit	35	a
Annahmen für die Bauzeit:		
Kalkulatorischer Zinssatz (Diskontsatz)	6,5	%/a
Annahmen für die Betriebszeit:		
Kalkulatorischer Zinssatz	6,5	%/a
Gemittelter Steuersatz	1,5	%/a
Gemittelter Versicherungssatz	0,5	%/a
Gemittelter Wartungs- und Instandhaltungssatz	2	%/a

Die tendenzielle Auswirkung der Länge der angenommenen Abschreibungsdauer auf die Stromgestehungskosten ist der Abbildung 2.21 (S. 94) zu entnehmen.

3 Ergebnisse der Prozessanalysen

In diesem Abschnitt werden die wichtigsten Ergebnisse der Berechnungen dargestellt, die zur Lösung der in Abschnitt 1.3 (S. 38) definierten Aufgabenstellung erforderlich sind. Ziel der Arbeit ist der Vergleich der technischen Entwicklungspotenziale und der wirtschaftlichen Chancen und Risiken des überkritischen Dampfkraftwerks sowie des kombinierten Gas- und Dampfturbinen-Kraftwerks mit Druckkohlenstaubfeuerung und Hochtemperaturgasreinigung für die Stromerzeugung aus Braunkohle in zentralen Großkraftwerken. Den eindeutig definierten Vergleichsmaßstab stellt das konventionelle, überkritische Dampfkraftwerk nach heutigem Stand der Technik dar, welcher durch den jüngsten BoA-Braunkohleblock der RWE Rheinbraun AG beschrieben wird (Abschnitt 1.2.1, ab S. 3). Die Vorgehensweise zur vergleichenden Gegenüberstellung der thermodynamisch ermittelten Wirkungsgradpotenziale und der Bedingungen für die wirtschaftliche Konkurrenzfähigkeit der betrachteten Kraftwerksprozesse wird in Abschnitt 1.4 ab Seite 39 erläutert. Die thermodynamischen Berechnungen und betriebswirtschaftlichen Abschätzungen werden basierend auf den in Abschnitt 2 ab Seite 49 beschriebenen Berechnungsmodellen und -methoden durchgeführt.

3.1 Dampfkraftwerk nach dem Stand der Technik

Der exergetische sowie der thermische Nettowirkungsgrad, die spezifischen CO_2 -Emissionen, der spezifische Brennstoffbedarf und die mittleren Stromgestehungskosten des konventionellen Dampfkraftwerks im derzeitigen Stand der Technik stellen die Vergleichsmaßstäbe für die Maßnahmen zur Steigerung des Wirkungsgrades des Dampfkraftprozesses und den alternativen Kraftwerksprozesses mit Druckkohlenstaubfeuerung dar. In den folgenden Abschnitten werden der Vergleichsprozess, die angenommen Randbedingungen und die resultierenden Ergebnisse, die in den folgenden Abschnitten als Bezugs- bzw. Vergleichsgröße verwendet werden, beschrieben.

3.1.1 Definition und Berechnung des Referenzkraftwerks

Mit den in Abschnitt 2.1 ab Seite 49 beschriebenen thermodynamischen Mitteln wird das in Abschnitt 1.2.1 ab Seite 3 dargestellte BoA-Kraftwerk berechnet.

Weitere Annahmen für die einzelnen Kraftwerkskomponenten werden veröffentlichten Daten des BoA-Kraftwerks in Niederaußem und anderer aktueller Kraftwerke entnommen oder derart iterativ ermittelt, dass gute Übereinstimmung mit veröffentlichten Daten erzielt werden.

In Abbildung 3.1 sind alle in der Auslegungsrechnung ermittelten Daten der Stoffströme des Brennstoff-, Luft- und Rauchgasweges des Referenzkraftwerks dargestellt.

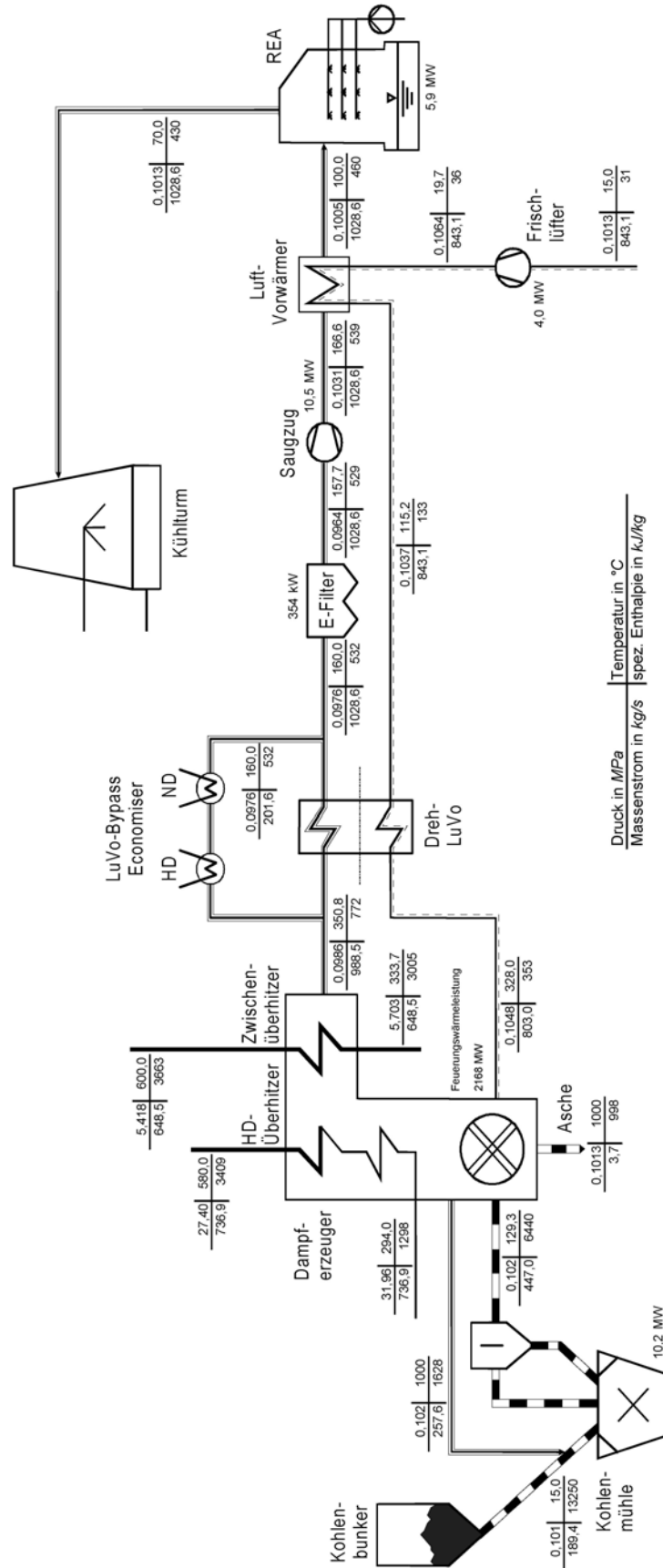


Abbildung 3.1: Ergebnisse für Brennstoff-, Luft- und Rauchgasweg der Auslegung des Referenzkraftwerks

Für die Nettoleistung von 965 MW ist ein Massenstrom von 189,4 kg/s (oder 680 t/h) der Referenzkohle nach Tabelle 2.7 erforderlich. Für die Trocknung der Rohkohle werden 257,6 kg/s (rund 930 t/h) Rauchgas mit 1000 °C aus dem Kessel zurück gesaugt. Die Leistungsaufnahme der Schlagradmühlen beträgt 10,2 MW. Die Wärmeverlustleistung der Mühlen beträgt etwa 37,5 MW. Der Kohlenstaub wird mit den Brüden mit 130 °C in die Brennkammer gefördert. Die Feuerungsleistung beträgt 2168 MW. Entsprechend einer Gesamtluftzahl der Verbrennung von 1,15 werden der Brennkammer 803 kg/s (2890 t/h) vorgewärmte Verbrennungsluft mit 328 °C zugeführt. Die theoretische Verbrennungstemperatur beträgt etwa 1630 °C. Die nichtbrennbaren Bestandteile (3,7 kg/s oder 13 t/h) der Kohle werden mit 1000 °C aus der Brennkammer abgeführt. Dadurch gehen der Brennkammer rund 3,7 MW thermische Leistung verloren. Die Verluste durch unvollständige Verbrennung betragen 1,3 MW, die Verluste durch Unverbranntes in der ausgeschleusten Asche etwa 2,7 MW, die thermischen Verluste der Brennkammer durch Konvektion und Strahlung an die Umgebung belaufen sich auf 7,9 MW. Auf der Hochdruck-Schiene des Dampferzeugers wird aus dem Kesselspeisewasser mit einer Temperatur von 294 °C und einem Druck von 31,96 MPa der HD-Frischdampf erzeugt. Dieser tritt mit 580 °C und 27,4 MPa in die HD-Leitung zur Dampfturbine ein. Die gesamte Wärmeleistung der HD-Schiene beträgt etwa 1556 MW. Im Zwischenüberhitzer werden rund 427 MW auf den Dampfkreis übertragen. Die Frischdampfleistung des Kessels beträgt somit 1983 MW. Detaillierte Angaben über den Wasser-/Dampfkreislauf werden weiter unten aufgeführt.

Das Rauchgas (988,5 kg/s oder 3560 t/h) verlässt den Kessel mit 351 °C. Etwa 80 % des Rauchgasstromes wärmen in einem Dreh-LuVo den gesamten Verbrennungsluftstrom von etwa 115 auf 328 °C vor. Dabei gehen durch die Druckdifferenz von rund 10 kPa etwa 40,15 kg/s (oder 144 t/h) Verbrennungsluft auf die Rauchgasseite über. Der Rest des Rauchgasstroms (etwa 201,6 kg/s oder 725 t/h) wird am LuVo vorbei geleitet. Dieser Rauchgasstrom überträgt etwa 23 MW thermische Leistung in zwei Lubecos jeweils auf den HD- und den ND-Teil der Vorwärmstrecke des Speisewassers. Die beiden Rauchgasteilströme werden mit jeweils 160 °C wieder zusammen geführt und entstaubt. Die Eigenbedarfsleistung des Elektroabscheiders beträgt 354 kW. Die Wärmeverlustleistung des Entstaubers beträgt rund 2,7 MW. Der Saugzug mit einer Antriebsleistung von 10,5 MW kompensiert die gesamten Druckverluste des Rauchgaspfades durch eine Druckerhöhung um etwa 7 kPa. In der anschließenden ersten Stufe der Verbrennungsluft-Vorwärmung wird das Rauchgas auf 100 °C abgekühlt und der Verbrennungsluftstrom gleichzeitig vom Austrittszustand des Frischlüfters auf 115 °C vorgewärmt. Der säureresistente Wärmetauscher überträgt dazu einen Wärmestrom von 82 MW. Die Antriebsleistung des Frischlüfters (für eine Druckerhöhung um 5 kPa) beträgt etwa 4 MW. Die elektrische Leistung für den Eigenbedarf der Rauchgasentschwefelungsanlage beträgt 5,9 MW. Der gesamte Abgasstrom wird mit 70 °C über den Kühlturm an die Umgebung abgeführt. Die Rauchgaswärmeverlustleistung in der REA beträgt 31,4 MW. Die durch das Rauchgas an die Umgebung abgeführte thermische Leistung beträgt 441,8 MW.

Dem in Abbildung 3.2 dargestellten Wärmeschaltbild des Referenzkraftwerks sind Details der neunstufigen Speisewasservorwärmung und der berücksichtigten Druckverluste in den Rohrleitungen zu entnehmen.

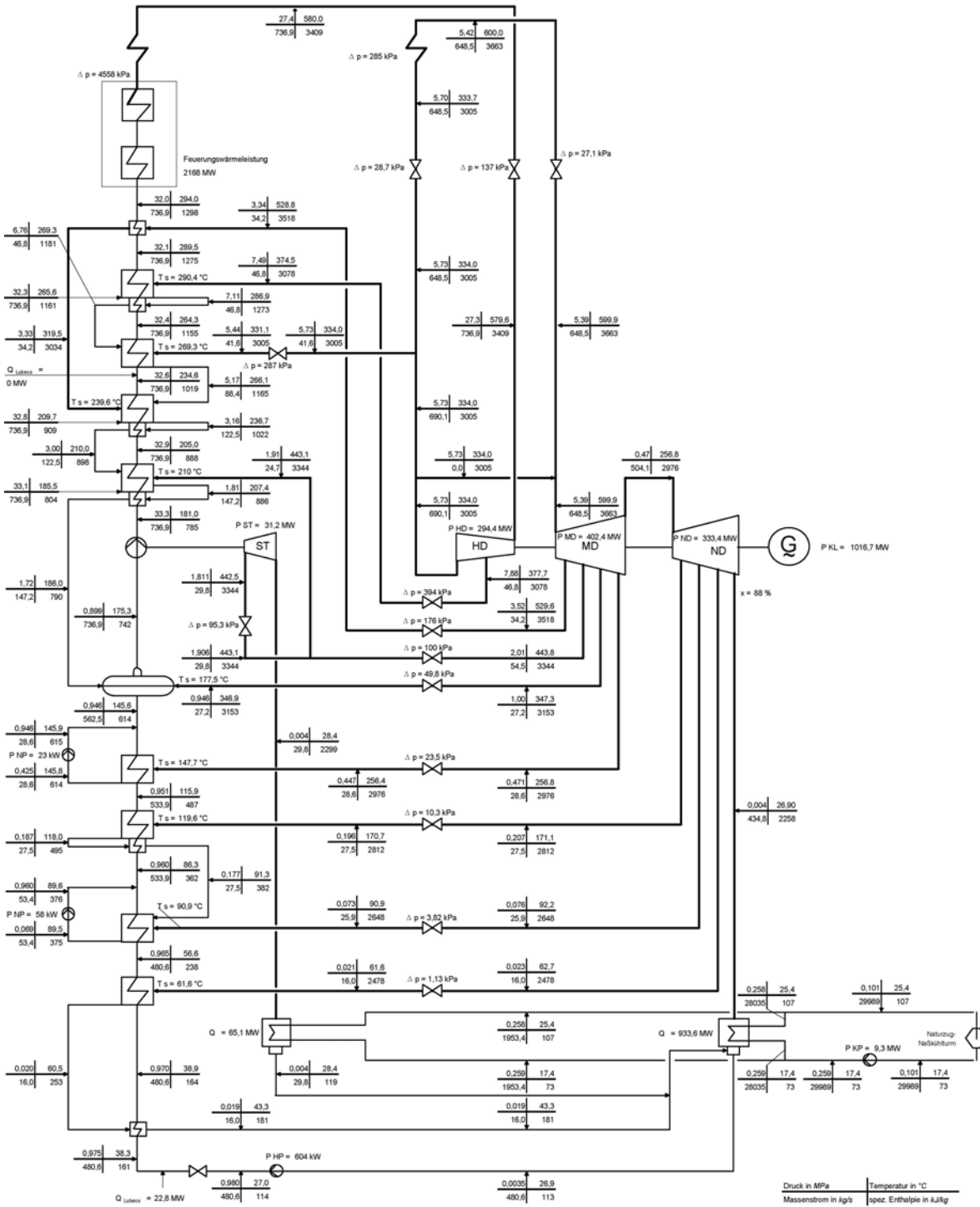


Abbildung 3.2: Wärmeschaltbild des Referenzkraftwerks

Die Vorwärmung des Speisewassers (480,6 kg/s oder 1730 t/h) von 27 °C auf die Kesseleintrittstemperatur von 294 °C erfolgt in neun Schritten zu jeweils 29,7 K. Die erforderlichen Anzapfdrücke und -massenströme werden unter Berücksichtigung einer Grädigkeit der Vorwärmer von 5 K bestimmt.

In der ND-Vorwärmung werden dem Speisewasser 292,5 MW thermische Leistung durch drei Anzapfungen der ND-Turbine und eine Anzapfung der MD-Turbine zugeführt. Hinzu kommt ein Beitrag von 22,8 MW, der durch den LuVo-Bypass-Economiser (Lubeco) vom Rauchgas an das Speisewasser

übertragen wird. Im Speisewasserbehälter, der die letzte Stufe der ND-Vorwärmstrecke darstellt, werden dem Speisewasser 201,9 MW durch Zumischung von 27,7 kg/s (oder 97,9 t/h) Anzapfdampf aus der MD-Turbine zugeführt. In der HD-Vorwärmstrecke wird das Speisewasser durch Zufuhr von 338,8 MW aus zwei Anzapfungen der MD-Turbine und einer HD-Turbinenanzapfung, sowie einer Entnahme aus der KZÜ-Leitung und einem Beitrag des Rauchgases von 22,8 MW auf 290 °C vorgewärmt. Der vorgezogene Enthitzer des zweiten HD-Vorwärmers erwärmt das Speisewasser letztendlich auf 294 °C.

Die Antriebsturbine der Hauptkesselspeisewasserpumpe erzeugt aus MD-Anzapfdampf die erforderliche Leistung von 31,2 MW. Der zugehörige Nebenkondensator mit einer Grädigkeit von 3 K hat eine Übertragungsleistung von 65,1 MW. Durch die Entspannung des Hochdruckdampfes von 27,3 MPa auf 5,73 MPa wird eine Wellenleistung von 294,4 MW erzeugt, die 29 % der Bruttoleistung entspricht. Die Entspannung in der MD-Turbine von 5,39 MPa auf 0,47 MPa liefert 402,4 MW bzw. 40 % der Bruttoleistung und die ND-Turbine leistet 333,4 MW oder 31 % der gesamten Dampfturbinenleistung. Der Kondensatordruck beträgt 3,55 kPa (Grädigkeit 1,5 K) und der Hauptkondensator überträgt 933,6 MW an die Umgebung. Die Endfeuchte am Austritt aus der ND-Turbine beträgt 12 %. Die gesamte Eigenbedarfsleistung aller elektrisch angetriebenen Pumpen des Wasser-/Dampfkreislaufs beträgt 685 kW.

Die Kühlzonenbreite des Kühlkreislaufs wird mit 8 K angenommen. Das vom Kühlturm zulaufende Wasser mit einer Temperatur von 17,4 °C wird folglich in den Kondensatoren bis auf 25,4 °C erwärmt. Der dazu erforderliche Kühlwassermassenstrom beträgt rund 30.000 kg/s oder 108.000 t/h. Die zur Förderung dieses Massenstroms eingesetzte Kühlwasserpumpe hat eine Antriebsleistung von rund 9,3 MW. Die Kühlzonenbreite des Kühlturms beträgt 10 K.

Die gesamte Eigenbedarfsleistung des Referenzkraftwerks beträgt 51,7 MW (5,1 % der Bruttoleistung). Die Bruttoleistung der Dampfturbinen beläuft sich auf rund 1017 MW, so dass sich die Nettoleistung des Kraftwerksblocks von 965 MW ergibt. Bezogen auf die oben genannte Feuerungswärmeleistung, die mit dem Heizwert gebildet ist, ergibt sich somit ein Nettowirkungsgrad des Prozesses von 44,5 %. Ermittelt man die Feuerungswärmeleistung mit dem Brennwert der Rohkohle, so beträgt der Wirkungsgrad 38,5 %. Der exergetische Nettowirkungsgrad des Referenzkraftwerks beträgt 37,4 %.

Das Referenzkraftwerk produziert pro Sekunde 268,1 kWh Strom. Für die Erzeugung einer Kilowattstunde Strom werden 706 g Brennstoff benötigt sowie 782 g CO₂ erzeugt und an die Umgebung abgegeben.

Gegenüber dem Braunkohlekraftwerksbestand von 1990 würde der Einsatz dieser heute verfügbaren Technik den Ausstoß von CO₂ bereits maßgeblich reduzieren. In den 90 Jahren war ein erheblicher Anteil von Braunkohlekraftwerken in Betrieb, die in den 60er Jahren errichtet wurden und einen entsprechenden Entwicklungsstand aufwiesen. Die spezifischen CO₂-Emissionen eines Braunkohlekraftwerks mit einem Wirkungsgrad 33 % betragen etwa 1125 g pro erzeugter Kilowattstunde Strom. Das bedeutet, dass im Vergleich zu 1990 das hier beschriebene Referenzkraftwerk den CO₂-Ausstoß bei der Verstromung von Braunkohle bereits um rund 30 % reduziert.

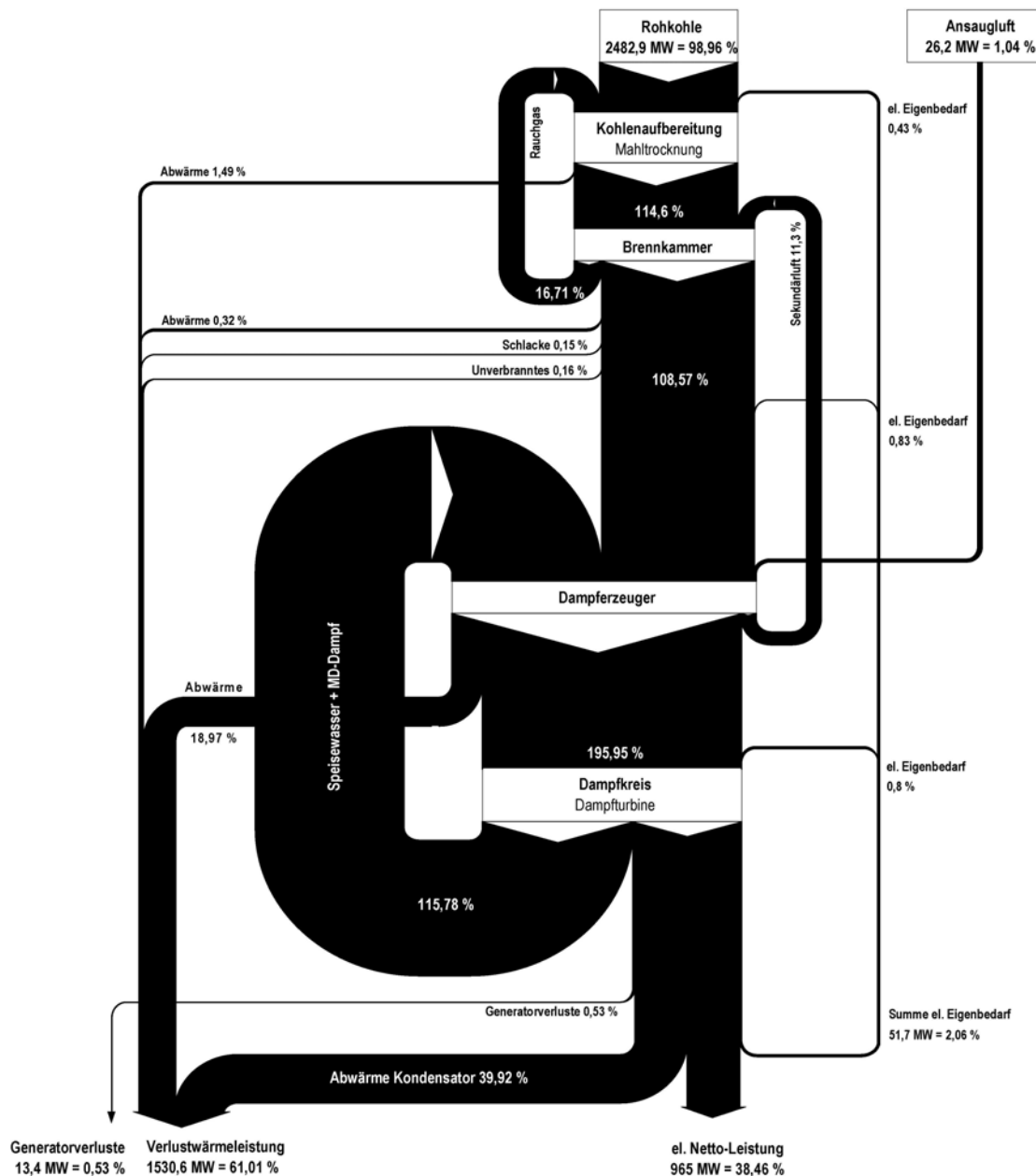


Abbildung 3.3: *Energieflussbild des Referenzkraftwerks (Energieinput mit Brennwert der Rohbraunkohle ermittelt). Der Nettowirkungsgrad des Prozesses auf den Heizwert bezogen beträgt 44,5 %.*

Das Energieflussbild (oder auch Sankey-Diagramm) eines Energiewandlungsprozesses ist zum einen eine qualitative Visualisierung des Prozessablaufs bzw. der Stoffströme, die die verschiedenen Schritte des Energiewandlungsprozesses verbinden, und zum anderen eine quantitative Darstellung der umgewandelten und übertragenen Energien, die der Breite des jeweiligen Pfeils proportional sind. Um die Kraftwerksprozesse, die auch die Kondensationswärme des aus der Kohle ausgetriebenen Wassers nutzen, korrekt vergleichbar darstellen zu können, wird der Energieeintrag in den Prozess durch den Brennwert des Brennstoffes ermittelt. Alle dargestellten Energieströme werden ins Verhältnis zu dem Gesamt-Energieinput gesetzt. Um die Darstellung von den zu Grunde liegenden Umgebungsbedin-

gungen unabhängig zu machen, wird als Bezugspunkt der Enthalpie 0 °C verwendet. Nähere Erläuterungen hierzu sind in Abschnitt 1.5.1 (ab S. 41) und in Abschnitt 2.4 (ab S. 82) zu finden.

Das in Abbildung 3.3 dargestellte Energieflussbild des Referenzfalls gibt die oben dargestellten Energieströme des Dampfkraftprozesses anschaulich wieder. Interessant bezüglich der Diskussion von Potenzialen zur Verbesserung des Prozesses sind die auf der linken Seite des Fließbildes nach unten heraus geführten Verlustströme. Besonders auffällig sind die Abwärmeströme des Dampferzeugers (18,97 %), der den Abgasverlust des Kessels darstellt, sowie der Abwärmestrom des Kondensators (39,92 %), der über den Kühlturm an die Umgebung abgegeben wird.

Um den Wert der Energieströme und damit das Potenzial zur Verbesserung des Prozesses richtig bewerten zu können, ist die Verwendung des Exergieflussbildes zu empfehlen (Abbildung 3.4).

Das Exergieflussbild entspricht dem Darstellungsprinzip des Energieflussbildes, nur dass auf Grund der Verwendung der Exergien anstelle der Enthalpien, die tatsächliche Arbeitsfähigkeit der Energieströme die Breite der Pfeile bestimmt. Aus der Betrachtung der Abbildung 3.4 wird sofort deutlich, dass sich die Wertigkeit der Optimierungspotenziale anders darstellt als bei der Berücksichtigung der Energieströme in Abbildung 3.3.

Die auf der linken Seite des Exergieflussbildes heraus geführten Exergieverluste werden zusammengefasst zu den Exergieverlusten auf Grund von Irreversibilitäten der Umwandlungsprozesse und zu den stoffstromgebundenen Exergieverlusten, die einen wesentlich geringeren Anteil der Gesamtverluste ausmachen. Aus der Analyse des Diagramms ergeben sich folgende Optimierungsansätze für den Dampfkraftprozess:

1. **Kohlenaufbereitung**

Der durch die Mahltrocknung der Braunkohle hervorgerufene Exergieverlust (5,84 %) ist auf die hohe Irreversibilität der Wärmezufuhr zum Trocknungsprozess bzw. auf die hohe Temperaturdifferenz zwischen Trocknungsgas (1000 °C) und Rohkohle (15 °C) zurück zu führen. Durch den Einsatz alternativer Trocknungsverfahren kann der Exergieverlust der Kohlenaufbereitung reduziert werden. Die detaillierte Untersuchung des Verbesserungspotenzials dieser Maßnahme wird in Abschnitt 3.2.1 dargestellt.

2. **Brennkammer**

Die Exergieverluste in der Brennkammer (rund 28,36 %) sind auf die Irreversibilität des Verbrennungsprozesses zurück zu führen, bei dem die chemisch gebundene Energie der Braunkohle in thermische Energie der Verbrennungsrückstände umgewandelt wird. Durch eine Verringerung der Mischungsverluste mit der zugeführten Verbrennungsluft, also z.B. durch Verringerung des Luftüberschusses oder durch Anhebung der Temperatur der Verbrennungsluft, könnte der Exergieverlust dieses Energiewandlungsschrittes reduziert werden. Alle Maßnahmen zur Reduzierung der Exergieverluste der Verbrennung bedingen letztendlich eine Abhebung der Verbrennungstemperatur, der jedoch Grenzen durch die verfügbaren Werkstoffe gesetzt sind. Die hier mit 1,15 sehr niedrig angesetzte Luftzahl ist für eine vollständige Umsetzung des Brennstoffs erforderlich. Die Vorwärmtemperatur der Verbrennungsluft von 328 °C ist bereits sehr hoch angenommen. Eine Reduzierung der Exergieverluste in der Brennkammer wird daher im Rahmen dieser Arbeit nicht betrachtet.

3. *Dampferzeuger*

Die Exergieverluste des Dampferzeugers (15,55 %) sind den Irreversibilitäten der stattfindenden Wärmeübertragungsprozesse zuzuschreiben. Diese sind durch die Verringerung der jeweiligen Temperaturdifferenzen zwischen wärmeabgebenden und wärmeaufnehmenden Medium reduzierbar. Um die Exergieverluste der Verbrennung niedrig zu halten, ist eine hohe Rauchgastemperatur erforderlich. Folglich müssen die Temperaturen des Wasserdampfkreises möglichst weit angehoben werden. Die Anhebung der Speisewassertemperatur am Eintritt in den Kessel könnte durch Änderungen der Vorwärmstrecke erfolgen. Dieser Maßnahme sind jedoch durch verfügbare Membranwand-Werkstoffe enge Grenzen gesetzt. Eine weitere Maßnahme zur Reduzierung der Temperaturdifferenzen bzw. der Exergieverluste stellt die Anhebung der Frischdampf Temperatur dar. Auch dazu sind werkstofftechnische Neuentwicklungen erforderlich. Detaillierte Untersuchungen des theoretischen Potenzials zur Reduzierung der Verluste im Kessel werden in Abschnitt 3.2.3 dargestellt.

4. *Dampfkreis/Dampfturbine*

Die Exergieverluste des Dampfkreises (6,97 %) sind auf die Temperaturdifferenzen in den Wärmetauschern der Vormwärmstrecke und den Kondensatoren sowie auf die Irreversibilitäten der Entspannungen in den Turbinen zurückzuführen. Die Wärmeabgabe der Kondensatoren an die Umgebung (die energetisch betrachtet knapp 40 % des Energieeintrags ausmacht) beträgt bei exergetischer Betrachtungsweise nur etwa 3 %. In Abschnitt 3.2.2 werden die Möglichkeiten der Reduzierung der Exergieverluste durch Steigerung des isentropen Wirkungsgrades der Dampfturbinen dargestellt. Die Reduzierung der Exergieverluste durch Optimierung des Kondensators (bzw. des gesamten „kalten Endes“) wird in Abschnitt 3.2.4 näher beleuchtet.

5. *Abwärme/Abgas*

Der größte stoffstromgebundene Exergieverlust des Prozesses wird durch das Abgas dargestellt. Der Exergieverlust von 5,57 % setzt sich zusammen aus der Kontaktexergie, die von der Höhe der Temperatur des Gasstroms abhängig ist, und aus einem Anteil Mischungsexergie, der aus der Zusammensetzung des Abgases ermittelt wird. Diese unterscheidet sich von der Zusammensetzung der exergetischen Standardumgebung und ergibt somit eine theoretische Arbeitsfähigkeit des Abgases (die allerdings in keiner realen Maschine genutzt werden kann). Der Exergieverlust durch die Kontaktexergie des Abgases könnte durch Reduzierung der Abgastemperatur am Austritt aus dem Prozess gemindert werden. In dem hier betrachteten Dampfkraftprozess wird die Rauchgaswärme bereits bis zu einer Temperatur von 100 °C, zur Vorwärmung der Verbrennungsluft, ausgenutzt. Eine weitere Reduzierung dieser Temperatur soll hier nicht untersucht werden.

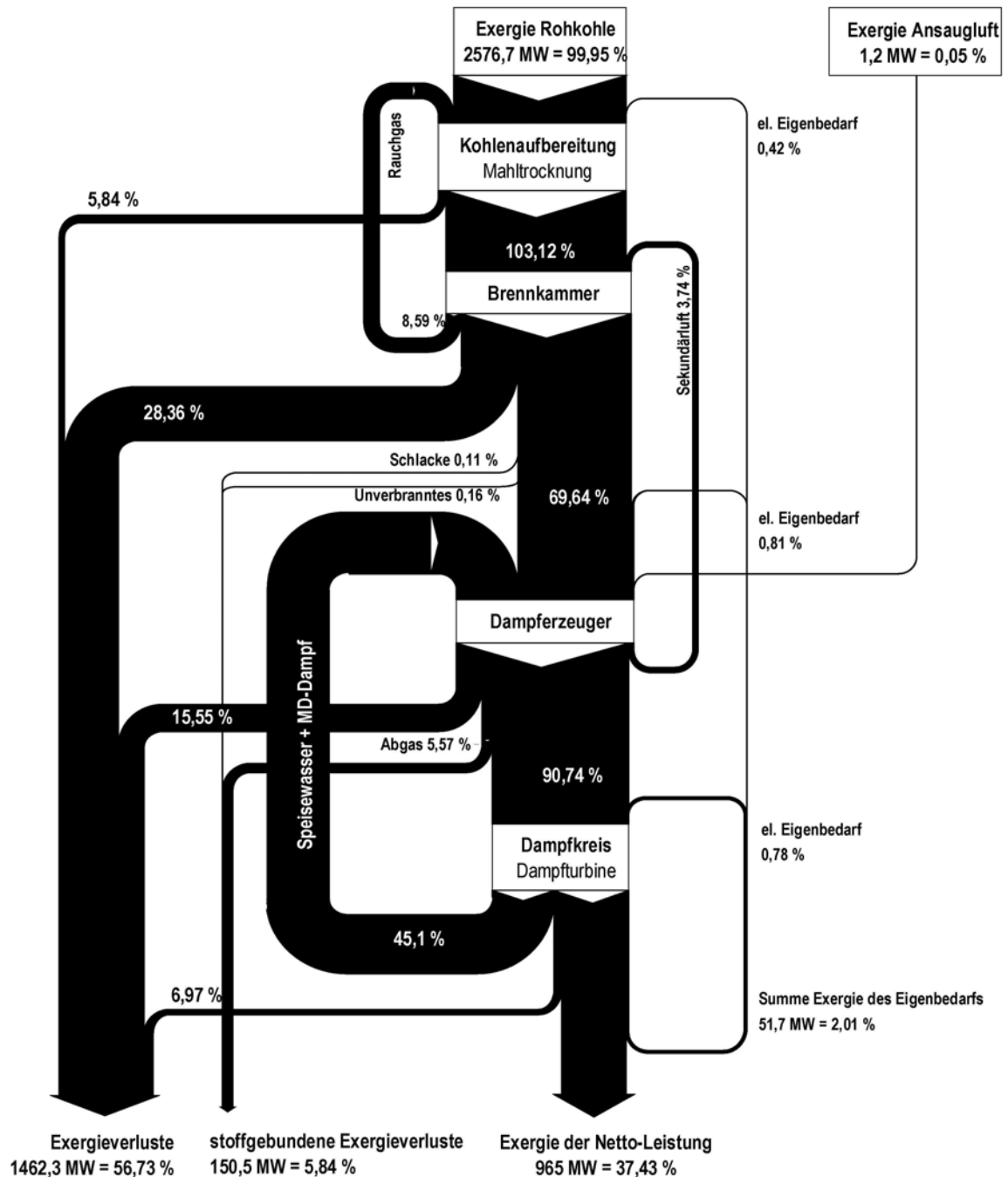


Abbildung 3.4: Exergiestromflussbild des Referenzkraftwerks (der Nettowirkungsgrad des Prozesses auf den Heizwert bezogen beträgt 44,5 %)

3.1.2 Wirtschaftlichkeit des Referenzkraftwerks

Für die Beurteilung der Wirtschaftlichkeit des Referenzkraftwerks werden die Stromgestehungskosten des Kraftwerkes, gemittelt über die Abschreibungsdauer der Anlage, bestimmt. Die veröffentlichten Angaben über die Errichtungskosten des BoA-Blocks in Niederaußem werden als Ansatz für die Ermittlung der kapitalgebundenen, festen Kosten (entsprechend dem in Abschnitt 2.5, S. 90ff beschriebenen Berechnungsverfahren) herangezogen. Aus den angegebenen Gesamtinvestitionen von

1,2 Milliarden Euro für den neu errichteten Block mit einer Nettoleistung von 965 MW, ergeben sich spezifische Investitionskosten (ohne Bauherreneigenleistungen) von rund 1185 EUR/kW. Die Volllastbenutzungsstunden, die für den Grundlastbetrieb ausgelegten Anlage, werden zu 8000 h/a angenommen. Unter der Voraussetzung von 35 Jahren Abschreibungszeit, einer allgemeinen Preisgleitung von 1 %/a und einem Diskontsatz von 6,5 %/a ergibt sich der Festkostenanteil der Stromgestehungskosten zu 2,08 Cent/kWh.

Bei der Berechnung des variablen Kostenanteils der Stromgestehungskosten werden ausschließlich die Brennstoffkosten angesetzt. Neben dem Wirkungsgrad der Anlage ist der Brennstoffpreis der entscheidende Einflussparameter auf die Höhe der variablen Kosten. Aus dem Geschäftsbericht der Lausitzer Braunkohle Aktiengesellschaft (LAUBAG, jetzt: Vattenfall Europe Mining) der Jahre 2000/2001 wird der durchschnittliche Preis für eine Tonne Rohbraunkohle entnommen (9,05 EUR/t). Für den Preis Rheinischer Braunkohle stehen keine belastbaren Zahlenwerte zur Verfügung. Vergleiche der Elementaranalysen Lausitzer und Rheinischer Braunkohle zeigen jedoch eine hinreichende Übereinstimmung, so dass hier vereinfachend von den gleichen spezifischen Brennstoffkosten ausgegangen wird. Unter Verwendung des Heizwertes der hier verwendeten Referenzkohle ergibt sich ein Brennstoffwärmepreis von 0,792 EUR/GJ. Der Festkostenanteil der Stromgestehungskosten wird damit zu 0,76 Cent/kWh ermittelt.

Das Referenzkraftwerk mit einem Nettowirkungsgrad von 44,5 % ermöglicht somit (unter den genannten Randbedingungen und Annahmen) die Stromerzeugung aus Braunkohle zu einem Preis von 2,84 Cent/kWh. Zur Beurteilung der Wirtschaftlichkeit der Verbesserungsmaßnahmen des Dampfkraftwerks und zur Beurteilung des Kombi-Kraftwerks mit Druckkohlenstaubfeuerung werden diese Stromgestehungskosten als Wirtschaftlichkeitskriterium festgelegt.

3.2 Entwicklungspotenzial des Dampfkraftwerks

Zur Beurteilung des zukünftigen Entwicklungspotenzials des überkritischen Dampfkraftprozesses zur Braunkohlenverstromung werden die in der Aufgabenstellung (Abschnitt 1.3, S. 38) definierten, zukünftigen Entwicklungsschritte in ihrer Auswirkung auf den Nettowirkungsgrad sowie auf die Wirtschaftlichkeit des Prozesses untersucht. Die Exergieverluste des Referenzkraftwerks in den verschiedenen Energiewandlungsprozessen sind im Exergieflussbild (Abbildung 3.4) bereits quantifiziert. Diese Werte lassen jedoch nur eine erste Abschätzung des maximalen Optimierungspotenzials zu. In den folgenden Abschnitten werden die thermodynamischen Auswirkungen der einzelnen Maßnahmen detailliert untersucht.

3.2.1 Vergleich der Trocknungsverfahren

Als erster zukünftiger Entwicklungsschritt in der Dampfkraftwerkstechnik wird der Austausch des herkömmlichen, exergetisch aufwendigen Mahltrocknungsverfahrens mit Schlagradmühlen und Rauchgasrücksaugung durch effektivere Vortrocknungsmethoden betrachtet. Als alternative Trocknungsverfahren kommt die Wirbelschichttrocknung mit interner Abwärmenutzung (WTA) und die Mechanisch/Thermische Entwässerung (MTE) in Betracht. Durch den Wechsel des Trocknungsprozesses ist gleichzeitig ein Übergang vom bisherigen direkten Feuerungssystem auf eine indirekte Feuerung erforderlich.

Im Referenzkraftwerk wird für die Trocknung der Rohbraunkohle rund 20 % des Rauchgases mit einer Temperatur von 1000 °C aus der Brennkammer abgezogen und dem Mahltrocknungsprozess zugeführt. Der getrocknete Kohlenstaub (Restfeuchte 15 %) wird mit dem gesamten Abgas der Mühlen, welches aus dem abgekühlten Rauchgas zuzüglich dem ausgetriebenen dampfförmigen Kohlenwasser besteht, in die Brennkammer gefördert. Die Rauchgasrücksaugung und das Einblasen in die Brennkammer erfolgt auf Grund der Rotation des Schlagrades der Mühle, das gleichzeitig wie ein Radialgebläse wirkt.

Durch einen Austausch des Mahltrocknungsprozesses fällt die Rauchgas-Rücksaugung weg, und der Transport des getrockneten Kohlenstaubes aus dem TBK-Zwischenbunker zu den Brennern erfolgt mit einem Teilstrom der auf 328 °C vorgewärmten Verbrennungsluft (analog zu einer Steinkohlenstaubfeuerung). Die erforderliche elektrische Leistung für die Ausmahlung der Kohle beträgt unabhängig vom verwendeten Trocknungsverfahren 15 kWh pro Tonne Rohbraunkohle, so dass die bei den folgenden Analysen festgestellten Wirkungsgradverbesserungen ausschließlich auf die exergetisch günstiger verlaufenden Trocknungsprozesse zurückzuführen sind.

Wirbelschichttrocknung mit interner Abwärmenutzung

Das WTA-Verfahren ist verfahrenstechnisch unabhängig vom Kraftwerksprozess. Die Trockenkohlenleistung wird entsprechend der geforderten Nettoleistung des Kraftwerks und dem resultierenden Wirkungsgrad iterativ eingestellt. Die erforderliche elektrische Leistung des WTA-Prozesses geht in den Eigenbedarf des Kraftwerks ein, so dass die erforderliche Bruttoleistung des Blocks ansteigt (da die Nettoleistung als Auslegungsleitgröße konstant gehalten wird).

Der elektrische Eigenbedarf des WTA-Verfahrens teilt sich in etwa 90 % für die Brüdenverdichtung und 10 % für das Fluidisierungsgebläse der stationären Wirbelschicht auf. Der Eigenbedarf des Brüdenverdichters ist abhängig vom Brüdenmassenstrom und dem erforderlichen Enddruck der Heizbrüden, die beide im Zusammenhang mit der gewünschten Restfeuchte der Trockenbraunkohle (TBK) stehen. Zur Analyse dieser Zusammenhänge wurde eine Serie von Auslegungsrechnungen des Kraftwerks für unterschiedliche Restfeuchtegehalte der TBK durchgeführt. Die Nettoleistung des Kraftwerks (965 MW) und alle anderen Parameter wurden dabei konstant gehalten.

Die Brennstoffexergie, der Brennwert und der Heizwert der Trockenbraunkohlen mit unterschiedlichen Restwassergehalten werden rechnerisch ermittelt. Dabei wird vorausgesetzt, dass sich die Zusammensetzung und die Eigenschaften der brennbaren Substanz der Braunkohle (inklusive der Flüchtigen) nicht verändern. Die in Abbildung 3.5 dargestellten Brennstoffexergien, Brennwerte und Heizwerte basieren auf dem gemessenen Heizwert der Rohbraunkohle (11,4 MJ/kg), der in einen konstanten Brennwert der wasser- und aschefreien Brennstoffsubstanz umgerechnet wird.

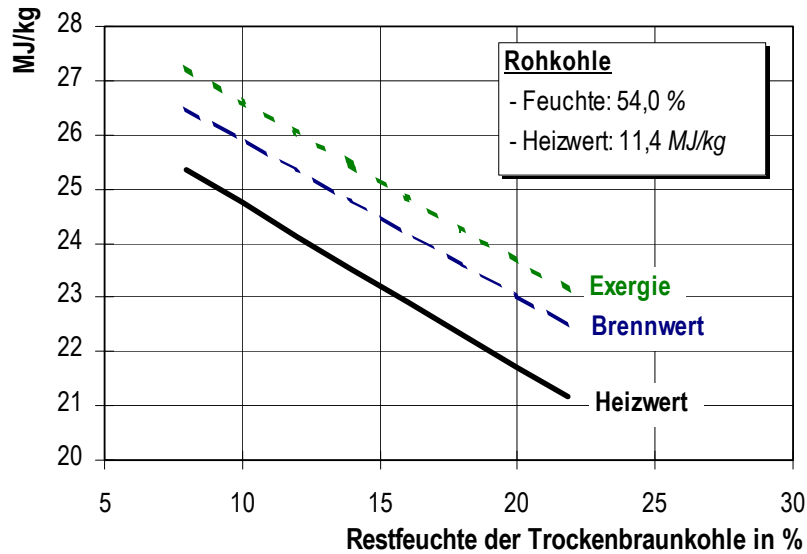


Abbildung 3.5: Rechnerisch ermittelter Anstieg von Heizwert, Brennwert und Exergie der Braunkohle im Verlauf der Trocknung unter Annahme eines konstanten Brennwertes der wasser- und aschefreien Brennstoffsubstanz

Mit zunehmender Reduzierung des Wassergehaltes der Braunkohle steigt der Gesamteigenbedarf der WTA leicht an, und zwar von etwa 6,8 % bei 21,8 % Restfeuchte auf etwa 7 % bei 8 % Restfeuchte. Der Eigenbedarf der WTA-Trocknung hat bei einer Restfeuchte von 21,8 % etwa 33,8 % und bei 8 % Restfeuchte etwa einen Anteil von 36 % vom Gesamteigenbedarf des Kraftwerksblocks, obwohl auf Grund der Steigerung des Heizwertes bei der Trocknung der erforderliche TBK-Massenstrom von 99 auf 83 kg/s sinkt. Das ist auf den Anstieg des Eigenbedarfs des WTA-Verfahrens mit zunehmendem Grad der Trocknung zurückzuführen. Zur Trocknung von einem Kilogramm Rohbraunkohle mit 54 % Ausgangsfeuchte auf 21,8 % Restfeuchte ist eine elektrische Arbeit von 131,5 kJ erforderlich; bei 8 % Restfeuchte bereits 146 kJ (Abbildung 3.6).

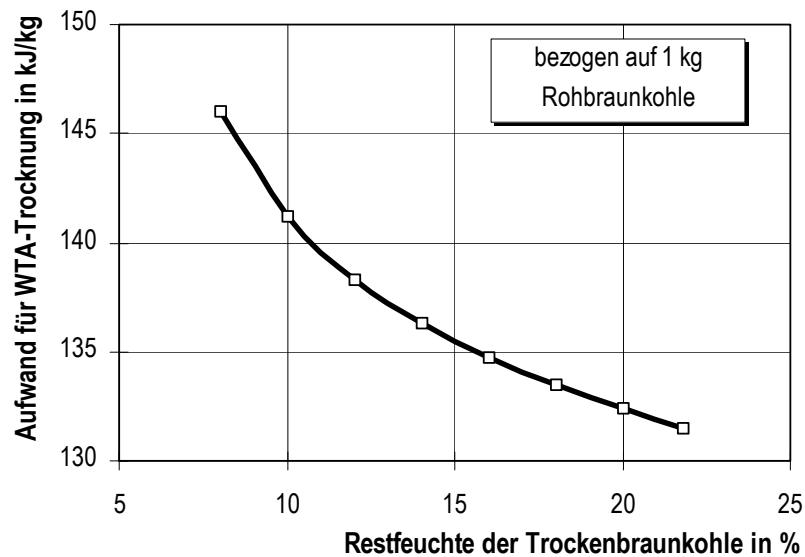


Abbildung 3.6: *Arbeitsaufwand zur Trocknung von einem Kilogramm Rohbraunkohle mittels WTA-Verfahren von 54 % Feuchte in Abhängigkeit von der erzielten Restfeuchte der Trockenkohle*

Bei einer Restfeuchte der Trockenbraunkohle von 21,8 % muss 76,3 % des gesamten in der Referenz-Braunkohle vorhandenen Wassers ausgetrieben werden, bei 8 % Restfeuchte hingegen 92,6 % (siehe Abbildung 3.7).

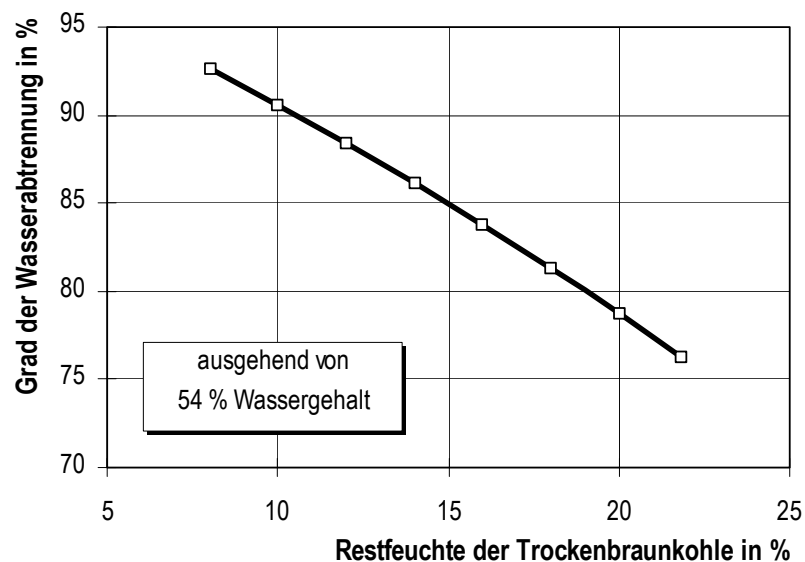


Abbildung 3.7: *Zusammenhang zwischen Restwassergehalt der Trockenbraunkohle und dem Anteil des zu entfernenden Kohlenwassers von der Ausgangsfeuchte 54 %*

Der erforderliche Brüdenenddruck, der bei der Auslegung des WTA-Verfahrens so bestimmt wird, dass der erforderliche Energiebedarf für die Trocknung gedeckt wird, nimmt mit zunehmender Reduzierung der Kohlenfeuchte leicht ab. Das liegt an dem deutlich größeren zur Verfügung stehenden Brüdenmassenstrom, der für die Beheizung der Wirbelschicht herangezogen werden kann und mit der Menge auszutreibenden Kohlenwassers ansteigt. Bezogen auf die Brennstoffexergie (Heizwert) der

Trockenbraunkohle entspricht der Eigenbedarf der WTA-Trocknung etwa 0,97 (1,06) bis 1,07 % (1,15 %) bei 21,8 % bzw. 8 % TBK-Restfeuchte.

Durch den Übergang von der Mahltrocknung auf das WTA-Verfahren zur Trocknung der Rohkohle erhöht sich der Nettowirkungsgrad des Kraftwerksprozesses um rund 10 bis 12 %. Ausgehend vom Nettowirkungsgrad des Referenzkraftwerks, bezogen auf die Brennstoffexergie (Heizwert), ergibt sich bei einer TBK-Restfeuchte von 21,8 % eine Steigerung des Wirkungsgrades um 4,0 %-Punkte (4,8) bzw. 4,7 %-Punkte (5,5) bei 8 % Restfeuchte. Die Ergebnisse werden in Abbildung 3.8 grafisch dargestellt.

Mechanisch/Thermische-Entwässerung

Bei der Mechanisch/Thermischen Entwässerung tritt neben dem elektrischen Eigenbedarf der Presse noch ein Wärmebedarf auf, der durch den Kraftwerksprozess gedeckt werden muss. Wie in der Darstellung des MTE-Verfahrens (Abschnitt 1.2.2, ab S. 23) und des MTE-Berechnungsmodells (Abschnitt 2.2.3, ab S. 65) dargestellt wird, dient die äußere Wärmezufuhr zur Vorwärmung der Rohkohle durch Bedampfung mit Satttdampf. Der dazu erforderliche Satttdampf wird im betrachteten Konzept aus Zusatzwasser erzeugt, welches durch Kondensation von Anzapfdampf der MD-Turbine verdampft wird. Die MTE-Prozesstemperatur (200 °C) und die Grädigkeit des verwendeten Wärmeübertragers (5 K) sind bestimmend für den Anzapfdampfdruck, der bei etwa 1,6 MPa liegt. Die MTE-Anlagenparameter werden entsprechend der Literaturangaben für eine Restfeuchte von 21,8 % ausgelegt.

Nach dem Pressvorgang hat die Kohle eine Restfeuchte von ca. 28 %. Bei der Entlastung der Presse und dem anschließenden Aufbrechen des Kohlenpresslings wird durch Entspannungsverdampfung und Nachentwässerung der Wassergehalt der Kohle auf 21,8 % reduziert. Wird die Kondensationswärme der dabei entweichenden Brüden innerhalb des MTE-Verfahrens nicht zur Kohlenvorwärmung verwendet, ergibt sich ein Anzapfdampfbedarf von 15,6 kg/s (56 t/h) in einem 965 MW Kraftwerk zur Herstellung von 98,4 kg/s (354 t/h) Trockenbraunkohle mit 21,8 % Restfeuchte. Das entspricht bezogen auf ein Kilogramm Rohkohle einem Anzapfdampfbedarf von 0,094 kg bzw. bezogen auf ein Kilogramm TBK 0,16 kg. Der Nettowirkungsgrad steigt bezogen auf die Exergie (Heizwert) der Trockenkohle auf 41,9 % (49,9 %). Durch Rückgewinnung der Kondensationswärme der Brüden aus der Entspannungsverdampfung zur Kohlenvorwärmung reduziert sich der Anzapfdampfbedarf um rund 56 % auf 6,8 kg/s bzw. 0,041 kg pro Kilogramm Rohkohle und 0,07 kg pro Kilogramm TBK. Die dadurch erzielte Reduzierung des Bedarfs an äußerer Wärmezufuhr verbessert den Nettowirkungsgrad des gesamten Kraftwerksprozesses bezogen auf die Brennstoffexergie (Heizwert) auf 42,3 % (50,3 %). Die Ergebnisse werden ebenfalls in Abbildung 3.8 grafisch dargestellt.

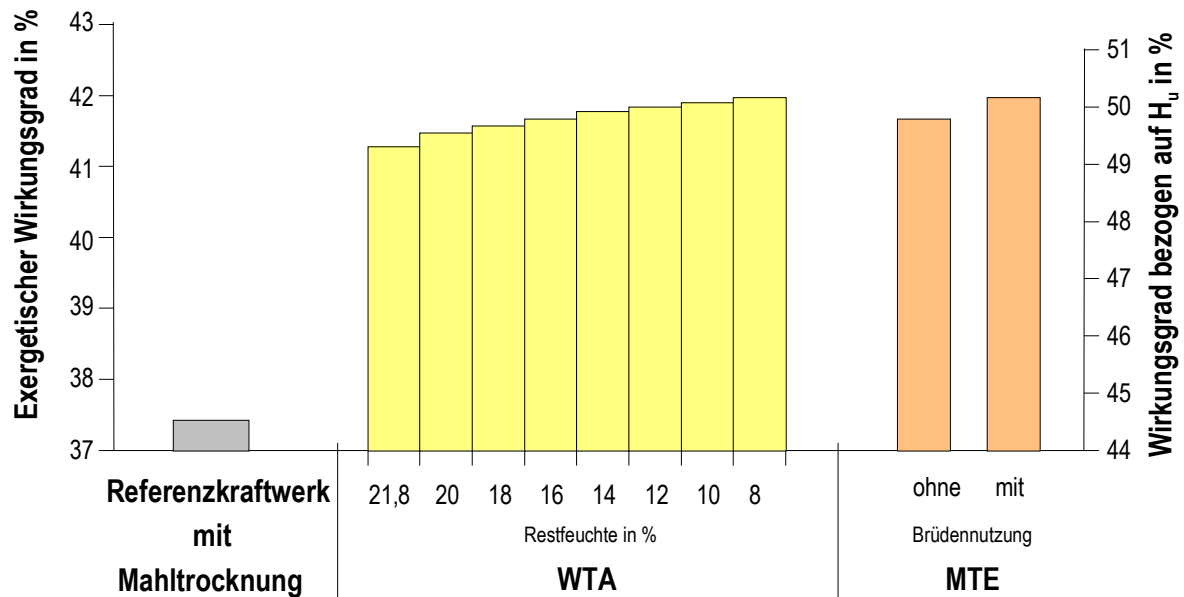


Abbildung 3.8: Steigerung des Nettowirkungsgrades eines Dampfkraftwerks durch Austausch der Mahltrocknung durch das WTA- oder MTE-Verfahren

Als erster Entwicklungsschritt des zukünftigen braunkohlenbefeuerten Dampfkraftwerks wird der Ersatz des Mahltrocknungsverfahrens durch die WTA mit einer Restfeuchte der TBK von 12 % definiert. Da der aus der Rohkohle ausgetriebene Wasserdampf (80 kg/s oder 288 t/h) bei dieser Vorgehensweise nicht mehr dem Kessel zugeführt wird, reduziert sich der Rauchgasmassenstrom des 965 MW-Blocks um 35 %, also von 1250 kg/s auf 815 kg/s (2930 t/h). Neben der Abnahme des Rauchgasmassenstroms bewirkt die TBK-Feuerung einen Anstieg der theoretischen Verbrennungstemperatur und der mittleren Rauchgastemperatur im Kessel um etwa 630 K bzw. 320 K. Der geringere Wasserdampfgehalt des Rauchgases (6 % statt 14,6 % im Referenzfall) hat eine Reduzierung des Säuretaupunktes um etwa 7 K zur Folge. Um diesen Wert wird bei der Auslegungsrechnung die rauchgasseitige Austrittstemperatur aus dem Dreh-Luvo reduziert. Auf Grund des geringeren Rauchgasmassenstroms reicht die Rauchgaswärme nicht mehr zur Versorgung der Lubecos aus. Die gesamte Wärme des Rauchgases wird zur Vorwärmung der Verbrennungsluft eingesetzt. Die Austrittstemperatur des Rauchgases aus dem Kessel steigt um 5 K auf 356 °C.

Durch den ersten Entwicklungsschritt erfolgt eine Reduzierung der Exergieverluste der Brennstoffaufbereitung von 5,8 % im Referenzfall auf 1,3 %. Das entspricht einer Reduktion um 78 %. Gleichzeitig sinkt der Exergieverlust der Rauchgaswärmeabgabe an die Umgebung von 5,6 auf 4,4 %. Auf Grund der Reduzierung des Rauchgasstroms um das aus der Kohle ausgetriebene Wasser. Der Exergieverlust der Abgabe des Kondensats der WTA-Trocknung beträgt lediglich 0,03 %. Der zusätzliche Aufwand für die Brüdenverdichtung und das Fluidisierungsgebläse erhöht den elektrischen Eigenbedarf (und somit den Exergiebedarf) der Kohlaufbereitung von 0,42 auf 1,44 %. Die resultierende Steigerung des exergetischen Nettowirkungsgrads beträgt 4,9 %-Punkte (bzw. 5,8 %-Punkte bei Verwendung des Heizwertes in der Wirkungsgraddefinition).

3.2.2 Steigerung des Dampfturbinenwirkungsgrades

In der Vergangenheit erzielte Fortschritte in der Entwicklung der Dampfturbinen haben einen wichtigen Beitrag für die hohen Wirkungsgrade moderner Dampfkraftwerke geleistet. Bei dem Entwicklungsschritt zu dem zuletzt von RWE errichteten 965 MW-Braunkohleblock ausgehend von den davor errichteten 600 MW-Blöcken wurde laut Kallmeyer der Wirkungsgrad um 9,7 %-Punkte verbessert, wobei 2,3 % Punkte auf Verbesserungen der Dampfturbinen zurückzuführen sind [KAL-99]. Durch folgende vorausschauende Analyse der möglichen Auswirkungen weiter steigender Turbinenwirkungsgrade, wird das Entwicklungspotenzial, das diese Maßnahme eröffnen könnte, abgeschätzt. Im Rahmen dieser Arbeit wird mit gemittelten und frei veränderlichen Parametern der Dampfturbinen gerechnet, da detaillierte Herstellerangaben über Stufenzahlen, Druckverhältnisse, Anzapfdrücke etc. nicht vorliegen.

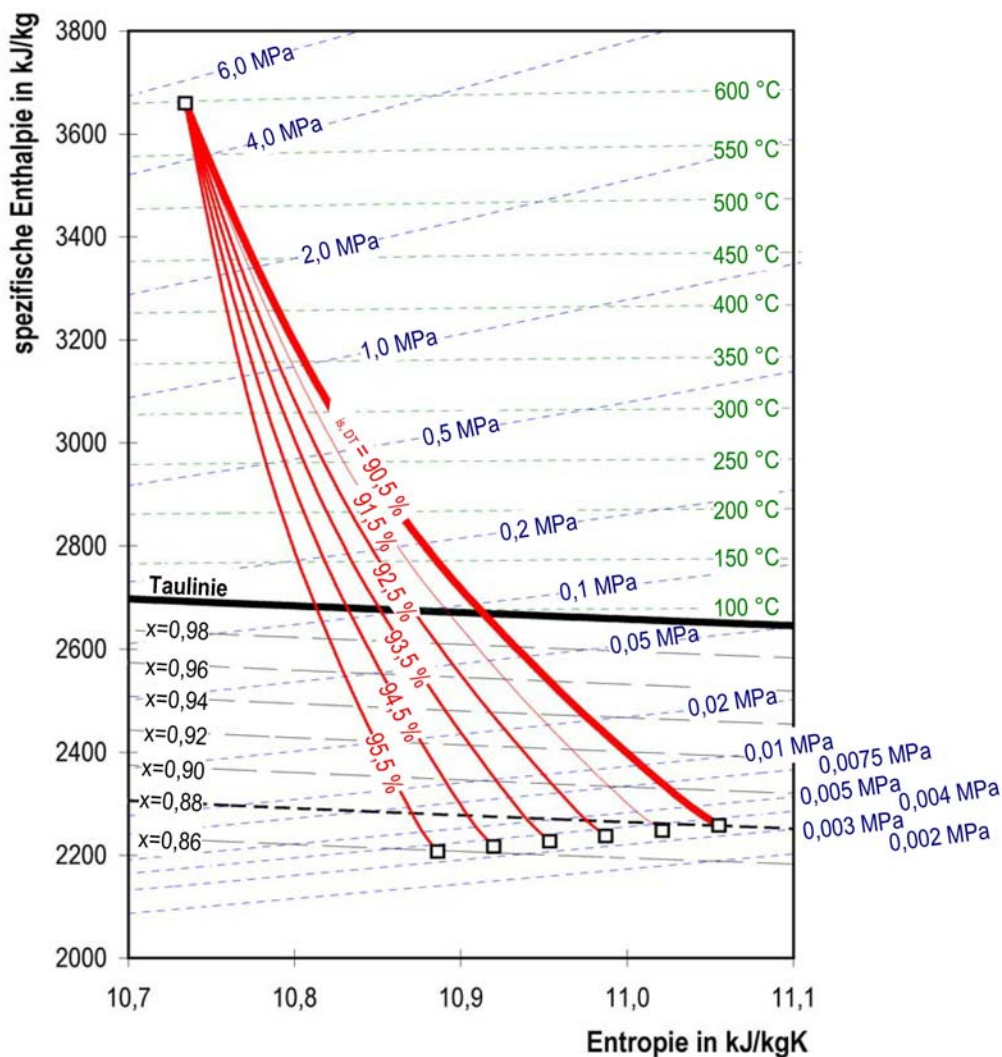


Abbildung 3.9: Änderung des Entspannungsverlaufs in der MD- und ND-Turbine durch Steigerung des isentropen Stufenwirkungsgrades der Entspannung

Die Untersuchung der Auswirkungen steigender Dampfturbinenwirkungsgrade basiert auf einer Serie von Auslegungsrechnungen eines Dampfkraftwerks mit integrierter WTA-Trocknung, entsprechend dem im vorherigen Abschnitt beschriebenen ersten Entwicklungsschritt mit gesteigerten isentropen

Stufenwirkungsgraden der Dampfturbinen (ausgehend von 90,5 % in Schritten von 1 %-Punkten bis auf 95,5 %). Bei unverändertem Eintrittszustand in den MD-Teil der Turbine, unveränderter Vorwärmstrecke und unverändertem Kondensatordruck ändert sich der Entspannungsverlauf in der MD- und ND-Turbine entsprechend der Darstellung in Abbildung 3.9.

Eine Zunahme des isentropen Stufenwirkungsgrades bedeutet eine Verringerung der Entropiezunahme während der Entspannung. Die Dampfentropie am Austritt der ND-Turbine wird mit zunehmendem isentropen Stufenwirkungsgrad geringer. Da alle ND-Austrittszustände bei der durchgeführten Variationsrechnung auf der gleichen Isobaren liegen, nimmt die Feuchte des Dampfes am ND-Austritt zu. Im Referenzfall wird mit einem isentropen Dampfturbinenstufenwirkungsgrad von 90,5 % bereits der untere Grenzwert der Endfeuchte von 88 % erreicht. Daher muss durch geeignete Maßnahmen, bzw. Änderung der Auslegungsparameter, der Prozessverlauf derart geändert werden, dass die Endfeuchte möglichst konstant bei 88 % gehalten wird. Höhere Dampfgehalte sind prinzipiell zulässig, schöpfen aber das verfügbare Enthalpiegefälle der Entspannung nicht vollständig aus.

Die in Abbildung 3.10 dargestellten Wirkungsgradsteigerungen resultieren ausschließlich aus dem Einfluss steigender Dampfturbinenwirkungsgrade, ohne den unzulässigen Anstieg der Endfeuchte, der in der Abbildung auch dargestellt ist, zu berücksichtigen. Da der optimale Endpunkt der Entspannung in der ND-Turbine durch Kondensatordruck und Mindest-Dampfgehalt festgelegt ist, muss durch geeignete Anpassungen des Prozesses der Eintrittszustand in die MD-Turbine beeinflusst werden.

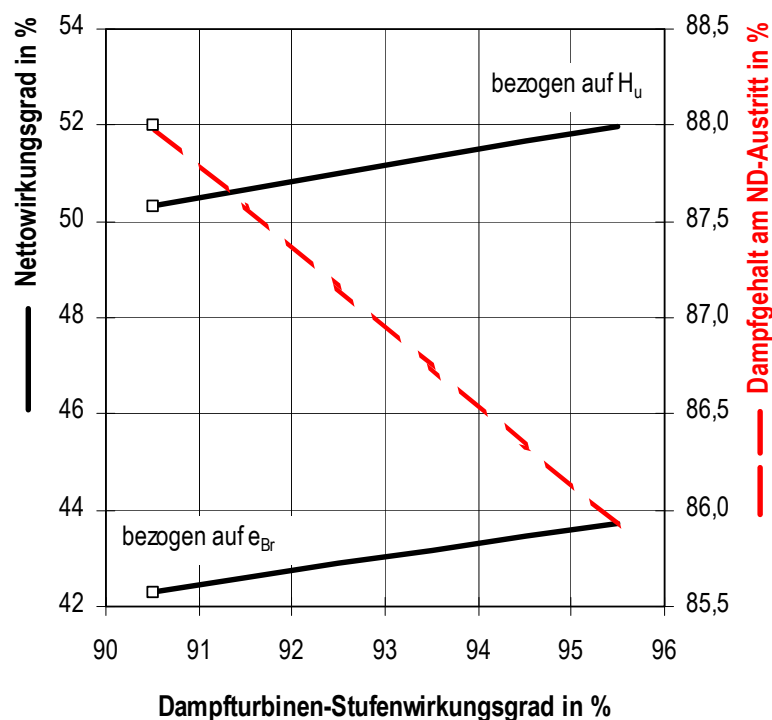


Abbildung 3.10: Einfluss des isentropen Stufenwirkungsgrades der Entspannung auf den Nettowirkungsgrad des Kraftwerks und den Dampfgehalt am ND-Austritt

Bei der oben dargestellten Variationsrechnung wird der MD-Eintrittsdruck (5,4 MPa) aus den Erfordernissen der Speisewasser-Vorwärmstrecke abgeleitet. Durch geringfügige Reduzierung der Temperatur des Speisewassers am Kesseleintritt, ändert sich die Vorwärmstrecke derart, dass der MD-

Eintrittsdruck leicht abgesenkt wird. Bei der vorausgesetzten idealen Vorwärmung werden die Anzapfdrucke (bzw. die Siedetemperaturen des Anzapfdampfes) entsprechend der erforderlichen Speisewassertemperatur des jeweiligen Vorwärmers zuzüglich der Grädigkeit von 5 K festgelegt. Da der dritte HD-Vorwärmer aus der KZÜ-Leitung gespeist wird, ergibt sich durch diese Vorgehensweise auch eine Koppelung des Austrittsdrucks aus der HD-Turbine an den Verlauf der Speisewassertemperatur in der Vorwärmstrecke. Dies führt zu einer Erhöhung des Dampfgehaltes am Ende des Entspannungsverlaufs, aber auch zu einer Reduzierung des Gesamtprozess- Nettowirkungsgrades. Der Zusammenhang wird in Abbildung 3.11 durch die mit „A“ bezeichnete Kurve wiedergegeben. Bei einem isentropen Stufenwirkungsgrad von 95,5 % wird die Speisewassereintrittstemperatur von 294 auf 269 °C gesenkt. Dabei steigt der Dampfgehalt am ND-Austritt von 85,9 auf 88 % an und der exergetische Nettowirkungsgrad sinkt von 43,7 auf 43,3 % (Der auf den Heizwert bezogene Wirkungsgrad sinkt von 52 auf 52,5 %).

Hält man hingegen die Eintrittstemperatur des Speisewassers in den Kessel fest und senkt statt dessen den MD-Frischdampfdruck, so ist auch eine Anhebung des Dampfgehaltes auf 88 % erreichbar, wobei die Abnahme des Wirkungsgradanstiegs durch die Verbesserung der Dampfturbine, entsprechend Kurve „B“, etwas geringer ausfällt. Dazu muss jedoch auf die exakte Einhaltung einer konstanten Temperaturerhöhung des Speisewassers durch jede der neun Vorwärmstufen verzichtet werden. Bei einem isentropen Stufenwirkungsgrad von 95,5 % muss der MD-Frischdampfdruck von 5,4 auf 3,8 MPa gesenkt werden, um einen Dampfgehalt von 88 % zu erreichen. Der Nettowirkungsgrad reduziert sich dadurch von 43,7 auf 43,5 % (bzw. von 52 auf 51,8 %).

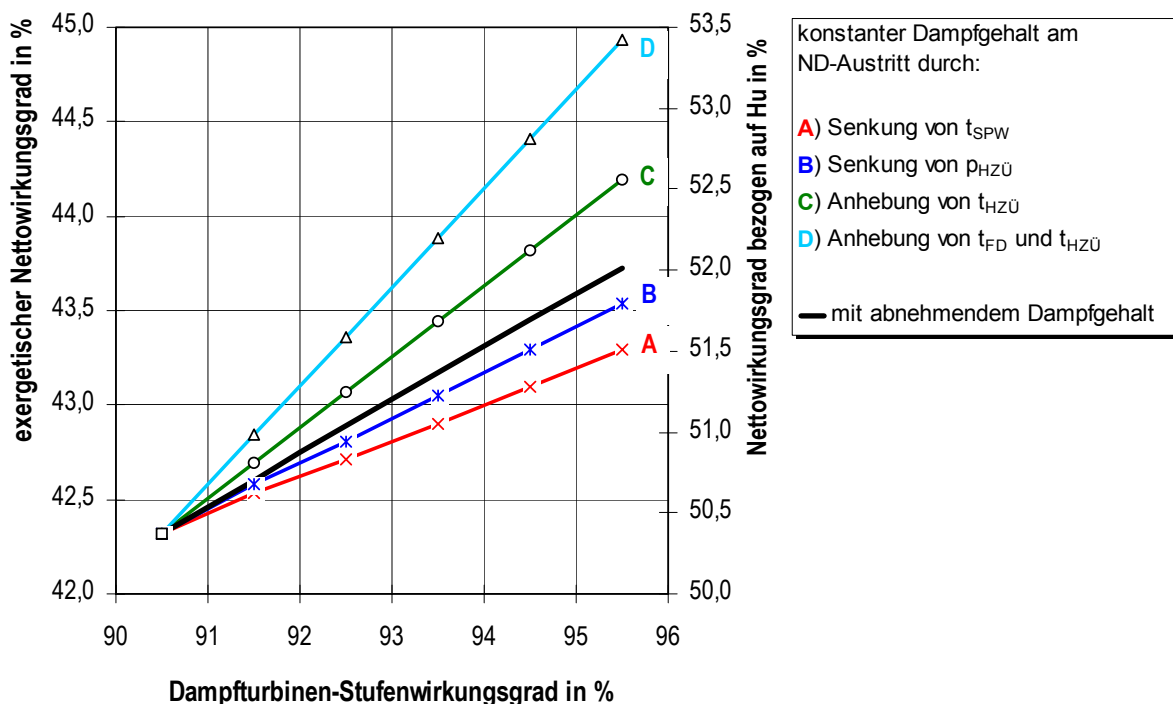


Abbildung 3.11: Einfluss der Steigerung des isentropen Dampfturbinen-Stufenwirkungsgrades unter Berücksichtigung verschiedener Maßnahmen zur Beibehaltung eines Dampfgehaltes von 88 % am Austritt der ND-Turbine

Eine weitere Maßnahme, die zur Anhebung des Dampfgehaltes am ND-Austritt führt, ist die Anhebung der Temperatur der Zwischenüberhitzung. Da hier jedoch Werkstoffgrenzen erreicht werden, setzt diese Maßnahme bereits Fortschritte in der Entwicklung und Zulassung hochtemperaturbeständiger Kessel- und Turbinenwerkstoffe voraus. Unter Beibehaltung der Kesseleintrittstemperatur von 294 °C und der idealen, gleichmäßigen Speisewasservorwärmung, wird der in Abbildung 3.11 durch die Kurven „C“ und „D“ dargestellte Anstieg des Nettowirkungsgrades bei konstantem Dampfgehalt von 88 % erzielt. Die Ergebnisse der Kurve „C“ wurden unter Beibehaltung der HD-Frischdampf temperatur von 580 °C ermittelt. Bei 95,5 % Stufenwirkungsgrad wird zur Steigerung des Dampfgehaltes auf 88 % die HZÜ-Temperatur von 600 auf 665 °C angehoben. Dadurch steigt der exergetische Nettowirkungsgrad von 43,7 auf 44,2 % (bzw. von 52 auf 52,5 % bezogen auf den Heizwert). Die Ergebnisse der Kurve „D“ ergeben sich durch gleichzeitige Anhebung beider Temperaturen, wobei die HZÜ-Temperatur 20 K oberhalb der Frischdampf temperatur liegt. In diesem Fall muss die HZÜ-Temperatur auf 645 °C und die HD-Frischdampf temperatur entsprechend auf 625 °C angehoben werden. Der exergetische Wirkungsgrad steigt auf 44,9 % und der auf den Heizwert bezogene Wirkungsgrad auf 53,4 %.

Da in diesem Abschnitt der Entwicklungsschritt, der auf die Verbesserungen der Dampfturbine zurück zu führen ist, bewertet werden soll, wird aus allen berechneten Prozessvarianten eine Steigerung des isentropen Stufenwirkungsgrades der Dampfturbinen von 2 %-Punkten und die erforderliche Anhebung des Dampfgehaltes am ND-Austritt durch eine geringfügig angepasste Vorwärmstrecke gewählt (Kurve „B“ in Abbildung 3.11). Der Entspannungsverlauf dieser Variante ist im (h,s)-Diagramm, in Abbildung 3.12, den oben genannten Entspannungsverläufen gegenüber gestellt.

Die Anhebung des Wirkungsgrades der Dampfturbine führt zu einer Reduzierung der Exergieverluste des Dampfkreises um 0,6 % gegenüber dem ersten Entwicklungsschritt, auf 7,59 %. Der exergetische Wirkungsgrad steigt entsprechend von 42,3 % auf 42,9 %. Der auf den Heizwert bezogene Nettowirkungsgrad des zweiten Entwicklungsschrittes beträgt 51 %.

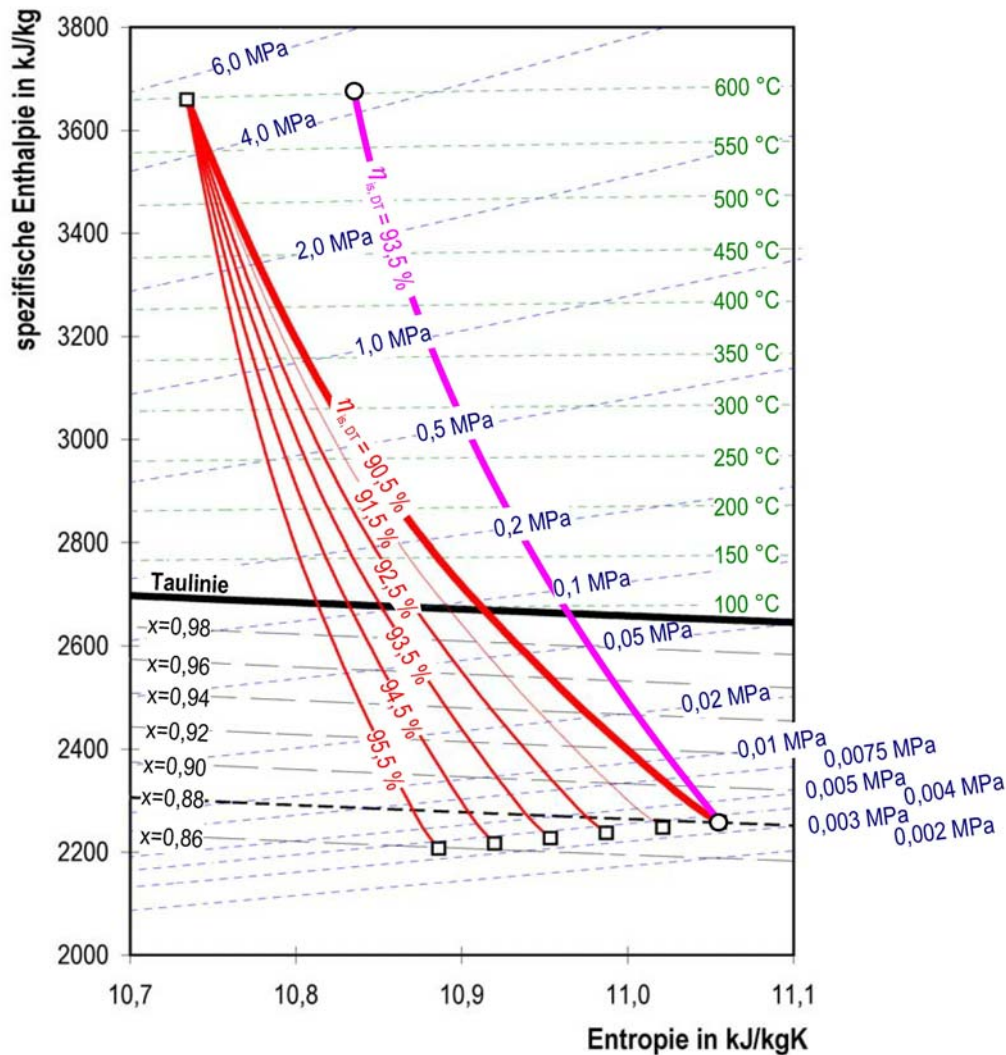


Abbildung 3.12: Entspannungsverlauf in der MD- und ND-Teilturbine des Dampfkraftwerks nach dem zweiten Entwicklungsschritt

Dieser so definierte zweite Entwicklungsschritt dient als Ausgangspunkt für die im folgenden Abschnitt dargestellten Untersuchungen zum Wirkungsgradpotenzial, das durch die Steigerungen der Frischdampfparameter genutzt werden könnte. Die Verfügbarkeit entsprechender Kessel- und Turbinen-Werkstoffe wird vorausgesetzt.

3.2.3 Steigerung der Frischdampfparameter

Die Steigerung der Frischdampfparameter ist eine Maßnahme zur Reduzierung der Exergieverluste bei der Dampferzeugung in einem konventionellen Dampfkraftprozess. Die Verluste der Wärmeübertragung vom Rauchgas an den Wasser-/Dampfkreis sind bei festgelegter Rauchgastemperatur abhängig von der thermodynamischen Mitteltemperatur der Wärmeübertragung. In Abbildung 3.13 ist der Verlauf der thermodynamischen Mitteltemperatur der HD-Schiene, der Zwischenüberhitzung und der gesamten Wärmeaufnahme des Wasser-/Dampfkreislaufs bei Zunahme der Frischdampfparameter dargestellt. Bei der zugrunde liegenden Variationsrechnung der Frischdampfparameter im Bereich von 580 bis 800 °C wird die Endtemperatur der Zwischenüberhitzung immer um 20 K höher als die HD-Frischdampfparameter gesetzt. Alle anderen Parameter werden zunächst konstant gehalten.

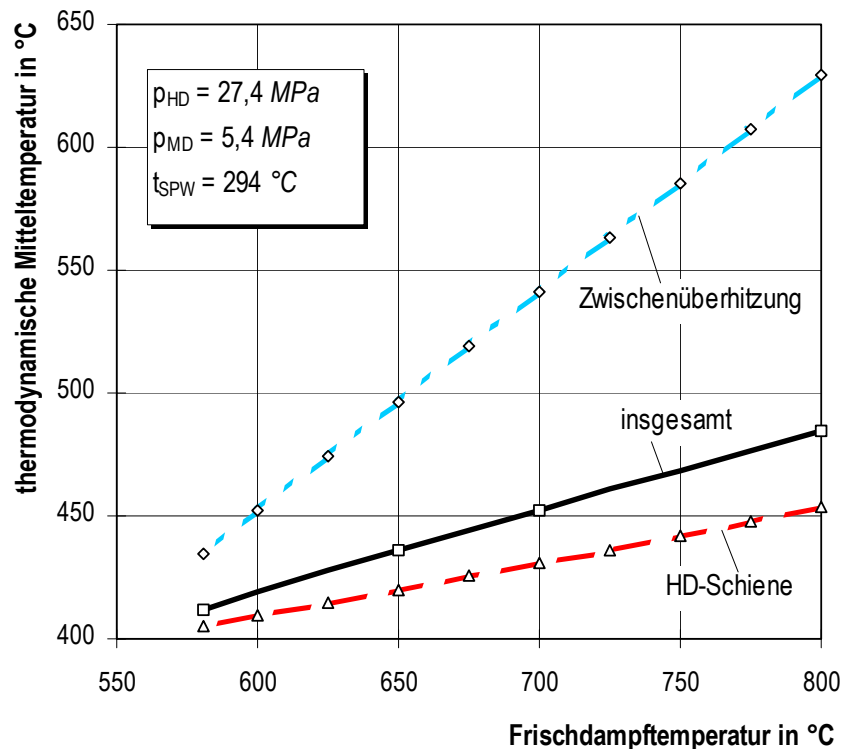


Abbildung 3.13: Einfluss der Frischdampftemperatur auf die thermodynamischen Mitteltemperaturen der HD-Schiene, der Zwischenüberhitzung und der gesamten Wärmeaufnahme des Dampfkreises

Bei den Dampftemperaturen des Referenzfalls, von 580/600 °C, liegt die thermodynamische Mitteltemperatur der HD-Schiene bei 405 °C. Durch die mit 435 °C wesentlich höher liegende Mitteltemperatur der Zwischenüberhitzung steigt die thermodynamische Mitteltemperatur der gesamten Wärmeaufnahme um 7 K auf 412 °C. Mit zunehmenden Frischdampftemperaturen nehmen die Mitteltemperaturen der Wärmeübertragung linear zu. Bei Dampftemperaturen von 650/670 °C liegen die Mitteltemperaturen der HD- und ZÜ-Schiene bei 420 °C bzw. 497 °C. Die thermodynamische Mitteltemperatur der gesamten Wärmeübertragung beträgt dann 436 °C. Bei 700/720 °C Frischdampftemperatur liegt sie bei 453 °C und bei 800/820 °C bei 485 °C.

Durch die Steigerung der thermodynamischen Mitteltemperatur des wärmeaufnehmenden Mediums, sinkt die Temperaturdifferenz und die Exergieverluste der Wärmeübertragung, da eine konstante Rauchgastemperatur angenommen wird. Dies resultiert in einer Zunahme des exergetischen Wirkungsgrades des Gesamtprozesses, wie sie in Abbildung 3.14 dargestellt ist.

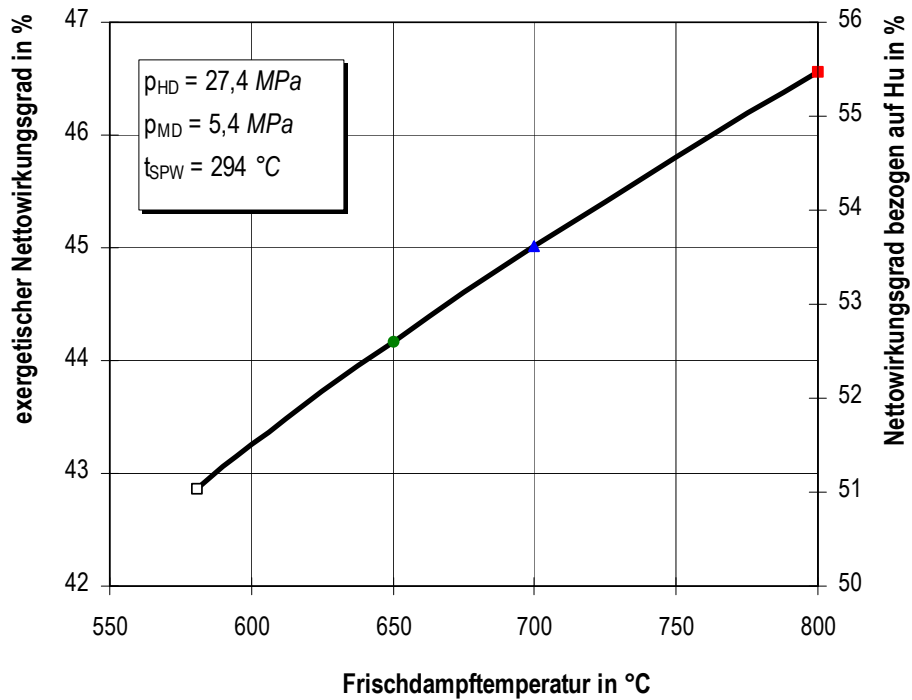


Abbildung 3.14: Einfluss der Frischdampftemperatur auf den Nettowirkungsgrad des überkritischen Dampfkraftprozesses

Auch bei dieser Darstellung wird ausschließlich die Steigerung der HD-Frischdampftemperatur und der ZÜ-Endtemperatur vorausgesetzt. Der exergetische Nettowirkungsgrad (bzw. der auf H_u bezogene Nettowirkungsgrad) nimmt mit zunehmender Frischdampftemperatur nahezu linear zu: ausgehend von 42,9 % (51 %) bei 580/600 °C über 44,2 % (52,6 %) bei 650/670 °C und über 45 % (53,6 %) bei 700/720 °C bis hin zu 46,6 % (55,4 %) bei Frischdampftemperaturen von 800/820 °C.

Die Ein- und Austrittszustände der Dampfturbinen ändern sich durch die Steigerung der Frischdampftemperaturen entsprechend der Darstellung in Abbildung 3.15.

Durch die Zunahme der HD-Frischdampftemperatur wandert der Zustandspunkt bei Eintritt in den HD-Teil der Turbine auf der Isobaren des konstant gehaltenen Eintrittsdrucks von 27,4 MPa im (h,s)-Diagramm nach rechts. Entsprechend dem zugrunde gelegten isentropen Stufenwirkungsgrad (92,5 %) und dem konstant gehaltenen Austrittsdruck steigt auch die Austrittstemperatur aus der HD-Turbine. Die gleichzeitige Erhöhung der Zwischenüberhitzer-Endtemperatur führt zu einer ähnlichen Verschiebung des Eintrittspunktes in die MD-Turbine auf der Isobaren von 5,4 MPa. In Abbildung 3.15 sind die Ein- und Austrittszustände der Turbinen durch Geraden verbunden, die nicht den exakten Entspannungsverläufen entsprechen. In Folge der Verschiebung des Ausgangspunktes der Entspannung wandert auch der Austrittszustand aus dem ND-Teil im (h,s)-Diagramm auf der Isobaren des Kondensatordrucks nach rechts. Dadurch kommt es zu einer Zunahme des Dampfgehaltes am Austritt der ND-Turbine.

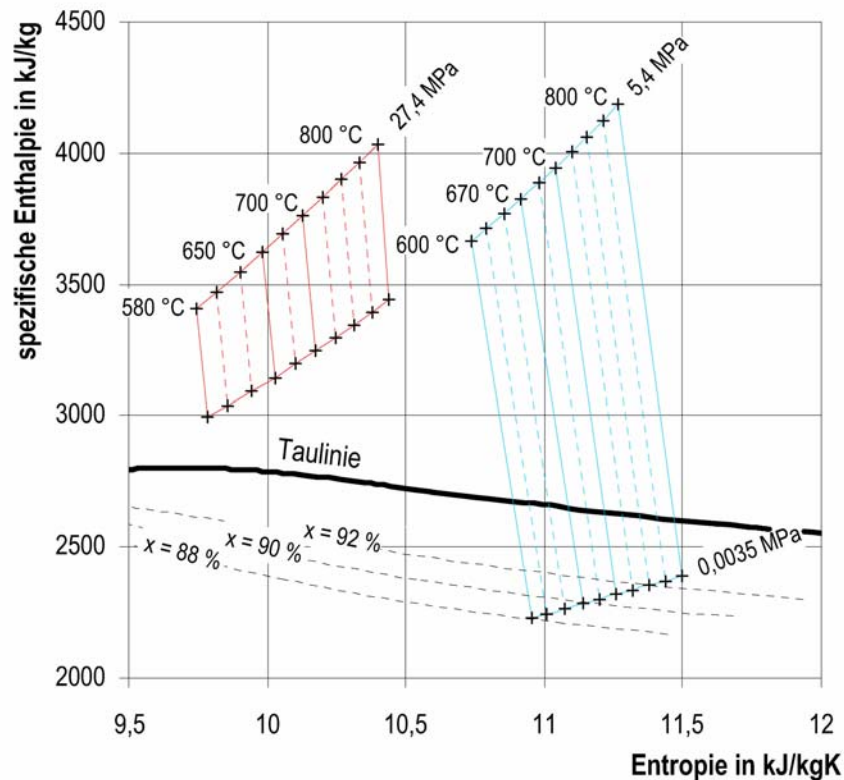


Abbildung 3.15: Einfluss der Frischdampftemperaturen auf den Entspannungsverlauf in der Dampfturbine

Die gleichzeitige Steigerung der Frischdampfdrücke bietet ein weiteres Potenzial zur Verbesserung des Wirkungsgrades des Dampfkraftprozesses. So wie die möglichen Temperaturerhöhungen von den Materialfestigkeiten der Rohrleitungen abhängen, sind auch die Frischdampfdrücke durch die zulässigen Werkstoffbelastungen begrenzt, wobei die Parameter maximale Temperatur und maximaler Druck nicht unabhängig voneinander zu betrachten sind (siehe Abschnitt 1.2.1). Hier wird das theoretische Potenzial der Wirkungsgradsteigerung durch Anhebung des Frischdampfdruckes untersucht.

Der Einfluss gesteigerter Frischdampfdrücke von 27,4 MPa bis 35,4 MPa für Frischdampftemperaturen von 650/670 °C, 700/720 °C sowie 800/820 °C wird in Abbildung 3.16 dargestellt. Die Eintrittstemperatur des Speisewassers in den Dampferzeuger beträgt bei den zugrunde liegenden Variationsrechnungen einheitlich 294 °C.

Bei Frischdampftemperaturen von 650/670 °C führt die Anhebung des Frischdampfdruckes von 27,4 MPa auf 35,4 MPa zu einer Erhöhung des exergetischen Nettowirkungsgrades (bzw. des auf Hu bezogenen Wirkungsgrades) um 0,4 %-Pkt. (0,5 %-Pkt.) auf 44,9 % (53,4 %).

Bei Frischdampftemperaturen von 700/720 °C führt die gleiche Druckerhöhung zu einer Steigerung des Wirkungsgrades um 0,5 %-Pkt. (0,6 %-Pkt.) von 45,3 % (53,9 %) auf 45,8 % (54,5 %). Mit zunehmender Frischdampftemperatur nimmt der Druckeinfluss auf die Wirkungsgradsteigerung leicht zu. Bei 800/820 °C Dampftemperatur steigt der Wirkungsgrad gegenüber dem Wert bei 27,4 MPa um etwa 0,6 %-Pkt. (0,7 %-Pkt.) bei 35,4 MPa an, also bis auf 44,7 % (56,4 %). Wegen der problematischen Druckbelastbarkeit der hoch temperaturbeständigen, extrudierten ODS-Rohre wird bei 800/820 °C auch der Einfluss sinkender FD-Drücke auf die Auslegung untersucht. Die Ergebnisse

sind ebenfalls in Abbildung 3.16 eingezeichnet. Bei einem Frischdampfdruck von 21,4 MPa ist der exergetische Wirkungsgrad noch um 0,34 %-Punkte höher als bei 700/720 °C und 35,4 MPa Frischdampfdruck.

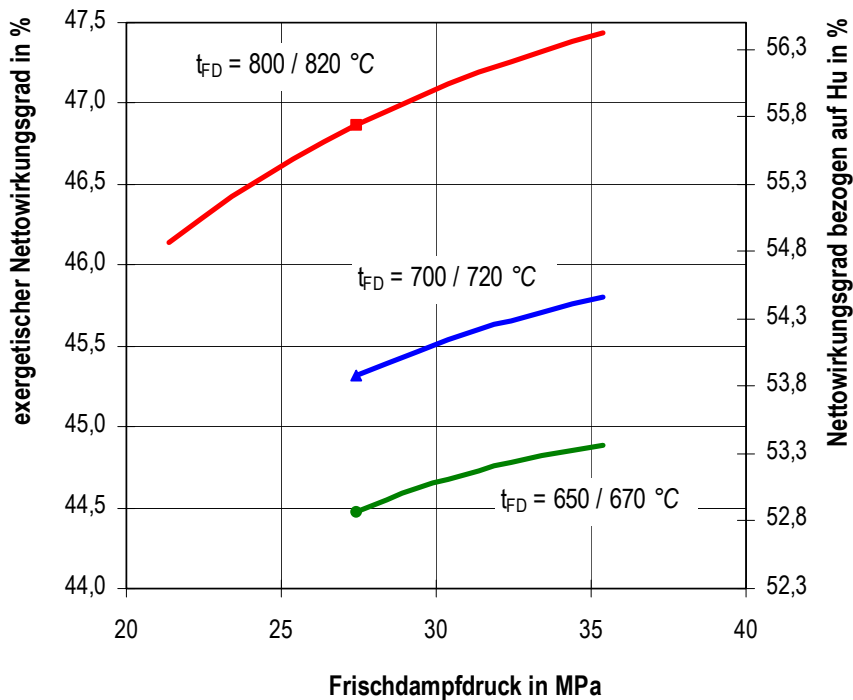


Abbildung 3.16: Einfluss des Frischdampfdrucks auf den Nettowirkungsgrad des Dampfkraftwerks bei ausgewählten Frischdampf- und ZÜ-Temperaturen sowie einer konstanten Eintrittstemperatur des Kesselspeisewassers von 294 °C

Eine Steigerung der thermodynamischen Mitteltemperatur der Wärmeaufnahme durch den Wasser-/Dampfkreis im Dampferzeuger kann zusätzlich durch Anhebung der Eintrittstemperatur des Speisewassers in den Kessel (T_{SPW}) erfolgen. Diese Maßnahme stellt somit auch eine Möglichkeit zur Reduzierung der Exergieverluste des Dampferzeugers dar. Die Speisewasser-Eintrittstemperatur wird in der Praxis durch die Eigenschaften der zur Verfügung stehenden Werkstoffe begrenzt.

Der Einfluss einer Steigerung der Speisewasser-Eintrittstemperatur in den Kessel bei den Dampfzuständen 650/670 °C / 29,4 MPa, 700/720 °C / 34,4 MPa und 800/820 °C / 35,4 MPa wird in Abbildung 3.17 dargestellt.

Die Zunahme der Eintrittstemperatur des Speisewassers in den Kessel im Bereich von 294 bis 339 °C führt in allen betrachteten Fällen zu einer geringfügigen Steigerung des Nettowirkungsgrades. Bei Temperaturen über 320 °C sind kaum noch Steigerungen erreichbar. Gleichzeitig nimmt durch diese Maßnahme der Dampfgehalt am Austritt der ND-Turbine deutlich zu, was wiederum ein Potenzial zur Steigerung des Enthalpiegefälles bei der Entspannung eröffnet.

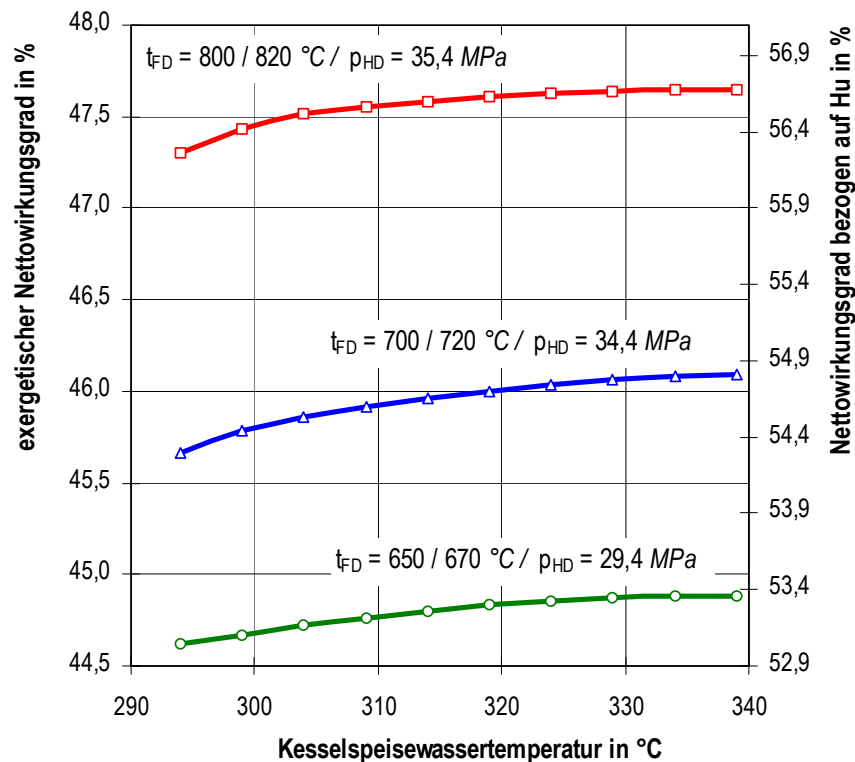


Abbildung 3.17: Einfluss der Speisewassereintrittstemperatur in den Kessel auf den Nettowirkungsgrad eines Dampfkraftwerks bei ausgewählten Frischdampfzuständen

Die durchgeführten Variationsrechnungen werden zu drei Entwicklungsschritten zusammengefasst, die zur Reduzierung der Exergieverluste und zu folgenden Nettowirkungsgraden führen.

Entwicklungsschritt	3.1	3.2	3.3
Frischdampftemperatur	650/670 °C	700/720 °C	800/820 °C
Frischdampfdruck	29,4 MPa	34,4 MPa	35,4 MPa
Speisewassereintrittstemperatur	299 °C	304 °C	304 °C
Dampferzeuger-Exergieverluste	18,6 %	17,4 %	15,9 %
exergetischer Nettowirkungsgrad	44,4 %	45,6 %	47,3 %
Nettowirkungsgrad auf Heizwert bezogen	52,8 %	54,2 %	56,2 %

3.2.4 Optimierung des Kondensatordrucks

Die Senkung des Kondensatordrucks durch Optimierung des kalten Endes zielt auf die Reduzierung der Exergieverluste des Wasser-/Dampfkreises ab. Der mit der Abgabe der Kondensationswärme an die Umgebung einher gehende Exergieverluststrom ist abhängig von der thermodynamischen Mitteltemperatur der Wärmeübertragung an die Umgebung. Diese wird aus den Ein- und Austrittszuständen des Kühlwassers ermittelt. Die Eintrittstemperatur des Kühlwassers in den Kondensator (Kaltwassertemperatur) ist bei der Rückkühlung mittels Naturzug-Nasskühlturm direkt vom Kühlgrenzabstand des Kühlturms abhängig und durch den Zustand der Umgebungsluft bzw. deren Taupunkttemperatur nach unten begrenzt. Bei konstanter Kühlgrenzbreite wirkt eine Reduzierung des Kühlgrenzabstandes auch

senkend auf die Warmwassertemperatur (siehe Abbildung 2.8, S. 60). Durch Reduktion des Kühlgrenzabstandes (indirekt durch Erhöhung des Kühlwassermassenstroms) ist eine Senkung der Warmwassertemperatur bei gleichbleibender Kaltwassertemperatur möglich. Entscheidend für den resultierenden Kondensatordruck ist die Temperatur des Kondensats, welche um die Grädigkeit des Kondensators über der Warmwassertemperatur des Kühlwassers liegt. Jede Reduzierung des Kühlgrenzabstandes des Kühlturms, jede Reduzierung der Kühlzonenbreite und jede Reduzierung der Kondensatorgrädigkeit führt somit gleichermaßen zu einer Reduzierung der Kondensattemperatur und, gekoppelt über die Dampfdruckkurve des Wassers, zu einer Reduzierung des Kondensatordrucks. Dies führt zu einer Leistungssteigerung der Dampfturbine und gleichzeitig zur Abnahme der Exergieverluste an die Umgebung.

In der Variationsrechnung zur Ermittlung des Wirkungsgradpotenzials durch Optimierungen am kalten Ende des Dampfkreislaufes wird nicht zwischen den drei möglichen Ansatzpunkten zur Reduktion des Kondensatordrucks unterschieden, da beim aktuellen Stand alle Größen auf Grund wirtschaftlicher Erfordernisse begrenzt werden und nicht durch mangelnde Verfügbarkeit besserer Technik. Die Simulation der Optimierung des kalten Endes erfolgt durch gleichzeitige Reduzierung der drei relevanten Temperaturdifferenzen in gleichen Relationen. Die resultierende Abnahme der thermodynamischen Mitteltemperatur der Wärmeübertragung an die Umgebung und die Abnahme des Kondensatordrucks werden in Abbildung 3.18 angegeben.

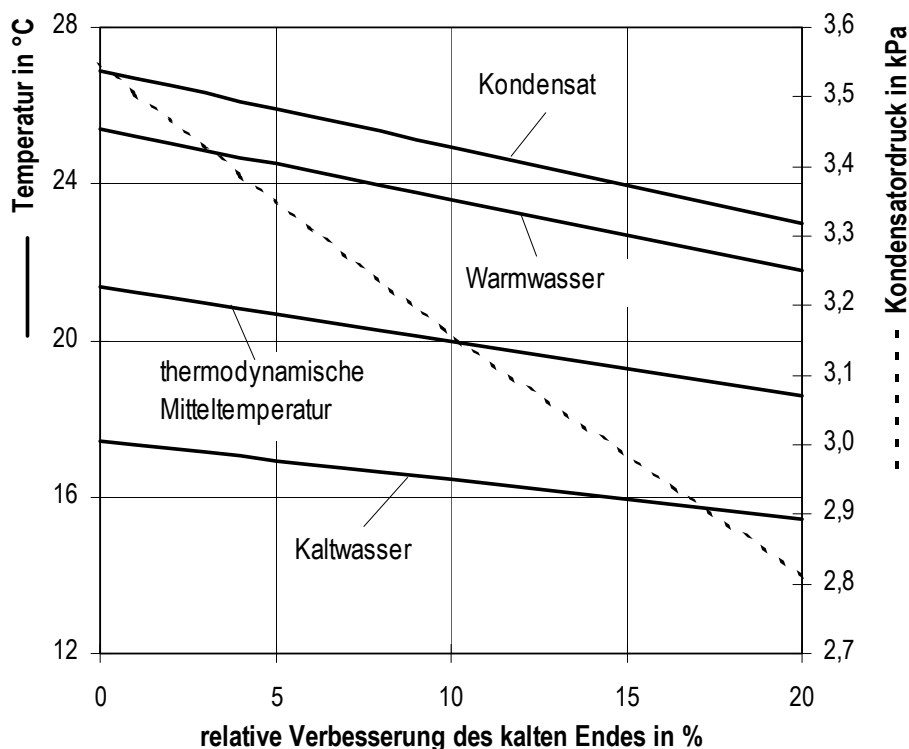


Abbildung 3.18: Einfluss der Verbesserung des kalten Endes auf die Kalt- und Warmwassertemperatur des Kondensators und die damit verbundene mittlere Temperatur der Wärmeübertragung an die Umgebung sowie auf die Kondensattemperatur und den Kondensatordruck

Ausgehend von 10 K Kühlgrenzabstand, 8 K Kühlzonenbreite und 1,5 K Kondensatorgrädigkeit resultiert aus einer Verbesserung des kalten Endes um 10 % ein Kühlgrenzabstand von 9 K, eine Kühlzonenbreite von 7,2 K sowie eine Grädigkeit von 1,35 K. Das bedeutet, dass die Kondensattemperatur um insgesamt 1,95 K abnimmt (von 26,9 auf 24,9 °C). Dadurch fällt der Kondensatordruck von 3,55 auf 3,16 kPa. Die zu den Exergieverlusten proportionale thermodynamische Mitteltemperatur sinkt gleichzeitig von 21,4 auf 20 °C. Das führt zu einer Abnahme der Exergieverluste des Dampfkreises von 7,51 auf 7,32 % (also um rund 0,2 %-Punkte).

Ausgehend vom Entwicklungsschritt 3.1 des Dampfkraftwerks ergibt sich durch die resultierende Verbesserung des Kondensatordrucks der in Abbildung 3.19 dargestellte Einfluss auf den Nettowirkungsgrad des Gesamtprozesses.

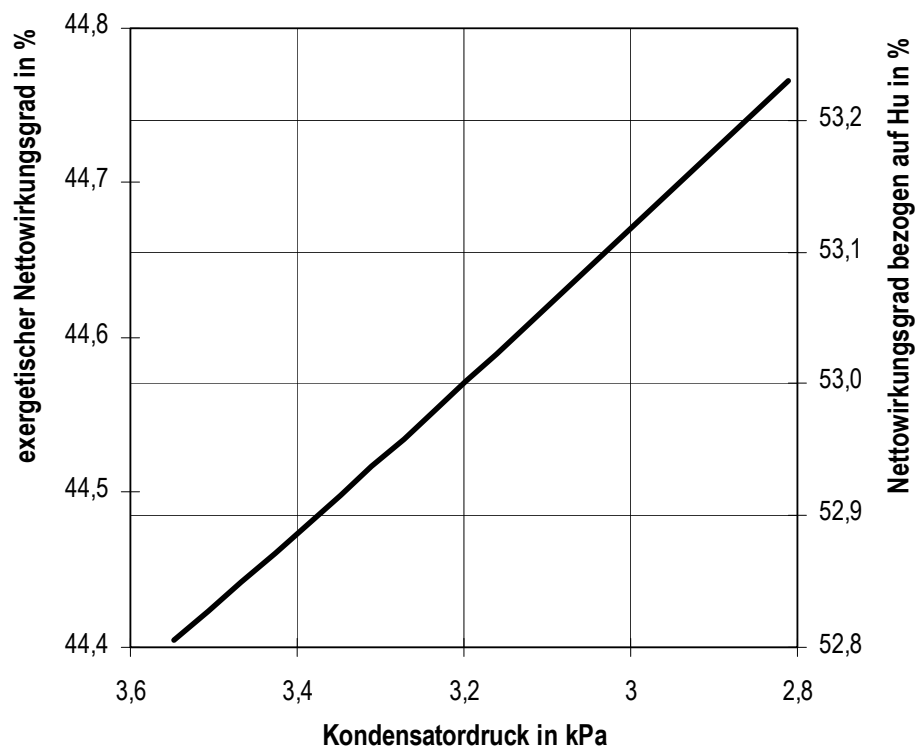


Abbildung 3.19: Einfluss der Senkung des Kondensatordrucks durch Verbesserung des kalten Endes auf den Nettowirkungsgrad des Dampfkraftwerks

Gleichzeitig führt die Verbesserung des Kondensatordrucks zu einer Abnahme des Dampfgehaltes am Austritt aus der ND-Turbine, wenn der Zustandspunkt am Eintritt in die Turbine unverändert bleibt. Eine entsprechende Anpassung des Prozessverlaufs ist erforderlich, wenn der Dampfgehalt unter den kritischen Wert von 88 % sinkt. Das ist bei den hier durchgeführten Variationsrechnungen nicht der Fall, so dass keine weiteren Änderungen erfolgen.

Meerwasserkühlung

Wenn der Standort des Kraftwerks den Ersatz des Naturzug-Nasskühlturms durch eine Durchflusskühlung z.B. mit Meerwasser ermöglicht, so ergibt sich aus diesem Standortvorteil, bei gleichzeitiger Reduzierung des technischen und wirtschaftlichen Aufwands, eine Senkung des Kondensatordrucks. Im Falle der Durchflusskühlung entfällt die untere Begrenzung der Kaltwassertemperatur durch die

Taupunkttemperatur der Umgebungsluft und der im Wesentlichen vom Kostenaufwand für den Kühlturm abhängige Kühlgrenzabstand. Ein thermodynamischer Vorteil liegt dann vor, wenn die Temperatur des Vorfluters unterhalb der Kaltwassertemperatur des Naturzug-Nasskühlturms liegt, da die thermodynamische Mitteltemperatur und somit die Exergieverluste der Wärmeübertragung an die Umgebung reduziert werden. Die Warmwassertemperatur hängt weiterhin von der Kühlzonenbreite, also indirekt vom Kühlwassermassenstrom ab. Die in Abbildung 3.20 und in Abbildung 3.21 dargestellten Ergebnisse der Variationsrechnungen für die Untersuchung der Durchflusskühlung stellen den Einfluss von Kaltwassertemperatur und Kühlzonenbreite auf ein Dampfkraftwerk der Entwicklungsstufe 3.1 dar.

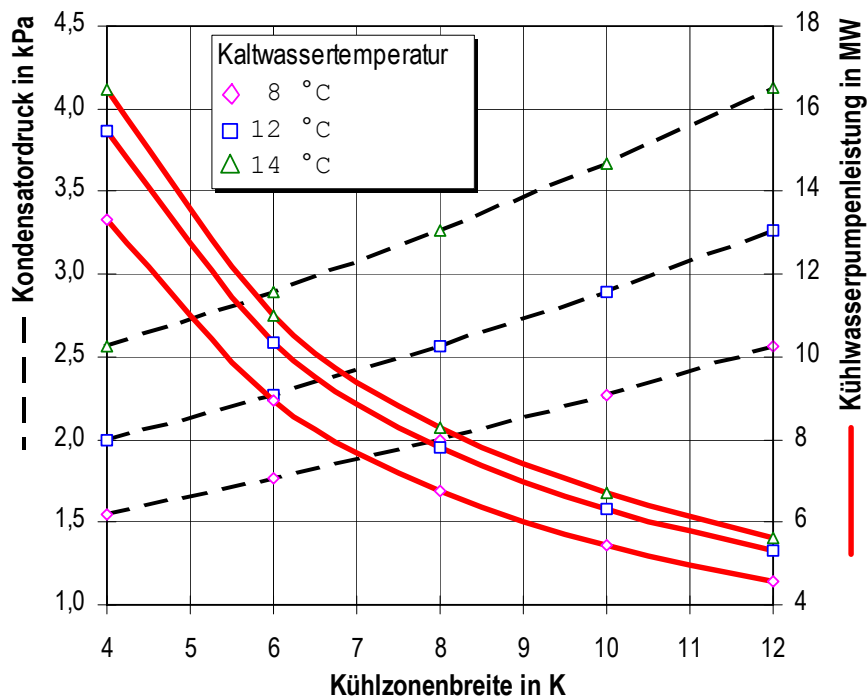


Abbildung 3.20: Einfluss von Kaltwassertemperatur und Kühlzonenbreite einer Durchflusskühlung auf Kondensatordruck und Kühlwasserpumpenleistung eines 965 MW Dampfkraftwerks

Abbildung 3.20 verdeutlicht den großen Einfluss der Kühlzonenbreite auf den Kondensatordruck. Eine Verringerung der Kühlzonenbreite wird durch eine entsprechende Steigerung des Kühlwassermassenstroms erreicht. Die erforderliche Antriebsleistung der Kühlwasserpumpe steigt, unter der Voraussetzung einer konstant bleibenden Druckerhöhung durch die Pumpe, mit abnehmender Kühlzonenbreite überproportional (entsprechende den durchgezogenen Kurven) an. Bei einer Kaltwassertemperatur von 8 °C und einer Kühlzonenbreite von 10 K wird ein Kondensatordruck von 2,268 kPa erreicht. Die erforderliche Pumpenleistung von 5,5 MW steigt bei einer Halbierung der Kühlzonenbreite auf 5 K auf etwa 11 MW an. Der Kondensatordruck reduziert sich dabei um 0,65 auf 1,65 kPa.

Die zur Verfügung stehende Kaltwassertemperatur hat ebenfalls deutlichen Einfluss auf den resultierenden Kondensatordruck. Der im obigen Beispiel angeführte Kondensatordruck von 2,268 kPa kann auch mit einer um 4 K höheren Kaltwassertemperatur erreicht werden, wenn gleichzeitig die Kühlzonenbreite um 4 K reduziert wird. Die dazu erforderliche Steigerung des Kühlwassermassenstroms führt allerdings zu einer Anhebung der Antriebsleistung der Kühlwasserpumpe von 5,453 auf 15,47 MW.

Aus Abbildung 3.21 ist zu entnehmen, dass die Senkung des Kondensatordrucks auf Grund niedrigerer Kaltwassertemperatur zu einer deutlichen Zunahme der Nettowirkungsgrade führt. Die Senkung des Kondensatordrucks durch Reduzierung der Kühlzonenbreite führt bei starker Anhebung des Kühlwassermassenstroms, durch die ansteigende Leistungsaufnahme der Kühlwasserpumpe unter Umständen zu einer Abnahme des Nettowirkungsgrades. Der Vorteil des niedrigeren Kondensatordrucks wird bei einer Kühlzonenbreite unter 6 K durch die erhöhte Eigenbedarfsleistung des Kraftwerks überkompensiert.

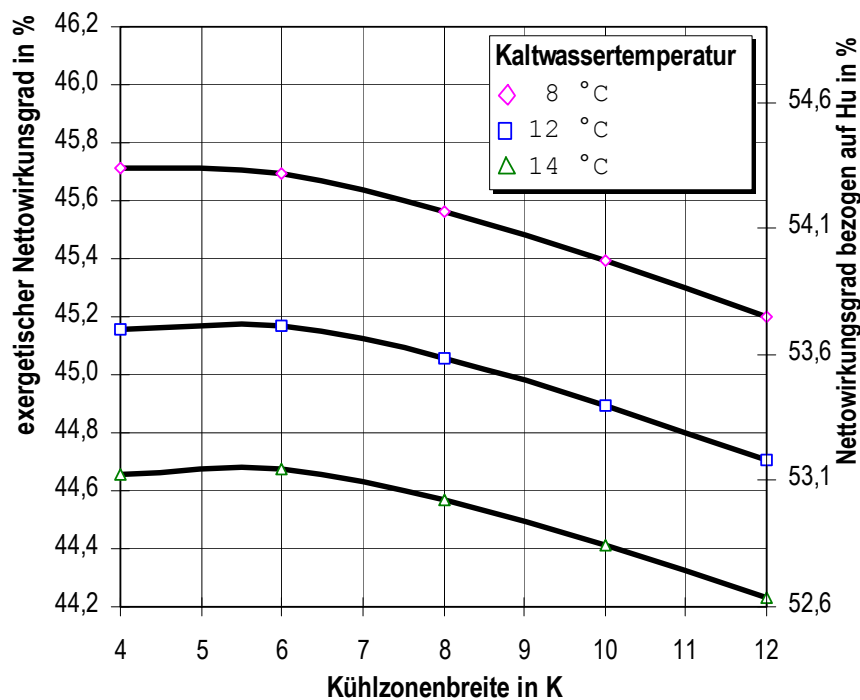


Abbildung 3.21: Einfluss von Kaltwassertemperatur und Kühlzonenbreite einer Durchflusskühlung auf den Nettowirkungsgrad eines 965 MW Dampfkraftwerks

Bei gleicher Kühlzonenbreite (8 K) und gleicher Kondensatorgrädigkeit (1,5 K) wie bei der Betrachtung mit Naturzug-Nasskühlturm, stellt die Möglichkeit der Nutzung von Meerwasser zur Abfuhr der Kondensatabwärme z.B. mit 8 °C einen Wirkungsgradvorteil von 1 %-Punkt gegenüber dem exergetischen Nettowirkungsgrad des Dampfkraftwerks im Entwicklungsschritt 3.1 dar. Der auf den Heizwert bezogene Nettowirkungsgrad steigt durch diese Maßnahme um 1,17 %-Punkte auf rund 54 %.

Diese Betrachtung stellt nicht die Basis zur Definition eines weiteren Entwicklungsschritts des Dampfkraftwerks dar, sondern dient zur Quantifizierung des Einflusses des Standortvorteils, der sich durch den Einsatz einer Meerwasserkühlung, wie er in nordeuropäischen Ländern genutzt werden kann, ergibt, um Literaturangaben von Kraftwerkswirkungsgraden, z.B. dänischer Kraftwerke, korrekt interpretieren bzw. übertragen zu können.

3.2.5 Bewertung des Entwicklungspotenzials des Dampfkraftwerks

In der folgenden Abbildung 3.22 werden die Ergebnisse der in den vorangegangenen Abschnitten beschriebenen Entwicklungsschritte des konventionellen, überkritischen Dampfkraftwerks zusammengefasst dargestellt. Auf den beiden linken Ordinaten sind die Nettowirkungsgrade der Kraftwerksvari-

anten angegeben. Die Zahlenwerte über den Säulen stellen die ermittelten Werte dar, wobei die auf den Heizwert bezogenen Nettowirkungsgrade in Klammern unter die exergetischen Wirkungsgrade gesetzt sind. Unter den Säulen sind die Wirkungsgraderhöhungen durch den jeweiligen Entwicklungsschritt in Prozentpunkten angegeben. Auf den beiden rechten Ordinaten sind die relativen Änderungen bezogen auf den Wert des Referenzfalls aufgetragen, wobei die linke Achse die prozentuale Steigerung des Nettowirkungsgrades (exergetisch und auf den Heizwert bezogen) angibt und die rechte Achse die prozentuale Senkung der CO_2 -Emissionen und des Brennstoffbedarfs für die Erzeugung von einer Kilowattstunde Strom.

Im unteren Bereich der Säulen werden vier Kennzahlen zur Bewertung des Wirkungsgradvorteils jedes Entwicklungsschritts dargestellt. Der oberste Wert stellt die zulässigen, spezifischen Zusatzinvestitionen unter Voraussetzung konstanter Stromgestehungskosten dar. Der zweite Zahlenwert gibt an, bei welcher Minderung der Anlagenverfügbarkeit (in h/a) der Kostenvorteil der Wirkungsgradsteigerung (bei konstanten spezifischen Anlagenkosten) aufgezehrt ist. Die dritte Zeile gibt die Reduzierung der spezifischen CO_2 -Emissionen pro erzeugter Kilowattstunde Strom wieder und die letzte Zeile die dazu korrespondierende Reduzierung des spezifischen Brennstoffbedarfs für die Stromerzeugung.

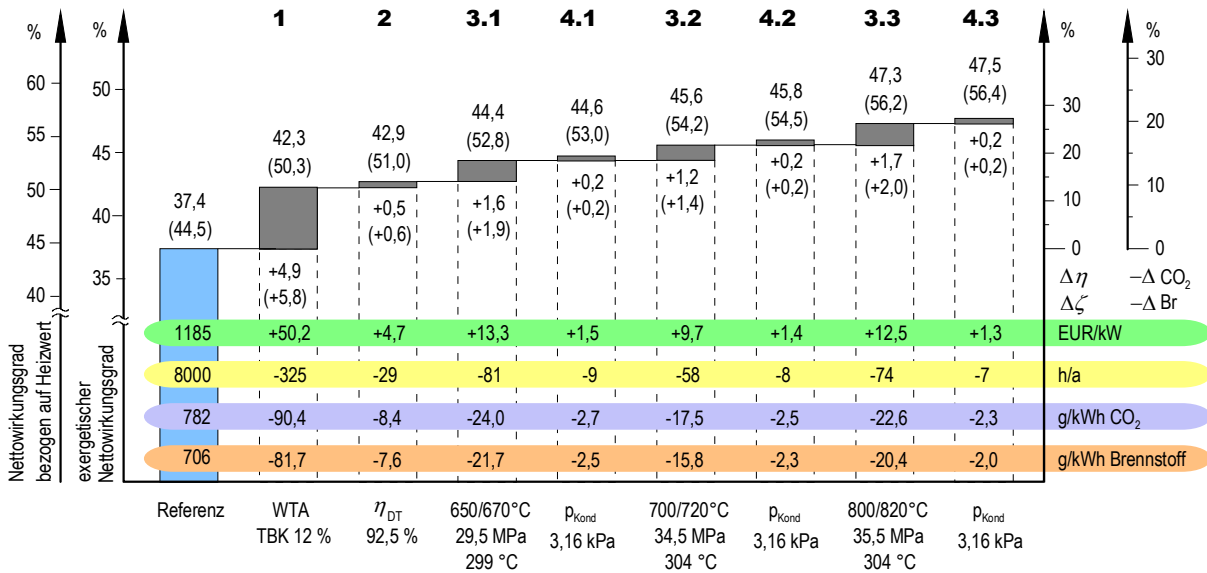


Abbildung 3.22: Zusammenfassende Darstellung der Ergebnisse der Analysen über das Entwicklungspotenzial des Dampfkraftprozesses

Der Ersatz des Mahltrocknungsverfahrens durch das exergetisch günstigere Verfahren der Wirbelschichttrocknung mit integrierter Abwärmenutzung (erster Entwicklungsschritt) liefert mit 4,9 %-Punkten (bzw. 5,8 %-Punkte bezogen auf den Heizwert) den größten Beitrag zur Wirkungsgradsteigerung unter den betrachteten Varianten. Allein durch diese Maßnahme werden die spezifischen CO_2 -Emissionen um knapp 12 %, von 782 auf 692 g/kWh , gesenkt. Gleichzeitig wird die weniger klimarelevante Abgabe von Wasserdampf durch das Rauchgas an die Atmosphäre um 69 %, von 521 auf 162 g/kWh , deutlich reduziert. Der Brennstoffbedarf für die Herstellung einer Kilowattstunde Strom reduziert sich ebenfalls um knapp 12 %, von 706 auf 625 g/kWh . Unter der Annahme der gleichen Stromgestehungskosten des Referenzkraftwerks von 2,84 $Cent/kWh$, ergibt sich eine zulässige Zusatzinvestition auf Grund des Wirkungsgradvorteils dieser Maßnahme von 50,2 EUR/kWh , bezogen auf die Nettoleistung des Kraftwerksblocks. Der Kraftwerksblock mit 965 MW Nettoleistung hat einen Bedarf

an Trockenkohle von etwa 315 t/h. Die WTA-Anlage für diesen TBK-Durchsatz darf nicht mehr als rund 48,5 Mio. EUR Zusatzinvestitionen verursachen. Zusätzlich ist zu berücksichtigen, dass die Investitionen für die Schlagradmühlen und die Rücksaugeschächte entfallen. Darüber hinaus ist die Reduzierung des Rauchgasmassenstroms um 35 % von 4485 t/h auf 2930 t/h durch eine entsprechende Reduzierung des Bauvolumens des Kessels und der damit verbundenen Investitionen zu beachten. Anders ausgedrückt dürfen die spezifischen Investitionen für das Kraftwerk mit WTA-Trocknung pro Prozentpunkt Wirkungsgradsteigerung im Durchschnitt um 8,7 EUR/kW steigen, um die Wirtschaftlichkeit des Prozesses gegenüber dem Referenzfall nicht zu verschlechtern. Alternativ dazu könnte bei gleichbleibenden Stromgestehungskosten und gleichbleibenden Investitionen die Volllastbenutzungsstundenzahl von 8000 auf 7675 h/a sinken. Insgesamt stünden der WTA-Anlage somit 1085 Stunden pro Jahr für Wartung und Instandsetzung zur Verfügung (87,6 % Verfügbarkeit). Das heißt, für jeden Prozentpunkt Wirkungsgradverbesserung darf, bei gleichen spezifischen Investitionen, die Zahl der Volllastbenutzungsstunden im Durchschnitt um 56 h/a zurückgehen.

Die Steigerung des isentropen Stufenwirkungsgrades der Dampfturbinen im zweiten Entwicklungsschritt von 90,5 auf 92,5 % bewirkt eine Steigerung des exergetischen Wirkungsgrades auf 42,9 % bzw. des auf den Heizwert des Brennstoffs bezogenen Nettowirkungsgrades auf 51 %. Durch die Verringerung der Exergieverluste der Entspannung des Dampfes werden die CO₂-Emissionen um weitere 8,2 g/kWh reduziert. Der Brennstoffbedarf sinkt um gut 1 % auf 683 g/kWh. Unter der Voraussetzung gleichbleibender Stromgestehungskosten und gleichbleibender Anlagenverfügbarkeit dürfte die Verbesserung der Dampfturbinenanlage Zusatzinvestitionen von maximal 4,7 EUR/kW verursachen. Unter der Annahme, dass die Dampfturbine des Referenzkraftwerks 10 % der Gesamtinvestitionen verursacht, dürfte die spezifische Investition für die Dampfturbinen von 118,5 EUR/kW um rund 4 %, auf 123,3 EUR/kW steigen. Die Dampfturbine des 965 MW Blocks dürfte statt 114,3 auf Grund der Weiterentwicklung 118,8 Mio. EUR kosten bei einer gleichzeitigen Reduzierung des Abdampfstroms um rund 1 % von 2335 t/h auf 2310 t/h unter Berücksichtigung des höheren Gesamtwirkungsgrades. Bei gleichen spezifischen Investitionen wäre alternativ eine Reduzierung der Kraftwerksverfügbarkeit um 29 Stunden pro Jahr zulässig.

Die Anhebung des Frischdampfzustandes von 580/600 °C bei 27,5 MPa Frischdampfdruck und 294 °C Speisewassereintrittstemperatur auf 650/670 °C bei 29,5 MPa Frischdampfdruck und einer Kesseleintrittstemperatur von 299 °C im ersten Teil des dritten Entwicklungsschrittes führt zu einer deutlichen Anhebung des Nettowirkungsgrades um 1,6 %-Punkte (bzw. um 1,9 %-Punkte bezogen auf den Heizwert). Die spezifischen Emissionen und der Brennstoffbedarf werden nochmals um 3,1 %, auf 659 g/kWh CO₂ und 595,5 g/kWh Brennstoff gesenkt. Diese Maßnahme darf maximal Zusatzinvestitionen von 13,3 EUR/kW bei gleicher Anlagenverfügbarkeit und den gleichen Stromgestehungskosten des Referenzkraftwerks verursachen. Unter der Annahme, dass der Dampferzeuger 36 % der spezifischen Gesamtinvestition des Referenzkraftwerks von 1185 EUR/kW, also 426,6 EUR/kW verursacht, bedeutet die zulässige Steigerung um 13,3 EUR/kW eine Anhebung um etwa 3,1 % bei einer gleichzeitig zu berücksichtigenden Reduzierung des Rauchgasmassenstroms um 3,5 % (von 2895 auf 2793 t/h) wegen des höheren Gesamtwirkungsgrades.

Die Reduzierung des Kondensatordrucks von 3,55 auf 3,16 kPa durch Senkung des Kühlgrenzabstandes des Kühlturms von 10 auf 9 K, der Kühlzonenbreite von 8 auf 7,2 K und die gleichzeitige Senkung der Kondensatorgrädigkeit von 1,5 auf 1,35 K resultiert in einer Zunahme des Nettowirkungsgrades um etwa 0,2 %-Punkte durch eine entsprechende Abnahme der Exergieverluste bei der Wärmeabgabe

an die Umgebung. Die zusätzlichen Investitionen für die drei oben genannten Reduzierungen der Temperaturdifferenzen dürfen insgesamt nicht mehr als 1,5 *EUR/kW* betragen bzw. die Verfügbarkeit darf bei konstanten Investitionen um nicht mehr als 9 *h/a* sinken. Die spezifischen CO_2 -Emissionen des Kraftwerks werden durch die Verbesserung des kalten Endes um weitere 1,7 *g/kWh* reduziert. Der spezifische Brennstoffbedarf pro erzeugter Kilowattstunde Strom sinkt um 2,5 *g/kWh* auf 593 *g/kWh*.

Die Anhebung der Dampfzustände von 650/670 °C bei 29,5 *MPa* HD-Frischdampfdruck und 299 °C Speisewassereintrittstemperatur auf 700/720 °C bei 34,5 *MPa* HD-Frischdampfdruck und 304 °C Speisewassereintrittstemperatur im zweiten Teil des dritten Entwicklungsschrittes erfordert den Einsatz von Nickelbasis-Legierungen für hochbelastete Bauteile von Kessel und Turbine. Der Wirkungsgradvorteil gegenüber Variante 3.1 beläuft sich auf 1,2 %-Punkte (bzw. 1,4 %-Punkte), so dass der exergetische Wirkungsgrad eines Dampfkraftwerks dieser Entwicklungsstufe auf 45,6 % und der auf den Heizwert bezogene Nettowirkungsgrad auf 54,2 % ansteigt. Die spezifischen CO_2 -Emissionen und der Brennstoffbedarf sinken gegenüber der Variante 3.1 um weitere 2,2 % auf 642 *g/kWh* CO_2 und 580 *g/kWh* Rohbraunkohle. Für die Maßnahme stehen bei gleichen Stromgestehungskosten 9,7 *EUR/kW* Zusatzinvestitionen zur Verfügung. Alternativ könnte bei gleichen spezifischen Investitionen die Anzahl der Vollastbenutzungsstunden um 58 *h/a* abnehmen.

Ausgehend von diesem Entwicklungsschritt führt die Reduzierung des Kondensatordrucks von 3,55 *kPa* auf 3,18 *kPa* wiederum zu einer Wirkungsgradsteigerung um 0,2 %-Punkte. Diese Steigerung der Effizienz rechtfertigt eine Zusatzinvestition von 1,4 *EUR/kW* oder alternativ die Reduzierung der Verfügbarkeit um 8 *h/a*. Die spezifischen CO_2 -Emissionen sinken um 2,5 *g/kWh* und entsprechend der spezifische Brennstoffbedarf um 2,3 *g/kWh*.

Es wird angenommen, dass der Einsatz von oxiddispersionsverfestigten, hochtemperaturbeständigen, pulvermetallurgisch hergestellten Legierungen die Realisierung der Dampfzustände 800/820 °C bei 35,5 *MPa* HD-Frischdampfdruck und einer Speisewassereintrittstemperatur in den Kessel von 304 °C ermöglichen wird. Unter dieser Voraussetzung steigt der exergetische Nettowirkungsgrad des Dampfkraftwerks gegenüber dem Entwicklungsschritt 3.2 mit 700/720 °C um weitere 1,7 %-Punkte auf 47,3 % an (bzw. auf 56,2 % unter Verwendung der heizwertbezogenen Wirkungsgraddefinition). Diese Wirkungsgradsteigerung rechtfertigt Zusatzinvestitionen von 12,5 *EUR/kW* (bei 965 *MW* entspricht dies rund 12 *Mio. EUR*) gegenüber der Variante mit Einsatz von Nickelbasis-Legierungen. Alternativ könnte, bei gleichen spezifischen Investitionen, die Vollaststundenzahl um 74 *h/a* gesenkt werden. Durch den Wirkungsgradanstieg sinken die spezifischen Emissionen und der Brennstoffbedarf um weitere 2,9 %. Die CO_2 -Emissionen dieses Dampfkraftwerks würden noch 619 *g* bei einem Brennstoffbedarf von 599 *g* pro erzeugter Kilowattstunde Strom betragen.

Ausgehend von diesen Werten führt die oben bereits aufgeführte Optimierung des kalten Endes auf 47,5 % exergetischen Nettowirkungsgrad bzw. auf 56,4 % bezogen auf den Heizwert. Durch diese Maßnahme erhöhen sich die zulässigen Gesamtinvestitionen des Kraftwerks auf 1277 *EUR/kW*. Bei gleichen Investitionen könnte die Vollaststundenzahl auf 7425 *h/a* sinken (84,7 % Verfügbarkeit). Die CO_2 -Emissionen werden nochmals um 2,3 *g/kWh*, der Brennstoffbedarf um 2,0 *g/kWh* gesenkt.

3.3 Basis-Kombi-Kraftwerk

Der aktuelle Entwicklungsstand des braunkohlenbefeuerten Kombi-Kraftwerks mit Druckkohlenstaubfeuerung und Hochtemperaturgasreinigung, der in Abschnitt 1.2.1 dargelegt ist, ermöglicht derzeit noch nicht die Errichtung eines Großkraftwerks nach diesem Verfahrenskonzept. Für die Berechnungen in diesem Abschnitt muss daher vorausgesetzt bzw. angenommen werden, dass alle praktischen Probleme in der Umsetzung des Konzeptes lösbar sind und somit alle erforderlichen Komponenten für den Kraftwerksprozess großtechnisch zur Verfügung stehen werden. Es handelt sich hier um eine theoretische Betrachtung eines Kombi-Großkraftwerks mit dem Ziel einer Potenzialabschätzung. Für alle derzeit kommerziell verfügbaren Kraftwerkskomponenten wird der aktuelle Stand der Technik in den Berechnungen berücksichtigt. Für die noch zu entwickelnden Komponenten werden konservative Annahmen für die relevanten thermodynamischen Anlageneigenschaften getroffen.

Auf Grund der Druckaufladung der Brennkammer in diesem Kraftwerkskonzept, ist die Integration der atmosphärisch betriebenen, konventionellen Mahltrocknung nicht ohne weiteres realisierbar. Eine andere Wärmequelle als das Rauchgas der Verbrennung kommt auf Grund des erforderlichen Temperaturniveaus des Trocknungsgases nicht in Frage. Für die Verbrennung unter erhöhtem Druck wird jedoch auch vorgetrocknete Braunkohle benötigt. Aus diesem Grund wird in das Kombi-Kraftwerk für Braunkohle ein externes Trocknungsverfahren integriert. Da bei der Mechanisch/Thermischen Entwässerung ausser der energieeffizienten Reduzierung des Wassergehaltes der Braunkohle auch eine deutliche Verringerung des Asche- und insbesondere des Alkalienghaltes der Kohle erfolgt, wird dieses Verfahren für das Basis-Kombi-Kraftwerk ausgewählt. Entsprechend den Darstellungen in Abschnitt 1.2.2 wird die Dauerbetriebstauglichkeit des Verfahrens für den großtechnischen Einsatz bereits demonstriert. Welchen Einfluss der alternative Einsatz des WTA-Verfahrens auf den Gesamtprozess hat, wird in Abschnitt 3.4.1 dargelegt.

3.3.1 Definition und Berechnung des Basis-Kombi-Kraftwerks

Mit den in Abschnitt 2.3 (ab S. 69) beschriebenen thermodynamischen Berechnungsmodellen wird das in Abschnitt 1.2.1 dargestellte Konzept eines kombinierten Gas- und Dampfturbinenprozesses mit Druckkohlenstaubfeuerung und Hochtemperaturgasreinigung für den Brennstoff Braunkohle ausgelegt. Die Gesamtleistung des Kombi-Kraftwerks resultiert aus einem konstanten Ansaugmassenstrom des Gasturbinenverdichters, der zu 610 kg/s (2196 t/h), in Anlehnung an den Stand der Technik großer stationärer Gasturbinenanlagen, gewählt wird. Das Modell ermöglicht die Berechnung des Kombi-Prozesses für unterschiedliche Verdichterdruckverhältnisse. Dadurch besteht zumindest indirekt die Möglichkeit, in verschiedenen Auslegungsrechnungen die Leistungsanteile der Gasturbine und der Dampfturbinen des Abhitzeprozesses zu verändern. Auf Grund der unterschiedlich hohen Wirkungsgrade des Gasturbinen- und des Abhitzedampfprozesses, sowie der abweichenden Wirkungsgradabhängigkeit vom Verdichterdruckverhältnis, ergeben sich dabei verschiedene Gesamtanlagenwirkungsgrade und Gesamtanlagenleistungen, da bei allen Auslegungen der vom Verdichter angesaugte Luftmassenstrom konstant gehalten wird. Zur Einstellung der vorgegebenen Reingastemperatur am Austritt aus der Hochtemperaturgasreinigung und zur Einstellung der vorgegebenen ISO-Turbineneintrittstemperatur in Abhängigkeit vom Verdichterdruckverhältnis wird der erforderliche Brennstoffmassenstrom im Verlauf der Auslegungsrechnung iterativ ermittelt.

Die in den folgenden Tabellen aufgeführten Annahmen charakterisieren die berücksichtigten Eigenschaften der Kraftwerkskomponenten und stellen die Grundlage für die Berechnung des Basis-Kombi-Kraftwerks und aller davon abgeleiteten Varianten in dieser Arbeit dar.

Tabelle 3.1: *Annahmen für den Gasturbinenprozess des Basis-Kombi-Kraftwerks*

Kohlenaufbereitung	Spezifischer Mahlaufwand	15 kWh/t
	Restfeuchte der trockenen Kohle	21,8 Gew.-%
	Grädigkeit der Kohlenvorwärmung	15 K
	MTE-Prozesstemperatur	200 °C
	Spezifischer Pressaufwand	3,6 kJ/kg
	Kohlentemperatur nach Trocknung	90 °C
Kohlenstaubförderung	Beladung der Kohlentransportluft	1 kg/kg
	Relativer Druckverlust des Transportluftkühlers	1 %
	Isentroper Wirkungsgrad des Transportluftgebläses	85 %
	Temperatur der Kohlentransportluft	80 °C
Druckkohlenstaubfeuerung	Relativer Druckverlust der Brennkammer	0,5 %
	Anteil Unverbranntes in Asche	0,001 kg/kg
	Anteil C in CO	0,001 kg/kg
	Druckverhältnis Primär-/Sekundärluft	1,1
Verdichter	Ansaugmassenstrom	610 kg/s
	Isentroper Wirkungsgrad	85 %
	Verdichterdruckverhältnis	19
Hochtemperaturgasreinigung	Relativer Druckverlust	5 %
	Relativer Wärmeverlust	0,25 %
	Wärmerückgewinnung	90 %
Gasturbine	ISO-Eintrittstemperatur	1200 °C
	Isentroper Stufenwirkungsgrad	89,28 %
	Generatorwirkungsgrad	98,7 %
	Eintritts- und Austrittsdruckverlust	0,1 %
	Relativer Wärmeverlust	0,01 %
	Max. Schaufeltemperatur 1. und 2. Leitrad	870 °C
	Max. Schaufeltemperatur 1. und 2. Laufrad	830 °C
	Max. Schaufeltemperatur 3. Leitrad	820 °C
	Max. Schaufeltemperatur 3. Laufrad	780 °C
Max. Schaufeltemperatur 4. Leitrad	700 °C	

Tabelle 3.2: Annahmen für den Abhitzedampfprozess des Basis-Kombi-Kraftwerks

Abhitzedampferzeuger	Rauchgasseitige Austrittstemperatur	140 °C
	Rauchgasseitiger Druckverlust	3,5 %
	Rauchgasseitiger Druckverlust DeNO _x	1,8 %
	Unterkühlungsgrad der Vorwärmer	5 K
	Grädigkeiten der Verdampfer	15 K
	Grädigkeiten der Überhitzer	18 K
	Druck im Speisewasserbehälter	0,55 MPa
	Dampfseitige Druckverluste der Heizflächen	5 %
	Speisewassereintrittstemperatur	130 °C
	Umlaufzahl der Verdampfer	5
	Isentroper Wirkungsgrad der Pumpen	85 %
Rauchgasentschwefelung	Absorbereintrittstemperatur	90 °C
	Absorberaustrittstemperatur	50 °C
	Relativer Druckverlust Absorber	0,5 %
	Relativer Druckverlust ReGaVo	0,5 %
	Spezifischer Eigenbedarf	2000 kWh/10 ⁶ m ³
	Kamineintrittstemperatur	100 °C
Dampfturbine	HD-Druck	12 MPa
	Max. HD-Temperatur	550 °C
	MD-Druck	5 MPa
	Max. MD-Temperatur	550 °C
	ND-Druck	0,55 MPa
	ND-Temperatur	225 °C
	Isentroper Stufenwirkungsgrad	86 %
	Generatorwirkungsgrad	98,7 %
Kaltes Ende	Kühlgrenzabstand	10,0 K
	Kühlzonenbreite	8,0 K
	Kondensatorgrädigkeit	1,5 K
	Isentroper Wirkungsgrad Kühlwasserpumpe	85 %

In der Abbildung 3.23 werden die ermittelten Daten der wichtigsten Energie- und Stoffströme der Mechanisch/Thermischen Entwässerung des Basis-Kombi-Kraftwerks dargestellt.

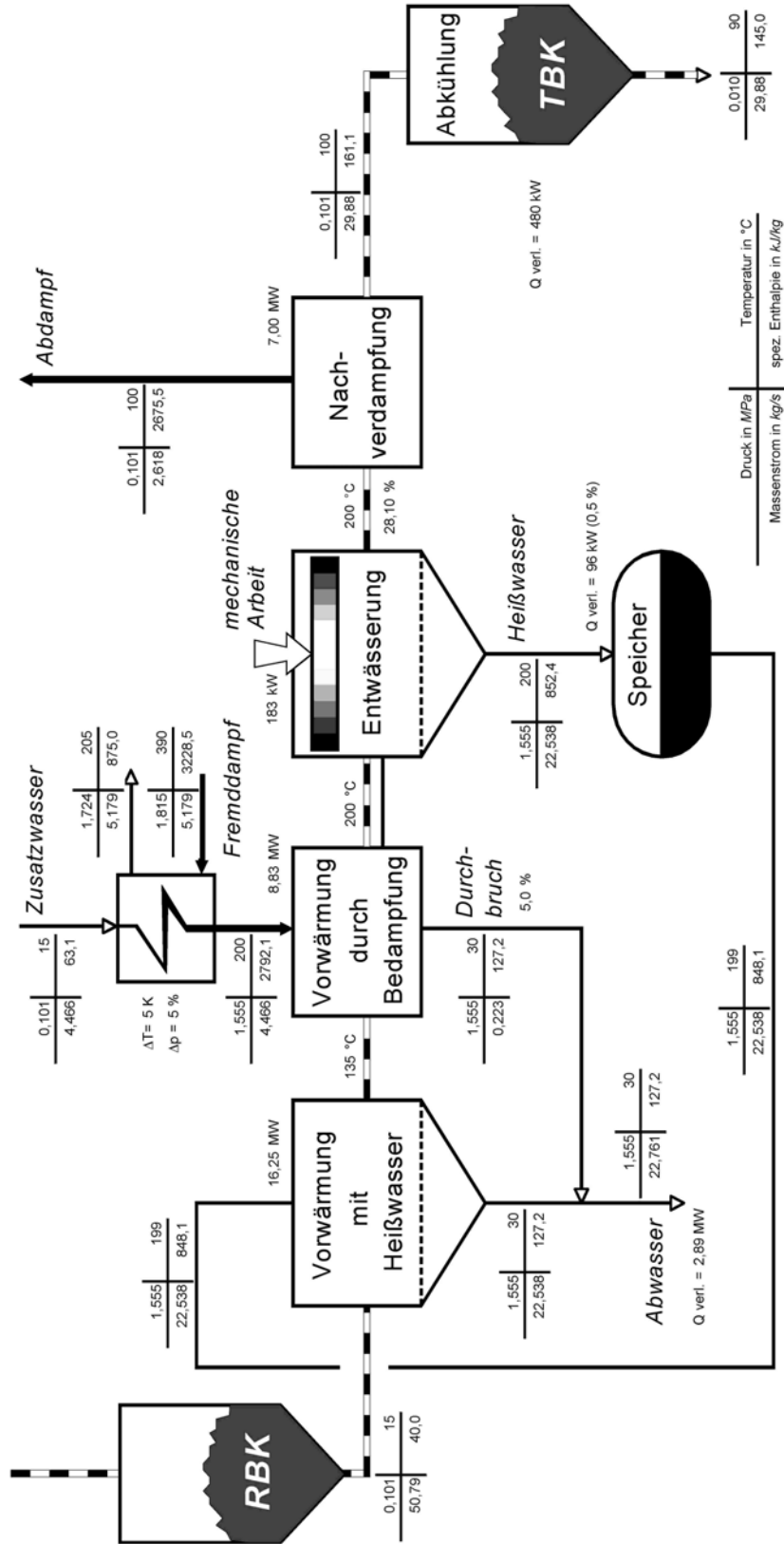


Abbildung 3.23: Ergebnisse für die Mechanisch/Thermische Entwässerung in der Auslegung des Basis-Kombi-Kraftwerks

Der Trockenkohlenbedarf (Restfeuchte 21,8 %) des Basis-Kombi-Kraftwerks von 29,88 kg/s (etwa 108 t/h) wird aus einem Rohkohlenmassenstrom von 50,79 kg/s (183 t/h) erzeugt (Referenzkohle nach Tabelle 2.7, S. 98). Neben der mechanischen Antriebsleistung der Presse von 138 kW wird für die Vorwärmung der Rohkohle auf 200 °C eine thermische Zusatzleistung von 8,83 MW benötigt. Dazu werden 5,18 kg/s (18,6 t/h) Anzapfdampf (Fremddampf) aus dem MD-Teil der Dampfturbine entnommen. Durch Kondensation des Anzapfdampfes wird aus einem Zusatzwassermassenstrom von 4,47 kg/s Satttdampf erzeugt. Das anfallende Kondensat wird zum Hauptkondensator des Abhitzedampfprozesses zurückgeführt. Durch die Vorwärmung der Rohkohle mittels Bedampfung wird diese von 135 auf 200 °C erhitzt. Die leicht vorverdichtete Kohleschüttung gelangt samt kondensiertem Zusatzdampf in die Presse, aus der durch den Kompressionsvorgang 22,54 kg/s (81 t/h) Heißwasser austreten. Rund 80 % dieses Wassermassenstroms werden aus der Kohle flüssig ausgetrieben. Das gesamte heiße Prozesswasser dient zur Vorwärmung der Kohle vom Eintrittszustand bis auf 135 °C, wobei das Wasser in direktem Kontakt zur Kohleschüttung bis auf 30 °C abgekühlt wird. Der Abwärmestrom des Abwassers von rund 2,9 MW wird in diesem Konzept energetisch nicht verwendet. Die Braunkohle weist nach dem Pressvorgang eine Restfeuchte von 28 % auf. Durch die Druckentlastung und die dadurch hervorgerufene Entspannungsverdampfung, sowie durch die Nachentwässerung bei der nachfolgenden Abkühlung der Kohle (bis auf 100 °C), entweichen 2,6 kg/s (9,4 t/h) Wasserdampf aus der Kohle. Der dadurch hervorgerufene thermische Verlust in Höhe von 7 MW wird in dieser Prozessvariante nicht genutzt, jedoch besteht die Möglichkeit die latente Wärme des Abdampfes durch Kondensation zur Vorwärmung der Kohleschüttung zu verwerten. Welchen Einfluss diese Maßnahme auf den Wirkungsgrad des Prozesses hat, wird in Abschnitt 3.4.1 dargestellt. Bis zum Einsatz der Kohle nimmt die Temperatur weiter ab, wodurch dem Prozess ein weiterer Wärmestrom von 480 kW verloren geht. Der Trockenbraunkohlemassenstrom gelangt mit einer Restfeuchte von 21,8 % und einer Temperatur von 90 °C in den Kombi-Prozess.

Das Verfahrensbild des gesamten Kombi-Prozesses mit Daten von Energie- und Stoffströmen ist in Abbildung 3.24 dargestellt. Aus dem TBK-Massenstrom erzeugt der Kombi-Prozess eine Nettoleistung von 334,4 MW. Die Leistungsaufnahme zur Ausmahlung der Kohle beträgt 2,7 MW. Die Verlustwärmeleistung der Mahlanlage beläuft sich auf 272 kW. Nach der Druckschleuse, die nicht in die Bilanzierung eingeht, wird der trockene Kohlenstaub mit 29,9 kg/s (108 t/h) verdichteter Luft zu den Brennern gefördert. Vorher wird durch die Übertragung eines Wärmestroms von 11,8 MW (an das Kondensat des Abhitzedampfprozesses) die Transportluft von 496 auf 80 °C gekühlt. Daraufhin wird die Luft zur Überwindung von Druckverlusten leicht nachverdichtet. Das Gebläse dazu hat eine Antriebsleistung von rund 400 kW.

Die Feuerung mit einer Feuerungsleistung von 673 MW findet unter einem Druck von rund 1,9 MPa mit einer Gesamtluftzahl von 2,03 statt. Der erforderliche Sekundärluftbedarf beträgt 361,5 kg/s (oder 1300 t/h). Zur Kühlung der Brennkammerwände und zur Erzeugung einer Schutzschicht aus erstarrter Schlacke an den Wänden, wird eine thermische Leistung von 9,6 MW durch die Brennkammerkühlung abgeführt. Dabei wird aus 8 kg/s MD-Speisewasser des Abhitzeprozesses im Umlaufprinzip Satttdampf erzeugt und dem parallel erzeugten Satttdampf des Abhitzekessels vor Eintritt in den MD-Überhitzer wieder zugeführt. Es wird angenommen, dass die festen Verbrennungsrückstände (etwa 1 kg/s) die Brennkammer mit einer Temperatur verlassen, die um 100 K über dem Fließpunkt der Schlacke (1460 °C) liegt. Dadurch geht dem Prozess ein Wärmestrom von 1,8 MW verloren. Unter Berücksichtigung aller Wärmeverluste verlässt das Rauchgas (420 kg/s oder 1500 t/h) die Brennkammer mit etwa

1567 °C. Nach den angenommenen Verlusten in der nachfolgenden Hochtemperaturgasreinigung liegt das Reingas mit einer Temperatur von 1560 °C vor, so dass ein Erstarren der fein verteilten flüssigen Schlacke im Verlauf der Gasreinigung, ausgeschlossen werden kann.

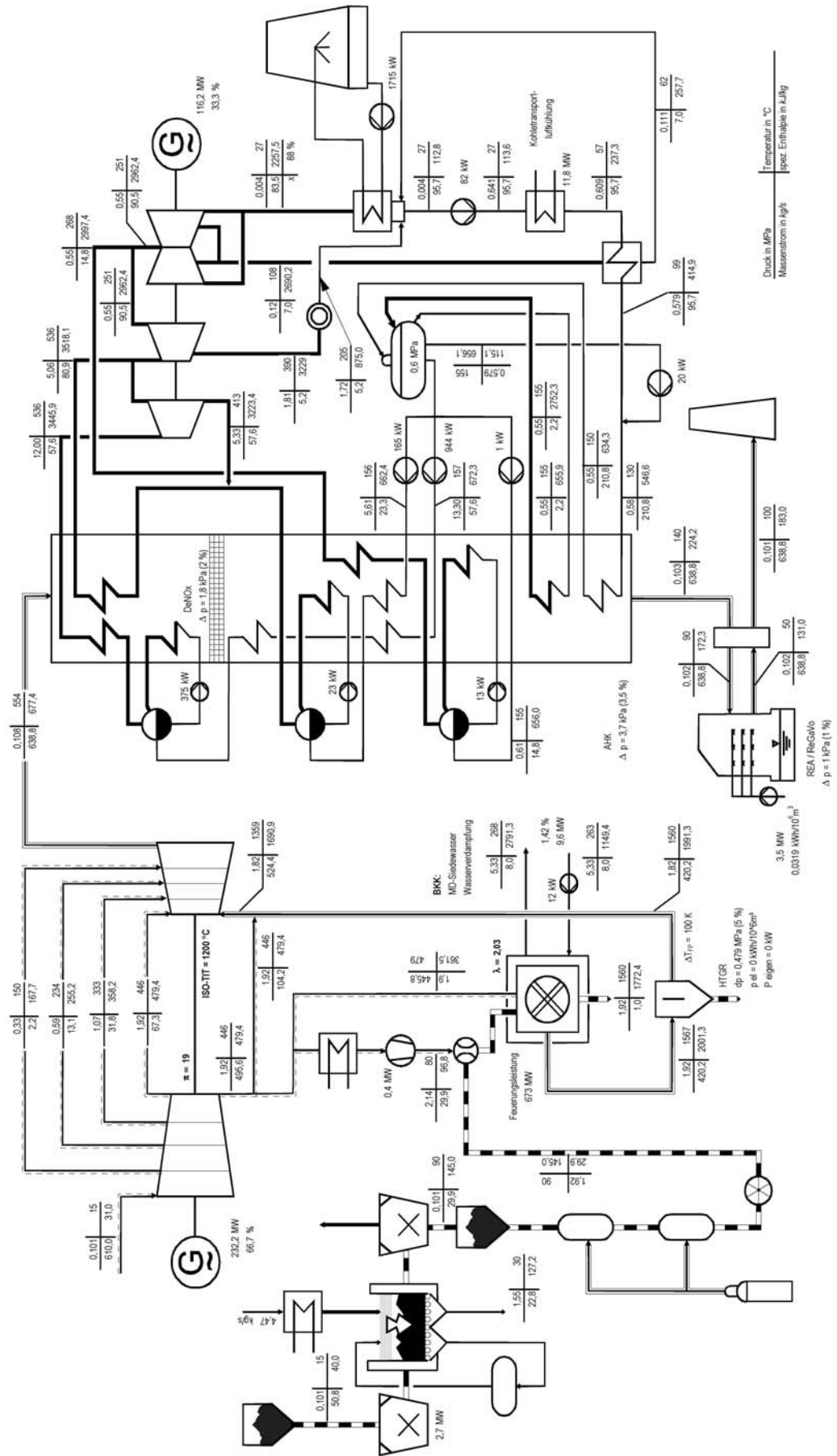


Abbildung 3.24: Verfahrensfließbild des Basis-Kombi-Kraftwerks mit Berechnungsergebnissen

Die ISO-Eintrittstemperatur der Gasturbine von 1200 °C erfordert eine reale Gaseintrittstemperatur von 1359 °C . Die Abkühlung des Reingases um rund 200 K wird durch Zumischung (Quenchkühlung) von 104 kg/s (375 t/h) verdichteter Luft erreicht, so dass der gesamte Massenstrom am Eintritt in die Gasturbine $524,4\text{ kg/s}$ (1888 t/h) beträgt. Dieser Massenstrom entspricht 86% des Ansaugmassenstroms des Verdichters von 610 kg/s (2196 t/h). Die Differenz der Massenströme wird der Gasturbine durch vier Kühlluftströme zugeführt. Diese werden dem Verdichter auf geeigneten Druckniveaus entnommen. Das Verdichterdruckverhältnis wird im Basis-Kombi-Kraftwerk zu 19 festgelegt. Unter Berücksichtigung des stufenweise abnehmenden Massenstroms, beträgt die erforderliche Antriebsleistung des Verdichters 266 MW . Die Temperatur der bis auf $1,92\text{ MPa}$ verdichteten Luft beträgt 446 °C . Rund 21% dieses Massenstroms werden für die Quenchkühlung eingesetzt, 6% für den Transport des Kohlenstaubs und 73% werden als Sekundärluft der Brennkammer zugeführt. Bei der Entspannung in der Gasturbine von etwa $1,82\text{ MPa}$ bis auf einen Druck von $0,108\text{ MPa}$ wird eine Gesamtleistung von 501 MW frei. Nach Abzug der Verdichterleistung (53%) wird im Generator der Gasturbine die Bruttoleistung von $232,2\text{ MW}$ erzeugt. Dies entspricht einem Anteil von $66,7\%$ der Bruttoleistung des Kombi-Prozesses.

Der Abgasstrom der Gasturbine von $638,8\text{ kg/s}$ (2300 t/h) tritt mit 554 °C bei $0,108\text{ MPa}$ in den Abhitzeessel ein. Der Verlauf des Abhitzedampfprozesses kann in Abbildung 3.25 detailliert nachvollzogen werden. Zunächst wird der Gasstrom durch zwei parallel geschaltete Überhitzer bis auf 446 °C abgekühlt. Dabei werden $78,5\text{ MW}$ Wärmeleistung übertragen. An den folgenden HD-Verdampfer werden $69,4\text{ MW}$ aus dem Gasstrom zugeführt. Dabei sinkt die Temperatur auf 348 °C . Anschließend wird ein Druckverlust von $1,8\text{ kPa}$, der durch die Katalysatorscheiben für die Entstickung des Gasstroms verursacht wird, berücksichtigt. In dem folgenden HD-Vorwärmer wird dem Rauchgas ein Wärmestrom von rund 17 MW entzogen, so dass es auf 323 °C abkühlt. Durch die Wärmeübertragung ($25,6\text{ MW}$) zur Verdampfung des MD-Speisewassers kühlt der Gasstrom weiter ab (286 °C). Bei der Überhitzung des MD-Sattdampfes wird dem Gasstrom $3,6\text{ MW}$ Leistung entnommen. Das Gas tritt mit 281 °C in zwei parallel geschaltete Vorwärmer ein, die insgesamt 41 MW thermische Leistung benötigen und dadurch den Gasstrom auf 221 °C abkühlen. Zur Vorwärmung und Verdampfung des ND-Speisewassers werden dem Gas $31,3\text{ MW}$ entnommen, so dass es mit 174 °C in den Umlaufverdampfer, für die Beheizung des Speisewasserbehälters, eintritt. Darin werden etwa $4,5\text{ MW}$ an das Wasser übertragen. Das Rauchgas kühlt auf 168 °C ab. Die Abkühlung bis auf 140 °C Abgastemperatur des Abhitzeessels erfolgt durch Vorwärmung des Kondensats des Dampfprozesses. Dazu müssen $18,5\text{ MW}$ thermische Leistung abgeführt werden. Im (t, \dot{Q}) -Diagramm (Abbildung 3.26) ist der Verlauf der Temperaturabnahme des Gasstroms während der Wärmeübertragung an den Dampfkreis und der Temperaturverlauf auf der Speisewasser- bzw. Dampfseite dargestellt. Die Temperaturdifferenz zwischen Rauchgas und Wasser am speisewasserseitigen Eintritt in die drei Verdampfer entspricht der angesetzten Grädigkeit von 10 K . Am Austritt aus den Überhitzern beträgt die Temperaturdifferenz 18 K . Die Druckverluste der Rauchgasströmung und des Wasser-/Dampfkreises werden in der Darstellung berücksichtigt. Die rauchgasseitigen Druckverluste der einzelnen Wärmetauscherbündel summieren sich auf $5,5\text{ kPa}$.

Die Austrittstemperatur des Abgases aus dem Kessel weist eine ausreichende Temperaturdifferenz zum Säuretaupunkt des Abgases, von 125 °C , auf. Gleichzeitig wird durch Vorwärmung des Kondensats vor Eintritt in den Kessel bis auf 130 °C , das lokale Unterschreiten des Säuretaupunktes im Abgas verhindert. Diese Vorwärmung des Kondensats erfolgt in drei Schritten.

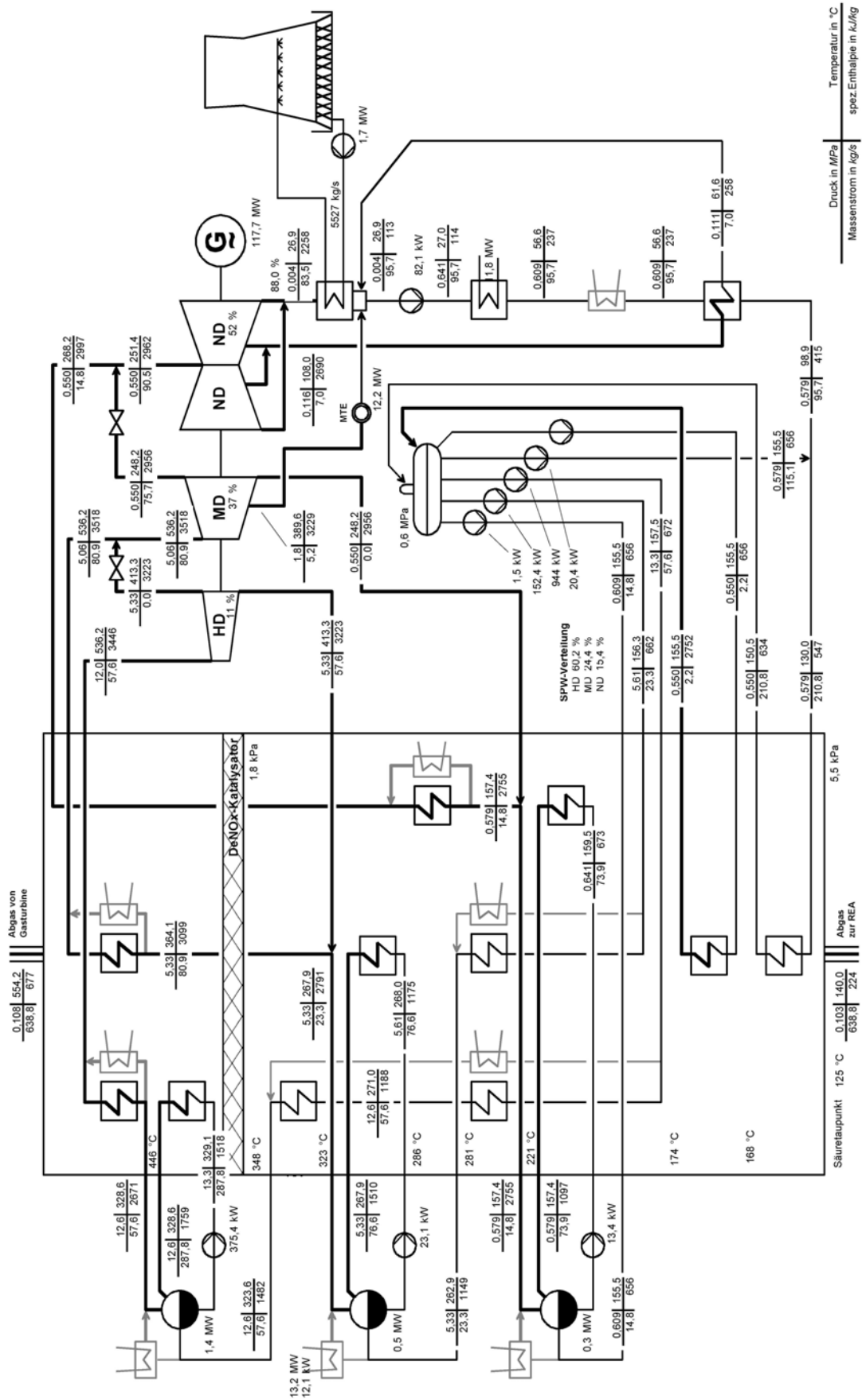


Abbildung 3.25: Daten der Energie- und Stoffströme des Abhitzedampfprozesses des Basis-Kombi-Kraftwerks

Ausgehend vom Austrittszustand aus der Kondensatpumpe, wird der gesamte Wassermassenstrom (95,7 kg/s oder 345 t/h) durch die Wärmezufuhr aus dem Kohlentransportluftkühler (11,8 MW) von 27 auf knapp 57 °C vorgewärmt. Durch weitere Vorwärmung mit Anzapfdampf (7 kg/s) wird eine Kondensattemperatur von etwa 96 °C erreicht. Die endgültige Vorwärmtemperatur von 130 °C wird durch Zumischung von 115 kg/s Speisewasser aus dem Speisewasserbehälter erzielt. Dadurch wird gleichzeitig der Kondensatmassenstrom soweit erhöht, dass dem Rauchgas genügend Wärme entzogen werden kann, ohne dass eine unerwünschte Verdampfung des Kondensats eintritt.

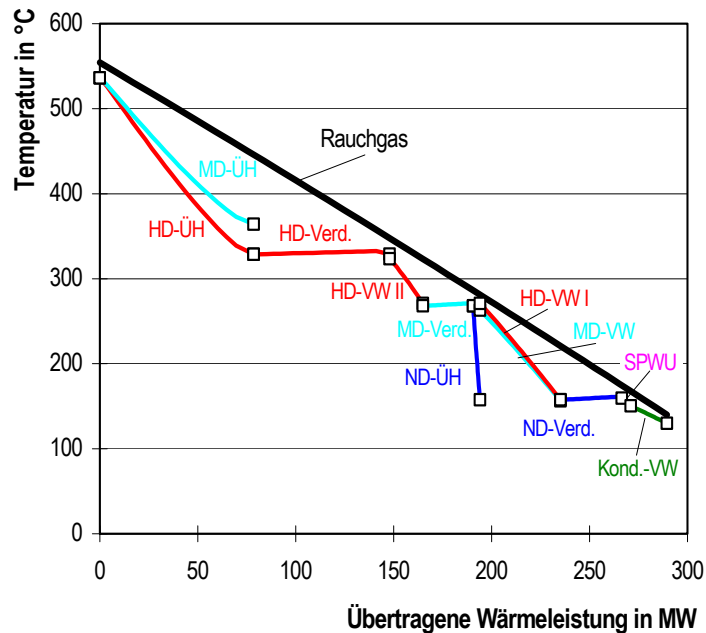


Abbildung 3.26: (t, \dot{Q}) -Diagramm des Abhitzeprozesses des Basis-Kombi-Kraftwerks

Dem Speisewasserbehälter wird auch das Speisewasser für die drei Verdampfer des Abhitzeprozesses entnommen. Gut 60 % des Speisewassers (57,6 kg/s oder 207 t/h) wird mit einem Druck von 13,3 MPa der HD-Schiene zugeführt. Die Leistung der HD-Speisepumpe beträgt 944 kW. Das HD-Speisewasser wird in zwei Stufen vorgewärmt, verdampft und bis auf 536 °C überhitzt.

Unter Berücksichtigung der Druckverluste tritt der HD-Frischdampf mit 12 MPa in den HD-Teil der Dampfturbine ein. Bei der Entspannung bis auf 5,33 MPa werden 11 % der gesamten Dampfturbinenleistung bereitgestellt. Die Speisepumpe der MD-Schiene leistet 152 kW bei der Erzeugung des erforderlichen Drucks von 5,6 MPa. Der Massenstrom beträgt 23,3 kg/s (oder 84 t/h). Das entspricht knapp 25 % des gesamten Speisewassermassenstroms. Nach der einstufigen Vorwärmung des MD-Speisewassers wird ein Teilstrom von 8 kg/s zur Kühlung der Brennkammer abgezweigt. Nach der Verdampfung im Umlaufverdampfer (Umlaufzahl 5) wird dem MD-Hauptmassenstrom der aus der Brennkammerkühlung zurückkehrende Satt Dampf und der Abdampf der HD-Turbine zugeführt. Der gesamte MD-Dampfstrom von 80,9 kg/s (290 t/h) tritt mit 364 °C und 5,33 MPa in den Überhitzer ein. Der Eintrittsdruck in die MD-Turbine beträgt rund 5 MPa. Bei der Entspannung auf 0,55 MPa wird in der MD-Turbine eine Leistung von etwa 43,5 MW frei, was 37 % der gesamten Dampfturbinenleistung entspricht. Für die Beheizung der Mechanisch/Thermischen Entwässerung wird der erforderliche Anzapfdampf (5,2 kg/s entspricht etwa 6,5 % des Dampfstroms der MD-Turbine) bei einem Druck von 1,8 MPa entnommen. Der aus der MD-Turbine austretende Dampf wird direkt zur ND-Teilturbine

übergeleitet und mit dem ND-Frischdampf zusammen geführt. Der ND-Frischdampf, der rund 15 % des gesamten Speisewassermassenstroms ausmacht, wird bis auf 157 °C überhitzt und tritt unter Berücksichtigung der Druckverluste in Verdampfer und Überhitzer mit 0,55 MPa in die ND-Turbine ein. Die Entspannung in der Turbine endet bei einem Druck von 3,55 kPa. Der Dampfgehalt am Austritt beträgt 88 %. Die Leistung der ND-Turbine beträgt rund 61 MW (52 % der gesamten Dampfturbinenleistung).

Der Kühlwassermassenstrom zur Rückkühlung des Kondensats beträgt 5527 kg/s bzw. knapp 20.000 t/h. Die Leistung der Kühlwasserpumpe beläuft sich auf 1,7 MW.

Die gesamte Eigenbedarfsleistung des Basis-Kombi-Kraftwerks beträgt 14 MW (rund 4 % der Bruttoleistung). Der Beitrag der Gasturbine zur Bruttoleistung beträgt 232 MW, die Leistung der Dampfturbinen des Abhitzeprozesses 116 MW, so dass sich die Nettoleistung des Basis-Kombi-Kraftwerks von 334 MW ergibt. Die mit dem Heizwert gebildete Brennstoffwärmeleistung ergibt sich zu 582 MW und der damit gebildete Nettowirkungsgrad beträgt 57,5 %. Ermittelt man die Brennstoffwärmeleistung mit dem Brennwert der Rohkohle, ergibt sich ein Nettowirkungsgrad von 51,8 %. Der exergetische Nettowirkungsgrad des Basis-Kombi-Kraftwerks beträgt 48,4 %.

Das Basis-Kombi-Kraftwerk produziert bei Volllast pro Sekunde 93 kWh elektrischen Strom. Für die Erzeugung einer Kilowattstunde Strom werden 547 g Brennstoff benötigt und 605 g CO₂ gebildet und an die Umgebung abgegeben.

Die Abbildung 3.27 zeigt das Energieflussbild oder Sankey-Diagramm des Basis-Kombi-Kraftwerks, wobei der eingesetzte Brennstoffmassenstrom mit dem Brennwert (H₀) multipliziert als Energieinput zu 100 % gesetzt wird. Dabei ist zu beachten, dass der Brennstoffinput nur bei der vereinbarten Bezugstemperatur von 0,01 °C exakt 100 % entspricht. Bei der Bezugstemperatur sind definitionsgemäß die Enthalpien der aus der Umgebung entnommenen Luft und des Zusatzwassers für die MTE gleich null. Die in der obersten Zeile des Diagramms dargestellten absoluten Energieströme und Energiestromanteile stellen den Zustand der Stoffströme dar, die bei der gewählten Umgebungstemperatur von 15 °C in den Bilanzraum des Kraftwerksprozesses eintreten. In dem Flussbild werden alle oben genannten Energieflüsse auf den Energieinput bezogen und anschaulich dargestellt.

Aus dieser Darstellung der Energieflüsse kann außerdem der relativ geringe Integrationsgrad dieser Kombi-Kraftwerksschaltung abgelesen werden. Die zwischen Kohlenaufbereitung, Kohlentransport und Brennkammer jeweils mit dem Abhitzeprozess ausgetauschten Wärmeströme sind im Verhältnis zum gesamten Energieinput als eher geringfügig zu bewerten. Deutlich wird jedoch auch, dass die genannten Wärmeströme (rund 3,7 %) an der Gasturbine vorbei geführt werden und folglich im Gasturbinenprozess keinen Beitrag zur Leistungsabgabe leisten können.

Als wichtigste Verluste bei der energetischen Betrachtungsweise können die Abwärme des Kondensators (27,5 %) sowie die Abgasverluste (19,9 %) identifiziert werden. Alle weiteren Verluste sind von untergeordneter Bedeutung.

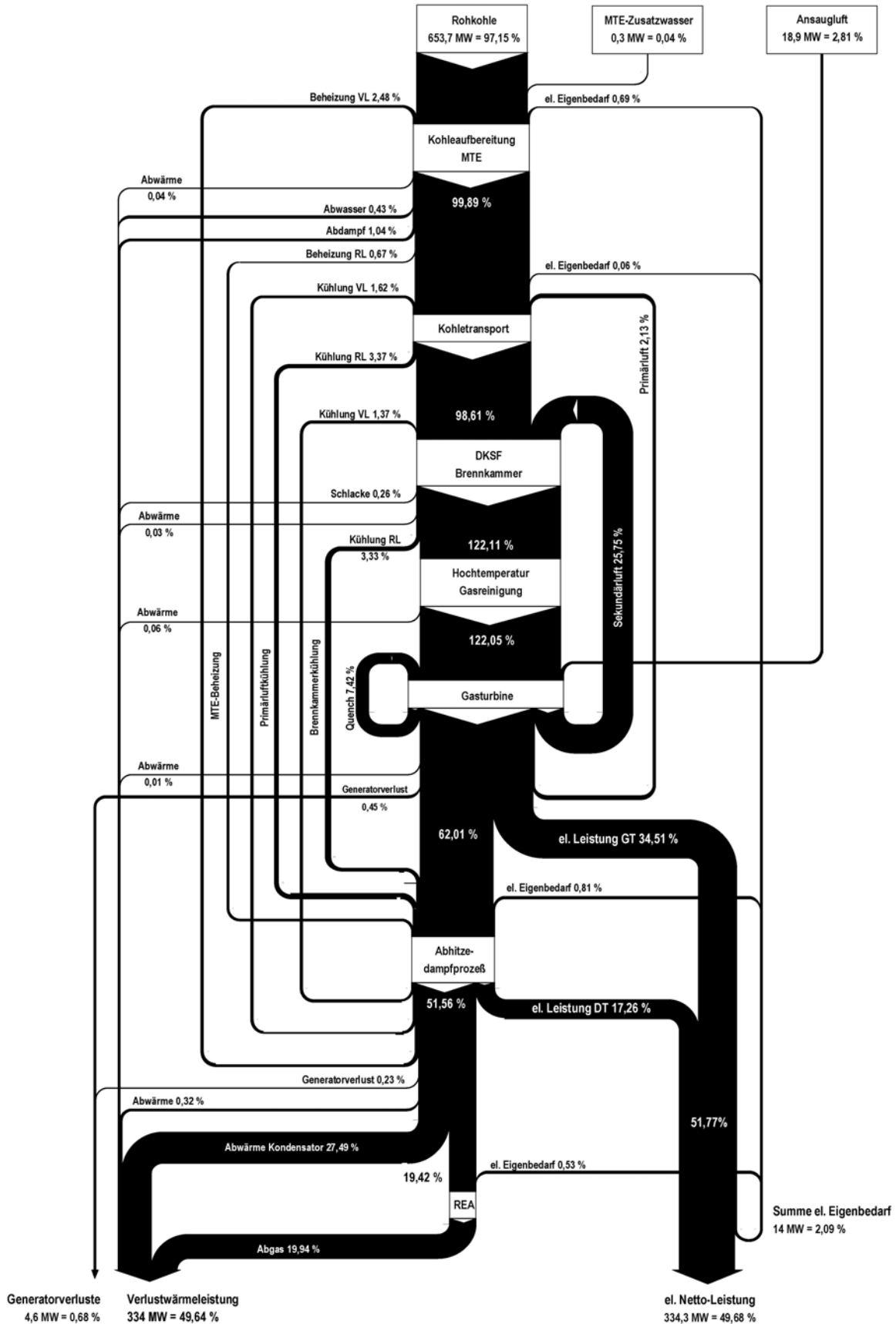


Abbildung 3.27: Energieflussbild des Basis-Kombi-Kraftwerks (Eintrittstemperatur aller Stoffströme 15 °C, Bezugstemperatur 0,01 °C). Der Nettowirkungsgrad des Prozesses auf den Heizwert bezogen beträgt 57,5 %.

Um die Verlustströme richtig zu bewerten und korrekte Rückschlüsse auf das jeweilige Optimierungspotenzial der einzelnen Energieumwandlungsschritte zu ziehen, wird auf das Exergieflussbild verwiesen (Abbildung 3.28). Da auch für das exergetische Umgebungsmodell ein Bezugszustand von $0,01\text{ °C}$ verwendet wird und die in den Prozess eintretenden Exergien bei 15 °C gebildet werden, ist auch hier nicht die eintretende Brennstoffexergie exakt 100% , sondern die Summe aller eintretenden Exergieströme.

Mit dem Exergieflussbild des Prozesses werden die Wertigkeiten der Energieflüsse visualisiert. Entsprechend dem Vergleich von Energie- und Exergieflussbild des Dampfkraftprozesses wird auch hier sofort ersichtlich, dass die energetisch-betrachtet hohen Verluste durch die Abwärme des Kondensators und des Abgases unter Berücksichtigung ihrer Arbeitsfähigkeit einen untergeordneten Beitrag zu den gesamten Verlusten des Prozesses leisten und somit das erwartete Optimierungspotenzial relativiert werden muss.

Die auf der linken Seite des Exergieflussbildes heraus geführten Verluste werden zusammengefasst zu den Exergieverlusten Auf Grund von Irreversibilitäten der Umwandlungsprozesse ($47,28\%$) und zu den stoffstromgebundenen Exergieverlusten ($4,36\%$), die einen deutlich geringeren Anteil der Gesamtverluste ausmachen. Aus der Analyse des Diagramms ergeben sich folgende Optimierungsansätze für den kombinierten Gas- und Dampfturbinenprozess mit Druckkohlenstaubfeuerung:

1. **Brennkammer**

Die Exergieverluste der Brennkammer ($27,66\%$) resultieren im Wesentlichen aus der hohen Irreversibilität des Verbrennungsprozesses, bei dem die chemisch gebundene Exergie des Brennstoffs in thermische Energie der Verbrennungsrückstände gewandelt wird. Durch eine Verringerung der Mischungsverluste mit der zugeführten Verbrennungsluft, also z.B. durch eine Verringerung des Luftüberschusses oder durch Anhebung der Temperatur der Verbrennungsluft, könnte der Exergieverlust dieses Energiewandlungsschrittes reduziert werden. Die Temperatur der Verbrennungsluft ergibt sich aus der Austrittstemperatur des Kompressors. Eine darüber hinausgehende Steigerung dieser Temperatur wird nicht untersucht. Die Gesamtluftzahl der Brennkammer ergibt sich im betrachteten Konzept aus der erforderlichen Austrittstemperatur des Reingasstromes (am Austritt der Hochtemperaturgasreinigung) und hängt somit vom Fließpunkt der Schlacke ab sowie von der gewählten ISO-Eintrittstemperatur der Gasturbine. Der Einfluss der Schlackefließtemperatur auf den Kombi-Prozess wird in Abschnitt 3.4.1 dargestellt. Ergebnisse der Untersuchung des Einflusses steigender Gasturbineneintrittstemperaturen auf die Brennkammer und den Wirkungsgrad des Kombi-Prozesses werden in Abschnitt 3.4.3 präsentiert.

2. **Gasturbine**

Die Exergieverluste der Gasturbine ($8,37\%$) sind auf die Irreversibilität bei der Entspannung in der Gasturbine und auf die Mischungsverluste der Kühlluft mit dem Hauptgasstrom innerhalb der Turbine zurückzuführen. Im Rahmen der Untersuchung des Einflusses steigender Eintrittstemperaturen in die Gasturbine in Abschnitt 3.4.3 wird auch der Einfluss der Luftkühlung auf den Anlagenwirkungsgrad untersucht.

3. **Dampferzeuger/Dampfturbine**

Die Exergieverluste des Dampferzeugers ($2,38\%$) resultieren aus den Exergieverlusten der Wärmeübertragung vom Rauchgas an den Wasser-/Dampfkreis. Diese werden durch die Höhe der Temperaturdifferenz zwischen wärmeabgebendem und wärmeaufnehmendem Medium bestimmt.

Die Exergieverluste der Dampfturbine (5,17 %) sind auf die Irreversibilität bei der Entspannung und auf die Verluste durch die Wärmeabgabe des Kondensators an die Umgebung zurückzuführen. Entsprechend den Untersuchungen des kalten Endes im Dampfkraftwerk wird auch der Einfluss eines sinkenden Kondensatordrucks auf den Wirkungsgrad des Kombi-Prozesses untersucht (Abschnitt 3.4.6).

4. *Abgas*

Der größte stoffstromgebundene Exergieverlust des Basis-Kombi-Kraftwerks wird durch das Abgas hervorgerufen (3,7 %). Der Exergieverlust teilt sich auf in einen Verlust durch die Mischungs- und Standardexergie des Abgases (ca. 45 %) und in einen thermischen Anteil (Kontaktexergie ca. 55 %), der durch Reduzierung der Austrittstemperatur aus dem Abhitzeessel reduziert werden könnte. Der Einfluss einer Reduzierung der Abgastemperatur auf den Kombi-Prozess ist von untergeordneter Bedeutung und wird nicht untersucht.

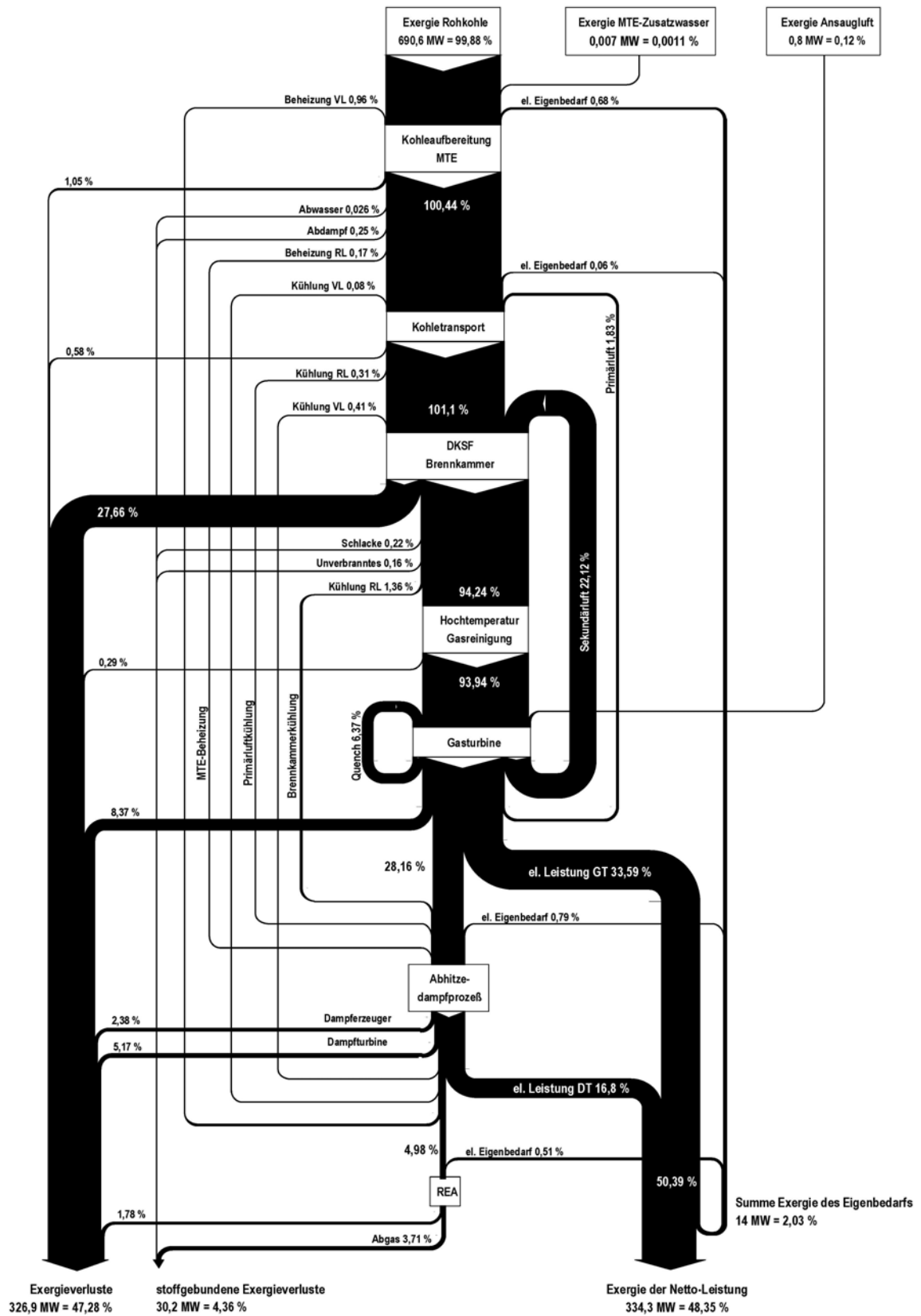


Abbildung 3.28: Exergiestromflussbild des Basis-Kombi-Kraftwerks (der Nettowirkungsgrad auf den Heizwert bezogen beträgt 57,5 %)

In der Abbildung 3.29 werden die Betriebsvolumenströme entlang ihres Weges durch den Kombi-Kraftwerksprozess, normiert auf einen Brennstoffmassenstrom von 1 kg/s , durch ein Band variabler Breite vom Ansaugstutzen des Kompressors bis zum Austritt aus dem Kamin aufgetragen.

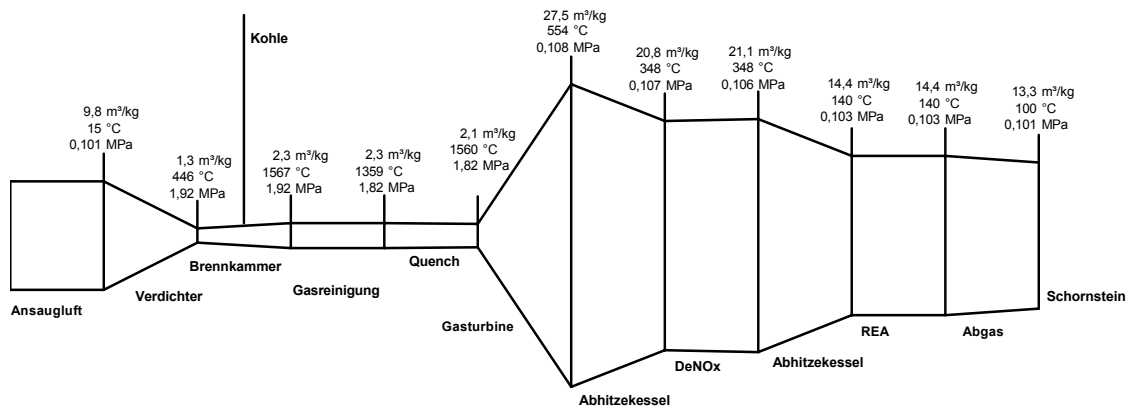


Abbildung 3.29: Vereinfachtes Betriebsvolumenstromdiagramm des Basisfalls (bezogen auf 1 kg Kohle)

Diese Darstellungsweise visualisiert die Bauvolumen-Relationen innerhalb der Gesamtanlage. Unter der Annahme einer konstanten zulässigen Strömungsgeschwindigkeit in allen Anlagenkomponenten repräsentiert die Breite des Diagramms den erforderlichen freien Strömungsquerschnitt, also in erster Näherung die Größe oder das Bauvolumen jeder Komponente. Die Annahme einer konstanten Strömungsgeschwindigkeit stellt eine grobe Vereinfachung dar, die nur für die vereinfachende Darstellung der Betriebsvolumenströme verwendet wird. Dabei wird insbesondere außer Acht gelassen, dass beispielsweise die Strömungsgeschwindigkeit in der Gasturbine wesentlich höher ist als die im Abhitzekeessel, so dass bei genauerer Betrachtung die Gasturbine ein wesentlich geringeres Bauvolumen als der Abhitzekeessel aufweisen muss.

Ein Blick auf das Betriebsvolumenstromdiagramm des Basis-Kombi-Kraftwerks stellt den Abhitzekeessel offensichtlich als die größte Anlagenkomponente heraus. Darüber hinaus wird in diesem Diagramm ein Vorzug des Konzeptes deutlich: die Brennkammer ist hier eine verhältnismäßig kleine Komponente, was sich (aus thermodynamischer und ökonomischer Sicht) positiv auf die Komponente auswirkt. Auch in der Hochtemperatur-Gasreinigung, müssen nur relativ kleine Volumenströme behandelt werden. Ausgenommen davon sind die Entstickung und Entschwefelung, die in diesem Konzept hinter der Gasturbine, also bei geringem Druck und entsprechend größeren Volumenströmen durchgeführt werden und zudem auch die zusätzliche Quenchluft mit durchsetzen müssen.

Optimales Verdichterdruckverhältnis des Basis-Kombi-Kraftwerks

Der Festlegung des Verdichterdruckverhältnisses des Basis-Kombi-Kraftwerks auf den Wert 19 basiert auf einer Variationsrechnung des Verdichterdruckverhältnis, bei der der in Abbildung 3.30 dargestellte Einfluss auf den Nettowirkungsgrad des Gesamtprozesses festgestellt wird. Demnach ergibt sich bei einem Verdichterdruckverhältnis von etwa 19 ein Maximum für den Wirkungsgrad.

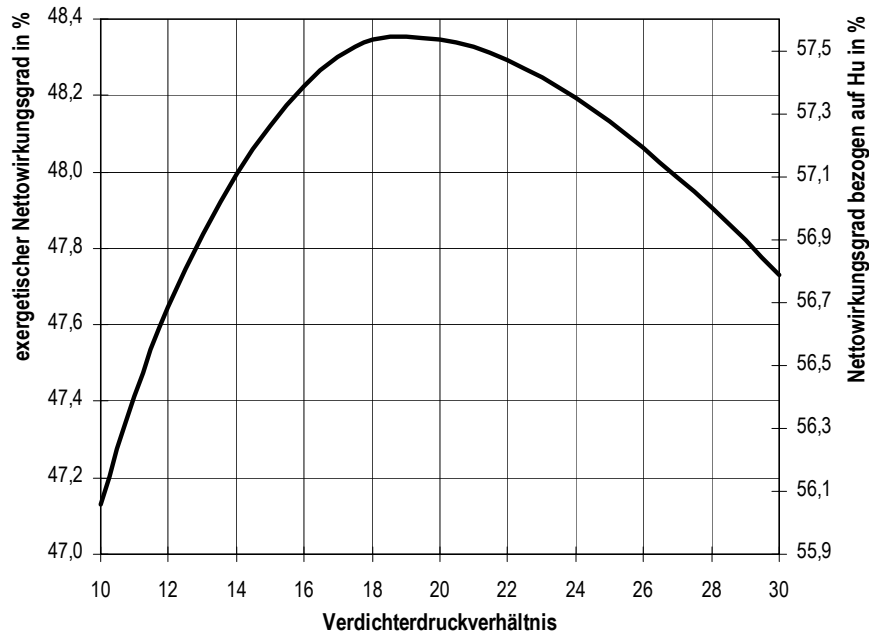


Abbildung 3.30: Exergetischer Nettowirkungsgrad und auf den Heizwert bezogener Nettowirkungsgrad des Basis-Kombi-Kraftwerks in Abhängigkeit vom Verdichterdruckverhältnis

In Abbildung 3.31 wird die Abhängigkeit der Wirkungsgrade des Gasturbinenprozesses und des Abhitzedampfprozesses vom Verdichterdruckverhältnis aufgetragen. Der exergetische Wirkungsgrad der luftgekühlten Gasturbine nimmt mit zunehmendem Druckverhältnis deutlich zu (bei konstanter ISO-Eintrittstemperatur und konstantem isentropen Stufenwirkungsgrad der Gasturbine).

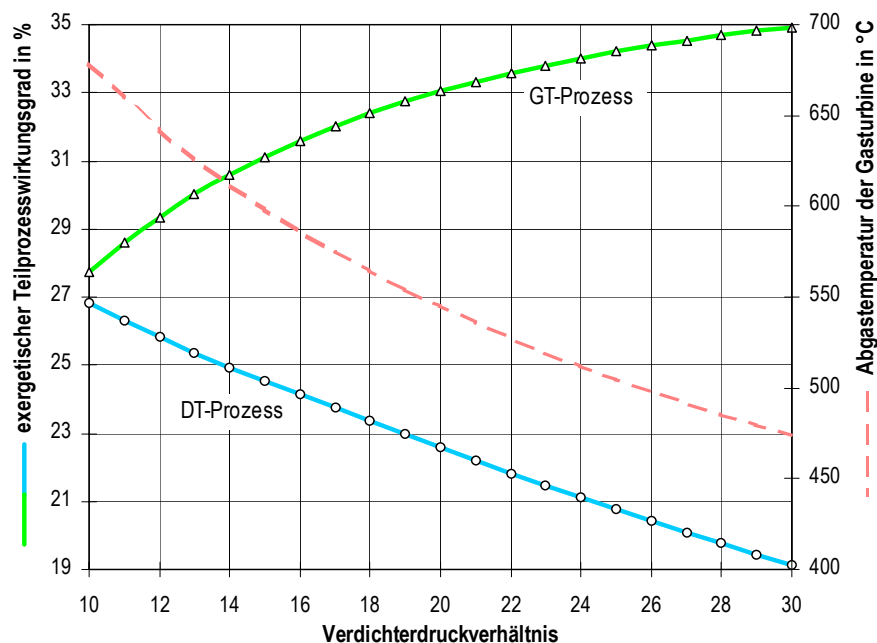


Abbildung 3.31: Exergetischer Nettowirkungsgrad des Gasturbinen- und des Dampfturbinen-Teilprozesses sowie Gasturbinen-Abgastemperatur in Abhängigkeit vom Verdichterdruckverhältnis

Im betrachteten Bereich des Druckverhältnisses von 10 bis 30 nimmt der Gasturbinenwirkungsgrad von 27,7 auf 34,9 % zu, weil mit steigendem Druckverhältnis die Entspannung in der Turbine größer wird und das Rauchgas stärker abkühlt. Die Senkung der Abgastemperatur, von 680 auf 475 °C, führt zu einer Verschlechterung des Abhitzeprozesses, dessen Frischdampftemperaturen an die Abgastemperatur gekoppelt sind. Der Wirkungsgrad des Abhitzeprozesses nimmt, im betrachteten Bereich des Verdichterdruckverhältnisses, von 26,8 auf 19,2 % ab. Hierbei ist zu berücksichtigen, dass bei der Ermittlung der Frischdampftemperaturen des Abhitzeprozesses einerseits die Grädigkeiten der Wärmetauscher Berücksichtigung finden (18 K) andererseits aber auch eine obere Grenztemperatur eingehalten wird (550 °C), wodurch den Belastungsgrenzen der Werkstoffe Rechnung getragen wird. Das hat zur Folge, dass Rauchgastemperaturen über 568 °C (bei Verdichterdruckverhältnissen kleiner als etwa 17) nicht zu einer entsprechenden Steigerung des Wirkungsgrades des Abhitzeprozesses führen.

Gleichzeitig führt eine Steigerung des Verdichterdruckverhältnisses zu einer Abnahme der Bruttoleistung des Gesamtprozesses (Abbildung 3.32), die im Wesentlichen auf die Abnahme der Temperatur sowie der Wärmeleistung des Gasturbinenabgasstromes und der damit zusammenhängenden Reduzierung des Wirkungsgrades des Abhitzeprozesses zurückzuführen ist.

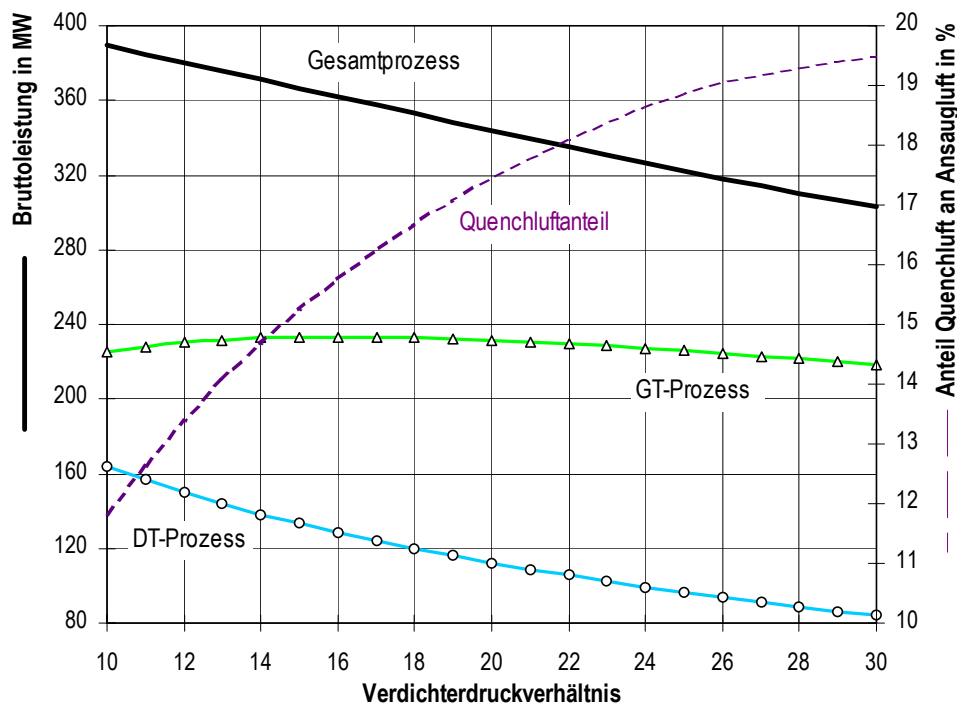


Abbildung 3.32: Bruttoleistung von Gasturbine- und Dampfturbine, sowie des Gesamtprozesses in Abhängigkeit von Verdichterdruckverhältnis

Mit zunehmendem Verdichterdruckverhältnis steigt die Austrittstemperatur der Luft aus dem Verdichter an, so dass der Bedarf an Kühlluft und Quenchluf der luftgekühlten Gasturbine bei konstanter ISO-Eintrittstemperatur bezogen auf den ebenfalls konstant gehaltenen Ansaugmassenstrom des Verdichters deutlich ansteigt. Somit verbleibt bei gleichbleibenden Verhältnissen in der Feuerung weniger Verbrennungsluft übrig, was bei konstanter Luftzahl zum Rückgang des Brennstoffmassenstroms führt.

3.3.2 Wirtschaftlichkeit des Basis-Kombi-Kraftwerks

Da die spezifischen Anlageninvestitionen für das gesamte Kombi-Kraftwerk bzw. einzelner noch nicht verfügbarer Komponenten beim derzeitigen Entwicklungsstand unbekannt sind, werden die zulässigen Zusatzinvestitionen unter der Voraussetzung gleicher Stromgestehungskosten und zusätzlich bei gleicher Anlagenverfügbarkeit entsprechend der dargestellten Vorgehensweise ermittelt (siehe Abschnitt 2.5, S. 94) und somit die Wirtschaftlichkeit des Basis-Kombi-Kraftwerks gegenüber dem Referenzkraftwerk bewertet.

Der auf den Heizwert des Brennstoffs bezogene Wirkungsgrad des Basis-Kombi-Kraftwerks von 57,5 % stellt gegenüber dem Wirkungsgrad des Referenzkraftwerks von 44,5 % einen Wirkungsgradvorteil von 13 %-Punkten dar. Unter den in Abschnitt 2.5 dargestellten Voraussetzungen erzielt das Basis-Kombi-Kraftwerk bei 98 *EUR/kW* höheren Investitionen die gleichen Stromgestehungskosten wie das Referenzkraftwerk (2,84 *Cent/kW*). Die spezifischen Gesamtinvestitionen des Basis-Kombi-Kraftwerks können also insgesamt 1283 *EUR/kW* betragen, wenn keine Einbußen in der Verfügbarkeit zu erwarten sind. Wird hingegen nicht die Volllaststundenzahl mit 8000 *h/a* als konstant angenommen, sondern die Höhe der spezifischen Investitionen (1185 *EUR/kW*), ergibt sich eine zulässige Minderung der Verfügbarkeit des Basis-Kombi-Kraftwerks gegenüber dem Referenz-Dampfkraftwerk von 612 *h/a*. Die Volllaststundenzahl des Basis-Kombi-Kraftwerks darf also 7388 *h/a* betragen, wenn keine höheren Investitionen als für das Referenzkraftwerk zu veranschlagen sind.

3.4 Entwicklungspotenzial des Kombi-Kraftwerks

In den folgenden Abschnitten werden Ergebnisse von Variationsrechnungen dargestellt, die zur Untersuchung der charakteristischen Eigenschaften des kombinierten Gas- und Dampfturbinenprozesses mit Druckkohlenstaubfeuerung dienen. Durch gezielte Variationen einzelner Anlagenparameter, wird der qualitative und quantitative Einfluss des betrachteten Parameters auf wichtige Prozessgrößen und -eigenschaften, unter Beibehaltung aller anderen Auslegungsgrößen, untersucht. Die resultierenden Veränderungen werden jeweils im Vergleich zum oben beschriebenen Basis-Kombi-Kraftwerk interpretiert. Letztendlich dienen die Erkenntnisse der durchgeführten Analysen zur Definition einer optimierten Prozessauslegung (Abschnitt 3.4.7), die dem Referenzkraftwerk und dem weiterentwickelten Dampfkraftprozess als Zukunftsalternative gegenüber gestellt wird (Abschnitt 4).

3.4.1 Einfluss der Braunkohlentrocknung

Im ersten Schritt werden die Auswirkungen der Integration verschiedener Braunkohlentrocknungsverfahren in den Kombi-Prozess analysiert. Im Basis-Kombi-Kraftwerk erfolgt die Erzeugung der erforderlichen Trockenbraunkohle durch Einsatz der Mechanisch/Thermischen Entwässerung entsprechend dem Verfahrensprinzip nach Abbildung 1.14 (S. 31). Neben einem relativ geringen elektrischen Eigenbedarf für die Presse, weist das MTE-Verfahren einen zusätzlichen Wärmebedarf für den zweiten Schritt der Kohlenvorwärmung (auf die Prozesstemperatur von 200 °C) auf. Der erforderliche Wärmestrom wird der Kohlenschüttung durch Kondensation von Zusatzdampf in direktem Kontakt zu Kohle zugeführt. Der Zusatzdampf wird in einem mit Anzapfdampf der MD-Turbine beheizten Verdampfer aus Wasser, ausgehend vom Umgebungszustand, erzeugt. Der erforderliche Anzapfdruck aus der MD-Turbine (1,8 *MPa*) ergibt sich aus der erforderlichen Kondensationstempe-

ratur des Heizdampfes, die aus der MTE-Prozesstemperatur von 200 °C zuzüglich der Grädigkeit des Verdampfers (5 K) folgt.

Wie auch bei der Analyse des Dampfkraftwerks wird zwischen zwei Varianten der Mechanisch/Thermischen Entwässerung unterschieden. Im MTE-Trockner des Basis-Kombi-Kraftwerks wird die latente Wärme des nach der Presse aus der Kohle austretenden Wasserdampfes energetisch nicht genutzt, sondern als Wärmestrom mit einer Leistung von 7 MW direkt an die Umgebung abgeführt. Der Exergieverlust dieses Abdampfverlustes im Basis-Kombi-Kraftwerk beträgt 0,25 %. Durch die Nutzung der Kondensationswärme des Abdampfstromes zur Vorwärmung der Rohkohle wird der Anzapfdampfbedarf für die Erzeugung des MTE-Zusatzdampfes von 5,18 auf 2,27 kg/s (8,2 t/h) reduziert. Bezogen auf den erzeugten Massenstrom Trockenbraunkohle von 29,9 kg/s (rund 108 t/h) sinkt der Anzapfdampfbedarf von 0,17 auf 0,08 kg pro Kilogramm TBK.

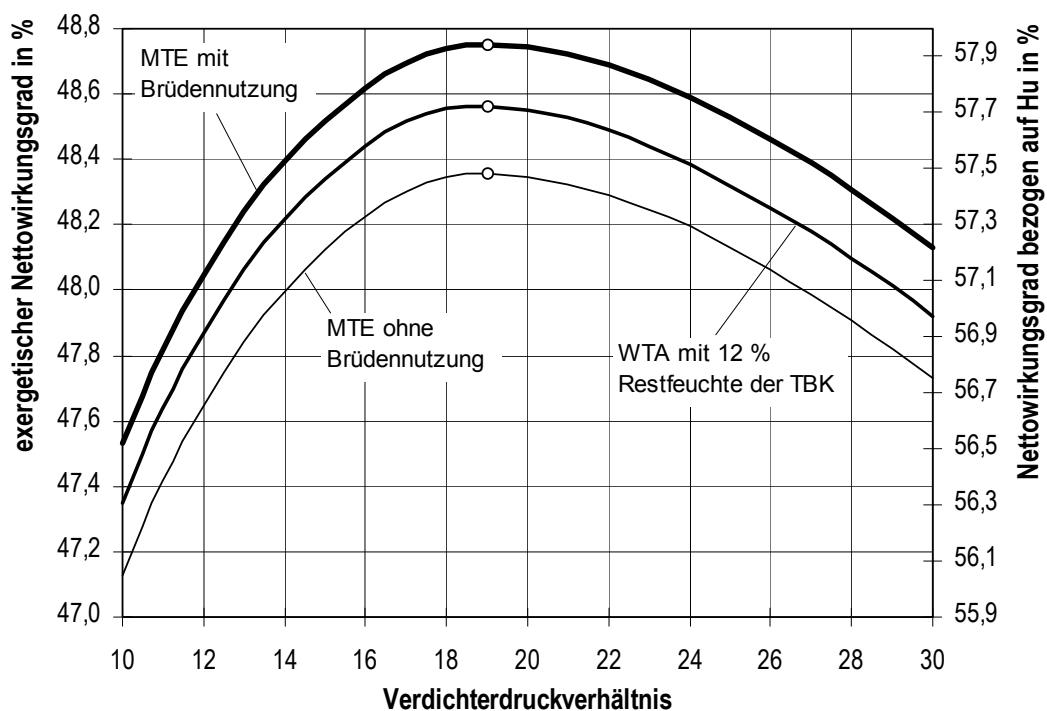


Abbildung 3.33: Exergetischer und auf den Heizwert bezogener Nettowirkungsgrad des Kombi-Kraftwerks mit integriertem MTE-Verfahren (mit und ohne Nutzung der latenten Wärme der Abdampfes der Entspannungsverdampfung und der Nachentwässerung) und alternativ mit integriertem WTA-Verfahren (Trocknung bis auf 12 % Restfeuchte) in Abhängigkeit vom Verdichterdruckverhältnis

Den Berechnungsergebnissen in Abbildung 3.33 ist zu entnehmen, dass die Verbesserung der internen Wärmerückgewinnung im MTE-Prozess auf die Gewichtung des Gasturbinen- und Abhitzedampfprozesses keinen merklichen Einfluss ausübt. Das optimale Verdichterdruckverhältnis liegt weiterhin bei 19. Die Leistung der Dampfturbine steigt lediglich um 3 MW durch die Reduzierung des Anzapfmassenstroms für die Mechanisch/Thermische Entwässerung an. Der Anteil der Dampfturbinenleistung an der gesamten Bruttostromerzeugung steigt dabei geringfügig von 33,3 auf 33,9 %. Der Abbildung 3.33 ist außerdem zu entnehmen, dass durch die Reduzierung des Abwärmestroms der Mechanisch/Thermischen Entwässerung der Nettowirkungsgrad bezogen auf die Exergie (Heizwert) der

Kohle beim optimalen Verdichterdruckverhältnis des Kombi-Prozesses um 0,4 %-Punkte (0,5 %-Punkte) von 48,4 % (57,5 %) auf 48,8 % (58 %) steigt.

Ein alternatives Trocknungsverfahren für Rohbraunkohle stellt die Wirbelschichttrocknung mit interner Abwärmenutzung (WTA) dar, deren Prinzipschema in Abbildung 1.11 (S. 27) dargestellt wird. Das WTA-Verfahren benötigt im Gegensatz zum MTE-Verfahren außer dem elektrischen Eigenbedarf keine weitere äußere Energiezufuhr. Die erforderliche elektrische Leistung des WTA-Prozesses geht in die Eigenbedarfsleistung des Kombi-Kraftwerks ein. Den Berechnungsergebnissen der Variation des Verdichterdruckverhältnisses der beiden MTE-Varianten in Abbildung 3.33 sind die Ergebnisse für das WTA-Verfahren mit einer Restfeuchte der Trockenbraunkohle von 12 % gegenüber gestellt. Auch durch den Wechsel des Trocknungsverfahrens findet keine erkennbare Verschiebung des optimalen Verdichterdruckverhältnisses statt. Im Vergleich zu den beiden MTE-Varianten, die nur bis auf 21,8 % Restfeuchte trocknen, steigt die elektrische Eigenbedarfsleistung von knapp 4 kJ pro Kilogramm Rohkohle auf 139 kJ pro Kilogramm Rohkohle bei WTA Trocknung auf 12 % Restfeuchte relativ deutlich an. Der Nettowirkungsgrad des Kombi-Kraftwerks bezogen auf die Exergie (Heizwert) der Kohle liegt im betrachteten Fall der WTA-Trocknung bei 48,6 % (57,4 %) also, entsprechend Abbildung 3.33, zwischen den Ergebnissen für die Mechanisch/Thermische Entwässerung mit und

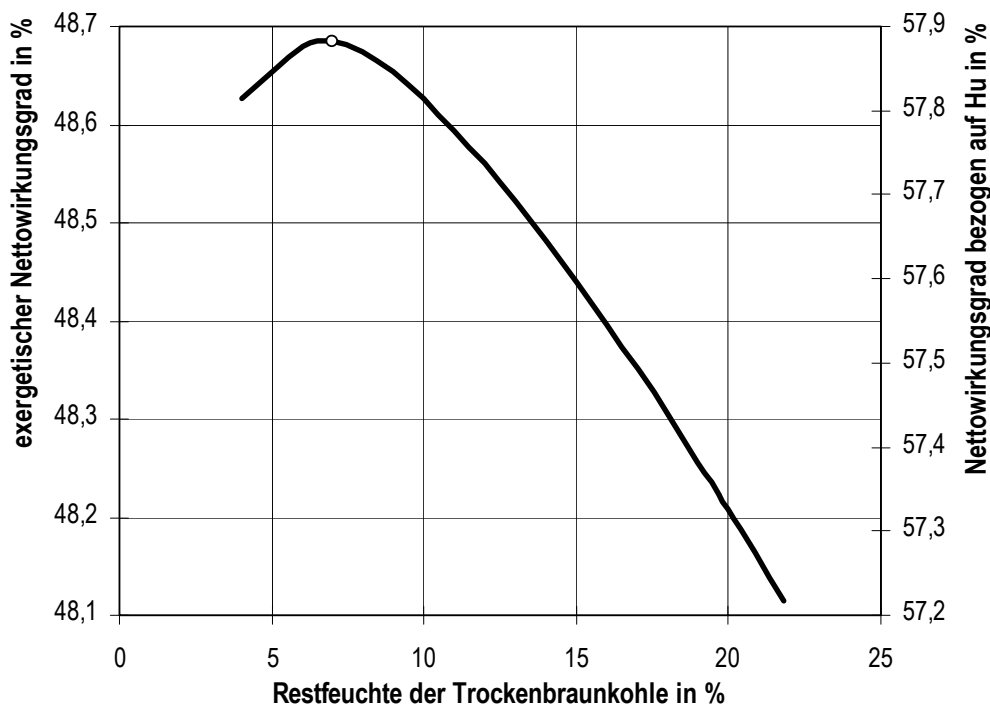


Abbildung 3.34: Exergetischer und auf den Heizwert bezogener Nettowirkungsgrad des Kombi-Kraftwerks mit integrierter WTA-Braunkohletrocknung in Abhängigkeit von der Restfeuchte der Trockenbraunkohle

ohne Rückgewinnung der Kondensationswärme des Abdampfes.

Die elektrische Eigenbedarfsleistung des WTA-Verfahrens teilt sich auf in etwa 90 % für die Brüdenverdichtung und 10 % für das Fluidisierungsgebläse der stationären Wirbelschicht. Die Leistung des Brüdenverdichters ist abhängig vom Brüdenmassenstrom und vom erforderlichen Verdichterdruckverhältnis, die beide in Zusammenhang mit der gewünschten Restfeuchte der Trockenbraunkohle (TBK)

stehen. Zur Analyse der Zusammenhänge dieser Größen mit dem Kombi-Prozess wird eine Variationsrechnung der Restfeuchte der Trockenbraunkohle durchgeführt, wobei der Verdichteransaugmassenstrom (610 kg/s), das Verdichterdruckverhältnis (19) und alle anderen Parameter konstant gehalten werden.

Die Brennstoffexergie, der Brennwert und der Heizwert für unterschiedliche Restwassergehalte der TBK, die jeweils aus der Referenzbraunkohle erzeugt werden, ergibt sich analog zur Vorgehensweise bei der Untersuchung des Entwicklungspotenzials des Dampfkraftwerks aus Abbildung 3.5 (S. 112). Unter Berücksichtigung aller sekundären Effekte, die sich aus der Reduzierung der Restfeuchte der TBK und der damit verbundenen Steigerung des Heizwertes der TBK, aber auch des elektrischen Eigenbedarfs der WTA-Trocknung ergeben, weist der Nettowirkungsgrad des Kombi-Kraftwerks entsprechend Abbildung 3.34 ein Optimum bei einer Restfeuchte der TBK von 7 % auf. Gegenüber dem oben betrachteten Fall mit einer Restfeuchte der TBK von 12 % ergibt sich somit ein geringfügiges Optimierungspotenzial für den Nettowirkungsgrad von etwa 0,2 %-Punkten. Durch die Reduzierung der TBK-Restfeuchte von 12 auf 7 % steigt der Heizwert der TBK leicht an. Bei konstantem Verdichteransaugmassenstrom und konstanter ISO-Eintrittstemperatur folgt daraus eine Senkung des erforderlichen TBK-Massenstroms (von 25,7 auf 24 kg/s) und eine Steigerung der Luftzahl (von 2,11 auf 2,15). Unter Berücksichtigung der durch den geringeren Wassergehalt der TBK und durch die Erhöhung der Luftzahl veränderten Abgaszusammensetzung steigt die erforderliche Brennkammerkühlleistung von 9,4 MW auf 9,5 MW (bzw. von 1,44 % auf 1,45 % der Feuerungswärmeleistung) an. Die Austrittstemperatur aus der Hochtemperaturgasreinigung bleibt als Vorgabewert konstant, so dass die durch den Quench zu bewirkende Abkühlung unverändert bleibt. Die Entspannung in der Gasturbine bleibt von der Veränderung der Restfeuchte des eingesetzten Brennstoffes nahezu unberührt. Geringfügige Änderungen ergeben sich ausschließlich durch die leicht veränderte Zusammensetzung des Abgases. Die Abgastemperatur der Gasturbine bleibt praktisch konstant (552 °C), so dass sich geringfügige Änderungen des Abhitzeprozesses nur auf Grund der leicht steigenden Brennkammerkühlleistung ergeben. Das hat Auswirkungen auf die Verteilung der Speisewassermassenströme auf die drei Verdampferdruckstufen des Abhitzekeessels wodurch die Gesamtleistung der Dampfturbinen ansteigt. Die elektrische Eigenbedarfsleistung der Kohlenmühle sinkt auf Grund des abnehmenden Brennstoffbedarfs von 2,66 auf 2,62 MW. Die Eigenbedarfsleistung der WTA im Kombi-Kraftwerk mit 12 % Restfeuchte der TBK beträgt 6,8 MW; bei 7 % Restfeuchte steigt die Leistung auf 7,3 MW an. Bei einer weiteren Reduzierung der Restfeuchte der TBK werden die oben aufgeführten Vorteile für den Kombi-Prozess durch die weitere Zunahme der Eigenbedarfsleistung der WTA überkompensiert.

3.4.2 Einfluss der Schlackefließtemperatur

Der zweite betrachtete Parameter, die Temperatur, bei der die nicht brennbare, mineralische Brennstoffsubstanz in fließfähiger Form in der Brennkammer vorliegt, ist für den Kombi-Prozess eine wichtige Auslegungleitgröße. Eine Eigenart des hier betrachteten Kombi-Konzeptes stellt die Abscheidung der Schlacke in flüssigem Zustand dar, was als Voraussetzung für das Erreichen hoher Wirkungsgrade durch Prozesse mit Druckkohlenstaubfeuerung anzusehen ist. Die Fließtemperatur der Schlacke gibt folglich die Mindesttemperatur des gereinigten Rauchgases vor. Da diese Brennstoffeigenschaft relativ stark von der schwankenden Zusammensetzung der mineralischen Brennstoffsubstanz abhängig ist und mit einer Schwankungsbreite der im Labor ermittelten Schlackefließtemperatur

zu rechnen ist, wird für die durchgeführten Berechnungen vorausgesetzt, dass die Temperatur des gereinigten Gases am Austritt aus der Hochtemperaturgasreinigung (HTGR) um 100 K über der gemessenen Fließtemperatur liegen muss. Dieser Sicherheitsabstand berücksichtigt auch, dass im praktischen Betrieb ein Unterschreiten des Schlackefließpunktes zu einem Verschluss der HTGR durch erstarrende Schlacke zu steigenden Druckverlusten und letztendlich zum Anlagenstillstand führen könnte.

Durch die Variation der Schlackefließtemperatur wird deren Einfluss auf die Auslegung des Kombi-Prozesses analysiert. Die schrittweise Änderung des Fließpunktes erfolgt durch direkte Vorgabe, ohne gleichzeitig Änderungen der Kohlenzusammensetzung oder des Heizwertes zu berücksichtigen. Die veränderte Schlackefließtemperatur hat an drei Positionen direkten Einfluss auf den Prozess bzw. die Energiebilanzen:

1. Die Temperatur der aus der Brennkammer ausgeschleusten flüssigen Schlacke ist an die Schlackefließtemperatur gekoppelt. Die Temperatur des austretenden Schlackenstroms geht direkt in die Höhe des Verlustwärmestroms der Brennkammer ein und wird aus der Schlackefließtemperatur zuzüglich der konstanten Temperaturdifferenz von 100 K ermittelt.
2. Die Schlackefließtemperatur wird als Annahme für die Grenztemperatur zwischen der erstarrten Schlackeschicht an der Brennkammerwand und dem daran abfließenden Schlackefilm herangezogen (siehe Abbildung 2.16, S 76). Daher hat eine Änderung der angenommenen Fließtemperatur bei konstant gehaltener Rauchgastemperatur in der Brennkammer einen unmittelbaren Einfluss auf die erforderliche Brennkammerkühlleistung (siehe Gleichung 2.1, S. 75).
3. Außerdem gibt die Schlackefließtemperatur zuzüglich dem oben genannten Sicherheitsabstand von 100 K die Mindesttemperatur des Reingases am Austritt aus der HTGR vor.

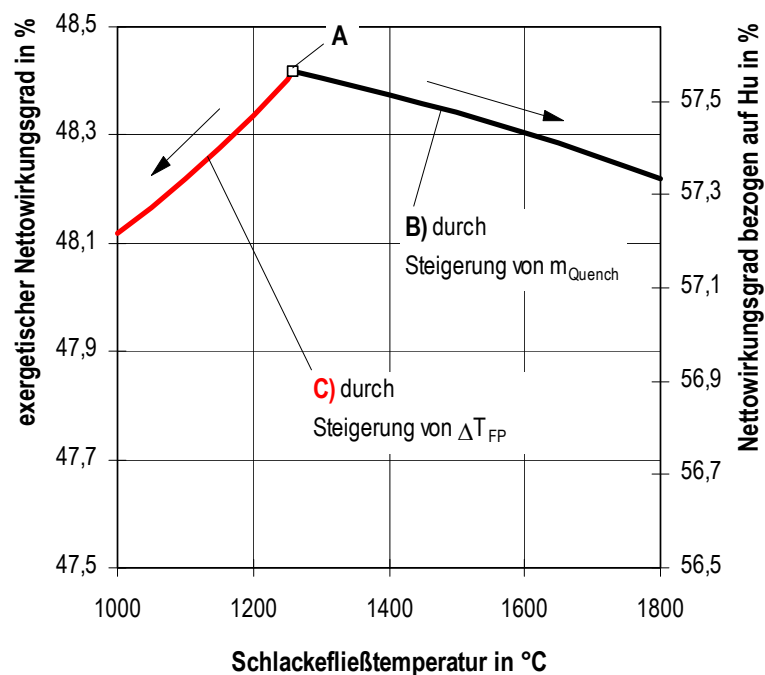


Abbildung 3.35: Exergetischer Nettowirkungsgrad des Kombi-Prozesses in Abhängigkeit vom Fließpunkt der Schlacke

Der höchste Nettowirkungsgrad des Kombi-Kraftwerks ergibt sich, wenn die Mindesttemperatur des Reingases am Austritt der HTGR genau der erforderlichen realen Eintrittstemperatur des Arbeitsmittels der luftgekühlten Gasturbine entspricht bzw. wenn die Schlackefließtemperatur genau um 100 K unterhalb der realen Eintrittstemperatur der Turbine liegt (hier also bei 1259 °C). Dieser Punkt ist in der Darstellung der Berechnungsergebnisse (Abbildung 3.35) mit „A“ bezeichnet. Der Nettowirkungsgrad bezogen auf die Brennstoffexergie liegt in diesem Fall bei 48,4 % (bezogen auf den Heizwert bei 57,6%). Den Berechnungen liegt das Basis-Kombi-Kraftwerk mit einer ISO-Eintrittstemperatur der Gasturbine von 1200 °C und ein Verdichterdruckverhältnis von 19 zugrunde.

Die Wahl der Variationsgrenzen der Fließtemperatur von 1000 bis 1800 °C richtet sich nicht nach zu erwartenden Werten für diese Größe, sondern wurde zur besseren Visualisierung der Tendenzen bzw. der Kurvenverläufe gewählt.

Wenn die Schlackefließtemperatur über dem günstigsten Wert von 1259 °C liegt, wird das Reingas nach Austritt aus der HTGR durch Zufuhr von Quenchluft von der jeweiligen Mindesttemperatur (Schlackefließtemperatur plus 100 K) auf die Gasturbineneintrittstemperatur bei 1200 °C ISO-Eintrittstemperatur (1359 °C) gekühlt. Die Quenchluft wird dem Verbrennungsluftstrom nach Austritt aus dem Verdichter entnommen (siehe Abbildung 2.18, S 78). Dadurch reduziert sich bei konstantem Verdichteransaugmassenstrom die Menge der zur Verfügung stehenden Verbrennungsluft, wodurch die Leistung des Kombi-Kraftwerks reduziert wird. Um bei konstantem Heizwert der Kohle die höhere Mindesttemperatur des Reingases am Austritt aus der HTGR zu erzielen, muss die Luftzahl der Brennkammer reduziert werden, wobei die erforderliche Brennkammerkühlleistung nur leicht ansteigt, weil die Wandtemperatur und die mittlere Rauchgastemperatur in der Brennkammer gleichermaßen ansteigen. Gleichzeitig steigen die thermischen Verluste durch die aus der Brennkammer ausgeschleusten Schlacke an, so dass insgesamt auch der Nettowirkungsgrad des Kombi-Prozesses mit zunehmender Schlackefließtemperatur abnimmt. Die Ergebnisse für die Auslegungsrechnungen des Kombi-Kraftwerks mit höherer Schlackefließtemperatur und Quenchluftkühlung des Reingases vor Eintritt in die Gasturbine sind in Abbildung 3.35 durch die Kurve „B“ gekennzeichnet. Gegenüber dem günstigsten Fall ohne Quenchluftbedarf („A“) ist eine leichte Reduzierung des Nettowirkungsgrades zu verzeichnen.

Liegt die Fließtemperatur der Schlacke hingegen unterhalb des optimalen Wertes von 1259 °C, so liegt die mit einem Sicherheitsabstand von 100 K ermittelte Reingastemperatur am Austritt aus der HTGR unterhalb der erforderlichen realen Eintrittstemperatur des Arbeitsmittels der Gasturbine. Die Austrittstemperatur aus der HTGR muss folglich mehr als 100 K über der Schlackefließtemperatur liegen. Das führt zu einer Senkung der Schlackenviskosität in der HTGR, wobei hier angenommen wird, dass daraus keine negativen Auswirkungen auf den Prozess der Flüssigascheabscheidung folgen. Die Steigerung der Abgastemperatur erfolgt durch Reduzierung der Luftzahl in der Brennkammer, was bei konstantem Verdichteransaugmassenstrom eine Zunahme des Kohlenmassenstroms bedeutet. Durch die Zunahme der mittleren Rauchgastemperatur der Brennkammer steigen die thermischen Umgebungsverluste der Brennkammer und der HTGR sowie die Verluste durch die fühlbare Wärme der ausgeschleusten Schlacke. Da die Temperatur an der Brennkammerwand bzw. an der Grenzfläche zwischen erstarrter und flüssiger Schlacke an der Brennkammerwand gleich der Schlackefließtemperatur gesetzt wird, folgt aus der Reduzierung der Luftzahl eine deutliche Zunahme der erforderlichen Brennkammerkühlleistung. Die Abhängigkeit des Nettowirkungsgrades des Kombi-Kraftwerks bei Schlackefließtemperaturen unterhalb von 1259 °C unter Reduzierung der Luftzahl der Brennkam-

mer sind in Abbildung 3.35 durch den Kurvenzug „C“ repräsentiert. Die deutliche Abnahme des Nettowirkungsgrades ist im Wesentlichen auf die Zunahme der Brennkammerkühlleistung zurückzuführen.

Aus diesen Zusammenhängen wird ersichtlich, dass eine Abstimmung zwischen der Schlackefließtemperatur und der ISO-Eintrittstemperatur vorteilhaft ist. Die ISO-Temperatur der Gasturbine hat Einfluss auf das optimale Brennstoffband für den Prozess, und für zukünftig steigende Gasturbine-eintrittstemperaturen gelten die hier beschriebenen Zusammenhänge in analoger Weise für entsprechend höhere Temperaturen. In diesem Zusammenhang wäre der Einsatz von Additiven zur Anhebung oder Reduzierung des Fließpunktes der Schlacke zu überprüfen. Eine weitere Einflussmöglichkeit auf die Schlackefließtemperatur ergibt sich gegebenenfalls durch eine mit der Mechanisch/Thermischen Entwässerung einher gehende Änderung der Menge und Zusammensetzung der mineralischen Brennstoffsubstanz (Deminalisierung).

3.4.3 Einfluss der Gasturbineneintrittstemperatur

Die Steigerung der Eintrittstemperatur einer Gasturbine ist eine effektive Maßnahme zur Steigerung des Wirkungsgrades eines Gasturbinenprozesses. Anders als im Dampfturbinenprozess erfordert die Steigerung der oberen Prozesstemperatur eine Anhebung der Temperatur der Verbrennung. Die daraus resultierende Steigerung der thermodynamischen Mitteltemperatur der Wärmeaufnahme des Gasturbinenarbeitsmittels führt zu einer Reduzierung der Exergieverluste der Verbrennung bzw. der Umwandlung der chemisch gebundenen Exergie des Brennstoffs in Kontaktexergie der Verbrennungsprodukte.

Der Steigerung der Eintrittstemperatur ist durch die Festigkeit verfügbarer Hochtemperaturwerkstoffe für z. B. die Auskleidung der Brennkammer sowie der Leitrad- und Laufradschaufeln der Turbine Grenzen gesetzt. Durch den Einsatz der Luftkühlung in den hochbelasteten ersten Reihen der Leit- und Laufräder der Gasturbine wurde die Realisierung von Eintrittstemperaturen möglich, die oberhalb der Einsatztemperatur der verwendeten hochfesten metallischen Grundwerkstoffe liegen. In dem hier verwendeten Stufenmodell der Gasturbine wird in den ersten beiden Reihen eine Filmkühlung und weiter hinten das Prinzip der inneren Konvektionskühlung berücksichtigt. Auch bei Verwendung gekühlter Beschaukelung sind der Eintrittstemperatur Grenzen gesetzt, die auf die begrenzte Kühleffektivität und konstruktive Beschränkungen insbesondere der Kühlkanäle zurückzuführen sind. Die hier durchgeführten Analysen des Einflusses steigender ISO-Eintrittstemperaturen in die Gasturbine sind als thermodynamische Potenzialabschätzungen zu verstehen, die die Aufgabe haben, Tendenzen aufzuzeigen. Die konstruktive Realisierbarkeit der vorgeschlagenen Ausführungen muss an anderer Stelle detailliert untersucht werden.

Tabelle 3.3: Annahmen für die Berechnung des Kühlluftbedarfs der Gasturbine
(Temperaturen in °C)

	Stufe 1		Stufe 2		Stufe 3		Stufe 4	
	Leitrad	Laufad	Leitrad	Laufad	Leitrad	Laufad	Leitrad	Laufad
Kühlprinzip	Filmk.	Filmk.	Filmk.	Filmk.	Konv.-K.	Konv.-K.	Konv.-K.	-
Max. Temperatur	870	830	870	830	820	780	700	
1. Entwicklungsschritt + 50 K	920	880	920	880	870	830	750	
2. Entwicklungsschritt + 100 K	970	930	970	930	930	880	800	

Im Rahmen der im dritten Schritt durchgeführten Variationsrechnung werden ausgehend vom Basis-Kombi-Kraftwerk Auslegungsserien für ISO-Eintrittstemperaturen von 1250 °C, 1300 °C und 1400 °C berechnet. Auf Grund der in Abschnitt 3.4.2 beschriebenen Problematik muss gleichzeitig mit der Variation der ISO-Temperatur auch die Luftzahl der Brennkammer gesenkt werden, weil sonst die Austrittstemperatur des Reingases aus der HTGR nicht die erhöhten Eintrittstemperaturen in die Gasturbine ermöglichen würde. Bei der Schlackefließtemperatur der Referenzkohle von 1460 °C zuzüglich 100 K Sicherheitsabstand zum Erstarrungsbereich der Schlacke ist maximal eine ISO-Temperatur von etwa 1375 °C realisierbar. Bei der Rechnung mit einer ISO-Eintrittstemperatur der Gasturbine von 1300 °C wird eine Reingastemperatur von 1660 °C und bei 1400 °C eine Reingastemperatur von 2100 °C vorgegeben. Somit sind die erforderlichen realen Gaseintrittstemperaturen der Gasturbine (entsprechend Abbildung 3.36) einzuhalten.

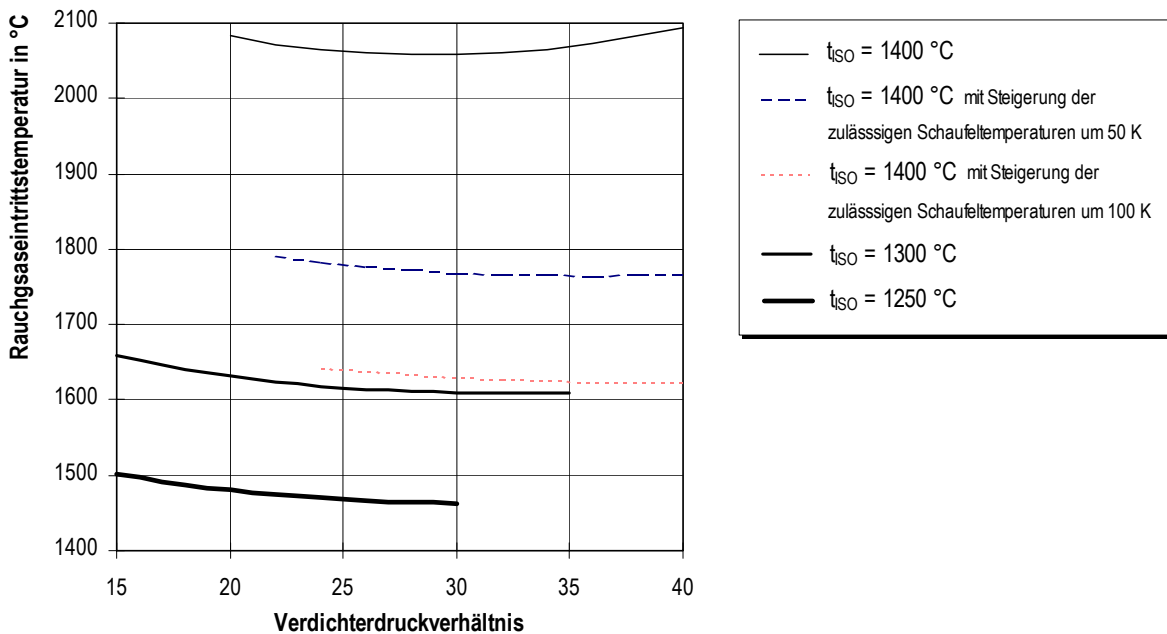


Abbildung 3.36: Reale Eintrittstemperatur in luftgekühlte Gasturbinen bei unterschiedlichen ISO-Eintrittstemperaturen und unterschiedlichen zulässigen Schaufeloberflächentemperaturen in Abhängigkeit vom Verdichterdruckverhältnis

Die Analyse steigender ISO-Temperaturen wird folglich durch den negativen Einfluss steigender Brennkammerkühlleistungen überlagert (siehe Abschnitt 3.4.2).

In Abhängigkeit vom jeweils variierten Verdichterdruckverhältnis wird durch Anpassung des Quenlluftmassenstrom der exakte Wert der Turbineneintrittstemperatur eingestellt. Die realen Eintrittstemperaturen des Gasturbinen-Arbeitsmediums ergeben sich aus der Kühlluftbedarfsrechnung nach El-Masri (siehe Abschnitt 2.3.5) und der ISO-Definition der Eintrittstemperatur. Mit zunehmender ISO-Eintrittstemperatur nimmt der Kühlluftbedarf entsprechend Abbildung 3.37 zu. Der gesamte Kühlluftbedarf der Gasturbine wird in dieser Darstellung bezogen auf den Ansaugmassenstrom des Verdichters angegeben. Bei konstantem Verdichterdruckverhältnis von z. B. 20 führt demnach eine Steigerung der ISO-Temperatur von 1250 über 1300 auf 1400 °C zu einem deutlichen Anstieg des Kühlluftbedarfs von 24 über 31 auf 47 % des Ansaugmassenstroms. Dies gilt unter der Voraussetzung konstant bleibender Kühlmethode und maximal zulässiger Oberflächentemperaturen der Leit- und Laufradbeschaukelung entsprechend Tabelle 3.3. Wäre die Steigerung der maximal zulässigen Schaukeloberflächentemperaturen durch neu entwickelte Grundwerkstoffe oder neue Beschichtungsmaterialien bzw. -technologien möglich, würde die erforderliche Zunahme der Kühlluftmassenströme der Gasturbine geringer ausfallen. Für den Fall der ISO-Temperatur von 1400 °C ist in Abbildung 3.37 daher auch der erforderliche Kühlluftbedarf bei gesteigerten zulässigen Schaukeltemperaturen (+ 50 K und + 100 K ausgehend von den Werten der Tabelle 3.3) eingetragen.

Durch eine Steigerung der Schaukeltemperaturen um 50 K gelangt der Kühlluftbedarf bezogen auf den Ansaugmassenstrom in die Größenordnung einer Gasturbine mit einer ISO-Eintrittstemperatur von 1300 °C ohne angehobene Schaukeltemperaturen. Bei Steigerung der Schaukeltemperaturen um 100 K liegt der Kühlluftbedarf leicht unterhalb des Kühlluftbedarfs einer Gasturbine mit einer ISO-Eintrittstemperatur von 1250 °C mit beibehaltenen Schaukeltemperaturen. Entsprechend Abbildung 3.36 sinkt durch diese Maßnahme (über die ISO-Definition der Gasturbineneintrittstemperatur) auch die erforderliche reale Gasturbineneintrittstemperatur, so dass die Temperaturen des Reingases am Austritt der HTGR (durch Steigerung der Luftzahl der Brennkammer) wieder reduziert werden können. Bei Steigerung der Schaukeltemperaturen um 50 K wird die Reingastemperatur auf 1810 °C und bei Steigerung um 100 K auf 1660 °C festgelegt. Dadurch wird der negative Einfluss einer höheren Brennkammerkühlleistung durch die Senkung der Temperaturdifferenzen zwischen mittlerer Rauchgas- und Wandtemperaturen in der Brennkammer abgeschwächt.

Der Abbildung 3.37 ist darüber hinaus der Einfluss der steigenden Verdichteraustrittstemperatur mit Zunahme des Verdichterdruckverhältnisses zu entnehmen. Insbesondere bei hohem Kühlluftbedarf (bei hoher ISO-Eintrittstemperatur) nimmt der Kühlluftbedarf mit steigendem Verdichterdruckverhältnis deutlich zu, da die Kühlluft vor Eintritt in die Gasturbine bereits mit höheren Temperaturen vorliegt. An dieser Stelle sei nochmals darauf hingewiesen, dass es sich bei der Betrachtung um thermodynamische Potenzialabschätzungen handelt.

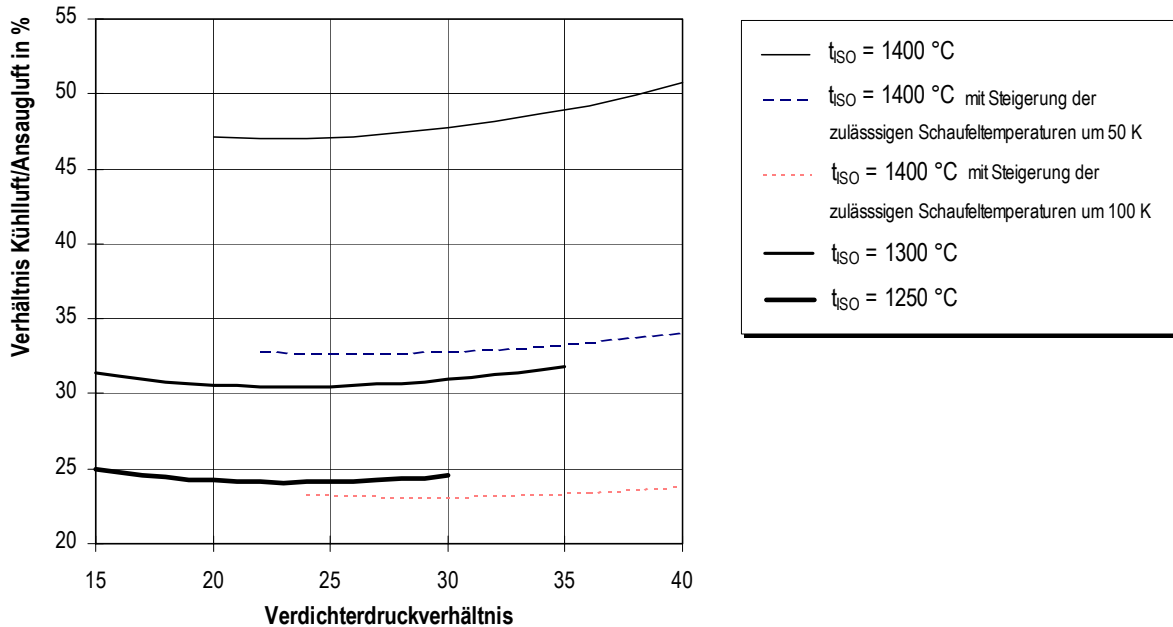


Abbildung 3.37: Verhältnis des gesamten Kühlluftmassenstroms einer Gasturbine zum Ansaugmassenstrom des Verdichters in Abhängigkeit vom Verdichterdruckverhältnis für verschiedene ISO-Eintrittstemperaturen der Gasturbine und bei steigenden zulässigen Oberflächentemperaturen der Leit- und Laufradbeschaufelung

Das optimale Verdichterdruckverhältnis von allein stehenden Gasturbinenanlagen wird auf Grund wirtschaftlicher Aspekte nach der größten Leistungsdichte ausgelegt. Die Leistungsdichte wird ausgedrückt durch die spezifische Nutzarbeit, die aus der Nettoleistung der Gasturbine bezogen auf den Ansaugmassenstrom des Verdichters gebildet wird. In Abbildung 3.38 ist der exergetische Nettowirkungsgrad der Gasturbinenanlage über der spezifischen Nutzarbeit der Gasturbine bei verschiedenen Verdichterdruckverhältnissen für die oben betrachteten ISO-Temperaturen dargestellt. Aus dieser Darstellung wird ersichtlich, dass mit Zunahme der ISO-Temperatur bei konstant gehaltenen zulässigen Schaufeltemperaturen das für die Leistungsdichte der Gasturbine optimale Verdichterdruckverhältnis geringfügig ansteigt. Die Leistungsdichte steigt mit zunehmender ISO-Temperatur deutlich an. Der exergetische Nettowirkungsgrad der Gasturbinenanlage bei jeweils optimalem Verdichterdruckverhältnis nimmt jedoch ab, da die steigende Brennkammerkühlleistung zu Lasten des Gasturbinenwirkungsgrades geht.

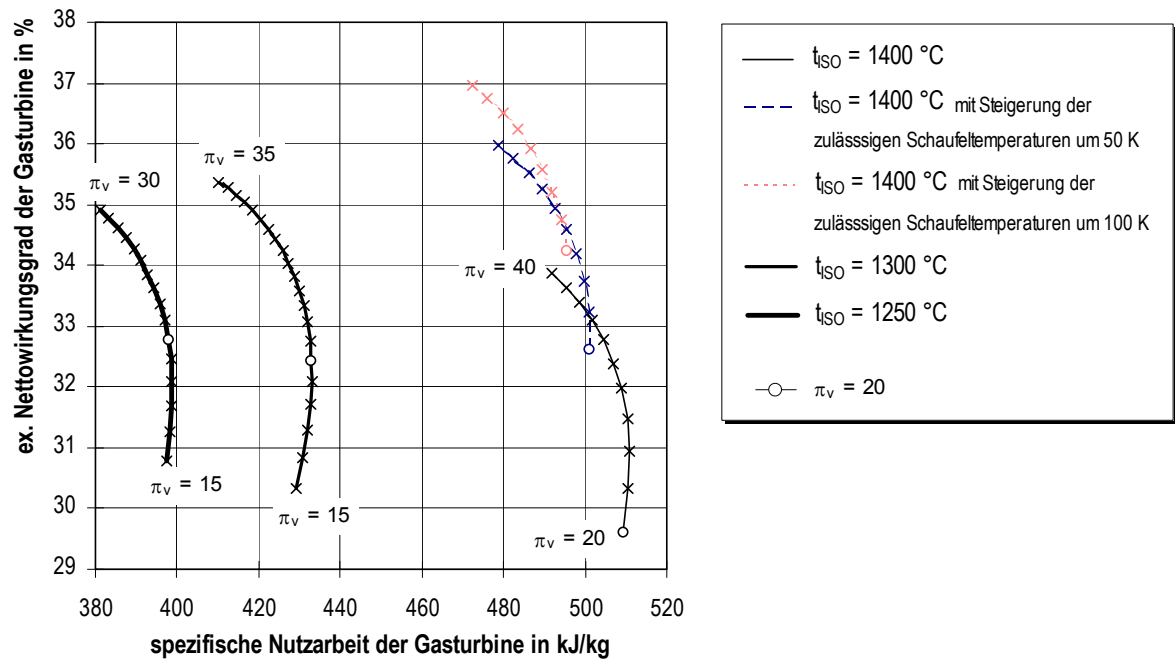


Abbildung 3.38: Exergetischer Nettowirkungsgrad des Gasturbinenprozesses in Abhängigkeit von der spezifischen Nutzarbeit bei unterschiedlichen ISO-Temperaturen und Verdichterdruckverhältnissen und bei Zunahme der zulässigen Oberflächentemperaturen der Leit- und Laufradbeschaufelung

Eine Steigerung der zulässigen maximalen Schaufeltemperaturen führt zu einer Anhebung des Wirkungsgrades bei nahezu konstanter Leistungsdichte. Die resultierende Senkung der Reingastemperatur am Austritt der HTGR führt zur Reduzierung der Brennkammerkühlleistung. Mit zunehmender Schaufeltemperatur sinkt das optimale Verdichterdruckverhältnis gegenüber den unveränderten Schaufeltemperaturen bei einer ISO-Eintrittstemperatur von $1400 \text{ }^\circ\text{C}$ leicht ab.

Die Parameter Verdichterdruckverhältnis, ISO-Eintrittstemperatur und zulässige Schaufeloberflächentemperatur haben auf die Abgastemperatur des Gasturbinenprozesses den in Abbildung 3.39 dargestellten Einfluss. Bei konstanter ISO-Eintrittstemperatur sinkt die Austrittstemperatur mit zunehmendem Verdichterdruckverhältnis relativ deutlich ab (z.B. bei $1250 \text{ }^\circ\text{C}$ ISO-Eintrittstemperatur von $640 \text{ }^\circ\text{C}$ bei einem Verdichterdruckverhältnis von 15 bis auf etwa $510 \text{ }^\circ\text{C}$ bei einem Verdichterdruckverhältnis von 30). Das Absinken der Austrittstemperatur ist auf das größere Druckgefälle bei der Entspannung in der Gasturbine zurückzuführen.

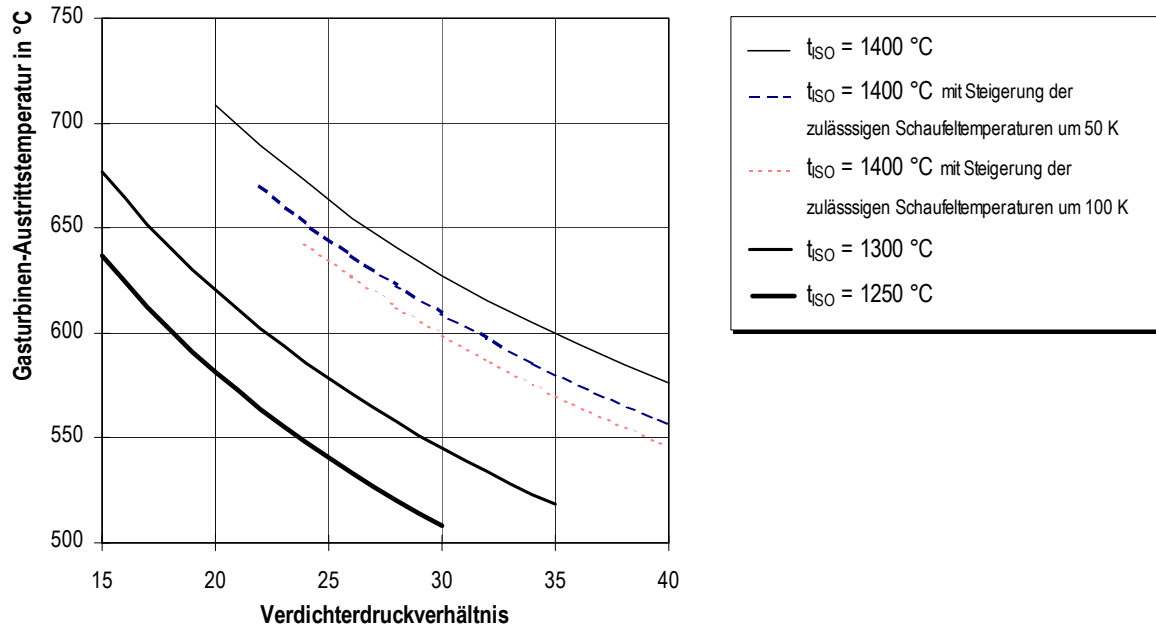


Abbildung 3.39: Abgastemperatur der Gasturbine in Abhängigkeit vom Verdichterdruckverhältnis bei unterschiedlicher ISO-Temperatur und bei Zunahme der zulässigen Oberflächentemperatur der Leit- und Laufradbeschaufelung

Eine Anhebung der ISO-Eintrittstemperatur führt zu einem nahezu konstanten Anstieg des Temperaturniveaus am Turbinenaustritt. Durch die Zunahme des Kühlluftbedarfs macht sich die Abhängigkeit der Austrittstemperatur vom Verdichterdruckverhältnis deutlich in der Austrittstemperatur bemerkbar (siehe Abbildung 3.37). Die HD- und MD-Frischdampftemperaturen des Abhitzedampfprozesses liegen um den Betrag der Grädigkeit der Überhitzer (18 K) unterhalb der Gasturbinaustrittstemperatur bzw. maximal bei 650 °C.

Erweitert man die Abbildung 3.38 durch Darstellung der gesamten Nutzarbeit des Kombi-Prozesses bezogen auf den Ansaugmassenstrom des Verdichters gegenüber dem exergetischen (und auf den Heizwert bezogenen) Nettowirkungsgrad des Gesamtprozesses, so ergeben sich Zusammenhänge, die in Abbildung 3.40 dargestellt sind.

Bei den drei Varianten mit den gleichen Schaufeloberflächentemperaturen (bei ISO-Eintrittstemperaturen von 1250, 1300 und 1400 °C) stimmen die für die Leistungsdichte des Gasturbinenprozesses optimalen Verdichterdruckverhältnisse (18/20/24) nahezu mit den für den Wirkungsgrad des Kombi-Prozesses optimalen Verdichterdruckverhältnissen (22/24/26) überein (siehe Abbildung 3.38). Bei den Varianten mit höheren zulässigen Schaufeltemperaturen (bei ISO-Eintrittstemperatur von 1400 °C) liegen die optimalen Verdichterdruckverhältnisse der Gasturbinenprozesse bei etwa 22 bzw. 20.

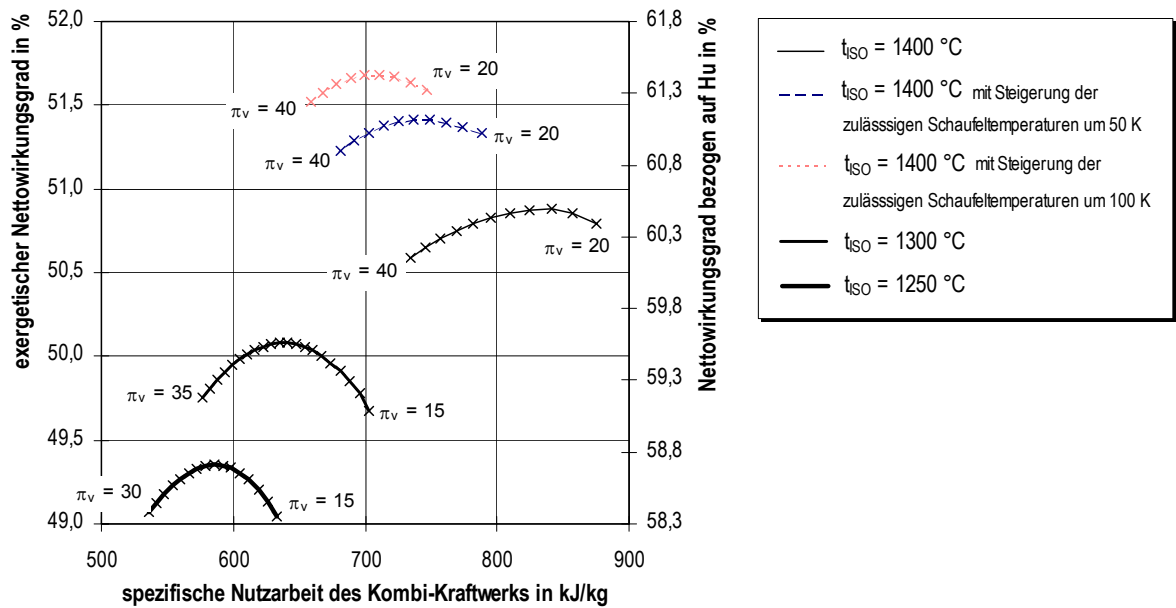


Abbildung 3.40: Exergetischer und auf den Heizwert bezogener Nettowirkungsgrad des Kombi-Prozesses in Abhängigkeit von der spezifischen Nutzarbeit des Kombi-Kraftwerks bei verschiedenen ISO-Temperaturen und Verdichterdruckverhältnissen sowie bei steigenden zulässigen Oberflächentemperaturen der Leit- und Laufradbeschaufelung

In Abbildung 3.41 ist die Abhängigkeit des Nettowirkungsgrades des Kombi-Prozesses vom Verdichterdruckverhältnis bei verschiedenen ISO-Eintrittstemperaturen und zulässigen Schaufeloberflächentemperaturen dargestellt. Bei einer ISO-Eintrittstemperatur in die Gasturbine von 1250 °C ergibt sich demnach ein optimales Verdichterdruckverhältnis von 22, wobei ein exergetischer Nettowirkungsgrad von $49,3\%$ erreicht wird (auf den Heizwert bezogen: $58,6\%$). Durch eine Steigerung der ISO-Temperatur um 50 K auf 1300 °C verschiebt sich das optimale Verdichterdruckverhältnis leicht nach oben auf 23. Der exergetische Wirkungsgrad steigt dabei auf $50,1\%$, also um $0,8\%$ -Punkte (bzw. bei Bezug auf den Heizwert auf $59,5\%$, um $0,9\%$ -Punkte).

Eine Steigerung der ISO-Eintrittstemperatur auf 1400 °C unter Beibehaltung der maximal zulässigen Oberflächentemperaturen der Leit- und Laufradbeschaufelung führt zu einem weiteren Anstieg des optimalen Verdichterdruckverhältnisses auf 24. Dabei erreicht der Kombi-Prozess einen exergetischen Wirkungsgrad von $50,9\%$ (auf den Heizwert bezogen: $60,4\%$). Durch Anhebung der zulässigen Schaufeltemperaturen um 50 bzw. 100 K verschiebt sich das optimale Verdichterdruckverhältnis auf 30 bzw. 32. Der exergetische Nettowirkungsgrad steigt dabei nochmals auf $51,4$ bzw. $51,7\%$ ($61,1$ bzw. $61,4\%$).

In Abbildung 3.41 sind auch die Temperaturdifferenzen zwischen der Austrittstemperatur aus der Hochtemperaturgasreinigung und dem Aschefließpunkt dargestellt, die zur Erreichung der variierenden realen Eintrittstemperatur des Arbeitsmediums angepasst werden mussten. Dies führt im Falle der Zunahme der Brennkammerkühlleistung zu negativen Auswirkungen auf die Effizienz des Kombi-Prozesses. Diese Einflüsse überlagern unvermeidbar die dargestellten Ergebnisse der Variationsrechnung der ISO-Temperatur und des Verdichterdruckverhältnisses.

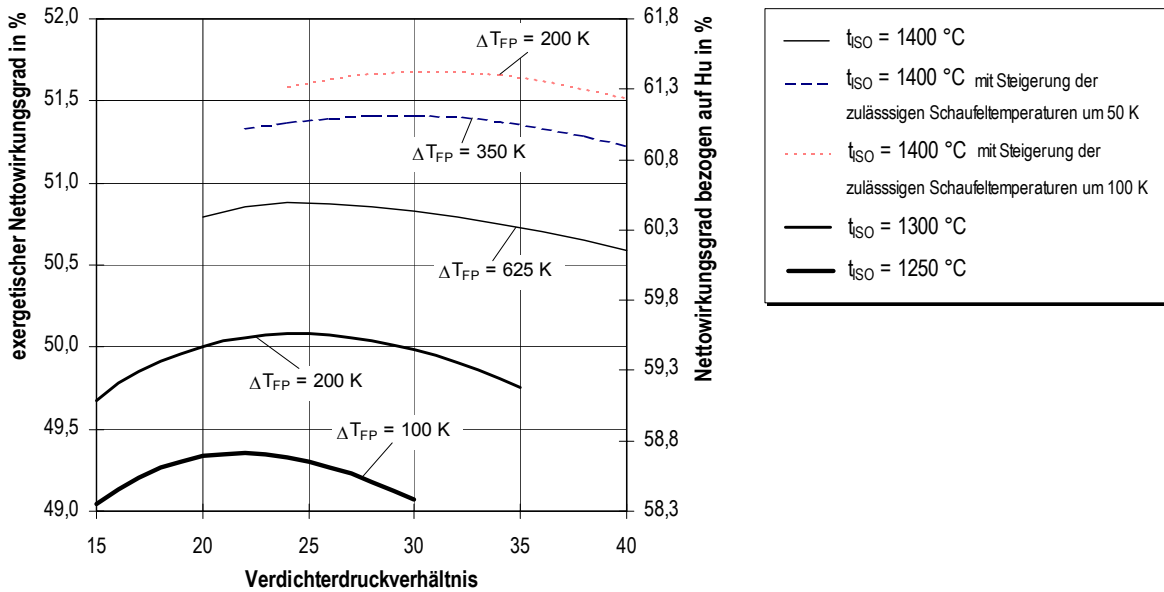


Abbildung 3.41: Exergetischer und auf den Heizwert bezogener Nettowirkungsgrad des Kombi-Kraftwerks in Abhängigkeit vom Verdichterdruckverhältnis bei unterschiedlichen ISO-Eintrittstemperaturen der Gasturbine und bei steigenden zulässigen Oberflächentemperaturen der Leit- und Laufradbeschaufelung

3.4.4 Einfluss der Hochtemperaturgasreinigung

Zur Untersuchung des Einflusses der Hochtemperaturgasreinigung auf den Kombi-Prozess wurden im vierten Schritt mögliche Mechanismen analysiert, die wirkungsgradmindernden Einfluss auf den Gesamtprozess ausüben und durch den Vorgang der Hochtemperaturgasreinigung hervorgerufen werden können. Die Verlustmechanismen lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Strömungsverluste
- Verluste thermischer Energie durch Energiefehlleitung
- elektrischer Eigenbedarf für die Abscheidung

Strömungsverluste resultieren in der Abnahme des Gesamtdrucks der Gasphase. Diese Druckverluste entstehen beispielsweise durch Strömungsumlenkungen oder -einschnürungen. Sie können verfahrenstechnisch erforderlich sein, um die Strömungsgeschwindigkeit innerhalb des Abscheiders zu beeinflussen, oder um ausreichend große Flächen für die Abtrennung der Partikel aus dem Gasstrom anbieten zu können und dabei gleichzeitig die Außenabmessungen des Abscheiders nicht zu stark anwachsen zu lassen. Die gegebenenfalls auftretenden Druckverluste der Hochtemperaturgasreinigung reduzieren direkt den Eintrittsdruck des Gases in die Turbine und nehmen somit Einfluss auf den gesamten Kombi-Prozess.

In den Verlusten thermischer Energie durch Fehlleitung sind alle Umgebungsverluste der Behälter bzw. Apparate der Hochtemperaturgasreinigung zusammengefasst. Auf Grund der Temperaturdifferenz zwischen dem zu reinigenden heißen Rauchgas (etwa 1560 °C) und der Umgebungsluft (15 °C) kommt es zu einer unerwünschten Energieübertragung an die Umgebung.

Ein eventuell notwendiger elektrischer Eigenbedarf der Hochtemperaturgasreinigung hat ebenfalls Einfluss auf den Wirkungsgrad des Kombi-Kraftwerksprozesses. Der elektrische Eigenbedarf der Gasreinigung kann dabei direkt mit dem Abscheideverfahren in Verbindung stehen, wie z.B. in dem Fall, dass mit elektrischen oder magnetischen Effekten die Abscheidung erzielt werden kann. Zur Erzeugung und Aufrechterhaltung der magnetischen oder elektrischen Felder, die die entsprechende Kraftwirkung auf die abzuscheidenden Partikel bewirken, ist in Abhängigkeit von der erforderlichen Feldstärke und in Abhängigkeit von den jeweiligen elektrischen Eigenschaften des heißen Rauchgases und der darin fein verteilten Partikel, die zu einer Schwächung des Feldes führen können, ein unterschiedlicher elektrischer Eigenbedarf zu erwarten. Genauere Untersuchungen der beobachteten Effekte (siehe Abschnitt 1.2.1, S. 19) müssen noch Aufschluss über den tatsächlichen elektrischen Eigenbedarf solcher Abscheideverfahren erbringen.

Ziel der hier durchgeführten thermodynamischen Analyse ist die Abschätzung des wirkungsgradmindernden Einflusses, den die Integration der Hochtemperaturgasreinigung in den Kombi-Kraftwerksprozess zur Folge haben kann. Da über die verfahrenstechnische Ausführung des Apparates noch keine genauen Angaben vorliegen, wird die angestrebte Abschätzung durch Sensitivitätsanalysen erzielt. Dazu werden die drei oben genannten Einflussmöglichkeiten in weiten Grenzen variiert und die Effekte auf den Prozessverlauf und den Nettowirkungsgrad beurteilt.

Druckverluste der Hochtemperaturgasreinigung

Die Abbildung 3.42 stellt den ermittelten Einfluss der Druckverluste der Hochtemperaturgasreinigung (HTGR) auf den Wirkungsgrad des Kombi-Kraftwerks graphisch dar. Im Basis-Kombi-Kraftwerk ist bereits ein relativer Druckverlust der Gasreinigung von 5 % (bezogen auf den Eintrittsdruck des Apparates) berücksichtigt. Bei einem Verdichterdruckverhältnis von 19 ergibt sich der optimale Wirkungsgrad des Basisfalls zu 48,4 % (57,5 %). Der Eintrittsdruck in die HTGR beträgt 1,92 MPa. Durch den angenommenen relativen Druckverlust von 5 % sinkt in den Apparaten der Druck des Rauchgases auf 1,82 MPa. Der absolute Druckverlust beträgt also in diesem Fall rund 0,1 MPa.

Der höchste Nettowirkungsgrad ergibt sich unter der (unrealistischen) Annahme, dass die HTGR druckverlustlos durchgeführt werden könnte. In diesem Fall steigt der exergetische Nettowirkungsgrad auf 48,8 % an (bezogen auf den Heizwert 58 %). Das heißt, dass der relative Druckverlust von 5 % zu einer Wirkungsgradminderung von 0,4 %-Punkten (0,5) führt. Verdreifacht man hingegen den relativen Druckverlust, gegenüber dem Wert des Basis-Kraftwerks, auf 15 %, so sinkt der Wirkungsgrad des Kombi-Prozesses auf etwa 47,5 % (56,5 %), bei konstant gehaltenem Verdichterdruckverhältnis von 19. Das entspricht einer Abnahme des Wirkungsgrades um 0,9 %-Punkten (1,0) gegenüber dem Basisfall bzw. um rund 1,5 %-Punkten gegenüber dem Fall, dass keine Druckverluste auftreten. Der angenommene relative Druckverlust von 10 % führt zu einer Abnahme des Drucks des Rauchgases von 1,92 MPa vor der Gasreinigung auf 1,64 MPa. Das entspricht einem absoluten Druckverlust von 0,28 MPa.

Der Abbildung 3.41 ist zu entnehmen, dass auf Grund der Zunahme der Druckverluste zwischen Kompressoraustritt und Turbineneintritt das optimale Verdichterdruckverhältnis leicht ansteigt. Bei der Annahme von 15 % relativen Druckverlusten liegt das optimale Verdichterdruckverhältnis bei 20.

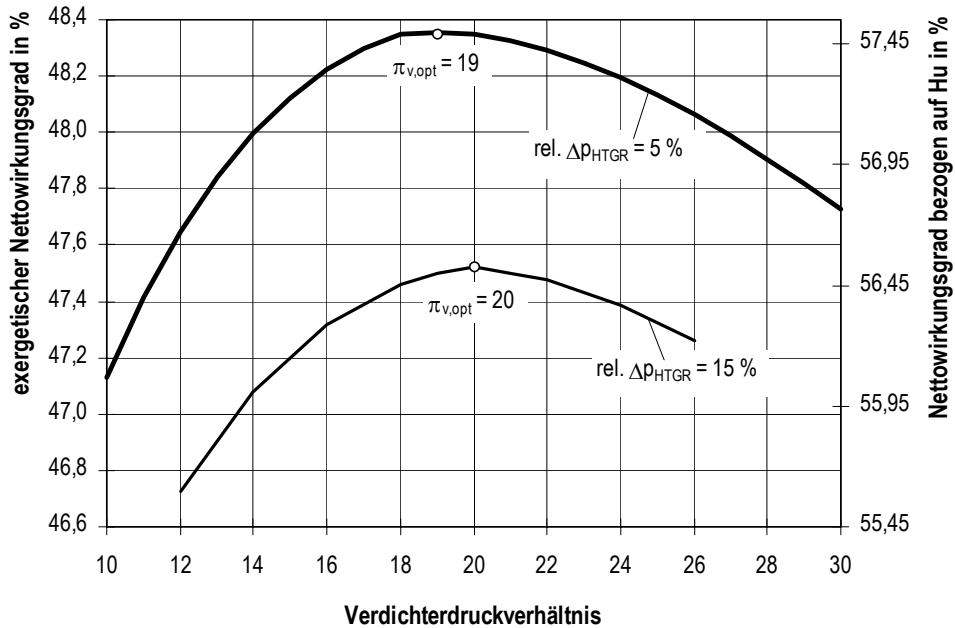


Abbildung 3.42: Exergetischer und auf den Heizwert bezogener Nettowirkungsgrad des Kombi-Kraftwerks in Abhängigkeit vom Verdichterdruckverhältnis bei verschiedenen relativen Druckverlusten der Hochtemperaturgasreinigung

In der Abbildung 3.43 wird der Einfluss des jeweils optimalen Verdichterdruckverhältnisses in Abhängigkeit des absoluten Wertes der Druckverluste der Hochtemperaturgasreinigung durch die gestrichelte Kurve dargestellt.

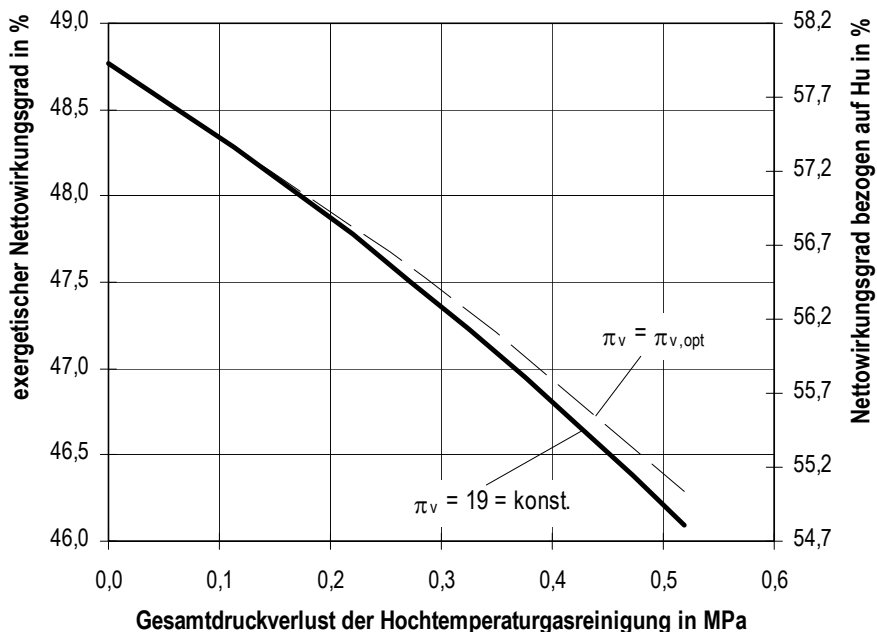


Abbildung 3.43: Exergetischer und auf den Heizwert bezogener Nettowirkungsgrad des Kombi-Kraftwerks in Abhängigkeit vom absoluten Druckverlust der Hochtemperaturgasreinigung bei konstanten Verdichterdruckverhältnis von 19 und bei jeweils optimiertem Verdichterdruckverhältnis

Thermische Verluste der Hochtemperaturgasreinigung

Für die Ermittlung des Einflusses von Wärmeverlusten auf den Nettowirkungsgrad werden Ausleungsrechnungen unter Berücksichtigung unterschiedlich hoher relativer Wärmeverluste in der Hochtemperaturgasreinigung (Variation von 0 bis 5 %) durchgeführt. Zunächst wird davon ausgegangen, dass der durch den relativen Wärmeverlust bestimmte Wärmestrom dem Kombi-Prozess vollständig verloren geht. Diese Annahme führt zu Extremwerten der Wirkungsgradeinbuße.

Es ergibt sich eine lineare Abnahme des Wirkungsgrades mit Zunahme der thermischen Verluste entsprechend Abbildung 3.44. Gegenüber dem Basis-Kombi-Kraftwerk (relativer Wärmeverlust von 0,1 %), sinkt der Nettowirkungsgrad von 48,4 % (57,5 %) auf 45 % (53,7 %) bei 5 % relativen thermischen Verlusten. Das entspricht einer Wirkungsgradeinbuße von 3,4 %-Punkten (3,9).

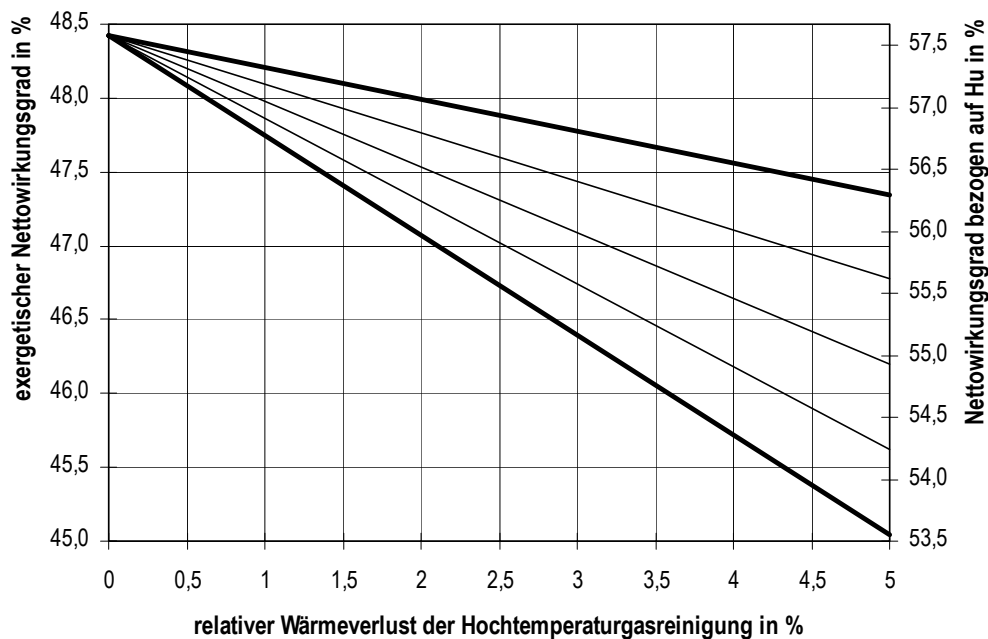


Abbildung 3.44: Exergetischer und auf den Heizwert bezogener Nettowirkungsgrad des Kombi-Prozesses in Abhängigkeit vom relativen Wärmeverlust der Hochtemperaturgasreinigung bei unterschiedlichen Wärmerückgewinnungsgraden (bei Einkoppelung der Wärme in den Abhitzeprozess)

Günstigere Ergebnisse für den Wirkungsgrad ergeben sich, wenn ein Teil der thermischen Verluste der Hochtemperaturgasreinigung an anderer Stelle wieder in den Prozess eingekoppelt werden kann. Um diesen Einfluss zu untersuchen, wird angenommen, dass analog zur Kühlung der Brennkammerwand auch die Behälterwände der Gasreinigungsapparate mit einer Mantelkühlung versehen werden. Der ausgekoppelte Energiestrom wird dem Abhitzeprozess dampfseitig zugeführt, indem Satttdampf der Mitteldruckschiene vor Eintritt in den Mitteldruck-Überhitzer beigemischt wird. Auch in dem Fall, dass die gesamte Leistung, die der HTGR durch Fehlleitung thermischer Energie verloren geht, dem Abhitzeprozess zu Gute kommt, stellt sich ein linearer Zusammenhang zwischen den Verlusten und der Wirkungsgradeinbuße des Kombi-Prozesses ein. Die Einbuße fällt jedoch wesentlich geringer aus als in dem Fall, dass kein Rückgewinn der Wärme stattfindet. Bei dem Maximalwert von 5 % relativem Wärmeverlust ergibt sich ein Nettowirkungsgrad von 47,4 % (56,3 %). Das entspricht einer Wirkungsgradeinbuße von 1,0 %-Punkten (1,2) gegenüber dem Basisfall.

Gegenüber der Betrachtungsweise ohne Wärmerückgewinn, kann der Wirkungsgradverlust auf fast ein Viertel reduziert werden. Die tatsächlich zu erwartende Wirkungsgradabnahme durch die thermischen Verluste auf Grund Fehlleitung in der HTGR werden zwischen den beiden Extremwerten dieser Grenzwertbetrachtung liegen. Dieses Ergebnis unterstreicht die Wichtigkeit der Wärmerückgewinnung aus der HTGR für den Wirkungsgrad des Kombi-Prozesses, was auf das hohe Temperaturniveau in dem betrachteten Prozessschritt zurückzuführen ist. Es wird deutlich, dass der größte Teil der Wirkungsgradeinbuße auf Grund thermischer Verluste, durch Wärmerückgewinnung abgewendet werden kann.

Elektrischer Eigenbedarf der Hochtemperaturgasreinigung

Um den Wirkungsgradeinfluss, der durch elektrischen Eigenbedarf der Hochtemperaturgasreinigung (HTGR) entstehen könnte, abzuschätzen, wird eine Sensitivitätsanalyse dieser Größe durchgeführt. Unter Umständen kann der erforderliche Eigenbedarf bzw. die dadurch erzeugten elektrischen Felder zu Veränderungen des zu reinigenden Rauchgases führen (denkbar wäre z.B. eine Temperaturerhöhung o.ä.). Solche Sekundäreffekte werden in der hier vorgestellten Sensitivitätsanalyse nicht berücksichtigt, weil sie sich beim derzeitigen Kenntnisstand nicht quantifizieren lassen. Das bedeutet gleichzeitig, dass die berechneten Wirkungsgrade unter der ungünstigsten Annahme (ohne jeden Rückgewinn) ermittelt werden.

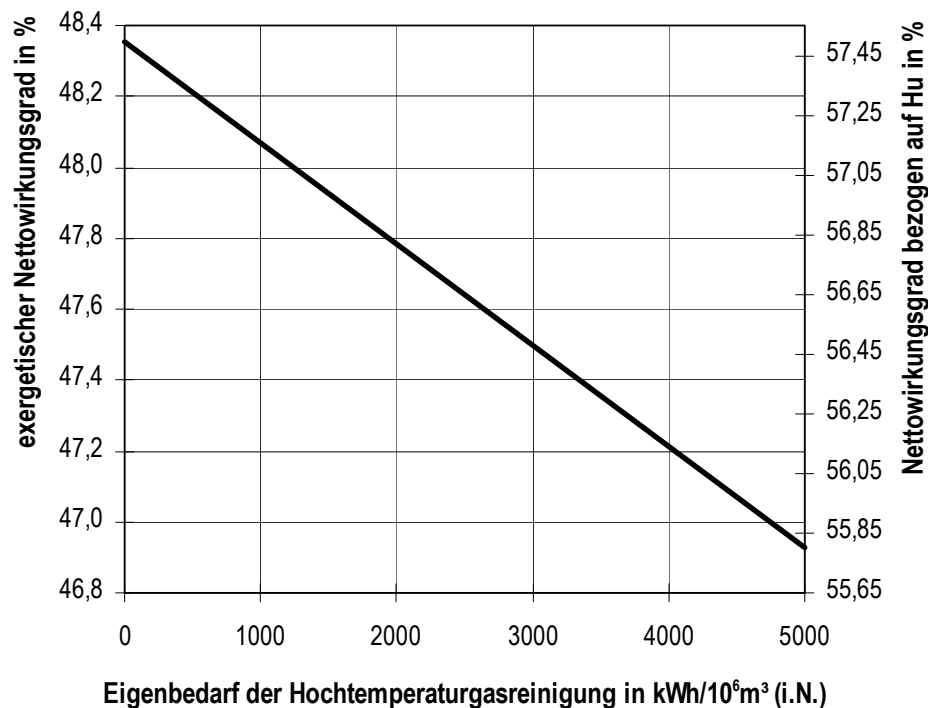


Abbildung 3.45: Exergetischer und auf den Heizwert bezogener Nettowirkungsgrad des Kombi-Kraftwerks in Abhängigkeit von der elektrischen Leistung der Hochtemperaturgasreinigung

Ausgehend vom Basis-Kombi-Kraftwerk sinkt der Wirkungsgrad des Kombi-Prozesses linear mit zunehmendem Eigenbedarf der Hochtemperaturgasreinigung (Abbildung 3.45) ab. Bei einem volumenbezogenen Eigenbedarf von 5000 kWh pro eine Million Kubikmeter Rauchgas (im Normzustand)

beträgt der Nettowirkungsgrad noch 46,9 % (55,8 %). Das entspricht einer Abnahme um 1,4 %-Punkte (1,7) gegenüber dem Basisfall ohne elektrischen Eigenbedarf. Die Eigenbedarfsleistung der HTGR hat dann einen Anteil von über 70 % an der Gesamteigenbedarfsleistung des gesamten Kombi-Kraftwerks.

Als Vergleichswert kann der volumenbezogene Eigenbedarf der Rauchgasentschwefelungsanlage herangezogen werden. Dieser wird mit einem Betrag von 2000 *kWh* pro 1 Million Kubikmeter Rauchgas (im Normzustand) in allen Auslegungsrechnungen berücksichtigt.

Bezogen auf die Bruttoleistung entspricht die angenommene Eigenbedarfsleistung etwa 2,8 %. Der elektrische Eigenbedarf der HTGR wirkt sich recht deutlich auf den Wirkungsgrad des Kombi-Kraftwerks aus. Dabei muss nochmals darauf hingewiesen werden, dass sekundäre Effekte, die evtl. steigend auf den Wirkungsgrad wirken können, in den Sensitivitätsanalysen nicht berücksichtigt werden.

Die Untersuchungen möglicher Einflüsse der Hochtemperaturgasreinigung auf den Gesamtprozess ergeben, dass durch zu erwartende Druckverluste von Flüssigasche- und Alkali-Abscheider die Machbarkeit des Kombi-Konzeptes nicht in Frage gestellt wird. Jedoch ergibt sich aus den Analysen die Forderung, auftretende Wärmeverluste auf hohem Temperaturniveau durch Wärmerückgewinnung zu integrieren. Der Wirkungsgradeinfluss eines evtl. erforderlichen elektrischen Eigenbedarfs für die Gasreinigung hängt stark von der Höhe des spezifischen Eigenbedarfs ab. In der Realität werden vermutlich mehrere der hier unabhängig voneinander betrachteten Verlustmechanismen gemeinsam auftreten. Daher sind die Ergebnisse als erste Abschätzung anzusehen, die im Laufe der Konkretisierung der Abscheideverfahren detailliert werden müssen.

3.4.5 Einfluss von Druckverlusten hinter Gasturbine

In diesem Abschnitt werden Ergebnisse der Untersuchung des Wirkungsgradeinflusses von Druckverlusten, die in den der Gasturbine nachgeschalteten Anlagenteilen entstehen, dargestellt. Die Analyse des Einflusses der Druckverluste erfolgt am Beispiel der Druckverluste eines in den Abhitzeessel integrierten DeNO_x-Katalysators.

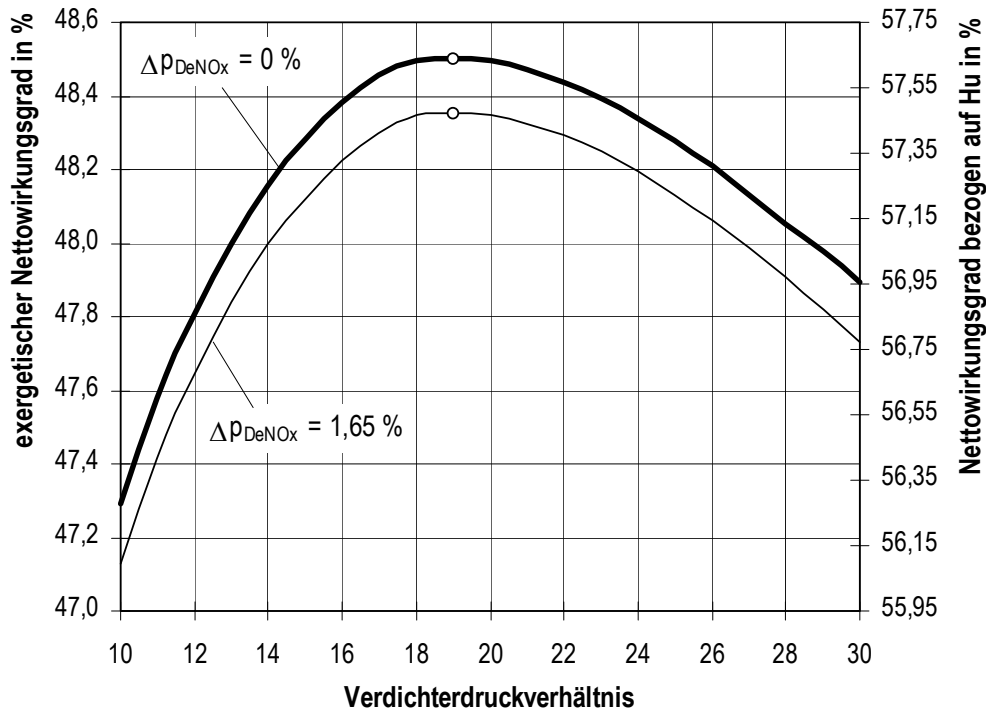


Abbildung 3.46: Exergetischer und auf den Heizwert bezogener Nettowirkungsgrad des Kombi-Kraftwerks in Abhängigkeit vom Verdichterdruckverhältnis und vom Druckverlust des DeNO_x-Katalysators im Abhitzeessel

Wie aus der Darstellung des aktuellen Standes der Entwicklung (Abschnitt 1.2.1, S. 16) zu entnehmen ist, wird erwartet, dass bei der Druckkohlenstaubfeuerung von Trockenbraunkohle keine sekundären Entstickungsmaßnahmen erforderlich sind. Innerhalb der Auslegungsrechnung für das Basis-Kombi-Kraftwerk wurde der Druckverlust von drei Katalysatorscheiben berücksichtigt. Falls sich herausstellt, dass auf die nachträgliche Entstickung des Abgases verzichtet werden kann, entfällt der Druckverlust, der im Basis-Kombi-Kraftwerk 1,8 kPa beträgt.

Um diesen Betrag kann infolgedessen der Austrittsdruck der Gasturbine gesenkt werden. Dies führt zu dem in Abbildung 3.46 dargestellten Einfluss auf den Nettowirkungsgrad des Kombi-Prozesses. Die Höhe des Druckverlustes nach Gasturbine hat keinen nennenswerten Einfluss auf das optimale Verdichterdruckverhältnis, welches auch im betrachteten Fall ohne Katalysator bei 19 liegt. Der Nettowirkungsgrad des Kombi-Prozesses weist hingegen eine deutliche Abhängigkeit vom absoluten Betrag der Druckverluste hinter der Gasturbine auf. Im Basis-Kombi-Kraftwerk mit einem Gesamtdruckverlust nach Gasturbine von 7,1 kPa wird ein Nettowirkungsgrad von 48,4 % (57,5 %) erreicht. Der Druckverlust des darin berücksichtigten Katalysators beträgt 1,8 kPa bzw. rund 25 % des gesamten Druckverlustes nach Gasturbine. Durch den Wegfall des Druckverlustes des Katalysators sinkt der

Druckverlust hinter der Gasturbine auf $5,3 \text{ kPa}$, was zu einer Steigerung des Nettowirkungsgrades auf $48,5 \%$ ($57,7 \%$) also um $0,1 \%$ -Punkte ($0,2$) führt.

Ein gleich großer Wirkungsgradeinfluss der Druckverluste vor Eintritt in die Gasturbine wird durch einen Druckverlust von etwa 32 kPa hervorgerufen (siehe Abschnitt 3.4.4). Das heißt, dass der gleiche relative Druckverlust vor und hinter der Gasturbine den gleichen Einfluss auf den Nettowirkungsgrad des Kombi-Prozesses ausübt. Hohe absolute Druckverluste vor der Gasturbine sind somit deutlich weniger schädlich für die Effektivität des Gesamtprozesses als solche hinter der Gasturbine.

3.4.6 Einfluss des Kondensatordrucks

Analog zur Optimierung des Kondensatordrucks innerhalb des Dampfkraftwerks (Abschnitt 3.2.4) wird der Einfluss der Reduzierung des Kondensatordrucks auf den Wirkungsgrad des Kombi-Kraftwerks ausgehend von der Auslegung des Basis-Kombi-Kraftwerk untersucht. Die Reduzierung des Kondensatordrucks erfolgt auch hier durch schrittweise Verbesserung des kalten Endes. Der Kühlgrenzabstand des Kühlturms, die Kühlzonenbreite des Kühlwasserkreislaufs und die Grädigkeit des Kondensators werden dabei in gleichen Relationen reduziert. Der Zusammenhang mit dem resultierenden Kondensatordruck ist der Abbildung 3.18 (S. 126) zu entnehmen. Die Reduzierung des Kondensatordrucks bzw. der Kondensationstemperatur im Wasser-/Dampfkreislauf des Abhitze-dampfprozesses reduziert die Exergieverluste, da die thermodynamische Mitteltemperatur der Wärmeabgabe an die Umgebung gesenkt wird. Die Reduzierung der Kühlzonenbreite des Kühlwasserkreislaufs erfordert eine Anhebung der Kühlwassermenge, was bei konstanter Strömungsgeschwindigkeit zu einer Steigerung der Leistungsaufnahme der Kühlwasserpumpe führt.

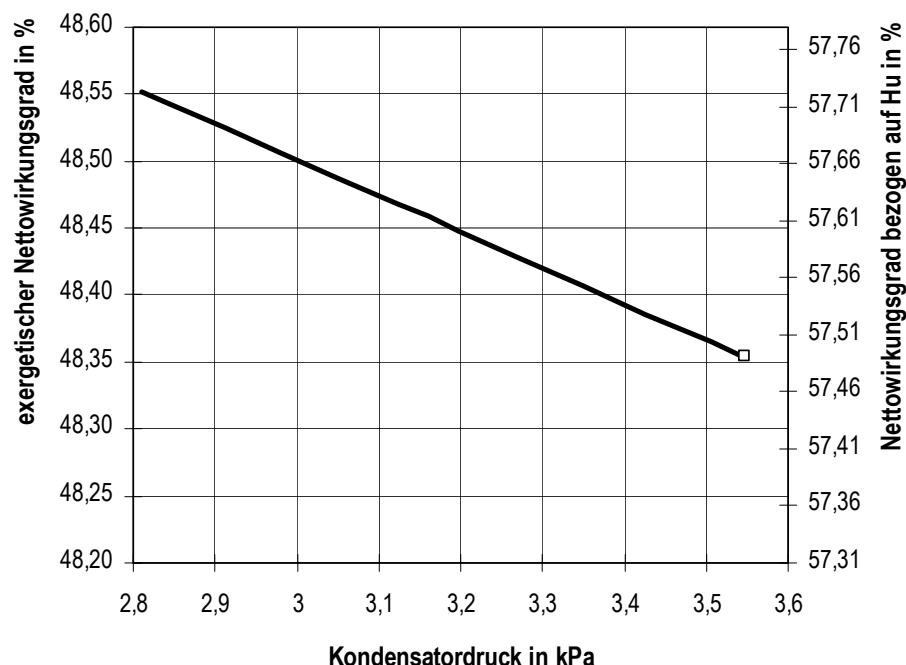


Abbildung 3.47: Exergetischer und auf den Heizwert bezogener Nettowirkungsgrad des Kombi-Kraftwerks in Abhängigkeit vom Kondensatordruck des Abhitzedampfprozesses

Das Basis-Kombi-Kraftwerk weist einen Kondensatordruck von $3,55 \text{ kPa}$ auf. Dieser Wert resultiert aus einem Kühlgrenzabstand des Kühlturms von 10 K , einer Kühlzonenbreite des Kühlwasserkreislauf

von 8 K und einer Grädigkeit des Kondensators von 1,5 K. Eine Reduzierung dieser drei Größen um jeweils 10 % führt zu einer Senkung des Kondensatordrucks auf 3,16 kPa.

Der Einfluss eines abnehmenden Kondensatordrucks auf den Nettowirkungsgrad, ausgehend vom Basis-Kombi-Kraftwerk, ist in Abbildung 3.47 dargestellt. Als sowohl technisch und auch wirtschaftlich machbar ist für mitteleuropäische Binnenstandorte die Auslegung einer Rückkühlanlage mit Naturzug-Nasskühlturm einzuschätzen, die zu einer Kondensatortemperatur von etwa 25 °C führt (der entsprechende Kondensatordruck beträgt dann etwa 3,16 kPa). Durch die Reduzierung des Kondensatordrucks von 3,55 kPa auf 3,16 kPa steigt entsprechend Abbildung 3.47 der Nettowirkungsgrad des Kombi-Prozesses bezogen auf die Exergie der Kohle von 48,4 % auf 48,5 % also um 0,1 %-Punkte (bzw. von 57,5 % auf 57,6 % bezogen auf den Heizwert der Kohle). Die thermodynamische Mitteltemperatur der Wärmeübertragung an die Umgebung sinkt durch diese Verbesserungsmaßnahme von 21,4 auf 20 °C. Das führt zu einer Abnahme der Exergieverluste des Dampfkreises von 5,2 % auf 5,1 % (also um rund 0,1 %-Punkte).

3.4.7 Bewertung des Entwicklungspotenzials des Kombi-Kraftwerks

In der folgenden Abbildung werden die in den vorangegangenen Abschnitten betrachteten Einzeleinflüsse auf das Kombi-Kraftwerk mit Druckkohlenstaubfeuerung und Hochtemperaturgasreinigung zusammenfassend dargestellt. Um eine Vergleichbarkeit der Einzeleinflüsse zu gewährleisten, wurde bei den oben dargestellten Betrachtungen jeweils das Basis-Kombi-Kraftwerk als Ausgangspunkt verwendet. Hier wird ein Entwicklungsszenario für das Kombi-Kraftwerk aufgezeigt. Die Darstellungsform entspricht der Abbildung 3.22, in der die Ergebnisse der Analysen des Dampfkraftwerks veranschaulicht werden. Auf den beiden linken Ordinaten sind die Nettowirkungsgrade der Kraftwerksvarianten angegeben. Die Zahlenwerte über den Säulen stellen die ermittelten Werte dar, wobei die auf den Heizwert bezogenen Nettowirkungsgrade in Klammern unter die exergetischen Wirkungsgrade gesetzt sind. Unter den Säulen sind die Wirkungsgraderhöhungen durch den jeweiligen Entwicklungsschritt in Prozentpunkten angegeben.

Im unteren Bereich der Säulen werden Kennzahlen zur Bewertung des Wirkungsgradvorteils jedes Entwicklungsschritts dargestellt. Der oberste Wert gibt die Reduzierung der spezifischen CO₂-Emissionen pro erzeugter Kilowattstunde Strom wieder und die zweite Zeile die dazu korrespondierende Reduzierung des spezifischen Brennstoffbedarfs für die Stromerzeugung.

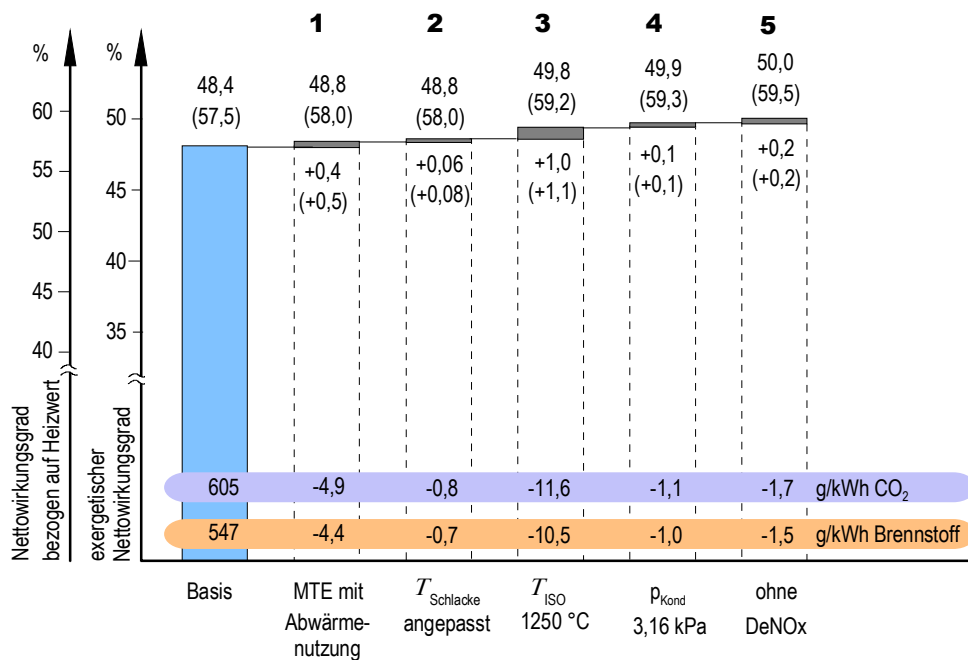


Abbildung 3.48: Zusammenfassende Darstellung der Ergebnisse der Analysen über das Wirkungsgradpotenzial des Kombi-Kraftwerks mit Druckkohlenstaubfeuerung und Hochtemperaturgasreinigung

Ausgangspunkt der Betrachtungen des weiteren Entwicklungspotenzials des Kombi-Kraftwerks mit Druckkohlenstaubfeuerung stellt das Basis-Kombi-Kraftwerk dar. Die Auslegungsrechnungen des Basisfalls führen zu einer elektrischen Nettoleistung von 334 MW bei einer auf den Heizwert (H_u) bezogenen Brennstoffwärmeleistung von 582 MW. Das entspricht einem Nettowirkungsgrad von 57,5 % bei Bezug auf H_u . Der exergetische Wirkungsgrad des Basisfalls beträgt 48,4 % (siehe linke Säule in Abbildung 3.48). Das Basis-Kombi-Kraftwerk produziert bei Volllast pro Sekunde 93 kWh Strom. Für die Erzeugung einer Kilowattstunde Strom werden 547 g Rohbraunkohle verbraucht und 605 g CO₂ an die Umgebung abgegeben.

Aus den in Abschnitt 3.4.1 dargestellten Untersuchungen führt der Einsatz der Mechanisch/Thermischen Entwässerung mit Brüdenutzung trotz des deutlich höheren Restwassergehaltes (21,8 % gegenüber 12 %) der Trockenbraunkohle zu geringfügig besseren Wirkungsgraden des Gesamtprozesses als beim Einsatz des WTA-Verfahrens zur Braunkohletrocknung zu erwarten sind. Basierend auf den durchgeführten Analysen ist durch die Verbesserung der internen Wärmerückgewinnung im MTE-Prozess eine leichte Wirkungsgradsteigerung gegenüber dem Basis-Kombi-Kraftwerk möglich. Die Reduzierung des Anzapfdampfbedarfs führt zu einer Zunahme des Dampfturbinenleistung. Das optimale Verdichterdruckverhältnis des Kombi-Prozesses bleibt von dieser Maßnahme unbeeinflusst. Entsprechend dem ersten Treppenschritt in Abbildung 3.48 lässt sich der Wirkungsgrad um 0,4 %-Pkt. (bzw. um 0,5 %-Pkt. bezogen auf H_u) steigern, wodurch die CO₂-Emissionen um 4,9 g und der Brennstoffbedarf um 4,4 g pro erzeugter Kilowattstunde sinken.

Im zweiten Entwicklungsschritt wird das Potenzial der Abstimmung zwischen der Schlackefließtemperatur und der ISO-Eintrittstemperatur in die Gasturbine dargestellt. Der Zusammenhang zwischen diesen beiden Temperaturen einerseits, und den thermischen Verlusten der Brennkammer sowie den Mischungsverlusten der Quenchkühlung vor Eintritt in die Gasturbine andererseits, wird in

Abschnitt 3.4.2 analysiert. Um bei der im zweiten Entwicklungsschritt weiterhin gültigen ISO-Eintrittstemperatur in die Gasturbine (1200 °C), die Verluste des Prozesses zu minimieren, wäre eine Senkung der Schlackefließtemperatur um 200 K (auf 1260 °C) erforderlich. Durch diese Maßnahme würde sich der Nettowirkungsgrad um weitere 0,06 %-Pkt. (bzw. 0,08 %-Pkt.) steigern lassen. Die Schlackefließtemperatur bzw. -eigenschaften stellen demnach ein wichtiges Kriterium für das optimale Brennstoffband des Prozess dar. In diesem Zusammenhang wäre der Einsatz von Brennstoffgemischen oder Additiven zur gezielten Beeinflussung der Schlackenfließtemperaturen zu untersuchen. Eine weitere Einflussmöglichkeit auf die Fließtemperatur ergibt sich gegebenenfalls durch eine mit der Mechanisch/Thermischen Entwässerung einher gehende, gezielte Änderung der Menge und Zusammensetzung der mineralischen Brennstoffsubstanz (Demineralisierung).

Die Steigerung der Eintrittstemperatur einer Gasturbine ist eine effektive Maßnahme zur Steigerung des Wirkungsgrades eines Gasturbinenprozesses. Anders als im Dampfturbinenprozess erfordert die Steigerung der oberen Prozesstemperatur eine Anhebung der Temperatur der Verbrennung. Die daraus resultierende Steigerung der thermodynamischen Mitteltemperatur der Wärmeaufnahme des Gasturbinenarbeitsmittels führt direkt zu einer Reduzierung der Exergieverluste der Verbrennung bzw. der Umwandlung der chemisch gebundenen Exergie des Brennstoffs in Exergie der Verbrennungsprodukte. Im dritten Entwicklungsschritt wird die Steigerung der ISO-Turbineneintrittstemperatur von 1200 auf 1250 °C betrachtet. Die Steigerung der Eintrittstemperatur um 50 K hat einige Änderungen des Gesamtprozesses zur Folge. Unter Beibehaltung des Kühlverfahrens für die Leit- und Laufräder der Gasturbine und der maximal zulässigen Schaufeloberflächentemperaturen resultiert aus der höheren Eintrittstemperatur eine Zunahme des Kühlluftbedarfs von 19 auf 24 % des Ansaugmassenstroms des Verdichters. Die Luftzahl der Brennkammer sinkt bei konstant angenommenem Ansaugmassenstrom von 2,6 bei 1200 °C auf 2,3 bei 1250 °C, um nach der Hochtemperaturgasreinigung eine ausreichend hohe Reingastemperatur (von etwa 1475 °C) zu erreichen. Der Wärmeverlust der Brennkammer und der Hochtemperaturgasreinigung steigt durch die höhere Gastemperatur leicht an. Dies und die erforderliche Steigerung der Brennkammer-Kühlleistung (von 1,1 auf 1,2 % der Feuerungswärmeleistung) reduziert den Wirkungsgradvorteil der höheren Gasturbineneintrittstemperatur geringfügig. Eine Optimierung des Verdichterdruckverhältnisses bei einer ISO-Temperatur von 1250 °C führt zu einem Wert von 22 gegenüber 19 bei 1200 °C. Die Leistung der Gasturbine steigt von etwa 230 auf 250 MW an. Die Austrittstemperatur der Gasturbine steigt durch diese Maßnahmen von 554 auf 564 °C. Aus der daraus resultierenden leichten Steigerung der Frischdampftemperaturen im HD- und MD-Teil des Abhitzedampfprozesses resultiert zusätzlich eine leichte Steigerung der Dampfturbinenleistung. Entsprechend dem dritten Treppenschritt in Abbildung 3.48 ist durch die Steigerung der ISO-Gasturbineneintrittstemperatur von 1200 auf 1250 °C ein deutlicher Wirkungsgradzuwachs von 1,0 %-Pkt. (bzw. 1,1 %-Pkt. bei Bezug auf den Heizwert) zu erwarten.

Der Einfluss eines abnehmenden Kondensatordrucks auf den Nettowirkungsgrad, ausgehend vom Basis-Kombi-Kraftwerk, wird im Abschnitt 3.4.6 bzw. in Abbildung 3.47 dargestellt. Durch die Reduzierung des Kondensatordrucks im vierten Entwicklungsschritt, von 3,55 kPa auf 3,16 kPa, steigt der Nettowirkungsgrad des Gesamtprozesses um weitere 0,1 %-Punkte an. Die thermodynamische Mitteltemperatur der Wärmeübertragung an die Umgebung sinkt durch die Verbesserung des kalten Endes von 21,4 auf etwa 20 °C ab. Dadurch reduzieren sich die Exergieverluste des Prozesses um etwa 0,1 %-Punkte.

In den Auslegungsrechnungen des Basis-Kombi-Kraftwerks und der ersten vier Entwicklungsstufen wurde im Abhitzekessel der Druckverlust von drei Katalysatorscheiben berücksichtigt. Falls sich herausstellt, dass auf die nachträgliche Entstickung des Abgases verzichtet werden kann (siehe Abschnitt 1.2.1, S. 16), entfällt der Druckverlust der Katalysatoreinbauten, der etwa 1,8 *kPa* beträgt. Um diesen Wert sinkt im fünften Entwicklungsschritt der Austrittsdruck der Gasturbine. Die Höhe des Druckverlustes nach Gasturbine hat keinen nennenswerten Einfluss auf das optimale Verdichterdruckverhältnis, welches demnach auch im Fall ohne Katalysatordruckverlust bei 22 liegt. Der Nettowirkungsgrad des Kombi-Prozesses weist hingegen eine deutliche Abhängigkeit vom absoluten Betrag der Druckverluste hinter der Gasturbine auf. Durch den Wegfall des Druckverlustes des Katalysators sinkt der Druckverlust hinter Gasturbine auf etwa 5,3 *kPa*, was zu einer Steigerung des Nettowirkungsgrades um 0,2 %-Punkte führt.

Die Untersuchungen möglicher Einflüsse der Hochtemperaturgasreinigung auf den Kombi-Prozess mit Druckkohlenstaubfeuerung (Abschnitt 3.4.4) ergeben, dass durch zu erwartende Druckverluste von Flüssigasche- und Alkali-Abscheider die Machbarkeit des Kombi-Konzeptes nicht in Frage gestellt wird. Jedoch ergibt sich aus den Analysen die Forderung auftretende Wärmeverluste auf hohem Temperaturniveau durch Wärmerückgewinnung zu integrieren. Der Wirkungsgradeinfluss eines eventuell erforderlichen elektrischen Eigenbedarfs für die Gasreinigung hängt stark von der Höhe des spezifischen Eigenbedarfs ab. In der Realität werden vermutlich mehrere der hier unabhängig voneinander betrachteten Verlustmechanismen gemeinsam auftreten. Daher sind die Ergebnisse als erste Abschätzung anzusehen, die im Laufe der zukünftigen Konkretisierung der Abscheideverfahren detailliert werden müssen.

Ausgehend von dem hohen Wirkungsgradniveau des Kombi-Kraftwerks mit Druckkohlenstaubfeuerung und Hochtemperaturgasreinigung für Braunkohle in der Basis-Auslegung (48,4 % exergisch bzw. 57,5 % bei Bezug auf den Heizwert) ergibt die durchgeführte Potenzialabschätzung insgesamt eine weitere Steigerungsfähigkeit des Wirkungsgrades von etwa 1,6 %-Punkten (bzw. 2,0 %-Pkt.). Den größten Einfluss auf den Wirkungsgrad hat die Eintrittstemperatur in die Gasturbine. Hier wird eine Steigerung der Eintrittstemperatur nach ISO-Definition von 1200 auf 1250 °C betrachtet. Eine weitere Anhebung der ISO-Temperatur, wie sie in vielen anderen Potenzialstudien bzw. Veröffentlichungen angenommen wird, könnte auch hier den Wirkungsgrad weiter steigern. Dies würde allerdings voraussetzen, dass die Druckkohlenstaubbrennkammer deutlich höhere Abgastemperaturen erzeugen müsste. Gleichzeitig wäre mit einer weiteren Verschärfung der Reinheitsanforderungen der zum Einsatz kommenden Gasturbinen zu rechnen, so dass die Hochtemperaturgasreinigung höhere Gasreinheit bei noch höheren Temperaturen erzielen müsste.

Das Wirkungsgradniveau des optimierten Kombi-Kraftwerks von annähernd 50 % (bzw. fast 60 % bei Bezug auf den Heizwert) bei einer ISO-Temperatur von 1250 °C stellt jedoch bereits ein ausgezeichnetes Ergebnis für einen Kraftwerksprozess zur Verstromung von Braunkohle dar. Pro Kilowattstunde erzeugtem Strom würden von einem derartigen Kraftwerk 529 g Rohbraunkohle verbraucht und 585 g CO₂ emittiert.

4 Quervergleich der untersuchten Braunkohlenverstromungsverfahren

Die dargestellten thermodynamischen Auslegungsrechnungen des konventionellen Dampfkraftwerks und des Kombi-Kraftwerks mit Druckkohlenstaubfeuerung basieren auf Berechnungsmodellen mit vergleichbarem Detaillierungsgrad und auf gleichwertigen Annahmen. Daher ist ein Vergleich der Berechnungsergebnisse für die beiden Prozesslinien zulässig. Eine Gegenüberstellung der verfahrenstechnisch sehr verschiedenen Prozesse kann sinnvollerweise über den Wirkungsgrad und die damit direkt zusammenhängenden Größen spezifische CO₂-Emissionen und spezifischer Brennstoffbedarf erfolgen.

Das Referenz-Dampfkraftwerk stellt per Definition den heute gültigen Stand der Technik im Bereich der Braunkohlenverstromung dar. Das Basis-Kombi-Kraftwerk wird als die Verfahrensvariante bzw. Ausführung verstanden, in der der Kombi-Prozess am ehesten realisierbar sein wird, sobald die Hochtemperaturgasreinigung die Anforderungen der Gasturbine an die Gasreinheit erfüllt. Daher wird zunächst das Referenz-Dampfkraftwerk mit dem Basis-Kombi-Kraftwerk verglichen.

Das Referenzkraftwerk ist mit einem modernen Dampferzeuger mit einfacher Zwischenüberhitzung ausgestattet, der überkritische Frischdampfzustände von 580/600 °C bei 27,4 bzw. 5,4 MPa erzielt. Der Frischdampf wird über eine dreistufige Dampfturbine bis auf einen Druck von 3,55 kPa (26,9 °C Kondensatortemperatur) entspannt. Die Bruttoleistung des Prozesses beträgt 1016,7 MW. Das Kreislaufkondensat wird in einer neunstufigen, regenerativen Speisewasservorwärmung bis auf 294 °C vor Eintritt in den Kessel vorgewärmt. Die Dampferzeugung erfolgt durch konventionelle Rohkohlefeuerung mit Rauchgasrücksaugung und Schlagradmühlen. Für die Einhaltung der Emissionsgrenzwerte sind Anlagen zur Entstaubung, Entstickung und Entschwefelung in den Rauchgasweg integriert. Dieser Prozess erzielt auf Basis der weiter vorne dokumentierten Annahmen und Randbedingungen einen exergetischen Wirkungsgrad von 34,4 %, was bei Bezug auf den Heizwert der Rohbraunkohle einem Nettowirkungsgrad von 44,5 % entspricht. In den Wirkungsgraden ist ein elektrischer Eigenbedarf von 51,7 MW (rund 5 % der Bruttoleistung) berücksichtigt. Aus dem Nettowirkungsgrad ergibt sich der pro erzeugter Kilowattstunde nutzbarer elektrischer Arbeit erforderliche Brennstoffeinsatz von 706 g und die dabei anfallenden CO₂-Emissionen von 782 g (siehe Abbildung 4.1).

Für die Ermittlung der Stromgestehungskosten des Referenzkraftwerks wird der Einsatz im Grundlastbereich vorausgesetzt (8000 Volllastbenutzungsstunden pro Jahr). Unter Berücksichtigung der spezifischen Investitionen des zuletzt in Deutschland errichteten Braunkohlekraftwerks (1185 EUR/kW), ergeben sich für das Referenzkraftwerk, über die Lebensdauer der Anlage gemittelte, Stromgestehungskosten von 2,84 ct/kWh.

In der Abbildung 4.1 ist dem Referenzkraftwerk das Basis-Kombi-Kraftwerk mit Druckkohlenstaubfeuerung (DKSF) und Hochtemperaturgasreinigung (HTGR) gegenüber gestellt.

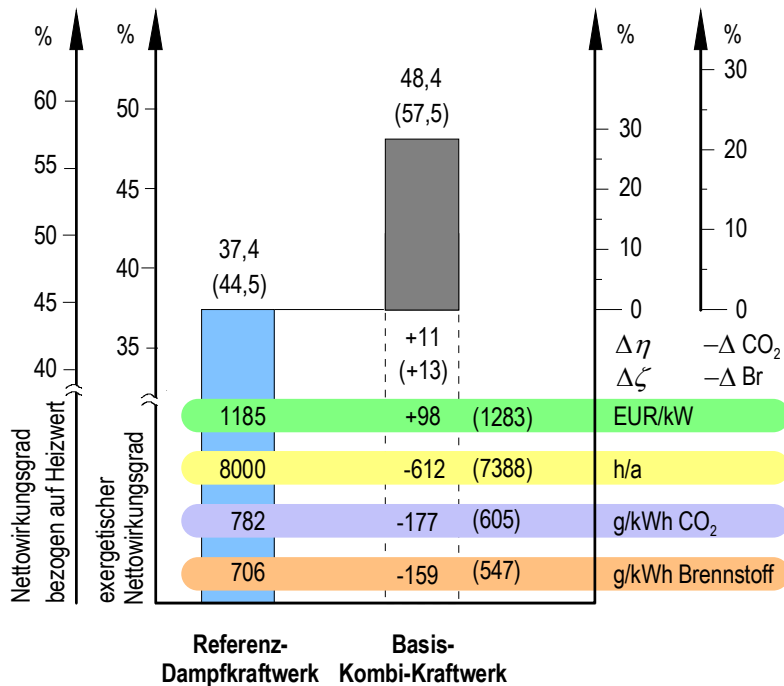


Abbildung 4.1: Vergleich der wichtigsten Ergebnisse für das Referenz-Dampfkraftwerk und das Basis-Kombi-Kraftwerk

Im Kombi-Kraftwerk mit Druckkohlenstaubfeuerung ist verfahrensbedingt die Feuerung getrockneter Braunkohle bzw. der Einsatz eines externen Braunkohlentrocknungsverfahrens erforderlich. Im Basis-Kombi-Kraftwerk kommt daher die Mechanisch/Thermische Entwässerung zur Anwendung. Der getrocknete Braunkohlenstaub wird in einer indirekt befeuerten Druckbrennkammer verbrannt. Hier wird vorausgesetzt, dass das aus der wassergekühlten Brennkammer austretende Rauchgas in der anschließenden Hochtemperaturgasreinigung soweit gereinigt wird, dass es mit einer Temperatur von 1690 °C der luftgekühlten Gasturbine zugeführt werden kann (ISO-Eintrittstemperatur der Gasturbine 1200 °C). Das optimale Verdichterdruckverhältnis des Gasturbinenprozesses beträgt im Basisfall 19. Die Gasturbine liefert einen Beitrag von rund 66 % zur Gesamtleistung des Kombi-Prozesses. Das verbleibende Drittel der Gesamtleistung wird von den Dampfturbinen des Abhitzedampfprozesses aufgebracht. Aus der im Abgas der Gasturbine verbliebenen thermischen Energie wird im Abhitzekessel Dampf auf drei (unterkritischen) Druckniveaus erzeugt (12 / 5 / 0,55 MPa). Die Frischdampf Temperatur der HD- und MD-Schiene liegt mit 536 °C um 18 K unterhalb der Eintrittstemperatur des Gasturbinenabgases. Die Grädigkeit der Verdampfer wird zu 15 K angenommen. Die Entspannung des Dampfes in der Dampfturbine erfolgt, wie im Referenzkraftwerk, bis auf 3,55 kPa, wobei am Austritt der ND-Turbine ein Dampfgehalt von 88 % vorliegt. Die Vorwärmung des Kreislaufkondensats auf 130 °C erfolgt mittels Wärmeübertragung aus einem Teil der Verdichterluft und durch Anzapfdampf der ND-Turbine sowie einer Rückspeisung von siedendem Wasser aus dem Speisewasserbehälter. Das Abgas verlässt den Abhitzekessel mit einer Temperatur von 140 °C, so dass ein Unterschreiten des Säuretaupunktes im Abgas verhindert wird.

Die Gesamtleistung des Prozesses beträgt 334 MW nach Abzug des elektrischen Eigenbedarfs aller Aggregate von 14 MW (rund 4 % der Bruttoleistung). Der exergetische Wirkungsgrad des Basis-Kombi-Kraftwerks mit Druckkohlenstaubfeuerung beträgt 48,4 %. Bei Bezug auf den Heizwert der eingesetzten Rohbraunkohle entspricht das einem Nettowirkungsgrad von 57,5 %. Somit übertrifft der exergetische Wirkungsgrad des Basis-Kombi-Kraftwerks den des Referenzkraftwerks um 11 %-Punkte. Diese Wirkungsgraddifferenz entspricht 13 %-Punkten unter Verwendung des Heizwertes.

Durch diese Effizienzsteigerung wird eine Senkung des Brennstoffbedarfs und der CO₂-Emissionen um etwa 22 % erzielt. Das Basis-Kombi-Kraftwerk benötigt 547 g Rohbraunkohle zur Erzeugung einer Kilowattstunde Strom und emittiert dabei 605 g CO₂ (siehe Abbildung 4.1).

Um die wirtschaftliche Konkurrenzfähigkeit des Basis-Kombi-Kraftwerks mit Druckkohlenstaubfeuerung gegenüber dem Referenzkraftwerk zu ermitteln, werden als Grenzfallbetrachtung die zulässigen Zusatzinvestitionen bzw. die zulässige Minderung der Verfügbarkeit des Basis-Kombi-Kraftwerks ermittelt, die sich unter der Voraussetzung der Stromgestehungskosten des Referenz-Kraftwerks für das Basis-Kombi-Kraftwerk mit DKSF ergeben. Durch den Wirkungsgradvorteil des Basis-Kombi-Kraftwerks von 13 %-Punkten darf bei gleichbleibenden Stromgestehungskosten und gleich hoher Anlagenverfügbarkeit die spezifische Investition gegenüber dem Referenz-Kraftwerk um knapp 8 % ansteigen, so dass der Leistungspreis 1283 statt 1185 EUR/kW betragen dürfte. Die zweite Grenz Betrachtung setzt gleiche Stromgestehungskosten und gleichbleibende spezifische Investitionen voraus. Daraus ergibt sich, dass die Volllastbenutzungsstundenzahl des Basis-Kombi-Kraftwerks um knapp 8 % bzw. 612 Stunden pro Jahr geringer sein darf, ohne die Wirtschaftlichkeit gegenüber dem Referenzkraftwerk zu gefährden.

Die hier betrachteten zulässigen Zusatzinvestitionen für die zumeist deutlich aufwendigere Anlagentechnik und hochtemperaturbeständigen Werkstoffe werden auf der Grundlage heutiger Kostenstrukturen ermittelt. Zusatzkosten, beispielsweise für CO₂-Emissionen, wie sie voraussichtlich durch den anstehenden europäischen Emissionshandel entstehen, können hier nicht sinnvoll berücksichtigt werden.

Bezieht man in den Vergleich der beiden Entwicklungslinien Dampfkraftwerk und Kombi-Kraftwerk mit Druckkohlenstaubfeuerung auch das zu erwartende Entwicklungspotenzial der beiden Prozesslinien mit ein, so ergibt sich die Darstellung in Abbildung 4.2.

Eine detaillierte Darstellung und Bewertung des Entwicklungspotenzials des Dampfkraftprozesses erfolgt in Abschnitt 3.2.5 und eine übersichtliche Darstellung in Abbildung 3.22 (S. 130). Der Wirkungsgradvorteil des optimierten Dampfkraftwerks von 8,2 %-Punkten gegenüber dem Referenz-Dampfkraftwerk wird zu etwa 60 % durch den Austausch der Mahltrocknung durch ein effektives, externes Braunkohletrocknungsverfahren erzielt. Weitere 6 % des Wirkungsgradzuwachses gehen auf Verbesserungen der Dampfturbineneffizienz zurück und 34 % Wirkungsgradsteigerung resultieren aus einer Steigerung der Frischdampfparameter auf 700/720 °C / 34,5 MPa und einer Anhebung der Speisewassereintrittstemperatur auf 304 °C. Die Dampfparameter des Kessels erfordern nach heutigem Kenntnisstand den Übergang auf Nickel-Basis-Werkstoffe in besonders belasteten Bereichen des Kessels. Das somit definierte optimierte Dampfkraftwerk benötigt 580 g Rohbraunkohle für die Erzeugung einer Kilowattstunde Strom und emittiert dabei 642 g CO₂.

Wirtschaftlich bewertet führt dieser Wirkungsgradvorteil gegenüber dem Referenz-Dampfkraftwerk zu einer zulässigen Zusatzinvestition von 78 EUR/kW für die Optimierungen des Dampfkraftwerks bei gleichbleibend hoher Verfügbarkeit und bei gleichen Stromgestehungskosten von 2,84 ct/kWh. Unter der Annahme konstanter Stromgestehungskosten und Investition entspricht der Wirkungsgradvorteil einer zulässigen Abnahme der Vollastbenutzungszahl von 493 Stunden pro Jahr.

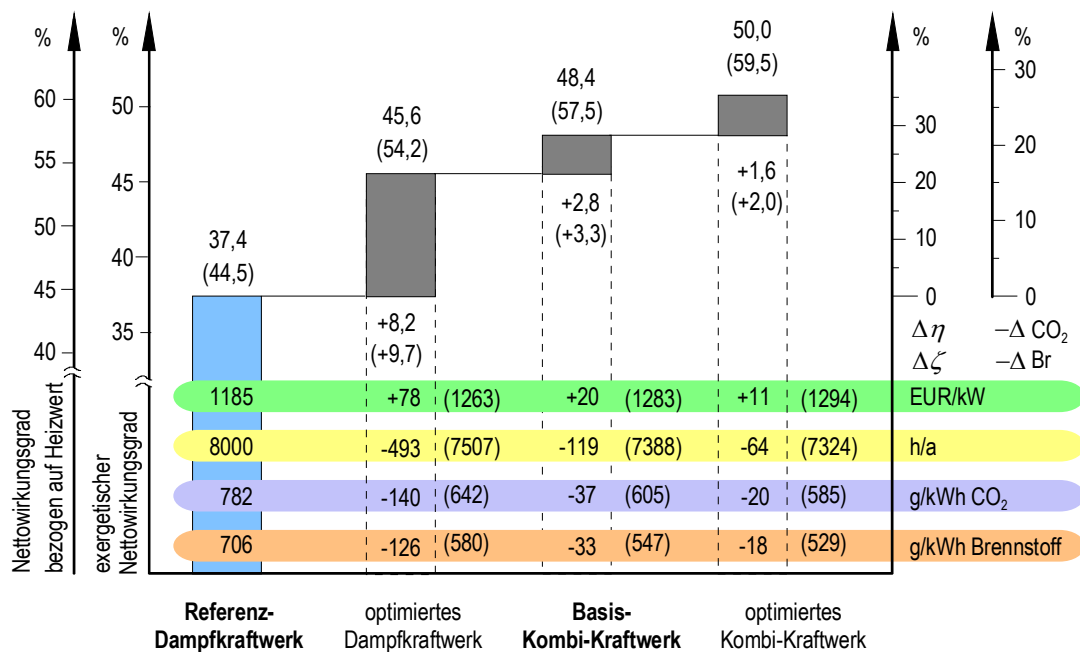


Abbildung 4.2: Vergleich der wichtigsten Ergebnisse für das Dampfkraftwerk und das Kombi-Kraftwerk mit Druckkohlenstaubfeuerung

Der Vorteil der Entwicklungslinie Kombi-Kraftwerk mit Druckkohlenstaubfeuerung gegenüber dem Dampfkraftprozess wird dadurch erheblich verringert. Der in Abbildung 4.1 dargestellte Wirkungsgradunterschied zwischen Referenzkraftwerk und Basis-Kombi-Kraftwerk von 13 % sinkt durch das ermittelte Entwicklungspotenzial des Dampfkraftprozesses für Braunkohle auf etwa 3,3 %-Punkte. Da beispielsweise die Realisierung eines Dampferzeugers unter Verwendung von Nickel-Basis-Werkstoffen erhebliche Entwicklungsleistungen in Anspruch nehmen wird, ist auch auf Seiten der Entwicklungslinie Kombi-Kraftwerk mit Druckkohlenstaubfeuerung das weitere Wirkungsgradpotenzial zu betrachten. Dieses wird entsprechend Abschnitt 3.4.7 bzw. Abbildung 3.48 (S. 173) zu 2 %-Punkten ermittelt. Die möglichen Wirkungsgradverbesserungen sind zu etwa gleichen Teilen auf die Steigerung der Gasturbinen-Eintrittstemperatur von 1200 auf 1250 °C (ISO) und auf die Optimierung der Prozessführung zurück zu führen.

Insgesamt ergibt sich aus dem Vergleich der Wirkungsgrade, dass der thermodynamische Vorteil der Entwicklungslinie Kombi-Kraftwerk mit Druckkohlenstaubfeuerung gegenüber der Entwicklungslinie Dampfkraftwerk mittelfristig im Bereich von 3 bis 5 %-Punkten liegt. Durch Verbesserungen des Dampfkraftwerks ließe sich zukünftig der spezifische Brennstoffbedarf und die spezifischen CO₂-Emissionen um rund 18 % reduzieren. Eine darüber hinausgehende Schonung der Brennstoffressourcen und der Umwelt, auf dem Wege der weiteren Effizienzsteigerung, wäre durch den Übergang auf die Entwicklungslinie Kombi-Kraftwerk mit Druckkohlenstaubfeuerung möglich (technische Realisierbarkeit vorausgesetzt). Den durchgeführten Untersuchungen zufolge, wären dadurch weitere Reduzierungen von Brennstoffbedarf und CO₂-Emissionen um rund 9 % gegenüber dem optimierten

Dampfkraftwerk erreichbar. Dabei muss vorausgesetzt werden, dass die bisher technisch nicht vollständig geklärte Hochtemperaturgasreinigung die geforderte Gasreinheit erzielen kann, wobei mit einer weiteren Zunahme der Reinheitsanforderungen an das Gasturbinenarbeitsmedium bei höheren Temperaturen zu rechnen ist.

5 Zusammenfassung

Ein Großteil des weltweiten Bedarfs an Elektrizität und Wärme wird durch die Verbrennung fossiler Primär- und Sekundärenergieträger bereitgestellt. Soweit flächendeckende Leitungsnetze zur Verteilung von Strom zur Verfügung stehen, kommen zentrale Großkraftwerke zum Einsatz, in denen häufig Stein- und Braunkohle verfeuert werden. Der feste Aggregatzustand, der niedrige Preis und die relativ große Reichweite der bekannten Kohlevorkommen kommt dem Einsatz der festen Brennstoffe in zentralen Großkraftwerken entgegen. Gegenüber den leichter verteil- und transportierbaren Edelbrennstoffen Erdgas und Heizöl weisen die festen Brennstoffe jedoch einen geringeren massenbezogenen Energiegehalt und ein ungünstigeres Kohlenstoff / Wasserstoffverhältnis auf. Das hat zur Folge, dass bei der Stromerzeugung aus Kohlen mehr Brennstoffmasse benötigt wird, mehr Rauchgas entsteht und insbesondere auch mehr CO₂ freigesetzt wird.

Auf Grund der hohen Versorgungssicherheit und Wirtschaftlichkeit der Stromerzeugung aus Stein- und Braunkohle sowie auf Grund des derzeitigen Mangels an gleichwertigen alternativen Erzeugungsverfahren, wird in näherer Zukunft nicht auf die Nutzung der festen fossilen Brennstoffvorräte verzichtet werden können.

Ziel der Forschung in der Kraftwerkstechnik ist es daher, die Kohlenverstromungsverfahren dahingehend zu verbessern, dass die Brennstoffressourcen geschont und die Schadstoffemissionen bei der Stromerzeugung reduziert werden. Durch die Steigerung der Effizienz der angewendeten Umwandlungsverfahren besteht die Möglichkeit, beide Anforderungen gleichzeitig zu erfüllen und dabei ggf. auch die Wirtschaftlichkeit der Anlagen zu steigern. Im Bereich der Verstromung von Braunkohle wird in erster Linie die Weiterentwicklung des konventionellen Dampfkraftwerks verfolgt. Auf Grund der langjährigen Erfahrungen mit diesem Kraftwerkstyp sind die Verbesserungsmaßnahmen mit relativ geringem Investitionsrisiko verbunden. Andererseits sind große Entwicklungsschritte in dieser weitgehend ausgereiften Technologie schwer zu erschließen. Ein anderes Kraftwerkskonzept für die hocheffiziente Verstromung von Braunkohle befindet sich in der Entwicklung. Grundgedanke des Kombi-Kraftwerkskonzeptes mit Druckkohlenstaubfeuerung ist die Übertragung des Prinzips des kombinierten Gas- und Dampfturbinenprozesses, das bisher den Edelbrennstoffen vorbehalten ist, auf die festen Brennstoffe. Auf Grund der deutlich höheren oberen Prozesstemperatur gegenüber dem klassischen Dampfkraftprozess ist das Wirkungsgradpotenzial dieses Konzeptes sehr hoch. Eine Realisierung eines derartigen Kraftwerks scheidet derzeit noch an der mangelnden Verfügbarkeit der HTGR, die die Verwendung des Abgases der unter Druck betriebenen Kohlenstaubfeuerung als Arbeitsmedium für die Gasturbine ermöglichen soll.

In dieser Arbeit werden diese beiden Entwicklungslinien der Braunkohlenverstromungstechnologie vergleichend gegenüber gestellt, so dass Risiken und Entwicklungschancen der beiden Prozesse bewertet werden können. Als Vergleichsmaßstab wird der aktuelle Stand der Technik, der durch den vor kurzem in Betrieb gegangenen BoA-Block in Niederaußem markiert wird, herangezogen. Zur Bewer-

tung der Prozesse werden thermodynamische Auslegungsrechnungen (stationärer Volllastbetriebspunkt) mit vergleichbarem Detaillierungsgrad aller Modelle sowie mit vergleichbaren Annahmen und Randbedingungen durchgeführt. Ein thermodynamisch exakter Vergleich der verschiedenen Kraftwerksprozesse wird durch die Verwendung des exergetischen Nettowirkungsgrades der Prozesse ermöglicht. Aus Gründen der Vergleichbarkeit mit anderen Literaturangaben wird in dieser Arbeit grundsätzlich auch der auf den Heizwert bezogene Wirkungsgrad angegeben. Über die thermodynamische Bewertung der Kraftwerksprozesse hinaus werden mit einfachen Mitteln die wirtschaftlichen Risiken der Prozesse quantifiziert.

Folgende Eckdaten charakterisieren das betrachtete konventionelle, überkritische Dampfkraftwerk für Braunkohle: die Nettoleistung beträgt 965 MW ; der Frischdampf liegt bei $27,4\text{ MPa}$ mit 580 °C vor; die einfache Zwischenüberhitzung erfolgt bis 600 °C bei $5,4\text{ MPa}$; das Speisewasser wird vor Kessel eintritt auf 294 °C aufgeheizt; die Vorwärmstrecke ist neunstufig und enthält eine Anzapfung der HD-Turbine, sowie einen vorgezogenen Enthitzer als letzte Stufe der Temperaturerhöhung des Speisewassers; die Kesselspeisepumpe wird mit einer Turbine angetrieben; der Druck des Hauptkondensators beträgt $3,55\text{ kPa}$; das aus dem Kessel austretende Rauchgas wird durch Vorwärmung der Verbrennungsluft und in LuVo-Bypass-Economisern durch Vorwärmung des Speisewassers abgekühlt; die Eintrittstemperatur in die nasse Rauchschwefelung beträgt 100 °C ; die direkte Ableitung der gereinigten Abgase erfolgt über den Kühlturm; die spezifischen CO_2 -Emissionen des Referenz-Kraftwerks betragen 782 g/kWh ; der Brennstoffbedarf 706 g/kWh ; als Nettowirkungsgrad im Volllastpunkt wird ein Wert von $37,4\%$ (bezogen auf die Exergie des Brennstoffs ermittelt). Bezogen auf den Heizwert der Rohkohle entspricht das einem Nettowirkungsgrad von $44,5\%$. Die Berechnung der über die Lebensdauer des Kraftwerks gemittelten Stromgestehungskosten erfolgt unter der Voraussetzung von spezifischen Investitionen von 1185 EUR/kW , 8000 Volllastbenutzungsstunden in Jahr, Abschreibungszeit 35 Jahre, allgemeine Preisgleitung von $1\%/a$ und einem Diskontsatz von $6,5\%$. Der Brennstoffpreis wird mit $9,05\text{ EUR/t}$ angenommen. Diese Annahmen führen zu mittleren Stromgestehungskosten von $2,84\text{ Ct/kWh}$.

Die Brennstoffaufbereitung im Referenz-Dampfkraftwerk erfolgt entsprechend dem Stand der Technik mittels Mahltrocknung mit Rauchgasrücksaugung vom Ende der Brennkammer. Dieses Verfahren führt auf Grund der hohen Temperatur des zur Trocknung rückgesaugten Rauchgases zu hohen Exergieverlusten. Mit den fortschrittlichen Entwässerungsverfahren Wirbelschichttrocknung mit Abwärmenutzung (WTA) und Mechanisch/Thermische Entwässerung (MTE) stehen zwei bis zum Demonstrationsmaßstab entwickelte Alternativen zur Verfügung. Im Rahmen dieser Arbeit werden die thermodynamischen Berechnungsmodelle dieser Entwässerungsverfahren in das Kraftwerksmodell integriert und Gesamtsystemanalysen eines fortschrittlichen Dampfkraftwerkskonzeptes durchgeführt. Es wird ein Wirkungsgradsteigerungspotenzial von $4,9\%$ -Punkten (exergetisch) bzw. von $5,8\%$ -Punkten bei Bezug auf den Heizwert bei der Verwendung der WTA-Trocknung mit einer Restfeuchte der Trockenbraunkohle von 12% ermittelt. Daraus folgt eine Reduzierung der spezifischen CO_2 -Emissionen und des Brennstoffbedarfs von knapp 12% . Die Randbedingungen der Wirtschaftlichkeit dieser Optimierungsmaßnahme gegenüber dem Referenzkraftwerk werden unter der Annahme gleichbleibender Stromgestehungskosten ermittelt. Daraus ergeben sich maximal zulässige Zusatzinvestitionen von 50 EUR/kW bei gleichbleibender Anlagenverfügbarkeit (ausgedrückt durch konstante Volllastbenutzungsstunden). Unter der Annahme gleichbleibender spezifischer Investitionen ergibt sich

aus der Betrachtung eine maximal zulässige Reduzierung der Volllastbenutzungstundenzahl von maximal 325 h/a.

Als weitere Optimierungsmaßnahme werden Verbesserungen des inneren Wirkungsgrades der Dampfturbinen analysiert. Unter der Voraussetzung einer Steigerung des isentropen Wirkungsgrads der Entspannung in den Turbinen um 2 %-Punkte ergibt sich ein Optimierungspotenzial von 0,5 %-Punkten (exergetisch) bzw. 0,6 %-Punkten bei Bezug auf den Heizwert. Dadurch werden die spezifischen Emissionen und der Brennstoffbedarf nochmals um gut 1 % reduziert. Der Wirkungsgradvorteil erlaubt eine Steigerung der spezifischen Investition um knapp 5 EUR/KW, oder alternativ knapp 30 h/a niedrigere Volllastbenutzungstunden.

Da die Steigerung der Frischdampfparameter die wichtigsten Exergieverluste des Dampfkraftprozesses, die der Feuerung zugeordnet werden müssen, zu reduzieren vermag und Gegenstand aktueller Entwicklungsprogramme darstellt, wird diese Maßnahme ebenfalls analysiert. Dazu wird der Einfluss der Frischdampf- und Zwischenüberhitzer temperatur, des Frischdampf- und Zwischenüberhitzerdrucks, sowie der Eintrittstemperatur des Kesselspeisewassers unter Berücksichtigung der Endfeuchte am Austritt aus der ND-Turbine untersucht. Durch Anhebung der Dampfparameter von 580/600 °C bei 27,5 MPa und 294 °C Speisewassertemperatur am Kesseleintritt auf 650/670 °C bei 29,5 MPa und 299 °C Speisewassertemperatur steigt der Nettowirkungsgrad um 1,6 %-Punkte (bzw. 1,9 %-Punkte bei Bezug auf den Heizwert) deutlich an. Die spezifischen Emissionen und der Brennstoffbedarf sinken dabei um weitere 3 %-Punkte. Die maximal zulässige Zusatzinvestition für diese Maßnahme wird zu rund 13 EUR/kW ermittelt. Der Einsatz von Nickel-Basis-Werkstoffen könnte möglicherweise die Anhebung der Dampfparameter auf 700/720 °C bei 34,5 MPa und 304 °C Kesseleintrittstemperatur ermöglichen. Für ein braunkohlebefeuetes Dampfkraftwerk mit diesen Parametern wird ein Wirkungsgrad von 45,6 % (exergetisch) bzw. 54,2 % (bei Bezug auf den Heizwert) errechnet. Spezifische Emissionen und Brennstoffbedarf würden um weitere 2 %-Punkte gesenkt werden. Gegenüber der Variante mit 650/670 °C stünden zusätzlich maximal 9,7 EUR/kW Zusatzinvestitionen zur Verfügung.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden darüber hinaus Auslegungsrechnungen für ein Dampfkraftwerk mit 800 / 820°C HD- / ZÜ-Dampf temperatur durchgeführt, die auf eine nochmals deutliche Steigerung der Wirkungsgrade hinweisen (etwa 1,7 %-Punkte exergetisch und etwa 2,0 %-Punkte auf Heizwert bezogen gegenüber 700 / 720 °C). Für diesen Temperaturbereich käme ggf. der Einsatz von pulvermetallurgisch hergestellten ODS-Legierungen in Frage. Diese ferritisch- oder nickelbasierten Werkstoffe können auf Grund des Herstellungsverfahrens deutliche höhere Anteile verfestigender Oxide aufweisen. Insbesondere die ferritisch-basierten ODS-Superlegierungen weisen darüber hinaus, durch hohe Chrom- und Aluminiumgehalte, besondere Heißgaskorrosionsbeständigkeit auf. Unter oxidierenden Bedingungen in einer Heißgasatmosphäre bilden diese Werkstoff eine schützende Aluminiumoxidschicht aus. Der Nachweis der Verwendbarkeit dieser Werkstoffgruppe im Dampferzeugerbau steht noch aus. Eine Bewertung der Wirtschaftlichkeit der Realisierung von 800 / 820 °C Dampf temperaturen mit ODS-Werkstoffen ist auf Grund ungewisser Preisentwicklung derzeit nicht möglich. Daher stellt diese Betrachtung hier eine reine Abschätzung des Potenzials höherer Dampf temperaturen dar.

Darüber hinaus wird das Potenzial der Optimierung des kalten Endes analysiert. Für die Berechnung des Referenzkraftwerks wird der Einsatz eines Naturzug-Naßkühlturms vorausgesetzt. Der Kühlgrenzabstand des Kühlturms wird zu 10 K angenommen, die Kühllonenbreite des Kühlwasserkreislaufs zu

8 K und die Kondensatorgrädigkeit zu 1,5 K. Daraus resultiert ein Kondensatordruck von 3,55 kPa (26,5 °C) bei einer angenommenen Umgebungstemperatur von 15 °C, einem Umgebungsdruck von 101,3 kPa und einer relativen Feuchte von 60 %. Bei gleichen Umgebungsbedingungen und Verbesserungen der Parameter Kühlgrenzabstand (9 K), Kühlzonenbreite (7,2 K) und Kondensatorgrädigkeit (1,35 K) stellt sich bei einer Kondensatortemperatur von 24,9 °C ein Kondensatordruck von 3,16 kPa ein. Diese Maßnahme steigert den Wirkungsgrad um weitere 0,2 %-Punkte. Die zulässigen Zusatzinvestitionen auf Grund des Wirkungsgradvorteils betragen 1,5 EUR/kW.

Die betrachteten Verbesserungsmaßnahmen zusammengenommen, führen zu einem optimierten Dampfkraftwerk mit einem exergetischen Nettowirkungsgrad 45,6 % (bzw. 54,2 % bezogen auf den Heizwert der Rohbraunkohle). Die maximal zulässige Investition für diesen Kraftwerksprozess unter der Voraussetzung von Stromgestehungskosten von 2,84 Ct/kWh beträgt 1263 EUR/kW (gegenüber 1185 EUR/kW für das Referenzkraftwerk). Ohne Steigerung der spezifischen Investition dürften die Vollastbenutzungsstunden von 8000 auf etwa 7500 h/a sinken. Die spezifischen CO₂-Emissionen des optimierten Dampfkraftwerks betragen 642 g/kWh, wobei 580 g/kWh Rohbraunkohle benötigt werden.

Der mit dem Referenzkraftwerk wiedergegebene Stand der Technik und das dargestellte, absehbare Entwicklungspotenzial dieser Technologie, sind bei der Diskussion alternativer Prozesse bzw. Entwicklungslinien in Betracht zu ziehen bzw. als Maßstab anzusetzen.

Im Rahmen dieser Arbeit wird dem Dampfkraftwerksprozess die Entwicklungslinie des kombinierten Gas- und Dampfturbinenkraftwerks mit Druckkohlenstaubfeuerung und Hochtemperaturgasreinigung gegenüber gestellt. Dazu wird das Konzept der Druckkohlenstaubfeuerung zu einem Gesamtkonzept für ein Großkraftwerk basierend auf der druckaufgeladenen Staubfeuerungstechnik entwickelt.

Da derzeit die verfahrenstechnische Vorgehensweise der erforderlichen Hochtemperaturgasreinigung vor Eintritt des Abgases in die Gasturbine noch nicht geklärt ist, wird hier zunächst eine Basisvariante des Kombi-Kraftwerks betrachtet, die nach derzeitigem Kenntnisstand am wahrscheinlichsten realisiert werden könnte, sobald die Gasreinigung die Anforderungen der Gasturbinenreinheit erfüllt.

Die Auslegungsrechnungen für den Vollastbetriebspunkt des Basis-Kombi-Kraftwerks ergeben einen exergetischen Wirkungsgrad von 48,4 %. Das entspricht, bei Bezug auf den Heizwert, einem Nettowirkungsgrad von 57,5 %. Gegenüber dem Referenz-Dampfkraftwerk stellt dies einen Vorteil von 11 %-Punkten (bzw. 13 %-Punkten) bezüglich des Nettowirkungsgrades sowie von 177 g/kWh bzgl. CO₂-Emissionen und 159 g/kWh bzgl. Brennstoffbedarf dar. Dazu ist jedoch nicht nur die Realisierung der Hochtemperaturgasreinigung und der Druckkohlenstaubbrennkammer in großtechnischem Maßstab, sondern auch der Einsatz eines fortschrittlichen Trocknungsverfahrens für die Rohbraunkohle vorauszusetzen, da eine Integration des dem Stand der Technik entsprechenden Mahltrocknungsverfahrens mit Rauchgasrücksaugung in den Kombi-Kraftwerksprozess nicht sinnvoll möglich ist. Verglichen mit dem optimierten Dampfkraftwerk ermöglicht die Realisierung des Kombi-Kraftwerks mit Druckkohlenstaubfeuerung eine weitere Steigerung des Wirkungsgrades um 2,8 %-Punkte (bzw. 3,3 %-Punkte bei Bezug auf den Heizwert), wobei allein der Ersatz der Mahltrocknung durch ein effektiveres Trocknungsverfahren den Dampfkraftwerksprozess um gut 5 %-Punkte verbessert.

Die großtechnische Realisierung der Trocknungsverfahren für Braunkohle (WTA und MTE) stellt einerseits eine notwendige Voraussetzung für den Einsatz der DKSF-Technologie im Bereich Braunkohle dar, aber ermöglicht andererseits auch eine deutliche Verbesserung des Dampfkraftprozesses.

Daher kommt der Entwicklung dieser alternativen Entwässerungsverfahren eine große Bedeutung für die zukünftige Braunkohleverstromung zu.

Zur Untersuchung der charakteristischen Eigenschaften und des weiteren Optimierungspotenzials des hier vorgestellten Großkraftwerkskonzeptes für ein braunkohlebefeuertes Kombi-Kraftwerk mit Druckkohlenstaubfeuerung werden ausgehend vom Basisfall Sensitivitätsanalysen durchgeführt. Durch gezielte Variation einzelner Anlagenparameter wird der qualitative und quantitative Einfluss auf wichtige Prozessgrößen und –eigenschaften untersucht. Die Erkenntnisse dieser Parameterstudien dienen zur Definition einer optimierten Prozessauslegung für das Kombi-Kraftwerk mit Druckkohlenstaubfeuerung, das als Entwicklungspotenzial dieser Prozesslinie angesehen wird.

Zunächst werden die Einflüsse des eingesetzten Vortrocknungsverfahrens für die Rohbraunkohle auf den Gesamtprozess analysiert. Der Wechsel vom MTE-Verfahren der Basisvariante zum WTA-Verfahren ermöglicht eine weitere Reduzierung der Einsatzfeuchte der Kohle, jedoch bei gleichzeitiger Steigerung des elektrischen Eigenbedarfs. Gegenüber dem Basis-Kombi-Kraftwerk wäre mit einer WTA-Trocknung (12 % Restfeuchte) eine leichte Steigerung des Nettowirkungsgrades um etwa 0,2 %-Punkte zu erwarten. Durch eine Verbesserung der Wärmerückgewinnung des betrachteten MTE-Verfahrens ist u.U. eine Reduzierung des Wärmebedarfs der Trocknung möglich. Der Wärmebedarf wird durch eine Anzapfung der ND-Turbine gedeckt, so dass die Minderung des Wärmebedarfs bei gleichbleibender Restfeuchte der Trockenbraunkohle von 21,8 % zu einer Steigerung des Nettowirkungsgrades um etwa 0,5 %-Punkte gegenüber dem Basis-Kombi-Kraftwerks führt. Ein weiterer verfahrensbedingter Vorteil der Mechanisch/Thermischen Entwässerung, im Hinblick auf die Hochtemperaturgasreinigung, besteht in der Möglichkeit durch gleichzeitige Demineralisierung den Aschegehalt bzw. die Zusammensetzung und Eigenschaften der Mineralsubstanz des Brennstoffs gezielt zu beeinflussen. Diese Möglichkeit ist nicht als Wirkungsgradvorteil bewertbar, könnte jedoch entscheidenden Einfluss auf die Realisierbarkeit der Hochtemperaturgasreinigung und damit des gesamten Verfahrens für den Brennstoff Braunkohle haben. Aus diesem Grund ist der Entwicklung des MTE-Verfahrens mit integrierter Demineralisierung besondere Aufmerksamkeit zu widmen.

Ein weiterer Schwerpunkt bei der Untersuchung des Kombi-Kraftwerksprozesses für Braunkohle steht ebenfalls im direktem Zusammenhang mit dem Brennstoff. Die Fließtemperatur der Schlacke beeinflusst den Prozess in vielfacher Weise. Die Untersuchungen der komplexen Zusammenhänge zwischen Schlackefließtemperatur, Luftzahl der Brennkammer, Brennkammerkühlleistung, Austrittstemperatur aus der Hochtemperaturgasreinigung (HTGR), Quencluftbedarf und ISO-Eintrittstemperatur in die Gasturbine ergeben, dass eine Abstimmung der Schlackefließtemperatur mit der Eintrittstemperatur der Gasturbine ein Potenzial zur Verbesserung des Wirkungsgrades beinhaltet. Daraus lassen sich eine Anforderungen an das einsetzbare Brennstoffband, oder Potenziale einer Einflussnahme auf den Schlackefließpunkt (z.B. durch Einsatz von Additiven bzw. durch die oben genannte Demineralisierung) einschätzen. Auf diesem Gebiet sind weiterführende Untersuchungen erforderlich.

Die Steigerung der Eintrittstemperatur einer Gasturbine ist bekanntermaßen eine effektive Maßnahme zur Steigerung des Wirkungsgrades eines Gasturbinenprozesses, da sie direkt zu einer Reduzierung der Exergieverluste bei der Verbrennung führt. Hier wird eine Anhebung der ISO-Eintrittstemperatur der luftgekühlten Gasturbine von 1200 auf 1250, 1300 und 1400 °C untersucht. Mit dem verwendeten Stufenmodell der Gasturbine wird der für jede Leit- und Laufschauflerreihe erforderliche Kühlluftmassenstrom unter der Annahme gleichbleibender Kühlmethode und gleichbleibender zulässiger Schau-

feloberflächentemperaturen auf Basis halbempirischer Modelle ermittelt. Da Einflüsse auf die Kühleffektivität und konstruktive Beschränkungen, insbesondere der Kühlkanäle, hierbei nicht berücksichtigt werden können, sind diese Betrachtungen als Potenzialabschätzungen zu verstehen. Aus den umfangreichen Untersuchungen des Einflusses der Turbineneintrittstemperatur auf den Kombi-Prozess wird für eine moderate Steigerung der Temperatur von 1200 auf 1250 °C ein Wirkungsgradsteigerungspotenzial von etwa 1 %-Punkt ermittelt.

Als Optimierungsmaßnahmen für den Abhitzeprozess kommt grundsätzlich eine Anhebung des Frischdampfzustandes und eine Senkung des Kondensatorzustandes in Betracht. Auf Grund des relativ niedrigen Abgastemperaturniveaus der Gasturbine ist keine weitere Steigerung der Frischdampf-temperatur des Abhitzeprozesses möglich. Für die Optimierung des kalten Endes werden die gleichen Parameter zugrunde gelegt, die auch für die Optimierung des kalten Endes des Dampfkraftwerks verwendet werden. Die Reduzierung des Kondensatordrucks von 3,55 kPa auf 3,16 kPa führt zu einer Verbesserung des Basis-Kombi-Kraftwerks um rund 0,1 %-Punkte.

In dem Konzept des Kombi-Kraftwerks mit Druckkohlenstaubfeuerung für Braunkohle wird ein in den Abhitzekessel integrierter DeNO_x-Katalysator zur Entstickung berücksichtigt. Falls eine ausreichende Minderung der Stickoxidemissionen durch Primärmaßnahmen experimentell nachgewiesen wird, könnte in dem Kraftwerkskonzept der Katalysator entfallen. Dieser Maßnahme wird ein Optimierungspotenzial zugeordnet, welches sich aus den Wegfall der durch den Katalysator induzierten Druckverluste ergibt. Im Basis-Kombi-Kraftwerk beträgt der Gesamtdruckverlust hinter der Gasturbine 7,1 kPa, wovon 1,8 kPa auf die Katalysatoreinbauten zurückzuführen sind. Die Reduzierung des Gesamtdruckverlustes hinter der Gasturbine auf 5,3 kPa steigert den Nettowirkungsgrad des Gesamtprozesses um etwa 0,2 %-Punkte.

Einen weiteren Schwerpunkt der Sensitivitätsanalysen des Kombi-Kraftwerks mit Druckkohlenstaubfeuerung stellen die Eigenschaften der Hochtemperaturgasreinigung dar. Da die verfahrenstechnische Ausführung der Abscheidestufe noch nicht abschließend erforscht ist, wird aus den durchgeführten Analysen des Wirkungsgradeinflusses verschiedener Parameter der Reinigungsapparate kein Wirkungsgradoptimierungspotenzial abgeschätzt. Die ermittelten Wirkungsgradeinflüsse dienen hingegen zur Bewertung der zulässigen Größe unterschiedlicher möglicher Verluste, um Anforderungen an die Gasreinigung aus thermodynamischer Sicht des Gesamtprozesses abzuleiten.

Die durchgeführten Untersuchungen zeigen, dass durch zu erwartende Druckverluste von Flüssig- asche- und Alkali-Abscheidung die Machbarkeit bzw. Sinnhaftigkeit des Kombi-Konzeptes nicht in Frage gestellt wird. Auch wenn erhebliche Druckverluste angesetzt werden, sinkt der Nettowirkungsgrad des Prozesses nicht übermäßig ab. Aus den Analysen ergibt sich jedoch die Forderung, auf Grund des hohen Temperaturniveaus möglicherweise auftretender Wärmeverluste, diese durch Wärmerückgewinnung in den Kraftwerksprozess zu integrieren (z.B. analog zur Brennkammerkühlung). Der Wirkungsgradeinfluss eines eventuell erforderlichen elektrischen Eigenbedarfs für die Gasreinigung hängt von der Höhe des spezifischen Bedarfs ab und ist im Laufe der weiteren Konkretisierung des Abscheideverfahrens nochmals zu betrachten. Aus der Untersuchung ergibt sich insgesamt, dass die Hochtemperaturgasreinigung aus thermodynamischer Sicht bzw. aus Sicht des Wirkungsgradniveaus des Gesamtprozesses mit hoher Wahrscheinlichkeit kein Ausschlusskriterium für das Gesamtkonzept darstellt.

Ausgehend von dem Wirkungsgrad des Basis-Kombi-Kraftwerks (48,4 % bzw. 57,5 %) wird durch oben aufgeführte Optimierungsmaßnahmen ein exergetisches Wirkungsgradpotenzial von 50 % bzw. 59,5 % (bei Bezug auf den Heizwert) abgeschätzt. Dies stellt auch gegenüber dem optimierten Dampfkraftwerk eine deutliche Steigerung der Effizienz der Braunkohleverstromung dar. Der Primärenergiebedarf des optimierten Kombi-Prozesses mit Druckkohlenstaubfeuerung beträgt 529 g/kWh Rohbraunkohle. Die CO₂-Emissionen betragen 585 g/kWh. Gegenüber dem Basis-Kombi-Kraftwerk stellt das eine Verbesserung der Ressourcenschonung und Emissionsminderung von gut 3 % dar. Gegenüber dem optimierten Dampfkraftwerk entspricht dies einer Verbesserung um knapp 9 % und gegenüber dem heutigen Stand der Technik um etwa 25 %.

Im Rahmen dieser Arbeit wird ein Verfahrenskonzept für ein Großkraftwerk basierend auf dem Prinzip der Druckkohlenstaubfeuerung für den Brennstoff Braunkohle entwickelt. Mit einem dafür aufgebauten, detaillierten thermodynamischen Berechnungsmodell werden belastbare Angaben zum Wirkungsgradpotenzial dieser Entwicklungslinie der Braunkohleverstromung gemacht. Durch einen direkten Vergleich zum Stand der Technik (überkritisches Dampfkraftwerk) und dessen möglicher Weiterentwicklung auf der Grundlage gleichwertiger Modelle und Auslegungsrechnungen ist der Nachweis erbracht worden, dass das Kombi-Kraftwerk mit Druckkohlenstaubfeuerung und Hochtemperaturgasreinigung im Bereich der rationellen Energieumwandlung aus Braunkohle einen wertvollen Beitrag zur Schonung von Primärenergieressourcen und zur Schonung der Umwelt durch Einsparung von CO₂-Emissionen leisten kann. Der derzeitige Entwicklungsstand der DKSF-Technologie lässt noch keine gesicherten Angaben über Verfügbarkeit und spezifische Anlageninvestitionen zu. Beide Parameter haben entscheidenden Einfluss auf einen wirtschaftlichen Einsatz eines kommerziell betriebenen Kraftwerks. Die Grenzen der Wirtschaftlichkeit werden in dieser Arbeit durch zulässige Zusatzinvestitionen bzw. zulässige Reduzierungen der Vollastbenutzungsstundenzahlen ausgedrückt. Auf Grund des hohen Wirkungsgradpotenzials und der erfolgversprechenden Fortschritte im Bereich der Umsetzung der Hochtemperaturgasreinigung wird eine Weiterentwicklung der Technologie als sinnvoll erachtet. Dies gilt um so mehr als insbesondere die Flüssigasche- und Alkaliabscheidung auf hohem Temperaturniveau auch für andere Kraftwerkstechnologien eine notwendige Grundvoraussetzung darstellt und langfristig auch die Entwicklung eines Kraftwerksprozesses auf Braunkohlebasis mit effizienter CO₂-Abscheidung in Aussicht stellt.

6 Anhang

6.1 Herstellung und Eigenschaften Oxiddispersionsverfestigter Werkstoffe

Eine neue Werkstoffgruppe, die für den Einsatz in kohlenbefeuerten Dampferzeugern zur Steigerung der Frischdampfparameter geeignet sein könnte, stellt die Gruppe der mechanisch legierten oxiddispersionsverfestigten Hochtemperaturwerkstoffe (ODS-Legierungen) dar. Auf Grund des pulvermetallurgischen Herstellungsverfahrens weisen diese Werkstoffe außergewöhnliche Hochtemperatureigenschaften auf. Das Rohrmaterial kann aus den metallischen Pulvern durch Extrudieren hergestellt werden. Da im Rahmen dieser Arbeit das Wirkungsgradpotenzial dieser, im Bereich des Kesselbaus, derzeit unüblichen Werkstoffe für den Einsatz in überkritischen Dampferzeugern ermittelt wird, sind im Folgenden nähere Details über das Herstellungsverfahren, die Werkstoffeigenschaften von ODS-Legierungen sowie die Verarbeitung von ODS-Rohrmaterial aufgeführt.

Oxiddispersionsverfestigte (ODS³³) Werkstoffe werden pulvermetallurgisch durch mechanisches Legieren hergestellt. Mechanisches Legieren ist ein Veredelungsverfahren, ohne Schmelzen, bei dem aus elementaren oder legierten Metallpulvern durch hochenergetisches Mahlen Legierungspulver mit einer homogenen, extrem feinkörnigen Struktur erzeugt wird (Abbildung 6.1).

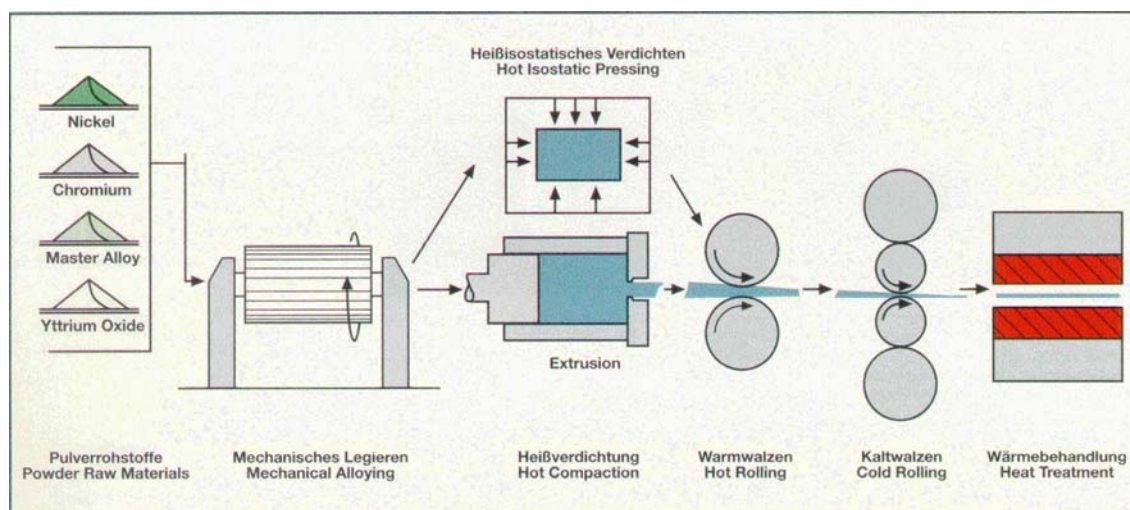


Abbildung 6.1: Schematischer Ablauf der Herstellung von Halbzeugen aus ODS-Legierungen [PLA-98]

³³ ODS: Oxide Dispersion Strengthened

Dieses Verfahren bietet die Möglichkeit festigkeitssteigernde Oxidteilchen in der Legierung zu dispergieren [CAP-01a], wobei keine Einschränkung des Legierungsanteils durch die Löslichkeit der Oxide in der Schmelze (klassisches Legierungsverfahren) bestehen (Ausscheidungshärtung). Der Hersteller Plansee bringt beispielsweise thermisch höchst stabiles Yttriumoxid (Y_2O_3) in das Legierungspulver ein, wo es in Form isolierter, sphärischer Teilchen mit Größen im Bereich einiger Nanometer sehr homogen verteilt vorliegt [PLA-98]. Als weiteres festigkeitssteigerndes Oxid kommt alternativ oder zusätzlich Titanoxid (Ti_2O_3) zum Einsatz (Tabelle 6.1).

Auf diese Weise werden verschiedene ferritische und nickelbasierte ODS-Legierungen hergestellt [KUH-97]. Die Zusammensetzungen einiger typischer Legierungen verschiedener Hersteller dieser Werkstoffgruppe sind in Tabelle 6.1 aufgeführt.

Tabelle 6.1: *Zusammensetzungen einiger typischer ODS-Legierungen [CAP-01a]*

ferritisch	<i>C</i>	<i>Cr</i>	<i>Al</i>	<i>Mo</i>	<i>Ti</i>	<i>N</i>	Ti_2O_3	Y_2O_3	<i>Fe</i>
Zusammensetzung in Gewichtsprozent									<i>Rest</i>
<i>MA 957</i>	0,01	14,0	-	0,3	1,0	0,012	-	0,27	84,4
<i>DT 2203 Y05</i>		13,0	-	1,5	2,2		-	0,50	82,8
<i>ODM 331</i>		13,0	3,0	1,5	0,6		-	0,50	81,4
<i>ODM 751</i>		16,5	4,5	1,5	0,6		-	0,50	76,4
<i>ODM 061</i>		20,0	6,0	1,5	0,6		-	0,50	71,4
<i>MA 956</i>	0,01	20,0	4,5	-	0,5	0,045	-	0,50	74,4
<i>PM 2000</i>	< 0,04	20,0	5,5		0,5		-	0,50	~ 73,4
<i>PM 2010</i>	< 0,04	20,0	5,5		0,5		-	1,00	~ 72,9
<i>DT</i>		13,0	-	1,5	2,9		1,8	-	80,8
<i>DY</i>		13,0	-	1,5	2,2		0,9	0,50	81,9

nickelbasiert	<i>C</i>	<i>Cr</i>	<i>Al</i>	<i>Ti</i>	<i>W</i>	<i>Fe</i>	<i>N</i>	<i>Total O</i>	Y_2O_3	<i>Ni</i>
Zusammensetzung in Gewichtsprozent										
										<i>Rest</i>
<i>MA 6000</i>	0,06	15,0	4,5	2,3	3,9	1,5	0,2	0,57	1,1	70,9
<i>MA 760</i>	0,06	19,5	6,0		3,4	1,2	0,3	0,60	1,0	67,9
<i>MA 758</i>	0,05	30,0	0,3		0,5			0,37	0,6	68,2
<i>PM 1000</i>		20,0	0,3	0,5		3,0			0,6	75,6

Durch Heißverdichtung³⁴ der mechanisch legierten Pulver entstehen kompakte Werkstoffe, die anschließend zu Halbzeugen umgeformt und durch thermo-mechanische Behandlung, zur Einstellung des Gefüges, ihre Eigenschaften erhalten (Abbildung 6.1). Das abschließende Hochtemperaturglühen des Werkstoffs führt zu einem groben rekristallisierten Korngefüge im Halbzeug, das je nach Formgebung des Bauteils faserig oder dachziegelartig ausgebildet sein kann [PLA-98].

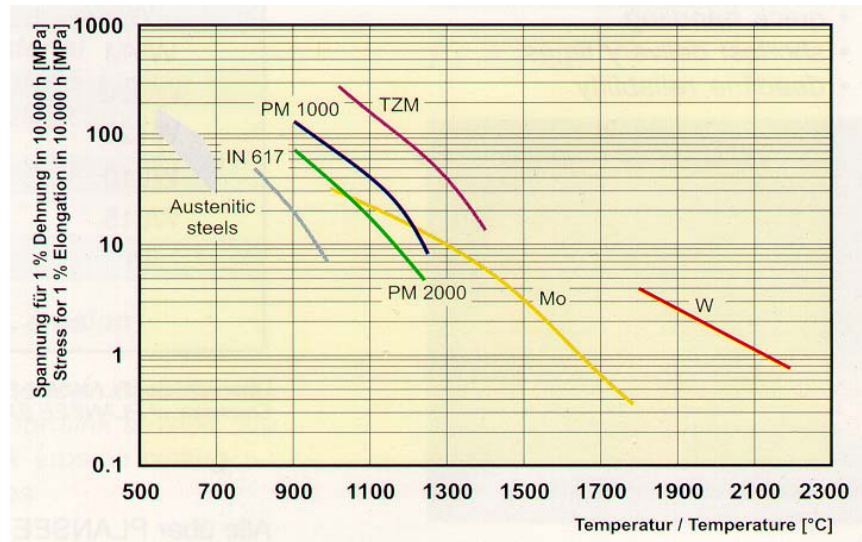


Abbildung 6.2: Kriechverhalten von austenitischen Stählen, Nickelbasis-Legierungen (IN 617), ferritischen- (PM 2000) und nickelbasierten- (PM 1000) ODS-Legierungen und einiger refraktomer Metalle: Titan-Zirkon-Molybdän (TZM), Molybdän (Mo) und Wolfram (W) [PLA-00]

Durch diese Gefügestruktur und die feinen Dispersoide weisen ODS-Werkstoffe selbst bei Temperaturen nahe ihres Schmelzpunktes eine hohe Kriechfestigkeit (Abbildung 6.2) auf und gelten daher als Superlegierungen³⁵ mit einem Anwendungsbereich (Abbildung 6.3), der in den unteren Einsatzbereich keramischer Werkstoffe hinein reicht [WRI-99] und oberhalb der Einsatzmöglichkeiten von Nickelbasis-Legierungen liegt.

³⁴ auch: Heißisostatisches Pressen (oder: „hippen“)

³⁵ metallische Werkstoffe, die bei 85 % ihrer absoluten Schmelztemperatur noch hohe Warmfestigkeit zeigen

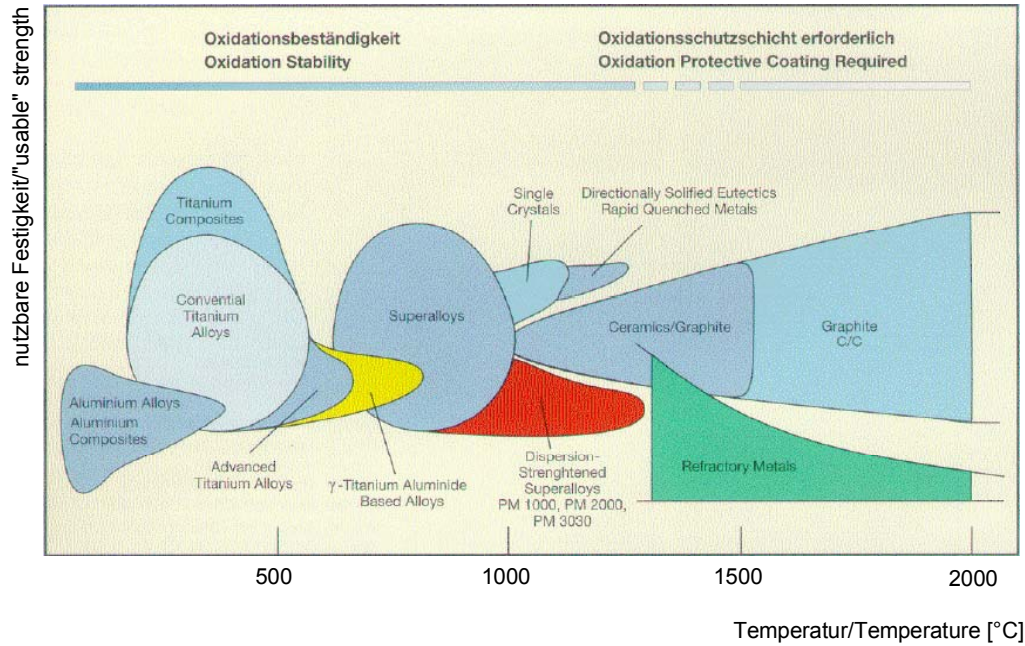


Abbildung 6.3: Anwendungsbereiche von Strukturwerkstoffen [PLA-98]

Der hohe Gehalt an Chrom bzw. Chrom und Aluminium (Tabelle 6.1) stellt die Grundvoraussetzung für die Heißgaskorrosionsbeständigkeit insbesondere der ferritischen ODS-Legierungen dar. Die primär zur Verfestigung der Werkstoffe eingebrachten Oxidteilchen verbessern darüber hinaus (durch den Selten-Erden-Effekt) auch noch die Beständigkeit gegen heiße Prozessgase und Luft [JON-98], [PLA-98]. Durch den hohen Gehalt an Chrom und Aluminium bilden die entsprechenden Legierungen unter oxidierenden Bedingungen in einer korrosiven Heißgasatmosphäre eine inhärente (etwa $5 \mu\text{m}$ starke) Aluminiumoxidschicht (Al_2O_3). Diese Schicht ist bis etwa $1100 \text{ }^\circ\text{C}$ (laut [KUH-97] sogar bis $1200 \text{ }^\circ\text{C}$) stabil, sehr dicht und gut anhaftend, so dass sie effektiv vor weiterem Korrosionsangriff schützt [WRI-99], [PLA-98]. Diese Oxidschicht stellt darüber hinaus einen ausgezeichneten Schutz gegenüber Wasserdampfkorrosion (Verzunderung), vergleichbar mit einer Chromoxidschicht [HUS-99b], dar.

Nahtlose gerade Rohre und Rohrbögen können aus mechanisch legierten Metallpulvern durch Extrusion (Abbildung 6.1) hergestellt werden. In diesem Bereich existieren langjährige, übertragbare Erfahrungen (z.B.: [KAN-96]). Problematisch ist jedoch die Festigkeit derartiger Rohre gegenüber innerem Überdruck. Auf Grund der durch den Herstellungsprozess bedingten Gefügestruktur, die durch langgestreckte Kornstrukturen in Längsrichtung und feine Kornstrukturen in Umfangsrichtung gekennzeichnet ist, weisen extrudierte Rohre hohe Festigkeit in der Längsachse (longitudinal) und geringere Festigkeit in Umfangsrichtung (circumferential) auf [KUH-97], [HAR-02]. Durch Optimierung des Extrusionsverfahrens und der mechano-thermischen Einstellung des Gefüges konnte in der Vergangenheit die zulässige Umfangsspannung bereits merklich erhöht (bzw. die erforderliche Wanddicke reduziert) werden [CAP-01b]. Abbildung 6.4 verdeutlicht den Unterschied der zulässigen Spannungen in den verschiedenen Belastungsrichtungen im Vergleich zu einigen konventionellen Werkstoffen.

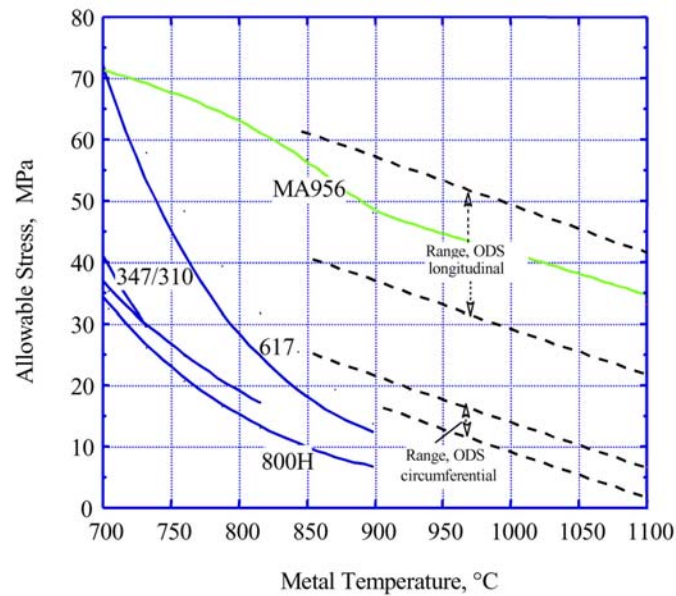


Abbildung 6.4: Zulässige Spannungen für einige Austenite (800 H, 347 und 310), eine Nickelbasis-Legierung (IN 617) und für eine ferritische ODS-Legierung (MA 956) basierend auf 2/3 10.000 h Zeitstandfestigkeit in Abhängigkeit von der Metalltemperatur nach [HAR-02]

Den Zusammenhang zwischen der Zeitstandfestigkeit von extrudiertem Rohrmaterial aus ferritischen ODS-Werkstoffen in Abhängigkeit von der Materialtemperatur und der Höhe der Umfangsspannung stellt Abbildung 6.5 dar.

Unter Einsatzbedingungen bei denen die mechanischen Belastungen unterhalb der Fließgrenze des Werkstoffs bleiben, wird die effektive Lebensdauer der Bauteile nicht durch die Zeitstandfestigkeit begrenzt, sondern (unter oxidierender Atmosphäre) durch die Aufzehrung des Aluminiums aus dem

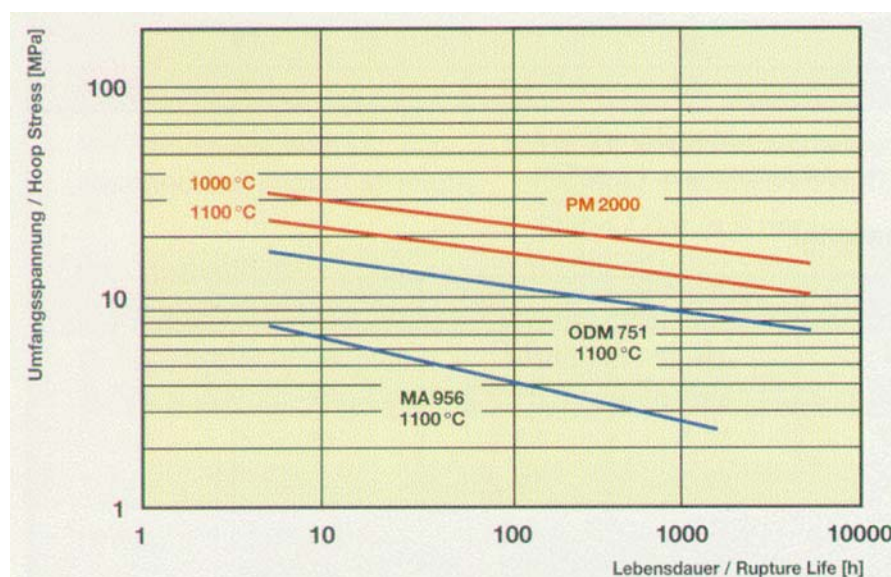


Abbildung 6.5: Zeitstandfestigkeit von PM 2000 Rohren (Wandstärke 2 mm) unter innerem Überdruck im Vergleich zu anderen ebenfalls ferritischen ODS-Werkstoffen (MA 956 und ODM 751) bei 1000 °C bzw. 1100 °C [PLA-98]

Werkstoff. Die Zeitspanne bis zum Erreichen des kritischen Aluminiumgehalts, der keine weitere Bildung der vor Korrosion schützenden Aluminiumoxidschicht ermöglicht, ist vom ursprünglichen Aluminiumgehalt, von der Geschwindigkeit von Transportvorgängen im Werkstoff und von der Dicke der gebildeten Schutzschicht abhängig. Ein einfacher Zusammenhang zur angenäherten Berechnung der durch die Aufzehrung von Aluminium begrenzten Lebensdauer t_b von ferritischen ODS-Werkstoffen wurde von Quadackers et al. aufgestellt [WRI-99]:

$$t_b = [4,44 \cdot 10^{-3} \cdot (C_0 - C_b) \cdot \rho \cdot d / k]^{1/n} \quad (6.1)$$

mit t_b	Lebensdauer, bedingt durch Aufzehrung von Aluminium
C_0	ursprünglicher Aluminiumgehalt
C_b	kritischer Aluminiumgehalt am Ende der Lebensdauer
ρ	Werkstoffdichte
d	Dicke der Aluminiumoxidschicht (temperaturabhängig)
k	Oxidationsrate
n	zeitabhängiger Exponent (0,5 bei parabolischem Oxidationsverlauf)

Basierend auf experimentellen Daten systematischer Werkstofftests wurde die einfache Beziehung nach Gleichung 6.1 weiterentwickelt, wobei zwei verschiedenen Stadien (parabolische und lineare Oxidation) der Aluminiemaufzehrung unterschiedliche Berücksichtigung finden. Der komplexere Modellansatz, die temperaturabhängigen Koeffizienten und eine Gegenüberstellung von vorausbe-

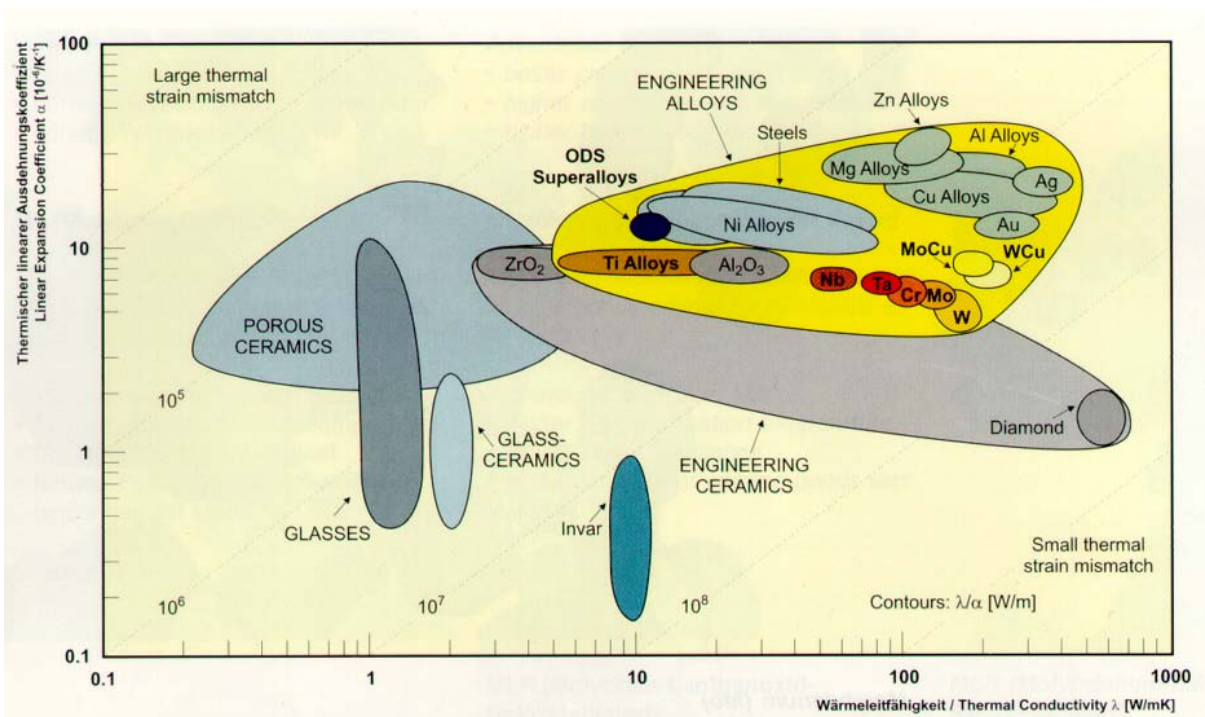


Abbildung 6.6: Übersicht der PLANSEE Hochleistungswerkstoffe im Vergleich mit anderen Materialien (nach M. F. Ashby) [PLA-00]

rechneten und gemessenen Lebensdauern werden in [WRI-01] dargestellt.

Besonders interessant für den Einsatz in Dampferzeugern sind ODS-Superlegierungen auf ferritischer Basis, die bezüglich des thermischen Ausdehnungsverhaltens und der Wärmeleitfähigkeit günstige Voraussetzungen für den Einsatz in Kombination mit eingeführten ferritischen Kesselstählen in weniger belasteten Kesselabschnitten mitbringen (Abbildung 6.6).

Die Problematik der Verbindungstechnik von ODS-Rohren untereinander und mit Rohrleitungen aus anderen Werkstoffen (konventionelle Kesselbaustähle) ist noch nicht zufriedenstellend geklärt. Nach Ansicht von Wright [WRI-01] stellt der erhöhte Verbindungsaufwand derzeit ein wesentliches Hindernis für die großtechnische Anwendung von ODS-Werkstoffen dar. Grundsätzlich ist das Schweißen unter Verwendung von Diffusions- und Reibschweißverfahren [PLA-98] auch von ODS-Hochleistungswerkstoffen möglich. Bei Anwendung konventioneller Schweißverfahren wird die Gefügestruktur derart negativ beeinflusst, dass die besonderen Eigenschaften des Materials weitestgehend verloren gehen [WRI-99]. Das Gefüge wird spröde. Auf Grund der außergewöhnlichen aber beabsichtigten Hochtemperatur-Eigenschaften dieser Werkstoffe, ist der Verarbeitungs- und der finanzielle Aufwand im Vergleich zur Verwendung konventioneller Kesselbaustähle als problematisch zu betrachten.

Bei der Anwendung von ODS-Werkstoffen im Dampferzeugerbau und dem damit verbundenen Einsatztemperaturbereich bietet sich auch die Verbindung einzelner Bauteile durch Hochtemperaturlöten unter Hochvakuumbedingungen an. Die mechanischen Eigenschaften von Lötverbindungen zwischen *PM 2000*-Rohren (Hersteller: Plansee [PLA-00]) mit Nickel-Palladium-Lot (*Pd-40Ni*) wurden bei Temperaturen bis zu 800 °C getestet und als zufriedenstellend bezeichnet [WRI-99]. Über Erfahrungen mit der Anwendung einer Auswahl an modernen Schweißverfahren wird auch von Harper berichtet [HAR-02].

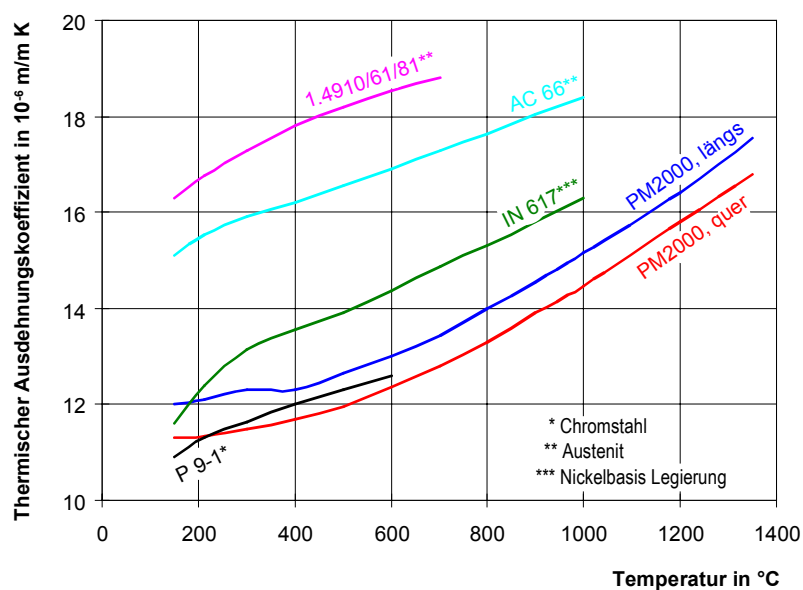


Abbildung 6.7: Vergleich thermischer Ausdehnungskoeffizienten verschiedener Werkstoffgruppen; *PM2000* (ODS-Legierung) nach [PLA-98] andere nach [LOR-95]

Bezüglich Mischverbindung bieten insbesondere ferritische ODS-Legierung (beispielsweise *PM 2000*) den Vorteil, dass der thermische Ausdehnungskoeffizient gut mit dem Wert des im Überhitzerbereich gebräuchlichen ferritischen 9 %-Chromstahls *P 9-1 (X 10 CrMoVNb 9-1)* übereinstimmt. Damit bietet *PM 2000* günstigere Voraussetzungen für Mischverbindungen als einige austenitische Stähle und Nickelbasis Legierungen (Abbildung 6.7).

6.2 Erläuterungen zur Berechnung der Exergie

Um Exergien von Gasen und Brennstoffen ermitteln zu können, ist die Vereinbarung einer Gleichgewichtsumgebung erforderlich. Definitionsgemäß sind alle Stoffe bzw. Stoffströme, die mit dieser Umgebung im mechanischen, thermischen und chemischen Gleichgewicht stehen exergielos. Die Gleichgewichtsumgebung stellt für alle exergetischen Bewertungen den Vergleichszustand dar, in den alle zu bewertenden Zustände rechnerisch überführt werden müssen, um die jeweilige Exergie zu ermitteln. Bei der Wahl dieser Umgebung gibt es eine gewisse Willkür in der Wahl der berücksichtigten Umgebungskomponenten. Im Rahmen dieser Arbeit wird auf ein überschaubares Umgebungsmodell von Baehr [BAE-79], [BAE-87], [BAE-92] zurückgegriffen.

Auf Grund der besonderen Aufgabenstellung wird in dieser Arbeit der Gleichgewichtszustand auf $T_u = 273,16 \text{ K}$ ($= 0,01 \text{ }^\circ\text{C}$, entsprechend dem Tripelpunkt von Wasser) und $p_u = 100 \text{ kPa}$ gelegt. Die von Baehr verwendete Bezugstemperatur entsprechend der Standardtemperatur von $T_u = 298,15 \text{ K}$ ($= 25 \text{ }^\circ\text{C}$) liegt zwar näher an den klimatischen Umgebungsbedingungen in unseren Breitengraden, führt jedoch zu Problemen, wenn die untere Prozesstemperatur eines exergetisch zu bewertenden Prozesses unterhalb dieser Umgebungstemperatur liegt, die obere Prozesstemperatur jedoch darüber. Hier wird eine Temperatur als Bezugszustand für das Umgebungsmodell gewählt, die in jedem Fall unterhalb der Temperaturen liegt, bei denen exergetisch zu bewertende Wärmeströme innerhalb der Kraftwerksprozesse ausgetauscht werden. Als niedrigste, sinnvolle Gleichgewichtstemperatur für die Betrachtung von Prozessen mit flüssigem Wasser bietet sich die Tripelpunkttemperatur dieser Verbindung an.

Aus dem Modell von Baehr wird die Forderung übernommen, dass atmosphärische Luft und flüssiges Wasser im Umgebungszustand exergielos sein sollen. Diese Bedingungen sind gleichzeitig nur dann zu erfüllen, wenn Luft und Wasser miteinander im thermodynamischen Gleichgewicht stehen [BAE-92]. Das ist der Fall, wenn die Luft mit Wasserdampf gesättigt ist.

Die Zusammensetzung trockener Luft wird entsprechend Tabelle 2.5 (S. 97) angenommen. Der Partialdruck $p_{H_2O}^u$, bei dem Wasserdampf exergielos ist, ergibt sich entsprechend obiger Forderung aus dem Sättigungsdruck. Infolge der Anwesenheit nicht kondensierbarer Gaskomponenten stellt sich in einem gesättigten Gas-Dampf-Gemisch ein Sättigungsdruck p_s ein, der sich leicht vom Dampfdruck des reinen Dampfes p_{DS} unterscheidet. Zur Bestimmung der Temperatur- und Druckabhängigkeit des Sättigungsdruckes wird folgender Zusammenhang [BAE-92] zugrunde gelegt:

$$\ln\left(\frac{p_s(T, p)}{p_{DS}(T)}\right) = \frac{v_K(T)}{R_D \cdot T} \cdot [p - p_{DS}(T)] \quad (6.2)$$

mit	$p_s(T, p)$	Sättigungsdampfdruck	in Pa
	$p_{DS}(T)$	Dampfdruck des reinen Dampfes	in Pa
	$v_K(T)$	spezifisches Volumen des Kondensats	in m^3/kg
	R_D	spezielle Gaskonstante des Dampfes	in $J/kg K$
	T	Temperatur	in K
	p	Druck	in Pa

Der Dampfdruck von reinem Wasser bei $T_u = 273,16 K$ beträgt $611,7 Pa$. Unter Berücksichtigung der nicht kondensierbaren Gaskomponenten ergibt sich unter Verwendung der Gleichung 6.2 ein Partialdruck des Wasserdampfes in der gesättigten feuchten Luft von $612,7 Pa$. Die Partialdrücke aller Gaskomponenten werden in Tabelle 6.2 angegeben. Die Gaskomponenten sind beim jeweiligen Partialdruck $p = p_i^u$ und bei $T = T_u$ exergielos, ebenso wie flüssiges Wasser bei $p = p_u$ und $T = T_u$.

Die Exergien e_i der gasförmigen Umgebungskomponenten bei T_u und einem Gesamtdruck von $p = p_u$ ergeben sich aus [BAE-92]:

$$e_i(T_u, p_u) = R_i \cdot T_u \cdot \ln\left(\frac{p_u}{p_i^u}\right) \quad (6.3)$$

mit	$e_i(T_u, p_u)$	spezifische Exergie einer Gaskomponente T_u und p_u	in kJ/kg
	R_i	spezielle Gaskonstante der Gaskomponente	in $kJ/kg K$
	T_u	Umgebungstemperatur	in K
	p_u	Umgebungsdruck	in Pa
	p_i^u	Partialdruck einer Gaskomponente bei T_u	in Pa

Dies entspricht einer isothermen Zustandsänderung eines idealen Gases zwischen p_i^u , wo $e_i = 0$ ist und $p = p_u$ also im entmischten Zustand. Die sich daraus ergebenden Werte sind in Tabelle 6.2 den Werten des Umgebungsmodells von Baehr bei $T_u = 298,15 K$ und $p_u = 100 kPa$ gegenüber gestellt.

Tabelle 6.2: *Partialdrücke p_i^u der Komponenten gesättigter feuchter Luft und ihre molaren und spezifischen Exergien bei Standardbedingungen $T_u = 298,15\text{ K}$ und $p_u = 100\text{ kPa}$ (nach Baehr) sowie im Vergleich bei Umgebungsbedingungen $T_u = 273,16\text{ K}$ und $p_u = 100\text{ kPa}$.*

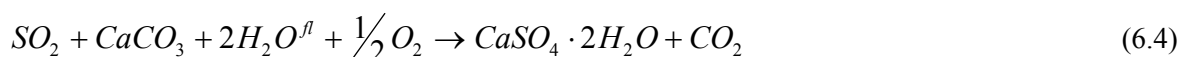
Komponente i	p_i^u		$E_i(T_u, p_u)$		$e_i(T_u, p_u)$	
	kPa		kJ/mol		kJ/kg	
	298,15 K	273,16 K	298,15 K	273,16 K	298,15 K	273,16 K
N_2	75,608	77,606	0,693	0,576	24,7	20,6
O_2	20,284	20,820	3,955	3,564	123,6	111,4
H_2O	3,171	0,613	8,555	11,572	474,9	642,3
Ar	0,906	0,930	11,660	10,623	291,9	265,9
CO_2	0,031	0,0318039	20,027	18,291	455,1	415,6

Da SO_2 normalerweise kein Bestandteil der Umgebungsluft ist, kann auf diese Weise sein Exergienullpunkt nicht festgelegt werden. Da SO_2 jedoch als Reaktionsprodukt der Kohlenverbrennung auftritt, ist die Bestimmung der entsprechenden Exergie erforderlich. Dafür wird, analog zum Modell von Baehr eine andere feste Schwefelverbindung in das Umgebungsmodell aufgenommen, und zwar Gips ($CaSO_4 \cdot 2H_2O$), dessen Exergie im festen Zustand bei T_u und p_u null sein soll. Dadurch kommt jedoch neben Schwefel ein weiteres Element in das Umgebungsmodell hinein, nämlich Kalzium (Ca), was wiederum die Aufnahme einer weiteren Kalziumverbindung zur Nullpunktfestlegung erfordert. Hierzu wird Kalkspat ($CaCO_3$) in das Umgebungsmodell aufgenommen und seine Exergie bei T_u und p_u zu null gesetzt [BAE-92].

Das Umgebungsmodell enthält nun eine Gasphase bestehend aus gesättigter feuchter Luft, die mit reinem flüssigen Wasser im Gleichgewicht steht, sowie zwei festen Phasen Gips und Kalkspat. Mit diesem Modell lassen sich die Exergienullpunkte aller Stoffe, die kein anderes Element als H , O , C , N , Ar , S und Ca enthalten, aufeinander abstimmen. Insbesondere ermöglicht es auch die Berechnung der Brennstoffexergie.

Die Exergien aller anderen Gaskomponenten, die nicht in der Umgebungsluft vorkommen, können aus der Exergiebilanz einer reversiblen chemischen Reaktion ermittelt werden, wenn die Exergien der anderen teilnehmenden Stoffe bereits bekannt sind.

So zum Beispiel für SO_2 aus der Reaktion:



Die Exergiebilanz dieser Reaktion bei T_u und p_u ergibt

$$E_{SO_2} = -W_t^{rev} + E_{CO_2} - \frac{1}{2} \cdot E_{O_2} \quad (6.5)$$

mit	E_{SO_2}	molare Exergie von SO_2 bei T_u und p_u	in kJ/mol
	W_t^{rev}	molare reversible Reaktionsarbeit	in kJ/mol
	E_{CO_2}	molare Exergie von CO_2 bei T_u und p_u	in kJ/mol
	E_{O_2}	molare Exergie von O_2 bei T_u und p_u	in kJ/mol

weil die Exergien $E_i(T_u, p_u)$ der anderen Reaktionsteilnehmer gleich null sind. Die reversible Reaktionsarbeit W_t^{rev} wird aus der Bilanz der freien Enthalpien gebildet [BAE-92].

$$W_t^{rev} = \Delta^R G = G_{CaSO_4 \cdot 2H_2O} + G_{CO_2} - G_{SO_2} - G_{CaCO_3} - 2 \cdot G_{H_2O}^f - \frac{1}{2} \cdot G_{O_2} \quad (6.6)$$

mit	W_t^{rev}	molare reversible Reaktionsarbeit	in kJ/mol
	$\Delta^R G$	Differenz der freien Enthalpien	in kJ/mol
	G_i	molare freie Enthalpien bei T_u und p_u	in kJ/mol

Die molaren freien Enthalpien G_i oder Gibbs-Funktionen sind meist im Standardzustand also für $T_u = 298,15 K$ und $p_u = 100 kPa$ vertafelt. Für die Exergieberechnungen im hier betrachteten Umgebungsmodell müssen diese Werte zunächst auf $T_u = 273,16 K$ umgerechnet werden.

Die Temperaturabhängigkeit der Gibbs-Funktionen G_i wird durch folgenden Zusammenhang wieder gegeben [BAE-92]:

$$G_i(T) = H_i^f(T) - T \cdot S_i(T) \quad (6.7)$$

mit	$G_i(T)$	molare freie Enthalpien	in kJ/mol
	$H_i^f(T)$	molare Bildungsenthalpie	in kJ/mol
	$S_i(T)$	molare absolute Entropie	in $kJ/mol K$

Zur Bestimmung der temperaturabhängigen freien Enthalpien $G_i(T)$ der Reaktionsteilnehmer im gewählten Umgebungszustand müssen zunächst die ebenfalls für Standardbedingungen vertafelten molaren Bildungsenthalpien $H_i^f(T)$ und die molaren absoluten Entropien $S_i(T)$ auf die niedrigere Umgebungstemperatur umgerechnet werden.

Bildungsenthalpie

Als Bildungsenthalpie H^f eines Stoffes bezeichnet man die Reaktionsenthalpie $\Delta^R H$ seiner Bildungsreaktion. Das ist die Reaktion, durch die der Stoff aus den chemischen Elementen gewonnen wird. Aus praktischen Erwägungen sieht man jedoch nicht H , O und N als Elemente an, sondern die normalerweise stabilen Moleküle H_2 , O_2 und N_2 . Der hochgestellte Index f steht für die englische Bezeichnung von Reaktion: formation. Man vereinbart die Bildungsenthalpien der Elemente im thermo-chemischen Standardzustand, $T_u = 298,15 K$ und $p_u = 100 kPa$, gleich null zu setzen, womit die Bildungsenthalpie jeder anderen chemischen Verbindung im Standardzustand einen eindeutigen,

aus Messungen zu bestimmenden, Wert erhält. Diese sind in verschiedenen Quellen zusammengestellt worden und für eine Auswahl wichtiger Verbindungen beispielsweise auch in [BAE-92] tabelliert. Durch die Zurückführung beliebiger Reaktionsenthalpien auf die Bildungsenthalpien der beteiligten chemischen Verbindungen werden die Enthalpiekonstanten aufeinander abgestimmt, so dass sich die Reaktionsenthalpien aller denkbaren chemischen Reaktionen widerspruchsfrei bestimmen lassen.

Als molaren Brennwert H_{om} eines chemisch einheitlichen Brennstoffs bezeichnet man die negative Reaktionsenthalpie $\Delta^R H$ seiner Verbrennungsreaktion. Die Bildungsenthalpien der Produkte und Reaktionsteilnehmer (Ausgangsstoffe) sind für dieselbe Temperatur und denselben Druck zu verwenden. Für eine Oxidations- oder Verbrennungsreaktion gilt [BAE-92].

$$\Delta^R H(T_u) = \sum_i v_i \cdot H_i^f(T_u) - H_B^f(T_u) - O_{\min} \cdot H_{O_2}^f(T_u) = -H_{om}(T_u) \quad (6.8)$$

mit	$\Delta^R H(T_u)$	molare Reaktionsenthalpie	in <i>kJ/mol</i>
	v_i	Molmassenanteil des Reaktionsproduktes <i>i</i>	in -
	$H_i^f(T_u)$	molare Bildungsenthalpie des Reaktionsproduktes <i>i</i>	in <i>kJ/mol</i>
	$H_B^f(T_u)$	molare Bildungsenthalpie des Brennstoffs	in <i>kJ/mol</i>
	O_{\min}	molarer Mindestsauerstoffbedarf des Brennstoffs	in -
	$H_{O_2}^f(T_u)$	molare Bildungsenthalpie des Sauerstoffs (= 0 <i>kJ/mol</i>)	in <i>kJ/mol</i>
	$H_{om}(T_u)$	molarer Brennwert des Brennstoffs	in <i>kJ/mol</i>

Der molare Brennwert eines Brennstoffs stimmt mit der negativen Reaktionsenthalpie seiner Oxidationsreaktion überein. Gehört H_2O zu den Produkten, muss in die Gleichung 6.8 die molare Enthalpie $H_{H_2O}^l$ des flüssigen Wassers eingesetzt werden. Benutzt man dagegen die molare Enthalpie $H_{H_2O}^g$ des dampfförmigen Wassers, so stimmt die Reaktionsenthalpie mit dem negativen Heizwert überein.

Um die experimentell für den thermo-chemischen Standardzustand ermittelten Bildungsenthalpien H^f für den hier vereinbarten Bezugzustand von $T_u = 273,16 \text{ K}$ und $p_u = 100 \text{ kPa}$ verwenden zu können, wird folgende Umrechnung durchgeführt. Bildet man die Differenz der Bildungsenthalpien bei der Temperatur T zur Bildungsenthalpie im Standardzustand ergibt sich unter Verwendung der Gleichung 6.8 der Zusammenhang:

$$\Delta^R H(T) - \Delta^R H(T_u) = \sum_i v_i \cdot (H_i^f(T) - H_i^f(T_u)) - (H_B^f(T) - H_B^f(T_u)) - O_{\min} \cdot (H_{O_2}^f(T) - H_{O_2}^f(T_u)) \quad (6.9)$$

mit	$\Delta^R H(T), \Delta^R H(T_u)$	molare Reaktionsenthalpie bei T bzw. T_u	in <i>kJ/mol</i>
	v_i	Molmassenanteil des Reaktionsproduktes <i>i</i>	in -
	$H_i^f(T), H_i^f(T_u)$	molare Enthalpie des Reaktionsproduktes <i>i</i> bei T bzw. T_u	in <i>kJ/mol</i>
	$H_B^f(T), H_B^f(T_u)$	molare Enthalpie des Brennstoffs bei T bzw. T_u	in <i>kJ/mol</i>
	O_{\min}	molarer Mindestsauerstoffbedarf des Brennstoffs	in -
	$H_{O_2}^f(T), H_{O_2}^f(T_u)$	molare Enthalpie des Sauerstoffs bei T bzw. T_u	in <i>kJ/mol</i>

Die Differenzen der molaren Bildungsenthalpien der Reaktionsprodukte, des Brennstoffs und des Sauerstoffs werden, unter der Annahme konstanter Wärmekapazitäten, ersetzt. Gleichung 6.9 vereinfacht sich dann folgendermaßen.

$$\Delta^R H(T) = \Delta^R H(T_u) + \sum_i \nu_i \cdot c_{pm,i}^0 \cdot (T - T_u) - c_{pm,B}^0 \cdot (T - T_u) - O_{\min} \cdot c_{pm,O_2}^0 \cdot (T - T_u) \quad (6.10)$$

mit	$\Delta^R H(T), \Delta^R H(T_u)$	molare Reaktionsenthalpie bei T bzw. T_u	in kJ/mol
	ν_i	Molmassenanteil des Reaktionsproduktes i	in -
	$c_{pm,i}^0$	molare isobare Wärmekapazität des Reaktionsproduktes i	in $kJ/mol K$
	$c_{pm,B}^0$	molare isobare Wärmekapazität des Brennstoffs bei T_u	in $kJ/mol K$
	O_{\min}	Mindestsauerstoffbedarf des Brennstoffs	in -
	c_{pm,O_2}^0	molare isobare Wärmekapazität des Sauerstoffs bei T_u	in $kJ/mol K$

Die molaren isobaren Wärmekapazitäten $c_{pm,i}^0$ (auch: Molwärmern) stellen ebenfalls experimentell ermittelte Größen der Verbindungen im thermo-chemischen Standardzustand dar. Die Vernachlässigung der Temperaturabhängigkeit dieser Stoffeigenschaft ist in einem eng begrenzten Temperaturbereich mit vertretbaren Abweichungen möglich [BAE-92]. Unter dieser Voraussetzung ergibt sich die Reaktionsenthalpie $\Delta^R H$ bei der Temperatur T .

$$\Delta^R H(T) = \Delta^R H(T_u) + \left[\sum_i \nu_i \cdot c_{pm,i}^0 - c_{pm,B}^0 - O_{\min} \cdot c_{pm,O_2}^0 \right] \cdot (T - T_u) \quad (6.11)$$

mit	$\Delta^R H(T), \Delta^R H(T_u)$	molare Reaktionsenthalpie bei T bzw. T_u	in kJ/mol
	ν_i	Molmassenanteil des Reaktionsproduktes i	in -
	$c_{pm,i}^0$	molare isobare Wärmekapazität des Reaktionsproduktes i	in $kJ/mol K$
	$c_{pm,B}^0$	molare isobare Wärmekapazität des Brennstoffs	in $kJ/mol K$
	O_{\min}	molarer Mindestsauerstoffbedarf des Brennstoffs	in -
	c_{pm,O_2}^0	molare isobare Wärmekapazität des Sauerstoffs	in $kJ/mol K$

Damit ist die Temperaturabhängigkeit der Bildungsenthalpien $H^f(T)$ für die Umrechnung der Standard-Bildungsenthalpien auf die hier verwendete Umgebungstemperatur und für die Ermittlung der Temperaturabhängigkeit der Gibbs-Funktion der Verbindungen nach Gleichung 6.7 gegeben.

Absolute Entropie

Ein Vergleich der Entropie verschiedener Stoffe im gleichen Zustand wird durch die Verwendung der absoluten Entropie der Stoffe ermöglicht. Die Definition der absoluten Entropie geht auf das Nernst'sche Wärmetheorem zurück. Diesen Erfahrungssatz hat Nernst erstmalig 1906 formuliert. In einer Fassung von Planck lautet das Wärmetheorem [BAE-92]:

Die Entropie eines jeden reinen kondensierten Stoffes, der sich im inneren Gleichgewicht befindet, nimmt bei $T = 0 K$ ihren kleinsten Wert an; dieser kann zu null normiert werden.

Dieser Satz, der auch als 3. Hauptsatz der Thermodynamik bezeichnet wird, definiert einen gemeinsamen Bezugszustand für die Entropie aller Stoffe: bei $T = 0\text{ K}$ ist die Entropie aller Elemente und Verbindungen gleich null. Die absolute Entropie in einem beliebigen Zustand (T, p) erhält man nach Baehr [BAE-92] durch Integration des Entropiedifferentials beginnend bei $T = 0\text{ K}$ bis zum gesuchten Zustand (T, p) .

$$dS = \frac{dH - V \cdot dp}{T} \quad (6.12)$$

mit	dS	differentielle Entropieänderung	in $J/mol\text{ K}$
	dH	differentielle Enthalpieänderung	in J/mol
	V	Volumen	in m^3
	dp	differentielle Druckänderung	in Pa
	T	Temperatur	in K

Diese Integration ist meist recht umständlich auszuführen, und es müssen zahlreiche thermische und kalorische Daten des Stoffes bekannt sein. Für praktische Zwecke findet man die absoluten Entropien als sogenannte Standardentropien S^0 im thermo-chemischen Standardzustand bei $T_u = 298,15\text{ K}$ und $p_u = 100\text{ kPa}$ tabelliert. Unter Verwendung dieser aufeinander abgestimmten Entropien lassen sich Entropiedifferenzen verschiedener Stoffe im selben Zustand bilden, da für alle Stoffe der gleiche Bezugszustand definiert wurde.

Absolute Entropien in anderen Zuständen erhält man aus den Standardentropien durch Umrechnung. Ändert sich der Druck nicht gegenüber dem Druck im Standardzustand, so erhält man folgende Temperaturabhängigkeit der absoluten Entropie aus Gleichung 6.12.

$$S(T) - S(T_u) = \int_{T_u}^T \frac{c_{pm}^0}{T} dT \quad (6.13)$$

Nach Ausführung der Integration und unter der Annahme einer temperaturunabhängigen isobaren Wärmekapazität (wie oben bei der Umrechnung der Bildungsenthalpien) gilt für die molare absolute Entropie bei der Temperatur T :

$$S(T) = S^0(T_u) + c_{pm}^0 \cdot \ln\left(\frac{T}{T_u}\right) \quad (6.14)$$

mit	$S(T)$	molare absolute Entropie bei T	in $J/mol\text{ K}$
	$S^0(T_u)$	molare absolute Entropie bei T_u	in $J/mol\text{ K}$
	c_{pm}^0	molare isobare Wärmekapazität im Standardzustand	in $J/mol\text{ K}$
	T	Temperatur	in K
	T_u	Temperatur des Standardzustandes (298,15 K)	in K

Damit ist die Temperaturabhängigkeit der absoluten Entropie $S(T)$ für die Ermittlung der Temperaturabhängigkeit der Gibbs-Funktion $G(T)$ der Verbindungen nach Gleichung 6.7 gegeben. Die Bildungsenthalpien $H^f(T)$ ergeben sich aus Gleichung 6.11, so dass auch die reversible Reaktionsarbeit W_i^{rev} nach Gleichung 6.6 berechnet werden kann.

In der folgenden Tabelle 6.3 sind die relevanten Eigenschaften wie Molmasse M , Gaskonstante R , molare isobare Wärmekapazität c_p^0 , molare Bildungsenthalpie H^f , molare absolute Entropie S^0 , Gibbs-Funktion G^0 und ggf. molare Brennwerte H_{om} aller betrachteten Elemente und Verbindungen aufgeführt. Die experimentell ermittelten Werte für den Standardzustand $T_u = 298,15\text{ K}$ und $p_u = 100\text{ kPa}$ wurden [BAE-92] entnommen und bilden die Grundlage für die Umrechnung auf die hier vereinbarte Umgebungstemperatur von $T_u = 273,16\text{ K}$. Die Ergebnisse der Umrechnung nach oben dargestellter Vorgehensweise sind in der Tabelle 6.3 den Ursprungswerten gegenübergestellt.

Tabelle 6.3: *Ergebnisse der Umrechnung von Standard-Umgebungsbedingungen $T_u = 298,15\text{ K}$ und $p_u = 100\text{ kPa}$ (nach Baehr) auf die hier verwendete Umgebungstemperatur $T_u = 273,16\text{ K}$ für alle betrachteten Verbindungen des Umgebungsmodells*

Stoff	M g/mol	R kJ/kg K	c_p^0 bzw. c_p kJ/kg K		H^f kJ/mol		S^0 J/mol K		H_{om} kJ/mol		Form- art
			298,15 K		298,15 K	273,16 K	298,15 K	273,16 K	298,15 K	273,16 K	
O_2	31,9988	0,25984	0,91810	0	0	0,205	0,203	0	0	<i>g</i>	
H_2	2,0158	4,12465	14,30400	0	0	0,131	0,128	285,840	285,592	<i>g</i>	
H_2O	18,0152	0,46153	1,86460	-241,830	-241,582	0,189	0,186	0	0	<i>g</i>	
			4,18190	-285,840	-285,592	0,070	0,063	0	0	<i>fl</i>	
Ar	39,9480	0,20813	0,52030	0	0	0,155	0,153	0	0	<i>g</i>	
SO_2	64,0590	0,12979	0,62190	-296,800	-296,493	0,248	0,245	0	0	<i>g</i>	
H_2S	34,0760	0,24400	1,00490	-20,600	-20,167	0,206	0,203	562,040	561,918	<i>g</i>	
N_2	28,0134	0,29680	1,03960	0	0	0,192	0,189	0	0	<i>g</i>	
CO	28,0104	0,29684	1,04040	-110,530	-110,678	0,198	0,195	282,980	282,813	<i>g</i>	
CO_2	44,0098	0,18892	0,84380	-393,510	-393,491	0,214	0,211	0	0	<i>g</i>	
CH_4	16,0430	0,51826	2,18500	-74,870	-74,092	0,186	0,183	890,320	890,583	<i>g</i>	
COS	60,0760	0,13840	0,67200	-138,400	-138,260	0,232	0,228	551,910	551,723	<i>g</i>	
S	32,0660	0,25929	0,70950	0	0	0,032	0,030	296,830	296,493	<i>rhomb.</i>	
C	12,0107	0,69226	0,70910	0	0	0,006	0,005	393,510	393,491	<i>Graphit</i>	
Ca	40,078	0,20746	0,64700	0	0	0,042	0,039		814,993	<i>fest</i>	
$CaCO_3$			0,81800	-1208,400	-1208,484	0,093	0,086	0	0	<i>fest</i>	
$CaSO_4$			0,73200	-1434,100	-1434,213	0,107	0,098	0	0	<i>fest</i>	
$CaSO_4 \cdot 2H_2O$			1,08032	-2020,000	-2022,270	0,194	0,178	0	0	<i>fest</i>	

Damit sind alle Voraussetzungen geschaffen, die Exergien anderer Gaskomponenten zu berechnen, die nicht in der Umgebungsluft vorkommen (z.B. für SO_2 nach Gleichung 6.5), wenn die Exergien der anderen Reaktionsteilnehmer bereits bekannt sind. Die Ergebnisse dieser Berechnung der aufeinander abgestimmten Exergien für alle hier berücksichtigten zusätzlichen Gaskomponenten für eine Umgebungstemperatur von $T_u = 273,16\text{ K}$ sind in Tabelle 2.1 (S. 86) aufgeführt und den Werten von Baehr für die übliche Standard-Umgebungstemperatur ($298,15\text{ K}$) gegenübergestellt.

6.3 Literatur

- [BAE-79] Baehr, H. D.: Die Exergie der Brennstoffe. In: BWK Bd. 31 (1979) Nr. 7
- [BAE-87] Baehr, H. D.: Die Exergie von Kohle und Heizöl. In: BWK Bd. 39 (1987) Nr. 1/2
- [BAE-92] Baehr, H. D.: Thermodynamik. Eine Einführung in die Grundlagen und ihre technischen Anwendungen. 8., korrigierte Aufl., Berlin: Springer, 1992
- [BAR-02] Bartmann, R.; Rosenberg, K.: Staub- und Alkalimessungen in Rauchgasen bei Temperaturen bis 1500 °C und Drücken bis 20 bar. Druckflamm-Statusseminar: Die Druckkohlenstaubfeuerung ein Weg zur CO₂-Minderung bei der Stromerzeugung aus Kohle, 6. November 2002, Essen
- [BAU-99] Bauer, C.; Richter, S.; Spliethoff, H.; Schnell, U.; Hein, K. R. G.: Experimentelle Untersuchungen zum Verbrennungsverhalten von Kohlen unter Druck. VDI-GET-Tagung, Verbrennung und Feuerung, 19. Deutscher Flammentag, 14. und 15. September 1999, Dresden, VDI-Bericht 1492
- [BAUS-02] Bause, T.; Meyer, B.: Thermodynamik der Alkalimetallfreisetzung und -einbindung. Druckflamm-Statusseminar: Die Druckkohlenstaubfeuerung ein Weg zur CO₂-Minderung bei der Stromerzeugung aus Kohle, 6. November 2002, Essen
- [BEJ-96] Bejan, A.; Tsatsaronis, G.; Moran, M.: Thermal Design and Optimization. John Wiley & Sons INC, New York, 1996
- [BEN-02] Benöhr, A.; Maier, J.; Hein K. R. G.: Reduktionsmöglichkeiten der Stickoxidemissionen in der Druckkohlenstaubfeuerung. Druckflamm-Statusseminar: Die Druckkohlenstaubfeuerung ein Weg zur CO₂-Minderung bei der Stromerzeugung aus Kohle, 6. November 2002, Essen
- [BEN-03] Benöhr, A.; Maier, J.; Hein K. R. G.: Konzepte für die optimierte Verbrennungsführung der Druckkohlenstaubfeuerung hinsichtlich Stickoxidemissionen. VGB-Konferenz: Kraftwerke im Wettbewerb - Technik, Betrieb, Umwelt, 19. - 20. März 2003, Köln
- [BER-99] Berger, S.; Bergins, C.; Strauß, K.; Bielfeldt, F. B.; Elsen, R. O.; Erken, M.: Mechanisch/Thermische Entwässerung von Braunkohle. In: VGB KraftwerksTechnik 79 (1999), Nr. 1, S. 40 - 45
- [BERG-01] Bergins, C.: Mechanismen und Kinetik der Mechanisch/Thermischen Entwässerung von Braunkohle. Dissertation, Universität Dortmund, Shaker Verlag, Aachen, 2001
- [BERG-03] Bergins, C.: Kinetics and mechanism during mechanical/thermal dewatering of lignite. In: Fuel 82 (2003), S. 355 - 364
- [BOE-89] Böcker, D.; Klöcker, K.J.; Klutz, H.J.: Das WTA-Verfahren zur Braunkohletrocknung für Kombi-Kraftwerke. In: BWK 41 (1989) Nr. 5, S. 231 - 234
- [BRA-85] Brandt, F.: Wärmeübertragung in Dampferzeugern und Wärmeaustauschern. FDBR-Fachbuchreihe Bd. 2, Vulkan-Verlag, Essen, 1985

- [BUS-00] Busch, D.: Entwurf und Ausführung des Kühlturms Kraftwerk Niederaußem, Block K. VGB-TB 103, VGB-Konferenz: Kraftwerk 2000, 10. - 12. Oktober 2000, Düsseldorf
- [CAP-01a] Capdevila, C.; Bhadeshia, H. K. D. H.: Manufacturing and Mikrostruktural Evolution of Mechanically Alloyed Oxide Dispersion Strengthened Superalloys. In: *Advanced Engineering Materials*, 2001, 3, Nr. 9, S. 647 - 655
- [CAP-01b] Capdevila, C.; Miller, U.; Jelenak, H.; Bhadeshia, H. K. D. H.: Strain heterogeneity and the production of coarse grains in mechanically alloyed iron-based PM2000 alloy. In: *Materials Science and Engineering*, A316 (2001) S. 161 - 165
- [DEK-02] Dekaat, R.: Der Dampfturbinensatz: wichtiges Element der Wirkungsgradsteigerung. In: *Energiewirtschaftliche Tagesfragen - Sonderbeilage BoA*, 2002, Nr. 9, S. 13 - 16
- [DEM-02] Dembitzki, M.; Nosek, M.; Scherer, V.; Bartmann, R.: Triboelektrische Staubmessung als Online-Überwachungs- und Schaufelschutzeinrichtung. Druckflamm-Statusseminar: Die Druckkohlenstaubfeuerung ein Weg zur CO_2 -Minderung bei der Stromerzeugung aus Kohle, 6. November 2002, Essen
- [DOL-61] Doležal, R.: Großkesselfeuerungen - Theorie, Bau und Regelung. Berlin: Springer-Verlag, 1961
- [DOL-85] Doležal, R.: Dampferzeugung, Verbrennung, Feuerung, Dampferzeuger. Berlin: Springer-Verlag, 1985
- [EFF-00] Effenberger, H.: Dampferzeugung. (VDI-Buch) Berlin: Springer-Verlag, 2000
- [EIS-80] Eisermann, W.; Johnson, P.; Couger, W. L.: Estimating thermodynamic properties of coal, char, tar and ash. In: *Fuel Proc. Tech.*, Vol. 3, 1980, S. 39 - 53
- [ELM-88] El-Masri, M. A.: GASCAN - An Interactive Code for Thermal Analysis of Gas Turbine Systems. In: *ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 110 (1988), S. 201 - 201
- [ELS-99] Elsen, R.: Wirkungsgradsteigerung durch effiziente Braunkohletrocknung - Auf dem Weg zu Kraftwerkswirkungsgraden von 50 Prozent. In: *BWK Bd. 51 (1999) Nr. 5/6*, S. 78 - 84
- [ELS-01] Elsen, R.; Blumenthal, U.; Götte, C.; Kamm, J.; Kossak, T. v.: Planung und Bau der Pilot-Trocknungsanlage Niederaußem. In: *VGB PowerTech 81 (2001), Nr. 6*, S. 69 - 72
- [ENB-01] EnBW Energie Baden-Württemberg AG: Innovationsbericht 2001 - Forschung, Entwicklung und Demonstration. Informationsbroschüre, ISBA B.0502.0203
- [ENE-02] EnergieForum: Drittes Druckflamm-Statusseminar: Mehr Strom aus weniger Kohle. In: *BWK Bd. 54 (2002), Nr. 12*, S. 28 - 29
- [EWE-03] Ewers, J.; Klutz, H.-J.; Renzenbrink, W.; Scheffknecht, G.: Die Entwicklung der Vortrocknung und der BoA-Plus-Technik. VGB-Konferenz: Kraftwerke im Wettbewerb - Technik, Betrieb, Umwelt, 19. - 20. März 2003, Köln

- [FOE-02] Förster, M.: Aktuelle Ergebnisse und daraus abgeleitete Aufgabenstellungen zur Rauchgasreinigung der DKSF. Druckflamm-Statusseminar: Die Druckkohlenstaubfeuerung ein Weg zur CO_2 -Minderung bei der Stromerzeugung aus Kohle, 6. November 2002, Essen
- [FOH-87a] Fohl, J.; Lugscheider, W.; Wallner, F.: Entfernen von Wasser aus der Braunkohle - Teil 1: Grundlagen und Trocknungsverfahren. In: Braunkohle 39 (1987) Nr. 3, S. 46 - 57
- [FOH-87b] Fohl, J.; Lugscheider, W.; Tessmer, G.; Wallner, F.: Entfernen von Wasser aus der Braunkohle - Teil 2: Thermische Entwässerungsverfahren. In: Braunkohle 39 (1987) Nr. 4, S. 78 - 87
- [GEU-88] Geuder, F.: Optimierungsreserven zur Minimierung des Betriebsmittel- und Energieverbrauchs bei der SO_2 -Abscheidung aus Rauchgasen von Großfeuerungsstätten mittels Kalksteinwäsche. Fortschritt-Berichte VDI, Nr. 15/53, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1988
- [GOE-99] Götte, C.; Pollak, M.; Heitmüller, R. J.; Müller, H.; Scheffknecht, G.: Untersuchung des Verschlackungsverhaltens der Brennkammer von trockenbraunkohlengefeuerten Dampferzeugern. VDI-GET-Tagung, Verbrennung und Feuerung, 19. Deutscher Flammentag, 14. und 15. September 1999, Dresden, VDI-Bericht 1492
- [GOE-00] Götte, C.; Schreier, W.; Vonderbank, R.: Konzept der Mitverbrennung von Trockenbraunkohlenstaub im Kraftwerk Niederaußem. In: VGB KraftwerksTechnik Bd. 80 (2000), Nr. 8, S. 49 - 55
- [GRU-94] Grunke, A.: Vergleich unterschiedlicher Konzepte zur Brennkammerkühlung bei Gas- und Dampfturbinenprozessen mit druckaufgeladener Kohlenstaubfeuerung. Diplomarbeit TH Zittau, Prof. Dr. v. Woedtke (durchgeführt bei STEAG, Essen) 1994
- [HAN-02] Hannes, K. W.: Kohle-Kombi-Kraftwerke mit Druckkohlenstaubfeuerung: Das Druckflamm-Forschungsprogramm. In: VGB PowerTech Bd. 82 (2002), Nr. 8, S. 56 - 60
- [HAR-02] Harper, M. A.: Improved ODS Alloy for Heat Exchanger Tubing. 16th Annual Conference on Fossil Energy Materials, 22. - 24. April 2002, Baltimore, Maryland, USA
- [HEC-02] Hecken, M.; Renz, U.: Modellierung des Schlackefilms in einer Schmelzkammerfeuerung. Druckflamm-Statusseminar: Die Druckkohlenstaubfeuerung ein Weg zur CO_2 -Minderung bei der Stromerzeugung aus Kohle, 6. November 2002, Essen
- [HEI-96] Heitmüller, R. J.; Kallmeyer, D.; Kückelhaus, K.; Wick, W.: Neue Braunkohleblöcke mit hohem Wirkungsgrad bei RWE Energie AG. VDI-GET-Tagung Entwicklungslinien der Energie- und Kraftwerkstechnik, 10. und 11. September 1996, Siegen, VDI-Bericht 1280, S. 77 - 90
- [HEI-98] Heitmüller, R. J.; Fischer, H.; Sigg, J.: Ein Braunkohledampferzeuger der 1000-MW-Klasse für das Kraftwerk Niederaußem. Technischer Bericht 126/99 der ALSTOM Energy Systems GmbH, Sonderdruck aus Register 57 / 1998

- [HEN-99] Henriksen, N.; Vilhelmsen, T.; Larsen, O.H.; Blum, R.: Oxidwachstum und Temperaturanstieg in Verdampfern von superkritischen Kesseln mit Kohlenstaubfeuerungen. In: VGB Kraftwerkstechnik Bd. 79 (1999) Nr. 12, S. 91 - 98
- [HER-90] Herber, P.; Fohl, J.: Neue Kohletrocknungsanlage, System Fleißner der REIK Kolubara. In: Braunkohle 42 (1990), Nr. 5, S. 16 - 21
- [HOF-02] Hoffstadt, U.: Boxberg - Ein neuer Benchmark für moderne Kraftwerkstechnologie. In: BWK Bd. 53 (2002), Nr. 3, S. 53 - 57
- [HOL-02] Holfeld, T.; Ayar, A.; Renz, U.: Einfluss des Pyrolysemodells auf die NO_x-Bildung einer Kohlenstaub-Druckflamme. Druckflamm-Statusseminar: Die Druckkohlenstaubfeuerung ein Weg zur CO₂-Minderung bei der Stromerzeugung aus Kohle, 6. November 2002, Essen
- [HUS-99a] Husemann, R.U.: Werkstoffe und ihre Gebrauchseigenschaften für Überhitzer- und Zwischenüberhitzerrohre in Kraftwerken mit erhöhten Dampfparametern. In: VGB Kraftwerkstechnik Bd. 79 (1999) Nr. 9, S. 84 - 87
- [HUS-99b] Husemann, R.U.: Werkstoffe und ihre Gebrauchseigenschaften für Überhitzer- und Zwischenüberhitzerrohre in Kraftwerken mit erhöhten Dampfparametern. In: VGB Kraftwerkstechnik Bd. 79 (1999) Nr. 10, S. 146 - 149
- [JON-98] Jones, A.R.; Jaeger, D.M.: Reduction In Defect Contents Of ODS Alloys. 12th Annual Conference on Fossil Energy Materials, 12. - 14. Mai 1998, Knoxville, Tennessee, USA
- [KAL-99] Kallmeyer, D.; Schippers, K.: Tendenzen in der Entwicklung der Energie- und Kraftwerkstechnik aus Sicht eines Betreibers. VDI-GET-Tagung Entwicklungslinien der Energie- und Kraftwerkstechnik, 22./23. September 1999, Düsseldorf, VDI-Bericht 1495, S. 33 - 44
- [KAN-96] Kanthal AB: Extruded and Welded Tubes - Radiant/Protection Tubes And Heating Systems. Informationsbroschüre 6-B-2-3 02.96 3000 Mediaidé 228 / PRIMATryck
- [KAR-02] Karwath, T.: Veränderungen der Schlacke- und Staubeigenschaften im Verlauf der Druckkohlenstaubfeuerung. Die Druckkohlenstaubfeuerung ein Weg zur CO₂-Minderung bei der Stromerzeugung aus Kohle, 6. November 2002, Essen
- [KAT-96] Kather, A.: Entwicklungen bei der Braunkohlenutzung in der Energie- und Kraftwerkswirtschaft. VDI-GET-Tagung Entwicklungslinien der Energie- und Kraftwerkstechnik, 10. und 11. September 1996, Siegen, VDI-Bericht 1280, S. 55 - 66
- [KEH-97] Kehr, M.; Schettler, H.: Braunkohlenverstromung in der VEAG - Technische und wirtschaftliche Aspekte. In: Braunkohle, Bd. 49 (1997), Nr. 4, S. 395 - 403
- [KJA-99] Kjaer, S.; Thomsen, F.: Stnd der fortgeschrittenen überkritischen fossilbefeueren Dampfraftwerke im ELSAM-Bereich. In: VGB PowerTech Bd. 79 (1999), Nr. 6, S. 31 - 35

- [KLO-99] Kloster, R.: Thermodynamische Analyse und Optimierung von Gas-/Dampfturbinen-Kombi-Kraftwerken mit integrierter Kohlevergasung. Dissertation, Universität Essen, 1999, (Fortschritt-Berichte VDI 6/409, VDI-Verlag, Düsseldorf)
- [KLU-94] Klutz, H.-J.; Klöcker, K.-J.; Lambertz, J.: Die Rheinbraun-WTA-Trocknungstechnik - Entwicklung und erste Betriebsergebnisse der WTA-Demonstartionsanlage. In: Braunkohle 1994, Nr. 6, S. 4 - 11
- [KLU-96] Klutz, H.-J.; Holzenkamp, M.: Verfahren und Anlagen zur Braunkohletrocknung. VDI-GET-Tagung Entwicklungslinien der Energie- und Kraftwerkstechnik, 10. und 11. September 1996, Siegen, VDI-Bericht 1280, S. 91 -105
- [KLU-99] Klutz, H.-J.; Ewers, J.: Entwicklung der WTA-Feinkorntrocknung. VDI-GET-Tagung Entwicklungslinien der Energie- und Kraftwerkstechnik, 22./23. September 1999, Düsseldorf, VDI-Bericht 1495, S. 259 - 271
- [KLUG-01] Kluger, F.; Maier, J.; Hein, K. R. G.; König, J.; Brüggemann, H.; Priesmeier, U.: Verbrennung von vorgetrockneter Braunkohle (TBK) - Experimentelle Untersuchung feuerungstechnischer Maßnahmen zur Stickoxidreduktion. VDI-GET-Tagung Verbrennung und Feuerungen, 20. Deutscher Flammentag, 4. und 5. September 2001, Essen, VDI-Bericht 1629
- [KOE-01] Köster, C.; Moser, P.; Bergmann, H.; Jacobs, J.: Schitte auf dem Wege zu neuen Kohlekraftwerken: Das VGB-Verbundforschungsprogramm KOMET 650. In: VGB Power-Tech Bd. 81 (2001), Nr. 9, S. 64 - 68
- [KRI-92] Krischer, O.; Kast, W.: Trocknungstechnik. Bd. 1: Die wissenschaftlichen Grundlagen der Trocknungstechnik, 3. neubearb. Auflage, Berlin: Springer, 1992
- [KUH-97] Kuhnle, J.; Wolf, H.; Maile, K.; Baum, J.; Spliethoff, H.: Untersuchungen zum Einsatz und zur Entwicklung eines Hochtemperaturwärmetauschers in Kohlenstaubfeuerungen. Stiftung Energieforschung Baden-Württemberg, Förderkennzeichen A 000 4793/4893, Abschlussbericht, 1997
- [LEH-90] Lehmann, H.: Handbuch der Dampferzeugerpraxis. 2., erweiterte Auflage, Gräfe-ling/München: Resch Verlag, 1990
- [LEI-02a] Leithner, R.; Ehlers, C.: Gas- und Dampfturbinen Kombianlage mit Kohlenstaubdruckfeuerung und keramischem Wärmetauscher. Druckflamm-Statusseminar: Die Druckkohlenstaubfeuerung ein Weg zur CO₂-Minderung bei der Stromerzeugung aus Kohle, 6. November 2002, Essen
- [LEI-02b] Leithner, R.: Zukünftige Entwicklungen in der Braunkohle-Kraftwerkstechnik. In: BWK Bd. 54 (2002), Nr. 12, S. 64 - 70
- [LEID-03] Leidig, F. U.; Breitenfelder, R.; Mandel, H.; Kautz, J.; Gniazdowski, M.: Entwicklung eines Braunkohle-Kraftwerkskonzeptes mit integrierter Druckwirbelschichttrocknung und Brennstoffzelle. VDI-GET-Tagung Fortschrittliche Energiewandlung und -anwendung 2003, 11. und 12. März 2003, Stuttgart, VDI-Bericht 1746, S. 255 - 267

- [LER-02] Lerari, A.: Erkenntnisse aus dem Komponentenverhalten bei der DKSF-Versuchsanlage in Dorsten. Die Druckkohlenstaubfeuerung ein Weg zur CO_2 -Minderung bei der Stromerzeugung aus Kohle, 6. November 2002, Essen
- [LIE-01] Liebethuth, M.; Görner, K.; Moll, W.: Modellierung der Trockenbraunkohleverbrennung. VDI-GET-Tagung Verbrennung und Feuerungen, 20. Deutscher Flammentag, 4. und 5. September 2001, Essen, VDI-Bericht 1629
- [LOR-95] Lorenz, H.: Werkstoffe und Werkstoffentwicklungen für die Komponenten Austrittssammler und Rohrleitungen für zukünftige Dampferzeuger. Fachtagung der Technischen Akademie Mannheim „Kohlekraftwerke im Jahr 2000/2015“, Dresden, 30./31. März 1995, S. 219 - 238
- [LORE-00] Lorey, H.; Scheffknecht, G.: Zwangsdurchlauf-Dampferzeuger mit hohen Dampfparametern - Entwicklungsstand und Entwicklungstendenzen. In: BWK Bd. 52 (2000) Nr. 1/2, S. 42 - 48
- [MCB-63] McBride, B. J.; Heimerl, S.; Ehlers, J. G.; Gordon, G.: Thermodynamic Properties to 6000 K for 210 Substances involving the First 18 Elements. Office of Scientific and Technical Information, Washington, D.C. (NASA SP-3001, N 63-23715), 1963
- [MCD-02] McDonald, D. K.: Update on Coal Ash-Corrosion-Resistant Materials Testing Program. 16th Annual Conference on Fossil Energy Materials, 22.- 24. April 2002, Baltimore, Maryland, USA
- [MUE-99] Müller, H.; Heitmüller, R.; Scheffknecht, G.: Dampferzeuger für Trockenbraunkohle, VDI-Bericht 1456, VDI-Verlag 1999
- [MUEL-02] Müller, M.; Abbas, B.; Fricke, C.; Prikhodovsky, A.; Willenborg, W.; Wolf, K.-J.; Zuev, A.; Hilpert, K.; Singheiser, L.: Forschung für die DKSF-Entwicklung am Forschungszentrum Jülich - Werkstoffe für die Flüssigascheabscheidung und Untersuchungen zur Alkalirückhaltung. Druckflamm-Statusseminar: Die Druckkohlenstaubfeuerung ein Weg zur CO_2 -Minderung bei der Stromerzeugung aus Kohle, 6. November 2002, Essen
- [MES-99] Meschbiz, A.; König, J.: Verbrennung von Trockenbraunkohle an einer staubgefeuerten Versuchsverbrennungsanlage. VDI-GET-Tagung, Verbrennung und Feuerung, 19. Deutscher Flammentag, 14. und 15. September 1999, Dresden, VDI-Bericht 1492
- [NAT-02] Natesan, K.; Purohit, A.; Rink, D. L.: Fireside Corrosion of Alloys for Combustion Power Plants. 16th Annual Conference on Fossil Energy Materials, 22. 24. April 2002, Baltimore, Maryland, USA
- [PAV-02] Pavone, D.; Oeking, K.: Gestaltung und Auswahl der keramischen Komponenten mit den Zielen einer effektiveren Staub- und Alkaliabscheidung und einer guten Isolation zum Schutz der metallischen Druckbehälter. Druckflamm-Statusseminar: Die Druckkohlenstaubfeuerung ein Weg zur CO_2 -Minderung bei der Stromerzeugung aus Kohle, 6. November 2002, Essen

- [PET-02] Peterey, C.; Fielenbach, C.; Renz, U.: Messung von Flammenstrukturen und Partikelgrößen in einer Kohlenstaub-Druckfeuerung. Druckflamm-Statusseminar: Die Druckkohlenstaubfeuerung ein Weg zur CO_2 -Minderung bei der Stromerzeugung aus Kohle, 6. November 2002, Essen
- [PLA-98] Plansee AG: Dispersionsverfestigte Hochtemperaturwerkstoffe - Werkstoffeigenschaften und Anwendungen. Informationsbroschüre 706 DE.07.98 (5000) RWF
- [PLA-00] Plansee AG: Hochleistungswerkstoffe - Liefer- und Leistungsprogramm. Informationsbroschüre 713 D/E. 04.00 (6000) RWF
- [POL-96] Pollak, M.; Heitmüller, R. J.: Trockenbraunkohle-gefeuerte Dampferzeuger. VDI-GET-Tagung Entwicklungslinien der Energie- und Kraftwerkstechnik, 10. und 11. September 1996, Siegen, VDI-Bericht 1280
- [PRU-90] Pruschek, R.; Renz, U.; Weber, E.: Kohlekraftwerk der Zukunft. Stand der Entwicklung, Erprobung und Planung neuer Kraftwerks-Technologien. Studie im Auftrag des Ministers für Wirtschaft, Mittelstand und Technologie des Landes Nordrhein-Westfalen, 1990
- [REI-02] Reimert, R.; Schier, M.: Auslegung eines energetisch optimierten Schüttabscheiders. Die Druckkohlenstaubfeuerung ein Weg zur CO_2 -Minderung bei der Stromerzeugung aus Kohle, 6. November 2002, Essen
- [RHE-99] Rheinbraun AG: Forschungs- und Entwicklungsschwerpunkte 1998/1999. Forschungsbericht des Unternehmens
- [ROD-02] Rode, H.; Schuknecht, M.; Romey, I.: Gesamtsystemanalysen eines Kombi-Kraftwerks mit Druckkohlenstaubfeuerung. Die Druckkohlenstaubfeuerung ein Weg zur CO_2 -Minderung bei der Stromerzeugung aus Kohle, 6. November 2002, Essen
- [ROD-00a] Rode, H., Schuknecht, M., Romey, I.: Systemanalyse des Kombi-Kraftwerks mit Druckkohlenstaubfeuerung. 2. November 2000, Aachen
- [ROD-00b] Rode, H., Schuknecht, M., Romey, I.: "Kombi-Kraftwerk mit Druckkohlenstaubfeuerung. Ein hocheffizientes Kraftwerkskonzept - auch für Braunkohle?", 11. Int. VGB-Konferenz Forschung für die Kraftwerkstechnik 2000, 10.-12. Oktober 2000, Düsseldorf
- [ROM-02] Romey, I., Rode, H., Schuknecht, M., Oeljeklaus, G.: "Weiterentwicklung von Kraftwerksprozessen mit Druckkohlenstaubfeuerung", Studie im Auftrag des Ministeriums für Schule und Weiterbildung, Wissenschaft und Forschung des Landes NRW, 2000 - 2002.
- [ROS-77] Rose, J. W.; Cooper, J. R.: Technical Data on Fuel. London: The British National Committee of the World Energy Conference, 7. Edition, 1977
- [RUH-87] Ruhrkohlen-Handbuch, 7. Auflage, Verlag Glückauf GmbH, Essen, 1987
- [RUK-99] Rukes, B.; Weber, I.; Kruse, A.; Wagner, W.: Erste Erfahrungen mit der IAWPS-IF97. In: BWK Bd. 51, Nr. 3, S. 30 - 36

- [SCHA-99] Schäfer, J.; Renz, U.; Leithner, R.; Hannes, K.; Thielen, W.: Druckkohlenstaubfeuerung für kombinierte Gas- und Dampfturbinenkraftwerksprozesse: Schaltungsvarianten und Stand der Technik. VDI-GET-Tagung Entwicklungslinien der Energie- und Kraftwerkstechnik, 22./23. September 1999, Düsseldorf, VDI-Bericht 1495, S. 163 - 175
- [SCHE-02] Scheffknecht, G.; Heitmüller, R. J.; Schütz, M.; Rösenberg, D.: Der Dampferzeuger: von der Planung bis zur Inbetriebnahme. In: Energiewirtschaftliche Tagesfragen - Sonderbeilage BoA, 2002, Nr. 9, S. 13 - 16
- [SCHI-02] Schiel, A, Weber, A. P.; Kasper, G.: Elektrische Ladungsphänomene bei der Feinstpartikelabscheidung in der DKSF-Anlage. Druckflamm-Statusseminar: Die Druckkohlenstaubfeuerung ein Weg zur CO_2 -Minderung bei der Stromerzeugung aus Kohle, 6. November 2002, Essen
- [SCHM-96] Schmalfeld, J.; Twigger, C.: Erfahrungen mit dem Betrieb der Dampf-Wirbelschicht-Trocknungsanlage Loy Yang, Australien. VDI-GET-Tagung Entwicklungslinien der Energie- und Kraftwerkstechnik, 10. und 11. Sept. 1996, Siegen, VDI-Bericht 1280
- [SCHU-03] Schuknecht, M.: Entwicklungspotentiale eines Kombi-Kraftwerks mit Druckkohlenstaubfeuerung. Dissertation (in Vorbereitung), Universität Essen, 2003
- [SEM-97] Semedard, J.-C.; Scheffknecht, G.: Moderne Abhitzedampferzeuger. In: VGB Kraftwerkstechnik Bd. 77 (1997), Nr. 12, S. 1028 - 1035
- [STR-01] Strauß, K.; Bergins, C.; Böhlmann, M.: Beneficial effects of the integration of a MTE plant into a brown coal fired power station. VGB/EPRI Conference: Lignites and Low Rank Coals: Operational and Environmental Issues in a Competitive Climate, 16. - 18. Mai 2001, Wiesbaden
- [TIP-02] Tippkötter, T.; Alzinger, R.; Pflugbeil, M.: 1000-MW-Block: Konzeption und Aufbau. In: Energiewirtschaftliche Tagesfragen - Sonderbeilage BoA, 2002, Nr. 9, S. 8 -12
- [UMH-02] Umhauer, H. Schiel, A.: Streulicht-Zählanalysator zur In-Situ-Bestimmung von Partikelgröße und -konzentration im Abgas der DKSF-Versuchsanlage in Dorsten. Druckflamm-Statusseminar: Die Druckkohlenstaubfeuerung ein Weg zur CO_2 -Minderung bei der Stromerzeugung aus Kohle, 6. November 2002, Essen
- [UTT-96] Uttich, R.; Jensen, A. S.: Trocknungsversuche mit rheinischer Braunkohle an einem NIRO-Versuchs-Fließbett-Trockner der Baugröße 3. VDI-GET-Tagung Entwicklungslinien der Energie- und Kraftwerkstechnik, 10. und 11. Sept. 1996, Siegen, VDI-Bericht 1280
- [VDI-94] VDI-Wärmeatlas - Berechnungsblätter für den Wärmeübergang. Herausgeber: Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC), 7., erweiterte Auflage, 1994
- [VDZ-02] van der Zwaag, T.; Breidenbach, A.; Haep, S.; Schmidt, k. G.: Modellierung der Tropfenabscheidung in Kugelschüttungen und der elektrostatischen Feinstpartikelabscheidung unter DKSF-Bedingungen. Druckflamm-Statusseminar: Die Druckkohlen-

staubfeuerung ein Weg zur CO_2 -Minderung bei der Stromerzeugung aus Kohle, 6. November 2002, Essen

- [WAG-98] Wagner, W.; Rukes, B.: IAPWS-IF97 - Die neue Industrie-Formulation. In: BWK Bd. 50 (1998), Nr. 3, S. 42 - 47
- [WAH-90] Wahl, T.; Franke, B.: Zum Wärmeverbrauch bei der Braunkohletrocknung. In: Braunkohle, 1990, Nr. 7, S. 30 - 34
- [WEI-91] Weiss, H.-J.; Klutz, H.-J.; Hamilton, C. J.: Trocknung von Braunkohle in der Dampf-Wirbelschicht. In: VGB Kraftwerkstechnik Bd. 71 (1991), Nr. 7, S. 664 - 668
- [WEB-85] Weber, M.; Rammler, E.: Über den Einfluss der kapillaren Bindung des Wassers auf den spezifischen Wärmebedarf der Trocknung von Braunkohle. In: Neue Bergbautechnik Jg. 15 (1985), Nr. 3, S. 102 - 110
- [WEBE-93] Weber, E.; Hübner, K.; Pavone, D.; Schulz, R.; Wiggers, H.: Entwicklungsergebnisse bei der Druckkohlenstaubfeuerung. In: VGB Kraftwerkstechnik Bd. 73 (1993), Nr. 7, S. 602 - 607
- [WIR-02] Wirtz, S.; Weber, R.; Scherer V.: NO_x -Minderung bei der Druckkohlenstaubfeuerung. Druckflamm-Statusseminar: Die Druckkohlenstaubfeuerung ein Weg zur CO_2 -Minderung bei der Stromerzeugung aus Kohle, 6. November 2002, Essen
- [WRI-99] Wright, I. G.; McKamey, C. G.; Pint, B. A.; Maziazs, P. J.: ODS Alloys For High-Temperature Applications. 13th Annual Conference on Fossil Energy Materials, 11. - 13. Mai 1999, Knoxville, Tennessee, USA
- [WRI-01] Wright, I. G.; McKamey, C. G.; Pint, B. A.: Oxide Dispersion Strengthened Alloy Development. 15th Annual Conference on Fossil Energy Materials, 30. April - 2. Mai 2001, Knoxville, Tennessee, USA
- [ZAB-90] Zabinski, H.; Lange, A.; Böse, H.: Die neue Dampfwirbelschichttrocknungsanlage im VEB Braunkohlekraftwerk Borna und bisherige Ergebnisse bei der Trocknung von Braunkohle. In: Braunkohle 1990, Nr. 7, S. 26 - 30
- [ZEL-86] Zelkowski, J.: Kohleverbrennung - Brennstoff, Physik und Theorie, Technik. 1. Aufl. 1986, Bd. 8 der Fachbuchreihe „Kraftwerkstechnik“ VGB-B-008, VGB-Kraftwerkstechnik GmbH, Essen
- [ZIM-95] Zimmer, C.; Leithner, R.: Wirkungsgradverbesserung eines konventionellen Kraftwerks durch Braunkohletrocknung mit Abgas. In: BWK Bd. 47 (1995), Nr. 3, S. 78 - 81