

Nicolas Mertens



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

**Transiente Berechnung des Anfahrvorgangs  
verschiedener Abhitzedampferzeuger  
im Kombiprozess**



**Cuvillier Verlag Göttingen**  
Internationaler wissenschaftlicher Fachverlag



Transiente Berechnung des Anfahrvorgangs  
verschiedener Abhitzedampferzeuger im  
Kombiprozess





TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

# Transiente Berechnung des Anfahrvorgangs verschiedener Abhitzedampferzeuger im Kombiprozess

Vom Fachbereich Maschinenbau  
der Technischen Universität zu Darmstadt  
zur Erlangung des akademischen Grades eines  
Dr.-Ing. genehmigte

## Dissertation

vorgelegt von  
Dipl.-Ing. Nicolas Johannes Mertens  
aus Aachen

Tag der Einreichung: 24.01.2017

Berichterstatter: Prof. Dr.-Ing. Bernd Epple  
Mitberichterstatter: Prof. Dr.-Ing. Johannes Janicka

Tag der mündlichen Prüfung: 26.04.2017

Darmstadt 2017

D 17



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

1. Aufl. - Göttingen: Cuvillier, 2017

Zugl.: (TU) Darmstadt, Univ., Diss., 2017

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2017

Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen

Telefon: 0551-54724-0

Telefax: 0551-54724-21

[www.cuvillier.de](http://www.cuvillier.de)

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

1. Auflage, 2017

Gedruckt auf umweltfreundlichem, säurefreiem Papier  
aus nachhaltiger Forstwirtschaft.

ISBN 978-3-7369-9707-3

eISBN 978-3-7369-8707-4



# Vorwort

Diese Arbeit ist während meiner Tätigkeiten als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Energiesysteme und Energietechnik der Technischen Universität Darmstadt und als Stipendiat der Darmstädter Graduiertenschule für Energiewissenschaft und Energietechnik entstanden. Ähnlich wie das produktive Mitwirken verschiedener Personen und Fachdisziplinen in die Gewerke einer energietechnischen Anlage einfließt, so haben zum Gelingen dieser Arbeit zahlreiche Menschen beigetragen. Allen möchte ich an dieser Stelle meinen aufrichtigen Dank aussprechen, wobei einige Personen besonders herauszustellen sind.

Herr Prof. Epple danke ich für das Vertrauen und die Möglichkeit, an seinem Lehrstuhl promovieren zu können. Ebenfalls möchte ich mich bei Herr Prof. Janicka für sein Engagement in der Graduiertenschule sowie die spontane Bereitschaft zur Übernahme des Korreferats bedanken.

Zuvorderst schulde ich Dr.-Ing. Falah Alobaid, auf dessen Idee das Thema der Dissertation ursprünglich zurückgeht, große Dankbarkeit. Sein Enthusiasmus und fachliches Verständnis sowie der Ansporn zum inhaltlichen Blick über den Tellerrand haben meine Arbeit ganz wesentlich bereichert. Ich danke Dr.-Ing. Ralf Starkloff für aufschlussreiche Diskussionen zum Systemcode Apros und Dipl.-Ing. Thomas Lanz für wertvolle Hinweise zum Betrieb von Kombikraftwerken aus Sicht der industriellen Praxis. Zu Beginn meiner Tätigkeit haben die Kollegen M.Sc. Vitali Kez, M.Sc. Martin Helbig und Dr.-Ing. Jan-Peter Busch jeder auf seine Art dazu beigetragen, dass ich mich in der neuen Umgebung schon nach kurzer Zeit heimisch gefühlt habe. Ebenfalls danke ich M.Sc. Amin Chowdhury und M.Sc. Antonio Sanfeliu, die im Rahmen von studentischen Abschlussarbeiten wichtige Beiträge zur Auslegung des überkritischen Abhitzedampferzeugers geleistet haben. Der Firma Doosan Heavy Industries & Construction und Herrn Hyun-



Gee Kim danke ich für die freundliche Überlassung von betrieblichen Auslegungs- und Messdaten sowie die vertrauensvolle Zusammenarbeit.

Des Weiteren danke ich Herr Daniel Binzer, Frau Mona Katabi, Herr Christian Schilling und Frau Roberta Tamaro, die mir eine unverzichtbare und fachkundige Unterstützung bei allen Fragestellungen zur Informationstechnik waren. Ferner bin ich Frau Susanne Tropp auf Seiten des Instituts und Frau Heide Rinnert auf Seiten der Graduiertenschule für ihre Hilfe bei ungezählten administrativen Belangen im Alltag dankbar.

Ich bedanke mich auch bei Dr.-Ing. Henning Zindler, der mir die Begeisterung für dynamische Systeme und ihre mathematische Beschreibung ursprünglich vermittelt hat. Meine Eltern Angelika und Stephan haben mir das Privileg eines finanziell unbeschwerten Studiums ermöglicht. Schließlich danke ich meiner Freundin Marriette für ihre unermüdliche Geduld und Unterstützung, gerade in schwierigen Zeiten.

Darmstadt, im Januar 2017

Nicolas Mertens



# Kurzfassung

Das vorliegende Werk behandelt die Modellbildung und transiente Berechnung des Anfahrvorgangs verschiedener Abhitzedampferzeuger-Konfigurationen im Kombiprozess. Auf Basis von der Fa. Doosan zur Verfügung gestellten Auslegungsdaten wurde eine Methodik zur Abbildung des Kombikraftwerks in dem Systemcode Apros entwickelt und für eine kommerzielle Referenzanlage der Leistungsklasse 350 MW<sub>el</sub> implementiert. Durch den Vergleich der Simulationsergebnisse mit betrieblichen Messdaten zweier Anfahrvorgänge konnte das Referenzmodell validiert und die Eignung der Methodik für weitere numerische Untersuchungen nachgewiesen werden. Zunächst wurde der Einfluss des Hochdruckverdampfers auf das dynamische Systemverhalten eines Abhitzedampferzeugers bei gleichen stationären Leistungsdaten analysiert. Dabei wurden eine Ausführung mit konventionellem Trommelverdampfer im Hochdruckteil und eine Ausführung mit Zwangdurchlaufverdampfer im Hochdruckteil miteinander verglichen. Aufbauend auf dieser Studie wurde ein neuartiger Abhitzedampferzeugers entwickelt, welcher eine thermodynamisch effizientere Nutzung der Abgasexergie durch überkritische Frischdampfparameter gestattet, und im dynamischen Prozessmodell abgebildet. Im Rahmen der stationären Auslegung wurde der technisch erzielbare Wirkungsgradgewinn quantitativ bestimmt. Die Ergebnisse der dynamischen Berechnung zeigen, dass der zulässige Anfahrgradient der überkritischen Konfiguration durch die Ausbildung thermischer Bauteilspannungen eingeschränkt wird, bedingt durch die erforderliche Wandstärke der finalen Dampfsammler.





# Abstract

The present work describes modeling and dynamic simulation of different heat recovery steam generators in order to study the start-up procedure in combined-cycle operation. Based on design data provided by the boiler manufacturer Doosan, a methodology for modeling combined-cycle power plants in the code Apros was developed and implemented for a commercial reference plant with 350 MW<sub>el</sub> nominal capacity. By comparing simulation results with measurement data of two separate start-up procedures, experimental validation of the reference model was established and the methodology was proven suitable for further study. Firstly, the influence of the high-pressure evaporator design on the dynamic response of the heat recovery steam generator was analyzed. A model with conventional drum-type evaporator and a model with once-through evaporator were considered, both designed for equal steady-state performance. Based on the results an innovative heat recovery steam generator was developed, which uses supercritical steam parameters in order to improve exergy recovery in the Rankine bottoming cycle. The practically feasible efficiency gain was determined using steady-state process calculation. Dynamic simulation results show that permissible start-up gradients for the supercritical configuration are restricted by the formation of thermal stresses due to the required wall thickness in the final steam headers.



# Inhaltsverzeichnis

<b>Vorwort</b>	<b>I</b>
<b>Kurzfassung</b>	<b>III</b>
<b>Abstract</b>	<b>IV</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>VIII</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>XI</b>
<b>Nomenklaturverzeichnis und Abkürzungsverzeichnis</b>	<b>XII</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Motivation . . . . .	6
1.2 Zielsetzung . . . . .	10
1.3 Gliederung der Arbeit . . . . .	11
<b>2 Stand der Technik</b>	<b>13</b>
2.1 Entwicklung des Kombiprozesses . . . . .	14
2.2 Relevante Literatur . . . . .	16
2.2.1 Dynamisches Verhalten . . . . .	17
2.2.2 Anfahrvorgang . . . . .	21
2.2.3 Kombiprozess mit überkritischem Druck . . . . .	27
<b>3 Theoretische Grundlagen</b>	<b>31</b>
3.1 Homogenes Strömungsmodell . . . . .	31
3.2 Heterogenes Strömungsmodell . . . . .	33
3.2.1 Strömungsformen . . . . .	34
3.2.2 Verdampfung und Kondensation . . . . .	36



3.2.3	Wärmeübergang an der Wand . . . . .	39
3.2.4	Reibung an der Wand . . . . .	42
3.2.5	Grenzflächenreibung . . . . .	45
3.2.6	Erweiterung für überkritischen Druck . . . . .	47
3.2.7	Lösungsverfahren . . . . .	47
<b>4</b>	<b>Charakterisierung der Anlage</b>	<b>49</b>
4.1	Prozessführung . . . . .	50
4.2	Einordnung . . . . .	53
<b>5</b>	<b>Modellbildung</b>	<b>55</b>
5.1	Wärmetechnische Auslegung . . . . .	55
5.1.1	Wärmeübergangskorrelationen für außenberippte Rohre . . . . .	57
5.2	Methodik zum Aufbau des dynamischen Prozessmodells . . . . .	60
5.2.1	Modellannahmen . . . . .	60
5.2.2	Struktur des Modells . . . . .	62
5.2.3	Aufbau und Inbetriebnahme . . . . .	65
<b>6</b>	<b>Unterkritisches Referenzmodell</b>	<b>68</b>
6.1	Modellbeschreibung . . . . .	68
6.2	Ergebnisse der Validierung . . . . .	69
6.2.1	Heißstart und Abfahrvorgang von Volllast . . . . .	69
6.2.2	Warmstart . . . . .	80
6.3	Fazit . . . . .	86
<b>7</b>	<b>Einfluss des Hochdruckverdampfers</b>	<b>88</b>
7.1	Modellbeschreibung . . . . .	88
7.2	Ergebnisse der Berechnung . . . . .	90
7.2.1	Heißstart . . . . .	90
7.2.2	Warmstart . . . . .	92
7.2.3	Kaltstart . . . . .	93
7.2.4	Thermische Spannung . . . . .	96
7.3	Fazit . . . . .	101



<b>8</b>	<b>Überkritischer Abhitzedampferzeuger</b>	<b>104</b>
8.1	Charakterisierung des Prozesses . . . . .	104
8.2	Stationäre Leistungsfähigkeit . . . . .	106
8.3	Thermische Spannung . . . . .	110
<b>9</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>113</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>116</b>



# Abbildungsverzeichnis

1.1	Zieldreieck der Energiepolitik. . . . .	2
1.2	Klassifizierung elektrischer Energiespeicher nach Dunn [7], eigene Bearbeitung. . . . .	4
1.3	Historische Entwicklung der US-amerikanischen Stromproduktion in Anteilen der Primärenergieträger nach Daten der EIA [13], eigene Darstellung. . . . .	7
1.4	Schematischer Prozess zur Flexibilisierung eines Bestandskraftwerks mittels dynamischer Simulation. . . . .	9
2.1	Abhängigkeit des Umfangswirkungsgrades der Schaufel vom Geschwindigkeitsverhältnis für $\alpha_1 = 0^\circ$ nach Dietzel [71], eigene Darstellung. . . . .	29
2.2	Beispiel einer ausgeführten Dampfturbine mit HD-Schnellläufer und Getriebestufe [72]. . . . .	30
3.1	Strömungsformen im horizontalen Rohr nach VDI [79], eigene Bearbeitung. . . . .	35
4.1	Aufbau des Abhitzedampferzeugers. . . . .	50
4.2	Schematisches Flussbild des Kombiprozesses. . . . .	51
4.3	Temperatur-Wärmestrom-Diagramm des Abhitzedampferzeugers. . . . .	52
5.1	Geometrie des Wärmeübertragerrohres mit segmentierter Außenberippung. . . . .	58
5.2	Schematische Unterteilung des Heizraums in abgasseitige und wasser-/dampfseitige Abschnitte. . . . .	63
5.3	Dreikomponenten-Regelung des Speisewasserstroms und Regelung der Umleitstation. . . . .	65
5.4	Enthalpiebasierte Massenstromregelung eines Zwangdurchlaufverdampfers. . . . .	66
6.1	Zeitlicher Verlauf der Abgasparameter und der erzeugten Leistung. . . . .	70



6.2	Systemantwort der Dampfparameter am Ausgangssammler des Hochdrucküberhitzers. . . . .	71
6.3	Zeitlicher Verlauf des Trommeldrucks und des Speisewassermassenstroms im Hochdruckkreislauf. . . . .	72
6.4	Systemantwort der Dampfparameter am Ausgangssammler des Zwischenüberhitzers. . . . .	73
6.5	Systemantwort der Dampfparameter am Ausgangssammler des Mitteldrucküberhitzers. . . . .	74
6.6	Zeitlicher Verlauf des Trommeldrucks und des Speisewassermassenstroms im Mitteldruckkreislauf. . . . .	75
6.7	Systemantwort der Dampfparameter am Ausgangssammler des Niederdrucküberhitzers. . . . .	76
6.8	Zeitlicher Verlauf des Trommeldrucks und des Speisewassermassenstroms im Niederdruckkreislauf. . . . .	77
6.9	Zeitlicher Verlauf der Abgasparameter und der erzeugten Leistung. . . . .	78
6.10	Systemantwort der Dampfparameter am Ausgangssammler des Hochdrucküberhitzers. . . . .	79
6.11	Zeitlicher Verlauf des Trommeldrucks und des Speisewassermassenstroms im Hochdruckkreislauf. . . . .	81
6.12	Systemantwort der Dampfparameter am Ausgangssammler des Zwischenüberhitzers. . . . .	82
6.13	Systemantwort der Dampfparameter am Ausgangssammler des Mitteldrucküberhitzers. . . . .	83
6.14	Zeitlicher Verlauf des Trommeldrucks und des Speisewassermassenstroms im Mitteldruckkreislauf. . . . .	84
6.15	Systemantwort der Dampfparameter am Ausgangssammler des Niederdrucküberhitzers. . . . .	85
6.16	Zeitlicher Verlauf des Trommeldrucks und des Speisewassermassenstroms im Niederdruckkreislauf. . . . .	86
7.1	Zeitlicher Verlauf der Abgasparameter und der erzeugten Leistung. . . . .	89
7.2	Systemantwort der Dampfparameter am Ausgangssammler des Hochdrucküberhitzers. . . . .	90
7.3	Zeitlicher Verlauf der Prozessparameter in der Trommel und der Abscheideflasche. . . . .	91
7.4	Zeitlicher Verlauf der Abgasparameter und der erzeugten Leistung. . . . .	92



7.5	Systemantwort der Dampfparameter am Ausgangssammler des Hochdrucküberhitzers. . . . .	93
7.6	Zeitlicher Verlauf der Prozessparameter in der Trommel und der Abscheideflasche. . . . .	94
7.7	Umlasten des Dampfmassenstroms auf die Turbine mittels HD-Umfahrung. . . . .	94
7.8	Zeitlicher Verlauf der Abgasparameter und der erzeugten Leistung. . . . .	95
7.9	Systemantwort der Dampfparameter am Ausgangssammler des Hochdrucküberhitzers. . . . .	95
7.10	Zeitlicher Verlauf der Prozessparameter in der Trommel und der Abscheideflasche. . . . .	96
7.11	Zeitlicher Verlauf der Prozessparameter in der MD-Trommel für beide Modelle. . . . .	97
7.12	Temperaturverlauf der Trommelwand für verschiedene Anfahrprozesse (oben), resultierende Temperaturdifferenz (unten). . . . .	98
7.13	Temperaturverlauf der Abscheiderwand für verschiedene Anfahrprozesse (oben), resultierende Temperaturdifferenz (unten). . . . .	99
7.14	Maximal ertragbarer Konzentrationsfaktor der Trommel. . . . .	101
7.15	Maximal ertragbarer Konzentrationsfaktor des Abscheiders. . . . .	102
8.1	Temperatur-Wärmestrom-Diagramm des überkritischen Abhitzedampf-erzeugers. . . . .	107
8.2	Sankey-Diagramm der Exergieströme im unterkritischen Prozess (a) und überkritischen Prozess (b). . . . .	108
8.3	Maximal ertragbarer Spannungskonzentrationsfaktor des unterkritischen Frischdampfsammlers für Heißstart (rot) und Warmstart (schwarz). . . . .	111
8.4	Maximal ertragbarer Spannungskonzentrationsfaktor des überkritischen Frischdampfsammlers für Heißstart (rot) und Warmstart (schwarz). . . . .	112



# Tabellenverzeichnis

4.1	Nennparameter des Kombiprozesses. . . . .	49
4.2	Abgaszusammensetzung der Gasturbine im Auslegungspunkt. . . . .	50
7.1	Geometrien der Trommel und der Abscheideflasche. . . . .	100
8.1	Randbedingungen der Prozessauslegung für den Abhitzedampfer- zeuger. . . . .	106
8.2	Material und Geometrie der finalen Dampfsammler. . . . .	110





# Nomenklaturverzeichnis und Abkürzungsverzeichnis

## Lateinische Formelzeichen

$A_0$	Außenfläche des unberippten Rohres	$\text{m}^2$
$A_t$	Gesamtoberfläche	$\text{m}^2$
$c_k$	Zweiphasen-Multiplikator	-
$c_p$	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	$\text{kJ}/(\text{kg K})$
$D_H$	Hydraulischer Durchmesser	$\text{m}$
$E$	Schlepprate	-
$E_{\text{el}}$	Elastizitätsmodul	$\text{GPa}$
$F$	Volumenbezogene Kraft	$\text{N}/\text{m}^3$
$f$	Druckverlustkoeffizient	-
$G$	Massenstromdichte	$\text{kg}/(\text{m}^2 \text{s})$
$\text{Gr}$	Grashof-Zahl	-
$g$	Erdbeschleunigung, $g = 9,81 \text{ m/s}^2$	$\text{m}/\text{s}^2$
$h$	Rippenhöhe	$\text{mm}$
$k$	Wärmedurchgangskoeffizient	$\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$
$K$	Enthalpiebezogener Wärmeübergangskoeffizient	$\text{kg}/(\text{m}^3 \text{s})$



$L$	Flüssigkeitsstand	m
$N_r$	Anzahl der Rohrreihen in Strömungsrichtung	-
Nu	Nusselt-Zahl	-
$p_{\text{cond}}$	Kondensatordruck	mbar
$p$	Druck	bar
Pr	Prandtl-Zahl	-
$\dot{Q}$	Wärmestrom	W
$\dot{q}$	Wärmestromdichte	W/m <sup>3</sup>
$R$	Schichtungsrate	-
$r$	Radius	mm
Re	Reynolds-Zahl	-
$S_F$	Rippenabstand	mm
$S_l$	Längsteilung des Rippenrohrbündels	mm
$S_q$	Querteilung des Rippenrohrbündels	mm
$S$	Steen-Parameter	-
$t_F$	Rippendicke	mm
$t$	Zeitkoordinate	s
$T_L$	Leidenfrost-Temperatur	°C
$T$	Temperatur	°C
$U$	Innere Energie	kJ/kg
$u$	Geschwindigkeit	m/s
We	Weber-Zahl	-
$w_F$	Breite eines Rippensegments	mm
$z$	Ortskoordinate	m



## Nomenklatur

### Griechische Formelzeichen

$\alpha$	Wärmeübergangskoeffizient	W/(m <sup>2</sup> K)
$\alpha_k$	Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient	W/(m <sup>2</sup> K)
$\alpha_T$	Konzentrationsfaktor der thermischen Spannung	-
$\beta_{\text{lin}}$	Linearer Ausdehnungskoeffizient	1/K
$\chi$	Volumenanteil	-
$\delta$	Tropfendurchmesser	mm
$\epsilon$	Absolute Rauigkeit	mm
$\eta$	Wirkungsgrad	-
$\eta_k$	dynamische Viskosität	kg/(m s)
$\Gamma$	Massentransferrate	kg/(m <sup>3</sup> s)
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit	W/K
$\nu$	Querkontraktionszahl, $\nu = 0,3$ für Stahl	-
$\rho$	Dichte	kg/m <sup>3</sup>
$\sigma$	Spannung	MPa
$\tau$	Charakteristische Zeitkonstante der dynamischen Antwort	s

### Indizes (tief gestellt)

$a$	Außenseite
$ag$	Abgas
$av$	gemittelt
$\text{crit}$	kritisch
$e$	Strömung mit Tropfenmitriss



<i>el</i>	elektrisch
<i>F</i>	Rippe
<i>fc</i>	Erzwungene Konvektion
<i>fo</i>	Einbauten im Strömungsweg
<i>g</i>	Gasphase
<i>gra</i>	Gravitation
<i>i</i>	Innenseite bzw. Phasengrenzfläche
<i>ia</i>	Blasenströmung
<i>ib</i>	Ringströmung
<i>id</i>	Nebelströmung
<i>ig</i>	Interaktion zwischen Grenzfläche und Gasphase
<i>ik</i>	Interaktion zwischen Grenzfläche und Phase
<i>il</i>	Interaktion zwischen Grenzfläche und Flüssigkeitsphase
<i>in</i>	Einlass
<i>k</i>	Flüssigkeitsphase oder Gasphase
<i>kin</i>	kinetisch
<i>kon</i>	konvektiv
<i>l</i>	Flüssigkeitsphase
<i>nb</i>	Blasensieden
<i>ne</i>	Strömung ohne Tropfenmitriss
<i>ns</i>	Nicht-geschichtete Strömung
<i>out</i>	Austritt
<i>pb</i>	Behältersieden
<i>pu</i>	Pumpe
<i>s</i>	Geschichtete Strömung



## *Nomenklatur*

<i>sat</i>	Sättigungszustand
<i>soll</i>	Sollwert
<i>sp</i>	Einphasen-Strömung
<i>st</i>	Stahl
<i>t</i>	turbulent
<i>th</i>	thermisch
<i>va</i>	Ventil
<i>w</i>	Wand
<i>wd</i>	Wasser/Dampf
<i>wk</i>	Interaktion zwischen Wand und Phase
<i>zul</i>	zulässig

## **Abkürzungen**

AHDE	Abhitzedampferzeuger
ASME	American Society of Mechanical Engineers
CCS	Verfahren zur Kohlendioxidabscheidung und =einspeicherung
CO	Kohlenstoffmonoxid
CO <sub>2</sub>	Kohlenstoffdioxid
DIN	Deutsches Institut für Normung
DT	Dampfturbine
EEG	Erneuerbare-Energien-Gesetz
EIA	U.S. Energy Information Administration
ESCOA	Extended Surface Corporation of America
EU	Europäische Union



FEE	Fluktuierende Erneuerbare Energien
GT	Gasturbine
GuD	Gas- und Dampfturbine
HD	Hochdruck
HGÜ	Hochspannungsgleichstromübertragung
IAPWS	International Association for the Properties of Water and Steam
IGCC	Kombiprozess mit integrierter Vergasung
KWK	Kraft-Wärme-Kopplung
LCF	Materialermüdung nach geringer Anzahl an Lastzyklen
MD	Mitteldruck
MPC	Modell-Prädiktive Regelung
ND	Niederdruck
NO <sub>x</sub>	Stickoxide
NTU	Number of Transfer Units
PI	Proportional-Integraler Regler
PSK	Pumpspeicherkraftwerk
UN	Vereinte Nationen
WÜ	Wärmeübertrager
ZÜ	Zwischenüberhitzer





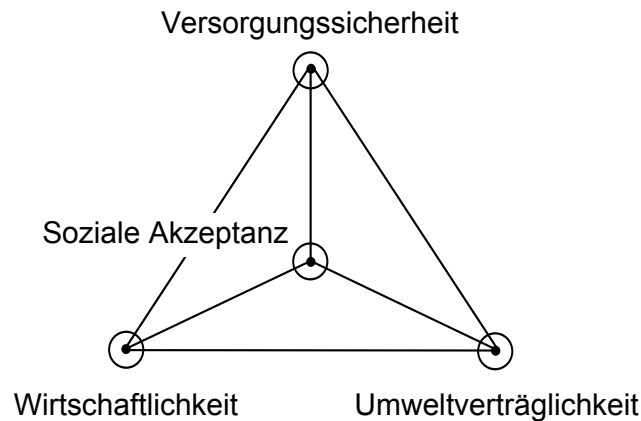
# 1 Einleitung

Die konventionelle Energiewirtschaft befindet sich in einer Phase des Übergangs und der Anpassung. In dem auf der 21. UN-Klimakonferenz im Dezember 2015 verhandelten und kürzlich in Kraft getretenen Pariser Abkommen hat sich Deutschland als einer von 195 Staaten rechtlich verbindlich dazu verpflichtet, „den Anstieg der globalen Mitteltemperatur deutlich unter 2°C im Vergleich zur vorindustriellen Zeit zu halten und Anstrengungen zur Begrenzung des Temperaturanstieges auf 1,5°C im Vergleich zur vorindustriellen Zeit zu unternehmen“ [1]. Seit Beginn der industriellen Revolution ist der Anstieg der globalen Mitteltemperatur mit +1,08°C bereits deutlich vorangeschritten (Stand 2015 [2]). Insbesondere sollen die Nettoemissionen des Treibhausgases Kohlendioxid in der zweiten Hälfte dieses Jahrhunderts auf Null zurückgeführt werden. Mit Blick auf die Stromerzeugung erfordert die Umsetzung dieser ambitionierten Zielvorgabe eine grundlegende Neuordnung des Bestandssystems, welches im Wesentlichen auf der Nutzung fossiler Brennstoffe basiert, hin zu regenerativen Energieträgern.

Wie ein Blick auf das energiepolitische Zieldreieck in Abbildung 1.1 deutlich macht, sind dabei mehrere Aspekte abzuwägen. In der Darstellung ist das konventionelle Dreieck um eine weitere Dimension zum Tetraeder erweitert und zeigt, dass eine ausgewogene Neupositionierung des Zielsystems nur im Rahmen der maßgeblichen Dimensionen Versorgungssicherheit, Wirtschaftlichkeit, Soziale Akzeptanz und Umweltverträglichkeit erfolgen kann. Ferner führt die stärkere Gewichtung einer Dimension in der Regel zu Konflikten mit den restlichen Zielgrößen. So erfolgt der kontinuierlich steigende Anteil erneuerbarer Energieträger an der Stromerzeugung auf der einen Seite in Übereinstimmung mit der gesellschaftlichen Neu gewichtung der Zielvorgabe Umweltverträglichkeit. Diese bewertet im klassischen Verständnis die lokale Umweltbelastung in der Umgebung eines Kraftwerks, wie etwa die Kühlwasserentnahme aus einem Gewässer oder die Emission der regional wirksamen Schadstoffe  $\text{NO}_x$  und Schwefeldioxid. Das erweiterte Verständnis des Begriffes berücksichtigt darüber hinaus auch die globale Umweltbelastung wie den klimarelevanten Ausstoß von Kohlendioxid. Um auf der anderen Seite die Versorgungssicherheit zu gewährleisten, erfordert die Fluktuation der regenerativen



## 1 Einleitung



**Abbildung 1.1:** Zieldreieck der Energiepolitik.

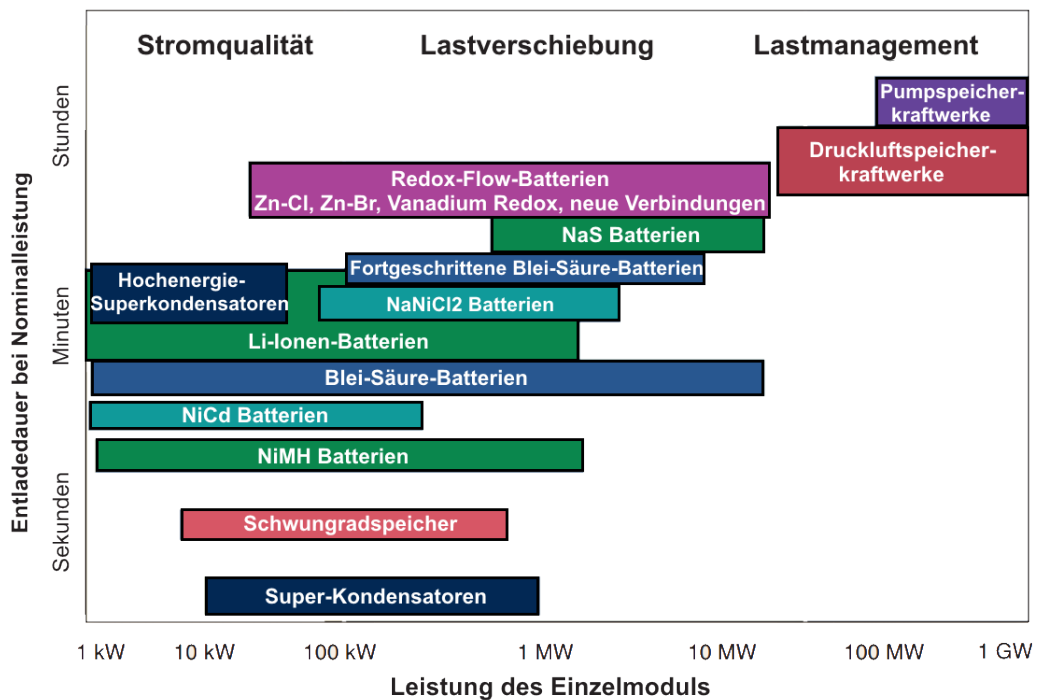
Stromeinspeisung eine stark steigende Anzahl kurzfristiger Eingriffe der Netzbetreiber in Form des Redispatch konventioneller Kraftwerke oder der Abregelung von Einspeisung aus erneuerbaren Energien [3]. Da die gesicherte Leistung fluktuierender erneuerbarer Energien (FEE) bezogen auf die nominale Kapazität im Vergleich zu konventionellen Anlagen deutlich geringer ist, muss zusätzlich ein großer Teil des bestehenden Kraftwerksparks trotz der verminderten Auslastung weiter als Reserve vorgehalten werden. Durch diese Sicherungsmaßnahmen werden Zusatzkosten und Effizienzeinbußen verursacht, welche die Wirtschaftlichkeit des Energiesystems beeinträchtigen und sich unter anderem in erhöhten Netzentgelten niederschlagen. Letztere werden ebenso wie die Subventionen nach dem Erneuerbare-Energien-Gesetz (EEG) über den Strompreis auf die Endverbraucher umgelegt. Schließlich ist die Soziale Akzeptanz der „Energiewende“ abhängig von der Kostenentwicklung des elektrischen Stroms, die auch einen wichtigen Standortfaktor für die internationale Wettbewerbsfähigkeit der Industrie darstellt, sowie von der unmittelbaren Wahrnehmung von baulichen Maßnahmen im individuellen Umfeld wie beispielsweise Hochspannungsleitungen. In diesem komplexen Spannungsfeld ist die ingenieurtechnische Herausforderung der Gestaltung einer im umfassenden Sinne nachhaltigen Transition zum Energiesystem der Zukunft zu verstehen.

Die übergeordneten Ansätze zur Realisierung der Energietransition lassen sich prinzipiell in fünf Kategorien unterteilen: I. Ausbau der Infrastruktur zur Übertragung und Verteilung elektrischer Energie, II. Integration dezentraler Stromerzeuger und -verbraucher durch ein intelligentes Stromnetz, III. Speicherung elektrischer Energie im netzrelevanten Maßstab, IV. Wertschöpfungsprozesse zur Stromnutzung außerhalb des elektrischen Systems sowie V. Ertüchtigung und Modernisie-

rung der Kraftwerksflotte für transiente Fahrweise. Obgleich jedes dieser Konzepte in unterschiedlichem Maß in das zukünftige Energiesystem einfließen wird, so unterscheiden sich die Ansätze doch erheblich im Hinblick auf technisches Potential, Marktreife und Wirtschaftlichkeit. Mit Ausnahme von I. ist eine hohe Kosteneffizienz entscheidend für die Akzeptanz auf dem Strommarkt, weil die Marktteilnehmer mit Ausnahme des begrenzten Regelenenergiemarktes derzeit keine unmittelbare Vergütung für die Bereitstellung von Flexibilität erhalten.

- I. Da die Struktur des deutschen Elektrizitätsnetzes historisch bedingt auf eine überschaubare Anzahl von Kraftwerksblöcken in geographischer Nähe zu großen Bevölkerungszentren ausgerichtet ist, ist die adäquate Erweiterung der Leitungskapazitäten auf der Hoch- und Mittelspannungsebene Grundvoraussetzung zur Aufnahme der regenerativen Einspeisung. So wird das deutsche Netz derzeit aufgrund von Kapazitätsengpässen zwischen den Windfarmen im Norden und den Lastzentren im Süden bei hoher Belastung durch einen grenzüberschreitenden Ringstrom über Polen, Tschechien und Österreich nach Bayern stabilisiert. Dieser unerwünschte Ringstrom kann bis zu 17 % der Übertragungskapazität des polnischen Hochspannungsnetzes belegen [4]. Zur Entschärfung der Netzengpässe ist im nationalen Entwicklungsplan der Bundesnetzagentur die Errichtung direkter Verbindungsleitungen zur Hochspannungsgleichstromübertragung (HGÜ) vorgesehen, deren Inbetriebnahme im Laufe des kommenden Jahrzehnts vorgesehen ist.
- II. Die unter dem englischen Begriff „Smart Grid“ zusammengefassten Forschungsaktivitäten zielen auf die Vernetzung aller relevanten Akteure zur Optimierung des Netzbetriebs ab. Insbesondere wird die verbraucherseitige Verbreitung digitaler Stromzähler verfolgt, um mittels dynamischer Stromtarife eine kurzfristige Steuerung und zeitliche Verschiebung des Lastbedarfs motivieren zu können. Eine wesentliche Rolle wird aufgrund der technisch einfachen Speicherung thermischer Energie [5] die Sektorkopplung mit dem Markt für Niedertemperaturwärme einnehmen, etwa durch elektrische Speicherheizungen, Wärmepumpen oder dezentrale Kraft-Wärme-Kopplungs-Anlagen (KWK) [6]. In Verbindung mit weiteren Aspekten wie einer höheren Vorhersagegenauigkeit von lokaler Stromerzeugung aus Wind- und Solaranlagen und der Integration von Kurzzeitspeichern können auf diese Weise eine räumlich homogenere Netzbelastung erzielt und die Investitionskosten des Netzausbaus reduziert werden.

## 1 Einleitung



**Abbildung 1.2:** Klassifizierung elektrischer Energiespeicher nach Dunn [7], eigene Bearbeitung.

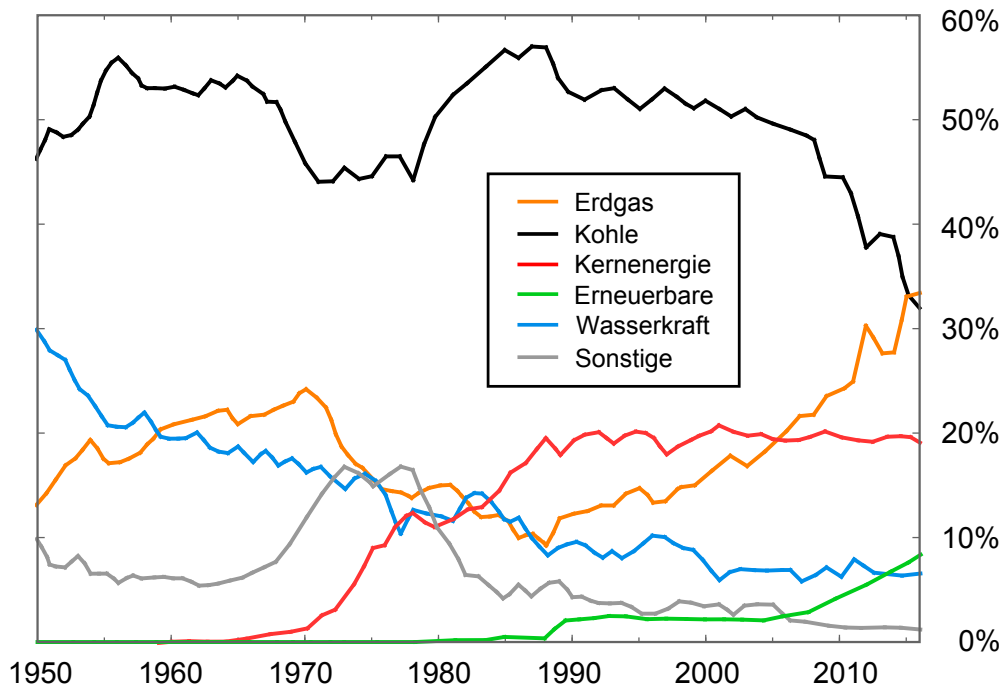
III. Prinzipiell stellt der flexible Ausgleich von momentanem Lastangebot und -nachfrage durch netzmaßstäbliche Stromspeicher die Ideallösung für eine hohe Marktdurchdringung erneuerbarer Energieträger dar. Abbildung 1.2 bietet eine generelle Übersicht der Entladezeit und der Nominalleistung verschiedener Speichertechnologien. Pumpspeicherkraftwerke (PSK) sind eine effiziente und kommerziell ausgereifte Technologie für großmaßstäbliche Speicherung, die jedoch durch die begrenzte Anzahl geeigneter Standorte limitiert ist. Zu erwähnen ist in dem Zusammenhang ein interessanter Modellversuch zur praktischen Erprobung eines Betonkugelspeichers, der das Arbeitsprinzip des Pumpspeicherkraftwerks zur Speicherung von Offshore-Windenergie auf dem Meeresgrund übertragen soll [8]. Als weitere Optionen in verschiedenen Stadien der Entwicklung sind unter anderem Druckluftspeicherkraftwerke und Batteriespeicher zu nennen. Trotz der kürzlich erzielten Fortschritte im Bereich der Lithium-Ionen-Batteriespeicher für die Automobilbranche [7] bleibt die energiewirtschaftliche Anwendung der meisten Konzepte vorerst auf die Sicherung der Stromqualität und kurzzeitige Lastverschiebung beschränkt, mit Ausnahme von Inselösungen. Abgesehen von PSK ist zur Zeit keine Technologie verfügbar, welche in der Lage ist, die in der Größenordnung von Terawattstunden erforderliche Speicherkapazität für Lastmanagement im Netz zu wirtschaftlich sinnvollen Kosten darzustellen.

- IV. Um die zukünftig zu erwartenden Leistungsüberschüsse bei günstigen Wetterlagen ausnutzen zu können, sind auch Wertschöpfungsprozesse außerhalb des elektrischen Systems zu berücksichtigen. Potential bietet vor allem die bereits erwähnte Sektorkopplung mit dem Wärmemarkt. Gegenstand der aktuellen Forschung ist weiterhin die Erzeugung von Wasserstoff mittels Elektrolyse. Als mögliche Anwendungen sind die Einspeisung in das bestehende Erdgasnetz zur Rückverstromung, die Nutzung als Treibstoff für Brennstoffzellenfahrzeuge und als Grundstoff der chemischen Industrie sowie die Synthese von Methan oder komplexen Kohlenwasserstoffen zu nennen. Aus den begrenzten Erfahrungswerten der bisherigen Pilotanlagen wurde indes weiterer Entwicklungsbedarf bei den Schlüsselkomponenten Elektrolyseur und Brennstoffzelle im Hinblick auf ihre transiente Leistungsfähigkeit, betriebliche Effizienz und Lebensdauer identifiziert [9].
- V. Auf absehbare Zeit werden fossil befeuerte Kraftwerke in zahlreichen Ländern, welche nicht über die natürlichen Voraussetzungen für eine weitgehende Deckung des Strombedarfs aus Wasserkraft und Geothermie verfügen, Grundlage für die kontinuierliche Netzstabilität und Versorgungssicherheit bleiben. Dabei muss der Kraftwerkspark, welcher ursprünglich zum großen Teil für die Abdeckung relativ konstanter Mittel- und Grundlast konzipiert wurde, auf die Leistungsschwankungen der regenerativen Einspeisung flexibel reagieren. Beispielsweise wird für zentraleuropäische Kraftwerke im Mittel eine um 4 %-23 % erhöhte Anzahl der Anfahrvorgänge und eine Häufung von Lastwechseln um 63 %-181 % bis 2020 erwartet [10]. Einerseits sind aus den gestiegenen Anforderungen der Kraftwerksbetreiber an die betriebliche Flexibilität spezifische Kriterien zur Verbesserung der dynamischen Leistungsfähigkeit abzuleiten, wie etwa eine möglichst kurze Anfordauer, eine Steigerung des zulässigen Lastwechselgradienten und niedrige Mindestlast. Die transiente Fahrweise geht andererseits mit einer reduzierten Lebensdauer hochbelasteter Komponenten aufgrund von Werkstoffermüdung einher. Zur kosteneffizienten Ertüchtigung einer Bestandsanlage eignen sich vor allem leittechnische Maßnahmen, während bei einem modernen Neubauprojekt die Anlagendynamik bereits Bestandteil der Auslegungs- und Konzeptionsphase sein sollte. Mit Blick auf das energiepolitische Zieldreieck ist die so erzielte Flexibilisierung auf Basis der vorhandenen Infrastruktur geeignet, den schrittweisen Übergang zu einem kohlenstoffarmen Energiesystem volkswirtschaftlich tragbar zu gestalten. Daher soll dieser Ansatz (V) im Folgenden näher betrachtet werden.

# 1.1 Motivation

Die Bundesregierung sieht im Rahmen des „Klimaschutzplans 2050“ eine Reduzierung der durch die Energiewirtschaft verursachten Treibhausgasemissionen um rund 62 % (Bezugsjahr 1990) auf 175-183 Mio.  $t_{CO_2\text{-äq.}}$  bis 2030 vor. Bei der Zielvorgabe ist zusätzlich die vorgesehene Abschaltung aller noch im Betrieb befindlichen deutschen Kernkraftwerke bis zum Jahr 2022 zu berücksichtigen. Ferner hat sich die Europäische Union bis 2050 auf eine weitergehende Reduzierung der Gesamtemissionen um 80-95 % mit Bezugsjahr 1990 verpflichtet. Aus dieser energiepolitischen Weichenstellung folgt, dass der Weiterbetrieb insbesondere von Braunkohlekraftwerken im europäischen Raum langfristig nur unter flächendeckender Nutzung von verfahrenstechnischen Prozessen zur  $CO_2$ -Abscheidung und -Speicherung (CCS) wie der Monoethanolamin-Wäsche oder des effizienteren Carbonate Looping [11] erfolgen kann. Die entsprechende Nachrüstung von Bestandsanlagen ist jedoch nur bei einer dauerhaft hohen Auslastung wirtschaftlich sinnvoll. Neuere Studien zur Technikakzeptanz lassen zudem darauf schließen, dass das in der Wissenschaft diskutierte Potential von CCS bei der Umsetzung der Energietransition in der öffentlichen Debatte nur eine untergeordnete Rolle spielt [12]: Tatsächlich wird CCS von der Bevölkerung vorrangig als Risikotechnologie im individuellen Umfeld wahrgenommen [12].

Aufgrund der guten Übereinstimmung mit dem zukünftigen Anforderungsprofil an betriebliche Flexibilität und Umweltverträglichkeit bilden Kombikraftwerke (auch bekannt unter der Bezeichnung Gas- und Dampfturbinenkraftwerke, GuD-Kraftwerke) in einem Zielsystem mit hohem FEE-Anteil „das Rückgrat einer gesicherten und zuverlässigen Stromversorgung“ [14]. In einem Kombikraftwerk wird der im heißen Abgas der Gasturbine (GT) enthaltene Exergiestrom zum Antrieb eines nachgeschalteten Wasser-/Dampfprozesses genutzt. Das Abgas wird dazu im Abhitzedampferzeuger (AHDE) zur Wärmeübertragung über wassergekühlte Rippenrohrbündel geführt. Die Kraftwerke sind im Flottenmanagement flexibel nach Marktsituation einsetzbar und zeichnen sich durch kurze Anfahrdauer sowie die Möglichkeit schneller Lastwechsel aus. In Bezug auf die Umweltverträglichkeit werden aufgrund des hohen Wasserstoffgehalts im Brennstoff und der effizienten Abhitzennutzung im kombinierten Prozess vergleichsweise geringe spezifische Emissionen verursacht. So führte die teilweise Substitution der Stromerzeugung aus kohlebeheizten Anlagen durch Gasturbinen und Kombikraftwerke zu einem Rückgang der  $CO_2$ -Emissionen im US-amerikanischen Energiesektor um 12 % in den vergangenen zehn Jahren, vergleiche Abbildung 1.3. Ferner legt das jüngere Beispiel



**Abbildung 1.3:** Historische Entwicklung der US-amerikanischen Stromproduktion in Anteilen der Primärenergieträger nach Daten der EIA [13], eigene Darstellung.

des im Januar 2016 in Betrieb genommenen GuD-Kraftwerksblocks Lausward am Standort Düsseldorfer Hafen im Gegensatz zu anderen Kraftwerkstechnologien ein ausreichend vorhandenes Maß an gesellschaftlicher Akzeptanz nahe.

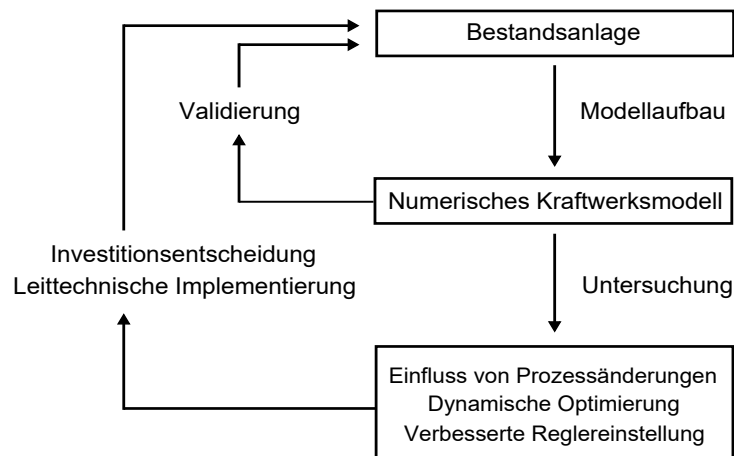
Ein weiterer interessanter Aspekt für die zentrale Rolle der Kombikraftwerke bei der Gestaltung der Energietransition ist die Weiterentwicklung der Gasturbinenbrenner für variable Feuerung mit Wasserstoff oder Synthesegas mit hohem Wasserstoffanteil. Durch die Brennstoffflexibilität der Gasturbine wird zum einen die Schnittstelle zu externen Wertschöpfungsprozessen geschaffen und zum anderen eine stärkere Diversifizierung der Bezugsquellen für den Primärenergieträger Brenngas ermöglicht. Letztere scheint mit Blick auf die starke Abhängigkeit der EU von Erdgasimporten aus der Russischen Föderation dringend geboten. So macht der Ansatz des Integrated Gasification Combined Cycle (IGCC), bei dem der Gasturbine ein Vergasungsreaktor mit anschließender Synthesegasreinigung vorgeschaltet ist, den hohen Wirkungsgrad des kombinierten Kraftwerksprozesses auch für heimische Energieträger wie Kohle und Biomasse zugänglich. Die niedrige Auslastung zahlreicher Kombikraftwerke aufgrund der Verdrängung durch FEE unterminiert dagegen die Rentabilität der Bestandsanlagen und verhindert Neuinvestitionen in gesicherte Kapazität. Aufgrund des begrenzten Volumens ist auch die

## 1.1 Motivation

Partizipation am Regelenergiemarkt für einen wirtschaftlichen Betrieb unter den derzeitigen Marktbedingungen nicht ausreichend [15]. Daher ist kurzfristig neben einer Verknappung der CO<sub>2</sub>-Emissionszertifikate die Identifikation und Einführung geeigneter Marktmechanismen erforderlich, um die kontinuierliche Vorhaltung systemrelevanter Kombikraftwerke langfristig auch bei sehr geringer Volllaststundenzahl zu erlauben und die Versorgungssicherheit in Deutschland zu erhalten [14].

Durch die thermodynamisch günstige Kombination des Joule-Prozesses (hohe Temperatur der Wärmeaufnahme) mit dem Clausius-Rankine-Prozess (niedrige Temperatur der Wärmeabgabe) [16] sind höchste elektrische Wirkungsgrade von über 61 % praktisch realisierbar [17]. Da die Brennstoffkosten mit etwa 80 % den Großteil der spezifischen Stromerzeugungskosten eines Kombikraftwerks ausmachen, ist ein starker wirtschaftlicher Anreiz zur weiteren Steigerung des Prozesswirkungsgrades gegeben. Hierbei liegt das größte Potential auf Seiten der Gasturbine als führende Komponente und insbesondere in einer Erhöhung der Gasturbine-eintrittstemperatur, welchem durch intensive Forschung zu hochoberflächentemperrresistenten Trägermaterialien, Oberflächenbeschichtungen sowie zur Kühlung der Turbinenschaufeln Rechnung getragen wird. Historisch gesehen hat die Entwicklung immer leistungsfähigerer Gasturbinen auch das Wärmeangebot im Abgas gesteigert, sodass parallel die kontinuierliche Weiterentwicklung des nachgeschalteten Wasser-Dampfkreislaufs erforderlich ist. Als wichtige Ansätze zur Verbesserung der Prozessgüte sind erhöhte Frischdampfparameter, ein möglichst geringer Temperaturversatz zwischen Abgas- und Wasser-/Dampfseite im Abhitzedampferzeuger, der innere Wirkungsgrad der Dampfturbine (DT) und eine Optimierung des kalten Endes zu nennen. Wie erwähnt, ist durch den zunehmenden FEE-Anteil an der Stromerzeugung zusätzlich zum Wirkungsgrad die betriebliche Flexibilität ein wesentliches Kriterium. Für die Absenkung der Mindestlast sind die Flammenstabilität der Gasturbine und die Einhaltung der gesetzlichen Grenzwerte für NO<sub>x</sub>-Emissionen ausschlaggebend. Im Hinblick auf das dynamische Betriebsverhalten des Kombikraftwerks ist hingegen der Nachschaltprozess mit den trägen Komponenten des Abhitzedampferzeugers und der Dampfturbine das limitierende System.

Zur Kraftwerksflexibilisierung eignet sich insbesondere das Werkzeug der dynamischen Simulation, da diese im Unterschied zu Versuchen an der realen Anlage preiswert ist und nicht durch Sicherheitserwägungen eingeschränkt wird. Weiterhin erlaubt die computergestützte Berechnung ein vertieftes Verständnis des Prozesses, der Regelkreise und der Stabilitätsgrenzen. Abbildung 1.4 zeigt schematisch den Prozessablauf zur Flexibilisierung einer Bestandsanlage mittels dynamischer Simu-



**Abbildung 1.4:** Schematischer Prozess zur Flexibilisierung eines Bestandskraftwerks mittels dynamischer Simulation.

lation. Wenn die verfügbaren Daten der wärmetechnische Auslegung zur Modellbildung nicht ausreichend sind, wird der Prozess mit der Erstellung eines stationären Kraftwerksmodells zur Bestimmung charakteristischer Betriebspunkte im Vollast- und Teillastbetrieb eingeleitet. Die Ergebnisse der stationären Prozessrechnung sind anhand von betrieblichen Messdaten der realen Anlage zu validieren, um den aktuellen Betriebszustand zu berücksichtigen. Dieser unterscheidet sich beispielsweise durch Ablagerungen an den Verdichterschaufeln oder Verschmutzung der Wärmeübertragerflächen vom Fabrikzustand. Die validierten Betriebspunkte sind die Basis zur Auslegung des dynamischen Kraftwerksmodells, welches durch die detaillierte Abbildung von Regelkreisen sowie charakteristischen Kenndaten der Einzelkomponenten die Berechnung dynamischer Prozesse wie Lastwechsel, Anfahrvorgang und Störfall gestattet. Das Modell ist wiederum durch die Nachrechnung geeigneter Betriebsfälle zu validieren und iterativ an die reale Anlage anzupassen. Wenn die Gültigkeit des Modells nachgewiesen ist, lässt sich eine Vielzahl von Ansätzen zur praktischen Flexibilisierung der Anlage untersuchen und gegenüberstellen. Dazu zählen insbesondere die Optimierung von Regelstrukturen und automatisierten Schrittketten sowie der mögliche Austausch veralteter Komponenten. Ferner lässt sich das Modell im Betrieb für die gezielte Unterstützung von Wartungsmaßnahmen sowie die Fortbildung von Kraftwerkspersonal einsetzen.

Demgegenüber sind Leistungskenndaten wie der maximale Lastwechselgradient bei einem modernen Kraftwerksneubau in der Regel Bestandteil der externen Kundenanforderungen und bereits in der Angebotserstellung durch erste Modellrechnungen zu überprüfen. In einer späteren Phase des Neubauprojekts wird die transiente Prozessrechnung anschließend zur Überprüfung und Verfeinerung der



## 1.2 Zielsetzung

detaillierten Auslegung, insbesondere der Regelstrukturen, genutzt. Damit ist die dynamische Simulation von der frühen Projektentstehung über die Inbetriebnahme bis zur Außerdienststellung ein geeignetes Werkzeug zum Nachweis und zur kontinuierlichen Verbesserung der betrieblichen Flexibilität im Kraftwerk.

## 1.2 Zielsetzung

Charakteristisch für das veränderte Anforderungsprofil an konventionelle Kraftwerkstechnik ist die Abwägung zwischen Wirkungsgrad und Flexibilität. Zwecks Wirkungsgraderhöhung wird einerseits die Steigerung der Prozesstemperaturen und -drücke gerade im Frischdampfsystem angestrebt. Andererseits sind damit zur Kriechbeständigkeit der Bauteile und zur sicheren Handhabung des Systemdrucks tendenziell höhere Wandstärken zu wählen, welche die Entstehung thermischer Spannungen befördern und der gewünschten Flexibilität der Anlage entgegenwirken. In der vorliegenden Arbeit soll die detaillierte Konzeptstudie eines innovativen Abhitzedampferzeugers entwickelt und der genannte Zielkonflikt an der konkreten Anwendung untersucht werden.

Unter der Vielzahl an betrieblichen Transienten eines Kombikraftwerks wird die Anfahrtransiente unter Fachleuten auch als „Erste unter Gleichen“ [18] bezeichnet. Zunächst ist die Anforderdauer des Kraftwerks eine herausgehobene Kenngröße, welche die betriebliche Flexibilität der Anlage praktisch veranschaulicht und in der öffentlichen Darstellung auch zum Beleg der technologischen Kompetenz im Vergleich zu Mitbewerbern herangezogen wird. Dieser Umstand wird in der Literatur durch die häufig behandelte Optimierung des GuD-Anfahrvorgangs zur Reduzierung der benötigten Zeitdauer reflektiert, vergleiche Kapitel 2.2.2. Vor allem aber ist die Anfahrtransiente durch die Abdeckung des gesamten Lastbereiches und den aktiven Eingriff aller im Betrieb wesentlichen Systeme gekennzeichnet, sodass sie als Referenzfall für ein dynamisches Prozessmodell zweckmäßig ist. Beim Gasturbinenstart verursacht die rapide Steigerung der Abgasparameter über einen weiten Temperaturbereich thermische Spannungen, die bei hochbelasteten Bauteilen im Nachschaltprozess zum Lebensdauerverzehr durch zyklische Werkstoffermüdung (engl.: low-cycle fatigue, LCF) führen. Der gesamte Lebensdauerverbrauch eines Kombikraftwerks wird daher klar durch die Anzahl der Anfahrvorgänge geprägt, wobei speziell auf dem deutschen Strommarkt mittelfristig eine höhere Frequenz der Warmstarts zu erwarten ist [19]. Im Rahmen dieser Arbeit liegt der Fokus auf der Berechnung der Anfahrtransiente für den nachgeschalteten Clausius-Rankine-Prozess und insbesondere den Abhitzedampferzeuger.

Der zu entwickelnde Abhitzedampferzeuger zeichnet sich durch die Nutzung überkritischer Dampfparameter im Hochdruckteil aus, welche aus Sicht der Thermodynamik eine effizientere Rückgewinnung der Abgasexergie erlauben sollte. Zum einen ist daher der praktisch erzielbare Wirkungsgradgewinn im Vergleich zu einem herkömmlichen Kraftwerksprozess zu quantifizieren und im Kontext von Literaturangaben zu bewerten. Dazu ist die wärmetechnische Neuauslegung des Nachschaltprozesses erforderlich. Die technischen Änderungen zur Realisierung der Anlage werden identifiziert und der benötigte Entwicklungsaufwand eingeschätzt. Zum anderen ist die Vereinbarkeit des Konzepts überkritischer Abhitzedampferzeuger mit den modernen Anforderungen an die Kraftwerksdynamik zu überprüfen. Dazu wird eine Methodik zur Abbildung des Kombikraftwerks im dynamischen Prozessmodell entwickelt, welche beim unterkritischen Referenzkraftwerk eingesetzt und mit betrieblichen Messdaten der realen Anlage validiert wird. Der spezifische Einfluss des Hochdruckverdampfers, der einer konstruktiven Änderung zum Zwangsdurchlaufverdampfer unterliegt, wird unabhängig vom Druckniveau analysiert. Mit der validierten Methodik erfolgt anschließend der Modellaufbau für das Kombikraftwerk mit überkritischem Abhitzedampferzeuger, dessen thermische Belastung beim Anfahrprozess der Antwort des Referenzmodells gegenübergestellt wird. Ziel der Arbeit ist eine fundierte Einschätzung für den technischen Einsatz von überkritischem Dampf im Kombiprozess unter den zuvor beschriebenen Rahmenbedingungen.

## 1.3 Gliederung der Arbeit

Die Arbeit ist in neun aufeinander aufbauende Kapitel unterteilt, wobei das derzeitige Kapitel den Leser in die Thematik einführt und die Aufgabenstellung beschreibt. Teilergebnisse wurden im Rahmen einer Konferenz vorgestellt [20] oder als Fachartikel veröffentlicht [15, 21, 22]. Die Publikationen sind an den entsprechenden Stellen referenziert.

In Kapitel 2 werden der aktuelle Stand der Technik von Kombikraftwerken und die Ergebnisse einer umfassenden Literaturrecherche dargestellt, um den innovativen Beitrag abzugrenzen. Kapitel 3 erläutert mit den mathematischen Strömungsmodellen und dem numerischen Lösungsverfahren des partiellen Differentialgleichungssystems die theoretischen Grundlagen der instationären Berechnung. In Kapitel 4 wird das am Standort Malaysia befindliche Kombikraftwerk charakterisiert, das als Basis für das unterkritische Referenzmodell ausgewählt wurde. Die stationäre Auslegungsberechnung des Nachschaltprozesses sowie die Methodik



### *1.3 Gliederung der Arbeit*

zur modellhaften Abbildung eines Kombikraftwerks im Systemcode Apros sind Gegenstand von Kapitel 5. Kapitel 6 behandelt die Beschreibung des Referenzmodells und die Validierung mit zwei separaten Messdatensätzen von Anfahrprozessen der realen Anlage. In Kapitel 7 werden der Übergang vom Trommelverdampfer zum Zwangdurchlaufverdampfer im Hochdruckteil und die resultierende Auswirkung auf die AHDE-Dynamik detailliert betrachtet. Die Rechenergebnisse zum überkritischen Abhitzedampferzeuger werden in Kapitel 8 vorgestellt. Dabei wird zunächst die stationäre Leistungsfähigkeit des neuen Prozesses mit dem unterkritischen Referenzprozess verglichen, um anschließend die thermische Belastung beim Anfahrprozess zu bewerten. Schließlich enthält Kapitel 9 eine Schlussfolgerung aus den gewonnenen Ergebnissen der Arbeit und gibt einen Ausblick auf mögliche Folgearbeiten in dem Forschungsgebiet.



## 2 Stand der Technik

Gasbefeuerte Kraftwerke machten im Jahr 2012 einen Gesamtanteil von 22 % der weltweiten Stromerzeugung aus [23], darunter überwiegend Kombikraftwerke. Das moderne Konzept des Kombikraftwerks ist das Resultat eines Entwicklungsprozesses in der zweiten Hälfte des vergangenen Jahrhunderts, der wesentlich von der steigenden Leistungsfähigkeit der Gasturbine (GT) getrieben wurde. Als erster Ansatz zur Kombination einer Gasturbine mit einem Wasser-/Dampfkreislauf wurde die Gasturbine zur Wirkungsgradsteigerung eines bestehenden Großkraftwerks eingesetzt, indem das heiße Abgas anstelle von Dampfturbinenanzapfungen zur Speisewasservorwärmung oder zur Bereitstellung von heißer „Verbrennungsluft“ für den gefeuerten Dampferzeuger genutzt wurde (Verbundkraftwerk). Das 1960 in Österreich in Betrieb genommene Kraftwerk Korneuburg A wird als erstes Kombikraftwerk nach der modernen Definition des Kombiprozesses angesehen. Das Konzept besteht darin, die Abhitze einer Gasturbine mithilfe eines stromabwärts im Abgasweg installierten Abhitzedampferzeugers (AHDE) nutzbar zu machen. Mit diesem Dampf wird ein nachgeschalteter Clausius-Rankine-Prozess betrieben, um elektrische Leistung ohne zusätzlichen Brennstoffaufwand zu erzeugen. Jeffs [24] berichtet, dass der Prozesswirkungsgrad von Korneuburg A trotz des thermodynamisch vorteilhaften Konzepts lediglich 32,5 % betrug. Dies liegt in den niedrigen Betriebstemperaturen der damaligen Gasturbine von 620 °C am Turbineneintritt und 310 °C am Turbinenausritt begründet, was eine Hilfsfeuerung im Abgasweg zur Stützung des Wasser-/Dampfkreislaufs erforderlich machte.

Wesentliche technologische Entwicklungen wie Hochtemperaturbeständige Trägerwerkstoffe und Schutzbeschichtungen, Vormischbrenner und innovative Methoden zur inneren Schaufelkühlung haben seitdem zur einer erheblichen Verbesserung der Leistungsfähigkeit von Gasturbinen geführt. Während in frühen Kombikraftwerken einfache Eindruck-AHDE installiert waren, wurden im Laufe der Zeit weitere Druckstufen hinzugefügt um die Dampfparameter zu erhöhen und den Temperaturversatz zwischen Abgasseite und Wasser-/Dampfseite zu verringern. Stand der Technik ist heute eine 1+1-Anordnung von Gasturbine und Dampfturbine (DT) mit unterkritischem Dreidruck-AHDE und einfacher Zwischenüberhitzung.

## 2.1 Entwicklung des Kombiprozesses

Unter Berücksichtigung einer Abgastemperatur in der Größenordnung von 600 °C kann im Allgemeinen von einer Stützfeuerung abgesehen werden, sodass höchste Wirkungsgrade von mehr als 61 % zu erreichen sind. Für eine detailliertere Einführung in die charakteristischen Eigenschaften des Kombiprozesses sei auf Kehlhofer et al. [25] verwiesen.

Im Vergleich zu anderen thermischen Kraftwerken sind Kombikraftwerke neben der genannten Effizienz weiterhin durch flexiblen Einsatz des Kraftwerksblockes gekennzeichnet [26]. Typischerweise werden drei Kenngrößen zur groben Einschätzung der praktischen Flexibilität eines Kraftwerkes genannt: die benötigte Anfahrzeit, der maximale Lastgradient (positiv und negativ) sowie die Mindestlast. Der Startvorgang einer Gasturbine ist unabhängig von der Anfangstemperatur in etwa zehn Minuten abgeschlossen. Jedoch sind die Lasttransienten des Kombikraftwerks durch thermische Spannungen in den dickwandigen Komponenten des Nachschaltprozesses beschränkt. Dazu zählen insbesondere Dampfturbinenrotor und -gehäuse, Hochdrucktrommel und die Ausgangssammler des Hochdrucküberhitzers sowie des finalen Zwischenüberhitzers. Ein modernes Kombikraftwerk kann nach einem Übernachtstillstand in weniger als 30 Minuten wieder angefahren werden und Lasttransienten von  $\pm 60\%/min$  bewältigen, wie beispielsweise von den anspruchsvollen Netzanschlussregeln im Vereinigten Königreich zur Primärregelung gefordert [27]. Als unterer Grenzwert für Lastwechsel mit negativem Vorzeichen ist auch die Mindestlast zu berücksichtigen. Sie wird im Wesentlichen von der Gasturbine bestimmt, da sowohl die Flammenstabilität als auch die Einhaltung gesetzlicher Grenzwerte zu CO- und NO<sub>x</sub>-Emissionen gewährleistet sein müssen. Demzufolge ist der genaue Betriebspunkt abhängig von dem GT-Modell und gegebenenfalls von landesspezifischen Bestimmungen. Typischerweise kann die Last auf ca. 40-50 % des Nominalwertes reduziert werden; eine Ausnahme bilden Gasturbinen mit sequentieller Verbrennung, welche durch die Abschaltung einer der beiden Brennkammern eine äußerste Mindestlast von 20 % erreichen können. Ein Kombikraftwerk mit geringer Mindestlast kann eine sinnvolle Option sein, um eine hohe Frequenz von An- und Abfahrvorgängen zu vermeiden und durch zwischenzeitliches „Parken“ eine insgesamt schonendere Fahrweise der Anlage zu erreichen.

## 2.1 Entwicklung des Kombiprozesses

Durch den dominanten Anteil der Brennstoffkosten an den Stromgestehungskosten eines Kombikraftwerks ist ein hoher Anreiz zur Steigerung des Wirkungsgrades gegeben. Die Entwicklungsbemühungen lassen sich prinzipiell in zwei unter-

schiedliche Kategorien aufteilen: die Verbesserung der Gasturbinentechnologie und die Optimierung des nachgeschalteten Wasser-/Dampfprozesses. Letztere erfolgt stets in Abhängigkeit vom Fortschritt der Gasturbinenentwicklung, da die Wärmezufuhr des Clausius-Rankine-Prozesses durch das Abgas bereitgestellt wird. Als führende Komponente ist das größere Potential zur Verbesserung der Prozessgüte auf Seiten der Gasturbine zu verorten.

Wesentliches Ziel der aktuellen Forschung ist die Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur zur Carnotisierung. Bei einem aktuellen Gasturbinenmodell beträgt die Turbineneintrittstemperatur 1600 °C bei einem Zielwirkungsgrad von über 61,5 % im Kombiprozess [28]. Zur weiteren Verbesserung ist die aufwändige Entwicklung hochtemperaturbeständiger Werkstoffe mit ausreichender Festigkeit und Oberflächenbeschichtungen für jeweils höchste Einsatztemperaturen notwendig, welche auch Langzeitphänomene wie die Ausbildung von Kirkendall-Porosität an der Grenzfläche durch Interdiffusion zwischen Haftschiicht und Trägersubstrat berücksichtigen muss [29]. Eine weitere Stoßrichtung ist die Brennstoffflexibilität der Gasturbine, welche zukünftig Synthesegas-Gemische mit hohem Wasserstoffanteil und perspektivisch auch reinen Wasserstoff möglichst effizient umsetzen soll. Die Herausforderung für die Modifikation der Brenner liegt begründet in der hohen Diffusivität des molekularen Wasserstoffs, welche die Charakteristik der Flamme verändert und zu thermo-diffusiver Instabilität führen kann [30]. Ferner wird die Substitution einer herkömmlichen Brennkammer durch eine Solarbrennkammer verfolgt, wobei sich die Entwicklung eines großmaßstäblich einsetzbaren, druckhaltenden Strahlungsabsorbers noch in der Erprobungsphase befindet [31]. Insgesamt ist eine Fortsetzung des historischen Trends zu höheren Prozesstemperaturen und Massenströmen in der Gasturbine zu erwarten, die durch das höhere Exergieangebot auch Einfluss auf den Nachschaltprozess haben wird.

Aufgabe des stromabwärts der Gasturbine angeordneten Wasser-/Dampfprozesses ist die möglichst effiziente Aufnahme und Umwandlung der im Abgas zur Verfügung stehenden thermischen Energie bei minimalem gaseitigen Druckverlust. Die Summe der Prozessverluste bezogen auf die Gesamtexergie im Abgas beträgt aktuell rund 30 % und wird von den drei Hauptkomponenten Abhitze-dampferzeuger (10,1 %), Dampfturbine (7,7 %) und Kondensator (6,9 %, mit Niederdruckteil) dominiert [32]. Untergeordnete Anteile sind auf den Strömungsverlust im Kamin, die Wärmeübertragung aus dem Bilanzsystem zur Vorwärmung des Brenngases sowie sonstige Verluste durch Lagerreibung, elektrischen Widerstand und Dissipation zurückzuführen [32]. Die Optimierung des Kondensators ist eine rein wirtschaftliche Abwägung zwischen der Wärmeübertragerfläche und dem

## 2.2 Relevante Literatur

minimalen Temperaturversatz zwischen Kondensatdampf und Kühlwasser (pinch point). Neben der Verbesserung des inneren Wirkungsgrades der Dampfturbine ist vor allem die Erhöhung der Frischdampf Temperatur vielversprechend. Letztere erfordert allerdings die Neuentwicklung von geeigneten Hochtemperatur-Legierungsstählen, die eine ausreichende Zeitstandfestigkeit auch bei mehr als 600 °C Betriebstemperatur aufweisen und zudem schweißbar sein müssen. Der Exergieverlust im Abhitzedampferzeuger ist im Wesentlichen durch die konstante Verdampfungstemperatur des Reinstoffes Wasser bei konstantem Druck bedingt (Phasenübergang erster Ordnung). Um diese thermodynamische Beschränkung aufzuheben, wurde unter anderem die Verwendung eines Ammoniak-Wasser-Gemisches als Arbeitsfluid angeregt [33]. Allerdings steht die Realisierbarkeit dieses Konzepts bis heute in Frage. Diese Arbeit verfolgt den praktikableren Ansatz, den stetigen Temperaturanstieg beim Phasenübergang durch eine Steigerung des HD-Frischdampfdrucks über 22,06 MPa herbeizuführen (Phasenübergang zweiter Ordnung).

Um den Beitrag von den einschlägigen Publikationen abzugrenzen, wurde zu Beginn der Arbeit eine umfassende Literaturrecherche zur dynamischen Simulation von Kombikraftwerken durchgeführt. Die Ergebnisse der Recherche wurden als Teil eines umfassenden Reviews [15] veröffentlicht und sind im folgenden Kapitel in den Abschnitten 2.2.1 bis 2.2.2 dargestellt. In Abschnitt 2.2.3 werden Literaturbeiträge zum Kombiprozess mit überkritischem Druck behandelt.

## 2.2 Relevante Literatur

Berechnung und Optimierung des transienten Systemverhaltens sind wesentlicher Bestandteil der Auslegung eines Kombikraftwerks, gerade im Hinblick auf die Auslegung der Regelkreise. Auf diese Weise kann sichergestellt werden, dass die Anlage die vertraglich zugesicherten Garantien und die regulatorischen Anforderungen in jedem Betriebszustand erfüllt. Nach Radin et al. [34] ist dynamische Simulation ein nützliches Werkzeug zur Unterstützung des kommerziellen Betriebs, welches etwa eine Abschätzung der Komponentenlebensdauer und darauf aufbauend eine zielgerichtete Planung von Wartungsmaßnahmen gestattet. Für eine Validierung der Auslegung und des Regelungskonzepts ist ein aufwändiges Simulationsmodell erforderlich, das aus einer Abbildung der für die Anlagendynamik relevanten Systeme entsteht. Die Komplexität dieser Simulationsmodelle, die auf die numerische Lösung von Differentialgleichungssystemen zurückgeht, geht in vielen Fällen einher mit einem für Optimierungszwecke ungeeignet hohen Rechenaufwand. In diesem Fall muss ein reduziertes Modell abgeleitet werden, wel-

ches das wesentliche Systemverhalten wiedergibt und das Problem mathematischen Ansätzen wie der optimalen Regelung zugänglich macht. Die Ergebnisse werden anschließend verifiziert, indem die optimierte Lösung auf das ursprüngliche Simulationsmodell angewendet und überprüft wird, ob die betrieblichen Vorgaben eingehalten werden.

## 2.2.1 Dynamisches Verhalten

Eine der grundlegenden Aufgaben dynamischer Simulation im Bereich thermischer Kraftwerke ist die Berechnung der Systemantwort von physikalischen Komponenten und Regelkreisen auf Lastwechsel. Obwohl letztere bezogen auf praktische Durchführung und numerische Beschreibung recht einfache Vorgänge darstellen, ist ihre Betrachtung dennoch hilfreich um Erkenntnisse zum transienten Verhalten eines Kombikraftwerks zu gewinnen.

Zum Zwecke der Modellierung eines Kombikraftwerks kann die führende Gasturbine vereinfacht als quasi-statische Komponente angesehen werden, da die charakteristische Zeitkonstante der GT-Systemantwort im Vergleich zum Wasser-/Dampfkreislauf vernachlässigbar klein ist. Diese Aussage ist ungültig falls eine Integration von Gasturbine und Nachschaltprozess vorliegt, welche eine separate Analyse der beiden verhindert (wie etwa die Dampfkühlung der Gasturbine). Für zahlreiche Betrachtungen auf Systemebene ist die Beschreibung von Abgasmassenstrom und -temperatur der Gasturbine als Funktion der Gasturbinenlast ausreichend. Typischerweise weist der Lastbereich zwischen Volllast und ca. 50% Last eine geringe Änderung der Abgastemperatur auf, während der Abgasmassenstrom durch die Leitschaufelverstellung linear variiert. Unterhalb dieses Lastbereichs verbleiben die Leitschaufeln am unteren Anschlag und die Abgastemperatur ist eine stetige Funktion der Gasturbinenlast. Dementsprechend hat ein Lastwechsel eine direkte Änderung des Abgasmassenstroms und/oder der Abgastemperatur zur Folge.

Aus mathematischer Sicht entspricht die Temperaturänderung einer Störung des Systems im stationären Anfangszustand, auf welche der Nachschaltprozess dynamisch reagiert. Laut Dechamps [35] lassen sich vier charakteristische Zeitkonstanten  $\tau_i$  des einzelnen AHDE-Wärmeübertragers als Maß für die Zeit unterscheiden, die zum Erreichen des Gleichgewichtszustands in Reaktion auf eine Störung benötigt wird. Diese bestimmen 1) den Enthalpieausgleich im Abgas, 2) den Wärmeübergang an der Rohraußenwand, 3) den Wärmeübergang an der Rohrinne wand und 4) den Enthalpieausgleich in Wasser bzw. Dampf. Eine praktische Überschlagsrechnung zeigt, dass die Zeitkonstanten für Enthalpieausgleich



## 2.2 Relevante Literatur

vergleichsweise klein sind ( $\tau_1 \approx 0.1 \text{ s}$ ,  $\tau_4 \approx 1 \text{ s}$ ) und dass die gesamte Zeitkonstante des einzelnen Wärmeübertragers von dem gasseitigen Wärmeübergang dominiert wird ( $\tau_2 \approx 100 \text{ s}$ ):

$$\tau_2 = \frac{mc}{\alpha_a A_a}. \quad (2.1)$$

Diese ist definiert als das Verhältnis von thermischer Kapazität des Wärmeübertragers ( $mc$ ) und konvektivem Wärmeübergang ( $\alpha_a A_a$ ).

Jedoch ist der Abhitzedampferzeuger eine komplexe Anordnung mehrerer Wärmeübertrager, die dem Temperaturprofil entsprechend im Abgaskanal verteilt positioniert sind. Um die zusätzliche Wärmekapazität der Komponenten  $k = 1 \dots j$  zwischen dem betrachteten Wärmeübertrager und der Störungsquelle zu berücksichtigen, kann nach Gülen und Kim [36] die Zeitkonstante des Wärmeübertragers  $\tau_k$  mit einer einfacher Summation aller Zeitkonstanten angenähert werden:

$$\tau_j = \sum_{k=1}^j \tau_k. \quad (2.2)$$

Der dem Gasturbinaustritt am nächsten befindliche Wärmeübertrager, typischerweise der finale Hochdruck-Überhitzer, sieht die Störung der Abgasenthalpie durch Temperaturänderung unmittelbar. Folglich ist dieser der Erste, der reagiert und den stationären Zustand erreicht. Im Gegensatz dazu erfolgt die Antwort des benachbarten Wärmeübertragers verzögert, da ein Teil der Störung stromaufwärts aufgenommen wird. Die Zeitkonstante des einzelnen Wärmeübertragers im AHDE vergrößert sich daher mit dem Abstand vom Ursprung der Störung, während der lokal verfügbare Anteil des Wärmeeintrags sich verringert. Bei einer reinen Änderung des Abgasmassenstroms erfolgt die Änderung der Abgasenthalpie dagegen nahezu gleichzeitig in allen Wärmeübertragern entlang des Abgaswegs.

Shin et al. [37] untersuchten die Systemantwort eines einfachen Zweidruck-AHDE auf rapide Lastwechsel und sinusförmige Änderungen der Gasturbinenlast. Der Abhitzedampferzeuger wurde mit punktförmigen Wärmeübertragern modelliert, die mit den instationären Erhaltungsgleichungen für Masse und Energie beschrieben wurden. Die Ergebnisse zeigen, dass die Gasturbine nach  $\tau_{GT} = 4 \text{ s}$  einen stabilen Betriebspunkt erreicht, was im Vergleich zu den Zeitkonstanten des HD- und ND-Kreislaufs ( $\tau_{HD} = 200 \text{ s}$ ,  $\tau_{ND} = 2000 \text{ s}$ ) eine vernachlässigbare Größenordnung ist. Dies bestätigt die Gültigkeit der quasistationären Annahme für die Gasturbine. Die verzögerte Antwort des ND-Kreislaufs im Vergleich zum HD-Kreislauf aufgrund der kumulierten Wärmekapazität der stromaufwärts gelegenen Wärmeübertrager wird ebenfalls wiedergegeben.

Unterstützt von numerischer Simulation führte Pletl [38] transiente Fahrversuche an einem Eindruck-Zwangdurchlauf-AHDE im Heizkraftwerk der TU München durch, wobei die Gasturbine durch einen Flächenbrenner simuliert wurde. Die Simulationsergebnisse verdeutlichen, dass eine Vernachlässigung der thermischen Trägheit im AHDE-Modell zu einer erheblichen Unterschätzung der Zeitkonstanten und einer ungenauen Vorhersage der Systemantwort führt. Weiterhin berichtet der Autor, dass der Wechsel vom homogenen Strömungsmodell zum physikalisch genaueren Schlupfmodell nur eine unwesentliche Verbesserung der Simulationsergebnisse bewirkt. Eine plausible Erklärung ist, dass die 180°C-Rohrkrümmer zwischen den Rohrreihen einen Impulsaustausch zwischen Wasser- und Dampfphase ermöglichen [38]. Zur Einordnung der Ergebnisse sei weiterhin erwähnt, dass der Effekt der thermischen Trägheit aufgrund des relativ großen Anteils von Auskleidung und Strukturmaterial in der skalierten Versuchsanlage stärker ausgeprägt ist als in einem kommerziellen Kraftwerk.

Das dynamische Verhalten eines unregelmäßig abhitzedampferzeugers ist in praktischen Anwendungen meist nicht vorzufinden. Kommerzielle Kombikraftwerke nutzen eine Regelstruktur, die sich hierarchisch in Blockregelung, Systemregelung und Komponentenregelung unterteilen lässt. Als elementarer Regelkreis eines transienten AHDE-Modells wird im Folgenden die Speisewasserregelung behandelt. Weiß [39] und Rieger [40] untersuchten verschiedene Konfigurationen von Zwangdurchlauf-AHDEs an der gleichen Versuchsanlage, um die Antwort der Speisewasserregelung auf schnelle Lastwechsel zu verbessern. Weiß unterscheidet zwischen Lastwechseln mit Änderung des Abgasmassenstroms (hoher Lastbereich) und Lastwechseln mit Änderung der Abgastemperatur (unterer Lastbereich). Für erstere gestaltet sich die Regelung recht einfach, da alle AHDE-Komponenten die Störung nahezu gleichzeitig sehen und das Temperaturprofil über dem Abgasweg unverändert bleibt. Dagegen finden für den zweiten Typ der Lastwechsel starke Ein- und Ausspeicherungsvorgänge der thermischen Speichermassen statt, die das Lastfolgeverhalten des Nachschaltprozesses verzögern. Daher schlägt Weiß eine Modifikation des Speisewasserreglers vor, welche einen Quellterm für Wärmespeicherung zur Berechnung des Massenstromsollwerts vorsieht. Auf Messwerten basierend wird der momentane Energieinhalt von Stahl und Wasser-/Dampfinventar geschätzt und mit dem Energieinhalt im fiktiven Gleichgewichtszustand für die derzeitigen Rahmenbedingungen verglichen. Die Differenz wird unter Berücksichtigung einer gewünschten Einstellzeit zur Korrektur des Speisewasserstroms verwendet [39]. Rieger studierte die Leistungsfähigkeit verschiedener Regelungs-

## 2.2 Relevante Literatur

konzepte für Zwangdurchlauf-AHDE unter schnellen Lastwechseln von Volllast auf 38 % Last und umgekehrt. Im Levelbetrieb ist der Wasserstand in der Abscheideflasche die Regelgröße, während im Durchlaufbetrieb die Dampfenthalpie am Verdampferaustritt genutzt wird. Wegen der großen Distanz zwischen Regelventil und Messstelle weisen beide Regelungskonzepte zunächst eine langsame Reaktion auf, die lediglich einen maximalen Lastgradienten von  $\pm 7 \text{ %/min}$  erlaubt. In Analogie zu Weiß konnte durch Berücksichtigung der Wärmespeicherung im AHDE-Material der erlaubte Lastgradient in der Versuchsanlage auf  $30 \text{ %/min}$  im Levelbetrieb und auf  $14 \text{ %/min}$  im Durchlaufbetrieb verbessert werden [40].

### Weitere Studien

Dieser Abschnitt enthält eine kurze Aufstellung zusätzlicher Studien zu dynamischem Systemverhalten im weiteren thematischen Umfeld von Kombikraftwerken.

- Inselbetrieb

Ein eher ungewöhnlicher Betriebsfall ist der vom Netz getrennte Kraftwerksbetrieb. Zwei frühe Studien behandeln die Umschaltung eines Kombikraftwerks in Mirafiori, Italien von Netzbetrieb auf Inselbetrieb und die Systemantwort auf Lastschwankungen bei der Versorgung der lokalen Produktionsfabrik [56, 57].

- Druckluftspeicherprozess

Die Grundidee des Druckluftspeicherprozesses (engl.: Compressed Air Energy Storage, CAES) ist die Kombination von einem Gasturbinenprozess und einem Druckluftspeicher, sodass Druckluft im Speicherbetrieb in die Kaverne eingespeichert und im Leistungsbetrieb als Verbrennungsluft der Gasturbine rückverstromt wird. Damit ist der Betrieb inhärent dynamisch. Die Verbesserung des einfachen CAES mit einem nachgeschalteten Wasser-/Dampfprozess [58] sowie die Nutzung eines Speichers mit variablem Volumen [59, 60] finden Erwähnung in der Literatur.

- Kombiprozess mit integrierter Vergasung

Der Kombiprozess mit integrierter Vergasung (engl.: Integrated Gasification Combined Cycle, IGCC) ist ein interessantes Konzept, um den hocheffizienten Kombiprozess durch die Vorschaltung eines Vergasers sowie einer chemischen Synthesegasaufbereitung Festbrennstoffen wie Kohle zugänglich zu machen. Die in den ersten Kraftwerken gewonnene betriebliche Erfahrung

zeigt, dass der instationäre Betrieb aufgrund der hohen Anlagenkomplexität technisch anspruchsvoll ist. Dieser Umstand hat mehrere Publikationen motiviert, die erst in jüngerer Vergangenheit über die Dynamik der Einzelkomponenten hinausgehen und beginnen die Interaktion der Komponenten auf Systemebene zu untersuchen [61, 62, 63, 64, 65, 66].

## 2.2.2 Anfahrvorgang

Der präzisen Berechnung von Anfahrvorgängen für Kombikraftwerke und der Reduktion der erforderlichen Anfahrzeit mit verschiedenen Optimierungsmethoden wird einige Aufmerksamkeit in der Literatur zuteil. Anfahrvorgänge werden in einer Unterteilung als Heißstarts nach einem Übernachtstillstand, Warmstarts nach einem Wochenendstillstand und Kaltstarts nach einem Stillstand über mehrere Tage grob kategorisiert. Allerdings sind diese Kategorien in der Praxis zu ungenau, sodass zulässige Gradienten zu Startbeginn als Funktion der anfänglichen Metalltemperatur dickwandiger Komponenten wie vor allem Dampfturbinenrotor, -gehäuse und Hochdrucktrommel ermittelt werden. Eine konventionelle Startsequenz wird wie folgt durchgeführt:

- Spülung  
Die Gasturbine wird auf etwa 25 % der nominalen Geschwindigkeit beschleunigt, indem der Generator als Motor verwendet oder ein Hilfsstarter verwendet wird. Diese Geschwindigkeit wird für einige Minuten beibehalten, bis das Gasvolumen im Abgaskanal mehrfach ausgetauscht wurde und die Explosionsgefahr durch verbliebene Kohlenwasserstoffe gebannt ist. Das Kondensatorvakuum wird mit einer Vakuumpumpe oder einer Dampfstrahlpumpe aufgebaut.
- Zündung und Synchronisation  
Die Brenner der Gasturbine werden gezündet, was den eigentlichen Beginn des Anfahrvorgangs definiert ( $t = 0$ ). Die Gasturbine wird schnell auf nominale Rotationsgeschwindigkeit beschleunigt und automatisch mit dem Netz synchronisiert. Bis zu diesem Punkt ist die Startsequenz unabhängig von der Durchwärmung des Systems.
- Angleichung der Dampftemperatur  
Die Gasturbine wird auf Minimallast gebracht (Leitschaufeln in geschlossener Position) und gehalten, bis die erforderlichen Parameter für den Einlass des Frischdampfes in die Dampfturbine (etwa 50 % des nominalen Drucks und

## 2.2 Relevante Literatur

ein ausreichendes Maß an Überhitzung) erreicht sind. Währenddessen wird die frühe Dampferzeugung über die HD-Umleitstation in den Kondensator geleitet, sodass der HD-Systemdruck kontrolliert erhöht werden kann. Die Haltezeit steigt mit der Dauer des vorhergehenden Stillstands. Sobald eine ausreichende Dampfqualität gewährleistet ist, wird das HD-Regelventil der Dampfturbine geöffnet und der erste Dampf von der Turbine aufgenommen.

- **Lastaufnahme**

Die Last der Gasturbine wird auf den voreingestellten Sollwert gesteigert, indem die Leitschaufeln schrittweise in Richtung der offenen Position verstellt werden. Der zulässige Lastgradient ist dabei eine Funktion der gewählten Startweise, die einem möglichst schnellen Anfahren oder einer möglichst schonenden Fahrweise Priorität einräumen kann. Die Umschaltung von Umleitventilen auf DT-Regelventile erfolgt parallel. Nach der gängigen Industriedefinition ist der Anfahrvorgang abgeschlossen ( $t = t_{\text{Anfahr}}$ ), wenn alle Umleitventile vollständig geschlossen sind, sodass die gesamte Dampfproduktion des Abhitzedampferzeugers von der Dampfturbine aufgenommen wird und die Leitschaufeln die offene Position erreicht haben. Dieser Zeitpunkt entspricht bei einem Anfahren auf Volllast einer hohen Teillast, sodass die Lastaufnahme auch nach Abschluss der Startsequenz weiter fortgesetzt wird.

Diese schrittweise Prozedur ist konservativ in dem Sinne, dass thermische Spannungen mit einem graduellen Anstieg der Metalltemperatur in dickwandigen Komponenten entschärft werden. Kehlhofer et al. [25] nennen als Anfahrzeit für ein einwelliges Kombikraftwerk der 400 MW-Leistungsklasse 155 Minuten für einen Kaltstart, 105 Minuten für einen Warmstart und 47 Minuten für einen Heißstart. In den letzten Jahren wurde dynamische Simulation zur Entwicklung von Schnellstartkonzepten für Warm- und Heißstarts eingesetzt, welche die Phase zur Angleichung der Dampftemperatur verkürzen oder weglassen. Hierzu sind Designmaßnahmen wie fortgeschrittene Spannungsregelung, flexible Sammlerkonstruktion und eine HD-Umfahrung mit Kaskadenanordnung erforderlich. Die Spülung des Abgaswegs wird zudem bereits nach dem Abfahren vorgenommen. Auf diese Weise kann die Anfahrzeit eines Heißstarts mitunter auf weniger als 30 Minuten reduziert werden, siehe Ruchti et al. [41].

## Simulation

Das Interesse an dynamischer Simulation von Kombikraftwerken kam erstmals in den frühen 1990er Jahren vor allem in Europa und den asiatisch-pazifischen Län-

dern auf, was dem damaligen Erfolg der Kombikraftwerke in den kürzlich liberalisierten Strommärkten und dem rapiden Fortschritt der Digitalrechner geschuldet war.

In einer frühen Arbeit präsentierte Dechamps [35] einen Ansatz, um die komplexe Geometrie von außenberippten Rohrreihenbündeln mit einem äquivalenten, eindimensionalen Wärmeübertrager zu modellieren. Die instationären Energieerhaltungsgleichungen für Abgas, Rohrwand und Arbeitsfluid werden mit der Finite-Volumen-Methode diskretisiert und mit expliziter Integration gelöst. Ergänzt durch PID-Regler wird die Methode zur Nachrechnung des Kaltstarts eines Zweidruck-AHDE angewendet. Der Vergleich mit Messdaten, insbesondere der Zeitpunkt der ersten Dampferzeugung und der Anstieg des Trommelstands, zeigen eine gute Beschreibung der Trägheit und der Massenausspeicherung aus dem Verdampfer. Allerdings werden keine Temperaturegebnisse vorgestellt.

Kim et al. [42] untersuchten den Einfluss eines Kaltstarts mit Abgaskamin auf die thermische Spannung in der Dampftrommel eines Eindruck-AHDE. In ihrem Modell wird auf eine Diskretisierung verzichtet und die räumliche Heterogenität der Wärmeübertrager vernachlässigt. Weiterhin wird angenommen, dass die Trommel sich nach jedem Zeitschritt im thermischen Gleichgewicht befindet, was zu einer quasistatischen Formulierung des Problems führt. Die Autoren zeigen, dass der Abgaskamin gezielt zur Reduktion der thermischen Spannungen an der Innenseite der Trommel eingesetzt werden kann. Trotz der genannten Vereinfachungen und obwohl auf Abgaskamine heute aus Kostengründen meist verzichtet wird, ist die Studie eine der ersten zum Betrieb von Kombikraftwerken unter Berücksichtigung thermischer Spannungen.

Meinke [19] entwickelte das Prozessmodell eines Kombikraftwerks mit drei Druckstufen und einfacher Zwischenüberhitzung mit Dymola/Modelica und einem homogenen Strömungsmodell. Im Gegensatz zu vielen Arbeiten enthält das Modell ebenfalls eine Beschreibung des Gasturbinensystems und der zugehörigen Regelkreise, wie etwa Abgastemperaturregelung und GT-Lastregelung. Dies erfordert detaillierte Informationen wie etwa das Verdichterkennfeld in Abhängigkeit des Druckverhältnisses und der Leitschaufelstellung. Das Modell wird mit einem Heißstart auf 54 % Last validiert und die Ergebnisse zeigen eine gute Abbildung der realen Anlage. Ein typisches Problem ist die Bestimmung des Abgasmassenstroms, der in der Anlage nicht unmittelbar gemessen werden kann, sondern in der Arbeit indirekt über die Konzentration des Restsauerstoffs im Abgas berechnet wird. Dieser Ansatz ist im Niedriglastbereich mit hoher Unsicherheit behaftet, während er im normalen Lastbereich zu guten Ergebnissen führt. Aufbauend auf

## 2.2 Relevante Literatur

dem validierten Modell wird der Lebensdauerverbrauch der dickwandigen Komponenten im Naturumlauf-AHDE unter einem zukünftigen Betriebsszenario für den deutschen Strommarkt abgeschätzt, welches durch die vollständige Stilllegung von Kernkraftwerken und einen hohen Anteil erneuerbarer Energieträger gekennzeichnet ist. Weiterhin wird eine Flexibilisierung der derzeitigen Anlage in Form einer Mindestlast von 40 % und eines zulässigen Lastgradienten von 4,8 %/min angenommen. Die Schlussfolgerung der Studie ist zum einen, dass der steigende Lebensdauerverbrauch überwiegend auf Warm- und Heißstarts zurückzuführen ist. Zum anderen lassen die Ergebnisse für die Zukunft nahezu eine Verdopplung des jährlichen Lebensdauerverbrauchs erwarten, da für das modellierte Szenario die Häufigkeit der Warmstarts erheblich zunimmt [19].

Während die meisten Forscher das Differentialgleichungssystem mit empirischen Korrelationen schließen, verwendeten Sindareh-Esfahani et al. [43] einen genetischen Algorithmus in Matlab/Simulink um unbekannte Parameter für den Wärmeübergang zu identifizieren. Zwei experimentelle Datensätze von Kaltstarts waren erforderlich, einer zum Training des Algorithmus und einer zur Modellvalidierung.

Hack et al. [44] präsentierten eine Methodik zur Anpassung der AHDE-Auslegung für zyklischen Betrieb. In einem ersten Schritt werden Kalt- und Warmstart des Kombikraftwerks simuliert, wobei der HD-Umlaufverdampfer mit besonders hoher Auflösung betrachtet wird. Die berechneten Dampf temperatur- und Dampfdrucktransienten sowie die Wärmeübergangskoeffizienten werden anschließend als Randbedingungen für eine detaillierte FEM-Analyse des Übergangsstücks zwischen Trommel und Steigrohr aufgeprägt. Die resultierende thermische Spannung wird in Kombination mit der mechanischen Spannung durch Dampfdruck für eine Abschätzung der durch Anfahr- und Abfahrzyklen verursachten Materialermüdung verwendet. Zur Berücksichtigung von Diskontinuitäten wie Schweißverbindungen und Oberflächenfehler wird die Dauerfestigkeit des Werkstoffs mit einem konservativen Sicherheitsfaktor reduziert.

Gülen and Kim [36] entwickelten einen unabhängigen Ansatz ausgehend von der Zeitkonstante der individuellen Wärmeübertrager und mit einfachen arithmetischen Gleichungen anstelle von Differentialgleichungen. Das Konzept wird durch erfahrungsbasierte Logik zur Dampfaufnahme der Turbine und praxisnahe Annahmen vervollständigt. Am Beispiel einer Gasturbine mit nachgeschaltetem Drei-Druck-AHDE wird nachgewiesen, dass der vorgeschlagene Ansatz die publizierten Ergebnisse hochentwickelter Codes qualitativ nachvollziehen kann. Da die überwiegende Mehrzahl der Forscher auf komplexe Simulationscodes zurückgreift, ist ihre Arbeit eine interessante Ausnahme unter den genannten Studien.

## Optimierung

Existiert ein Simulationsmodell, welches das dynamische Verhalten der realen Anlage genau wiedergeben kann, ist es naheliegend in einem nächsten Schritt das Optimierungspotential systematisch auszuloten. Beispielsweise kann die Beschleunigung des Anfahrvorgangs bei einer Bestandsanlage zusätzliche Einnahmen generieren, wenn die steigenden Kosten für Wartung und Ersatzteile in geeigneter Weise berücksichtigt werden [45]. Einige Forschungsanstrengungen in der jüngeren Vergangenheit sind der modell-prädiktiven Regelung (engl.: Model-Predictive Control, MPC) von Kraftwerken gewidmet, die verglichen mit konventionellen PID-Reglern eine Verbesserung der Regelleistung insbesondere für hochdynamische Systeme und Systeme mit großer Verzögerung versprechen. Bei einem MPC-Regler wird das Regelsignal durch die Lösung eines Optimierungsproblems für das dynamische Modell über einen fortschreitenden Zeithorizont bestimmt. Diese Lösung wird lediglich für einen kleinen Teil des betrachteten Zeitraums angewendet bevor die Rechnung mit einem aktualisierten Systemzustand wiederholt wird, sodass zukünftige Systemzustände bei der Optimierung berücksichtigt werden.

Bausa und Tsatsaronis [46] erkannten die Verfügbarkeit numerischer Lösungsmethoden für großmaßstäbliche dynamische Optimierungsprobleme aus der Verfahrenstechnik, welche die allgemeine Form eines differential-algebraischen Gleichungssystems annehmen. Die Standardform eines optimalen Regelungsproblems ist definiert als Minimierung eines Kostenfunktionals  $J$  unter Berücksichtigung der Zustandsgleichung  $a$ , der algebraischen Beschränkungen  $b$  sowie der Anfangsbedingung  $x_0$ :

$$\begin{aligned} \min J &= \int_{t_0}^{t_f} L(x, u, t) dt + \Phi(x(t_f), u(t_f), t_f), \text{ mit:} \\ \dot{x} &= a(x, u, t), \quad 0 \leq b(x, u, t), \quad x_0 = x(t_0). \end{aligned} \quad (2.3)$$

In dieser Bezeichnung ist  $x$  der Zustandsvektor,  $u$  der Regelvektor und  $t$  die Zeit als unabhängige Variable. Für eine Diskussion der mathematischen Eigenschaften der Problemstellung, insbesondere der notwendigen Bedingungen für Optimalität, wird der Leser auf Bryson und Ho [47] verwiesen. Im Rahmen dieses Abschnitts und für die Anwendung auf den Startvorgang von Kombikraftwerken soll die Feststellung genügen, dass numerische Algorithmen zur Lösung nichtlinearer optimaler Regelungsprobleme erforderlich sind und dass sich die direkte Kollokation als effizienter Ansatz für die Optimierung großer Gleichungssysteme erwiesen hat. Die Grundidee von Kollokation besteht darin, die Zustands- und Re-



## 2.2 Relevante Literatur

gelvariablen über die Zeit zu diskretisieren und diese Variablen sowie die Kostenfunktion mit Polynomfunktionen anzunähern. Die Polynomkoeffizienten werden anschließend als Variablen der Optimierung angesehen, die die Systemgleichungen an diskreten Zeitpunkten (sogenannten Kollokationspunkten) erfüllen müssen. Das diskretisierte Parameteroptimierungsproblem kann dann etwa mit sequentiell quadratischer Programmierung gelöst werden. Im zweiten Teil der Arbeit [48] veranschaulichen Bausa und Tsatsaronis die Methode mit dem Vergleich von beschränkter und unbeschränkter Optimierung eines Lastwechsels von 50 % auf 75 % für ein vereinfachtes Eindruck-AHDE-Modell.

Matsumoto et al. [49] verbesserten in einer frühen Studie den Ablauf des Startvorgangs mit einer Kombination aus Fuzzy-Logik und neuronalem Netzwerk. Expertenwissen wird in Logikregeln implementiert, die die Optimierung qualitativ in Richtung des optimalen Punkts lenken. Das neuronale Netzwerk wird parallel trainiert, wobei die Betriebszustände und die Ablaufsequenz als Eingangssignale und die Modifikationen des Anfahrvorgangs als Ausgangssignale des Netzwerks definiert werden. Im Laufe der Optimierung wird die aufgebrachte Änderung der Sequenz zur Feinanpassung z.B. an Umgebungstemperatur und Luftfeuchtigkeit allmählich von der Fuzzy-Logik auf das neuronale Netzwerk übertragen.

Shirakawa et al. [50] führten die Anfahroptimierung eines validierten Dreidruck-AHDE mit Zwischenüberhitzung mittels sequentiell quadratischer Programmierung durch. Das nichtlineare Optimierungsproblem wird zur Minimierung der Anfahrdauer formuliert; dabei werden die Regelgrößen durch untere und obere Grenzwerte beschränkt und weitere Nebenbedingungen formuliert. Im Vergleich zu einem erfahrungsbasierten Ansatz wird mit der systematischen Optimierung eine Senkung der Anfahrdauer um weitere 22 % festgestellt, ohne die definierten Beschränkungen zu verletzen.

Casella und Pretolani [51] verwendeten das in Dymola/Modelica implementierte Modell eines Dreidruck-AHDE mit Zwischenüberhitzung, welches den ND-Kreislauf weitgehend vernachlässigt, für Optimierungszwecke. Die radiale Temperaturverteilung im Dampfturbinenrotor wird mit der instationären Fourier-Gleichung berechnet und über finite Differenzen diskretisiert. Die Ergebnisse zeigen, dass die Spitze der thermischen Spannung zu Anfang der DT-Lastaufnahme auftritt und dass bereits mit einfachen Modifikationen die Spannungsspitze und die Anfahrdauer bezüglich der Referenzprozedur erheblich reduziert werden können.

Albanesi et al. [52] optimierten den Kaltstartvorgang für verschiedene Spannungsbeschränkungen des Dampfturbinenrotors, wobei die Veränderungen der Ga-

sturbinenlast und der Stellung des DT-Regelventils als Regelgrößen genutzt werden. Die Anfahrtdauer wird um 20 % für einen konservativen Spannungsgrenzwert und um 48 % für einen normalen Spannungsgrenzwert reduziert; allerdings ist der zugrundegelegte Referenzvorgang mit 340 Minuten übermäßig lang.

Faille und Davelaar [53] unterteilten die Anfahrtransiente in vier Phasen und optimierten DT-Temperaturangleichung und Lastaufnahme unter Matlab/Simulink. Ihre Studie demonstriert, dass das zu optimierende Modell die ursprüngliche Systemdynamik trotz der verminderten Komplexität mit hoher Genauigkeit abbilden muss, da das Ergebnis der Optimierung alle Nebenbedingungen für das reduzierte Modell erfüllt und bei der Anwendung auf das detaillierte Simulationsmodell eine Nebenbedingung deutlich verletzt.

Tica et al. [54] reduzierten das Simulationsmodell von Casella und Pretolani [51], um es gradientenbasierten Optimierungsmethoden zugänglich zu machen. Diese Methoden setzen stetig differenzierbare Funktionen voraus, sodass mögliche Diskontinuitäten im Ursprungsmodell wie etwa Konditionalausdrücke, Fallunterscheidungen und Aufrufe von Stoffwerttabellen durch eine stetige Näherung ersetzt werden müssen. Die Validierung der optimierten Anfahrsequenz mit dem komplexen Modell zeigt nur geringfügige Abweichungen. Damit können mit der vorgestellten Methodik nichtlineare Simulationsmodelle unter Modelica in reduzierte Optimierungsmodelle konvertiert werden, wie sie für MPC-Regler erforderlich sind.

Um die Lücke zwischen physikalischer Modellierung auf der einen Seite und Optimierung auf der anderen Seite zu schließen, erweiterten Larsson et al. [55] die Open-source Plattform JModelica.org als Schnittstelle zu numerischen Optimierungsalgorithmen. Das nichtlineare MPC-Optimierungsproblem wird mit der Modelica-Erweiterung Optimica formuliert und durch direkte Kollokation und automatische Differenzierung gelöst. In einer Fallstudie, basierend auf dem gleichen Referenzmodell [51] wie Tica et al., wird die MPC-Regelung anhand des Warmstarts eines Abhitzedampferzeugers veranschaulicht. Zusammenfassend ist die vorgestellte Schnittstelle ein wichtiger Beitrag zur Entwicklung nichtlinearer MPC im Kraftwerksbereich. Eine praktische Implementierung erfordert weiterhin die effiziente Abschätzung des Systemzustands, welche Gegenstand laufender Forschungsanstrengungen ist.

### 2.2.3 Kombiprozess mit überkritischem Druck

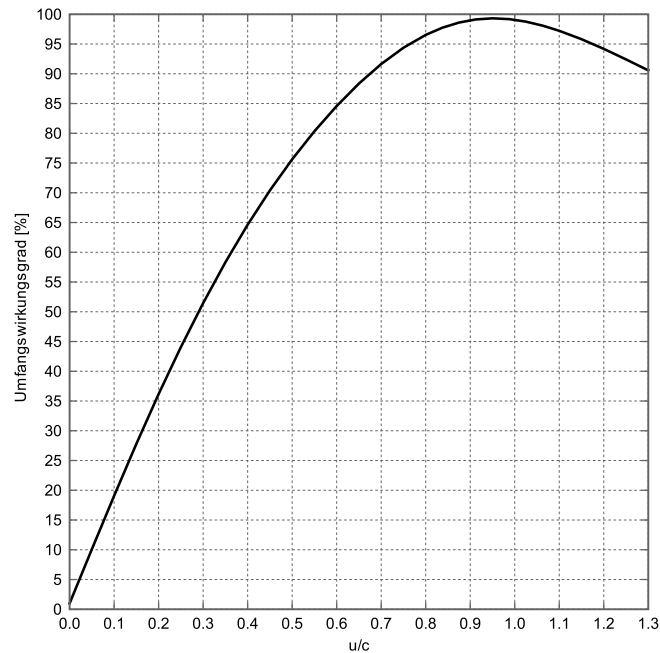
Bereits in den 1990er Jahren nach Einführung der ersten AHDE mit HD-Zwangdurchlaufverdampfer wurde die Möglichkeit zur Verwendung überkritischen

## 2.2 Relevante Literatur

Dampfes in einem Abhitzedampferzeuger in Betracht gezogen. Die bislang einzige derartige Pilotanlage mit 17 MW thermischer Leistung wurde im Jahr 1997 von dem Kesselhersteller CMI in Seraing, Belgien realisiert und in Betrieb genommen [67]. Der vertikale Eindruck-AHDE wurde für 65.000 Nm<sup>3</sup>/h Abgasstrom bei 615 °C ausgelegt und konnte eine maximale Dampfproduktion von 14 t/h bei 525 °C und 240 bar erreichen [67]. Aussagekräftige Messergebnisse aus dem Versuchsbetrieb der Anlage wurden nicht publiziert.

Der überkritische AHDE findet in wenigen Studien zur Exergieanalyse des Nachschaltprozesses Erwähnung, wobei sich die Ergebnisse teils merklich voneinander unterscheiden. Die im Folgenden beschriebenen Werte beziehen sich jeweils auf den Vergleich eines Kombiprozesses mit überkritischem Dreidruck-AHDE und einfacher ZÜ sowie eines Kombiprozesses mit unterkritischem Dreidruck-AHDE und einfacher ZÜ. Bolland [68] bezifferte den erzielbaren Nettowirkungsgradgewinn auf Basis einer Siemens V94.3-Gasturbine mit rund 0,5 %-Pkt. bei einer Steigerung der AHDE-Wärmeübertragerfläche um 26 % (HD-Drücke: 260 bar/140 bar). Dechamps und Galopin [69] errechneten den Wirkungsgradgewinn auf Basis des Modells Alstom GT26 dagegen zu 1,05 %-Pkt. bei einer Steigerung der AHDE-Wärmeübertragerfläche um 10 % (HD-Drücke: 280 bar/160 bar). Schließlich schätzte Gülen [70] in einer jüngeren Publikation das technische Potential auf lediglich +0,25 - 0,35 %-Pkt. für eine Gasturbine der aktuellen Modellgeneration (HD-Drücke: 250 bar/125 bar), ohne Angabe zum Flächenbedarf. Damit lässt sich der Literatur keine einheitliche Aussage zum möglichen Effizienzgewinn durch den überkritischen Kombiprozess entnehmen; vor allem ist die große Diskrepanz von Dechamps und Galopin im Vergleich zu den anderen Resultaten nicht schlüssig nachzuvollziehen.

In der Literatur wird die bisherige Beschränkung des HD-Dampfdrucks im Kombiprozess auf unterkritische Parameter meist mit der Effizienz der Dampfturbine begründet. Bei einer herkömmlichen Industriedampfturbine geeigneter Leistungsklasse ( $< 200 \text{ MW}_{\text{el}}$ ) führt die Verringerung des spezifischen Dampfvolmens zu einer Verkürzung der Turbinenschaufeln, sodass der relative Anteil der Spaltverluste zwischen Läufer und Gehäuse überproportional ansteigt und den Wirkungsgradzuwachs im AHDE durch eine ineffiziente Expansion in der HD-Turbine zunichte macht. Als Lösung wird die 2+1/3+1-Anordnung mehrerer Gasturbinen mit AHDE vorgeschlagen, um ausreichend Dampf für eine große Dampfturbine erzeugen zu können [24]. Eine solche Anlage ist jedoch aufwändig und kostenintensiver als die weitgehend standardisierte „single shaft“-Anordnung (1+1), sodass sie nur für Nischenfälle zweckmäßig wäre (z.B. zwecks Redundanz der Gasturbine).

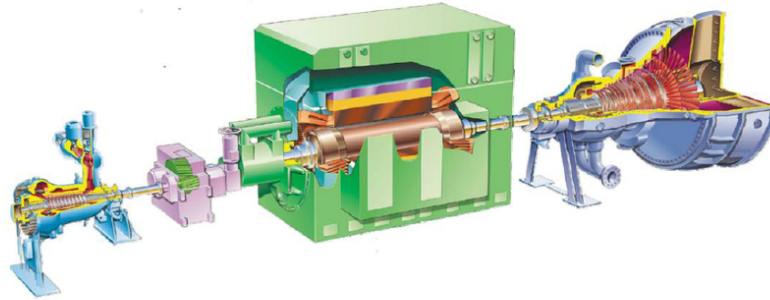


**Abbildung 2.1:** Abhängigkeit des Umfangswirkungsgrades der Schaufel vom Geschwindigkeitsverhältnis für  $\alpha_1 = 0^\circ$  nach Dietzel [71], eigene Darstellung.

Zweckmäßiger ist der Ansatz, die Konstruktion der Dampfturbine anzupassen und zur effizienten Expansion des kleinen Volumenstroms eine HD-Schnellläuferturbine mit erhöhter Drehzahl zu verwenden. Die Grundidee besteht darin, den Durchmesser der Turbine zu verkleinern und im Gegenzug zwecks Erhaltung des Strömungsquerschnitts eine größere Schaufelhöhe zu wählen. Auf diese Weise werden die Sekundärverluste am Spalt effektiv reduziert. Die Erhöhung der Drehzahl  $n$  ist bedingt durch den maximalen Umfangswirkungsgrad  $\eta_u$  der Schaufel bei konstanter Laufzahl  $u/c_0$  und unter Berücksichtigung von  $u = \pi \cdot D \cdot n$ , vergleiche Abbildung 2.1. In einem Anwendungsfall mit vergleichbaren Anforderungen integrierten Pacheco et al. [72] die industrielle HD-Schnellläuferturbine des Modells Siemens SST-900 mit einem Leistungsbereich von 140 – 200 MW<sub>el</sub> in Zusammenarbeit mit dem Turbinenhersteller in den überkritischen Sekundärkreislauf eines Solarturmkraftwerks. Der Drehzahlunterschied zwischen den Turbinensektionen ist durch einen zusätzlichen Generator mit Frequenzumrichter oder durch ein Getriebe zu kompensieren, siehe Abbildung 2.2.

Als Zusammenfassung der Literaturrecherche ist festzuhalten, dass der überkritische Kombiprozess nur in wenigen Quellen Erwähnung findet. Die Betrachtungen sind entweder qualitativer Natur oder beschreiben die stationäre Berechnung des Nachschaltprozesses, wobei keine einheitliche Aussage zur potentiellen

## 2.2 Relevante Literatur



**Abbildung 2.2:** Beispiel einer ausgeführten Dampfturbine mit HD-Schnellläufer und Getriebestufe [72].

Effizienzsteigerung durch die Nutzung überkritischer Parameter zu finden ist. Die numerischen Untersuchungen zum dynamischen Verhalten sowie zur Simulation und Optimierung des Anfahrvorgangs beziehen sich auf unterkritische Systeme; zur thermischen Belastung eines überkritischen AHDE beim Anfahrprozess existieren bislang keine numerischen Ergebnisse. Die Optimierung des Anfahrprozesses im Kombikraftwerk hinsichtlich der benötigten Zeitdauer und unter algebraischen Beschränkungen wird dagegen häufiger in der Literatur behandelt, siehe Kapitel 2.2.2.

Neben der instationären Berechnung des Anfahrprozesses kann die vorliegende Arbeit durch stationäre Prozessrechnung einen Beitrag leisten, um die Literaturangaben zu überprüfen und eine ausgewogene Einschätzung zu dem untersuchten Konzept zu geben. Eine weitere Erkenntnis ist, dass die Gasturbine aufgrund der um Größenordnungen höheren charakteristischen Zeitkonstanten des Nachschaltprozesses vereinfacht als quasi-stationäre Randbedingung dargestellt werden kann. Schließlich führt die merkliche Reduktion des HD-Frischdampfstroms bei der Expansion in der Turbine zu höheren Sekundärverlusten, da der relative Anteil des Spalts am Strömungsquerschnitt steigt. Diesem Effekt kann mit der Verwendung einer HD-Schnellläuferturbine begegnet werden, welche Stand der Technik ist und mit geringem Aufwand für den konkreten Anwendungsfall modifiziert werden kann.



## 3 Theoretische Grundlagen

Zur instationären Berechnung des Nachschaltprozesses ist ein eindimensionaler, thermo-hydraulischer Systemcode erforderlich. Die inhärente Komplexität der differentiellen Bestimmungsgleichungen und der numerischen Lösungsverfahren ist Ursache dafür, dass die Codes mit ausgedehnten Entwicklungszeiten verbunden sind und nur eine begrenzte Anzahl von zumeist kommerziellen Softwareplattformen verfügbar ist. Eine Aufstellung der gängigen Programme, die im Rahmen der wissenschaftlichen Forschung sowie in industriellen Anwendungen zum Einsatz kommen, ist in [15] zu finden.

Für diese Arbeit wurde der von Fortum und VTT entwickelte finnische Systemcode Apros in der Programmversion 6.03 ausgewählt. Der kommerzielle Code wurde ursprünglich zur Sicherheitsanalyse von Kernkraftwerken konzipiert, welche besonders hohe Anforderungen an die Genauigkeit der Ergebnisse stellt, findet aber zunehmend auch Anwendung in der konventionellen Kraftwerkstechnik. Er wurde umfassend validiert [73] und verfügt über eine graphische Benutzeroberfläche sowie eine Modulbibliothek zur Abbildung von Prozess- und Automatisierungskomponenten. Seit der Version 5.09 wurde das Programm um Codeänderungen und experimentelle Korrelationen für den überkritischen Bereich ergänzt [74]. Die hinterlegten Dampftafeln entsprechen dem Standard IAPWS-97. Im Folgenden werden die zugrunde liegenden mathematischen Strömungsmodelle sowie der numerische Lösungsansatz erläutert.

### 3.1 Homogenes Strömungsmodell

Das homogene Strömungsmodell geht für Zweiphasenströmung von den Annahmen thermodynamischen Gleichgewichts zwischen der Gasphase und der Flüssigkeitsphase sowie einer über den Strömungsquerschnitt gemittelten Geschwindigkeit der einheitlichen Mischung aus. Dies führt zu einem System aus drei partiellen Differentialgleichungen, welche die Massen-, Impuls- und Energieerhaltung darstellen.



### 3.1 Homogenes Strömungsmodell

Für Einphasenströmung, also unterkühltes Wasser oder überhitzten Dampf, kann die Strömung als Funktion der charakteristischen Zustandsvariablen Druck  $p$ , Massenstrom  $\dot{m}$  und Temperatur  $T$  beschrieben werden. Alternativ lässt sich die Temperatur durch die Enthalpie des Fluids  $h$  ersetzen. Im Falle der Zweiphasenströmung, wie sie etwa in Verdampfer und Kondensator vorherrscht, werden die drei Zustandsvariablen durch den Dampfvolumenanteil ergänzt. Zur Berechnung des Dampfvolumenanteils ist eine vierte Bestimmungsgleichung erforderlich, welche den Schlupf zwischen den Phasen quantitativ erfasst. Zur Schließung des Schlupfmodells steht eine Vielzahl empirischer und semi-empirischer Korrelationen zur Verfügung, von denen jedoch keine eine hohe Genauigkeit über einen weiten Gültigkeitsbereich aufweist [75]. Im Folgenden seien der Einfachheit halber nur die Bestimmungsgleichungen für Einphasenströmung angegeben. Eine ausführlichere Darstellung mit den mathematischen Beziehungen für die homogene Zweiphasen-Mischung kann Alobaid et al. [15] entnommen werden.

Die drei partiellen Differentialgleichungen zur Berechnung der Zustandsvariablen  $p$ ,  $\dot{m}$  und  $T$  lauten

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial z} = \Gamma, \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} + F_{\text{gra}} + F_w + F_{\text{fo}} + F_{\text{va}} + F_{\text{pu}}, \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u h)}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial t} + \dot{q}_w. \quad (3.3)$$

In den Erhaltungsgleichungen beziehen sich die Formelzeichen  $\rho$  und  $u$  jeweils auf die Dichte und die Geschwindigkeit in Richtung der Ortskoordinate  $z$ . Der Quellterm der Impulserhaltungsgleichung beinhaltet die Gewichtskraft  $F_{\text{gra}}$ , die Wandreibungskraft  $F_w$ , den Druckverlust durch Einbauten  $F_{\text{fo}}$  und Ventile  $F_{\text{va}}$  sowie den Druckaufbau durch eine Pumpe  $F_{\text{pu}}$ . In dieser Darstellung sind alle Kräfte bezogen auf das Kontrollvolumen. In der Energieerhaltungsgleichung findet neben dem volumenbezogenen Wandwärmestrom  $\dot{q}_w$  auch die totale Enthalpie  $h$  Verwendung, welche den kinetischen Anteil  $h_{\text{kin}} = u^2/2$  beinhaltet. Die Ableitung des Drucks auf der rechten Seite des Gleichheitszeichens resultiert aus der gewählten Formulierung der Energiegleichung in Abhängigkeit von der Enthalpie anstelle der inneren Energie  $U$ ,

$$\frac{\partial U}{\partial t} = \frac{\partial h}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t}. \quad (3.4)$$

Die Bestimmungsgleichungen sind durch empirische Korrelationen für Oberflächenreibung und Wärmeübergang an der Wand gekoppelt. Diese werden im folgenden Abschnitt als Teil des heterogenen Strömungsmodells beschrieben, wobei beim homogenen Strömungsmodell nur die für Einphasenströmung gültigen Korrelationen zur Anwendung kommen.

Streng genommen verlieren die Bezeichnungen Wasser und Dampf bei überkritischem Druck ihre Bedeutung und sind durch „überkritisches Fluid“ zu ersetzen, da die Phasen prinzipiell nicht mehr voneinander zu unterscheiden sind [76]. Dennoch wird in der Arbeit nach dem gängigen Sprachgebrauch in der Kraftwerkstechnik der Begriff „überkritischer Dampf“ verwendet. Da die Annahme einer einheitlichen Mischung im überkritischen Bereich physikalisch zutreffend ist, wird das Simulationsmodell des überkritischen Abhitzedampferzeugers auf Basis des homogenen Strömungsmodells aufgebaut.

## 3.2 Heterogenes Strömungsmodell

Das heterogene Strömungsmodell erlaubt im Gegensatz zum homogenen Modell unterschiedliche Temperaturen und Geschwindigkeiten der einzelnen Phasen, nimmt aber weiterhin Druckgleichgewicht zwischen den Phasen an. Damit ist eine genauere Beschreibung im Bereich der Mehrphasenströmung möglich, insbesondere im Fall der Entmischung. Alle in diesem Abschnitt erläuterten Gleichungen sind dem Apros-Handbuch der Version 5.08 [77, 78] entnommen.

Das Modell basiert auf den instationären, eindimensionalen Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie, welche mit dem Volumenanteil  $\chi_k$  der jeweiligen Phase gewichtet werden. Der Index  $i$  bezieht sich dabei auf die Grenzfläche zwischen den Phasen. Der Index  $k$  kann die Werte  $l$  für flüssige Phase und  $g$  für gasförmige Phase annehmen, sodass sich insgesamt das folgende Gleichungssystem aus sechs partiellen Differentialgleichungen ergibt:

$$\frac{\partial \chi_k \rho_k}{\partial t} + \frac{\partial \chi_k \rho_k u_k}{\partial z} = \Gamma_k, \quad (3.5)$$

$$\frac{\partial \chi_k \rho_k u_k}{\partial t} + \frac{\partial \chi_k \rho_k u_k^2}{\partial z} + \chi_k \frac{\partial p}{\partial z} = \Gamma_k u_{ik} + F_{\text{gra},k} + F_{wk} + F_{ik} + F_{fo} + F_{va} + F_{pu}, \quad (3.6)$$

$$\frac{\partial \chi_k \rho_k h_k}{\partial t} + \frac{\partial \chi_k \rho_k u_k h_k}{\partial z} - \chi_k \frac{\partial p}{\partial t} = \Gamma_k h_{ik} + F_{\text{gra},k} u_k + \dot{q}_{ik} + \dot{q}_{wk} + F_{ik} u_{ik} + F_{wk} u_k. \quad (3.7)$$



### 3.2 Heterogenes Strömungsmodell

Die beiden Terme auf der linken Seite der Gleichung sind jeweils der instationäre Speicherterm ( $\partial/\partial t$ ) und der konduktive Term ( $\partial/\partial z$ ), welche unmittelbar mit den Grundeigenschaften der Strömung verbunden sind. Die verbleibenden Größen in der Gleichung werden als Quellterm zusammengefasst und beschreiben die Kopplung zwischen den Gleichungen und die Interaktion der Strömung mit der Umgebung. Das Differentialgleichungssystem muss durch eine Vielzahl empirischer Korrelationen geschlossen werden, die sowohl die Reibung und den Wärmeübergang der Strömung an der Wandoberfläche ( $F_{wk}, \dot{q}_{wk}$ ) als auch die Reibung und den Wärmeübergang innerhalb der Strömung an der Phasengrenzfläche ( $F_{ik}, \dot{q}_{ik}$ ) quantitativ beschreiben. Die volumenbezogene Schwerkraft beträgt

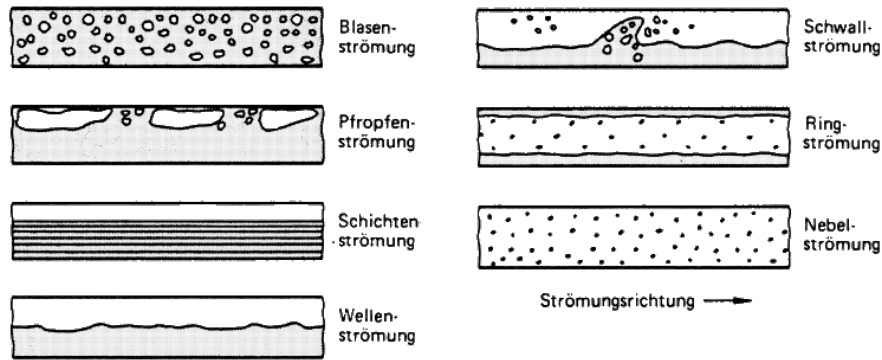
$$F_{\text{gra},k} = \chi_k \rho_k \vec{g}. \quad (3.8)$$

#### 3.2.1 Strömungsformen

Die zu beschreibenden Phänomene Reibung und Wärmeübergang sind abhängig von dem vorherrschenden Strömungsregime. Daher werden in der Regel für unterschiedliche Strömungsformen unterschiedliche experimentelle Korrelationen verwendet. In Abbildung 3.1 sind die verschiedenen Strömungsformen im horizontalen Rohr abgebildet. Diese sind im Simulationscode modellhaft als vier separate Strömungsregime abgebildet:

- Blasenströmung bei geringem Dampfvolumenteil,
- Ringströmung bei hohem Dampfvolumenteil, wobei die Wand von einem Flüssigkeitsfilm benetzt wird und die Gasphase in der Rohrmitte strömt,
- Nebelströmung bei hohem Dampfvolumenteil, wobei die Flüssigkeitsphase als Tröpfchen von der Dampfströmung mitgerissen wird, und
- geschichtete Strömung, in der die Flüssigkeits- und Gasphase in getrennten Schichten vorliegt.

Die Unterscheidung zwischen den Strömungsformen erfolgt anhand von Gewichtungsfaktoren. Dieser Ansatz ermöglicht einen gleitenden Übergang zwischen den einzelnen Korrelationen, der in Analogie zu dem kontinuierlichen Übergang in der Realität zwischen den diskreten Bereichen der Strömungsformenkarte steht [79]. Als Gewichtungsfaktoren werden dabei die Schichtungsrate  $R$ , der Dampfvolumenteil  $\chi_g$  und die Schlepprate  $E$  herangezogen.



**Abbildung 3.1:** Strömungsformen im horizontalen Rohr nach VDI [79], eigene Bearbeitung.

Die Schichtungsrate  $R$  beträgt 1 für vollständig geschichtete Strömung. Sie ist durch die multiplikative Verknüpfung zweier Anteile

$$R = R_1 \cdot R_2 \quad (3.9)$$

definiert. Der Term  $R_1$  ist abgeleitet aus dem Kriterium für Kevin-Helmholtz-Stabilität,

$$(u_g - u_l)^2 < gD(\rho_l - \rho_g) \left( \frac{\chi_g}{\rho_g} + \frac{1 - \chi_g}{\rho_l} \right). \quad (3.10)$$

Die Gleichung besagt, dass die im Geschwindigkeitsprofil durch Scherung vorhandene kinetische Energie kleiner sein muss als die erforderliche Mischungsarbeit zur Überwindung des Auftriebs. Das ist die theoretische Obergrenze für das Auftreten der geschichteten Strömung. Falls das Kriterium verletzt wird, sind die Annahmen für geschichtete Strömung ungültig [80] und es gilt  $R_1 = 0$ :

$$R_1 = 0, \text{ falls } \frac{|u_g - u_l|}{\sqrt{(\rho_l - \rho_g) g D_H \left( \frac{\chi_g}{\rho_g} + \frac{1 - \chi_g}{\rho_l} \right)}} \geq 1 \text{ und} \quad (3.11)$$

$$R_1 = 1, \text{ falls } \frac{|u_g - u_l|}{\sqrt{(\rho_l - \rho_g) g D_H \left( \frac{\chi_g}{\rho_g} + \frac{1 - \chi_g}{\rho_l} \right)}} \leq 0,5.$$

Dabei beträgt der hydraulische Durchmesser  $D_H = 4A/U$ . Der Term  $R_2$  berücksichtigt die Phasenvermischung aufgrund von Turbulenz der Flüssigkeit, sodass



### 3.2 Heterogenes Strömungsmodell

$$\begin{aligned} R_2 &= 0, \text{ falls } |u_l| [g\sigma(\rho_l - \rho_g)]^{-0,25} \geq 90 \text{ und} \\ R_2 &= 1, \text{ falls } |u_l| [g\sigma(\rho_l - \rho_g)]^{-0,25} \leq 40. \end{aligned} \quad (3.12)$$

Zwischen den angegebenen Grenzwerten werden die Koeffizienten  $R_1$  und  $R_2$  interpoliert. Der Koeffizient  $R_1$  basiert auf Versuchsdaten von Wallis und Dobson [81] zum Einsetzen von Stoßwellen bei geschichteter Strömung, wohingegen der Koeffizient  $R_2$  auf Experimente der Forschungsanlage „Super Moby Dick“ zurückgeht [82].

Die Schlepprate  $E$  entspricht dem Anteil der Flüssigkeitsphase, der in der Strömung als Tröpfchen vorliegt. Der Tröpfchenmittsriss wird in der Regel als Funktion des dimensionslosen Steen-Parameters ausgedrückt [83],

$$S = \frac{u_g \eta_g}{\sigma} \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0,5}. \quad (3.13)$$

Im heterogenen Strömungsmodell wird die Schlepprate mit einer Korrelation zur Approximation von Versuchsdaten nach Wallis [84] bestimmt,

$$E = \left( 1 - \frac{1,8 \cdot 10^{-4}}{\chi_g \cdot S} \right)^2 \cdot f(\chi_g). \quad (3.14)$$

Dabei setzt der Tröpfchenmittsriss bei  $S = 1,8 \cdot 10^{-4}$  ein, d.h. sobald der Steen-Parameter diesen Zahlenwert unterschreitet, gilt  $E = 0$ . Die Funktion  $f(\chi_g)$  folgt der Annahme, dass bei geringen Dampfvolumenanteilen keine Tröpfchen vorliegen, sodass  $f(\chi_g < 0,5) = 0$ . Bei hohen Dampfvolumenanteilen tritt hingegen die gesamte Flüssigkeit in Form von Tröpfchen auf,  $f(\chi_g > 0,75) = 1$ .

#### 3.2.2 Verdampfung und Kondensation

Die Rate des Phasenübergangs ist als Quellterm  $\Gamma_k$  in der Massenerhaltungsgleichung berücksichtigt; je nach Vorzeichen des Terms wird zwischen Verdampfung und Kondensation unterschieden. Der Massentransfer zwischen den Phasen ist eine Funktion des Nettowärmestromes über die Grenzfläche, was einer Kopplung der Massen- und Energieerhaltungsgleichungen für Wasser und Dampf entspricht. Unter Annahme des Sättigungszustands ergibt sich für die Energiebilanz an der Phasengrenzfläche

$$\Gamma_k = \Gamma_g = -\Gamma_l = \frac{-\dot{q}_{il} - \dot{q}_{ig}}{h_{g,\text{sat}} - h_{l,\text{sat}}}. \quad (3.15)$$

Dabei wird der Wärmeübergang an der Grenzfläche für die einzelnen Phasen separat berechnet:

$$\dot{q}_{ig} = -K_{ig}(h_g - h_{g,\text{sat}}), \quad (3.16)$$

$$\dot{q}_{il} = -K_{il}(h_l - h_{l,\text{sat}}). \quad (3.17)$$

Zur Abschätzung der Wärmeübergangskoeffizienten  $K_{ig}$  und  $K_{il}$  wird jeweils eine Fallunterscheidung zwischen Verdampfung ( $h_k > h_{k,\text{sat}}$ ) und Kondensation ( $h_k < h_{k,\text{sat}}$ ) vorgenommen.

Für den gaseitigen Wärmeübergang an der Grenzfläche findet sowohl für unterkühlten Dampf als auch für überhitzten Dampf eine experimentelle Korrelation nach Lee und Ryley Verwendung [85]. Sie weist die Form einer klassischen Nusselt-Korrelation für erzwungene Konvektion um eine starre Kugel mit dem Tropfendurchmesser  $\delta$  auf. Die ursprüngliche Korrelation wird mit einem Vorfaktor versehen, um den enthalpie- und volumenbezogenen Wärmeübergangskoeffizienten  $K_{ig}$  zu erhalten. Im Falle der Kondensation ( $h_g < h_{g,\text{sat}}$ ) wird der Wärmeübergangskoeffizient um einem weiteren Summanden vergrößert, der die schnelle Bildung von Kondensationskeimen berücksichtigt:

$$K_{ig} = \frac{6(1 - \chi_g)\lambda_g(4 + 0,57 \cdot \text{Re}_d^{0,5} \text{Pr}_g^{0,33})}{\delta^2 c_{p,g}} \frac{10\chi_g}{10\chi_g + 1} + 10^8 \cdot \frac{h_{g,\text{sat}} - h_g}{c_{p,g}^2}. \quad (3.18)$$

Im Falle der Verdampfung ( $h_g \geq h_{g,\text{sat}}$ ) wird der Koeffizient durch einen zusätzlichen Term reduziert, um den Masseverlust des Tropfens zu berücksichtigen [82]:

$$K_{ig} = \frac{6(1 - \chi_g)\lambda_g(4 + 0,57 \cdot \text{Re}_d^{0,5} \text{Pr}_g^{0,33})}{\delta^2 c_{p,g}} \frac{10\chi_g}{10\chi_g + 1} \cdot \frac{1}{10^{-3}(T_g - T_{\text{sat}})}. \quad (3.19)$$

Ein typischer Anwendungsfall ist die Einspritzung von Speisewasser in einen überhitzten Dampfmassenstrom zur Hochtemperaturregelung. Der zweite Term auf der rechten Seite der Gleichungen stellt jeweils sicher, dass der gaseitige Wärmeübergang an der Grenzfläche für kleine Dampfvolumentanteile gegen Null geht.

Der flüssigkeitsseitige Wärmeübergang an der Grenzfläche wird für den Fall der Verdampfung ( $h_l > h_{l,\text{sat}}$ ) durch die folgende, semi-empirische Korrelation beschrieben [86]:

### 3.2 Heterogenes Strömungsmodell

$$K_{il} = 1.2 \cdot 10^{-8} \exp(4.5 \chi_g) \frac{\rho_l^2 u_l^2}{\eta_l \text{Pr}_l}. \quad (3.20)$$

Dabei gibt die überhitzte Flüssigkeit durch Spontanverdampfung Wärme ab und geht in den Sättigungszustand über.

Für den Fall der Kondensation ( $h_l \leq h_{l, \text{sat}}$ ) ist eine gewichtete Mittelung der Korrelationen nach der Strömungsform erforderlich,

$$K_{il} = RK_{il,s} + (1 - R)(K_{il,ne} + EK_{il,e}). \quad (3.21)$$

Zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten werden die nicht-geschichteten Strömungsformen damit in Strömungen mit Strömungsmittelschicht und ohne Strömungsmittelschicht unterteilt. Letztere fassen die Blasenströmung und die Ringströmung zusammen, vergleiche Kapitel 3.2.1. In den beiden Strömungsformen wird der Wärmeübergangskoeffizient in den meisten Anwendungsfällen mit der Shah-Korrelation abgeschätzt [87],

$$K_{il,Sh} = 0.092 \text{Re}_l^{0.8} \text{Pr}_l^{0.4} \frac{\lambda_l}{D^2 c_{p,l}} \left[ (1 - x)^{0.8} + 3.8 x^{0.76} (1 - x)^{0.04} \left( \frac{p_{\text{crit}}}{p} \right)^{0.38} \right] \text{ mit} \\ \text{Re}_{l,t} = \frac{GD_H}{\eta_l}. \quad (3.22)$$

Der volumenbezogene Massenstrom  $G$  beträgt  $G = \chi_g \rho_g u_g + (1 - \chi_g) \rho_l u_l$ . Da die Shah-Korrelation mit Bezug auf die Temperaturdifferenz zwischen der Sättigungstemperatur und der Oberflächentemperatur der Wand entwickelt wurde, ist der Koeffizient mit

$$K_{il,ne} = \frac{K_{il,Sh}}{1 - \frac{K_{il,Sh}}{K_{wl}}} \quad (3.23)$$

umzurechnen. Für die Nebelströmung wird der Wärmeübergangskoeffizient an der Grenzfläche mit der folgenden Beziehung errechnet,

$$K_{il,e} = \frac{6(1 - \chi_g)\lambda_l}{\delta^2 c_{p,l}}. \quad (3.24)$$

Schließlich wird der Grenzflächenwärmeübergang der geschichteten Strömung mit der folgenden Formel nach Bestion [82] abgeschätzt, in der turbulente Mischung aufgrund des Schlupfs zwischen Gas- und Flüssigkeitsphase mit der turbulenten Reynolds-Zahl  $Re_t$  eingeht:

$$\begin{aligned}
 K_{il,s} &= \frac{\lambda_l(4 + 0,07 Re_t^{0,8} Pr_l^{0,4})}{D_h^2 c_{p,l}}, \text{ mit} \\
 Re_t &= \frac{\rho_l u_t (1 - \chi_g) D_H}{\eta_l}, \\
 u_t &= |u_l| + \sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_l}} |u_g - u_l|.
 \end{aligned} \tag{3.25}$$

### 3.2.3 Wärmeübergang an der Wand

Zur Berechnung des Wandwärmeübergangs in der Energieerhaltungsgleichung werden drei separate Wärmeübergangszonen mit separaten Wärmeübergangskorrelationen unterschieden. Dabei handelt es sich um die Zonen benetzte Wand, trockene Wand sowie eine Übergangszone zwischen benetzter und trockener Wand. Bei der benetzten Wand wird angenommen, dass die Wand nur in Kontakt mit der Flüssigkeitsphase ist. Analog geht das Modell bei der trockenen Wand davon aus, dass sich in unmittelbarer Nähe der Wandoberfläche nur Gasphase befindet. Der Übergang von benetzter zu trockener Wand zeichnet sich durch graduelles Austrocknen der Oberfläche aus. Daher entspricht diese Zone dem Gebiet negativer Steigung in der Nukiyama-Kurve [88], ausgehend von der kritischen Wärmestromdichte. Wenn der Wandwärmestrom als Funktion der Oberflächentemperatur ein lokales Minimum erreicht, ist die Oberfläche vollständig ausgetrocknet und Filmsieden der dominante Mechanismus zur Wärmeübertragung. Dementsprechend erfolgt die Fallunterscheidung zur Bestimmung der vorherrschenden Wärmeübergangszone basierend auf den Grenzwerten der kritischen Wärmestromdichte  $\dot{q}_{crit}$  und der Leidenfrost-Temperatur  $T_L$ .

Zur Ermittlung der kritischen Wärmestromdichte wird standardmäßig auf eine Kombination der Korrelationen nach Zuber-Griffith [89] und Biasi [90] zurückgegriffen. Dabei ist die ursprüngliche Zuber-Griffith-Korrelation nur für geringe Massenstromdichten  $< 300 \text{ kg/m}^2\text{s}$  geeignet und unterschätzt die kritische Wärmestromdichte bei hohem Dampfvolumenteil. Daher wird der Volumenanteil zur Verbesserung der Genauigkeit auf  $\alpha_g \leq 0.8$  beschränkt. Die Biasi-Korrelation wählt stattdessen den Maximalwert aus zwei Korrelationen aus, von denen eine Korrelation für niedrige Dampfmassenanteile und eine für hohe Dampfmassenanteile bestimmt wurde. Bei Massenstromdichten  $< 100 \text{ kg/m}^2\text{s}$  wird die Zuber-

### 3.2 Heterogenes Strömungsmodell

Griffith-Korrelation genutzt und bei Massenstromdichten  $> 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$  kommt die Biasi-Korrelation zur Anwendung. Im Übergangsbereich wird zwischen den beiden Korrelationen interpoliert. Ferner wird die kritische Wärmestromdichte bei hohen Dampfmassenanteilen zunehmend reduziert, um eine stetige Näherung zu dem Grenzwert  $\dot{q}_{\text{crit}} = 0$  für reine Dampfströmung  $x = 1$  sicherzustellen.

Die Leidenfrost-Temperatur kann mit Hilfe der Groeneveld-Stewart-Korrelation [89] bestimmt werden:

$$T_L = 284,7 + 4,41 \cdot 10^{-5}p - 3,72 \cdot 10^{-12}p^2 - \frac{10^4(h_l - h_{l,\text{sat}})}{(2,82 + 1,22 \cdot 10^{-6}p)(h_{s,\text{sat}} - h_{l,\text{sat}})},$$

$$p \leq 9 \cdot 10^6 \text{ Pa}, \text{ und}$$

$$T_L = [T_L(p = 9 \cdot 10^6 \text{ Pa}) - T_{\text{sat}}(p = 9 \cdot 10^6 \text{ Pa})] \frac{p_{\text{crit}} - p}{p_{\text{crit}} - 9 \cdot 10^6} + T_{\text{sat}},$$

$$p > 9 \cdot 10^6 \text{ Pa}.$$
(3.26)

Bei der Berechnungsvorschrift wird unterschieden, ob der Druck einen Grenzwert von 9 MPa unterschreitet oder überschreitet. In dieser Zahlenwertgleichung sind der Druck und die Temperatur jeweils in den Einheiten Pa und °C einzusetzen.

Der Wärmeübergang an der benetzten Wand wird von der Dittus-Boelter-Korrelation [82] für erzwungene Konvektion sowie von der Thom-Korrelation für Blasensieden beschrieben. Die Korrelation nach Dittus-Boelter wird sowohl für den Wärmeeintrag in die flüssige Phase ( $T_l < T_w$ ) als auch für die Kühlung der flüssigen Phase ( $T_w > T_l$ ) genutzt,

$$\text{Nu}_{wl,fc} = 0,023 \text{Re}_l^{0,8} \text{Pr}_l^{0,4}.$$
(3.27)

Die Gleichung ist gültig für den Bereich  $\text{Re} > 10.000$  und die Nusselt-Zahl wird für kleine Massenströme auf den Wert 3,66 für laminare Konvektion beschränkt. Die für den Flüssigkeitsfilm definierte Reynolds-Zahl lautet

$$\text{Re}_l = \frac{\rho_l |u_l| D_{h,l}}{\eta},$$
(3.28)

mit dem hydraulischen Durchmesser  $D_{h,l}$  des Films

$$D_{h,l} = (1 - \sqrt{\chi_g}) D_h$$
(3.29)

und der Prandtl-Zahl  $Pr_l$  der Flüssigkeitsphase

$$Pr_l = \frac{\eta_l c_{p,l}}{\lambda_l}. \quad (3.30)$$

Der Wechsel zum Blasensieden erfolgt, sobald die Wandtemperatur die lokale Sättigungstemperatur des Fluids überschreitet. Die Korrelation nach Thom erfasst den Wärmeübergangskoeffizienten beim Blasensieden [89]:

$$\alpha_{wl,nb} = 1971, 2 e^{2p/8687000} (T_w - T_{sat}). \quad (3.31)$$

Schließlich werden für die gesamte Wärmestromdichte die Anteile der erzwungenen Konvektion und des Blasensiedens summiert:

$$\dot{q}_{wl} = \frac{\lambda_l}{D_{h,l}} \max(Nu_{fc,l}; 3, 66) \cdot (T_w - T_l), T_w \leq T_{sat}, \text{ und} \quad (3.32)$$

$$\dot{q}_{wl} = \frac{\lambda_l}{D_{h,l}} \max(Nu_{fc,l}; 3, 66) \cdot (T_w - T_l) + \alpha_{nb} \cdot (T_w - T_{sat}), T_w > T_{sat}. \quad (3.33)$$

Wenn Wärmeübergang an der trockenen Wand vorliegt, ist die Wandoberfläche ausschließlich in Kontakt mit der gasförmigen Phase. Mittels separater Korrelationen wird zwischen Behältersieden, erzwungener Konvektion und natürlicher Konvektion unterschieden. Behältersieden ist der dominante Mechanismus für geringe Dampfvolumentanteile bei kleinem Massenstrom. Der zugehörige Wärmeübergangskoeffizient wurde von Berenson [91] beschrieben:

$$\alpha_{wg,pb} = 0, 425 \left[ \frac{\lambda_g^3 \rho_g g^{1,5} (\rho_l - \rho_g)^{1,5} (h_{s,sat} - h_{l,sat})}{\eta_g |T_w - T_g| \sqrt{\sigma}} \right]^{0,25}. \quad (3.34)$$

$$\sqrt{1 - \chi_g} [1 + 0, 025 \cdot \max(T_{sat} - T_l, 0)]. \quad (3.35)$$

Analog zur benetzten Wand wird der Wärmeübergang bei turbulenter Konvektion  $\alpha_{wg,fc}$  nach der Dittus-Boelter-Korrelation berechnet: Dazu sind die Gleichungen 3.27-3.30 für den Gasfilm an der Wandoberfläche zu formulieren. Im Falle eines mantelseitigen Dampfmassenstroms über Rohrbündel kann alternativ eine auf der Grimison-Korrelation basierende Beziehung verwendet werden,

$$Nu_D = 1, 13 \cdot C_1 Re_{D,max}^m Pr^{1/3}. \quad (3.36)$$

Die Koeffizienten  $C_1$  und  $m$  sind abhängig von der Anordnung sowie der Geometrie der Rohrbündel und können geeigneten Fachbüchern entnommen werden





### 3.2 Heterogenes Strömungsmodell

[92]. Schließlich erfolgt die Wärmeübertragung bei Massenströmen nahe Null durch natürliche Konvektion, die mit den folgenden Gleichungen bestimmt wird:

$$\alpha_{wg,nc} = \frac{\lambda_g}{D_{h,g}} \max(0, 401 \text{Gr}_g^{0,25} \text{Pr}_g^{0,25}, 0, 12 \text{Gr}_g^{1/3} \text{Pr}_g^{1/3}) , \text{ und} \quad (3.37)$$

$$\text{Gr}_g = \frac{g \rho_g^2 D_{h,g} |T_w - T_g|}{\eta_g^2 (T_g + 273, 15)} . \quad (3.38)$$

Für den resultierenden Wärmestrom an der trockenen Wand wird der maximale Wärmeübergangskoeffizient aus den genannten Korrelationen ausgewählt,

$$\dot{q}_{wg} = \max(\alpha_{wg,pb}, \alpha_{wg,fc}, \alpha_{wg,nc}) \cdot (T_w - T_g) . \quad (3.39)$$

Zum Wärmeübergang im Übergangsbereich wird der Wandwärmestrom zwischen dem kritischen Wärmestrom und der Wärmestromdichte an der trockenen Wand interpoliert. Dabei wird angenommen, dass die kritische Wärmestromdichte durch reines Blasensieden angenähert werden kann. Nach Einsetzen in Gleichung 3.31 ergibt sich die Temperatur der kritischen Wärmestromdichte zu

$$T_{\text{crit}} = T_{\text{sat}} + \sqrt{\frac{\dot{q}_{\text{crit}}}{1971, 2 e^{2p/8487000}}} . \quad (3.40)$$

Der Wärmestrom wird abhängig von der Position der Wandtemperatur im Intervall zwischen Leidenfrost-Temperatur und Temperatur des kritischen Wärmestroms zwischen den Phasen aufgeteilt,

$$\dot{q}_{wl} = \left( \frac{T_L - T_w}{T_L - T_{\text{crit}}} \right)^2 \dot{q}_{\text{crit}} \text{ und} \quad (3.41)$$

$$\dot{q}_{wg} = \left[ 1 - \left( \frac{T_L - T_w}{T_L - T_{\text{crit}}} \right)^2 \right] \max(\alpha_{wg,pb}, \alpha_{wg,fc}, \alpha_{wg,nc}) \cdot (T_w - T_g) . \quad (3.42)$$

#### 3.2.4 Reibung an der Wand

Die auf das Einheitsvolumen bezogene Wandreibungskraft  $F_{wk}$  wird für die Flüssigkeits- und die Gasphase gleichermaßen bestimmt durch

$$F_{wk} = -\frac{1}{2} \frac{f_k \rho_k u_k |u_k|}{D_h} . \quad (3.43)$$

Der Druckverlustkoeffizient  $f_k$  lässt sich aus dem Produkt des Einphasen-Reibungsfaktors  $f_{sp,k}$  und des Zweiphasen-Multiplikators  $c_k$  für die jeweilige Phase  $k$  bilden,

$$f_k = f_{sp,k} \cdot c_k. \quad (3.44)$$

Bei der Modellierung der Rohrleitungen ist generell zwischen den Ansätzen eines glatten Rohres und eines rauen Rohres zu wählen.

Ausgehend von der Reibung an einer glatten Rohrwand wird der Reibungsfaktor der Einphasenströmung wie folgt berechnet [92][83]:

$$f_{sp,k} = \max \left( \frac{64}{Re_k}, \frac{0,316}{Re_k^{0,25}}; 0,008 \right). \quad (3.45)$$

Bei den Argumenten auf der rechten Seite der Gleichung handelt es sich um die analytische Lösung für laminare Strömung unter Annahme eines parabolischen Geschwindigkeitsprofils, die Blasius-Gleichung für turbulente Strömungen sowie einen Wert zur Mindestbegrenzung des Reibungsfaktors für hohe Reynolds-Zahlen. Die einphasige Reynolds-Zahl ist definiert als

$$Re_k = \frac{\chi_k \rho_k |u_k| D_h}{\eta_k}. \quad (3.46)$$

Die Berechnung der Reibung an einer rauen Rohrwand erfordert hingegen die Kenntnis der auf den hydraulischen Rohrdurchmesser bezogenen Rauigkeit der Oberfläche. Im Falle der laminaren Strömung ist der Druckverlust zunächst unabhängig von der Rohrrauigkeit, sodass wiederum die ersten beiden Terme in Gleichung 3.45 herangezogen werden können. Für höhere Reynolds-Zahlen ist die Colebrook-Gleichung [93] geeignet zur Berücksichtigung der Wandrauigkeit,

$$\frac{1}{\sqrt{f_k}} = 1,74 - 2 \log \left[ \frac{1}{\sqrt{f_k}} \frac{18,7}{Re_k} + 2 \frac{\epsilon}{D_h} \right]. \quad (3.47)$$

Für den Reibungsfaktor bei voll ausgebildeter turbulenter Strömung wird in Gleichung 3.47  $Re_k \rightarrow \infty$  angenommen, sodass

$$f_{crit,k} = \left[ 1,74 - 2 \log \left( \frac{2\epsilon}{D_h} \right) \right]^{-2}. \quad (3.48)$$

Die zugehörige kritische Reynolds-Zahl wird durch die folgende Gleichung abgeschätzt [94]:

### 3.2 Heterogenes Strömungsmodell

$$\text{Re}_{\text{crit},k} = \frac{378,3}{f_{\text{crit},k}} \left( \frac{2\epsilon}{D_h} \right)^{-0,9} \cdot 0,355. \quad (3.49)$$

Ist die errechnete Reynolds-Zahl kleiner als 4000, so wird der Einphasen-Reibungsfaktor aus dem Maximum des Anteils für laminare Strömung und der Blasius-Gleichung bestimmt. Sollte die Reynolds-Zahl über der kritischen Reynolds-Zahl liegen, wird der Reibungsanteil für voll ausgebildete turbulente Strömung verwendet. Für den Fall  $4000 \leq \text{Re}_k \leq \text{Re}_{\text{crit},k}$  wird die Reibung zwischen dem Wert der Blasius-Gleichung für  $\text{Re}_k = 4000$  und dem Wert für voll ausgebildete turbulente Strömung interpoliert,

$$f_{sp,k} = \max \left( \frac{64}{\text{Re}_k}, \frac{0,316}{\text{Re}_k^{0,25}} \right),$$

$\text{Re}_k \leq 4000$  und

$$f_{sp,k} = \frac{0,316}{4000^{0,25}} + \frac{\min \left( f_{cr,k}, \frac{0,316}{4000^{0,25}} \right) - \frac{0,316}{4000^{0,25}}}{1 - \left( \frac{4000}{\text{Re}_{\text{crit},k}} \right)^{0,25}} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{4000}{\min(\text{Re}_k, \text{Re}_{\text{crit},k})} \right)^{0,25} \right],$$

$\text{Re}_k > 4000$ .

(3.50)

Die bisher in diesem Abschnitt aufgeführten Korrelationen für Wandreibung sind nur für reine Einphasenströmung gültig. Der Zweiphasen-Multiplikator  $c_k$  dient dazu, die Phasenverteilung an der Wand abzuschätzen und damit die Berechnung auf Mehrphasenströmungen auszuweiten. Für die unterschiedlichen Strömungsformen der geschichteten Strömung, der Strömung mit Tröpfchenmitriss und der Strömung ohne Tröpfchenmitriss werden separate Definitionen des Multiplikators verwendet. Zur Berechnung von  $c_k$  werden die einzelnen Strömungsanteile mit der Schichtungsrate  $R$  und der Schlepprate  $E$  gewichtet und anschließend summiert,

$$c_g = R \cdot c_{g,st} + (1 - R) \cdot c_{g,nst} \quad \text{und} \quad (3.51)$$

$$c_l = R \cdot c_{l,st} + (1 - R) \cdot [(1 - E) c_{l,ne} + E c_{l,e}].$$

In geschichteter Strömung entspricht der Zweiphasenmultiplikator dem Umfangsanteil des kreisförmigen Strömungskanals, der in direktem Kontakt mit der Phase  $k$  ist:

$$c_{g,st} = \frac{\theta}{\pi} = \frac{\arccos\left(\frac{L}{R} - 1\right)}{\pi}, \text{ und} \quad (3.52)$$

$$c_{l,st} = 1 - c_{g,st}.$$

Dabei beschreibt  $\theta$  den Winkel zwischen der vertikalen Symmetrieachse und einer Linie zwischen dem Mittelpunkt und dem Schnittpunkt von horizontalem Flüssigkeitsstand und Kreisumfang.

In nicht-geschichteter Strömung steht die Wandoberfläche nur bei hohen Dampf-volumenanteilen in Kontakt mit der Gasphase,  $c_{g,ns} = \chi_g^{1,25}$ . Als Multiplikator der Flüssigkeitsphase wird für Ringströmung und Blasenströmung der zugehörige Massenanteil herangezogen:  $c_{l,ne} = x_l$ . Schließlich wird  $c_{l,en}$  bei Nebelströmung mit einem Verteilungsmodell nach Lockhart und Martinelli geschätzt. Für den Formelsatz wird auf die Referenzen [82, 95] verwiesen.

### 3.2.5 Grenzflächenreibung

Die Reibung an der Phasengrenzfläche  $F_{ik}$  ist stark abhängig von der vorherrschenden Strömungsform. Verschiedene Reibungskorrelationen werden daher für die unterschiedlichen Strömungsformen eingesetzt. Das Endergebnis für die Grenzflächenreibung wird schließlich als gewichtetes Mittel der verschiedenen Korrelationen ermittelt. Damit wird die Grenzflächenreibung  $F_{ik}$  aus den Reibungsanteilen für geschichtete Strömung  $F_s$  und nicht-geschichtete Strömung  $F_{ns}$  gebildet,

$$F_{ik} = RF_s + (1 - R)F_{ns}. \quad (3.53)$$

Mit einer analogen Gewichtung wird die Grenzflächenreibung der nicht-geschichteten Strömung  $F_{ns}$  beschrieben,

$$F_{ns} = (1 - E) [(1 - \chi_g)F_{ib} + \chi_g F_{ia}] + EF_{id}. \quad (3.54)$$

Dabei bezeichnen die Kräfte  $F_{ib}$ ,  $F_{ia}$  und  $F_{id}$  jeweils die Grenzflächenreibung in Blasenströmung, Ringströmung und Nebelströmung. Der Reibungsanteil in Blasenströmung wird mit einer für Rohrgeometrien entwickelten Korrelation berechnet [96],

### 3.2 Heterogenes Strömungsmodell

$$F_{ib} = \left( \frac{29\rho_g}{L_b} + \frac{f_L F_{\eta,l}^{0,25}}{D_H} \right) \chi_g (1 - \chi_g)^3 \Delta u |\Delta u|$$

mit

$$\begin{aligned} L_b &= \left[ \frac{1}{D_H^2} + \frac{g(\rho_l - \rho_g)}{f_\alpha^2 \sigma} \right]^{-0,5}, \\ f_\alpha &= 1,3 + 15,7 \chi_g^3 (256 - 768 \chi_g) \text{ für } \chi_g \leq 0,25, \\ f_\alpha &= 17 \text{ für } \chi_g > 0,25, \\ f_L &= 2,81 + 34 \left( \frac{L_b}{D_H} \right)^5 \left( 6 - 5 \frac{L_b}{D_H} \right) \text{ sowie} \\ F_{\eta,l} &= \eta_l \left[ \frac{g(\rho_l - \rho_g)}{\rho_l^2 \sigma^3} \right]^{0,25}. \end{aligned} \quad (3.55)$$

Zur Bestimmung der Grenzflächenreibung für die Ringströmung  $F_{ia}$  und die geschichtete Strömung  $F_s$  wird die Wallis-Korrelation [83] herangezogen,

$$F_{ia} = F_s = \frac{0,01 [1 + 75(1 - \chi_g)] \rho_g \Delta u |\Delta u|}{D_H}. \quad (3.56)$$

Die Reibungskraft zwischen den Phasen in Nebelströmung  $F_{id}$  ist eine Funktion des Tröpfchendurchmessers  $\delta$  und der Reynolds-Zahl des Tröpfchens  $Re_d$ . Der Tröpfchendurchmesser wird mittels zweier Kriterien bestimmt: Das erste Kriterium ist die hydrodynamische Stabilität des Tröpfchens und das zweite Kriterium ist die maximale Tröpfchengröße, welche gerade noch durch die Dampfströmung mitgerissen werden kann. Die Weber-Zahl ist definiert als das Verhältnis der bezogenen Scherkraft, welche die Auflösung des Tröpfchens befördert, und der Oberflächenspannung zur Erhaltung der Tropfenform [93]:

$$We = \frac{\rho_g (\Delta u)^2 \delta}{\sigma}. \quad (3.57)$$

Aus experimentellen Beobachtungen ergibt sich eine Variation der kritischen Weber-Zahl zwischen 5 und 20 [93]. Im hier beschriebenen Strömungsmodell wird der Wert mit 8 angesetzt, sodass der Durchmesser des Tröpfchens wie folgt bestimmt wird [82]:

$$\delta = \min \left( \frac{8\sigma}{\rho_g (\Delta u)^2}, 1, 73 \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)}} \right). \quad (3.58)$$

Der Durchmesser  $\delta$  bestimmt die Größe der Grenzfläche zwischen Gasphase und Flüssigkeitsphase und ist daher entscheidend für die Phänomene der Grenzflächenreibung sowie des Wärmeübergangs zwischen den Phasen. Die Grenzflächenreibung in Nebelströmung wird in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl des Tröpfchens  $Re_d$  berechnet [82],

$$F_{id} = \frac{0,75(1 - \chi_g)\rho_g\Delta u|\Delta u|}{\delta} \cdot f(Re_d),$$

mit

$$f(Re_d) = \frac{24}{Re_d} + \frac{3,6}{Re_d^{0,313}} + \frac{0,42}{1 + 4,25 \cdot 10^4 \cdot Re_d^{-1,16}} \quad \text{und} \quad (3.59)$$

$$Re_d = \frac{\rho_g|\Delta u|\delta}{\eta_g}.$$

### 3.2.6 Erweiterung für überkritischen Druck

Das heterogene Strömungsmodell wurde in der Version 5.09 von Hänninen [97] um den überkritischen Bereich erweitert. Da die Verdampfungsenthalpie oberhalb des kritischen Drucks verschwindet und das Konzept des Phasenübergangs seine physikalische Bedeutung verliert, ist die Zweiphasen-Formulierung problematisch. Der Lösungsansatz zur Erhaltung der sechs Bestimmungsgleichungen (3.5) besteht darin, das überkritische Gebiet durch eine Verbindungskurve der Zustände maximaler spezifischer Wärmekapazität  $c_p$  (pseudo-kritische Verdampfungskurve) ausgehend vom kritischen Punkt in eine pseudo-flüssige Phase und eine pseudo-gasförmige Phase zu unterteilen. Ferner werden eine minimale Pseudo-Verdampfungsenthalpie von 200 kJ/kg eingeführt und große Wärmeübergangskoeffizienten an der Phasengrenzfläche gewählt, um das Auftreten von Pseudodampfmassenanteilen zwischen 0 und 1 möglichst schnell zu überbrücken. Dennoch ist beim Durchfahren des kritischen Punktes mit numerischen Instabilitäten zu rechnen. Somit ist ersichtlich, dass das heterogene Modell in dieser Arbeit nur für die Prozessberechnung der unterkritischen Abhitzedampferzeuger uneingeschränkt geeignet ist.

### 3.2.7 Lösungsverfahren

Der in Apros implementierte Algorithmus zur numerischen Lösung des partiellen Differentialgleichungssystems folgt dem in Referenz [98] von Siikonon dargelegten Verfahren. Dieses basiert auf einem versetzten Rechengitter [99] zur Unterdrückung nicht-physikalischer Lösungen für das Druckfeld sowie der Nutzung des



### 3.2 Heterogenes Strömungsmodell

Upwind-Verfahrens für die konvektiven Terme. Das versetzte Rechengitter wird bei der Diskretisierung der räumlichen Dimension  $z$  verwendet, sodass alle Zustandsvariablen wie Druck und Temperatur an dem Knoten (engl.: node) in der Mitte des Kontrollvolumens und alle strömungsbezogenen Variablen wie Geschwindigkeit und Massenstrom an der Grenze zum benachbarten Kontrollvolumen (engl.: branch) bestimmt werden. Die Zustandsgrößen werden über das Kontrollvolumen gemittelt. Diese Anordnung entspricht dem Verständnis, dass ein Druckgefälle  $p_B = p_A - \Delta p$  von Knoten A nach Knoten B eine gleich gerichtete Strömung zwischen den Knoten und über die gemeinsame Grenzfläche AB der zugehörigen Kontrollvolumina verursacht. Bei der Diskretisierung der zeitlichen Dimension  $t$  wird ein voll-impliziter Ansatz verwendet. Eigentliche Schwierigkeit bei der numerischen Lösung ist jedoch die geeignete Linearisierung der nicht-linearen Quellterme, welche die Gleichungen miteinander koppeln und die Hauptursache für Divergenz sind [98].

Die Grundidee des Verfahrens ist, die linearisierte Impulserhaltungsgleichung nach der Geschwindigkeit umzuformen und in die Massenerhaltungsgleichung einzusetzen, sodass sich eine Bestimmungsgleichung für den Druck ergibt. Indem das Ergebnis für den Druck wiederum in die linearisierte Impulserhaltungsgleichung eingesetzt wird, lassen sich nacheinander die linearen Gleichungssysteme für den Druck, den Dampfvolumenanteil und die Enthalpie lösen. Die Dichte und alle weiteren Stoffeigenschaften des Wassers werden dabei als Funktion der neu berechneten Zustandsgrößen Druck und Enthalpie aktualisiert. Das Lösungsverfahren wird so lange wiederholt, bis der Massenfehler der aktuellen Iteration den vom Benutzer gewählten, maximal zulässigen Massenfehler unterschreitet. Die Konvergenz der numerischen Lösung wird durch eine variable Zeitschrittweite und den Einsatz von Unterrelaxation sichergestellt.

## 4 Charakterisierung der Anlage

In diesem Abschnitt sollen die wesentlichen Eigenschaften der Anlage dargestellt werden. Die Anlage bildet im Rahmen dieser Arbeit die Vorlage für den Aufbau eines dynamischen Kraftwerksmodells (siehe Kapitel 5.2) als Basis der Untersuchungen zum überkritischen Abhitzedampferzeuger. Das Kombikraftwerk ist in einer Einwellenanordnung aufgebaut und hat eine nominale Leistung von  $350 \text{ MW}_{\text{el}}$ , welche sich im Verhältnis 9:5 auf Gasturbine und Dampfturbine verteilt. Stromabwärts der Gasturbine ist ein vertikaler Dreidruck-Abhitzedampferzeuger mit Trommelverdampfern und einfacher Zwischenüberhitzung im Abgaskanal installiert, siehe Abbildung 4.1.

Zur Vergleichmäßigung des Abgasstroms über den Querschnitt sind unmittelbar vor der Strömungsumlenkung Lochbleche in der oberen Hälfte des Abgaswegs angebracht. Vor Eintritt in den Abhitzedampferzeuger weitet sich der Strömungskanal auf 18,9 m Breite und 9,7 m Tiefe auf. Das Heißgas wird durch eine Serie von Heizflächenpaketen geführt, die aus versetzt angeordneten Rohrreihen mit geschlitzter Außenberippung bestehen. Mit Ausnahme der Verdampfer sind hierbei alle Wärmeübertrager im Kreuz-Gegenstrom angeordnet. Um für Wärmeübertrager unterschiedlicher Druckstufen eine nahezu identische Austrittstemperatur zu ermöglichen, sind die Rohrbündel des ND-Überhitzers und des MD-Überhitzers sowie die des ND-Vorwärmers und des zweiten HD-Vorwärmers parallel verbaut (Heizflächenkämmung). Die charakteristischen Prozessparameter im nominalen Auslegungspunkt sind Tabelle 4.1 zu entnehmen. Die Abgaszusammensetzung der Gasturbine ist in Tabelle 4.2 gegeben.

Abgasparameter	Frischdampfparameter			
	HD	ZÜ	ND	Kondensator
$\dot{m} = 587,3 \text{ kg/s}$	$p = 97,7 \text{ bar}$	$p = 23,4 \text{ bar}$	$p = 4,1 \text{ bar}$	$p = 82 \text{ mbar}$
$T_{\text{ein}} = 628,0 \text{ °C}$	$T = 567,1 \text{ °C}$	$T = 567,2 \text{ °C}$	$T = 293,4 \text{ °C}$	$T = 42,2 \text{ °C}$
$T_{\text{aus}} = 82 \text{ °C}$	$\dot{m} = 78,4 \text{ kg/s}$	$\dot{m} = 83,4 \text{ kg/s}$	$\dot{m} = 9,9 \text{ kg/s}$	

**Tabelle 4.1:** Nennparameter des Kombiprozesses.



## 4.1 Prozessführung

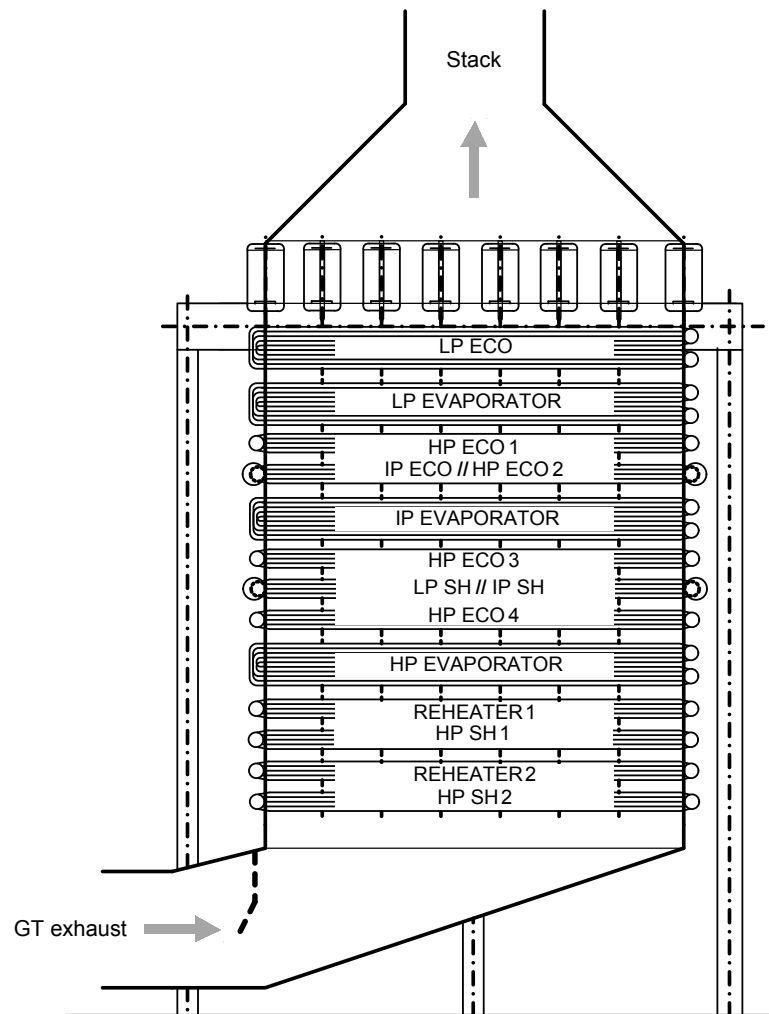


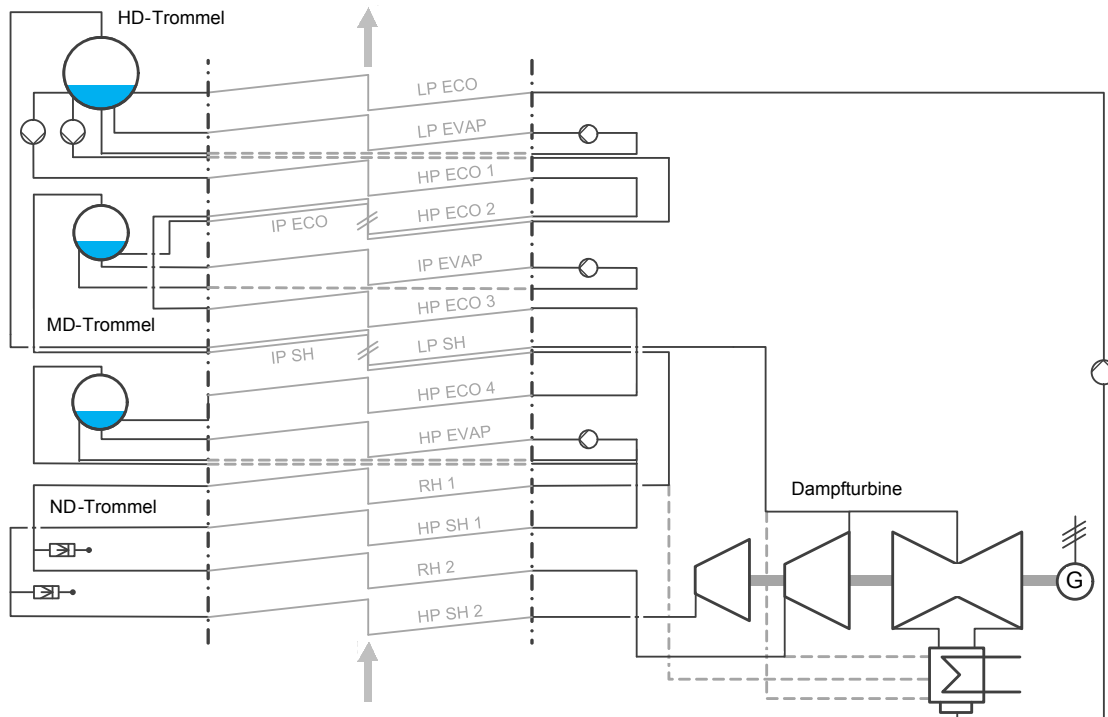
Abbildung 4.1: Aufbau des Abhitzedampferzeugers.

## 4.1 Prozessführung

Abbildung 4.2 zeigt ein vereinfachtes Schaubild des zugehörigen Kraftwerkprozesses. Die Kondensatpumpe fördert Kesselspeisewasser durch den ND-Vorwärmer in die ND-Trommel. Diese ist zum Verzicht auf den Speisewasserbehälter zugleich als Entgaser ausgelegt. Da die Kesselspeisepumpen der MD-Druckstufe und der HD-Druckstufe vorgewärmtes Speisewasser aus der ND-Trommel fördern, ist für eine stabile Prozessführung ein gleich bleibender Sättigungszustand in der

Komponente	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	CO <sub>2</sub>	Ar	SO <sub>2</sub>
Anteil in Gewichtsprozent	72,06	13,71	6,86	6,15	1,22	0,0

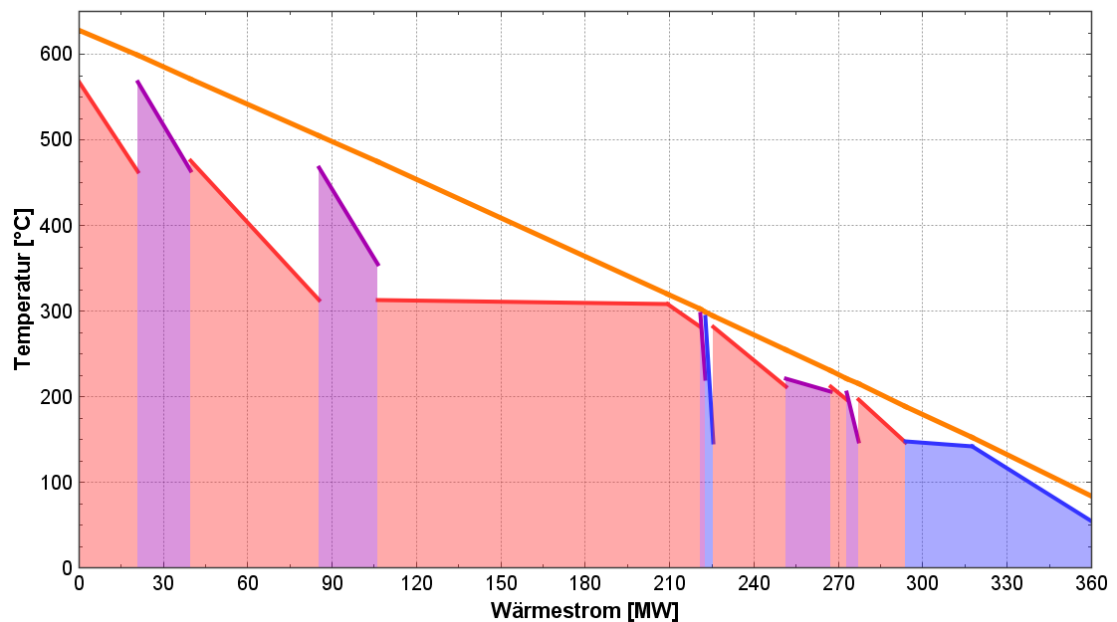
Tabelle 4.2: Abgaszusammensetzung der Gasturbine im Auslegungspunkt.



**Abbildung 4.2:** Schematisches Flussbild des Kombiprozesses.

Trommel auch bei dynamischer Fahrweise wichtig. Zu diesem Zweck ist die Heizfläche des ND-Vorwärmers im Hinblick auf den nominalen Betriebspunkt überdimensioniert. Sie kann durch einen geregelten Bypassweg teilweise umfahren werden, sodass die Unterkühlung des Speisewassers beim Eintritt in die Trommel konstant bleibt. In Gegenrichtung erfordert die überdimensionierte Heizfläche eine Speisewasserrezirkulation zum Eintritt des ND-Vorwärmers, um mit der Abgastemperatur am Kamin den Schwefelsäuretaupunkt nicht zu unterschreiten. Das im Sättigungszustand befindliche Wasser fließt durch das unbeheizte Fallrohr, wird im Eintrittssammler des Verdampfers auf die Einzelrohre aufgeteilt, beim Durchlauf der Kreuz-Gleichstrom-Heizflächen teilweise verdampft und wieder der Trommel zugeführt. Dort erfolgt aufgrund des Dichteunterschieds zwischen den Phasen die Trennung des Nassdampfgemisches in Wasser, welches den Kreislauf aufs Neue durchläuft, und Sattdampf. Letzterer wird in den Überhitzer geleitet und der Dampfturbine zugeführt. Der vertikale Abhitzedampferzeuger neigt aufgrund der im Vergleich zur horizontalen Ausführung relativ geringen geodätischen Höhendifferenz über den Verdampfer eher zur unerwünschten Rückströmung von Dampfblasen. Diese wird jeweils durch eine am tiefsten Punkt des Verdampferkreislaufs installierte Umwälzpumpe vermieden.

#### 4.1 Prozessführung



**Abbildung 4.3:** Temperatur-Wärmestrom-Diagramm des Abhitzedampferzeugers.

Prinzipiell ist der Prozess in der HD-Druckstufe und der MD-Druckstufe analog aufgebaut, wobei das System zur Umfahrung des Vorwärmers entfällt. Im Mitteldruckteil wird weiterhin ein großer Anteil des Kesselspeisewassers stromabwärts des MD-Vorwärmers zur Brenngasvorwärmung abgezweigt. Während dies die nutzbare Energie des Abhitzedampferzeugers vermindert, wird der Wirkungsgrad des kombinierten Kraftwerksprozesses insgesamt erhöht [32]. Der HD-Überhitzer ist in zwei Heizflächen geteilt, zwischen denen zur Regelung der Frischdampf­temperatur HD-Speisewasser zerstäubt und eingespritzt wird. Diese Anordnung stellt eine effektive Nachverdampfung aller Tropfen vor Eintritt in die Dampfturbine sicher. Die Einspritzkühlung greift auch im Nominalbetrieb ein, um im Fall einer Gasturbinenstörung die unmittelbare Reaktion der Frischdampf­temperatur effektiv zu unterbinden und die Dampfturbine zu schützen. Stromabwärts der HD-Turbine wird ein kleiner Teil des expandierten Dampfs als Sperrdampf abgezweigt, während der Hauptmassenstrom mit Dampf aus der Mitteldruckstufe vermischt und erneut überhitzt wird. Gegenüber der Hochdruckstufe wird ein geringfügig höherer Sollwert für die Frischdampf­temperatur verwendet, ansonsten funktioniert die ZÜ-Einspritzkühlung analog. Der ZÜ-Dampf­massenstrom wird in der MD-Dampfturbine expandiert, durch ND-Frischdampf ergänzt und anschließend bis auf Kondensatordruck entspannt. Mit 82 mbar ist der Druck für einen wassergekühlten Kondensator relativ hoch, was mit dem Kraftwerksstandort an der Malakkastraße und der tropischen Temperatur des Meerwassers in Oberflächennähe zu erklären ist (knapp 30 °C nach [100]).

Ebenfalls dargestellt sind die Dampfumleitsysteme zur Umfahrung der Dampfturbine, die zum Anfahrprozess erforderlich sind und im Regelbetrieb geschlossen sind. Bemerkenswert ist, dass die HD-Umfahrung im Gegensatz zu der gängigen Anordnung direkt zum Kondensator führt und nicht in den „kalten“ Zwischenüberhitzer mündet. Der Zwischenüberhitzer wird somit beim Anfahrvorgang vor der Zulassung von Frischdampf in die HD-Turbine trocken gefahren und ist durch die fehlende Kühlung einer höheren Materialbelastung ausgesetzt. Die MD-Umfahrung und die ND-Umfahrung zweigen stromabwärts des jeweiligen Überhitzers ab und führen ebenfalls zum Kondensator. Um das Enthalpiegefälle einzuebnen, welches in der Regel über die Schaufelreihen der Dampfturbine abgebaut wird, sind in den Umleitungen kombinierte Dampfventile und Enthitzer zur Druck- und Temperaturreduktion installiert. Diese sind ebenso wie andere Sekundärsysteme (Abblasventile, Probenahmeleitungen, Blowdown etc.) aus Gründen der Übersichtlichkeit in der Abbildung vernachlässigt.

Im Temperatur-Wärmestrom-Diagramm lässt sich die Anpassung der Heizflächenanordnung und der wasser-/dampfseitigen Prozessparameter an das Temperaturprofil des Abgasstromes anschaulich nachvollziehen, siehe Abbildung 4.3. An den leicht geneigten Kennlinien der Verdampfer ist die Berücksichtigung der Rohrreibung zu erkennen. Knapp zwei Drittel der übertragenen Wärme entfallen auf die Hochdruckstufe (rot), die damit der dominante Teilprozess im Abhitzedampferzeuger ist. Die Mitteldruckstufe (violett) stellt vor allem Prozesswasser zur Vorwärmung des Brenngases bereit, während die Niederdruckstufe (blau) die Vorwärmung des Kesselspeisewassers leistet und den Strömungsverlust über den Kamin begrenzt. Letzterer beträgt etwa 12,3 % des Gesamtwärmeangebots; für die sonstigen konvektiven Umgebungsverluste wird ein Erfahrungswert von 0,8 % angesetzt. Damit ergibt sich der energetische Wirkungsgrad des betrachteten Abhitzedampferzeugers zu 86,9 %.

## 4.2 Einordnung

Das betrachtete Kombikraftwerk wurde im Jahr 2003 zur Versorgung des Industriezentrums Prai am Standort in der Provinz Penang, Malaysia errichtet und in Betrieb genommen. Auch wenn die Anlage mit 54 % Gesamtwirkungsgrad nicht mehr dem aktuellen Stand der Technik entspricht, so weist sie doch mit der Einwellenanordnung, der luftgekühlten Gasturbine, dem Dreidruck-Abhitzedampferzeuger mit einfacher Zwischenüberhitzung sowie dem Verzicht auf Zusatzfeuerung und Bypasskamin alle wesentlichen Merkmale eines modernen Kombikraftwerks auf. Die



## 4.2 Einordnung

seither erfolgte Steigerung des Wirkungsgrads auf Spitzenwerte oberhalb von 61 % am Beispiel der GuD-Anlage Lausward [101] ist vor allem auf die Weiterentwicklung der Gasturbinentechnologie zur sukzessiven Anhebung der Prozessparameter sowie auf die detaillierte Optimierung der Einzelkomponenten zurückzuführen. Typischerweise ist das Durchschnittsalter der im Betrieb befindlichen Kombikraftwerke im Vergleich zu anderen konventionellen Kraftwerkstypen relativ gering: So beträgt es in den USA knapp dreizehn Jahre [102]. Daher kann die Anlage Prai insgesamt als repräsentatives Bestandskraftwerk im Bereich des Kombiprozesses angesehen werden.

# 5 Modellbildung

Der Prozessablauf bei der Anwendung dynamischer Simulation zur Flexibilisierung eines Bestandskraftwerks wurde in Kapitel 1.1 erläutert. Im Unterschied dazu entfällt bei der Neukonzeption eines Kraftwerks die Möglichkeit der Validierung an der realen Anlage. Daher ist eine schrittweise Vorgehensweise notwendig, um aussagekräftige Simulationsergebnisse zum überkritischen Kombiprozess zu erhalten.

Zunächst erfolgt die stationäre Auslegung des überkritischen Abhitzedampferzeugers. Der thermische Gesamtwiderstand der AHDE-Wärmeübertrager wird von dem gaseitigen Wärmeübergang am außenberippten Rohr dominiert, welcher nach Kapitel 2.2.1 auch das dynamische Verhalten eines Wärmeübertragers bestimmt. Aufgrund der im Vergleich zu einem kohlebefeierten Dampferzeuger um eine Größenordnung geringeren Abgastemperatur ist dabei der Strahlungsanteil vernachlässigbar klein; der Wärmeübergang ist rein konvektiv geprägt. Daher hat die verwendete Wärmeübergangskorrelation einen merklichen Einfluss auf das Rechenergebnis. Die Auswahl einer experimentellen Nusselt-Korrelation zur Beschreibung des gaseitigen Wärmeübergangskoeffizienten für die spezifische Geometrie der AHDE-Rohre mit segmentierter Außenberippung ist Gegenstand von Kapitel 5.1.

Die Resultate der stationären Auslegung dienen als Grundlage zum Aufbau des dynamischen Prozessmodells. In Kapitel 5.2 wird die Methodik zur modellhaften Abbildung eines beliebigen Abhitzedampferzeugers mit der Softwareplattform Apros entwickelt.

## 5.1 Wärmetechnische Auslegung

Bei Abhitzedampferzeugern ist eine genaue stationäre Berechnung wesentlich um eine Fehlauslegung der Heizflächen zu vermeiden, da betriebliche Korrekturmöglichkeiten über Regelvorgänge oder eine Änderung der Wärmezufuhr anders als beim befeuerten Dampferzeuger nicht gegeben sind [103]. Ein wichtiger Aspekt dabei ist die Auswahl einer möglichst genauen Wärmeübergangskorrelation für die

## 5.1 Wärmetechnische Auslegung

im Abhitzedampferzeuger gebräuchlichen Rippenrohre. Nach kurzer Rekapitulation der grundlegenden Beziehungen wird in diesem Abschnitt eine Übersicht der verfügbaren Korrelationen für segmentierte Außenberippung gegeben. Durch eine Gegenüberstellung der in der Literatur angegebenen Gültigkeitsbereiche mit den Parametern der Referenzanlage sowie die Nachrechnung eines gemessenen Betriebspunktes wird die geeignete Korrelation zur Auslegung des überkritischen Abhitzedampferzeugers gewählt.

Bei Gegenstrom- und Gleichstromwärmeübertragern mit symmetrischer Stromführung ist der Wärmestrom als Funktion der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz  $\Delta T_{\ln}$  zu bestimmen:

$$\dot{Q} = kA \Delta T_{\ln}, \text{ mit } \Delta T_{\ln} = \frac{\Delta T_{\text{in}} - \Delta T_{\text{out}}}{\ln \frac{\Delta T_{\text{in}}}{\Delta T_{\text{out}}}}. \quad (5.1)$$

Tatsächlich sind die Wärmeübertrager im AHDE jedoch im Kreuzgegenstrom beziehungsweise Kreuzgleichstrom angeordnet. Dies lässt sich mit dem Korrekturfaktor  $F$  für die logarithmische Temperaturdifferenz berücksichtigen [79],

$$F = \frac{1}{(1 + a R_1^{db} NTU_1^b)^c}. \quad (5.2)$$

Hier bezeichnet  $R_1$  das Verhältnis der Wärmekapazitätsströme und  $NTU_1$  die Anzahl der Übertragungseinheiten für das Fluid 1. Die Werte der Parameter  $a$ - $d$  sind abhängig von der spezifischen Anordnung zu wählen und Referenz [104] zu entnehmen.

Der auf die berippte Gesamtoberfläche  $A_t$  bezogene Wärmedurchgangskoeffizient ist eine Reihenschaltung der thermischen Widerstände am Rippenrohr,

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} \frac{A_t}{A_i} + \frac{A_t}{2\pi \lambda L} \ln \left( \frac{r_a}{r_i} \right) + \frac{1}{\alpha_s}}. \quad (5.3)$$

Die Einzelwiderstände sind jeweils bedingt durch konvektiven Wärmeübergang an der Innenwand, Wärmeleitung und den effektiven Wärmeübergang an der Außenseite. Nusselt-Korrelationen zur Berechnung des wasser-/dampfseitigen Wärmeübergangskoeffizienten an der Innenwand  $\alpha_i = \text{Nu} \lambda_k / D_i$  wurden in Kapitel 3.2.3 beschrieben.

Der Rippenwirkungsgrad  $\eta_{th}$  berücksichtigt die Überlagerung von Wärmeleitung und Konvektion an der berippten Außenwand [105],

$$\eta_{th} = \frac{\tanh(mb)}{mb}, \text{ mit } b = h_F + \frac{t_f}{2}, \quad m = \sqrt{\frac{2\alpha_k(t_F + w_F)}{\lambda_F t_F w_F}}. \quad (5.4)$$

Dieser ist nach [106] wegen des nicht-konstanten Wärmeübergangskoeffizienten über die Rippenhöhe zu korrigieren,

$$\eta_F = \eta_{th} (0,9 + 0,1 \eta_{th}), \quad (5.5)$$

womit sich der effektive oder auch scheinbare Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_S$  wie folgt berechnet:

$$\alpha_S = \frac{\alpha_k(\eta_F A_F + A_K)}{A_t}. \quad (5.6)$$

Der Koeffizient ist eine Funktion der Rippenoberfläche  $A_F$ , der freiliegenden Kernrohroberfläche  $A_K$ , der Gesamtoberfläche des Rippenrohres  $A_t$  sowie des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_k$ . Letzterer wird im folgenden Abschnitt behandelt.

### 5.1.1 Wärmeübergangskorrelationen für außenberippte Rohre

In der Fachliteratur gibt es eine Vielzahl an Wärmeübergangskorrelationen für außenberippte Rohre, wobei manche Beziehungen ursprünglich an Kreisrippen entwickelt wurden. In diesem Abschnitt wird eine geeignete Korrelation für segmentierte Rippen ausgewählt, wie sie an Wärmeübertragerrohren im AHDE zu finden sind. Allgemein nehmen die Nusselt-Korrelationen die Form

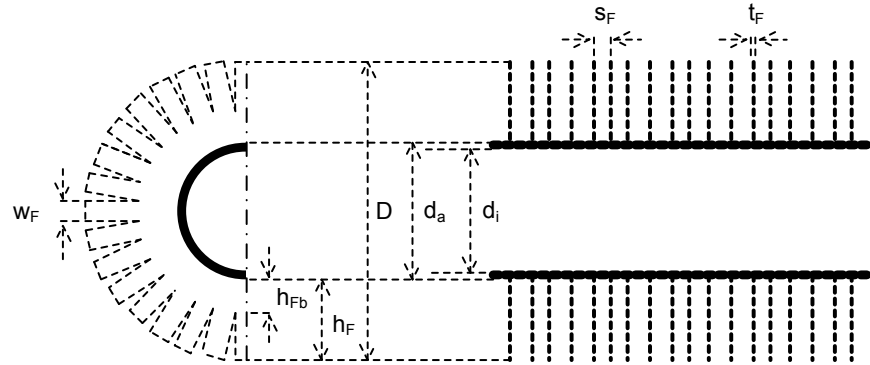
$$\text{Nu} = C \text{Re}^m \text{Pr}^{1/3} \quad (5.7)$$

an, wobei C eine Funktion der Geometrie ist. Abbildung 5.1 zeigt die wesentlichen Kenngrößen eines Rohres mit segmentierter Außenberippung. Nach Ma et al. [107] ist für die Umströmung der Rippe neben der Reynolds-Zahl vor allem der Einfluss des Verhältnisses von Rippenhöhe zu Rippenabstand  $h_F/s_F$  entscheidend.

Die Beziehung nach Schmidt [108] wurde an Kreisrippen entwickelt und ist gültig für Strömungen  $1000 \leq \text{Re} \leq 40.000$  und Rohranordnungen mit einem Flächenverhältnis zwischen berippter und unberippter Rohroberfläche  $5 \leq A_t/A_0 \leq 12$  und einer Anzahl der Rohrreihen  $N_r \geq 3$ . Die Unsicherheit im validierten Bereich beträgt ca.  $\pm 25\%$ :



## 5.1 Wärmetechnische Auslegung



**Abbildung 5.1:** Geometrie des Wärmeübertragerrohres mit segmentierter Außenberipung.

$$\text{Nu} = 0,45 \text{Re}^{0,65} \left( \frac{A_t}{A_0} \right)^{-0,375} \text{Pr}^{1/3}. \quad (5.8)$$

Die Gültigkeit der Korrelation nach Weierman [106] wurde für einen weiten Bereich der Reynolds-Zahl  $2000 \leq \text{Re} \leq 500.000$  und zahlreiche Geometrien bestätigt,  $0 \leq h_F/s_F \leq 10$  und  $0,36 \leq S_l/S_q \leq 2,5$ :

$$\text{Nu} = C_1 C_3 C_5 \cdot \text{Re} \text{Pr}^{1/3} \left( \frac{T_{g,av}}{T_{F,av}} \right)^{0,25} \left( \frac{D}{D_a} \right)^{0,5}. \quad (5.9)$$

Der konventionelle Parametersatz ist auch unter der Bezeichnung Escoa Traditional bekannt, [109]:

$$C_1 = 0,25 \text{Re}^{-0,35}, \quad (5.10)$$

$$C_3 = 0,55 + 0,45 \exp\left(-0,35 \frac{h_F}{s_F}\right), \quad (5.11)$$

$$C_5 = 0,7 + [0,7 - 0,8 \exp(-0,15 N_r^2)] \exp\left(-\frac{S_l}{S_q}\right). \quad (5.12)$$

Nachdem die resultierenden Ergebnisse sich als leicht überhöht herausstellten, wurden die Parameter als Escoa Revised aktualisiert [109]:

$$C_1 = 0,091 \operatorname{Re}^{-0,25}, \quad (5.13)$$

$$C_3 = 0,35 + 0,65 \exp\left(-0,17 \frac{h_F}{s_F}\right), \quad (5.14)$$

$$C_5 = 0,7 + [0,7 - 0,8 \exp(-0,15 N_r^2)] \exp\left(-\frac{S_l}{S_q}\right). \quad (5.15)$$

Für die Gültigkeit der Beziehung aus dem VDI-Wärmeatlas [79] wird ein Parameterbereich mit  $1000 \leq \operatorname{Re} \leq 100.000$  und  $5 \leq A_t/A_0 \leq 30$  angegeben:

$$\operatorname{Nu} = C \operatorname{Re}^{0,6} \left(\frac{A_t}{A_0}\right)^{-0,15} \operatorname{Pr}^{1/3}. \quad (5.16)$$

Næss [110] untersuchte zehn unterschiedliche Anordnungen im Bereich von  $2500 \leq \operatorname{Re} \leq 50.000$ ,  $1,69 \leq h_F/s_F \leq 3,13$  und  $0,29 \leq S_l/S_q \leq 0,87$ :

$$\operatorname{Nu} = 0,107 \operatorname{Re}^{0,65} \operatorname{Pr}^{1/3} \left(\frac{S_q}{D_a}\right)^{0,35} \left(\frac{h_F}{D_a}\right)^{-0,13} \left(\frac{h_F}{s_F}\right)^{-0,14} \left(\frac{s_F}{D_a}\right)^{-0,2}. \quad (5.17)$$

Der maximale Fehler im von Hofmann [109] untersuchten Bereich ( $4500 \leq \operatorname{Re} \leq 35.000$ ,  $5,5 \leq h_F/s_F \leq 8,37$ ,  $S_l/S_q = 0,93$ ) liegt bei  $\pm 20\%$ . Für die Bezugsgröße der Rohrreihenanzahl gilt  $N_{r,\infty} = 8$ :

$$\operatorname{Nu} = 0,36475 \operatorname{Re}^{0,6013} \operatorname{Pr}^{1/3} \left[1 - 0,392 \log\left(\frac{N_{r,\infty}}{N_r}\right)\right]. \quad (5.18)$$

Die folgende Korrelation wurde von Ma et al. [107] für Reynolds-Zahlen zwischen 4000 und 30.000 sowie für Rippengeometrien  $5 \leq h_F/s_F \leq 5,5$  und  $0,75 \leq S_l/S_q \leq 1,30$  entwickelt:

$$\operatorname{Nu} = 0,117 \operatorname{Re}^{0,0717} \operatorname{Pr}^{1/3} \left[0,6 + 0,4 \exp\left(-250 \frac{h_F/s_F}{\operatorname{Re}}\right)\right] \cdot \left(\frac{S_l}{S_q}\right)^{0,06}. \quad (5.19)$$

Bei der Referenzanlage variiert die abgasseitige Reynolds-Zahl im Normbetrieb zwischen 4.000 und 10.000, während das Verhältnis  $h_F/s_F$  über die AHDE-Rohrbündel Werte  $3,7 \leq h_F/s_F \leq 5$  annimmt. Unter den in der Literatur verfügbaren Beziehungen ist die von Weierman entwickelte als einzige uneingeschränkt im gesamten Parameterbereich gültig, sodass die Korrelation mit aktualisiertem Pa-

## 5.2 Methodik zum Aufbau des dynamischen Prozessmodells

rametersatz (auch bekannt als „Escoa Revised“) als geeigneter Kandidat erscheint [106, 109].

Mit den zugehörigen Gleichungen 5.1 bis 5.6 wurde ein stabiler Betriebspunkt aus den Messdaten der Referenzanlage nachgerechnet, um den resultierenden Wärmedurchgangskoeffizienten der Anlage mit der Korrelation zu vergleichen. Der relative Fehler beträgt für alle AHDE-Wärmeübertrager zwischen - 7,6 % und + 4,8 % [111], was im zu erwartenden Genauigkeitsbereich der Korrelation von  $\pm 15$  % liegt [106].

Daher wird die Korrelation Escoa Revised zur Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten bei der Auslegungsrechnung des überkritischen Nachschaltprozesses ausgewählt, welche mit einem kommerziellen Berechnungsprogramm durchgeführt wird. Die Ergebnisse der Prozessauslegung werden in Kapitel 8.2 analysiert.

## 5.2 Methodik zum Aufbau des dynamischen Prozessmodells

Grundlage für den Aufbau des dynamischen Prozessmodells sind die Ergebnisse der stationären Auslegung, welche die Geometrie der Wärmeübertrager, die zu übertragenden Wärmeströme und die Führung der Prozessparameter für den gewählten Betriebspunkt beinhalten. Für die genaue Druckverteilung im System sind zudem die geodätischen Höhen relevant. Das Kraftwerksmodell zur instationären Berechnung der betrachteten AHDE-Systeme wird mit der Modellbibliothek der Softwareplattform Apros erstellt. Als grundlegendes Strömungsmodell wird nach den Anmerkungen in Kapitel 3 das heterogene Strömungsmodell für die unterkritischen AHDE und das homogene Strömungsmodell für den überkritischen AHDE verwendet. Eine wesentliche Schwierigkeit der Arbeit bestand darin, dass detaillierte Informationen der Referenzanlage nur in den Systemgrenzen beziehungsweise an den Schnittstellen des Gewerks Abhitzedampferzeuger vorlagen. Daten zum Verdichterkennfeld der Gasturbine, zu Kenngrößen und Geometrie der Dampfturbine und charakteristische Kennlinien der angeschlossenen Dampfregelventile standen nicht zur Verfügung.

### 5.2.1 Modellannahmen

An dieser Stelle soll auf die Modellannahmen eingegangen werden, welche primär die Abgasseite betreffen. Die wasser-/dampfseitigen Vereinfachungen des

Strömungsmodells, wie etwa die mathematische Behandlung der Strömungsformen, sind Gegenstand von Kapitel 3.

Eine deutliche Vereinfachung des Kraftwerksmodells ergibt sich aus der Annahme von Quasistationarität für die Gasturbine, vergleiche Kapitel 2.2.1. Da ihre dynamische Systemantwort auf einen gewünschten Lastwechsel um zwei Größenordnungen schneller erfolgt als die des betrachteten Nachschaltprozesses, kann die Führungskomponente Gasturbine vereinfacht als instationäre Massenstromquelle betrachtet werden, der die Änderung der Abgasparameter als Randbedingung aufgeprägt wird. Zur Validierung des dynamischen Prozessmodells der Referenzanlage stehen betriebliche Messdaten in minutengenaue Auflösung zur Verfügung. Die Messdaten werden in lineare Teilstücke unterteilt, um eine effektive Reduktion der Datenmenge  $> 95\%$  zu erreichen. Bei diesem Ansatz ist zu beachten, dass der Abgasmassenstrom der Gasturbine in der industriellen Anwendung nicht direkt gemessen werden kann. Stattdessen wird er indirekt als Summe des Brenngasmassenstroms und des Luftmassenstroms berechnet, wobei der Luftmassenstrom wiederum als Funktion des Umgebungsdrucks, des Luftzustands am Verdichtereinlass sowie des Druckverlusts der Strömung über das Verdichtereinlaufgehäuse abgeschätzt wird [112]. Zu diesen Berechnungen ist eine Serie von Konstanten in der Leittechnik des Kombikraftwerks hinterlegt, welche die Verdichtercharakteristik der Gasturbine im Zustand der Inbetriebnahme beschreiben. Da die Charakteristik sich im Laufe des Betriebs etwa aufgrund von Verunreinigungen in Verdichter und Filter verändert, ist der aufgenommene Wert für den GT-Abgasmassenstrom mit einer größeren Unsicherheit behaftet als unmittelbar gemessene Parameter.

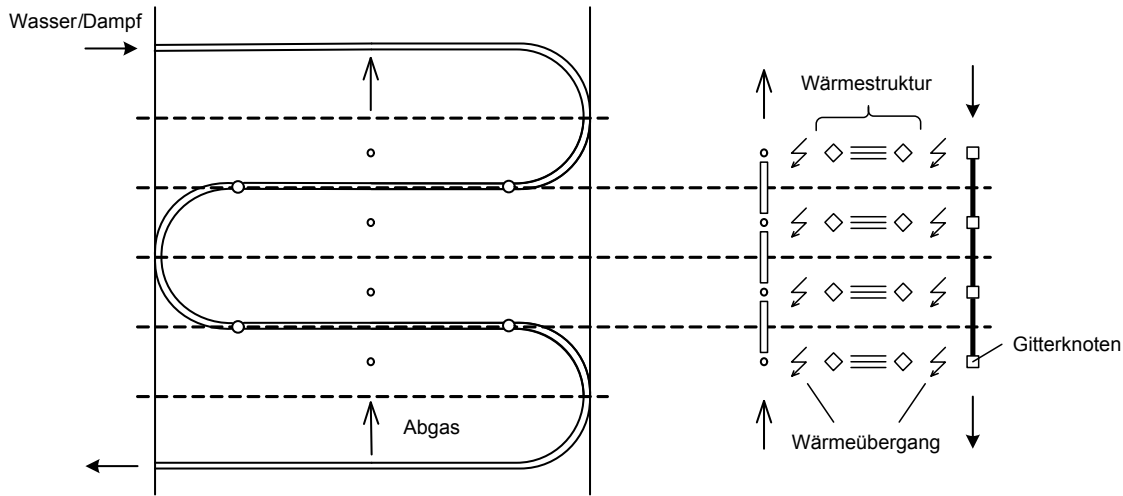
Eine weitere Annahme ist die homogene Anströmung der Rippenrohrbündel über den Querschnitt des Abgaswegs. Die Annahme trifft besser für horizontale AHDE als vertikale AHDE zu, da bei vertikaler Anordnung unmittelbar vor dem Einlass in den Abhitzedampferzeuger eine Strömungsumlenkung erfolgt. Um die Schiefelage abzumildern, sind daher unmittelbar vor der Krümmung Umleitbleche im Abgasweg installiert. Nach Brummel et al. [103] führt die Unterteilung des Heizraumes in abgasseitige Abschnitte nur zu einer minimalen Änderung der Ergebnisse gegenüber der Annahme gleichmäßiger Durchströmung, sodass auf die komplexere Diskretisierung in der Regel verzichtet werden kann.

Weiterhin werden alle Komponenten als gut isoliert angenommen. Umgebungsverluste sind bei der stationären Berechnung des Wirkungsgrades zu berücksichtigen, aber für die Ausbildung der betrieblichen Transienten vernachlässigbar. Daher werden Wärmeverluste an die Umgebung nicht explizit abgebildet.

### 5.2.2 Struktur des Modells

Das Prozessmodell ist analog zur realen Anlage in Abgasseite und Wasser-/Dampfseite unterteilt, welche durch Strukturen zur Wärmeübertragung miteinander gekoppelt sind. Gasseitig sind die Randbedingungen des Modells die Abgasparameter am Einlass des Abhitzedampferzeugers und der Umgebungsdruck am Kamin. Auf Seiten des Arbeitsfluids werden der Kondensatordruck und die Position der Dampfregelventile vorgegeben. Letzteres ist zur Synchronisation der Nachrechnung mit den Messdaten notwendig, da im Kraftwerk der Dampf erst dann für die Turbine freigegeben wird, sobald die erforderliche Dampfqualität mit einer Probenahme manuell bestätigt wurde.

Zentrales Element für die Abbildung des Abhitzedampferzeugers ist die Modellierung der Rippenrohre. Hierfür sind im Rahmen der Softwareplattform prinzipiell zwei Ansätze denkbar: Die erste Möglichkeit ist die Auflösung jeder einzelnen Rohrlage, wie sie im realen Abgasweg vorliegt. Dazu werden der Auslegung für jeden Wärmeübertrager die Anzahl der Rohrlagen pro Rohrdurchgang, die Anzahl der Rohrdurchgänge durch den Abgasweg sowie die Anzahl der parallel geschalteten Rohre in einer Rohrlage entnommen. Jede Rohrlage wird in einer Rohrverbindung mit Wärmestruktur zusammengefasst, die eine Mittelung über alle parallelen Einzelrohre darstellt. Die Rohrverbindungen eines Durchgangs werden in der richtigen Reihenfolge mit den Rohrverbindungen des benachbarten Durchgangs verbunden und schließlich in Eingangs- und Ausgangssammler zusammengeführt. Der Vorteil des Ansatzes liegt darin, dass die einzelnen Lagen detailgetreu abgebildet werden. Nachteilig ist hingegen, dass das System mehr Freiheitsgrade bei der Verteilung des Massenstromes unter den parallelen Rohrverbindungen hat und daher bei der Initialisierung des Modells im Bereich der Verdampfung zu numerischer Instabilität neigt. Daher wurde dieser Ansatz verworfen. Die zweite, robustere Möglichkeit besteht darin, die Mittelung auf den gesamten Rohrdurchgang zu erweitern und ihn als Rohrseite eines Gegenstrom- / oder Gleichstromwärmeübertragers aufzufassen. Abbildung 5.2 zeigt die Diskretisierung der Rohrdurchgänge in wasser-/dampfseitige und abgasseitige Abschnitte, welche im Modell über die Struktur des Wärmeübertragers fest miteinander gekoppelt werden. Für die räumliche Diskretisierung ist eine Abwägung zwischen numerischer Genauigkeit und Rechenaufwand vorzunehmen. Als Richtwert für die Größe des Kontrollvolumens sei eine wasser-/dampfseitige Rohrlänge in der Größenordnung von einem Meter genannt, wobei gerade im Bereich der Zweiphasenströmung eine feinere Diskretisierung zu empfehlen ist.



**Abbildung 5.2:** Schematische Unterteilung des Heizraums in abgasseitige und wasser-/dampfseitige Abschnitte.

Der Wärmeübergang und die Reibung an der Rohrwand werden durch das in der Softwareplattform verwendete Modul bereits korrekt erfasst, siehe Kapitel 3.2.3 und 3.2.4. Um die Außenberippung zu berücksichtigen, sind hingegen die Stahlmasse, die Oberfläche und der abgasseitigen Wärmeübergangskoeffizient des glatten Standardrohres nach dem Ein-Rohr-Modell anzupassen. Die Angleichung der Masse erfolgt über die Erhöhung des äußeren Radius  $r_a$ ,

$$r_a = \sqrt{\frac{m_F}{\pi \rho_{st} L N_p N_{rp} N_{tr}} + r_i^2}. \quad (5.20)$$

Dabei bezeichnen  $N_p$ ,  $N_{rp}$  und  $N_{tr}$  jeweils die Anzahl der Rohrdurchgänge, die Anzahl der Rohrlagen pro Durchgang und die Anzahl der Rohre in einer Rohrlage. Die Verwendung von Außenberippung vergrößert die Wärmeübertragerfläche um knapp eine Größenordnung und entspricht einer Verbesserung der gasseitigen Effizienz der Wärmeübertragung  $\eta_{W\ddot{U}}$ ,

$$\dot{Q}_{W\ddot{U}} = \eta_{W\ddot{U}} \alpha_0 A_a \Delta\theta, \quad (5.21)$$

$$\eta_{W\ddot{U}} = \frac{A_t}{2\pi r_a L N_p N_{rp} N_{tr}}. \quad (5.22)$$

Für den gasseitigen Wärmeübergangskoeffizienten nutzt die Softwareplattform eine einfache Korrelation für das Glattrohr,  $\alpha_0 = C_{kon} \dot{m}^{0,6}$ . Der Wärmestrom  $\dot{Q}_{W\ddot{U}}$  muss daher über die Konvektionskonstante  $C_{kon}$  an das Ergebnis der Auslegungsrechnung  $\dot{Q}_{sol}$  angepasst werden, welche nach Kapitel 5.1.1 mit der korrekten Nusselt-Korrelation für segmentierte Außenberippung durchgeführt wird. Dazu wird jedem Wärmeübertrager ein einfacher PI-Regelkreis hinzugefügt, der

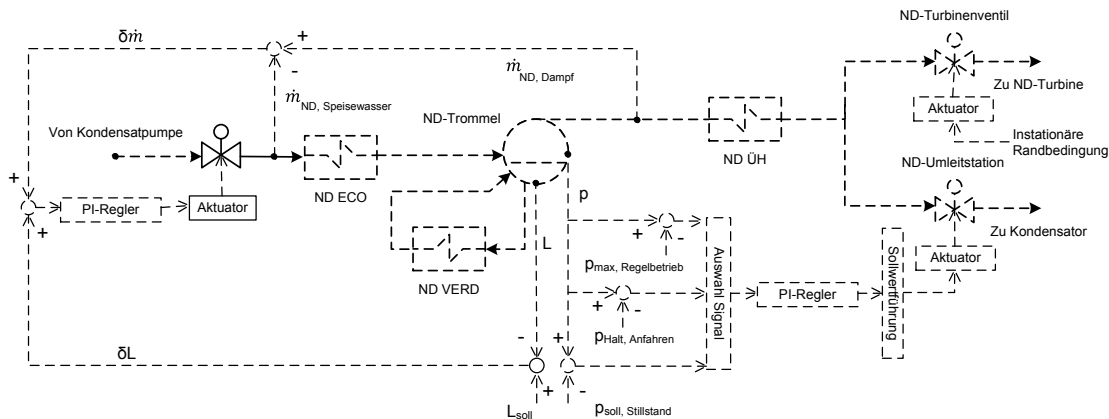
## 5.2 Methodik zum Aufbau des dynamischen Prozessmodells

den Parameter  $\dot{Q}_{w\ddot{u}}$  durch eine schrittweise Variation der Konvektionskonstante langsam an den Sollwert  $\dot{Q}_{soll}$  im stationären Auslegungspunkt anpasst. Sobald das gewünschte Ergebnis erreicht ist, wird der Regler deaktiviert und der eingestellte Wert bleibt für die instationäre Berechnung konstant. Eine analoge Reglerstruktur kann für die genaue Einstellung des Druckverlustes im Rohr über den Druckverlustbeiwert  $\chi_{fo}$  implementiert werden.

Um das dynamische Verhalten der realen Anlage zu beschreiben, ist weiterhin die Implementierung der wesentlichen Regelkreise erforderlich. Diese umfassen die Massenstromregelung, die Dampfumleitregelung, die Einspritzregelung im Frischdampfsystem und die Regelung der ND-Rezirkulation. Die Einspritzregelung dient zur Konditionierung der Frischdampf­temperatur vor Eintritt in die Dampfturbine, wofür stromaufwärts der Vorwärmer Speisewasser abgezweigt wird. Bei der Positionierung der Einspritzung muss vor allem beim heterogenen Strömungsmodell auf eine ausreichende Länge der Dampfschiene vor Eintritt in die Dampfturbine geachtet werden, um eine sichere Nachverdampfung der Tröpfchen sicherzustellen. Bei einem unphysikalischen Auftreten von Tröpfchen weit stromabwärts der Einspritzstelle ist gegebenenfalls eine höhere Effizienz des Grenzflächenwärmeübergangs zu wählen, die der Tropfenzerstäubung Rechnung trägt. Die ND-Rezirkulation stellt durch eine teilweise Rückführung des vorgewärmten Speisewassers eine Mindesttemperatur am Eintritt des ND-Vorwärmers sicher, um den Schwefelsäuretaupunkt an der Außenseite des Wärmeübertragers nicht zu unterschreiten. Die beiden Regelungen sind durch einfache PI-Regelkreise zu realisieren, wobei die Einspritzregelung zusätzlich noch einen parallel geschalteten Vorhalt aufweist. Daher wird an dieser Stelle auf eine nähere Beschreibung verzichtet.

Abbildung 5.3 zeigt eine Dreikomponenten-Regelung zur Regelung des Speisewassermassenstroms in einem Trommelverdampfer [113]. Die Speisung des Verdampfers wird über die Position des stromaufwärts des Vorwärmers gelegenen Regelventils verändert, sodass während des Anfahrvorgangs kein unzulässiger Wasserausstoß in den Überhitzer erfolgt. Der Nettomassenstrom in die Trommel  $\delta\dot{m}$  einerseits und die Abweichung zwischen Soll- und Istwert des Trommelstands  $\delta L$  werden erfasst. Die Signale werden einem PI-Regler zugeführt, welcher das Eingangssignal für den Ventilaktuator berechnet. Bei der Überschreitung eines vorgegebenen Trommeldrucks werden die Abweichungen  $\delta\dot{m}$  und  $\delta L$  durch die Differenz zwischen dem zulässigen Druck und dem Istdruck  $\delta p$  ersetzt, um einem weiteren Druckanstieg entgegenzuwirken.

Ebenfalls abgebildet ist die Dampfumleitregelung, welche beim Anfahrprozess zunächst einen kontrollierten Druckanstieg bis zum Haltepunkt zulässt, um an-



**Abbildung 5.3:** Dreikomponenten-Regelung des Speisewasserstroms und Regelung der Umleitstation.

schließend das Umleitventil zu öffnen und den qualitativ minderwertigen Dampf dem Kondensator zuzuführen. Bei vollständig erfolgter Schließung aller Umleitstationen ist der Anfahrprozess abgeschlossen. Im Abfahren des Kombikraftwerks wird das Frischdampfsystem bei einem geeigneten Druck versiegelt, um den Abhitzedampferzeuger für den nächsten Gasturbinenstart vorzubereiten. Bei der Wahl des Stillstandsdruckes ist auf ausreichenden Abstand zur Sättigungstemperatur zu achten, um den Ausfall von Kondensat im Frischdampfsystem zu verhindern.

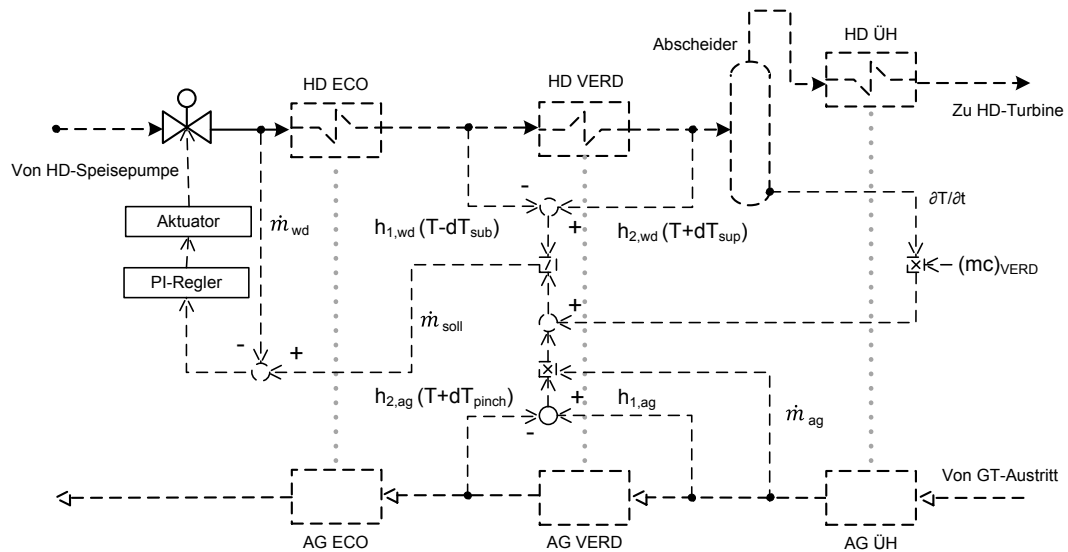
Die Dreikomponenten-Regelung kann abgesehen von einer frühen Phase des Anfahrvorgangs nicht auf Zwangdurchlaufverdampfer angewendet werden, da die Abscheideflasche im regulären Betrieb trocken gefahren wird. Abbildung 5.4 zeigt daher einen enthalpiebasierten Massenstromregler, der die Speisung des Verdampfers an das im Abgas zur Verfügung stehende Wärmeangebot anpasst. Dazu wird die Abgaswärme um die Wärmeein-/ beziehungsweise Wärmeausspeicherung der thermischen Verdampfermasse korrigiert und mit dem gewünschten Enthalpieanstieg im Verdampfer ins Verhältnis gesetzt. Beim Anfahrprozess wechselt der Regler vom Umlaufbetrieb in den Durchlaufbetrieb, wenn der Dampf am Verdampferaustritt ein ausreichendes Maß an Überhitzung erreicht.

### 5.2.3 Aufbau und Inbetriebnahme

Das Modell wird den Auslegungsdaten folgend derart aufgebaut, dass der stationäre Betriebspunkt die stabile Anfangsbedingung des fertiggestellten Modells darstellt. Generell wird ein gewünschter Parameter zunächst als Randbedingung vorgegeben, der benachbarte Abschnitt des Prozessmodells zur instationären



## 5.2 Methodik zum Aufbau des dynamischen Prozessmodells



**Abbildung 5.4:** Enthalpiebasierte Massenstromregelung eines Zwangsdurchlaufverdampfers.

Berechnung durch den Systemcode aktiviert und bis zum Erreichen des stationären Zustands berechnet. Dabei prägt sich eine Temperaturrandbedingung stets in Strömungsrichtung und eine Druckrandbedingung entgegen der Strömungsrichtung auf.

Die Initialisierung des Modells beginnt in der Regel am kalten Ende des Prozesses, wobei die Abgasseite und die Wasser-/Dampfseite zunächst voneinander getrennt sind. Dadurch kann der Abgaskanal unmittelbar in die Simulation genommen werden, wobei als Abgastemperatur am Austritt der Gasturbine die Eintrittstemperatur am ersten ND-Vorwärmer gewählt wird. Sobald wasserseitig die korrekte Durchströmung des Vorwärmers eingestellt ist, wird der zugehörige Abschnitt des Abgaskanals als Gehäuseseite des Wärmeübertragers zugewiesen um die thermische Kopplung herzustellen. Anschließend werden über die beschriebene Regelstruktur der lokal übertragene Wärmestrom sowie der wasserseitige Druckverlust eingestellt. Wenn bei der Inbetriebnahme der Wasser-/Dampfseite der nächste Vorwärmer erreicht ist, wird die Abgastemperatur wiederum auf die Auslegungstemperatur am Gaseintritt des Wärmeübertragers angehoben und die Prozedur abschnittsweise wiederholt.

Parallel zur Aktivierung der Prozesskomponenten sind auch die entsprechenden Regelkreise in Betrieb zu nehmen. Beispielsweise ist nach Aktivierung der Trommel für die instationäre Berechnung ein stabiler Flüssigkeitsstand nur mit



der Regelung des Speisewassermassenstroms zu erreichen. Für eine grobe Einstellung der Parameter eines proportional-integralen Reglers sind bewährte Einstellregeln wie die T-Summenregel von Nutzen, welche auf der Sprungantwort der Regelstrecke beruhen. Für die Feineinstellung ist eine iterative Anpassung an das gewünschte Zeitverhalten durchzuführen. Die erforderlichen Parameter zur Steuerung des Anfahrprozesses werden schließlich als zeitabhängigen Werte hinterlegt und als transiente Randbedingungen an das Prozessmodell übergeben.

# 6 Unterkritisches Referenzmodell

In diesem Abschnitt werden die Abbildung der in Kapitel 4 beschriebenen Anlage im dynamischen Kraftwerksmodell sowie der Vergleich der erzielten Simulationsergebnisse mit betrieblichen Messdaten dargestellt.

## 6.1 Modellbeschreibung

Das Kraftwerksmodell ist in Abgasseite und Wasser-/Dampfseite unterteilt, welche sich wiederum in die HD-, MD- und ND-Kreisläufe sowie die Turbinensektion gliedert. Stromaufwärts des Abhitzedampferzeugers wird die Gasturbine als transiente Randbedingung der Abgasseite modelliert, die auf Aufzeichnungsdaten von Abgastemperatur und -massenstrom basiert.

Jedoch ist zu berücksichtigen, dass der Massenstrom in der industriellen Praxis nicht direkt gemessen werden kann und stattdessen als momentane Summe des Brennstoffmassenstroms und des Luftmassenstroms bestimmt wird. Letzterer wird anhand der hinterlegten Verdichtercharakteristik und in Abhängigkeit von dem Umgebungsdruck, dem Druckabfall am Einlaufgehäuse des Verdichters und dem Zustand der Ansaugluft indirekt berechnet [112]. Da die reale Verdichtercharakteristik sich im Laufe des Betriebs etwa durch Ablagerungen in Luftfilter und Verdichter verändert und zunehmend von der im Werkszustand aufgenommenen Charakteristik abweicht, sind die damit bestimmten Absolutwerte des Abgasmassenstroms kritisch zu hinterfragen. Eine Zurückrechnung des Abgasmassenstroms über den Restsauerstoff im Abgas war aufgrund fehlender Messdaten des Emissionssystems nicht möglich. Um die stark vereinfachte Beschreibung der Gasturbine als ideale Punktmassenquelle und die Gültigkeit der aufgezeichneten Massenstromwerte zu überprüfen, ist eine Validierung der Simulationsergebnisse mit betrieblichen Messdaten unverzichtbar.

In der Turbinensektion werden die einzelnen Dampfmassenströme abgestuft nach Druckniveau in der Dampfturbine zusammengeführt. Nach der Expansion in der HD-Turbine wird ein Teilstrom zur Brennstoffvorwärmung abgezweigt, was dem Nachschaltprozess arbeitsfähigen Dampf entzieht aber den Gesamtwirkungs-

grad des Kombiprozesses erhöht [32]. Für den Hilfsdampfbedarf wird eine lineare Funktion der Gasturbinenlast angenommen. Der Hauptmassenstrom wird mit überhitztem Dampf aus der Mitteldruckstufe vermischt und in den Zwischenüberhitzer geleitet. Analog zum HD-Frischdampf wird die Temperatur des ZÜ-Frischdampfes durch Einspritzkühler auf den zulässigen Maximalwert begrenzt. Nach der MD-Turbinenstufe wird der Dampfstrom um Frischdampf aus dem Niederdruckteil ergänzt und in der ND-Turbine bis auf Kondensatordruck expandiert, welcher die einzige Randbedingung der Wasser-/Dampfseite darstellt ( $p_{\text{cond}} = 82 \text{ mbar}$ ). Die Kondensatpumpe fördert kaltes Speisewasser zu den ND-Vorwärmern, um den Kreislaufprozess zu schließen.

## 6.2 Ergebnisse der Validierung

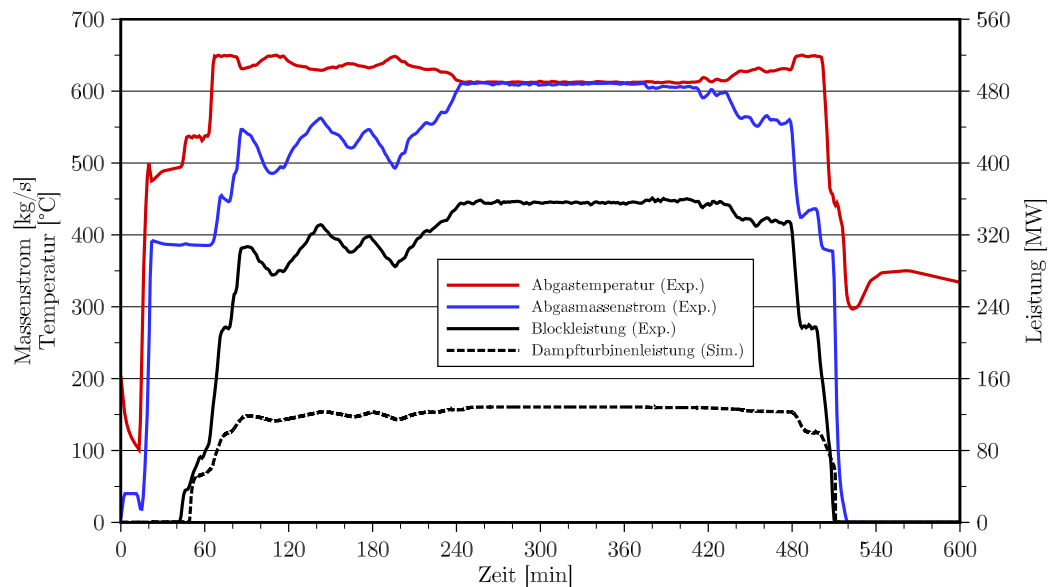
Zur Validierung des Kraftwerksmodells stehen zwei unabhängige Datensätze von Messwerten in Minutenaufösung zur Verfügung, die in der Anlage aufgezeichnet wurden. In den folgenden Abschnitten wird das Simulationsergebnis zur dynamischen Reaktion des Abhitzedampferzeugers der Messung gegenübergestellt. In den Abbildungen sind Messdaten stets mit durchgezogenen Linien und Simulationen durch gestrichelte Linien gekennzeichnet. Der Schwerpunkt der Analyse liegt auf Hochdruckteil und Zwischenüberhitzer, da 74 % des Gesamtwärmestroms in diesen Abschnitten übertragen wird und sie der höchsten Belastung durch Druck- und Temperaturgradienten ausgesetzt sind. Die vorgestellten Resultate wurden im Rahmen eines Konferenzbeitrags [20] und eines Artikels [22] publiziert.

### 6.2.1 Heißstart und Abfahrvorgang von Vollast

Der erste Datensatz zur Validierung umfasst einen kompletten Betriebszyklus der Referenzanlage. Die zeitlichen Verläufe der Abgasparameter, die stromaufwärts als Randbedingung der Abgasseite aufgeprägt werden, sind in Abbildung 6.1 aufgetragen. Die Abbildung zeigt ebenfalls die Verläufe der am Generatorterminal gemessenen Blockleistung sowie der berechneten Dampfturbinenleistung. Der zeitliche Ablauf kann in Spülung (0-15 Minuten), Anfahrvorgang und Lastaufnahme (15-86 Minuten), Lastfolgebetrieb (86-245 Minuten), Vollastbetrieb (245-480 Minuten), kontrolliertes Abfahren und Stillstand (nach 480 Minuten) unterteilt werden.

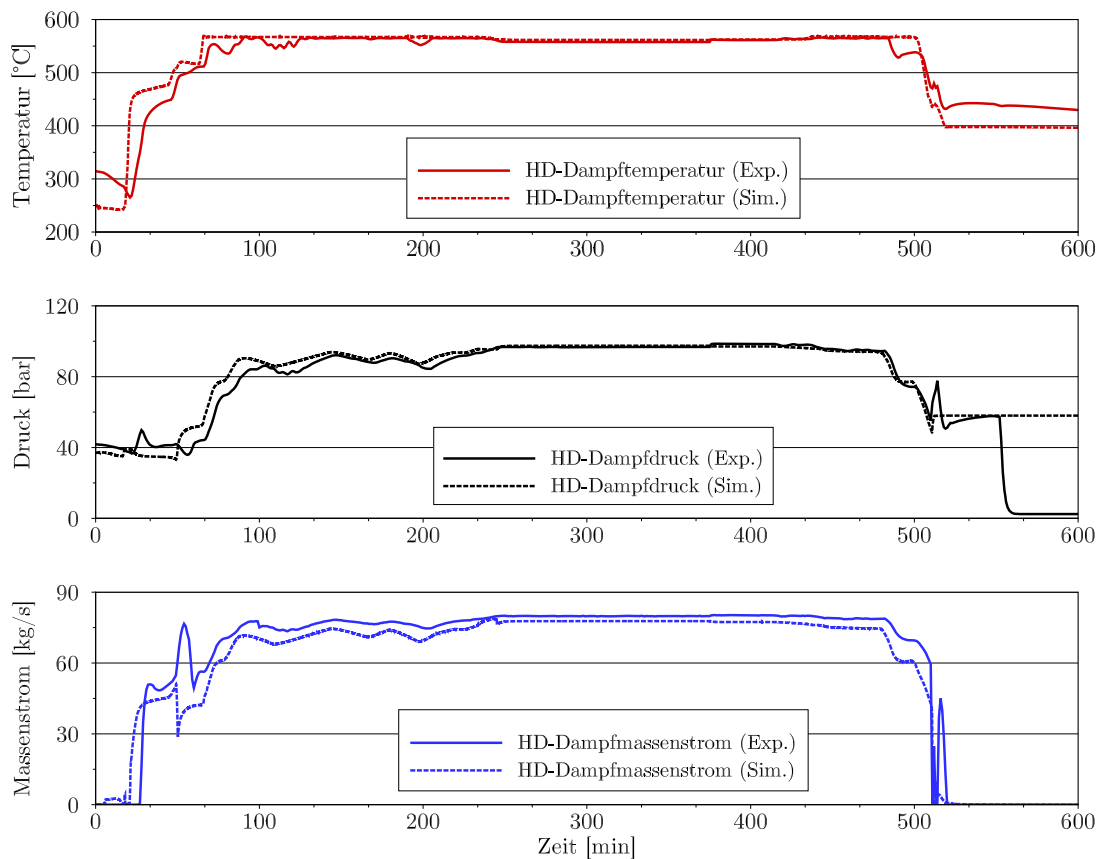
Zur Vorbereitung des Gasturbinenstarts wird die Turbine zunächst auf etwa ein Fünftel der Nenngeschwindigkeit beschleunigt, um verbliebene Kohlenwasser-

## 6.2 Ergebnisse der Validierung



**Abbildung 6.1:** Zeitlicher Verlauf der Abgasparameter und der erzeugten Leistung.

stoffe aus dem Abgasweg zu entfernen. Die Anfahrtransiente wird mit der Zündung der Brenner initiiert, nach der die Gasturbine in fünf Minuten auf Nenngeschwindigkeit beschleunigt und synchronisiert wird. Im Anschluss an die Haltephase zur Angleichung der Dampftemperatur beginnen in Minute 45 die Lastaufnahme der Gasturbine und in Minute 50 die Dampfeinleitung in die Dampfturbine. Nach 67 Minuten sind alle Ventile zur Umfahrung der Dampfturbine geschlossen. Damit ist die Anfahrsequenz abgeschlossen, und es folgt die Lastaufnahme der Gasturbine auf die Ziellast von etwa 90 % nach 86 Minuten. Anschließend wird das Kombikraftwerk im Lastfolgebetrieb bei hohen Teillasten > 80 % gefahren, um in Minute 245 in den Vollastbetrieb (350 MW<sub>el</sub>) überzugehen. In Minute 480 wird schließlich der Abfahrvorgang eingeleitet, welcher in drei Schritten abläuft: Die Last des Kombikraftwerks wird erstens auf etwa 60 % reduziert. Zweitens werden die Dampfregelventile rapide geschlossen um Dampferzeuger und Turbine zu entkoppeln, während die restliche Dampfproduktion über die Turbinenumfahrung in den Kondensator geführt wird. Zuletzt erfolgen das Abfahren der Gasturbine und die Schließung der Umleitstationen, um Überdruck im Dampfsystem zu konservieren und den Abhitzedampferzeuger in Bereitschaft für ein mögliches Wiederanfahren der Anlage zu versetzen.



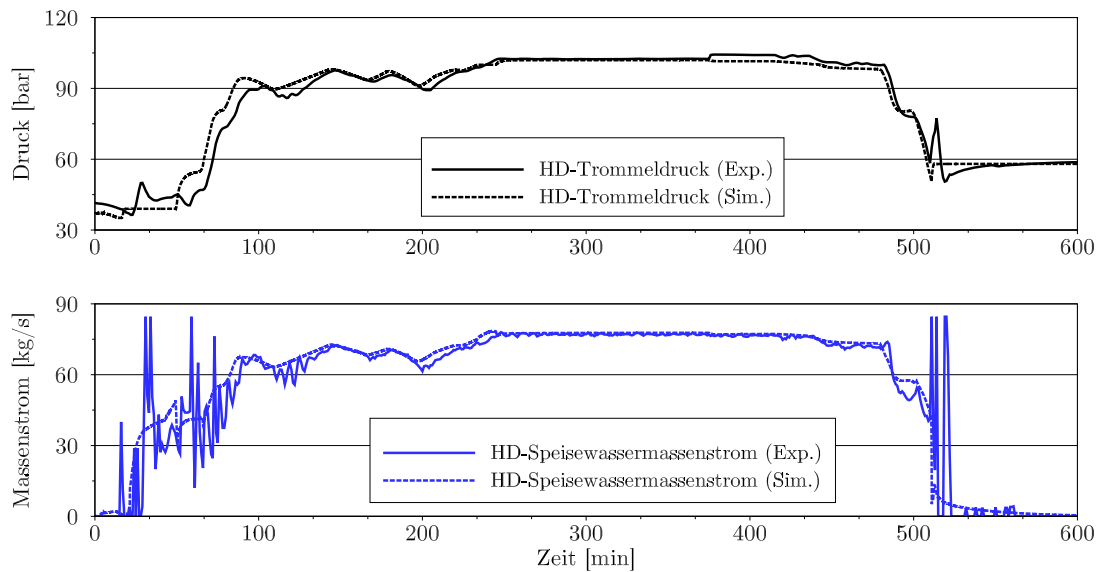
**Abbildung 6.2:** Systemantwort der Dampfparameter am Ausgangssammler des Hochdrucküberhitzers.

## Hochdruckkreislauf

In Abbildung 6.2 werden die gemessenen und berechneten Verläufe der HD-Frischdampfparameter verglichen. Im Allgemeinen kann die qualitative Anlagen-dynamik von dem Modell erfolgreich wiedergegeben werden. Dennoch sind quantitative Abweichungen der Simulationsergebnisse von den Aufzeichnungen der realen Anlage zu beobachten, die im Folgenden analysiert werden sollen.

Der Restdruck im HD-Frischdampfsystem beträgt nach dem Übernachtsstillstand etwa 40 bar und die Anfangstemperatur fällt auf 270 °C, da die HD-Überhitzer von der Spülluft konvektiv gekühlt werden. Nach der Zündung der Gasturbine zeigt die Simulation einen Temperatursprung auf 450 °C, welcher dem gemessenen Temperaturanstieg im Mittel um etwa sechs Minuten vorausgeht und ferner durch eine steilere Transiente (48 K/min gegenüber 17 K/min) gekennzeichnet ist. Dies ist damit zu erklären, dass die thermische Trägheit des Systems durch die Vernachlässigung der Wärmekapazität von Tragestrukturen, Sekundärsystemen (wie etwa Sicherheitsventile und Entwässerungen) und Einbauten im Kraftwerksmodell

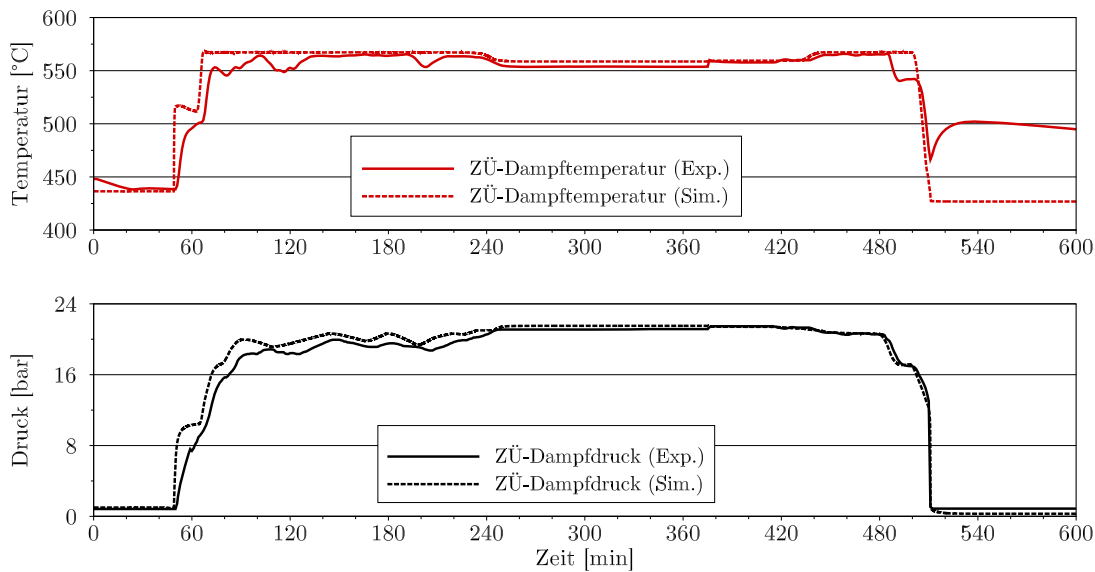
## 6.2 Ergebnisse der Validierung



**Abbildung 6.3:** Zeitlicher Verlauf des Trommeldrucks und des Speisewassermassenstroms im Hochdruckkreislauf.

unterschätzt wird. Wärmeverluste an die Umgebung sind ebenfalls nicht berücksichtigt. Daher erfolgt der Prozess der Wärmeeinspeicherung ausschließlich in die Wandung des Abgaswegs und die Rohrbündel der Wärmeübertrager und hat eine gleichermaßen um sechs Minuten frühere Vorhersage der ersten Dampferzeugung zur Folge. Dies bedingt eine entsprechende Zeitverschiebung des berechneten Druckanstiegs. Bemerkenswert ist die scheinbar entgegengesetzte Dynamik in Minute 50, da der simulierte Massenstrom abfällt obwohl die Messwerte ansteigen. Tatsächlich wird das qualitative Verhalten unter Berücksichtigung der zuvor beschriebenen Zeitverschiebung korrekt erfasst. Allerdings ist die berechnete Massenstromspitze weniger ausgeprägt, da die Auslegung und Kennlinie der modellierten HD-Dampfventile sich von denen der realen Komponenten unterscheiden (siehe Kapitel 5) und das Ende des Anfahrvorgangs durch das Umschalten des Dampfmassenstroms von der Umleitstation auf die Dampfturbine gekennzeichnet ist.

Für den Lastfolgebetrieb sind Unterschiede im Temperaturverlauf zu erkennen. Während die simulierte Frischdampf Temperatur von der Einspritzung nahezu konstant bei dem idealen Sollwert von  $567^{\circ}\text{C}$  eingestellt wird, erfordert die reale Komponente einen Mindestdurchlass. Die reale Einspritzregelung neigt deshalb zur Überkorrektur und verursacht negative Temperaturpeaks beim Lastwechsel. Die Simulationen des Dampfdrucks und des Massenstroms zeigen qualitative Übereinstimmung und die Transienten werden gut durch das Modell abgebildet. Die zeitliche Diskrepanz wird dabei aus dem Anfahrvorgang weitergegeben. Mit maximalen Abweichungen von jeweils  $-4,7\%$ ,  $1,3\%$  und  $-0,8\%$  für Massenstrom, Druck



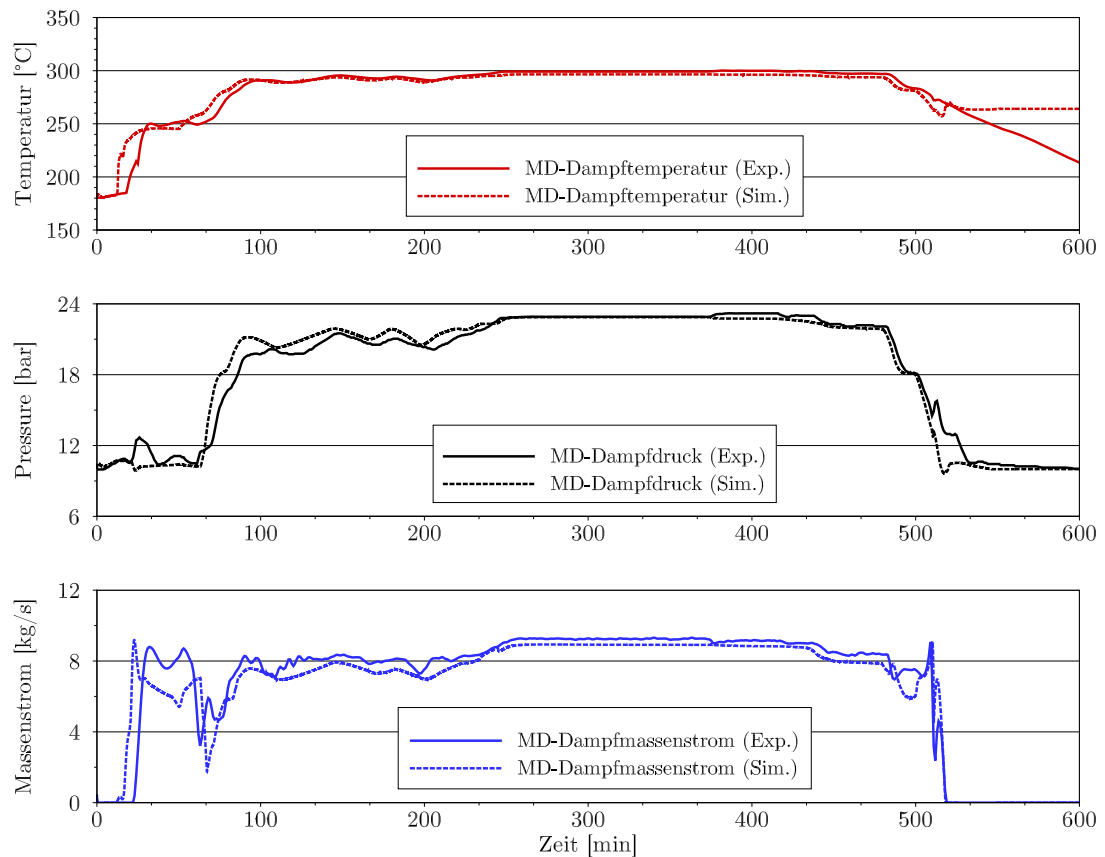
**Abbildung 6.4:** Systemantwort der Dampfparameter am Ausgangssammler des Zwischenüberhitzers.

und Temperatur ist der Vollastpunkt für alle HD-Dampfparameter quantitativ gut getroffen. Die größere Abweichung des Massenstroms ist mit der höheren Unsicherheit des leittechnischen Aufzeichnungswertes zu erklären.

Die Simulation der Abfahrtransienten von HD-Dampfdruck und -massenstrom stimmt gut mit den Aufzeichnungen überein, während die Dampf Temperatur der realen Anlage ein anderes Verhalten aufweist. Zwischen 485 Minuten und 505 Minuten reagiert die HD-Einspritzkühlung auf den Anstieg der Abgastemperatur mit einer Sprungantwort des Einspritzmassenstroms, die eine Reduktion der Überhitzertemperatur um  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$  bewirkt. Demgegenüber nimmt der modellierte Temperaturregler eine begrenzte Reaktion der Einspritzung vor, um die Auslegungsdampf Temperatur möglichst lange aufrechtzuerhalten. In Analogie zum Anfahrvorgang kühlt das HD-Dampfsystem des Modells aufgrund der geringeren thermischen Trägheit schneller ab, wobei die Temperaturgradienten sich weniger stark unterscheiden (im Mittel  $-9,2\text{ K/min}$  gegenüber  $-6,5\text{ K/min}$ ). Die stationäre Endtemperatur ist daher  $35\text{ }^{\circ}\text{C}$  geringer; ebenso ist die Restdampferzeugung durch Wärmeausspeicherung des Rohrmaterials (gekennzeichnet durch die Druck- und Temperaturspitze unmittelbar nach der Haupttransiente) deutlich weniger ausgeprägt. In Minute 552 zeigt der gemessene Verlauf des HD-Systemdrucks einen plötzlichen Abfall auf Umgebungsdruck, der anhand der verfügbaren Daten nicht nachvollzogen werden konnte. Da die Messdaten einen diametral entgegengesetzten Druckaufbau vor dem darauffolgenden Anfahrvorgang zeigen, wurde der Dampf vermutlich manuell abgelassen um während des Kraftwerksstillstands Kondensati-



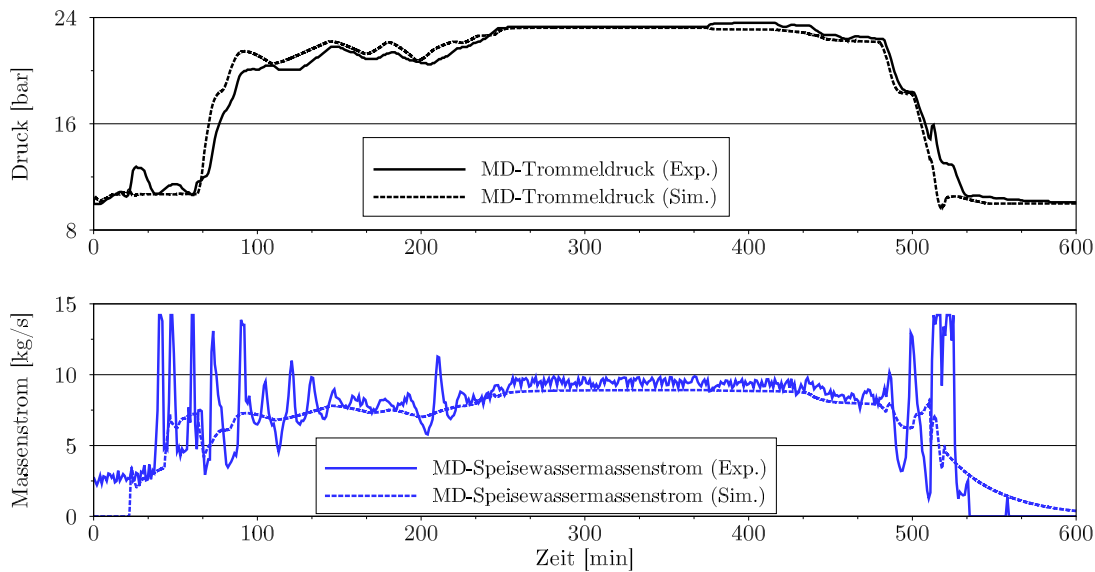
## 6.2 Ergebnisse der Validierung



**Abbildung 6.5:** Systemantwort der Dampfparameter am Ausgangssammler des Mittel- drucküberhitzers.

on im Überhitzer zu vermeiden. Der gewünschte Systemdruck beim Wiederauf- fahren kann durch Hilfsdampf wiederhergestellt werden.

Abbildung 6.3 zeigt die Verläufe des HD-Trommeldrucks und des HD-Speise- wassermassenstroms. Da sich der Trommelinhalt stets im Sättigungszustand be- findet, ist die Temperatur der Trommel eine eindeutige Funktion des Drucks und wird daher nicht abgebildet. Der errechnete Druck stimmt für die Phasen von Last- folgebetrieb bis einschließlich Abfahrvorgang quantitativ gut mit dem Kraftwerk überein, während der Anfahrvorgang nur qualitativ korrekt wiedergegeben wird. Bevor der erste Dampf in Minute 50 zum Einlass in die Dampfturbine freigegeben wird, wird der Systemdruck mithilfe der HD-Umfahrung bei etwa 40 bar gehalten. Der erwähnte Modellfehler bei der Abbildung des HD-Bypasssystems wird durch die Abweichung der Druckverläufe nach Zündung der Gasturbine reflektiert, da die anfängliche Dampferzeugung über den Turbinenbypass gefahren wird. In Kombi- nation mit der geringeren thermischen Masse des Modells erklärt dies ebenfalls die fehlende Druckspitze im Anschluss an die Abfahrtransiente.



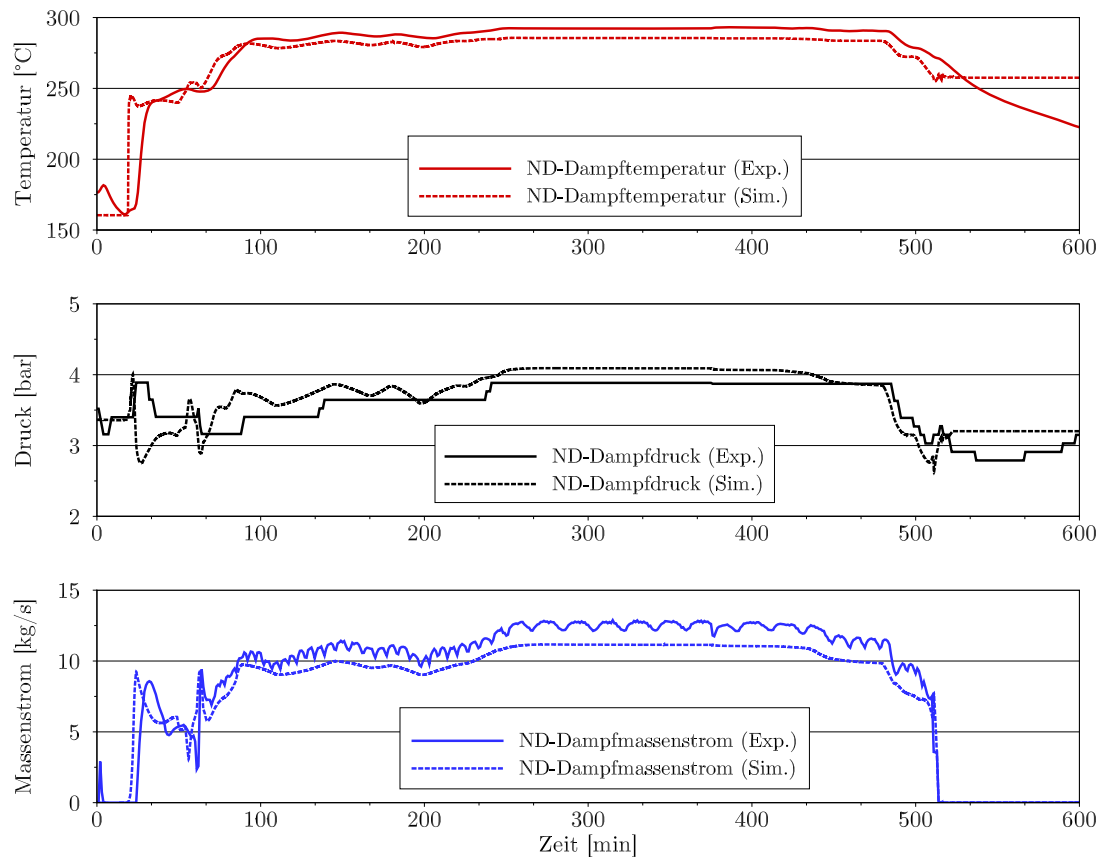
**Abbildung 6.6:** Zeitlicher Verlauf des Trommeldrucks und des Speisewassermassenstroms im Mitteldruckkreislauf.

Die Berechnung des Speisewassermassenstroms bildet die Anlage insbesondere während des Lastfolgebetriebs und bei Volllast mit hoher Genauigkeit ab. Dagegen sind bei Anfahrprozess und Abfahrprozess massive Massenstromoszillationen mit einer Amplitude bis zu 72 kg/s zu erkennen, die von dem Modell nicht beschrieben werden. Während des Anfahrvorgangs wird wegen eines Einbruchs der mittleren Dichte in der Verdampferrohren Wasser in die Trommel ausgestoßen. Um den resultierenden Sprung des Trommelfüllstands unmittelbar zu kompensieren, reagiert der reale Massenstromregler mit alternierendem Auf- und Zufahren des HD-Speisewasserventils. Im Gegensatz dazu toleriert die Modellregelung zunächst eine gewisse Abweichung des Füllstands vom Sollwert, um diese anschließend kontinuierlich zurückzuführen. Dies führt zu einer reduzierten Beanspruchung des Ventils, die deutlich an der Glättung der Massenstromcharakteristik zu erkennen ist.

### Zwischenüberhitzer und Mitteldruckkreislauf

In Abbildung 6.4 ist der Vergleich von Simulation und Kraftwerk für ZÜ-Temperatur und ZÜ-Druck dargestellt. Der Dampfmassenstrom ist nicht abgebildet, da in der Anlage kein entsprechender Messpunkt zur Verfügung steht. Allerdings macht der HD-Dampfmassenstrom typischerweise etwa 90 % des Massenstroms im Zwischenüberhitzer aus, sodass ein ähnliches Verhalten zu erwarten ist. Die qualitative Dynamik des ZÜ-Drucks wird für den gesamten Betriebszyklus korrekt erfasst, wobei Volllastbetrieb und Abfahrvorgang eine besonders hohe Genauig-

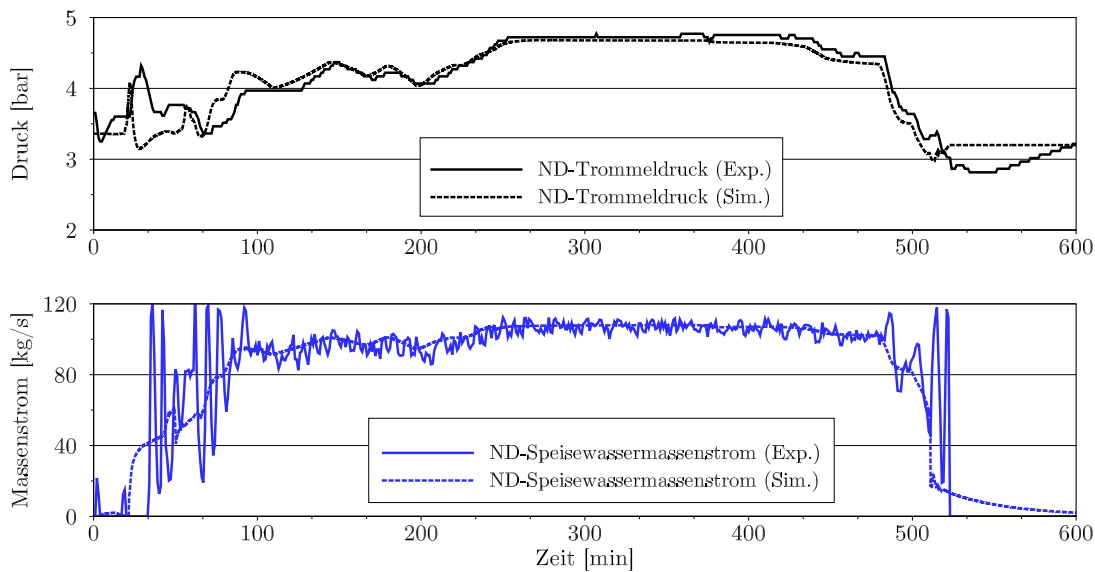
## 6.2 Ergebnisse der Validierung



**Abbildung 6.7:** Systemantwort der Dampfparameter am Ausgangssammler des Niederdrucküberhitzers.

keit aufweisen (maximale Abweichung:  $-4,1\%$ ). Zum Zeitpunkt der Brennerzündung ist die Temperatur höher als beim stromaufwärts gelegenen HD-Überhitzer, da dieser den Zwischenüberhitzer von der kalten Spülluft abschirmt. Analog zum Hochdruckkreislauf geht der simulierte Temperaturanstieg der Messung aufgrund der unterschätzten Systemträgheit um durchschnittlich sechs Minuten voraus. Dies führt zu entsprechenden Verschiebungen der Dampfbildung und des Druckanstiegs. Ebenso wird im Modell die Endtemperatur des Zwischenüberhitzers um  $65\text{ }^\circ\text{C}$  zu niedrig bestimmt, da der Temperaturabfall beim Abfahrprozess durch Wärmeauspeicherung gedämpft wird und die Vernachlässigung von Strukturmaterial und Sekundärsystemen aufgrund der relativ geringen ZÜ-Masse besonders ins Gewicht fällt. Während des Stillstands herrscht Umgebungsdruck im Zwischenüberhitzer.

Abbildung 6.5 zeigt die Reaktion der MD-Dampfparameter auf Heißstart und Abfahrprozess der Gasturbine. Im Volllastbetrieb werden die Messungen gut wiedergegeben (maximale Abweichungen:  $-4,1\%$ ,  $-2,7\%$  und  $-1,3\%$  für Massenstrom, Druck und Temperatur), während die Werte sich im Lastfolgebetrieb stärker un-

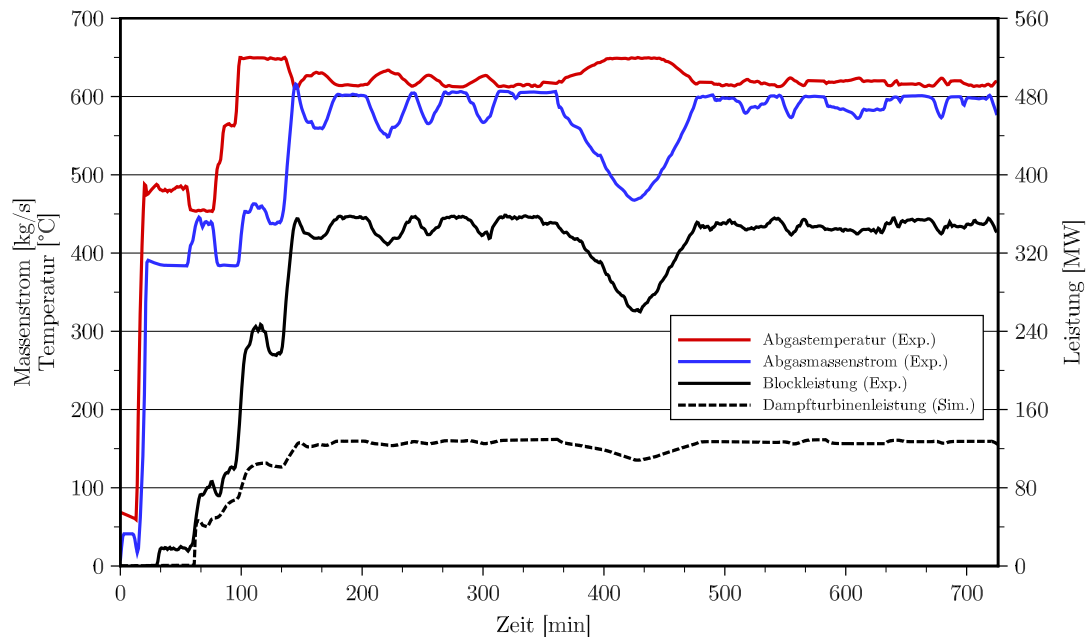


**Abbildung 6.8:** Zeitlicher Verlauf des Trommeldrucks und des Speisewassermassenstroms im Niederdruckkreislauf.

terscheiden. Die steilen Transienten und das qualitative Verhalten des MD-Frischdampfsystems sind ebenfalls korrekt abgebildet, mit zwei Ausnahmen: Erstens ist die negative Zeitverschiebung des Temperatursprungs bei Zündung der Gasturbine verglichen mit HD- und ZÜ-Dampf größer und beträgt etwa sieben Minuten. Ähnlich wie beim Zwischenüberhitzer spielt hier die relativ geringe Masse des MD-Verdampfers eine Rolle, sodass die Vernachlässigung der umliegenden Systeme im Modell mehr Einfluss hat. Die Zeitverschiebung wird zusätzlich durch die Unterschätzung der Wärmekapazität in jenen AHDE-Abschnitten akkumuliert, die das Abgas zuvor passiert. Zweitens kann der lineare Abfall der MD-Temperatur im Stillstand nicht erfasst werden, da die Wärmeübertrager im Modell perfekt isoliert sind wenn Abgasmassenstrom und Dampfmassenstrom auf Null zurückgehen (nach 520 Minuten).

In Abbildung 6.6 sind MD-Trommeldruck und MD-Speisewassermassenstrom über der Zeit aufgetragen. Während der aufgezeichnete Druckverlauf gut durch die Simulation beschrieben wird, weist der Speisewassermassenstrom starke Schwankungen auf. Diese werden im Modell durch eine geeignete Einstellung des Massenstromreglers vermieden. Anders als in dem Hochdruck- und Niederdruckkreislauf wird im Kraftwerk bereits zu Anfang MD-Speisewasser gefördert, das zur Vorwärmung des Brenngases umgeleitet wird. Diese Prozedur zur Anfahrvorbereitung wird durch den Aufbau des Abhitzedampferzeugers ermöglicht, da die Saugseite der MD-Kesselspeisepumpe mit der ND-Trommel verbunden ist. Durch das träge Speicherverhalten der Trommel beträgt die MD-Speisewassertemperatur vor Wie-

## 6.2 Ergebnisse der Validierung

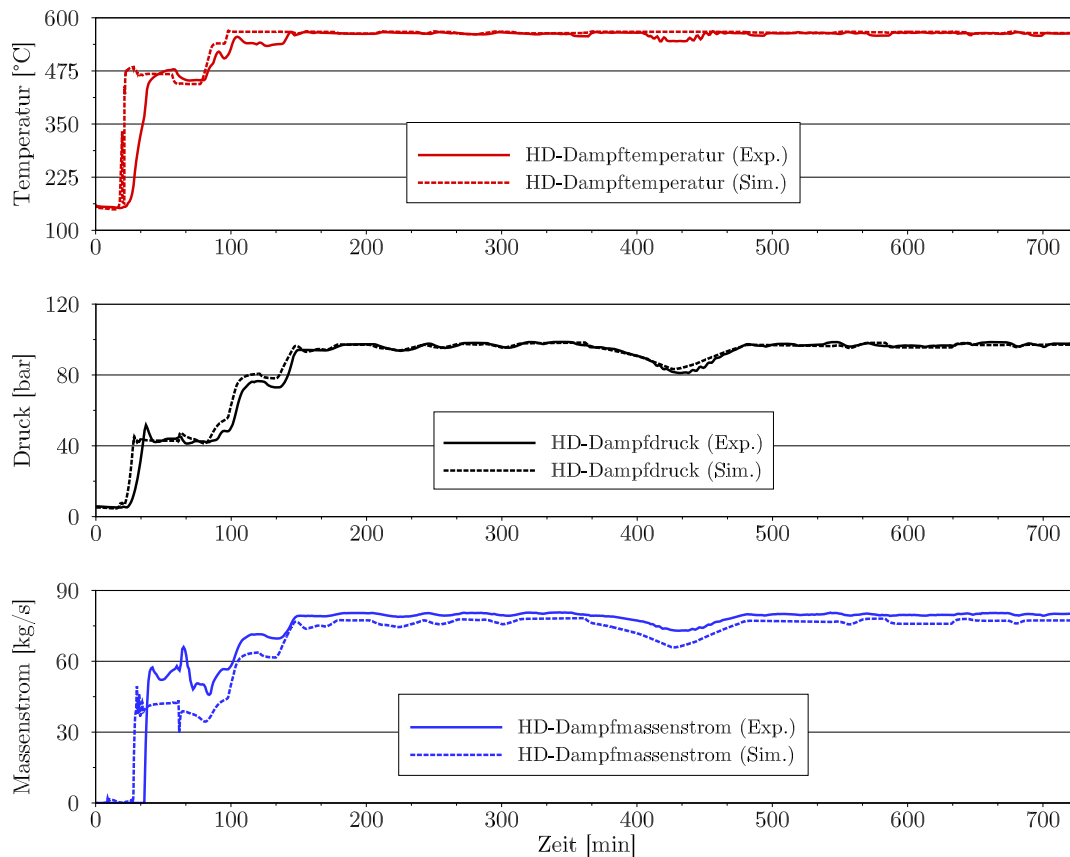


**Abbildung 6.9:** Zeitlicher Verlauf der Abgasparameter und der erzeugten Leistung.

deranfahen noch  $135\text{ }^{\circ}\text{C}$ , was nur geringfügig unter der Auslegungstemperatur von  $145\text{ }^{\circ}\text{C}$  im Vollastbetrieb liegt.

### Niederdruckkreislauf

Die Simulationsergebnisse von ND-Dampf­temperatur, -druck und -massenstrom werden in Abbildung 6.7 den Messdaten gegenübergestellt und lassen im Allgemeinen eine qualitativ korrekte Beschreibung der Dynamik erkennen. Der ND-Frischdampfdruck unterliegt nur moderaten Veränderungen und verbleibt in einer engen Bandbreite zwischen 2,8 bar und 4 bar. Das Temperaturprofil bestätigt die im HD-Kreislauf und MD-Kreislauf festgestellten Tendenzen, insbesondere: hohe Genauigkeit der Simulation bei Lastfolgebetrieb und in Vollast (maximale Abweichung:  $-2,4\%$ ), vorzeitiger Temperaturanstieg nach Zündung der Gasturbine (mittlere Zeitverschiebung: neun Minuten) und betragsmäßig höhere Temperaturgradienten für Anfahrprozess und Abfahrprozess aufgrund der vernachlässigten Wärmekapazität von Strukturmaterial und Hilfssystemen. Wärmeverluste des Primärkreislaufs durch Wärmeleitung und natürliche Konvektion sind ebenfalls nicht im Modell berücksichtigt, sodass der kontinuierliche Temperaturrückgang nach dem Abfahrprozess nicht erfasst wird. Die steilen Transienten des ND-Dampf­massenstroms während der Anfahr- und Abfahrprozesse stimmen gut mit den Aufzeichnungen überein; dagegen wird die Dampfproduktion bei den Betriebsarten



**Abbildung 6.10:** Systemantwort der Dampfparameter am Ausgangssammler des Hochdrucküberhitzers.

Lastfolge und Vollast um durchschnittlich 12% unterschätzt. Die Auslegungsdaten des Abhitzedampferzeugers, auf denen das Modell basiert, sehen in der Tat eine Minderung der ND-Bruttodampfproduktion um 1,2 kg/s zum Austreiben der im Speisewasser gelösten nichtkondensierbaren Gase in der ND-Trommel vor. Da der Sättigungszustand der Trommel ebenfalls die Eingangsparameter des Hochdruck- sowie des Mitteldruckkreislafs definiert, ist die Diskrepanz zur Anlage vermutlich mit einer Sicherheitsreserve in der Auslegung des Abhitzedampferzeugers zu erklären.

Abbildung 6.8 zeigt abschließend die Verläufe von ND-Trommeldruck und ND-Speisewassermassenstrom. Die Berechnung des Drucks ist in Lastfolgebetrieb und Vollastbetrieb in akzeptabler Übereinstimmung mit den Messdaten, mit einer maximalen Abweichung von jeweils 9,9% und 5,4%. Wie zuvor diskutiert zeigen sich Unterschiede zur realen Anlage, wenn die Dampfproduktion zwecks Druckbegrenzung des Frischdampfsystems über die Turbinenumfahrung geführt wird, wie etwa im Anschluss an den Abfahrprozess. Weiterhin steigt der Trommeldruck im Still-

## 6.2 Ergebnisse der Validierung

stand wieder an, da durch Wärmeleitung und natürliche Konvektion im vertikalen Abgasweg weiterhin thermische Energie in den ND-Verdampfer eingetragen wird. Diesem Effekt muss im Kraftwerk durch periodisches Öffnen der ND-Umleitstation begegnet werden, um den zulässigen Trommeldruck nicht zu überschreiten. Mit Ausnahme der bereits erwähnten Massenstromoszillationen wird die Dynamik der ND-Speisewasserpumpe qualitativ gut von dem Modell beschrieben.

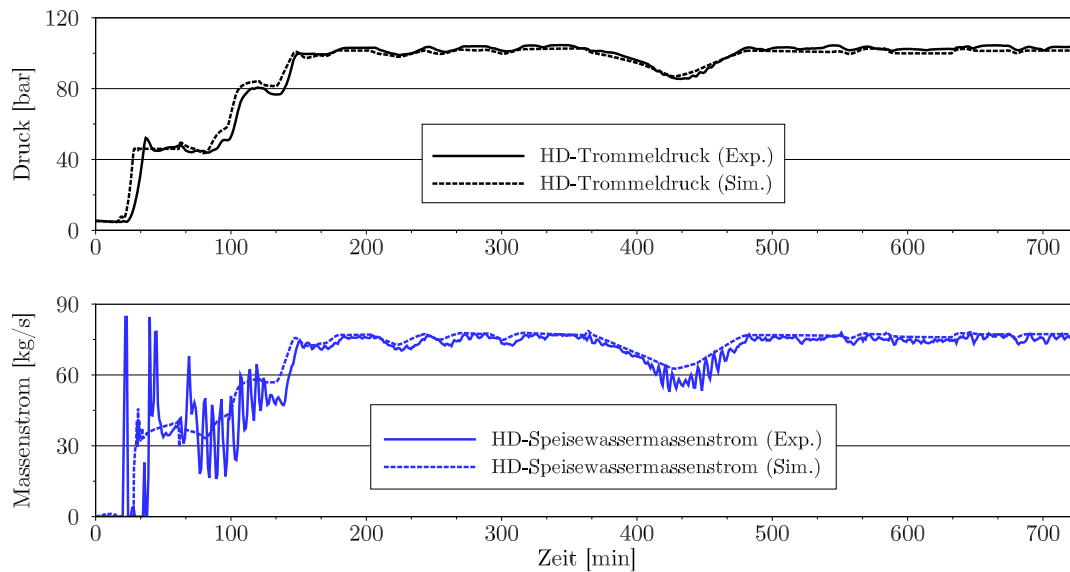
### 6.2.2 Warmstart

Der zweite untersuchte Betriebsfall ist ein Warmstart der Anlage auf 100 % Last. In Abbildung 6.9 sind die transienten Randbedingungen zur Charakterisierung des Abgasstroms am Auslass der Gasturbine dargestellt, ergänzt durch die Gesamtleistung des Kombiprozesses sowie die Simulation der Dampfturbinenleistung. Der betrachtete Messzeitraum setzt sich aus Spülung (0-15 Minuten), Anfahrvorgang und Lastaufnahme (15-140 Minuten) und Lastfolgebetrieb bei hoher Teillast (140-726 Minuten) zusammen. Wie zuvor markiert die Zündung der Brenner in Minute 15 den Beginn des Anfahrprozesses. Nach abgeschlossener Synchronisation der Gasturbine in Minute 30 ist zunächst ein Haltepunkt bei Minimallast zur Aufwärmung der thermischen Massen im Nachschaltprozess zu erkennen. In Minute 61 wird die Dampfproduktion zum Einlass in die HD-Dampfturbine freigegeben, welche nach 81 Minuten die Dampfproduktion des Abhitzedampferzeugers vollständig aufnimmt. Die Lastaufnahme ist in Minute 140 abgeschlossen, was im Vergleich zum Heißstart eine Verlängerung um 54 Minuten bedeutet. Anschließend wird die Anlage im oberen Lastbereich zwischen 75 % Teillast und Nennlast betrieben.

### Hochdruckkreislauf

Die zeitlichen Verläufe der aufgezeichneten HD-Frischdampfparameter sind zusammen mit der Nachrechnung in Abbildung 6.10 aufgetragen. Insgesamt wird das transiente Verhalten des Abhitzedampferzeugers qualitativ gut erfasst, insbesondere der Druckverlauf ist mit hoher Genauigkeit getroffen. Wie sich bei näherer Betrachtung der nachfolgenden Ergebnisse zeigt, werden die auf Basis des ersten Datensatzes gezogenen Schlussfolgerungen bestätigt.

Die Anfangsbedingungen im HD-Überhitzer betragen etwa 5 bar und 155 °C. Als Reaktion auf den Gasturbinenstart springt die Überhitzertemperatur auf 470 °C, wobei die simulierte Wärmeeinspeicherung in das Rohrmaterial aufgrund der unterschätzten Wärmekapazität im Modell deutlich vorseilt (Temperaturgradi-



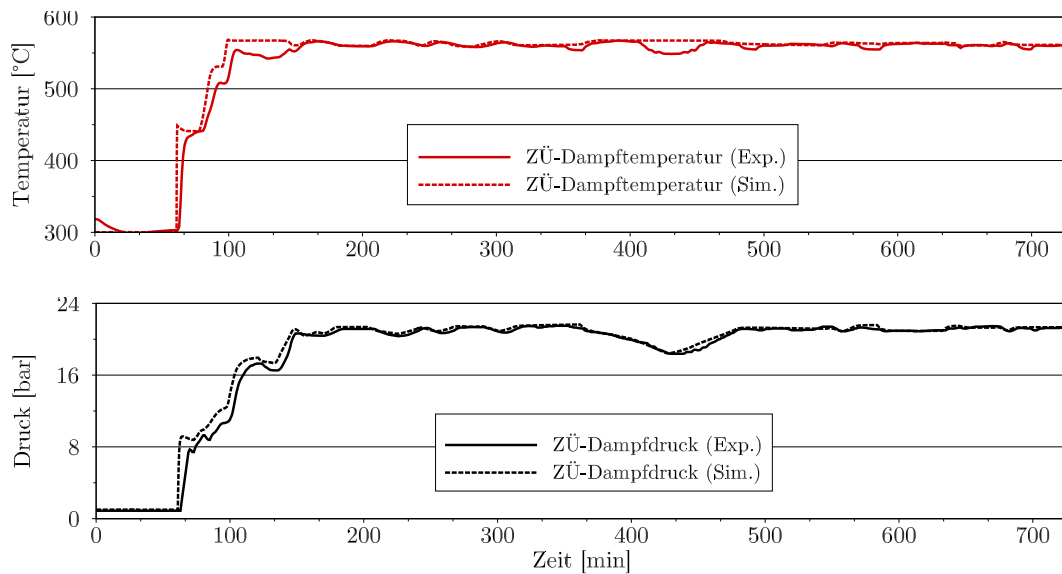
**Abbildung 6.11:** Zeitlicher Verlauf des Trommeldrucks und des Speisewassermassenstroms im Hochdruckkreislauf.

enten: 70 K/min gegenüber 20 K/min). Im Gegensatz dazu sind die Druck- und Massenstromgradienten des Abhitzedampferzeugers gut wiedergegeben, wobei die Dampfproduktion neun Minuten früher einsetzt als gemessen und eine entsprechende Zeitverschiebung des Druckanstiegs nach sich zieht. Analog zur Simulation des Heißstarts wird die qualitative Dynamik beim Umlasten des Massenstroms von der HD-Umfahrung auf die HD-Dampfturbine korrekt erfasst. Insgesamt wächst der Einfluss der Wärmeeinspeicherung beim Anfahrprozess mit der Dauer des vorhergehenden Stillstands.

Im Lastfolgebetrieb ist wiederum zu beobachten, dass die HD-Einspritzkühlung der Anlage bei Abweichungen vom stationären Betriebspunkt zur Überkorrektur neigt. Die Transienten von HD-Frischdampfdruck und -massenstrom stimmen gut mit den Messdaten überein, auch wenn bei der Dampfproduktion ein recht gleichmäßiger Versatz von etwa -4 % festzustellen ist. Aufgrund der nach 480 Minuten nahezu konstanten Abgastemperatur der Gasturbine sind thermische Speichereffekte in diesem Zeitraum zu vernachlässigen. Da das Modell weiterhin die Absolutwerte von Druck und Temperatur sehr genau abbildet, deutet der geringere Dampfmassenstrom auf mangelnden Wärmeeintrag in den Nachschaltprozess hin. Darüber hinaus ist im Hinblick auf die in Kapitel 6.2.1 gewonnenen Ergebnisse festzuhalten, dass die Dampfproduktion in der Simulation für alle Druckstufen leicht unterschätzt wird. Eine mögliche Erklärung ist, dass für die betrachteten Vorgänge der tatsächliche Abgasmassenstrom im Kraftwerk über dem in der Leittechnik aufgezeichneten Wert liegt.



## 6.2 Ergebnisse der Validierung

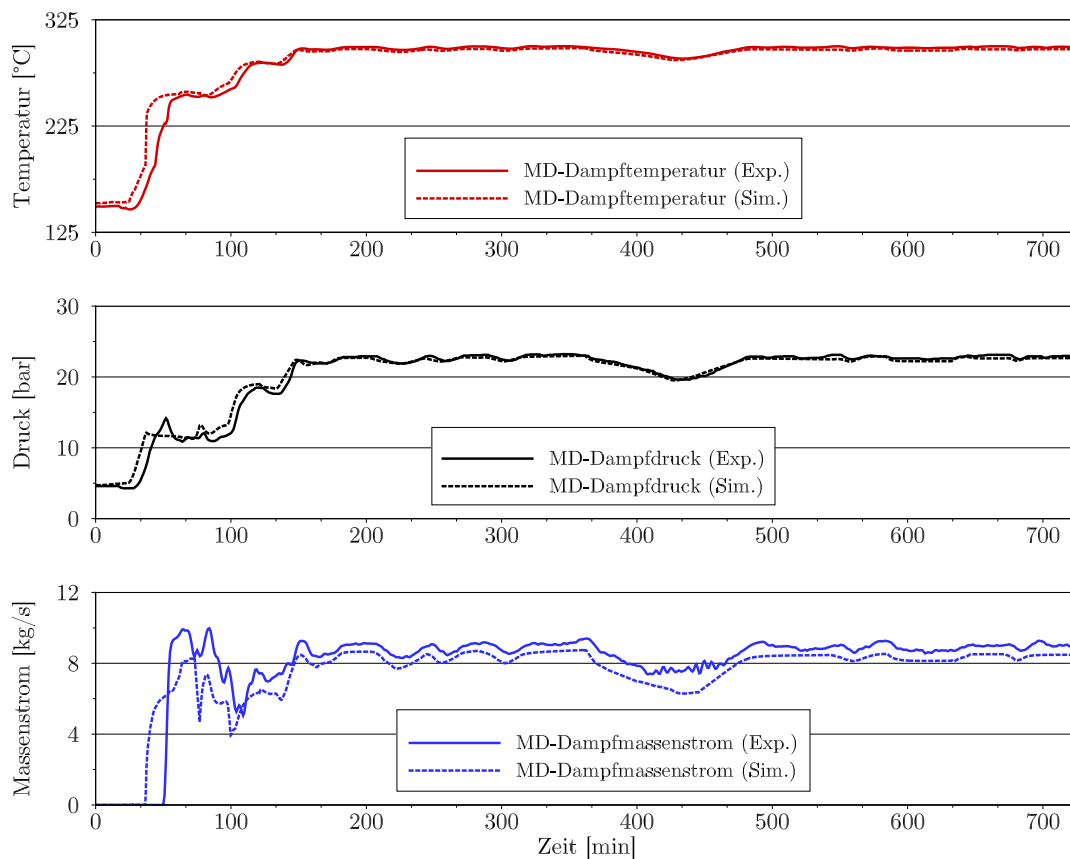


**Abbildung 6.12:** Systemantwort der Dampfparameter am Ausgangssammler des Zwischenüberhitzers.

Abbildung 6.11 zeigt die Systemantworten des HD-Trommeldrucks und des HD-Speisewassermassenstroms. Da die beiden Verläufe sich nur durch den Druckabfall über die HD-Wärmeübertragerflächen unterscheiden, wird der Trommeldruck analog zum Frischdampfdruck bis auf den Zeitpunkt des ersten Druckanstiegs quantitativ gut beschrieben. Gleiches gilt für die Berechnung des Speisewassermassenstroms für den Zeitraum nach Abschluss des Anfahrvorgangs. Während die qualitative Dynamik der Anfahrtransiente mit der realen Anlage übereinstimmt, werden die Massenstromfluktuationen nicht von dem Modell erfasst. Dies ist zum einen mit der weniger aggressiven Einstellung der Reglerparameter zu erklären. Zum anderen trägt zu den Massenstrompeaks nach Einsetzen der Dampfproduktion in Minute 36 auch die in der HD-Umfahrung installierte Einspritzkühlung bei, die im Modell nicht berücksichtigt ist.

### Zwischenüberhitzer und Mitteldruckkreislauf

In Abbildung 6.12 ist der Vergleich des ZÜ-Drucks und der ZÜ-Temperatur mit der Messung dargestellt. Zu erkennen ist, dass die Reaktion der ZÜ-Dampfparameter erst nach 58 Minuten erfolgt und damit deutlich später einsetzt als der Beginn der HD-Dampfproduktion. Dies ist bemerkenswert, da der anfangs durch die HD-Umfahrung geführte Dampf typischerweise zur Kühlung der Rohrbündel stromaufwärts der Zwischenüberhitzer eingeleitet wird und erst anschließend in die MD-Umfahrung eintritt. Dagegen belegen die nach dem finalen ZÜ-Austritts-

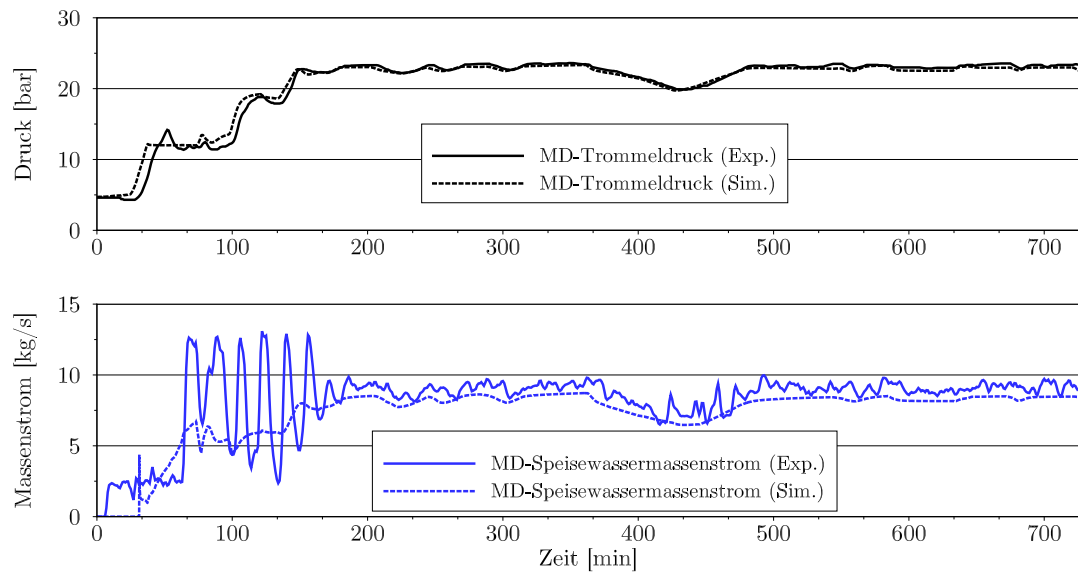


**Abbildung 6.13:** Systemantwort der Dampfparameter am Ausgangssammler des Mitteldrucküberhitzers.

sammler gewonnenen Messdaten, dass die Zwischenüberhitzer in der vorliegenden Konfiguration zunächst trocken gefahren und erst nach Öffnen des HD-Dampfregelventils mit Dampf beaufschlagt werden. Der berechnete Druckverlauf gibt den Anfahrvorgang qualitativ und den anschließenden Lastfolgebetrieb quantitativ gut wieder (maximale Abweichung: 3,6%). Dem HD-Überhitzer folgend gehen die berechneten Transienten für ZÜ-Temperatur und ZÜ-Druck beim Anfahrvorgang den gemessenen Verläufen um durchschnittlich etwa sieben Minuten voraus. Für den Betrieb im oberen Lastbereich über 75% Teillast stimmt die Temperatur ebenfalls gut mit der realen Anlage überein (maximale Abweichung: 4,3%).

Abbildung 6.13 zeigt die Systemantwort der Mitteldruckstufe auf den Warmstart der Gasturbine. Im Modell setzt der Beginn der Dampfproduktion etwa 15 Minuten verfrüht ein, was aufgrund der Akkumulation der vernachlässigten Wärmekapazitäten entlang des Abgaswegs und der relativ geringen Eigenmasse des MD-Verdampfers eine deutliche Steigerung im Vergleich zum Hochdruckkreislauf bedeutet. Mit Ausnahme des zeitlichen Versatzes werden die Transienten der drei

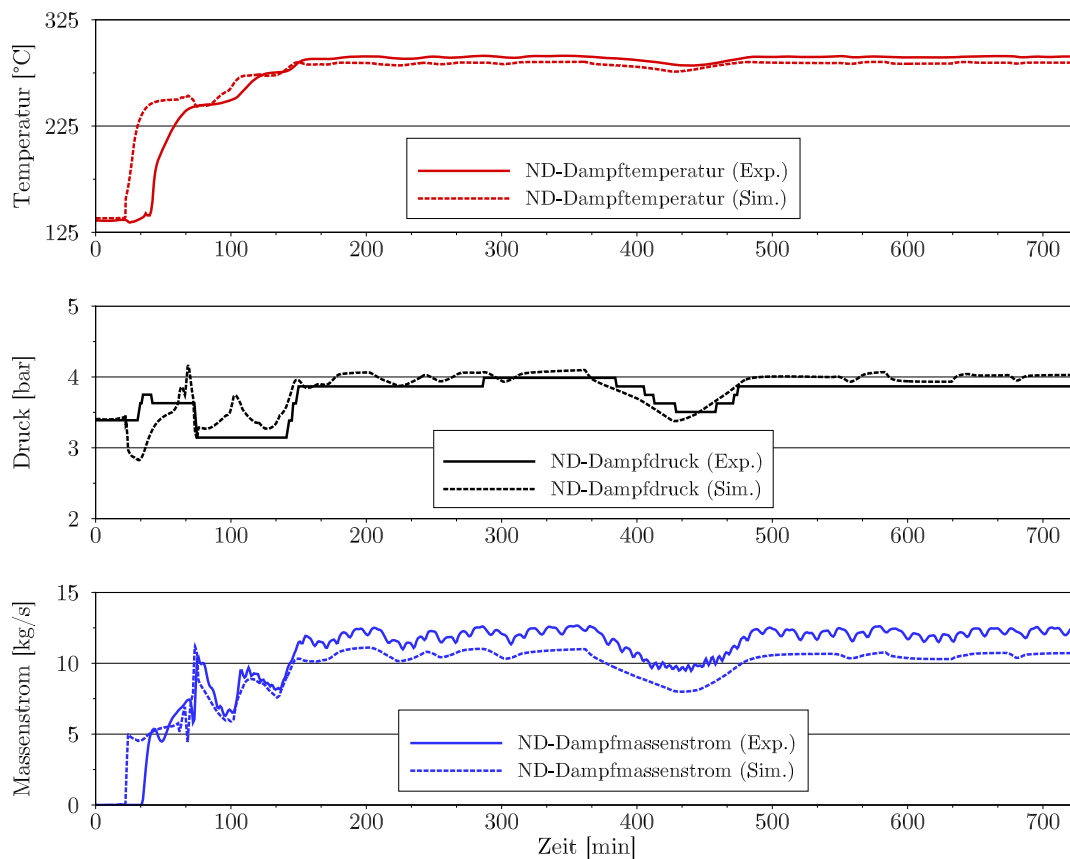
## 6.2 Ergebnisse der Validierung



**Abbildung 6.14:** Zeitlicher Verlauf des Trommeldrucks und des Speisewassermassenstroms im Mitteldruckkreislauf.

MD-Dampfparameter im betrachteten Zeitraum korrekt erfasst. Während die Simulation von Frischdampfdruck und -temperatur im Lastfolgebetrieb eine sehr hohe Genauigkeit aufweist (maximale Abweichungen: -2,6 % beziehungsweise -1 %), wird die tatsächliche MD-Dampfproduktion recht gleichmäßig um etwa 5,6 % unterschätzt. Dies untermauert die Hypothese, dass die in der Leittechnik der Anlage hinterlegten Daten des Abgasmassenstroms tendenziell zu niedrige Werte aufweisen.

Die zeitlichen Verläufe von MD-Trommeldruck und MD-Speisewassermassenstrom sind in Abbildung 6.14 aufgetragen. Der Trommeldruck stimmt wie der MD-Frischdampfdruck für den gesamten Zeitraum in hohem Maß mit den Messdaten überein, was eine gute Beschreibung des Temperaturverlaufs in der Trommel zum einen und des Druckabfalls über den MD-Überhitzer zum anderen impliziert. Während der Speisewassermassenstrom während des Lastfolgebetriebs gut wiedergegeben ist, werden die Oszillationen während des Anfahrvorgangs aufgrund des modifizierten Massenstromreglers sowie des vernachlässigten Einspritzkühlers in der MD-Umfahrung nicht erfasst. Wiederum ist zu erkennen, dass im Kraftwerk bereits vor Einsetzen der Dampfproduktion Speisewasser aus der ND-Trommel zur Vorwärmung des Brenngases gefördert wird.



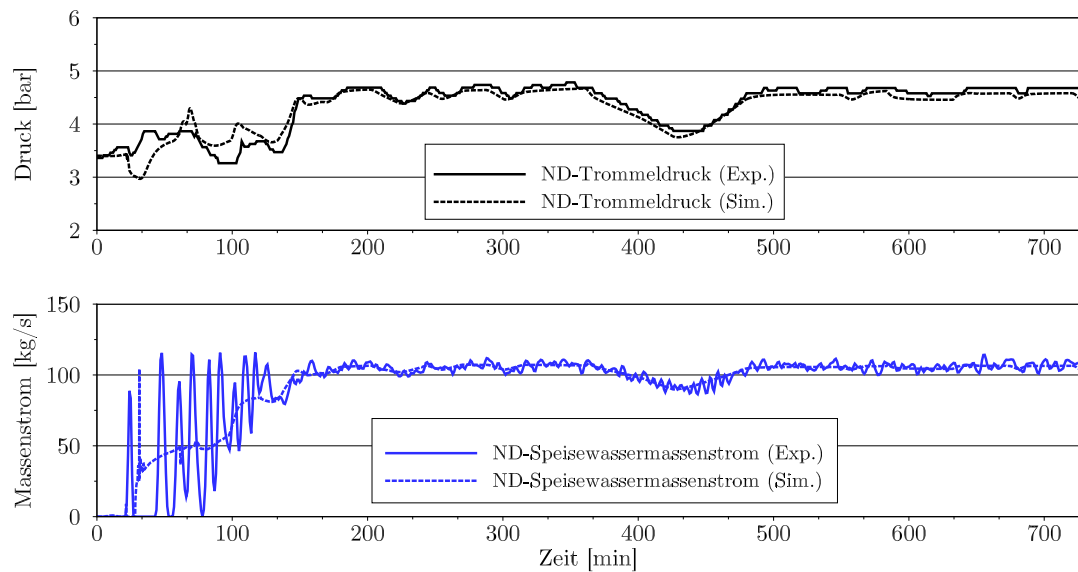
**Abbildung 6.15:** Systemantwort der Dampfparameter am Ausgangssammler des Niederdrucküberhitzers.

## Niederdruckkreislauf

Die berechneten ND-Frischdampfparameter werden in Abbildung 6.15 mit den Messdaten verglichen. Der Zeitversatz der Dampfproduktion im Modell beträgt für den Niederdruckkreislauf -14 Minuten. Unter Berücksichtigung des Zeitversatzes der ersten Transiente werden die Gradienten des Massenstrom- und des Temperaturverlaufs für den untersuchten Zeitraum gut wiedergegeben, wobei insbesondere die genaue Simulation des Massenstromverlaufs beim Anfahrvorgang auffällt. Dass der gemessene Druck abschnittsweise konstant bleibt, lässt auf eine Reihe von konservativen Sollwerten zur Druckbeschränkung schließen, welche über die ND-Umfahrung aufgeprägt werden. Wie in Kapitel 6.2.1 liegt der berechnete ND-Massenstrom im Lastfolgebetrieb etwa 12% zu niedrig. Dies ist vermutlich auf eine Auslegungsreserve beim Dampfbedarf zur Entgasung des Speisewassers in der ND-Trommel zurückzuführen.

Abbildung 6.16 zeigt schließlich die Entwicklung von ND-Trommeldruck und ND-Speisewassermassenstrom über der Zeit. Während die Dynamik während des

### 6.3 Fazit



**Abbildung 6.16:** Zeitlicher Verlauf des Trommeldrucks und des Speisewassermassenstroms im Niederdruckkreislauf.

Anfahrvorgangs qualitativ wiedergegeben wird, ist im Lastfolgebetrieb auch eine hohe quantitative Übereinstimmung gegeben. Die in der Aufzeichnung dokumentierten Massenstromoszillationen während des Anfahrprozesses waren bereits Gegenstand der Erläuterung. Analog zur Nachrechnung des Heißstarts stimmt der simulierte Druckverlauf der ND-Trommel besser mit der Messung überein als der ND-Frischdampfdruck.

### 6.3 Fazit

Das Modell eines kommerziellen Kombikraftwerks ( $350 \text{ MW}_{el}$ ) wurde zur dynamischen Simulation des Kraftwerksprozesses entwickelt, mit besonderem Augenmerk auf den Abhitzedampferzeuger mit drei unterkritischen Druckstufen und einfacher Zwischenüberhitzung. Zur Validierung des Modellansatzes wurden detaillierte Nachrechnungen eines Heißstarts mit anschließendem Abfahrprozess sowie eines Warmstarts durchgeführt. Die sich aus dem Vergleich mit Aufzeichnungen der realen Anlage ergebenden Schlussfolgerungen lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Aufgrund der Vernachlässigung von Tragestrukturen und Hilfssystemen ist die Wärmekapazität des Modellsystems zu niedrig, sodass das Kraftwerksmodell dynamisch schneller reagiert als die Anlage. Dies wird unter anderem im vorzeitigen Eintreten der ersten Dampferzeugung deutlich, welches entlang

des Abgasweges durch die Akkumulation der Wärmekapazitäten verstärkt wird.

- Unterschiede bei der dynamischen Berechnung des Anfahrprozesses sind teilweise auf fehlende Auslegungsdaten zu Komponenten außerhalb der Systemgrenzen des Abhitzedampferzeugers zurückzuführen, welche dennoch signifikanten Einfluss auf die Resultate haben können. Hier sind beispielsweise die charakteristischen Kennlinien der Ventile zur Dampfbregelung und Dampfturbinenumfahrung zu nennen.
- Die Ergebnisse zeigen, dass die vereinfachte Betrachtung der Gasturbine als quasi-statische Komponente, welche als punktförmige Massenquelle modelliert wird, sowie die Verwendung von Aufzeichnungsdaten des GT-Abgasmassenstroms ein geeigneter Ansatz zur dynamischen Berechnung des Nachschaltprozesses sind.
- Jedoch deutet der Versatz bei der Berechnung des Dampfmassenstroms in allen Druckstufen darauf hin, dass der reale Abgasmassenstrom im Kraftwerk von den in der Leittechnik aufgezeichneten Werten tendenziell unterschätzt wird. Das ist plausibel, da der Abgasmassenstrom vom momentanen Betriebszustand der Gasturbine abhängt und nicht direkt gemessen wird.

Insgesamt kann die Simulation der Dampfparameter im Hochdruckkreislauf, Zwischenüberhitzer, Mitteldruckkreislauf und Niederdruckkreislauf die Dynamik des Kombikraftwerks für die untersuchten Anfahrprozesse erfolgreich wiedergeben. Dabei werden insbesondere die Transienten der wichtigen Komponente HD-Dampftrommel mit hoher quantitativer Genauigkeit beschrieben. Das Modell ist somit anhand von zwei separaten, transienten Datensätzen validiert und kann als Referenz für die Bewertung des überkritischen Abhitzedampferzeugers herangezogen werden.

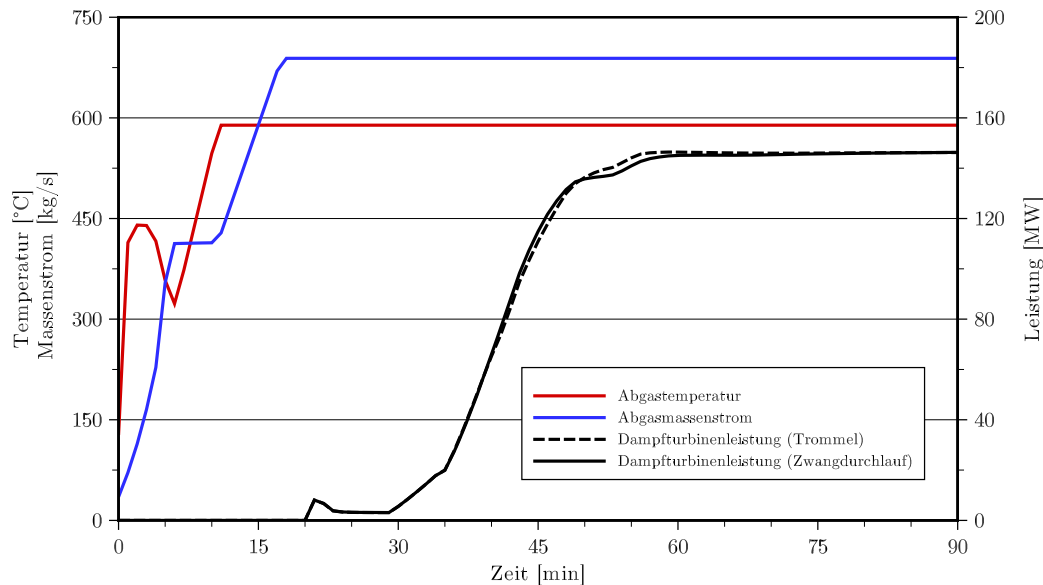
# 7 Einfluss des Hochdruckverdampfers

In diesem Kapitel wird der Einfluss der HD-Verdampferausführung auf das dynamische Verhalten des Abhitzedampferzeugers untersucht. Zu diesem Zweck wird das vorhandene Modell eines horizontalen Dreidruck-AHDE mit einfacher Zwischenüberhitzung [114] modifiziert, indem der Benson-Verdampfer im Hochdruckteil durch einen Naturumlaufverdampfer ersetzt wird. Um einen ausgewogenen Vergleich der beiden Verdampferkonzepte zu gewährleisten, ist die Auslegung derart gewählt, dass die Prozessparameter an der Systemgrenze der Abhitzedampferzeuger im stationären Zustand gleich sind.

## 7.1 Modellbeschreibung

Die Wasser-/Dampfseite des Nachschaltprozesses lässt sich generell in drei Druckstufen von 4 bar, 31 bar und 129 bar unterteilen. Durch die Varianten des Abhitzedampferzeugers mit einem Naturumlauf- und einem Zwangdurchlaufabhitzedampferzeuger im Hochdruckteil ergeben sich zwei unterschiedliche Kraftwerksmodelle. Um eine genaue Bestimmung der Temperaturgradienten zu ermöglichen, wird die Wandstärke dickwandiger Komponenten fein diskretisiert. Die Geometrien aller Wärmeübertrager sind anhand detaillierter Auslegungsdaten implementiert. Die Gasturbine ist vereinfacht als transiente Randbedingung am Eingang des Abgaskanals dargestellt, welche durch die charakteristischen Parameter des Abgasmassenstroms und der Abgastemperatur definiert ist. Für alle Betriebszustände wird die Zusammensetzung des Abgases als konstant angenommen. Am Ausgang des Abgasweges wird der Umgebungsdruck als stromabwärts gelegene Randbedingung aufgeprägt. Die Wasser-/Dampfseite und die Abgasseite der Wärmeübertrager sind durch interne Strukturen gekoppelt, welche die konvektiven und konduktiven Widerstände zur Berechnung des Wärmeübergangs abbilden.

Mit der Trommel ist der Anfangs- und Endpunkt des Naturumlaufverdampfers fixiert. Das gesättigte Wasser strömt durch Fallrohre in die HD-Verdampferleitun-



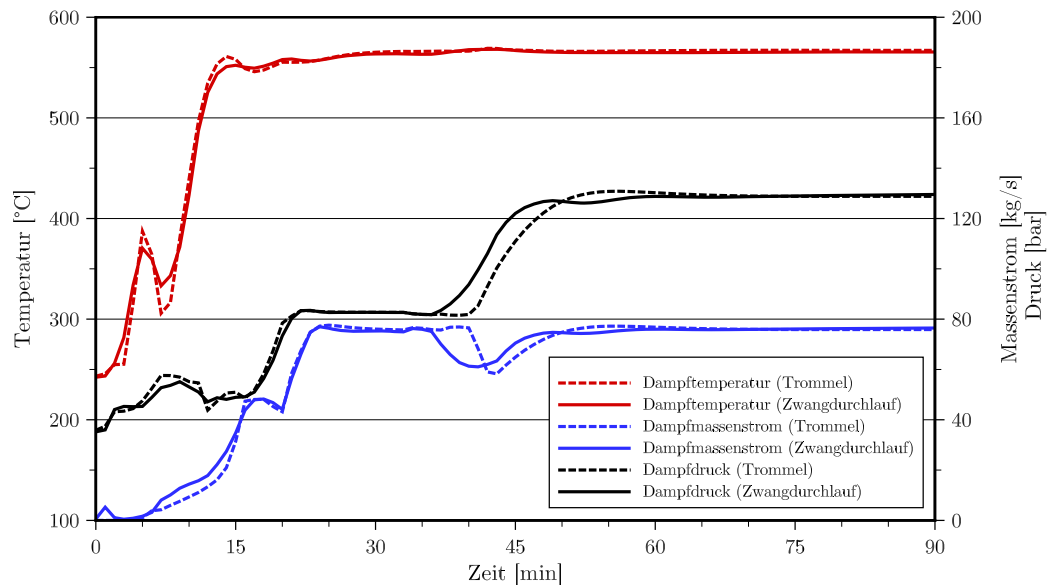
**Abbildung 7.1:** Zeitlicher Verlauf der Abgasparameter und der erzeugten Leistung.

gen, wo dem Abgas die erforderliche Wärme zur Teilverdampfung des Arbeitsfluids entzogen wird. In der Trommel erfolgt die Trennung der flüssigen und gasförmigen Phasen, sodass Sattdampf dem Überhitzer zugeführt wird und das verbliebene Wasser erneut in den Verdampferumlauf eintritt. Dagegen wird im Zwangdurchlaufverdampfer entlang des Strömungsweges das gesamte Fluid verdampft. Zu Beginn des Anfahrvorgangs wird die Abscheideflasche genutzt, da aufgrund der Wärmeeinspeicherung der thermischen Massen nicht ausreichend Wärme zur Verfügung steht. Das abgeschiedene Wasser wird rezirkuliert und zur Unterstützung des Aufheizvorgangs wieder am Verdampfereintritt eingeleitet, bis am Abscheider leicht überhitzter Dampf vorliegt und das Rezirkulationsventil geschlossen werden kann. Im Normalbetrieb wird die Flasche trocken gefahren und verliert ihre Funktion.

Der im jeweiligen Verdampfer produzierte Dampf wird in den nachgeschalteten Wärmeübertragerflächen überhitzt und der HD-Turbine zugeführt. Zur Temperaturregelung am Turbineneinlass werden Einspritzkühler vor und nach dem finalen Überhitzer eingesetzt, die nach der HD-Kesselspeisepumpe abgezweigtes Wasser verwenden. Weiterhin sind zwei Bypassleitungen für separate Vorwärmerabschnitte vorgesehen. Die eine Umfahrung wird bei Brennstoffen mit hohem Schwefelgehalt wie etwa Mineralöl, zusammen mit einer Umfahrung der MD-Vorwärmer genutzt, um den Wärmeeintrag der HD-Vorwärmer zu reduzieren und im Gegenzug die Temperatur der ND-Vorwärmer am Ausgang des Abgaskanals bis auf 70 °C zu



## 7.2 Ergebnisse der Berechnung



**Abbildung 7.2:** Systemantwort der Dampfparameter am Ausgangssammler des Hochdrucküberhitzers.

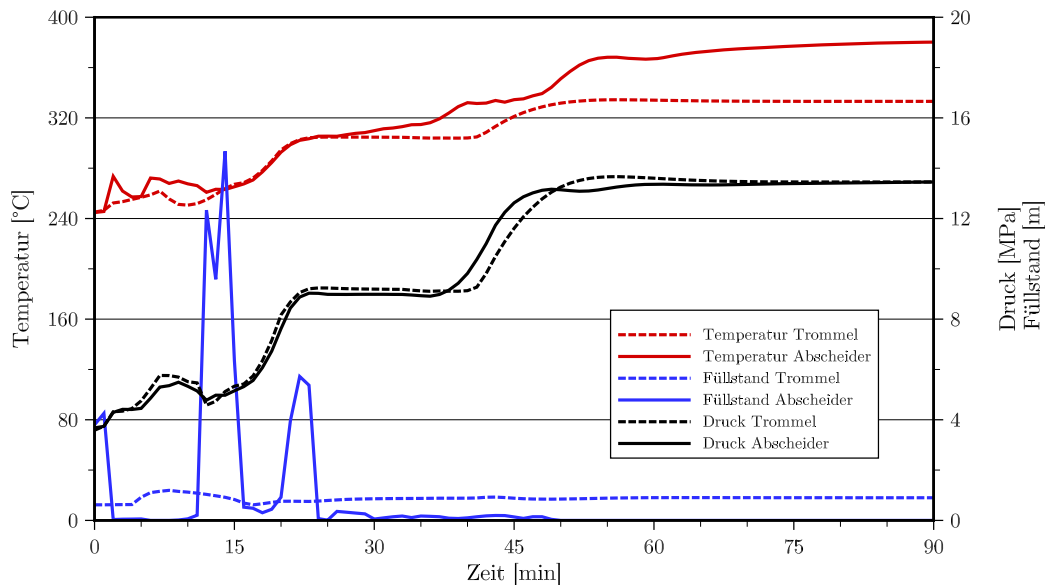
erhöhen. Auf diese Weise kann eine Unterschreitung des Schwefelsäuretaupunkts und die daraus resultierende Korrosion der Wärmeübertrager auf Kosten einer verminderten MD-Dampferzeugung verhindert werden. Die zweite Umfahrung dient dazu, zur Vermeidung von Strömungsinstabilitäten in jedem Betriebspunkt eine minimale Unterkühlung des Arbeitsfluids am Verdampfereinlass zu gewährleisten.

## 7.2 Ergebnisse der Berechnung

Im folgenden werden die berechneten Anfahrvorgänge eines AHDE mit konventionellem Trommelverdampfer sowie eines äquivalenten AHDE mit Zwangdurchlaufverdampfer verglichen. Auszüge dieser Ergebnisse wurden in [21] veröffentlicht.

### 7.2.1 Heißstart

Der typische Heißstart eines Kraftwerks wird als Wiederauffahren nach einem begrenzten Stillstand in der Größenordnung von acht Stunden charakterisiert. Abbildung 7.1 zeigt die abgasseitigen Randbedingungen des Heißstarts, welche stromaufwärts des HD-Überhitzers aufgeprägt werden, sowie die berechnete Dampfturbinenleistung. Die Gasturbine stellt einen nominalen Abgasmassenstrom von 689 kg/s bei 589 °C bereit; nach etwa 20 Minuten wird der erste Dampf von



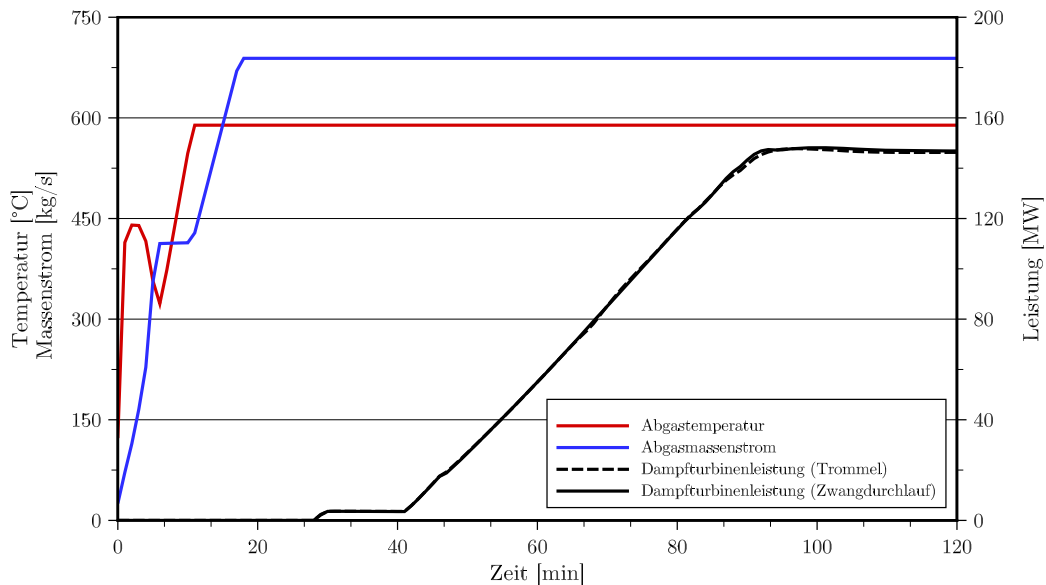
**Abbildung 7.3:** Zeitlicher Verlauf der Prozessparameter in der Trommel und der Abscheideflasche.

der Turbine aufgenommen. Zu erkennen ist, dass sich die elektrische Leistung des Nachschaltprozesses zwischen dem Modell mit HD-Naturumlaufverdampfer und dem Modell mit HD-Zwangdurchlaufverdampfer nicht nennenswert unterscheidet.

In Abbildung 7.2 sind die Dampfparameter am Ausgangssammler des HD-Überhitzers dargestellt. Nach dem Stillstand ist die Wandung auf 246 °C abgekühlt und der verbleibende Systemdruck beträgt 37 bar. Die dynamische Antwort der HD-Dampfparameter auf den Start der Gasturbine ist für beide AHDE-Ausführungen ähnlich, mit Ausnahme der Drucktransiente von 83 bar auf 129 bar. Verglichen mit dem Zwangdurchlauf-AHDE erfolgt der Druckanstieg beim Naturumlauf-AHDE um drei Minuten verzögert und weist vor Erreichen des stationären Wertes ein leichtes Überschwingen auf. Zu Beginn der Transiente ist aufgrund der Kopplung von Druck- und Geschwindigkeitsfeld ebenfalls eine Abweichung der Dampfmassenströme zu beobachten, während im stationären Zustand die Dampfparameter der Auslegung entsprechend gleich sind.

Die zeitliche Verschiebung der Drucktransiente lässt sich unter Berücksichtigung der HD-Trommel beziehungsweise der HD-Abscheideflasche erklären, siehe Abbildung 7.3. Für  $25 \text{ min} \leq t \leq 40 \text{ min}$  bleibt die Temperatur in der Trommel konstant, da diese stets auf den Sättigungszustand beschränkt ist. Der Wassergehalt der Abscheideflasche ist dagegen aufgrund ihres relativ geringen Volumens schnell verdampft, sodass die Temperatur des Abscheiders bereits nach  $t = 26 \text{ min}$

## 7.2 Ergebnisse der Berechnung



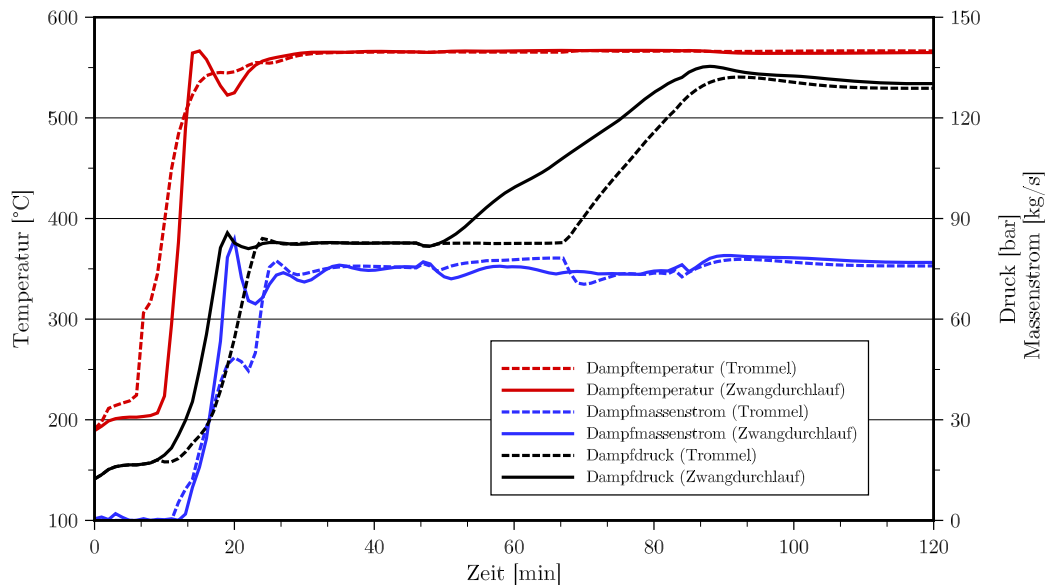
**Abbildung 7.4:** Zeitlicher Verlauf der Abgasparameter und der erzeugten Leistung.

weiter ansteigt. Daraus folgt eine zusätzliche Ausdehnung des Dampfes und im Vergleich zum Trommelverdampfer ein frühzeitiger Druckanstieg. Die stationäre Ausgangstemperatur der Verdampfer unterscheidet sich, da ein Teil der Wärmeübertragerfläche des Zwangdurchlaufverdampfers bereits zur Überhitzung des Dampfes beiträgt. Diese Abweichung wird stromabwärts durch die größere HD-Überhitzerfläche des Naturumlauf-AHDE kompensiert.

### 7.2.2 Warmstart

Als Referenz für den typischen Warmstart einer Anlage wird ein vorheriger Wochenendstillstand herangezogen. Durch die erhöhte Temperaturspanne des Aufwärmvorgangs steht die Nennleistung des Kombikraftwerks bei der betrachteten Startsequenz erst 90 Minuten nach Zündung der Gasturbine zur Verfügung, siehe Abbildung 7.4.

In Abbildung 7.5 ist die zeitliche Entwicklung der HD-Dampfparameter aufgetragen. Die anfänglichen Prozessparameter am Ausgangssammler des HD-Überhitzers betragen aufgrund der längeren Stillstandszeit 190 °C und 12 bar. Im Vergleich zum Heißstart ist der zeitliche Versatz des Druckaufbaus zwischen den AHDE-Modellen deutlicher ausgeprägt, zumal er sich ebenfalls auf die erste Drucktransiente von 17 bar auf 92 bar ausweitet. Die Erklärung ist nach Abbildung 7.6 wiederum, dass aufgrund der geringeren thermischen Masse des Zwangdurchlaufverdampfers der Temperaturverlauf des HD-Abscheiders dem der HD-Trommel vorausgeht.



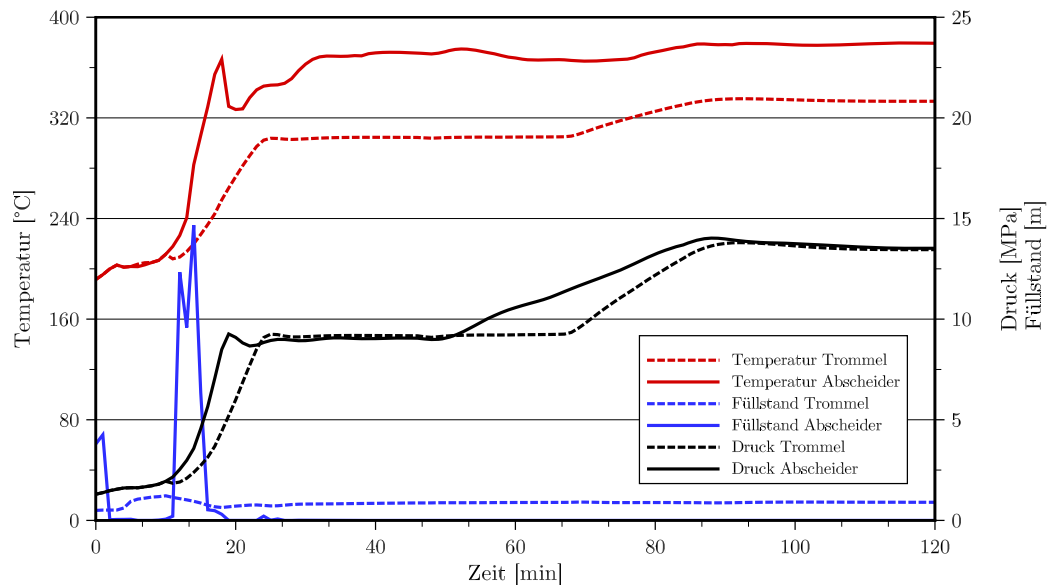
**Abbildung 7.5:** Systemantwort der Dampfparameter am Ausgangssammler des Hochdrucküberhitzers.

Weiterhin ist die Funktion der HD-Umfahrung in Abbildung 7.7 veranschaulicht. Die beiden in schwarz dargestellten Kurven sind identisch zu dem in Abbildung 7.5 aufgetragenen Massenstrom und entsprechen der Summe der jeweiligen Massenströme durch das Dampfregelventil und das Bypassventil. Zum Zeitpunkt  $t = 0$  befinden sich die Ventile in geschlossener Position. Um den raschen Druckaufbau bei einsetzender Dampfproduktion zu kontrollieren, wird das Bypassventil geöffnet und der gesamte Massenstrom vom Kondensator aufgenommen. Nach etwa 45 Minuten ist die Angleichung der Dampftemperatur abgeschlossen; das Dampfregelventil wird schrittweise geöffnet und das Bypassventil im Gegenzug zugefahren. Zudem ist in Abbildung 7.4 zu erkennen, dass bereits nach 27 Minuten eine begrenzte Leistung generiert wird. Dies ist mit der partiellen Öffnung des MD-Dampfregelventils zur Vorwärmung der Dampfturbine zu erklären.

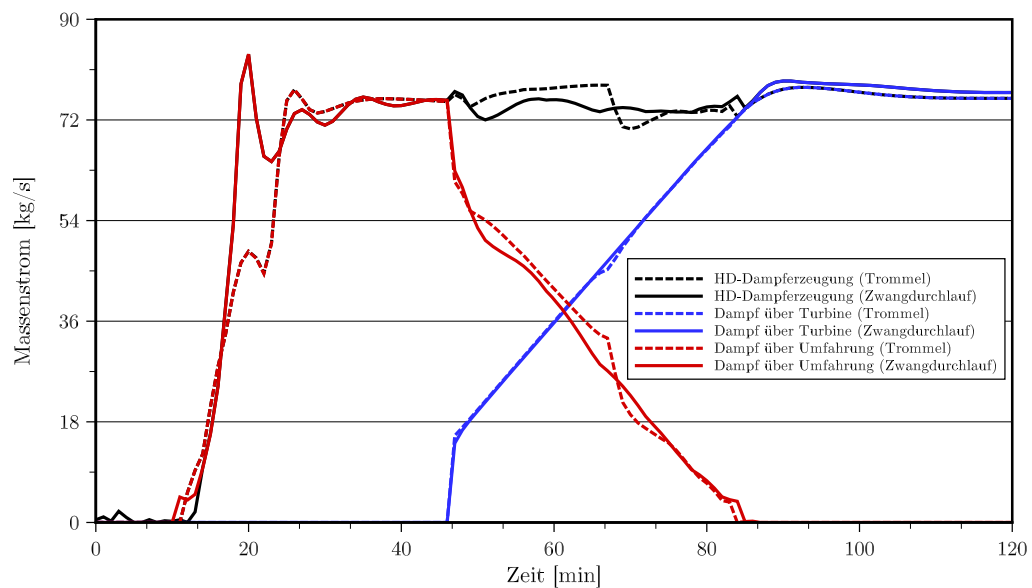
### 7.2.3 Kaltstart

Falls der Kraftwerksstillstand ausreichend lange andauert um die relevanten thermischen Massen weiter abzukühlen, sind die Anfangsbedingungen eines Kaltstarts gegeben. Abbildung 7.8 zeigt, dass der Nachschaltprozess im Vergleich zur Gasturbine stark verzögert angefahren wird, um die Belastung der dickwandigen

## 7.2 Ergebnisse der Berechnung



**Abbildung 7.6:** Zeitlicher Verlauf der Prozessparameter in der Trommel und der Abscheideflasche.



**Abbildung 7.7:** Umlasten des Dampfmassestroms auf die Turbine mittels HD-Umfahrung.

Komponenten zu reduzieren. Für die betrachtete Startsequenz wird der Volllastbetriebspunkt der Anlage nach 180 Minuten erreicht.

Die Verläufe der HD-Dampfparameter für Trommelverdampfer und Zwangsdurchlaufverdampfer sind in Abbildung 7.9 dargestellt. Wie zu erkennen ist, herr-

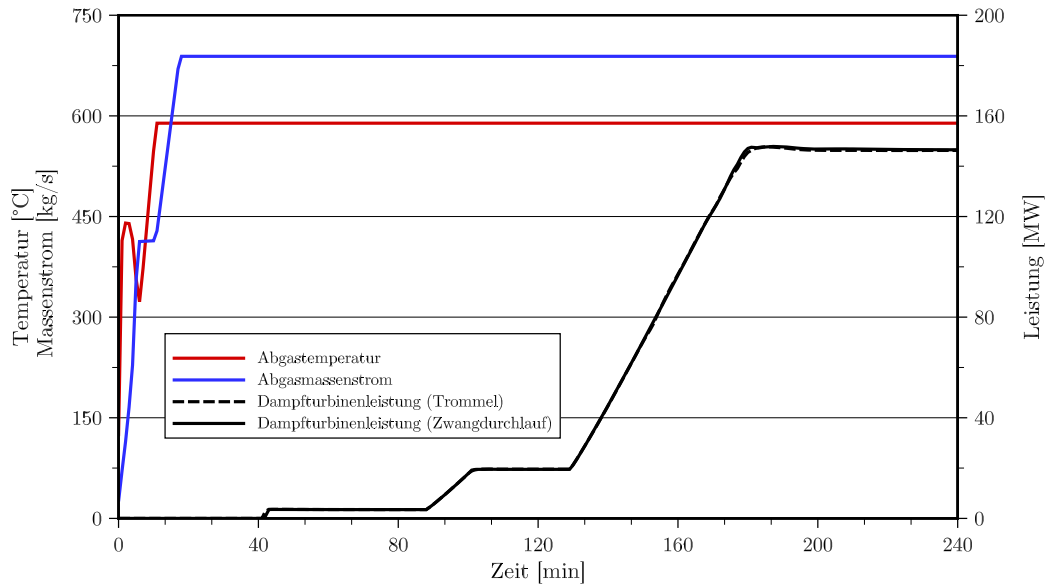


Abbildung 7.8: Zeitlicher Verlauf der Abgasparameter und der erzeugten Leistung.

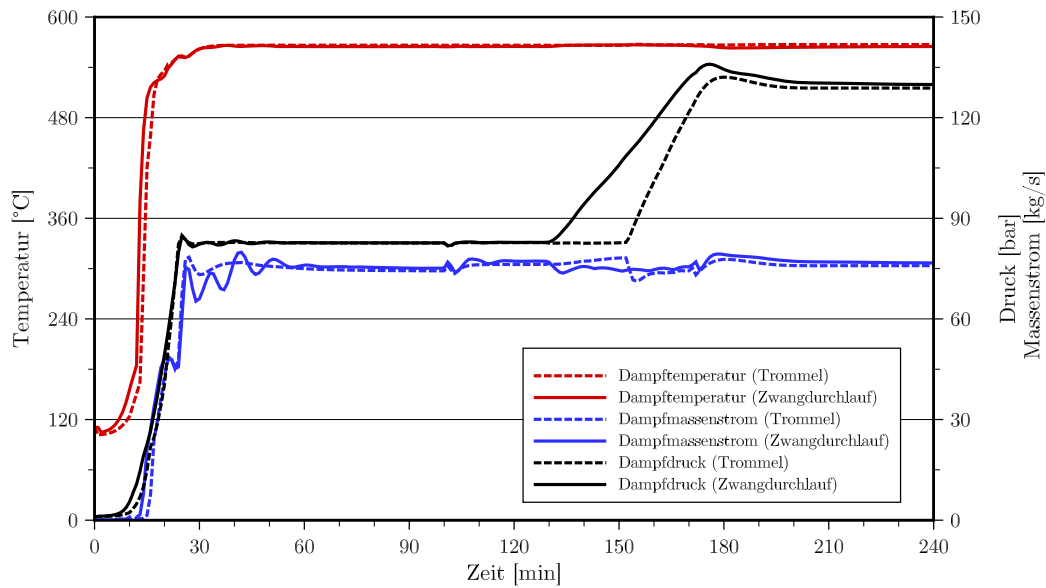
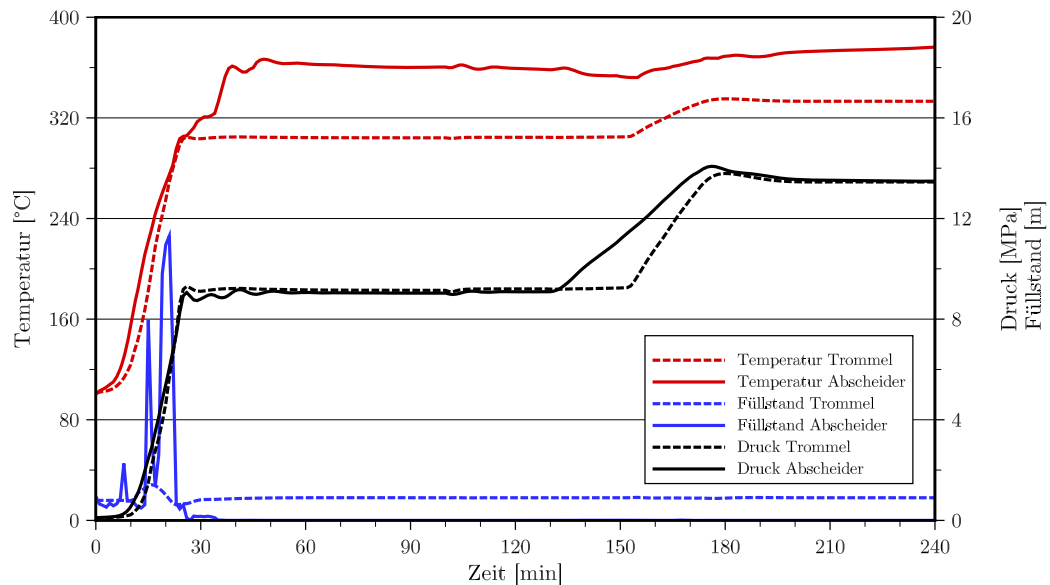


Abbildung 7.9: Systemantwort der Dampfparameter am Ausgangssammler des Hochdrucküberhitzers.

schen zu Anfang Umgebungsdruck und eine Temperatur von  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$  im Frischdampfsystem. Da das Arbeitsfluid bei Nullmassenstrom zwingend im Sättigungszustand initialisiert wird und somit eine weitere Reduzierung der Anfangstempe-

## 7.2 Ergebnisse der Berechnung



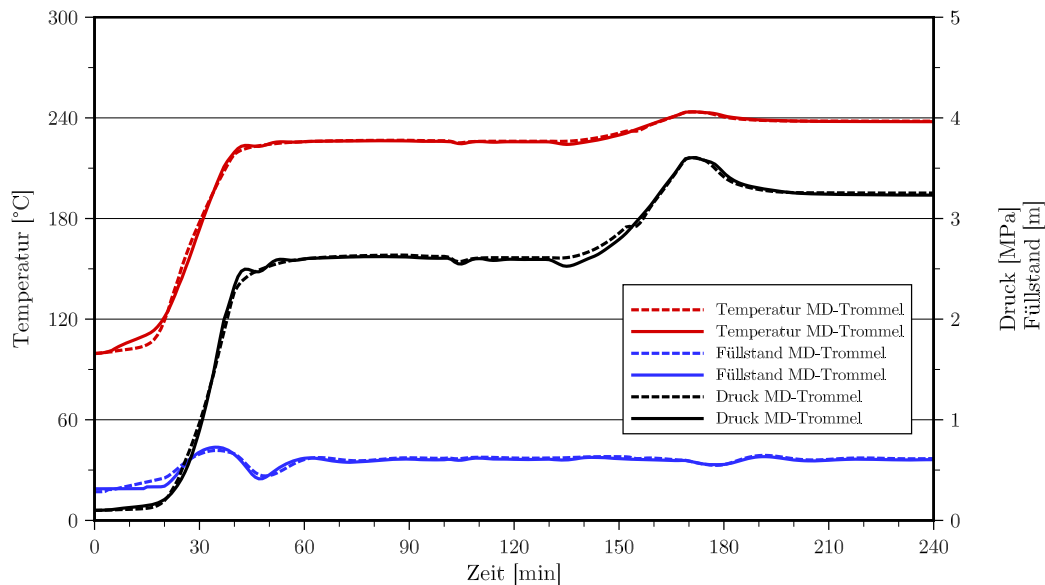
**Abbildung 7.10:** Zeitlicher Verlauf der Prozessparameter in der Trommel und der Abscheideflasche.

ratur im Modell nur mit Unterdruck zu realisieren wäre, ist eine bessere Approximation des Kaltstarts derzeit nicht möglich. Abbildung 7.10 zeigt die zeitliche Entwicklung von Temperatur, Druck und Füllstand in Trommel und Abscheideflasche. Letztere ist wiederum durch den beschleunigten Druckaufbau sowie die höhere Temperaturspanne der Anfahrtstransiente gekennzeichnet; weiterhin ist im Vergleich zum Warmstart vor allem die lange Haltedauer zur Vorwärmung der Dampfturbine auffällig.

Wie Abbildung 7.11 am Beispiel der MD-Dampftrommel zeigt, weisen die Systemantworten der MD- und ND-Kreisläufe in der Gegenüberstellung der beiden AHDE-Modelle nur geringe Unterschiede auf und werden daher im Folgenden nicht näher erläutert.

### 7.2.4 Thermische Spannung

Als Zusammenfassung der bisherigen Simulationsergebnisse lässt sich auf Systemebene schlussfolgern, dass die Dynamik des Naturumlauf-AHDE und des Zwangsdurchlauf-AHDE sich abgesehen von einer zeitlichen Verschiebung des Druckanstiegs im HD-Verdampfer nur geringfügig unterscheidet. Daher werden in diesem Abschnitt auf Komponentenebene dickwandige Bauteile untersucht, die anfällig für Ermüdungsschädigung aufgrund von thermischen Spannungen sind. Die ther-



**Abbildung 7.11:** Zeitlicher Verlauf der Prozessparameter in der MD-Trommel für beide Modelle.

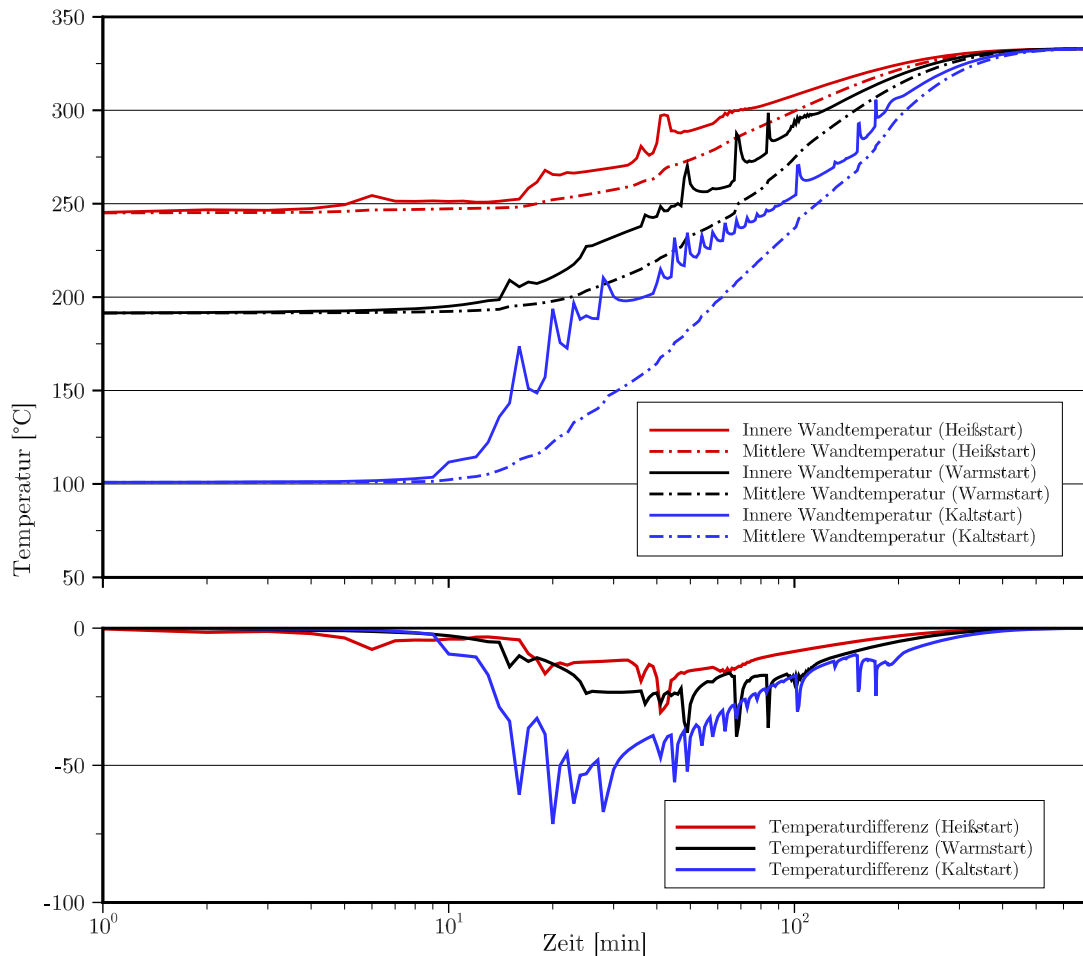
mische Spannung ist eine quadratische Funktion der Wandstärke [115], die wiederum mit dem Auslegungsdruck und dem Innendurchmesser des Druckbehälters steigt. Daher werden zum Vergleich der HD-Verdampfer die Dampftrommel beziehungsweise die Abscheideflasche als kritische Komponente der jeweiligen AHDE-Ausführung zur näheren Betrachtung ausgewählt [19]. Die Geometrie der beiden Bauteile ist in Tabelle 7.1 gegenüber gestellt.

Die Abbildungen 7.12 und 7.13 zeigen die Temperaturantworten der Trommelwand und der Abscheiderwand auf Heißstart, Warmstart und Kaltstart. Zur Vereinfachung werden eine ideale Isolation der Außenwand sowie eine gute Durchmischung des Wasser-/Dampfanteils angenommen, sodass nur Wärmeübergang in radialer Richtung berücksichtigt wird. Zum Zeitpunkt  $t = 0$  ist die Temperatur in der Wand einheitlich. Die Wände werden in diskrete Kontrollvolumina unterteilt, die einer Wandstärke von ca. 5 mm entsprechen, und die Wärmeleitfähigkeit des Stahls wird in Abhängigkeit der Materialtemperatur berechnet. Von besonderem Interesse ist die maximale Temperaturdifferenz über die Wand, da diese entscheidend für die Schwankungsbreite der Spannung und damit für die Ermüdungsschädigung des Bauteils durch den gegebenen Anfahrvorgang ist.

Die Transiente der mittleren Wandtemperatur für den Abscheider erfolgt verglichen mit der Temperatur an der Innenwand, welche in direktem Kontakt mit dem Fluid steht, deutlich verzögert. Wie zu erwarten sind beim Kaltstart die be-



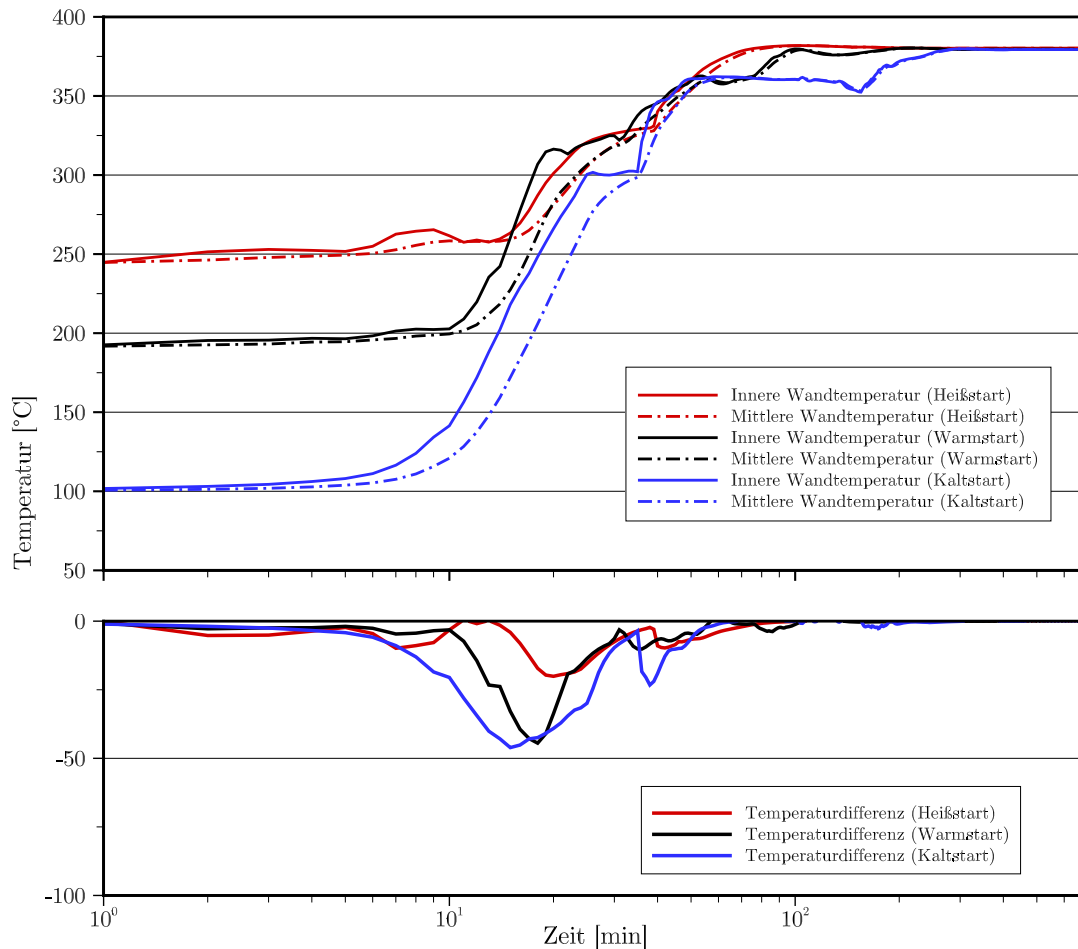
## 7.2 Ergebnisse der Berechnung



**Abbildung 7.12:** Temperaturverlauf der Trommelwand für verschiedene Anfahrprozesse (oben), resultierende Temperaturdifferenz (unten).

tragsmäßig größten Temperaturgradienten zu beobachten: Die maximalen Temperaturdifferenzen über die Abscheiderwand betragen jeweils  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$  und  $-46\text{ }^{\circ}\text{C}$  für Heißstart, Warmstart und Kaltstart. Die relativ geringe Wanddicke der Abscheideflasche unterstützt die effiziente Wärmeleitung und den Temperaturengleich in der Wand. In allen Fällen stellt sich in weniger als 60 Minuten wieder eine einheitliche Temperatur ( $|\Delta T| \leq 5\text{ K}$ ) ein, sodass ein neuer Gleichgewichtszustand erreicht wird und die thermische Spannung abklingt.

Im Gegensatz dazu ist die Trommelwand aufgrund der großen, druckbelasteten Oberfläche mehr als doppelt so stark. Wie bereits erwähnt, ist die stationäre Endtemperatur der Trommel aufgrund der Beschränkung auf Sättigungszustand geringer als die des Abscheiders. Der großvolumige Wasser-/Dampfinhalt



**Abbildung 7.13:** Temperaturverlauf der Abscheiderwand für verschiedene Anfahrprozesse (oben), resultierende Temperaturdifferenz (unten).

der Trommel bewirkt ein träges Bauteilverhalten, das insbesondere in dem moderaten Gradienten der mittleren Wandtemperatur deutlich wird. Daraus resultieren eine langsame Angleichung der Temperaturen über die Wanddicke und maximale Temperaturdifferenzen von  $-31\text{ °C}$ ,  $-40\text{ °C}$  und  $-71\text{ °C}$  für Heißstart, Warmstart und Kaltstart. Je nach Anfangsbedingung erfolgt die Temperaturangleichung in der Wand ( $|\Delta T \leq 5\text{ K}|$ ) nach 148 bis 257 Minuten. Zusätzlich sind Temperaturoszillationen an der Innenwand zu beobachten, die auf kleine Schwankungen des Trommelstands und einer damit einhergehenden Änderung des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten an der Wand zurückzuführen sind.

Nach DIN EN 12952-3 [116] ist die Temperaturdifferenz zwischen mittlerer Wandtemperatur und Innenwandtemperatur  $\Delta T = T_{\text{av}} - T_{\text{in}}$  ein Maß für die thermische Spannung in einer zylindrischen Druckbehälterwand,

## 7.2 Ergebnisse der Berechnung

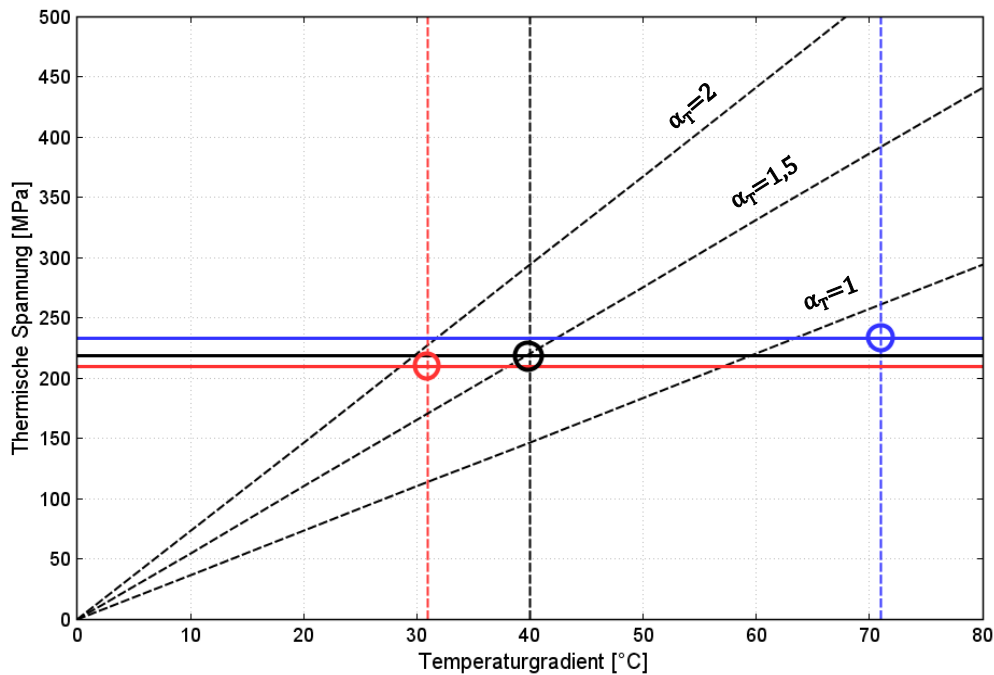
Parameter	Symbol	Einheit	Wert Trommel	Wert Abscheider
Wandstärke	$\delta_w$	mm	112,9	52,4
Querschnittsfläche	$A$	m <sup>2</sup>	2,6	0,2
Höhe	$H$	m	-	16,24
Länge	$L$	m	11,4	-
Auslegungsdruck	$p_{zul}$	bar	140	140
Auslegungstemperatur	$T_{zul}$	°C	350	420
Anzahl Kontrollvolumina	$n_w$	-	20	10

**Tabelle 7.1:** Geometrien der Trommel und der Abscheideflasche.

$$\sigma_{th} = \alpha_T \frac{\beta_{lin} E_{el}}{1 - \nu} \Delta T. \quad (7.1)$$

Dabei gilt für den Anfahrvorgang  $\Delta T \leq 0$ . Die Querkontraktionszahl  $\nu$  ist für Stahl mit 0,3 anzusetzen und der lineare thermische Ausdehnungskoeffizient  $\beta_{lin}$  sowie der Elastizitätsmodul  $E$  sind Werkstoffkonstanten, die als Funktion der Referenztemperatur für den betrachteten Lastwechsel bestimmt werden [116]. Der thermische Spannungskonzentrationsfaktor  $\alpha_T$  berücksichtigt die lokale Schwächung der Zylinderwand durch die Einzelbohrung zum Anschluss eines Abzweigs. Nach Norm wird die Materialermüdung für einen Lastzyklus dann anhand des kombinierten Spannungsverlaufes durch Druck- und Temperaturbelastung ermittelt. Diese Berechnung erfordert jedoch Kenntnis der Geometrie am Abzweig, welche für diese Arbeit nicht zur Verfügung stand. Um einen qualitativen Eindruck der thermischen Belastung für die Bauteile zu ermöglichen, wird im Folgenden der statische Belastungsfall angenommen. Diese Betrachtung ist nicht als Sicherheitsnachweis zu verstehen, da die zulässige Spannung im zyklischen Belastungsfall deutlich unter der Streckgrenze liegt.

Gleichung 7.1 ist als lineare Funktion der Temperaturdifferenz  $\Delta T$  in Abbildung 7.14 für die Trommel und in Abbildung 7.15 für den Abscheider aufgetragen, wobei  $\alpha_T$  jeweils als Scharparameter dient. Der Betrag des Spannungskonzentrationsfaktors ist abhängig von der gewählten Konstruktion; für typische Durchmesserhältnisse am Abzweig liegt der Faktor im Bereich  $1 \leq \alpha_T \leq 2$ . Um die zuvor bestimmten maximalen Temperaturunterschiede in Relation zu der resultierenden Werkstoffbelastung zu stellen, sind weiterhin die für die momentane Wandtemperatur interpolierten Streckgrenzen  $R_{p0,2} = f(\delta, T_{av}(t_{\Delta T_{max}}))$  gekennzeichnet. Als Werkstoff wurde jeweils der warmfeste Legierungsstahl 10 CrMo9 - 10 gewählt, wel-



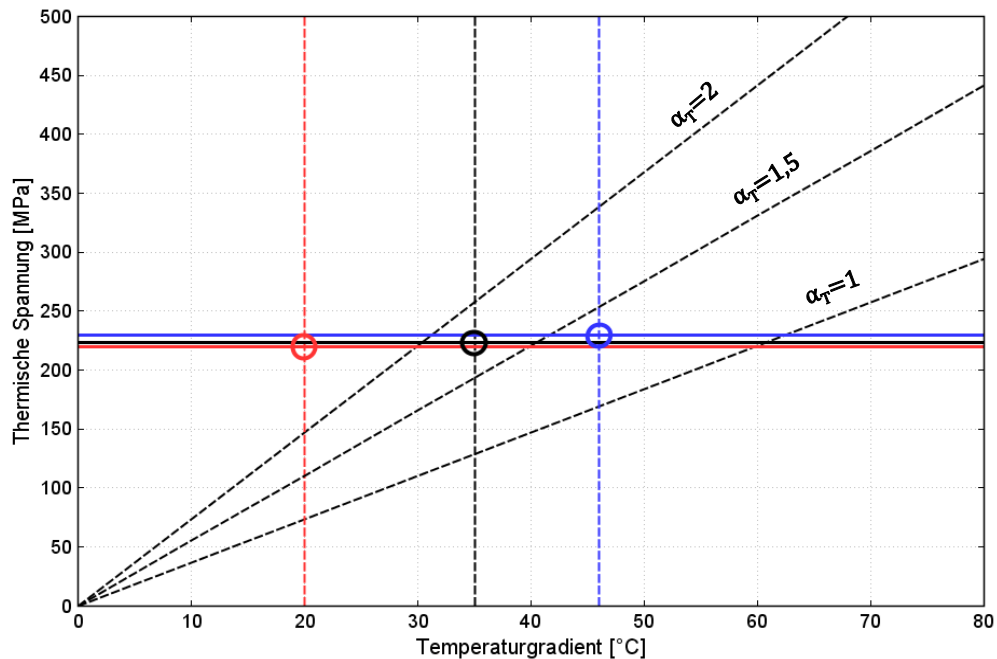
**Abbildung 7.14:** Maximal ertragbarer Konzentrationsfaktor der Trommel.

cher im Hinblick auf die chemische Zusammensetzung weitgehend identisch zum Stahl SA335-P22 nach ASME-Norm ist. In der Darstellung ist anschaulich zu erkennen, dass die zulässigen Spannungskonzentrationsfaktoren der Abscheideflasche für die betrachteten Fälle wesentlich höher sind als die entsprechenden Werte der Trommel. Tatsächlich ist der zulässige Spannungskonzentrationsfaktor des Trommelverdampfers für den betrachteten Kaltstart kleiner als eins, was physikalisch nicht sinnvoll ist und ein Bauteilversagen impliziert. Dagegen liegt  $\alpha_{T,zul}$  für den betrachteten Heißstart des Zwangsdurchlaufverdampfers oberhalb des gängigen Wertebereiches, sodass in gegebenenfalls eine Steigerung der aufgeprägten Temperaturgradienten zur Beschleunigung des Gasturbinenstarts möglich erscheint.

## 7.3 Fazit

Das vorhandene Modell eines horizontalen Dreidruck-AHDE mit einfacher Zwischenüberhitzung wurde durch die Substitution des nach dem Zwangsdurchlaufprinzip arbeitenden Hochdruckverdampfers durch einen Naturumlaufverdampfer modifiziert. Dabei wird die im Hochdruckkreislauf benötigte Wärmeübertragerfläche um etwa 8 % reduziert. Der neue Prozess wurde für gleiche Eingangs- und

### 7.3 Fazit



**Abbildung 7.15:** Maximal ertragbarer Konzentrationsfaktor des Abscheiders.

Ausgangsgrößen im stationären Zustand ausgelegt, um einen ausgewogenen Vergleich der beiden Ausführungen zu ermöglichen. Aus den Simulationsergebnissen für die dynamischen Systemantworten bei Heißstart, Warmstart und Kaltstart des Kombikraftwerks lassen sich die folgenden Schlussfolgerungen ziehen:

- Auf Systemebene zeigen die Ergebnisse trotz der geänderten Ausführung insgesamt nur geringe Unterschiede im dynamischen Verhalten der beiden Abhitzedampferzeuger. Allerdings erfolgt der Druckaufbau im HD-Zwangdurchlaufverdampfer aufgrund der kleineren thermischen Masse früher; dieser Effekt ist mit zunehmender Dauer des vorhergehenden Stillstands verstärkt zu beobachten.
- Auf Komponentenebene hat die verglichen mit der HD-Abscheideflasche höhere Wandstärke der HD-Trommel für die betrachteten Fälle höhere Temperaturdifferenzen zur Folge, welche deutlich langsamer abklingen. Da die systematische Optimierung der Anfahrtransiente in der Fachliteratur ein häufig behandeltes Thema ist (vergleiche Kapitel 2.2.2), wird im Rahmen dieser Arbeit darauf verzichtet. Dennoch ist interessant, dass die geringe Zeitkonstante der Temperaturangleichung für den Zwangdurchlaufverdampfer einen

vereinfachten Optimierungsprozess durch die separate Behandlung von Abhitzedampferzeuger und Dampfturbine ermöglichen könnte. Weiterhin sind Temperaturosillationen an der Trommelinnenwand zu beobachten, die auf geringfügige Schwankungen des Trommelfüllstands zurückzuführen sind.

- Wird die thermische Belastung von Dampftrommel und Abscheider qualitativ verglichen, so zeigt sich eine konsistent höhere Anfälligkeit der Trommel gegenüber Ermüdungsschädigung durch Anfahrprozesse. So wird beim Kaltstart ein unzulässig hoher Spitzenwert für die thermische Spannung erreicht, der Bauteilversagen impliziert.

Das wesentliche Unterscheidungsmerkmal zwischen den Ausführungen mit Naturumlauf und Zwangdurchlauf zeigt sich damit weniger in dem dynamischen Verhalten der Systemparameter, als in der Beseitigung der HD-Trommel als kritisches Bauteil. Diesem Vorteil beim Anfahrprozess steht ein höherer Flächenbedarf für die HD-Wärmeübertrager gegenüber.

# 8 Überkritischer Abhitzedampferzeuger

In diesem Kapitel wird das Konzept des überkritischen Dampferzeugers im Hinblick auf Prozesswirkungsgrad und Belastung beim Anfahrprozess mit der modellierten Referenzanlage verglichen.

## 8.1 Charakterisierung des Prozesses

Der erste Schritt zum Aufbau eines dynamischen Modells ist die wärmetechnische Auslegung. Bei der stationären Berechnung des überkritischen Abhitzedampferzeugers wurde die in Kapitel 5.1 ausgewählte Korrelation nach Weierman, auch bekannt als Escoa-Korrelation, zur Bestimmung des gaseitigen Wärmeübergangskoeffizienten für außenberippte Rohre eingesetzt. Sowohl die stationäre Nachrechnung der Anlage Prai als auch die Auslegung des überkritischen Prozesses wurden mit dem kommerziellen Programm PPSD in der Version 16-1 durchgeführt.

Um im Vergleich mit der Referenzanlage ein aussagekräftiges Ergebnis zur Beeinflussung der Prozessgüte durch die Einführung des überkritischen Abhitzedampferzeugers ( $p_{HD} = 245$  bar) zu erhalten, ist die Beachtung gleicher Randbedingungen erforderlich. Hier sind zunächst die Standortbedingungen wie Kondensatordruck, Umgebungstemperatur und geodätische Höhe des Standorts zu nennen. Ferner ist für die Vergleichbarkeit der Prozesse eine Reihe von Aspekten zu berücksichtigen, die spezifisch für die betrachtete Anlage sind. Auf der Abgasseite wird die identische Gasturbine wie im Referenzprozess verwendet. Wärmeverluste an die Umgebung werden vereinfacht mit 0,84% des Gesamtwärmeeintrags angesetzt und die Strömungsverluste entsprechen einer Kamintemperatur von etwa 82°C. Um eine anwendungsnahe Auslegung zu erzielen, sind in der Dimensionierung des Abgaswegs und der außenberippten Wärmeübertragerrohre Vorgaben des Industriepartners berücksichtigt.

Die Randbedingungen der Auslegung für beide Prozesse sind in Tabelle 8.1 zusammengestellt. Auf der Wasser-/Dampfseite werden ausgehend vom Basispro-

zess die Eintrittstemperatur des ND-Vorwärmers sowie die zulässigen Frischdampf-temperaturen am finalen Ausgangssammler des HD-Überhitzers und des Zwischenüberhitzers festgehalten. Die feste Vorgabe der Frischdampftemperaturen am Dampfturbineneinlass ist notwendig, um den Einfluss des überkritischen HD-Systemdruckes auf den Wirkungsgrad isoliert zu erfassen und diesen nicht etwa wie in Zhang et al. [117] mit einer unabhängig davon realisierbaren Steigerung der zulässigen Temperaturen zu überlagern. Die inneren Wirkungsgrade der Pumpen und des Generators bleiben ebenfalls konstant. Für die Wirkungsgrade der einzelnen Turbinensektionen im Referenzprozess wurden Schätzwerte nach Gülen und Smith [32] verwendet. Bei den Werten handelt es sich um einen „Abschnittswirkungsgrad“, welcher die Strömungsverluste durch Sicherheits- und Kontrollventile sowie angeschlossene Rohre berücksichtigt und typischerweise um etwa einen Prozentpunkt niedriger anzusetzen ist als der dazugehörige Wirkungsgrad der Dampfturbine [32]. Der Abschnittswirkungsgrad der überkritischen Hochdruckturbine wurde im Vergleich zur unterkritischen Hochdruckturbine um einen weiteren Prozentpunkt reduziert. Die Eintrittstemperatur in den ND-Vorwärmer wird im Betrieb durch die ND-Rezirkulation eingestellt und ist abhängig vom Schwefelsäuretaupunkt. Im Auslegungsfall wird der für schwefelfreien Brennstoff gültige Mindestwert der Temperatur angenommen. Im Referenzprozess werden mehrere vorgewärmte Prozessmassenströme zu Hilfszwecken wie etwa der Brenngasvorwärmung oder als Sperrdampf abgezweigt und damit der energetischen Nutzung durch den Kraftwerksprozess entzogen. Analog dazu sind an den entsprechenden Stellen im überkritischen Prozess Massenstromsenken vorgesehen, welche derart gewählt sind, dass der jeweils entnommene Enthalpiestrom dem des Gegenstücks in der Referenzanlage entspricht. Zur Schließung des Kreisprozesses wird angenommen, dass die Hilfsströme als Flüssigkeit im Sättigungszustand wieder dem Kondensator zugeführt werden.

Für den überkritischen Prozess ist eine vollständige Neuauslegung des Abhitzedampferzeugers erforderlich, da die erforderliche Modifikation des Hochdruckteils aufgrund der Verschiebung des Temperaturprofils auch die Prozessparameter im restlichen System beeinflusst und nicht isoliert betrachtet werden kann. Als wesentliche Freiheitsgrade der wärmetechnischen Auslegung sind unter Berücksichtigung der durch die Referenzanlage definierten Vorgaben die Wärmeübertragerflächen, die Anordnung der Wärmeübertrager im Abgasweg sowie der ZÜ-Druck zu nennen. Zur Reduzierung der Komplexität werden für die Wärmeübertrager Standardrippenrohre in versetzter Anordnung vorgegeben, wobei in transversaler Richtung nur vollbesetzte Rohrreihen zugelassen sind. Aus Kapitel 7 ist weiterhin



## 8.2 Stationäre Leistungsfähigkeit

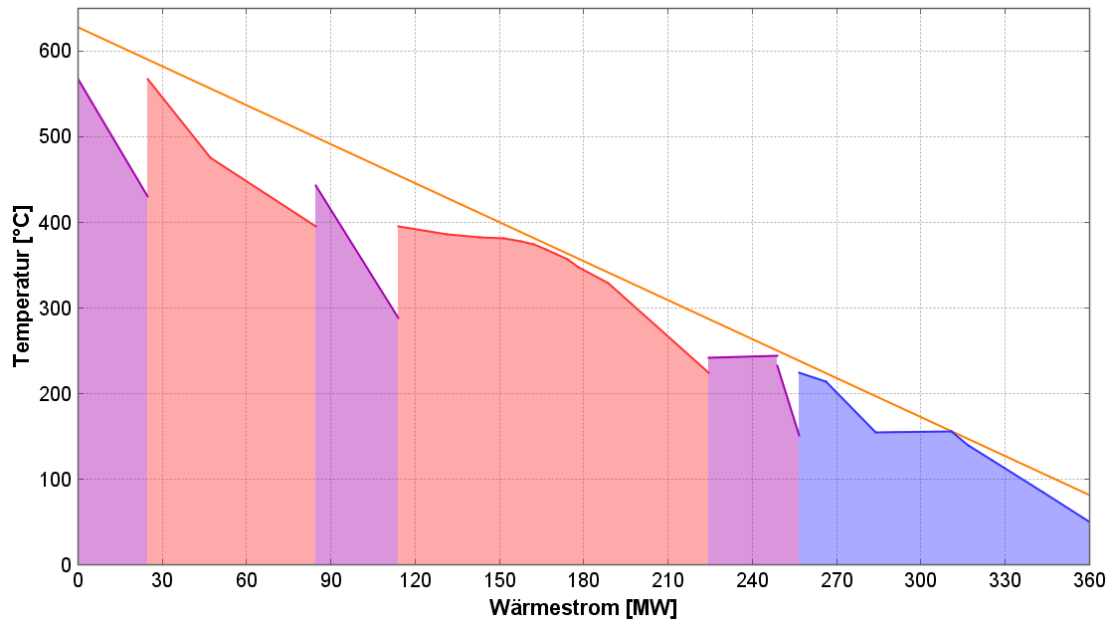
Parameter	Symbol	Einheit	Wert
Abgasmassenstrom	$\dot{m}_{GT}$	kg/s	587,3
Abgastemperatur	$T_{GT}$	°C	628,0
Relative Umgebungsverluste	$x_u$	-	0,084
Kamintemperatur	$T_{Kamin}$	°C	$82 \pm 0,5$
Kondensatordruck	$p_{Kond}$	mbar	82
Eintrittstemperatur ND-Vorwärmer	$T_{ND,ein}$	°C	50
Zulässige HD-Frischdampftemperatur	$T_{HD,FD}$	°C	567,1
Zulässige ZÜ-Frischdampftemperatur	$T_{ZÜ,FD}$	°C	567,2
Wirkungsgrad Pumpen	$\eta_{Pu}$	-	0,80
Wirkungsgrad Generator	$\eta_{Pu}$	-	0,99
Wirkungsgrad ND-Turbine	$\eta_{ND}$	-	0,91
Wirkungsgrad MD-Turbine	$\eta_{MD}$	-	0,90
Wirkungsgrad HD-Turbine unterkritisch	$\eta_{HD-uk}$	-	0,89
Wirkungsgrad HD-Turbine überkritisch	$\eta_{HD-ük}$	-	0,88

**Tabelle 8.1:** Randbedingungen der Prozessauslegung für den Abhitzedampferzeuger.

bekannt, dass die Umstellung des Hochdruckteils von einem Trommelverdampfer auf einen Zwangsdurchlaufverdampfer eine Erhöhung der Wärmeübertragerfläche zur Folge hat. Die Investitionskosten für einen Abhitzedampferzeuger können in guter Näherung direkt proportional zur installierten Wärmeübertragerfläche angenommen werden. Daher wurde unter mehreren potentiellen Varianten für die Anordnung der Wärmeübertrager im Abgasweg diejenige ausgewählt, welche bei moderater Anhebung der installierten Fläche zu einer möglichst hohen Nettoleistung des Kraftwerksprozesses führt. Anschließend wurde eine Optimierung des ZÜ-Drucks vorgenommen. Im folgenden Abschnitt wird das Ergebnis der Auslegung vorgestellt und anhand von Kenngrößen mit dem Basisprozess verglichen.

## 8.2 Stationäre Leistungsfähigkeit

Das Ergebnis der stationären Prozessrechnung ist eine optimierte technische Ausführung für den überkritischen Abhitzedampferzeuger unter den dargestellten Randbedingungen. Abbildung 8.1 zeigt die neuartige Prozessführung des Arbeitsfluids im Temperatur-Wärmestrom-Diagramm. Die Änderung zum Basisprozess lässt sich anschaulich im Vergleich mit Abbildung 4.3 erkennen. Deutlich wird insbesondere der Übergang zu einem Phasenübergang zweiter Ordnung im Hochdruckteil, welcher durch einen stetigen Anstieg der Temperatur mit der Enthalpie gekennzeichnet ist und sich besser an den abgasseitigen Temperaturverlauf an-

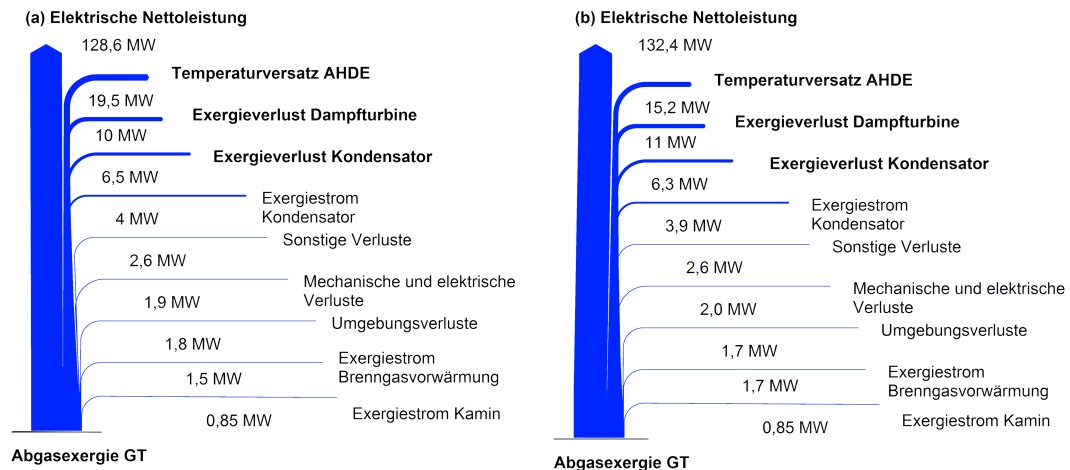


**Abbildung 8.1:** Temperatur-Wärmestrom-Diagramm des überkritischen Abhitzedampferzeugers.

nähert. Der damit einhergehende Exergiegewinn entspricht in etwa dem halben Flächeninhalt des gedachten Dreiecks, welches in Abbildung 4.3 von den Temperaturverläufen des HD-Verdampfers und der zwei HD-Überhitzer aufgespannt wird. Im Unterschied zur ursprünglichen Anlage ist der finale Zwischenüberhitzer unmittelbar stromab der Gasturbine angeordnet, um bei einer Enthalpieänderung des Abgasstroms den Temperaturschock des dickwandigen HD-Ausgangssammlers abzuschwächen. Dagegen bleibt die Prozessführung im Mitteldruck- und im Niederdruckteil weitgehend unverändert, abgesehen von einer Steigerung des ZÜ-Drucks auf 34 bar. Letztere begrenzt den unerwünschten Temperaturabfall am Eintritt des „kalten“ Zwischenüberhitzers wegen des höheren Enthalpiegefälles über die HD-Turbine.

Der Wirkungsgrad des Abhitzedampferzeugers und damit die dem Abgasstrom entzogene Wärmemenge von  $360 \text{ MW}_{\text{th}}$  sind zur besseren Vergleichbarkeit für beide Prozesse gleich. Aus der thermodynamisch günstigen Prozessführung in der überkritischen HD-Stufe resultiert zunächst eine Steigerung des Prozesswirkungsgrades um 1,42 Prozentpunkte. Jedoch ist ebenso die gestiegene Leistungsaufnahme der HD-Kesselspeisepumpe zu berücksichtigen, sodass nach Abzug der Hilfsleistung ein Nettoleistungsgewinn von  $3,7 \text{ MW}_{\text{el}}$  oder einem Prozentpunkt verbleibt. Umgerechnet auf den Blockwirkungsgrad des Kombikraftwerks, für den die thermische Leistung der Gasturbine Bezugsgröße ist, entspricht das

## 8.2 Stationäre Leistungsfähigkeit



**Abbildung 8.2:** Sankey-Diagramm der Exergiestrome im unterkritischen Prozess (a) und überkritischen Prozess (b).

einer Steigerung von 0,58 Prozentpunkten. Aus wirtschaftlicher Perspektive steht der verbesserten Effizienz im Nachschaltprozess ein 26,7 % höherer Flächenbedarf der wärmeübertragenden Rohrbündel gegenüber. Dieses Ergebnis stimmt sehr gut mit der Studie von Bolland [68] überein, in der die Exergieanalyse möglicher Schaltungsvarianten für den Nachschaltprozess basierend auf kleineren Gasturbinen der F-Klasse (Siemens V94.2 und V94.3) durchgeführt wird. Aus dem Übergang von einem unterkritischen Dreidruck-AHDE zu einem überkritischen Dreidruck-AHDE mit jeweils einfacher Zwischenüberhitzung folgen laut dem Autor eine Steigerung des Blockwirkungsgrades von rund einem halben Prozentpunkt sowie ein um 26 % erhöhter Flächenbedarf (vergleiche Tabelle 2 in [68]). Gülen [70] schätzt in seinem Beitrag den durch den überkritischen Prozess realisierbaren Wirkungsgradgewinn auf 0,25-0,35 Prozentpunkte ein, was auf den höheren HD-Dampfdruck im verwendeten Bezugsprozess sowie den reduzierten HD-Anteil an der Gesamtwärmeaufnahme zurückgeführt werden kann. Dagegen ist ein Steigerungspotential in der Größenordnung eines ganzen Prozentpunktes [118] als unrealistisch zu bewerten.

Obwohl sie die globale Effizienzverbesserung des Wasser-/Dampfprozesses zeigt, gibt die alleinige Betrachtung der Energiebilanz keinen Aufschluss über den zugrunde liegenden Mechanismus für die verbesserte Nutzleistung. Offensichtlich ist die dem Abgasstrom entnommene Wärmemenge weniger entscheidend als vielmehr die spezifische Art und Weise, auf die die Wärmemenge im Kraftwerksprozess genutzt wird. Daher sollen im Folgenden die Exergiebilanzen der Prozesse gegenübergestellt werden, siehe Abbildung 8.2. Die Bezugsgröße ist das Exergieangebot des Abgases am Eintritt in den Abhitzedampferzeuger, welches sich in beiden

Fällen auf  $177,6 \text{ MW}_{\text{el}}$  beläuft. Die mechanischen Verluste, etwa durch Reibung zwischen Turbinen- oder Pumpenrotor und Lagerung, sowie die elektrischen Widerstandsverluste des Generators und der Pumpenmotoren sind mit etwa  $1,5\%$  der Nettoprozessleistung anzunehmen [32]. Weiterhin lassen sich die sonstigen Exergieverluste durch eine Vielzahl kleinerer thermodynamischer Verlustmechanismen auf  $1,5\%$  der zuvor genannten Abgasexergie beziffern [32]. Während die Exergie der flüssigen Prozessmassenströme zur Brenngasvorwärmung aus dem betrachteten System transferiert wird, erfolgt der mit dem Hilfsdampf verbundene Exergieverlust innerhalb der Systemgrenzen und wird in der Bilanz dem Kondensator zugeschlagen. Deutlich wird, dass die Exergieverluste von den drei Anteilen der Großkomponenten Abhitzedampferzeuger, Dampfturbine und Kondensator dominiert werden. Der konventionelle Abhitzedampferzeuger macht 11 Prozentpunkte oder  $40\%$  des aufsummierten Prozessverlustes aus. Durch die Verringerung der mittleren Temperaturdifferenz zwischen Abgasseite und Wasser-/Dampfseite werden die AHDE-Exergieverluste mit einer überkritischen HD-Stufe um gut ein Fünftel verringert. Bezogen auf den Referenzprozess entspricht dies  $4,3 \text{ MW}$  Exergiegewinn oder insgesamt einer Steigerung des exergetischen Wirkungsgrades auf  $74,5\%$ , unter Berücksichtigung der zusätzlichen Dissipation in der HD-Turbine.

Die beschriebenen Ergebnisse sind von den im vorherigen Abschnitt gewählten Annahmen und Randbedingungen abhängig, die weitgehend durch die Referenzanlage festgelegt sind. Einige Annahmen, wie etwa die Änderung der einzelnen Komponentenwirkungsgrade im überkritischen Prozess, sind dagegen in technisch sinnvollen Grenzen frei wählbar. So wurde die Reduktion des konventionellen HD-Dampfturbinenwirkungsgrades in Übereinstimmung mit Bolland [68] auf einen Prozentpunkt geschätzt, um die Getriebeverluste zu berücksichtigen. Eine Verbesserung des Komponentenwirkungsgrads durch eine Optimierung der HD-Turbine hätte  $+0,03 \text{ \%Pkt./\%Pkt.}$  Änderung des Blockwirkungsgrads zur Folge. Durch die stärkere Druckerhöhung im Hochdruckteil ist tendenziell ein geringerer hydraulischer Wirkungsgrad der Speisewasserpumpe zu erwarten, der jedoch mit  $-0,004 \text{ \%Pkt./\%Pkt.}$  einen eher untergeordneten Einfluss auf das Gesamtsystem hat.

Insgesamt ist festzuhalten, dass der innovative Abhitzedampferzeuger im Vergleich zum unterkritischen Prozess des Referenzkraftwerks eine moderate Wirkungsgradsteigerung des Kombikraftwerks ermöglicht ( $\Delta\eta_{\text{el}} = +0,58\% - \text{Pkt.}$ ). Der nicht-isotherme Phasenübergang des überkritischen Arbeitsfluids führt zu einer Annäherung des wasser-/dampfseitigen Temperaturprofils an den Temperaturverlauf der Abgasseite und zu einem erhöhten Exergieanteil der aufgenommenen Wärmemenge. Damit ist anschaulich nachvollziehbar, dass die potentielle Effizienz-

### 8.3 Thermische Spannung

Parameter	Einheit	Sammler Unterkritisch	Sammler Überkritisch
Werkstoff	-	335-P91	335-P91
Außendurchmesser	mm	448,4	355,6
Wandstärke	mm	32,3	57,4
Betriebsdruck	bar	97,7	245,0

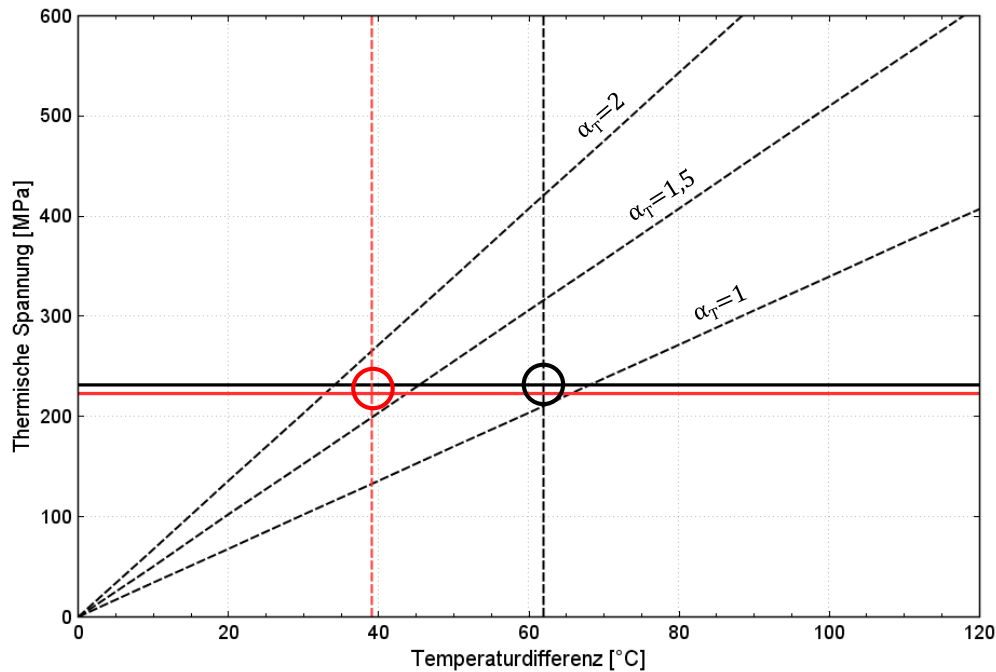
**Tabelle 8.2:** Material und Geometrie der finalen Dampfsammler.

steigerung dieses Ansatzes zum einen vom HD-Druckniveau und zum anderen vom relativen Anteil der HD-Wärmeaufnahme in dem ursprünglich betrachteten Prozess abhängt. Nach den Anmerkungen zum Referenzkraftwerk in Kapitel 4 ist die hier errechnete Steigerung  $\Delta\eta_{el}$  folgerichtig am oberen Rand des Wertebereiches in der Literatur einzuordnen. Aus wirtschaftlicher Perspektive steht dem Effizienzgewinn ein erhöhter Flächenbedarf der AHDE-Wärmeübertrager in der Größenordnung von einem Viertel gegenüber. Ein weiterer Nachteil ist, dass der volle Wirkungsgradgewinn wegen der Fahrweise im Gleitdruck nur im oberen Lastbereich zur Verfügung steht. Ferner erscheint eine weitere Erhöhung des HD-Drucks deutlich über  $p_{HD} = 245$  bar vor dem Hintergrund des weiter ansteigenden Eigenbedarfs sowie der Anforderungen an die betriebliche Flexibilität der Anlage nicht sinnvoll. Die gewonnenen Auslegungsdaten dienen als Basis zur Erstellung eines dynamischen Simulationsmodells für den überkritischen Kraftwerksprozess, um im Folgenden die Belastung beim Anfahrvorgang zu untersuchen.

## 8.3 Thermische Spannung

Der Vergleich der Anfahrtransienten zwischen dem überkritischen Kombiprozess und dem unterkritischen Referenzprozess weist deutliche Parallelen zu Kapitel 7 auf, da es sich erneut um den Vergleich eines AHDE mit HD-Trommelverdampfer und eines AHDE mit HD-Zwangdurchlaufverdampfer handelt. Der wesentliche Unterschied ist die Anpassung des Hochdruckteils für überkritischen Druck, die eine durchgehend höhere Wandstärke mit entsprechender thermischer Masse bedingt. Da der Vergleich der Transienten auf Systemebene weniger entscheidend ist als die resultierende thermische Belastung, soll die Darstellung der Resultate im Folgenden auf die Komponentenebene beschränkt bleiben.

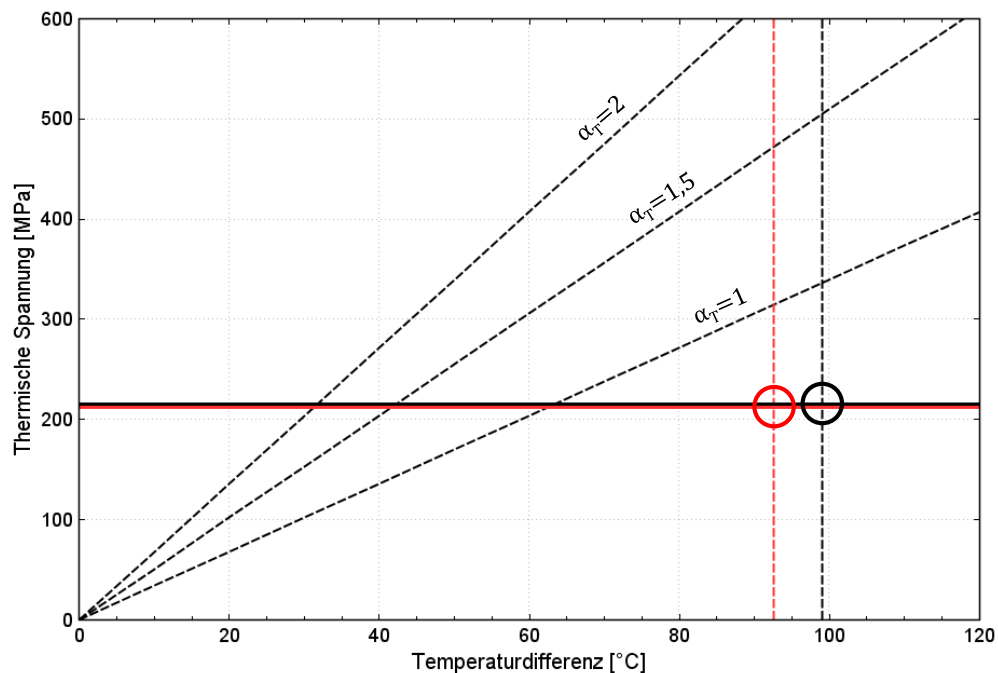
Für die Gegenüberstellung des überkritischen AHDE und der unterkritischen Referenzanlage wurde die dynamische Systemantwort der Simulationsmodelle auf den Heißstart der Gasturbine nach Kapitel 6.2.1 und den Warmstart der Gasturbine nach Kapitel 6.2.2 berechnet. Da die großvolumige HD-Dampftrommel für



**Abbildung 8.3:** Maximal ertragbarer Spannungskonzentrationsfaktor des unterkritischen Frischdampfsammlers für Heißstart (rot) und Warmstart (schwarz).

den Zwangdurchlauf-AHDE entfällt, verbleibt der finale HD-Dampfsammler als kritisches Bauteil des überkritischen Abhitzekekessels, vergleiche Tabelle 8.2. Daher wurde für die Behälterwand des HD-Sammlers in beiden Modellen eine hohe Diskretisierung gewählt, die Temperaturverläufe der Innenwand und der mittleren Wandtemperatur im Anfahrprozess bestimmt und die maximale Temperaturdifferenz ermittelt. Der unter Annahme des statischen Belastungsfalls zulässige Konzentrationsfaktor der thermischen Spannung  $\alpha_T$  aus Gleichung 7.1 wird unter Berücksichtigung der Streckgrenze in Abbildung 8.3 für den unterkritischen Dampfsammler und in Abbildung 8.4 für den überkritischen Dampfsammler ermittelt. Nach den Ergebnissen der Validierung ist zu beachten, dass der Gradient der Frischdampf Temperatur in der Simulation verglichen mit der realen Anlage überschätzt wird, und damit auch die resultierende Temperaturdifferenz in der Behälterwand. Allerdings trifft dieser Effekt auf beide Modelle gleichermaßen zu. Der zulässige Konzentrationsfaktor des unterkritischen Dampfsammlers liegt für Warmstart und Heißstart im technisch sinnvollen Bereich. Das träge Verhalten des überkritischen Sammlers bedingt dagegen eine deutlich stärkere Spreizung der Wandtemperaturen. Für beide Anfahrprozesse ergibt sich ein maximal zulässigen

### 8.3 Thermische Spannung



**Abbildung 8.4:** Maximal ertragbarer Spannungskonzentrationsfaktor des überkritischen Frischdampfsammlers für Heißstart (rot) und Warmstart (schwarz).

Konzentrationsfaktor  $\alpha_T < 1$ , der physikalisch unmöglich ist und ein Versagen des Bauteils impliziert.

Nach dieser Abschätzung ist der überkritische Abhitzedampferzeuger ohne zusätzliche Vorkehrungen nicht geeignet, die Schnellstartfähigkeit des Kombikraftwerks zu erhalten. Als technische Gegenmaßnahmen zur Flexibilisierung der Dampfsammler sind vor allem die Verwendung hochwarmfester Stähle oder eine Konstruktion mit Vorsammler zu nennen. Auch eine gezielte Vorwärmung der dickwandigen Bauteile über elektrische Heizmatten ist prinzipiell möglich, durch welche der Behälterwand vor Zündung der Gasturbinenbrenner ein entgegengesetztes Temperaturgefälle von außen nach innen aufgeprägt und die thermische Spannung weitgehend kompensiert wird. Unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten lässt der entsprechende Mehraufwand zusätzlich zum Bedarf an Wärmeübertragerfläche und zur Modifikation der Dampfturbine den kommerziellen Einsatz von überkritischem Dampf im Kombiprozess als wenig vielversprechend erscheinen, trotz der moderaten Wirkungsgradsteigerung.

## 9 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wird das Verhalten unterschiedlicher Abhitzedampferzeuger während des Anfahrvorgangs eines Kombikraftwerks mittels dynamischer Simulation untersucht. Auf Basis der vom Unternehmen Doosan zur Verfügung gestellten Auslegungsdaten wurde eine Methodik zur Abbildung eines Kombikraftwerks mit dem Systemcode Apros entwickelt und auf die Referenzanlage Prai mit einer Nennleistung von  $350 \text{ MW}_{\text{el}}$  angewendet. Mit Blick auf das Datum der Inbetriebnahme kann die Anlage als technisch repräsentativ für den weltweiten Kraftwerksbestand im Bereich des Kombiprozesses angesehen werden. Der Vergleich der dynamischen Simulationsergebnisse mit betrieblichen Aufzeichnungen von zwei separaten Anfahrvorgängen zeigt, dass die Dynamik der realen Anlage mit dem erstellten Prozessmodell gut nachvollzogen werden kann. Allerdings wird die Wärmekapazität der Anlage im Modell aufgrund der Nichtberücksichtigung von Hilfssystemen und Tragestrukturen unterschätzt, was zu einer schnelleren Modellreaktion führt und im vorzeitigen Einsetzen der ersten Dampferzeugung deutlich wird. Insgesamt konnte das Referenzmodell erfolgreich validiert und die Eignung der Methodik für weitere numerische Untersuchungen nachgewiesen werden.

Zur Flexibilisierung wurde im folgenden Schritt die Ausführung des Hochdruckverdampfers vom konventionellen Trommelverdampfer zu einem Zwangdurchlaufverdampfer verändert, wobei beide Modelle für gleiche Parameter im stationären Betrieb ausgelegt sind, und Berechnungen des Anfahrvorgangs für verschiedene Anfangsbedingungen durchgeführt. Die dynamischen Antworten der Systeme auf den Gasturbinenstart unterscheiden sich nur unwesentlich voneinander. Eine genauere Betrachtung der Temperaturgradienten in der Hochdrucktrommel zeigt jedoch, dass für den betrachteten Kaltstart mit Bauteilversagen aufgrund einer unzulässig hohen thermischen Spannung zu rechnen ist. Im Gegensatz dazu verbleiben die Temperaturgradienten in der Behälterwand der Abscheideflasche im technisch sinnvollen Bereich. Daher wird mit der Ausführung des Zwangdurchlaufverdampfers vor allem die träge Komponente HD-Trommel eliminiert.





## 9 Zusammenfassung und Ausblick

Aufbauend auf dieser Studie wurde ein neuartiger Abhitzedampferzeuger wärmetechnisch ausgelegt, welcher durch den Einsatz überkritischer Dampfparameter eine effizientere Nutzung der Abgaswärme im Nachschaltprozess erlaubt. Der überkritische Druck geht mit einem Phasenübergang zweiter Ordnung einher, welcher die thermodynamische Beschränkung der konstanten Verdampfungstemperatur von Wasser aufhebt und auf diese Art eine verbesserte Anpassung des wasser/dampfseitigen Temperaturprofils an den Abgasstrom erzielt. Unter Berücksichtigung der Hilfsenergie kann der elektrische Wirkungsgrad des Kombiprozesses bezogen auf die Referenzanlage um mehr als einen halben Prozentpunkt erhöht werden. Aufgrund der Fahrweise in Gleitdruckbetrieb liegt der volle Effizienzgewinn allerdings nur im hohen Lastbereich an. Weiterhin kann mit einer Erhöhung der Wärmeübertragerfläche in der Größenordnung von einem Viertel gerechnet werden. Zur Kompensation der Spaltverluste aufgrund des geringen HD-Volumenstroms ist der Hochdruckteil der Dampfturbine als Turbinenschnellläufer mit erhöhter Drehzahl auszuführen. Die erforderlichen Komponenten und Werkstoffe entsprechen dem aktuellen Stand der Technik, sodass der Entwicklungsaufwand zur technischen Umsetzung des Konzepts als moderat einzuschätzen ist.

Schließlich wurde der überkritische Kombiprozess im dynamischen Prozessmodell abgebildet und anhand von Berechnungen eines Heißstarts und eines Warmstarts mit dem Referenzmodell verglichen. Die Ergebnisse der dynamischen Berechnungen zeigen am Beispiel des finalen HD-Frischdampfsammlers, dass die Schnellstartfähigkeit des Kraftwerks durch die erforderliche Wandstärke im Hochdruckteil beeinträchtigt wird. Unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten ist die Nutzung von überkritischen Dampfparametern im Kombikraftwerk daher trotz der erzielbaren Wirkungsgradsteigerung mit Skepsis zu sehen.

Dagegen ist der überkritische Abhitzedampferzeuger eine interessante Option zur Verbesserung des IGCC-Prozesses. Diese Anlagen weisen in Regelfall eine hohe Anzahl an Volllaststunden auf und werden zudem häufiger im oberen Lastbereich betrieben, sodass der thermodynamische Vorteil des neuartigen Abhitzedampferzeugers wirtschaftlich eher zum Tragen kommt. Da beim Lastwechselverhalten des IGCC großer Forschungsbedarf besteht und die Interaktion der Komponenten auf Systemebene bisher nur unzureichend verstanden ist, stellt der Kombiprozess mit integrierter Vergasung ein interessantes Thema für nachfolgende Arbeiten im Bereich der dynamischen Simulation dar.





# Literaturverzeichnis

- [1] UNFCCC, UN FRAMEWORK CONVENTION ON CLIMATE CHANGE: *Adoption of the Paris Agreement. FCCC/CP/2015/L.9/Rev.1*. [www.unfccc.int/resource/docs/2015/cop21/eng/l09r01.pdf](http://www.unfccc.int/resource/docs/2015/cop21/eng/l09r01.pdf), aufgerufen am 09.12.2016.
- [2] HANSEN, JAMES, RETO RUEDY, MAKIKO SATO und KWOK-WAI KEN LO: *Global Surface Temperature Change*. *Reviews of Geophysics*, 48(4), 2010. [www.data.giss.nasa.gov/gistemp/graphs](http://www.data.giss.nasa.gov/gistemp/graphs), aktualisierte Daten aufgerufen am 10.12.2016.
- [3] VDE, FORUM NETZTECHNIK UND NETZBETRIEB: *Störungs- und Verfügbarkeitsstatistik - Berichtsjahr 2015*. FNN-Hinweise. 2016.
- [4] ABHARI, REZA: *An integrated, high-resolution, system-wide electricity & gas networks model*. Gastvortrag an der Graduiertenschule für Energiewissenschaften und Energietechnik der TU Darmstadt. 18.02.2016.
- [5] MERTENS, NICOLAS, FALAH ALOBAID, LORENZ FRIGGE und BERND EPPLE: *Dynamic simulation of integrated rock-bed thermocline storage for concentrated solar power*. *Solar Energy*, 110:830–842, 2014.
- [6] LUND, HENRIK, ANDERS ANDERSEN, POUL ALBERG ØSTERGAARD, BRIAN VAD MATHIESEN und DAVID CONNOLLY: *From electricity smart grids to smart energy systems - A market operation based approach and understanding*. *Energy*, 42(1):96–102, 2012.
- [7] DUNN, BRUCE, HARESH KAMATH und JEAN-MARIE TARASCON: *Electrical Energy Storage for the Grid: A Battery of Choices*. *Science*, 334(6058):928–935, 2011.
- [8] SPRO, OLE CHRISTIAN, OLVE MO, KARL MERZ und JOHN OLAV TANDE: *Influence of Technical Limitations and Operation on Sizing of an Offshore Energy Storage Connected to an Offshore Wind Farm*. *Energy Procedia*, 80:284–293, 2015.



- [9] GAHLEITNER, GERDA: *Hydrogen from renewable electricity: An international review of power-to-gas pilot plants for stationary applications*. International Journal of Hydrogen Energy, 38(5):2039–2061, 2013.
- [10] ESER, PATRICK, ANTRIKSH SINGH, NDAONA CHOKANI und REZA ABHARI: *Effect of increased renewables generation on operation of thermal power plants*. Applied Energy, 164:723–732, 2016.
- [11] EPPLE, BERND und JOCHEN STRÖHLE: *CO<sub>2</sub> capture based on chemical and carbonate looping*. VGB PowerTech, 88(11):85–89, 2008.
- [12] SCHEER, DIRK, SANDRA WASSERMANN und OLIVER SCHEEL: *Stromerzeugungstechnologien auf dem gesellschaftlichen Prüfstand: Zur Akzeptanz der CCS-Technologien*. Seiten 107–118, 2012.
- [13] EIA: *Monthly energy review, März 2016*. Energy Information Administration, US.
- [14] ELSNER, PETER, BERIT ERLACH, MANFRED FISCHEDICK, BENEDIKT LUNZ und UWE SAUER: *Flexibilitätskonzepte für die Stromversorgung 2050*. Deutsche Akademie der Technikwissenschaften, 2016.
- [15] ALOBAID, FALAH, NICOLAS MERTENS, RALF STARKLOFF, THOMAS LANZ, CHRISTIAN HEINZE und BERND EPPLE: *Progress in dynamic simulation of thermal power plants*. Progress in Energy and Combustion Science, 59:79–162, 2017.
- [16] HORLOCK, JOHN: *Combined power plants - past, present, and future*. Journal of engineering for gas turbines and power, 117(4):608–616, 1995.
- [17] GIEHL, MARTIN, MARCUS BEER und OLAF KREYENBERG: *Die neue Generation hochflexibler GuD-Anlagen mit KWK am Beispiel „Fortuna“*. VGB PowerTech, 93(5):64–68, 2014.
- [18] GÜLEN, SEYFETTIN CAN: *Gas Turbine Combined Cycle Fast Start: The Physics Behind the Concept*. Power Eng, 117(6):40–45, 2013.
- [19] MEINKE, SEBASTIAN: *Modellierung thermischer Kraftwerke vor dem Hintergrund steigender Dynamikanforderungen aufgrund zunehmender Windenergie- und Photovoltaikspeisung*. Forschungszentrum für Verbrennungsmotoren und Thermodynamik Rostock, 2013.



## Literaturverzeichnis

- [20] MERTENS, NICOLAS, FALAH ALOBAID, BERND EPPLE und HYUN-GEE KIM: *Combined-Cycle Start-Up Procedures: Dynamic Simulation and Measurement*. In: *ASME 2016 Power Conference*, Charlotte, North Carolina, USA, 2016.
- [21] MERTENS, NICOLAS, FALAH ALOBAID, RALF STARKLOFF, BERND EPPLE und HYUN-GEE KIM: *Comparative investigation of drum-type and once-through heat recovery steam generator during start-up*. *Applied Energy*, 144:250–260, 2015.
- [22] MERTENS, NICOLAS, FALAH ALOBAID, THOMAS LANZ, BERND EPPLE und HYUN-GEE KIM: *Dynamic simulation of a triple-pressure combined-cycle plant: Hot start-up and shutdown*. *Fuel*, 167:135–148, 2016.
- [23] IEA: *World Energy Outlook 2014*. OECD Publishing, 2014.
- [24] JEFFS, ERIC: *Generating Power at High Efficiency: Combined Cycle Technology For Sustainable Energy Production*. Elsevier, 2008.
- [25] KEHLHOFER, ROLF, BERT RUKES, FRANK HANNEMANN und FRANZ STIRNIMANN: *Combined-Cycle Gas & Steam Turbine Power Plants*. Pennwell Books, 2009.
- [26] LU, BO und MOHAMMAD SHAHIDEHPOUR: *Short-term scheduling of combined cycle units*. *IEEE Transactions on Power Systems*, 19(3):1616–1625, 2004.
- [27] SFAR, KAIS und ARMIN STÄDTLER: *Update on latest H-class operational experience and innovative plant concepts*. In: *Power-Gen Middle East*, Doha, 2013.
- [28] HADA, SATOSHI, MASANORI YURI, JUNICHIRO MASADA, EISAKU ITO und KEIZO TSUKAGOSHI: *Evolution and Future Trend of Large Frame Gas Turbines: A New 1600 Degree C, J Class Gas Turbine*. In: *ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition*, Seiten 599–606. American Society of Mechanical Engineers, 2012.
- [29] ELSASS, MORITZ, MARTIN FROMMHERZ, ALFRED SCHOLZ und MATTHIAS OECHSNER: *Interdiffusion in MCrAlY coated nickel-base superalloys*. *Surface and Coatings Technology*, 307, Part A:565–573, 2016.

- [30] DOOST, SAMIM, ANJA KETELHEUN, AMSINI SADIKI und JOHANNES JANICKA: *Differential diffusion effects in FGM context for premixed LES of hydrogen blended fuels*. In: *7<sup>th</sup> European Combustion Meeting*, Budapest, Hungary, 2015.
- [31] LUBKOLL, MATTI, THEODOR WILLEM VON BACKSTRÖM, THOMAS HARMS und DETLEV KRÖGER: *Initial analysis on the novel Spiky Central Receiver Air Pre-heater (SCRAP) pressurized air receiver*. *Energy Procedia*, 69:461–470, 2015.
- [32] GÜLEN, SEYFETTIN CAN und RAUB SMITH: *Second law efficiency of the rankine bottoming cycle of a combined cycle power plant*. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 132(1):011801, 2010.
- [33] KALINA, ALEXANDER: *Combined-Cycle System With Novel Bottoming Cycle*. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 106(4):737–742, 1984.
- [34] RADIN, Y. A., A. S. RUBASHKIN, A. V. DAVYDOV und V. A. RUBASHKIN: *Mathematical simulation of startup regimes of the PGU-450 power unit of the Kaliningrad TETs-2 cogeneration plant*. *Thermal Engineering*, 52(10):800–804, 2005.
- [35] DECHAMPS, PIERRE: *Modelling the Transient Behaviour of Heat Recovery Steam Generators*. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 209(4):265–273, 1995.
- [36] GÜLEN, SEYFETTIN CAN und KIHYUNG KIM: *Gas Turbine Combined Cycle Dynamic Simulation: A Physics Based Simple Approach*. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 136(1):011601–011601, 2014.
- [37] SHIN, J. Y., Y. J. JEON, D. J. MAENG, J. S. KIM und S. T. RO: *Analysis of the dynamic characteristics of a combined-cycle power plant*. *Energy*, 27(12):1085–1098, 2002.
- [38] PLETL, CHRISTIAN: *Experimente und numerische Simulation zum dynamischen Verhalten eines Abhitzedampferzeugers mit Zwangdurchlauf*. VDI-Verlag, 2005.
- [39] WEISS, THOMAS: *Das dynamische Verhalten eines Abhitzedampferzeugers mit Zwangdurchlauf*. VDI-Verlag, 2003.



## Literaturverzeichnis

- [40] RIEGER, THOMAS: *Verbesserung des dynamischen Verhaltens eines Abhitzedampferzeugers mit Zwangdurchlauf*. PhD Thesis, Verlag Dr. Hut, 2009.
- [41] RUCHTI, CHRISTOPH, HAMID OLIA, KARSTEN FRANITZA, ANDREAS EHR-SAM und WESLEY BAUVER: *Combined Cycle Power Plants as ideal solution to balance grid fluctuations. Fast Start-up Capabilities*. In: *Proc. of 43th Colloquium of Power Plant Technology*, Seiten 18–19, 2011.
- [42] KIM, T. S., D. K. LEE und S. T. RO: *Analysis of thermal stress evolution in the steam drum during start-up of a heat recovery steam generator*. *Applied Thermal Engineering*, 20(11):977–992, 2000.
- [43] SINDAREH-ESFAHANI, PEYMAN, EHSAN HABIBI-SIYAHPOSH, MAJID SAFFAR-AVVAL, ALI GHAFARI und FIROOZ BAKHTIARI-NEJAD: *Cold start-up condition model for heat recovery steam generators*. *Applied Thermal Engineering*, 65(1-2):502–512, 2014.
- [44] HACK, HORST, ZHEN FAN, ANDREW SELTZER und JAVIER ALVAREZ: *Advanced Methods of HRSG Design for Life Cycle Optimization Under Fast Startups*. POWERGEN International, Seiten 11–13, 2012.
- [45] TAYLOR, DARRYL und AKBER PASHA: *Economic Operation of Fast-Starting HRSGs*. *Power*, 154(6):30–30, 2010.
- [46] BAUSA, JENS und GEORGE TSATSARONIS: *Dynamic optimization of startup and load-increasing processes in power plants. I. Method*. *Transactions of the ASME. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 123(1):246–250, 2001.
- [47] BRYSON, ARTHUR EARL und YU-CHI HO: *Applied optimal control: optimization, estimation and control*. CRC Press, 1975.
- [48] BAUSA, JENS und GEORGE TSATSARONIS: *Dynamic optimization of startup and load-increasing processes in power plants. II. Application*. *Transactions of the ASME. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 123(1):251–257, 2001.
- [49] MATSUMOTO, H., Y. OHSAWA, S. TAKAHASI, T. AKIYAMA, H. HANAOKA und O. ISHIGURO: *Startup optimization of a combined cycle power plant based on cooperative fuzzy reasoning and a neural network*. *Ieee Transactions on Energy Conversion*, 12(1):51–59, 1997.

- [50] SHIRAKAWA, MASAKAZU, MASASHI NAKAMOTO und SHUNJI HOSAKA: *Dynamic simulation and optimization of start-up processes in combined cycle power plants*. JSME international journal. Series B, fluids and thermal engineering, 48(1):122–128, 2005.
- [51] CASELLA, FRANCESCO und FRANCESCO PRETOLANI: *Fast start-up of a combined-cycle power plant: a simulation study with Modelica*. In: *Proceedings 5th International Modelica Conference*, Seiten 3–10, 2006.
- [52] ALBANESI, C., M. BOSSI, L. MAGNI, J. PADERNO, FRANCESCO PRETOLANI, P. KUEHL und MORITZ DIEHL: *Optimization of the start-up procedure of a combined cycle power plant*. In: *Decision and Control, 2006 45th IEEE Conference on*, Seiten 1840–1845. IEEE, 2006.
- [53] FAILLE, DAMIEN und FRANS DAVELAAR: *Model based start-up optimization of a combined cycle power plant*. In: *Power Plants and Power Systems Control*, Band 1, Seiten 197–202, 2009.
- [54] TICA, ADRIAN, HERVE. GUEGUEN, DIDIER DUMUR, DAMIEN FAILLE und FRANS DAVELAAR: *Design of a combined cycle power plant model for optimization*. Applied Energy, 98:256–265, 2012.
- [55] LARSSON, PER-OLA, FRANCESCO CASELLA, FREDRIK MAGNUSSON, JOEL ANDERSSON, MORITZ DIEHL und JOHAN AKESSON: *A framework for nonlinear model-predictive control using object-oriented modeling with a case study in power plant start-up*. 2013 IEEE Conference on Computer Aided Control System Design (CACSD). Part of 2013 IEEE Multi-Conference on Systems and Control, Seiten 346–351, 2013.
- [56] MADERNI, L., M. FONTANA und G. ICARDI: *Control System for a Combined Cycle*. In: *ASME 1989 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*. American Society of Mechanical Engineers, 1989.
- [57] AHLUWALIA, K. S. und R. DOMENICHINI: *Dynamic modeling of a combined-cycle plant*. Transactions of the ASME. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 112(2):164–167, 1990.
- [58] YOSHIMOTO, KATSUHISA und TOSHIYA NANAHAHA: *Optimal daily operation of electric power systems with an ACC-CAES generating system*. Transactions of the Institute of Electrical Engineers of Japan, Part B, 123-B(10):1164–1171, 2003.



## Literaturverzeichnis

- [59] NIELSEN, LASSE und REINHARD LEITHNER: *Dynamic Simulation of an Innovative Compressed Air Energy Storage Plant - Detailed Modelling of the Storage Cavern*. WSEAS Transactions on Power Systems, 4(8):253–263, 2009.
- [60] NIELSEN, LASSE: *GuD-Druckluftspeicherkraftwerk mit Wärmespeicher*. 2013.
- [61] SELIGER, BEATE, RICHARD HANKE-RAUSCHENBACH, FRANK HANNE-MANN und KAI SUNDMACHER: *Modelling and dynamics of an air separation rectification column as part of an IGCC power plant*. Separation and Purification Technology, 49(2):136–148, 2006.
- [62] CASELLA, FRANCESCO und PIERO COLONNA: *Dynamic Modeling of IGCC Power Plants*. Applied Thermal Engineering, 35(0):91–111, 2012.
- [63] ROBINSON, PATRICK und WILLIAM LUYBEN: *Integrated Gasification Combined Cycle Dynamic Model: H<sub>2</sub>S Absorption/Stripping, Water/Gas Shift Reactors, and CO<sub>2</sub> Absorption/Stripping*. Industrial & Engineering Chemistry Research, 49(10):4766–4781, 2010.
- [64] BAUERSFELD, SINDY: *Dynamische Modellierung des Gaspfades eines Gesamt-IGCC-Kraftwerkes auf Basis des SFG-Verfahrens*. 2013.
- [65] LEE, HYEON-HUI, JAE-CHUL LEE, YONG-JIN JOO, MIN OH und CHANG-HA LEE: *Dynamic modeling of Shell entrained flow gasifier in an integrated gasification combined cycle process*. Applied Energy, 131:425–440, 2014.
- [66] NAJMI, BITA, OLAV BOLLAND und KONRAD EICHHORN COLOMBO: *Load-following performance of IGCC with integrated CO<sub>2</sub> capture using SEWGS pre-combustion technology*. International Journal of Greenhouse Gas Control, 35:30–46, 2015.
- [67] GALOPIN, JEAN-FRANCOIS: *Going supercritical: once-through is the key*. Modern power systems, 18(12):39–43, 1998.
- [68] BOLLAND, OLAV: *A comparative evaluation of advanced combined cycle alternatives*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 113(2):190–197, 1991.
- [69] DECHAMPS, PIERRE und JEAN-FRANCOIS GALOPIN: *Once-through heat recovery steam generators working with sub- and supercritical steam conditions*

- for combined cycles. In: *The 1997 International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exposition*, 1997.
- [70] GÜLEN, SEYFETTIN CAN: *Performance Entitlement of Supercritical Steam Bottoming Cycle*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 135(12):124501, 2013.
- [71] DIETZEL, FRITZ: *Dampfturbinen - Berechnung, Konstruktion, Teillast- und Betriebsverhalten, Kondensation*. Hanser, 1980.
- [72] PACHECO, JAMES EDWARD, THORSTEN WOLF und NISHANT MULEY: *Incorporating supercritical steam turbines into molten-salt power tower plants: feasibility and performance*. Technischer Bericht, Siemens Energy, Orlando, FL; Sandia National Laboratories, Albuquerque, NM (United States), 2013.
- [73] VTT: *Apros quality and validation*. [www.apros.fi/en/quality\\_validation](http://www.apros.fi/en/quality_validation), aufgerufen am 17.01.2017.
- [74] HÄNNINEN, MARKKU und JOONA KURKI: *Simulation of flows at supercritical pressures with a two-fluid code*. In: *The 7th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics, Operation and Safety, Seoul, Korea*, Band 185, Seiten 5–9, 2008.
- [75] BHAGWAT, SWANAND und AFSHIN GHAJAR: *Similarities and differences in the flow patterns and void fraction in vertical upward and downward two phase flow*. Experimental Thermal and Fluid Science, 39:213–227, 2012.
- [76] PIORO, IGOR LEONARDOVICH und ROMNEY DUFFEY: *Heat transfer and hydraulic resistance at supercritical pressures in power engineering applications*. American Society of Mechanical Engineers, 2007.
- [77] HÄNNINEN, MARKKU und JUKKA YLIJOKI: *Apros Documentation, The one-dimensional separate two-phase flow model of APROS*. VTT Finland, Helsinki, 2008.
- [78] HÄNNINEN, MARKKU und JUKKA YLIJOKI: *Apros Documentation, The constitutive equations of the Apros six-equation model*. VTT Finland, Helsinki, 2009.
- [79] VDI: *VDI-Wärmeatlas*. Springer Verlag. Berlin, 2006.
- [80] KOLEV, NIKOLAY IVANOV: *Multiphase flow dynamics: Fundamentals*. Springer, Berlin, 2002.



## Literaturverzeichnis

- [81] WALLIS, GRAHAM B. und JOHN DODSON: *The onset of slugging in horizontal stratified air-water flow*. International Journal of Multiphase Flow, 1(1):173–195, 1973.
- [82] BESTION, DOMINIQUE: *The physical closure laws in the CATHARE code*. Nuclear Engineering and Design, 124(3):229–245, 1990.
- [83] WALLIS, GRAHAM B.: *One-dimensional two-phase flow*. McGraw-Hill Companies, 1969.
- [84] WALLIS, GRAHAM B.: *Phenomena of liquid transfer in two-phase dispersed annular flow*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 11(4):783–785, 1968.
- [85] LEE, KWAN und D. J. RYLEY: *The evaporation of water droplets in superheated steam*. Journal of Heat Transfer, 90(4):445–451, 1968.
- [86] MACIASZEK, THIERRY, JEAN-CLAUDE MICAELLI und DOMINIQUE BESTION: *Modélisation de l'autovaporisation dans le cadre d'un modèle à deux fluides*. La Houille Blanche, 2:129–133, 1988.
- [87] RANSOM, VICTOR, RICHARD WAGNER, JOHN TRAPP, L. R. FEINAUER, GARY JOHNSEN, D. M. KISER und RICHARD RIEMKE: *RELAP5/MOD2 code manual, Volume 1: Code structure, system models, and solution methods*. Report Nos. NUREG/CR-4312 and EGG-2796, 1985.
- [88] NUKIYAMA, SHIRO: *The maximum and minimum values of the heat  $Q$  transmitted from metal to boiling water under atmospheric pressure*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 9(12):1419–1433, 1966.
- [89] GROENEVELD, DIONYSIUS und CHRISTIAAN SNOEK: *A comprehensive examination of heat transfer correlations suitable for reactor safety analysis*. Multiphase Science and Technology, 2(1-4), 1986.
- [90] COLLIER, JOHN und G. F. HEWETT: *Data on the vertical flow of air-water mixtures in the annular and dispersed flow regions-part B. film thickness and entrainment data and analysis of pressure drop measurements*. UKAEA, 1960.
- [91] BERENSON, PAUL JEROME: *Film-boiling heat transfer from a horizontal surface*. Journal of Heat Transfer, 83(3):351–356, 1961.

- [92] INCROPERA, FRANK und DAVID DEWITT: *Fundamentals of heat and mass transfer*. 2002.
- [93] KOLEV, NIKOLAY IVANOV: *Multiphase flow dynamics, vol. 2: Thermal and mechanical interactions*. Springer, Berlin, 2002.
- [94] KOLEV, NIKOLAY IVANOV: *Multiphase Flow Dynamics 2: Mechanical Interactions*, Band 2. Springer Verlag, 2011.
- [95] LOCKHART, ROBERT WILLIAM und R. C. MARTINELLI: *Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes*. Chemical Engineering Progress, 45(1):39–48, 1949.
- [96] BESTION, DOMINIQUE: *Recent developments on interfacial friction models*. In: *European Two Phase Flow Group Meeting, Varese, Italy*, 1990.
- [97] HÄNNINEN, MARKKU: *Phenomenological extensions to APROS six-equation model. Non-condensable gas, supercritical pressure, improved CCFL and reduced numerical diffusion for scalar transport calculation*. PhD Thesis, Helsinki, 2009.
- [98] SIIKONEN, TIMO: *Numerical method for one-dimensional two-phase flow*. Numerical Heat Transfer, 12(1):1–18, 1987.
- [99] PATANKAR, SUHAS: *Numerical heat transfer and fluid flow*. CRC Press, 1980.
- [100] RIZAL, SYAMSUL, PETER DAMM, MULYADI WAHID, JÜRGEN SUNDERMANN, YOPI ILHAMSYAH und TAUFIQ ISKANDAR: *General circulation in the Malacca strait and Andaman sea: a numerical model study*. American Journal of Environmental Sciences, 8(5):479, 2012.
- [101] SFAR, KAIS und ARMIN STÄDTLER: *Update on Siemens 8000-H CCPP Technology and Operational Experience*. PowerGen Asia, Bangkok, 2012.
- [102] MACMILLAN, STEVEN, ALEXANDER ANTONYUK und HANNAH SCHWIND: *Gas to coal competition in the US power sector*. International Energy Agency Insights Series 2013, 2013.
- [103] BRUMMEL, H.-G., JOACHIM; FRANKE und E. WITTCHOW: *Besonderheiten der wärmetechnischen Auslegung von Abhitzedampferzeugern*. VGB Kraftwerkstechnik, 72(1):28–32, 1992.



## Literaturverzeichnis

- [104] RÖTZEL, B.: *Neue Näherungsgleichung zur einheitlichen Berechnung von Wärmeübertragern*. Heat and Mass Transfer, 30:417–422, 1995.
- [105] G. NELLIS, S. KLEIN: *Heat transfer*. Cambridge University Press, New York, 2009.
- [106] WEIERMAN, C: *Correlations ease the selection of finned tubes*. Oil and Gas Journal, 9:94–100, 1976.
- [107] MA, YOUFU, YICHAO YUAN, YUZHENG LIU, XIAOHONG HU und YAN HUANG: *Experimental investigation of heat transfer and pressure drop in serrated finned tube banks with staggered layouts*. Applied Thermal Engineering, 37(0):314–323, 2012.
- [108] SCHMIDT, T.: *Der Wärmeübergang an Rippenrohren und die Berechnung von Rohrbündel-Wärmeaustauschern*. Kältetechnik, 15:98–102, 1963.
- [109] WALTER, HEIMO und RENE HOFMANN: *How can the heat transfer correlations for finned-tubes influence the numerical simulation of the dynamic behavior of a heat recovery steam generator?* Applied Thermal Engineering, 31(4):405–417, 2011.
- [110] NÆSS, ERLING: *Experimental investigation of heat transfer and pressure drop in serrated-fin tube bundles with staggered tube layouts*. Applied Thermal Engineering, 30(13):1531–1537, 2010.
- [111] CHOWDHURY, AMIN: *Stationäre Auslegung eines Abhitzedampferzeugers unter besonderer Berücksichtigung des rauchgasseitigen Wärmeübergangs bei außenberippten Rohren*. Masterarbeit, Technische Universität Darmstadt, 2015.
- [112] *ASME PTC 22: Performance Test Code on Gas Turbines*. 1997.
- [113] KLEFENZ, GÜNTER: *Die Regelung von Dampfkraftwerken*, Band 3. Bibliographisches Institut Mannheim, 1983.
- [114] ALOBAID, FALAH, STEFAN PFEIFFER, BERND EPPLE, CHIL-YEONG SEON und HYUN-GEE KIM: *Fast start-up analyses for Benson heat recovery steam generator*. Energy, 46(1):295–309, 2012.
- [115] GRAMMENOUDIS, PASCHALIS und JOCHEN WEBER: *Aktuelle Sicht der Lebensdauerüberwachung der HT-/HD-Rohrleitungssysteme in konventionellen Kraftwerken*. 26. FDBR-Fachtagung Rohrleitungstechnik, 2011.



- [116] *EN 12952-3: Water-tube boilers and auxiliary installations-Part 3: Design and calculation for pressure parts.* 2011.
- [117] ZHANG;, WEI, JEFFREY MAGEE;, HARPREET SINGH;, CHRISTOPH RUCHTI; und GLENN SELBY: *HRSB development for the future.* PowerGen Europe 2012, Cologne, Germany.
- [118] DECHAMPS, PIERRE: *Advanced combined cycle alternatives with the latest gas turbines.* In: *ASME 1996 Turbo Asia Conference.* American Society of Mechanical Engineers, 1996.







