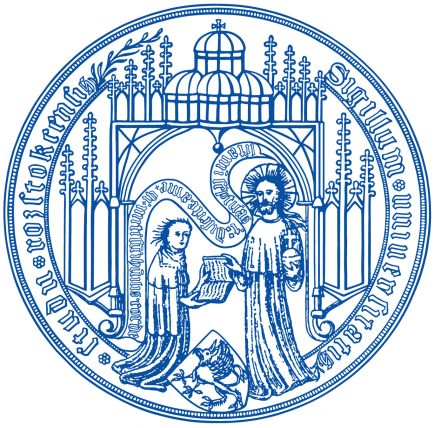
Modellbasierte Exergieanalyse und Evaluation von Maßnahmen zur Effizienzsteigerung transienter Kraftwerksprozesse



Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

der Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik
der Universität Rostock

vorgelegt von

Raphael Wittenburg, M.Sc.

aus Rostock

Lehrstuhl für Technische Thermodynamik
Universität Rostock
2025

https://doi.org/10.18453/rosdok_id00004912

Erstgutachter	Prof. Dr.-Ing. habil. Karsten Müller Lehrstuhl für Technische Thermodynamik Universität Rostock
Zweitgutachter	Prof. Dr.-Ing. habil. Karsten Meier Institut für Thermodynamik Helmut-Schmidt-Universität / Universität der Bundeswehr Hamburg
Datum der Einreichung	28.02.2024
Datum der Verteidigung	17.01.2025

Ein Experte ist ein Mann, der hinterher genau sagen kann, warum seine Prognose nicht gestimmt hat.

Winston Churchill

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Technische Thermodynamik der Universität Rostock. Sie wurde im Rahmen des von der Deutschen Forschungsgemeinschaft geförderten Forschungsprojekts „Dynamisches Exergiekonzept für eine effizientere transiente Betriebsweise gekoppelter thermisch-elektrischer Energieversorgungsstrukturen“ durchgeführt. Ich danke der DFG für die finanzielle Unterstützung, die diese Forschung ermöglicht hat.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Karsten Müller, dem Inhaber des Lehrstuhls für Technische Thermodynamik, für die ausgezeichnete wissenschaftliche Betreuung, das entgegengebrachte Vertrauen und die ständige Gesprächsbereitschaft. Seine Geduld und sein Interesse an meiner Arbeit haben wesentlich dazu beigetragen, diese Dissertation zu verwirklichen. Ebenso danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Karsten Meier für die Übernahme des Koreferats. Mein Dank gilt außerdem dem ehemaligen Inhaber des Lehrstuhl für Technische Thermodynamik und Emeritus Prof. Dr.-Ing. habil. Dr. h.c. Egon Hassel, unter dessen Leitung ich mit dieser Arbeit begonnen habe.

Ein weiterer Dank gilt meinen ehemaligen Kollegen am Lehrstuhl für Technische Thermodynamik, die durch ihre Diskussionsbereitschaft, ihren Rat und ihre Unterstützung einen wichtigen Beitrag geleistet haben. Besonders bedanken möchte ich mich bei Dr.-Ing. Moritz Hübel, der mich bereits während meines Studiums gefördert hat und mein Interesse an der Kraftwerkstechnik geweckt hat. Seine fachliche Expertise und seine Geduld waren eine wichtige Stütze in meiner Entwicklung. Ein ebenso herzlicher Dank geht an Dr.-Ing. Jens Hinrich Prause, mit dem ich als Bürokollege zahlreiche Diskussionen geführt habe. Seine Unterstützung und unser gemeinsamer Austausch haben den Arbeitsalltag fachlich und menschlich bereichert.

Es erfüllt mich mit besonderem Stolz, dass ich gemeinsam mit Conrad Gierow und Dr.-Ing. Dorian Holtz, mit denen ich bereits während meiner Zeit am Lehrstuhl eng zusammengearbeitet habe, die Theta Concepts GmbH gründen konnte. Conrad Gierow beeindruckt mich immer wieder durch seine brillante Fähigkeit, auf jede Frage eine kluge und fundierte Antwort zu finden. Dr.-Ing. Dorian Holtz hat als Forschungsgruppenleiter mit seiner hervorragenden Organisationsleistung und seinem Ansporn dafür gesorgt, dass die Arbeit in einem motivierenden und strukturierten Rahmen stattfinden konnte. Beide haben durch ihre intellektuelle Unterstützung wesentlich zur Lösung komplexer Fragestellungen beigetragen und ich freue mich sehr, die Zusammenarbeit mit ihnen in neuer Form fortsetzen zu können.

Mein Dank gilt darüber hinaus allen Kolleginnen und Kollegen, die im Großen wie im Kleinen zu den Erkenntnisgewinnen beigetragen haben, die diese Arbeit ausmachen. Besonders erwähnen möchte ich an dieser Stelle Rasmus Pötke, Thore Hansen Pruss und Alexander Dottei.

Ganz herzlich möchte ich mich bei Konstantin Leschke und Oliver Lusga von meiner Musikgruppe THOUGHTS bedanken. Das gemeinsame Musizieren und die kreative Arbeit mit ihnen waren und sind ein wichtiger Ausgleich für mich. Ihre Leidenschaft und ihre Freundschaft haben mir geholfen, immer wieder neue Energie zu schöpfen, um die Herausforderungen dieser Arbeit zu meistern.

Nicht zuletzt möchte ich meiner Partnerin, Frau Dr.-Ing. Fabienne Lambusch, von Herzen danken. Ihre wertvolle fachliche Begleitung und ihre unschätzbare moralische Unterstützung haben mir in jeder Phase dieser Arbeit Kraft und Zuversicht gegeben. Besonders in den herausforderndsten Momenten war sie mein verlässlicher Rückhalt. Diese Arbeit widme ich dir, liebe Fabienne – als Zeichen meiner tiefen Dankbarkeit und Wertschätzung für alles, was du für mich getan hast.

Kurzfassung

Der mit dem Fortschreiten der Energiewende zunehmende Anteil fluktuierender Stromeinspeisung aus Windenergie- und Photovoltaikanlagen hat einen erheblichen Einfluss auf das Betriebsregime konventioneller Kraftwerke. Dies äußert sich in reduzierten Betriebsstunden, häufigeren Erzeugungspausen, zusätzlichen An- und Abfahrvorgängen sowie einer starken Zunahme der Lastwechsel und damit insgesamt in einer deutlich dynamischeren Fahrweise. Da häufige Lastwechsel in der Vergangenheit nicht im Fokus von Optimierungen standen, werden Potenziale zur Verbesserung des transienten Betriebsverhaltens vermutet, für deren Untersuchung und Bewertung sich Exergieanalysen anbieten, mit denen die tatsächlichen thermodynamischen Verluste in Energiewandlungsprozessen quantifiziert werden können.

Durch eine systematische Literaturanalyse wurde der Forschungsbedarf zur Exergieanalyse des transienten Betriebsverhaltens komplexer Kraftwerksprozesse deutlich aufgezeigt. In der Schließung der so identifizierten Forschungslücke als zentralem Ziel der Arbeit liegt auch ihr Neuheitsgrad begründet.

Um eine transiente Exergieanalyse des als primären Untersuchungsobjekt dienenden Gas- und Dampf-Kombikraftwerks auf Komponentenebene durchführen zu können, wurde ein umfassendes, dynamisches Simulationsmodell entwickelt, das neben den verfahrenstechnischen Komponenten wie Abhitzekessel und Wasser-Dampf-Kreislauf auch die Leittechnik umfasst. Das Modell wurde in der Modellierungssprache Modelica unter Verwendung der Komponentenbibliothek ClaRa entwickelt, die im Rahmen der Arbeit um die Berechnung der exergetischen Bilanz- und Zustandsgleichungen erweitert wurde, wodurch die benötigten Exergiegrößen aller räumlich null- und eindimensional diskretisierten Komponenten ermittelt werden können.

Die mit dem Simulationsmodell durchgeführten Analysen haben gezeigt, dass im transienten Betrieb insbesondere die Wärmeübertragung bei erhöhten Temperaturdifferenzen und die Ein- und Ausspeicherung von Exergie in den verschiedenen Teilsystemen für eine erhöhte Exergievernichtung ursächlich sind. Geringere Laständerungsgeschwindigkeiten und eine Annäherung an eine quasistationäre Fahrweise erhöhen die Exergieeffizienz des Prozesses.

Basierend auf den Analyseergebnissen wurden Maßnahmen zur Verbesserung der exergetischen Effizienz im transienten Betrieb untersucht. Dies umfasst Modifikationen an der Regelung des Speisewasserbehälterdrucks und des Dampftrommelniveaus, wie z. B. Anpassung von Reglerparametern, asymmetrische Regelung, Störgrößenaufschaltung und lastabhängige Sollwertführung. Die untersuchten Maßnahmen haben aufgrund verschiedener Ausgleichseffekte nur einen sehr geringen Einfluss auf die Exergieeffizienz. Die maximal erreichte Steigerung des exergetischen Wirkungsgrades beträgt 0,04 %-Punkte. Die Übertragung der entwickelten Methodik auf das Modell eines Braunkohlekraftwerks konnte die Beobachtungen bestätigen. Für die GuD-Anlage wurden zusätzlich verschiedene Lastwechselfahrweisen im Dreiblockbetrieb untersucht, die im günstigsten Fall einen um 0,1 %-Punkte höheren exergetischen Wirkungsgrad zeigen. In der vorliegenden Arbeit konnte nachgewiesen werden, dass durch regelungstechnische Anpassungen keine signifikante Steigerung des exergetischen Wirkungsgrades im transienten Betrieb erreicht werden kann, jedoch Potentiale zur Verbesserung transienter Fahrweisen bestehen.

Abstract

The increasing share of fluctuating electricity feed-in from wind energy and photovoltaic systems as the energy transition progresses has a significant impact on the operating regime of conventional power plants. This results in reduced operating hours, more frequent production pauses, additional start-up and shutdown processes and a sharp increase in load changes, resulting in a much more dynamic operation mode overall. As frequent load changes have not been the focus of optimisations in the past, potential for improving transient operating behaviour is suspected. For their investigation and evaluation, exergy analyses can be used to quantify the actual thermodynamic losses in energy conversion processes.

A systematic literature analysis clearly showed the research needs for exergy analysis of the transient operating behaviour of complex power plant processes. Closing the research gap identified by this analysis is the central objective of the work and reflects its novelty.

In order to conduct a transient exergy analysis of the combined-cycle power plant serving as the object of investigation at component level, a comprehensive, dynamic simulation model was developed that includes the process components such as the waste heat boiler and water-steam cycle as well as the control system. The model was developed in the modelling language Modelica using the ClaRa component library, which was expanded in the scope of the work to include the calculation of the exergetic balance and state equations, whereby the required exergy variables of all spatially zero- and one-dimensionally discretised components can be determined.

The analyses carried out with the simulation model have shown that in transient operation, heat transfer with increased temperature differences and storing and withdrawing exergy in the various subsystems are the main causes of increased exergy destruction. Lower load change rates and an increasingly quasi-stationary mode of operation generally increase the exergy efficiency of the process.

Based on the results of the analyses, measures to improve exergetic efficiency in transient operation were investigated. This includes modifications to the control of the feedwater tank pressure and the steam drum level, such as adjustment of controller parameters, asymmetrical control, feedforward control and load-dependent setpoint control. Due to various compensation effects, the measures investigated have only a very small influence on the exergy efficiency. The maximum increase in exergetic efficiency achieved is 0.04 percentage points. The application of the developed methodology to the model of a lignite-fired power plant confirmed the observations. For the combined cycle plant, different load change modes in three-block operation were also investigated, which in the most favourable case show an exergetic efficiency that is 0.1 percentage points higher. In the present thesis, it was found that no significant increase in exergetic efficiency can be achieved in transient operation by adjusting the control technology, but that there is potential for improving transient modes of operation.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis **x**

Tabellenverzeichnis **xiii**

Abkürzungsverzeichnis **xiv**

Symbolverzeichnis **xvi**

1 Einführung **1**

1.1 Hintergrund und Motivation 1

1.2 Zielstellung der Arbeit 5

2 Grundlagen **7**

2.1 Exergie als Bewertungsgröße thermodynamischer Prozesse 7

2.1.1 Hintergrund zum Exergiebegriff 7

2.1.2 Exergetische Zustands- und Prozessgrößen 9

2.1.3 Exergetische Referenzumgebung 17

2.1.4 Exergetische Wirkungsgrade 19

2.2 Modellierung und Simulation von Kraftwerksprozessen 20

2.2.1 Gleichungsbasierte Modellierung mit Modelica 21

2.2.2 Modelica-Bibliotheken zur Modellierung von Kraftwerksprozessen . . . 24

3 Stand der Forschung **30**

3.1 Methodik der systematischen Literaturanalyse 30

3.2 Ergebnisse der Literaturanalyse 31

3.3 Zusammenfassung der Literaturanalyse 37

4 Methodik **39**

4.1 Implementierung der Exergieberechnung 39

4.1.1 Arbeitsfluidvolumenmodelle 41

4.1.2 Festkörpervolumenmodelle 43

4.1.3 Gasvolumenmodelle 44

4.2 Exergetische Bewertung transienter Prozesse 47

4.2.1 Exergetischer Wirkungsgrad nach Meesenburg et al. 47

4.2.2 Exergetischer Wirkungsgrad nach Wang et al. 48

4.2.3 Vergleich beider exergetischer Wirkungsgrade 49

4.3 Modell des Kraftwerks . . . 53
4.3.1 Prozessmodell . . . 55
4.3.2 Leittechnikmodell . . . 56
4.3.3 Validierung des Kraftwerksmodells . . . 57

5 Exergieanalyse der Kraftwerksanlage 61
5.1 Analyse des stationären Betriebs . . . 61
5.2 Analyse des transienten Betriebs . . . 67
5.2.1 Ursachen von Exergievernichtung . . . 68
5.2.2 Einfluss der Laständerungsgeschwindigkeit . . . 70

6 Maßnahmen zur Reduzierung der Exergievernichtung im transienten Betrieb 77
6.1 Modifikation der Speisewasserbehälterdruckhaltung . . . 77
6.1.1 Variation der Reglerparameter . . . 77
6.1.2 Asymmetrische Regelung des Speisewasserbehälterdrucks . . . 81
6.1.3 Implementation einer Störgrößenaufschaltung . . . 84
6.2 Ertüchtigung der Dampftrommelniveauregelung . . . 89
6.3 Kombination von Leittechnikmodifikationen . . . 92
6.4 Fahrweisen im Dreiblockbetrieb . . . 94
6.5 Übertragbarkeit von Methodik und Ergebnissen . . . 97
6.6 Abschließende Diskussion . . . 101

7 Zusammenfassung und Ausblick 104
7.1 Zusammenfassung . . . 104
7.2 Ausblick . . . 106

Literaturverzeichnis 108

A Ergänzungen zur systematischen Literaturanalyse 119
A.1 Ausführliche Methodik der systematischen Literaturanalyse . . . 119
A.1.1 Prüfung der Notwendigkeit einer systematischen Literaturanalyse . . . 119
A.1.2 Festlegung der Fragestellungen . . . 121
A.1.3 Literatursuche . . . 122
A.1.4 Literaturauswahl . . . 124
A.1.5 Literaturanalyse und Konzeptualisierung . . . 125
A.2 Zusammenfassungen der relevanten Literatur . . . 128

B Verifikation der Exergieberechnung 135

C Allgemeine Ergänzungen 137
C.1 Betrachtungen zur chemischen Exergie . . . 137
C.2 Verwendete Stoffdaten . . . 138
C.3 Wärmeschaltbild Kohlekraftwerk . . . 140

Abbildungsverzeichnis

1.1 Vergleich von Betriebskennwerten des GuD-Heizkraftwerks 2

2.1 Unterteilung der stoffgebundenen Exergie 10
2.2 Interaktion zwischen System und Umgebung zur Ermittlung der Exergie der im System enthaltenen Stoffmenge 10
2.3 Interaktion zwischen System und Umgebung zur Ermittlung der Exergie eines Stroffstroms 11
2.4 Darstellung der Exergie einer Wärmemenge bei Wärmeabgabe im T-S-Diagramm 16
2.5 Grafische Darstellung einer instationären Exergiebilanz eines Systems 17
2.6 Prinzipskizze eines Kraftwerkskessels 20
2.7 Arbeitsschritte bei der Modellierung und Simulation mit Modelica 22

4.1 Diskretisierungsschema eines Wärmeübertragers 40
4.2 Diskrete Temperaturniveaus beim Wärmedurchgang 43
4.3 Vergleich von trans. und stat. exerget. Wirkungsgraden 49
4.4 Vergleich der beiden trans. exerget. Wirkungsgrade 51
4.5 Vergleich der integrierten exerget. Wirkungsgrade 52
4.6 Vergleich der Exergievernichtungsraten des Wärmeübertragers 53
4.7 Wärmeschaltbild der GuD-Anlage Rostock-Marienehe 55
4.8 Validierung der elektrischen Turbinenleistungen 58
4.9 Validierung verschiedener Drücke im WDK 59
4.10 Validierung verschiedener Temperaturen im WDK 59
4.11 Validierung der Rauchgastemperaturen im AHK 60

5.1 Exergievernichtung und ex. Wirkungsgrad für Gasturbine und Wasser-Dampf-Kreislauf 61
5.2 Exergievernichtung im Gesamtprozess 63
5.3 Exergetische Wirkungsgrade im Gesamtprozess 64
5.4 T-Q-Diagramm des AHK mit exerget. Wirkungsgraden 65
5.5 Korrelation zwischen Temperaturdifferenz und ex. Wirkungsgrad 67
5.6 Systemexergie und Exergievernichtung im Überhitzer 2 68
5.7 Normierte Exergievernichtungsraten der Volumenelemente des letzten Durchgangs von Überhitzer 1 70
5.8 Exergievernichtungsraten von Verdampfer und Wasser-Dampf-Kreislauf 71

5.9 Trans. exerget. Wirkungsgrad für pos. Lastwechsel bei verschiedenen Laständerungsgeschwindigkeiten . . . 72
5.10 Trans. exerget. Wirkungsgrad für pos. Lastwechsel bei verschiedenen Laständerungsgeschwindigkeiten . . . 74
5.11 Trans. exerget. Wirkungsgrad für zwei aufeinanderfolgende Lastwechsel bei verschiedenen Laständerungsgeschwindigkeiten . . . 74
5.12 Zeitverläufe der kumulativ integrierten exergetischen Wirkungsgrade des Wasser-Dampf-Kreislaufs bei verschiedenen Laständerungsgeschwindigkeiten für 20 aufeinanderfolgende Lastzyklen . . . 75
5.13 Vergleich der integrierten transienten und stationären exergetischen Wirkungsgrade des Wasser-Dampf-Kreislaufs bei verschiedenen Laständerungsgeschwindigkeiten für 20 aufeinanderfolgende Lastzyklen . . . 76

6.1 Exergievernichtung für einen positiven Lastwechsel bei verschiedenen Reglerparametrierungen . . . 78
6.2 Vergleich der Auswirkungen einer modifizierten Regelung für den Speisewasserbehälterdruck auf die Exergiegrößen bei einem positiven Lastwechsel . . . 79
6.3 Vergleich der Auswirkungen einer modifizierten Regelung für den Speisewasserbehälterdruck auf die Exergiegrößen bei einem negativen Lastwechsel . . . 80
6.4 Druck und Exergievernichtung im Speisewasserbehälter bei asymmetrischer Regelung . . . 82
6.5 Exergievernichtungsraten im Economizer und Heizwasserwärmeübertrager für die asymmetrische Speisewasserbehälterdruckregelung . . . 82
6.6 Vergleich exergetischer Kennzahlen für die asymmetrische Speisewasserbehälterdruckregelung . . . 83
6.7 Vereinfachtes Schema eines Regelungssystems mit Störgrößenaufschaltung . . . 85
6.8 Druck und Exergievernichtung im Speisewasserbehälter mit Störgrößenaufschaltung . . . 86
6.9 Exergievernichtungsraten im Economizer und Heizwasserwärmeübertrager für die Speisewasserbehälterdruckregelung mit Störgrößenaufschaltung . . . 87
6.10 Vergleich exergetischer Wirkungsgrade für Lastwechsel der Speisewasserbehälterdruckregelung ohne und mit Störgrößenaufschaltung . . . 88
6.11 Speisewassermassenstrom und Exergievernichtungsrate im Economizer für die Dampftrommelniveauregelung mit lastabhängigem Sollwert . . . 91
6.12 Exergetische Wirkungsgrade der Dampftrommelniveauregelung mit lastabhängigem Sollwert . . . 92
6.13 Exergetische Wirkungsgrade bei Kombination von Ertüchtigungsmaßnahmen . . . 93
6.14 Wärmeschaltbild des Heizkaftwerks Rostock-Marienehe . . . 94
6.15 Dampfturbinenleistungen und Exergievernichtungsraten im Dreiblockbetrieb . . . 95
6.16 Exergievernichtung und exergetische Wirkungsgrade im Dreiblockbetrieb . . . 96
6.17 Druck und Exergievernichtungsrate im Speisewasserbehälter des Kohlekraftwerks 98

6.18 Druck und Exergievernichtungsrate in der Hochdruckvorwärmstrecke des Kohlekraftwerks 99
6.19 Exergievernichtung und Wirkungsgrade des Kohlekraftwerks 100

A.1 Anzahl der veröffentlichten Artikel pro Jahr 123
A.2 Darstellung des Literaturauswahlprozesses 125

B.1 Verifikation der Exergieberechnungen 136

C.1 Wärmeschaltbild des Kohlekraftwerks 140

Tabellenverzeichnis

2.1 Übersicht der quasistationär und instationär modellierten Komponenten 27

3.1 Konzeptmatrix der Literaturanalyse zur Exergieanalyse transienter Prozesse . . 32

4.1 Übersicht implementierter Exergieanteile 40
4.2 Höhe der Exergieanteile im Rauchgas 45
4.3 Höhe der Exergieanteile des Brennstoffs 47
4.4 Kenndaten der GuD-Anlage im Volllastbetrieb 54
4.5 Übersicht der im Leittechnikmodell enthaltenen Regelkreise 57

5.1 Für die Berechung der Korrelation von Temperaturdifferenz und -niveau der Wärmeübertagung und exergetischem Wirkungsgrad verwendete Daten des Volllastbetriebs 66

A.1 Übersicht zur bei der Suche nach relevanten SLA verwendeten Suchstrings und Anzahl der Suchergebnisse, Stand: 2022-09-15 120
A.2 Übersicht der bei der Literatursuche verwendeten Suchtrings und Anzahl der Suchergebnisse, Stand: 2022-11-30 123
A.3 In- und Exklusionskriterien zur Auswahl der relevanten Literatur 125
A.4 Zusammenfassung der im Rahmen der SLR analysierten Veröffentlichungen . . 128

C.1 Erdgaszusammensetzung der GuD-Anlage 138
C.2 Braunkohlezusammensetzung 138
C.3 Stoffdaten zur Berechnung chemischer Exergien 139

Abkürzungsverzeichnis

Akronym	Bedeutung
AE	Algebraische Gleichung (engl. Algebraic equation)
AHK	Abhitzekessel
BZ	Brennstoffzelle
CFD	Numerische Strömungsmechanik (engl. Computational fluid dynamics)
DAE	Differential-algebraische Gleichung (engl. Differential algebraic equation)
DT	Dampfturbine
Eco	Economizer
EK	Einspritzkühler
FD	Frischdampf
FS	Fragestellung
GT	Gasturbine
HD	Hochdruck
HD-T	Hochdruckturbine
HDV	Hochdruckvowärmer
HVAC	Heizung, Lüftung, Klimatechnik (engl. Heating, ventilation, air conditioning)
HWWÜ	Heizwasserwärmeübertrager
HZÜ	Heiße Zwischenüberhitzung
Kond	Kondensator
KondPp	Kondensatpumpe
KZÜ	Kalte Zwischenüberhitzung
LÄG	Laständerungsgeschwindigkeit
LuVo	Luftvorwärmer
LZ	Lastzyklus
MD-T	Mitteldruckturbine
ND-T	Niederdruckturbine
NDV	Niederdruckvowärmer
ODE	Gewöhnliche Differentialgleichung (engl. Ordinary differential equation)
ORC	Organic-Rankine-Cycle
SGA	Störgrößenaufschaltung

Akronym	Bedeutung
SLA	Systematische Literaturanalyse
SPAT	Speisewasserpumpenantriebsturbine
SpWaB	Speisewasserbehälter
SpWaPp	Speisewasserpumpe
SW	Sollwert
TR	Tragrohre
ÜH	Überhitzer
VD	Verdampfer
VDS	Verdampferschirm
WDK	Wasser-Dampf-Kreislauf
ZF	Zusatzfeuerung
ZÜ	Zwischenüberhitzer

Symbolverzeichnis

Lateinische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bedeutung
A	m^2	Fläche
a	1	Absorptionsgrad
c	$\mathrm{m\,s^{-1}}$	(Strömungs-) Geschwindigkeit
E	J	Exergie
H	J	Enthalpie
H_s	$\mathrm{J\,kg^{-1}}$	Brennwert
H_i	$\mathrm{J\,kg^{-1}}$	Heizwert
G	J	Freie Enthalpie (Gibbs-Energie)
g	$\mathrm{m\,s^{-2}}$	Erdbeschleunigung
m	kg	Masse
p	Pa	Druck
Q	J	Wärme
R	$\mathrm{J\,mol^{-1}\,K^{-1}}$	Allgemeine Gaskonstante
S	$\mathrm{J\,K^{-1}}$	Entropie
T	K	Temperatur
t	s	Zeit
U	J	Innere Energie
V	m^3	Volumen
W	J	Arbeit
z	m	Höhe

Griechische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bedeutung
α	$\mathrm{W\,m^{-2}\,K^{-1}}$	Wärmeübergangskoeffizient
ε	1	Exergetischer Wirkungsgrad
ϵ	1	Emissionsgrad
η	1	Wirkungsgrad
λ	$\mathrm{W\,m^{-1}\,K^{-1}}$	Wärmeleitfähigkeit
ν	1	Stöchiometrische Zahl
ξ	1	Massenanteil
ρ	$\mathrm{kg\,m^{-3}}$	Dichte
σ	$\mathrm{W\,m^{-2}\,K^{-4}}$	Stefan-Boltzmann-Konstante
χ	1	Stoffmengenanteil

Obere Indizes

Symbol	Bedeutung
CH	Chemische (Exergie)
irr	irreversibel
KN	Kinetische (Exergie)
N	Nicht-reaktive chemische (Exergie)
PH	Physikalische (Exergie)
PT	Potenzielle (Exergie)
Q	(Exergie der) Wärme
R	Reaktive chemische (Exergie)
ST	Stoffgebundene (Exergie)
rev	reversibel

Untere Indizes

Symbol	Bedeutung
0	Standardzustand
A	Asche
B	Brennstoff
F	Fluid, Brennstoff(-exergie)
FK	Festkörper
G	Gas
K	Konvektion
L	(Wärme-)Leitung
m	molar
S	(Wärme-)Strahlung
st	Stoffstrom
sys	System
U	Umgebungszustand
V	(Exergie-)Vernichtung
w	Wasser
W	Wand

1 Einführung

Die Energiewende ist eine der größten technologischen und wirtschaftlichen Herausforderungen der ersten Hälfte des 21. Jahrhunderts in Deutschland. Mit ihr wurde das Ende der fossil-nuklearen Stromerzeugung eingeläutet und ein entscheidender Schritt zur Reduktion der Treibhausgasemissionen getan. Insbesondere Kohlenstoffdioxid, das vor allem bei der Verbrennung fossiler Energieträger freigesetzt wird, steht als wichtigstes anthropogenes Treibhausgas im Fokus. Zur Defossilisierung der Energieversorgung als primärem Ziel der Energiewende wird der Ausbau der erneuerbaren Energien forciert, deren verstärkte Nutzung zu tiefgreifenden Veränderungen des gesamten Energiesystems führt. Die zunehmende volatile Einspeisung erneuerbarer Energien in dieser Übergangsphase stellt die bestehenden Kraftwerksanlagen vor neue Herausforderungen. Untersuchungen zu Verbesserungspotenzialen im Kraftwerksbetrieb sind daher von großer Bedeutung.

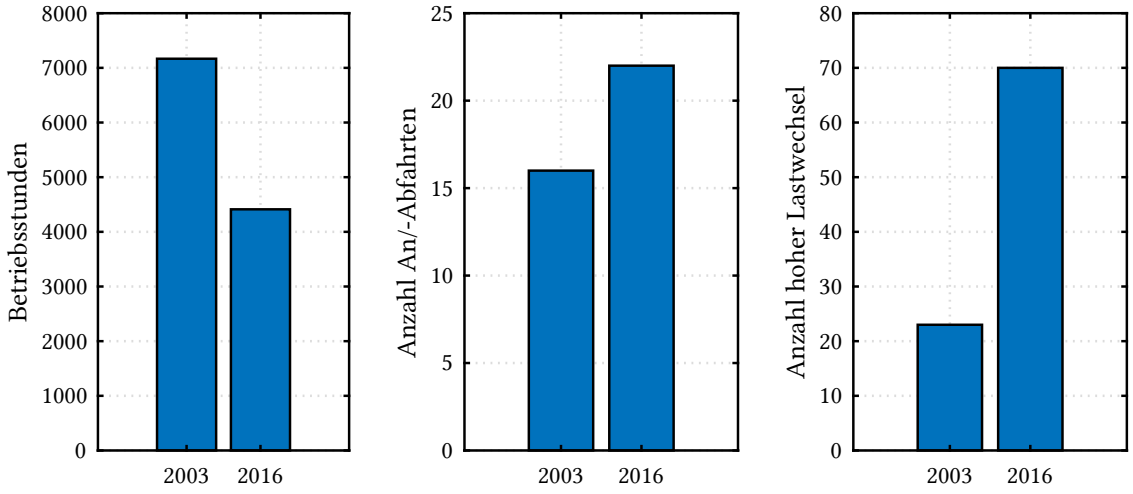
1.1 Hintergrund und Motivation

Bis zum Jahr 2030 sollen in Deutschland 80 % des Elektrizitätsbedarfs durch erneuerbare Energien gedeckt werden [1]. Durch die enorme Kostenreduktion in den Bereichen Windenergie und Photovoltaik haben sich diese als Schlüsseltechnologien der Energiewende herausgestellt. Andere erneuerbare Energien, wie zum Beispiel Biomasse oder Laufwasserkraft, sind dagegen teurer oder haben nur begrenztes Ausbaupotenzial [2]. Dies führte zu einem starken Ausbau von Windenergie und Photovoltaik, der weiter andauert. Den beiden Technologien ist immanent, dass ihre Stromerzeugung nicht auf Basis der Stromnachfrage gesteuert werden kann. Sie können nur dann Strom erzeugen, wenn auch der Wind weht beziehungsweise die Sonne scheint. Da die Netzbetreiber nach dem Erneuerbare-Energien-Gesetz dazu verpflichtet sind, Strom aus erneuerbaren Energien abzunehmen und ins Netz einzuspeisen (sog. Vorrangeinspeisung[1]), folgt daraus eine intermittierende, volatile Stromeinspeisung durch Windenergie und Photovoltaik. Die Differenz zwischen dem Bedarf an elektrischer Energie und der Einspeisung durch erneuerbare Energien, die sogenannte Residuallast, muss derzeit weiterhin durch thermische Kraftwerke erbracht werden [3]. Sie müssen ihre Energiebereitstellung zeitgerecht der volatilen Einspeisung durch die erneuerbaren Energien anpassen. Dadurch ergeben sich insbesondere für die Mittel- und Spitzenlastkraftwerke neue Anforderungen, da diese vornehmlich im Lastfolgebetrieb eingesetzt werden. Dabei treten vermehrte Lastwechsel mit teils erhöhten Lastgradienten auf. Ein flexibler Kraftwerkseinsatz zur Deckung der Residuallast rückt daher weiter in den Fokus [4].

[1] vgl. § 11 Absatz 1 EEG 2023

Das konventionelle Design thermischer Kraftwerke ist in erster Linie auf einen hohen Wirkungsgrad und weniger auf hohe Flexibilität ausgerichtet. Darunter nehmen Gas- und Dampfkombikraftwerke (GuD-Kraftwerke) eine Sonderstellung ein. Sie haben unter den fossil befeuerten Kraftwerken die höchsten Wirkungsgrade und gewinnen daher im Hinblick auf die Reduktion der CO_2-Emissionen weltweit an Bedeutung. Zudem besitzen sie durch ihre im Vergleich zu anderen konventionellen Kraftwerken hohe Flexibilität und die gute Teillastfähigkeit sehr gute dynamische Eigenschaften und eignen sich dadurch insbesondere auch zur Bereitstellung von Regelleistung [5]. Die daraus resultierende Fahrweise von GuD-Anlagen wird somit zunehmend gekennzeichnet von häufigen Lastwechseln.

Anhand eines Vergleichs von Betriebskennzahlen eines Blocks des GuD-Heizkraftwerks, das im weiteren Verlauf der Arbeit als Untersuchungsobjekt dient, lässt sich die stark veränderte Fahrweise der Anlage verdeutlichen. Der Vergleich wird auf Basis der vom Kraftwerksbetreiber zur Verfügung gestellten Fahrplandaten aus den Jahren 2003 und 2016 durchgeführt. Dabei ist zu beachten, dass in diesem Zeitraum der Anteil der erneuerbaren Energien am Bruttostromverbrauch in Deutschland von 7,7 % auf 31,8 % gestiegen ist [6]. Die in Abbildung 1.1 gegenübergestellten Daten zeigen, dass sich die Betriebsstunden der Analage in dem Zeitraum deutlich reduziert haben. Während die Anlage 2003 mit 7167 Betriebsstunden über 80 % des Jahres in Betrieb war, wurde sie 2016 mit 4412 Betriebsstunden nur rund die Hälfte des Jahres betrieben. Es traten somit deutlich mehr Erzeugungspausen auf, was zur Folge hat, dass die Zahl der An- und Abfahrvorgänge von 16 auf 22 gestiegen ist, wie Abbildung 1.1b zeigt. Die Zunahme transienter Betriebszustände äußert sich insbesondere im deutlichen Anstieg der Zahl der Lastwechsel. Berücksichtigt werden hierbei Lastwechsel, bei denen die Leistung um mehr als 25 % der Nennleistung des Blocks geändert wurde. Die in Abbildung 1.1c dargestellte Zahl dieser hohen Lastwechsel ist von 23 im Jahr 2003 auf 70 im Jahr 2016 gestiegen und hat sich damit mehr als verdreifacht.



(a) Betriebsstunden (b) Anzahl An-/Abfahrvorgänge (c) Anzahl hoher Lastwechsel

Abbildung 1.1: Vergleich von Betriebskennwerten eines Blocks des GuD-Heizkraftwerks in den Jahren 2003 und 2016

Mit dem Ausstieg aus der aus Kohle- und Kernenergie rückt die Nutzung gasgefeuerter Kraftwerke stärker in den Fokus, da sie als Brückentechnologie bis zur vollständig auf erneuerbaren Energien basierenden Stromversorgung dienen sollen. Darin liegt begründet, dass insgesamt 2,78 GW und damit 85 % der in den Jahren 2022 bis 2025 zugebauten konventionellen Kraftwerksleistung auf Erdgas basieren [7]. Darüber hinaus ist die Nutzung von Erdgas unter bestimmten Voraussetzungen in die Liste der ökologisch nachhaltigen Wirtschaftstätigkeiten nach der sogenannten EU-Taxonomie aufgenommen worden. Daher ist auch in Zukunft mit Investitionen in die Stromerzeugung aus Erdgas zu rechnen [8]. Insgesamt hat die Betriebsweise gasgefeuerter Kraftwerke durch den Ausbau der erneuerbaren Energien eine Dynamisierung erfahren. Der zunehmende Einsatz von Gaskraftwerken und deren zunehmend dynamischer Betrieb motiviert die Untersuchung des transienten Betriebsverhaltens dieses Kraftwerkstyps.

Die Untersuchung von Kraftwerksanlagen mit detaillierten, vollphysikalischen, dynamischen Simulationsmodellen, die neben der Verfahrenstechnik auch die realitätsgetreuen leittechnischen Strukturen berücksichtigen, ist Stand der Technik und ermöglicht es, neue Anlagenkonfigurationen und Fahrweisen unter konstanten Randbedingungen und damit in reproduzierbaren Szenarien zu erproben und anhand quantitativer Kennzahlen zu bewerten. Die hierfür üblicherweise eingesetzten Analysen, die nur auf dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik basieren, haben den Nachteil, dass sie keine Informationen über die tatsächlichen thermodynamischen Ineffizienzen eines Systems liefern. Tatsächlich ist eine Energieabgabe an die Umgebung – beispielsweise über das Rauchgas – der einzig nachweisbare Verlust, den eine energetische Analyse aufzeigen kann.

Die Exergieanalyse hingegen kombiniert den ersten und den zweiten Hauptsatz der Thermodynamik und bewertet nicht nur die Quantität, sondern auch die Qualität der Energie und beschreibt damit, welcher Teil einer Energiemenge in einem idealen Prozess in technische Arbeit umgewandelt werden kann. Darüber hinaus ist die Exergie keine Erhaltungsgröße und kann in einem Prozess vernichtet werden. Die entsprechende Exergievernichtung stellt die tatsächlichen thermodynamischen Verluste dar, die durch verschiedene Prozesse, wie z.B. Wärmeübertragung bei endlicher Temperaturdifferenz, Vermischung von Stoffen in verschiedenen Zuständen und chemische Reaktionen, verursacht werden.

Das Konzept der Exergie hat sich für die Auslegung und Optimierung komplexer Energiesysteme bereits etabliert, wird jedoch vornehmlich nur für stationäre Prozesse verwendet [9]. Aufgrund des großen Nutzens für verschiedene Anwendungsfälle wird angenommen, dass Exergieanalysen auch Verbesserungspotenziale für transiente Prozesse aufzeigen und zum Verständnis beitragen können, welche Mechanismen zur Vernichtung von Exergie führen.

Vor dem Hintergrund des fortschreitenden Ausbaus der erneuerbaren Energien haben sich die Anforderungen an den Betrieb von GuD-Anlagen erheblich gewandelt. Ihr verstärkter Einsatz als Regelkraftwerke, um wetterbedingte Einspeisefluktuationen zu kompensieren, geht mit geringeren Volllaststunden und einer höheren Anzahl von Lastwechseln sowie An- und Abfahrvorgängen einher. Angesichts dieser Herausforderungen sind qualifizierte Maßnahmen erforderlich, um den zukünftigen Anlagenbetrieb möglichst effizient zu gestalten. Im Rahmen dieser Arbeit soll daher der transiente Betrieb eines GuD-Heizkraftwerks mit Hilfe exergetischer Methoden ana-

lysiert werden, um die Implikationen eines zunehmend dynamischen Betriebs zu identifizieren und mögliche Verbesserungen aufzuzeigen.

1.2 Zielstellung der Arbeit

Der zunehmende Anteil transienter Betriebszustände in GuD-Anlagen macht eine detaillierte thermodynamische Analyse dieser Zustände erforderlich und motiviert die Ergründung von möglichen Ertüchtigungsmaßnahmen. Im Fokus dieser Arbeit steht somit die Ermittlung von Potenzialen zur Effizienzsteigerung transienter Kraftwerksprozesse mittels exergetischer Analysen. Als Untersuchungsobjekt dient ein real existierendes GuD-Heizkraftwerk, das durch ein dynamisches, vollphysikalisches Simulationsmodell einschließlich der leittechnischen Strukturen abgebildet wird. Dieses Simulationsmodell ermöglicht einen tieferen Einblick in das System, als allein durch Messdaten möglich ist. Für die detaillierte, komponentengenaue Exergieanalyse des transienten Betriebs sowie von Ertüchtigungsmaßnahmen werden die notwendigen exergetischen Berechnungsgleichungen in die einzelnen, räumlich diskretisierten Komponentenmodelle implementiert. Die anschließenden Untersuchungen von Verbesserungsmaßnahmen fokussieren sich auf Anpassungen der Leittechnik, die insbesondere das transiente Anlagenverhalten beeinflussen, sowie von transienten Anlagenfahrweisen. Dabei bleiben aufgrund der Betrachtung einer Bestandsanlage aufwändige konstruktive Änderungen unberücksichtigt, die in erster Linie auch zu einer Änderung des stationären Betrieb führen würden.

Die übergeordnete Zielstellung, der sich die vorliegenden Arbeit widmet, besteht in der Beantwortung der folgenden, zentralen Forschungsfrage:

Wie lässt sich der transiente Betrieb bestehender Kraftwerksanlagen mithilfe von exergetischen Untersuchungen verbessern?

Zur Beantwortung dieser Fragestellung, werden die folgenden Schwerpunkte behandelt:

1. Untersuchung und Darstellung des aktuellen Wissensbestandes bezüglich der Exergieanalyse transienter Kraftwerksprozesse
2. Implementation der exergetischen Zustands-, Prozess- und Bilanzgleichungen in die einzelnen Komponentenmodelle des Simulationsmodells
3. Ermittlung der wesentlichen Ursachen der Exergievernichtung im transienten Kraftwerksbetrieb
4. Evaluation von Maßnahmen zur Reduktion von Exergievernichtung sowie zur Erhöhung des exergetischen Wirkungsgrades im transienten Betrieb

Der zentrale Beitrag dieser Arbeit zur Wissensbasis besteht zum einen in der Entwicklung einer Methode zur komponentengenauen transienten Exergieanalyse eines gesamten Kraftwerksprozesses. In dem dazu entwickelten Simulationsmodell des GuD-Kraftwerks werden die benötigten Exergiegrößen in jedem finiten Volumen der räumlich null- und eindimensional diskretisierten Komponentenmodelle berechnet. Zum anderen werden die Auswirkungen veränderter Regeleingriffe und Fahrweisen auf die Exergieeffizienz des Gesamtprozesses untersucht. Darüber hinaus wird die entwickelte Methodik auf das Simulationsmodell eines Kohlekraftwerks

übertragen, um die breite Anwendbarkeit aufzuzeigen und die Verallgemeinerbarkeit der Untersuchungsergebnisse zu überprüfen. Der Neuigkeitswert dieser Untersuchungen wird durch eine umfangreiche systematische Literaturanalyse untermauert, die zeigt, dass bisher keine vergleichbaren Arbeiten durchgeführt wurden.

Die Struktur der Arbeit baut auf den definierten Schwerpunkten auf. So wird nach Darstellung der Grundlagen in Kapitel 2 der aktuelle Wissensbestand mittels einer systematischen Literaturanalyse in Kapitel 3 untersucht (Schwerpunkt 1). Die konkrete Umsetzung der Implementation der Exergiegleichungen in die Teilmodelle (Schwerpunkt 2) wird in Kapitel 4 beschrieben. Die damit ermöglichte Analyse zur Identifikation der für die Exergievernichtung ursächlichen Mechanismen (Schwerpunkt 3) erfolgt in Kapitel 5. Schließlich werden in Kapitel 6 Maßnahmen für eine mögliche Verbesserung des transienten Kraftwerksbetriebs untersucht (Schwerpunkt 4) sowie die Ergebnisse abschließend diskutiert und in den bestehenden Wissensbestand eingeordnet. Eine Zusammenfassung der Ergebnisse sowie ein Ausblick auf zukünftige Arbeiten erfolgt in Kapitel 7.

2 Grundlagen

Um die Umsetzung der modellbasierten, exergetischen Untersuchungsmethode transienter Kraftwerksprozesse auf das erforderliche Fundament zu setzen, ist eine intensive Auseinandersetzung mit den zugrundeliegenden Prinzipien nötig. Im folgenden Kapitel werden daher die thermodynamischen und modellierungstechnischen Zusammenhänge beschrieben, auf denen das entwickelte Konzept beruht.

2.1 Exergie als Bewertungsgröße thermodynamischer Prozesse

Die Anwendung der Exergie erfolgt klassischerweise bei der Untersuchung von thermischen Prozessen. Wird dabei die Irreversibilität von ablaufenden Zustandsänderungen anhand der Vernichtung von Exergie quantifiziert, können solche Analysen die Hauptursachen für Schwachstellen in den Prozessen aufzeigen und Ansatzpunkte für Verbesserungen liefern. Weiterhin erlaubt die Exergie die korrekte Bewertung der Nutzbarkeit und damit die Vergleichbarkeit von Energieströmen unterschiedlicher Art und Qualität. Insbesondere bei Kraft-Wärme-Kopplungsprozessen ist dies vorteilhaft, da energetische und damit rein quantitative Vergleiche zu falschen Schlussfolgerungen führen könnten.

Nach einer Einführung zum Hintergrund des Exergiebegriffs werden in diesem Abschnitt die für Exergieanalysen von thermischen Prozessen benötigten exergetischen Zustands- und Prozessgrößen vorgestellt. Es folgt die Betrachtung der exergetischen Referenzumgebung sowie der verschiedenen exergetischen Wirkungsgrade.

2.1.1 Hintergrund zum Exergiebegriff

Der erste Hauptsatz der Thermodynamik – der Energieerhaltungssatz – ermöglicht eine quantitative Bewertung der verschiedenen Energieformen. Bereits in der ersten Hälfte des 19. Jahrhunderts haben die Untersuchungen von Joule die Äquivalenz der Energieformen Arbeit und Wärme gezeigt [10]. Durch Helmholtz [11] wurde auf Basis dessen der Energieerhaltungssatz endgültig formuliert und schließlich von Clausius als Erster Hauptsatz der zu der Zeit noch als mechanische Wärmetheorie bezeichneten Thermodynamik übernommen.

Clausius führte den Ersten Hauptsatz und die Beobachtungen von Carnot, die zeigten, dass die Umwandlung von Wärme in Arbeit gewissen Einschränkungen unterliegt, zusammen und beschrieb die limitierte Umwandelbarkeit der Energieformen ineinander [12]. In Analogie zum ersten Hauptsatz – dem Satz von der Äquivalenz von Wärme und Arbeit – bezeichnete Clausius den zweiten Hauptsatz als Satz von der Äquivalenz der Verwandlungen. Demnach findet neben der in einem Kreisprozess ablaufenden Verwandlung von Wärme in Arbeit oder umgekehrt

stets noch eine weitere, der ersten äquivalente Verwandlung statt, nämlich die Verwandlung von Wärme der einen Temperatur in Wärme einer anderen Temperatur. Der Äquivalenzwert dieser Verwandlungen ist abhängig von der Temperatur, bei welcher die Verwandlung abläuft, und wird gebildet aus dem Quotienten der übertragenen oder umgewandelten Wärmemenge und der absoluten Temperatur bei der die jeweilige Verwandlung auftritt [13]. Für die Äquivalenzwerte der Verwandlungen postulierte Clausius: „Die algebraische Summe aller in einem Kreisprocesse vorkommenden Verwandlungen kann nur positiv oder als Gränzfall Null seyn“ [14]. Die mathematische Darstellung dieser Formulierung des Zweiten Hauptsatzes zeigt Gleichung 2.1.

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \geq 0 \tag{2.1}$$

Clausius bezeichnete den Äquivalenzwert als Entropie S, wie in Gleichung 2.2 dargestellt, und führte ihn als Zustandsgröße ein, mit deren Änderung sich die Irreversibilität von Prozessen quantitativ beschreiben lässt [15].

$$\mathrm{d}S = \frac{\delta Q}{T} \tag{2.2}$$

Qualitativ werden durch den Zweiten Hauptsatzes Aussagen über die Richtung von natürlichen Prozessen getroffen und der Grundsatz von der Vermehrung der Entropie bei irreversiblen Vorgängen beschrieben.

Das Konzept wurde unter anderem von Boltzmann [16] und Planck [17] weiterentwickelt, indem sie durch die Verbindung des zweiten Hauptsatzes mit wahrscheinlichkeitstheoretischen Ansätzen der Entropie eine statistische Definition gaben, durch die sie auch Eingang in andere Disziplinen wie die Informatik fand.

Untersuchungsmethoden, die auf dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik basieren, werden seit vielen Jahren eingesetzt, um Irreversibilitäten sowie Ineffizienzen in Energiewandlungsprozessen zu identifizieren und diese durch Verringerung der Entropieerzeugung zu verbessern [18, 19, 20, 21, 22]. In der englischsprachigen Literatur werden entsprechende Methoden meist als Second Law Analysis oder Advanced Thermodynamic Analysis bezeichnet. Häufig wird dabei der schon von Bryan [23] zur Verbindung der Aussagen des Ersten und des Zweiten Hauptsatzes verwendete Begriff der verfügbaren Energie (engl. available energy, availability) genutzt.

Mit der Einführung der Zustandsgröße Exergie durch Zoran Rant im Jahr 1956 wurde dieses Konzept generalisiert. Er beschreibt die Exergie als technische Arbeitsfähigkeit, die jeder beliebigen Energie zugeordnet ist und das Maximum an Arbeit repräsentiert, die aus einer reversiblen Zustandsänderung gewonnen werden kann, bei der ein Gleichgewicht mit der Umgebung hergestellt wird [24]. Diese Formulierung berücksichtigt somit die beschränkte Umwandelbarkeit der verschiedenen Energieformen ineinander und ermöglicht so die qualitative Bewertung von Energie unter Einbeziehung einer Referenzumgebung. Dementsprechend bezeichnet die Exergie den unbeschränkt in andere Energieformen umwandelbaren Teil der Energie. Damit ist beispielsweise Arbeit per Definition reine Exergie. Der Energieanteil, der nicht in andere Energieformen umwandelbar ist, wird als Anergie bezeichnet. Energie, die sich im thermodynamischen Gleichgewicht mit der gewählten Referenzumgebung befindet, stellt demnach reine Anergie dar. Wie

in Gleichung 2.3 gezeigt, setzt sich die Energie somit aus Exergie und Anergie zusammen [25].

$$\text{Energie} = \text{Exergie} + \text{Anergie} \tag{2.3}$$

Die Exergie verbindet also die Aussagen des Ersten Hauptsatzes mit den sie einschränkenden Aussagen des Zweiten Hauptsatzes. Dem Ersten Hauptsatz zufolge, bleibt die Energie unter allen Umständen erhalten. Nach dem Zweiten Hauptsatz kann sie jedoch entwertet werden. Die Entwertung von Energie, die bei irreversiblen Prozessen auftritt, impliziert die Vernichtung von Exergie. Dementsprechend handelt es sich bei der Exergie nicht um eine Erhaltungsgröße. Exergievernichtung geht insbesondere mit Prozessen wie Dissipation, Wärmeübertragung bei endlichen Temperaturdifferenzen, Strömung mit Druckverlust, Vermischung von Stoffströmen und Verbrennung einher. Eine Prozessführung ohne Exergievernichtung ist praktisch nicht realisierbar. Mittels exergetischer Untersuchungen können jedoch Möglichkeiten zur Verringerung der Exergievernichtung ermittelt werden.

2.1.2 Exergetische Zustands- und Prozessgrößen

Zur exergetischen Bewertung von Energie- und Stoffwandlungsprozessen müssen die Exergien der betrachteten Systeme sowie der auftretenden Energie- und Stoffströme ermittelt werden. Dafür werden die Berechnungsgleichungen für die exergetischen Zustands- und Prozessgleichungen auf die stoffgebundenen Energieströme beziehungsweise auf die Wärme- und Arbeitsströme angewendet. In der Literatur wird nur in seltenen Fällen die Bezeichnung Exergie der Arbeit verwendet. Da Arbeit per Definition reine Exergie ist, werden die entsprechenden Prozessgrößen meist direkt als Arbeit bilanziert und nicht als Exergien ausgewiesen. Auch in dieser Arbeit wird derart verfahren. Dieses Kapitel gibt einen Überblick über die für Exergieanalysen benötigten Zustandsgleichungen der stoffgebundenen Exergien, die Gleichung zur Berechnung der Exergie der Wärme als Prozessgröße und die Exergiebilanz, in der die auftretenden Größen zusammengeführt werden.

Die stoffgebundene Exergie lässt sich ihrerseits in verschiedene Anteile zerlegen. Es existieren unterschiedliche Varianten zur Unterteilung der Exergie, die von verschiedenen Autoren vorgestellt und in [26] verglichen wurden. Die vorliegende Arbeit folgt der Terminologie, die von Tsatsaronis [27] vorgeschlagen wurde. Demnach lässt sich die stoffgebundene Exergie eines Systems oder eines Stoffstroms in die physikalische, die chemische, die kinetische und die potentielle Exergie unterteilen. Abbildung 2.1 veranschaulicht diese Unterteilung und stellt dar, auf der Änderung welcher Zustandsgrößen der jeweilige Exergieanteil basiert. Die Gesamtexergie eines E^{ST} Stoffes ergibt sich wiederum aus der Summe der Anteile, wie Gleichung 2.4 zeigt.

$$E^{\mathrm{ST}} = E^{\mathrm{PH}} + E^{\mathrm{CH}} + E^{\mathrm{KN}} + E^{\mathrm{PT}} \tag{2.4}$$

Grundlegend basiert die Ermittlung jeder der Exergieanteile auf der Bestimmung der maximalen Nutzarbeit, die aus einer Zustandsänderung oder einem Prozess gewonnen werden kann, bei der das betrachtete System reversibel ins thermodynamische Gleichgewicht mit der Referenz-

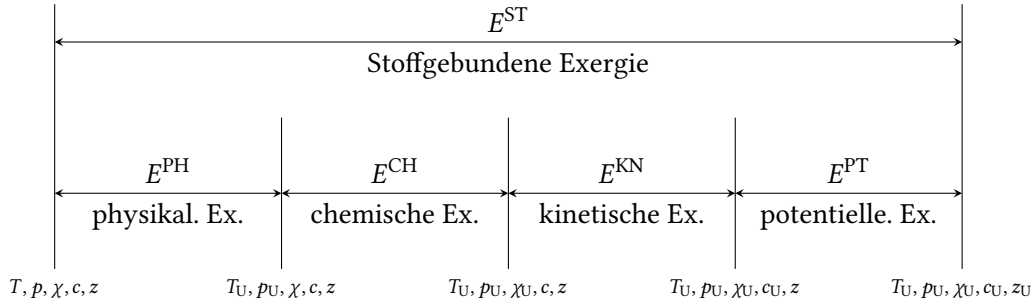


Abbildung 2.1: Unterteilung der stoffgebundenen Exergie nach Tsatsaronis [27]

umgebung gebracht wird. Dabei findet eine Stoff- oder Energieübertragung nur zwischen dem System und der Referenzumgebung statt. Im Folgenden wird zunächst die Berechnung der Anteile der stoffgebundenen Exergien und der Exergie der Wärme dargelegt. Im Anschluss wird auf die Exergiebilanz und den darin auftretenden Senkterm der Exergievernichtung eingegangen.

Physikalische Exergie

Die physikalische Exergie beruht auf der Abweichung des Druckes p und der Temperatur T des betrachteten Systems vom Druck p_U und der Temperatur T_U der Referenzumgebung. Der Betrag der Exergie entspricht der maximalen Arbeit, die bei der Überführung des Systems ins thermische und mechanische Gleichgewicht mit der Umgebung geleistet werden kann. Die zur Ermittlung der maximalen Arbeit betrachtete Kombination des Systems mit der Umgebung und die dabei zu berücksichtigenden Energie- und Stoffströme sind in Abbildung 2.2 dargestellt. Das Gesamtsystem ist geschlossen und adiabat, sodass nur die zu bestimmende Arbeit die Systemgrenze passieren kann. Die Gesamtmasse und das Gesamtvolumen der gekoppelten Systeme ist konstant. Zudem ist aufgrund der geforderten Reversibilität des Prozesses auch die Gesamtentropie konstant. Weiterhin hat die Umgebung die Eigenschaften eines Reservoirs, sodass sich dessen intensive Zustandsgrößen während der Zustandsänderung des Systems nicht verändern [29]. Aus

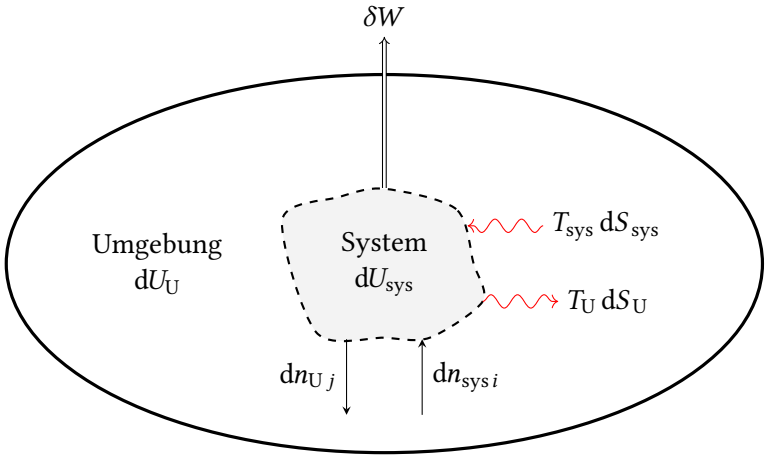


Abbildung 2.2: Interaktion zwischen System und Umgebung zur Ermittlung der Exergie der im System enthaltenen Stoffmenge (in Anlehnung an [28])

der Anwendung des ersten Hauptsatzes auf das Gesamtsystem folgt, dass sich die durch das System maximal verrichtbare Arbeit δW aus der Summe der Änderungen der inneren Energien von System und Umgebung ergibt, wie Gleichung 2.5 zeigt [30].

$$\delta W = \mathrm{d}U_\mathrm{U} + \mathrm{d}U_\mathrm{sys} \tag{2.5}$$

Mithilfe der Fundamentalgleichung der Thermodynamik für die innere Energie und unter Berücksichtigung der genannten Randbedingungen – Massen-, Volumen- und Entropieerhaltung – ist die Exergie des Systems in differentieller Form gegeben durch Gleichung 2.6.

$$\mathrm{d}E_\mathrm{sys} = \mathrm{d}U_\mathrm{sys} - T_\mathrm{U}\,\mathrm{d}S_\mathrm{sys} + p_\mathrm{U}\,\mathrm{d}V_\mathrm{sys} - g_\mathrm{U}\,\mathrm{d}m_\mathrm{sys} \tag{2.6}$$

Es folgt die Integration vom Anfangszustand bis zum Endzustand U, bei dem sich das System im Gleichgewicht mit der Umgebung befindet und die Exergie Null beträgt. Mit der Definition der freien Enthalpie ergibt sich die physikalischen Exergie eines Systems aus Gleichung 2.7, wobei der Anfangszustand des Systems nicht mit einem Index versehen wird [31].

$$E_\mathrm{sys}^\mathrm{PH} = U_\mathrm{sys} - U_\mathrm{sys\,U} - T_\mathrm{U}(S_\mathrm{sys} - S_\mathrm{sys\,U}) + p_\mathrm{U}(V_\mathrm{sys} - V_\mathrm{sys\,U}) \tag{2.7}$$

Die Ermittlung der physikalischen Exergie eines Stoffstroms erfolgt analog zur vorangegangen Betrachtung der Exergie eines Systems. Abbildung 2.3 zeigt die Kopplung der Umgebung mit einem System, in dem ein Stoffstrom stationär von einem Anfangszustand 1 in den Umgebungszustand U gebracht wird. Im Gesamtsystem bleiben Masse und Entropie erhalten. Mithilfe des ersten Hauptsatzes kann in Gleichung 2.8 die maximale Arbeit ermittelt werden, die sich aus der Summe der Enthalpieänderungen des Stoffstroms und der Umgebung ergibt [28].

$$\delta W_\mathrm{t} = \mathrm{d}H_\mathrm{U} + \mathrm{d}H_\mathrm{st} \tag{2.8}$$

Die physikalische Exergie des Stroffstroms, die gleich der maximalen Arbeit ist, ergibt sich mit

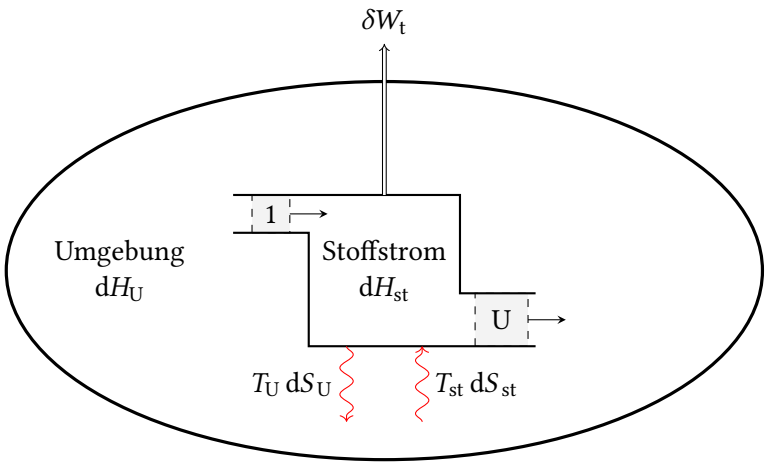


Abbildung 2.3: Interaktion zwischen System und Umgebung zur Ermittlung der Exergie eines Stroffstroms (in Anlehnung an [28])

der thermodynamischen Fundamentalgleichung für die innere Energie in differentieller Form aus Gleichung 2.9.

$$\mathrm{d}E^{\mathrm{ST}} = \mathrm{d}H_{\mathrm{st}} - T_{\mathrm{U}}\,\mathrm{d}S_{\mathrm{st}} - g_{\mathrm{U}}\,\mathrm{d}m_{\mathrm{st}} \tag{2.9}$$

Durch Integration vom Anfangszustand 1, der nicht indiziert wird, zum Umgebungszustand, ergibt sich mit Verwendung der Definition der freien Enthalpie die spezifische physikalische Exergie eines Stoffstroms aus Gleichung 2.10.

$$e^{\mathrm{PH}} = h - h_{\mathrm{U}} - T_{\mathrm{U}}\,(s - s_{\mathrm{U}}) \tag{2.10}$$

Die maximale Arbeit, die gewonnen werden kann, wenn durch den reversiblen Transfer von Arbeit und Wärme die Temperatur und der Druck eines Systems oder Stoffstroms auf das jeweilige Umgebungsniveau gebracht wird, ist wegunabhängig. Dementsprechend ist auch die Exergie des Systems oder des Stoffstroms nur von deren Initialzustand und dem Zustand der Umgebung abhängig, nicht jedoch von dem Ablauf der Zustandsänderung. Aus diesem Grund sind verschiedene Prozesse denkbar, mit denen sich die Exergie bestimmen lässt, da sie bezüglich der maximalen Arbeit alle gleichwertig sind [32].

Chemische Exergie

Ein System, das bei Umgebungstemperatur und -druck vorliegt, sich also im thermischen und mechanischen Gleichgewicht mit der Umgebung befindet und somit ohne physikalische Exergie ist, kann dennoch chemische Exergie aufweisen. Diese besteht dann aufgrund der Abweichung der chemischen Zusammensetzung des betrachteten Systems von derjenigen der gewählten Referenzumgebung. Die Referenzumgebung besteht aus einer angemessen festzulegenden Zusammensetzung von Referenzsubstanzen, auf die sich die Zustandsberechnungen der chemischen Exergien beziehen. Die Wahl der Referenzzusammensetzung kann dabei nicht willkürlich erfolgen, da sich die Referenzsubstanzen im gegenseitigen Gleichgewicht befinden müssen, um auszuschließen, dass Arbeit durch chemische Wechselwirkungen zwischen Bestandteilen der Umgebung verrichtet werden kann [33]. Weitere Erläuterungen zu den gängigsten Modellen exergetischer Referenzumgebungen finden sich in Abschnitt 2.1.3.

Im Allgemeinen ist die chemische Exergie insbesondere bei der Bestimmung der Qualität von natürlichen Ressourcen von Bedeutung. Sie lässt sich unter anderem nach Tsatsaronis [27] unterscheiden in nicht-reaktive chemische Exergie und reaktive chemische Exergie. Die Unterscheidung erfolgt anhand der Bedingung, ob die betrachtete Komponente Teil der Referenzumgebung ist oder nicht. Für eine konkrete Komponente kann nur einer von beiden Teilen existieren [32].

Die nicht-reaktive chemische Exergie E^{N} – auch als stoffliche [32] oder Konzentrationsexergie [28] bezeichnet – ist abhängig von der Konzentration der Stoffe eines Systems in Bezug auf die Konzentration dieser Stoffe in der Referenzumgebung. Sie bezieht sich auf chemische Verbindungen, die Teil der Referenzumgebung sind und sich daher nur in ihrer Konzentration, nicht aber in ihrer stofflichen Zusammensetzung von den Bestandteilen der Umgebung unterscheiden.

Dementsprechend ist beispielsweise die Exergie von reinem Sauerstoff, der bei Umgebungsdruck p_0 und -temperatur T_0 vorliegt, eine reine, nicht-reaktive chemische Exergie [34]. Dieser Teil der chemischen Exergie ist besonders bei nicht-energetischen Anwendungen, also Prozessen wie Mischen und Trennen von Stoffströmen, relevant.

Die molare, nicht-reaktive chemische Exergie eines gasförmigen Reinstoffs, der Bestandteil der Referenzumgebung ist, ergibt sich unter Annahme idealer Gase aus Gleichung 2.11. Dabei ist p_0 der Umgebungsdruck und p_i der Partialdruck der betrachteten Komponente in der Umgebung [35].

$$e_{\mathrm{m}}^{\mathrm{N}} = -R\,T_{\mathrm{U}}\,\ln\frac{p_i}{p_{\mathrm{U}}} \tag{2.11}$$

Für ein Gemisch idealer Gase, die sämtlich Teil der Referenzumgebung sind, ist die molare, nicht-reaktive chemische Exergie in Gleichung 2.12 dargestellt. Darin werden die Stoffmengenanteile der Komponenten in der Mischung χ_i sowie die Stoffmengenanteile der Komponenten in der gewählten Referenzumgebung $\chi_{\mathrm{U}\,i}$ berücksichtigt [36].

$$e_{\mathrm{m}}^{\mathrm{N}} = -R\,T_{\mathrm{U}}\,\sum_i \chi_i \ln\frac{\chi_i}{\chi_{\mathrm{U}\,i}} \tag{2.12}$$

Die reaktive chemische Exergie E^{R}, die auch als Reaktionsexergie [37] bezeichnet wird, ist definiert als die maximale Arbeit, die erzielt werden kann, wenn das betrachtete System mit in der Umgebung vorhandenen Referenzsubstanzen eine chemische Reaktion eingeht und dadurch eine Änderung der Zusammensetzung der Stoffströme bezüglich der vorhandenen chemischen Verbindungen eintritt [28]. Die reaktive chemische Exergie bezieht sich somit auf Stoffe, die nicht Teil der Referenzumgebung sind und sich daher nicht im vollständigen Gleichgewicht mit der Umwelt befinden. Sie spielt insbesondere eine Rolle für die Bewertung von Primärenergieressourcen, wie zum Beispiel fossilen Brennstoffen.

Die molare reaktive chemische Exergie einer Substanz $e_{\mathrm{m}}^{\mathrm{R}}$ kann aus der in Gleichung 2.13 dargestellten Exergiebilanz der Reaktion dieser Substanz mit den im Umgebungsmodell vorhandenen Referenzsubstanzen hergeleitet werden, bei der die Exergie aufgrund der Reversibilität erhalten bleibt. Sie ergibt sich zum einen aus den molaren chemischen Exergien $e_{\mathrm{m}}^{\mathrm{N}}$ der Produkt- und Eduktreferenzsubstanzen, bei denen es sich per definitionem um nicht-reaktive chemische Exergien handelt [33]. Sind die Referenzsubstanzen beispielsweise gasförmige Bestandteile der Atmosphäre, kann deren chemische Exergie mit Gleichung 2.11 ermittelt werden. Zum anderen gehen in die Exergiebilanz die molare, technische Arbeit $w_{\mathrm{t\,m}}^{\mathrm{rev}}$, die aus der reversiblen Reaktion gewonnen werden kann, und die molare Exergie der reversiblen Reaktionswärme $e_{\mathrm{m}}^{\mathrm{Q\,rev}}$ ein [25].

$$e_{\mathrm{m}}^{\mathrm{R}} = \underbrace{\sum_i \nu_i\, e_{\mathrm{m}\,i}^{\mathrm{N}}}_{\text{Produkte}} - \underbrace{\sum_j \nu_j\, e_{\mathrm{m}\,j}^{\mathrm{N}}}_{\text{Edukte}} - w_{\mathrm{t\,m}}^{\mathrm{rev}} - e_{\mathrm{m}}^{Q\,\mathrm{rev}} \tag{2.13}$$

Für die Bestimmung der reaktiven chemischen Exergie einer Substanz wird eine reversible, isobare und isotherme Reaktion, die bei Umgebungsdruck p_{U} und -temperatur T_{U} abläuft, zu-

grunde gelegt. Da die Wärme bei Umgebungstemperatur abgeführt wird, handelt es sich bei ihr um reine Anergie, womit sich ihre Exergie $e_{\mathrm{m}}^{\mathrm{Q\,rev}}$ zu Null ergibt. Des Weiteren ist aufgrund der genannten Bedingungen die reversible Reaktionsarbeit $w_{\mathrm{t\,m}}^{\mathrm{rev}}$ gleich der molaren Gibbs-Energie $\Delta g_{\mathrm{R}}^{0}$ der Bezugsreaktion [38]. Die Herleitung dieses Zusammenhangs wird in Anhang C.1 weiter ausgeführt.

Durch Zuhilfenahme eines der im nachfolgenden Abschnitt 2.1.3 beschriebenen Referenzumgebungsmodelle, die die Exergien nahezu aller Elemente im Standardzustand (sog. Standardexergien) liefern, ist eine zweckmäßige Ermittlung reaktiver chemischer Exergien für technische Anwendungen möglich [39]. So lässt sich die molare, reaktive chemische Standardexergie einer beliebigen Verbindung mithilfe der molaren freien Bildungsenthalpie Δg_0^{F} dieser Verbindung und der stöchiometrischen Summe der chemischen Standardexergien der Elemente $e_{0\,i}^{\mathrm{CH}}$ aus denen sich die Verbindung zusammensetzt, mit Gleichung 2.14 berechnen [40].

$$e_{0\,\mathrm{m}}^{\mathrm{R}} = \Delta g_0^{\mathrm{F}} + \sum_i \nu_i \, e_{0\,i}^{\mathrm{CH}} \tag{2.14}$$

Die reaktive chemische Exergie von Brennstoffen lässt sich grundsätzlich unter Verwendung von Gleichung 2.14 berechnen. Für chemisch nicht exakt bestimmte Brennstoffe, wie beispielsweise Kohlen oder Erdölfraktionen, ist die Anwendung dieser Berechnungsvorschrift jedoch nicht anwendbar. Daher basiert die Ermittlung der chemischen Exergie der Brennstoffe in der Regel auf ihrem Heizwert. Sciubba und Wall [41] stellen fest, dass die Abweichung des Heizwertes von der Exergie eines Brennstoffs in den meisten Fällen zwischen zwei und fünf Prozent beträgt. In der Literatur findet sich für ingenieurstechnische Anwendungen häufig der Ansatz, die Exergie eines Brennstoffes mit seinem Heizwert gleichzusetzen, was aufgrund des vertretbaren Fehlers zulässig erscheint. Weiterhin existieren Verfahren, die die aus Elementaranalysen beziehbaren Massenverhältnisse der Elemente im Brennstoff berücksichtigen, um den Heiz- oder Brennwert mittels Korrekturfaktoren an die chemische Exergie anzunähern. Die zugrunde gelegten Regressionsgleichungen wurden aus den berechneten chemischen Exergien chemisch bestimmter Stoffe abgeleitet [42]. Dabei unterscheiden sich die Näherungsverfahren je nachdem, ob es sich um feste, flüssige oder gasförmige Brennstoffe handelt [43].

Die für die Berechnung reaktiver chemischer und nicht-reaktiver chemischer Exergien erforderlichen Stoffdaten lassen sich zum Beispiel aus [44] entnehmen. Dabei ist zu beachten, dass bei Verwendung von tabellierten Daten für die chemischen Standardexergien die Umgebungstemperatur der Standardtemperatur $T_{\mathrm{U}} = T_0 = 298,15\,\mathrm{K}$ und der Umgebungsdruck dem Standarddruck $p_{\mathrm{U}} = p_0 = 100\,\mathrm{kPa}$ entspricht [28]. Ist das nicht der Fall, so müssen die Standardexergien mittels Korrekturtermen auf die gewählten Umgebungszustände angepasst werden.

Kinetische und potenzielle Exergie

Die kinetischen und die potenziellen Exergieanteile ergeben sich durch Abweichungen der (Strömungs-)Geschwindigkeit beziehungsweise der Höhe eines Systems oder Stoffstroms bezogen auf die entsprechenden Referenzwerte des gewählten Umgebungsmodells. Wird eine ideale Prozessführung zugrunde gelegt, bei der keine dissipativen Effekte wie beispielsweise Reibung auftreten,

können kinetische und potenzielle Energie unbeschränkt in andere Energieformen umgewandelt werden. Zur vollständigen Umwandlung in Arbeit, müssen System oder Stoffstrom gegenüber der Umgebung reversibel zum Ruhen gebracht werden. Die kinetische und potenzielle Energie sind daher gleichwertig zu ihren jeweiligen Exergieanteilen [45]. Dementsprechend gilt für die Ermittlung der spezifischen kinetischen Exergie Gleichung 2.15. In der Regel wird die Strömungsgeschwindigkeit der Referenzumgebung mit Null angenommen [46].

$$e^{\mathrm{KN}} = \frac{1}{2}\left(c^2 - c_{\mathrm{U}}^2\right) \tag{2.15}$$

Analog dazu lässt sich die spezifische potenzielle Exergie mithilfe von Gleichung 2.16 bestimmen. Hierbei bezeichnen z die Höhe des Systems und z_{U} die Höhe der Referenzumgebung, wobei auch die Höhe der Referenzumgebung häufig zu Null gesetzt wird [47].

$$e^{\mathrm{PT}} = g\left(z - z_{\mathrm{U}}\right) \tag{2.16}$$

Exergie der Wärme

Wie der zweite Hauptsatz der Thermodynamik zeigt, ist Wärme eine entropiebehaftete Größe. Sie lässt sich daher nicht vollständig in Arbeit umwandeln und besteht dementsprechend nur zu einem Teil aus Exergie. Die Exergie einer Wärmemenge ist genau der Teil, der sich mittels eines reversiblen Prozesses in Arbeit umwandeln lässt. Zur Ermittlung der Exergie der Wärme wird der Carnot-Prozess herangezogen, der – im rechtsläufigen Fall – den theoretischen Prozess einer reversiblen Wärmekraftmaschine beschreibt. Der thermische Wirkungsgrad dieses Prozesses wird als Carnot-Faktor η_{C} bezeichnet und ist nur von der jeweiligen oberen und unteren Prozesstemperatur abhängig. Zur Ermittlung der maximalen Arbeit, die reversibel aus einer Wärmemenge gewonnen werden kann, wird für die obere Prozesstemperatur des angenommenen Carnot-Prozesses die Temperatur der zu bewertenden Wärmemenge T und für die untere Prozesstemperatur die Temperatur der Referenzumgebung T_{U} angenommen. Die mit dem Carnot-Faktor bewertete Wärmemenge ergibt schließlich die Exergie der Wärme [48].

Demgegenüber kann die Exergie einer Wärmemenge auch verstanden werden als die minimale Arbeit, die in einem reversiblen Prozess geleistet werden muss, um eine bestimmte Wärmemenge ausgehend von der Temperatur der Referenzumgebung auf ein gewünschtes Temperaturniveau zu bringen. Diese minimale Arbeit lässt sich mithilfe des linksläufigen Carnot-Prozesses bestimmen, dessen theoretische Realisation eine reversibel arbeitende Wärmepumpe ist [25].

Für den Prozess einer Wärmeabgabe mit sich verändernder Temperatur der Wärmequelle ist in Abbildung 2.4 die Exergie der Wärme grafisch dargestellt. Sie ist die Fläche zwischen der Temperatur der Zustandsänderung von 1 nach 2 und der Umgebungstemperatur T_{U}. Allgemein ergibt sich die Exergie der Wärme E^Q aus der Integration der mit dem Carnot-Faktor gewichteten differentiellen Wärmemengen, wie Gleichung 2.17 zeigt [49].

$$E^Q = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_{\mathrm{U}}}{T}\right) \delta Q = \int_1^2 \eta_{\mathrm{C}}\, \delta Q \tag{2.17}$$

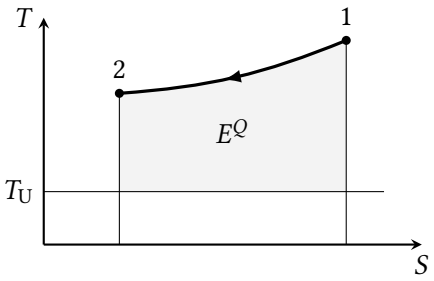


Abbildung 2.4: Darstellung der Exergie einer Wärmemenge bei Wärmeabgabe im T-S-Diagramm

Exergiebilanz und -vernichtung

Die Exergiebilanz gilt als Grundgleichung der Exergie [28]. Als zentrales Element exergetischer Bewertungen von Prozessen dient sie der Ermittlung der Wechselwirkungen zwischen den verschiedenen Exergieformen, da in ihr die bereits vorgestellten Exergiegrößen zusammengeführt werden. Gleichung 2.18 zeigt die allgemeine, instationäre Exergiebilanz in Form einer Leistungsbilanz. Sie enthält zum einen die die Systemgrenze überschreitende stoffgebundene Exergie E^{ST}, die Exergie der Wärme E^Q und die Arbeit W. Zum anderen beinhaltet die Exergiebilanz die zeitliche Änderung der Exergie des System $\frac{\mathrm{d}E_{\mathrm{sys}}}{\mathrm{d}t}$, die für den Fall eines nicht stationären Prozesses einbezogen werden muss. Wie bereits in Abschnitt 2.1.1 erwähnt, handelt es sich bei der Exergie nicht um eine Erhaltungsgröße, da sie irreversibel vernichtet werden kann. Dementsprechend wird in der Exergiebilanz der Senkterm der Exergievernichtung E_{V} berücksichtigt.

$$\frac{\mathrm{d}E_{\mathrm{sys}}}{\mathrm{d}t} + \dot{E}_{\mathrm{V}} = \sum_i \dot{E}_i^{\mathrm{ST}} + \sum_j \dot{E}_j^{Q} + \sum_k \dot{W}_k \tag{2.18}$$

Abbildung 2.5 zeigt eine grafische Darstellung der Exergiebilanz in Form eines Sankey-Diagramms, in der die Interaktion der vorgenannten Exergiegrößen veranschaulicht ist. Auf der linken Seite befinden sich die über die Systemgrenze eintretenden Exergieströme und auf der rechten Seite die austretenden. Im System selbst findet die durch Irreversibilitäten hervorgerufene Exergievernichtung statt. Wird während eines instationären Prozesses Exergie im System gespeichert, ist ihre zeitliche Änderung größer Null. Ein Teil der eintretenden Exergie wird also weder vernichtet noch tritt sie aus, stattdessen verbleibt sie im System. Wird umgekehrt Exergie aus dem System ausgespeichert, so ist ihre zeitliche Änderung kleiner als Null. In diesem Fall kommt die aus dem System entnommene Exergie den austretenden Exergieströmen zugute.

Mit Kenntnis der ein- und austretenden Exergieströme sowie der Exergie des Systems, lässt sich durch Aufstellen einer Exergiebilanz die für exergetische Prozessanalysen interessante Exergievernichtung berechnen. Die Exergievernichtung quantifiziert die im bilanzierten System auftretende Entwertung von Energie, die durch den irreversiblen Abbau von Potenzialen hervorgerufen wird. Mit ihrer Hilfe lassen sich die Teilprozesse oder Zustandsänderungen innerhalb eines Gesamtprozesses identifizieren, die besonders stark von der idealen Prozessführung abweichen. Auf Basis dessen können Ansätze entwickelt werden, mit denen eine Verbesserung des Prozesses und dadurch eine Erhöhung des Wirkungsgrads erreicht werden können [50].

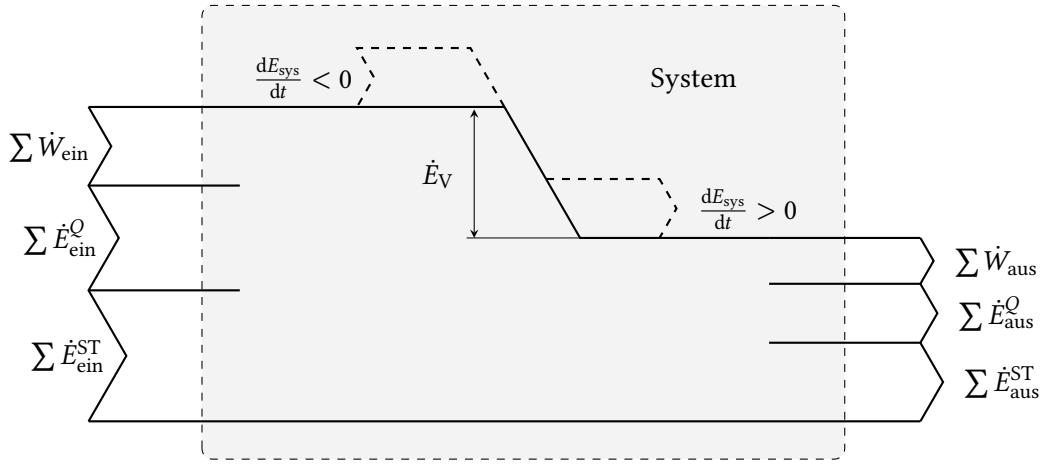


Abbildung 2.5: Grafische Darstellung einer instationären Exergiebilanz eines Systems

Beispielhaft zu nennen ist die Wärmeübertragung, die mit dem Abbau von Temperaturpotenzialen verbunden ist, da Wärme stets von einer höheren auf eine niedrigere Temperatur übertragen wird. Die dadurch hervorgerufene Exergievernichtung lässt sich unter anderem durch die Verringerung der Temperaturdifferenz bei der Wärmeübertragung reduzieren, was in der Regel aber mit erhöhtem technischen Aufwand bei der Umsetzung verbunden ist [25].

Grundsätzlich geht die Vernichtung von Exergie mit der irreversiblen Erzeugung von Entropie einher. Dies wird verdeutlicht durch die Gleichung von Gouy und Stodola 2.19, die zeigt, dass die Exergievernichtung proportional zur irreversiblen Entropieerzeugung ist und die Temperatur der Referenzumgebung als Proportionalitätsfaktor dient.

$$E_V = T_U \, S_{irr} \tag{2.19}$$

In der Literatur werden die Begriffe Exergievernichtung und Exergieverlust häufig synonym verwendet. Dabei ist der Terminus Exergieverlust weniger eindeutig, da darunter auch Exergie verstanden werden kann, die ungenutzt aus einem System abgeführt wird, ohne in diesem irreversibel vernichtet worden zu sein. Dies trifft zum Beispiel auf die Exergie eines Abgasstromes zu, der an die Umgebung abgeführt wird [51]. Für eine exakte Abgrenzung wird in dieser Arbeit der Begriff Exergievernichtung stets für die irreversibel in einem System vernichtete Exergie verwendet.

2.1.3 Exergetische Referenzumgebung

Wie bei der Vorstellung der exergetischen Zustands- und Prozessgrößen im vorangegangenen Kapitel bereits gezeigt wurde, beschreibt die Exergie die Arbeitsfähigkeit einer Energie stets bezogen auf eine Referenzumgebung. Der Grund dafür ist, dass bei der Umwandlung einer entropiebehafteten Energiemenge in eine entropiefreie Energiemenge gewährleistet sein muss, dass die restliche Entropie an ein anderes System abgeführt werden kann [25]. Dieses System ist, auch wenn bei manchen technischen Anwendungen nur indirekt, in fast allen Fällen die terrestrische Umgebung. Beispielsweise werden die durch Verbrennungsprozesse entstehenden Rauch-

gase nach ihrer Nutzung in die Atmosphäre entlassen. Auch die Abwärme von Wärmekraftmaschinen wird an die Umgebung abgeführt, indem sie über Gewässer an die Hydrosphäre oder beispielsweise über Kühltürme an die Atmosphäre abgegeben wird. Stoff- und Energiewandlungsprozesse sind also nur durch Beteiligung der Umgebung möglich, die als Reservoir dient um Masse, Energie und Entropie abzugeben oder aufzunehmen. Die maximale Arbeit, die aus diesen Prozessen gewonnen werden kann, ist damit abhängig vom Zustand der Umgebung, also von ihrem Druck, ihrer Temperatur und ihrer stofflichen Zusammensetzung [52].

Die Ermittlung von Exergien erfordert daher die verbindliche Festlegung eines Umgebungszustandes. Die Exergie eines Systems ist dann Null, wenn es sich im vollständigen thermodynamischen Gleichgewicht mit der Umgebung befindet. Dabei muss sich auch die Umgebung selbst im Gleichgewichtszustand befinden und damit ein homogenes System darstellen, um keine Widersprüche zu produzieren [53]. Auf die reale Umgebung trifft die Forderung nach Homogenität nicht zu, weswegen Umgebungsmodelle genutzt werden, die die genannten Bedingungen erfüllen sollen.

Beschränkt sich die Exergieberechnung nur auf die physikalischen, kinetischen und potenziellen Exergieanteile, lässt sich das Umgebungsmodell anhand von Umgebungsdruck und -temperatur sowie Geschwindigkeit und Höhe vollständig definieren. Das für die Ermittlung von chemischen Exergien einzubeziehende Umgebungsmodell ist dagegen deutlich komplexer, da es für die stoffliche Zusammensetzung der gewählten Umgebung eine Referenzzusammensetzung liefern muss, auf die sich die exergetischen Zustandsberechnungen beziehen. Neben den Standardexergien zur Berechnung der chemischen Exergie sind auch die Referenzkonzentrationen von Komponenten in Mischungen vom gewählten Umgebungsmodell abhängig [54].

Im exergetischen Sinne wird die Umwelt als aus einem Satz von Referenzsubstanzen mit festzulegenden Standardkonzentrationen zusammengesetzt betrachtet. Daher ist es grundsätzlich möglich, viele Referenzzustände oder Gleichgewichtsumgebungen zu definieren. Dabei muss jedoch den realen Gegebenheiten auf der Erde, also der chemischen Zusammensetzung der Umgebung, sowie den Anforderungen der thermodynamischen Theorie nach einem Gleichgewichtszustand Rechnung getragen werden. Die Referenzsubstanzen entstammen im Allgemeinen drei Kategorien von Stoffen. Es werden gasförmige Bestandteile der Atmosphäre, feste Stoffe der Lithosphäre sowie ionische und nichtionische Verbindungen aus der Hydrosphäre, insbesondere den Ozeanen, gewählt [55].

Zwei unterschiedliche Arten von Referenzumgebungsmodelle zur Festlegung von Standardexergien haben sich für technische Bewertungen durchgesetzt. Zum einen sind das Gleichgewichtsmodelle, wie sie von Ahrendts [56] und Diederichsen [57] vorgestellt wurden. Und zum anderen handelt es sich um gleichgewichtsgehemmte Modelle, wie das von Szargut vorgeschlagene [58].

Gleichgewichtsmodelle versuchen bestmöglich die Forderung zu erfüllen, dass sich die enthaltenen Komponenten bei Umgebungsdruck und -temperatur im vollständigen thermodynamischen Gleichgewicht befinden und somit keine chemischen Reaktionen zwischen ihnen stattfinden können. Einige der dafür in die Modelle aufgenommenen Komponenten bilden sich jedoch nicht eigenständig in der realen Umgebung. Diese Modelle bilden daher die reale Zusammen-

setzung der irdischen Umgebung nur bedingt ab. Für gleichgewichtsgehemmte Modelle wird ein Ansatz gewählt, bei dem für jedes chemische Element eine Referenzsubstanz aus den dieses Element enthaltenden Stoffen gewählt wird, die in der natürlichen Umwelt häufig vorkommen. Dabei wird in Kauf genommen, dass sich die Stoffe nicht in einem vollständigen, stabilen Gleichgewicht befinden, um eine Referenzumgebung zu definieren, die die Zusammensetzung der irdischen Umgebung zufriedenstellend wiedergibt.

Eine Auswahl bekannter Umgebungsmodelle wird in [59] verglichen und deren Einfluss auf die Exergiegrößen dargelegt. Insbesondere wenn eine ökonomische Analyse unter Verwendung exergoökonomischer Methoden durchgeführt wird, die die absoluten Exergien als Grundlage für die Kostenzuweisung verwenden, wird die Wahl des Umweltmodells wichtig. Es existieren daher Bestrebungen, eine einheitliche, international anerkannte Referenzumgebung für exergetische Analysen zu definieren [60].

2.1.4 Exergetische Wirkungsgrade

Für exergetische Bewertungen von Prozessen werden in vielen Fällen exergetische Wirkungsgrade verwendet, mit denen die tatsächliche thermodynamische Effizienz eines Prozesses quantifiziert werden kann und die eine einfache Vergleichbarkeit unterschiedlicher Systeme oder Szenarien ermöglichen [61]. Dabei folgt der exergetische Wirkungsgrad grundsätzlich der allgemeinen Definition eines Wirkungsgrads als Quotient aus Nutzen und Aufwand. Die Definition von exergetischem Nutzen und Aufwand wiederum ist mit einer gewissen Subjektivität behaftet, da prinzipiell jeder aus einem System austretende Exergiestrom nutzbar ist. Daher sollte die Definition des exergetischen Wirkungsgrads eines bestimmten Systems mit dessen Bestimmung korrespondieren. Dies hat den Hintergrund, dass nicht alle eingehenden Exergieströme in eine Komponente mit aufgewendeten Ressourcen verbunden sind und auch nicht alle ausgehenden Ströme zu dem gewünschten Produkt gehören.

Zur Schaffung einer einheitlicheren Formulierung wurden insbesondere von Tsatsaronis [62, 63, 64] die Begriffe Produktexergie und Brennstoffexergie (engl. product exergy, fuel exergy) geprägt. Für das zu analysierende System werden in Übereinstimmung mit dessen Einsatzzweck Brennstoff und Produkt definiert. Das Produkt sind die gewünschten Nettoergebnisse, für deren Bereitstellung das System eingesetzt wird. Die Nettoressourcen, die für diese Bereitstellung aufgewendet werden, werden als Brennstoff bezeichnet. Somit beschreibt die Produktexergie alle mit dem Nutzen zusammenhängenden Exergieströme und die Brennstoffexergie alle mit dem Aufwand zusammenhängenden Exergieströme [65].

Der exergetische Wirkungsgrad ε des Systems ist dann das Verhältnis von Produktexergie E_P zu Brennstoffexergie E_F, wie Gleichung 2.20 zeigt.

$$\varepsilon = \frac{E_\mathrm{P}}{E_\mathrm{F}} \tag{2.20}$$

Bei der Festlegung der Exergie von Brennstoff und Produkt sollen wenn möglich Änderungen der Exergiewerte berücksichtigt werden. Somit ist für die Brennstoffexergie eine Nettoexergieabnahme und für die Produktexergie eine Nettoexergiezunahme zu definieren. Dies gilt insbeson-

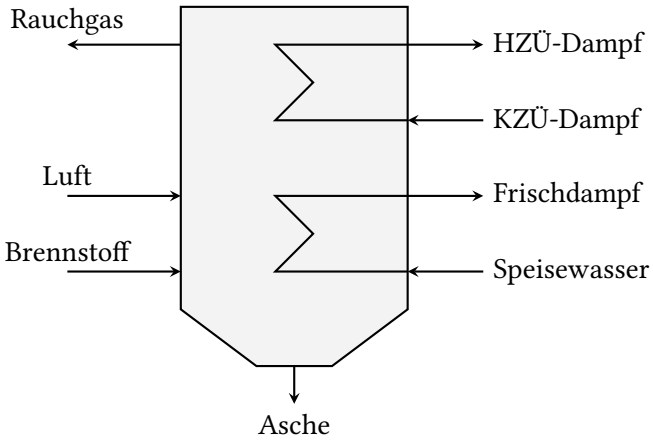


Abbildung 2.6: Prinzipskizze des Dampferzeugers eines Kraftwerks zur Demonstration der Definition von Brennstoff- und Produktexergie

dere bei Stoffströmen, die zwei Mal die Systemgrenzen überqueren, ohne dabei ihre chemische Zusammensetzung zu ändern.

Anhand der in Abbildung 2.6 dargestellten Prinzipskizze des Dampferzeugers eines exemplarischen Kraftwerks mit Festbrennstofffeuerung wird die Definition von Brennstoff- und Produktexergie demonstriert. Der Einsatzzweck des Dampferzeugers ist die Exergieerhöhung des Speisewassers bis auf den Frischdampfzustand sowie die Exergieerhöhung des Zwischendampfes. Damit ergibt sich die Produktexergie aus Gleichung 2.21.

$$E_{\mathrm{P}} = \left(E_{\mathrm{FD}} - E_{\mathrm{SpW}}\right) + \left(E_{\mathrm{HZ\ddot{U}}} - E_{\mathrm{KZ\ddot{U}}}\right) \tag{2.21}$$

Zur Bereitstellung der Exergie werden Brennstoff und Luft in den Kessel eingebracht, die diesen nach ihrer Exergieabgabe als Rauchgas und Asche verlassen. Die Brennstoffexergie ergibt sich somit wie in Gleichung 2.22 dargestellt.

$$E_{\mathrm{F}} = (E_{\mathrm{B}} + E_{\mathrm{L}}) - (E_{\mathrm{RG}} + E_{\mathrm{A}}) \tag{2.22}$$

Diese Formulierung von exergetischen Wirkungsgraden wird häufig eingesetzt, ist jedoch grundsätzlich nur für stationäre Prozesse definiert. Welche Kennzahlen zur exergetischen Bewertung transienter Prozesse eingesetzt werden, wird im Rahmen der systematischen Literaturanalyse in Kapitel 3 ermittelt. Die dabei identifizierten transienten exergetischen Wirkungsgrade werden in Abschnitt 4.2 näher betrachtet.

2.2 Modellierung und Simulation von Kraftwerksprozessen

Die Ertüchtigung existierender Kraftwerksanlagen, die zum Beispiel eine Steigerung der Effizienz zum Ziel haben kann, erfordert detaillierte Untersuchungen der in der Anlage ablaufenden physikalischen Prozesse. Diese Untersuchungen können sich auf die Analyse von Messdaten stützen, die während des regulären Betriebs oder während Versuchsfahrten aufgezeichnet wurden. Mit

dieser Vorgehensweise erhält man allerdings oft eine nur unzureichende Einsicht in das System, da in der Regel nicht alle benötigten Größen messtechnisch erfasst werden oder erfassbar sind.

Insbesondere bei der Durchführung exergetischer Untersuchungen des transienten Anlagenbetriebs auf Bauteilebene, sind detaillierte Informationen der Zustands- und Prozessgrößen der einzelnen Komponenten erforderlich. Da diese über Messdaten allein nicht vollständig zugänglich sind, bietet es sich an, das zu untersuchende Objekt mithilfe von Modellen nachzubilden und somit einen tieferen Einblick in die stattfindenden Prozesse und ihre Zusammenhänge zu erlangen.

Für diese Aufgabe hat sich die gleichungsbasierte Modellierungssprache Modelica als geeignetes Werkzeug erwiesen. Mit Modelica ist es möglich, domänenübergreifende Modelle zu erstellen, die Komponenten unterschiedlicher physikalischer Teilgebiete – beispielsweise mechanische, elektrische oder verfahrenstechnische Komponenten – enthalten. Auf diese Weise lassen sich für die Modellierung thermischer Kraftwerke die Bilanz- und Zustandsgleichungen der Thermodynamik als Grundlage nutzen. Zudem sind weitere physikalische Vorgänge, wie z. B. Wärmeübertragungs- und Verbrennungsprozesse, auf Grundlage der entsprechenden Gesetzmäßigkeiten implementierbar. Durch die räumliche und zeitliche Diskretisierung der einzelnen Komponenten ist die Berücksichtigung von Speichereffekten und zeitinvariantem Systemverhalten möglich. Gleichzeitig lässt sich auch die Leittechnik einer Anlage über die entsprechenden regelungstechnischen Teilmodelle abbilden und direkt mit dem verfahrenstechnischen Modell koppeln. Dadurch kann ein vollumfängliches, dynamisches Abbild einer Kraftwerksanlage erstellt und simuliert werden. In diesem Zusammenhang wird auch von einem digitalen Zwilling gesprochen.

2.2.1 Gleichungsbasierte Modellierung mit Modelica

Modelica ist ein offener Sprachstandard, deren Weiterentwicklung von der Modelica Association koordiniert wird. Als deklarative Modellierungssprache eignet sich Modelica zum Erstellen von physikalischen Modellen, wobei auf fundamentaler Ebene das zeitvariante Verhalten von Systemen mittels differential-algebraischer Gleichungen beschrieben werden kann. Eine Besonderheit der gleichungsbasierten Modellierung ist, dass, im Gegensatz zu imperativen Programmiersprachen wie C oder Python, keine Zuweisungen, sondern Äquivalenzbeziehungen zwischen Variablen formuliert werden. Dadurch müssen Ursache und Wirkung von Ereignissen sowie Berechnungsreihenfolgen von Gleichungen bei der Modellierung nicht berücksichtigt werden. Da somit kein kausaler Zusammenhang vorgegeben wird, wird dieser Ansatz als akausale Programmierung bezeichnet. Der Vorteil liegt in dem hohen Maß an Modularität und der einfachen Wiederverwendbarkeit von Modellkomponenten [66]. Es ist zu beachten, dass die Akausalität nur für die höhere Ebene der Modellierungssprache gilt. Um das Modell numerisch lösen zu können, muss es zwangsläufig kausalisiert werden und die Gleichungen in eine für den Computer lösbare Reihenfolge gebracht werden. Dies geschieht automatisiert durch den Compiler während der Übersetzung des Modells. Entwicklungs- und Simulationsumgebungen, wie die im Rahmen dieser Arbeit genutzte kommerzielle Software Dymola, unterstützen die Systemmodellierung auf

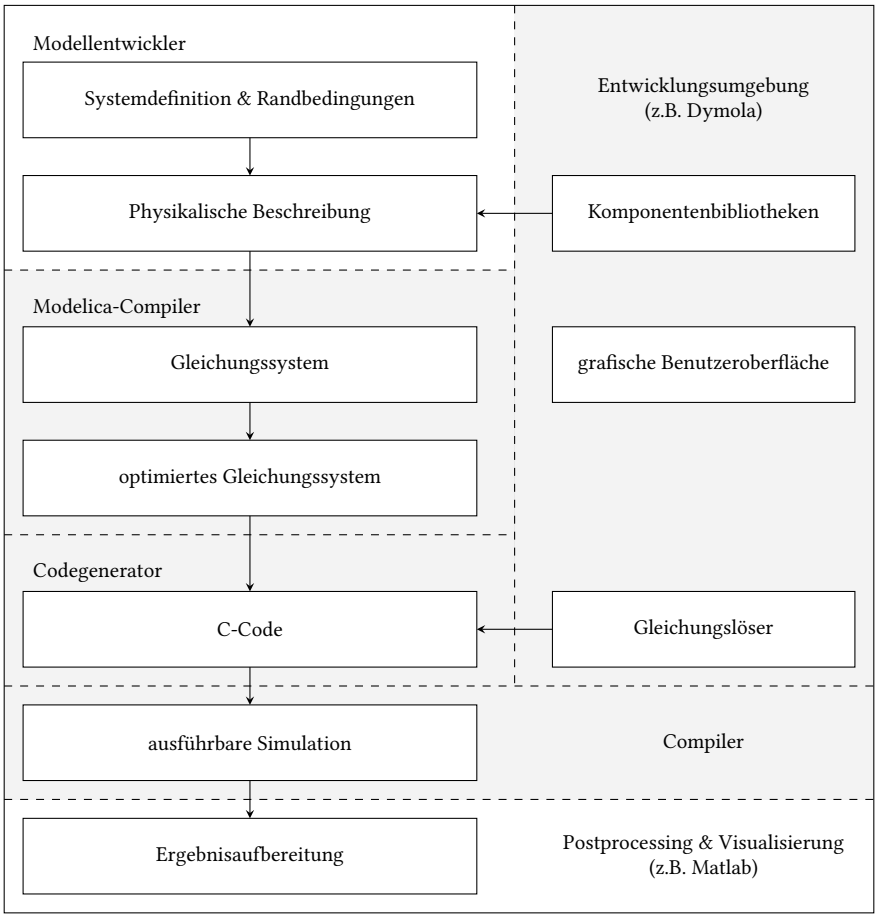


Abbildung 2.7: Arbeitsschritte bei der Modellierung und Simulation mit Modelica

hoher Ebene. Im Hintergrund nutzen die mitgelieferten Compiler und Solver komplexe Algorithmen zur symbolischen Manipulation des Gleichungssytems, zur Kausalisierung und Codegenerierung sowie zum numerischen Lösen, ohne dass ein direktes Eingreifen des Entwicklers notwendig ist [67].

In Abbildung 2.7 sind die Arbeitsschritte bei der Modellierung und Simulation mit Modelica dargestellt. Die Bereiche, die nur indirekt in der Verantwortlichkeit des Modellentwicklers liegen und von der Entwicklungsumgebung automatisiert bearbeitet werden, sind grau hinterlegt.

Der Entwickler definiert das zu modellierende System und legt die Randbedingungen fest. Darauf folgt die Modellierung durch die physikalische Beschreibung des Systems. Dafür können vorgefertigte Teilmodelle aus Komponentenbibliotheken, wie zum Beispiel der Modelica Standard Library, die in jeder Modelica-Entwicklungsumgebung enthalten ist, verwendet werden. Die Entwicklungsumgebungen bieten des Weiteren eine grafische Benutzeroberfläche, die die Instanziierung und Verknüpfung von Komponenten vereinfacht. Der durch den Modellierer mit Unterstützung der Entwicklungsumgebung erzeugte Modelica-Code, wird an den Modelica-Compiler übergeben. Das Modell wird verflacht und übersetzt, wodurch ein System aus topologisch sortierten Gleichungen entsteht. Dieses Gleichungssystem wird unter anderem mittels Algorithmen zur algebraischen Vereinfachung und zur symbolischen Indexreduktion optimiert und es wird eine

Ausführungsreihenfolge für die Berechnung der Gleichungen festgelegt. Schließlich wird C-Code generiert und mit einem numerischen Gleichungslöser gekoppelt, woraus durch die Kompilierung des C-Codes eine ausführbare Simulation erzeugt wird. Bei der Ausführung der Simulation berechnet der numerische Gleichungslöser die Werte der Variablen und liefert damit das Ergebnis in Form eines Satzes von Zeitfunktionen, die gespeichert werden können [68]. Auch wenn Dymola über grundlegende Funktionen zum Anzeigen und Auswerten der Simulationsergebnisse verfügt, werden in der Regel Matlab oder Python genutzt, um das Postprocessing und die angemessene Visualisierung der Ergebnisse vorzunehmen.

Die Entwicklungsumgebung übernimmt automatisiert viele Arbeitsschritte insbesondere im Bereich der Simulation, dennoch muss bei der Modellentwicklung dafür Sorge getragen werden, dass das resultierende Gleichungssystem grundsätzlich lösbar ist. Weiterhin kann durch die Modellierung Einfluss auf Größe und Gestalt des Gleichungssystems und damit letztlich auch auf die Rechenzeit genommen werden. Daher sollte bei der Modellerstellung darauf geachtet werden, die Entstehung impliziter algebraischer Gleichungssysteme, die in Dymola vereinfachend als nichtlineare Gleichungssysteme bezeichnet werden, möglichst zu vermeiden, um ein numerisch robustes Simulationsmodell zu erhalten und die Simulationszeit zu reduzieren.

Die Modellierung zeitkontinuierlicher Systeme führt zu differential-algebraischen Gleichungssystemen (engl. differential algebraic equations, DAE), wie in Gleichung 2.23 dargestellt, in denen gewöhnliche Differentialgleichungen und algebraische Gleichungen miteinander gekoppelt sind [69].

$$\begin{aligned} f(\dot{x}(t), x(t), y(t), p, t) &= 0 \\ g(x(t), y(t), p, t) &= 0 \end{aligned} \tag{2.23}$$

Darin steht $x(t)$ für Variablen, die in differenzierter Form vorkommen und unter $y(t)$ sind zeitvariante, algebraische Variablen und weitere zeitabhängige Randbedingungen zusammengefasst. Zeitinvariante Größen, wie zum Beispiel Konstanten, sind mit p bezeichnet. Da die DAE in zeitkontinuierlicher Form zusätzlich von Boolean und bedingten Anweisungen, wie beispielsweise If-Anweisungen, abhängen, sind sie auch an zeitdiskrete Gleichungen gekoppelt, die sich bei bestimmten Ereignissen ändern und einen Neustart der Integration nach sich ziehen. Diese Art von DAE-Systemen, in denen zeitkontinuierliche und -diskrete Komponenten miteinander interagieren, werden auch als hybride DAE bezeichnet [70].

Das Lösen eines Systems gewöhnlicher Differentialgleichungen (engl. ordinary differential equations, ODE), das in Gleichung 2.24 in expliziter Form gegeben ist, ist mit einem ODE-Solver möglich, der beispielsweise das Euler-Verfahren verwendet [71].

$$\dot{x} = h(x, p, t) \tag{2.24}$$

Dabei werden ausgehend von einem bekannten Ausgangszustand die Ableitungen der differentiellen Größen berechnet und die Integration über den Zeitschritt ausgeführt. Für das in Gleichung 2.23 beschriebene DAE, drückt die Funktion g algebraische Beschränkungen zwischen den Zustandsvariablen aus. Dadurch ist im Gegensatz zum ODE die explizite Auflösung eines

DAE nach den differentiellen Zuständen nicht mehr möglich. Aus diesem Grund werden in Dymola zunächst die algebraischen Gleichungen (engl. algebraic equations, AE) unter Verwendung eines AE-Solvers, der in der Regel das Newton-Verfahren nutzt, gelöst. Darauf folgt die Übergabe der algebraischen Zustände und der nun lösbaren, differentiellen Gleichungssysteme an den ODE-Solver [72].

Das Lösen von DAE ist aufgrund der zunächst zu berechnenden AE aufwändiger als das Lösen reiner ODE. Je größer die durch die Modellierung entstandenen impliziten algebraischen Gleichungssysteme sind, desto höher ist der Rechenaufwand. Diese algebraischen Gleichungssysteme entstehen, wenn mehrere Gleichungen durch ihre Abhängigkeit von einer Variablen, die dann iterativ bestimmt werden muss, miteinander gekoppelt sind. Durch die geschickte Vorgabe von Randbedingungen und Variablen an Komponentenschnittstellen kann die von Dymola getroffene Wahl der Iterationsvariablen beeinflusst werden. Dadurch lassen sich unter Umständen einzelne Gleichungen überflüssig machen und implizite algebraische Gleichungssysteme auflösen. Weiterhin lassen sich die algebraischen Gleichungssysteme häufig durch das Dazwischenschalten eines differentiellen Zustandes auflösen, was insbesondere bei der Modellierung thermo-hydraulischer Netzwerke beachtet werden sollte [68].

Voraussetzung für eine erfolgreiche Lösung der Gleichungssysteme ist zudem die Vorgabe konsistenter Startwerte für die Simulation, die ebenfalls dem Modellentwickler obliegt. Ausgangspunkt für die numerische Lösung der Gleichungssysteme ist die Initialisierung der Variablen, wobei jeder Variablen ein eindeutiger Wert zugewiesen wird. Die durch den Entwickler vorgegebenen Startwerte sollten zu einem widerspruchsfreien initialen Zustand des Modells führen, was bei komplexen Modellen und daraus resultierenden komplexen Gleichungssystemen kompliziert ist. Aus den angegebenen Startwerten, den DAE und den vom Entwickler definierten algebraischen Randbedingungen resultiert ein initiales Gleichungssystem, mit dem die finalen Startwerte berechnet werden. Dabei kann dem Solver erlaubt werden, die benutzerdefinierten Startwerte zu überschreiben, falls Inkonsistenzen auftreten. Die bei komplexen Modellen entstehenden stark nichtlinearen Gleichungssysteme haben nur einen kleinen Konvergenzbereich, sodass die Lösung bei geschätzten, zu ungenauen oder inkonsistenten Startwerten nicht konvergiert [67].

Insgesamt ermöglicht die Verwendung von Modelica und Dymola die umfassende Modellierung komplexer physikalischer Systeme, was sie zu leistungsfähigen Werkzeugen für die detaillierte Analyse transienter Prozesse macht.

2.2.2 Modelica-Bibliotheken zur Modellierung von Kraftwerksprozessen

Die Objektorientierung von Modelica ermöglicht eine einfache Wiederverwendbarkeit von Teilmodellen mittels Instanziierung und Vererbung, wodurch ein modularer Aufbau der Modelle erfolgen kann. Daraus ergibt sich die Möglichkeit, Komponentenbibliotheken zu erstellen und zu nutzen, die Basismodelle für verschiedene ingenieurtechnische Bereiche und Anwendungen bereitstellen. Auf dieser Basis wurden bereits verschiedene freie und kommerzielle Komponentenbibliotheken entwickelt, in denen Basismodelle für Komponenten der Kraftwerksausrüstung,

wie beispielsweise Wärmeübertrager, Pumpen und Turbinen, enthalten sind.

Für die Durchführung der modellbasierten Exergieanalysen transienter Kraftwerksprozesse wurde eine vorhandene Komponentenbibliothek verwendet, die durch die Implementierung der exergetischen Berechnungsgleichungen erweitert wurde. Genutzt wurde hierfür die quelloffene Modelica-Bibliothek ClaRa [73], die für die Modellierung von Dampfkraftwerken entwickelt wurde und Basismodelle für den Wasser-Dampf-Kreislauf, den Luft-, Brennstoff- und Rauchgaspfad sowie auch für die Leittechnik bietet. Zur Bereitstellung der benötigten Stoffdaten wird die Bibliothek TILMedia genutzt, in der Medienmodelle für das Arbeitsmedium Wasser, sowie für Gasgemische wie Luft und Rauchgase enthalten sind.

Die Bibliothek ClaRa bietet weiterhin Komponenten zur Erstellung eines vereinfachten, stationären Simulationsmodells, das zur Berechnung konsistenter Startwerte für das dynamische Modell verwendet werden kann. Die Stationärmodelle basieren auf dem in Modelica als *Parameter* bezeichneten Variablentyp. Dabei handelt es sich um variable Werte, die jedoch während der transienten Simulation konstant bleiben, und die daher bereits vor Start der transienten Simulation berechnet werden. Auf diese Weise lassen sich konsistente, lastabhängige Datensätze für Massenströme, Drücke, spezifische Enthalpien und Temperaturen des gesamten Prozesses ermitteln. Durch die Verknüpfung der Ergebnisse des Stationärmodells mit den zugehörigen Initialwerten des dynamischen Modells, kann eine sehr robuste Initialisierung erreicht werden [74].

Die ClaRa-Bibliothek nutzt unterschiedliche Modellierungsansätze, beispielsweise kommt für Rohrleitungen und Rohrwände die Finite-Volumen-Methode zum Einsatz. Dieser Ansatz liefert detaillierte Informationen über örtliche und zeitliche Effekte wie zum Beispiel Dampfbildung und ist auch bei Strömungsumkehr sehr robust. Bei Zweiphasenbehältern wird der Finite-Volumen-Ansatz für zonale Modelle verwendet, die die flüssige und die dampfförmige Phase getrennt betrachten, um auch Nichtgleichgewichtszustände berücksichtigen zu können [75]. Ventile basieren auf unterschiedlichen Strömungsmodellen, wobei wahlweise über- oder unterkritische Strömungsverhältnisse oder auch einfache, lineare, hydraulische Beziehungen verwendet werden. Die Modelle für Pumpen und Kompressoren beruhen auf typischen, parametrierbaren Betriebskennfeldern. Grundlegend enthalten alle Komponenten die thermodynamischen Bilanzgleichungen, womit die Erstellung vollphysikalischer Gesamtmodelle ermöglicht wird, die auch für die Simulation des Betriebs außerhalb der Auslegungsgrenzen geeignet sind [76].

Zur Simulation der Durchströmung von Komponenten wird die Annahme einer eindimensionalen Strömung getroffen, bei der die Zustandsgrößen orthogonal zur Strömung homogen sind. Die räumlich eindimensionale Diskretisierung der Komponenten wird durch die Aneinanderreihung nulldimensionaler Kontrollvolumina erreicht, für die die Bilanzgleichungen gelöst werden. Bei Zweiphasenbehältern wird ein Zweizonenmodell für die Dampf- und Flüssigphase verwendet, das die Volumenänderungen von Dampf- und Wasservolumen und deren Auswirkungen unter anderem auf den Behälterfüllstand berücksichtigt [73].

Jedes Kontrollvolumenmodell enthält die Massenbilanz, dargestellt in Gleichung 2.25, in der die Änderung des Masse des Systems aus der Summe der ein- und austretenden Massenströme ermittelt wird.

$$\frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}t} = \sum_i \dot{m}_i \tag{2.25}$$

Weiterhin wird in den Kontrollvolumina die Energiebilanz gelöst, die in Gleichung 2.25 in Form einer Leistungsbilanz für ein beliebiges, offenes System dargestellt ist. Die zeitliche Änderung der inneren Energie des Systems bestimmt sich aus den über die Systemgrenze fließenden Energieströmen. Dazu zählen zum einen stoffgebundende Energieströme, die als Massenströme mit ihrer spezifischen Enthalpie sowie ihrer spezifischen kinetischen und potenziellen Energie berücksichtigt werden. Zum anderen tritt Energie in Form von Wärme und technischer Arbeit über die Systemgrenze. Die zeitliche Änderung der äußerer Energien $\frac{\mathrm{d}E_\mathrm{A}}{\mathrm{d}t}$ wird in der Energiebilanz vernachlässigt, da bei ruhenden Systemen keine Änderung äußerer, kinetischer Energien auftritt und die Änderung der potenziellen Energie von Komponenten, zum Beispiel aufgrund von Dichteänderungen, sehr gering ist [73].

$$\frac{\mathrm{d}E_\mathrm{A}}{\mathrm{d}t} + \frac{\mathrm{d}U}{\mathrm{d}t} = \sum_i \dot{m}_i \left(h_i + \frac{c_i^2}{2} + g z_i \right) + \sum_j \dot{Q}_j + \sum_k \dot{W}_{\mathrm{t}\,k} \tag{2.26}$$

Neben der Änderung der äußeren Energien werden in der Energiebilanz auch die potenziellen und kinetischen Energien der Massenströme vernachlässigt, da sie gegenüber der Enthalpie vernachlässigbar klein sind. Die Strömungsgeschwindigkeiten und Höhendifferenzen werden in den Fluidmodellen zur Ermittlung des Drucks verwendet. Die Impulsbilanz muss daher nicht gelöst werden und wird reduziert auf die Druckterme aus Reibung und geodätischen Höhenunterschieden [77]. Gleichwohl hält die Bibliothek ClaRa auch Fluidmodelle bereit, in denen die Impulsbilanz implementiert ist und wo sie für die entsprechenden Kontrollvolumina gelöst wird. In kraftwerkstechnischen Anwendungen wird darauf zugunsten einer höheren Performanz der Modelle in der Regel verzichtet. [78].

Neben der Auswahl der physikalischen Modelle und den daraus resultierenden Implementierungen der mathematischen Ansätze, ist auch die Bestimmung der Notwendigkeit der dynamischen Modellierung einzelner Komponenten Teil des Modellierungsprozesses. Diese ist abhängig von der Größe der Zeitkonstante einer Komponente, mit der sie durch Einstellung eines neuen Gleichgewichtszustandes auf einen Sprung einer Eingangsgröße reagiert. Bei sehr kleinen Zeitkonstanten ist der Einfluss einer Komponente auf das dynamische Verhalten des Gesamtsystems gering. Dies trifft beispielsweise auf Komponenten wie zum Pumpen, Turbinen und Ventile zu, deren Volumen im Vergleich zu den auftretenden Volumenströmen klein ist und die somit kaum Speichereffekte aufweisen. In diesen Fällen können die Instationärterme auf der linken Seite der Gleichungen 2.25 und 2.26 vernachlässigt werden, womit auf eine quasistationäre Modellierung der Komponenten übergegangen wird. Liegt hingegen ein signifikantes Zeitverhalten vor, wie es beispielsweise bei Behältern, dickwandigen Bauteilen oder Wärmeübertragern der Fall ist, muss es in den Bilanzgleichungen berücksichtigt und die Komponenten instationär modelliert werden [79]. Tabelle 2.1 zeigt eine Einteilung der typischerweise quasistationär und instationär modellierten Komponenten, wie sie unter anderem auch in der ClaRa-Bibliothek Anwendung findet.

Tabelle 2.1: Übersicht der quasistationär und instationär modellierten Komponenten

Quasistationäre Komponenten	Instationäre Komponenten
Strömungsmaschinen	Rohrleitungen
Drosselstellen	Wärmeübertrager
Verzweigungs- und Mischstellen	(Zweiphasen-)Behälter

Zur Modellierung und Simulation thermischer Prozesse ist insbesondere die Abbildung von Wärmeübertragungsvorgängen von hoher Bedeutung. Berücksichtigung finden dabei die drei Wärmeübertragungsmechanismen Konvektion, Strahlung und Leitung. Die konvektive Wärmeübertragung wird nach Newton berechnet, welches in Gleichung 2.27 dargestellt ist [80]. Zur Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten α, der stark von den lokalen Eigenschaften des betrachteten Fluids sowie geometrischen Verhältnissen abhängt, werden verschiedene, auf den jeweiligen Anwendungsfall angepasste Korrelationen aus [81] verwendet. Dazu zählen Wärmeübergangskorrelationen für Rohrinnenströmungen, Verdampfung in Rohren, Queranströmung von Rohrbündelwärmeübertragern und Kondensation an Rohrbündeln.

$$\dot{q}_\mathrm{K} = \alpha \, \Delta T \tag{2.27}$$

Die Berechnung der Wärmeübertragung durch Leitung basiert auf dem Fourier'schen Gesetz, das in Gleichung 2.28 für einen eindimensionalen Wärmestrom gezeigt wird [82]. Die Wärmestromdichte $\dot{q}$ hängt von der Wärmeleitfähigkeit λ und dem Temperaturgradienten $\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}x}$ ab.

$$\dot{q}_\mathrm{L} = -\lambda \frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}x} \tag{2.28}$$

Der Wärmetransport durch Strahlung ist besonders im Kessel von Bedeutung, da dort hohe Temperaturdifferenzen zwischen dem Rauchgas und den Heizflächen auftreten. Die Berechnung des durch Strahlung hervorgerufene Wärmestroms zwischen Gas und Wand ist mithilfe von Gleichung 2.29 möglich, die auf dem Stefan-Boltzmann-Gesetz basiert [81].

$$\dot{q}_\mathrm{S} = \sigma \frac{\epsilon_\mathrm{W}}{\epsilon_\mathrm{W} + a_\mathrm{G} - \epsilon_\mathrm{W} \, a_\mathrm{G}} \left(\epsilon_\mathrm{G} \, T_\mathrm{G}^4 - a_\mathrm{G} \, T_\mathrm{W}^4 \right) \tag{2.29}$$

Neben den Temperaturen von Gas und Wand – T_G und T_W – gehen die jeweiligen Emissionsgrade ϵ_G und ϵ_W, der Absorptionsgrad des Gases a_G sowie die Stefan-Boltzmann-Konstante σ in die Berechnung ein.

Zur Berücksichtigung der Brennraumgeometrien, kann der Wärmestrom bei der Parametrierung der Modelle mit Hilfe von Sichtfaktoren auf die einzelnen Heizflächen verteilt werden. Die Wärmestrahlung wird dann mit temperatur- und zusammensetzungsabhängigen Werten für die Absorptions- und Emissionsgrade berechnet. Damit werden das unterschiedliche Strahlungsverhalten der Rauchgasbestandteile sowie die je nach Feuerungsart vorhandenen Anteile an Asche-, Ruß- und Koksanteile berücksichtigt. Bei Gastemperaturen unter 500 °C ist die Wärmeübertragung hauptsächlich auf Konvektion zurückzuführen. Strahlungseffekte können in diesem Be-

reich vernachlässigt werden, da sie weniger als 1 % der gesamten Wärmeübertragung ausmachen [83].

Die Temperatur des Rauchgases ergibt sich aus der Energiebilanz für das diskrete Rauchgasvolumen, in die die ein- und austretenden Luft-, Rauchgas- und Brennstoffströme, die während der Verbrennung freiwerdende Reaktionsenthalpie sowie die an Heizflächen übertragene Wärme eingehen. Die Höhe der freiwerdenden Reaktionsenthalpie wird wiederum aus einer Verbrennungsrechnung ermittelt, mit der auch die Rauchgaszusammensetzung berechnet wird. Dafür wird der Massenstrom und die Zusammensetzung zum einen des Brennstoffes und zum anderen der Luft benötigt. Da die verwendete Komponentenbibliothek zur Modellierung von Kohlestaubfeuerungen entwickelt wurde, wird die Brennstoffzusammensetzung über die Anteile der einzelnen Bestandteile vorgegeben, wie sie mittels einer quantitativen Elementaranalyse bestimmt werden können. Als Brennstoffbestandteile werden Kohlenstoff, Wasserstoff, Sauerstoff, Stickstoff, Schwefel, Wasser und Asche berücksichtigt, wobei die Summe der Anteile prinzipiell Eins ergibt. Für gasförmige Brennstoffe, wie beispielsweise Erdgas, die in der Regel chemisch exakt bestimmt sind und deren molekulare Zusammensetzungen festgestellt werden können, lassen sich die elementaren Zusammensetzungen mithilfe der Summenformeln der enthaltenen Moleküle errechnen. Nicht geeignet ist dieses Brennstoffmodell für Brennstoffe, die zum Beispiel Chlor oder Fluor enthalten, wie es bei Ersatzbrennstoffen der Fall sein kann [84].

Im Verbrennungsmodell wird stets von einer idealen Verbrennung ausgegangen. Aufgrund der räumlich eindimensionalen Diskretisierung des Kessels und der daraus resultierenden Mittelung der Zustandsgrößen ist eine Berechnung lokaler Temperaturen, die für eine Modellierung der Schadstoffbildung notwendig wäre, nicht möglich. Für die Verbrennungsrechnung werden somit nur die in den Gleichungen 2.30, 2.31 und 2.32 dargestellten Bruttoreaktionsgleichungen berücksichtigt, in denen die brennbaren Bestandteile des Brennstoffs – Kohlenstoff, Wasserstoff und Schwefel – vollständig zu Kohlenstoffdioxid, Wasser bzw. Schwefeldioxid oxidiert werden [85].

$$\mathrm{C} + \mathrm{O_2} \longrightarrow \mathrm{CO_2} \tag{2.30}$$

$$\mathrm{H_2} + \frac{1}{2}\mathrm{O_2} \longrightarrow \mathrm{H_2O} \tag{2.31}$$

$$\mathrm{S} + \mathrm{O_2} \longrightarrow \mathrm{SO_2} \tag{2.32}$$

Die Reaktionsmechanismen werden ausschließlich zur Bestimmung der Rauchgaszusammensetzung verwendet. Die Reaktionsenthalpien der einzelnen Reaktionen wird nicht berücksichtigt, da lediglich die Gesamtreaktionsenthalpie in Form des Heizwertes des Brennstoffs in die Berechnung einfließt.

Im Verbrennungsmodell wird eine vollständige Umsetzung des Brennstoffes bis zum restlosen Aufbrauchen des Oxidationsmittels Sauerstoff angenommen. Ist der vorhandene Sauerstoff für eine vollständige Oxidation nicht ausreichend, so wird der nicht oxidierte Teil des Brennstoffes unverbrannt an das nächste diskrete Rauchgasvolumen übergeben und mit eventuell dort einge-

brachtem Sauerstoff oxidiert. Eine unvollständige Verbrennung, beispielsweise von Kohlenstoff zu Kohlenstoffmonoxid, wird in den Modellen nicht abgebildet. In realen Kraftwerksprozessen mit Staubfeuerungen wird häufig eine gestufte Luft- und Brennstoffzufuhr genutzt, um mittels lokal unterstöchiometrischer Verbrennung Stickoxidemissionen zu reduzieren, wobei auch Kohlenstoffmonoxid entsteht. Den Gesamtprozess betrachtend werden diese Anlage jedoch grundsätzlich mit Luftüberschuss gefahren, sodass am Kesselaustritt die Verbrennung abgeschlossen ist und sämtliches Kohlenstoffmonoxid zu Kohlenstoffdioxid oxidiert wurde [86].

Die Verbrennungsrechnung berücksichtigt nicht die detaillierten chemischen und strömungsmechanischen Vorgänge des Stofftransports im Kessel und kann somit keine Reaktionskinetik oder Bildung von Schadstoffen abbilden. Für die Untersuchung dieser Effekte sind höher auflösende Methoden wie beispielsweise 3D-CFD notwendig. Zur Abbildung der Freisetzung der Reaktionsenthalpie und der daraus folgenden Wärmeübertragung im Kessel, wie sie für die Analyse dynamischer Kraftwerksprozesse benötigt wird, hat sich die verwendete Methodik als hinreichend genau erwiesen [87]. Insgesamt bieten die in der verwendeten Modelica-Bibliothek bereitgestellten, physikalisch basierten Teilmodelle somit die Möglichkeit der Simulation umfangreicher Kraftwerksanlagen mit einer dem Untersuchungszweck angemessener Ergebnisgüte.

3 Stand der Forschung

Als Ausgangspunkt für die Entwicklung und Anwendung einer Methode zur transienten exergetischen Untersuchung komplexer Kraftwerksprozesse auf Komponentenebene, wird in diesem Abschnitt der aktuelle Wissensstand auf diesem Gebiet analysiert. Damit sollen einerseits die bisherigen Fortschritte in diesem Forschungsbereich dargestellt und andererseits Forschungslücken aufgezeigt werden, die im Rahmen dieser Arbeit geschlossen werden sollen. Eine explorative Literatursuche ließ ein zunehmendes Forschungsinteresse an der Entwicklung von exergetischen Bewertungsmethoden transienter Prozesse erkennen. Um den aktuellen Wissensstand genauer zu analysieren und zu strukturieren, wurde eine systematische Literaturanalyse (SLA) durchgeführt. Dabei werden durch eine Suche in Literaturdatenbanken auf Basis von Suchstrings relevante Forschungsmethoden und -ergebnisse zu einem Thema beschrieben, zusammengefasst und bewertet. Die strukturierte Vorgehensweise soll sicherstellen, dass möglichst alle relevante Literatur gefunden wird, Verzerrungen durch eine selektive Literaturauswahl reduziert werden und eine hohe Transparenz durch die Nachvollziehbarkeit der Ergebnisse gegeben ist [88].

3.1 Methodik der systematischen Literaturanalyse

In diesem Abschnitt wird eine kurze Zusammenfassung der für die SLA verwendeten Methodik präsentiert. Um der Forderung nach Transparenz und Nachvollziehbarkeit der SLA gerecht zu werden, wird die Vorgehensweise in Anhang A.1 ausführlich beschrieben.

Im ersten Schritt wurde geprüft, ob die Durchführung einer systematischen Literaturanalyse angemessen ist oder ob bereits relevante Literaturanalysen zu dem betreffenden Thema vorhanden sind. Es hat sich gezeigt, dass keine Literaturanalysen existieren, die systematisch Veröffentlichungen mit einem Fokus auf transiente Exergieanalysen untersuchen, was die Durchführung einer SLA legitimiert.

Das Forschungsziel der SLA wird anhand von konkreten Fragestellungen (FS) definiert, um die Strukturierung aktueller Forschungserkenntnisse zu unterstützen und Forschungslücken aufzeigen zu können. Die Fragestellungen, die mit dieser SLA beantwortet werden sollen, lauten wie folgt.

FS 1: Welche Maßnahmen zur Verbesserung des transienten Betriebs werden aus exergetischen Analysen thermischer Prozesse abgeleitet und implementiert?

FS 2: Mittels welcher Kennzahlen werden transiente Prozesse thermischer Systeme exergetisch bewertet?

Die Literatursuche begann mit der Entwicklung einer allgemeinen Suchstrategie, die die Auswahl geeigneter Datenbanken und die Durchführung von Testsuchen zur Ermittlung passender Suchbegriffe umfasste. Die Suche erfolgte in den Datenbanken Scopus und Google Scholar, wobei spezifische Suchbegriffe iterativ angepasst wurden, um relevante Artikel zu identifizieren. Es wurde festgestellt, dass die Suche nach dem Begriff *exergy* in Verbindung mit den Begriffen *dynamic*, *transient* oder *unsteady-state* zu einer umfassenden Abdeckung des Wissensstandes führte, weswegen der finale Suchstring entsprechend aus diesen Begriffen zusammengesetzt wurde.

Die Auswahl der relevanten Literatur aus den insgesamt 1141 gefundenen Veröffentlichungen erfolgt durch die Anwendung festgelegter Inklusions- und Exklusionskriterien. Dabei werden nur Publikationen, die diese Kriterien erfüllen, als relevant eingestuft und weiter analysiert. Die Kriterien zielen darauf ab, Artikel auszuschließen, die sich nicht mit thermischen Prozessen beschäftigen, nur einzelne Komponenten untersuchen oder sich auf (quasi-)stationäre Vorgänge konzentrieren. Die Literatursuche ergab insgesamt 25 relevante Veröffentlichungen.

Die identifizierte relevante Literatur wurde einer eingehenden Analyse unterzogen, wobei eine Zusammenfassung der einzelnen Publikationen im Anhang A.2 die jeweiligen Untersuchungsobjekte, Forschungsgegenstände und Kernaussagen darstellt. Ein konzeptbasierter Ansatz nach Webster und Watson [89] wurde verwendet, um die Literatur hinsichtlich der verwendeten Konzepte zu strukturieren und eine übersichtliche und klare Einordnung und Vergleichbarkeit anhand der definierten Konzepte zu ermöglichen. Die definierten Konzepte wurden in die folgenden vier Kategorien unterteilt.

Datenbasis Herkunft der verwendeten Daten

Kennzahl Exergetische Bewertungsgrößen, die verwendet wurden

Modellbildung Umfang und Detailgrad der Modellierung

Methodik Methoden zur exergetischen Verbesserung der betrachteten Systeme

Diese Konzeptualisierung der in transienten Exergieanalysen verwendeten Konzepte bildet den Ausgangspunkt für die systematische Auswertung der Veröffentlichungen und die Beantwortung der Fragestellungen.

3.2 Ergebnisse der Literaturanalyse

Aufbauend auf der Konzeptualisierung dient zur Auswertung der analysierten Literatur eine Konzeptmatrix, in der die Verwendung der identifizierten Konzepte in den ausgewählten Publikationen visualisiert und so zueinander in Beziehung gesetzt wird. Damit unterstützt sie den übersichtlichen Vergleich der wesentlichen Aspekte der Rechercheergebnisse [90]. Die Matrix ist in Tabelle 3.1 dargestellt. Die Methodik der analysierten Veröffentlichungen lässt sich einteilen in reine Analyse, Systemvergleich, Parametervariantion und Reglermodifikationen. Die in der Konzeptmatrix gezeigten Veröffentlichungen wurden entsprechend ihrer verwendeten Methodik in

Tabelle 3.1: Konzeptmatrix der Literaturanalyse zur Exergieanalyse transienter Prozesse

			Datenbasis			Kennzahl			Modellbildung				Methodik			
	Autor & Ref.	Systemtyp	Messdaten	0D/1D-Sim.	3D-CFD-Sim.	Exergievern.	stat. ex. Wirk.-gr.	trans. ex. Wirk.-gr.	reduziert	voll physikalisch	Teilsystem	Gesamtsystem	reine Analyse	Systemvergleich	Parametervar.	Regelungsmod.
Gruppe 1	Vasilescu et al. (2016) [91]	Kältemasch.	X				X		X			X	X			
	Tang et al. (2018) [92]	BZ		X			X			X		X	X			
	Sayadi et al. (2019a) [93]	HVAC	X				X		X			X	X			
	Zhao et al. (2019) [94]	Kraftwerk		X		X		X		X		X	X			
	Sayadi et al. (2020) [95]	HVAC	X					X	X			X	X			
Gruppe 2	Munir et al. (2013) [96, 97]	Chemieproz.		X			X		X		X			X		
	Silva-Llanca et al. (2015) [98]	HVAC			X	X				X	X			X		
	Kowalski et al. (2015) [99]	solare Dest.		X			X			X		X		X		
	Abbassi et al. (2017) [100]	HVAC		X			X			X		X		X		
	Al-Zareer et al. (2018) [101]	H_2-Kompr.		X			X			X	X			X		
	Wang, Z. et al. (2020) [102]	Kraftwerk		X		X				X	X			X		
	Du et al. (2021) [103]	ORC		X			X		X			X		X		
	Manion et al. (2022) [104]	Kühlsys.		X		X			X			X		X		
Gruppe 3	Jin et al. (2016) [105]	Kraftwerk		X			X			X	X				X	
	Meesenburg et al. (2018) [106]	HVAC		X				X	X			X			X	
	Chen et al. (2020) [107]	Kraftwerk		X			X			X	X				X	
	Wang, C. et al. (2021) [108]	Kraftwerk		X				X	X		X				X	
	Zhang et al. (2021) [109]	Kraftwerk		X				X	X		X				X	
	Yan et al. (2021) [110]	Kraftwerk		X			X			X	X				X	
	Liu et al. (2021) [111]	Motor		X			X		X			X			X	
Gruppe 4	Ray et al. (2013) [112]	Kraftwerk		X		X			X		X					X
	Jain et al. (2015) [113]	Kältemasch.		X			X		X			X				X
	Baranski et al. (2018) [114]	HVAC		X		X				X		X				X
	Sayadi et al. (2019b) [115]	HVAC		X			X			X		X				X

diese vier Gruppen unterteilt. Zudem ist aufgeführt, welche Art von System in der Veröffentlichung behandelt wird. Mithilfe der Konzeptmatrix lassen sich nun die in Abschnitt 3.1 (sowie im Detail in Anhang A.1.2) definierten Fragestellungen beantworten.

FS 1: Welche Maßnahmen zur Verbesserung des transienten Betriebs werden aus exergetischen Analysen thermischer Prozesse abgeleitet und implementiert?

Der Konzeptmatrix lässt sich entnehmen, dass in sämtlichen Veröffentlichungen, die auf Messdaten basieren, ausschließlich reine Analysen von Systemen durchgeführt werden. Diese Veröffentlichungen sind daher Gruppe 1 zugeordnet. Weitergehende Arbeiten, wie der Vergleich verschiedener Systeme oder Systemkonfigurationen sowie Parametervariationen, werden also anhand von Simulationen vorgenommen. Für die Simulationen kommen mit nur einer Ausnahme null- und eindimensional diskretisierte Modelle zum Einsatz, die vor allem mit TRNSYS, Aspen Plus oder Modelica erstellt wurden und auf verschiedenen numerischen Verfahren beruhen. Weiterhin zeigt sich, dass in allen Artikeln aus Gruppe 1 Gesamtsysteme betrachtet werden und daher

mögliche Interaktionen und Wechselwirkungen zwischen Teilsystemen berücksichtigt werden. Durch diesen Ansatz kann in der Regel ein vollständigeres Verständnis des Systemverhaltens erzielt werden.

Die in den vier Artikeln von Tang et al. [92], Sayadi et al. (2019a) [93], Zhao et al. [94] und Sayadi et al. (2020) [95] untersuchten Systeme sind sehr komplex, wodurch bereits die Ergebnisse der reinen Analysen umfangreich sind. Im Falle von Sayadi et al. (2019a) [93] dienen die veröffentlichten Ergebnisse als Grundlage für weitergehende Forschungsarbeiten, die in gesonderten Artikeln (Sayadi et al. (2019b) [115] und Sayadi et al. (2020) [95]) veröffentlicht wurden. Vasilescu et al.[91] liefern hauptsächlich eine Beschreibung der untersuchten, aus acht Komponenten bestehenden Wärmepumpe, des Messaufbaus und der Methodik zur Ermittlung der Exergiegrößen aus den gewonnen Messdaten, gefolgt von der knappen Analyse vier transienter Betriebsszenarien.

Mit Ausnahme von Zhao et al. [94] betonen alle Artikel dieser Gruppe den Vorteil von exergetischen Analysen, mithilfe derer – im Gegensatz zu energetischen Analysen – thermodynamische Verluste quantifizieren werden können. Der Fokus dieser Untersuchungen liegt daher auf der Herstellung eines besseren Systemverständnisses und auf der Identifikation von ineffizienten Teilkomponenten und -systemen. Dagegen ist die Arbeit von Zhao et al. anders gelagert. Mittels einer vollständig instationären Exergieanalyse für das Wasser-Dampf-System eines kohlegefeuerten Kraftwerks, wurden insgesamt vier verfügbare Flexibilitätsmaßnahmen zur Erbringung von Primärregelleistung auf ihre exergetische Effizienz untersucht. Das verwendete Modell, das von Wang et al. [116] beschrieben wird, wurde mit der proprietären Software JTopmeret von GSE Systems entwickelt. Die Exergiebilanzierung wird nur in aggregierter Form für vier Subsysteme, in die das Gesamtsystem unterteilt wurde, durchgeführt. Bilanziert werden die Exergiegrößen nur für diese Subsysteme und nicht für jedes diskrete Volumen, sodass die Analyse nicht komponentengenau erfolgt. Weiterhin haben Zhao et al. nicht den Versuch unternommen transiente Betriebsmodi zu verbessern, sondern unterschiedliche, etablierte und in der untersuchten Anlage bereits angewendete Methoden zu vergleichen. Dafür wird betrachtet, wie viel der in den Subsystemen gespeicherten Exergie in die Erhöhung der elektrischen Leistung umgesetzt werden kann. Eine Beurteilung der tatsächlichen Anwendbarkeit der entsprechenden Maßnahmen findet allerdings nicht statt.

Bei den Veröffentlichungen aus Gruppe 2, die sich mit dem Vergleich unterschiedlich konfigurierter Systeme befassen, sind in der Kategorie Modellbildung alle Kombinationen vertreten. Dabei überwiegt die Anwendung voll physikalischer Ansätze, wohingegen mehr Teil- als Gesamtsysteme untersucht werden. In diesem Zusammenhang ist keine klare Tendenz zwischen den verwendeten Ansätzen und der Komplexität der untersuchten Systeme erkennbar. Das liegt unter anderem daran, dass die Methodik für die Untersuchung vieler verschiedener Systeme eingesetzt wird, wie aus der Konzeptmatrix hervorgeht. Dazu zählen unter anderem Heizungs-, Lüftungs-, und Klimatisierungssysteme (HVAC), ein ORC- sowie ein Kraftwerksprozess.

Der Systemvergleich beschränkt sich im Wesentlichen auf zwei Methoden. Zum einen wird das Austauschen einer einzelnen Komponente im System untersucht, um die exergetisch günstigere Konfiguration zu ermitteln, wie von Silva-Llanca et al. [98] und Munir et al. [96, 97] praktiziert.

Zum anderen wird das Hinzufügen von Komponenten untersucht, was in der Regel die Erhöhung der Effizienz durch eine Erhöhung der Komplexität beinhaltet. In dem Großteil der Artikel dieser Gruppe, wird dem System ein Wärmeübertrager hinzugefügt, um beispielsweise mittels Wärmerückgewinnung die Effizienz des analysierten Systems zu steigern. Diese Vorgehensweise wenden Kowalski et al [99], Abbassi et al. [100], Wang, Z. et al. [102], Du et al. [103] und Manion et al. [104] an. Al-Zareer et al. [101] ergänzen das von ihnen betrachtete System zur Wasserstoffkomprimierung um einen ORC-Kreisprozesses, was ebenfalls der Effizienzverbesserung dient. Allen Veröffentlichungen aus Gruppe 2 ist gemein, dass die Realisierung der untersuchten Änderungen der Systemkonfigurationen mit nennenswerten konstruktiven Eingriffen und entsprechenden Investitionen verbunden wären.

In Gruppe 3, in dem Veröffentlichungen zu Untersuchungen auf Basis von Parametervariationen jeweils eines Systems zusammengefasst sind, werden ebenfalls Teil- und Gesamtsysteme sowohl mit reduzierten als auch voll physikalischen Ansätzen modelliert. Dabei fällt auf, dass die Modellierung von Gesamtsystemen nur mithilfe reduzierter Ansätze erfolgt. Der Großteil der Veröffentlichungen, in denen Kraftwerke untersucht werden, ist in dieser Gruppe enthalten und fünf von sieben Veröffentlichungen dieser Gruppe behandeln Kraftwerke. Dies deutet darauf hin, dass exergiebasierte Verbesserungen von Kraftwerksprozessen hauptsächlich durch die Variation von Parametern identifiziert werden. Es ist jedoch auffällig, dass in allen kraftwerksbezogenen Untersuchungen dieser Gruppe nur Teilsysteme betrachtet werden. Dies birgt das Risiko, dass die Verbesserungen, die an Teilsystemen erprobt werden, sich im Gesamtsystem als ineffektiv oder sogar nachteilig herausstellen könnten.

Dieser Vorgehensweise der Analyse von Teilsystemen bedienen sich Wang et al. [108], die für eine Überhitzerstrecke eines Kraftwerks die Einlasstemperaturen sowie Massenströme des heißen und des kalten Mediums variieren, um den exergetisch günstigsten Betrieb zu identifizieren. Es handelt sich hierbei jedoch um idealisierte Untersuchungen, da fiktive Lastwechsel durch sprunghafte Änderungen der aufgeprägten Temperaturen und Massenströme simuliert werden, die in einer realen Anlage nicht durchführbar sind. Auch für die Analyse eines solar-unterstützen Kohlekraftwerks, werden bei Yan et al. [110] die Auswirkungen sprunghafter Änderungen von Parametern, wie z. B. der Solarstrahlung, untersucht. Ebenso untersuchen Jin et al. [105] für ein Teilsystems eines Oxyfuel-Kraftwerks[1] die exergetische Sensitivität der CO_2-Verdichtungs- und Reinigungsanlage im transienten Betrieb auf verschiedene Gasvolumenströme und -zusammensetzungen, wofür diese Randbedingungen an den Schnittstellen des betrachteten Teilsystems aufgeprägt werden. Für dasselbe Kraftwerk vergleichen Chen et al. [107] zwei verschiedene Modi des Umschaltens von konventioneller auf Oxyfuel-Verbrennung. Liu et al. [111] führen eine Exergieanalyse des transienten Betriebs eines Pkw-Verbrennungsmotors für verschiedene Lufteinlass- und Kühlmitteltemperaturen sowie bei schrittweisen Lastaufschaltungen durch.

[1] Das Oxyfuel-Verfahren ist ein Verbrennungsverfahren, bei dem der Brennstoff statt in Luft in nahezu reinem Sauerstoff verbrannt wird. Dies ermöglicht zum einen deutlich höhere Verbrennungstemperaturen als bei konventionellen Verbrennungsverfahren und erleichtert zum anderen die Abtrennung des Kohlenstoffdioxids aus dem Rauchgas. Außerdem kann die Bildung von Stickoxiden (NO_x) bei der Verbrennung durch den fehlenden Luftstickstoff stark reduziert werden [3].

Im Gegensatz dazu führen Meesenburg et al. [106] und Zhang et al. [109] Parametervariationen zur Erhöhung der Flexibilität des untersuchten Systems durch, indem sie die für die Realisation von Flexibilitätsanforderungen maßgeblichen Parameter variieren. In beiden Fällen ist nicht die Verbesserung des transienten Betriebs das Ziel der Untersuchungen, sondern die Ermittlung der exergetischen Implikationen einer flexibleren Fahrweise. Ebenfalls in beiden Artikeln stellt sich heraus, dass eine Erhöhung der Flexibilität des Betriebs stets mit einer Erhöhung der Exergievernichtung einhergeht.

In Gruppe 4 gibt es insgesamt vier Veröffentlichungen, deren Ziel die Verbesserung der Regelung des jeweiligen Systems auf Basis exergetischer Analysen ist. Dabei behandelt keine der Veröffentlichungen die Verbesserung der vorhandenen Regelungsstrukturen, stattdessen werden in allen Fällen neue Regelungen entwickelt, die die vorhandenen ersetzen. In diesem Zusammenhang wurde kein Artikel identifiziert, der explizit die Verbesserung des dynamischen Betriebs durch Ertüchtigung vorhandener Leittechnik behandelt. Drei Veröffentlichungen dieser Gruppe – Jain et al. [113], Baranski et al. [114] und Sayadi et al. (2019b) [115] – betrachten Gesamtsysteme, worin jeweils modellprädiktive Regelungen (engl. model predictive control, MPC) entwickelt werden. Die Implementierung der MPC in den untersuchten Systemen beeinflusst neben dem stationären selbstverständlich auch den dynamischen Betrieb. Dieser wird in den genannten Arbeiten allerdings nicht explizit untersucht, da die Verbesserung des Betriebs des Gesamtsystems im Fokus der Untersuchungen steht.

Die jeweils evaluierten Szenarien unterscheiden sich zudem hinsichtlich ihrer Dauer sowie des dynamischen Anteils am Gesamtbetrieb. Während Jain et al. ein nur wenige Minuten dauerndes Szenario untersuchen, in dem vier verschiedene stationäre Betriebspunkte angefahren werden, die nur von kurzen Lastwechseln unterbrochen sind, betrachten Baranski et al. mehrere Tage mit sinusförmig verlaufender Änderung von Raum- und Außenlufttemperatur, was theoretisch einem durchgehend dynamischen Betrieb entspricht, der sich durch die geringen Temperaturschwankungen von maximal 5 K und der niedrigen Frequenz jedoch nah am quasistationären Betrieb befindet. Bei Sayadi et al. wird sogar der Betrieb eines gesamten Jahres bewertet, wobei das untersuchte Gebäudeenergiesystem nur tagsüber in Betrieb ist und somit mindestens die Hälfte des Betrachtungszeitraums ein stationärer Zustand vorlag. Insgesamt sind auf Basis der in den drei Veröffentlichungen betrachteten Szenarien keine Aussagen zum tatsächlichen Einfluss des dynamischen Betriebs auf die Gesamteffizienz möglich.

Die Arbeit von Ray et al. [112] ist die einzige kraftwerksbezogene Veröffentlichung in Gruppe 4. Darin wird ein Teilsystem eines Kohlekraftwerks – die Überhitzerstrecke des Dampferzeugers – untersucht. Zur Verringerung der Exergievernichtung in den Überhitzern wird ein linear-quadratischer Regler entworfen, der die beiden Einspritzmassenströme einer zweistufigen Einspritzkühlung regelt. Es werden verschiedene Parametrierungen des Reglers erprobt, um eine möglichste geringe Exergievernichtung zu erreichen. Dadurch, dass in diesem Artikel nur die innerhalb der Überhitzerstrecke irreversibel vernichtete Exergie als Bewertungskriterium herangezogen wird, bleiben Auswirkungen auf die Exergievernichtung in rauchgasseitig nachgeschalteten Komponenten, wie zum Beispiel einem Economizer, unberücksichtigt. Zudem kann die Bewertung eines Prozesses nur anhand der Exergievernichtung irreführend sein, da ungenutzt

an die Umgebung abgeführte Exergie nicht in Betracht gezogen wird. Auch wenn die Effekte der Reglerimplementierung auf transiente Betriebsweisen in der Veröffentlichung betrachtet werden, liegt der Fokus auf der Reduzierung der Exergievernichtung im stationären Betrieb. Zudem zeigen sich für die analysierten positiven und negativen Lastwechsel unterschiedlicher Höhe – wodurch die Vergleichbarkeit stark eingeschränkt ist – Zielkonflikte bei der Reglerparametrierung hinsichtlich minimaler Exergievernichtung und akzeptabler Regelgüte, weswegen nur qualitative Empfehlungen für die Reglereinstellungen ausgesprochen wurden.

FS 2: Mittels welcher Kennzahlen werden transiente Prozesse thermischer Systeme exergetisch bewertet?

Die Konzeptmatrix zeigt, dass die zur exergetischen Bewertung der betrachteten Prozesse verwendeten exergetischen Kennzahlen, unabhängig von untersuchtem Systemtyp und angewendeten Konzepten variieren. Ein klarer Zusammenhang lässt sich diesbezüglich nicht ausmachen. Es ist allerdings zu erkennen, dass in mehr als der Hälfte der analysierten Veröffentlichungen stationäre exergetische Wirkungsgrade angewendet werden. Darin wird die zeitliche Änderung der Exergie des Systems nicht berücksichtigt, die jedoch in Systemen von Bedeutung ist, die mit nennenswerten thermischen Trägheiten behaftet sind. Dazu zählen insbesondere Kraftwerke, aufgrund der großen vorhandenen Massen an Arbeitsmedium und Metall. So findet zum Beispiel in Abbassi et al. [100] die Prozessbewertung lediglich auf Basis der Zeitverläufe der Momentanwerte der stationären exergetischen Wirkungsgrade statt. Bei stark instationären Prozessen sollte eine Form der Bewertung gewählt werden, die auf einer aussagekräftigen Zahl beruht, da auf Basis von Zeitverläufe nur schwierig Vergleiche vorgenommen werden können. Dementsprechend bieten sich auch Zeitverläufe der Exergievernichtungsrate nicht zur Prozessbewertung an. Auch wenn durch die Integration der Exergievernichtungsrate über den Betrachtungszeitraum eine Bewertungskennzahl eines Prozesses ermittelt werden kann, hat die Exergievernichtung wie bereits beschrieben den Nachteil, dass ungenutzt an die Umgebung abgeführte Exergie darin nicht erfasst wird. In diesem Zusammenhang erscheint die Nutzung eines transienten exergetischen Wirkungsgrades am sinnvollsten. Zum einen bildet er im Gegensatz zur Exergievernichtung die tatsächliche exergetische Effizienz ab und zum anderen lässt er sich durch Integration über einen Betrachtungszeitraum als einzelne Kennzahl ausdrücken.

Durch die Literaturanalyse ließen sich zwei unterschiedliche Formulierungen transienter exergetischer Wirkungsgrade identifizieren, die auf der allgemeinen Definition des exergetischen Wirkungsgrades aus Abschnitt 2.1.4 beruhen. Ausgehend von den analysierten Veröffentlichungen wurde die erste Formulierung zuerst von Meesenburg et al. [106] vorgestellt und die zweite ist zuerst von Wang et al. [108] definiert worden. Diese beiden transienten exergetischen Wirkungsgrade werden in Abschnitt 4.2 im Detail beschrieben und verglichen.

3.3 Zusammenfassung der Literaturanalyse

In den vorangegangenen Abschnitten wurde eine strukturierte, kategorienbasierte Zusammenfassung des aktuellen Wissens zu transienten, exergetischen Untersuchungen komplexer thermischer Prozesse präsentiert, die auf Basis einer systematischen Literaturanalyse erstellt wurde. Ziel dabei war es, das Gros der relevanten Literatur zu diesem Thema zu identifizieren und kritisch zu bewerten, um daraus Schlussfolgerungen für die in dieser Arbeit untersuchte Fragestellung abzuleiten. Durch das methodisch-formale Vorgehen sollte eine selektive Literaturauswahl und damit möglicherweise einhergehende Verzerrungen vermieden werden, um die Reliabilität der Recherche zu erhöhen.

Die Literaturanalyse hat gezeigt, dass neben der reinen Analyse von Systemen verschiedene Methoden zum Einsatz kommen, auf Basis derer eine exergetische Verbesserung des Betriebs thermischer Anlagen erzielt werden kann. Verbesserungen lassen sich erstens durch das Ersetzen oder das Hinzufügen einzelner oder mehrerer Komponenten im System erreichen, was durch Investition, Umbau und Anlagenstillstand jedoch mit nennenswerten Kosten verbunden ist. Zweitens werden Parametervariationen eingesetzt, die zum einen zur effizienteren Gestaltung des regulären, zumindest anteilig transienten Betriebs und zum anderen zur Bewertung der Effizienz von Flexibilitätsmaßnahmen, die außerhalb des regulären Leistungsbetriebs stattfinden, genutzt werden. Drittens ist die Modifikation der Regelungstechnik von Systemen eine Methode zur Verbesserung der exergetischen Effizienz des Betriebs, wobei hier stets der Gesamtbetrieb im Fokus steht.

Es konnte gezeigt werden, dass Exergieanalysen instationärer thermischer Prozesse zum einen häufig bei HVAC-Systemen angewendet werden. Bei diesen ist insbesondere die Anwendung exergiebasierter MPC erwähnenswert, mit der die Effizienz gesteigert und die Betriebskosten gesenkt werden konnten. Die Entwicklung dieser Art von Regelung findet in allen hier betrachteten Fällen zwar für Gesamtsysteme statt, jedoch nicht für real existierende, sondern vereinfachte Beispielsysteme.

Zum anderen werden transiente Exergieanalysen auch vermehrt im Bereich der Kraftwerkstechnik durchgeführt. Da die Untersuchung eines Kraftwerks den Kernbestandteil der vorliegenden Arbeit bildet, liegt der Fokus der Literaturanalyse auch auf diesem Anlagentyp. Dabei konnte herausgearbeitet werden, dass in der analysierten Literatur nur in einem Fall ein Gesamtsystem eines Kraftwerks betrachtet wurde und diese Untersuchung zum einen nur auf Basis von vier aggregierten Teilsystemen und nicht komponentengenau erfolgte und zum anderen auf eine reine Analyse verschiedener transienter Vorgänge beschränkt ist. Im Gegensatz dazu haben sämtliche weitere Veröffentlichungen zu Kraftwerksanlagen die Steigerung der Effizienz des Betriebs zum Ziel, wobei sie sich bislang jedoch nur auf Teilsysteme, wie beispielsweise das Kondensatsystem oder die Überhitzerstrecke, fokussieren. Hierdurch werden die Auswirkungen angewandter Maßnahmen auf benachbarte Systeme vernachlässigt, weswegen in diesen Studien auch keine umfassende Bewertung des resultierenden Gesamtsystemverhaltens vorgenommen wird. Diese eher theoretischen Untersuchungen einzelner Teilsysteme dienen dem Erkenntnisgewinn für die jeweilige Auslegung von Prozessführung und Komponenten, sind für die Ertüchtigung existie-

render Anlagen jedoch nicht zielführend. Ein Grund für die Beschränkung der Analysen auf einzelne Teilsysteme wird in dem hohen Aufwand der Modellierung gesamter Kraftwerkssysteme vermutet.

Die Literaturanalyse hat nicht nur gezeigt, dass Auswirkungen von Maßnahmen auf Gesamtsysteme nicht betrachtet wurden, sondern auch, dass bezüglich der verwendeten Kennzahlen zur exergetischen Bewertung transienter Vorgänge kein Konsens herrscht. Neben stationären exergetischen Wirkungsgraden, deren Einsatz bei transienten Prozessen allerdings fragwürdig ist, konnten durch die Literaturanalyse zwei Varianten von transienten exergetischen Wirkungsgraden identifiziert werden. Somit zeigt sich in diesem Zusammenhang eine weitere Forschungslücke hinsichtlich einer allgemeingültigen Definition eines transienten exergetischen Wirkungsgrades. Diese Forschungslücke soll im Rahmen der vorliegenden Arbeit jedoch nicht geschlossen werden, weswegen sich auf einen einfachen Vergleich der beiden Varianten in Abschnitt 4.2 beschränkt wird.

Die Ergebnisse der Literaturanalyse zeigen insgesamt, dass bislang keine Untersuchungen zur exergetischen Verbesserung des transienten Betriebs von gesamten Kraftwerksprozessen durchgeführt wurden. Obwohl Studien vorhanden sind, die auf Basis von Exergieanalysen Maßnahmen zur Betriebsverbesserung von Teilsystemen ermitteln, konnte in der fehlenden Betrachtung der Effekte dieser Maßnahmen auf das Gesamtsystemverhalten eine eindeutige Forschungslücke identifiziert werden. Um diese Forschungslücke zu schließen, wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit erstmalig eine Methodik zur modellbasierten, komponentengenauen Exergieanalyse des transienten Betriebs eines gesamten Kraftwerksprozesses entwickelt und auf die Simulationsmodelle eines GuD- und eines Braunkohlekraftwerks angewendet. Hierin liegt auch die Originalität und der Neuigkeitswert der Arbeit begründet.

4 Methodik

Nachdem in den vorangegangenen Kapiteln neben den Grundlagen auch die Notwendigkeit der transienten Exergieanalyse von Gesamtprozessen thermischer Kraftwerke dargelegt wurde, wird nun die konkrete Umsetzung behandelt. In diesem Kapitel wird die Vorgehensweise bei der Modellbildung für die komponentengenaue Berechnung der exergetischen Zustands- und Prozessgrößen beschrieben. Zudem wird die Kraftwerksanlage, anhand derer das Exergieanalysekonzept demonstriert wird, vorgestellt.

4.1 Implementierung der Exergieberechnung

Wie in der Darstellung der Grundlagen gezeigt wurde, wird die Untersuchung von Kraftwerksprozessen auf Basis null- und eindimensional diskretisierter Modelle vorgenommen. Dafür wird die Modellierungssprache Modelica und die darauf basierende, zur Modellierung von Kraftwerksprozessen entwickelte Komponentenbibliothek ClaRa eingesetzt, die die Finite-Volumen-Methode nutzt. Darauf aufbauend, werden für die Durchführung transienter Exergieanalysen die zur Berechnung der Exergiegrößen benötigten exergetischen Zustandsgleichungen in Modelica implementiert. Um einen hohen Detailgrad der exergetischen Bewertung zu ermöglichen, soll die Implementierung der Exergieberechnung für alle diskreten Volumen der verfahrenstechnischen Komponentenmodelle erfolgen. Dafür werden die entsprechenden Modelica-Klassen um die Exergieberechnungen erweitert.

Die einzelnen, räumlich nulldimensional diskretisierten Volumenmodelle bilden die unterste Hierarchieebene eines Modells, auf der auch die Exergieberechnung stattfindet. Durch die Kombination mehrerer dieser Volumenmodelle kann eine komplexere Komponente, beispielsweise eine eindimensional diskretisierte Rohrleitung oder ein Wärmeübertrager geschaffen werden. Die Modellierung eines solchen komplexeren Modells ist beispielhaft in Abbildung 4.1 dargestellt. Sie zeigt die eindimensionale Diskretisierung eines Rauchgas-Wasser-Wärmeübertragers durch Kombination von jeweils zwei nulldimensionalen Rauchgas-, Festkörper- und Arbeitsfluidvolumen. Entlang der diskretisierten Raumrichtung sind die jeweils benachbarten Volumen durch Wärmetransport miteinander gekoppelt, untereinander sind die Gas- und Arbeitsfluidvolumen zudem strömungsmechanisch und thermodynamisch gekoppelt. In den Rohrwänden des hier angenommenen Rohrbündelwärmeübertragers, ist das Verhältnis der Temperaturgradienten in radialer Richtung zu denen in axialer Richtung sehr groß, weswegen die Wärmeleitung durch die Wand in axialer Richtung vernachlässigt werden kann. Die einzelnen Festkörpervolumen sind untereinander somit nicht gekoppelt. Die Konnektoren, die jeweils die Arbeitsfluid- und die Gasvolumenmodelle miteinander verbinden, übermitteln Informationen über Druck, Enthal-

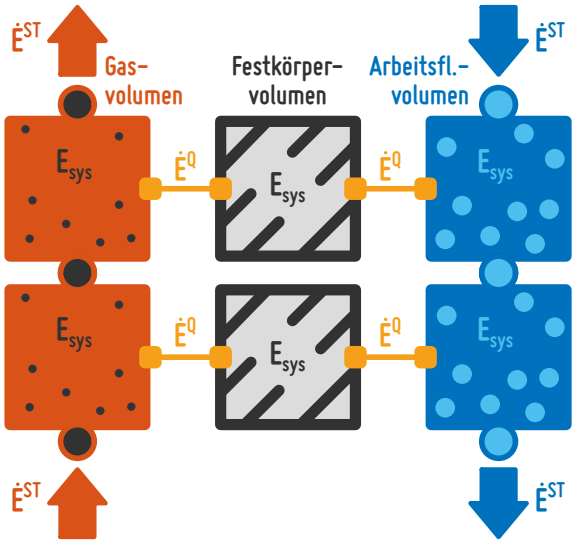


Abbildung 4.1: Beispielhaftes Diskretisierungsschema eines Rauchgas-Wasser-Wärmeübertragers zusammengesetzt aus je zwei diskreten Gas-, Festkörper- und Arbeitsfluidvolumen

pie, Massenstrom und Zusammensetzung des jeweiligen Mediums zwischen den Modellen. Die Wärmekonnektoren, die die Arbeitsfluid- und Gasvolumenmodelle mit den Festkörpervolumenmodellen verbinden, übermitteln den Wärmestrom und die Temperatur an der Stelle der Wärmeübertragung zwischen den verbundenen Komponenten.

Die in konventionellen Kraftwerken auftretenden und in der Modellierung berücksichtigten Medien sind, wie dargestellt, das Arbeitsmedium, Festkörper wie Rohr- und Behälterwände sowie das Gemisch aus Luft, Rauchgas und gegebenenfalls Brennstoff. Für die Implementierung der exergetischen Gleichungen muss zwischen diesen drei in den diskreten Volumen auftretenden Medien unterschieden werden, denn je nach Medium unterscheidet sich die Berechnung der Exergie des Systems und der Stoffströme in den jeweiligen Klassen grundlegend. Zudem gehen je nach Medium unterschiedliche Exergieanteile in die Berechnung ein. Eine Übersicht über die berücksichtigten Exergieanteile in den verschiedenen Basisklassen gibt Tabelle 4.1.

Für das Arbeitsfluid werden die physikalische, die kinetische und die potenzielle Exergie berücksichtigt. Da es als reines Wasser modelliert ist und somit Teil der exergetischen Referenzumgebung ist, besitzt es zwar eine nicht-reaktive chemische Exergie, diese beträgt jedoch nahezu Null und wird daher vernachlässigt [32]. Zudem nimmt das Arbeitsfluid an keinen chemischen

Tabelle 4.1: Übersicht der zur Berechnung der Exergieanteile implementierten Gleichungen

		E^{PH}	E^{CH}	E^{KN}	E^{PT}
	Arbeitsfluid	X		X	X
	Festkörper	X			
Gas	Luft/Rauchgas	X	X	X	X
Gas	Brennstoff	X	X		

Reaktionen oder Mischungsvorgängen Teil, sodass keine Änderungen der chemischen Exergie auftreten. In den Festkörpervolumen findet nur die Berechnung der physikalischen Exergie statt. Da keinerlei Stofftransport oder chemische Reaktionen stattfinden, ändert sich die chemische Exergie nicht und kann vernachlässigt werden. Ebenso wird keine Berechnung von kinetischer und potenzieller Exergie vorgenommen, da die Festkörpervolumen ruhende Bauteile repräsentieren, die ihre Position nicht ändern. In den Gasvolumen werden für die Gasphase, die aus Luft oder Rauchgas besteht, sämtliche Exergieanteile berücksichtigt, während für den Brennstoff, der als von der Gasphase mitgetragen modelliert ist, kinetische und potenzielle Exergien keine Berücksichtigung finden.

Die grundsätzliche Struktur der Exergieberechnung ist in sämtlichen Komponenten identisch. Es wird separat die Exergie des Systems sowie aller zu- und abgeführten Stoff-, Wärme- und Arbeitsströme berechnet. Zur Ermittlung der Exergievernichtung in der jeweiligen Komponente werden diese Exergiegrößen in der Exergiebilanz zusammengeführt. Da die Exergieberechnung auf die durch die ClaRa-Bibliothek bereitgestellten Modelle aufgesetzt wird, kann auf alle darin berechneten Zustands- und Prozessgrößen zugegriffen werden. Die folgenden Abschnitte geben einen Überblick über die Besonderheiten der Implementierung der Exergiegleichungen in den unterschiedlichen Volumenmodellen. Die Verifikation der hier vorgestellten Implementation wird in Anhang B anhand des oben gezeigten Rauchgas-Wasser-Wärmeübertragers demonstriert.

4.1.1 Arbeitsfluidvolumenmodelle

Die Arbeitsfluidvolumenmodelle dienen zur Beschreibung der Komponenten, die das Arbeitsmedium führen. In allen im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Modelle wird Wasser als Arbeitsfluid verwendet. Das Arbeitsfluid ist als Einkomponentenmedium modelliert, das flüssig, dampfförmig oder zweiphasig vorliegen kann. Je nach Anwendungsfall können die Flüssig- und die Dampfphase im Zweiphasengebiet gemischt oder getrennt sein. Es wird dabei stets von einem Phasengleichgewicht (engl. vapor-liquid-equilibrium, VLE) ausgegangen. In den Arbeitsfluidvolumen werden die Erhaltung von Energie, Masse und – in vereinfachter Weise – Impuls sowie Wärmeübertragung durch Konvektion und Druckverluste durch Reibung und geodätische Höhenunterschiede berücksichtigt. In den Modellen gibt es eine Vorzugsrichtung für die Durchströmung, die entsprechend der Auslegung des modellierten Prozesses festgelegt werden kann. Die Möglichkeit einer Strömungsumkehr kann aber von den Modellen abgebildet werden und wird auch bei der Exergieberechnung berücksichtigt.

Die Berechnung der Exergie des Systems folgt dem bereits im Abschnitt 2.1.2 beschriebenen Ansatz und wird anhand der Gleichung 4.1 vorgenommen.

$$E_{\mathrm{sys}} = \underbrace{U_{\mathrm{sys}} - U_{\mathrm{sys\,U}} - T_{\mathrm{U}}(S_{\mathrm{sys}} - S_{\mathrm{sys\,U}}) + p_{\mathrm{U}}(V_{\mathrm{sys}} - V_{\mathrm{sys\,U}})}_{E_{\mathrm{sys}}^{\mathrm{PH}}} + E_{\mathrm{sys}}^{\mathrm{CH}} + E_{\mathrm{sys}}^{\mathrm{PT}} + E_{\mathrm{sys}}^{\mathrm{KN}} \tag{4.1}$$

Da in den Arbeitsfluidvolumenmodellen keine chemische Exergie berücksichtigt wird und es sich bei den Volumen um ruhende Systeme handelt, die keine Änderungen der kinetischen oder potenziellen Exergie erfahren, ist die physikalische Exergie gleich der Gesamtexergie des Sys-

tems. Zum einen gilt es zu beachten, dass aufgrund des Finite-Volumen-Ansatzes keine Volumenänderung der betrachteten Systeme stattfindet und somit der Term $p_{\mathrm{U}}(V_{\mathrm{sys}} - V_{\mathrm{sys\,U}})$ zu Null wird. Zum anderen wird die benötigte innere Energie nicht als Zustandsgröße in den ClaRa-Modellen berechnet, weil für die Berücksichtigung von Phasenwechseln die Enthalpie eine einfachere Beschreibung ermöglicht und daher diese Zustandsgröße genutzt wird. Daher wird entsprechend der Definition der Enthalpie die innere Energie mit $U = H - pV = h\rho V - pV$ substituiert. Die für das Lösen der Exergiebilanz benötigte zeitliche Änderung der Systemexergie ergibt sich somit insgesamt aus Gleichung 4.2 unter der Berücksichtigung der Tatsache, dass die zeitlichen Änderungen des Volumens, der Umgebungstemperatur sowie von innerer Energie und Entropie des Mediums im Referenzzustand gleich Null sind.

$$\frac{\mathrm{d}E_{\mathrm{sys}}}{\mathrm{d}t} = \rho V \frac{\mathrm{d}h}{\mathrm{d}t} + hV \frac{\mathrm{d}\rho}{\mathrm{d}t} - V \frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}t} - T_{\mathrm{U}} \rho V \frac{\mathrm{d}s}{\mathrm{d}t} - T_{\mathrm{U}} V s \frac{\mathrm{d}\rho}{\mathrm{d}t} \tag{4.2}$$

Die Berechnung der Exergie der Stoffströme kann wie in Gleichung 4.3 dargestellt implementiert werden, da alle benötigten Zustandsgrößen bekannt sind. Die physikalische, kinetische und potenzielle Exergie sind darin kombiniert und es wird angenommen, dass die Strömungsgeschwindigkeit und die Höhe der Referenzumgebung Null betragen.

$$\dot{E}^{\mathrm{ST}} = \dot{m} \left(h - h_{\mathrm{U}} - T_{\mathrm{U}} \left(s - s_{\mathrm{U}} \right) + \frac{c^2}{2} + gz \right) \tag{4.3}$$

Zur Berechnung der Exergie des vom Arbeitsfluid aufgenommenen oder abgegebenen Wärmestroms müssen der Wärmestrom selbst und die Temperatur am Ort der Wärmeübertragung, das heißt an der Systemgrenze des betreffenden Arbeitsmediumvolumens, bekannt sein. In allen im Rahmen betrachteten Fällen ist der Ort der Wärmeübertragung die Oberfläche eines Festkörpers, in der Regel eine Rohrwand.

Durch die Diskretisierung der Komponenten in einzelne, räumlich nulldimensionale Volumenmodelle findet eine räumliche Mittelung der Zustandsgrößen statt. Das bedeutet, dass die Temperaturwerte nur an bestimmten Stellen im Modell, nämlich in den Zellen und an den Orten der Wärmeübertagung, definiert sind. Für den Wämedurchgang durch eine ebene Wand zeigt Abbildung 4.2 zum einen den realen, kontinuierlichen Temperaturverlauf, gekennzeichnet mit T_{real}. Zum anderen sind die diskreten, für die jeweilige Zelle gemittelten Temperaturen der Fluide T_{F1} und T_{F2} sowie des Festkörpers T_{FK} erkennbar. Zudem sind die Temperaturen T_{W1} und T_{W2} der Wandoberflächen dargestellt, an denen die Fluid- und die Festkörpervolumenmodelle miteinander gekoppelt sind und die als Systemgrenzen auch den Ort der Wärmeübertragung darstellen.

Der vom Arbeitsfluid abgegebene oder aufgenommene Wärmestrom hängt von der Wärmeübertragungsfläche, dem – beispielsweise über den Nusselt-Ansatz berechneten – Wärmeübergangskoeffizienten sowie der Temperaturdifferenz zwischen Fluid und Wand ab. In den Komponenten der ClaRa-Bibliothek stehen alle benötigten physikalischen Größen zur Verfügung. Die Berechnung der Exergie des Wärmestroms erfolgt durch Implementierung von Gleichung 4.4.

$$\dot{E}^{Q} = \dot{Q} \left(1 - \frac{T_{\mathrm{U}}}{T_{\mathrm{W}}} \right) \tag{4.4}$$

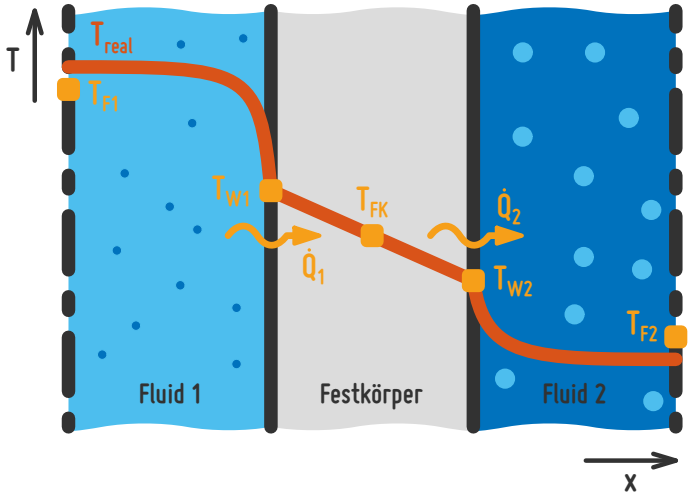


Abbildung 4.2: Darstellung der Temperaturverläufe beim realen und beim modellierten Wärmedurchgang durch eine ebene Wand

Durch die Exergiebilanz erfolgt die Berechnung der durch die Temperaturdifferenz zwischen Arbeitsfluid und Wand bei der Wärmeübertragung hervorgerufene Exergievernichtung innerhalb der Systemgrenzen der jeweiligen Zelle und kann somit korrekt dem entsprechenden Volumenmodell zugeordnet werden.

4.1.2 Festkörpervolumenmodelle

Mithilfe der Festkörpervolumenmodelle wird die Energiespeicherung in den Metallmassen auf Basis ihrer Wärmekapazität modelliert. Es wird dabei die Erhaltung von Energie sowie die Wärmeübertragung mittels Wärmeleitung berücksichtigt. Im stationären Fall stimmt das Modell unabhängig von der Diskretisierung mit der analytischen Lösung für Temperaturverteilung und Wärmestrom überein. Bei zylindrischen Bauteilen kann je nach Geometrie der modellierten Komponente die eindimensionale Diskretisierung in axialer oder radialer Richtung vorgenommen werden. In beiden Fällen wird die Wärmeleitung durch das Material in axialer Richtung nicht berücksichtigt. Der Fall der axialen Diskretisierung, bei der die Rohrwand in radialer Richtung durch eine Zelle abgebildet wird, ist in Abbildung 4.1 dargestellt. Bei der radialen Diskretisierung, die für dickwandige Komponenten wie beispielsweise Dampftrommeln oder Verteilsammler relevant ist, wird das modellierte Bauteil in eine beliebige Anzahl konzentrischer Hohlzylinder unterteilt, was einer Reihenschaltung von Wärmewiderständen entspricht.

In die Exergiebilanz eines Festkörpervolumens gehen lediglich die Exergien der ein- und austretenden Wärmeströme, die Exergie des Systems sowie die Exergievernichtung als Unbekannte ein. Die Exergien der Wärmeströme werden an den jeweiligen Systemgrenzen analog zu den Arbeitsfluidvolumen mit Gleichung 4.4 ermittelt. Die Exergie des Systems wird, unter der Annahme, dass die Masse, das Volumen und die spezifische Wärmekapazität eines Volumens konstant sind, mit Gleichung 4.5 ermittelt.

$$E_{\mathrm{sys}} = m_{\mathrm{sys}}\, c_p \left((T - T_{\mathrm{U}}) - T_{\mathrm{U}} \ln \frac{T}{T_{\mathrm{U}}} \right). \tag{4.5}$$

4.1.3 Gasvolumenmodelle

Diese Modelle sind die Basis für verschiedene Komponenten, die gasförmige Medien enthalten. Analog zu den Arbeitsfluidvolumenmodellen werden in den Gasvolumenmodellen ebenfalls die Erhaltung von Energie, Masse und Impuls, Wärmeübertragung durch Konvektion, Druckverluste durch Reibung und geodätische Höhenunterschiede sowie die Möglichkeit einer Strömungsumkehr berücksichtigt. Es kommen Mehrkomponentenmedienmodelle zum Einsatz, mit denen Gasgemische unterschiedlicher Zusammensetzung wie Luft und Rauchgas berechnet werden können. Zur Modellierung von Komponenten der Feuerung werden die Gasvolumen durch Medienmodelle für Brennstoffe ergänzt. Das jeweilige Gasgemisch enthält den Brennstoff dann als gesonderte Phase, wobei die Energiebilanzen beider Phasen miteinander gekoppelt sind. Durch die Kombination mit einem Verbrennungsmodell, lassen sich chemische Reaktionen zwischen Brennstoff- und Gasphase modellieren, womit der Stoff- und Energietransport zwischen den beiden Phasen abgebildet wird.

Die Berechnung der physikalischen Exergie des Systems und der Stoffströme sowie der Exergie der Wärmeströme erfolgt wie bereits für die Arbeitsfluidvolumenmodelle in Abschnitt 4.1.1 beschrieben. Darin wurden bislang nur die Veränderungen in den Exergien zwischen Zuständen gleicher Zusammensetzung bewertet. In diesen Fällen hebt sich der Beitrag der chemischen Exergie auf, so dass nur die Unterschiede der physikalischen, kinetischen und potenziellen Anteile der Exergie relevant sind. Für viele Anwendungen ist es jedoch notwendig, die chemische Exergie explizit zu berücksichtigen – so zum Beispiel bei der Bewertung von Prozessen, in denen Verbrennungsreaktionen ablaufen. Daher wird in den Gasvolumenmodellen zusätzlich auch die chemische Exergie berücksichtigt, die in jedem Volumenelement aus der Zusammensetzung des Rauchgases und des Brennstoffs berechnet wird.

Das Medienmodell, mit dem die Gasgemische Luft und Rauchgas beschrieben werden, enthält die für den Kraftwerksbetrieb wesentlichen Komponenten Stickstoff, Sauerstoff, Kohlenstoffdioxid, Wasser, Argon, Kohlenstoffmonoxid, Schwefeldioxid, Stickstoffmonoxid, Ammoniak und Asche[1]. Die zur Berechnung der chemischen Exergie dieser Rauchgaskomponenten herangezo-

[1] Die Berücksichtigung des Feststoffes Asche im Gasmedienmodell ist ein während der Entwicklung der ClaRa-Bibliothek eingegangener Kompromiss aus der Notwendigkeit den Einfluss des Ascheanteils im Rauchgas abzubilden und aus der Anforderung, die Einführung einer zusätzlichen Feststoffphase zu vermeiden, um die Komplexität des Medienmodells selbst, aber auch der Gasvolumen- und Wärmeübertragungsmodelle, in angemessenem Rahmen zu halten. Daher wurde die Asche als Teil der homogenen Gasphase modelliert und sowohl ihre Dichte als auch ihre Wärmekapazität berücksichtigt. Weitere feststoffspezifische Eigenschaften, wie z. B. der Emissionsgrad, der Einfluss auf die Wärmeübertragung zwischen Gas und Wand hat, wird in entsprechenden Wärmeübertragungsmodellen berücksichtigt. Im Rahmen der Bestimmung der chemischen Exergie des Rauchgases, wird die Asche vereinfachend als reines Siliciumdioxid (SiO_2) angenommen, das in Kraftwerken mit Kohlestaubfeuerungen, in der Regel den größten Anteil an der Asche ausmacht. Der Massenanteil der Asche am Rauchgas beträgt meist deutlich weniger als 1 %, sodass auch ohne exakte Kenntnis der Aschezusammensetzung ein hinreichend genauer Wert für die chemische Exergie des Rauchgases vorliegt. Der im GuD-Prozess verwendete Brennstoff Erdgas ist zudem aschefrei, weswegen die chemische Exergie der Asche in den entsprechenden Untersuchungen keine Rolle spielt.

Tabelle 4.2: Vergleich der Höhe der Exergieanteile des Rauchgases am Ein- und Austritt des AHK und deren jeweiliger prozentualer Anteil an der Gesamtexergie

Exergieanteil	Kesseleintritt	Kesselaustritt
physikal. Exergie	279,9 kJ kg^{-1} (94,4 %)	28,2 kJ kg^{-1} (62,8 %)
chem. Exergie	16,5 kJ kg^{-1} (5,56 %)	16,5 kJ kg^{-1} (36,7 %)
kinet. Exergie	0,07 kJ kg^{-1} (0.024 %)	0,01 kJ kg^{-1} (0,02 %)
pot. Exergie	0,03 kJ kg^{-1} (0.01 %)	0,2 kJ kg^{-1} (0,45 %)

genen Stoffdaten sind in Tabelle C.3 im Anhang aufgeführt. Es wird für die chemischen Standardexergien auf das von Szargut et al. [58] definierte, gleichgewichtsgehemmte Referenzumgebungsmodell, das – in Abgrenzung zum Referenzumgebungsmodell von Ahrendts [56] – in der Literatur häufig auch als Modell II bezeichnet wird, zurückgegriffen. Die chemische Exergie des Gasgemisches lässt sich mithilfe von Gleichung 4.6 aus der Zusammensetzung der Mischung und den Standardexergien der Bestandteile ermitteln [117].

$$e_{\mathrm{m}}^{\mathrm{CH}} = \sum_i \chi_i \, e_{0\,i}^{\mathrm{CH}} + R\,T_{\mathrm{U}} \sum_i \chi_i \ln \chi_i \tag{4.6}$$

Zum besseren Verständnis der Größenordnung der exergetischen Anteile des Rauchgases sind deren spezifische Werte für das im Rahmen dieser Arbeit untersuchte GuD-Kraftwerk in Tabelle 4.2 für zwei Zustände im Volllastbetrieb gegenübergestellt. Zum einen wird der Zustand am Eintritt in den Abhitzekessel, der mit dem Zustand am Austritt aus der Gasturbine identisch ist, und zum anderen der Zustand am Austritt aus dem Kessel betrachtet. Für die Berechnung der chemischen Exergie wurde die Auslegungszusammensetzung[2] des Rauchgases verwendet.

Der Vergleich zeigt, dass die physikalische Exergie der dominierende Exergieanteil ist, was insbesondere auf den Hochtemperaturbereich des Kessels zutrifft. Doch auch am Kesselaustritt, an dem die Rauchgastemperatur bei ca. 100 °C liegt und die physikalische Exergie des Rauchgases den geringsten Wert im gesamten Prozess hat, liegt ihr Anteil an der Gesamtexergie noch bei knapp zwei Dritteln. Die chemische Exergie bleibt unverändert, da – ohne die Nutzung der Zusatzfeuerung – keine Verbrennungsreaktionen im Kessel ablaufen und somit die Rauchgaszusammensetzung unverändert bleibt. Maximal liegt der Anteil der chemischen Exergie bei rund einem Drittel. Aufgrund der geringen Strömungsgeschwindigkeiten zwischen 12 und 5 m s^{-1} und der geringen Bauhöhe des Abhitzekessels, dessen Rauchgasaustritt sich in ca. 20 Metern Höhe befindet, sind die kinetischen und potenziellen Exergieanteile verhältnismäßig klein.

Beim Brennstoff dominiert im Gegensatz zum Rauchgas der chemische Exergieanteil. Für gasförmige Brennstoffe, wie zum Beispiel Erdgas, mit chemisch bestimmter Zusammensetzung, lässt sich die chemische Exergie mit der für Gasgemische allgemein gültigen Gleichung 4.6 unter Verwendung tabellierter chemischer Standardexergien der einzelnen Komponenten berechnen. Da in den verwendeten Simulationsmodellen eine Änderung der Brennstoffzusammensetzung nicht vorgesehen ist, ist die spezifische chemische Exergie des Brennstoffs global definiert und wird

[2] Volumenanteile des Rauchgases für die Kesselauslegung: 3,34 % CO_2, 74,82 % N_2, 13,6 % O_2, 7,3 % H_2O, 0,94 % Ar

von allen Submodellen abgerufen.

Da die ClaRa-Bibliothek primär auf die Modellierung von Kraftwerken mit Kohlestaubfeuerungen ausgelegt ist, richtet sich auch das zum Einsatz kommende Medienmodell nach den Anforderungen an die Modellierung fester Brennstoffe. Die Konzeption des Modells erlaubt aber auch den Einsatz gasförmiger Brennstoffe. Das Brennstoffmedienmodell basiert auf der elementaren Zusammensetzung des Brennstoffs aus Kohlenstoff, Wasserstoff, Sauerstoff, Stickstoff und Schwefel im wasser- und aschefreien Bezugszustand sowie auf dem Wasser- und Aschegehalt, woraus die Zusammensetzung des Abgases aus der Verbrennung des Brennstoffs bestimmt werden kann. Es wird zudem der Einfluss der Dichte und der Wärmekapazität des Brennstoffes auf den Zustand der Gasphase berücksichtigt, wodurch die berechnete Systemexergie der Gasvolumenmodelle für die Gas- und Brennstoffphase gilt.

Die physikalische Exergie des Brennstoffes wird analog zu den Festkörpervolumenmodellen mit Gleichung 4.7 ermittelt, da in den Modellen grundsätzlich von einem Festbrennstoff ausgegangen wird.

$$E_{\mathrm{B}}^{\mathrm{PH}} = m_{\mathrm{B}}\, c_p \left((T - T_{\mathrm{U}}) - T_{\mathrm{U}} \ln \frac{T}{T_{\mathrm{U}}} \right) \tag{4.7}$$

Um zu zeigen, dass die physikalische Exergie eines Brennstoffes im Vergleich zur chemischen Exergie sehr gering ist und damit auch der Fehler bei der Berechnung der physikalischen Exergie eines gasförmigen Brennstoffes mit Gleichung 4.7 vernachlässigbar klein ist, werden in Tabelle 4.3 die physikalischen und chemischen Exergien von Erdgas und Braunkohle im jeweiligen Zustand am Kesseleintritt gegenübergestellt. Die chemische Exergie des Erdgases wird auf Basis der Auslegungszusammensetzung des im Rahmen dieser Arbeit untersuchten GuD-Heizkraftwerks, die in Tabelle C.1 im Anhang aufgeführt ist, berechnet. Die physikalische Exergie des Erdgases bezieht sich auf den Zustand am Eintritt in die Kanalflächenbrenner der Zusatzfeuerung des Abhitzekessel, an dem die Erdgastemperatur 40 °C beträgt. Für die Ermittlung der chemischen Exergie der Braunkohle wird beispielhaft die Zusammensetzung des Garantiebrennstoffs aus dem Tagebau Nochten, aufgeführt in Tabelle C.2, verwendet. In den Mühlen wird ein Auftrocknungsgrad von 46 % erreicht, sodass der Brennstoff vor den Brennern eine Restfeuchte von 20 % hat. Der Brennstoff hat an dieser Stelle eine Temperatur von durchschnittlich 140 °C, die für die Ermittlung der physikalischen Exergie angenommen wird. Die Berechnung der chemischen Exergie der Braunkohle erfolgt mithilfe der von Szargut [34] empirisch für Kohlen entwickelten Gleichung 4.8.

$$e_{\mathrm{B}}^{\mathrm{CH}} = (H_{\mathrm{i\,B}} + \Delta H_{\mathrm{Vw}}\, \xi_{\mathrm{w}}) \left(1,0438 + 0,1882 \frac{\xi_{\mathrm{H}}}{\xi_{\mathrm{C}}} + 0,061 \frac{\xi_{\mathrm{O}}}{\xi_{\mathrm{C}}} + 0,0404 \frac{\xi_{\mathrm{N}}}{\xi_{\mathrm{C}}} \right) + 9417 \xi_{\mathrm{S}} \tag{4.8}$$

Der Vergleich in Tabelle 4.3 verdeutlicht, dass die physikalische Exergie des Brennstoffs praktisch vernachlässigbar ist. Da sie dennoch in den Modellen berücksichtigt wird, kann hiermit gezeigt werden, dass der Fehler, der bei der Ermittlung der physikalischen Exergie gasförmiger Brennstoffe durch die Annahme eines Festbrennstoffes gemacht wird, ebenfalls vernachlässigbar

gering ist.

In den Gasvolumenmodellen wird keine separate Berechnung der kinetischen und potenziellen Exergien des Brennstoffs durchgeführt, da dieser immer in Verbindung mit der Gasphase auftritt. Dieser Ansatz entstammt der Ausrichtung der verwendeten Bibliothek auf Staubfeuerungen, bei denen der Kohlestaub üblicherweise von einem Tragluftstrom mitgeführt wird. Die kinetischen und potenziellen Exergien des Brennstoffs sind somit bereits in denen des Gasstroms enthalten.

Tabelle 4.3: Vergleich der Höhe der Exergieanteile von Erdgas und Braunkohle am Kesseleintritt und deren jeweiliger prozentualer Anteil an der Gesamtexergie

Exergieanteil	Erdgas	Braunkohle
physikal. Exergie	0,81 kJ kg^{-1} (0,002 %)	29,9 kJ kg^{-1} (0,14 %)
chem. Exergie	50,94 MJ kg^{-1} (99,998 %)	21,85 MJ kg^{-1} (99,86 %)

4.2 Exergetische Bewertung transienter Prozesse

Neben der Ermittlung der Exergieströme und der Exergievernichtung, die die Basis für exergetische Analysen bilden, ist die Anwendung einer vergleichbaren, leicht erfassbaren Kennzahl zur Bewertung thermischer Prozesse unerlässlich. Dafür können die in Abschnitt 2.1.4 vorgestellten exergetischen Wirkungsgrade genutzt werden, die jedoch nur für stationäre Fälle konsensuell definiert sind. Daher wurde in der Literaturanalyse unter anderem explizit nach exergetischen Wirkungsgraden gesucht, die auch für transiente Szenarien anwendbar sind. Die Ergebnisse zeigten, dass es in der Literatur zwei unterschiedliche Definitionen von transienten exergetischen Wirkungsgraden gibt, wie in der Beantwortung von Forschungsfrage 2 in Abschnitt 3.2 dargelegt wurde. Zum einen wurde ein transienter exergetischer Wirkungsgrad identifiziert, der von Meesenburg et al. [106] definiert wurde. Zum anderen formulierten Wang et al. [118] einen transienten exergetischen Wirkungsgrad. Diese beiden Definitionen werden nachfolgend beschrieben und gegenübergestellt, um eine fundierte Entscheidung treffen zu können, welche der beiden im weiteren Verlauf dieser Arbeit Anwendung findet.

Entscheidendes Kriterium für die Qualifizierung eines exergetischen Wirkungsgrads als transienten exergetischen Wirkungsgrad ist die Berücksichtigung der Änderung der Exergie des betrachteten Systems. Die Unterschiede zwischen den beiden identifizierten Wirkungsgraden liegen in eben jener Berücksichtigung der zeitlichen Änderung der Systemexergie, die für stationäre Prozesse Null beträgt und bei diesen daher nicht betrachtet werden muss.

4.2.1 Exergetischer Wirkungsgrad nach Meesenburg et al.

Die zunächst behandelte Definitionen eines transienten exergetischen Wirkungsgrads wurde von den in der Literaturrecherche analysierten Veröffentlichungen zuerst von Meesenburg et al. [106] vorgestellt und auch von Sayadi et al. [93, 115, 95] genutzt. Die Definition des Wirkungsgrads

nach Meesenburg et al. baut auf der in Abschnitt 2.1.4 vorgestellten Definition von Tsatsaronis auf und nutzt das Konzept der Brennstoff- und Produktexergie.

Gleichung 4.9 zeigt die von Meesenburg et al. verwendete Formulierung des transienten exergetischen Wirkungsgrads. Die Berücksichtigung der zeitlichen Änderung der Systemexergie erfolgt dabei durch eine Fallunterscheidung. Im ersten Fall ist die Änderung der Systemexergie positiv, was bedeutet, dass Exergie im System eingespeichert wird. Entsprechend der allgemeinen Definition eines Wirkungsgrads als Verhältnis von Nutzen zu Aufwand, wird dabei die Änderung der Exergie des Systems im Zähler addiert und damit dem Nutzen zugerechnet, da ein Teil der Brennstoffexergie zur Einspeicherung im System genutzt wird. Dagegen ist im zweiten Fall die Änderung der Exergie des Systems negativ, dementsprechend wird Exergie aus dem System ausgespeichert. Die Änderung der Systemexergie wird dabei im Nenner subtrahiert – weil ihr Wert negativ ist, wird sie betragsmäßig addiert –, da sie als Aufwand gewertet wird, um einen Teil der Produktexergie bereitzustellen.

$$\varepsilon = \begin{cases} \frac{\dot{E}_\mathrm{P} + \frac{\mathrm{d}E_\mathrm{sys}}{\mathrm{d}t}}{\dot{E}_\mathrm{F}} & \text{für } \frac{\mathrm{d}E_\mathrm{sys}}{\mathrm{d}t} > 0 \\ \frac{\dot{E}_\mathrm{P}}{\dot{E}_\mathrm{F} - \frac{\mathrm{d}E_\mathrm{sys}}{\mathrm{d}t}} & \text{für } \frac{\mathrm{d}E_\mathrm{sys}}{\mathrm{d}t} \leq 0 \end{cases} \tag{4.9}$$

Meesenburg et al. verwenden diesen Wirkungsgrad, um den Betrieb des untersuchten Energiesystems über ganze Monate bis hin zu ganzen Jahren zu bewerten. Sayadi et al. verwenden ihn ebenfalls für die Bewertung des ganzjährigen Betriebs eines Gebäudeenergiesystems.

4.2.2 Exergetischer Wirkungsgrad nach Wang et al.

Der von Wang et al. [118] genutzte transiente exergetischen Wirkungsgrad ist in Gleichung 4.10 dargestellt. Was im Detail als Input und Output betrachtet wird, wird in der Veröffentlichung von Wang et al. [118] nicht elaboriert, sodass in Anlehnung an die Wirkungsgraddefintion von Morosuk und Tsatsaronis [65] und an die transiente Implementation von Meeseburg et al. [106], der Input mit der Brennstoffexergie und der Output mit der Produktexergie gleichgesetzt wird.

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_\mathrm{output} + \frac{\mathrm{d}E_\mathrm{sys}}{\mathrm{d}t}}{\dot{E}_\mathrm{input}} \tag{4.10}$$

Für den Fall, dass $\frac{\mathrm{d}E_\mathrm{sys}}{\mathrm{d}t} > 0$ gilt, sind dieser Wirkungsgrad und der von Meesenburg et al. identisch. Im Fall der Einspeicherung von Exergie im System, wird diese somit ebenfalls dem Nutzen zugerechnet. Wenn Exergie aus dem System ausgespeichert wird, die Änderung der Systemexergie also negativ ist, wird ihr Betrag von der Produktexergie subtrahiert. Der ausgespeicherte Exergiestrom wird also mit dem Nutzen verrechnet und reduziert diesen.

Wang et al. setzen diesen Wirkungsgrad zur Bewertung von instationären Prozessen mit einer Dauer von einigen Minuten ein. Da sich die in der vorliegenden Arbeit untersuchten Prozesse über vergleichbare Zeiträume erstrecken, entspricht dieser Wirkungsgrad dem vorgesehenen Anwendungsfall besser.

4.2.3 Vergleich beider exergetischer Wirkungsgrade

Da beide Wirkungsgraddefinitionen grundsätzlich sinnhaft erscheinen, wird ein Vergleich anhand eines einfachen Beispiels vorgenommen. Dafür wird der bereits in Abschnitt 4.1 vorgestellte und in Abbildung 4.1 gezeigte Rauchgas-Wasser-Wärmeübertrager herangezogen, bei dem in diesem Fall Rauchgas-, Festkörper- und Arbeitsfluidvolumen in jeweils sechs diskrete Volumen unterteilt sind. Die verschiedenen exergetischen Wirkungsgrade werden für eine Erhöhung und eine Verringerung der Rauchgaseintrittstemperatur miteinander verglichen, um die unterschiedliche Berücksichtigung der Änderung der Exergie des Systems zu evaluieren.

Die Brennstoffexergie ist hierbei die Differenz zwischen den Rauchgasexergieströmen am Ein- und am Austritt. Dementsprechend ist die Produktexergie die Differenz zwischen den Exergieströmen des Wasser am Ein- und Austritt. Die Änderung der Systemexergie ergibt sich aus der Summe der Änderungen der Systemexergien aller diskreten Volumen. Für die daraus errechneten transienten exergetischen Wirkungsgrade nach Wang et al. und Meesenburg et al. sowie für den stationären exergetischen Wirkungsgrad, in dem die Änderung der Systemexergie nicht berücksichtigt wird, werden zunächst die Momentanwerte über der Zeit aufgetragen und in Abbildung 4.3 dargestellt. Darin wird, ausgehend von einem stationären Betriebszustand, bei Minute 10 die Rauchgastemperatur innerhalb von 3 Minuten um 150 K erhöht. Ab Minute 40 findet die Verringerung der Rauchgaseintrittstemperatur um 150 K ebenfalls innerhalb von 3 Minuten statt, sodass am Ende des dargestellten Szenarios der gleiche Betriebspunkt erreicht ist, wie zu Beginn.

Der stationäre Wirkungsgrad fällt stark ab, sobald die Rauchgastemperatur am Eintritt in den Wärmeübertrager ansteigt. Die mit der höheren Rauchgastemperatur sich erhöhende Brennstoffexergie kommt zunächst dem System zugute, da sich dessen Exergie erhöht. Bedingt durch die thermische Trägheit und die Einspeicherung von Exergie in das System steigt die Poduktexergie

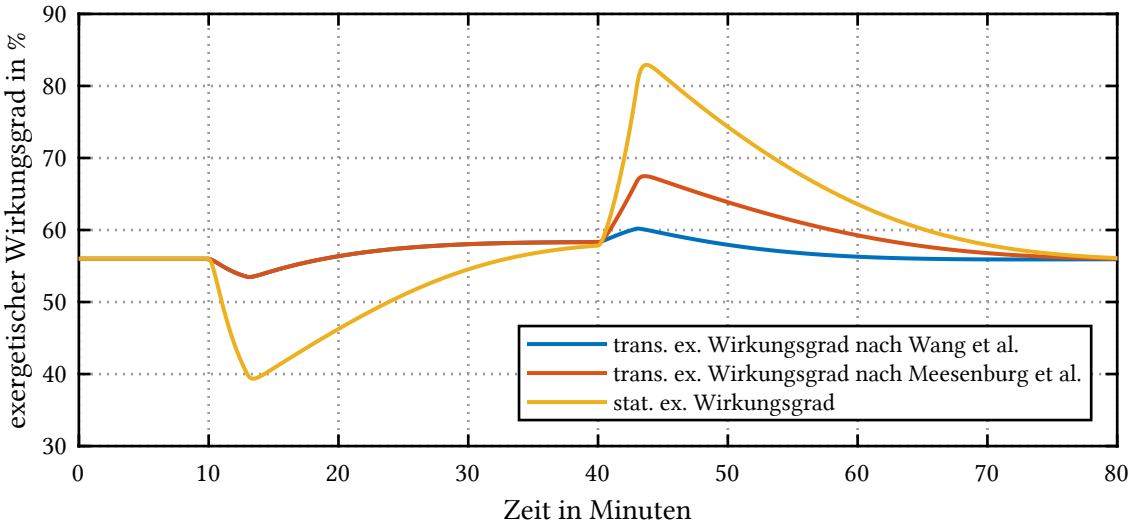


Abbildung 4.3: Vergleich der unterschiedlichen exergetischen Wirkungsgrade für einen einfachen Rauchgas-Wasser-Wärmeübertrager für eine Erhöhung und anschließende Verringerung der Rauchgaseintrittstemperatur

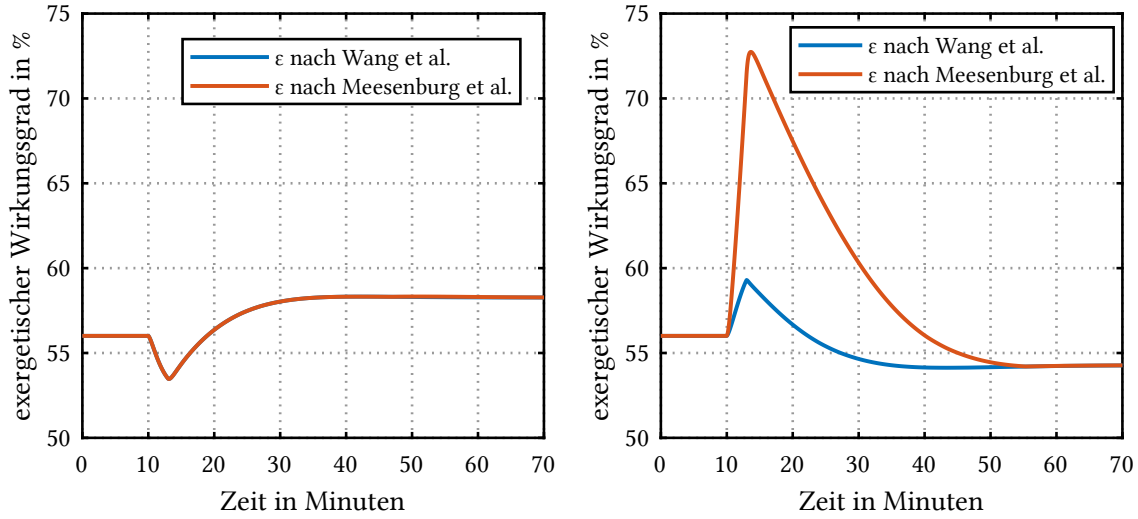
nur verzögert an, was sich durch die Nichtberücksichtigung der Änderung der Systemexergie in einem anfänglich stark verringerten Wirkungsgrad äußert. Mit der zunehmenden Annäherung an einen stationären Betriebszustand, steigt der Wirkungsgrad an. Bei der anschließenden Verringerung der Rauchgaseintrittstemperatur zeigt sich der gegenteilige Effekt. Durch die Ausspeicherung von Exergie aus dem System, die der Produktexergie zugutekommt, aber in diesem Moment nicht von der Brennstoffexergie bereitgestellt wird und auch nicht in die Berechnung des stationären Wirkungsgrads eingeht, steigt dieser stark an.

Für die beiden transienten exergetischen Wirkungsgrade ergeben bei der Erhöhung der Rauchgastemperatur ab Minute 10 identische Verläufe, da sie für den Fall der positiven zeitlichen Änderung der Exergie des Systems identisch definiert sind. Wie auch beim stationären Wirkungsgrad zeigt sich zu Beginn des Szenarios zunächst eine Verringerung, die nun aber auf die Erhöhung der Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung zurückzuführen ist. Diese Erhöhung der Temperaturdifferenz, die durch die Wärmeabgabe des nun heißeren Rauchgases an das noch kalte Wasser entsteht, führt zu einer Erhöhung der irreversiblen Entropieerzeugung, was wiederum einer Erhöhung der Exergievernichtung entspricht. Die erhöhte Exergievernichtung bedingt einen zunächst geringeren exergetischen Wirkungsgrad, der sich mit Annäherung an den neuen stationären Betriebspunkt erhöht. Wie auch beim stationären Wirkungsgrad, kehrt sich dieses Verhalten bei der Verringerung der Rauchgastemperatur um. Die Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung wird durch die abnehmende Rauchgastemperatur reduziert, wodurch auch die Exergievernichtung abnimmt, was wiederum den exergetischen Wirkungsgrad erhöht.

Der Vergleich der stationären und der transienten exergetischen Wirkungsgrade zeigt, dass die Berücksichtigung der Änderung der Systemexergie notwendig ist, da der Wirkungsgrad sonst – je nach Vorzeichen der Änderung – deutlich zu hoch bzw. zu niedrig errechnet wird. Im Falle der Abnahme der Systemexergie zeigen sich zudem die unterschiedlichen Verläufe der transienten Wirkungsgrade nach Wang et al. und Meesenburg et al., die in Abbildung 4.4 im Detail verglichen werden. Darin wird ausgehend von dem gleichen stationären Betriebspunkt zum einen eine Erhöhung und zum anderen eine Verringerung der Rauchgastemperatur am Eintritt in den Wärmeübertrager um 150 K innerhalb von drei Minuten durchgeführt.

Aufgrund der bereits erläuterten Definitionsgleichheit der beiden transienten Wirkungsgrade für den Fall der Zunahme der Systemexergie, weisen sie bei der in Abbildung 4.4a dargestellten Erhöhung der Rauchgastemperatur identische Verläufe auf. Für den in Abbildung 4.4b dargestellten Fall der Verringerung der Rauchgastemperatur lässt sich ein deutlicher Unterschied zwischen den transienten exergetischen Wirkungsgraden erkennen. Der Wirkungsgrad nach Wang et al. hat einen Maximalwert von 59,6 % wohingegen der Wirkungsgrad nach Meesenburg et al. ein Maximum von 72,7 % erreicht. Die rechnerische Verringerung der Produktexergie um die aus dem System ausgespeicherte Exergie führt zu einem geringeren Wirkungsgrad als die Erhöhung der Brennstoffexergie um denselben Betrag.

Beim Vergleich der Wirkungsgrade für die beiden transienten Prozesse zeigt sich für den Wirkungsgrad nach Wang et al. ein annähernd symmetrisches Verhalten. Bei der Temperaturerhöhung sinkt der Wirkungsgrad zunächst um 2,45 Prozentpunkte und steigt von diesem Minimum aus anschließend um 4,8 Prozentpunkte. Wird die Rauchgastemperatur verringert, steigt



(a) Erhöhung der Rauchgaseintrittstemp.

(b) Verringerung der Rauchgaseintrittstemp.

Abbildung 4.4: Vergleich der beiden transienten exergetischen Wirkungsgrade bei Änderung der Rauchgaseintrittstemp. ausgehend vom gleichen stationären Zustand

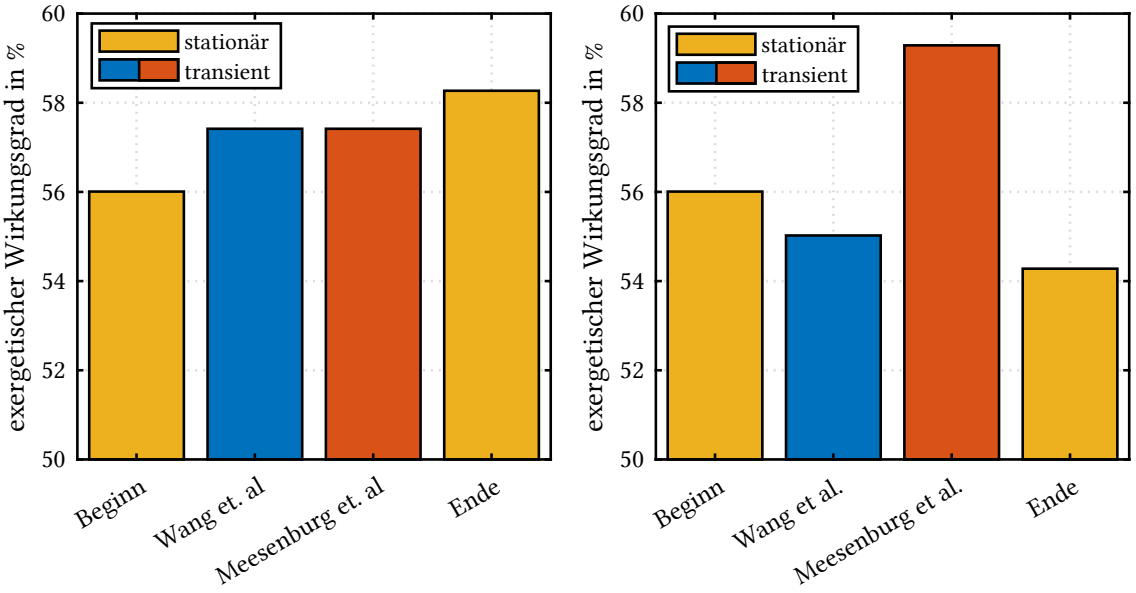
der Wirkungsgrad erst um 2,9 Prozentpunkte und sinkt von dort aus um 4,6 Prozentpunkte. Dieses symmetrische Verhalten des Wirkungsgrades ist das erwartete Ergebnis, da auch die Änderung der Rauchgastemperatur um 150 K symmetrisch erfolgt. Gleiches gilt auch für die Änderung der Exergie des Systems, die $5,27\,\mathrm{GJ}$ bei Erhöhung und $-5,52\,\mathrm{GJ}$ bei Verringerung der Rauchgastemperatur beträgt, womit der Betrag der Änderung bei beiden Prozessen in einer sehr ähnlichen Größenordnung liegt.

Dagegen sind für den Wirkungsgrad nach Meesenburg et al. deutliche Unterschiede in den Verläufen beider Prozesse zu erkennen. Der anfänglichen Verringerung des Wirkungsgrades um 2,45 Prozentpunkte bei der Temperaturerhöhung steht eine Erhöhung des Wirkungsgrades um 16,7 Prozentpunkte bei der Temperaturabsenkung gegenüber. Dadurch wird ein Prozess, bei dem Exergie aus einem System ausgespeichert wird, exergetisch deutlich besser bewertet als ein Prozess, bei dem Exergie eingespeichert wird.

Um die Anschaulichkeit und Vergleichbarkeit der transienten Wirkungsgrade zu erhöhen, ist es sinnvoll, diese wie bei stationären Prozessen durch einen Zahlenwert auszudrücken. Dies kann durch Integration der Exergieströme über den betrachteten transienten Verlauf erreicht werden, wodurch eine Mittelung des Wirkungsgrads erreicht wird. Der integrierte exergetische Wirkungsgrad ist am Beispiel des transienten exergetischen Wirkungsgrads nach Wang et al. in Gleichung 4.11 dargestellt.

$$\varepsilon = \frac{\int \left(\dot{E}_\mathrm{P} + \frac{\mathrm{d}E_\mathrm{sys}}{\mathrm{d}t} \right) \mathrm{d}t}{\int \dot{E}_\mathrm{F}\, \mathrm{d}t} \tag{4.11}$$

Die Integration der Exergiegrößen verlangt nach der Festlegung von Integrationsgrenzen. Dabei kann ausgehend von einem stationären Anfangszustand die untere Integrationsgrenze trivialerweise auf den Anfang des transienten Vorgangs gelegt werden. Die Bestimmung der obe-



(a) Erhöhung der Rauchgaseintrittstemp.

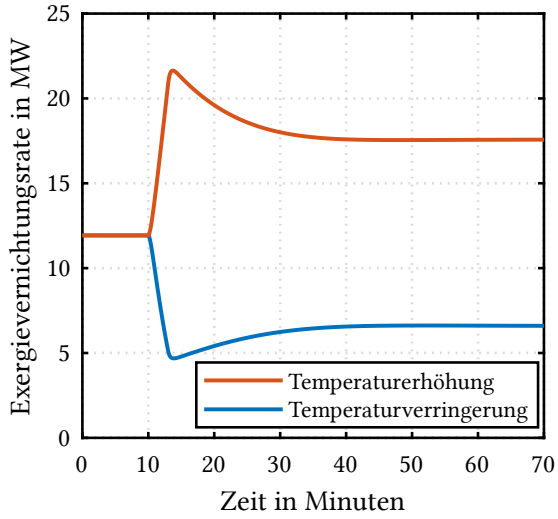
(b) Verringerung der Rauchgaseintrittstemp.

Abbildung 4.5: Vergleich der integrierten exergetischen Wirkungsgrade bei Änderung der Rauchgaseintrittstemp. ausgehend vom gleichen stationären Zustand

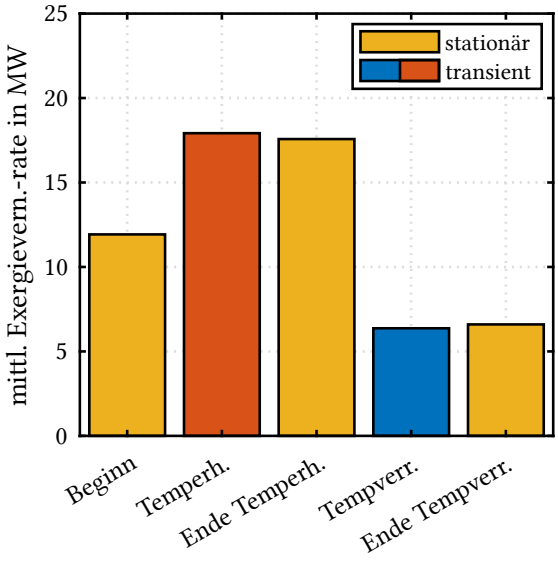
ren Integrationsgrenze kann zum Beispiel auf Basis der 90-%-Methode entsprechend der VDI-Richtlinie 3508 [119] erfolgen, die im Rahmen dieser Arbeit verwendet wird. Dabei wird über den Zeitraum integriert, den die jeweilige Größe zum Erreichen von 90 % der Änderung auf den nachfolgenden stationären Zustand benötigt.

In Abbildung 4.5 werden die integrierten transienten Wirkungsgrade und die stationären Wirkungsgrade zum Beginn und zum Ende des jeweiligen Szenarios dargestellt. Für die Erhöhung der Rauchgastemperatur in Abbildung 4.5a, zeigt sich für die beiden transienten Wirkungsgrade erwartungsgemäß ein identischer Wert von 57,4 %, der zwischen den stationären Wirkungsgraden vor und nach der Temperaturerhöhung von 56 % bzw. 58,3 % liegt. Wird die Temperatur reduziert, zeigt sich, dass der transiente Wirkungsgrad nach Wang et al. mit 55 % ebenfalls zwischen den beiden stationären Wirkungsgraden mit Werten von 56 % und 54,3 % liegt, wie in Abbildung 4.5b dargestellt wird. Der transiente Wirkungsgrad nach Meesenburg et al. liegt dagegen bei 59,3 % und damit deutlich über den beiden stationären Wirkungsgraden. Im Gegensatz zum Wirkungsgrad von Wang et al., ist somit kein symmetrisches Verhalten vorhanden.

Das Kriterium des symmetrischen Verhaltens der transienten Wirkungsgrade bei symmetrischer Änderung von Prozessrandbedingungen soll im Folgenden anhand der Exergievernichtung in Abbildung 4.6 validiert werden. Dafür wird zunächst die Exergievernichtungsrate des gesamten Wärmeübertragers betrachtet. Für die beiden Szenarien der Erhöhung und der Verringerung der Rauchgaseintrittstemperatur um jeweils 150 K ist der zeitliche Verlauf der Exergievernichtungsrate in Abbildung 4.6 dargestellt. Der annähernd symmetrische Verlauf äußert sich in einer maximalen Zunahme der Exergievernichtungsrate um 9,7 MW und einer maximalen Abnahme um 8,3 MW bei Temperaturerhöhung bzw. -verringerung. Der stationäre Zustand stellt sich anschließend auf einem niedrigeren respektive höheren Niveau ein, was ebenfalls in Abbil-



(a) Vergleich der zeitlichen Verläufe der Exergievernichtungsraten



(b) Vergleich der mittleren Exergievernichtungsrate

Abbildung 4.6: Vergleich der Exergievernichtungsraten bei Änderung der Rauchgaseintrittstemperatur ausgehend vom gleichen stationären Zustand

dung 4.6b verdeutlicht wird. Darin werden die stationären Exergievernichtungsraten zum Beginn und zum Ende der beiden Szenarien gezeigt. Zudem sind die durch Integration zeitlich gemittelten Exergievernichtungsraten der transienten Prozesse aufgetragen. Ausgehend vom stationären Anfangszustand mit einer Exergievernichtungsrate von 11,9 MW steigt sie während des transienten Vorgangs der Temperaturerhöhung auf einen mittleren Wert von 17,9 MW und fällt im anschließenden Stationärpunkt auf 17,6 MW ab. Wenn die Rauchgastemperatur verringert wird, verhält sich die Exergievernichtungsrate insofern symmetrisch, als sie während des transienten Vorgangs von anfangs 11,9 MW auf 6,4 MW abfällt und dann bei 6,6 MW den neuen stationären Zustand erreicht.

Anhand der Exergievernichtungsrate konnte gezeigt werden, dass eine symmetrische Systemantwort auf eine ebenfalls symmetrische Änderung einer Randbedingung das zu erwartende Ergebnis ist. Dieses Verhalten des transienten exergetischen Wirkungsgrads wird im vorgestellten Szenario nur von dem transienten exergetischen Wirkungsgrad nach Wang et al. gezeigt. Daher ist die Verwendung des von Wang et al. genutzten Wirkungsgrads für die Analyse der instationären Prozesse in der vorliegenden Arbeit sinnvoll und angemessen. Vorteilhaft bei Wang et al. ist auch die einfachere Implementierung der Berechnung, da keine Fallunterscheidung vorgenommen werden muss.

4.3 Modell des Kraftwerks

Das Demonstrationsobjekt, an dem die transienten Exergieanalysen durchgeführt werden, ist ein real existierendes Heizkraftwerk, das durch ein physikalisch basiertes Modell des verfahrenstechnischen Prozesses sowie der Leittechnik abgebildet wurde.

Bei dem untersuchten Kraftwerk handelt es sich um die Gas- und Dampfturbinenanlage des Heizkraftwerkes Rostock-Marienehe. Die Anlage ist aus drei identischen Blöcken aufgebaut. Jeder Block besteht aus einer Gasturbine (GT) mit einem nachgeschalteten Abhitzekessel. Zudem existieren gemeinsame Allgemeinanlagen, wie zum Beispiel das Speisewassersystem. Eine Übersicht der Kenndaten der Anlage ist in Tabelle 4.4 gegeben. Die Anlage dient zum einen der Stromerzeugung und speist in das Hochspannungsnetz ein und zum anderen dient es der Wärmeversorgung Rostocks über das Fernwärmenetz.

Tabelle 4.4: Kenndaten der GuD-Anlage im Volllastbetrieb

GT-Leistung elektrisch	24,5 MW
DT-Leistung elektrisch	13,4 MW
Wärmeleistung HeiKo	36 MW
Wärmeleistung HWWÜ	7,2 MW
FD-Leistung	10 kg/s (16 kg/s mit ZF)
FD-Druck	38 bar (60 bar mit ZF)
FD-Temperatur	510 °C
Kesselbauart	Eindruck-AHK mit Naturumlauf

Die Gasturbine eines einzelnen Blocks der GuD-Anlage ist über ein Getriebe an den Generator gekoppelt und hat eine Nennleistung von 24,5 MW. Die Abgase der Gasturbine werden in den Abhitzekessel (AHK) geleitet, bei dem es sich um einen Eindruckprozess mit horizontal aufgestelltem Naturumlaufkessel handelt. Darin befinden sich rauchgasseitig in Reihe angeordnet zwei Überhitzer (ÜH), ein Verdampfer (VD), ein Economizer (Eco) und ein Heizwasserwärmeübertrager (HW-WÜ). Zwischen den beiden Überhitzern befindet sich eine Erdgas-Zusatzfeuerung (ZF), mit der die Dampfleistung zusätzlich erhöht werden kann. Da kein Rauchgas-Bypass vorhanden ist, ist ein Blockbetrieb ohne Dampferzeugung nicht möglich. Die Abgase der Gasturbine können nur über den Abhitzekessel in die Atmosphäre geleitet werden.

In Abbildung 4.7 ist die verfahrenstechnische Verschaltung eines Blocks der Anlage veranschaulicht. Das im Economizer vorgewärmte Speisewasser strömt in die Dampftrommel, von wo aus es über unbeheizte Fallrohre dem Verdampfer zugeführt wird. Zum Verdampfer gehört zusätzlich ein Verdampferschirm (VDS), der rauchgasseitig vor dem Überhitzer 1 angeordnet ist und diesen beim Einsatz der Zusatzfeuerung vor zu hohen Temperaturen schützt. Das teilverdampfte Wasser gelangt über Steigrohre zurück in die Dampftrommel, wo die Trennung von flüssiger und dampfförmiger Phase stattfindet. Der Dampf wird zu den Überhitzern geleitet und anschließend in der Dampfturbine (DT) entspannt, die ebenfalls über ein Getriebe an den Generator gekoppelt ist. Der Turbinenabdampf kondensiert im Heizkondensator (HeiKo) und wird durch die Kondensatpumpe (KondPp) dem Speisewasserbehälter (SpWaB) mit der Entgasungsanlage zugeführt. Von dort aus fördert die Speisewasserpumpe (SpWaPp) das Speisewasser wieder zum Abhitzekessel. Die Entgasungsanlage wird mit Dampf aus der Turbinenanzapfung betrieben. Mithilfe eines Einspritzkühlers (EK), der sich zwischen den beiden Überhitzern befindet, wird die Temperatur des Frischdampfes (FD) begrenzt. Ihr Maximalwert beträgt 510 °C. Das eingespritzte

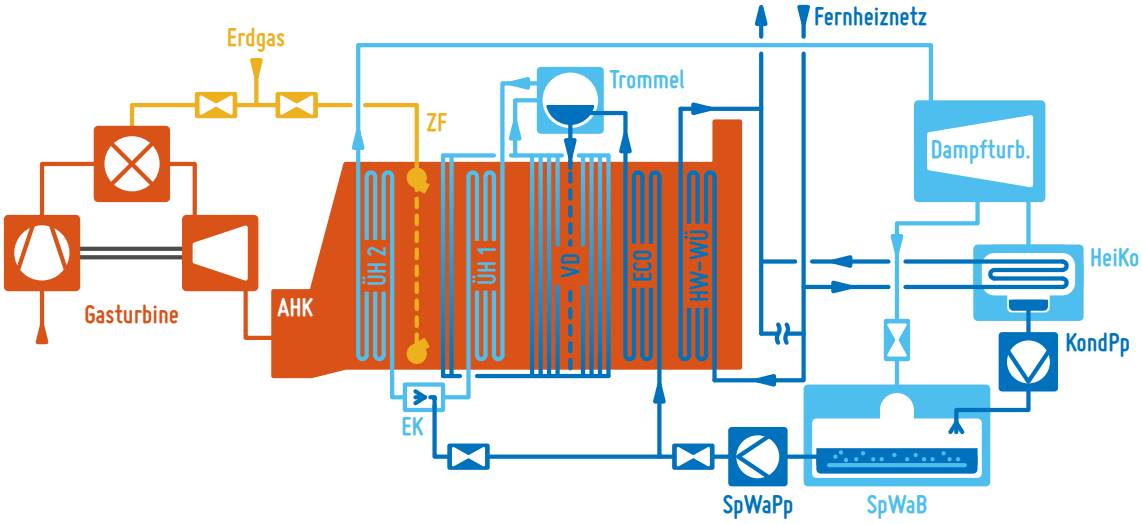


Abbildung 4.7: Vereinfachtes Wärmeschaltbild eines Blocks der GuD-Anlage Rostock-Marienehe

Wasser ist Speisewasser, das hinter der Speisewasserpumpe entnommen wird. Die rauchgasseitig letzte Heizfläche im AHK ist der Heizwasserwärmeübertrager, der das Rauchgas vor dem Austritt in die Atmosphäre auf ca. 100 °C abkühlt und die entsprechende Wärme an das Heizwasser des Fernwärmenetzes überträgt.

Die transienten Exergieanalysen werden anhand eines Simulationsmodells des beschriebenen Kraftwerksprozesses durchgeführt. Dieses Modell entsteht durch die Kopplung des verfahrenstechnischen, physikalisch basierten Prozessmodells mit dem Leittechnikmodell, das aus mathematischen Operatoren und Übertragungsfunktionen aufgebaut ist. Die folgenden Unterabschnitte geben einen Überblick über die wesentlichen implementierten Teilkomponenten und deren Interaktionen.

4.3.1 Prozessmodell

Das Prozessmodell des GuD-Heizkraftwerks basiert auf den in Abschnitt 2.2.2 beschriebenen physikalischen Modellierungsansätzen. Alle Komponenten des Wasser-Dampf-Kreislaufs und des Abhitzekessels, die in der oben gezeigten Abbildung 4.7 dargestellt sind, werden durch null- oder eindimensional diskretisierte und akausal gekoppelte Teilmodelle repräsentiert.

Die Modellierung der Wärmeübertrager im Abhitzekessel berücksichtigt die Anordnung sowie die geometrischen Parameter der realen Anlage. Diese Rohrbündelwärmeübertragermodelle sind in Strömungsrichtung des Rauchgases wie auch des Arbeitsmediums eindimensional diskretisiert. Die Diskretisierung der Rauchgas-Wasser-Wärmeübertrager wurde so gewählt, dass jeder Durchgang eines Rohrbündels ein einzelnes Kontrollvolumen darstellt. Auf diese Weise lassen sich die Temperaturen in den Kreuz-Gegenstromwärmeübertragern akkurat abbilden.

Neben den Heizflächen haben Zweiphasenbehälter wie Speisewasserbehälter, Dampftrommel und Kondensator aufgrund ihrer hohen Wärmekapazität und inneren Energie einen nennenswerten Einfluss auf die Dynamik des Kraftwerksprozesses. Durch die Parametrierung der Behältermodelle entsprechend ihrer tatsächlichen Geometrien, wird diese Dynamik adäquat berück-

sichtigt. Dabei erfolgt eine Bilanzierung sowohl für die Flüssig- als auch für die Dampfphase, um Veränderungen des Füllstands und die damit verbundene dynamische Ein- und Ausspeicherung von Energie im Modell zu erfassen.

Es gibt weitere Komponenten im Kraftwerksprozess, wie beispielsweise Turbinen, Pumpen, Verdichter oder Ventile, deren Einfluss auf den dynamischen Betrieb nicht auf der Änderung der inneren Energie basiert, sondern durch Änderungen des Betriebspunktes des jeweiligen Aggregats hervorgerufen wird. Diese Komponenten werden quasistationär modelliert, wobei ihr Verhalten durch hinterlegte Kennlinien und -felder für verschiedene Betriebspunkte bestimmt wird.

Für Komponenten, die nicht mittels physikalischer Modelle beschrieben werden können, lassen sich mathematische Ersatzmodelle entwickeln. Im beschriebenen Kraftwerksmodell konnte die Gasturbine nicht vollständig physikalisch modelliert werden, da die Hersteller von Gasturbinen sehr restriktiv bezüglich der Bereitstellung von Daten zur Geometrie und Regelung ihrer Anlagen sind. Auch für den Anlagenbetreiber stellt die Gasturbine weitestgehend eine Black Box dar. Um dennoch einen digitalen Zwilling der gesamten GuD-Anlage zu erstellen, der auch das Verhalten der realen Gasturbine ausreichend genau wiedergibt, wurde sie durch ein Hybridmodell abgebildet. Dies basiert zum einen als rein mathematisches Modell auf den bekannten, realen Kennfeldern der Gasturbineneinheit und enthält zum anderen ein Verbrennungsmodell, um die korrekten Massenströme und Zusammensetzungen des Abgases zu berechnen. Betriebsmessdaten der realen Gasturbine zeigen, dass im Betrieb nur geringe Speichereffekte innerhalb der Turbineneinheit auftreten und ihr dynamisches Verhalten als quasistationär angenommen werden kann, was in Abschnitt 4.3.3 validiert wird.

4.3.2 Leittechnikmodell

Das dynamische Verhalten des Gesamtsystems wird in erheblichem Maße durch die im Eingriff befindlichen Strukturen der Leittechnik beeinflusst. Mittels Stellorganen werden die verschiedenen Prozessgrößen im gewünschten Bereich gehalten. Das Ansprechverhalten dieser Stellorgane bei Abweichungen der Messgrößen vom Sollwert wird dabei maßgeblich durch die Parametrierung der entsprechenden Regler bestimmt. Um dem Einfluss der Leittechnik auf die Dynamik des Prozesses Rechnung zu tragen, wurde sie in das Simulationsmodell implementiert.

In Tabelle 4.5 sind die im Leittechnikmodell abgebildeten Regelkreise des untersuchten GuD-Heizkraftwerks mit ihren jeweiligen Regel- und Stellgrößen aufgeführt. Die implementierte Leittechnik beschränkt sich auf die Regelkreise des Wasser-Dampf-Kreislaufs und des Abhitzekessels. Die Regelung der Gasturbine ist über die im Hybridmodell der Gasturbine hinterlegten Kennfelder abgebildet. Eine übergeordnete Blockführung der Gesamtanlage, die eingehende Leistungsanforderungen zu einer korrespondierenden Feuerungsleistung weiterverarbeitet, ist in der untersuchten Anlage nicht vorhanden. Die Regelung der Gasturbineneinheit verfügt allerdings über eine vergleichbare Funktionalität, bei der entsprechend des vorgegebenen Leistungssollwerts die Feuerungsleistung geregelt wird. Das Blockleitprogramm, das mittels definierter Schrittketten für ein größtenteils automatisiertes An- und Abfahren des Blocks sorgt, ist im Simu-

Tabelle 4.5: Übersicht der im Leittechnikmodell enthaltenen Regelkreise

Regelkreis	Regelgröße	Stellgröße
Speisewasserbehälter	Speisewasserbehälterdruck	Turbinenanzapfventilstellung
Speisewasserförderung	Druckdiff. über Speisewasserregelventil	Speisewasserpumpendrehzahl
Dampftrommel	Trommelfüllstand	Speisewasserregelventilstellung
Frischdampf	Frischdampftemperatur	Einspritz-Regelventilstellung
Dampfturbine	Druck im Turbinenradraum	HD-Regelventilstellung
Rauchgas	Rauchgastemperatur	HWWÜ-Regelventilstellung

lationsmodell nicht implementiert, da An- und Abfahrvorgänge im Rahmen dieser Arbeit nicht untersucht werden.

Das Leittechnikmodell wurde auf Basis der Dokumentation des Kraftwerks erstellt und bildet somit das reale Verhalten originalgetreu ab. Die reale Leittechnik wie auch das Modell sind in einzelne Regelkreise unterteilt, die größtenteils unabhängig voneinander konkrete Regelaufgaben erfüllen. In diesem Zusammenhang wird auch von einem verteilten Kontrollsystem gesprochen. Die einzelnen Regelkreise basieren auf zum Teil kaskadierten, proportional-integralen Regelungen, die durch arbeitspunktabhängige Parameter, Kennlinien, Gradientenbegrenzer sowie logische Schalter komplettiert werden.

Durch die Kombination des beschriebenen Leittechnikmodells mit dem Prozessmodell entsteht ein dynamisches Simulationsmodell des gesamten Kraftwerksprozesses, das für die Exergieanalysen transienter Vorgänge genutzt werden kann. Dafür werden im folgenden Kapitel zunächst die Korrektheit und Gültigkeit des entwickelten Modells geprüft.

4.3.3 Validierung des Kraftwerksmodells

Die nachfolgenden modellbasierten exergetischen Analysen insbesondere der transienten Kraftwerksprozesse setzen voraus, dass das Simulationsmodell in diesen Betriebszuständen eine gute Übereinstimmung mit dem realen Anlagenbetrieb aufweist. Daher wird mithilfe einer Validierung die Gültigkeit des Modells bei unterschiedlichen stationären und instationären Vorgängen geprüft, indem für ein dynamisches Szenario die Zeitverläufe ausgewählter Betriebsmessdaten mit den Simulationsergebnissen verglichen werden. Auch wenn die absolute Gültigkeit des Modells, trotz sorgfältiger Validierung, für den jeweiligen Anwendungsfall nicht formal bewiesen werden kann, erlaubt die Validierung anhand des gewählten Szenarios eine fundierte Abschätzung der Aussagekraft der nachfolgenden Simulationsstudien für ähnliche Anwendungsfälle.

Im ausgewählten Validierungsszenario werden verschiedene Lastbereiche von Niedrig- bis Volllast mit und ohne aktivierter Zusatzfeuerung durchfahren. Die folgenden dynamischen Verläufe der Kraftwerksleistung und der Wärmeauskopplung aus den Betriebsmessdaten des gewählten Validierungsszenarios werden dem Simulationsmodell als Randbedingungen vorgegeben.

1. Sollwert Gasturbinenleistung

2. Istwert Zusatzfeuerungsleistung

3. Istwert Heizwassermassenstrom

4. Istwert Heizwasserrücklauftemperatur

Für die wesentlichsten Kraftwerksmessstellen werden im Folgenden die Simulationsergebnisse mit den Betriebsmessdaten verglichen.

Die Laständerungsgeschwindigkeit der Gasturbine betrug im Szenario $1,2\,\mathrm{MW\,min^{-1}}$, was auch der regulär genutzte Wert ist. Die elektrische Leistung der Gasturbine ergibt sich aus den im Hybridmodell implementierten Kennfeldern. In Abbildung 4.8 werden die Simulationsergebnisse der elektrischen Leistungen der beiden Turbinen mit den gemessenen Daten verglichen. Darin zeigt sich, dass für die Gasturbine die stationären Betriebspunkte gut wiedergegeben werden, da eine maximale Abweichung von 0,3 MW vorliegt, was 1,2 % der Nennleistung entspricht. Auch die Dynamik der Simulation korrespondiert sehr gut mit den Messwerten. Hinsichtlich der Dampfturbinenleistung wird das wesentliche dynamische Verhalten durch die Simulation gut abgebildet, auch wenn die Simulation kürzere Reaktionszeiten aufweist, da nicht sämtliche, die Trägheit des Systems beeinflussenden Elemente modelliert wurden.

Die in Abbildung 4.9 dargestellten Druckverläufe lassen darauf schließen, dass die Simulation der natürlichen Gleitdruckfahrweise der Anlage sehr gute Kohärenz mit den Betriebsmessdaten zeigt. Insbesondere anhand des Trommel-, Frischdampf- und Turbinenradraumdrucks lässt sich erkennen, dass die Druckverluste über den Abhitzekessel und das Turbinenventil korrekt abgebildet werden. Der Abdampfdruck der Dampfturbine, die im Gegendruckbetrieb gefahren wird, wird maßgeblich von der Rücklauftemperatur des Heizwassers in den Kondensator beeinflusst und beträgt zwischen 1 bar und 1,4 bar. Auch hier zeigt sich eine zufriedenstellende Genauigkeit der Simulation.

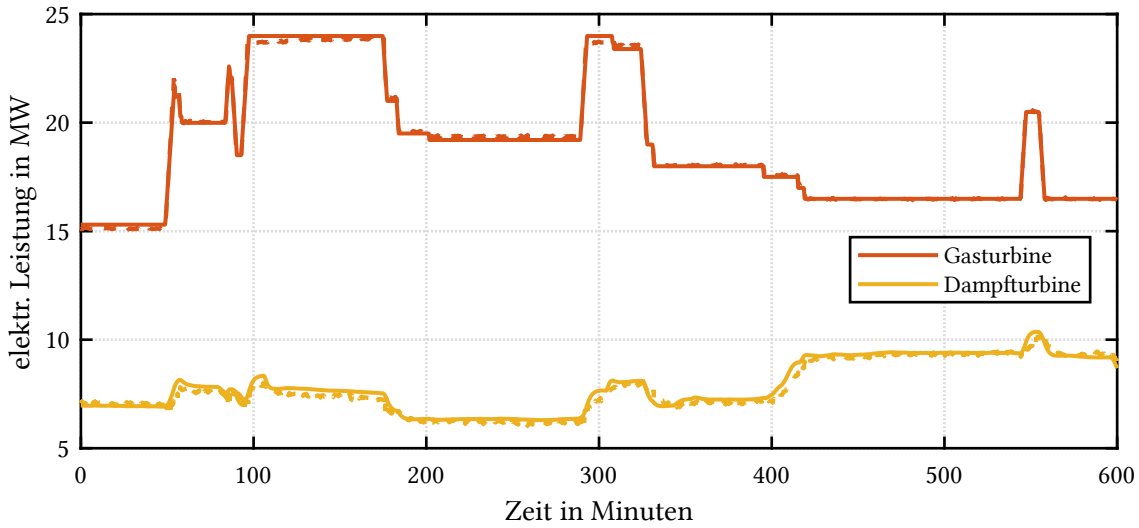


Abbildung 4.8: Validierung der elektrischen Leistung von Gas- und Dampfturbine (Messung: Strichlinie, Simulation: Volllinie)

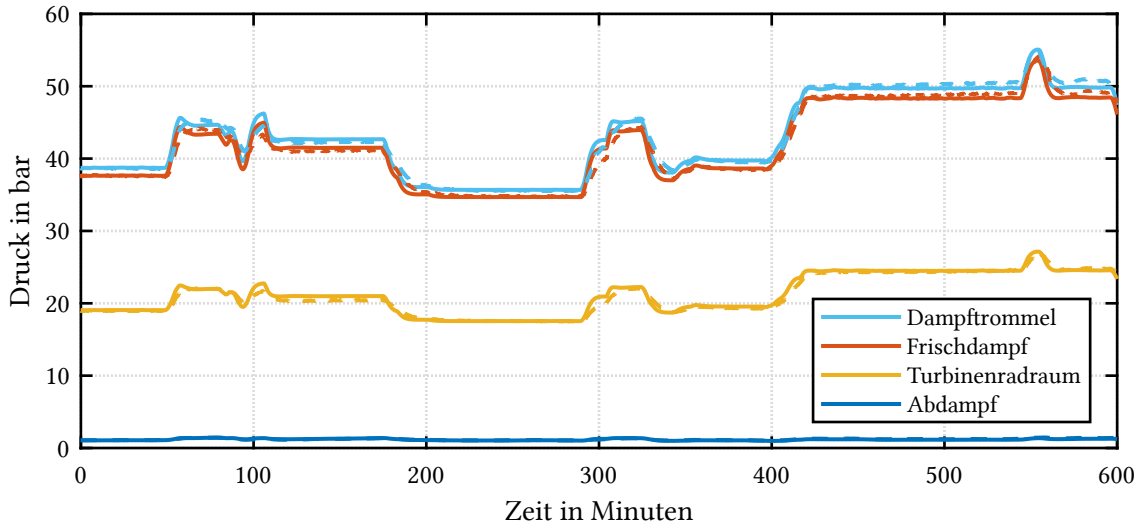


Abbildung 4.9: Validierung verschiedener Drücke im Wasser-Dampf-Kreislauf (Messung: Strichlinie, Simulation: Volllinie)

Für die Temperaturen des Frischdampfes, des Dampfes am Austritt aus dem Überhitzer 1 und des Abdampfes werden Simulation und Messung in Abbildung 4.10 gegenübergestellt. Ab Minute 400 ist der Einfluss der aktivierten Zusatzfeuerung zu erkennen, der sich in der Erhöhung der Austrittstemperatur von Überhitzer 1 äußert. Die Einspritzkühlung begrenzt die Frischdampftemperatur auf maximal 510 °C. Die dargestellten Temperaturverläufe zeigen eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung, was den Rückschluss auf die angemessene Berücksichtigung der Kesseldynamik bei der Modellierung sowie die korrekte Implementierung der beteiligten Regelkreise zulässt.

Die Validierung der Rauchgastemperaturen ist in Abbildung 4.11 dargestellt. Sie zeigt, dass die

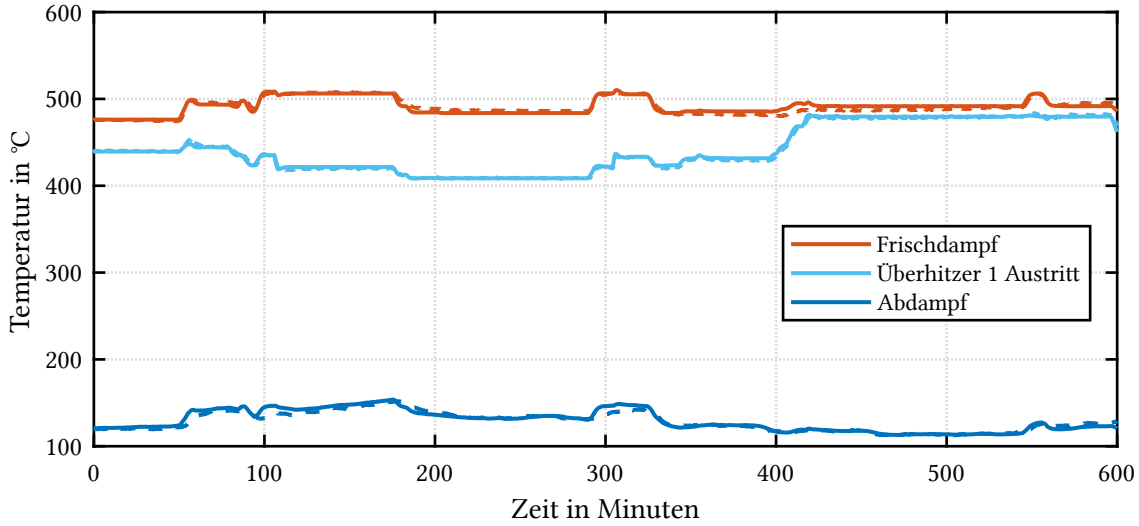


Abbildung 4.10: Validierung verschiedener Temperaturen im Wasser-Dampf-Kreislauf (Messung: Strichlinie, Simulation: Volllinie)

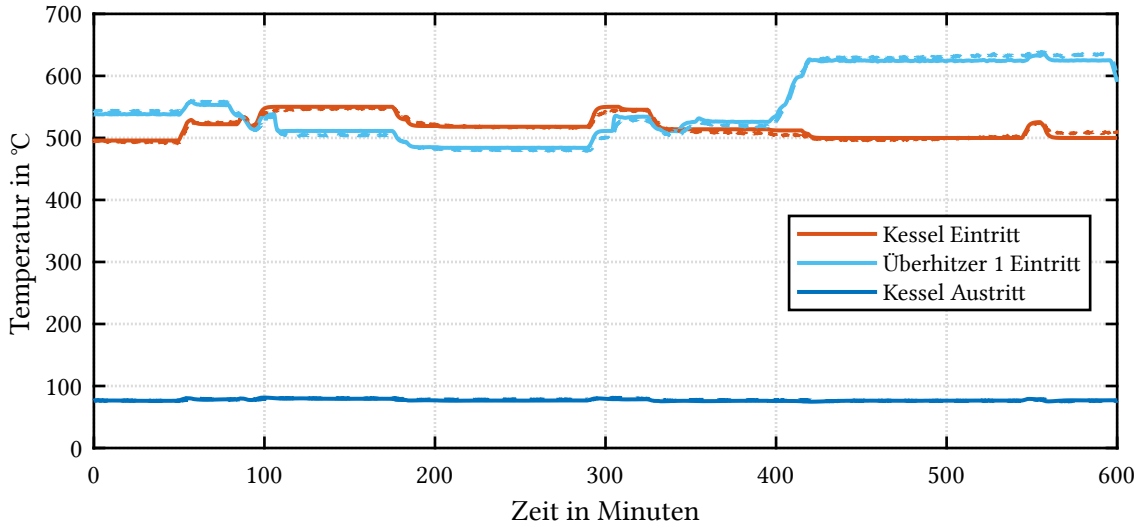


Abbildung 4.11: Validierung verschiedener Temperaturen des Rauchgases im AHK (Messung: Strichlinie, Simulation: Volllinie)

Rauchgastemperatur am Eintritt in den Abhitzekessel, die im Hybridmodell der Gasturbine auf Basis der hinterlegten Kennfelder berechnet wird, sehr gut wiedergegeben wird. Auch die Dynamik der Temperatur stimmt sehr gut mit den Betriebsmessdaten überein, sodass die Annahme eines quasistationären Gasturbinenprozesses als valide angesehen werden kann. Auch hier zeigt sich die Aktivierung der Zusatzfeuerung zu Beginn und zum Ende des Validierungsszenarios. In diesen Zeitbereichen übersteigt die Rauchgastemperatur am Eintritt in den Überhitzer 1 die Temperatur des Gasturbinenabgases am Eintritt in den Abhitzekessel.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die Simulationsergebnisse eine sehr gute Übereinstimmung mit den Betriebsmessdaten des realen Kraftwerks aufweisen, was die Gültigkeit und Genauigkeit des Modells belegt. Dies bestätigt, dass das Modell als zuverlässiges Werkzeug für den vorgesehenen Anwendungsfall der Exergieanalyse transienter Prozesse eingesetzt werden kann.

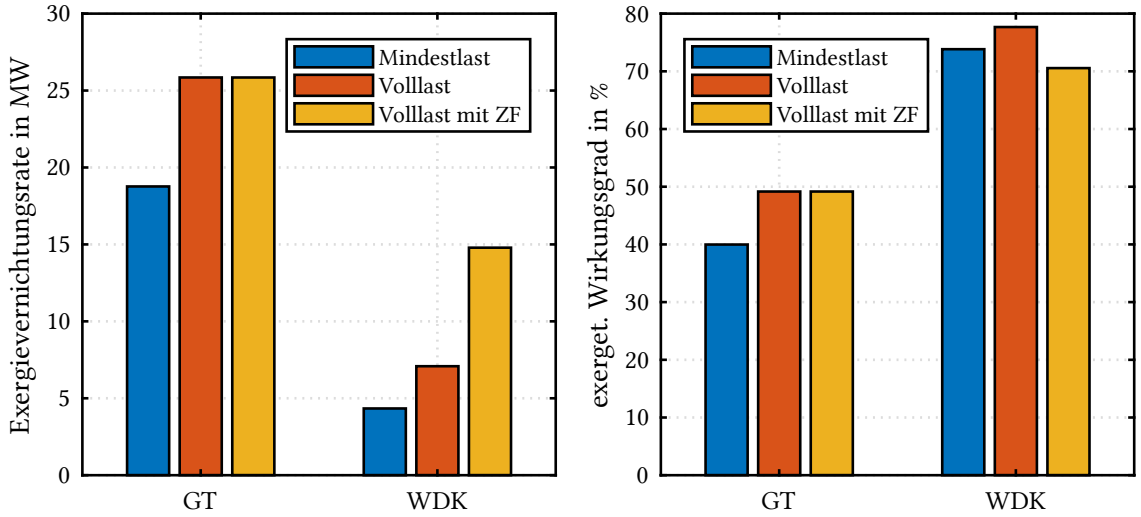
5 Exergieanalyse der Kraftwerksanlage

Die im vorangegangenen Kapitel vorgestellte Methodik zur modellbasierten Exergieanalyse wird im Folgenden eingesetzt, um eine umfassende exergetische Bewertung des Betriebs der GuD-Anlage vorzunehmen. Der Ausgangspunkt der Exergieanalyse ist die Untersuchung des Stationärbetriebs, um die grundsätzliche exergetische Performanz der Anlage zu quantifizieren und ineffiziente Komponenten zu identifizieren. Damit bildet dieses Kapitel die Basis für die nachfolgenden Untersuchungen möglicher Verbesserungsmaßnahmen.

5.1 Analyse des stationären Betriebs

Im ersten Schritt der Untersuchung werden die beiden primären Teilsysteme eines Kraftwerksblocks – die Gasturbine und der Wasser-Dampf-Kreislauf mit dem Abhitzekessel – betrachtet. Die Untersuchung wird für drei verschiedene Betriebspunkte durchgeführt, nämlich Mindestlast, Volllast und Volllast mit aktivierter Zusatzfeuerung. Dabei ist zu beachten, dass sich die Begriffe Mindestlast und Volllast in diesem Zusammenhang immer auf die Gasturbine beziehen, da diese die Gesamtleistung der Anlage bestimmt.

Für die Analyse wird zunächst die Exergievernichtungsrate herangezogen, die für Gasturbine und Wasser-Dampf-Kreislauf in Abbildung 5.1a dargestellt ist. Im Fall der Gasturbine zeigt sich im Vollastpunkt eine höhere Exergievernichtung als in der Mindestlast. Dies ist die Folge der



(a) Exergievernichtungsrate

(b) Exergetischer Wirkungsgrad

Abbildung 5.1: Vergleich der Exergievernichtungsrate und des exergetischen Wirkungsgrads für Gasturbine und Wasser-Dampf-Kreislauf im Stationärbetrieb

insgesamt höheren Leistungen, die bei Volllast in der Gasturbine umgesetzt werden und mit höherem Luft-, Brennstoff- und Abgasmassenstrom einhergehen. Da die Zusatzfeuerung nur den Wasser-Dampf-Kreislauf beeinflusst, ist der Betriebspunkt der Gasturbine bei Volllast und Volllast mit Zusatzfeuerung identisch, woraus sich auch der gleiche Wert für die Exergievernichtung ergibt. Die Exergievernichtung im Wasser-Dampf-Kreislauf verhält sich grundlegend ähnlich, da auch hier eine höhere Exergievernichtung bei höherer Last beobachtet werden kann. Insbesondere die Nutzung der Zusatzfeuerung, mit der die Leistung des Wasser-Dampf-Kreislauf erhöht wird, steigert auch die Exergievernichtung. Insgesamt befindet sich die Exergievernichtung des Wasser-Dampf-Kreislaufs allerdings auf einem deutlich niedrigeren Niveau als die der Gasturbine, was ebenfalls auf die niedrigere Leistung zurückgeht. Die Feuerungswärmeleistung der Gasturbine beträgt ca. 75 MW und die der Zusatzfeuerung ca. 13 MW.

Wie bereits im Abschnitt 2.1.4 gezeigt, ermöglicht der exergetische Wirkungsgrad eine vergleichbare Bewertung verschiedener Systeme unabhängig von ihrer Leistung. Abbildung 5.1b vergleicht die exergetischen Wirkungsgrade von Gasturbine und Wasser-Dampf-Kreislauf. Die Gasturbine zeigt im Mindestlastbetrieb einen exergetischen Wirkungsgrad von 40 %, der beim Wechsel in den Volllastbetrieb auf 50 % steigt. Energietechnische Anlagen sind in der Regel auf den Betrieb bei Volllast ausgelegt und weisen in diesem Betriebspunkt die höchste Effizienz auf. Das zeigt sich auch beim Wasser-Dampf-Kreislauf, der im regulären Volllastbetrieb die höchste Exergieeffizienz aufweist. Mit der Aktivierung der Zusatzfeuerung in der Volllast sinkt der exergetische Wirkungsgrad des Wasser-Dampf-Kreislaufs von 77,7 % auf 70,6 % und damit unter den Wert der Mindestlast. Die Zusatzfeuerung dient in erster Linie der kurzfristigen Steigerung der Wärmeauskopplung des jeweiligen GuD-Blocks, womit das Anfahren eines weiteren Blocks vermieden werden kann. Da hierbei reine Exergie in Form des Brennstoffs eingesetzt wird, um Wärme auf einem niedrigen Temperatur- und damit Exergieniveau zu erzeugen, sinkt der exergetische Wirkungsgrad. Das zeigt auch, dass Verbrennungsprozesse im Allgemeinen mit hoher Exergievernichtung verbunden sind, da die hochwertige chemische Exergie des Brennstoffs in exergetisch niedrigwertige thermische Energie des Rauchgases umgewandelt wird. Mit der geringeren Exergievernichtung und dem höheren exergetischen Wirkungsgrad, arbeitet der Wasser-Dampf-Kreislauf insgesamt thermodynamisch effizienter als die Gasturbine. Die Kombination des Gasturbinenprozesses mit dem Clausius-Rankine-Prozess führt zu einer Erhöhung der Effizienz. Die exergetischen Wirkungsgrade des gesamten GuD-Prozesses liegen bei 47,5 %, 54,6 % und 52,7 % für Mindestlast, Volllast bzw. Volllast mit Zusatzfeuerung.

Die Bewertung des exergetischen Verhaltens der beiden Hauptsysteme der GuD-Anlage begründet eine detailliertere Analyse. Für den Wasser-Dampf-Kreislauf, kann diese durch die komponentengenaue, vollständig physikalische Modellierung vorgenommen werden. Die eingehende Untersuchung der Gasturbine ist aufgrund mangelnder Daten für eine physikalische Modellierung weder möglich, noch würde ihre vergleichsweise geringe Komplexität – die Gasturbine besteht im Grunde nur aus den drei Komponenten Verdichter, Brennkammer und Turbine – wesentlich tiefere Einblicke durch eine komponentengenaue Modellierung liefern. Insofern beschränkt sich die folgende Analyse auf den Wasser-Dampf-Kreislauf und bezieht sich wie zuvor zunächst auf die Exergievernichtung.

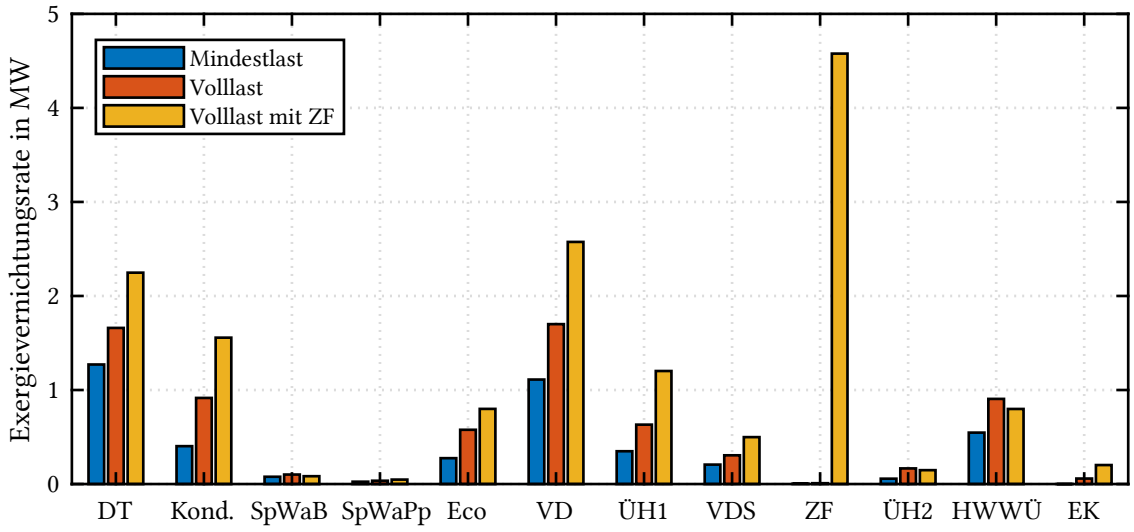


Abbildung 5.2: Exergievernichtung der einzelnen Subsysteme des GuD-Prozesses in drei stationären Betriebspunkten

Die in den einzelnen Teilsystemen des Wasser-Dampf-Kreislauf auftretende Exergievernichtungsrate wird für die drei betrachteten Betriebspunkte in Abbildung 5.2 gezeigt. Auffällig ist – im Falle ihrer Nutzung – die hohe Exergievernichtung durch die Zusatzfeuerung, die wie bereits erläutert durch den stark irreversiblen Verbrennungsprozess hervorgerufen wird. Die zweithöchste Exergievernichtung ist im Verdampfer zu beobachten, in dem bei regulärer Volllast mit 19 MW rund 43 % der gesamten thermischen Leistung des Abhitzekessels übertragen werden. Die Dampfturbine zeigt eine ähnlich hohe Exergievernichtungsrate. Weiterhin ist die Exergievernichtung in Wärmeübertragern wie Kondensator, Economizer, Überhitzer 1, dem Verdampferschirm sowie dem Heizwasser-Wärmeübertrager hoch. Überhitzer 2 trägt nur in geringem Maße zur Exergievernichtung bei, ebenso wie die Speisewasserpumpe, der Speisewasserbehälter und der Einspritzkühler. In allen Komponenten steigt die Exergievernichtung mit Erhöhung der Blockleistung von Mindest- auf Volllast, was durch die Erhöhung von Temperaturen, Massenströmen und Drücken hervorgerufen wird. Dies gilt für die meisten Komponenten auch bei der Aktivierung der Zusatzfeuerung mit Ausnahme des Speisewasserbehälters, des Überhitzer 2 und des Heizwasser-Wärmeübertragers, bei denen sich verringerte Massenströme oder Temperaturdifferenzen einstellen, die die Exergievernichtung reduzieren.

Den Exergievernichtungsraten in den einzelnen Komponenten des Wasser-Dampf-Kreislaufs werden nun die exergetischen Wirkungsgrade gegenübergestellt, die in Abbildung 5.3 gezeigt werden. Die Dampfturbine, die durch eine relativ hohe Exergievernichtungsrate aufgefallen ist, hat gleichzeitig einen hohen exergetischen Wirkungsgrad zwischen 90 und 95 %, der indiziert, dass sie nah am thermodynamischen Optimum betrieben wird. Eine Verbesserung über dieses Optimum hinaus ist grundsätzlich nicht möglich. Daraus lässt sich schlussfolgern, dass die in der Dampfturbine hervorgerufene Exergievernichtung zum größten Teil unvermeidbar ist. Insofern kann eine Exergieanalyse nur auf Basis der Exergievernichtung fehlleitend sein, da eine hohe Exergievernichtung nicht zwangsläufig mit einem niedrigen exergetischen Wirkungsgrad

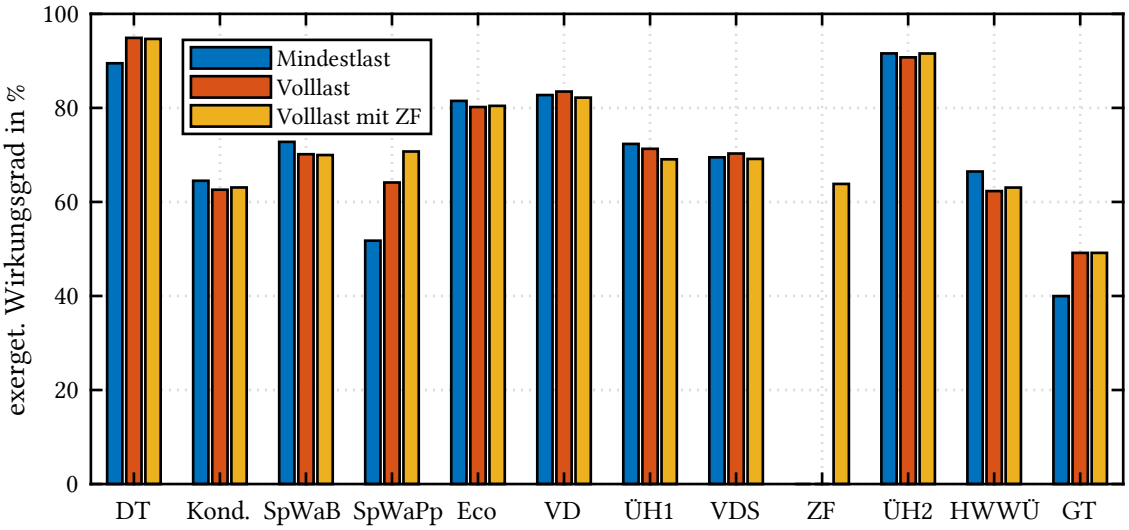


Abbildung 5.3: Exergetische Wirkungsgrade der einzelnen Subsysteme des GuD-Prozesses in drei stationären Betriebspunkten

einhergeht, weswegen dieser stets mit in die Bewertung einbezogen werden sollte.

Für den Kondensator zeigt sich die evidente Kombination aus vergleichsweise hoher Exergievernichtung und einem niedrigen exergetischen Wirkungsgrad. Sie wird durch die hohe Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung zwischen Abdampf- und Heizwassertemperatur hervorgerufen, die zudem auf einem niedrigen Temperaturniveau stattfindet. Die Speisewasserpumpe zeigt einen niedrigen exergetischen Wirkungsgrad, der insbesondere durch das der Pumpe zugeordnete Regelventil hervorgerufen wird. Bei der aus den zwei Stellgliedern Speisewasserpumpe und Speisewasserregelventil bestehenden Regelung der Speisewasserförderung wird mittels der Pumpe ein konstanter Druckverlust über dem Ventil eingeregelt. Trotz des Druckverlusts von 9 bar, tragen Speisewasserpumpe und -regelventil kaum zur Exergievernichtung im Gesamtprozess bei. Erwartungsgemäß zeigt die Zusatzfeuerung einen geringen exergetischen Wirkungsgrad.

Die Wärmeübertrager im Abhitzekessel, wie z. B. der Economizer, der Überhitzer 1 und der Heizwasser-Wärmeübertrager, weisen hohe Exergievernichtungsraten auf und haben gleichzeitig nur moderate exergetische Wirkungsgrade. Daher wird im Folgenden ein Fokus auf den Abhitzekessel mit den zugehörigen Wärmeübertragern gelegt, um die Ursachen der Exergievernichtung zu ermitteln. Zur besseren Darstellung der Zusammenhänge zwischen der Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung und der jeweiligen Exergieeffizienz, wird in Abbildung 5.4 ein T-Q-Diagramm des Abhitzekessels durch die exergetischen Wirkungsgrade der einzelnen Wärmeübertrager ergänzt.

Der Abbildung kann entnommen werden, dass Überhitzer 2 den höchsten exergetischen Wirkungsgrad hat und dabei die Temperaturdifferenz zwischen dem Rauchgas und dem Dampf moderat ist. Die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz dort beträgt 82,7 K. Im Verdampferschirm tritt eine deutlich höhere Temperaturdifferenz von 267 K auf und dementsprechend ist auch der exergetische Wirkungsgrad geringer. Der Verdampfer, an dem sich der Pinch-Point

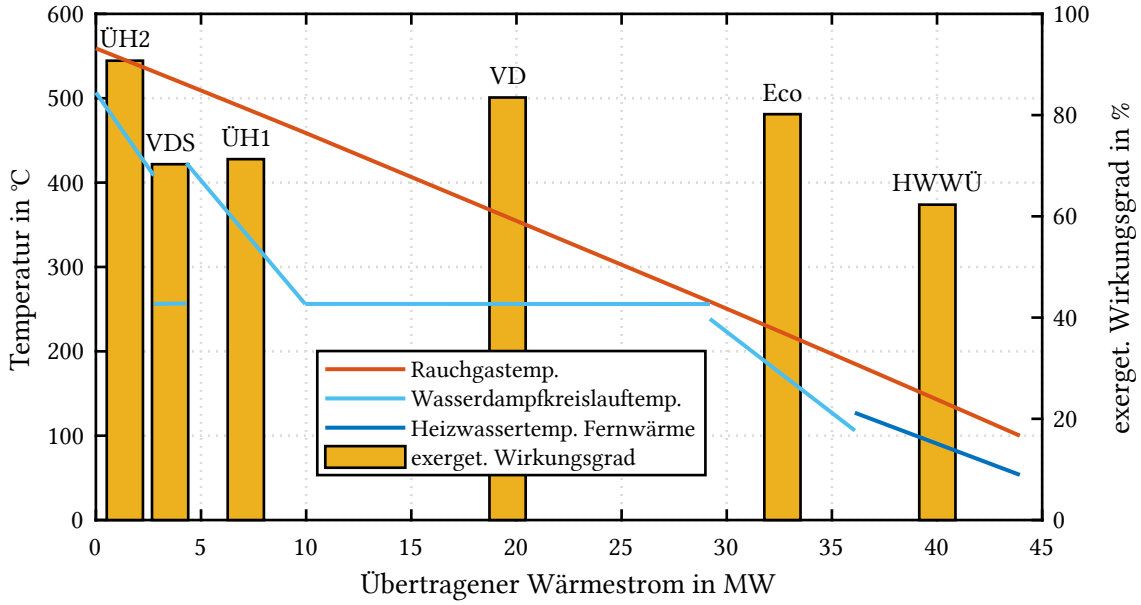


Abbildung 5.4: T-Q-Diagramm der Wärmeübertragung im AHK bei Volllast mit den exergetischen Wirkungsgraden der einzelnen Wärmeübertrager

des Prozesses befindet, zeigt eine sehr geringe mittlere logarithmische Temperaturdifferenz von 47,1 K, was wiederum mit einem hohen Wirkungsgrad von 83,5 % korreliert. Die dennoch hohe Exergievernichtungsrate im Verdampfer ist auf die hohe Umlaufmenge und den insgesamt hohen Wärmestrom zurückzuführen. Die Unstetigkeit des Temperaturverlaufs zwischen Economizer und Verdampfer entsteht durch die dazwischengeschaltete Dampftrommel[1].

Der Heizwasser-Wärmeübertrager, der eine geringe Temperaturdifferenz von 52 K aufweist, hat dennoch den niedrigsten exergetischen Wirkungsgrad der Wärmeübertrager im Abhitzekessel. Erwartungsgemäß zeigt sich hier, dass auch das Temperaturniveau, auf dem die Wärmeübertragung stattfindet, einen Einfluss auf den exergetischen Wirkungsgrad hat.

Um den Zusammenhang zwischen exergetischem Wirkungsgrad sowie Temperaturdifferenz und -niveau der Wärmeübertragung zu plausibilisieren, wird die Korrelation zwischen den genannten Größen ermittelt. Die Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung wird wie zuvor über die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz ΔT_m abgebildet. Das mittlere Temperaturniveau der Wärmeübertragung ϑ_m wird hier definiert als arithmetisches Mittel der Ein- und Austrittstemperaturen (T' und T'') der beiden beteiligten Medien, verringert um die Temperatur der Referenzumgebung, wie Gleichung 5.1 zeigt.

$$\vartheta_\mathrm{m} = \frac{T_1' + T_1'' + T_2' + T_2''}{4} - T_\mathrm{U} \tag{5.1}$$

Betrachtet man die Korrelation zwischen der mittleren Temperatur der Wärmeübertragung ϑ_m und dem exergetischen Wirkungsgrad ε, ergibt sich ein Pearson-Korrelationskoeffizient von

[1] Das Speisewasser wird im Economizer nicht bis zur Siedetemperatur erwärmt, um Verdampfung in den Economizerrohren zu vermeiden. Das vorgewärmte Speisewasser wird dann in die Dampftrommel gefördert, wo es sich mit der dort vorhandenen, siedenden Flüssigkeit vermischt und dem Verdampfer zugeführt wird. Die Temperaturdifferenz zwischen dem Economizeraustritt und der Dampftrommel wird als Approach-Point bezeichnet.

$r = 0,43$, wohingegen für die Korrelation zwischen der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz ΔT_m und dem exergetischen Wirkungsgrad ε der Pearson-Korrelationskoeffizient $r = -0,4$ beträgt. In beiden Fällen besteht also jeweils nur eine schwache Korrelation. Darin zeigt sich, dass sowohl das Temperaturniveau als auch die Temperaturdifferenz gleichsam den exergetischen Wirkungsgrad beeinflussen. Um dies zu prüfen, wird eine dimensionslose Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta$ eingeführt, in der die mittlere Temperatur ϑ_m der Wärmeübertragung auf die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz ΔT_m bezogen wird, wie in Gleichung 5.2 dargestellt ist.

$$\Delta\vartheta = \frac{\vartheta_\mathrm{m}}{\Delta T_\mathrm{m}} \tag{5.2}$$

Tabelle 5.1 zeigt die für die Berechnung der Korrelation verwendeten Daten des Volllastbetriebs. Zusätzlich fließen in die Berechnung auch die Daten aus dem Anlagenbetrieb bei Mindestlast sowie bei Volllast mit aktivierter Zusatzfeuerung ein.

Auf Basis der genannten Daten wird die Korrelation nach Pearson zwischen der dimensionslosen Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta$ und dem exergetischen Wirkungsgrad ermittelt. Der Pearson-Korrelationskoeffizient beträgt $r = 0,91$, was eine starke, positive, lineare Korrelation der beiden Größen bedeutet. Der sogenannte p-Wert dieser Korrelation beträgt $p = 1,5 \cdot 10^{-7}$, was ihre statistische Signifikanz anzeigt und mit hoher Wahrscheinlichkeit ausschließt, dass die Korrelation auf reinem Zufall beruht [120]. Die Korrelation zwischen dimensionsloser Temperaturdifferenz und exergetischem Wirkungsgrad der Wärmeübertrager im Abhitzekessel ist für die drei untersuchten Lastpunkte zusätzlich in Abbildung 5.5 dargestellt.

Die positive Korrelation zeigt, dass der exergetische Wirkungsgrad zum einen durch ein hohes Temperaturniveau der Wärmeübertragung positiv beeinflusst wird. Zum anderen ist eine geringere Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung vorteilhaft für den Wirkungsgrad. Bei einer gegebenen Temperaturdifferenz ist die Wärmeübertragung auf einem hohen Temperaturniveau somit grundsätzlich exergetisch effizienter. Gleichwohl kann die Wärmeübertragung auch bei einer niedrigen Temperatur effizient sein, wenn die Temperaturdifferenz entsprechend klein ist.

Grundsätzlich ist bei Wärmeübertragungsprozessen eine niedrige Temperaturdifferenz anzustreben, um eine möglichst geringe Exergievernichtung und einen hohen exergetischen Wir-

Tabelle 5.1: Für die Berechung der Korrelation von Temperaturdifferenz und -niveau der Wärmeübertagung und exergetischem Wirkungsgrad verwendete Daten des Volllastbetriebs

Wärmeübertrager	ΔT_m	ϑ_m	$\Delta\vartheta$	ε
Überhitzer 2	82,7 K	481,6 K	5,8	90,7 %
Verdampferschirm	267,4 K	370,1 K	1.4	70,3 %
Überhitzer 1	141 K	393,6 K	2,8	71,3 %
Verdampfer	47,1 K	287,6 K	6,1	83,5 %
Economizer	41,0 K	177,1 K	4,3	80,2 %
Heizwasser-WÜ	52,0 K	96,4 K	1,9	62,3 %

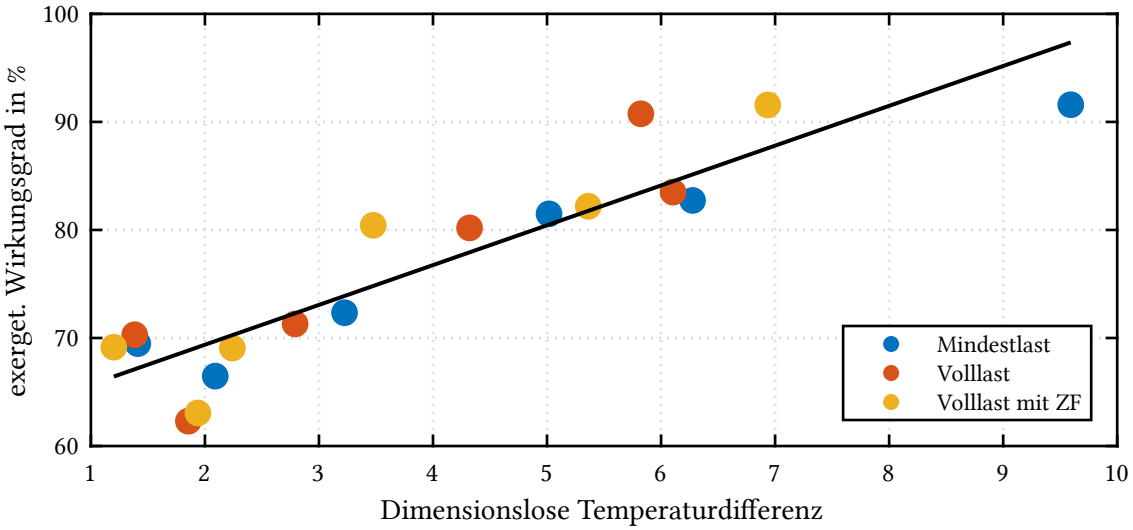


Abbildung 5.5: Lineare Korrelation zwischen der dimensionslosen Temperaturdifferenz und dem exergetischen Wirkungsgrad

kungsgrad zu erreichen. Bei Abhitzekesseln von Gas- und Dampfturbinenkraftwerken kann eine Reduzierung der Temperaturdifferenz gegenüber der oben vorgestellten Anlage durch den Einsatz von Zwei- oder Dreidruckprozessen erreicht werden. Die Wärmeübertragung im Verdampfer, die bei Eindruckprozessen zu hohen Temperaturdifferenzen am Verdampferaustritt führt, wie in Abbildung 5.4 erkennbar ist, wird dabei auf zwei bzw. drei Druck- und damit Temperaturniveaus aufgeteilt, was die exergetische Effizienz erhöht. Allerdings steigt damit auch der apparative Aufwand und die Komplexität des Prozesses, so dass sich letztlich ein Zielkonflikt zwischen niedrigen spezifischen Betriebskosten durch hohe Effizienz und hohen Investitionskosten durch hohe Komplexität ergibt.

Die hier vorgestellte Exergieanalyse des stationären Kraftwerksbetriebs zeigt, dass zum einen Verbrennungsprozesse und zum anderen Wärmeübertragungsprozesse maßgeblich zur Exergievernichtung beitragen. Somit lassen sich die Gasturbine und die Zusatzfeuerung sowie die Wärmeübertrager im Abhitzekessel als Hauptquellen exergetischer Ineffizienzen identifizieren. Für die Wärmeübertrager haben sich des Weiteren die Temperaturdifferenz und das Temperaturniveau der Wärmeübertragung als primäre Einflussgrößen des exergetischen Wirkungsgrads herausgestellt. Für die im weiteren Verlauf dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen liegt der Fokus daher auf dem Wasser-Dampf-Kreislauf und dem Abhitzekessel.

5.2 Analyse des transienten Betriebs

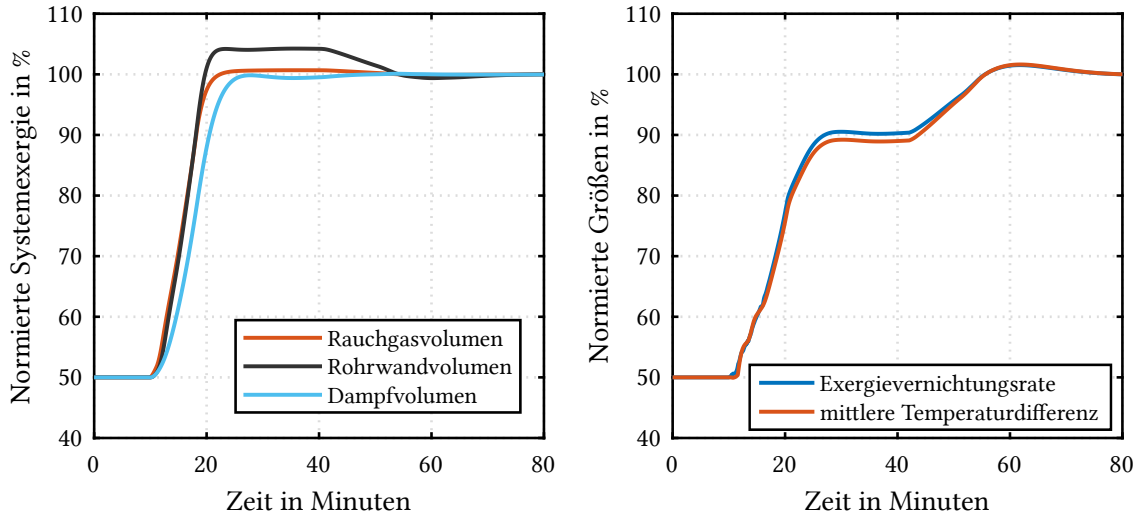
In Fortführung der Untersuchungen des Stationärbetriebs wird, aufbauend auf den bisherigen Erkenntnissen, eine Exergieanalyse des transienten Betriebs der Kraftwerksanlage durchgeführt. Da bereits in Abschnitt 4.3.3 gezeigt werden konnte, dass der Gasturbinenprozess nahezu quasistationär ist, kommen hier kaum transiente Effekte zum Tragen. Somit konzentrieren sich die Analysen des transienten Betriebs auf den Wasser-Dampf-Kreislauf.

5.2.1 Ursachen von Exergievernichtung

Mithilfe des Simulationsmodells wird untersucht, wie sich transiente Vorgänge auf die Exergiegrößen einzelner Kraftwerkskomponenten auswirken. Im ersten Schritt wird das Verhalten der instationären Exergiegrößen von Überhitzer 2 während eines Lastwechsels von 50 % der Gasturbinenleistung auf 100 % mit der regulären Laständerungsgeschwindigkeit (LÄG) von 1,2 MW/min untersucht. Dieser Lastwechsel von Mindest- auf Volllast kann als das stärkste transiente Ereignis im regulären Leistungsbetrieb angesehen werden und wird daher für die folgenden Analysen herangezogen.

Der Überhitzer 2 ist ein Rohrbündelwärmeübertrager, bestehend aus 60 parallelen Rohren, die in 3 Durchgängen im Gegenstrom durch den Abhitzekessel geführt werden. Jeder Wärmeübertrager im Modell wird entsprechend der Anzahl der Durchgänge räumlich axial diskretisiert, um die Gegenstromcharakteristik korrekt darzustellen. Dementsprechend ist der Überhitzer 2 in jeweils drei Rauchgas-, Rohrwand- und Dampfvolumen unterteilt.

Die folgende Untersuchung konzentriert sich auf den letzten Durchgang des Rohrbündels des Überhitzers 2, der die erste Heizfläche des Abhitzekessels entlang des Rauchgasweges darstellt. Aufgrund der unterschiedlichen Größe der Volumen und der verschiedenen Medien unterscheiden sich die Größenordnungen der gesamten Systemexergie für die einzelnen Rauchgas-, Rohrwand- und Dampfvolumen stark. Um das dynamische Verhalten des Exergiegehalts der drei Systeme zu vergleichen, wurden die Daten auf ihre stationären Werte bei 50 % und 100 % der Gasturbinenleistung normiert. Die Gesamtexergie der Systeme im stationären Volllastpunkt beträgt 189 kJ für das Rauchgasvolumen, 103,1 MJ für das Rohrwandvolumen und 2,49 MJ für das Dampfvolumen. In Abbildung 5.6a ist die normierte Gesamtsystemexergie der jeweiligen Volumen dargestellt.



(a) Normierte Systemexergie der Volumen

(b) Normierte Exergievernichtungsrate und mittlere Temperaturdifferenz

Abbildung 5.6: Normierte Verläufe der Systemexergie und der Exergievernichtung im letzten Durchgang von Überhitzer 2

Der Lastwechsel beginnt in Minute 10. Die Leistung der Gasturbine wird gleichmäßig erhöht, wodurch sich Rauchgastemperatur und -massenstrom am Eintritt in den Abhitzekessel erhöhen. Das wirkt sich zuerst auf das Rauchgasvolumen aus, wodurch dessen Exergiegehalt steigt. Aufgrund der thermischen Trägheit steigt der Exergiegehalt der Rohrwand mit einer leichten zeitlichen Verzögerung an. Der Exergiegehalt des Dampfvolumens folgt darauf mit größerer Verzögerung, was ebenfalls auf die hohe Wärmekapazität der Rohrwand und dem daraus resultierenden langsameren Temperaturanstieg auf ihrer Innenseite zurückzuführen ist. Am Ende des Lastwechsels bei Minute 22 überschreiten die Gesamtsystemexergien des Rauchgases und der Rohrwand zunächst ihren nachfolgenden Maximalwert und beginnen etwa in Minute 42 zu sinken. Zu diesem Zeitpunkt öffnet die Frischdampftemperaturregelung das Ventil des Einspritzkühlers, um die Frischdampftemperatur wieder auf den Sollwert von 506 °C zu reduzieren. Die sinkende Dampftemperatur senkt auch die Temperatur der Rohrwand, was zu einem geringeren Exergiegehalt führt. Das Rauchgas wird durch die niedrigere Dampftemperatur infolge der Einspritzkühlung stärker abgekühlt, so dass sein Exergiegehalt ebenfalls sinkt. Dieser Effekt tritt beim Exergiegehalt des Dampfvolumens nicht auf. Die Einspritzkühlung senkt zwar die Temperatur und die spezifische Exergie des Dampfes, allerdings steigt seine Dichte. Dadurch erhöht sich die in dem Volumen befindliche Masse des Dampfes, wodurch der Gesamtexergiegehalt nahezu konstant bleibt.

Ein Hauptgrund für die Exergievernichtung in Wärmeübertragern ist die endliche Temperaturdifferenz bei der Wärmeübertragung, was bereits in der Exergieanalyse des Stationärbetriebs in Abschnitt 5.1 gezeigt werden konnte. Auch für den transienten Betrieb, in dem nennenswerte Änderungen der Temperaturen der unterschiedlichen Medien auftreten, bestätigt sich dieser Zusammenhang, wie Abbildung 5.6b zeigt.

Darin sind die normierten zeitlichen Verläufe der Exergievernichtungsrate und der mittleren Temperaturdifferenz im letzten Durchgang von Überhitzer 2 bei einem Wechsel von Mindest- auf Volllast dargestellt. Aus der sehr starken Korrelation zwischen den beiden Größen lässt sich der große Einfluss der Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung auf die Exergievernichtung ableiten. Ein gewisser Anteil der Exergievernichtung ist auf den Strömungswiderstand und den daraus resultierenden Druckverlust zurückzuführen, was grundsätzlich für alle Fluidvolumen gilt. Ein durch die Lasterhöhung zunehmender Massenstrom führt zu höheren Druckverlusten, die eine zunehmende Exergievernichtung zur Folge haben. Im dargestellten Beispiel steigt der Druckverlust im Rauchgasvolumen durch den zunehmenden Rauchgasmassenstrom lediglich von 80 Pa auf 122 Pa und der Druckverlust im Dampfvolumen von 0,22 bar auf 0,35 bar. Die mittlere Temperaturdifferenz steigt dagegen von 29 K auf 60 K und führt zu einer Erhöhung der Exergievernichtungsrate von 13,5 kW auf 35,6 kW. Auch hier ist die Auswirkung des Öffnens des Einspritzkühlers ab Minute 42 deutlich zu erkennen. Unmittelbar davor hat sich ein nahezu stationärer Zustand mit einer Temperaturdifferenz von 53,6 K und einer Exergievernichtungsrate von 31,3 kW eingestellt. Die Einspritzkühlung senkt die Dampftemperatur, wodurch auch die Temperatur der Rohrwand sinkt. Die Temperaturdifferenz des Wärmeübergangs im betrachteten Rauchgasvolumen steigt um 5,1 K und führt zu einem weiteren Anstieg der Exergievernichtungsrate um 14,2 kW.

Die Einspritzkühlung wirkt sich auch auf die dampfseitig vorgelagerten Komponenten aus, wie Abbildung 5.7 zeigt. Sie stellt die normierten Exergievernichtungsraten der Volumen des letzten Durchgangs von Überhitzer 1 dar. Nach dem Öffnen des Einspritzventils ab Minute 42 verringert sich auch in dieser Komponente die Exergievernichtungsrate. Dies ist auf den Rauchgasmassenstrom zurückzuführen, der im Überhitzer 2 stärker abgekühlt wird. Der Einspritzkühler senkt die Dampftemperatur am Eintritt in den Überhitzer 2, was aufgrund der Gegenstromcharakteristik der Wärmeübertrager zu einer niedrigeren Rauchgastemperatur am Austritt von Überhitzer 2 führt. Das Rauchgas tritt dementsprechend mit einer niedrigeren Temperatur in den Überhitzer 1 ein, was zu einer geringeren Temperaturdifferenz führt und die Exergievernichtungsrate verringert.

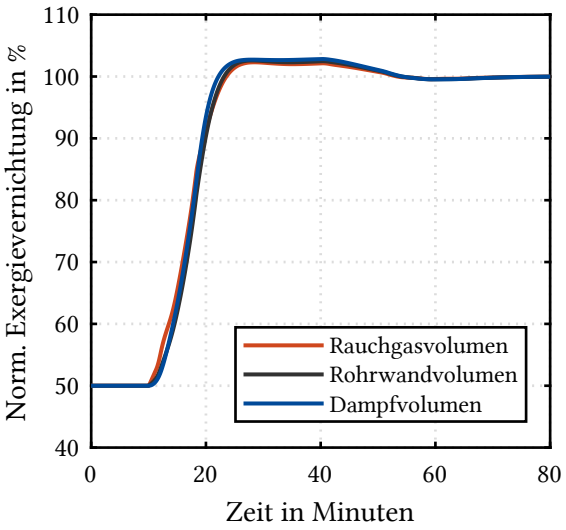


Abbildung 5.7: Normierte Exergievernichtungsraten der Volumenelemente des letzten Durchgangs von Überhitzer 1

Aus thermodynamischer Sicht führt eine geringere Temperaturdifferenz bei der Wärmeübertragung zu einer Verringerung der irreversibel erzeugten Entropie, die bei konstanter Referenzumgebungstemperatur proportional zur Exergievernichtung ist. Allgemein ausgedrückt führt der Temperaturunterschied bei der Wärmeübertragung dazu, dass Energie hoher Qualität in Energie geringerer Qualität umgewandelt wird. Dieser Qualitätsverlust wird durch die Exergievernichtung quantifiziert. Um die Exergievernichtung zu verringern, kann die Temperaturdifferenz nicht beliebig klein gewählt werden, da sie den übertragenen Wärmestrom beeinflusst. Vielmehr handelt es sich bei gegebener Geometrie des Wärmeübertragers um einen Kompromiss zwischen dem gewünschten Wärmestrom und der tolerierbaren Exergievernichtung.

5.2.2 Einfluss der Laständerungsgeschwindigkeit

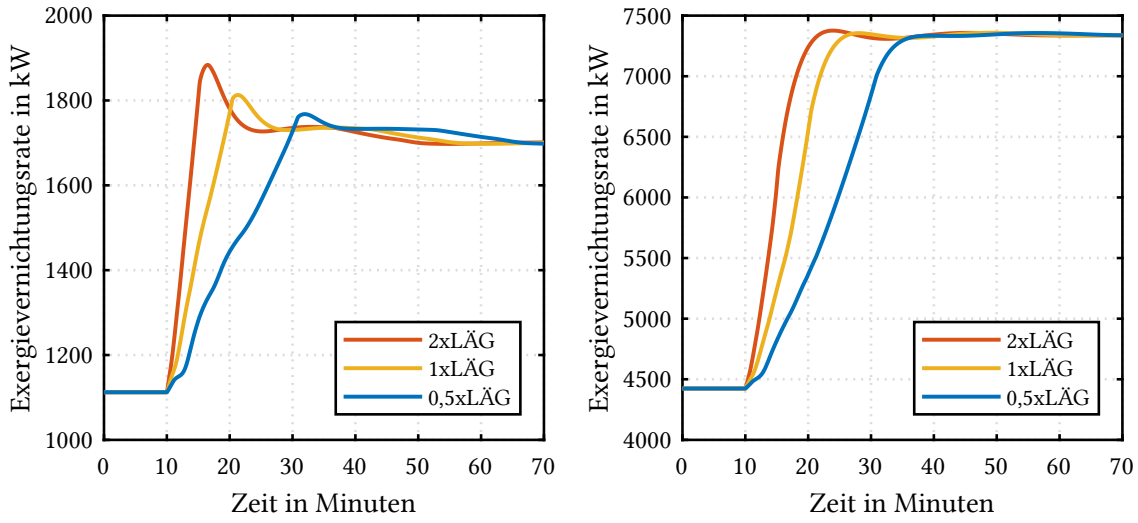
Da gezeigt werden konnte, dass die sich im transienten Betrieb ändernden Temperaturdifferenzen der Wärmeübertragung maßgeblichen Einfluss auf die Exergievernichtung haben, wird nachfolgend untersucht, wie sich unterschiedlich starke transiente Vorgänge auf die Exergievernichtung auswirken und wie sich dabei die Exergieeffizienz im Vergleich zum stationären Betrieb verhält. Dafür wird der zuvor schon betrachtete Lastwechselbetrieb von Mindest- auf Volllast bei drei unterschiedlichen Laständerungsgeschwindigkeiten simuliert.

Dampferzeuger mit Naturumlauf besitzen eine intrinsische Empfindlichkeit gegen schnelle Druckabsenkungen. Dabei kann es zu einer starken Dampfbildung in den Fallleitungen und zu Instabilitäten im Wasserumlauf kommen. Tritt dieser Effekt in einem Verdampferrohr auf, ist mit einer lokalen Überschreitung der zulässigen Rohrtemperatur und in der Folge mit einem Rohr-

schaden zu rechnen. Dampferzeuger, die auf diesem Prinzip beruhen sind somit in der Dynamik ihres Betriebs eingeschränkt und weisen grundsätzlich moderatere Laständerungsgeschwindigkeiten als beispielsweise Zwangsdurchlaufkessel auf [121].

Wie bereits beschrieben, beträgt die reguläre Laständerungsgeschwindigkeit 1,2 MW/min. Die Simulationen werden zudem mit der halben (0,6 MW/min) und der doppelten (2,4 MW/min) Laständerungsgeschwindigkeit durchgeführt, um den Einfluss unterschiedlich stark transienter Vorgänge evaluieren zu können. Die unterschiedlichen Laständerungsgeschwindigkeiten haben deutliche Auswirkungen auf die einzelnen Kraftwerkskomponenten. Dies ist zum Beispiel beim Verdampfer zu beobachten, wie Abbildung 5.8a zeigt. Sie stellt die Exergievernichtungsraten für den gesamten Verdampfer (Rauchgas-, Wand- und Dampfvolumen) für die drei Lastrampen dar. Mit zunehmender Laständerungsgeschwindigkeit steigt die maximal auftretende Exergievernichtungsrate weiter an. Dieser Effekt ist auf das große Wasservolumen in der Dampftrommel zurückzuführen, wodurch das Verdampfersystem insgesamt eine sehr hohe Wärmekapazität hat. Außerdem ist die Temperatur des Arbeitsmediums im Verdampfer in erster Linie vom Druck abhängig, der mit steigendem Dampfmassenstrom nur langsam ansteigt. Beide Faktoren tragen dazu bei, dass die Temperatur im Verdampfer bei einer Lasterhöhung nur langsam ansteigt. Wird die Rauchgastemperatur bei einem schnellen Lastwechsel der Gasturbine schnell erhöht, treten erhöhte Temperaturdifferenzen für den Wärmeübergang im Verdampfer auf, was wiederum zu einer höheren Exergievernichtung führt. Bei einer langsameren Leistungserhöhung der Gasturbine und damit einer langsameren Erhöhung der Abgastemperatur, ist die maximale Exergievernichtungsrate geringer.

Die Betrachtung der Exergievernichtungsrate des gesamten Wasser-Dampf-Kreislaufs, zeigt eine Abschwächung der in den einzelnen Komponenten auftretenden, transienten Effekte, wie Abbildung 5.8b entnommen werden kann. Darin sind die summierten Exergievernichtungsraten



(a) Verdampfer

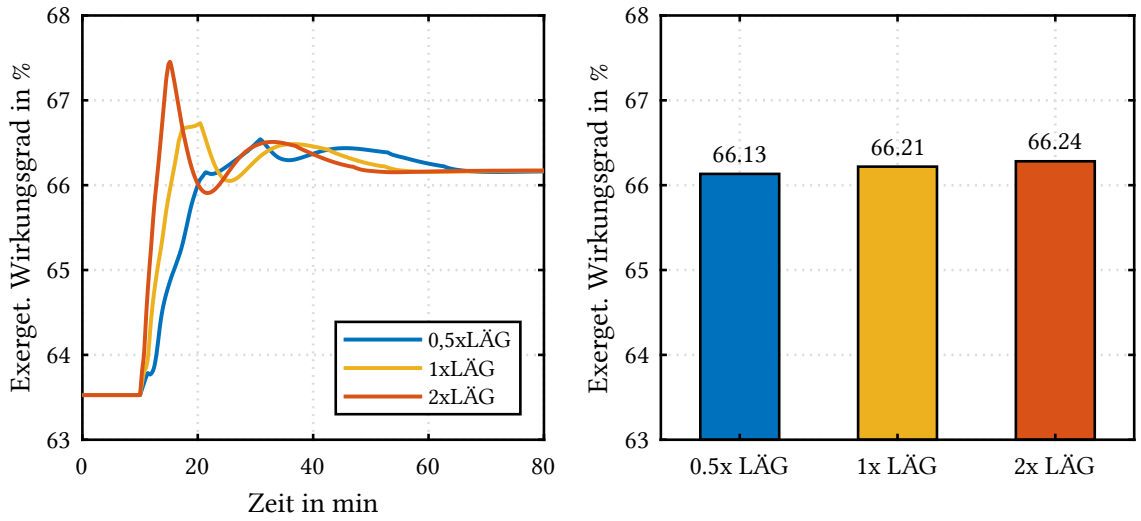
(b) Wasser-Dampf-Kreislauf

Abbildung 5.8: Vergleich der Exergievernichtungsraten im Verdampfer und im gesamten Wasser-Dampf-Kreislauf für drei unterschiedlichen Laständerungsgeschwindigkeiten

aller Komponenten des Wasser-Dampf-Kreislaufs für die drei beschriebenen Lastrampen dargestellt. Auch hier zeigt sich bei höheren Laständerungsgeschwindigkeiten eine höhere maximale Exergievernichtungsrate, wenngleich die Unterschiede zwischen den verschiedenen Lastrampen geringer sind.

Um die exergetische Effizienz der Kraftwerksanlage im instationären wie auch im stationären Betrieb vergleichbar bewerten zu können, wird der in Abschnitt 4.2 vorgestellte transiente exergetische Wirkungsgrad nach Wang et al. [118] eingesetzt. Im vorliegenden Fall beinhaltet die Produktexergie die vom Generator der Dampfturbine erzeugte elektrische Energie, die Exergie der an das Fernwärmenetz abgegebenen Wärme sowie die Änderung der Exergie des Systems. Die Brennstoffexergie setzt sich aus der Exergie des in den Abhitzekessel eintretenden Rauchgases, abzüglich der Exergie des durch den Kamin austretenden Rauchgases, und der elektrischen Energie für den Antrieb der Pumpen zusammen.

In Abbildung 5.9 sind die transienten exergetischen Wirkungsgrade für den bereits betrachteten positiven Lastwechsel von Mindestlast auf Volllast mit den drei unterschiedlichen Laständerungsgeschwindigkeiten zusammengefasst. Abbildung 5.9a zeigt den zeitlichen Verlauf der Momentanwerte des Wirkungsgrades. Darin ist zu erkennen, dass der exergetische Wirkungsgrad für den stationären Betrieb bei Mindestlast 63,53 % beträgt. Mit Beginn des Lastwechsels ab Minute 10 steigen die Wirkungsgrade an, wobei sich bei höheren Laständerungsgeschwindigkeiten ein höherer Maximalwert des Wirkungsgrads ergibt. Mit doppelter Laständerungsgeschwindigkeit steigt der Wirkungsgrad bis auf 67,45 % an. Nach dem Ende des Lastwechsels stellt sich der stationäre Volllastbetriebspunkt mit einem Wirkungsgrad von 66,17 % ein. Der insbesondere bei der doppelten Laständerungsgeschwindigkeit zu verzeichnende starke Anstieg des Wirkungsgrades wird durch die starke Zunahme der Exergie des Systems verursacht. Da die Änderung



(a) Momentanwerte der Wirkungsgrade

(b) Integrierte Wirkungsgrade

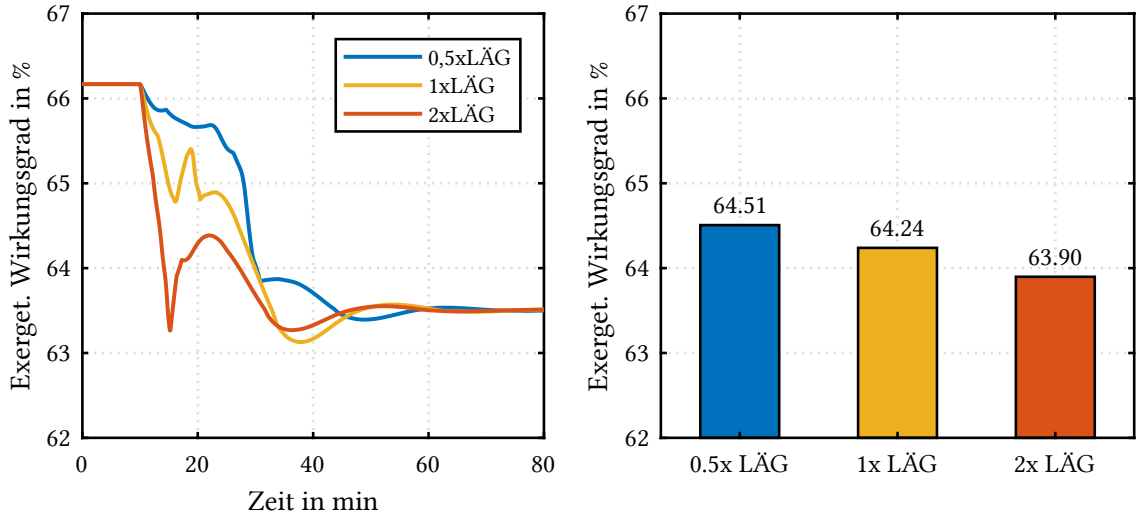
Abbildung 5.9: Vergleich der transienten exergetischen Wirkungsgrade des Wasser-Dampf-Kreislaufs für einen positiven Lastwechsel bei verschiedenen Laständerungsgeschwindigkeiten

der Systemexergie der Produktexergie zugutekommt, führt eine Einspeicherung von Exergie in das System zur Zunahme des exergetischen Wirkungsgrades. Bei einem Lastwechsel mit hoher Laständerungsgeschwindigkeit treten – bedingt durch den schnellen Anstieg von Rauchgastemperatur und -massenstrom – höhere Temperaturdifferenzen in den Wärmeübertragern des Abhitzekessels auf, die zu erhöhten Wärmeströmen führen und damit zu einer schnellen Erhöhung der Systemexergie führen. Insbesondere in der Stahlmasse der Rohrwände wird Exergie eingespeichert. Die Änderung der Exergie des Systems nimmt beim Lastwechsel mit doppelter Laständerungsgeschwindigkeit auch zügig wieder ab, was sich in einer Abnahme des exergetischen Wirkungsgrades nach Erreichen des Maximums äußert, und strebt bei Annäherung an den stationären Betriebspunkt gegen Null. Im Vergleich dazu zeigt sich bei der halben Laständerungsgeschwindigkeit ein gradueller Anstieg des exergetischen Wirkungsgrades, da keine stark erhöhten Temperaturdifferenzen auftreten und somit die Systemexergie langsamer ansteigt. Insgesamt zeigt sich, dass der exergetische Wirkungsgrad im transienten Betrieb stark von der Änderung der Exergie des Systems geprägt ist.

Zur Gewährleistung der Vergleichbarkeit der exergetischen Wirkungsgrade bei den verschiedenen transienten Vorgängen, wird dieser integriert, wie bereits in Abschnitt 4.2.3 mit Gleichung 4.11 beschrieben wurde. Die entsprechenden Ergebnisse für den positiven Lastwechsel sind in Abbildung 5.9b dargestellt. Ausgehend vom zuvor diskutierten Zeitverlauf, zeigt der Lastwechsel mit halber Laständerungsgeschwindigkeit erwartungsgemäß den niedrigsten exergetischen Wirkungsgrad. Mit steigender Laständerungsgeschwindigkeit nimmt der exergetische Wirkungsgrad zu, da die sich stärker erhöhende Systemexergie die Produktexergie steigert. Einbußen in der Exergieeffizienz aufgrund der höheren Temperaturdifferenzen in den Wärmeübertragern wirken sich im vorliegenden Fall nicht nennenswert auf den Wirkungsgrad aus.

In Abbildung 5.10 werden die exergetischen Wirkungsgrade nun für einen negativen Lastwechsel von Volllast auf Mindestlast betrachtet. Im Vergleich zum positiven Lastwechsel lassen sich hier nun größtenteils gegenteilige Effekte beobachten. Abbildung 5.10a zeigt die Zeitverläufe der Momentanwerte der Wirkungsgrade. Bei einer hohen Laständerungsgeschwindigkeit führt die rasche Reduzierung von Massenstrom und Temperatur des in den Abhitzekessel eintretenden Rauchgases zu einer zügigen Ausspeicherung von Systemexergie. Diese negative Änderung der Exergie des Systems reduziert die Produktexergie stark, was in einem schnell fallenden exergetischen Wirkungsgrad resultiert. Mit Verringerung der Laständerungsgeschwindigkeit reduziert sich auch die Änderungsrate der Systemexergie und damit wiederum die Abnahme des exergetischen Wirkungsgrades. Die integrierten Wirkungsgrade für den negativen Lastwechsel sind in Abbildung 5.10b dargestellt. Sie zeigen den mit zunehmender Laständerungsgeschwindigkeit wie erwartet abnehmenden exergetischen Wirkungsgrad.

Im regulären Leistungsbetrieb einer Kraftwerksanlage sind der erste und der letzte Betriebspunkt in der Regel identisch. Nach dem Anfahren befindet sich das Kraftwerk zunächst bei minimaler Last und wird auch vor dem Abfahren zunächst wieder auf minimale Last gebracht, womit die Summe aller Laständerungen Null beträgt. Um dies zu berücksichtigen, werden zwei aufeinanderfolgende Lastwechsel von Mindestlast auf Volllast und zurück auf Minimallast betrachtet. Die entsprechenden Ergebnisse für dieses Szenario mit den unterschiedlichen Laständerungs-

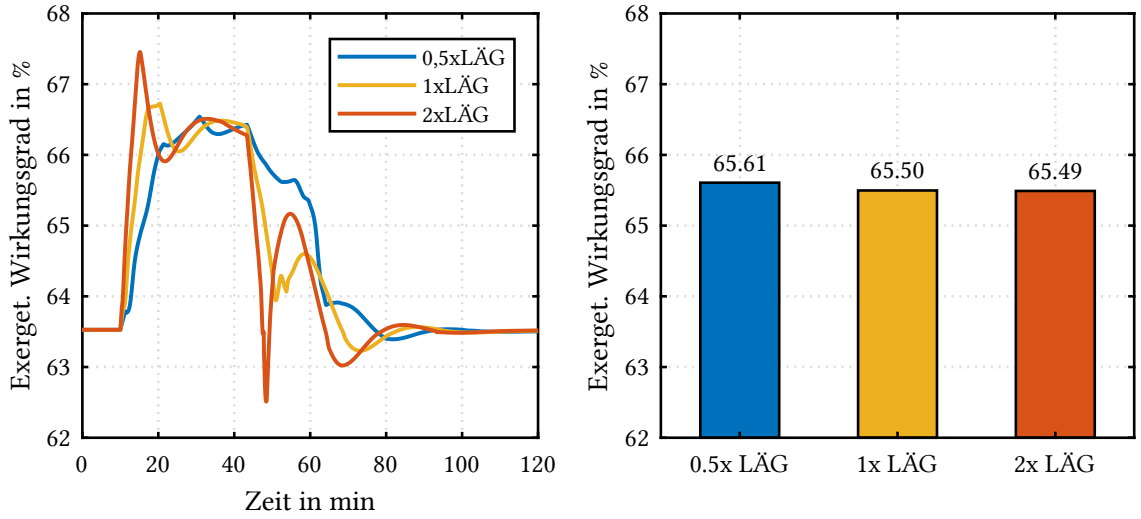


(a) Momentanwerte der Wirkungsgrade

(b) Integrierte Wirkungsgrade

Abbildung 5.10: Vergleich der transienten exergetischen Wirkungsgrade des Wasser-Dampf-Kreislaufs für einen negativen Lastwechsel bei verschiedenen Laständerungsgeschwindigkeiten

geschwindigkeiten sind in Abbildung 5.11 dargestellt. Die für die positiven und negativen Lastwechsel beobachteten Effekte kompensieren sich weitgehend, wenn sie kombiniert werden. Die Momentanwerte der exergetischen Wirkungsgrade in Abbildung 5.11a zeigen zum einen die bei hoher Laständerungsgeschwindigkeit auftretenden starken Ausschläge des Wirkungsgrades, die durch die großen Änderungsraten der Systemexergie aufgrund der hohen Temperaturdifferenzen hervorgerufen werden. Zum anderen ist für die niedrige Laständerungsgeschwindigkeit ein



(a) Momentanwerte der Wirkungsgrade

(b) Integrierte Wirkungsgrade

Abbildung 5.11: Vergleich der transienten exergetischen Wirkungsgrade des Wasser-Dampf-Kreislaufs für einen aufeinanderfolgenden positiven und negativen Lastwechsel bei verschiedenen Laständerungsgeschwindigkeiten

gleichmäßigerer Verlauf zu verzeichnen, der keine markanten Maxima oder Minima aufweist.

Die integrierten Wirkungsgrade in Abbildung 5.11b zeigen, dass die Abfolge von Lastwechseln bei geringeren Laständerungsgeschwindigkeiten exergetisch vorteilhafter ist.

Um den Unterschied des Wirkungsgrades bei unterschiedlichen Laständerungsgeschwindigkeiten weiter zu plausibilisieren, wird ein Szenario von 20 aufeinanderfolgenden Lastzyklen von Mindestlast auf Volllast und wieder auf Mindestlast betrachtet. Hierbei beträgt die Änderung der Exergie des Systems in Summe ungefähr Null – Abweichungen können durch leicht geänderte Füllstände auch bei Erreichen des gleichen Lastpunktes auftreten –, wodurch der starke Einfluss der Änderung der Systemexergie auf den exergetischen Wirkungsgrad eliminiert wird und somit eine bessere Bewertung der Effizienz möglich ist.

Abbildung 5.12 zeigt die Verläufe der kumulativ integrierten transienten exergetischen Wirkungsgrade der 20 Lastzyklen für die drei verschiedenen Laständerungsgeschwindigkeiten. Die Integration beginnt mit dem ersten Lastwechsel und wird kontinuierlich fortgeführt. Dabei nähern sich die Wirkungsgrade mit zunehmender Zahl von Lastzyklen einem konstanten Wert an, der als mittlerer exergetischer Wirkungsgrad des jeweiligen Lastwechsels betrachtet werden kann.

In Abbildung 5.13 sind die integrierten exergetischen Wirkungsgrade der 20 Lastzyklen mit den unterschiedlichen Laständerungsgeschwindigkeiten aufgetragen und werden mit den exergetischen Wirkungsgraden für den stationären Mindest- und Volllastbetrieb verglichen.

Zum einen zeigt sich auch hier, dass geringere Laständerungsgeschwindigkeiten mit höheren exergetischen Wirkungsgraden einhergehen, da sich der transiente Betrieb einem quasistationären Prozess annähert, wodurch geringere Temperaturdifferenzen der Wärmeübertragung auftreten und damit die Exergievernichtung reduziert wird. Zum anderen ist zu erkennen, dass auch bei einem stark transienten Vorgang, wie einem Lastwechsel zwischen Mindest- und Volllast,

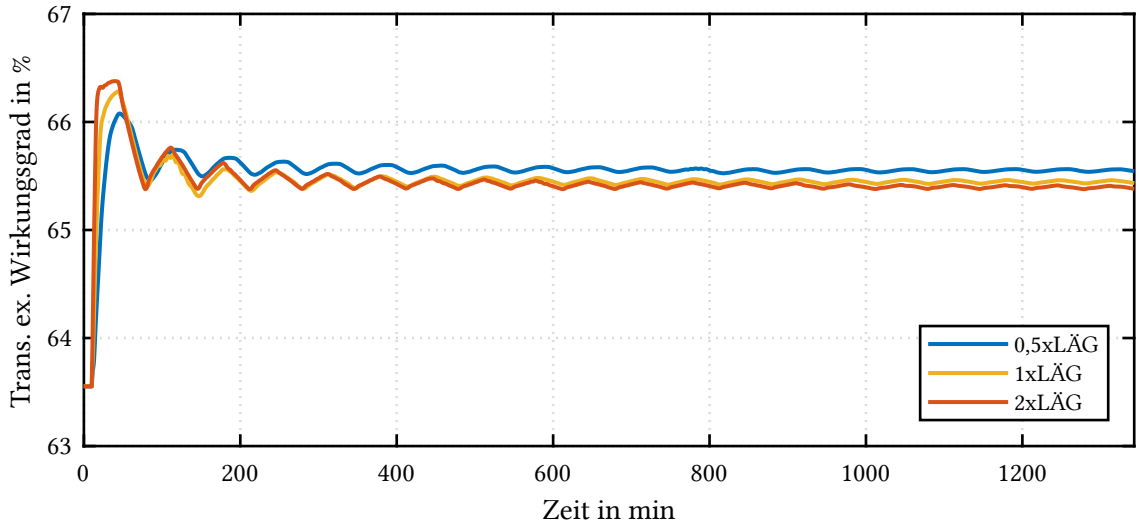


Abbildung 5.12: Zeitverläufe der kumulativ integrierten exergetischen Wirkungsgrade des Wasser-Dampf-Kreislaufs bei verschiedenen Laständerungsgeschwindigkeiten für 20 aufeinanderfolgende Lastzyklen

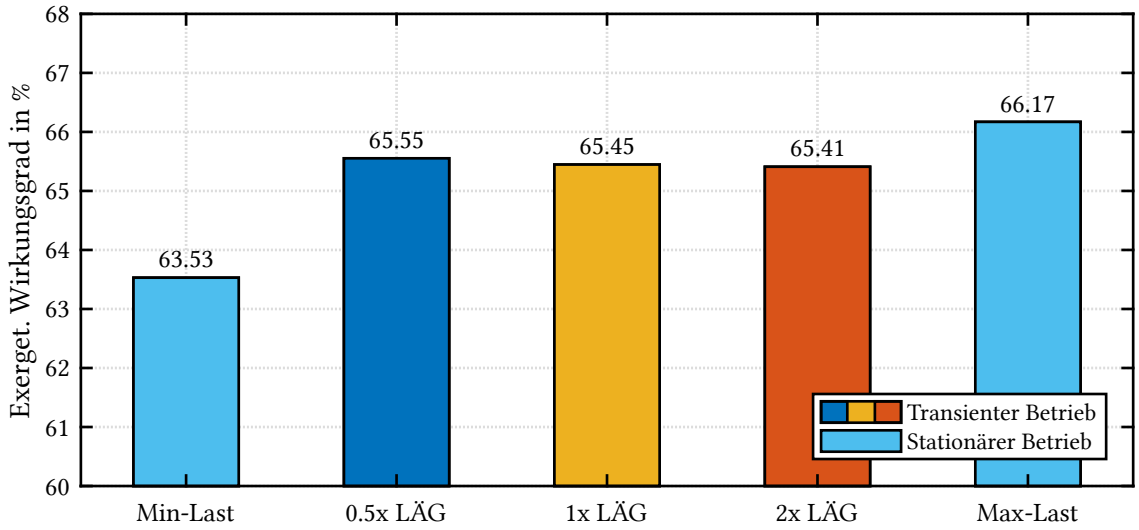


Abbildung 5.13: Vergleich der integrierten transienten und stationären exergetischen Wirkungsgrade des Wasser-Dampf-Kreislaufs bei verschiedenen Laständerungsgeschwindigkeiten für 20 aufeinanderfolgende Lastzyklen

der exergetische Wirkungsgrad nur unwesentlich geringer ist als im stationären Volllastbetrieb. Selbst bei doppelter Laständerungsgeschwindigkeit liegt der Wirkungsgrad noch über dem Wert für den stationären Mindestlastbetrieb.

Grundsätzlich führt jeder positive Lastwechsel zu einer Speicherung von Exergie im System, während bei jedem negativen Lastwechsel Exergie aus dem System abgeführt wird. Bei der Einspeicherung von Exergie durch Wärmeübertragung muss die Temperatur des Speichers niedriger sein als die Temperatur des eingespeicherten Exergiestroms. Dieser Prozess ist irreversibel und mit Exergievernichtung verbunden, die von der Höhe der Temperaturdifferenz und dem Temperaturniveau der Wärmeübertragung abhängt. Um die gespeicherte Exergie durch Wärmeübertragung wieder aus dem System abzuführen, muss sie zwangsläufig auf ein niedrigeres Temperaturniveau gebracht werden, was zu einer erneuten Vernichtung von Exergie führt. Zusammenfassend lässt sich somit feststellen, dass der transiente Betrieb mehr Exergie vernichtet als der stationäre Betrieb, da sowohl bei der Einspeicherung als auch bei der Ausspeicherung Exergie vernichtet wird.

In den vorgestellten Untersuchungen konnte gezeigt werden, dass sich die im transienten Betrieb erhöhte Exergievernichtung nur bedingt auf die exergetische Effizienz des Gesamtprozesses auswirkt. Die exergetischen Wirkungsgrade für den transienten Betrieb liegen zwischen denen des stationären Mindest- und Volllastbetriebs und damit auf einem akzeptablen Niveau. Trotzdem können die Erkenntnisse zu den Ursachen der erhöhten Exergievernichtung bei transienten Vorgängen genutzt werden, um Maßnahmen zur Vermeidung dieser zu entwickeln und zu evaluieren.

6 Maßnahmen zur Reduzierung der Exergievernichtung im transienten Betrieb

Die vorangegangene Exergieanalyse des Betriebs des Gas- und Dampfturbinenkraftwerks hat gezeigt, dass insbesondere die Wärmeübertrager im Abhitzekessel zur Exergievernichtung beitragen und diese im transienten Betrieb, der mit erhöhten Temperaturdifferenzen der Wärmeübertragung einhergeht, weiter gesteigert wird.. Mit der Kenntnis über die Ursachen der Vernichtung von Exergie im transienten Betrieb, kann untersucht werden, welche Maßnahmen sich zur Verringerung der Exergievernichtung eignen. Wie bereits in Abschnitt 4.3.2 beschrieben wurde, hat die Leittechnik erheblichen Einfluss auf das dynamische Verhalten der Kraftwerksanlage. In diesem Kapitel wird daher untersucht, inwieweit durch eine Modifikation der Leittechnik Einfluss auf die exergetische Effizienz des transienten Betriebs genommen werden kann. Dies soll unter Beibehaltung der gegebenen Reglerarchitektur erfolgen, da damit nur das dynamische Anlagenverhalten und nicht auch die stationären Betriebspunkte beeinflusst werden und diese Maßnahmen mit geringem Aufwand in der realen Anlage abgebildet werden können.

6.1 Modifikation der Speisewasserbehälterdruckhaltung

Das dynamische Verhalten des Gesamtsystems wird in hohem Maße durch die im Eingriff befindlichen Strukturen der Leittechnik beeinflusst. Mittels Stellorganen werden die verschiedenen Prozess- und Zustandsgrößen im gewünschten Bereich gehalten, wobei das Ansprechverhalten dieser Stellorgane bei Abweichungen der Messgrößen vom Sollwert maßgeblich durch die Architektur und die Parametrierung der entsprechenden Regler bestimmt wird. Im Folgenden werden die Einflüsse einer veränderten Regelung der Speisewasserbehälterdruckhaltung, deren Stellglied das Regelventil der Turbinenanzapfung ist, auf die Exergievernichtung und die Exergieeffizienz im transienten Betrieb ermittelt.

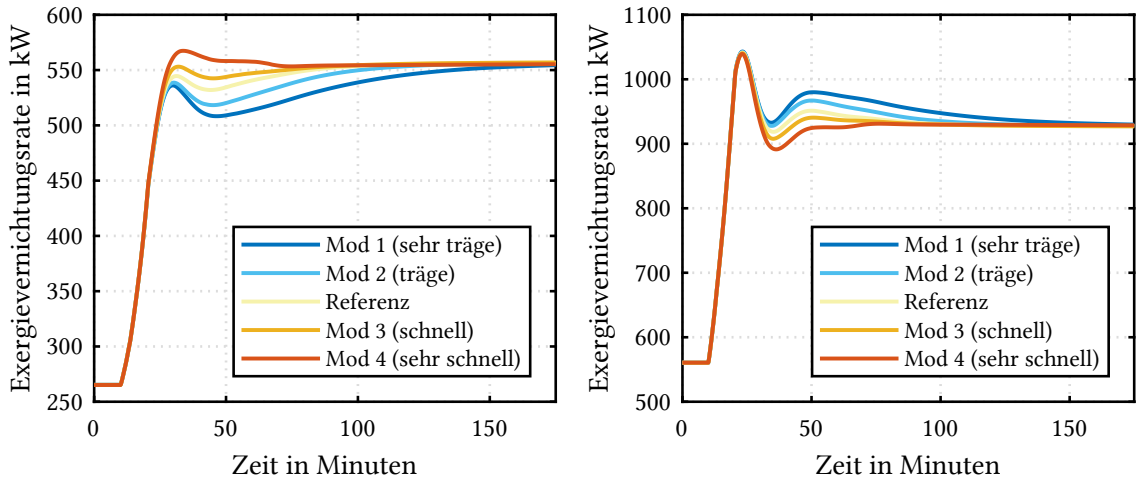
6.1.1 Variation der Reglerparameter

Im ersten Schritt werden die Auswirkungen der Änderung der Reglerparameter und die dadurch beeinflusste Trägheit des Reglerverhaltens auf die Exergiegrößen der Anlage geprüft. Es werden vier verschiedene Modifikationen des PI-Reglers in dem betreffenden Regelkreis untersucht und mit dem unveränderten Anlagenverhalten als Referenzfall verglichen. Für die Modifikation 1 wurden die Reglerparameter so gewählt, dass der Regler im Vergleich zum Referenzzustand deutlich träger ist und auf die Änderung der Eingangsgrößen mit einer langsameren Änderung der Stellgröße reagiert. Modifikation 2 ist weniger träge als Modifikation 1 aber träger als der

Ist-Stand der Regelung. Die Modifikationen 3 und 4 zeigen eine schnelle bzw. sehr schnelle Reglerantwort auf die Eingangsgröße.

Die Modifikationen werden zunächst für das Szenario des positiven Lastwechsels von Mindestlast auf Volllast untersucht. Im Status quo erreicht der Speisewasserbehälterdruck als Regelgröße nach einem Lastwechsel den Sollwert nach ca. 2300 Sekunden. Für die Modifikationen 1 und 2 wurden die Reglerparameter so gewählt, dass der Regler im Vergleich zum Referenzzustand träger ist und auf die Änderung der Eingangsgrößen mit einer langsameren Änderung der Stellgröße reagiert. Mit den Modifikationen 1 und 2 wird der Sollwert nach 5000 bzw. 3250 Sekunden erreicht. Im Gegensatz dazu, bringen die Anpassungen der Reglerparameter bei den Modifikation 3 und 4 die Regelgröße nach 1700 bzw. 1000 Sekunden wieder auf den Sollwert.

Die stärksten Auswirkungen der Reglermodifikationen bezüglich der Exergievernichtungsrate sind im Economizer und im Heizwasserwärmeübertrager zu verzeichnen. Die zugehörigen Zeitverläufe sind in Abbildung 6.1 dargestellt. Im Economizer bedingt die trägere Regelung eine Verringerung der Exergievernichtungsrate während eines positiven Lastwechsels, wie Abbildung 6.1a zeigt. Hervorgerufen wird dieses Verhalten durch das aufgrund der trägeren Regelung langsamere Schließen des Regelventils der Turbinenanzapfung. Bei einer Lasterhöhung steigt der Frischdampfdruck und damit auch der Druck vor dem Regelventil der Turbinenanzapfung, wodurch wiederum der Anzapfmassenstrom zum Speisewasserbehälter steigt. Da das Regelventil langsamer schließt, wird insgesamt mehr Dampf aus der Turbinenanzapfung dem Speisewasserbehälter zugeführt und das Speisewasser stärker vorgewärmt wird. Die höhere Speisewassertemperatur sorgt für eine geringere Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung, was die Exergievernichtung in dieser Komponente verringert. Im Vergleich zur Referenz wird bei Modifikation 1 die Speisewassertemperatur im Verlauf des Lastwechsels um bis zu 3,2 K erhöht, wodurch die Exergievernichtungsrate im Economizer um maximal 27,9 kW reduziert wird.



(a) Economizer

(b) Heizwasserwärmeübertrager

Abbildung 6.1: Zeitverläufe der Exergievernichtungsraten während eines positiven Lastwechsels für unterschiedliche Parametrierungen des Reglers für die Speisewasserbehälterdruckhaltung

Die geringere Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung im Economizer führt bei der trägeren Regelung jedoch auch zu einer Reduzierung des Wärmestroms, der an den Wasser-Dampf-Kreislauf übertragen wird. In der Folge steigt die Rauchgastemperatur am Austritt des Economizers und dementsprechend die Rauchgaseintrittstemperatur der nachfolgenden Komponente, dem Heizwasserwärmeübertrager, wodurch dort eine höhere Exergievernichtung zu verzeichnen ist. Die Exergievernichtungsrate im Heizwasserwärmeübertrager ist in Abbildung 6.1b dargestellt, worin die höhere Exergievernichtung bei einer trägeren Regelung erkennbar ist. Bei der sehr trägen Regelung von Modifikation 1 steigt gegenüber der Referenz die Rauchgaseintrittstemperatur des Heizwasserwärmeübertragers um 1,9 K, wodurch die Exergievernichtungsrate um bis zu 29,4 kW und damit ca. 3 % höher liegt.

Die gegenüber der Referenz schnelleren Regelungen der Modifikationen 3 und 4 führen dagegen zu den gegenteiligen Effekten, sodass im Economizer eine höhere und im Heizwasserwärmeübertrager eine niedrigere Exergievernichtungsrate erreicht wird. Ein Vergleich der wesentlichen Exergiegrößen des Gesamtprozesses für den positiven Lastwechsel wird in Abbildung 6.2 vorgenommen. Darin sind die über den Zeitraum der Laständerung integrierten Werte der Exergievernichtung, der erzeugten elektrischen Energie, der Exergie der ausgekoppelten Wärme sowie der ungenutzt an die Umgebung abgeführten Exergie aufgetragen. Die gezeigten Größen sind jeweils auf den Wert des Referenzzustandes der Regelung normiert.

Mit der sehr trägen Regelung der Modifikation 1 kann die Höhe der vernichteten Exergie um 0,004 Prozentpunkte reduziert werden. Das entspricht einem absoluten Wert von 3,1 MJ. Gleichzeitig sinkt auch die produzierte elektrische Energie, wohingegen die an das Fernwärmenetz ausgekoppelte Exergie ansteigt. Da sowohl die dem Abhitzekessel zugeführte Rauchgasexergie in allen Fällen identisch ist und auch die ungenutzt an die Umgebung abgeführte Exergie nahezu konstant ist, wie Abbildung 6.2 zeigt, führt die Änderung der Reglerparameter lediglich zu einer Verschiebung des Exergie-Outputs zwischen Stromerzeugung und Wärmeauskopplung. Bei der

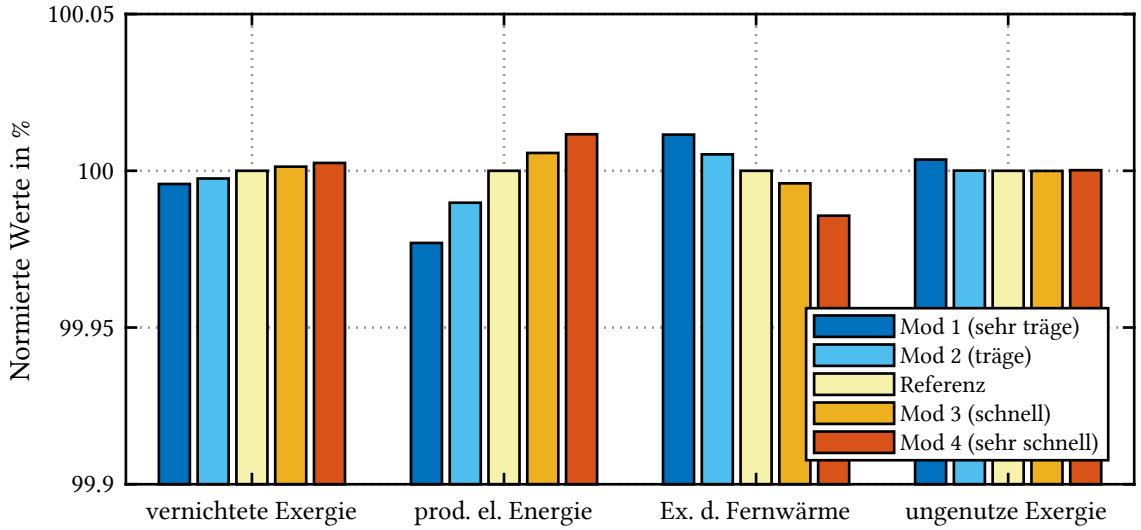


Abbildung 6.2: Vergleich der Auswirkungen einer modifizierten Regelung für den Speisewasserbehälterdruck auf die Exergiegrößen bei einem positiven Lastwechsel

trägeren Regelung von Modifikation 1 und 2 führt das langsamere Schließen des Regelventils der Turbinenanzapfung zu einem höheren Anzapfmassenstrom zum Speisewasserbehälter. Dadurch sinkt der Dampfmassenstrom durch die zweite Dampfturbinenstufe, was in einer geringeren elektrischen Leistung resultiert. Wie bereits dargelegt, sorgt der höhere Anzapfmassenstrom für eine stärkere Speisewasservorwärmung und resultiert in einem geringeren Wärmestrom im Economizer. Dies hat wiederum einen höheren Wärmestrom im Heizwasserwärmeübertrager zur Folge, was der Grund für die höhere Exergiemenge ist, die an das Fernwärmenetz übertragen wird. Insgesamt lässt sich mittels der vorgenommenen Modifikationen bei einem positiven Lastwechsel keine nennenswerte Reduktion der Exergievernichtung erreichen.

In Abbildung 6.3 wird der Einfluss der identischen Modifikationen auf einen negativen Lastwechsel gezeigt. Es sind wie zuvor die relativen Werte der Exergievernichtung sowie der Bestandteile der Produktexergie – die produzierte elektrische Energie und die Exergie der ausgekoppelten Wärme – bezogen auf das Referenzszenario dargestellt. Wie auch bei der positiven Laständerung ergibt sich durch die Modifikation der Speisewasserbehälterdruckregelung keine signifikante Änderung der kumulierten Exergievernichtung. Auch für die ungenutzt an die Umgebung abgeführte Exergie des Rauchgases ergibt sich keine nennenswerte Änderung. Dagegen kehren sich die für den Fall der positiven Laständerung beschriebenen Effekte der Auswirkungen der Reglermodifikationen bei der negativen Laständerung um. Durch die trägere Regelung wird das Anzapfventil langsamer geöffnet, wodurch mehr Dampf durch die zweite Turbinenstufe strömt und die Erzeugung elektrischer Energie im Generator erhöht wird. Die verminderte Dampfmenge, die zum Speisewasserbehälter strömt, hat eine niedrigere Speisewassertemperatur zur Folge, die den Wärmestrom im Economizer erhöht. Dadurch wird weniger Wärme im Heizwasserwärmeübertrager an die Fernwärme ausgekoppelt.

Sowohl für den positiven als auch den negativen Lastwechsel zeigt sich, dass eine Veränderung der Reglerparameter keinen nennenswerten Einfluss auf die Exergievernichtung im Prozess hat.

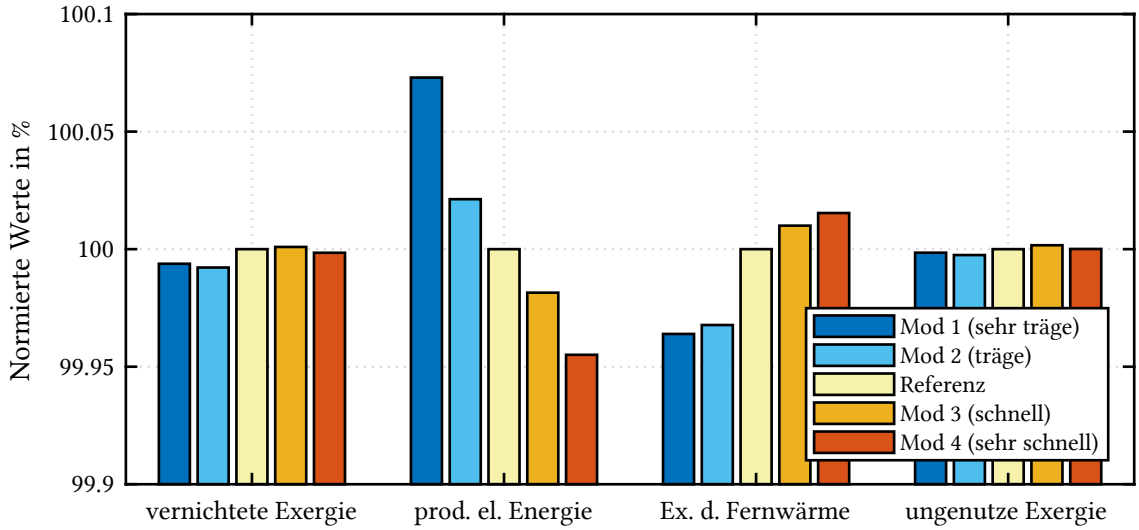


Abbildung 6.3: Vergleich der Auswirkungen einer modifizierten Regelung für den Speisewasserbehälterdruck auf die Exergiegrößen bei einem negativen Lastwechsel

Lediglich eine Verschiebung des Verhältnisses zwischen dem Exergie-Output in Form von elektrischer Energie und der Exergie der ausgekoppelten Fernwärme kann erreicht werden. Zudem ergeben sich je nach Vorzeichen des Lastwechsels gegenteilige Effekte, die sich bei aufeinanderfolgenden positiven und negativen Lastwechseln aufheben. Bei solch einer Abfolge zweier Lastwechsel beträgt die Differenz zwischen dem maximalen und minimalen exergetischen Wirkungsgrad der Modifikationen 0,0026 Prozentpunkte. Somit führt eine Änderung von Reglerparametern nicht zur Verbesserung der exergetischen Effizienz.

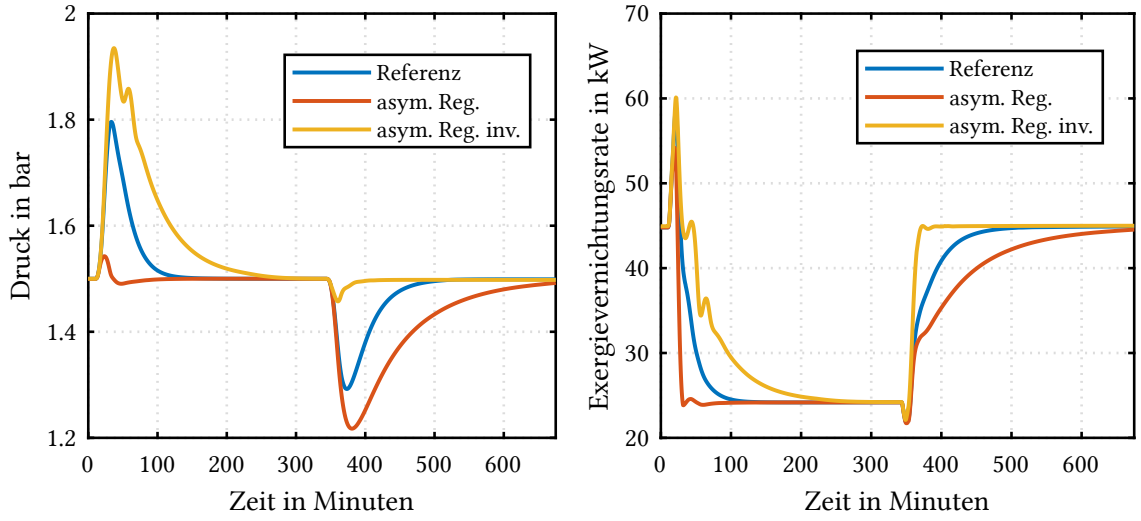
6.1.2 Asymmetrische Regelung des Speisewasserbehälterdrucks

Die vorangegangenen Untersuchungen haben gezeigt, dass das exergetische Verhalten des Prozesses im transienten Betrieb durch Anpassung der statischen Reglerparameter beeinflusst werden kann, sich die Effekte bei positiven und negativen Lastwechseln jedoch gegenseitig aufheben. Aufbauend auf diesen Ergebnissen werden im Folgenden die Auswirkungen variabler Reglerparameter ermittelt. Dabei werden je nach Vorzeichen des Lastwechsels unterschiedliche Parameter vorgegeben, die entweder eine schnellere oder trägere Reglerantwort zur Folge hat. Im Gegensatz zur Verwendung statischer Parameter, zeigen sich dabei keine symmetrischen Stellgrößentrajektorien bei positiven und negativen Lastwechseln. Daher wird diese Art der Regelung hier als asymmetrisch bezeichnet.

Auf Basis der Erkenntnisse aus der vorherigen Untersuchung, werden die variablen Reglerparameter für die asymmetrische Regelung so gewählt, dass die Exergievernichtungsrate im Speisewasserbehälter bei Lastwechseln stets niedriger ist als im Referenzzustand. Dazu werden dem Regler bei positiven Lastwechseln Parameter für ein schnelles Ausregeln des Speisewasserbehälterdrucks vorgegeben. Bei negativen Lastwechseln werden dagegen Parameter vorgegeben, die eine trägere Änderung der Stellgröße bewirken. Zum Vergleich wird auch der Anlagenbetrieb bei inverser asymmetrischer Regelung, die das gegenteilige Verhalten aufweist, untersucht.

Abbildung 6.4 zeigt die Effekte der veränderten Regelung auf den Speisewasserbehälter für einen Lastzyklus, bestehend aus einem positiven und einem negativen Lastwechsel. Der Zeitverlauf des Speisewasserbehälterdrucks in Abbildung 6.4a zeigt, dass der Druck durch die schnellere Reglerantwort beim zuerst erfolgenden positiven Lastwechsel weniger stark ansteigt als bei der Referenz. Beim anschließenden negativen Lastwechsel sinkt der Druck dagegen deutlich stärker ab, da der Regler langsamer auf den sich ändernden Druck reagiert. Die asymmetrische Regelung hat den intendierten Effekt, dass die Exergievernichtungsrate des Speisewasserbehälters sowohl beim positiven als auch beim negativen Lastwechsel niedriger ist als im Referenzfall, wie Abbildung 6.4b zeigt. Für beide Zeitverläufe zeigt die inverse asymmetrische Regelung das erwartete, gegenteilige Verhalten.

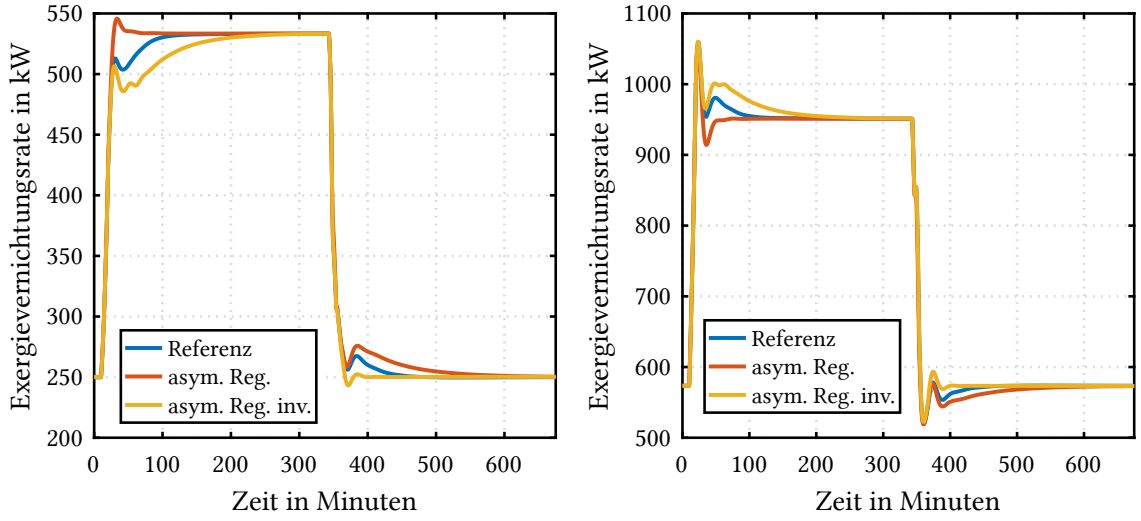
Bezüglich der absoluten Werte der Exergievernichtungsrate treten die größten Auswirkungen der geänderten Regelung erneut im Economizer und im Heizwasserwärmeübertrager auf. Die entsprechenden Zeitverläufe sind in Abbildung 6.5 veranschaulicht. Die Exergievernichtungsrate im Economizer, dargestellt in Abbildung 6.5a, zeigt über den gesamten Lastzyklus für die asymmetrische Regelung eine höhere Exergievernichtungsrate als für den Referenzfall. Her-



(a) Druck (b) Exergievernichtungsrate

Abbildung 6.4: Zeitverläufe des Drucks und der Exergievernichtungsrate im Speisewasserbehälter für Referenz, asymmetrischer und inverser asymmetrischer Druckregelung während zweier aufeinanderfolgender Lastwechsel

vorgerufen wird diese durch den niedrigeren Druck im Speisewasserbehälter, der mittels der niedrigeren Speisewassertemperatur für eine höhere Temperaturdifferenz im Economizer sorgt. Durch den höheren Wärmestrom im Economizer tritt das Rauchgas mit niedrigerer Temperatur in den Heizwasserwärmeübertrager ein und bewirkt dort aufgrund der geringeren Temperaturdifferenz eine niedrigere Exergievernichtung, wie Abbildung 6.5b zeigt. Diese schon bei der im vorigen Abschnitt vorgestellten Variation der Reglerparametrierung beobachtete Möglichkeit



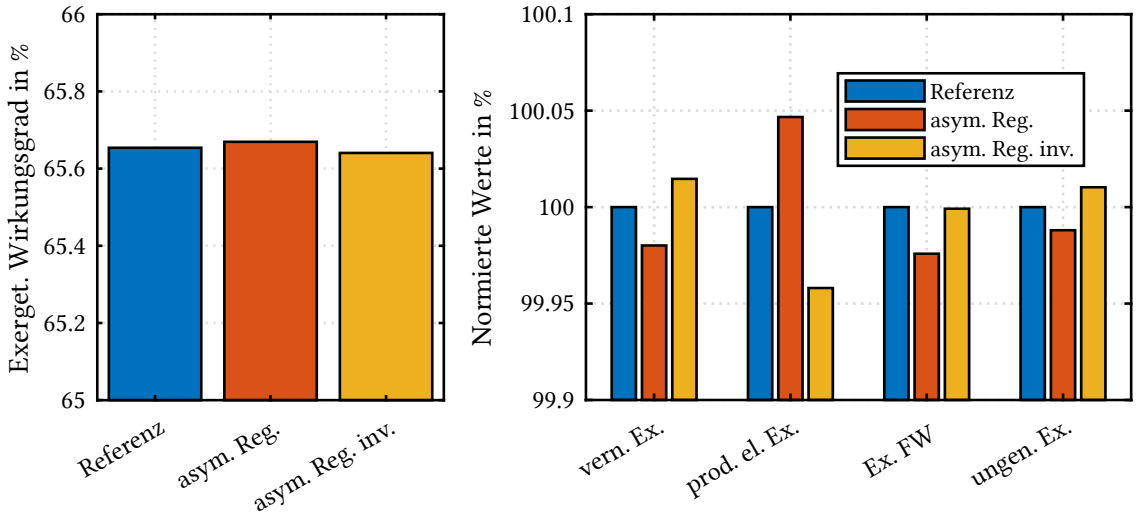
(a) Economizer (b) Heizwasserwärmeübertrager

Abbildung 6.5: Zeitverläufe der Exergievernichtungsraten für Referenz, asymmetrischer und inverser asymmetrischer Druckregelung während zweier aufeinanderfolgender Lastwechsel

zur Vertrimmung der Wärmeübertragung zwischen Economizer und Heizwasserwärmeübertrager, wird mittels der asymmetrischen Regelung gezielt genutzt, um die Exergievernichtung vom Heizwasserwärmeübertrager auf den Economizer zu verschieben. Die inverse asymmetrische Regelung bewirkt das Gegenteilige und verschiebt die Exergievernichtung vom Economizer auf den Heizwasserwärmeübertrager. Dadurch ist jeweils über den gesamten Lastzyklus die Exergievernichtungsrate im Economizer niedriger und im Heizwasserwärmeübertrager höher als im Referenzmodell.

Die Bewertung der asymmetrischen Regelung erfolgt anhand der in Abbildung 6.6 gezeigten exergetischen Wirkungsgrade und Exergiegrößen des Wasser-Dampf-Kreislaufs für 20 aufeinanderfolgende Lastzyklen. Anhand der integrierten transienten exergetischen Wirkungsgrade, dargestellt in Abbildung 6.6a, kann für die asymmetrische Regelung eine leicht verbesserte Exergieeffizienz des Prozesses gegenüber dem Referenzzustand der Regelung festgestellt werden. Der Wirkungsgrad ist um rund 0,02 Prozentpunkte von 65,65 % auf 65,67 % gestiegen. Für die inverse asymmetrische Regelung ergibt sich ein im Vergleich zur Referenz um rund 0,01 Prozentpunkte verringerter Wirkungsgrad.

Abbildung 6.6b zeigt die relativen Änderungen der vernichteten Exergie und der in Form von elektrischem Strom und Wärme sowie ungenutzt abgeführten Exergie für das Szenario von 20 aufeinanderfolgenden Lastzyklen. Durch die asymmetrische Regelung wird, wie bereits beschrieben, ein Teil der Wärmeübertragung vom Heizwasserwärmeübertrager auf den Economizer verschoben und findet dadurch auf einem höheren Temperaturniveau statt, was zu einer geringeren Exergievernichtung führt. In der Folge reduziert sich die insgesamt vernichtete Exergie im betrachteten Szenario um 0,02 Prozentpunkte, was zeitlich gemittelt einer um 1,14 kW verringerten Exergievernichtungsrate entspricht. Mit der durch die asymmetrische Regelung erhöhten Wär-



(a) Exerget. Wirkungsgrade

(b) Exergievernichtung und -output

Abbildung 6.6: Vergleich von exergetischen Wirkungsgraden sowie Exergievernichtung und -outputs für Referenz, asymmetrische und inverse asymmetrische Druckregelung über 20 Lastzyklen

meübertragung im Economizer, wird mehr Energie in den Wasser-Dampf-Kreislauf eingekoppelt, womit sich auch die über die Dampfturbine erzeugte elektrische Leistung erhöht. Dementsprechend sinkt die mittels des Heizwasserwärmeübertragers an das Fernwärmenetz übertragene Exergie. Auch die mit dem Rauchgas ungenutzt an die Umgebung abgeführte Exergie ist durch die asymmetrische Regelung minimal verringert. Erwartungsgemäß zeigen sich für die inverse Regelung die gegenteiligen Effekte.

Insgesamt kann somit ein positiver Effekt der asymmetrischen Speisewasserbehälterdruckregelung auf das exergetische Verhalten der Anlage festgestellt werden. Durch die Verschiebung der Exergievernichtung im transienten Betrieb auf ein höheres Temperaturniveau konnte die Exergievernichtung gezielt reduziert werden. Es bleibt jedoch anzumerken, dass die Steigerung der Exergieeffizienz nur minimal ist und daher nicht als signifikant angesehen werden kann.

6.1.3 Implementation einer Störgrößenaufschaltung

Motiviert durch die nur mäßige Regelgüte des Speisewasserbehälterdrucks, die im dynamischen Betrieb zu deutlichen Abweichungen vom Wert der Führungsgröße führt, wie die vorangegangenen Untersuchungen gezeigt haben (vgl. Abbildung 6.4a), wird nun untersucht, inwieweit eine Verbesserung der Regelgüte des Speisewasserbehälterdrucks auch zu einer Erhöhung des exergetischen Wirkungsgrades führt. Eine Ursache für die erhöhte Exergievernichtung wird in den durch die Druckschwankungen bedingten hohen Ein- und Ausspeicherraten der Systemexergie im Speisewasserbehälter vermutet. Das dynamische Verhalten der Speisewasserbehälterdruckregelung kann gezielt verbessert werden, indem der bekannte Einfluss der Gasturbinenleistung auf den Stellgrößenbedarf des Regelventils der Turbinenanzapfung genutzt wird. Diese Verbesserung wird durch eine Störgrößenaufschaltung (SGA) realisiert.

Eine Störgrößenaufschaltung beruht auf dem Prinzip der Vorsteuerung, bei der eine Stellgröße auf Grundlage eines Führungsgrößenverlaufs und des erwarteten Stellgrößenbedarfs angepasst wird. Bei einer Störgrößenaufschaltung wird dieses Konzept auf messbare Störgrößen angewendet, mit dem Ziel, den Einfluss einer Störgröße auf das geregelte System weitestgehend zu kompensieren. Somit nutzt eine Störgrößenaufschaltung den bekannten Einfluss einer messbaren Störgröße auf das System, um die Stellgröße entsprechend anzupassen. Da es sich um eine Steuerung handelt, ist die Implementation einer Störgrößenaufschaltung ohne die Beeinträchtigung der Stabilität des Systems möglich [122].

Das Grundprinzip eines einschleifigen Standardregelkreises ist in Abbildung 6.7 dargestellt. Darin ist zusätzlich die Störgrößenaufschaltung in rot eingetragen, die den Regelkreis durch eine Vermaschung erweitert und die Regelung durch das Einbringen zusätzlicher Informationen über den Störeinfluss verbessert [123]. Im vorliegenden Fall der Speisewasserbehälterdruckregelung wirkt die Gasturbinenleistung aufgrund der Gleitdruckfahrweise des nachgeschalteten Wasser-Dampf-Kreislaufs als Störgröße z auf den Speisewasserbehälterdruck. Der Speisewasserbehälterdruck ist die Regelgröße x. Die Führungsgröße w ist dauerhaft konstant, unterliegt also keinem zeitlichen Verlauf. Für verschiedene Lastpunkte wurde die Abhängigkeit des Stellgrößenbedarfs des Anzapfregelventils von der Gasturbinenleistung ermittelt. Über eine daraus

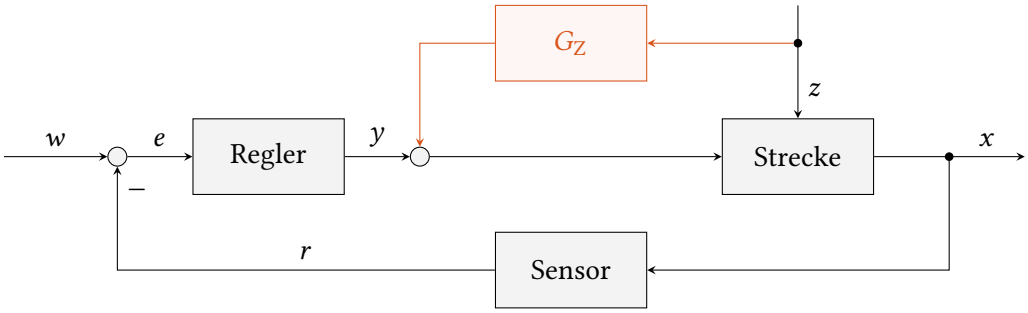
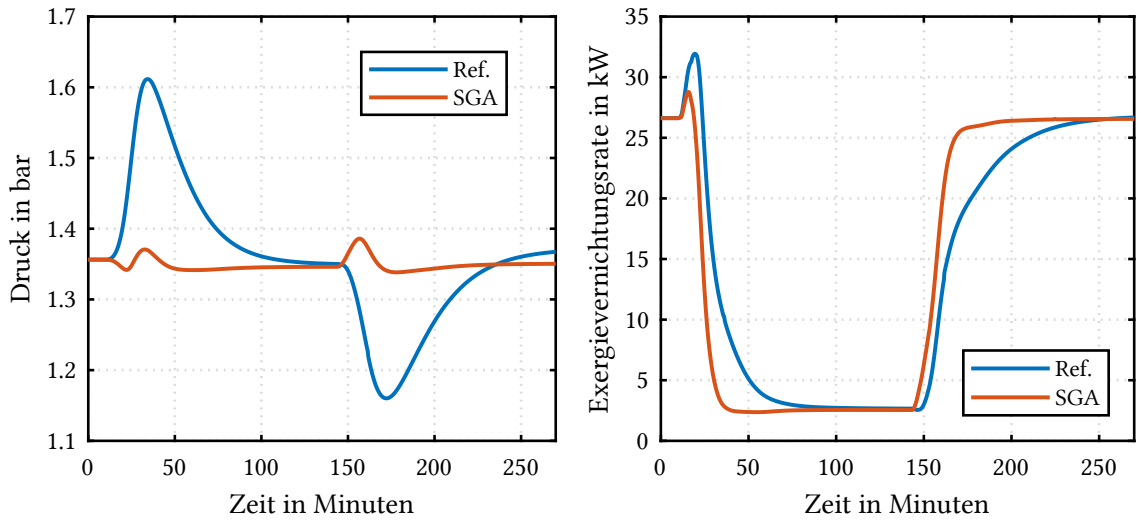


Abbildung 6.7: Vereinfachtes Schema eines Regelungssystems mit Störgrößenaufschaltung (rot markiert)

entwickelte Übertragungsfunktion G_Z wird die Führungsgröße der Gasturbinenleistung als Störgröße auf die Stellgröße y, die Anzapfventilöffnung, der Druckregelung aufgeschaltet.

Der Einfluss der implementierten Störgrößenaufschaltung auf den Speisewasserbehälter wird in Abbildung 6.8 gezeigt. Die Zeitverläufe des Speisewasserbehälterdrucks für die Regelung im Referenzzustand und die zusätzliche Störgrößenaufschaltung werden in Abbildung 6.8a verglichen. Das dargestellte Szenario ist ein Lastwechsel von Mindestlast auf Volllast und wieder zurück auf Mindestlast. Durch die Störgrößenaufschaltung wird direkt mit Beginn des positiven Lastwechsels in Minute 10 die Anzapfventilöffnung angepasst, noch bevor sich die Störgröße auf den Speisewasserbehälterdruck als Regelgröße auswirkt. Darin liegt auch die zu Beginn des Lastwechsels erkennbare Reduzierung des Drucks begründet. Der Regler dient nur noch der Beseitigung der verbleibenden Wirkung der Störgröße auf die Regelgröße. Die Störgrößenaufschaltung reduziert die Über- und Unterspeisung des Speisewasserbehälters mit Anzapfdampf, wodurch eine deutliche Glättung des Druckverlaufs erreicht wird. Diese Glättung kann auch dem Lebensdauerverbrauch des Speisewasserbehälters zugutekommen, da der gleichmäßigere Druckverlauf eine Reduzierung der Materialerschöpfung aufgrund von Lastwechselbeanspruchungen bewirkt, die durch zyklische Druck- und Temperaturänderungen hervorgerufen werden [124].

Der Zeitverlauf der Exergievernichtungsraten in Abbildung 6.8b zeigt für den zuerst erfolgenden, positiven Lastwechsel zwischen Minute 10 und Minute 140 insgesamt niedrigere Werte für die Regelung mit Störgrößenaufschaltung gegenüber dem Status quo der Regelung als Referenz. Die übermäßige Beaufschlagung des Speisewasserbehälters mit Anzapfdampf wird durch die Störgrößenaufschaltung reduziert, da das Anzapfregelventil frühzeitig geschlossen wird, noch bevor eine Regeldifferenz am Reglereingang auftritt. Die exergetisch ungünstige Mischung des heißen Anzapfdampfs mit kaltem Speisewasser wird verringert und die Exergievernichtungsrate sinkt. Bei dem ab Minute 140 beginnenden, negativen Lastwechsel bewirkt die Störgrößenaufschaltung erwartungsgemäß den im Vergleich zum positiven Lastwechsel gegenteiligen Effekt. Um der durch den Störeinfluss der Lastreduzierung hervorgerufenen Verminderung des Anzapfdampfmassenstroms entgegenzuwirken, wird durch die Störgrößenaufschaltung das Regelventil frühzeitig geöffnet. Damit strömt mehr Dampf in den Speisewasserbehälter, was für die Druckhaltung förderlich ist, jedoch steigt damit gegenüber dem Referenzzustand auch die Exergievernichtungsrate.



(a) Druck

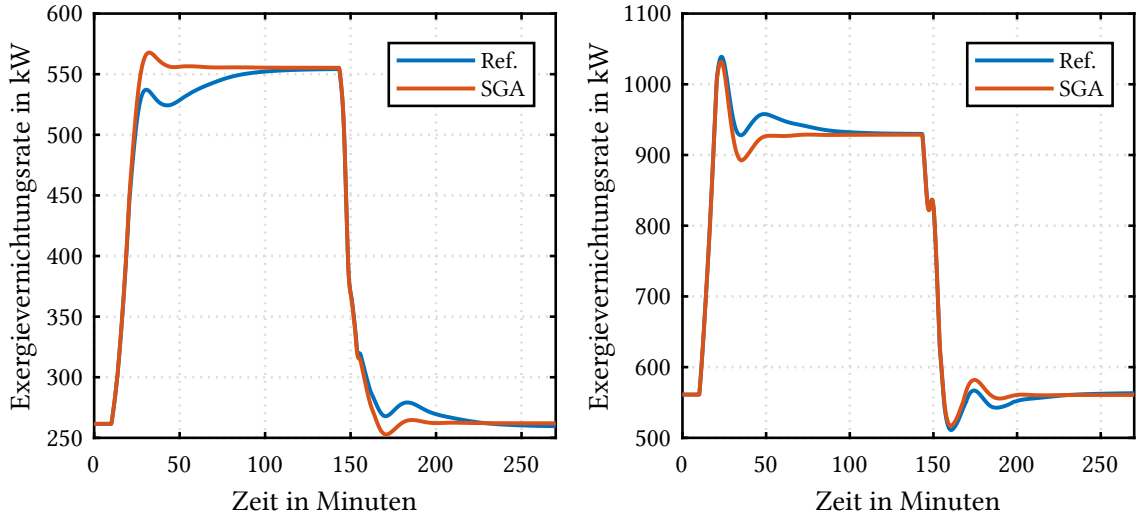
(b) Exergievernichtungsrate

Abbildung 6.8: Zeitverläufe des Drucks und der Exergievernichtungsrate im Speisewasserbehälter für die Referenz und die mit einer Störgrößenaufschaltung versehene Druckregelung während zweier aufeinanderfolgender Lastwechsel

Im Vergleich zu den Wärmeübertragern im Abhitzekessel liegt die Exergievernichtungsrate des Speisewasserbehälters mit maximal ca. 30 kW auf einem sehr niedrigen Niveau. Da sich Anpassungen der Druckhaltungsregelung des Speisewasserbehälters auch auf den Economizer und den Heizwasserwärmeübertrager auswirken, deren Exergievernichtungsraten im Maximum bei 550 bzw. 1000 kW liegen, werden beide Komponente in Abbildung 6.9 betrachtet. Der Einfluss der Störgrößenaufschaltung auf die beiden Wärmeübertrager ähnelt den Auswirkungen der Modifikation der Reglerparametrierung hin zu einer schnelleren Reglerantwort (Modifikationen 3 und 4), die in Abschnitt 6.1.1 behandelt wurde.

Die in Abbildung 6.9a gezeigte Gegenüberstellung der Exergievernichtungsraten im Economizer für den Referenzzustand und die Regelung mit Störgrößenaufschaltung zeigt, dass beim positiven Lastwechsel der durch die Einwirkung der Störgrößenaufschaltung niedrigere Speisewasserbehälterdruck und in der Folge die niedrigere Temperatur des Speisewassers zu einer höheren Exergievernichtung im Economizer führt, die durch die höhere Temperaturdifferenz zwischen Speisewasser und Rauchgas verursacht wird. Beim anschließenden negativen Lastwechsel kehrt sich der Effekt um, so dass die gegenüber der Referenz höhere Speisewassertemperatur, die durch den höheren Speisewasserbehälterdruck infolge des Eingriffs der Störgrößenaufschaltung erreicht wird, die Temperaturdifferenz zwischen Speisewasser und Rauchgas verringert und damit zu einer geringeren Exergievernichtung führt.

Der Einfluss der Störgrößenaufschaltung auf den Economizer wirkt sich über den Rauchgaspfad auch auf den Heizwasserwärmeübertrager aus. Der Vergleich der Exergievernichtungsraten ist in Abbildung 6.9b dargestellt. Die Exergievernichtung im Heizwasserwärmeübertrager bei Verwendung der Störgrößenaufschaltung verhält sich umgekehrt zur Exergievernichtung im Economizer. Für den positiven Lastwechsel ist sie geringer, für den negativen Lastwechsel jedoch



(a) Economizer

(b) Heizwasserwärmeübertrager

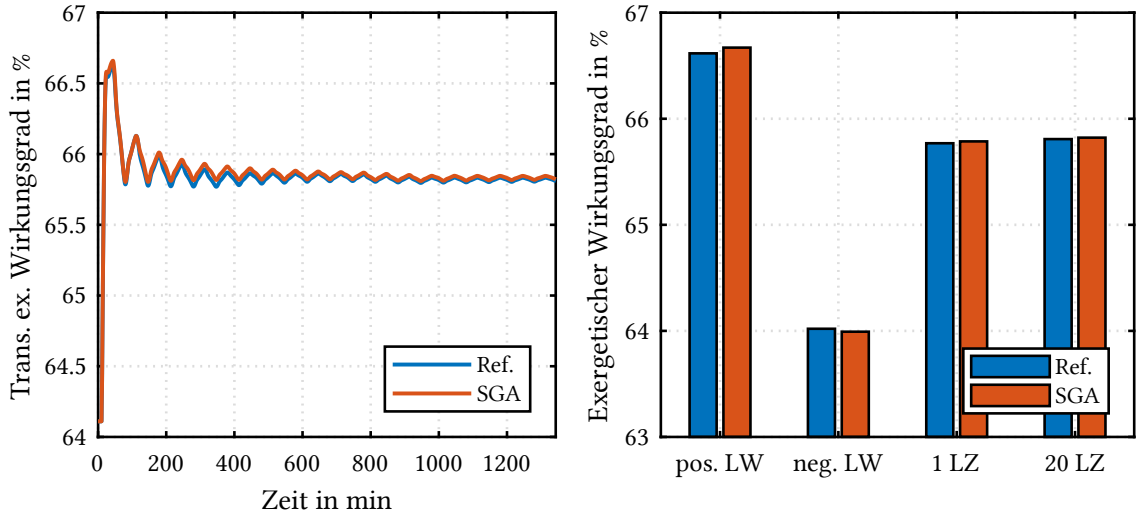
Abbildung 6.9: Zeitverläufe der Exergievernichtungsraten für die Referenz und die mit einer Störgrößenaufschaltung versehene Speisewasserbehälterdruckregelung während zweier aufeinanderfolgender Lastwechsel

höher als im Referenzzustand. Verursacht wird dieses Verhalten durch die veränderte Temperatur der Wärmeübertragung im Economizer, die den dort übertragenen Wärmestrom und damit die Rauchgastemperatur am Eintritt in den Heizwasserwärmeübertrager verändert. Beim positiven Lastwechsel mit Störgrößenaufschaltung ist die Wärmeübertragung im Economizer erhöht, das Rauchgas wird stärker abgekühlt und tritt mit einer niedrigeren Temperatur in den Heizwasserwärmeübertrager ein, was dort die Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung und damit die Exergievernichtung erhöht. Für den negativen Lastwechsel kehrt sich dieses Verhalten um.

Der Einfluss der Störgrößenaufschaltung auf die Exergievernichtung zeigt sich erst nach ca. 10 Minuten. Zu diesem Zeitpunkt haben sich die Rauchgastemperaturen schon fast bis auf ihren stationären Endpunkt erhöht. Dadurch findet die durch die Störgrößenaufschaltung erhöhte Exergievernichtung im Economizer auf höherem Temperaturniveau statt. Im Heizwasserwärmeübertrager, der Wärme auf einem insgesamt niedrigeren Temperaturniveau überträgt, ist die Exergievernichtung durch die Störgrößenaufschaltung reduziert. Somit wird beim positiven Lastwechsel, der durch Wärmeübertragung auf insgesamt höherem Temperaturniveau sowohl im Eco als auch im HWWÜ gekennzeichnet ist, die durch die Lasterhöhung grundsätzlich steigende Exergievernichtung auf den Economizer verlagert, der auf höherem Temperaturniveau als der Heizwasserwärmeübertrager arbeitet. Bei negativer Laständerung macht sich der Einfluss der Störgrößenaufschaltung erst bemerkbar, wenn die Exergievernichtung insgesamt bereits abgenommen hat. Der veränderte Reglereingriff sorgt dann dafür, dass die nun geringere Exergievernichtung vom Economizer auf den Heizwasserwärmeübertrager und damit auf ein niedrigeres Temperaturniveau verschoben wird. Zusammengefasst bedeutet dies, dass in Betriebspunkten mit hoher Exergievernichtung diese auf ein höheres Temperaturniveau verschoben wird und damit die Verschiebung der Exergievernichtung auf ein niedrigeres Temperaturniveau in Betrieb-

spunkten mit insgesamt geringerer Exergievernichtung geringfügig überkompensiert wird. Die Auswirkungen sind insgesamt sehr gering, da es auch in nachfolgenden Komponenten zu Ausgleichseffekten kommt. So wird beim positiven Lastwechsel durch die reduzierte Eintrittstemperatur des Speisewassers in den Economizer auch die Austrittstemperatur verringert. Dadurch wird die Dampftrommel mit kälterem Wasser gespeist, wodurch wiederum die Exergievernichtung im Verdampfer aufgrund der dort höheren Temperaturdifferenz steigt. Mit zunehmender Entfernung des Bauteils vom Ort der Einwirkung schwächen sich diese Effekte jedoch ab, so dass insgesamt eine leichte Verringerung der Exergievernichtung erreicht wird.

Die Ergebnisse des untersuchten Szenarios zweier aufeinanderfolgender Lastwechsel haben gezeigt, dass sich die Einflüsse der Störgrößenaufschaltung aufgrund der unterschiedlichen Auswirkungen auf die einzelnen Anlagenkomponenten hinsichtlich der Exergievernichtung weitgehend gegenseitig aufheben. Durch die Störgrößenaufschaltung lässt sich eine nur sehr geringe Reduzierung der Exergievernichtung erreichen. Um die Effekte der veränderten Reglerstruktur auf das exergetische Verhalten der Gesamtanlage zu evaluieren, werden in Abbildung 6.10 die transienten exergetischen Wirkungsgrade des Wasser-Dampf-Kreislaufs betrachtet. Abbildung 6.10a zeigt die kumulativ integrierten exergetischen Wirkungsgrade für 20 aufeinanderfolgende Lastzyklen (LZ), bestehend aus jeweils einem positiven und einem negativen Lastwechsel. Dabei zeigt sich für die Regelung mit Störgrößenaufschaltung ein geringfügig höherer Wirkungsgrad. Abbildung 6.10b fasst die integrierten transienten Wirkungsgrade der verschiedenen Szenarien zusammen. Beim positiven Lastwechsel verzeichnet die Regelung mit Störgrößenaufschaltung einen höheren Wirkungsgrad, wohingegen dieser beim negativen Lastwechsel niedriger liegt als der Referenzwert. Hierin äußern sich die beschriebenen gegenteiligen Effekte je nach



(a) Zeitverläufe der kumulativ integrierten exergetischen Wirkungsgrade für 20 Lastzyklen

(b) Integrierte transiente exergetische Wirkungsgrade für einen positiven und negativen Lastwechsel sowie für 1 und 20 Lastzyklen

Abbildung 6.10: Vergleich der integrierten exergetischen Wirkungsgrade des Wasser-Dampf-Kreislaufs für die Speisewasserbehälterdruckregelung ohne und mit Störgrößenaufschaltung

Vorzeichen des Lastwechsels. Die höhere Aussagekraft bezüglich der Gesamtwirkung der angepassten Regelung hat daher die Betrachtung ganzer Lastzyklen. Für einen Lastzyklus, bestehend aus einem positiven und einem anschließenden negativen Lastwechsel, zeigt sich bei der Nutzung der Störgrößenaufschaltung ein um 0,04 Prozentpunkte besserer exergetischer Wirkungsgrad. Bei der längerfristigen Betrachtung über 20 Lastzyklen hinweg, beträgt die Differenz im exergetischen Wirkungsgrad noch 0,02 Prozentpunkte. Insgesamt zeigt sich somit ein positiver Effekt der Störgrößenaufschaltung auf das exergetische Verhalten der Anlage im transienten Betrieb, wenngleich dieser nicht nennenswert ist. Das verdeutlicht auch die Exergievernichtung. Im Speisewasserbehälter liegt die über die 20 Lastzyklen zeitlich gemittelte Exergievernichtungsrate mit Störgrößenaufschaltung um 1,2 kW niedriger als für die Referenz. Die mittlere Exergievernichtungsrate des gesamten Wasser-Dampf-Kreislaufs ist um 0,8 kW reduziert.

6.2 Ertüchtigung der Dampftrommelniveauregelung

Nachdem im vorangegangenen Abschnitt Maßnahmen zur Erhöhung des exergetischen Wirkungsgrades der Anlage über die durch den Speisewasserbehälterdruck beeinflussbare Speisewassertemperatur untersucht wurden, wird nun der Einfluss einer Anpassung der Dampftrommelniveauregelung bewertet. Da der mit der Dampftrommelniveauregelung geregelte Speisewassermassenstrom die Durchströmung des Economizers bestimmt, kommen teilweise die selben Effekte wie bei der Anpassung der Speisewasserbehälterdruckregelung zum Tragen, da auch in diesem Fall Economizer und Heizwasserwärmeübertrager die wesentlich beeinflussten Komponenten sind.

Die Niveauregelung der Dampftrommel hält mittels kaskadierter PI-Regler über das Einstellen des Speisewassermassenstroms den Trommelfüllstand auf einem konstanten Wert. Die Bildung des Sollwerts (SW) findet auf Basis der Differenz aus Frischdampf- und Speisewassermassenstrom, korrigiert um den Dampftrommelfüllstand statt. Als Stellglied wird das Speisewasserregelventil genutzt, das der Speisewasserpumpe nachgeschaltet ist. Die drehzahlgeregelte Speisewasserpumpe ist das Stellglied eines weiteren Regelkreises, der eine konstante Druckdifferenz über das Speisewasserregelventil einstellt. Die im Folgenden beschriebenen Anpassungen der Leittechnik beziehen sich nur auf den Niveauregler und das Regelventil, nicht aber auf die Speisewasserpumpe.

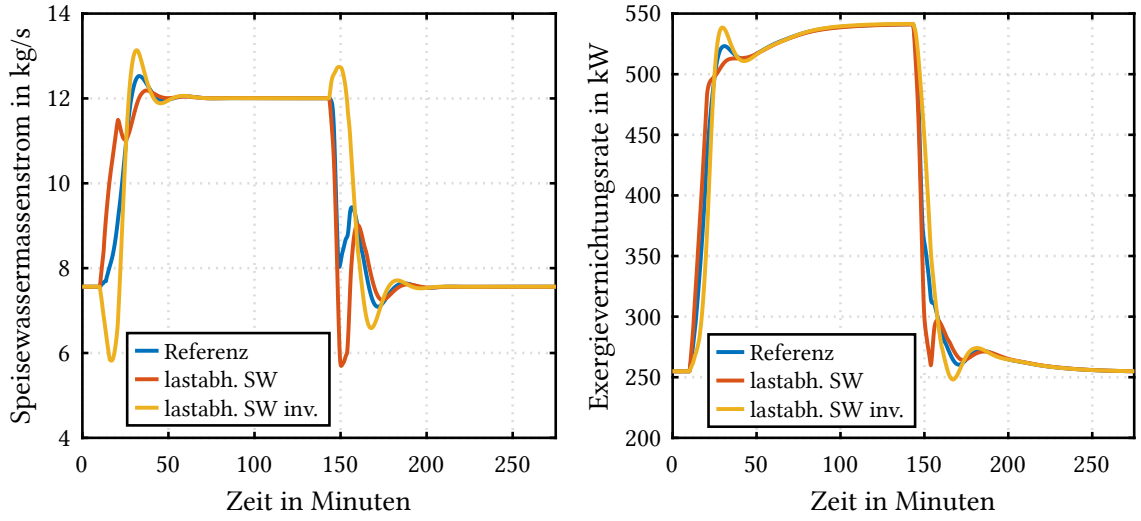
Der zeitliche Verlauf des Speisewassermassenstromes bei Laständerungen kann durch Veränderung der Dynamik der Trommelfüllstandsregelung beeinflusst werden. Die Trajektorie der Ventilöffnung und damit der Massenstrom können jedoch nicht beliebig angepasst werden, da das Zeitintegral des Massenstromes vom stationären Anfangs- bis zum stationären Endpunkt, also die über diesen Zeitraum insgesamt geförderte Speisewassermasse, immer gleich sein muss, um die Regelaufgabe der Konstanthaltung des Trommelfüllstandes zu erfüllen. Wird eine Regelung eingesetzt, die zu Beginn des Lastwechsels einen schnellen Anstieg des Speisewassermassenstromes bewirkt, so ist am Ende des Lastwechsels ein entsprechend geringerer Massenstrom erforderlich, um den Trommelfüllstand auf dem Sollwert zu halten. Umgekehrt führt eine zunächst langsamere Reaktion auf den geänderten Speisewasserbedarf dazu, dass der Speisewassermas-

senstrom am Ende des Lastwechsels höher sein muss. Eine reine Änderung der Reglerdynamik im Sinne einer schnelleren oder trägeren Regelung hat somit keine signifikante Auswirkung auf das exergetische Verhalten der Anlage, da sich die Effekte am Ende des transienten Betriebs ausgeglichen haben. Die entsprechenden Methoden, die bei der Druckregelung des Speisewasserbehälters angewendet wurden – Störgrößenaufschaltung und asymmetrische Regelung – sind daher wirkungslos. Eine Möglichkeit, den zeitlichen Verlauf des Speisewassermassenstromes über eine rein dynamische Anpassung hinaus zu beeinflussen, besteht darin, den Sollwert (SW) des Dampftrommelfüllstandes in Abhängigkeit von der Kessellast zu fahren. Dadurch kann je nach Sollwertführung die geförderte Speisewassermasse während eines Lastwechsels vergrößert oder verkleinert werden. Die Trommelniveauregelung wird im Folgenden daher um eine lastabhängige Sollwertanpassung erweitert und deren Effekt auf die Exergieeffizienz der Anlage im transienten Betrieb untersucht.

Im Referenzzustand der Regelung liegt der Trommelfüllstandssollwert durchgängig bei ca. 81 cm. Die Implementation der lastabhängigen Sollwertführung erfolgt mittels einer gleitenden Regelung, bei der in Mindestlast ein Sollwert von 74 cm und in Volllast von 88 cm gefahren wird. Die geänderten Sollwerte wurden so gewählt, dass auch im transienten Betrieb kein Voll- oder Leerlaufen des Behälters auftritt. Mit dieser Regelung wird während eines positiven Lastwechsels der Speisewassermassenstrom gegenüber der Referenz stärker erhöht, um die Füllstandsanhebung um 14 cm zu realisieren. Zur besseren Vergleichbarkeit wird auch die Regelung mit den inversen Sollwerten betrachtet, bei der der Trommelfüllstand bei Mindestlast höher ist als bei Volllast.

Die Implementation der lastabhängigen Dampftrommelniveausollwertführung wird für das bekannte Szenario zweier Lastwechsel von Mindest- auf Voll- und zurück auf Mindestlast untersucht. Die zeitlichen Verläufe der Speisewassermassenströme für die Referenz sowie die beiden Varianten der Sollwertführung werden in Abbildung 6.11a gezeigt. Die lastabhängige Sollwertführung zeigt gegenüber der Referenz den gewünschten Effekt eines erhöhten Speisewassermassenstromes während des positiven Lastwechsels. Während des negativen Lastwechsels findet entsprechend der vorgegebenen Sollwerte eine Absenkung des Trommelfüllstands statt, wodurch ein gegenüber dem Referenzfall geringerer Speisewassermassenstrom erforderlich ist. Erwartungsgemäß ist der Verlauf des Speisewassermassenstroms für die inverse Sollwertführung beim positiven Lastwechsel geringer und beim negativen Lastwechsel höher als im Referenzfall und verhält sich damit gegensätzlich zur ersten Variante der veränderten Sollwertführung.

Die größte Auswirkung eines veränderten Speisewassermassenstroms lässt sich im Economizer beobachten, da dadurch direkt dessen Durchströmung und damit der Wärmeübergang bestimmt wird. Der Einfluss auf die Exergievernichtungsrate ist insgesamt jedoch verhältnismäßig gering, insbesondere im Vergleich zur Manipulation der Speisewassertemperatur durch Anpassung der Speisewasserbehälterdruckregelung. Der Vergleich der Exergievernichtungsraten im Economizer wird in Abbildung 6.11b vorgenommen. Der lastabhängige Sollwert, der durch die Erhöhung des Trommelfüllstandes den Speisewassermassenstrom während des positiven Lastwechsels erhöht, sorgt damit für einen verbesserten Wärmeübergang auf das Arbeitsmedium. Der dadurch leicht erhöhte Wärmestrom hat auch eine höhere Exergievernichtungsrate im Eco-



(a) Zeitverlauf des Speisewassermassenstroms

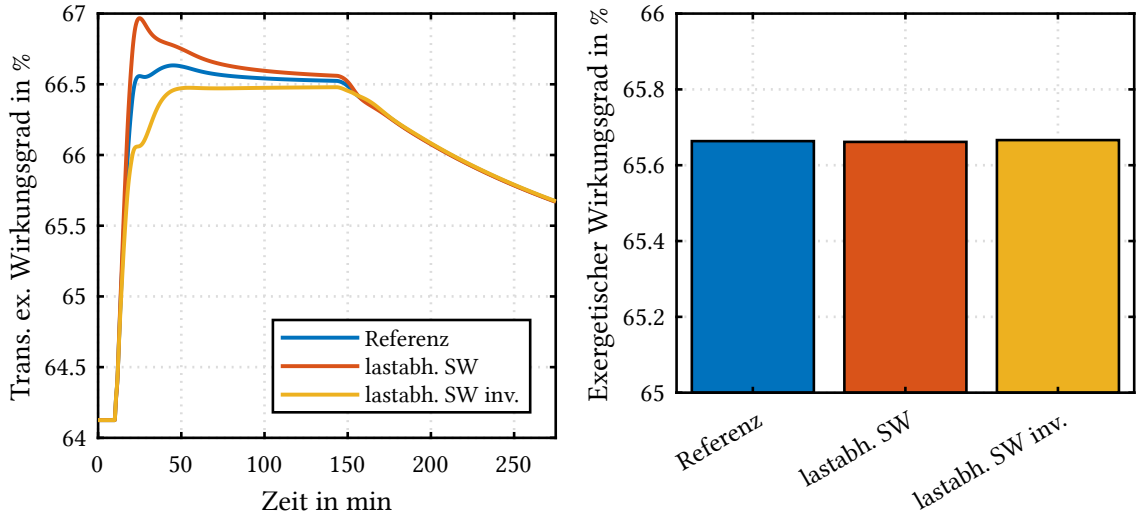
(b) Exergievernichtungsrate im Economizer

Abbildung 6.11: Speisewassermassenstrom und Exergievernichtungsrate im Economizer für die Dampftrommelniveauregelung mit lastabhängiger Sollwertführung

nomizer zur Folge. Während des negativen Lastwechsels wird der Trommelfüllstand entsprechend des lastabhängigen Sollwerts reduziert, weswegen ein im Vergleich zur Referenz geringerer Massenstrom gefördert wird. Damit verschlechtert sich der Wärmeübergang, wodurch der übertragene Wärmestrom und damit die Exergievernichtungsrate reduziert werden. Da mit dem negativen Lastwechsel der Trommelfüllstand zurück auf den ursprünglichen Sollwert vom Beginn des Szenarios gebracht wird, hat dieser den gegenüber dem positiven Lastwechsel gegenteiligen Effekt. Die Wärmeübertragung im rauchgasseitig dem Economizer nachgeschalteten Heizwasserwärmeübertrager wird, wie schon zuvor beschrieben, ebenfalls durch die geänderte Anlagenfahrweise beeinflusst. Ein höherer Wärmestrom im Economizer führt zu einem niedrigeren Wärmestrom im Heizwasserwärmeübertrager und umgekehrt. Gleiches gilt für die Exergievernichtung.

Die aus der Leittechnikanpassung resultierende Exergieeffizienz des Wasser-Dampf-Kreislaufs wird anhand des kumulativ integrierten, transienten exergetischen Wirkungsgrades in Abbildung 6.12a bewertet. Für den lastabhängig gefahrenen Sollwert des Trommelniveaus kann während des positiven Lastwechsels eine Steigerung des exergetischen Wirkungsgrades verzeichnet werden, der 0,04 Prozentpunkte über dem Referenzwert liegt. Durch die Erhöhung des Speisewassermassenstroms zur Anhebung des Dampftrommelfüllstands wird die Wärmeübertragung im Economizer verbessert und im Heizwasserwärmeübertrager reduziert. Dadurch verschiebt sich auch die Exergievernichtung in den Economizer und damit auf ein höheres Temperaturniveau, was zu einer besseren Exergieeffizienz führt. Wird der Trommelfüllstand während des negativen Lastwechsels reduziert, tritt der gegenteilige Effekt ein. Mit Beginn des negativen Lastwechsels ab Minute 140 nähern sich die dargestellten Wirkungsgrade stark an und sind am Ende des Szenarios nahezu identisch.

Die nahezu vollständige Aufhebung des Einflusses der lastabhängigen Sollwertführung auf den



(a) Zeitverläufe der kumulativ integrierten exergetischen Wirkungsgrade für einen Lastzyklus

(b) Integrierte transiente exergetische Wirkungsgrade für einen Lastzyklus

Abbildung 6.12: Vergleich der integrierten exergetischen Wirkungsgrade des Wasser-Dampf-Kreislaufs für die lastabhängige Sollwertführung des Dampftrommelniveaus

exergetischen Wirkungsgrad zeigt auch Abbildung 6.12b. Sie fasst die exergetischen Wirkungsgrade der drei untersuchten Varianten für einen Lastzyklus zusammen. Für das Referenzsystem sowie die Modifikationen mittels lastabhängigem und inversem lastabhängigen Sollwert unterscheiden sie sich um weniger als 0,01 Prozentpunkte. Hier zeigt sich also die bereits zuvor beobachtete Aufhebung der durch die regelungstechnische Modifikation beabsichtigten Verbesserung des exergetischen Anlagenverhaltens bei der Durchführung eines vollständigen Lastzyklus.

6.3 Kombination von Leittechnikmodifikationen

Die vorangegangenen Untersuchungen zur Modifikation von Speisewasserbehälterdruck- und Dampftrommelniveauregelung hinsichtlich der Reduzierung der Exergievernichtung und der Erhöhung der Exergieeffizienz des Wasser-Dampf-Kreislaufs im transienten Betrieb haben gezeigt, dass eine Beeinflussung des exergetischen Verhaltens der Anlage mittels leittechnischer Stelleingriffe zwar möglich ist, jedoch bestenfalls nur zu geringfügigen Verbesserungen führt. Ausgehend von dieser bisherigen Betrachtung nur einzelner Maßnahmen, wird die Kombination von Modifikationen der zwei zuvor behandelten Regelkreise analysiert. Für die Speisewasserbehälterdruckregelung wird die asymmetrische Regelung herangezogen, die für positive und negative Lastwechsel jeweils unterschiedliche Reglerparameter nutzt und dementsprechend eine schnellere bzw. trägere Reglerantwort bewirkt. Kombiniert wird diese Modifikation mit der zuletzt vorgestellten lastabhängigen Sollwertführung der Dampftrommelniveauregelung, bei der im Mindestlastbetrieb ein niedrigerer Füllstand gefahren wird als im Volllastbetrieb.

Der Vergleich der Kombinationen von Leittechnikmodifikationen, die mittels des exergetischen Wirkungsgrades bewertet werden, erfolgt in Abbildung 6.13. Den vorliegenden Daten liegt das Szenario zweier aufeinanderfolgender Lastwechsel zugrunde. Zur Gewährleistung einer

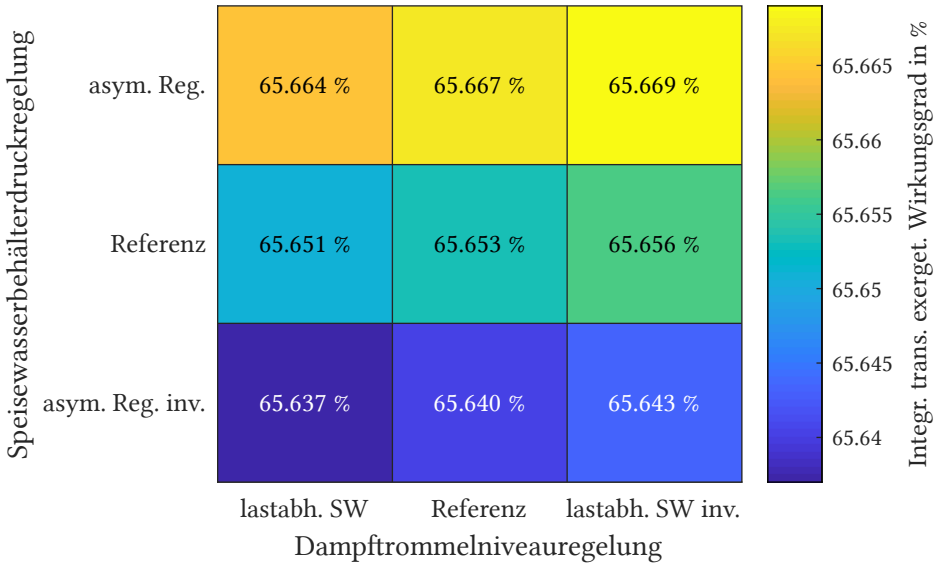


Abbildung 6.13: Überblick der exergetischen Wirkungsgrade bei Kombination von Leittechnikmodifikationen

guten Vergleichbarkeit sowie eines zusammenfassenden Überblicks der bisherigen Ergebnisse werden auch die Referenzzustände mit unveränderter Leittechnik sowie die inversen Modifikationen mit gegensätzlichem Regelungsverhalten dargestellt. Daraus wird noch einmal ersichtlich, dass mit der asymmetrischen Regelung des Speisewasserbehälterdrucks eine Wirkungsgradsteigerung um 0,014 Prozentpunkte erzielt wird. Im Gegensatz dazu bewirkt die lastabhängige Sollwertführung der Dampftrommelniveauregelung eine Erhöhung des Wirkungsgrades um 0,003 Prozentpunkte. Hierbei wird deutlich, dass durch eine Beeinflussung der Speisewassertemperatur stärker auf die Wärmeübertragung und damit das exergetische Verhalten des gesamten Wasser-Dampf-Kreislaufs eingewirkt werden kann als über die Veränderung des Speisewassermassenstroms, der nur geringfügig manipulierbar ist. Die Ergebnisse zeigen weiterhin, dass bei der Kombination von Modifikationen die jeweiligen Wirkungsgradänderungen superponieren. Aufgrund der jedoch nur minimalen Effekte, die die Modifikationen hervorrufen, sind auch ihre Kombinationen für die Exergieeffizienz der Kraftwerksanlage nicht signifikant. Es lässt sich somit schlussfolgern, dass die Verbesserung des exergetischen Verhaltens der Anlage im transienten Betrieb mittels Anpassungen der Leittechnik aufgrund des nur sehr geringen Einflusses nicht in nennenswertem Maße realisierbar ist. Außerdem ist zu berücksichtigen, dass sich die erzielbaren Effekte zwar in der idealisierten Modellumgebung mit konstanten Randbedingungen und reproduzierbaren Szenarien beobachteten lassen, in der realen Anlage vermutlich jedoch unterhalb der Messbarkeitsschwelle liegen.

In den bisherigen Analysen wurde der transiente Betrieb eines einzelnen Blocks des GuD-Heizkraftwerks im Detail untersucht. Dabei wurde evaluiert, ob durch Anpassungen in der Prozessautomatisierung die Exergieeffizienz dieses Blocks gesteigert werden kann. Diese Untersuchung lieferte neue Erkenntnisse zum transienten exergetischen Verhalten und zu den Grenzen

der Eingriffsmöglichkeiten. Im Folgenden soll der Fokus geweitet und die gesamte Kraftwerksanlage, bestehend aus insgesamt drei Blöcken, betrachtet werden, um mögliche Potenziale zur Effizienzerhöhung zu identifizieren.

6.4 Fahrweisen im Dreiblockbetrieb

Die Gesamtanlage des Gas-und-Dampf-Kombikraftwerks setzt sich aus drei identischen Blöcken zusammen, von denen jeder über eine Gasturbine mit nachgeschaltetem Abhitzekessel verfügt. Darüber hinaus existieren gemeinsame Allgemeinanlagen wie der Speisewasserbehälter, aus dem alle drei Blöcke versorgt werden. Abbildung 6.14 gibt einen Überblick über die Verschaltung der Blöcke untereinander. Die Heizkondensatoren sind heizwasserseitig in Reihe geschaltet, so dass nur der erste Heizkondensator mit dem Heizwasserrücklauf aus dem Fernwärmenetz beaufschlagt wird. Aufgrund des dort geringsten Kondensatordrucks erreicht bei gleicher Gasturbinenleistung der drei Blöcke immer der erste Block die höchste elektrische Gesamtleistung. Die Heizwasserwärmeübertrager sind dazu parallel geschaltet, um geringe Abgastemperaturen erreichen zu können. Nicht dargestellt ist die Dampfversorgung des Speisewasserbehälters aus den Turbinenanzapfungen. Auch beim gleichzeitigen Betrieb von zwei oder drei Blöcken wird nur aus einer Turbine Dampf – in der Regel aus Block 1 – entnommen.

Die Vorgabe der Sollwerte für die Blockleistungen erfolgt nicht automatisiert, sondern durch das Fahrpersonal über eine Bedienerschnittstelle, wobei lediglich der Lastgradient begrenzt wird. Daraus ergeben sich verschiedene Möglichkeiten für transiente Fahrweisen bei Laständerungen im Mehrblockbetrieb, die im Folgenden anhand eines beispielhaften Szenarios gegenübergestellt werden. Dafür wird eine Erhöhung der Heizlast im Fernwärmenetz betrachtet, die zu einem Anstieg des Heizwassermassenstroms von 220 auf 340 kg/s innerhalb von 30 min führt. Um die Vorlauftemperatur des Heizwassers konstant zu halten, wird die Kraftwerksleistung von Mindestlast auf Volllast erhöht. Bezüglich der Erhöhung der jeweiligen Blockleistungen werden die folgenden drei Varianten untersucht.

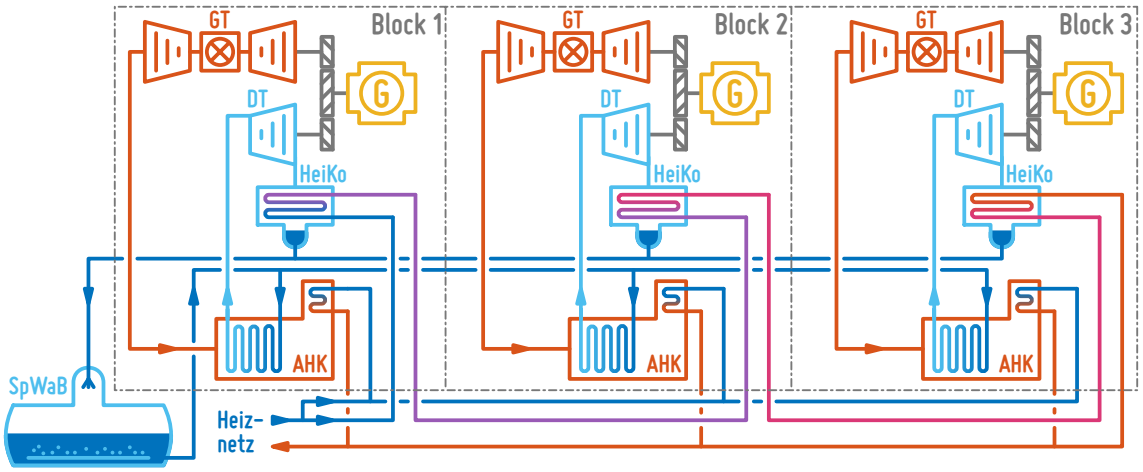


Abbildung 6.14: Vereinfachtes Wärmeschaltbild der drei Blöcke des Heizkraftwerks Rostock-Marienehe

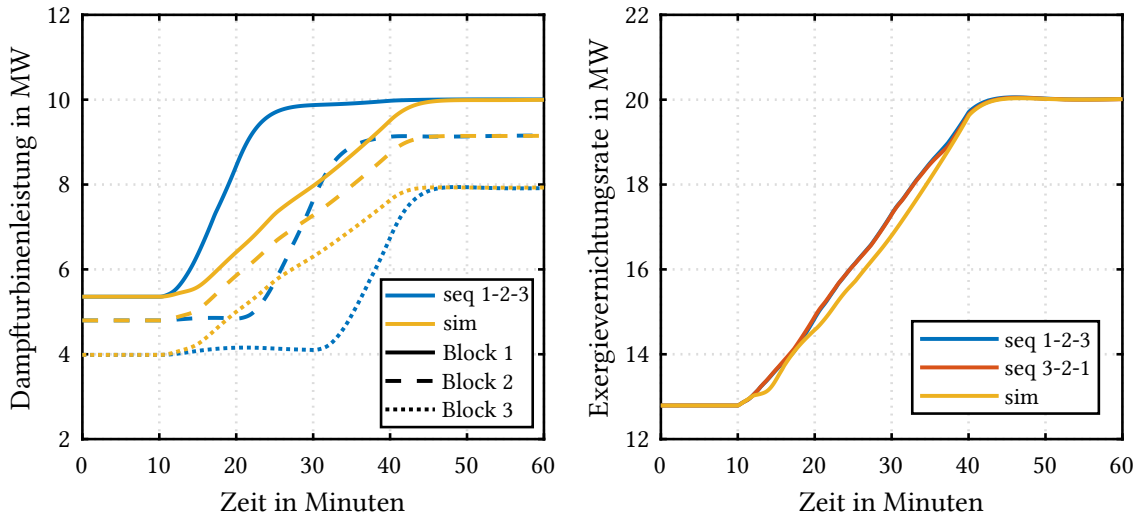
Variante 1: „seq 1-2-3“ Sequenzielles Hochfahren der drei Blöcke in der Reihenfolge Block 1, Block 2, Block 3, bei regulärer Laständerungsgeschwindigkeit von 1,2 MW/min

Variante 2: „seq 3-2-1“ Sequenzielles Hochfahren der drei Blöcke in der Reihenfolge Block 3, Block 2, Block 1, bei regulärer Laständerungsgeschwindigkeit von 1,2 MW/min

Variante 3: „sim“ Simultanes Hochfahren aller drei Blöcke mit reduzierter Laständerungsgeschwindigkeit von 0,4 MW/min

Anhand der in Abbildung 6.15a dargestellten Dampfturbinenleistungen der Blöcke werden die Varianten 1 und 3 veranschaulicht. Zu Beginn des Szenarios laufen alle drei Blöcke in Mindestlast, wobei die Dampfturbinenleistung von Block 1 aufgrund des geringsten Gegendrucks am höchsten ist und sich von Block zu Block reduziert. In der ersten Variante (seq 1-2-3) wird zunächst die Leistung von Block 1 auf Volllast erhöht, darauf folgen die Blöcke 2 und 3 in gleicher Weise. Bei der dritten Variante (sim) erfolgt die gleichzeitige Lasterhöhung aller Blöcke mit einem Drittel der regulären Laständerungsgeschwindigkeit, so dass der Prozess ebenfalls nach 30 min abgeschlossen ist.

Abbildung 6.15b vergleicht die Exergievernichtungsraten der Wasser-Dampf-Kreisläufe aller Blöcke für die drei Szenarien. Die Lasterhöhung führt zu einem Anstieg der Exergievernichtungsrate, wobei die jeweiligen stationären Betriebspunkte an Beginn und Ende des Szenarios identisch sind. Es zeigen sich für die beiden Varianten mit sequenzieller Laststeigerung der Blöcke keine wesentlichen Unterschiede im zeitlichen Verlauf der Exergievernichtungsrate. Dagegen ist bei der simultanen Laststeigerung die Exergievernichtungsrate gegenüber den anderen Varianten fast über den gesamten Zeitverlauf sichtbar reduziert.



(a) Dampfturbinenleistungen der Blöcke bei sequenzieller und simultaner Lasterhöhung

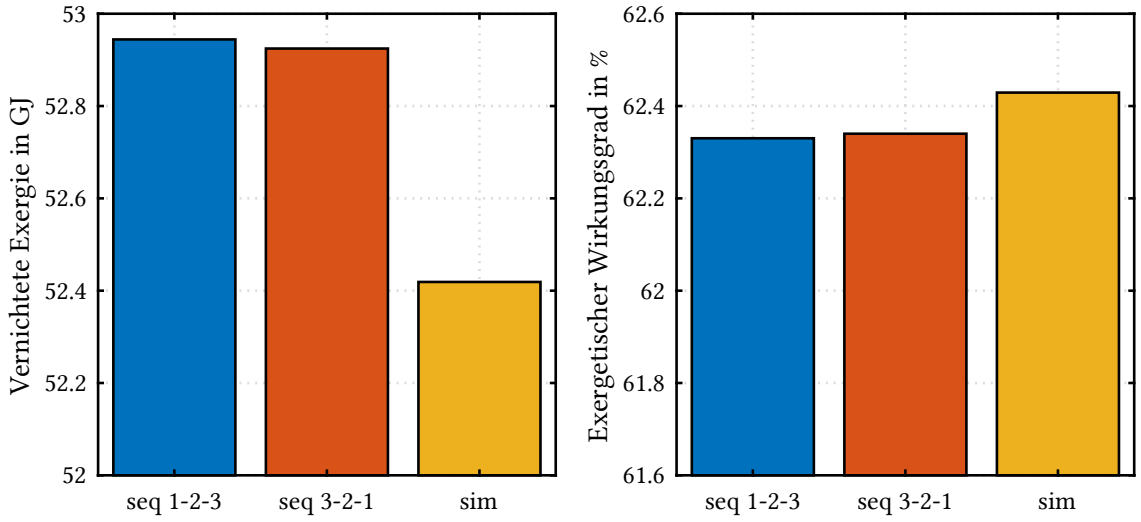
(b) Exergievernichtungsraten des Wasser-Dampf-Kreislaufs für sequenzielle und simultane Lasterhöhung

Abbildung 6.15: Dampfturbinenleistungen und Exergievernichtungsraten des Wasser-Dampf-Kreislaufs im Dreiblockbetrieb

Die über den Verlauf des Szenarios kumulierte Exergievernichtung ist in Abbildung 6.16a dargestellt ist. Bei sequenzieller Laständerung hat die Reihenfolge der Blöcke keinen nennenswerten Einfluss auf die vernichtete Exergie. Die simultane Lasterhöhung der drei Blöcke führt dagegen zu einer um rund 0,5 GJ verringerten Exergievernichtung gegenüber der sequenziellen Laständerung, was einer Reduzierung um rund 1 % entspricht. Die verringerte Exergievernichtung bei der simultanen Lasterhöhung resultiert aus der geringeren Laständerungsgeschwindigkeit, mit der sich der Prozess einer quasistationären Zustandsänderung annähert. Wie bereits in Abschnitt 5.2.2 gezeigt wurde, führt eine geringere Laständerungsgeschwindigkeit zu geringeren Temperaturdifferenzen der Wärmeübertragung im transienten Betrieb, wodurch eine Verringerung der Exergievernichtung erreicht werden kann.

Zur Bewertung der Exergieeffizienz der drei verschiedenen Varianten wird der integrierte transiente exergetische Wirkungsgrad herangezogen, der in Abbildung 6.16b dargestellt ist. Hierbei korreliert eine niedrigere Exergievernichtung mit einem höheren exergetischen Wirkungsgrad. Dementsprechend weist die sequenzielle Lasterhöhung, bei der mit Block 1 begonnen wird, den niedrigsten Wirkungsgrad auf. Zwar wird in dieser Variante der Block mit der höchsten elektrischen Leistung zuerst hochgefahren, allerdings ist dies auch der Block mit der höchsten Exergievernichtungsrate sowie der geringsten Auskopplung von Exergie an das Fernwärmenetz. Zudem wird durch das Hochfahren des ersten Blocks die elektrische Leistung von Block 2 und 3 reduziert, da durch die steigende Heizwassertemperatur der Kondensatordruck in den beiden Blöcken ansteigt.

Beginnt die Lasterhöhung bei Block 3, wird zuerst der Block mit der niedrigsten Exergievernichtung hochgefahren, zudem bleiben die anderen beiden Blöcke davon unbeeinflusst. Block 3 hat außerdem die höchste Wärmeauskopplung aufgrund des hohen Kondensatordrucks und der



(a) Kumulierte Exergievernichtung

(b) Integrierte transiente exergetische Wirkungsgrade

Abbildung 6.16: Kumulierte Exergievernichtung und exergetische Wirkungsgrade des Wasser-Dampf-Kreislaufs im Dreiblockbetrieb

dadurch hohen Temperatur, die unter anderem wiederum für die gegenüber Block 1 geringere Exergievernichtung verantwortlich ist. Dadurch ist der exergetische Wirkungsgrad von Variante 2 gegenüber der ersten leicht erhöht.

Die simultane Lasterhöhung der Blöcke weist den höchsten Wirkungsgrad auf, der um rund 0,1 Prozentpunkte höher ist als bei der sequenziellen Lasterhöhung. Hier kommt wie bereits beschrieben die geringere Laständerungsgeschwindigkeit zum Tragen, die mit geringeren transienten Temperaturdifferenzen einhergeht. Dadurch kann zum einen mehr Exergie auf den Wasser-Dampf-Kreislauf übertragen werden und zum anderen können die Abgastemperaturregelungen der Blöcke durch den langsameren Lastwechsel besser auf die steigenden Abgastemperaturen reagieren und so eine erhöhte Exergieabgabe an die Umgebung vermeiden.

Die Ergebnisse zeigen, dass durch die Wahl der Blockfahrweise bei Laständerungen im Dreiblockbetrieb Einfluss auf die Exergieeffizienz genommen werden kann. In diesem Zusammenhang zeigt sich für die untersuchte Erhöhung der Heizlast des Fernwärmenetzes, dass das gleichzeitige Hochfahren aller Blöcke am effizientesten ist. Insofern bestätigt sich damit die in Abschnitt 5.2.2 gewonnene Erkenntnis, dass eine Annäherung an einen quasistationären Prozess die Exergieeffizienz erhöht. Gleichwohl ist auch in diesem Fall die Reduzierung der Exergievernichtung und die Erhöhung des exergetischen Wirkungsgrades nur in geringem Maße – um 1 % bzw. 0,1 %-Pkt. – möglich, was sich ebenso in vorangegangenen Untersuchungen gezeigt hat. Abschließend ist daher festzuhalten, dass die praktische Relevanz der erzielbaren Verbesserungen der transienten Betriebsweisen im realen Betrieb als begrenzt anzusehen ist.

6.5 Übertragbarkeit von Methodik und Ergebnissen

Die bisherigen Analysen bezogen sich auf ein Gas- und Dampfturbinenheizkraftwerk und fokussierten sich dabei auf den Wasser-Dampf-Kreislauf der Anlage. In diesem Abschnitt wird die transiente Exergieanalyse auf das Modell eines Braunkohlekraftwerks angewendet, das von Mitgliedern der Forschungsgruppe Kraftwerkssimulation am Lehrstuhl für Technische Thermodynamik der Universität Rostock in früheren Forschungsprojekten entwickelt und für verschiedene Untersuchungen des transienten Anlagenbetriebs eingesetzt wurde [125, 126, 127, 128, 129].

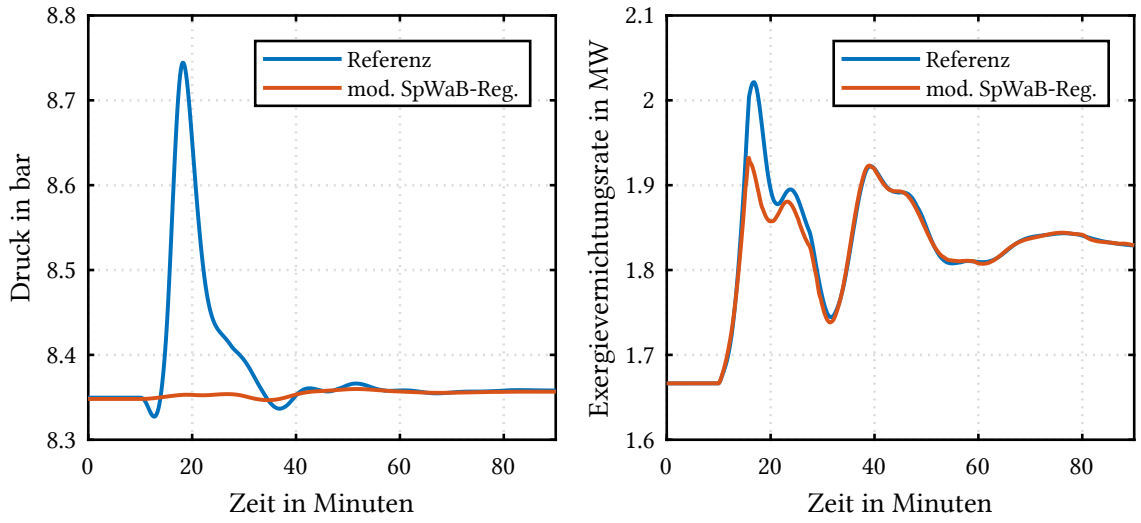
Diese Adaptation der entwickelten Methodik auf das Simulationsmodell eines weiteren Kraftwerkstyps dient zum einen der Demonstration der einfachen Übertragbarkeit der Exergieberechnung auf andere Simulationsmodelle, die auf der ClaRa-Bibliothek basieren. Dies spiegelt den breiten Anwendungsbereich der entwickelten Methodik wider. Zum anderen kann damit geprüft werden, inwieweit die bisher gewonnenen Erkenntnisse auch für einen anderen Kraftwerkstyp gelten und somit eine gewisse Generalisierung der Ergebnisse möglich ist.

Gegenstand der Untersuchungen ist ein exemplarischer Block eines real existierenden Braunkohlekraftwerks. Es handelt sich um eine staubgefeuerte Anlage in Zweizugbauweise mit einem Zwangsdurchlaufdampferzeuger mit Volllastumwälzung und einfacher Zwischenüberhitzung. Die Kessel sind in Duo-Anordnung ausgeführt, so dass zwei Kessel einen Dampfturbosatz mit einer Leistung von 500 MW speisen. Die vierstufige Niederdruckvorwärmung erfolgt in einem gemeinsamen Strang. Jedem der beiden Kessel ist ein Speisewasserbehälter und eine Turbospei-

sepumpe zugeordnet. Das Speisewasser wird in einer dreistufigen Hochdruckvorwärmung vorgewärmt und dem Economizer des Kessels zugeführt. Insgesamt sind in Deutschland derzeit noch 6 Blöcke der beschriebenen Bauart in Betrieb. Ein vereinfachtes Schema des Kraftwerksblocks, in dem nur einer der beiden baugleichen Kessel dargestellt ist, befindet sich im Anhang C.3. Das System ist insgesamt deutlich komplexer als die GuD-Anlage, bietet aber z. B. aufgrund der ungeregelten Turbinenanzapfungen nicht mehr Eingriffsmöglichkeiten zur Regelung der Speisewassertemperatur. Das Anzapfventil zum Speisewasserbehälter ist das letzte Stellglied vor dem Kessel, mit dem die Speisewassertemperatur beeinflusst werden kann.

Um die Übertragbarkeit der bisherigen Ergebnisse auf einen anderen Kraftwerkstyp zu prüfen und die Vergleichbarkeit zu gewährleisten, wird im Folgenden eine Modifikation der Speisewasserbehälterdruckregelung des Kohlekraftwerks untersucht, die bereits in Abschnitt 6.1 für das GuD-Kraftwerk durchgeführt wurde. Wie beim GuD-Kraftwerk wird der Druck des Speisewasserbehälters über ein Ventil geregelt, das den Dampfmassenstrom aus der Anzapfung der Mitteldruckturbine einstellt. Der Speisewasserbehälter dient somit als Mischvorwärmer und stellt den Vordruck für die Speisewasserpumpe sicher. Die Modifikation beruht auf einer Änderung der Reglerparameter, um die Regelgüte durch eine schnellere Ausregelung von Störeinflüssen zu erhöhen. Für einen positiven Lastwechsel der Anlage im Duo-Betrieb von einer Dampfturbinenleistung von 360 MW auf 500 MW wird der Einfluss der modifizierten Regelung auf das exergetische Verhalten der Anlage untersucht.

Zunächst wird in Abbildung 6.17a der zeitliche Verlauf des Speisewasserbehälterdrucks während des positiven Lastwechsels für den modifizierten Regler mit dem Status quo als Referenz verglichen. Es zeigt sich, dass durch die Modifikation die zwischen Minute 10 und Minute 30 auftretende Druckspitze eliminiert werden kann, da das Anzapfregelventil schneller schließt und



(a) Druck

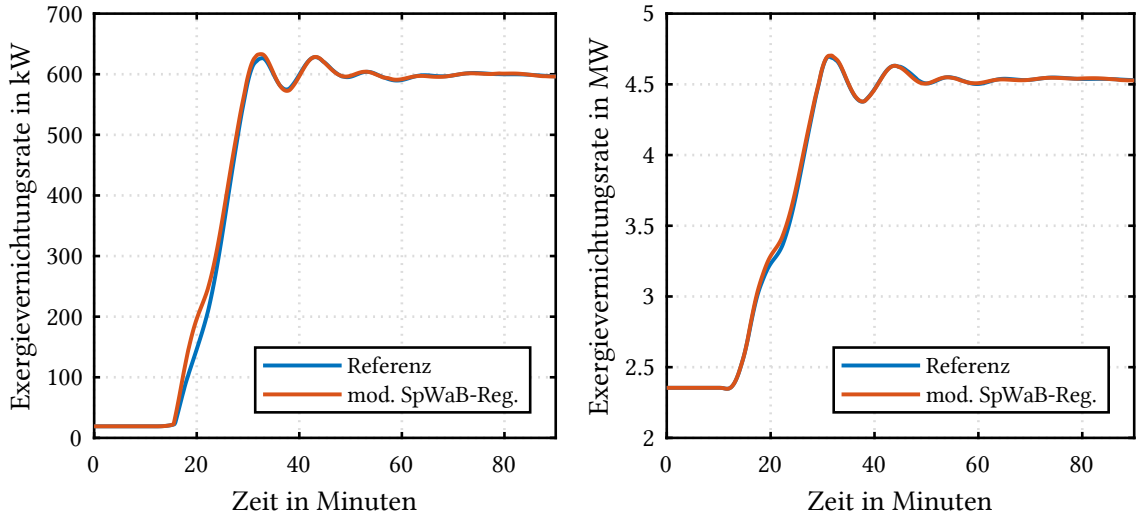
(b) Exergievernichtungsrate

Abbildung 6.17: Zeitverläufe des Drucks und der Exergievernichtungsrate im Speisewasserbehälter für Referenz und modifizierte Druckregelung während eines positiven Lastwechsels

somit die Zufuhr eines zu hohen Dampfmassenstroms vermieden wird. Die Betrachtung des Zeitverlaufs der Exergievernichtungsraten des Speisewasserbehälters in Abbildung 6.17b zeigt eine Verringerung der maximal auftretenden Exergievernichtung in dem Zeitbereich, in dem auch die Reduzierung der Druckspitze liegt, da so die dem Speisewasserbehälter zugeführte und dort mit dem Kondensat vermischte Dampfmenge reduziert wurde. Die durch den Lastwechsel hervorgerufenen Änderungen des Speisewassermassenstroms, des Hauptkondensatstroms sowie des aus den HD-Vorwärmern (HDV) in den Speisewasserbehälter geleiteten Nebenkondensats mit jeweils unterschiedlichen Zeitverläufen, rufen die fluktuierende Exergievernichtungsrate hervor.

Erwartungsgemäß wirkt sich die direkte Beeinflussung der Exergievernichtung im Speisewasserbehälter auch auf angrenzende Komponenten aus. Dies betrifft insbesondere den HD-Vorwärmer 5, der der erste speisewasserseitige Wärmeübertrager in der HD-Vorwärmstrecke ist und auf den sich eine Änderung des Speisewasserbehälterdrucks und damit der Speisewassertemperatur verhältnismäßig am stärksten auswirkt. Die Speisewassertemperatur am Eintritt in den HD-Vorwärmer 5 ist durch die modifizierte Regelung um bis zu 1,5 K verringert. Dadurch sinkt auf der Dampfseite des Vorwärmers der Druck und der Dampfmassenstrom durch die ungeregelte Anzapfung steigt, was insgesamt zu einem höheren Wärmestrom und einer höheren Exergievernichtung führt.

Abbildung 6.18a zeigt die Zeitverläufe der Exergievernichtungsraten im HD-Vorwärmer 5 dargestellt. Die maximale Erhöhung der Exergievernichtungsrate mit modifizierter Regelung gegenüber der Referenz tritt bei Minute 20 auf und beträgt 50 kW, was zu dem Zeitpunkt einer Steigerung um 30 % entspricht. Bezogen auf das globale Maximum der Exergievernichtungsrate des Szenarios, das bei Volllast auftritt, ist bei Nutzung der modifizierten Regelung eine um rund 8 % erhöhte Exergievernichtungsrate zu verzeichnen. Die Exergievernichtungsraten der gesamten HD-Vorwärmstrecke, die zusätzlich die HD-Vorwärmer 6 und 7 umfasst, sind in Abbildung 6.18b



(a) Hochdruckvorwärmer 5

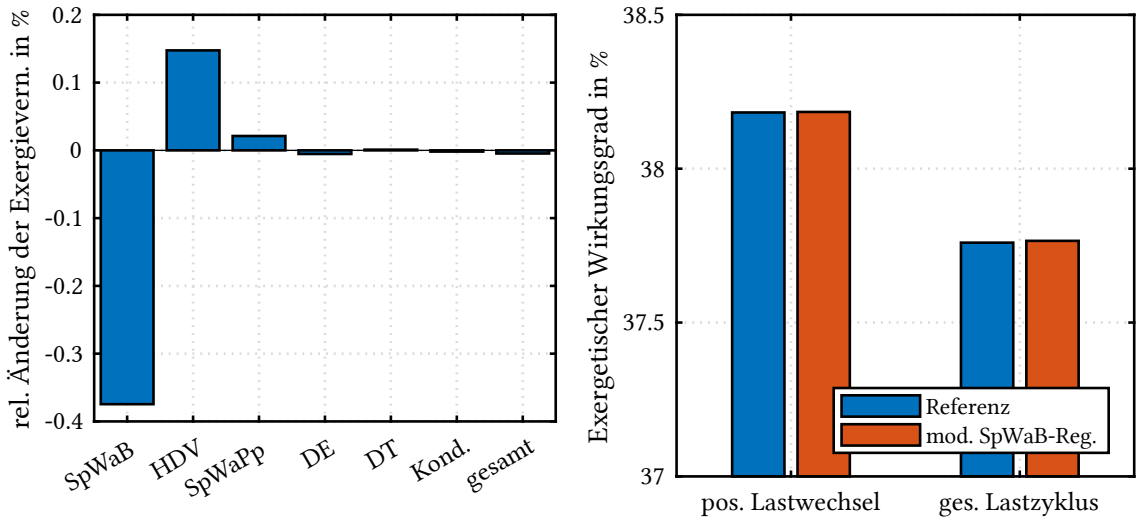
(b) gesamte Hochdruckvorwärmstrecke

Abbildung 6.18: Zeitverläufe der Exergievernichtungsraten in der HD-Vorwärmstrecke für Referenz und modifizierte Druckregelung während eines positiven Lastwechsels

dargestellt. Die Betrachtung der Verläufe zeigt, dass die Exergievernichtung zeitweise zwar um bis zu 64 kW höher liegt, dies aber nur einer Steigerung von knapp 2 % zu diesem Zeitpunkt entspricht. Mit zunehmender Entfernung vom Ort des Reglereingriffs, in diesem Fall dem Speisewasserbehälter, ist somit eine zunehmende Abschwächung des Effekts der Regleranpassung auf die Exergievernichtung festzustellen.

Die in benachbarten Komponenten des Speisewasserbehälters auftretenden Ausgleichseffekte, die zu abwechselnd höherer und niedrigerer Exergievernichtung führen und die Einflussnahme auf die Exergieeffizienz mittels angepasster Reglereingriffe beschränken, werden anhand von Abbildung 6.19a verdeutlicht. Darin sind die mittels der modifizierten Speisewasserbehälterdruckregelung erreichten relativen Änderungen der kumulierten Exergievernichtung gegenüber dem Referenzfall für unterschiedliche Subsysteme aufgetragen. Im Speisewasserbehälter, auf den durch die Regelung direkt Einfluss genommen werden konnte, wurde die höchste Änderung der Exergievernichtung erzielt. Sie wurde dort um 34,5 MJ reduziert, was rund 0,4 % entspricht. Im Gegenzug steigt die Exergievernichtung in den HD-Vorwärmern aufgrund der zeitweise geringeren Speisewassertemperatur um 31,2 MJ und damit um 0,15 %. Die Speisewassertemperatur hat auf die Speisewasserpumpe grundsätzlich nur geringe Auswirkungen, was sich in der Änderung der Exergievernichtung widerspiegelt.

Im Dampferzeuger wird der Großteil der Exergievernichtung durch den Verbrennungsprozess hervorgerufen, so dass die geringfügig geänderte Eintrittstemperatur des Speisewassers keinen nennenswerten Einfluss auf die hier insgesamt vernichtete Exergie hat. Auch auf das Dampfturbinensystem und den Kondensator wirkt sich die modifizierte Regelung nicht in signifikantem Maße aus. Für den gesamten Kraftwerksblocks inklusive aller Subsysteme beträgt die Änderung der Exergievernichtung weniger als 0,005 %.



(a) Relative Änderung der Exergievernichtung durch modifizierte Regelung bei positivem Lastwechsel

(b) Integrierte transiente exergetische Wirkungsgrade

Abbildung 6.19: Relative Änderung der kumulierten Exergievernichtung einzelner Subsysteme und exergetische Wirkungsgrade des gesamten Blocks

Der geringe Einfluss der Reglermodifikation auf die Exergievernichtung äußert sich auch in den integrierten transienten exergetischen Wirkungsgraden des Gesamtprozesses, die für den positiven Lastwechsel und für einen Lastzyklus, bestehend aus einem positiven und anschließendem negativen Lastwechsel, in Abbildung 6.19b dargestellt sind. Für den positiven Lastwechsel sind die Wirkungsgrade des Referenzfalls und der modifizierten Regelung mit 38,18 % nahezu identisch. Bei der Durchführung eines ganzen Lastzyklus ergibt sich für die modifizierte Regelung ein mit 37,77 % um 0,01 Prozentpunkte höherer Wirkungsgrad als für die Referenz. Die insgesamt erreichte minimale Wirkungsgradsteigerung ist unter Berücksichtigung der Genauigkeit der numerischen Integrationsverfahren und des nichtdeterministischen Charakters der dem Simulationsmodell zugrundeliegenden Algorithmen nicht aussagekräftig.

Insgesamt lässt sich feststellen, dass auch bei einem Großkraftwerk, wie dem hier untersuchten Braunkohlekraftwerk, eine Erhöhung der Exergieeffizienz des transienten Betriebes durch die Modifikation von Reglereingriffen im Rahmen dieser Arbeit nicht nachgewiesen werden konnte. Es konnte jedoch zum einen gezeigt werden, dass die entwickelte Methodik zur Exergieanalyse unkompliziert auf andere Simulationsmodelle angewendet werden kann und zum anderen, dass die bei der Untersuchung des GuD-Heizkraftwerks gewonnenen Erkenntnisse auch auf einen anderen Kraftwerkstyp übertragbar sind. Auf Basis dieser Untersuchungen kann davon ausgegangen werden, dass die dargestellten Ergebnisse auch für andere Kraftwerkstypen, die mit Wasserrohrkesseln ausgerüstet sind, wie beispielsweise Steinkohle- oder Biomassekraftwerke, sowie vergleichbare Wärmeübertragernetzwerke gelten.

6.6 Abschließende Diskussion

In diesem Abschnitt werden die im Rahmen der vorliegenden Arbeit gewonnenen Erkenntnisse im Hinblick auf die eingangs formulierte Forschungsfrage diskutiert, in den bestehenden Wissensbestand eingeordnet und abschließend bewertet.

Die in der Literaturanalyse identifizierte Forschungslücke verdeutlicht den Forschungsbedarf hinsichtlich exergetischer Analysen des transienten Betriebs von kraftwerkstechnischen Gesamtanlagen, der in der vorliegenden Arbeit adressiert wurde. Darauf aufbauend wurden in den vorangegangenen Kapiteln verschiedene Maßnahmen zur Steigerung der Exergieeffizienz im transienten Betrieb untersucht. Diese umfassen zum einen die Anpassung der Leittechnik und zum anderen verschiedene Fahrweisen bei Lastwechseln im Dreiblockbetrieb. Die durchgeführten Untersuchungen haben gezeigt, dass sich eine gezielte Verschiebung der Wärmeübertragung und damit der Exergievernichtung auf ein höheres Temperaturniveau sowie eine Reduzierung der Laständerungsgeschwindigkeiten positiv auf den Gesamtwirkungsgrad der Anlage auswirken. Eine tatsächliche Reduzierung der Exergievernichtung und eine daraus resultierende Erhöhung des exergetischen Wirkungsgrades kann mit den untersuchten Maßnahmen jedoch nur in bescheidenem Umfang erreicht werden. Insgesamt konnte mit den durchgeführten Untersuchungen gezeigt werden, dass das Potenzial zur Effizienzsteigerung des transienten Betriebs auf Basis leittechnischer Verbesserungen und der Anpassung von Lastwechselfahrweisen stark begrenzt ist. Die aus der Gesamtheit der dargestellten Untersuchungsergebnisse ableitbaren Schlussfolge-

rungen bilden die Quintessenz der vorliegenden Arbeit und werden im Folgenden dargestellt.

Grundsätzlich hat sich gezeigt, dass der Exergieeffizienzsteigerung des transienten Betriebs auf Basis rein leittechnischer Anpassungen verschiedene Kompensationseffekte entgegenstehen. Dies betrifft zum einen die durch die modifizierten Reglereingriffe beeinflussten Wärmeübertragungsprozesse im Abhitzekessel der GuD-Anlage, die mit veränderten Ein- und Austrittstemperaturen von Rauchgas und Arbeitsmedium einhergehen. Die daraus resultierende Verschiebung von Exergievernichtung zwischen benachbarten Teilsystemen führt zu einer jeweils abwechselnd höheren oder niedrigeren Exergievernichtung in den Komponenten und hebt sich in Summe größtenteils auf. Zum anderen zeigen sich Ausgleichseffekte bei der Betrachtung eines gesamten Lastzyklus, in dem die Anlage wieder zum identischen, stationären Anfangsbetriebspunkt zurückkehrt. Dabei heben sich die Auswirkungen geänderter Reglereingriffe für die positiven und negativen Lastwechsel gegenseitig auf. Auch bei Ray et al. [112] und Manion et al. [104] zeigt sich die gegenseitige Aufhebung der Auswirkungen von Regleranpassung bei positiven und negativen Lastwechseln. Allerdings erfolgte dort der Vergleich von Lastwechseln mit unterschiedlichen Amplituden, so dass die fast vollständige Auslöschung der Effekte der Regleranpassungen, wie im Rahmen dieser Arbeit gezeigt, dort nicht beobachtet wurde.

Die vorgestellten Untersuchungen zur Ertüchtigung der Leittechnik erfolgten unter der Vorgabe, den stationären Betrieb der Anlage nicht zu verändern, wodurch die Möglichkeiten zur Anpassung der Reglereingriffe eingeschränkt sind. So kann zum Beispiel der Speisewassermassenstrom nur kurzfristig verändert werden, da andernfalls die Gefahr einer Über- oder Unterspeisung der Dampftrommel besteht. Auch die Frischdampfparameter werden nicht gesondert geregelt, sondern stellen sich in Abhängigkeit des Rauchgasstromes über die Schluckfähigkeit der Dampfturbine ein. Lediglich die Frischdampftemperatur wird durch eine Einspritzkühlung nach oben hin begrenzt.

Der Betrieb von Kraftwerksanlagen unterliegt also engen Grenzen hinsichtlich der Einhaltung von Zustands- und Prozessgrößen. Im Allgemeinen sind die Anlagenkomponenten auf eine festgelegte Kombination aus Temperatur, Druck und Massenstrom für den Frischdampf ausgelegt, mit der die höchste Effizienz für das jeweilige Anlagendesign erreicht wird. Abweichungen von diesen Parametern sind daher stets mit Effizienzeinbußen verbunden. Dies gilt grundsätzlich auch für die im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Anlagen. Um die stationären Betriebspunkte zu erhalten, für die die einzelnen Komponenten der Gesamtanlage ausgelegt sind, kann die Arbeitsweise der Regler zur Erfüllung der Regelaufgabe nur in begrenztem Umfang verändert werden. Dadurch ist der Einsatz von exergiebasierten Regelungen, wie sie von Sayadi et al. [115] für raumlufttechnische Anlagen vorgestellt wurden und bei denen je nach Betriebssituation verschiedene Kombinationen von Vorlauftemperatur und -massenstrom eingestellt werden können, auf Kraftwerksanlagen nicht anwendbar. Die beschriebenen Randbedingungen und die beobachteten Ausgleichseffekte gelten nicht nur für die GuD-Anlage, sondern konnten in vergleichbarer Weise auch für das untersuchte Kohlekraftwerk festgestellt werden, so dass die Aussagen mit hoher Wahrscheinlichkeit für Kraftwerksanlagen und ähnliche Wärmeübertragernetzwerke verallgemeinerbar sind.

Die Ergebnisse belegen die herausfordernde Natur von exergetischen Verbesserungen in tran-

sienten Betriebsszenarien, die von zahlreichen komplexen Dynamiken und Wechselwirkungen zwischen einzelnen Komponenten sowie begrenzten Eingriffsmöglichkeiten geprägt sind. Daher lässt sich aus den gewonnenen Erkenntnissen schlussfolgern, dass es zwingend erforderlich ist, zur Bewertung der Wirksamkeit von Verbesserungsmaßnahmen stets die Gesamtheit einer Anlage unter Berücksichtigung der realen Betriebsanforderungen zu betrachten. Bei der Analyse lediglich von freigeschnittenen Teilsystemen – beispielsweise dem Speisewassersystem oder dem Abhitzekessel – besteht die Gefahr, dass exergetische Verbesserungen im untersuchten Teilsystem sich negativ auf benachbarte Teilsysteme auswirken können, da es bei den analysierten Maßnahmen im Wesentlichen zur Verschiebung der Exergievernichtung zwischen unterschiedlichen Teilsystemen der Anlage gekommen ist.

Die grundsätzliche Auslegung einer Anlage bestimmt maßgeblich den exergetischen Wirkungsgrad sowohl im stationären als auch im transienten Betrieb. Da die die Exergievernichtung dominierenden Mechanismen, wie Temperaturdifferenzen in Wärmeübertragern, Druckverluste in Rohrleitungen und Ventilen sowie Verbrennungsprozesse, im transienten Betrieb nur in engen Grenzen verändert werden können, zeigen die untersuchten Ertüchtigungsmaßnahmen nur geringe Auswirkungen. Eine wesentliche Verbesserung des Betriebes könnte durch eine Änderung der Anlagenauslegung erreicht werden und würde sich sowohl im stationären als auch im instationären Betrieb positiv auswirken, wäre jedoch zwangsläufig mit aufwendigen konstruktiven Eingriffen in die Anlage verbunden. Für bestehende Anlagen sind entsprechende Nachrüstungen kaum wirtschaftlich, da bereits bei der Auslegung und Konstruktion ein Kompromiss im Zielkonflikt zwischen möglichst niedrigen Investitionskosten durch geringe Komplexität und niedrigen variablen Betriebskosten durch hohe Effizienz eingegangen wurde.

7 Zusammenfassung und Ausblick

In diesem abschließenden Kapitel erfolgt zunächst eine Zusammenfassung dieser Arbeit. Dabei wird auf die methodischen Ansätze sowie die wesentlichen Erkenntnisse und Schlussfolgerungen eingegangen. Anschließend werden Themenbereiche aufgezeigt, in denen weiterer Forschungsbedarf bezüglich exergetischer Untersuchungen des transienten Betriebs besteht.

7.1 Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit behandelt die modellbasierte Exergieanalyse transienter Kraftwerksprozesse. Die vorgestellten Modelle ermöglichen die komponentengenaue, thermodynamische Analyse sowie die Identifikation der Ursachen von Exergievernichtung im transienten Betrieb. Damit können das Potenzial von verfahrens- oder leittechnischen Verbesserungen sowie verschiedene Anlagenfahrweisen hinsichtlich eines effizienteren Betriebs bewertet werden.

Durch eine systematische Literaturanalyse zu transienten, exergetischen Untersuchungen von komplexen thermischen Prozessen wurde eine Forschungslücke bezüglich der detaillierten Exergieanalyse von instationären Kraftwerksprozessen und der Analyse von Maßnahmen zur Exergieeffizienzsteigerung unter Berücksichtigung ihrer Auswirkungen auf den Gesamtprozess identifiziert. Die Literaturanalyse hat zudem gezeigt, dass es verschiedene Ansätze zur Bewertung des transienten Anlagenbetriebs anhand exergetischer Kennzahlen gibt. Zwei verschiedene Definitionen des transienten exergetischen Wirkungsgrades wurden untersucht, um die für die durchgeführten Untersuchungen am besten geeignete Variante auszuwählen.

Um die modellbasierten Untersuchungen vorzunehmen, wurde eine vorhandene, quelloffene Modelica-Bibliothek, die auf der Finite-Volumen-Methode basiert, um die Berechnungsgleichungen der exergetischen Zustands- und Prozessgrößen in sämtlichen diskreten Arbeitsfluid-, Rauchgas- und Festkörpervolumen erweitert. Das so erstellte Simulationsmodell des GuD-Heizkraftwerks, das sowohl die reale Verfahrenstechnik als auch die Leittechnik berücksichtigt, wurde anhand von Messdaten des Referenzkraftwerks umfassend validiert. Der so mit hoher Genauigkeit abgebildete Gesamtprozess der Anlage erlaubt die Beantwortung der eingangs formulierten Fragestellungen.

Die durchgeführten Analysen haben gezeigt, dass im Stationärbetrieb insbesondere Verbrennungsprozesse und Wärmeübertragungsprozesse bei endlichen Temperaturdifferenzen ursächlich für Exergievernichtung sind. Im transienten Betrieb bewirken positive Lastwechsel eine Erhöhung der Temperaturdifferenzen in den Wärmeübertragern des Abhitzekessels, wodurch sich auch die Exergievernichtung erhöht. Bei negativen Lastwechseln kehrt sich dieser Effekt zwar um, allerdings ist bei Bewertung ganzer Lastzyklen, also der Kombination aus positiven und

negativen Lastwechseln, der transiente Betrieb insgesamt mit höherer Exergievernichtung und geringeren exergetischen Wirkungsgraden verbunden. Hier zeigt sich, dass die Annäherung an eine quasistationäre Fahrweise die Effizienz erhöht.

Basierend auf den gewonnenen Erkenntnissen wurde untersucht, mit welchen Maßnahmen die exergetische Effizienz des transienten Betriebs positiv beeinflusst werden kann. Dazu wurden Modifikationen an der Speisewasserbehälterdruckregelung vorgenommen. Diese umfassen eine einfache Anpassung der Reglerparameter, um eine schnellere oder trägere Regelung zu erreichen, sowie die Anwendung einer asymmetrischen Regelung, bei der je nach Vorzeichen der Laständerung eine schnellere oder trägere Stellgrößenänderung bewirkt wird. Weiterhin wurde die Implementierung einer Störgrößenaufschaltung vorgenommen, mit der der Störeinfluss einer Laständerung auf den Speisewasserbehälterdruck weitestgehend kompensiert werden konnte. Außerdem wurde die Anwendung einer lastabhängigen Sollwertführung für die Dampftrommelniveauregelung untersucht, um die geförderte Speisewassermenge während eines Lastwechsels zu beeinflussen.

Die beschriebenen leittechnischen Eingriffe wurden so ausgeführt, dass sie eine gezielte Verschiebung der Wärmeübertragung auf ein höheres Temperaturniveau bewirken, wodurch die Exergievernichtung reduziert werden kann. Grundsätzlich konnte mit diesem Ansatz eine positive Beeinflussung der Exergieeffizienz erreicht werden. Aufgrund von Ausgleichseffekten, bei denen die Verringerung der Exergievernichtung in einer Komponente zu einer Erhöhung der Exergievernichtung in einer benachbarten Komponente führt, sind die mit den untersuchten regelungstechnischen Modifikationen erzielbaren Verbesserungen jedoch nur gering. Die höchste Wirkungsgradsteigerung unter den verschiedenen Einzelmaßnahmen wurde durch den Einsatz der Störgrößenaufschaltung bei der Speisewasserbehälterdruckregelung erreicht. Bei einem vollständigen Lastzyklus von Mindest- auf Volllast und wieder auf Mindestlast konnte der exergetische Wirkungsgrad um 0,04 Prozentpunkte gesteigert werden. Bei 20 aufeinanderfolgenden Lastzyklen dieser Art konnte der Wirkungsgrad noch um 0,014 Prozentpunkte gesteigert werden.

Die entwickelte Methodik der transienten Exergieanalyse wurde auf das Simulationsmodell eines Braunkohlekraftwerks übertragen, um die aus der Untersuchung der GuD-Anlage gewonnenen Erkenntnisse auch im Kontext anderer Kraftwerksanlagen zu plausibilisieren. Dazu wurden die exergetischen Auswirkungen des Einsatzes einer Störgrößenaufschaltung in der Speisewasserbehälterdruckregelung auf die Gesamtanlage des Kohlekraftwerks ermittelt. Die Ergebnisse bestätigen die Beobachtungen der wechselseitigen Reduzierung und Erhöhung der Exergievernichtung in benachbarten Komponenten und die vernachlässigbare Beeinflussbarkeit der Exergieeffizienz durch leittechnische Modifikationen.

Neben den Untersuchungen eines einzelnen Blocks der GuD-Anlage wurden unterschiedliche Varianten von Lastwechselfahrweisen beim gleichzeitigen Betrieb aller drei Blöcke der Anlage untersucht. Die Analyse zeigt, dass bei einem gegebenen Anstieg der Heizlast im Fernwärmenetz mit einer simultanen Laststeigerung aller drei Blöcke ein um 0,1 Prozentpunkte höherer exergetischer Wirkungsgrad im Vergleich zur sequenziellen Laststeigerung erzielt werden kann. Hier wird deutlich, dass eine Steigerung der Effizienz im transienten Betrieb eher durch die Verbesse-

rung der Fahrweise erreicht werden kann als durch Änderungen an der Leittechnik.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass im Rahmen der hier vorgestellten Arbeit eine in ihrer Detailtiefe und Komplexität bisher einzigartige Exergieanalyse eines transienten Kraftwerksprozesses durchgeführt wurde. Die durchgeführte systematische Literaturanalyse stellt deutlich die Forschungslücke heraus, zeigt damit den Forschungsbedarf für derartige Untersuchungen auf und unterstreicht die Originalität der Arbeit. Eine besondere Stärke des modellbasierten Ansatzes besteht darin, dass er aufgrund seiner Modularität und einfachen Erweiterbarkeit auf verschiedene Kraftwerkstypen angewendet und für eine Vielzahl unterschiedlicher Untersuchungen genutzt werden kann. Es konnte gezeigt werden, dass durch regelungstechnische Änderungen keine signifikante Steigerung der Exergieeffizienz im transienten Betrieb erreicht werden kann, gleichwohl zeigen die Ergebnisse Potenziale zur Verbesserung transienter Fahrweisen auf. Die dargestellten Ergebnisse sind trotz ihres Bezugs auf die untersuchte Demonstrationsanlage qualitativ auch auf andere Kraftwerksanlagen übertragbar. Im Hinblick auf die eingangs formulierte Zielsetzung wurde eine Methode zur modellgestützten transienten Exergieanalyse entwickelt und Potenziale zur Effizienzsteigerung der transienten Fahrweise von Kraftwerksanlagen identifiziert. Damit leistet die Arbeit einen entscheidenden Beitrag zur Schließung der aufgezeigten Forschungslücke.

7.2 Ausblick

Die in dieser Arbeit untersuchten Ertüchtigungsmaßnahmen konzentrierten sich auf Reglereingriffe in die Wasser-Dampf-Kreisläufe eines Gas- und Dampf-Kombikraftwerks und eines Kohlekraftwerks. Dabei wurden die Rauchgaspfade im Sinne der Gesamtsystembetrachtung zwar berücksichtigt, mögliche Maßnahmen zur effizienteren Regelung der Feuerung wurden jedoch nicht untersucht. Dabei haben die Analysen des Kohlekraftwerks ergeben, dass ca. 70 % der gesamten Exergievernichtung im Dampferzeuger stattfindet und davon rund 80 % allein auf die Rauchgasvolumen der Brennkammer entfallen, in der die chemische Exergie des Brennstoffs in die physikalische Exergie des Rauchgases umgewandelt wird. Daher ist zu erwarten, dass Verbesserungen in diesem Bereich eine besondere Hebelwirkung haben. Dementsprechend besteht Forschungsbedarf hinsichtlich der Effekte, die zu einer erhöhten Exergievernichtung in der Feuerung und den zugehörigen Systemen führen. Es ist zu vermuten, dass eine nicht abgestimmte Führung der Brennstoff- und Luftzufuhr im transienten Betrieb zu einer erhöhten Exergievernichtung beiträgt. Dies kann sich beispielsweise in einer unvollständigen Verbrennung äußern, wobei der gestuften Sekundärluftzufuhr besondere Aufmerksamkeit zu widmen ist. Die Dynamik von Verbrennungsreaktionen im Allgemeinen und von Feuerungen als Anwendung der technischen Verbrennung im Besonderen ist jedoch stark von lokalen Bedingungen wie Temperaturen oder Zusammensetzungen der Gasphase abhängig. Diese Zustände können prinzipbedingt nicht mit null- und eindimensional diskretisierten Modellen, wie sie im Rahmen dieser Arbeit verwendet wurden und die eine räumliche Mittelung der Zustandsgrößen eines gegebenen Volumens vornehmen, abgebildet werden. Daher ist die transiente Exergieanalyse von Verbrennungsprozessen mittels 3D-CFD in Betracht zu ziehen. Allerdings können hierbei Limitationen für Ertüch-

tigungsmaßnahmen einerseits in fehlenden Eingriffsmöglichkeiten in den Prozess oder andererseits in denkbaren Zielkonflikten zwischen geringer Exergievernichtung und Vermeidung von Schadstoffbildung liegen.

Das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Konzept erlaubt eine einfache Anwendung auf andere thermische Systeme, die mit 0D/1D-Simulationsmodellen abgebildet werden können. Somit liegt ein weiteres zukünftiges Forschungsfeld in der transienten Exergieanalyse solcher Systeme, zu denen beispielsweise Fernwärmenetze gehören, deren effizienter Betrieb derzeit verstärkt in den Fokus rückt. Durch die zunehmende Einbindung regenerativer Wärmeerzeugungsanlagen ist mit einer Dezentralisierung und Diversifizierung der Erzeugerstruktur zu rechnen. Hierbei sind Untersuchungen zu effizienteren Fahrweisen denkbar, die durch eine jeweils optimale Kombination von Vorlauftemperatur und Volumenstrom in Abhängigkeit von den vorherrschenden Randbedingungen erreicht werden und auch zur Glättung von Lastspitzen dienen können, wobei verschiedene Betriebsgrenzen wie die Einhaltung akzeptabler Strömungsgeschwindigkeiten zu berücksichtigen sind. Für derartige Untersuchungen bieten die in dieser Arbeit entwickelten, modellbasierten Ansätze eine hervorragende Basis.

Literaturverzeichnis

[1] Bundesregierung. *Mehr Fortschritt wagen, Bündnis für Freiheit, Gerechtigkeit und Nachhaltigkeit, Koalitionsvertrag 2021–2025 zwischen der Sozialdemokratischen Partei Deutschlands (SPD), BÜNDNIS 90/DIE GRÜNEN und den Freien Demokraten (FDP)*. 2021. URL: https://www.bundesregierung.de/breg-de/service/gesetzesvorhaben/koalitionsvertrag-2021-1990800 (besucht am 23. 11. 2023).

[2] Ottmar Edenhofer u. a. *Renewable Energy Sources and Climate Change Mitigation - Special Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*. Cambridge: Cambridge University Press, 2011.

[3] Richard Zahoransky. *Energietechnik: Systeme zur konventionellen und erneuerbaren Energieumwandlung*. 8. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2019. DOI: 10.1007/978-3-658-21847-8.

[4] Martin Alf u. a. „Kraftwerksneubauten – künftige Anforderungen an Dampf- und GuD-Kraftwerke“. In: *ETG-Fachbericht-Internationaler ETG-Kongress 2005*. VDE-Verlag GmbH, 2005.

[5] Ulrich Tomschi und Steffen Eckstein. „Regelreserven bei Gas- und Dampf (GuD)-Kraftwerken“. In: *Netzregelung und Systemführung – 9. GMA/ETG-Fachtagung*. VDE-Verlag GmbH, 2008.

[6] Umweltbundesamt, Arbeitsgruppe Erneuerbare Energien-Statistik. *Zeitreihen zur Entwicklung der erneuerbaren Energien in Deutschland*. 2023. URL: https://www.erneuerbare-energien.de/EE/Navigation/DE/Service/Erneuerbare_Energien_in_Zahlen/Zeitreihen/zeitreihen.html (besucht am 07. 11. 2023).

[7] Bundesnetzagentur und Bundeskartellamt. *Monitoringbericht 2022*. 2022. URL: https://www.bundesnetzagentur.de/DE/Fachthemen/ElektrizitaetundGas/Monitoringberichte/start.html (besucht am 25. 10. 2023).

[8] Christopher Jones, Andris Piebalgs und Ilaria Conti. „Taxonomy and natural gas – A fact-based approach to drive sustainable solutions“. In: *Policy Briefs*. European University Institute, Florence School of Regulation, 2021. DOI: 10.2870/14070.

[9] Wonjun Choi, Ryozo Ooka und Masanori Shukuya. „Exergy analysis for unsteady-state heat conduction“. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 116 (2018), S. 1124–1142. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.09.057.

[10] James Prescott Joule. „Ueber das mechanische Wärme-Aequivalent“. In: *Annalen der Physik* Ergänzungsband IX (1854), S. 601–630.

[11] Hermann von Helmholtz. *Über die Erhaltung der Kraft: eine physikalische Abhandlung, vorgetragen in der Sitzung der physikalischen Gesellschaft zu Berlin am 23sten Juli 1847.* Berlin: Verlag G. Reimer, 1847.

[12] Rudolf Clausius. „Über die bewegende Kraft der Wärme und die Gesetze, welche sich daraus für die Wärmelehre selbst ableiten lassen“. In: *Annalen der Physik* 155.3 (1850), S. 368–397.

[13] Rudolf Clausius. „Ueber eine veränderte Form des zweiten Hauptsatzes der mechanischen Wärmetheorie“. In: *Annalen der Physik* 169.12 (1854), S. 481–506. DOI: 10.1002/andp.18541691202.

[14] Rudolf Clausius. „Ueber die Anwendung des Satzes von der Aequivalenz der Verwandlungen auf die innere Arbeit“. In: *Annalen der Physik* 192.5 (1862), S. 73–112. DOI: 10.1002/andp.18621920506.

[15] Rudolf Clausius. „Über verschiedene für die Anwendung bequeme Formen der Hauptgleichungen der mechanischen Wärmetheorie“. In: *Annalen der Physik und Chemie* 125.7 (1865), S. 353–400.

[16] Ludwig Boltzmann. „Über die Beziehung zwischen dem zweiten Hauptsatze der mechanischen Wärmetheorie und der Wahrscheinlichkeitsrechnung respektive den Sätzen über das Wärmegleichgewicht“. In: *Wiener Berichte* 76 (1877), S. 373–435.

[17] Max Planck. „Ueber das Gesetz der Energieverteilung im Normalspectrum“. In: *Annalen der Physik* 309.3 (1901), S. 553–563. DOI: 10.1002/andp.19013090310.

[18] William L. De Baufre. „Mechanical Power“. In: *Science* 62.1609 (1925), S. 381–384.

[19] James D. Maloney und Roy C. Robertson. *Thermodynamic Study of Ammonia: Water Heat Power Cycles.* Oak Ridge, TN: United States Atomic Energy Commission, 1953.

[20] Richard A. Gaggioli und Peter J. Petit. „Second law analysis, for pinpointing the true inefficiencies in fuel conversion systems“. In: *Am. Chem. Soc., Div. Fuel Chem., Prepr.;(United States)* 21.2 (1976). URL: https://www.osti.gov/biblio/7357765.

[21] Adrian Bejan. „Second law analysis in heat transfer“. In: *Energy* 5.8-9 (1980), S. 720–732.

[22] Herbert W. Hevert und Stephen C. Hevert. „Second law analysis: An alternative indicator of system efficiency“. In: *Energy* 5.8 (1980), S. 865–873. DOI: 10.1016/0360-5442(80)90102-4.

[23] George Hartley Bryan. *Thermodynamics. An introductory treatise dealing mainly with first principles and their direct applications.* Leipzig: B. G. Teubner, 1907.

[24] Zoran Rant. „Exergie, ein neues Wort für "technische Arbeitsfähigkeit"“. In: *Rundschau. Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens* 22.1 (1956), S. 36–37. DOI: 10.1007/BF02592661.

[25] Hans Dieter Baehr und Stephan Kabelac. *Thermodynamik: Grundlagen und technische Anwendungen.* 16., aktualisierte Auflage. Berlin: Springer Vieweg, 2016. DOI: 10.1007/978-3-662-49568-1.

[26] Danahe Marmolejo-Correa und Truls Gundersen. „A new efficiency parameter for exergy analysis in low temperature processes“. In: *nternational Journal of Exergy* 17.2 (2015), S. 135. DOI: 10.1504/IJEX.2015.069988.

[27] George Tsatsaronis. „Definitions and nomenclature in exergy analysis and exergoeconomics“. In: *Energy* 32.4 (2007), S. 249–253. DOI: 10.1016/j.energy.2006.07.002.

[28] Wolfgang Fratzscher, Viktor Michailowitsch Brodjanskij und Klaus Michalek. *Exergie: Theorie und Anwendung*. Leipzig: VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, 1986.

[29] Marc A. Rosen und İbrahim Dinçer. „Effect of varying dead-state properties on energy and exergy analyses of thermal systems“. In: *International Journal of Thermal Sciences* 43.2 (2004), S. 121–133. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2003.05.004.

[30] Adrian Bejan, George Tsatsaronis und Michael J. Moran. *Thermal design and optimization*. New York: John Wiley & Sons, 1996.

[31] Michael J. Moran und Enrico Sciubba. „Exergy Analysis: Principles and Practice“. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 116.2 (1994), S. 285–290. DOI: 10.1115/1.2906818.

[32] Klaus Lucas. *Thermodynamik: Die Grundgesetze der Energie- und Stoffumwandlungen*. 7. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer, 2008. DOI: 10.1007/978-3-540-68648-4.

[33] Adrian Bejan. *Advanced Engineering Thermodynamics*. 4. Aufl. Newark: John Wiley & Sons, 2016. DOI: 10.1002/9781119245964.

[34] Jan Szargut. „Die Anwendung der Exergie in der gekoppelten Kraft-Wärmewirtschaft“. In: *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering* 10.1 (1966), S. 1–14.

[35] Wojciech Stanek. *Thermodynamics for Sustainable Management of Natural Resources*. Cham, CH: Springer International Publishing, 2017. DOI: 10.1007/978-3-319-48649-9.

[36] Norio Sato. *Chemical energy and exergy: An introduction to chemical thermodynamics for engineers*. Amsterdam und Oxford: Elsevier, 2004.

[37] Zoran Rant. „Thermodynamische Bewertung chemischer Prozesse“. In: *Chemie Ingenieur Technik* 41.16 (1969), S. 891–898. DOI: 10.1002/cite.330411602.

[38] Tadeusz Jozef Kotas. *The exergy method of thermal plant analysis*. London: Butterworths, 1985.

[39] Ricardo Rivero und Marisol Garfias. „Standard chemical exergy of elements updated“. In: *Energy* 31.15 (2006), S. 3310–3326. DOI: 10.1016/j.energy.2006.03.020.

[40] Vladimir S. Stepanov. „Chemical energies and exergies of fuels“. In: *Energy* 20.3 (1995), S. 235–242. DOI: 10.1016/0360-5442(94)00067-D.

[41] Enrico Sciubba und Göran Wall. „A brief commented history of exergy from the beginnings to 2004“. In: *International Journal of Thermodynamics* 10.1 (2007), S. 1–26.

[42] O. V. Govin u. a. „Evaluation of the chemical exergy of fuels and petroleum fractions“. In: *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry* 62.1 (2000), S. 123–133. DOI: 10.1023/a:1010166812761.

[43] Zhou Shaoxiang. „Chemical Exergy of Fuels and Efficiency Analysis of Energy Utilizations“. In: *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. American Society of Mechanical Engineers, 2017. DOI: 10.1115/IMECE2017-71053.

[44] John Rumble, Hrsg. *CRC Handbook of Chemistry and Physics*. 102. Aufl. CRC Press, 2021.

[45] İbrahim Dinçer, Marc A. Rosen und Pouria Ahmadi. *Optimization of energy systems*. Chichester, UK: John Wiley & Sons, 2017. DOI: 10.1002/9781118894484.

[46] Martin V. Sussman. „Steady-flow availability and the standard chemical availability“. In: *Energy* 5.8-9 (1980), S. 793–802.

[47] Efstathios Michaelides. *Exergy Analysis for Energy Conversion Systems*. Cambridge: Cambridge University Press, 2021. DOI: 10.1017/9781108635684.

[48] Tadeusz Jozef Kotas, Yon R. Mayhew und R. C. Raichura. „Nomenclature for exergy analysis“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 209.4 (1995), S. 275–280. DOI: 10.1243/PIME_PROC_1995_209_006_01.

[49] İbrahim Dinçer und Marc A. Rosen. *Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development*. 2. Auflage. Amsterdam u.a.: Elsevier Science, 2013.

[50] George Tsatsaronis. „Thermoeconomic analysis and optimization of energy systems“. In: *Progress in energy and combustion science* 19.3 (1993), S. 227–257.

[51] Karsten Riedl. „Exergetische und exergoökonomische Bewertung von Verfahren der Energie-und Stoffwandlung“. Diss. Martin-Luther-Universität Halle-Wittenberg, 2007.

[52] Hideo Kameyama u. a. „Evaluation of reference exergies for the elements“. In: *Applied Energy* 11.1 (1982), S. 69–83. DOI: 10.1016/0306-2619(82)90049-6.

[53] Joachim Ahrendts. „Reference states“. In: *Energy* 5.8-9 (1980), S. 666–677.

[54] Fran Bošnjaković. „Bezugszustand der Exergie eines reagierenden Systems“. In: *Forschung im Ingenieurwesen* 29.5 (1963), S. 151–152. DOI: 10.1007/BF02558938.

[55] Martin V. Sussman. „Choosing a reference environment-state for available-energy computations“. In: *Proceedings of the 72nd Annual Meeting of the Institute of Chemical Engineers, San Francisco, CA*. 1979.

[56] Joachim Ahrendts. „Die Exergie chemisch reaktionsfähiger Systeme“. In: *VDI-Forschungsheft 579*. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1977.

[57] Christian Diederichsen. „Referenzumgebungen zur Berechnung der chemischen Exergie“. In: *VDI-Fortschrittsberichte Reihe 19, Nr. 50*. Düsseldorf: VDI Verlag, 1991.

[58] Jan Szargut, David R. Morris und Frank R. Steward. *Exergy analysis of thermal, chemical, and metallurgical processes*. New York: Hemisphere Publishing, 1987.

[59] J. R. Muñoz und E. E. Michaelides. „The Impact of the Model of the Environment in Exergy Analyses“. In: *Journal of Energy Resources Technology* 121.4 (Dez. 1999), S. 268–276. DOI: 10.1115/1.2795993.

[60] Jan Szargut u. a. „Towards an international legal reference environment“. In: *ECOS 2005 - Proceedings of the 18th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems*. Trondheim: Norwegian University of Science und Technology, 2005.

[61] Reinerus Louwrentius Cornelissen. „Thermodynamics and sustainable development“. Dissertation. Enschede: Universiteit Twente, 1997.

[62] Georgios Tsatsaronis. „Thermoökonomische Analyse von Energieumwandlungsprozessen“. Habilitationsschrift. RWTH Aachen, 1983.

[63] Georgios Tsatsaronis. „Combination of exergetic and economic analysis in energy-conversion processes“. In: *Energy economics and management in industry, Proceedings of the European Congress, Algarve, Portugal*. 1984, S. 151–157.

[64] Georgios Tsatsaronis und Michael Winhold. „Exergoeconomic analysis and evaluation of energy-conversion plants – I. A new general methodology“. In: *Energy* 10.1 (1985), S. 69–80. DOI: 10.1016/0360-5442(85)90020-9.

[65] Tatiana Morosuk und George Tsatsaronis. „Strengths and limitations of advanced exergetic analyses“. In: *Proceedings of the ASME 2013 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. San Diego, CA: American Society of Mechanical Engineers, 2013. DOI: 10.1115/IMECE2013-64320.

[66] Stefan Wischhusen. „Dynamische Simulation zur wirtschaftlichen Bewertung von komplexen Engergiesystemen“. Diss. Universität Göttingen, 2005.

[67] Hans Olsson. *Modelica - A Unified Object-Oriented Language for Physical Systems Modeling - Language Specification Version 3.5*. Techn. Ber. Modelica Association, 2021. URL: https://modelica.org/documents/MLS.pdf.

[68] Peter Fritzson. *Introduction to modeling and simulation of technical and physical systems with Modelica*. Hoboken, NJ: Wiley & Sons, 2011.

[69] Kathryn Eleda Brenan, Stephen La Vern Campbell und Linda Ruth Petzold. „Numerical solution of initial-value problems in differential-algebraic equations“. In: Bd. 14. Classics in applied mathematics. Philadelphia, Pa.: SIAM Society for Industrial und Applied Mathematics, 1996.

[70] Martin Otter, Hilding Elmqvist und Sven Erik Mattsson. „Hybrid modeling in Modelica based on the synchronous data flow principle“. In: *Proceedings of the IEEE International Symposium on Computer-Aided Control System Design*. IEEE, 1999, S. 151–157.

[71] Linda R. Petzold. *Description of DASSL: a differential/algebraic system solver*. Techn. Ber. Livermore, CA: Sandia National Laboratories, 1982. URL: https://www.osti.gov/biblio/5882821.

[72] Michael Tiller. *Introduction to physical modeling with Modelica*. Boston: Kluwer Academic Publishers, 2004.

[73] Johannes Brunnemann u. a. „Status of ClaRaCCS: Modelling and simulation of coal-fired power plants with CO2 capture“. In: *Proceedings of the 9th International MODELICA Conference; September 3-5; 2012; Munich; Germany*. Linköping University Electronic Press, 2012, S. 609–618.

[74] Friedrich Gottelt, Timm Hoppe und Lasse Nielsen. „Applying the power plant library ClaRa for control optimisation“. In: *Proceedings of the 12th International Modelica Conference, Prague, Czech Republic, May 15-17, 2017*. Linköping University Electronic Press, 2017.

[75] Friedrich Gottelt. „Werkzeuge zur Bewertung von Kraftwerksbeanspruchungen bei windbedingt gesteigerten Dynamikanforderungen“. Dissertation. Universität Rostock, 2010.

[76] Falah Alobaid u. a. „Progress in dynamic simulation of thermal power plants“. In: *Progress in energy and combustion science* 59 (2017), S. 79–162. DOI: 10.1016/j.pecs.2016.11.001.

[77] Aleš Vojáček und Filip Ježek. „Modelica in area of thermodynamic and energy systems applications with a focus on ClaRa library“. In: *Transactions on Electrical Engineering* 7.3 (2018), S. 59–63.

[78] Johannes Brunnemann, Ales Vojacek und Thomas Koch. „Numerically Robust Six-Equation Two-Phase Flow Model for Stationary and Moving Systems in Modelica“. In: *Proceedings of 14th Modelica Conference 2021, Linköping, Sweden, September 20-24, 2021*. Linköping University Electronic Press, 2021. DOI: 10.3384/ecp21181539.

[79] Bernd Epple u. a. *Simulation von Kraftwerken und Feuerungen*. 2. Aufl. Wien: Springer-Verlag, 2012. ISBN: 978-3-7091-1181-9.

[80] Ulrich Grigull. „Newton's temperature scale and the law of cooling“. In: *Wärme- und Stoffübertragung* 18.4 (1984), S. 195–199.

[81] Peter Stephan u. a., Hrsg. *VDI-Wärmeatlas*. Wiesbaden: Springer, 2019. DOI: 10.1007/978-3-662-52991-1.

[82] Ulrich Grigull und Heinrich Sandner. *Wärmeleitung*. 2. Aufl. Berlin u.a.: Springer, 1990. ISBN: 3-540-52315-4.

[83] Jonas Eborn. „Modelling and Simulation of Thermal Power Plants“. Dissertation. Department of Automatic Control, 1998.

[84] Michael Beckmann, Reinhard Scholz und Martin Horeni. „Energetische Verwertung von Ersatzbrennstoffen mit hohem Chlorgehalt“. In: *Bio- und Sekundärrohstoffverwertung – stofflich – energetisch*. Hrsg. von Klaus Wiemer und Michael Kern. Witzenhausen: Witzenhausen-Institut für Abfall, Umwelt und Energie, 2006.

[85] Fritz Brandt. *Brennstoffe und Verbrennungsrechnung*. Düsseldorf: FDBR e.V., 1991.

[86] Franz Joos. *Technische Verbrennung*. Berlin, Heidelberg: Springer, 2006. DOI: https://doi.org/10.1007/3-540-34334-2.

[87] Moritz Hübel. „Verbesserung des transienten Betriebsverhaltens und der Systemdienstleistungsbereitschaft thermischer Kraftwerke mittels dynamischer Simulation“. Dissertation. Universität Rostock, 2016.

[88] David Tranfield, David Denyer und Palminder Smart. „Towards a methodology for developing evidence-informed management knowledge by means of systematic review“. In: *British Journal of Management* 14.3 (2003), S. 207–222.

[89] Jane Webster und Richard T. Watson. „Analyzing the Past to Prepare for the Future: Writing a Literature Review“. In: *MIS Quarterly* 26.2 (2002), S. xiii–xxiii. URL: http://www.jstor.org/stable/4132319.

[90] Paul Salipante, William Notz und John Bigelow. „A matrix approach to literature reviews“. In: *Research in organizational behavior*. Hrsg. von B. M. Staw und L. L. Cummings. Greenwich: JAI Press, 1982, S. 321–348.

[91] Elena Eugenia Vasilescu u. a. „Experimental evidence concerning the different behavior of energy and exergy performance indicators of refrigeration systems in transient regimes“. In: *Journal of Non-Equilibrium Thermodynamics* 41.1 (2016), S. 29–40. DOI: 10.1515/jnet-2015-0033.

[92] Tian Tang u. a. „Freeze start drive cycle simulation of a fuel cell powertrain with a two-phase stack model and exergy analysis for thermal management improvement“. In: *Applied Thermal Engineering* 130 (2018), S. 637–659. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.10.100.

[93] Saeed Sayadi, George Tsatsaronis und Tatiana Morosuk. „Dynamic exergetic assessment of heating and cooling systems in a complex building“. In: *Energy Conversion and Management* 183 (2019), S. 561–576.

[94] Yongliang Zhao u. a. „Exergy analysis of the regulating measures of operational flexibility in supercritical coal-fired power plants during transient processes“. In: *Applied Energy* 253 (2019). DOI: 10.1016/j.apenergy.2019.113487.

[95] Saeed Sayadi, George Tsatsaronis und Tatiana Morosuk. „Splitting the dynamic exergy destruction within a building energy system into endogenous and exogenous parts using measured data from the building automation system“. In: *International Journal of Energy Research* 44.6 (2020), S. 4395–4410. DOI: 10.1002/er.5213.

[96] Muhammad Tajammal Munir, Wei Yu und Brent R. Young. „Plant-wide control: Eco-efficiency and control loop configuration“. In: *ISA Transactions* 52.1 (2013), S. 162–169. DOI: 10.1016/j.isatra.2012.09.006.

[97] Muhammad Tajammal Munir, Wei Yu und Brent P. Young. „Eco-efficiency and control loop configuration for recycle systems“. In: *Korean Journal of Chemical Engineering* 30.5 (2013), S. 997–1007. DOI: 10.1007/s11814-013-0005-z.

[98] Luis Silva-Llanca, Marcelo del Valle und Alfonso Ortega. „The effectiveness of data center overhead cooling in steady and transient scenarios: comparison of downward flow to a cold aisle versus upward flow from a hot aisle“. In: *International Electronic Packaging Technical Conference and Exhibition*. Bd. 56888. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 2015. DOI: 10.1115/IPACK2015-48423.

[99] Gregory J. Kowalski, Masoud Modaresifar und Mansour Zenouzi. „Significance of Transient Exergy Terms in a New Tray Design Solar Desalination Device“. In: *Journal of Energy Resources Technology* 137.1 (2015). DOI: 10.1115/1.4027764.

[100] Yasser Abbassi, Ehsan Baniasadi und Hossein Ahmadikia. „Comparative performance analysis of different solar desiccant dehumidification systems“. In: *Energy and Buildings* 150 (2017), S. 37–51. DOI: 10.1016/j.enbuild.2017.05.075.

[101] Maan Al-Zareer, Ibrahim Dincer und Marc A. Rosen. „Transient energy and exergy analyses of a multistage hydrogen compression and storage system“. In: *Chemical Engineering & Technology* 41.8 (2018), S. 1594–16033. DOI: 10.1002/ceat.201700341.

[102] Zhu Wang u. a. „Comparison on thermodynamic characteristics of single-and double-reheat boilers under off-design working conditions and during transient processes“. In: *Applied Thermal Engineering* 179 (2020). DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115620.

[103] Yang Du u. a. „Transient behavior investigation of a regenerative dual-evaporator organic Rankine cycle with different forms of disturbances: Towards coordinated feedback control realization“. In: *Energy* 235 (2021). DOI: 10.1016/j.energy.2021.121437.

[104] Andrew R. Manion, William A. Malatesta und Neera Jain. „Development of a Graph-based Modeling Framework for Transient Exergy Analysis“. In: *21st IEEE Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems*. IEEE, 2022, S. 1–10. DOI: 10.1109/iTherm54085.2022.9899658.

[105] Bo Jin, Haibo Zhao und Chuguang Zheng. „Dynamic exergy method and its application for CO2 compression and purification unit in oxy-combustion power plants“. In: *Chemical Engineering Science* 144 (2016), S. 336–345. DOI: 10.1016/j.ces.2016.01.044.

[106] Wiebke Meesenburg, Torben Ommen und Brian Elmegaard. „Dynamic exergoeconomic analysis of a heat pump system used for ancillary services in an integrated energy system“. In: *Energy* 152 (2018), S. 154–165. DOI: 10.1016/j.energy.2018.03.093.

[107] Zihan Chen u. a. „Dynamic modeling on the mode switching strategy of a 35 MWth oxy-fuel combustion pilot plant“. In: *Energy & Fuels* 34.2 (2020), S. 2260–2271. DOI: 10.1021/acs.energyfuels.9b02968.

[108] Chaoyang Wang u. a. „Thermodynamic optimization of the superheater during switching the load transient processes“. In: *Energy* 218 (2021). DOI: 10.1016/j.energy.2020.119446.

[109] Kezhen Zhang u. a. „Flexibility enhancement versus thermal efficiency of coal-fired power units during the condensate throttling processes“. In: *Energy* 218 (2021). DOI: 10.1016/j.energy.2020.119534.

[110] Hui Yan u. a. „Dynamic performance and control strategy comparison of a solar-aided coal-fired power plant based on energy and exergy analyses“. In: *Energy* 236 (2021). DOI: 10.1016/j.energy.2021.121515.

[111] Changcheng Liu u. a. „Detailed Evaluation of Automotive Turbocharged Diesel Engine During Typical Transient Working Condition Based on Thermodynamic Analysis“. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 143.10 (2021). DOI: 10.1115/1.4051500.

[112] Tapan K. Ray, Ranjan Ganguly und Amitava Gupta. „Optimal control strategy for minimization of exergy destruction in boiler superheater“. In: *Energy conversion and management* 66 (2013), S. 234–245. DOI: 10.1016/j.enconman.2012.10.013.

[113] Neera Jain und Andrew Alleyne. „Exergy-based optimal control of a vapor compression system“. In: *Energy conversion and management* 92 (2015), S. 353–365. DOI: 10.1016/j.enconman.2014.12.014.

[114] Marc Baranski, Johannes Fütterer und Dirk Müller. „Distributed exergy-based simulation-assisted control of HVAC supply chains“. In: *Energy and Buildings* 175 (2018), S. 131–140. DOI: 10.1016/j.enbuild.2018.07.006.

[115] Saeed Sayadi u. a. „Exergy-based control strategies for the efficient operation of building energy systems“. In: *Journal of Cleaner Production* 241 (2019). DOI: 10.1016/j.jclepro.2019.118277.

[116] Chaoyang Wang u. a. „Thermodynamic analysis on the transient cycling of coal-fired power plants: Simulation study of a 660 MW supercritical unit“. In: *Energy* 122 (2017). DOI: 10.1016/j.energy.2017.01.123.

[117] Rajinder Pal. „Chemical exergy of ideal and non-ideal gas mixtures and liquid solutions with applications“. In: *International Journal of Mechanical Engineering Education* 47 (Dez. 2017). DOI: 10.1177/0306419017749581.

[118] Chaoyang Wang u. a. „Thermodynamics analysis on a heat exchanger unit during the transient processes based on the second law“. In: *Energy* 165 (2018), S. 622–633. ISSN: 03605442. DOI: 10.1016/j.energy.2018.09.189.

[119] VDI/VDE 3508. *Blockregelung von Wärmekraftwerken*. VDI-Richtlinie. VDI/VDE-Gesellschaft Mess- und Automatisierungstechnik, Sep. 2003.

[120] Ludwig Fahrmeir u. a. *Statistik: Der Weg zur Datenanalyse*. 8. Aufl. Berlin: Springer Spektrum, 2016. DOI: 10.1007/978-3-662-50372-0.

[121] Karl Strauss. *Kraftwerkstechnik zur Nutzung fossiler, nuklearer und regenerativer Energiequellen*. Berlin: Springer Vieweg, 2016. DOI: 10.1007/978-3-662-53030-6.

[122] Wolfgang Schneider. *Praktische Regelungstechnik*. 4. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2017. DOI: 10.1007/978-3-658-16993-0.

[123] Jan Lunze. *Regelungstechnik 1: systemtheoretische Grundlagen, Analyse und Entwurf einschleifiger Regelungen*. 12. Aufl. Berlin: Springer Vieweg, 2020. DOI: 10.1007/978-3-662-60746-6.

[124] André Berndt u. a. „Regelleistungs-Verschleißmodell für primär-und sekundärgeregelte thermische Kraftwerke im ENTSO-E-Netz". In: *VGB powertech* 12 (2014).

[125] Moritz Hübel u. a. „Modelling a lignite power plant in modelica to evaluate the effects of dynamic operation and offering grid services". In: *Proceedings of the 10th International Modelica Conference*. Linköping University Electronic Press, 2014, S. 1037–1046. DOI: 10.3384/ecp140961037.

[126] Moritz Huebel u. a. „Identification of Energy Storage Capacities Within Large-Scale Power Plants and Development of Control Strategies to Increase Marketable Grid Services". In: *ASME 2015 Power Conference*. American Society of Mechanical Engineers, 2015. DOI: 10.1115/POWER2015-49179.

[127] Moritz Hübel u. a. „Modelling and simulation of a coal-fired power plant for start-up optimisation". In: *Applied Energy* 208 (2017), S. 319–331. DOI: 10.1016/j.apenergy.2017.10.033.

[128] Moritz Huebel u. a. „Simulation of Ancillary Services in Thermal Power Plants in Energy Systems With High Impact of Renewable Energy". In: *ASME 2017 Power Conference*. American Society of Mechanical Engineers, 2017. DOI: 10.1115/POWER-ICOPE2017-3258.

[129] Moritz Hübel u. a. „Evaluation of Flexibility Optimization for Thermal Power Plants". In: *ASME 2018 Power Conference*. American Society of Mechanical Engineers, 2018. DOI: 10.1115/POWER2018-7573.

[130] Arlene Fink. *Conducting research literature reviews: From the internet to paper*. 5. Aufl. Los Angeles: SAGE Publications, 2019.

[131] Barbara Kitchenham u. a. „Systematic literature reviews in software engineering – a systematic literature review". In: *Information and software technology* 51.1 (2009), S. 7–15.

[132] Jan vom Brocke u. a. „Reconstructing the giant: On the importance of rigour in documenting the literature search process". In: *ECIS 2009 Proceedings*. 161. AIS Electronic Library, 2009.

[133] Barbara Kitchenham. *Procedures for performing systematic reviews*. Technical Report TR/SE-0401. Keele University, 2004.

[134] Mark Petticrew und Helen Roberts. *Systematic reviews in the social sciences: A practical guide*. Malden, MA: Blackwell Publishing, 2006. DOI: 10.1002/9780470754887.

[135] Roozbeh Sangi und Dirk Müller. „Application of the second law of thermodynamics to control: A review". In: *Energy* 174 (2019), S. 938–953. DOI: 10.1016/j.energy.2019.03.024.

[136] Gianpiero Evola, Vincenzo Costanzo und Luigi Marletta. „Exergy analysis of energy systems in buildings“. In: *Buildings* 8.12 (2018). DOI: 10.3390/buildings8120180.

[137] Valentina Bonetti und Georgios Kokogiannakis. „Dynamic exergy analysis for the thermal storage optimization of the building envelope“. In: *Energies* 10.1 (2017), S. 95. DOI: 10.3390/en10010095.

[138] Roozbeh Sangi u. a. „Dynamic exergy analysis–Modelica®-based tool development: A case study of CHP district heating in Bottrop, Germany“. In: *Thermal Science and Engineering Progress* 4 (2017), S. 231–240. DOI: 10.1016/j.tsep.2017.10.008.

[139] Wonjun Choi, Ryozo Ooka und Masanori Shukuya. „Unsteady-state exergetic performance comparison of externally and internally insulated building envelopes“. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 163 (2020). DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120414.

[140] Robert G. Sargent. „Verification and validation of simulation models“. In: *Proceedings of the 2010 Winter Simulation Conference*. Baltimore: IEEE, 2010, S. 166–183. DOI: 10.1109/WSC.2010.5679166.

[141] Timm Hoppe, Friedrich Gottelt und Ales Vojacek. *ClaRa+ Quality Management: On Validation of Implemented Physics*. Techn. Ber. XRG Simulation GmbH, 2019. URL: https://www.claralib.com/pdf/ClaRa_QM_Validation.pdf.

A Ergänzungen zur systematischen Literaturanalyse

A.1 Ausführliche Methodik der systematischen Literaturanalyse

Fink [130] definiert eine SLA als „[...] eine systematische, explizite und reproduzierbare Methode zur Identifizierung, Bewertung und Synthese des vorhandenen Bestandes an abgeschlossenen und aufgezeichneten Arbeiten, die von Forschern, Wissenschaftlern und Praktikern produziert wurden“.[1] Eine SLA konzentriert sich auf bestimmte Fragestellungen und zielt darauf ab, Wissen zu entdecken, das für ein zu untersuchendes Thema relevant ist und trägt damit zur Relevanz der Forschung selbst bei [131]. So lässt sich die erneute Untersuchung von bereits Bekanntem vermeiden und Stringenz durch die effektive Nutzung vorhandenen Wissens gewährleisten [132]. Die hier präsentierte Literaturanalyse orientiert sich an der von Kitchenham [133] vorgestellten Methodik.

A.1.1 Prüfung der Notwendigkeit einer systematischen Literaturanalyse

Um der Forderung nach einer Vermeidung redundanter Untersuchungen gerecht zu werden, muss laut Petticrew und Roberts [134] zunächst die Angemessenheit der Durchführung einer SLA geprüft werden, indem nach relevanten Literaturanalysen im betreffenden Forschungsbereich gesucht wird und deren Ergebnisse mit den eigenen Forschungszielen abgeglichen werden. Daher wurde zunächst eine Suche nach relevanten Literaturanalysen in den bibliografischen Datenbanken Scopus und Google Scholar durchgeführt. Der folgende String wurde für das Durchsuchen der Datenbanken verwendet.

```
(dynamic OR transient OR unsteady-state)
AND
exergy
AND
(review OR "literature analysis")
```

Das Hauptziel der Suche bestand darin, Reviewartikel zu finden, die sich mit der Exergieanalyse transienter Prozesse befassen. Mit dem Suchterm werden daher die häufig synonym verwendeten Begriffe *transient*, *dynamic* und *unsteady-state* (transient, dynamisch und instationär)

[1] Übersetzung des Verfassers: „A research literature review is a systematic, explicit, and reproducible method for identifying, evaluating, and synthesizing the existing body of completed and recorded work produced by research, scholars, and practitioners.“

in Verbindung mit dem Suchterm *exergy* abgedeckt. Um die Suche nicht auf systematische Literaturanalyse zu beschränken, sondern alle Arten von Reviewartikeln und Literaturanalysen zu inkludieren, enthält der Suchstring die Terme *review* und *literature analysis*.

Für jede Suche wurde der Suchstring an die syntaktischen Besonderheiten der Datenbanken angepasst. In Scopus wurden die Suchbegriffe auf die Felder Titel, Abstract und Keywords angewendet. Bei Google Scholar lassen sich Suchbegriffe lediglich auf den Titel oder den Volltext anwenden, zudem sind die Datenbankeinträge nicht verschlagwortet, daher wurde zur Begrenzung der Zahl der Ergebnisse die Suche auf den Titel begrenzt. Die in den jeweiligen Datenbanken verwendeten Suchstrings, die Anzahl der Suchergebnisse und die Anzahl der davon relevanten Ergebnisse sind in Tabelle A.1 dargestellt.

Tabelle A.1: Übersicht zur bei der Suche nach relevanten SLA verwendeten Suchstrings und Anzahl der Suchergebnisse, Stand: 2022-09-15

Datenbank	Suchstring	Ergeb.	rel. Ergeb.
Scopus	`TITLE-ABS-KEY ((dynamic OR transient OR unsteady-state) AND exergy AND (review OR "literature analysis"))`	41	1
Google Scholar	`allintitle:(dynamic OR transient OR unsteady-state) exergy (review OR "literature analysis")`	32	0

Die Suche lieferte insgesamt 41 Ergebnisse, wovon nur ein Ergebnis ein Reviewartikel ist, der sich explizit mit exergetischen Methoden auseinandersetzt und dabei – im Gegensatz zu den anderen Suchergebnissen – auch auf dynamische Prozesse eingeht. In diesem Artikel untersuchen Sangi und Müller [135] die praktische Anwendung der Exergie auf regelungstechnische Aufgaben und konzentrieren sich dabei insbesondere auf Gebäudeenergiesysteme. Sie konstatieren, dass Exergieanalysen, die auf der Annahme eines stationären Betriebs beruhen, weit verbreitet sind, jedoch in der Praxis die größte Herausforderung darin besteht, Energiesysteme, die von Natur aus dynamisch sind, effizient zu regeln.

Hier zeigt sich bereits die Problematik, dass insbesondere der Begriff *dynamisch* je nach Kontext unterschiedlich verstanden und genutzt wird. Während die Begriffe *transient* und *instationär* meist einvernehmlich für zeitvariante Vorgänge verwendet werden, bei denen die entsprechenden zeitabhängigen Terme berücksichtigt werden, herrscht bei der Verwendung des Begriffs *dynamisch* kein allgemeiner Konsens. Neben instationären Vorgängen, werden mit *dynamisch* auch quasistationäre Prozesse bezeichnet, die aus einer Aneinanderreihung stationärer Zustände bestehen. Bei quasistationären Vorgängen wird die Instationarität nur über sich mit der Zeit ändernde Randbedingungen betrachtet. Die zur Beschreibung der untersuchten Systeme genutzten Bilanzgleichungen sind dabei aber stationär, sodass $\mathrm{d}/\mathrm{d}t = 0$ gilt.

Durch die Fokussierung des Reviewartikels von Sangi und Müller [135] auf Gebäudenergiesysteme wird von ihnen der Begriff *dynamisch* für quasistationäre Analysen verwendet. Bei Untersuchungen oder Simulationen von Gebäudeenergiesystemen liegen die Betrachtungszeiträume in der Regel im Bereich ganzer Jahre, um nicht nur die Auswirkungen tages- sondern auch jah-

reszeitlicher Schwankungen von Wärmebedarfen oder Temperaturen zu berücksichtigen. Zeitskalen dieser Größenordnung können die Vernachlässigung der Instationärterme in den Bilanzgleichungen und damit den Übergang zu quasistionären Betrachtungen rechtfertigen. Die im Rahmen dieser Arbeit untersuchten transienten Prozesse thermischer Systeme liegen im Zeitbereich von mehreren Minuten bis hin zu wenigen Stunden. Insbesondere bei Systemen mit nennenswerten thermischen Trägheiten, wie beispielsweise Kraftwerke, verlangen diese Zeitskalen nach einer Berücksichtigung der Instationärterme. Der Begriff *dynamisch* bezieht sich in diesem Kontext somit in der Regel auf echt instationäre Vorgänge.

Bei ihrer Literaturanalyse verfolgen Sangi und Müller [135] keinen systematischen Ansatz und liefern keine Erläuterungen, wie die untersuchte Literatur gefunden wurde oder anhand welcher Kriterien sie ausgewählt wurde. Die Transparenz der Ergebnisse ist daher stark eingeschränkt. Zudem existiert nur eine teilweise Übereinstimmung der in der Arbeit von Sangi und Müller adressierten Fragestellungen mit denen aus dieser Arbeit, was insbesondere durch die sich stark voneinander unterscheidenden Zeitskalen der betrachteten Prozesse bedingt ist. Die genannten Gründe legitimieren nach Petticrew und Roberts [134] die Durchführung einer SLA.

A.1.2 Festlegung der Fragestellungen

Die SLA, als eigenständige wissenschaftliche Methode, verfolgt das Forschungsziel relevante Literatur zu konkreten Fragestellungen zu identifizieren, sie zu bewerten und daraus Schlussfolgerungen für die eigene Forschung abzuleiten. Die übergeordneten Ziele der durchgeführten SLA sind:

1. die Strukturierung aktueller Forschungserkenntnisse im Bereich der transienten Exergieanalyse thermischer Prozesse,
2. die Identifizierung von Forschungslücken bezüglich der Fragestellung der Arbeit und
3. die Zusammentragung von Erkenntnissen, die transiente Exergieanalysen hervorgebracht haben und wie diese genutzt wurden.

Die zu beantwortenden konkreten Fragestellungen (FS) sind im Folgenden formuliert und definieren das Forschungsziel der SLA.

FS 1: Welche Maßnahmen zur Verbesserung des transienten Betriebs werden aus exergetischen Analysen thermischer Prozesse abgeleitet und implementiert?
Da exergetische Untersuchungen in erster Linie durchgeführt werden, um thermodynamische Ineffizienzen in Prozessen zu identifizieren, zielt diese Frage darauf ab, welche Erkenntnisse bezüglich der Verbesserung der Effizienz transienter Prozesse auf Basis von Exergieanalysen erzielt wurden und welche Maßnahmen zur Umsetzung ergriffen wurden.

FS 2: Mittels welcher Kennzahlen werden transiente Prozesse thermischer Systeme exergetisch bewertet?

Als Vergleichskennzahlen zur Bewertung von thermodynamischen Prozessen werden in der Regel Wirkungsgrade eingesetzt, die in ihrer allgemeinen Definition jedoch nur auf stationäre Prozesse angewendet werden können, was auch für die exergetischen Wirkungsgrade gilt, wie bereits in Abschnitt 2.1.4 gezeigt wurde. Mithilfe dieser Frage soll ergründet werden, welche Vergleichskennzahlen zur Bewertung transienter Prozesse eingesetzt werden.

A.1.3 Literatursuche

Im ersten Schritt der Literatursuche wurde die allgemeine Suchstrategie entwickelt. Dazu gehörte die Identifizierung geeigneter Literaturdatenbanken sowie die Durchführung von ersten Testsuchen zum Finden geeigneter Suchbegriffe. Dabei wurde der Suchbegriff iterativ angepasst, indem Schlüsselwörter aus relevanten Artikeln hinzugefügt wurden, die während des Prozesses identifiziert wurden.

Analog zur Suche nach bereits vorhandenen Literaturanalysen, wird diese Suche in der Datenbank Scopus und auf Google Scholar durchgeführt. In der Scopus-Datenbank sind beispielsweise die meisten Journale der einschlägigen Verlage und Institutionen, wie beispielsweise Elsevier, Wiley, Springer, SAGE, ASME, SAE und IEEE enthalten. Somit kann trotz der Beschränkung der Suche auf die beiden genannten Datenbanken von einer ausreichend guten Abdeckung des Wissensstandes ausgegangen werden.

Während der Entwicklung des Suchstrings wurde festgestellt, dass nicht alle Artikel, die mittels der Suchbegriffe *dynamic* und *exergy* gefunden wurden und die nicht die Begriffe *transient* oder *unsteady-state* enthalten, sich ausschließlich auf Untersuchungen stationärer oder quasistationärer Prozesse beziehen. Die Testsuchen zeigten also, dass Veröffentlichungen zu transienten Untersuchungen existieren, die nur als dynamisch bezeichnet werden. Auch wenn der Begriff *dynamisch* in den überwiegenden Fällen für quasistationäre Prozesse verwendet wird, muss er im Suchstring berücksichtigt werden. Somit wurde auch in dieser Suche nach den Begriffen *transient*, *dynamic* und *unsteady-state* in Verbindung mit *exergy* gesucht. Eine stärkere Einschränkung der gefundenen Literatur durch das Hinzufügen weiterer Begriffe zum Suchterm, hat sich im Sinne eines umfassenden Literaturüberblicks als nicht zweckmäßig herausgestellt. Der finale Suchstring lautet daher wie folgt.

```
(dynamic OR transient OR unsteady-state)
AND
exergy
```

Bei der Anpassung dieses Suchstrings an die Suchsyntax der Datenbank Scopus zeigte sich, dass viele Artikel zu Exergieanalysen von Scopus mit dem aus unkontrolliertem Vokabular stammenden Schlagwort „Thermo dynamic [sic] analysis“ versehen sind[2]. Da Exergieanalysen in aller Regel den thermodynamischen Analysen zugeordnet werden, produziert die Suche nach den

[2]Bei Scopus indexierte Veröffentlichungen werden zum einen mit „Author keywords“ – also von den Autoren ausgesuchten Schlagwörtern – und zum anderen mit „Indexed keywords“ versehen. Die „Indexed keywords“ werden von Scopus ausgewählt und basieren auf Vokabularen aus Thesauri, die Elsevier besitzt oder lizenziert. Für ingenieurswissenschaftliche Veröffentlichungen sind die „Indexed keywords“ in die Kategorien „Engineering control-

Begriffen *exergy* und *dynamic* aufgrund dieses Schlagwortes über 2200 Suchergebnisse. Daher wurde der obenstehende Suchstring nur auf die Felder Titel, Abstract und Autorenschlagwörter angewendet. Wie schon bei der vorangegangenen Suche nach relevanten SLA wird der Suchstring für Google Scholar nur auf den Titel angewendet. Die für Scopus und Google Scholar jeweils verwendeten Suchstrings sowie die Anzahl der jeweiligen Suchergebnisse sind in Tabelle A.2 dargestellt.

Tabelle A.2: Übersicht der bei der Literatursuche verwendeten Suchtrings und Anzahl der Suchergebnisse, Stand: 2022-11-30

Datenbank	Suchstring	Ergeb.
Scopus	`TITLE-ABS ((dynamic OR transient OR unsteady-state) AND exergy) OR AUTHKEY ((dynamic OR transient OR unsteady-state) AND exergy)`	1009
Google Scholar	`allintitle: (dynamic OR transient OR unsteady-state) exergy`	132

Die bereits eingangs formulierte These, dass ein zunehmendes Forschungsinteresse an der exergetischen Untersuchung dynamischer Prozesse besteht, wird durch Abbildung A.1 gestützt. Sie stellt die Anzahl der jährlich veröffentlichten Artikel dar, die mit der Literatursuche gefunden wurden. Insbesondere ab dem Jahr 2007 lässt sich ein starker Anstieg der zu diesem Thema veröffentlichten Literatur erkennen, was auf steigendes Erkenntnisinteresse hindeutet. Die Zahlen zeigen auch, dass die exergetische Untersuchung dynamischer Prozesse im Vergleich zum Konzept der Exergie im Allgemeinen noch ein eher neues Forschungsgebiet ist. Das trifft insbesondere auf die Analyse echt transienter Prozesse zu, wie in den nächsten Abschnitten gezeigt wird.

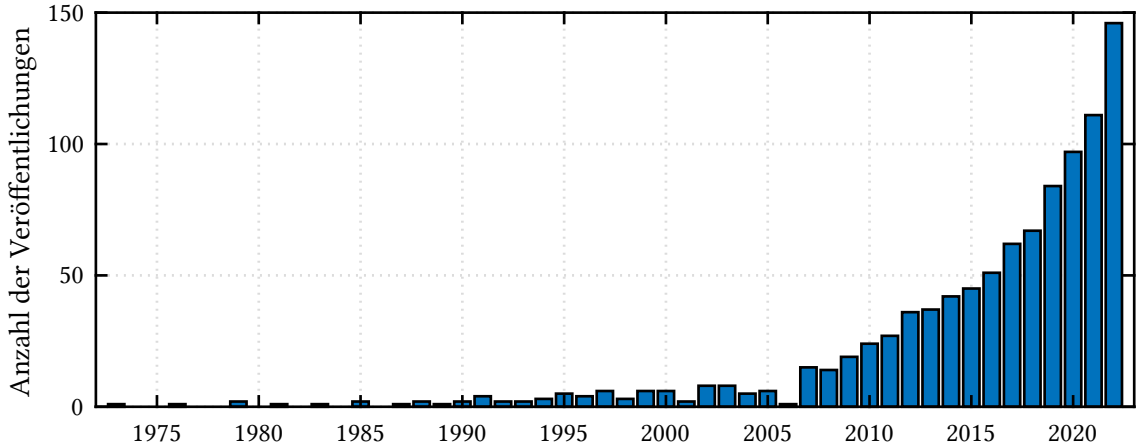


Abbildung A.1: Anzahl der veröffentlichten Artikel pro Jahr

led terms“ und „Engineering uncontrolled terms“ unterteilt, bei denen die Schlagwörter aus kontrolliertem bzw. unkontrolliertem Vokabular stammen.

A.1.4 Literaturauswahl

Die Auswahl der relevanten Literatur aus dem gesamten Satz an gefundener Literatur erfolgt anhand festgelegter Inklusions- und Exklusionskriterien, um eine nachvollziehbare Reduzierung der Suchergebnisse zu erreichen. Nur die Publikationen, die diesen Auswahlprozess überstehen, werden als relevante Literatur eingestuft und im Weiteren analysiert. Die im Folgenden vorgestellten Kriterien wurden so gewählt, dass die dadurch gefilterten Veröffentlichungen der Beantwortung der Fragestellungen zuträglich sind. Zusätzlich ist zu bemerken, dass nur Publikationen in englischer oder deutscher Sprache berücksichtigt wurden.

Thermische Prozesse Die erste Bedingung für die Einstufung einer Veröffentlichung als relevant ist, dass darin ein thermischer Prozess untersucht wird. Somit wird Literatur, die sich mit der Anwendung des Exergiekonzepts auf nichttechnische – beispielsweise ökologische, physiologische, geografische oder soziologische – Fragestellungen befasst, ausgeschlossen. Ebenso werden Untersuchungen rein elektrischer oder mechanischer Systeme ausgeschlossen.

Komplexe Systeme Bei den untersuchten Energiesystemen soll es sich um solche handeln, die durch die Interaktion verschiedener Komponenten – wie es bei Kraftwerksprozessen der Fall ist – über eine gewisse Komplexität verfügen. Daher werden Untersuchungen einzelner, eventuell freigeschnittener Komponenten nicht berücksichtigt. Darunter fallen beispielsweise einfache Wärmeübertrager oder thermische Energiespeicher, bei deren Untersuchung die Auswirkungen eines veränderten Betriebs auf eventuell vor- oder nachgeschaltete Komponenten nicht betrachtet werden. Auch Veröffentlichungen, in denen lediglich bestimmte physikalische Effekte, wie z. B. Wärmeleitung in einzelnen Komponenten untersucht wird, finden keine Berücksichtigung.

Transiente Prozesse Da diese SLA explizit einen Fokus auf transiente Prozesse setzt, werden entsprechende Veröffentlichungen berücksichtigt, wohingegen die Untersuchung von stationären oder quasistationären Vorgängen nicht berücksichtigt wird. Von der weiteren Betrachtung ausgeschlossen werden auch Untersuchungen, die auf der von Evola et al. [136] als hybride Methode bezeichneten Kombination einer transienten Energieanalyse und anschließender quasistationärer Exergieanalyse basieren. Bei dieser häufig angewendeten Methode werden die stationären Exergiegleichungen zeitschrittweise auf die Ergebnisse einer transienten Energiesimulation angewendet [137, 138]. Dieser Ansatz führt jedoch zu physikalischen Inkonsistenzen, wie Choi et al. [139] feststellten, da hierbei entweder die Änderung der Exergie des Systems vernachlässigt oder eine zeitinvariante Exergievernichtung angenommen wird.

In Tabelle A.3 sind die Ein- und Ausschlusskriterien, auf Basis derer die gefundene Literatur ausgewählt wird, abschließend dargestellt.

Der Prozess der Literaturauswahl erfolgt in mehreren Schritten und ist in Abbildung A.2 dargestellt. Zunächst werden die aus den beiden Datenbanken Scopus und Google Scholar zusammengeführten Suchergebnisse aufbereitet, was das Entfernen von Dubletten sowie der von Scopus

Tabelle A.3: In- und Exklusionskriterien zur Auswahl der relevanten Literatur

Inklusionskriterien	Exklusionskriterien
• thermisches Energiesystem wird betrachtet • System ist hinreichend komplex oder besteht aus mehreren Komponenten • Prozess ist transient/instationär	• nichtthermische Systeme werden betrachtet • Untersuchung von Einzelkomponenten oder einzelnen physikalischen Effekte • Prozess ist (quasi-)stationär • Artikel nicht in englischer oder deutscher Sprache

zusätzlich gelisteten Tagungsbände und Journalausgaben beinhaltet. Anschließend erfolgt das Filtern der verbliebenen 1004 Veröffentlichungen anhand der bereits beschriebenen Kriterien. In einem ersten Schritt werden Titel und Abstract der Veröffentlichungen geprüft. Im zweiten Schritt wird der Volltext der im ersten Schritt identifizierten, potenziell relevanten Literatur begutachtet. Für 24 Artikel, die als potenziell relevant bewertet wurden, war eine Beschaffung der Volltexte nicht möglich, weshalb diese nicht weiter berücksichtigt werden konnten. Mittels des beschriebenen Auswahlprozesses konnten insgesamt 25 Veröffentlichungen identifiziert werden, die als relevant für die Beantwortung der Fragestellungen betrachtet und in der nachfolgenden Analyse berücksichtigt werden.

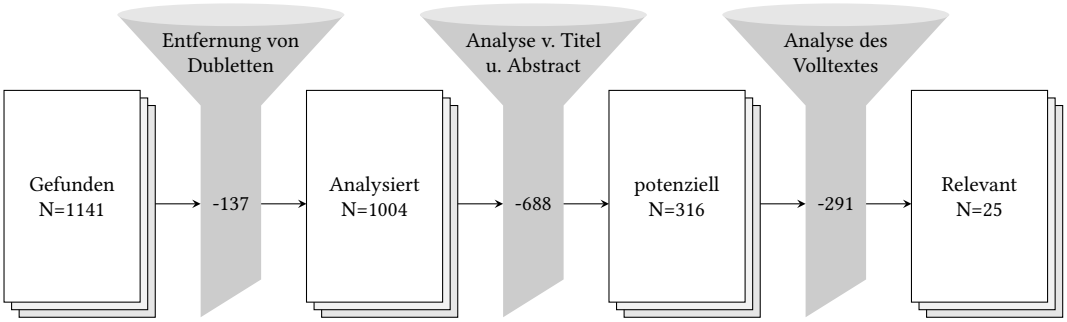


Abbildung A.2: Darstellung des Literaturauswahlprozesses

Der Methodik von Kitchenham [133] folgend, werden ausgehend von der relevanten Literatur keine Vorwärts- und Rückwärtssuchen durchgeführt, um durch Transparenz und Nachvollziehbarkeit die Stringenz der Literaturanalyse zu gewährleisten. Zudem wurden die verwendeten Suchterme a priori allgemein gefasst, sodass auch ohne Vorwärts- und Rückwärtssuchen von einer guten Abdeckung des Wissensbestandes ausgegangen werden kann.

A.1.5 Literaturanalyse und Konzeptualisierung

Die mittels der Literaturauswahl identifizierte relevante Literatur wurde einem eingehenden Analyseprozess unterzogen. Einen kompakten Überblick der relevanten Literatur bietet die in Anhang A.2 dargestellte inhaltliche Zusammenfassung der einzelnen Veröffentlichungen, in der jeweils das Untersuchungsobjekt, der Forschungsgegenstand und die Kernaussagen dargestellt sind. Zur Analyse der relevanten Literatur wird ein konzeptbasierter Ansatz verwendet, der an die Arbeit von Webster und Watson [89] angelehnt ist. Dabei wird die Literatur bezüglich der

jeweils angewandten Konzepte strukturiert. Damit wird die Literaturanalyse zum einen vereinfacht, da die Anzahl der relevanten Begriffe und Konzepte reduziert wird, was auch der Verbesserung der Übersichtlichkeit dient. Zum anderen wird mithilfe der Konzeptualisierung die Ausrichtung der Literaturanalyse auf die Beantwortung der Fragestellungen sichergestellt. Die definierten Konzepte werden in die vier Kategorien Datenbasis, Kennzahl, Modellbildung und Methodik unterteilt, die im Folgenden erläutert werden.

Datenbasis Diese Kategorie beleuchtet die Herkunft der für die Untersuchung verwendeten Daten. Die Literaturanalyse zeigt, dass als Datenbasis für transiente Exergieanalysen entweder Messdaten, Simulationsergebnisse einer 0D/1D-Simulation und in einem Fall auch die Ergebnisse einer 3D-CFD-Simulation dienen.

Kennzahl Die exergetische Bewertung der untersuchten Prozesse erfolgt anhand unterschiedlicher Größen. Zum einen kommt die Exergievernichtung – entweder als Zeitverlauf des Momentanwertes oder als kumulierter Wert – zum Einsatz, um die thermodynamischen Verluste aufzuzeigen. Zum anderen werden exergetische Wirkungsgrad in unterschiedlichen Formulierungen verwendet, um die exergetische Effizienz der untersuchten Prozesse zu quantifizieren. Bezüglich der exergetischen Wirkungsgrade wird eine weitere Unterteilung vorgenommen in die klassischen, hier als stationär bezeichneten exergetischen Wirkungsgrade, die bereits in Abschnitt 2.1.4 beschrieben wurden, und in die hier als transient bezeichneten exergetischen Wirkungsgrade, die explizit die Änderung der Exergie des Systems berücksichtigen.

Modellbildung Die zur Durchführung der transienten Exergieanalysen verwendeten Daten, die entweder Messungen oder Simulationen entstammen, werden unter Zuhilfenahme der Annahme verschiedener Randbedingungen und mittels unterschiedlicher Abstraktionsgrade ermittelt. Die Modellbildung wird in zwei Unterkategorien unterteilt, die zum einen den Detailgrad der Modellierung und zum anderen die mögliche Vereinfachung durch die Betrachtung von nur Teilsystemen klassieren.

In der ersten Unterkategorie wird zwischen reduzierten und voll physikalischen Modellbildungsansätzen unterschieden. Unter den reduzierten Ansätzen sind rein mathematische, analytische, empirische und statistische Ansätze zusammengefasst, die im Vergleich zu voll physikalischen Ansätzen einen geringeren Detailgrad bieten [113]. Beispiele für die reduzierten Modellierungsansätze sind Zustandsraummodelle oder Lumped-Parameter-Modelle. Auch die auf Messdaten basierenden Analysen werden als reduzierte Ansätze erfasst. Die voll physikalischen Modellbildungsansätze hingegen beschreiben das Systemverhalten auf der Grundlage der physikalischen Gesetzmäßigkeiten. Sie bieten in der Regel einen höheren Detailgrad als die reduzierten Ansätze, sind in der Regel komplexer und schwieriger zu implementieren.

In der zweiten Unterkategorie wird unterschieden nach der Betrachtung nur eines Teilsystems oder eines Gesamtsystems. Zur Reduzierung des Modellierungsaufwands werden

häufig Teilsysteme freigeschnitten und aus einem komplexeren Gesamtsystem herausgelöst, wobei an den Schnittstellen Randbedingungen aufgeprägt werden müssen. Durch die Vernachlässigung möglicher Effekte auf vor- und/oder nachgeschalteten Komponenten, die insbesondere bei Kreisprozessen eine Rolle spielen können, besteht die Gefahr der unrichtigen Abbildung des Systemverhaltens. Die Betrachtung von Gesamtsystemen hat den Vorteil, dass die Interaktionen aller Teilsysteme Berücksichtigung finden, wodurch jedoch der Aufwand für Modellierung oder Messung und Analyse steigt.

Methodik Das Ziel aller in der Literaturanalyse als relevant identifizierten Veröffentlichungen ist im Wesentlichen die exergetische Verbesserung, vornehmlich die Verringerung der Exergievernichtung oder die Erhöhung des exergetischen Wirkungsgrades, der betrachteten Systeme. Zur Erreichung dieser Verbesserung werden verschiedene Methoden eingesetzt, die in vier Klassen unterteilt wurden.

Die erste Klasse erfasst Veröffentlichungen, in denen ausschließlich eine Analyse eines System vorgenommen wurde. Diese Analyse kann Verbesserungsvorschlägen zum Ergebnis haben, die in der jeweiligen Veröffentlichung jedoch nicht weiter geprüft werden. In der zweiten Klasse, dem Systemvergleich, werden Untersuchungen verschiedener Systeme durchgeführt, um das exergetisch günstigste zu identifizieren. Die untersuchten Systeme ähneln sich in der Regel stark, sind jedoch unterschiedlich konfiguriert. Die verschiedenen Konfigurationen ergeben sich durch Hinzufügen, Entfernen oder Ändern von Komponenten und gehen dadurch immer mit konstruktiven Anpassungen des Systems einher, die sich in erster Linie auch auf den stationären Betrieb des Systems auswirken. In der dritten Klasse dienen Parametervariationen ebenfalls dazu den exergetisch günstigsten Betrieb eines Systems zu ermitteln. Hierbei beziehen sich die Untersuchungen jedoch auf ein einzelnes System, dessen Verhalten bei verschiedenen Betriebsparametern, z. B. unterschiedlichen Druck- oder Temperaturniveaus, betrachtet wird. Da es sich bei den variierten Parametern in der Regel um wesentliche Auslegungsdaten handelt, wird ebenfalls der Stationärbetrieb des Systems beeinflusst. Die Umsetzung am realen System würde zudem konstruktive Anpassungen erforderlich machen. In der vierten Klasse, den Regelungsmodifikationen, liegt der Fokus auf der Veränderung der Leittechnik eines einzelnen Systems. Regelungstechnische Verbesserungen werden durch die Entwicklung neuer, exergiebasierter Regelungsstrukturen erreicht, wobei unterschiedliche Ansätze verfolgt werden. Da die Regelungstechnik maßgeblichen Einfluss auf die Prozessführung hat, können Anpassungen Auswirkungen auf den stationären und dynamischen Betrieb einer Anlage haben.

Die Konzeptualisierung eruiert die relevanten Konzepte, die bei transienten Exergieanalysen eingesetzt werden. Sie bildet den Ausgangspunkt für die systematische Auswertung der Veröffentlichungen und die Beantwortung der Fragestellungen.

A.2 Zusammenfassungen der relevanten Literatur

Tabelle A.4: Zusammenfassung der im Rahmen der SLR analysierten Veröffentlichungen

Ref.	Autor	Untersuchungsobjekt	Forschungsgegenstand	Kernaussagen
[96]	Munir et al. 2013	Exergie-Ökoeffizienzfaktor zur Bewertung der Ökoeffizienz von Regelkreiskonfiguration	- Vorstellung des Exergie-Ökoeffizienzfaktors - Kombination von Techniken zur Konfiguration von Regelungspaaren, wie z.B. Relative Gain Array und der Niederlinski-Index, mit dem Exergie-Ökoeffizienzfaktor - Demonstration anhand der Regelung eines Monochlorbenzol-Trennverfahrens	- Ermöglichung eines exergieoptimalen Reglerentwurfs zur Minimierung von Betriebskosten - Exergie-Ökoeffizienzfaktor basiert auf Daten des stationären Prozesses, aber dynamische Simulationsergebnisse lassen sich mit dem Faktor angemessen qualitativ abschätzen
[112]	Ray et al. 2013	Überhitzerstrecke mit zweistufiger Einspritzkühlung eines Kohlekraftwerks	- Entwicklung eines linearen Zustandsraummodells der Überhitzerstrecke unter Vernachlässigung der Metallmasse der WÜ - Exergieanalyse des Systems bei unterschiedlichen Anteilen der Einspritzmenge in der ersten und zweiten Stufe - Minimierung der Exergievernichtung durch Optimierung der Einspritzmengenanteile in den beiden Stufen mittels linear-quadratischem Regler	- Exergievernichtung variiert bei Änderungen der Verteilungen der Einspritzmassenströme signifikant, selbst wenn der Gesamtmassenstrom gleich bleibt - für das lineare Systeme ließ sich die Exergievernichtung mit dem LQ-Regler minimieren - möglichst hohe Einspritzmenge in erster Stufe bei noch geringer Überhitzung in zweiter Stufe ist optimal
[97]	Munir et al. 2013	Regelung eines Trennprozesses für Monochlorbenzol (größtenteils identisch zu [96])	- Verwendung des in [96] vorgestellten Exergie-Ökoeffizienzfaktors - Vergleich unterschiedlicher Regelungstrategien für zwei Trennprozesse (mit und ohne Recycling)	- Regelstrategien, die in erster Linie auf hohe Produktqualität ausgelegt sind, können mit EEF bewertet werden - Regelungen einzelner Komponenten sind immer im Kontext der Gesamtanlage zu bewerten - für beide Prozessvarianten konnten die effizientesten Regelstrategien identifiziert werden
[98]	Silva-Llanca et al. 2015	Kühlluftströmung in einem Rechenzentrum	- CFD-Simualtion des Systems - Vergleich zweier Varianten der Luftführung (Overhead Upward und Downward Flow) - Ermittlung der Wirkungsgrade und Identifikation von Ineffizienzen	- Downward Flow ist weniger effizient und erzeugt die meiste Entropie - Einhausung reduziert die Entropieerzeugung deutlich - Entropieerzeugung ist in den Servern am größten

Fortsetzung auf nächster Seite

Zusammenfassung der im Rahmen der SLR analysierten Veröffentlichungen (Fortsetzung)

Ref.	Autor	Untersuchungsobjekt	Forschungsgegenstand	Kernaussagen
[99]	Kowalski et al. 2015	Solare Meerwasserentsalzungsanlage	- Modellierung des Systems - Vergleich zweier Systemkonfigurationen (mit und ohne Wärmerückgewinnung)	- Änderung der Systemexergie darf nicht vernachlässigt werden - Wärmerückgewinnungseinheit erhöht exerget. Effizienz - Exergieanalyse ermöglicht Evaluierung der Nachhaltigkeit eines Systems
[113]	Jain et al. 2015	einfaches Modell einer Kompressionskältemaschine	- Modellierung des Systems mittels Lumped-Parameter-Methode - Entwicklung einer modellprädiktiven Regelung für das System - Vergleich einer energie- und exergiebasierten MPC	- mit exergiebasierte MPC ist die die transiente Exergievernichtung in Verdichter und Ventil leicht gestiegen, in Verdampfer und Kondensator jedoch stark gesunken - insgesamt ist mit der exergiebasierten MPC die Exergievernichtung um 15 % gesunken - Energiebedarf ist um 3.76 % gestiegen
[91]	Vasilescu et al. 2016	Kompressionskälteanlage für Industriezwecke	- Berechnung der exerget. Größen aus experimentellen Daten - Untersuchung der Auswirkungen verschiedener singulärer Ereignisse auf transienten Betrieb - Bewertung mittels COP und exerget. Wirkungsgraden	- exergetischer Wirkungsgrad und COP verhalten sich während der transienten Vorgänge gegenläufig, weil das System durch die Störeinflüsse außerhalb des Auslegungszustandes betrieben wird - in allen Fällen steigt die Temperatur im Verdampfer, was die Exergie der dort übertragenen Wärme verringert
[105]	Jin et al. 2016	Reinigungs- und Verdichtungsanlage für CO_2 eines Oxyfuel-Kraftwerks	- Entwicklung einer Methdode zur Berechnung der tranienten Exergiegrößen mittels Kopplung verschiedener Programme (Aspen Plus, Aspen Plus Dynamics, MS Excel) - Variation von Volumenstrom und Eduktzusammensetzung bei Einsatz unterschiedlicher Regelungen (open-loop, closed-loop)	- Unterschiedliche Regelungen haben kaum Einfluss auf exerget. Wirkunsgrad - Die Verdichtung reagiert exergetisch sensitiver auf die Temperatur als auf den Volumenstrom - Die CO_2-Reinigung reagiert exergetisch sensitiver auf die Zusammensetzung als auf den Volumenstrom

Fortsetzung auf nächster Seite

Zusammenfassung der im Rahmen der SLR analysierten Veröffentlichungen (Fortsetzung)

Ref.	Autor	Untersuchungsobjekt	Forschungsgegenstand	Kernaussagen
[100]	Abbassi et al. 2017	Solar unterstützte Kühlsysteme mit auf Trocknungsmitteln basierender Luftentfeuchtung	- Modellierung und Simulation der Systeme in TRNSYS - Variation der Anzahl von Entfeuchtungsrädern und des Zustands der zu entfeuchtenden Luft (Frischluft, konditioniert oder Gemisch) - Bewertung der Varianten anhand von COP und exerget. Wirkungsgrad	- einstufige Ausführung hat höheren COP - bei Implementierung einer Wärmerückgewinnung ist das zweistufige System effizienter - reiner Umluft- oder Lüftungsbetrieb sind effizienter als ein Betrieb mit Mischung von Frisch- und Abluft
[92]	Tang et al. 2018	Fahrzeugantrieb mit PEM-Brennstoffzelle	- detaillierte Modellierung des Gesamtsystems einschließlich Regelungstechnik - Untersuchung eines Kaltstart-Fahrzyklus und Berechnung der Exergiegrößen - Darstellung und Analyse der integrierten Exergieströme anhand eines Sankey-Diagramms	- Brennstoffzelle und Wärmeübertrager vernichten die meiste Exergie - Identifizierung einiger Möglichkeiten zur Verbesserung der Energieeffizienz: - Unterteilung des Kühlkreises in mehrere Stufen und Leistungsbegrenzung der Heizung
[106]	Meesenburg et al. 2018	Grundwasser-Wärmepumpe mit Warmwasserspeicher zur Deckung eines Wärmebedarfs	- Entwicklung einer Steuerungslogik für die Wärmepumpe zum Anbieten von Regelleistung - exergoökonomische Analyse der Auswirkung der Erbringung von Regelleistung mittels Wärmepumpe auf das Gesamtsystem - Einführung eines exerget. Wirkungsgrades, der die Änderung der Exegie des Systems berücksichtigt	- Betrieb mit Erbringung von Regelleistung führt zu mehr Exergievernichtung - Exergievernichtung entsteht durch Wärmeverluste im Speicher und die Wiedererwärmung des Heizwasservorlaufs - Durch die Erhöhung der Flexibilität haben sich die Gesamtkosten um 12 % erhöht
[101]	Al-Zareer et al. 2018	System zur mehrstufigen Verdichtung und Speicherung von Wasserstoff	- Exergieanalyse zweier Systemvarianten zur Verdichtung von Wasserstoff (mit und ohne nachgeschalteten ORC-Prozess) - beide Systeme werden unterschiedlich geregelt (System zwei kann bedarfsgerecht Verdichter einzeln zuschalten) - Modellierung der Systeme in Aspen Plus und EES	- das zweite System mit ORC und einzeln zuschaltbaren Verdichtern ist effizienter, verfügt jedoch auch über höhere Komplexität mit mehr Komponenten - ökonomische Betrachtung notwendig, um zu klären ob höhere Effizienz die höheren Investitionskosten rechtfertigt

Fortsetzung auf nächster Seite

Zusammenfassung der im Rahmen der SLR analysierten Veröffentlichungen (Fortsetzung)

Ref.	Autor	Untersuchungsobjekt	Forschungsgegenstand	Kernaussagen
[114]	Baranski et al. 2018	generischer, verteilter, simulationsmodellgestützter und exergiebasierter Regelungsalgorithmus für ein Gebäudeenergiesystem	- Entwicklung eines Regelungsalgorithmus der auf Exergieanalysen basiert - Implementierung der Exegievernichtung als Kostenfunktion im Regelalgorithmus - Vergleich von offenem und geschlossenem Regelkreis mit auf PI-Reglern basierendem Benchmark	- Allgemeingültigkeit des Ansatzes verspricht einfache Applikation in vielen Gebäudeenergiesystemen - Je besser die Dynamik des Systems berücksichtigt werden soll desto rechenaufwändiger wird die Regelung - Exergievernichtung mit modellprädiktiver Regelung ist auf gleichem Niveau wie mit konventioneller Regelung
[93]	Sayadi et al. 2019	Gebäudeenergiesystems des E.ON-ERC-Hauptgebäudes	- Berechnung der Exergiegrößen aus den Messdaten des Monitoringsystems des Gebäudes - umfangreiche exergetische Analyse des Betriebs des Energiesystems für das Jahr 2015 - Ermittlung der Exergievernichtung und der exerget. Wirkungsgrade aller einzelnen Komponenten	- Gebäude hat sehr gute energetische Effizienz, aber exerget. Effizienz von nur 3,7 % - Exergievernichtung hauptsächlich durch Energieumwandlungssysteme, Energieverteilung und die an die Umwelt abgegebene Energie - besonders die Deckung des NT-Heizbedarfs aus dem HT-Heiznetz sollte vermieden werden, was mit einer exergiebasierten Regelung umgesetzt werden soll
[94]	Zhao et al. 2019	Wasser-Dampf-Kreislauf eines überkritischen Kohlekraftwerks	- Modellierung des transienten Kraftwerksprozesses mit der Software JTopMeret von GSE Systems - Implementierung aggregierter Exergiebilanzen für die Teilsysteme Dampferzeuger, HD- und ND-Turbine - Einführung einer Kennzahl für die Effizienz der Nutzung gespeicherter Exergie - Vergleich vier verschiedener Maßnahmen zur Bereitstellung von Primärregelleistung	- je größer der aus dem System ausgespeicherte Exergiestrom, desto größer ist die Leistungserhöhung der Turbinen - Androsselung der HD-Vorwärmer hat die höchste Leistungserhöhung aber auch die höchste Exergievernichtung - ND-Vorwärmer-Androsselung hat die geringste Exergievernichtung und wird damit als wirtschaftlich beste Maßnahme identifiziert
[115]	Sayadi et al. 2019	Teile des Gebäudeenergiesystems des E.ON-ERC-Hauptgebäudes	- Berechnung der Exegievernichtung in einem dymamischen Modell eines HVAC-Systems - Implementierung exergiebasierter Regelungsstrategien für Teilsysteme - Entwicklung einer exergiebasierten, linearen modellprädiktiven Regelung für das vereinfachte Gesamtsystem	- exergiebasierte Regelung der Endverbraucher reduziert Betriebskosten um 13 % im Gegensatz zu energiebasierter Regelung - exergiebasierte, lineare modellprädiktive Regelung reduziert den Energiebedarf um 23,1 % im Vergleich zu einer regelbasierten Regelung

Fortsetzung auf nächster Seite

Zusammenfassung der im Rahmen der SLR analysierten Veröffentlichungen (Fortsetzung)

Ref.	Autor	Untersuchungsobjekt	Forschungsgegenstand	Kernaussagen
[107]	Chen et al. 2020	Prozess eines Kohlekraftwerks mit Oxyfuel-Verfahren	- Modellierung des Luft-/Brennstoffsystems und des Dampferzeugers in Aspen Plus - Untersuchung der Umschaltung zwischen Luft- und Oxyfuel-Verbrennung - Berechnung und Vergleich der Exergievernichtung während der Umschaltvorgänge (schrittweise und simultane Umschaltung von Primär- und Sekundärluft)	- Exergievernichtung bei schrittweiser Umschaltung höher - exerget. Wirkungsgrad bei simultaner Umschaltung höher
[95]	Sayadi et al. 2020	Energiesystem des Hauptgebäudes des E.ON ERC bestehend aus mehreren Wärme-/Kältebedarfen, Gaskesseln, BHKW, Geothermiefeld, Wärmepumpen und Speichern	- Anwendung der „Advanced Exergy Analysis„ auf dynamisches System - Nutzung von Messdaten des Gebäudeenergiesystems - Berechnug der endogenen und exogenen Exergievernichtung auf Basis der intergrierten Exergieströme eines gesamten Jahres	- Wärme- und Kälteabnehmer verursachen hohe exogenene Exergievernichtung in den Gaskesseln und der Wärmepumpe - erweiterte Exergieanalyse ermöglicht detaillierteren Einblick Interaktion verschiedener Komponenten und in die tatsächlichen Ursachen der Exergievernichtung
[102]	Wang, Z. et al. 2020	Dampferzeuger eines Kohlekraftwerks mit einfacher und doppelter Zwischenüberhitzung	- Modellierung der Dampferzeuger - Vergleich der Flexibilität im Betrieb der beiden Anlagentypen - Quantifizierung der im System bei sprunghafter Laständerung ein- und ausgespeicherten Exergie	- Verdampfer verursacht die höchste Exergievernichtung - DE mit zweifacher ZÜ kann das ca. 1,4-fache der Exergie speichern. - DE mit einfacher ZÜ kann flexibler betrieben werden, da zweifache ZÜ deutlich höhere Zeitkonstanten bei Lastwechseln hat - im System gespeicherte Exergie sollte in der Brennstoffregelung berücksichtigt werden
[111]	Liu et al. 2021	Innenprozess eines turboaufgeladener Dieselmotors für Kraftfahrzeuge	- Modellierung des Motorinnenprozesses unter Einbeziehung exergetischer Prozessgrößen - Einführung eines sogenannten Exergy Distortion Coefficient - Untersuchung des Einflusses verschied. Parameter wie z.B. Ladelufttemp. auf die Exergiegrößen bei typischen transienten Betriebsmodi	- exergetischer Wirkungsgrad ist umso geringer je höher die Laständerungsgeschwindigkeiten sind - für den exergetischen Wirkungsgrad vorteilhaft sind längere Stagnationszeiten, niedrigere Ladelufttemperaturen und höhere Kühlmitteltemperaturen

Fortsetzung auf nächster Seite

Zusammenfassung der im Rahmen der SLR analysierten Veröffentlichungen (Fortsetzung)

Ref.	Autor	Untersuchungsobjekt	Forschungsgegenstand	Kernaussagen
[108]	Wang, C. et al. 2021	Überhitzstrecke eines Kohlekraftwerks modelliert als eindimensional diskretisierter Wärmeübertrager	- exergetische Untersuchung des transienten Verhaltens des Wärmeübetragers während eines Lastwechsels - Variation von Temperatur und Massenstrom der Fluidströme - Nutzung eines gemittelten exergetischen Wirkungsgrades für die Bewertung der transienten Prozesse	- exergetischer Wirkungsgrad des Wärmeübertagers ist stärker von der Temperatur als vom Massenstrom der Fluide beeinflusst - Erhöhung der Eintrittstemperatur des kalten Fluids um 5 % erhöht exerget. Wirkungsgrad um 1,16 %-Pkt. - Erhöhung der Eintrittstemperatur des heißen Fluids um 5 % verringert exerget. Wirkungsgrad um 0,74 %-Pkt. - Erhöhung der Massenstroms des heißen Fluids um 50 % erhöht exerget. Wirkungsgrad um 1,04 %-Pkt.
[109]	Zhang et al. 2021	Niederdrucksystem des Wasserdampfkreislauf eines Kohlekraftwerks bestehend aus ND-Turbine, Kondensator, Kond.-Pumpe vier ND-VW und SpWa-Behälter	- Modellierung der verfahrenstechnischen Komponenten einschließlich exergetischer Größen basierend auf Lumped-Parameter-Methode (allerdings keine Aussagen zur verwendeten Software) - Einführung verschiedener Kenngrößen zur Bewertung des transienten Prozesses - Untersuchung des Kondensatstaus hinsichtlich des Zusammenhangs zwischen Effizienz und Flexibilität	- stärkere Reduzierung des Kondensatmassenstroms hat höhere Turbinenleistung aber auch höhere Exergievernichtung zur Folge - Effizienz und Flexibilität verhalten sich konträr - Langsames Zurückführen des SpWaBeh-Füllstandes auf Sollwert ist exergetisch effizienter
[103]	Du et al. 2021	Organic Rankine Cycle mit zwei Verdampfern (Hochdruck und Niederdruck) und Rekuperator	- Vorstellung eines neuartigen Organic Rankine Cycles - Erstellung eines transienten Modells des ORC und Reglerentwurf - Vergleich des Systems mit normalem ORC - Untersuchung des transienten Verhaltens bei verschiedenen Störungen	- exerget. Wirkungsgrad bei Nennlast wurde im Vergleich zum normalen ORC um 4,14 % verbessert - im untersuchten transienten Betrieb fluktuiert der exergetische Wirkungsgrad nur um 0,37 %-Pkt.

Fortsetzung auf nächster Seite

Zusammenfassung der im Rahmen der SLR analysierten Veröffentlichungen (Fortsetzung)

Ref.	Autor	Untersuchungsobjekt	Forschungsgegenstand	Kernaussagen
[110]	Yan et al. 2021	solar unterstütztes Kohlekraftwerks, bei dem ein Teil des Speisewasser in Parabolrinnenkollektoren vorgewärmt wird	- exergetische Effizienz der Solar-zu-Strom-Wandlung - Einfluss unterschiedlicher Sonneneinstrahlungen - Regelstrategie für solare SpWa-Vorwärmung in Abhängigkeit der solaren Einstrahlung	- Änderungen in der Solarstrahlung beeinflussen die Effizienz der Anlage stark - Änderungen des Anteils des solar vorgewärmten Speisewassers beeinflusst die Effizienz des Solarsystems in unterschiedlichen Lastpunkten unterschiedlich stark - bei Änderung der Solarstrahlung muss der Speisewasserstrom innerhalb von 200 s angepasst werden, um unnötige Exergievernichtung zu vermeiden
[104]	Manion et al. 2022	einfaches Kühlsystem für den Fahrzeugbereich bestehend aus Behälter, Pumpe und zwei bis drei Wärmeübertragern bei wechselnden Wärmelasten	- Vorstellung eines graphenbasierten Modells - Berechnung der instationären Exergievernichtung - Vergleich zweier Systemkonfigurationen	- graphenbasiertes Modell eignet sich zur Berechnung der instationären Exergievernichtung - durch Hinzufügen eines dritten WÜ wurde die Exergievernichtung um 4 % gesenkt

B Verifikation der Exergieberechnung

Ein essentieller Bestandteil der im Rahmen dieser Arbeit vorgenommenen Implementierung der Exergieberechnung in Modelica, ist die Verifikation, mit der die Korrektheit der Implementierung überprüft wird [140]. Dabei ist zu beachten, dass die Verifikation nur einen Aspekt der Modellprüfung darstellt. Die Validierung, die üblicherweise als Nachweis definiert wird, dass ein computergestütztes Modell in seinem Anwendungsbereich einen zufriedenstellenden Genauigkeitsbereich aufweist, der mit der beabsichtigten Anwendung des Modells übereinstimmt, ist ebenso wichtig und wird in Abschnitt 4.3.3 behandelt.

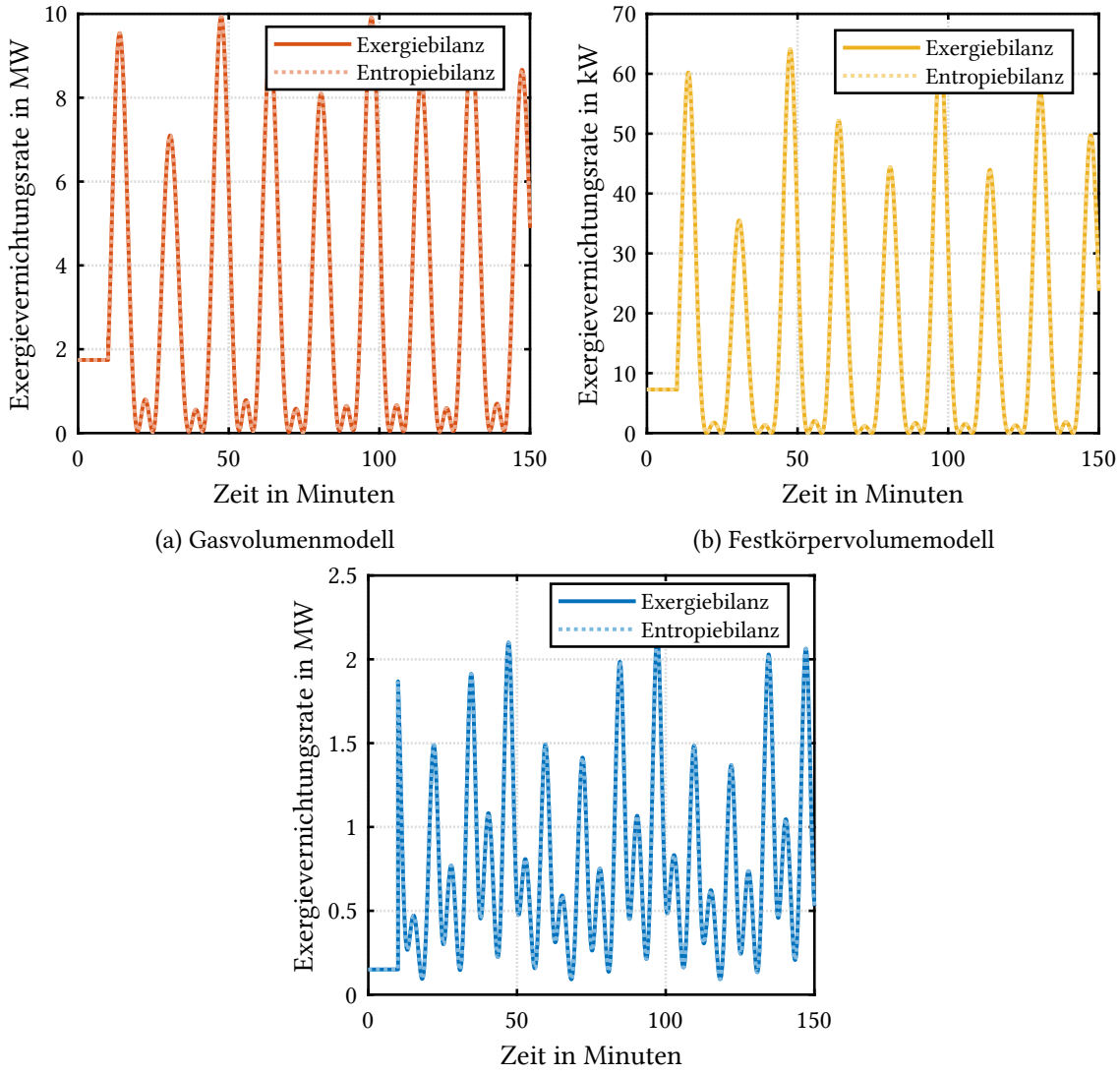
Die als Basis verwendeten Modelle der Modelica-Bibliothek ClaRa und der von ihr genutzten Medienbibliothek TILMedia sind umfassend verifiziert und validiert (vgl. [141]), sodass die für die Exergieberechnung verwendeten Zustands- und Prozessgrößen als verlässlich erachtet werden. In diesem Abschnitt wird sich somit nur auf die Verifizierung der Exergieberechnung in den Modellen bezogen.

Die Implementierung der Exergieberechnung in Modelica umfasst die Gleichungen aller Exergieströme – Stoffströme, Arbeit und Wärme –, die die Grenzen jedes finiten Volumens der diskretisierten Komponenten überschreiten. Darüber hinaus umfasst sie die Exergie des jeweiligen Systems und die Exergiebilanz, aus der sich die Exergievernichtung als verbleibende Unbekannte ermitteln lässt. Die Berechnung nur der Exergievernichtung kann jedoch durch die in Gleichung B.1 dargestellte Entropiebilanz und die Anwendung der bereits in Abschnitt 2.1.2 vorgestellten Gouy-Stodola-Gleichung $\dot{E}_\mathrm{V} = T_\mathrm{U}\,\dot{S}_\mathrm{irr}$ erheblich vereinfacht werden, da beide nur Zustandsgrößen beinhalten, die in der verwendeten ClaRa-Bibliothek bereits verfügbar sind. Diese direkt ermittelbare Exergievernichtung mit den als korrekt angenommen Ergebnissen, kann folglich als Benchmark verwendet werden. Somit kann die Verifikation der Exergieberechnungen durch den Vergleich der über die Exergiebilanz mit der über die Entropiebilanz als Benchmark berechneten Exergievernichtung erfolgen.

$$\frac{\mathrm{d}S}{\mathrm{d}t} = \sum_i \dot{m}_i s_i + \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \dot{S}_\mathrm{irr} \tag{B.1}$$

Die Verifikation der Exergieberechnung wird beispielhaft anhand des Wärmeübertragermodell aus Abschnitt 4.1 gezeigt, da dieses die drei Basistypen von Volumenmodellen mit instationärer Exergiebilanz beinhaltet, aus denen alle weiteren Komponenten abgeleitet sind. Im folgenden Verifikationsszenario, werden die dem Rauchgas und dem Wasser aufgeprägten Randbedingungen bezüglich Temperatur, Druck und Massenstrom sinusförmigen Variationen ausgesetzt, wobei jede eine jeweils differierende Frequenz aufweist. Infolgedessen ergibt sich ein konsequent transienter Prozess, während dessen die Zustands- und Prozessgrößen diverse Kombinationen

durchlaufen. In Abbildung B.1 werden die Verläufe der über die Exergiebilanz berechneten Exergievernichtung mit der als Benchmark über die Entropiebilanz ermittelten Exergievernichtung für das Rauchgasvolumen (Abb. B.1a), das Festkörpervolumen (Abb. B.1b) und das Arbeitsfluidvolumen (Abb. B.1c) gegenübergestellt.



(a) Gasvolumenmodell

(b) Festkörpervolumemodell

(c) Arbeitsfluidmodell

Abbildung B.1: Vergleich der mittels Exergiebilanz berechneten Exergievernichtung mit dem über die Entropiebilanz ermittelten Benchmark

Der Vergleich zeigt, dass die Exergievernichtung, die über die Exergiebilanz ermittelt wurde, durchgängig mit dem Benchmark übereinstimmt. Aus diesem Resultat lässt sich schlussfolgern, dass die Berechnung sämtlicher exergetischen Zustands- und Prozessgrößen korrekt vollzogen wurde. Somit kann von der Richtigkeit der implementierten exergetischen Gleichungen in den Modellen ausgegangen werden.

C Allgemeine Ergänzungen

C.1 Betrachtungen zur chemischen Exergie

Die chemische Exergie repräsentiert die Nutzarbeit, die ein System verrichten kann, wenn es reversibel aus dem thermischen und mechanischen Gleichgewicht ($T = T_\mathrm{U}$ und $p = p_\mathrm{U}$) in das thermodynamische Gleichgewicht ($T = T_\mathrm{U}$, $p = p_\mathrm{U}$ $\chi = \chi_\mathrm{U}$), bei dem neben Druck und Temperatur auch die chemische Zusammensetzung der der Referenzumgebung entspricht, überführt wird. Der betrachtete Prozess verläuft also reversibel, isotherm und isobar.

Für die Enthalpieänderung eines Systems im Verlaufe dieses Prozesses gilt allgemein folgende Gleichung.

$$\mathrm{d}H = \mathrm{d}(U + pV) = \mathrm{d}U + p\,\mathrm{d}V + V\mathrm{d}p \tag{C.1}$$

Dem Ersten Hauptsatz zufolge entspricht die Änderung der inneren Energie $\mathrm{d}U$ der Summe aus übertragener Wärme δQ und verrichteter Arbeit δW. Weiterhin kann die Arbeit unterteilt werden in Volumenänderungsarbeit δW_V, die an der Umgebung verrichtet wird und die tatsächliche Nutzarbeit δW_N woraus sich insgesamt

$$\mathrm{d}H = \delta Q + \delta W_V + \delta W_\mathrm{N} + p\,\mathrm{d}V + V\mathrm{d}p \tag{C.2}$$

ergibt.

Da ein reversibler Prozess angenommen wird, kann unter Anwendung des Zweiten Hauptsatzes die übertragene Wärme durch die Änderung der Entropie $\delta Q = T\,\mathrm{d}S$ ausgedrückt werden. Die Volumenänderungsarbeit wird substituiert durch $\delta W_V = -p\,\mathrm{d}V$. Damit ergibt sich folgender Ausdruck.

$$\mathrm{d}H = T\,\mathrm{d}S - p\,\mathrm{d}V + \delta W_\mathrm{N} + p\,\mathrm{d}V + V\mathrm{d}p \tag{C.3}$$

Die Gibbs-Energie ist definiert als $G = H - TS$. Die Änderung der Gibbs-Energie stellt sich somit wie folgt dar.

$$\mathrm{d}G = \mathrm{d}(H - TS) = \mathrm{d}H - T\,\mathrm{d}S - S\,\mathrm{d}T \tag{C.4}$$

Nach Einsetzen von Gleichung C.3 in Gleichung C.4 erhält man

$$\mathrm{d}G = \delta W_\mathrm{N} + V\mathrm{d}p - S\,\mathrm{d}T\,. \tag{C.5}$$

Für die getroffene Annahme, dass der Prozess isobar ($\mathrm{d}p = 0$) und isotherm ($\mathrm{d}T = 0$) verläuft, vereinfacht sich der Ausdruck weiter. Aufgrund der Reversibilität des Prozesses ist die verrichtete

Nutzarbeit gleich der maximal vom System verrichtbaren Nutzarbeit ($\delta W_\mathrm{N} = \delta W_{\mathrm{N,max}}$). Wird vom System verrichtete Arbeit als positiv gewertet, so erhält man schließlich

$$\delta W_{\mathrm{N,max}} = -\mathrm{d}G\,. \tag{C.6}$$

Gemäß der Exergiedefinition als die von einem System bei reversibler Prozessführung maximal leistbare Arbeit, ist die chemische Exergie des Systems gleich dessen Gibbs-Energie. Somit ist die maximale nützliche Arbeit, die aus einem System im thermischen und mechanischen Gleichgewicht mit der Umgebung gewonnen werden kann gleich der Abnahme der freien Enthalpie. Dieses Ergebnis ist die Grundlage für die Berechnung der chemischen Exergie.

C.2 Verwendete Stoffdaten

Tabelle C.1: Auslegungszusammensetzung des im GuD-Heizkraftwerk verwendenten Erdgases, entnommen aus der Kraftwerksdokumentation

Komponente	Summenformel	Volumenanteil
Methan	CH_4	98,24 %
Ethan	C_2H_6	0,57 %
Propan	C_3H_8	0,2 %
Butan	C_4H_{10}	0,06 %
Pentan	C_5H_{12}	0,01 %
Kohlenstoffdioxid	CO_2	0,09 %
Stickstoff	N_2	0,82 %
Heizwert H_i	$49,12\,\mathrm{MJ\,kg^{-1}}$	

Tabelle C.2: Bestandteile von Rohbraunkohle (RBK) und Trockenbraunkohle mit einer Restfeuchte von 20 % (TBK20) aus dem Tagebau Nochten, entnommen aus der Kraftwerksdokumentation

Komponente	Massenanteil	
	RBK	TBK20
Kohlenstoff	26 %	48,4 %
Wasserstoff	2,1 %	3,9 %
Sauerstoff	10,3 %	19,1 %
Stickstoff	0,3 %	0,6
Schwefel	0,8 %	1,5 %
Asche	3,5 %	6,5 %
Wasser	57 %	20 %
Heizwert H_i	$8,6\,\mathrm{MJ\,kg^{-1}}$	$18,1\,\mathrm{MJ\,kg^{-1}}$

Tabelle C.3: Zur Berechnung der chemischen Exergien herangezogene Stoffdaten basierend auf [58]

Komponente	Summenformel	$\Delta g_0^F / \mathrm{kJ\,mol^{-1}}$	$e_0^{CH} / \mathrm{kJ\,mol^{-1}}$
Stickstoff	N_2	0	0,72
Sauerstoff	O_2	0	3,97
Kohlenstoffdioxid	CO_2	−394,38	19,87
Wasser	H_2O(g)	—228,59	9,5
Argon	Ar	0	11,69
Kohlenstoffmonoxid	CO	−137,15	275,1
Schwefeldioxid	SO_2	313,4	313,4
Stickstoffmonoxid	NO	86,7	88,9
Ammoniak	NH_3	—16,59	337,9
Siliciumdioxid (Asche)	SiO_2	−805	1,9
Methan	CH_4	−50,79	831,65
Ethan	C_2H_6	−32,89	1495,84
Propan	C_3H_8	−23,49	2154
Butan	C_4H_{10}	−15,71	2805,8
Pentan	C_5H_{12}	−8,2	3463,3

C.3 Wärmeschaltbild Kohlekraftwerk

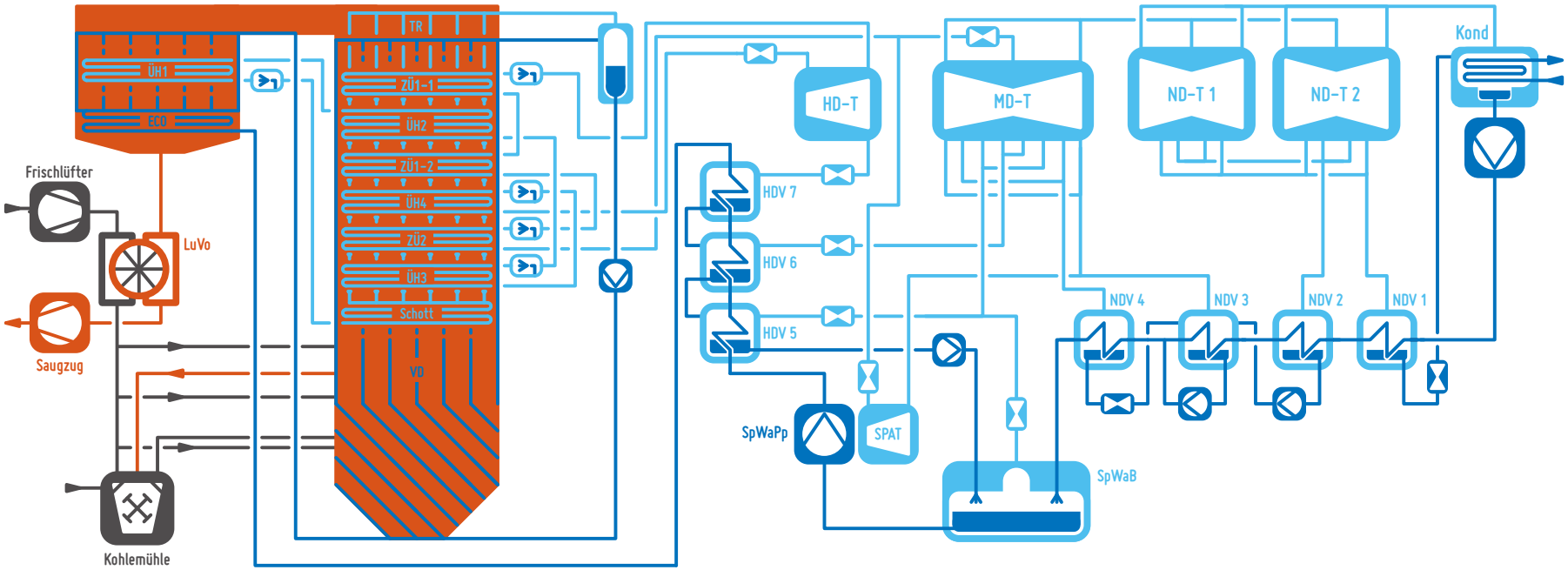


Abbildung C.1: Vereinfachtes Wärmeschaltbild eines Blocks des untersuchten Kohlekraftwerks

Curriculum Vitae

08/2008	**Abitur (Allgemeine Hochschulreife)** Ostseegymnasium Rostock
09/2008 – 06/2011	**Berufsausbildung zum Industriemechaniker** Caterpillar Motoren Rostock GmbH
07/2011 – 08/2011	**Prüfstandsmechaniker** Caterpillar Motoren Rostock GmbH
09/2011 – 08/2015	**Bachelorstudium Maschinenbau** Dualer Studiengang, Hochschule Stralsund, Caterpillar Motoren Rostock GmbH
10/2015 – 11/2017	**Masterstudium Maschinenbau** Universität Rostock
01/2018 – 01/2019	**Forschungsingenieur** Forschungszentrum für Verbrennungsmotoren und Thermodynamik Rostock GmbH
01/2019 – 01/2024	**Wissenschaftlicher Mitarbeiter** Lehrstuhl für Technische Thermodynamik, Universität Rostock
seit 12/2022	**Mitgründer und Gesellschafter** Theta Concepts GmbH
seit 02/2024	**Bereichsleiter Transformationsplanung** Theta Concepts GmbH

Besondere Qualifikationen und Auszeichnungen

01/2013	**Ausbilder nach Ausbilder-Eignungsverordnung (IHK)**
09/2014	**Geprüfter Industriemeister Fachrichtung Metall (IHK)**
09/2017	**WATT-Studienpreis**