

Simulation und Regelung eines Brennstoffzelle-Gasturbine- Hybridkraftwerks

Von der Fakultät Luft- und Raumfahrttechnik und Geodäsie der
Universität Stuttgart zur Erlangung der Würde eines Doktors der
Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.) genehmigte Abhandlung

vorgelegt von
Florian Kroll
aus Rottweil

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. S. Staudacher
Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. F. Holzapfel

Tag der mündlichen Prüfung: 8. Februar 2012

Institut für Luftfahrtantriebe der Universität Stuttgart

2012

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	iii
Nomenklatur	v
Tabellenverzeichnis	ix
Abbildungsverzeichnis	xi
Kurzfassung	xiii
Abstract	xv
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Internationale Forschungsaktivitäten	1
1.3 Einordnung der Arbeit ins Gesamtprojekt	5
2 Bestehende Kopplungsvarianten und Betriebskonzepte	7
2.1 Einfachste Kopplungsvarianten	7
2.2 Bestehende Betriebskonzepte	9
2.3 Favorisierte Kopplungsvariante	12
2.4 Zielsetzung der Arbeit	13
3 Modellierung	15
3.1 Annahmen	15
3.2 Modellierungsansatz	17
3.2.1 Massenänderung	18
3.2.2 Änderung der Gaszusammensetzung	18
3.2.3 Energiebilanz	19
3.2.4 Druckänderungen im System	20
3.2.5 Wärmeaustausch zwischen Gehäuse und Fluid	20
3.2.6 Instationäre Verbrennung	21
3.2.7 Rotorträgheit	22
3.2.8 Stationäre Modellkomponenten	22
3.2.9 Informationsfluss im Modell	23
3.3 Modellierung der Fluideigenschaften	24
3.3.1 Berücksichtigung der Luftfeuchte	27
3.4 Modellierung der Mikrogasturbine	27

3.4.1	Verdichter	28
3.4.2	Rekuperator	29
3.4.3	Brennkammer	31
3.4.4	Turbine	32
3.4.5	Austritt	32
3.4.6	Leistungsbilanz an der Welle	33
3.5	Modellierung der SOFC	33
3.5.1	Tubulare Einzelzelle	36
3.5.2	Ejektor	41
3.5.3	Nachverbrennungszone	42
3.5.4	Wärmeübertragungszone	43
3.6	Modellierung der Kopplungselemente	43
4	Validierung	45
4.1	Validierung des MGT-Modells	45
4.1.1	Instrumentierung der T100	45
4.1.2	Stationäre Validierung des MGT-Modells	47
4.1.3	Instationäre Validierung des MGT-Modells	52
4.2	Verifikation des SOFC-Modells	55
4.3	Validierung des Modells der Kopplungselemente	56
5	Regelungskonzept	59
5.1	Betriebsgrenzen	59
5.2	Aktuatoren im Hybridkreislauf	60
5.3	SISO-Regelkreise	62
6	Simulation des Betriebskonzepts	65
6.1	Startvorgang	65
6.2	Abschaltvorgang	70
6.3	Lastsprung	74
6.4	Fehlerfälle	77
7	Zusammenfassung und Ausblick	85
7.1	Zusammenfassung	85
7.2	Ausblick	86
	Literaturverzeichnis	89

Nomenklatur

Lateinische Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
a	[-]	Konstante in allg. Polynomdarstellung
A	[m ²]	Fläche
b	[-]	Integrationskonstante
c	[mol/m ³]	molare Volumenkonzentration
c_p	[J/(kg K)]	spezifische Wärmekapazität bei konst. Druck
c_v	[J/(kg K)]	spezifische Wärmekapazität bei konst. Volumen
e	[-]	Regelfehler
E	[J]	Energie
f	[-]	Funktion, Faktor
F	[N]	Kraft
g	[m/s ²]	Erdbeschleunigung
G^0	[J/mol]	freie Gibbs-Standardenthalpie
h	[J/kg]	spezifische Enthalpie
$H_{298,15}$	[J]	Enthalpie bei Standardbedingungen
ΔH_R^0	[J/mol]	Standardreaktionsenthalpie
H_u	[J/kg]	(unterer) Heizwert
I	[A]	Stromstärke
j	[A/m ²]	Stromdichte
J	[kg m ²]	Massenträgheitsmoment
K	[-]	Gleichgewichtskonstante
L	[m]	Länge
m	[kg]	Masse
\dot{m}	[kg/s]	Massenstrom
M	[kg/mol]	Molmasse
n	[mol]	Stoffmenge
\dot{n}	[mol/s]	Molenstrom
N	[1/s]	Drehzahl
p	[Pa]	(statischer) Druck
P	[W]	Leistung
q	[m ³ /s]	Volumenstrom
\dot{Q}	[J/s]	Wärmestrom
r	[m]	Radius
\dot{r}	[mol/s]	Reaktionsgeschwindigkeit
R	[J/(kg K)]	spezifische Gaskonstante
s	[J/(kg K)]	spezifische Entropie

t	[s]	Zeit
T	[K]	(statische) Temperatur
u	[-]	Stellgröße
u	[J/kg]	spezifische innere Energie
U	[J]	Innere Energie
v	[m/s]	Geschwindigkeit
V	[m ³]	Volumen
w	[-]	Sollgröße
\dot{W}_{tech}	[J/s]	technisch nutzbare Leistung
x_i^n	[mol/mol]	Stoffmengenanteil der Komponente i
x_i^m	[kg/kg]	Massenanteil der Komponente i
y	[-]	Mess-/ Regelgröße
z	[m]	Höhe über N.N.

Griechische Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
α	[W/(m ² K)]	Wärmeübergangskoeffizient
γ	[J/(K s)]	Wärmeübergangsfaktor
Δ	[-]	Verlustkoeffizient / Differenz
φ_r	[%]	relative Luftfeuchtigkeit
φ_s	[-]	spezifische Luftfeuchtigkeit
η	[-]	Wirkungsgrad
κ	[-]	Polytropenexponent
λ	[-]	Luftüberschusszahl
ν	[-]	Reaktions-Stöchiometrie-Koeffizient
Π	[-]	Druckverhältnis
ρ	[kg/m ³]	Dichte
τ	[s]	Zeitkonstante
ξ	[V]	Spannungsverlust
ω	[rad/s]	Winkelgeschwindigkeit

Sonstige Symbole

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
\mathcal{F}	[C/mol]	Faraday-Konstante
\mathcal{M}	[N m]	Drehmoment
\mathcal{R}	[J/mol K]	allgemeine Gaskonstante
\mathcal{T}	[K]	Temperatur
\mathcal{U}	[V]	elektrische Spannung

Indizes

Index	Bedeutung
0	Anfangsbedingung für Simulation
a	ausströmend
act	Aktivierung
An	Anode
BleedV	Bleed-Air Ventil
BS	Brennstoff
BK	Brennkammer
diff	Diffusion
e	einströmend
eff	effektiv
E	Ejektor
ges	gesamt
G	Generator
<i>i</i>	Zählvariable
<i>j</i>	Zählvariable
<i>k</i>	Zählvariable
kin	kinetisch
krit	kritisch
korr	korrigiert
Kat	Kathode
KF	Kennfeld
Mat	Material (Gehäuse)
mech	mechanisch
mix	Mischung
Ω	ohmsch
par	Parameter
pot	potentiell
ref	Referenz
rev	reversibel
rez	rezirkulierend
RH	Rekuperator Heissgas-Seite
RK	Rekuperator Kaltgas-Seite
t	Total-,Gesamt-
T	Turbine
sat	Sättigung
SOFCBpV	SOFC-Bypass Ventil
V	Verdichter
VP	Volllastpunkt
W	Wärme
WTBpV	Wärmetauscher-Bypass Ventil
Z	Zündung

Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
------------------	------------------

AB	Anfangsbedingung (für die Simulation)
APU	Auxiliary Power Unit
BMWA	Bundesministerium für Wirtschaft und Arbeit
DGL	Differentialgleichung
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
E/A	Eingangs-/Ausgangs-
FU	Fuel Utilization
ILA	Institut für Luftfahrtantriebe
KWK	Kraft Wärme Kopplung
MCFC	Molten Carbonate Fuel Cell
MGT	Mikro Gas Turbine
NVZ	Nachverbrennungszone
PAFC	Phosphoric Acid Fuel Cell
PE	Power Elektronik
PEMFC	Proton Exchange Membran Fuel Cell
SAEPP	Sophisticated Aero Engine Performance Programme
SOFC	Solid Oxide Fuel Cell
TOT	Turbine Outlet Temperature
VIGV	Variable Inlet Guide Vanes
WGR	Water to Gas Ratio
WGS	Water Gas Shift

Tabellenverzeichnis

1.1	Leistungsdaten des Siemens 220 kW-Hybridkraftwerks.	2
3.1	Verwendete Erdgaszusammensetzung im Modell.	27
4.1	Vergleich von Messung und Simulation des MGT-Modells anhand von stationären Punkten.	50
4.2	Verifikationsdaten des SOFC-Modells in den Ebenen nach Abbildung 4.7 für den Design-Punkt.	56
5.1	Einzuhaltende Betriebsgrenzen der Regelung.	59

Abbildungsverzeichnis

2.1	Direkte Kopplung von GT und SOFC.	7
2.2	Indirekte Kopplung von GT und SOFC.	8
2.3	Direkte Kopplung von GT und SOFC mit BK.	10
2.4	Direkte Kopplung von GT und SOFC mit drei Bypassvarianten.	11
2.5	Favorisierte Kopplungsvariante der Turbec T100 mit einem SOFC-Stack.	12
3.1	Total- und statische Größen im Modell.	16
3.2	Betrachtetes System für Modellierungsansatz.	17
3.3	Informationsfluss im Modell.	24
3.4	Vergleich der Gasdarstellungen nach Münzberg und Gordon&McBride.	26
3.5	3D-Schnittbild der Mikrogasturbine Turbec T100 [93].	28
3.6	Modellkomponenten der Mikrogasturbine Turbec T100.	29
3.7	Modellierte Wärmeströme im Rekuperator.	30
3.8	Schnittbild eines SOFC-Stacks [82].	34
3.9	Modellkomponenten des SOFC-Stacks mit tubularem Design.	36
3.10	Tubulare Einzelzelle im Modell.	37
3.11	Idealisierte Spannungs-Strom-Kennlinie einer SOFC-Einzelzelle [19].	39
4.1	Instrumentierungsebenen der Mikrogasturbine Turbec T100.	46
4.2	Identifiziertes und normiertes η_{th} -Kennfeld des Rekuperators.	48
4.3	Normierte η_{th} -Messwerte in der Darstellung des Wärmetauscherkennfelds nach [28].	49
4.4	Identifizierte Durchflusscharakteristik des Rekuperators (Heissgas-Seite).	51
4.5	Gemessene vs. simulierte Zustände des Rekuperators (Kaltgas-Seite).	53
4.6	Gemessener vs. simulierter Verdichtierzustand im Gesamtmodell.	54
4.7	Verifikationsebenen des SOFC-Modells.	55
4.8	Normierte SOFC-Stack Austrittstemperatur nach Lastsprung.	57
4.9	Messaufbau zur experimentellen Identifikation der Regelventile.	58
4.10	Vergleich der Messdaten für vier Ventilpositionen mit dem Modell des Bleed-Air Ventils.	58
5.1	Stellgrößen im modellierten Hybridkreislauf.	61
5.2	Standardregelkreis im Regelungskonzept.	62
5.3	Kaskadenregelung im Regelungskonzept.	63
6.1	Verläufe von Drehzahl und Leistungen während des Startvorgangs.	66
6.2	Verläufe charakteristischer Massenströme während des Startvorgangs.	67
6.3	Verläufe charakteristischer Temperaturen während des Startvorgangs.	68

6.4	Verläufe charakteristischer Grössen der SOFC-Bypassregelung in den Phasen III und IV des Startvorgangs.	68
6.5	Verläufe von Drehzahl und Leistungen während des Abschaltvorgangs.	70
6.6	Verläufe charakteristischer Massenströme während des Abschaltvorgangs.	71
6.7	Verläufe charakteristischer Temperaturen während des Abschaltvorgangs.	72
6.8	Detailansicht der Leistungsverläufe in Phase I des Abschaltvorgangs.	73
6.9	Verläufe charakteristischer Grössen der Bypassregelungen in den Phasen III und IV des Abschaltvorgangs.	74
6.10	Verläufe von Drehzahl und Leistungen während zwei sprunghafter Lastwechsel.	75
6.11	Verläufe charakteristischer Massenströme während zwei sprunghafter Lastwechsel.	76
6.12	Detailansicht charakteristischer Grössen der Regelkreise nach einem 57 kW-Lastsprung.	77
6.13	Detailansicht charakteristischer Grössen der Regelkreise nach einem 15 kW-Lastsprung.	78
6.14	Verläufe von Drehzahl und Leistungen nach dem Wellenbruch.	79
6.15	Verläufe charakteristischer Massenströme nach dem Wellenbruch.	80
6.16	Verläufe charakteristischer Temperaturen nach dem Wellenbruch.	81
6.17	Verläufe charakteristischer Grössen der Regelkreise in den ersten Sekunden nach dem Wellenbruch.	82
6.18	Verläufe charakteristischer Grössen der Bypassregelungen in den Phasen III und IV nach dem Wellenbruch.	83
6.19	Betriebslinien bei Wellenbruch und Abschalten im Verdichterkennfeld.	84
7.1	Kreislauf der Hardwareumsetzung mit SOFC-Simulator.	87

Kurzfassung

Dem weltweit steigenden Bedarf an Energie steht die in den Medien geführte Diskussion über die Erderwärmung bzw. die Folgen eines zunehmenden CO₂-Ausstoßes gegenüber. Daraus ergibt sich die Forderung nach innovativen, hoch effizienten Kraftwerkskonzepten. Die Festoxidbrennstoffzelle (Solid Oxide Fuel Cell, SOFC) ist eine derart vielversprechende Technologie für die zukünftige Energieerzeugung. Dieser spezielle Typus einer Hochtemperatur-Brennstoffzelle, mit einer Betriebstemperatur zwischen 650 °C und 1000 °C, besitzt diesen Stellenwert aufgrund seines hohen (elektrischen) Wirkungsgrades und seiner geringen Abgasemissionen. Durch die Integration der SOFC in den Gasturbinenprozess lässt sich der Wirkungsgrad nochmals steigern, da die Abwärme der SOFC zur Einsparung von Treibstoff in der Gasturbinen-Brennkammer genutzt wird. Die tatsächliche Wirkungsgradsteigerung hängt von der Integrationsart ab; in erster Linie davon, ob die SOFC unter Druck oder atmosphärisch betrieben wird.

Die Optimierung des stationären Auslegungspunktes und dessen Wirkungsgrades, resultiert bisweilen in hoch komplexen Anlagenschemata für ein derartiges Hybridkraftwerk. Aber selbst eine einfache Kopplungsvariante der Hauptkomponenten Gasturbine und Brennstoffzelle führte in der Praxis bereits während der Testphase zu erheblichen Problemen. Somit ist für diesen Kraftwerkstyp ein schlüssiges Betriebs- und Regelungskonzept erforderlich, das alle wesentlichen stationären und instationären Wechselwirkungen und Randbedingungen berücksichtigt. Um die Realisierbarkeit eines solchen Konzeptes in kommerziell nutzbaren Anlagen nachzuweisen, sind einige Zwischenschritte notwendig. Vor dem Aufbau eines Testkraftwerks, mit dem Langzeitstudien erfolgreich zu absolvieren sind, liegt die Optimierung der Hauptkomponenten Gasturbine, Brennstoffzelle und Systemregelung im Hinblick auf deren Kopplung. Hierzu ist wiederum ein dauerhaft gekoppelter Betrieb erfolgreich in die Realität umzusetzen. Dieser Schritt erfordert umfassende theoretische Vorarbeiten von der detaillierten mathematischen Beschreibung elektro-chemischer Vorgänge innerhalb des elektrisch aktiven Teils einer SOFC, bis hin zu dynamischen Simulationen eines Gesamtsystemmodells. Eine derartige Modell muss neben den drei bereits genannten Hauptkomponenten auch die zur Realisierung benötigten Kopplungselemente wie die Verrohrung und zusätzliche Ventile umfassen. Anhand von Simulationsergebnissen eines solchen Systemmodells wird eine Bewertung und Optimierung verschiedener Betriebskonzepte und Schaltungsvarianten möglich.

Die vorliegende Arbeit stellt ein umfassendes, einheitliches Konzept der nichtlinearen, dynamischen Modellierung aller für die Erstellung eines Gesamtsystemmodells benötigten Komponenten vor. Alle Modelle der einzelnen Komponenten sind dabei entweder direkt an Messdaten validiert, oder anhand von höherwertigen Modellen ve-

rifiziert worden. Das ausgearbeitete Regelungskonzept wird vorgestellt und anhand von Simulationen typischer Manöver eines Hybridkraftwerkes verifiziert. Die Einhaltung vorgegebener Randbedingungen, in erster Linie von Eintritts- und Austrittstemperatur der SOFC und der Drehzahl der Gasturbine, fließt mit in die Bewertung des Betriebs- und Regelungskonzeptes ein. Zusätzlich stellen die Simulationsergebnisse eine wichtige Ausgangsbasis für den im Rahmen des Forschungsprojektes geplanten Betrieb einer Mikrogasturbine mit einem SOFC-Simulator dar. Ein derartiger Simulator ermöglicht die Emulation des thermischen und strömungstechnischen Verhaltens einer realen SOFC, ist jedoch deutlich kostengünstiger. Die notwendigen Modellerweiterungen im Hinblick auf diese Hardwarerealisierung werden ebenfalls in den vorliegenden Ausführungen beschrieben.

Abstract

The worldwide growing need and consumption of energy is apprehended in the context of global warming and CO₂ emission. But not only the medial discussion about the climate change have been generated the demand for innovative and efficient power-plant technologies. One promising concept is the hybrid power-plant, consisting of a gas-turbine and a solid oxide fuel cell (SOFC). This concept promises a high efficiency in long term range. The special type of fuel cell itself, the SOFC, has an operating temperature between about 650 °C and 1000 °C and an already quite good electrical efficiency and low emissions in a stand-alone power-plant concept. But an additional increase in the efficiency can be achieved with the integration of a SOFC in a gas-turbine cycle. Using such integrations, the wasted heat of the SOFC can be used to save fuel in the combustor of the gas-turbine. The potential of the increase in efficiency depends on the way of integrating the fuel cell into the cycle, namely if the SOFC is operated under atmospheric or pressurized conditions.

The optimization of the steady-state operating point of such a hybrid cycle, results in some cases in a very complicated cycle layout. Former experiments have shown that there is no adequate operational concept for a daily usage, even for a layout that is assumed to be easy, consisting only of a minimum additional plant components. An important result of these experiments was, that such a hybrid power plant needs to have an coherent operational concept. It requires a control system that is able to cover the most dominating, critical effects and limits in steady-state, as well as during transient maneuvers. To prove the adequacy of the concept and the control system in the daily usage, a stepwise approach is necessary. Before a test power plant can be raised up to do long-term studies, an optimization of the main components gas-turbine, SOFC and the control system for the coupled process, has to be realized. A necessary pre-condition of this, is the successful demonstration of a completely, not only temporarily integration of a SOFC in the gas-turbine cycle. For the realization of this step, different theoretical analysis had to be done, going in deep model detail: from the set-up of a detailed mathematical model, which describes the electro-chemistry in a SOFC, to a dynamic simulation of a complete system model. Such a system model has to include the three main components, but also the elements for the coupling hardware like the piping and additional valves. The simulation results of such a complete model of the hybrid power plant enable an estimation and optimization of different cycle layouts and operational concepts.

In this dissertation, a complete, consistent system model, based on the description of the nonlinear dynamic performance of each sub-component is presented. For each model of the gas-turbine, the SOFC or the additional needed components, a validation against measured data, or at least the verification against a more detailed model has

been done. The developed control strategy is verified on the basis of the simulation of typical power plant maneuvers. The compliance of several boundary conditions, primarily limitations of the SOFC temperature and the shaft speed of the gas-turbine, are included in the estimation of the operational concept and the control strategy. Furthermore, these simulations are necessary for the next steps in the research project, namely the coupling of a gas-turbine and a SOFC simulator. Such a SOFC simulator is able to emulate the thermal behavior of a real SOFC, as well as the delay times of the mass-flow, for a significant lower budget compared to a real SOFC. The description of the necessary system model extensions to cover the planned hardware realization, are also part of the dissertation.

1 Einleitung

1.1 Motivation

In den nächsten zwei Jahrzehnten wird weltweit eine Verdopplung des elektrischen Energiebedarfs erwartet [67]. Darüber hinaus müssen im gleichen Zeitraum alleine in Deutschland Altanlagen mit einer elektrischen Leistung von ca. 40 GW ersetzt werden. Zur Deckung des wachsenden Strombedarfs sind somit zusätzliche Kraftwerksressourcen erforderlich. Unter diesen Randbedingungen ist eine konsequente Erhöhung des Wirkungsgrades von Kraftwerken, bei gleichzeitiger Minimierung der Schadstoff- und CO₂-Emission von höchster Priorität. Die Forderung nach effizienten Technologien zur nachhaltigen Stromerzeugung bedingt die Entwicklung von neuen Anlagenkonzepten. Das Hybridkraftwerk, bestehend aus einer Gasturbine und einer Festoxidbrennstoffzelle (Solid Oxide Fuel Cell, SOFC), stellt hierbei eine erfolgversprechende Lösung für eine schadstoffarme und effiziente zukünftige Energieerzeugung dar. Nach Schätzungen des BMWA werden für die Entwicklung eines solchen Kraftwerktyps mit dem langfristig höchsten erreichbaren Wirkungsgrad noch etwa 20 Jahre bis zur Marktreife benötigt [10]. Am erfolgversprechendsten ist derzeit eine dezentrale Ausführung dieses Hybridkraftwerktyps mit Kraft-Wärme-Kopplung (KWK). Abhängig von der Anlagengröße und den verwendeten Komponenten sind elektrische Wirkungsgrade bis 70 % möglich [87].

1.2 Internationale Forschungsaktivitäten

Schon vor mehr als 15 Jahren wurde das Potential der Integration einer SOFC in den Gasturbinenprozess erkannt. [30, 31]. Bereits in [30, 31] wurde die direkte Kopplungsvariante, d.h. mit einer druckaufgeladenen SOFC, der Integration einer SOFC unter atmosphärischen Bedingungen in den Gasturbinenkreislauf vorgezogen und in stationären Analysen ein Wirkungsgrad von 68,1 % berechnet [31]. In den folgenden Jahren wurden sowohl die Modellierungsansätze als auch die SOFC-Technologie weiter entwickelt [35], so dass schließlich nach der Jahrtausendwende eine Marktreife von kosteneffizienten und zuverlässigen Hybridkraftwerken bis zur Mitte der ersten Dekade des 21. Jahrhundert prognostiziert wurde [56]. Eine Marktreife ist jedoch bis zum heutigen Tag nicht erreicht. Dennoch wird die Kombination von Brennstoffzellen mit dem Gas- und Dampfturbinenprozess weiterhin als Möglichkeit der Effizienzsteigerung dieses Prozesses verfolgt [11].

Eine Auswahl der bis 2002 veröffentlichten Kopplungsvarianten verschiedener Brennstoffzellentypen mit dem Gasturbinenkreislauf findet sich in [20]. Hier werden neben

Parameter	Rechnung [89]	Messung [88]
Verdichter Druckverhältnis [-]	2,9	2,8
Verdichter Massenstrom [kg/s]	0,58	0,571
Turbinen Eintrittstemperatur [°C]	780	720
SOFC-Leistung (DC) [kW]	187	172,3
MGT-Leistung (AC) [kW]	47	20,6
Ges.-Netto-Leistung (AC) [kW]	217	180,6
Elektr. Wirkungsgrad [%]	57	52

Tabelle 1.1: Leistungsdaten des Siemens 220 kW-Hybridkraftwerks.

unterschiedlichsten Integrationsmöglichkeiten einer SOFC [71, 55, 56, 17, 18] auch Molten Carbonate Fuel Cell (MCFC) [40, 16], Phosphoric Acid Fuel Cell (PAFC) [40] und Proton Exchange Membran Fuel Cell (PEMFC) Systeme [12] vorgestellt und bewertet. Jede der aufgeführten Kopplungsvarianten weist anwendungsspezifische Vorteile auf, die in erster Linie vom verwendeten Brennstoffzellentyp abhängig sind. Aufgrund der hohen Betriebstemperaturen, des hohen Abwärmepotentials und deren Robustheit, sind die Hochtemperaturbrennstoffzellen MCFC und SOFC für die Kopplung mit der Turbomaschinenteknologie besonders geeignet [20]. Eine größere Variabilität an möglichen Brennstoffen, eine vergleichsweise hohe Schwefeltoleranz und die höhere Betriebstemperatur sind für die Verwendung einer SOFC anstelle einer MCFC ausschlaggebend [14]. Daher ist es im Hinblick auf die Realisierung eines Hybridkraftwerks mit hohen Wirkungsgraden inklusive KWK ausreichend, sich im Folgenden auf die Forschungsaktivitäten im Bereich der SOFC-Hybridtechnologie zu beschränken.

Um die Jahrtausendwende war es vor allem die Siemens Westinghouse Power Corporation (heute Teil der Siemens AG), die als SOFC-Hersteller sowohl die Weiterentwicklung der Brennstoffzellentechnologie, als auch die Forschung im Bereich der Hybridkraftwerke vorangetrieben hat [9, 51, 87, 88, 89, 90]. Im Jahr 2000 hat Siemens Westinghouse in Irvine, USA, die technische Machbarkeit der druckaufgeladenen Integration einer SOFC in den Gasturbinenkreislauf durch den kurzzeitigen Betrieb eines Hybridkraftwerks gezeigt. Die Kenndaten dieses Kraftwerks sind in Tabelle 1.1 zusammengefasst. Bereits bei einem Druckverhältnis von knapp drei, kann ein elektrischer Wirkungsgrad von über 50 % erreicht werden. Dieser sollte mit der Erhöhung des Druckverhältnisses und der Kraftwerksleistung auf knapp 60 % steigen [89]. Basierend auf diesen Erfahrungen hat Siemens entschieden, das Konzept des Hybridkraftwerks wegen seines außerordentlichen Potentials weiterzuverfolgen. Daraufhin wurde ein 300 kW-System in Pittsburgh, USA, aufgebaut, das als direkte Vorstufe für ein Hybridkraftwerk im Megawatt-Bereich dienen sollte [9, 87]. Jedoch wurde das 300 kW-System nach nur 500 Betriebsstunden aufgrund von Problemen abgeschaltet und das Projekt beendet [50]. Begründet wurde dies unter anderem mit dem Mangel an einer geeigneten Gasturbine.

Diese gescheiterte reale Kopplung zeigt die sich durch die unterschiedlichen dynamischen Charakteristiken der beiden Hauptkomponenten ergebenden Probleme. Als Alternative wird von Siemens eine atmosphärische Kopplung der SOFC in den Gasturbinenkreislauf vorgeschlagen, um die Komplexität des Betriebskonzepts zu reduzieren [50]. Dies macht deutlich, dass noch ein erheblicher Forschungsbedarf auf der Grundlage besteht, da die einfache Zusammenschaltung der einzelnen Komponenten in diesem Entwicklungsstand nur bedingt Erfolg versprechend ist.

Rolls-Royce arbeitet ebenfalls an diesem innovativen Kraftwerkskonzept [2, 3, 65], wobei ein erfolgreicher Versuchsbetrieb bislang nicht bekannt ist. Schon zu einem frühen Zeitpunkt begann Rolls-Royce eine intensive Zusammenarbeit mit der Universität Genua, um gemeinsam die Entwicklung dieser Technologie voranzutreiben [53, 23, 27, 84, 26]. In Japan konnte Mitsubishi Heavy Industries den erfolgreichen Testbetrieb eines 200 kW Hybridkraftwerks demonstrieren [66]. Auch in Südkorea, am Korea Institute of Energy Research, wurde ein real gekoppeltes, aber nicht optimiertes 5 kW-System in Betrieb genommen und kurzzeitig betrieben [49].

Von den internationalen Forschungsgruppen, die im Bereich dieser Hybridtechnologie aktiv sind, ist zunächst die TPG (Thermochemical Power Group) der Universität Genua zu nennen. Neben der bereits erwähnten Kooperation mit Rolls-Royce, wurden umfangreiche stationäre und dynamische Analysen der Kopplung von Gasturbinen und SOFC-Brennstoffzellen durchgeführt. Vor allem der Detaillierungsgrad der SOFC-Modelle wurde von rein stationären Modellen [52], über vereinfachte, zeitabhängige Modelle [85], bis hin zu zeitlich und örtlich diskretisierten Modellen [54] konsequent erhöht. Die dadurch geschaffene Möglichkeit der Simulation interner Größen einer Komponente, beispielsweise von Temperaturprofilen, geht aber zu Lasten der Rechenzeit der Modelle. Diese Modelle wurden genutzt, um erste Regelungssysteme aufzubauen und Ansätze für ein Betriebskonzept vorzustellen [22].

Als weitere Forschungseinrichtung ist die Universität in Lund, Schweden zu nennen, an der man sich neben der dynamischen Modellierung des Hybridkreislaufs [83] auch intensiv mit dem transienten Teillastverhalten des GT-Verdichters [32], sowie mit möglichen Betriebskonzepten [82] beschäftigt. Weitere Veröffentlichungen verschiedenster Institutionen zum Thema Hybridkraftwerk, sowie der Kopplung von MGT und SOFC, gibt es weltweit in großer Zahl. Beispielsweise seien hier die Gruppen aus Trondheim, Norwegen [36], aus Warschau, Polen [60], das NETL (National Energy Technology Laboratory) in Morgantown, USA [48], sowie aus Deutschland Beiträge der Hamburger Universität der Bundeswehr [92] und der Universität Hannover [5] genannt.

Auf stationären Modellen beruhende Kreislaufberechnungen und Parameterstudien sind bis zum heutigen Zeitpunkt ein fester Bestandteil der Forschungsaktivitäten im Bereich Hybridkraftwerk [47, 84, 59]. Diese Analysen dienen einerseits dazu, die Kopplungsvariante einer (Mikro-) Gasturbine und einer SOFC mit dem größten elektrischen Wirkungsgrad und dem optimalen Leistungsverhältnis zwischen GT und Brennstoffzelle zu finden. Die dazu notwendigen Berechnungen werden sowohl für den Auslegungspunkt, als auch für den Teillastbereich durchgeführt. Darüber hinaus liefern diese Parameterstudien auch Ansätze für ein Betriebskonzept bis in den niedrigen Lastbe-

reich [94]. Die Komplexität der zugrundeliegenden Modelle erstreckt sich dabei von einfachsten Bilanzgleichungen der auf Punktmassen reduzierten Komponenten (sog. „lumped-volume“ Modelle), bis zu mehrdimensional diskretisierten Modellen einzelner Komponenten.

Obwohl selbst für einfachere Kreislaufvarianten kein für die kommerzielle Nutzung geeignetes Betriebskonzept besteht, umfassen Studien des stationären Verhaltens teilweise hochkomplexe Hybridkreisläufe. Dazu gehören die Kombinationen der Brennstoffzellentechnologie mit dem Gas- und Dampfprozess sowie der Kohlevergasung, die weitere, aufwendige Gasreinigungsprozesse notwendig macht [74]. Die reale Umsetzung derartiger Kreisläufe liegt aus diesem Grund nicht in naher Zukunft [11], wobei der erreichbare hohe Wirkungsgrad Anreiz für langfristig angelegte Forschungsaktivitäten ist.

Die Zahl der dynamischen SOFC-Modelle fällt im Vergleich zu stationären Modellen vergleichsweise gering aus [8]. Stand der Technik sind in erster Linie quasi 2D-Modelle, die sich auf das tubulare SOFC Design von Siemens stützen [78, 82]. Dabei werden in den Bilanzen der in einer Raumrichtung diskretisierten Rechensegmente mehrere durch verschiedene Massenströme definierte Schichten entlang einer zweiten Raumrichtung berücksichtigt. Damit wird eine zweite Dimension indirekt mit abgebildet. Da jedoch stets nur eine Einzelzelle berechnet, d.h. die Interaktionen zwischen den Zellen vernachlässigt wird, entfällt die dritte Raumdimension. Höherwertige, echte 2D-SOFC-Modelle [83] sind im Hinblick auf die Simulation eines kompletten Hybridkraftwerks für die in Simulationswerkzeugen verfügbaren Lösungsalgorithmen noch zu komplex [82]. Im Vergleich zu den SOFC-Modellen, sind die dynamischen Modelle der Gasturbine in instationären Gesamtmodellen deutlich vereinfacht. Mit Ausnahme des Rekuperators, bei dem zum Teil eine örtliche Diskretisierung durchgeführt wird, beschränkt sich das modellierte instationäre Verhalten der GT zumeist auf die Trägheit der Welle. Aus der aktuellen Drehzahl wird dann mithilfe von Verdichter- und Turbinenkennfeldern, sowie einfachen stationären Energiebilanzen und Druckverlustberechnungen, der Lastpunkt der Gasturbine als Randbedingung für die detaillierteren Berechnungen innerhalb der SOFC bestimmt.

Die nicht erreichte Marktreife ist mit den auftretenden Problemen bei der realen Kopplung von MGT und SOFC [50] bzw. den damit verbundenen Defiziten im Betriebs- und Regelungskonzept zu erklären. Derzeit wird auch versucht, diese Konzepte zunächst mit sogenannten SOFC-Simulatoren zu testen. Das bedeutet, dass anstelle einer echten SOFC ein Hardware-Dummy verwendet wird, der wesentlich robuster und kostengünstiger ist [86, 23]. Kernstück eines solchen SOFC-Simulators ist ein mit einer SOFC vergleichbar großes Volumen, mit dem die Aufenthaltszeiten und das Aufstau-Verhalten einer realen SOFC emuliert werden können. Es kommen aber auch Simulatoren zum Einsatz, bei denen eine reale SOFC mit einem vorgeschalteten Kompressor-Emulator und einem nachgeschalteten Turbinen-Emulator gekoppelt wird [25].

1.3 Einordnung der Arbeit ins Gesamtprojekt

Vor dem Hintergrund der Realisierung eines Demonstrationskraftwerkes gründeten das Helmholtz-Zentrum Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) und die Universität Stuttgart die Helmholtz Initiative für Hybridkraftwerke bestehend aus den Teilbereichen Gasturbine, SOFC-Brennstoffzelle und Systemregelung. Zwei Institute des DLRs in Stuttgart, das Institut für Verbrennungstechnik (VT) und das Institut für technische Thermodynamik (TT) arbeiten mit dem Institut für Luftfahrtantriebe (ILA) der Universität Stuttgart im Rahmen dieser Initiative an der Realisierung des gemeinsamen Forschungsvorhabens zusammen.

Im Rahmen dieser Initiative konzentriert sich das Institut für Luftfahrtantriebe auf den Aufbau und die Validierung eines voll echtzeitfähigen, instationären thermodynamischen Modells der Gesamtanlage. Dieses Modell bildet die Basis für die Ausarbeitung eines Regelungssystems, das den Anforderungen des Hybridkraftwerks gerecht wird.

Die vorliegende Dissertationsschrift basiert auf ersten stationären Systemanalysen der Schaltungsvarianten von Hybridkraftwerken [68]. Weitere Ergebnisse resultieren aus der Fortführung der stationären Analysen [70] und der dynamischen Simulation des Betriebsverhaltens der verwendeten Mikrogasturbine Turbec T100 [41]. Um die nicht optimierte Kopplung einer Mikrogasturbine und einer SOFC möglichst kostengünstig zu gestalten, soll hierfür eine Turbec T100 zum Einsatz kommen und mit einem kommerziell erhältlichen SOFC-Stack der Firma Siemens gekoppelt werden. Dieses Hybridkraftwerk liefert dann eine elektrische Nutzleistung von knapp 300 kW, wobei 100 kW von der T100 produziert werden. Die Herausforderung dieser Kopplung stellt die Verwendung zweier kommerziell erhältlicher Hauptkomponenten dar, die nicht für einen gekoppelten Betrieb ausgelegt wurden. Damit ist die Ausarbeitung eines Betriebskonzeptes für dieses Hybridkraftwerk und dessen numerische Verifikation in Systemsimulationen ein zentraler Aspekt der vorliegenden Arbeit. Als Zwischenschritt auf dem Weg zu dieser realen Kopplung von MGT und SOFC ist der Einsatz eines SOFC-Simulators geplant, mit dem das strömungstechnische und thermische Verhalten einer SOFC kostengünstig emuliert werden kann, ohne das Risiko einer Beschädigung der deutlich teureren SOFC einzugehen. Das an diesem SOFC-Simulator getestete und weiterentwickelte Betriebs- und Regelungskonzept kann dann direkt für die reale Kopplung von MGT und SOFC verwendet werden.

2 Bestehende Kopplungsvarianten und Betriebskonzepte

2.1 Einfachste Kopplungsvarianten

Die direkte Kopplung (Abbildung 2.1), d.h. ein druck-aufgeladener Betrieb der SOFC, ist dabei einer indirekten, atmosphärischen Integration der SOFC (Abbildung 2.2) in den GT-Kreislauf vorzuziehen [15]. Parameterstudien liefern Aussagen zum Einfluss der SOFC-Stackgröße und der Stack-Druckverluste auf den Gesamtwirkungsgrad des Hybridkraftwerks. Abhängig von den jeweiligen Randbedingungen, beispielsweise einer vorgegebenen Gasturbine, steigt mit zunehmender SOFC-Stackgröße der Gesamtwirkungsgrad. Allerdings wird der Betriebsbereich der Gasturbine durch die steigenden Stack-Druckverluste und der benötigten Stack-Eintrittsbedingungen mit zunehmender SOFC-Stackgröße kleiner [70, 69].

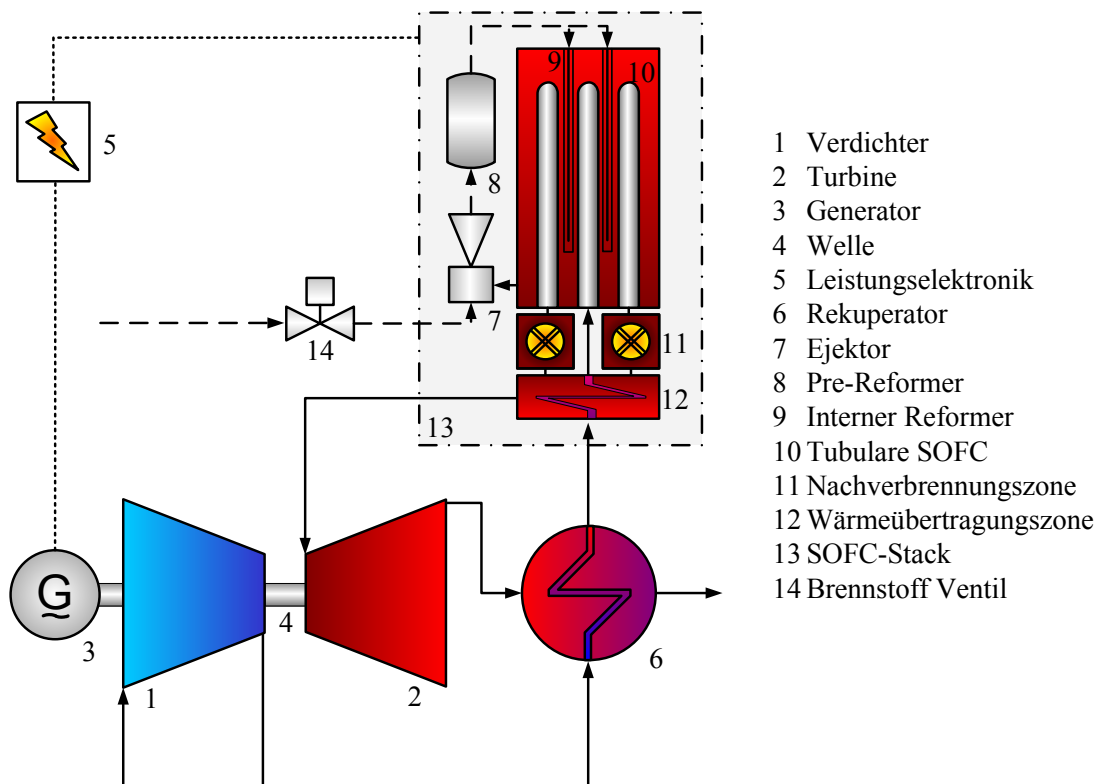


Abbildung 2.1: Direkte Kopplung von GT und SOFC.

Um die Komplexität des betrachteten Kreislaufes, und die daraus resultierende Komplexität des benötigten Betriebskonzeptes, möglichst gering zu halten, ist in Abbildung 2.1 zunächst die einfachste direkte Kopplungsvariante dargestellt. Diese umfasst einen rekuperativen GT-Prozess bei dem Generator, Verdichter und Turbine auf einer gemeinsamen Welle angeordnet sind und die GT-Brennkammer durch eine SOFC ersetzt wird. Neben der Erhöhung des Wirkungsgrades wird der Rekuperator benötigt, um die erforderliche Eintrittstemperatur einer SOFC zu gewährleisten, die größer als $600\text{ }^{\circ}\text{C}$ sein sollte [55, 17, 9]. Durch die Integration einer SOFC in den kombinierten Gas- und Dampfturbinenprozess [55], einer zusätzlichen Zwischenkühlung im Verdichtungsprozess mit [71] oder ohne [18] zusätzliche Leistungsturbine bzw. durch eine zusätzliche Kombination mit der Kohlevergasung [11, 74] lassen sich noch höhere Gesamtwirkungsgrade erzielen. Diese Wirkungsgrade gehen bei der Integration zweier Brennstoffzellen in den rekuperativen GT-Prozess mit Verdichterzwischenkühlung theoretisch über 75 % hinaus [18]. Da jedoch selbst für Kopplungen der einfacheren Art kein zuverlässiges, für einen Dauerbetrieb geeignetes Betriebskonzept besteht, werden derart komplexe Kopplungsvarianten nicht weiter betrachtet.

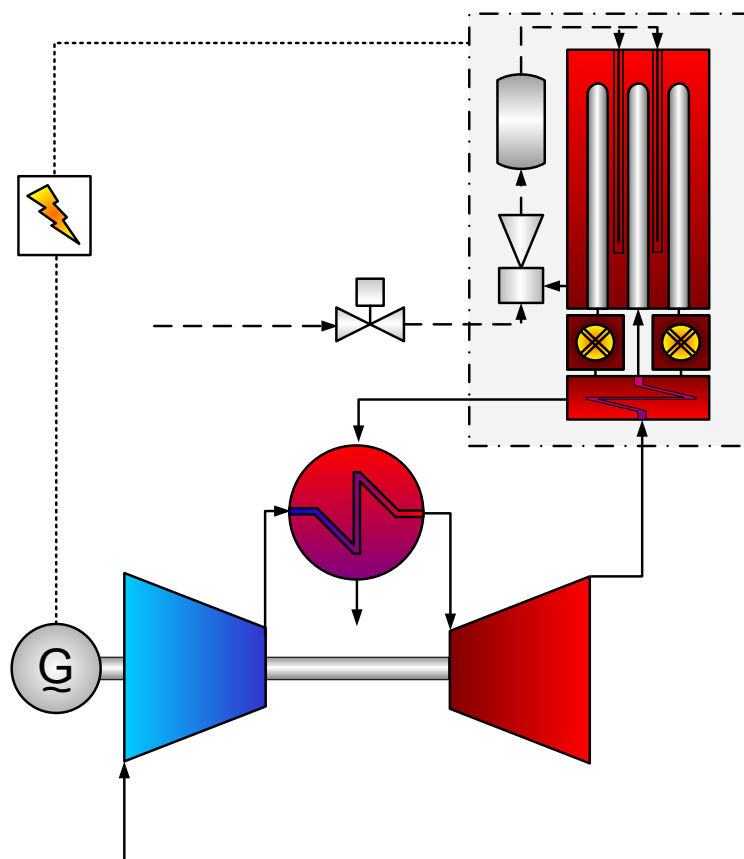


Abbildung 2.2: Indirekte Kopplung von GT und SOFC.

2.2 Bestehende Betriebskonzepte

Durch stationäre Wirkungsgradberechnungen werden eine Vielzahl, auch das transiente Betriebsverhalten beeinflussende, Systemparameter festgelegt, wie etwa das Druckniveau des GT-Prozesses und das Leistungsverhältnis zwischen SOFC und Gasturbine. Die Werte dieser Parameter bewegen sich je nach Kreislaufvariante für das Leistungsverhältnis meist um 4:1 SOFC- zu Gasturbinenleistung [87], während Angaben zum Druckniveau zwischen 3 und 10 bar schwanken [87, 61].

Einzuhaltende Randbedingungen sind in erster Linie maximal zulässige Temperaturen und Temperaturgradienten der SOFC (zeitlich und örtlich), aber auch maximal zulässige Drehzahlen der Gasturbine. Speziell im niedrigen Lastbereich, nach Laständerungen, sowie während des Anfahr- und Abschaltvorgangs des Kraftwerks, sind diese zu berücksichtigen. Dies bildet die Ausgangslage für stationäre Parameterstudien im Teillastbereich, sogenannten Off-Design Analysen, auf deren Basis der mögliche Betriebsbereich festgelegt und der sich ergebenden Wirkungsgrad berechnet wird [61]. Ein umfassenderes Betriebs- bzw. Regelungskonzept ist nicht Gegenstand dieser Off-Design Analysen, jedoch liefern die Parameterstudien Ansätze für geeignete Variationen von Systemparametern im niedrigen Lastbereich (beispielsweise der Wellendrehzahl).

Für instationäre Systemsimulationen ist die geeignete Vorgabe der Stellgrößen zur Einhaltung aller Randbedingungen notwendig. Für die einfachste Kopplungsvariante nach Abbildung 2.1 findet sich eine Reglerstruktur in [36]. Die Drehzahl der Welle wird dabei verwendet um die SOFC-Temperatur zu regeln. In [36] sind basierend auf dieser Reglerstruktur Simulationsergebnisse für sprunghafte Änderungen der geforderten Leistung im oberen Lastbereich des Hybridkraftwerks enthalten.

Für eine Anfahr- oder Abschaltstrategie eines Hybridkraftwerks sind zusätzliche Komponenten notwendig. Dazu kann eine Start-Brennkammer zählen [82, 25]. Während in [82] diese Brennkammer nur während des Startvorgangs zum Einsatz kommt, wird in anderen System auch im „normalen“ Hybridbetrieb in dieser GT-Brennkammer zusätzlich Brennstoff verfeuert [79]. Der daraus resultierende Hybridkreislauf ist in Abbildung 2.3 dargestellt. Die Anordnung der Brennkammer vor der Turbine begünstigt einen langsamen, indirekten Aufheizvorgang der SOFC über den Wärmetauscher.

Andere in der Literatur vorgestellte Betriebs- bzw. Regelungskonzepte für eine direkte Kopplung von GT und SOFC nach Abbildung 2.1 basieren auf verschiedenen Bypässen, die in Abbildung 2.4 zusammengefasst dargestellt sind. Bypass 1 wird in [22] verwendet, um die Drehzahl der Gasturbine zu regeln, wobei im Auslegungspunkt der Bypass nur minimal (5 %) geöffnet ist. Der Sollwert für die Drehzahl wird in der Art gewählt, dass die SOFC-Temperatur möglichst konstant bleibt. Die in [22] präsentierten Simulationsergebnisse zeigen die Grenzen dieses Regelungskonzeptes auf. So kann zwar eine sprunghafte Lastabnahme von 20 % aus dem Auslegungspunkt abgefangen werden, eine sprunghafte Lastzunahme um mehr als 5 % ausgehend von 90 % Nominallast jedoch nicht. Bedingt wird das durch den kleinen Aktuatorstellbereich als Folge eines nominalen Öffnungsverhältnisses des Bypasses von maximal 5 %.

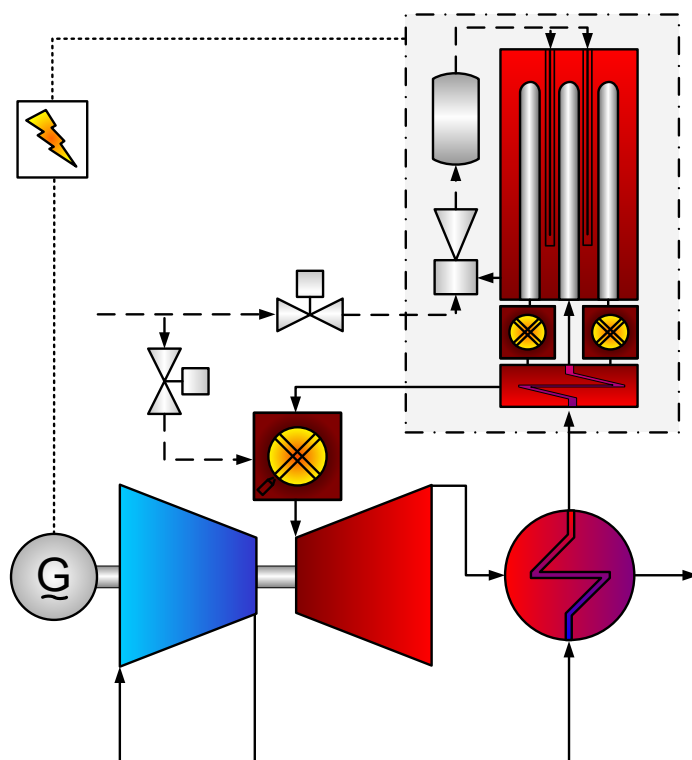


Abbildung 2.3: Direkte Kopplung von GT und SOFC mit BK.

Ein weiteres Konzept beruht auf der Verwendung von Bypass 1 und Bypass 2 zur Regelung der in die SOFC eintretenden Luftmenge, und damit zur Regelung der SOFC Temperatur [95]. Es wird in erster Linie darauf verwiesen, dass durch den Einsatz beider Bypässe der Teillastbereich des Hybridkraftwerks vergrößert werden kann. Diesem Zugewinn an Einsatzfähigkeit bis in niedrige Lastbereiche stehen allerdings Einbußen im Wirkungsgrad gegenüber. Im Hinblick auf Anfahr- und Abschaltvorgänge des SOFC/GT-Systems stellt dies jedoch keinen Nachteil dar. Die in [95] vorgestellten Ergebnisse sind stationäre Parameterstudien, die verschiedene Kombinationen der Regelung beider Bypässe und des Brennstoffmassenstroms vergleichen. Die Verifikation eines der Regelungskonzepte durch Simulationen instationärer Vorgänge (z.B. Lastsprünge) ist in [95] nicht enthalten.

Bypass 3 aus Abbildung 2.4 wird in [73] verwendet. Dabei wird die SOFC-Temperatur über eine variable Drehzahl der Gasturbine geregelt. Unterstützt wird diese Temperaturregelung durch einen zweiten Regelkreis, der über den Öffnungswinkel des Bypasses ebenfalls die SOFC-Temperatur beeinflusst. Der Fokus der instationären Berechnungen liegt hier auf den Auswirkungen einer sich ändernden Umgebungstemperatur, bei konstanter bzw. langsam variierender Gesamtleistung des Kraftwerks. In wie weit dieser Bypass 3 während des Abschaltvorgangs hilfreich ist, geht aus [82] hervor. Hier kommt dieser Bypass in einer späten Phase des Abschaltvorgangs zum Einsatz, um kontrolliert die SOFC-Temperatur zu senken.

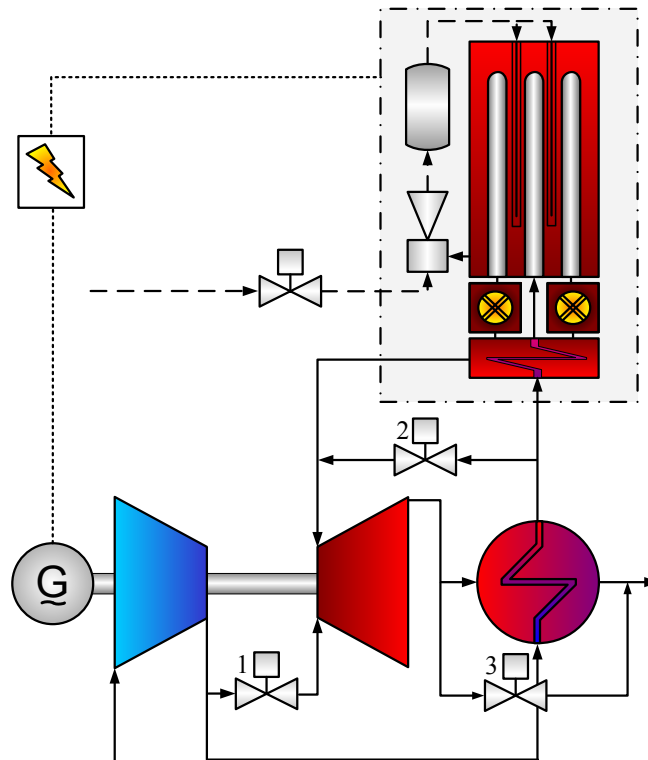


Abbildung 2.4: Direkte Kopplung von GT und SOFC mit drei Bypassvarianten.

Zusammenfassend lässt sich damit sagen, dass in der Literatur eine Vielzahl von Ansätzen für ein geeignetes Betriebskonzept zu finden sind. Dies gilt vor allem für stationäre Analysen des Teillastverhaltens. Von den hier vorgestellten ist lediglich in [82] ein umfassendes Konzept enthalten, das sowohl eine Erläuterung der einzelnen Regelkreise liefert, als auch eine Verifikation dieser Regelkreise anhand von instationären Simulationen der wichtigsten Manöver eines Hybridkraftwerks. Aus dem dort vorgestellten Ansatz, verbunden mit dazugehörigen Simulationen, lässt sich zweierlei ableiten:

1. Für Anfahr- und Abschaltvorgänge eines Hybridkraftwerks mit dem Aufbau nach Abbildung 2.1 sind zusätzliche Komponenten wie eine Brennkammer und ein Bypass notwendig.
2. Im oberen Lastbereich lässt sich für den Grundkreislauf aus Abbildung 2.1 ein Betriebskonzept auch ohne die beschriebenen Erweiterungen grundsätzlich realisieren.

In einem derartigen Betriebskonzept gibt es allerdings eine starre, unmittelbare Kopplung der beiden Hauptkomponenten Gasturbine und SOFC. Die Hauptaufgabe der Gasturbine ist dabei die Bereitstellung eines definierten Luftmassenstroms zur Regelung der Temperatur in der SOFC. Dies kann bei einer MGT durch eine Veränderung der Wellendrehzahl, bzw. bei größeren stationären Gasturbinen durch die Verstellung

der variablen Leitschaufeln (Variable Inlet Guide Vanes, VIGV) bei konstanter Drehzahl erreicht werden [79]. In beiden Fällen ist damit der resultierende Luftmassenstrom vom Lastpunkt der Gasturbine abhängig. Zusätzlich zu einer Temperaturabhängigkeit kommt also noch die Abhängigkeit des GT-Lastpunkts von der Leistung der SOFC, da die Summe beider die geforderte Netzleistung ergeben muss. Im Hinblick auf die Lebensdauer der SOFC ist es vorteilhaft unnötige Last- bzw. Temperaturzyklen zu vermeiden. Das ist jedoch in diesem Fall nicht möglich, da eine Laständerung des Hybridkraftwerks eine Änderung des SOFC-Lastpunktes und der SOFC-Temperatur zur Folge hat. Eine teilweise Entkopplung der beiden Hauptkomponenten SOFC und Gasturbine, zumindest während einer umfangreichen Testphase des Betriebskonzeptes, ist aufgrund der bei der realen Kopplung aufgetretenen Probleme [50] somit vorteilhaft.

2.3 Favorisierte Kopplungsvariante

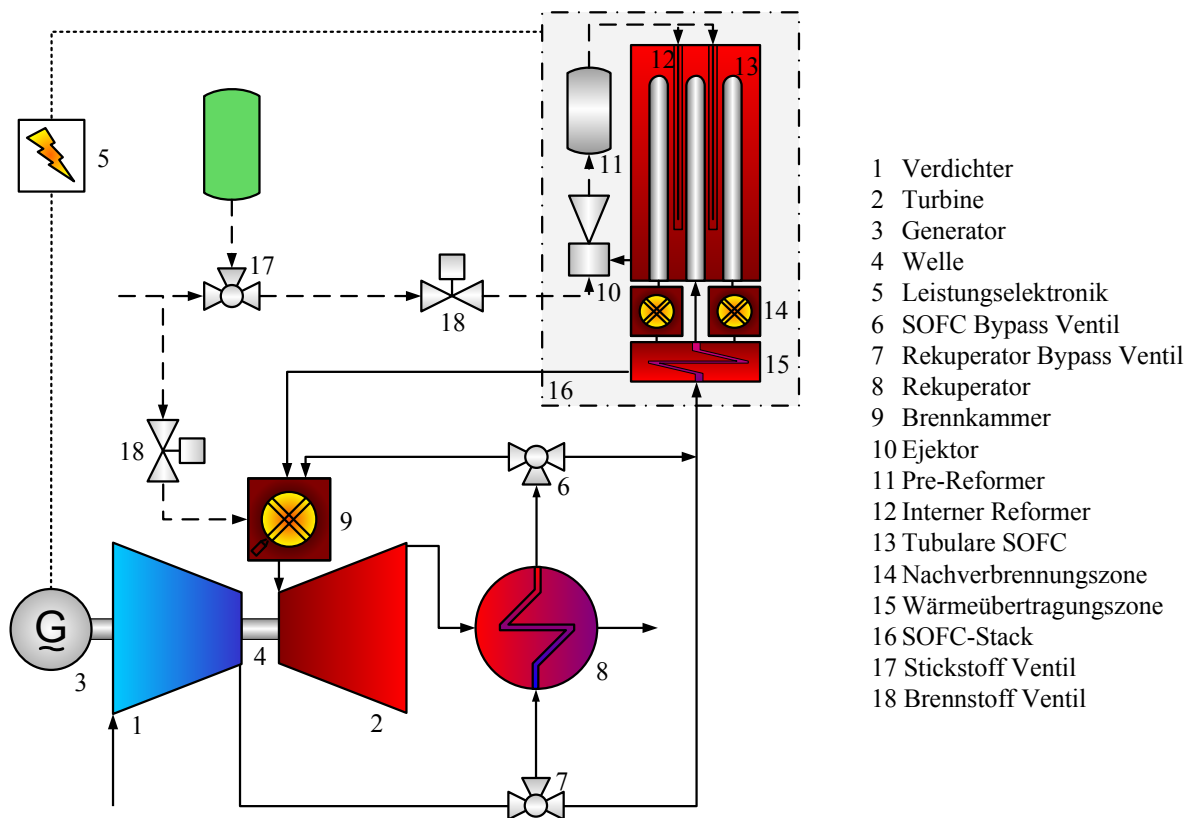


Abbildung 2.5: Favorisierte Kopplungsvariante der Turbec T100 mit einem SOFC-Stack.

Die im Rahmen der vorliegenden Ausführungen favorisierte Kopplungsvariante ist in Abbildung 2.5 dargestellt. Der Aufbau dieses Hybrid-Zyklus unterscheidet sich vom Grundkreislauf in Abbildung 2.1 in erster Linie durch die Anzahl der Stellglie-

der und der zusätzlichen Brennkammer (9). Die Brennkammer mit dazugehörigem Brennstoff-Ventil (18), sowie der SOFC-Bypass (6), werden auch während des normalen Betriebs genutzt, um in erster Linie einen sicheren Betrieb der SOFC zu gewährleisten. Dieser Ansatz unterscheidet sich von Auslegungen des Kreislaufes ausschließlich nach maximal erreichbarem Wirkungsgrad, bei dem sowohl SOFC-Bypass als auch GT-Brennkammer während des normalen Betriebes nicht verwendet werden [89]. Der grundlegende Vorteil eines SOFC-Bypasses ist die teilweise Entkopplung von Gasturbine und SOFC bei Änderungen der Netzlast, da die SOFC-Temperatur über den Bypass geregelt wird und nicht über Laständerungen der GT [43].

Ähnlich wie die Bypassvariante 3 in Abbildung 2.4 kommt der Rekuperator-Bypass (7) nur während des Anfahr- bzw. Abschaltvorgangs des Hybridkraftwerks zum Einsatz. Allerdings ist mit der vergleichsweise niedrigen Verdichteraustrittstemperatur das Aufheizen, respektive das Abkühlen, des SOFC-Stacks nahezu von Umgebungstemperatur an möglich [42, 43]. Das Spülen der Anodenseite mit dem Inertgas Stickstoff mit dem entsprechenden Ventil (17) ist bei abgeschalteter SOFC notwendig, um die Oxidation der Anode zu verhindern [82].

Während einzelner Manöver des Hybridkraftwerks werden zusätzliche Komponenten benötigt, die über die in Abbildung 2.5 bereits dargestellten Zusatzbauteile hinausgehen. Um vor dem Zünden, d.h. vor der ersten Lastabnahme der SOFC, überhaupt Wasserstoff aus dem eingesetzten Brennstoff reformieren zu können, ist eine Befeuchtung durch einen Verdampfer, bzw. durch eine Wassereinspritzung notwendig [82]. Um bei Störungen oder Fehlern innerhalb des Stromnetzes überschüssige Energie zu verbrauchen, ist ein der Einsatz von Bremswiderständen / Leistungsdissipatoren möglich [89]. Tritt ein Wellenbruch der Gasturbine auf, kann mit der Abblasung von Luft nach dem Verdichter die Beschleunigung der Welle abgefangen werden [77]. Abhängig vom verwendeten Brennstoff kann eine Entschwefelung notwendig werden, da schon Schwefelanteile von über etwa 0,1 ppm die SOFC schädigen können [46].

2.4 Zielsetzung der Arbeit

Die Modellierungsansätze für Gasturbinen [76, 91] unterscheiden sich im Detaillierungsgrad deutlich von der Brennstoffzellenmodellierung [64, 80]. Da im Rahmen dieser Arbeit das Betriebskonzept des Hybridkreislaufes anhand eines Gesamtmodells, bestehend aus Komponenten vergleichbarer Komplexität, simuliert werden soll, ist zunächst ein weitestgehend einheitlicher Modellierungsansatz auszuarbeiten, der auch die MGT mit adäquaten Detaillierungsgrad abbildet.

Viele der vorgestellten Kreislaufvarianten wurden unter dem Gesichtspunkt eines größtmöglichen elektrischen Wirkungsgrads nur stationär betrachtet, doch die Energiebilanz ist vergleichsweise einfach und im Hinblick auf die Umsetzung einer realen Kopplung nicht ausreichend. Zusätzlich muss durch die Kreislaufvariante eine teilweise Entkopplung der Hauptkomponenten realisiert werden. Nur dann besteht die Chance die thermodynamisch langsame und empfindliche SOFC mit der schnelleren MGT in einem Hybridkraftwerk zu betreiben. Wir haben somit das erste mal verstanden,

welche komplexe Verschaltung von MGT und SOFC ein umfassendes Betriebskonzept erlaubt und konnten dieses durch die numerische Simulation eines adäquat detaillierten Modellierungsansatzes nachweisen. In der Literatur findet sich kein unmittelbar vergleichbares Gesamtregelungskonzept.

3 Modellierung

Der Modellierungsansatz soll einheitlich und modular sein, um verschiedene Kreislaufvarianten auch anhand ihrer dynamischen Eigenschaften beurteilen zu können. Eine weitere Forderung ist die Echtzeitfähigkeit der Simulation, damit das Modell stets parallel zur Regelstrecke simuliert werden kann, und somit der komplette Zustand des Gesamtsystems in jedem Zeitschritt bekannt ist. Um diesen Forderungen gerecht zu werden, wurde am ILA, aufbauend auf ein bestehendes Gasturbinen-Modell [41], ein vereinfachtes SOFC-Modell entwickelt.

3.1 Annahmen

In einem ersten Schritt wird ein isoliertes, d.h. adiabates, offenes System mit konstantem Volumen betrachtet, bei dessen Arbeitsmedium es sich um eine ideale Mischung idealer Gase handelt¹. Das bedeutet einerseits, dass die spezifische Enthalpie h und die spezifische innere Energie u eines Gases nur abhängig von der Temperatur T sind, und zusätzlich die spezifische Enthalpie des Gesamtsystems die Summe der spezifischen Enthalpien aller n Einzelkomponenten des Arbeitsmediums ist. Dies ist in Gleichung (3.1) dargestellt

$$h_{\text{System}}(T, \vec{x}^m) = \sum_{i=1}^n h_i(T). \quad (3.1)$$

Hierbei gilt $\vec{x}^m = [x_1^m, \dots, x_n^m] = \left[\frac{m_1}{\sum m_i}, \dots, \frac{m_n}{\sum m_i} \right]$. Andererseits gilt die thermische Zustandsgleichung idealer Gase nach Gleichung (3.2)

$$pV = mR(\vec{x}^m)T. \quad (3.2)$$

Alle Herleitungen und Berechnungen einer Modellkomponente beruhen auf dem Grundgedanken des Totalzustandes (gekennzeichnet durch den Index „t“), der den vollständigen spezifischen Energiegehalt eines bewegten oder völlig ruhenden Fluids kennzeichnet, also auch die spezifischen kinetischen Energien beinhaltet [72]. Beispielsweise gilt zwischen der spezifischen Totalenthalpie h_{t_i} und der spezifischen (statischen)

¹Die Annahme adiabatisch ist gerechtfertigt, da die in die Umgebung abgegebene Wärmemenge im Vergleich zur umgesetzten Wärmemenge vernachlässigt werden kann. Das Volumen bezieht sich auf das konstante Volumen jeder modellierten Komponente.

Enthalpie h_i eines Gases i der Zusammenhang [13]

$$h_{t_i}(T) = h_i(T_t) = h_i(T) + \frac{v_i^2}{2}. \quad (3.3)$$

Diese Definition begünstigt eine einfache Formulierung von Energiebilanzen, selbst wenn die Fluidgeschwindigkeit v nicht explizit bekannt ist.

Aus Abbildung 3.1 können die Zusammenhänge zwischen dem Totalzustand, der auch Kesselzustand genannt wird, und dem statischen Zustand von Temperatur und Druck entnommen werden. Unter der folgenden Annahme gelten diese Zusammenhänge: Das Volumen des Kessels i ist so groß, dass der Druck p_i trotz ausströmendem Massenstrom durch das Ventil B nahezu konstant bleibt, d.h. die Fluidgeschwindigkeit im Volumen i kann mit $v_i = 0$ angenähert werden. Damit gilt für die Temperaturen und Drücke innerhalb des Volumens i Gleichung (3.4)

$$T_i = T_{t_i} \text{ und } p_i = p_{t_i}. \quad (3.4)$$

Diese vereinfachte Betrachtung wird für die Beschreibung des Zustands der als Punktmasse („lumped-volume“) angenommenen Modellkomponente (in diesem Fall mit dem Komponentenvolumen i) verwendet. Die Vereinfachung gilt jedoch nicht an allen Stellen im System, was anhand des nachfolgenden Beispiels deutlich wird: Sind die Drücke des in Abbildung 3.1 skizzierten, adiabaten Systems verteilt nach

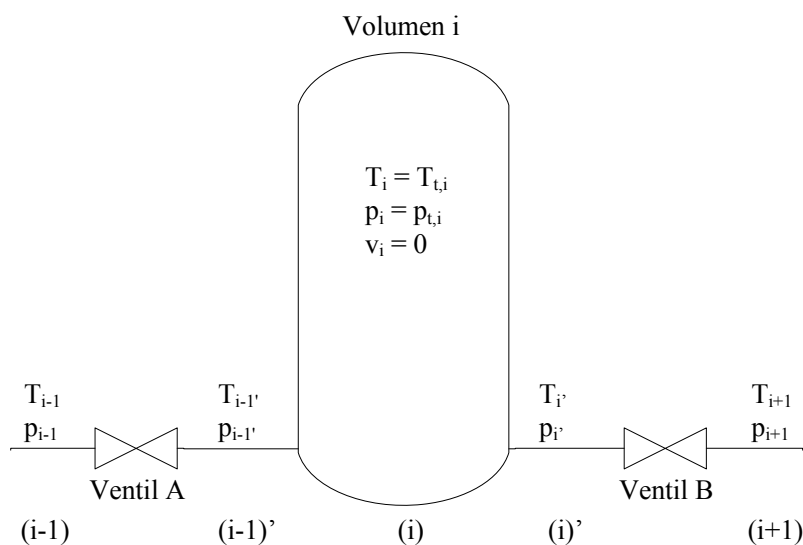


Abbildung 3.1: Total- und statische Größen im Modell.

$p_{i-1} > p_i > p_{i+1}$ und wird im Volumen i keine technische Arbeit umgesetzt, dann folgt daraus für die Totaltemperaturen $T_{t_{i-1}} = T_{t_{i-1}'} = T_{t_i} = T_{t_i'} = T_{t_{i+1}} = \text{konst.}$, und vor allem gilt in Ebene $(i-1)'$: $T_{i-1}' < T_{t_{i-1}'}$ und $p_{i-1}' < p_{t_{i-1}'}$, da $v_{i-1}' > 0$ ist.

Da im Sinne des Modellierungsansatzes nur die Zustände in den Systemkomponenten bzw. deren als reversibel angenommenen Zustandsänderungen beschrieben werden und

dort Gleichung (3.4) gilt, wird in der weiteren Arbeit auf eine sich wiederholende, explizite Unterscheidung zwischen statischen und totalen Größen verzichtet.

3.2 Modellierungsansatz

Die Modellgleichungen sollen anhand von dem in Abbildung 3.2 dargestellten, allgemeinen System exemplarisch hergeleitet werden. Das betrachtete System steht im Austausch mit seiner Umgebung über den einströmenden Massenstrom \dot{m}_e , den ausströmenden Massenstrom \dot{m}_a und der (technischen) Leistung \dot{W}_{tech} . Innerhalb des Systems findet eine chemische Reaktion χ des Gasgemisches mit der Reaktionsgeschwindigkeit \dot{r}_χ gemäß Gleichung (3.5)



mit den Stoffen A, B , und C , sowie deren jeweiligen Reaktions-Stöchiometrie-Koeffizienten ν_i , statt. Ebenfalls innerhalb des Systems kommt es zu einem Wärmeaustausch \dot{Q}_{Mat} zwischen Fluid und Gehäuse.

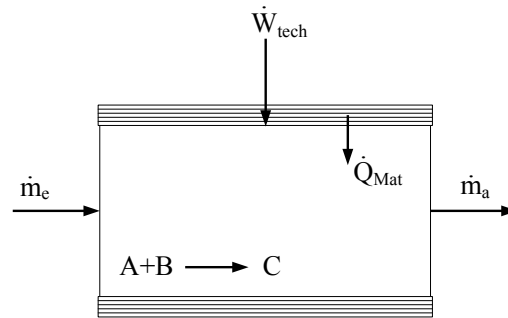


Abbildung 3.2: Betrachtetes System für Modellierungsansatz.

Der thermodynamische Zustand eines homogenen, einfachen Systems ist durch Temperatur und Druck eindeutig bestimmt, wenn dessen Masse oder Stoffmenge bekannt ist [29]. Für den vorliegenden Fall lässt sich das System vollständig über die Fundamentalgleichung der Thermodynamik beschreiben. Es gilt beispielsweise für dessen Entropie S

$$S = S(U, V, n_1, \dots, n_i) = S(T, p, m_1, \dots, m_i), \quad (3.6)$$

mit der inneren Energie U , dem Volumen V , den Stoffmengen n_i und den Massen m_i . Aus Gleichung (3.6) geht hervor, dass zur eindeutigen Beschreibung des Zustands eines Systems, bestehend aus i ideal durchmischtes Gasen, neben Temperatur T , Druck p und Gesamtmasse $m = \sum m_i$ auch die Gaszusammensetzung (\vec{x}^m oder \vec{x}^n) benötigt wird. Um nun die Zustandsänderungen des Systems in instationären Simulationen berechnen zu können, müssen folglich Differentialgleichungen für Temperatur, Druck, Masse sowie der Gaszusammensetzung aufgestellt und gelöst werden.

3.2.1 Massenänderung

Die Massenbilanz für das System nach Abbildung 3.2 ergibt sich direkt aus den Massenströmen zu

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_e - \dot{m}_a. \quad (3.7)$$

Für die Änderung der Stoffmenge der Gaskomponente A gilt der Zusammenhang

$$\frac{dn_A}{dt} = \dot{n}_{A_e} - \dot{n}_{A_a} - \nu_A \dot{\chi}, \quad (3.8)$$

wobei für die in Abbildung 3.2 formulierte Reaktion $\nu_A = 1$ ist. Ein explizites Lösen der Gleichungen (3.7) und (3.8) ist nicht notwendig, da sich die Masse m und die Stoffmenge n zu jedem Zeitpunkt aus der idealen Gasgleichung (3.2) errechnen lassen. Aus diesem Grund ist die explizite Angabe einer Anfangsbedingung jeder DGL nicht erforderlich.

3.2.2 Änderung der Gaszusammensetzung

Der Vektor der Gaszusammensetzung \vec{x}^m bzw. \vec{x}^n ist durch die molare Volumenkonzentration c_i jeder Gaskomponente i bestimmt. Die dazugehörige DGL ergibt sich durch die Differentiation der Beziehung $n_i = c_i V$. Damit gilt:

$$\frac{dn_i}{dt} = c_i \frac{dV}{dt} + V \frac{dc_i}{dt}. \quad (3.9)$$

Wird die Stoffmengenbilanz aus Gleichung (3.8) mit dem Volumenstrom q formuliert und die einleitend getroffene Annahme eines konstanten Systemvolumens berücksichtigt, so erhält man für die Änderung der Gaszusammensetzung einer Gaskomponente i die Gleichung

$$\frac{dc_i}{dt} = \frac{1}{V} (q_e c_{i_e} - q_a c_i + \nu_i \dot{\chi}) \quad \text{mit } c_i(0) = c_{i_0}. \quad (3.10)$$

Zwischen der Volumenkonzentration und der Gaszusammensetzung gelten folgende Gleichungen:

$$x_i^n = \frac{p_{t_i}}{p_t} = \frac{c_i \mathcal{R} T_t}{p_t}, \quad (3.11)$$

und

$$x_i^m = \frac{m_i}{m} = \frac{x_i^n M_i}{\sum_{i=1}^n (x_i^n M_i)}. \quad (3.12)$$

²Die Angabe einer AB, bzw. deren geeignete Auswahl, ist für die Simulation zwingend notwendig.

In Gleichung (3.11) bezeichnet p_{t_i} den totalen Partialdruck der Gaskomponente i . Die Formulierung von Gleichung (3.2) mit der allgemeinen Gaskonstante \mathcal{R} ermöglicht die Verwendung der idealen Gasgleichung für die Stoffmenge n_i . M_i in Gleichung (3.12) bezeichnet die Molmasse der Gaskomponente i .

3.2.3 Energiebilanz

Um die Änderungen der Temperatur in den einzelnen Modellkomponenten abzubilden, wird der 1. Hauptsatz der Thermodynamik für den instationären Fall als Energiebilanz des Systems herangezogen:

$$\frac{d}{dt}(U + E_{\text{kin}} + E_{\text{pot}}) = \dot{Q} + \dot{W}_{\text{tech}} + \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2}v_e^2 + gz_e \right) - \dot{m}_a \left(h_a + \frac{1}{2}v_a^2 + gz_a \right). \quad (3.13)$$

Die Bezeichnungen entsprechen den in Abbildung 3.2 verwendeten Größen. Zusätzlich gibt $\frac{d}{dt}U$ die zeitliche Änderung der inneren Energie, sowie $\frac{d}{dt}E_{\text{kin}}$ und $\frac{d}{dt}E_{\text{pot}}$ die zeitliche Änderung der kinetischen bzw. potentiellen Energie im Kontrollvolumen an. Die Änderung der potentiellen Energie, sowie etwaige Unterschiede dieses Potentials zwischen Eintritt und Austritt werden vernachlässigt. Außerdem wird angenommen, dass $\frac{dE_{\text{kin}}}{dt} \approx 0$, was für den zugrundeliegenden Kesselzustand (vgl. Abbildung 3.1) gilt. \dot{Q} stellt die Summe aller Wärmeströme dar, wobei sich dieser Ausdruck für das betrachtete adiabate System nach Abbildung 3.2 zu \dot{Q}_{Mat} ergibt. Somit vereinfacht sich die Energiebilanz nach Gleichung (3.13) zu

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q}_{\text{Mat}} + \dot{W}_{\text{tech}} + \dot{m}_e h_{t_e} - \dot{m}_a h_{t_a}. \quad (3.14)$$

Da ein ideales Gas angenommen wird, d.h. Gleichung (3.1) erfüllt ist, ist die spezifische innere Energie u_i einer Gaskomponente i nicht vom Druck, sondern lediglich von der Temperatur T abhängig. Die differentielle Form der kalorischen Zustandsgröße u_i lässt sich folglich formulieren als $du_i = c_v(T)dT$. Die Integration dieser Gleichung führt auf:

$$u_i - u_{i_0} = \int_{\mathcal{T}=T_0}^T c_v(\mathcal{T}) d\mathcal{T}. \quad (3.15)$$

Wählt man für den Zustand 0 der Integration den absoluten Nullpunkt (d.h. $T_0 = 0K$) kann $u_{i_0} \approx 0$ gesetzt werden [29]. Für die zeitliche Änderung der inneren Energie U aus Gleichung (3.14) gilt dann

$$\frac{dU}{dt} = \frac{d}{dt}(mu) = m \frac{du}{dt} + u \frac{dm}{dt} = m c_v(T, \vec{x}^m) \frac{dT}{dt} + \left(\int_{\mathcal{T}=0}^T c_v(\mathcal{T}, \vec{x}^m) d\mathcal{T} \right) \frac{dm}{dt}. \quad (3.16)$$

Mit der Polytropenbeziehung $c_v(T, \vec{x}^m) = c_p(T, \vec{x}^m) - R(\vec{x}^m)$ lässt sich der Integral-Term aus Gleichung (3.16) umformen zu

$$\int_{\mathcal{T}=0}^T [c_p(\mathcal{T}, \vec{x}^m) - R(\vec{x}^m)] d\mathcal{T} = \int_{\mathcal{T}=0}^T c_p(\mathcal{T}, \vec{x}^m) d\mathcal{T} - R(\vec{x}^m) \int_{\mathcal{T}=0}^T d\mathcal{T} = \underbrace{h(T, \vec{x}^m) + b - R(\vec{x}^m)T}_{\tilde{h}(T, \vec{x}^m)}. \quad (3.17)$$

Die Integrationskonstante b ist so zu wählen, dass die Annahme $u(T = 0, \vec{x}^m) = 0$ erfüllt ist, d.h. mit $b = -h(0, \vec{x}^m)$. Damit folgt für Gleichung (3.16)

$$\frac{dU}{dt} = m c_v(T, \vec{x}^m) \frac{dT}{dt} + \tilde{h}(T, \vec{x}^m) \frac{dm}{dt}, \quad (3.18)$$

und mit Gleichung (3.14) ergibt sich schließlich die DGL für die Temperatur T_t im System zu

$$\frac{dT_t}{dt} = \frac{1}{c_v(T_t, \vec{x}^m) m} \left[\dot{Q}_{\text{Mat}} + \dot{W}_{\text{tech}} + \dot{m}_e h_e(T_{t_e}, \vec{x}^m_e) - \dot{m}_a h_a(T_t, \vec{x}^m) - \tilde{h}(T_t, \vec{x}^m) \frac{dm}{dt} \right], \quad (3.19)$$

mit der Anfangsbedingung (AB) $T_t(0) = T_{t_0}$. Für den Ausdruck $\frac{dm}{dt}$ in Gleichung (3.19) ist die Massenbilanz aus Gleichung (3.7) einzusetzen.

3.2.4 Druckänderungen im System

Die Differentialgleichung für den Druck p_t , die die Gasdynamik im Volumen des Systems nach Abbildung 3.2 beschreibt, lässt sich durch das Differenzieren der idealen Gasgleichung (vgl. Gleichung (3.2)) herleiten, d.h.

$$\frac{dp_t}{dt} = \frac{dp}{dt} = \frac{d\left(\frac{mR(\vec{x}^m)T}{V}\right)}{dt} = \frac{R(\vec{x}^m)}{V} \left[m \frac{dT_t}{dt} + \frac{dm}{dt} T_t \right], \quad p_t(0) = p_{t_0}. \quad (3.20)$$

Für $\dot{Q}_{\text{Mat}} = \dot{W}_t = 0$ beschreiben die Gleichungen (3.20) und (3.19) die sich durch instationäre Aufstau- und Ausgleichsvorgänge des Fluids ergebende Druck- bzw. Temperaturänderung.

3.2.5 Wärmeaustausch zwischen Gehäuse und Fluid

Der Wärmeaustausch zwischen dem durchströmenden Medium und dem Gehäuse der jeweiligen Modellkomponente in Abbildung 3.2 darf nicht vernachlässigt werden, da dieser erheblichen Einfluss auf das transiente Verhalten einer MGT hat [91]. Dabei kann die zeitliche Änderung der Temperatur T_{Mat} des Gehäuses durch ein Verzöge-

rungsglied erster Ordnung (PT_1 -Glieder) angenähert werden [34]. Die Herleitung dieses Verhaltens ergibt sich direkt aus der Definition der übertragenen Wärme

$$\delta Q_{\text{Mat}} = c_{v\text{Mat}} m_{\text{Mat}} dT_{\text{Mat}}, \quad (3.21)$$

und des Wärmestroms

$$\dot{Q}_{\text{Mat}} = \alpha_{\text{Mat}} A_{\text{Mat}} \Delta T. \quad (3.22)$$

Durch Differentiation von Gleichung (3.21) kann diese mit Gleichung (3.22) gleichgesetzt werden, und mit der Zeitkonstanten $\tau_{\text{Mat}} = \frac{c_{v\text{Mat}} m_{\text{Mat}}}{\alpha_{\text{Mat}} A_{\text{Mat}}}$ lässt sich die DGL für die Gehäuse- bzw. Festkörpertemperatur formulieren zu

$$\frac{dT_{\text{Mat}}}{dt} = \frac{1}{\tau_{\text{Mat}}} (T_t - T_{\text{Mat}}), \quad T_{\text{Mat}}(0) = T_{\text{Mat}0}^3. \quad (3.23)$$

In dieser Gleichung gibt T_t die (Total-)Temperatur des Arbeitsmedium in der jeweiligen Modellkomponente an. Das den Wärmeübergang festlegende Produkt aus Wärmeübergangszahl α_{Mat} und wärmeübertragender Fläche A_{Mat} ließe sich ebenso grob abschätzen, wie die Zeitkonstante τ_{Mat} . Genauere Aussagen lassen sich jedoch aus Auswertungen von Messdaten gewinnen [34]. Der sich infolge des Temperaturunterschiedes zwischen Gehäuse und Medium ergebende Wärmestrom \dot{Q}_{Mat} berechnet sich nach Gleichung (3.22), wobei ΔT durch $(T_{\text{Mat}} - T_t)$ zu ersetzen ist.

3.2.6 Instationäre Verbrennung

Die betrachteten Verbrennungsvorgänge werden im Modell stets als vollständig und im Gleichgewicht angenommen. Das bedeutet, dass zu jedem Zeitpunkt die Gaszusammensetzung innerhalb des Systems bekannt ist, und die Änderung für jede Gaskomponente i nicht explizit nach Gleichung (3.10) berechnet werden muss. Die vereinfachte Modellierung der instationären Verbrennung berücksichtigt dennoch die Tatsache, dass beispielsweise die Erhöhung des Brennstoffmassenstroms in eine Brennkammer erst nach einer gewissen Zeitspanne eine Temperaturerhöhung bewirkt [34], während der Einfluß auf die Massenbilanz nach Gleichung (3.7) unmittelbar erfolgt. Dazu wird eine Differenzialgleichung für den bei der Verbrennung entstehenden Wärmestrom \dot{Q}_{B} formuliert und bei der Energiebilanz des Systems nach Gleichung (3.14) entsprechend zusätzlich berücksichtigt

$$\frac{d\dot{Q}_{\text{BS}}}{dt} = \frac{1}{\tau_z} (\eta_{\text{BK}} \dot{m}_{\text{BS}} h(T_{\text{tBS}}, \vec{x}_{\text{mBS}}) - \dot{Q}_{\text{BS}}), \quad \dot{Q}_{\text{BS}}(0) = \dot{Q}_{\text{BS}0}. \quad (3.24)$$

Auch hier ist die Zeitkonstante τ_z aus Messdaten zu bestimmen [34]. Die weiteren Bezeichnungen aus Gleichung (3.24) sind: η_{BK} ist der lastabhängige Wirkungsgrad der Verbrennung, \dot{m}_{BS} der Brennstoffmassenstrom und $h_t(T_{\text{tBS}})$ die (Total-)Enthalpie des

³Wählt man einen stationären Zustand als AB, so gilt $T_{\text{Mat}}(0) = T_{\text{Mat}0} = T_{\text{t}0}$.

Brennstoffs. Um die Analyse der instrumentierten MGT Turbec T100 [33] zu ermöglichen, wird der Wirkungsgrad in Modell vereinfachend als konstant angenommen.

3.2.7 Rotorträgheit

Die Trägheit der Welle, auf dem Turbine, Verdichter und/oder Generator montiert sind, bestimmt im Wesentlichen das transiente Verhalten des Gasturbinenkreislaufs [91]. Eine positives Leistungsbilanz ΔP_{Welle} auf der Welle bewirkt eine Drehzahlerhöhung nach der Differentialgleichung

$$\frac{dN}{dt} = \frac{1}{N} \frac{\Delta P_{\text{Welle}}}{(2\pi)^2 J}, \text{ mit } N(0) = N_0. \quad (3.25)$$

Das Massenträgheitsmoment J kann über $J = \frac{1}{2}mr^2$, mit der Masse m und dem Trägheitsradius r des Rotors abgeschätzt werden.

3.2.8 Stationäre Modellkomponenten

Der in diesem Kapitel vorgestellte Modellierungsansatz bildet bislang die Dynamik des Systems aus Abbildung 3.2 ab, und macht eine Simulation des transienten E/A-Verhaltens von dynamischen Modellkomponenten möglich. Die Berechnung mit den beschriebenen Differentialgleichungen setzt jedoch die Kenntnis von ein- und ausströmenden Massenströmen voraus. Diese Massenströme sind in stationären Modellkomponenten separat zu berechnen. Somit ergibt sich für das Gesamtmodell eine alternierende Abfolge von dynamischen Systemkomponenten und stationären Elementen, wie sie bereits in Abbildung 3.1 mit den beiden das Volumen i einrahmenden Ventilen angedeutet ist.

Das Modell dieser Kopplungselemente muss in der Lage sein, eine Relation zwischen den Zuständen der angrenzenden dynamischen Systemkomponenten herzustellen. Dazu wird eine Beschreibung mittels der 1-D Stromfadentheorie verwendet [75]. Damit und mit den Annahmen aus Abschnitt 3.1 bezüglich des Kesselzustands, lässt sich aus der stationären Form des 1. Hauptsatzes die Durchflusscharakteristik herleiten [37, 39]. Wenn für die Größen der Ebene $(i-1)$ und (i) in Abbildung 3.1 die Relation $p_{t_{i-1}} > p_{t_i}$ gilt, dann ergibt sich für den Massenstromparameter $\dot{m}_{\text{Apar}} = \frac{\dot{m}_{\text{A}} \sqrt{R(x_{i-1}^{\text{m}}) T_{t_{i-1}}}}{p_{t_{i-1}}}$ durch das Ventil A:

$$\dot{m}_{\text{Apar}} = A_{\text{eff}} \sqrt{\frac{2\kappa(T_{t_{i-1}}, \vec{x}_{i-1}^{\text{m}})}{\kappa(T_{t_{i-1}}, \vec{x}_{i-1}^{\text{m}}) - 1} \left[\left(\frac{p_{t_i}}{p_{t_{i-1}}} \right)^{\frac{2}{\kappa(T_{t_{i-1}}, \vec{x}_{i-1}^{\text{m}})}} - \left(\frac{p_{t_i}}{p_{t_{i-1}}} \right)^{\frac{\kappa(T_{t_{i-1}}, \vec{x}_{i-1}^{\text{m}})+1}{\kappa(T_{t_{i-1}}, \vec{x}_{i-1}^{\text{m}})}} \right]}, \quad (3.26)$$

für $\Pi_{\text{krit}} < \frac{p_{t_i}}{p_{t_{i-1}}} < 1$, und

$$\dot{m}_{\text{Apar}} = A_{\text{eff}} \sqrt{\frac{2\kappa(T_{t_{i-1}}, \vec{x}_{i-1}^{\text{m}})}{\kappa(T_{t_{i-1}}, \vec{x}_{i-1}^{\text{m}}) - 1} \left[(\Pi_{\text{krit}})^{\frac{2}{\kappa(T_{t_{i-1}}, \vec{x}_{i-1}^{\text{m}})}} - (\Pi_{\text{krit}})^{\frac{\kappa(T_{t_{i-1}}, \vec{x}_{i-1}^{\text{m}})+1}{\kappa(T_{t_{i-1}}, \vec{x}_{i-1}^{\text{m}})}} \right]}, \quad (3.27)$$

für $\frac{p_{t_i}}{p_{t_{i-1}}} \leq \Pi_{\text{krit}}$, mit $\Pi_{\text{krit}} = \left(\frac{2}{\kappa(T_{t_{i-1}}, \vec{x}_{i-1}^{\text{m}})+1} \right)^{\frac{\kappa(T_{t_{i-1}}, \vec{x}_{i-1}^{\text{m}})}{\kappa(T_{t_{i-1}}, \vec{x}_{i-1}^{\text{m}})-1}}$. In beiden Gleichungen gilt für den Polytropenexponent κ die Beziehung $\kappa(T_{t_{i-1}}, \vec{x}_{i-1}^{\text{m}}) = \frac{c_p(T_{t_{i-1}}, \vec{x}_{i-1}^{\text{m}})}{c_v(T_{t_{i-1}}, \vec{x}_{i-1}^{\text{m}})}$.

Die effektiv durchströmte Fläche A_{eff} der stationären Komponente kann aus Messdaten bestimmt werden, wobei für Ventile diese Fläche in Abhängigkeit der Ventilposition bestimmt werden muss [75]. Wird die Gleichung (3.26) bzw. (3.27) in gleicher Weise zur Berechnung des Massenstroms \dot{m}_{B} durch das Ventil B in Abbildung 3.1 verwendet, sind sowohl ein- als auch ausströmender Massenstrom des Volumens i bekannt. Damit sind letztlich auch alle zur Berechnung des transienten Verhaltens benötigten Größen einer aus Ventil A und Volumen i bestehenden Modellkomponente bekannt.

3.2.9 Informationsfluss im Modell

Der gewählte Modellierungsansatz erfordert eine alternierende Abfolge von dynamischen Modellkomponenten und stationären Kopplungselementen. Um dieser strikten Abfolge gerecht zu werden, wird eine reale Komponente des Hybridkreislaufs, z.B. eine Verdichter oder eine Brennkammer jeweils durch eine stationäre und eine dynamische Modellkomponente abgebildet. Der sich dadurch ergebende Informationsfluss zwischen den Modellkomponenten $(i-1)$ und (i) ist in Abbildung 3.3 dargestellt.

Die Modellkomponente (i) in Abbildung 3.3 ist notwendigerweise über ein zusätzliches, abschließendes stationäres Kopplungselement an die Umgebung angekoppelt. Da jede Modellkomponente mit einem stationären Element beginnt, wird ein derartiges, zusätzliches Kopplungselement am Systemeintritt nicht benötigt. Das abschließende Kopplungselement hat zur Folge, dass der Informationsfluss des Massenstroms \dot{m}_i der Modellkomponente (i) stets gegenläufig zu dem der Zustände T_i , p_i und \vec{x}_i^{m} ist. Für den ausströmenden Massenstrom einer Komponente (i) gilt damit

$$\dot{m}_{\text{a}_i} = \dot{m}_{\text{e}_{i+1}}. \quad (3.28)$$

Durch die mit dem Informationsfluss verbundene Berechnungsweise im System kann auf Iterationen, wie sie häufig in stationären Modellen zum Einsatz kommen [6, 70] verzichtet werden. Am Beispiel der Temperaturberechnung kann dieser Vorteil der Modellierung erläutert werden. Ein möglicher Weg zur Bestimmung der temperaturabhängigen Größen, z.B. der spezifischen Enthalpie, ist die iterative Berechnung der Austrittstemperatur T_{aK} einer Komponente K, bis ein Abbruchkriterium $|T_{\text{aK}_{j+1}} - T_{\text{aK}_j}| < \epsilon$ erfüllt ist. Dabei hat die Wahl eines geeigneten Startwertes T_{aK_0} für die erste Iteration erheblichen Einfluss auf die Rechenzeit. Durch diese unter Umständen sehr zeitaufwän-

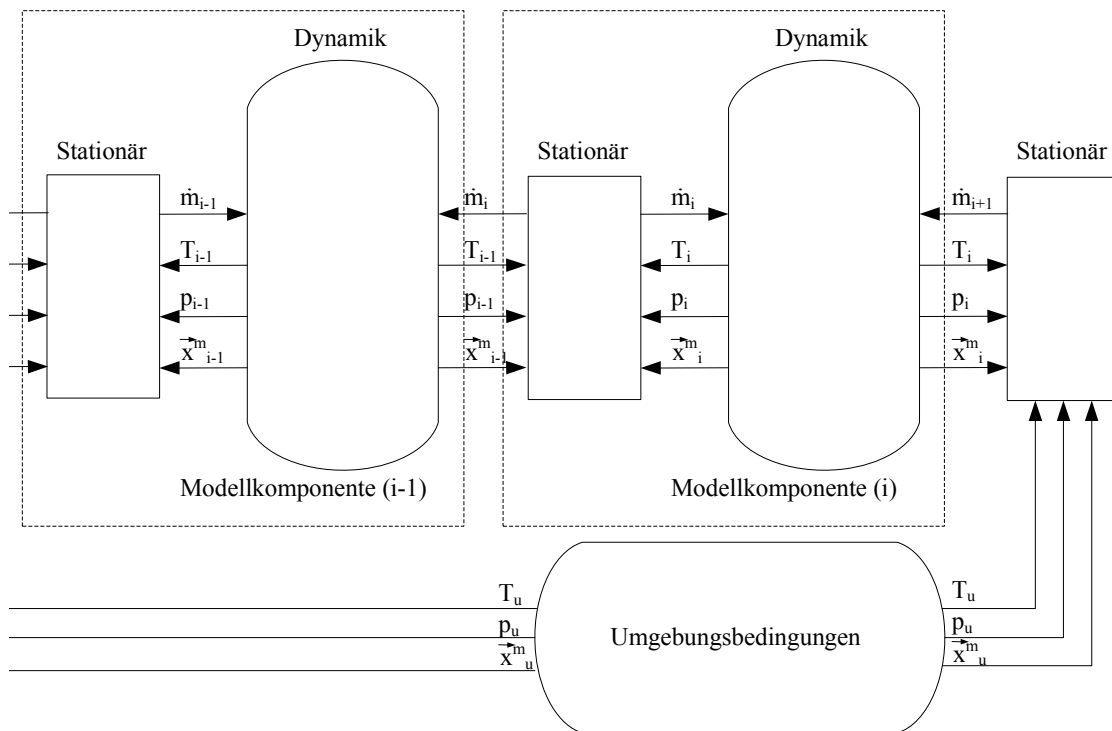


Abbildung 3.3: Informationsfluss im Modell.

digen j Iterationen kann die Echtzeitfähigkeit des Modells nicht garantiert werden, da die Dauer einer Iteration pro Zeitschritt unbestimmt ist.

3.3 Modellierung der Fluideigenschaften

Da das Arbeitsmedium als eine ideale Mischung idealer Gase angenommen wird und alle beteiligten Stoffe nur gasförmig auftreten, können die Fluideigenschaften in Abhängigkeit der Temperatur formuliert werden. Wichtig dabei ist, dass für alle Komponenten des Modells, d.h. insbesondere für die einzelnen Komponenten der Gasturbine und der SOFC, ein einheitlicher Ansatz verwendet wird. Ansonsten führen die unterschiedlichen Fluidmodelle zu Fehlern in der Energiebilanz des Gesamtsystems. Um das zu verhindern, wurden die am Institut für Luftfahrtantriebe in der Leistungsrechnungssoftware SAEPP verwendeten Ansätze [6] um einen Polynomansatz nach Gordon

und McBride [57, 58] für zusätzliche Gaskomponenten erweitert, wobei gilt:

$$c_{p_i}(T) = \frac{\mathcal{R}}{M_i} \left(\sum_{k=1}^7 a_{k_i} T^{(k-3)} \right), \quad (3.29)$$

$$h_i(T) = \int c_{p_i}(T) + b_{1_i}, \quad (3.30)$$

$$s_i(T) = \int h_i(T) + b_{2_i}. \quad (3.31)$$

Der Ansatz, die Fluideigenschaften der i Gaskomponenten über Polynome mit den entsprechenden Parametern $a_{1_i} \dots a_{7_i}$ und den Integrationskonstanten b_{1_i} sowie b_{2_i} abzubilden, ist nicht neu. Entscheidend ist jedoch eine komplett einheitliche Darstellung der Gleichungen (3.29), (3.30) und (3.31), da ansonsten die Berechnungen der elektrochemischen Umsetzung in der SOFC nicht möglich sind. Eine Konsequenz davon wäre die erwähnte Diskrepanz zwischen der Energiebilanz von Gasturbine und SOFC. Insgesamt werden im Modell zwölf Gaskomponenten berücksichtigt, die sich in erster Linie aus den Bestandteilen von trockener Luft [57, 58] und Erdgas [21] zusammensetzen. Damit ergibt sich der Gasdarstellungsvektor \vec{x}^m zu

$$\vec{x}^m = [x_{\text{O}_2}^m, x_{\text{CO}_2}^m, x_{\text{H}_2\text{O}}^m, x_{\text{N}_2}^m, x_{\text{CO}}^m, x_{\text{Ar}}^m, x_{\text{H}_2}^m, x_{\text{CH}_4}^m, x_{\text{C}_2\text{H}_6}^m, x_{\text{C}_3\text{H}_8}^m, x_{\text{C}_4\text{H}_{10}(\text{n})}^m, x_{\text{C}_4\text{H}_{10}(\text{iso})}^m]. \quad (3.32)$$

Um Rechenzeit zu sparen werden die Fluideigenschaften im Vorfeld für jedes beteiligte Gas berechnet und in Kennfeldern abgelegt. Die Enthalpien der Gaskomponenten nach Gleichung (3.30) sind in den Kennfeldern normiert abgelegt, d.h. die Konstanten b_{1_i} sind so gewählt, dass $h_i(T = 298, 15) = 0$ gilt. Dies vereinfacht die Berechnungen, die auf der Verwendung des unteren Heizwerts Hu basieren, da damit für den Absolutwert der spezifischen Enthalpie einer Mischung aus n Gasen folgender Zusammenhang gilt:

$$h_{\text{mix}}(T, \vec{x}^m) = \sum_{i=1}^n Hu_i + \sum_{i=1}^n h_i(T - 298, 15) = \sum_{i=1}^n Hu_i + \sum_{i=1}^n h_i(T) \quad (3.33)$$

Wenn sich die Gaszusammensetzung innerhalb einer Komponente nicht ändert, heben sich die Hu -Terme bei der Berechnung von Enthalpiedifferenzen in den Energiebilanzen der Modellkomponenten nach Gleichung (3.19) auf. Die durchgeführte Normierung der Enthalpie verfälscht somit das Ergebnis der Energiebilanzen nicht. Das Wegfallen der Temperaturdifferenz in Gleichung (3.33) verkürzt jedoch die Rechenzeit pro Integrationsschritt. Der Absolutwert des Heizwerts Hu_i eines Gases i im Modell, ist die sich in einer idealen, vollständigen Verbrennung des Stoffes i zu gasförmigem CO_2 und gasförmigem H_2O ergebende Standardreaktionsenthalpie $\Delta H_{\text{R}}^0(i)$. Beispielsweise

ergibt sich mit der Verbrennungsreaktion von CH_4 in Gleichung (3.34)



der Heizwert von Methan nach Gleichung (3.35):

$$H_{\text{uCH}_4} = \frac{\Delta H_{\text{R}}^0(\text{CH}_4)}{M_{\text{CH}_4}} = \frac{H_{298,15}(\text{CH}_4) + 2H_{298,15}(\text{O}_2) - H_{298,15}(\text{CO}_2) - 2H_{298,15}(\text{H}_2\text{O})}{M_{\text{CH}_4}}. \quad (3.35)$$

Die Standardbindungsenthalpie $H_{298,15}(i)$ eines Reinstoffes i ist ebenfalls der einheitlichen Literaturquelle der gesamten Gasdarstellung [57, 58] entnommen.

In Abbildung 3.4 ist die verwendete c_p -Wert Darstellung nach Gleichung (3.30) im Vergleich zur c_p -Wert Darstellung nach Münzberg [62] dargestellt. Abweichungen zwischen den Kurven sind nur im unteren Temperaturbereich, und dort in einer Größenordnung von unter 0,5 %, vorhanden. Da bis auf den Umgebungszustand alle anderen Temperaturen innerhalb eines GT-Prozesses, bzw. innerhalb des zu modellierenden Hybridkreislaufes, weit über 300 K liegen, ist diese Abweichung nicht von großer Bedeutung. Die gewählte Gasdarstellung von trockener Luft aus den Quellen [57, 58] kann somit auch in institutseigenen Leistungsrechnungsprogrammen verwendet werden.

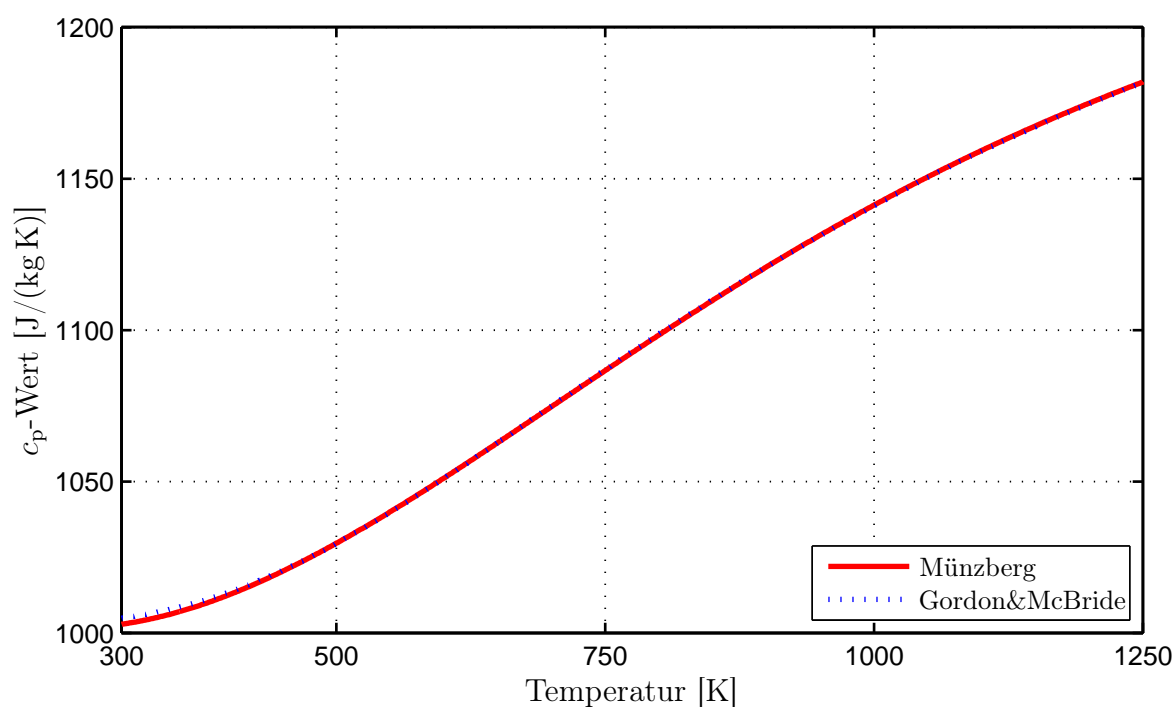


Abbildung 3.4: Vergleich der Gasdarstellungen nach Münzberg und Gordon&McBride.

3.3.1 Berücksichtigung der Luftfeuchte

Im verwendeten Modell kann zusätzlich die Luftfeuchte berücksichtigt werden. Dazu ist in einem weiteren Kennfeld der Sättigungsdampfdruck von Wasser p_{sat} in Abhängigkeit der Temperatur abgelegt [7]. Dieses Kennfeld wurde mit den Gleichungen aus [6] approximiert. Ausgehend von der relativen Luftfeuchte ($\varphi_r = \frac{p_{\text{H}_2\text{O}}}{p_{\text{sat}}}$) wird der Massenanteil von Wasser an der Masse der trockenen Luft, dem sog. Wasserdampf-Luft-Verhältnis (engl. Water-Gas-Ratio, WGR) in Abhängigkeit von Temperatur, Druck und relativer Feuchte berechnet. Dabei gelten die folgenden Gleichungen:

$$\text{WGR} = \frac{m_{\text{H}_2\text{O}}}{m_{\text{Luft}_{\text{ges}}} - m_{\text{H}_2\text{O}}} = \frac{M_{\text{H}_2\text{O}}}{M_{\text{Luft}}} \frac{p_{\text{sat}}(T)\varphi_r}{p - p_{\text{sat}}(T)\varphi_r}, \quad (3.36)$$

wobei der Vektor der Gaszusammensetzung x^{m} mit Gleichung (3.36) gemäß

$$x_{\text{WGR}_i}^{\text{m}} = \left(\frac{1}{1 + \text{WGR}} \right) x_{\text{Luft}_i}^{\text{m}}, \quad (3.37)$$

für alle $i = 1 \dots n$ Gaskomponenten neu berechnet und für $i = \text{H}_2\text{O}$ erweitert wird um

$$x_{\text{WGR}_i}^{\text{m}} = \left(\frac{\text{WGR}}{1 + \text{WGR}} \right) x_{\text{WGR}_i}^{\text{m}}. \quad (3.38)$$

3.4 Modellierung der Mikrogasturbine

Innerhalb der MGT treten Änderungen des Vektors der Gaszusammensetzung x^{m} nach Gleichung (3.10) nur in der Brennkammer auf. Da die Verbrennung stets als vollständig und mit sehr großer Reaktionsgeschwindigkeit angesehen wird, ist eine explizite Lösung der DGL der Volumenkonzentration c_i nicht notwendig. Über die bekannten Reaktionsgleichungen (z.B. Gleichung (3.34)) steht die Zusammensetzung nach der Verbrennung fest.

Komponente	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀ (n)	C ₄ H ₁₀ (iso)	CO ₂	N ₂
Anteil [Vol.%]	95,897	1,886	0,368	0,044	0,046	0,132	1,627

Tabelle 3.1: Verwendete Erdgaszusammensetzung im Modell.

Da die MGT Turbec T100 mit Erdgas betrieben wird, ist der Hauptbestandteil des Brennstoffs Methan. Der im Modell abgebildete Vektor der Brennstoffzusammensetzung x^{m}_{BS} umfasst jedoch noch weitere Komponenten. Er basiert auf dem arithmetischen Mittelwert von drei am 13.08.2008 gemessenen Gasanalysen des Instituts für Verbrennungstechnik (VT). Die einzelnen Inhaltsstoffe und deren Volumenanteile sind in Tabelle 3.1 zusammengefasst. Die Messwerte der Inhaltsstoffe liegen in den Grenzwerten für das Verteilungsnetz in Stuttgart [21]. Sonstige in geringen Mengen

(< 0,04 Vol.%) enthaltenen Bestandteile wie Pentan, Schwefelwasserstoff, Schwefel oder das Odoriermittel Tetrahydrothiophen werden vernachlässigt.

Die Dynamik der MGT ist beschrieben durch die Massenbilanz nach Gleichung (3.7), die Energiebilanz nach Gleichung (3.14), unter Berücksichtigung der Gleichungen (3.22), (3.23), (3.24) und (3.25). Aus diesen Gleichungen resultieren die Temperatur-DGL (siehe Gleichung (3.19)) und die Dynamik im Komponentenvolumen nach Differentialgleichung (3.20).

In Abbildung 3.5 ist ein Schnittbild der MGT T100 der Firma Turbec dargestellt. Daraus resultieren die in Abbildung 3.6 schematisch dargestellten, im Modell abgebildeten Komponenten der MGT. Für die einzelnen Komponenten sind in den folgenden Abschnitten detailliertere Erläuterungen zu den Berechnungen aufgeführt.

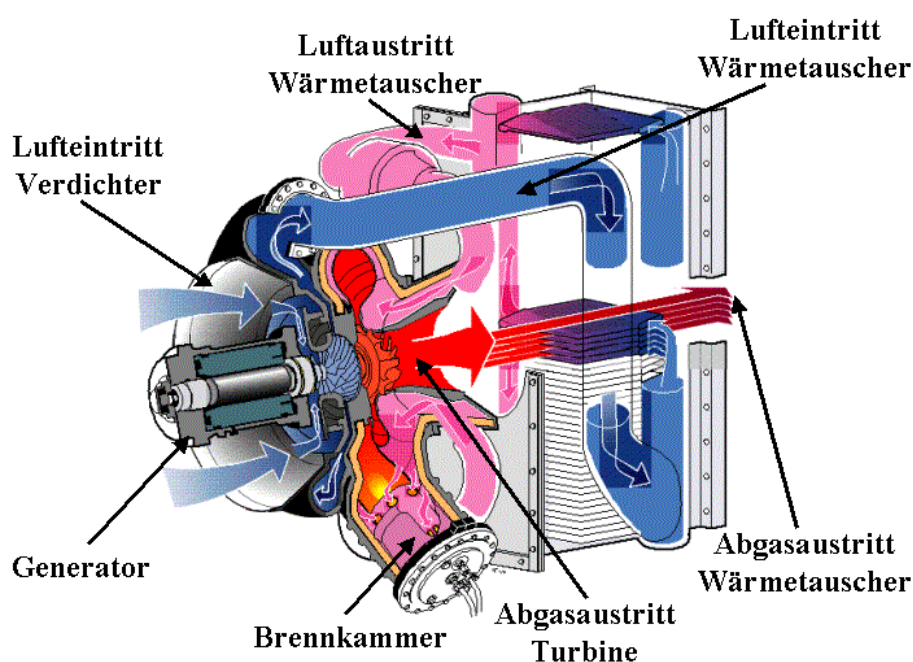


Abbildung 3.5: 3D-Schnittbild der Mikrogasturbine Turbec T100 [93].

3.4.1 Verdichter

Der in den Radialverdichter der MGT einströmende Massenstrom kann aus dem Verdichterkennfeld des Herstellers bestimmt werden. Damit ist eine Berechnungsweise des Massenstroms über die in Abschnitt 3.2.8 erläuterten stationären Modellkomponenten nicht notwendig. Im Verdichterkennfeld wird eine Relation zwischen dem Druckverhältnis $\Pi_V = \frac{p_{ta}}{p_{te}}$ über den Verdichter, dem Drehzahlparameter $\frac{N}{\sqrt{R(x^m)T_{te}}}$, dem Massenstromparameter $\frac{\dot{m}_e \sqrt{R(x^m)T_{te}}}{p_{te}}$ und dem Wirkungsgrad des Verdichters hergestellt. In

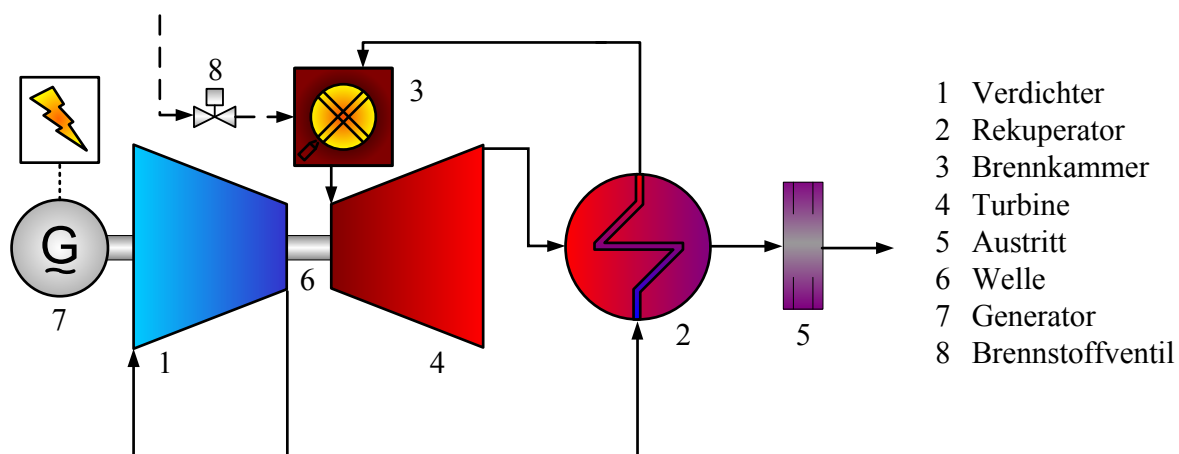


Abbildung 3.6: Modellkomponenten der Mikrogasturbine Turbec T100.

jedem Zeitschritt wird somit aus den bekannten Größen Druckverhältnis und Drehzahlparameter mit Hilfe des Kennfelds der Massenstromparameter und der polytrope Wirkungsgrad bestimmt. Aus dem Massenstromparameter lässt sich der einströmende Massenstrom $\dot{m}_{e_{KF}}$ unmittelbar berechnen. Mit dem polytropen Wirkungsgrad η_p ergibt sich die stationäre Austrittstemperatur $T_{t_{a_{KF}}}$ des Verdichters mit

$$T_{t_{a_{KF}}} = T_{t_e} \Pi_V^{\left(\frac{R(x^{\vec{m}})}{c_p(\bar{T}_t, x^{\vec{m}})\eta_p} \right)}, \quad (3.39)$$

wobei $\bar{T}_t = 0,5(T_{t_e} + T_{t_a})$. Auf Basis von Gleichung (3.39) wird die aufzuwendende Leistung P_V berechnet. Für diese Leistung gilt:

$$\dot{W}_{\text{tech}} = P_V = \dot{m}_{e_{KF}} [h(T_{t_{a_{KF}}}) - h(T_{t_e})]. \quad (3.40)$$

Weitere, das instationäre E/A-Verhalten des Verdichters festlegende Parameter sind das Volumen V_V der Komponente über Gleichung (3.20), die Zeitkonstante τ_{Mat_V} in Gleichung (3.23) und der über das Produkt $\alpha_{\text{Mat}_V} A_{\text{Mat}_V}$ in Gleichung (3.22) zu berechnende instationäre Wärmestrom. Jeder der drei Parameter ist im Rahmen der instationären Validierung aus den Messdaten zu bestimmen.

3.4.2 Rekuperator

Der Rekuperator wird im Modell durch zwei Berechnungsmodule abgebildet. Diese entsprechen den unterschiedlichen Zustandsänderungen von Kalt- und Heissgas-Seite. Über den von der Heissgas-Seite auf die Kaltgas-Seite übertragenen Wärmestrom \dot{Q}_W sind die beiden Module gekoppelt. Die innerhalb des Rekuperators modellierten Wärmeströme sind in Abbildung 3.7 dargestellt. Dieser Modellierungsansatz ermöglicht eine vollständige Beschreibung der maßgeblichen Wärmeübergänge im Rekuperator, wobei \dot{Q}_W den stationären Wärmeaustausch zwischen den Komponenten, und $\dot{Q}_{\text{Mat}_{RK}}$

bzw. \dot{Q}_{MatRH} die rein instationären Wärmeströme \dot{Q}_{Mat} in die Struktur des jeweiligen Moduls umfasst.

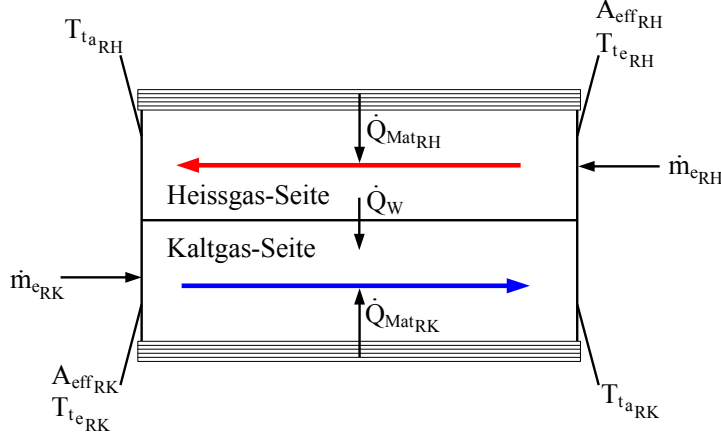


Abbildung 3.7: Modellierte Wärmeströme im Rekuperator.

Der einströmende Massenstrom \dot{m}_{eRK} in die Kaltgas-Seite des Rekuperators wird vereinfachend über die Durchflusscharakteristik der Komponente nach den Gleichungen (3.26) und (3.27) berechnet. Die für die Komponente charakteristische, effektiv durchströmte Fläche A_{effRK} ist aus Messdaten zu ermitteln [75].

Die stationär übertragene Wärmemenge \dot{Q}_W , die als technisch nutzbare Leistung des Rekuperators in die Energiebilanz nach Gleichung (3.14) eingeht, lässt sich über den Wirkungsgrad, bzw. den thermischen Austauschgrad η_{th} des Rekuperators beschreiben. Dieser ist definiert als $\eta_{\text{th}} = \frac{T_{\text{taRK}} - T_{\text{teRK}}}{T_{\text{teRH}} - T_{\text{teRK}}}$. Um veränderte Wirkungsgrade im Teillastbereich der MGT abbilden zu können, wird dieser in einem Kennfeld in Abhängigkeit des Drehzahlparameters abgelegt. Die Verwendung dieses Ähnlichkeitsparameters im Kennfeld hat simulationstechnische Gründe, da der Drehzahlparameter im Gegensatz zum Massenstromparameter in jedem Zeitschritt direkt aus Zustandsgrößen berechnet werden kann. Das Kennfeld legt damit, vergleichbar zur Berechnungsweise des Verdichters in Gleichung (3.39), eine sich im stationären Zustand einstellende Austrittstemperatur der Kaltgas-Seite fest, d.h.

$$T_{\text{taKF RK}} = T_{\text{teRK}} + \eta_{\text{th}} \left(\frac{N}{\sqrt{R(x_{\text{RK}}^{\text{m}}) T_{\text{teRK}}}} \right) [T_{\text{teRH}} - T_{\text{teRK}}]. \quad (3.41)$$

Mit dem einströmenden Massenstrom $\dot{m}_{\text{eKF RK}}$ aus der Durchflusscharakteristik der Kaltgas-Seite berechnet sich somit der innerhalb des Rekuperators übertragene Wärmestrom \dot{Q}_W nach

$$\dot{W}_{\text{tech}} = \dot{Q}_W = \dot{m}_{\text{eKF RK}} \left[h(T_{\text{teRK}}) - h(T_{\text{taKF RK}}) \right]. \quad (3.42)$$

Neben den bereits aufgeführten Parametern der effektiven Fläche $A_{\text{eff, RK}}$ und des Wirkungsgrads η_{th} in Abhängigkeit des Drehzahlparameters, sind das Volumen V_{RK} der Komponente und die Zeitkonstante $\tau_{\text{Mat, RK}}$ zu bestimmen. Zusätzlich ist das den Wärmeübergang $\dot{Q}_{\text{Mat, RK}}$ bestimmende Produkt aus Wärmeübergangskoeffizient $\alpha_{\text{Mat, RK}}$ und Fläche $A_{\text{Mat, RK}}$ durch die Auswertung von Testläufen der MGT zu ermitteln.

Die Modellgleichungen der Heissgas-Seite des Rekuperators unterscheiden sich nur geringfügig von denen der Kaltgas-Seite. Der einströmende Massenstrom $\dot{m}_{\text{e, RH}}$ wird auch in diesem Fall vereinfachend über die Durchflusscharakteristik der Heissgas-Seite berechnet. Über diese Charakteristik ist im stationären Zustand auch der Druckverlust über die Komponente bestimmt. Die Wärmemenge \dot{Q}_{W} aus Gleichung (3.42) geht mit umgekehrtem Vorzeichen in die Energiebilanz der Heissgas-Seite ein. Entsprechend der Kaltgas-Seite sind alle dort aufgeführten Parameter bis auf den Wirkungsgrad anhand von Testläufen zu bestimmen, d.h. die effektive Fläche $A_{\text{eff, RH}}$, das Volumen V_{RH} , die Zeitkonstante $\tau_{\text{Mat, RH}}$ und die Wärmeübergangszahl als Produkt aus Wärmeübergangskoeffizient $\alpha_{\text{Mat, RH}}$ und wärmeübertragender Fläche $A_{\text{Mat, RH}}$.

3.4.3 Brennkammer

In die Massenbilanz des Brennkammermoduls ist die zugeführte Menge an Brennstoff mit einzubeziehen. Es gilt somit Gleichung (3.43)

$$\frac{dm_{\text{BK}}}{dt} = \dot{m}_{\text{e, KF}} + \dot{m}_{\text{BS}} - \dot{m}_{\text{a}}, \quad (3.43)$$

wobei der einströmende Massenstrom $\dot{m}_{\text{e, KF}}$ vereinfachend aus der Durchflusscharakteristik nach Gleichung (3.26) bzw. (3.27) hervorgeht.

Mit den in Tabelle 3.1 aufgeführten Bestandteilen von Erdgas berechnet sich die Gaszusammensetzung nach der Brennkammer mit den folgenden Verbrennungsreaktionen:



wobei die Reaktionsgleichung (3.47) sowohl für n-, als auch für iso-Butan gilt.

Die Summe der Produkte aus den Reaktions-Stöchiometrie-Koeffizienten ν_i , der an den vier Reaktionen beteiligten Stoffe und den Molenströmen der jeweiligen Brennstoffkomponente, ergibt die einzelnen Molenströme am Brennkammeraustritt. Beispielsweise gilt für die O_2 -Bilanz der Brennkammer

$$\dot{n}_{\text{O}_{2\text{a}}} = \dot{n}_{\text{O}_{2\text{e}}} - 2\dot{n}_{\text{CH}_4} - 3,5\dot{n}_{\text{C}_2\text{H}_6} - 5\dot{n}_{\text{C}_3\text{H}_8} - 6,5(\dot{n}_{\text{C}_4\text{H}_{10(\text{n})}} + \dot{n}_{\text{C}_4\text{H}_{10(\text{iso})}}). \quad (3.48)$$

Gleichung (3.48) gilt nur, falls genügend Sauerstoff für eine vollständige Verbrennung

vorhanden ist. Diese Überstöchiometrie von Sauerstoff ist bei der Turbec T100 jedoch gegeben [41]. Zusätzlich zu den dynamischen Effekten im Komponentenvolumen V_{BK} und durch den Wärmeübergang $\dot{Q}_{\text{Mat}_{\text{BK}}}$, wird in der Brennkammer die in Abschnitt 3.2.6 erläuterte, instationäre Verbrennung mit berücksichtigt. Damit ist mit τ_z eine weitere Zeitkonstante anhand von Testläufen zu bestimmen [34].

3.4.4 Turbine

Die Berechnungen im Turbinenmodul sind analog zu denen des in Abschnitt 3.4.1 beschriebenen Verdichtersmoduls. Auch für die Turbine liegt ein Kennfeld des Herstellers vor, mit dem aus dem gegebenen Druckverhältnis $\Pi_T = \frac{p_{\text{ta}}}{p_{\text{te}}}$ über die Turbine und dem Drehzahlparameter der Massenstromparameter des einströmenden Massenstroms und der polytrope Wirkungsgrad η_p bestimmt wird. Mithilfe des polytropen Wirkungsgrads lässt sich die stationäre Austrittstemperatur $T_{\text{ta}_{\text{KF}}}$ zu

$$T_{\text{ta}_{\text{KF}}} = T_{\text{te}} \Pi_T^{\left(\frac{R(\bar{x}^{\text{m}})\eta_p}{c_p(\bar{T}_t, \bar{x}^{\text{m}})}\right)} \quad (3.49)$$

berechnen. Als Temperatur \bar{T}_t in Gleichung (3.49) wird die gemittelte Temperatur zwischen Eintritt und Austritt verwendet. Mit dieser Gleichung lässt sich die in der Turbine durch die Entspannung des Fluids auf die Welle abgegebene Leistung P_T berechnen. Diese geht in die Energiebilanz, und damit in die Temperatur-DGL nach Gleichung (3.19) der Komponente ein. Es gilt Gleichung (3.50)

$$\dot{W}_{\text{tech}} = P_T = \dot{m}_{\text{e}_{\text{KF}}} [h(T_{\text{ta}_{\text{KF}}}) - h(T_{\text{te}})] \quad (3.50)$$

Wie im Verdichtersmodul wird das transiente E/A-Verhalten der Komponente durch die gleichen Parameter beschrieben, die ebenfalls anhand von Messdaten zu bestimmen sind.

3.4.5 Austritt

Im Gegensatz zu einem Flugtriebwerk existiert bei der MGT keine Düse. Der Austritt beschreibt jedoch als Modul den Vorgang des ausströmenden Fluids aus dem letzten Rohrquerschnitt der MGT in die Umgebung. Der ausströmende Massenstrom wird mit den Gleichungen (3.26) und (3.27) berechnet. Damit legt die Fläche A_{eff} des Strömungselements den Massenstrom durch die gesamte Gasturbine fest und stellt den einzigen zu identifizierenden Parameter der Komponente dar. Die in Abschnitt 3.2.9 beschriebene Notwendigkeit einer abschließenden stationären Modellkomponente bildet die Realität somit korrekt ab.

3.4.6 Leistungsbilanz an der Welle

Die Leistungsbilanz an der MGT-Welle errechnet sich nach Gleichung (3.51)

$$\Delta P_{\text{Welle}} = \eta_{\text{mech}} (P_V - P_T) - P_G. \quad (3.51)$$

Der mechanische Wirkungsgrad η_{mech} beinhaltet alle Verluste der mechanischen Leistungsübertragung. Wird die Leistungsbilanz ΔP_{Welle} der Turbec T100 in die Drehzahl-DGL aus Gleichung (3.25) eingesetzt, kann die Drehzahländerung der Welle, die beispielsweise durch die Änderung der Generatorleistung P_G hervorgerufen wird, berechnet werden. Die Dynamik dieser Drehzahl-DGL wird bestimmt durch das Massenträgheitsmoment J der Welle. Im erstellten Modell der MGT Turbec T100 wurde dieses Trägheitsmoment den Angaben des Herstellers entnommen.

Über den Drehstrom-Synchrongenerator mit rotierendem Permanentmagneten der T100 und der dazugehörigen Leistungselektronik (PE), bestehend aus Frequenzumrichtern und Regelungseinheit, wird die von der Welle abgegriffene mechanische Leistung P_G direkt vorgegeben. Dabei wird die hochfrequente Wechselspannung des Generators zunächst zu einer Gleichspannung mit regelbarem Nennstrom gleichgerichtet und anschließend mit einem Wechselrichter in eine 3-Phasen Wechselspannung umgewandelt. Durch diese Abfolge von Gleich- und Wechselrichter kann nach Gleichung (3.51) über eine PE-interne Regelung des Frequenzumrichters, die Drehzahl der Welle stufenlos eingestellt werden. Zusätzlich umfasst die Komponente noch einen Bremswiderstand, der ein schnelles Abbremsen der Welle im Fehlerfall ermöglicht.

Die elektrische Leistung, die vom Generator ins Stromnetz eingespeist, oder im stand-alone Betrieb von angeschlossenen Verbrauchern genutzt werden kann, berechnet sich nach

$$P_{\text{el}} = \eta_{\text{el}} P_G - P_{\text{Anlage}}. \quad (3.52)$$

Der elektrische Eigenbedarf der Anlage P_{Anlage} umfasst unter anderem die Stromversorgung der Gesamtsteuerung und die Leistungselektronik des Generators (PE). Mit dem Wirkungsgrad η_{el} und der Leistung P_{Anlage} sind somit alle auftretenden elektrischen Verluste der MGT beschrieben.

3.5 Modellierung der SOFC

Die wichtigsten instationären Phänomene einer SOFC sind der Wärmeübergang zwischen Gehäuse und Fluid, die Änderung der Gaszusammensetzung, die Diffusionsvorgänge in Anode, Kathode und Elektrolyt, sowie die Gasdynamik im Komponenten-volumen [82]. Werden alle in Abschnitt 3.2 aufgeführten dynamischen Vorgänge und somit auch die Änderung der Gaszusammensetzung nach Gleichung (3.10), im Modell abgebildet, sind abgesehen von den Diffusionsvorgängen alle instationären Phänomene einer SOFC erfasst. Die Diffusion wird nicht direkt in einer DGL betrachtet, geht aber in Form von Diffusionsverlusten in die Berechnungen der Zellspannung ein.

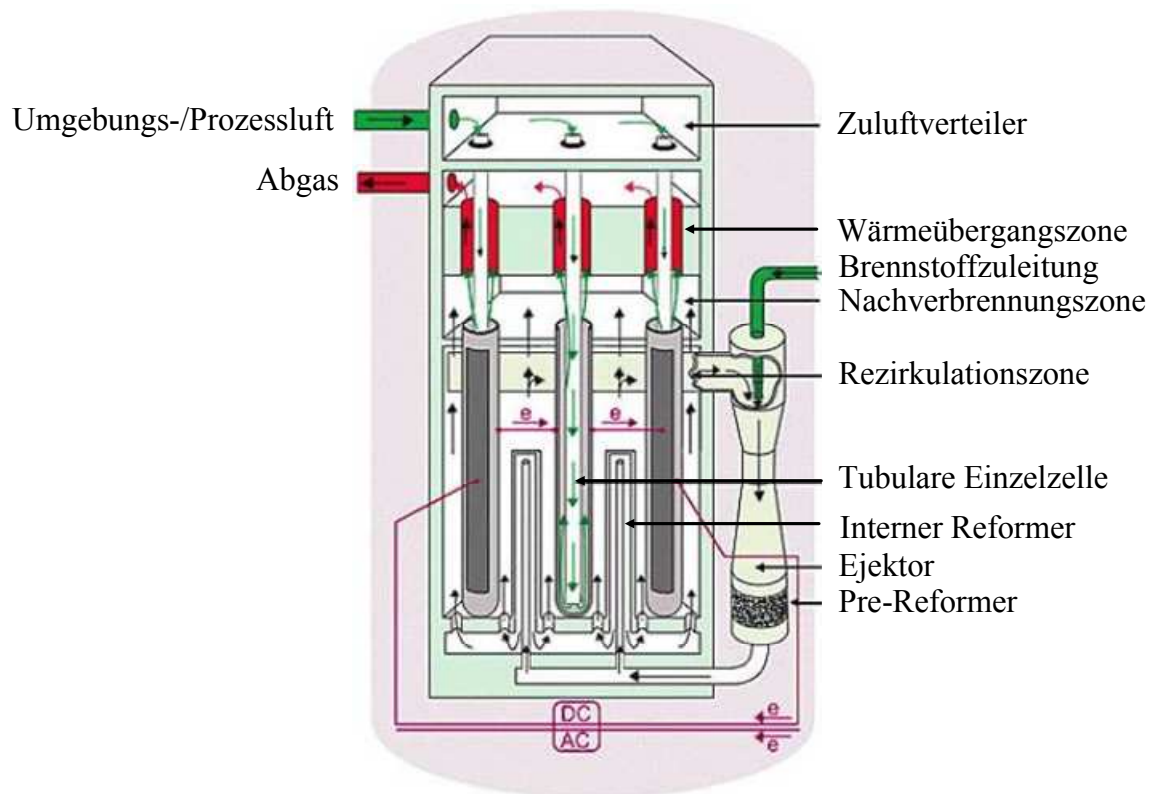


Abbildung 3.8: Schnittbild eines SOFC-Stacks [82].

In Abbildung 3.8 ist ein Schnittbild zum Aufbau und zur Funktionsweise eines tubularen SOFC-Stacks dargestellt. Im Stack wird die Zuluft auf die Zuleitungsrohre zu den tubularen Einzelzellen verteilt. Dann findet in der Wärmeübergangszone eine Erwärmung der Luft durch den Wärmeaustausch mit dem Prozessabgas statt. Bis zur Umlenkung der Zuluft am unteren Ende der Zulufttröhre heizt sich die Luft weiter auf und strömt danach parallel zu dem durch Pre-Reformer und internen Reformer aufbereiteten Brennstoff. Die eigentliche elektrochemische Umsetzung nach Gleichung (3.54) kann dann so lange ablaufen, bis der Brennstoff die Rezirkulationszone erreicht. Ein Teil des unverbrauchten Brennstoffes wird in den Anodenkreislauf zurück geleitet und im Ejektor mit frischem Brennstoff gemischt. In der Nachverbrennungszone wird der nicht rezirkulierende Anteil des unverbrauchten Brennstoffs mit der Abluft aus der Kathode gemischt und es kommt zu einer unregelmäßigen Verbrennung. Die Abwärme wird nicht nur zur Vorwärmung der Prozessluft genutzt, sondern gewährleistet auch die notwendige Betriebstemperatur des SOFC-Stacks. Nach dem Passieren der Wärmeübergangszone werden die Verbrennungsabgase aus dem Stack geleitet.

Für den Gasturbinenkreislauf ist in erster Linie das thermische Verhalten und die Gasdynamik im Volumen der SOFC nach Lastwechseln von Interesse. Genauso wichtig ist jedoch die durch das Manöver bedingte Veränderung der Gaszusammensetzung am SOFC-Ausgang und die aus beiden Vorgängen resultierende Rückwirkung auf die

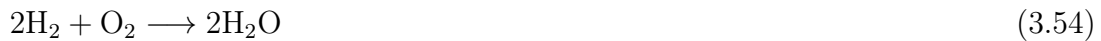
Gasturbine. Für die Abbildung dieses Verhaltens im Modell der SOFC werden folgende vereinfachende Annahmen getroffen [24, 78, 82, 22]:

- Als Brennstoff wird reines Methan an Stelle von Erdgas verwendet. Die Gaseigenschaften ändern sich dadurch nur geringfügig (siehe Tabelle 3.1), allerdings vereinfachen sich die Berechnungen innerhalb der SOFC wesentlich.
- Es findet keine elektrochemische Umsetzung von CO statt.
- Es wird innerhalb der SOFC stets ein konstanter Anteil von 65% des Anodenabgases in den Ejektor zurückgeführt. Dies ist jedoch nicht gleichbedeutend mit einem konstanten Rezirkulationsmassenstrom während transienter Manöver.
- Interaktionen zwischen den Einzelzellen werden nicht betrachtet, sondern es wird stellvertretend eine Röhre berechnet. Dabei wird keine Diskretisierung innerhalb der Zelle vorgenommen, allerdings wird für interne Berechnungen ein linearer Temperatur- und Druckverlauf angenommen.
- Als Folge der Berechnung lediglich einer Einzelzelle, wird auch nur eine einzige Zellspannung berechnet, die innerhalb des kompletten Stacks als konstant angesehen wird.
- Der komplette Reformationsvorgang wird in der tubularen Einzelzelle berechnet.
- Im Anodenkreislauf der SOFC werden drei chemische Reaktionen berücksichtigt, die in die DGL zur Änderung der molaren Volumenkonzentration nach Gleichung (3.10) eingehen. Dies sind die Reformations-Reaktion von Methan nach Gleichung (3.53), die elektrochemische Umsetzung von Wasserstoff und Sauerstoff (Gleichung (3.54)), sowie die Wasser-Gas-Shift-Reaktion nach Gleichung (3.55). Entsprechend wird auf der direkt in den GT-Prozess eingekoppelten Kathodenseite die durch die elektrochemische Umsetzung abnehmende Sauerstoffkonzentration berücksichtigt.
- Aufgrund der Aufenthaltszeiten im SOFC-Stack wird der kontinuierliche Wärmeausgleich zwischen Kathode und Anode als vollständig angesehen. Es gilt somit $T_{t_{aKat}} = T_{t_{aAn}}$.
- Durch die Mischung von unverbrauchtem Brennstoff mit der Abluft der Kathode in der Nachverbrennungszone findet dort ein Druckausgleich statt. Es wird angenommen, dass $p_{t_{aKat}} = p_{t_{aAn}}$ gilt.

Die Änderung der Gaszusammensetzung wird im vereinfachten Modell der SOFC durch die Reformierungs-Reaktion,



die elektrochemische Reaktion



und die Water-Gas-Shift Gleichgewichts-Reaktion beschrieben

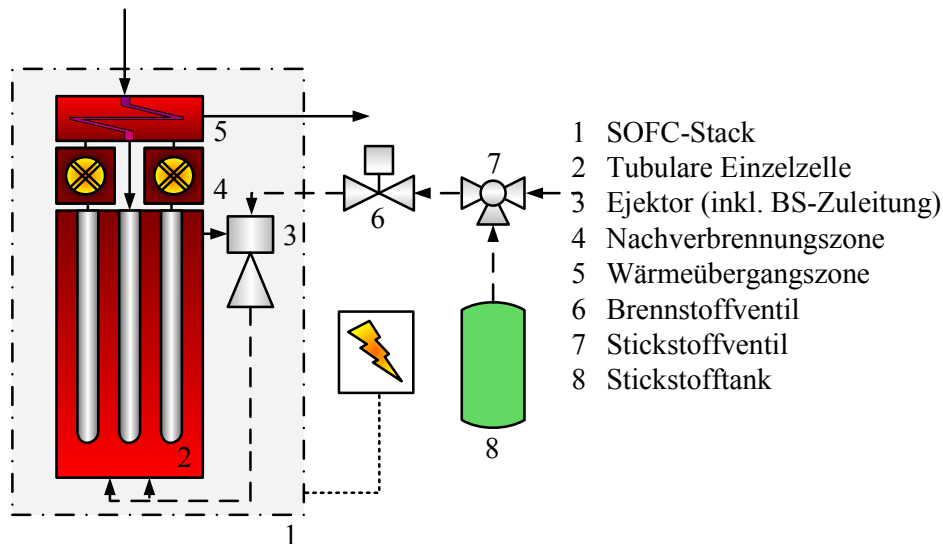


Abbildung 3.9: Modellkomponenten des SOFC-Stacks mit tubularem Design.

Die im Modell der SOFC abgebildeten Komponenten sind in Abbildung 3.9 dargestellt. Der komplette Brennstoffstrang, inklusive der N_2 -Zuleitung ist im Modell innerhalb des Ejektors abgebildet und berechnet.

3.5.1 Tubulare Einzelzelle

Die Berechnungen der tubularen Einzelzelle werden, entsprechend der Strömungsführung in Abbildung 3.8, in den zwei Komponenten Anode und Kathode durchgeführt. Zusätzlich zum Wärmeaustausch zwischen diesen Komponenten findet über den beide Komponenten verbindenden Elektrolyten ein Massenübergang statt. Dieser Massenstrom von der Kathode zur Anode wird durch die Diffusion des Reaktionsproduktes der Elektroden-Teilreaktion der Kathode (O^{2-} -Ionen) durch den Elektrolyten und den Elektronenrückfluss von der Anode zur Kathode über einen geschlossenen Stromkreis hervorgerufen. Daher wird dieser Massenübergang gemäß der elektrochemischen Bruttoreaktion (Gleichung (3.54)) als O_2 -Massenstrom bezeichnet.

Eine Schema des Modells der tubularen Einzelzelle ist in Abbildung 3.10 dargestellt. Das Modell zur Abbildung der Anode wird durch die berücksichtigten Reaktionen (Gleichungen (3.53) bis (3.55)) in drei Teile mit linearem Temperatur- und Druckverlauf aufgeteilt. Das stellt eine Erweiterung des aus Punktmassen bestehenden Modells

dar, in dem ansonsten per Definition in jeder Komponente eine konstante Temperatur und ein konstanter Druck herrschen. In Teil 1 der Anode findet die vollständige Re-

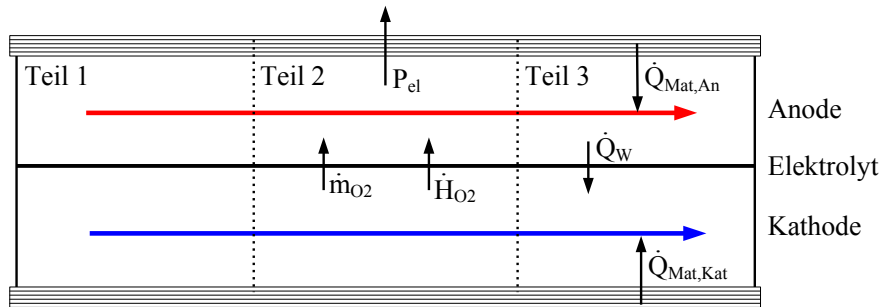


Abbildung 3.10: Tubulare Einzelzelle im Modell.

formierung des Brennstoffs nach Gleichung (3.53) statt. Als Temperatur und Druck in diesem ersten Teil werden die Eintrittsbedingungen von Anode bzw. Kathode verwendet.

Im mittleren Teil 2 der Zelle findet die elektrochemische Umsetzung gemäß Gleichung (3.54) statt, wodurch ein O_2 -Massenstrom von der Kathode zur Anode entsteht. Dieser Massenübergang von der Kathode zur Anode ist mit dem Enthalpiestrom \dot{H}_{O_2} verbunden. Die elektrochemische Reaktion findet nur statt, solange die elektrische Leistung P_{el} aus dem System abgeführt wird. Temperatur und Druck auf Anoden- und Kathodenseite in diesem zweiten Teil werden arithmetisch aus Eintritts- und Austrittszustand gemittelt. Die Elektrolytttemperatur in diesem Bereich wird durch eine weitere Mittelung der Temperaturen von Anode und Kathode in Teil 2 bestimmt.

Im abschließenden Teil 3 entsprechen Druck und Temperatur den in der Temperatur- und Druck-DGL berechneten Austrittszuständen von Anode bzw. Kathode. Aus der Annahme einer identischen Austrittstemperatur von Anode und Kathode folgt der dafür erforderliche Wärmestrom \dot{Q}_W zwischen beiden Komponenten. Zusätzlich wird sowohl auf Anoden- als auch auf Kathodenseite der Wärmeaustauschstrom $\dot{Q}_{Mat,i}$ berücksichtigt. Die Gaszusammensetzung am Anodenaustritt wird gemäß dem temperaturabhängigen Gleichgewicht der WGS-Reaktion nach Gleichung (3.55) berechnet. Entsprechend der Menge an reagierendem Sauerstoff, wird auch die Gaszusammensetzung am Austritt aus der Kathode neu berechnet.

Im Gegensatz zur Kathode und den restlichen Komponenten des SOFC-Modells, deren Gaszusammensetzungsvektor \vec{x}^m dem der MGT entspricht (siehe Gleichung (3.32)), wird im Anodenkreislauf nur ein vereinfachter Vektor verwendet. In den Modellkomponenten Anode und Ejektor kann mit den getroffenen Annahmen das Fluid mit folgendem Gaszusammensetzungsvektor beschrieben werden:

$$\vec{x}_{An}^m = \vec{x}_E^m = [x_{H_2O}^m, x_{H_2}^m, x_{CO}^m, x_{CO_2}^m, x_{CH_4}^m, x_{N_2}^m]. \quad (3.56)$$

Der in die Anode einströmende Massenstrom wird über deren Durchflusscharakteristik nach Gleichung (3.26) berechnet. Zusätzlich ist als einströmender Massenstrom

noch der O_2 -Massenstrom von der Kathode zu berücksichtigen. Damit gilt für die Massenbilanz der Anode im stationären Fall Gleichung (3.57)

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{e_{KF}} + \dot{m}_{O_2}. \quad (3.57)$$

Die Änderung der Gaszusammensetzung in der Anode wird mit einer DGL pro Gaskomponente des Gasvektors \vec{x}_{An}^m nach Gleichung (3.56) beschrieben. Das bedeutet, dass für jeden der sechs Stoffe eine DGL gemäß Gleichung (3.10) gelöst werden muss. Beispielsweise gilt für die Änderung des molaren Volumens von H_2

$$\frac{dc_{H_2}}{dt} = \frac{1}{V_{An}} (q_e c_{H_2e} - q_a c_{H_2} + 3\dot{r}_{ref} - \dot{r}_{el} + \dot{r}_{WGS}) \quad \text{mit } c_{H_2}(0) = c_{H_2_0}. \quad (3.58)$$

Die Zeitkonstante von Gleichung (3.58) wird, in gleicher Weise wie die Zeitkonstante der Druck-DGL, durch das Volumen der Anode V_{An} bestimmt. Neben dem ein- bzw. ausströmenden Volumenstrom q sind in Gleichung (3.58) die Reaktionsgeschwindigkeiten \dot{r}_i der beteiligten Reaktionen einzusetzen, die nach unterschiedlichen Ansätzen zu berechnen sind.

Für die Reaktionsgeschwindigkeit \dot{r}_{ref} der Reformierungsreaktion in Teil 1 der Anode (siehe Abbildung 3.10) wird ein kinetischer Ansatz nach Rechenauer ([82, 1]) verwendet

$$\dot{r}_{ref} = 4274e^{-\left(\frac{82000}{\mathcal{R}T_{te_{An}}}\right)} x_{CH_4e_{An}}^n \frac{p_{te_{An}}}{10^5 [Pa]} A_{el}. \quad (3.59)$$

Als elektrisch aktive Fläche einer Einzelzelle in Gleichung (3.59) kann $A_{el} = 0,0834 \text{ m}^2$ gesetzt werden [82].

Es wird angenommen, dass sich das Gasgemisch am Anodenausgang im Gleichgewicht der WGS-Reaktion nach Gleichung (3.55) befindet. Die Gleichgewichtskonstante K_{WGS} dieser Reaktion wird über die Änderung der Standard Gibbs Energie [63] berechnet (Gleichung 3.60))

$$\ln(K_{WGS}) = -\frac{G^0(H_2) + G^0(CO_2) - G^0(CO) - G^0(H_2O)}{\mathcal{R}T_{ta_{An}}}, \quad (3.60)$$

wobei $G^0(i) = M_i (h_i(T) - T s_i(T))$. Über den Zusammenhang $K_{WGS} = \frac{x_{CO_2}^n x_{H_2}^n}{x_{CO}^n x_{H_2O}^n}$ ergibt sich mit Gleichung (3.60) für die temperaturabhängige Reaktionsgeschwindigkeit der WGS-Reaktion

$$\dot{r}_{WGS}(T_{ta_{An}}) = 10 \left(x_{CO_{a_{An}}}^n x_{H_2O_{a_{An}}}^n - \frac{x_{CO_{2a_{An}}}^n x_{H_{2a_{An}}}^n}{K_{WGS}(T_{ta_{An}})} \right). \quad (3.61)$$

Der Faktor 10 in Gleichung (3.61) bewirkt, dass sich die Reaktion in der Simulation schneller ihrem Gleichgewicht nähert. Prinzipiell könnte der Faktor beliebig groß gewählt werden, allerdings können dann numerische Probleme bei der Simulation auf-

treten [82].

Die Geschwindigkeit der elektrochemischen Umsetzung \dot{r}_{el} wird aus der Stromdichte der Einzelzelle j mit der Faraday-Konstante $\mathcal{F} = 96485 \text{ C/mol}$ berechnet zu

$$\dot{r}_{\text{el}} = \frac{j A_{\text{el}}}{2 \mathcal{F}}. \quad (3.62)$$

Die Stromdichte wird aus der abgeführten elektrischen Leistung einer Zelle abgeleitet.

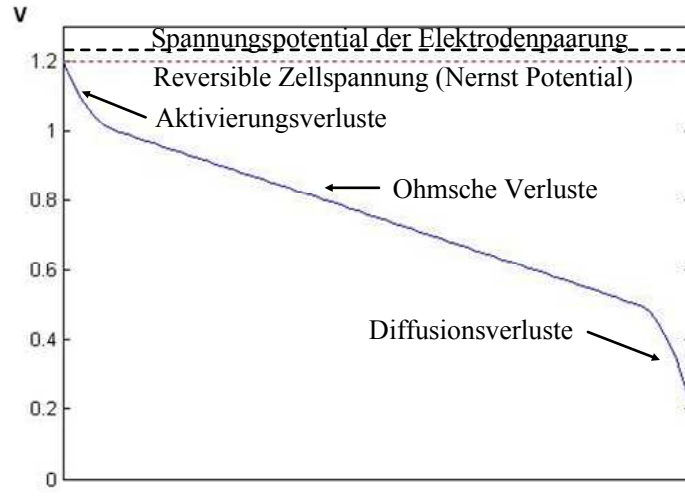


Abbildung 3.11: Idealierte Spannungs-Strom-Kennlinie einer SOFC-Einzelzelle [19].

Spannung und Stromstärke einer Brennstoffzelle sind über die elektrische Leistung und über die Abhängigkeit der Zellspannung von Stromstärke, Temperaturen, (Partial-)Drücken, Gaszusammensetzung und verwendeten Materialien bestimmt. Die zugehörige Spannungs-Strom-Kennlinie ist beispielhaft in Abbildung 3.11 dargestellt. Die tatsächliche Spannung $\mathcal{U}_{\text{Zelle}}$ ergibt sich aus der Differenz der reversiblen Zellspannung abzüglich ohmscher Verluste sowie Aktivierungs- und Diffusionsverlusten zu

$$\mathcal{U}_{\text{Zelle}} = \mathcal{U}_{\text{rev}} - \xi_{\Omega} - \xi_{\text{act}} - \xi_{\text{diff}}. \quad (3.63)$$

Dabei dominieren im niedrigen Bereich der Stromstärke die Aktivierungs- (ξ_{act}) und bei großer Stromstärke die Diffusionsverluste ξ_{diff} (siehe Abbildung 3.11). Die ohmschen Verluste ξ_{Ω} nehmen mit der Stromstärke linear zu.

Die reversible Zellspannung \mathcal{U}_{rev} als Maß für das reversible Potential wird mit der Nernstschen Gleichung (3.64) berechnet

$$\mathcal{U}_{\text{rev}} = \mathcal{U}_0 - \frac{\mathcal{R}T}{2\mathcal{F}} \ln \left(\frac{x_{\text{H}_2\text{O}}^n}{x_{\text{H}_2}^n} \sqrt{\frac{10^5 [\text{Pa}]}{x_{\text{O}_2}^n \bar{p}_{\text{tKat}}}} \right). \quad (3.64)$$

Hierbei ist \bar{p}_{tKat} in Teil 2 der Anode gemäß den Annahmen mit $\bar{p}_{\text{tKat}} = 0,5 (p_{\text{taKat}} + p_{\text{teKat}})$

zu bestimmen. Für das theoretisch erreichbare Spannungspotential \mathcal{U}_0 der Elektronenpaarung einer Brennstoffzelle in Gleichung (3.64) gilt

$$\mathcal{U}_0 = -\frac{G^0(\text{H}_2\text{O}) - 0,5G^0(\text{O}_2) - G^0(\text{H}_2)}{2\mathcal{F}}. \quad (3.65)$$

Da die Verlustspannungen ξ_i auch bei vorgegebener Stromdichte j , beispielsweise aus den Butler-Volmer-Gleichungen für Anode und Kathode [82], nur iterativ zu bestimmen sind, werden diese im Vorfeld berechnet und in mehrdimensionalen Kennfeldern abgelegt. Die Formeln der verwendeten Ansätze für die einzelnen Verlustterme sind umfangreich und deren Herleitung geht über den angestrebten vereinfachten Modellierungsansatz hinaus. Aus diesem Grund sind die einzelnen Terme nicht explizit aufgeführt. Nähere Angaben dazu finden sich beispielsweise in [82, 81].

Insgesamt ergeben sich folgende Abhängigkeiten der Zellspannung im Modell

$$\mathcal{U}_{\text{Zelle}} = f(P_{\text{el}}, j, T_{\text{teAn}}, T_{\text{taAn}}, T_{\text{teKat}}, p_{\text{teAn}}, p_{\text{taAn}}, \vec{x}_{\text{eAn}}^{\text{m}}, \vec{x}_{\text{eKat}}^{\text{m}}, \dot{r}_{\text{WGS}}). \quad (3.66)$$

Zusammen mit der elektrischen Leistung und A_{el} liegt damit die Stromdichte j fest, und mit Gleichung (3.62) auch die Reaktionsgeschwindigkeit der elektrochemischen Umsetzung \dot{r}_{el} .

Die instationäre Energiebilanz der Modellkomponente wird für alle drei in Abbildung 3.10 dargestellten Teile der Anode zusammen aufgestellt und es gilt nach Gleichung (3.19)

$$\dot{W}_{\text{tech}} + \dot{Q}_{\text{Mat}} = \underbrace{\dot{m}_{\text{O}_2} h_{\text{O}_2} \left(\frac{T_{\text{teKat}} + T_{\text{taKat}}}{2} \right)}_{\dot{H}_{\text{O}_2}} - \underbrace{\mathcal{U}_{\text{Zelle}} j A_{\text{el}}}_{P_{\text{el}}} - \dot{Q}_{\text{W}} + \dot{Q}_{\text{MatAn}}, \quad (3.67)$$

Der Wärmestrom \dot{Q}_{W} umfasst den stationären Wärmeaustausch zwischen Anode und Kathode, über den der vollständige Wärmeausgleich innerhalb des SOFC-Stacks abgebildet wird. Im Modell wird dieser Wärmestrom über eine lineare Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz nach Gleichung (3.68)

$$\dot{Q}_{\text{W}} = \gamma(T_{\text{taAn}} - T_{\text{taKat}}) \quad (3.68)$$

berechnet. In der Simulation wird der Faktor $\gamma = 10^5$ gewählt, um die stationäre Bedingung mit einer Abweichung kleiner $1K$ zu erreichen. Neben dem bereits aufgeführten Volumen V_{An} der Anode, wird die Dynamik der Komponente im Modell durch die Lastabnahme P_{el} , die Zeitkonstante τ_{MatAn} und das den Wärmeübergang \dot{Q}_{MatAn} bestimmende Produkt aus Wärmeübergangskoeffizient α_{MatAn} und Fläche A_{MatAn} beschrieben.

Entsprechend zur Anode sind auch in der Kathode der aus der elektrochemischen Umsetzung resultierende Massenstrom \dot{m}_{O_2} und der damit verbundene Enthalpiestrom \dot{H}_{O_2} in der Massen- bzw. in der Energiebilanz berücksichtigt. Die Änderung der Gas-

zusammensetzung durch die Reaktion des Sauerstoffs geht ebenfalls in die Energiebilanz durch eine Änderung der spezifischen Enthalpie $h(T_{t_{\text{aKat}}}, \vec{x}_{\text{aKat}}^{\text{m}})$ mit ein. Zur Berechnung von $\vec{x}_{\text{aKat}}^{\text{m}}$ ist ein explizites Lösen einer DGL nach Gleichung (3.10) nicht notwendig, da \dot{m}_{O_2} direkt aus Gleichung (3.62) bestimmt werden kann, und damit auch $\vec{x}_{\text{aKat}}^{\text{m}}$ unmittelbar gegeben ist.

Der in die Kathode einströmende Luftmassenstrom \dot{m}_{eKF} wird in jedem Zeitschritt aus dem bekannten Druckverhältnis $\frac{p_{t_{\text{aKat}}}}{p_{t_{\text{eKat}}}}$ mit der Durchflusscharakteristik nach Gleichung (3.26) bzw. (3.27) bestimmt. Die Fläche A_{effKat} wird aus Messdaten bzw. aus Simulationen mit höherwertigen Modellen abgeleitet. In gleicher Weise wird mit den die Dynamik der Kathode bestimmenden Parametern V_{Kat} , τ_{MatKat} und $\alpha_{\text{MatKat}} A_{\text{MatKat}}$ umgegangen.

3.5.2 Ejektor

Für die Ejektor-Modellierung ist der einströmende, im Anodenkreislauf rezirkulierende Massenstrom bekannt. Er muss damit nicht aus einem Kennfeld oder einer Durchflusscharakteristik abgeleitet werden. Für den rezirkulierten Massenstrom gilt Gleichung (3.69)

$$\dot{m}_{\text{rez}} = \dot{m}_{\text{e,E}} = f_{\text{rez}} \dot{m}_{\text{aAn}} = f_{\text{rez}} (\dot{m}_{\text{rez}} + \dot{m}_{\text{eAn} \rightarrow \text{NVZ}}). \quad (3.69)$$

Dabei wird $f_{\text{rez}} = 0,65$ angenommen. Die Größe $\dot{m}_{\text{eAn} \rightarrow \text{NVZ}}$ in Gleichung (3.69) bezeichnet den von der Anodenseite in die Nachverbrennungszone einströmenden Massenstrom. Daraus folgt Gleichung (3.70)

$$\dot{m}_{\text{rez}} = \left(\frac{f_{\text{rez}}}{1 - f_{\text{rez}}} \right) \dot{m}_{\text{eAn} \rightarrow \text{NVZ}}. \quad (3.70)$$

In die Massenbilanz des Ejektors gehen neben dem rezirkulierenden und dem ausströmenden Massenstrom noch Brennstoff-, und, je nach Betriebszustand der SOFC, Stickstoff- und Wasserdampfmassenstrom mit ein. Die Massenbilanz ergibt sich damit zu

$$\frac{dm_{\text{E}}}{dt} = \dot{m}_{\text{rez}} + \dot{m}_{\text{BS}} + \dot{m}_{\text{N}_2} + \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} - \dot{m}_{\text{aE}}. \quad (3.71)$$

Die mit den von außerhalb der Systemgrenze eintretenden Massenströmen einhergehende Energiezufuhr wird in der Energiebilanz entsprechend berücksichtigt. Für die Leistung \dot{W}_{tech} des Ejektors in Gleichung (3.19) gilt somit Gleichung (3.72)

$$\dot{W}_{\text{tech}} = \dot{m}_{\text{BS}} h(T_{t_{\text{BS}}}, \vec{x}_{\text{BS}}^{\text{m}}) + \dot{m}_{\text{N}_2} h_{\text{N}_2}(T_{t_{\text{N}_2}}) + \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} h_{\text{H}_2\text{O}}(T_{t_{\text{H}_2\text{O}}}). \quad (3.72)$$

Die Gaszusammensetzung am Ejektoraustritt berechnet sich mithilfe von Gleichung (3.61), wobei die temperaturabhängige Gleichgewichtskonstante $K_{\text{WGS}}(T_{t_{\text{aE}}})$ zunächst aus einem Kennfeld basierend auf Gleichung (3.60) ausgelesen wird. Die Zusammen-

setzung befindet sich für $\dot{r}_{\text{WGS}} = 0$ im Gleichgewicht der WGS-Reaktion. Es wird eine ideale Mischung der in den Ejektor einströmenden Massenströme angenommen. Damit ergibt sich auch direkt die molare Gaszusammensetzung \vec{x}_{mixE}^n der gemischten Massenströme. Ausgehend von dieser Gaszusammensetzung ist der Stoffmengenanteil f jeder Gaskomponente zu bestimmen, der bis zum Erreichen des Gleichgewichtszustands am Ejektoraustritt gemäß Gleichung (3.55) reagiert. Dazu sind die Substitutionen $x_{\text{CO}_{\text{aE}}}^n = (x_{\text{CO}_{\text{mixE}}}^n - f)$, $x_{\text{H}_2\text{O}_{\text{aE}}}^n = (x_{\text{H}_2\text{O}_{\text{mixE}}}^n - f)$, $x_{\text{CO}_2\text{aE}}^n = (x_{\text{CO}_2\text{mixE}}^n + f)$ und $x_{\text{H}_2\text{aE}}^n = (x_{\text{H}_2\text{mixE}}^n + f)$ durchzuführen und es ist folgende quadratische Gleichung zu lösen

$$(x_{\text{CO}_2\text{mixE}}^n + f)(x_{\text{H}_2\text{mixE}}^n + f) - K_{\text{WGS}}(x_{\text{CO}_{\text{mixE}}}^n - f)(x_{\text{H}_2\text{O}_{\text{mixE}}}^n - f) = 0. \quad (3.73)$$

Das transiente E/A-Verhalten des Ejektors wird durch das Volumen V_E (siehe Gleichung (3.20)), sowie durch die Zeitkonstante τ_{MatE} und das Produkt $\alpha_{\text{MatE}} A_{\text{MatE}}$ beschrieben, die den instationären Wärmeaustausch zwischen Fluid und Komponentenmasse nach den Gleichungen (3.21) und (3.23) definieren.

3.5.3 Nachverbrennungszone

Durch die Mischung der austretenden Ströme von Anode und Kathode in der Nachverbrennungszone findet hier ein Druckausgleich statt, d.h. $p_{\text{taAn}} = p_{\text{taKat}}$. Damit dies im Modell gewährleistet ist, kann der in die Nachverbrennungszone von der Anodenseite her einströmende Massenstrom nicht über eine Durchflusscharakteristik mit fester Fläche A_{eff} berechnet werden, da ansonsten die Druckausgleichsbedingung nicht zwingend erfüllt ist. Der Massenstrom $\dot{m}_{\text{eAn} \rightarrow \text{NVZ}}$ wird stattdessen über einen vereinfachten Ansatz der Impulsbilanz berechnet [34]:

$$\sum F = \dot{m}_{\text{a}} v_{\text{a}} - \dot{m}_{\text{e}} v_{\text{a}} + A_{\text{a}} p_{\text{a}} - A_{\text{e}} p_{\text{e}}. \quad (3.74)$$

Für eine Strömung in einem Rohr mit konstantem Querschnitt ($A_{\text{a}} = A_{\text{e}}$), mit $v_{\text{a}} = v_{\text{e}} = v$ und $\frac{dm}{dt} = \sum_i \dot{m}_i$ ergibt sich daraus

$$\frac{dm}{dt} v = A (p_{\text{e}} - p_{\text{a}}) + \sum F. \quad (3.75)$$

Mit der Beziehung $\frac{dm}{dt} v = \frac{d\dot{m}}{dt} L$, der Gültigkeit von Gleichung (3.4) in Modell und der Formulierung der Reibungsverlustkräfte über den aus den Verlusten resultierenden Druckverlust $\Delta_p = \frac{p_{\text{tares}}}{p_{\text{te}}}$ lässt sich Gleichung (3.75) für die Nachverbrennungszone zu

$$\frac{d\dot{m}_{\text{eAn} \rightarrow \text{NVZ}}}{dt} = \left(\frac{A}{L} \right)_{\text{An} \rightarrow \text{NVZ}} (\Delta_p p_{\text{taAn}} - p_{\text{taNVZ}}) \quad (3.76)$$

formulieren. Der Druckverlust Δ_p ist in jedem Simulationsschritt bekannt, da aufgrund des angenommenen Druckausgleichs in der Nachverbrennungszone $p_{\text{taAn}} = p_{\text{taKat}} =$

$p_{t_{eNVZ}}$ gilt, d.h. $\Delta_p = \frac{p_{taNVZ}}{p_{taKat}}$. Der Quotient $\frac{A}{L}$ in Gleichung (3.75) ist so zu wählen, dass sich die Annahme des Druckausgleichs schnellstmöglich einstellt. Der sich aus dem Quotienten ergebende Faktor kann prinzipiell beliebig groß sein, allerdings können dann numerische Probleme bei der Simulation auftreten [82]. Damit liegt neben dem einströmenden Massenstrom von der Anode in die Nachverbrennungszone, über Gleichung (3.70) auch der einströmende Massenstrom in den Ejektor fest.

Bis auf die abweichende Bestimmung des einströmenden Massenstroms wird die Nachverbrennungszone als Brennkammer gemäß Abschnitt 3.4.3 modelliert. Um die ebenfalls als vollständig angenommene Verbrennung des Anodenabgases berechnen zu können, ist die Verbrennungsreaktion nach Gleichung (3.44) lediglich um



zu ergänzen. Alle dynamischen Eigenschaften der NVZ werden in gleicher Weise modelliert wie die der Brennkammer aus Abschnitt 3.4.3.

3.5.4 Wärmeübertragungszone

Die Wärmeübertragungszone wird als Rekuperator modelliert, dessen Kaltgas-Seite dem Eintrittsstrang in die SOFC entspricht und das austretende Abgas der Nachverbrennungszone als Heissgas-Seite abgebildet wird. Entsprechend gelten die Gleichungen und Bemerkungen aus Abschnitt 3.4.2 auch für die Wärmeübertragungszone.

3.6 Modellierung der Kopplungselemente

Gemäß Abbildung 2.5 werden als Kopplungselemente das zur Verbindung der Komponenten MGT und SOFC notwendige Rohrleitungssystem und die zur Regelung des Luftmassenstroms im System verwendeten Ventile bezeichnet. In jedem Ventil ist ein dynamischer und in jedem Rohrstück ein stationärer Anteil zu berücksichtigen. Um die Anzahl der Zustände im Modell möglichst gering zu halten, wird vereinfachend ein Ventil als rein stationäres und ein Rohrstück als rein dynamisches Element abgebildet.

Im gekoppelten Gesamtmodell ist jedoch die in Abschnitt 3.2.8 beschriebene, für den Modellierungsansatz zwingend notwendige, alternierende Abfolge von stationären und dynamischen Elementen zu beachten. Für die Regelung ist die Abbildung aller Ventile als stationäre Komponenten des Modells unerlässlich. Das nachfolgende Rohrstück muss dann als rein dynamisches Element modelliert werden. Das bedeutet, dass der Druckverlust im Rohr nicht durch ein eigenständiges stationäres Element, wie beispielsweise bei der Modellkomponente Brennkammer, abgebildet werden kann, da ansonsten keine alternierende Abfolge von stationären und dynamischen Elementen gegeben wäre. Der im Verhältnis meist deutlich kleinere Druckverlust des Rohrstücks kann jedoch mit dem Druckverlust des Ventils zu einer gemeinsamen Durchflusscharakteristik nach Gleichung (3.26) bzw. (3.27) zusammengefasst werden. Die einzig not-

wendige Erweiterung der Gleichungen, ist die Abhängigkeit der effektiv durchströmten Fläche von der Ventilposition, d.h. vom Stellsignal u der Regelung. Damit gilt

$$A_{\text{eff}} = f(u). \quad (3.79)$$

Die Dynamik im Rohrstück wird vereinfachend ohne den instationären Wärmeübergang beschrieben. Damit charakterisiert die Temperatur-DGL nach Gleichung (3.19) und die Druck-DGL nach Gleichung (3.20) das instationäre E/A-Verhalten eines Rohrstücks im Modell. Dabei ist auch mehr als ein einströmender Massenstrom, in Verbindung mit der Berechnung der ausströmenden Gaszusammensetzung basierend auf einer idealen Durchmischung der Ströme, möglich.

4 Validierung

4.1 Validierung des MGT-Modells

Da im Rahmen des Forschungsprojekts eine MGT Turbec T100 beschafft und instrumentiert wurde, kann das Modell, das in Abschnitt 3.4 beschrieben wird, mithilfe einer umfangreichen Datenbasis aus Messdaten validiert werden. Aufgrund der kontinuierlichen Datenaufzeichnung auch während Lastwechsellvorgängen kann diese Validierung nicht nur für stationäre Punkte, sondern auch für instationäre Manöver durchgeführt werden.

4.1.1 Instrumentierung der T100

Eine Identifikation der stationären und der instationären Modellparameter ist nur möglich, wenn alle Ein- und Ausgangsgrößen bekannt sind. Zustände die nicht direkt gemessen werden sind aus anderen Messdaten zu berechnen. Die Instrumentierungsebenen der T100, in denen in erster Linie Temperaturen und Drücke, aber auch Massenströme, Drehzahl und Leistung gemessen werden, sind in Abbildung 4.1 dargestellt. Die Positionen der Meßfühler in den jeweiligen Ebenen sind dabei durch die konstruktiven Randbedingungen der T100 vorgegeben. Somit ist eine Positionierung für eine Massen- oder Flächenmittelung nicht möglich gewesen. Werden in einer Ebene mehrere Temperaturen oder Drücke gemessen werden, wird der Zustand in dieser Ebene durch die Bildung des arithmetischen Mittelwerts bestimmt. In den einzelnen Ebenen in Abbildung 4.1 werden folgende Zustände, bzw. sonstige zur Identifikation benötigten Systemparameter gemessen:

Ebene a: Verdichtereintritt Die Messung des Umgebungszustands, z.B. die direkte Messung des Umgebungsdrucks über ein Barometer, ist aufgrund der Einbausituation bzw. der Strömungsführung nicht möglich. Der Eintrittszustand in den Verdichter wird aus gemessenen drei Totaltemperaturen und zwei Totaldrücken bestimmt. Zusätzlich wird hier die relative Luftfeuchte φ_r gemessen. Mit der Luftfeuchte liegt die Gaszusammensetzung bis zur Brennkammer fest. Da die Verbrennung als vollständig angenommen wird, ist $x^{\vec{m}}$ auch nach der Brennkammer bekannt. Eine weitere Messung der die Gaszusammensetzung bestimmender Parameter ist daher nicht mehr notwendig.

Ebene b: Verdichteraustritt Direkt am Verdichteraustritt werden jeweils zwei Totaltemperaturen und -drücke gemessen. Da die Daten von Ebene a und b zur Skalierung des Verdichterkennfelds verwendet werden, ist es entscheidend, dass

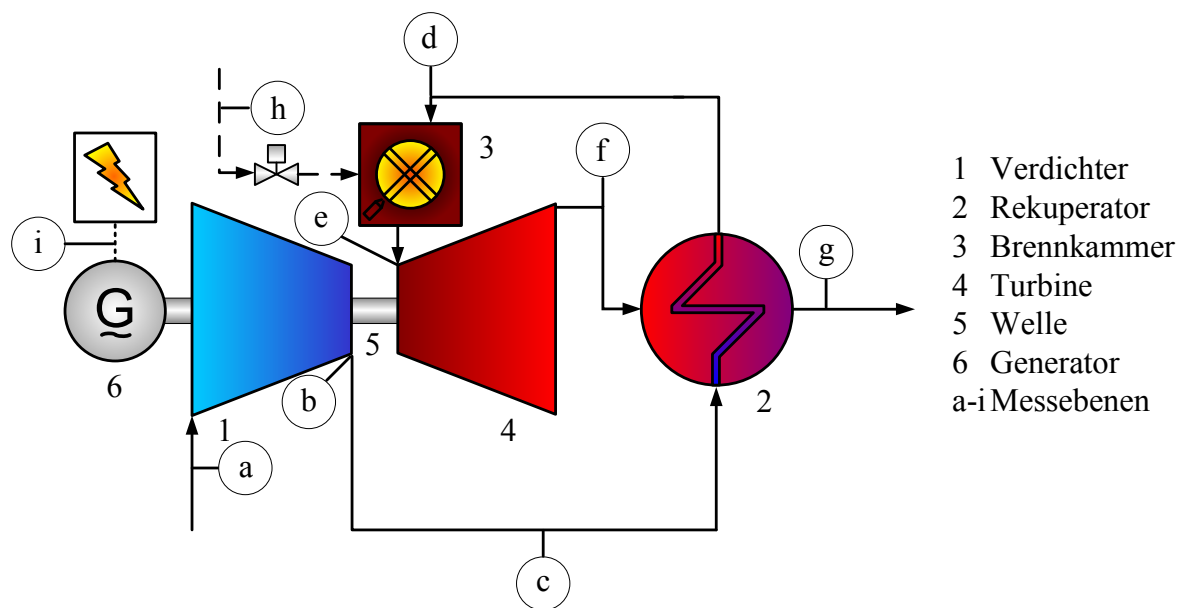


Abbildung 4.1: Instrumentierungsebenen der Mikrogasturbine Turbec T100.

in der verbauten Instrumentierung beide Zustände direkt vor bzw. direkt nach dem Verdichter gemessen werden.

Ebene c: Massenstrommessung Der Luftmassenstrom wird unter anderem für die Skalierung der Kennfelder von Verdichter und Turbine benötigt. Er wird zwischen Verdichter und Rekuperator mithilfe einer Coriolis-Massenstrommessung bestimmt.

Ebene d: Brennkammereintritt Aus der Messung von jeweils zwei Totaldrücken und -temperaturen wird der Eintrittszustand in die Brennkammer bestimmt. Die komplette Zustandsänderung zwischen Ebene b und Ebene d wird mit dem Rekuperatormodell beschrieben. Der Druckverlust der Rohrleitungen vom Verdichter zum Rekuperator und vom Rekuperator zur Brennkammer wird in der Durchflusscharakteristik des Rekuperatormodells berücksichtigt.

Ebene e: Turbineneintritt Die konstruktive Anordnung von Brennkammer und Turbine macht eine Messung der Totalzustände in dieser Ebene nahezu unmöglich. So wird hier lediglich ein statischer Druck gemessen. Der Totaldruck wird aus dieser Messung abgeschätzt. Die für die Skalierung des Turbinenkennfeldes benötigte Turbineneintrittstemperatur wird über die Energiebilanz der Brennkammer bestimmt.

Ebene f: Turbin austritt Der Austrittszustand aus der Turbine wird in der Ebene bestimmt, in der auch die Serieninstrumentierung der T100 die für die Regelung der MGT wichtige Turbin austrittstemperatur (Turbine Outlet Temperature,

TOT) erfasst. Die zusätzliche Instrumentierung umfasst die Messung von zwei Totaltemperaturen und einem Totaldruck.

Ebene g: Austritt aus der Heissgas-Seite des Rekuperators Der Zustand am Austritt des Rekuperators wird an dieser Stelle aus der Messung von zwei Totaltemperaturen und einem Totaldruck bestimmt. Der statische Druck in dieser Ebene entspricht dem in Ebene a gemessenen Druck.

Ebene h: Brennstoffzufuhr In der Erdgaszuleitung wird neben dem Brennstoffmassenstrom auch die Totaltemperatur des Brennstoffs gemessen.

Ebene i: Drehzahl und Leistung werden mit Hilfe der Serieninstrumentierung bestimmt.

Das Versuchsprogramm umfasste das Anfahren von einzelnen Lastpunkten, dem Verharren in diesen Punkten zur Bestimmung des sich einstellenden stationären Zustandes, der Vorgabe von unterschiedlich großen Lastsprüngen in beide Richtungen und damit dem Erfassen der transienten Übergänge zwischen Start- und Endpunkt.

Als Messunsicherheit der Temperaturmessung ist die Summe der Messunsicherheit der verwendeten Thermoelemente (Typ K und Typ N) und der anschließenden A/D-Wandlung und liegt in der Summe bei maximal ± 3 K. Für die Coriolis-Massenstrommessung liegt die Messunsicherheit bei 3 % und für die verwendeten Druckscanner bei 0,2 %, d.h. maximal rund 0,01 bar. Die Messunsicherheit der Serieninstrumentierung liegt für die verwendeten Größen Drehzahl und Leistung unter 1 %. Damit ist die Messunsicherheit der Massenstrommessung am größten, während die statischen Drücke und Totaldrücke bei der verwendeten Instrumentierung die kleinste Messunsicherheit aufweisen.

4.1.2 Stationäre Validierung des MGT-Modells

Zur stationären Validierung des MGT-Modells wird eine Datenbasis bestehend aus über 50 stationären Lastpunkten verwendet. Diese Lastpunkte wurden mit der in Abschnitt 4.1.1 beschriebenen Instrumentierung an verschiedenen Versuchstagen, d.h. bei unterschiedlichen Umgebungsbedingungen, aufgezeichnet. Ausgehend von dieser umfangreichen Datenbasis sind zunächst mit Hilfe des Leistungsrechnungsprogramms SAEPP die vom Hersteller zur Verfügung gestellten Kennfelder von Verdichter und Turbine auf die Messdaten neu skaliert worden [6, 45]. Dies wurde notwendig, da die Kennfelder zwar experimentell bestimmt wurden, es sich bei diesen aber um Komponenten einer älteren Baureihe handelt. Und selbst bei identischen Baureihen machen sich Fertigungstoleranzen in leicht unterschiedlichen Kennfeldern bemerkbar.

Neben der Skalierung der Kennfelder von Verdichter und Turbine sind mithilfe der Messdaten weitere stationäre Modellparameter zu bestimmen, wie beispielsweise die effektiv durchströmte Fläche der Austrittsleitung. Um den Einfluss von Messfehlern

auf diesen, den Betriebspunkt der Gasturbine maßgeblich festlegenden Parameter möglichst gering zu halten, wird bei der stationären Validierung stets der komplette MGT-Kreislauf mit dem Leistungsrechnungsprogramm nachgerechnet. Die so über alle Betriebspunkte gemittelte Fläche \tilde{A}_{eff} wird in der Modellkomponente verwendet.

Für das in Abschnitt 3.4.2 beschriebene Modell des Rekuperators sind im Rahmen der Validierung neben dem thermischen Austauschgrad η_{th} auch die Durchflusscharakteristiken von Kaltgas- und Heissgasseite zu bestimmen. Für η_{th} ist das Ergebnis in Abbildung 4.2 dargestellt. Die Abbildung zeigt die normierte Darstellung des

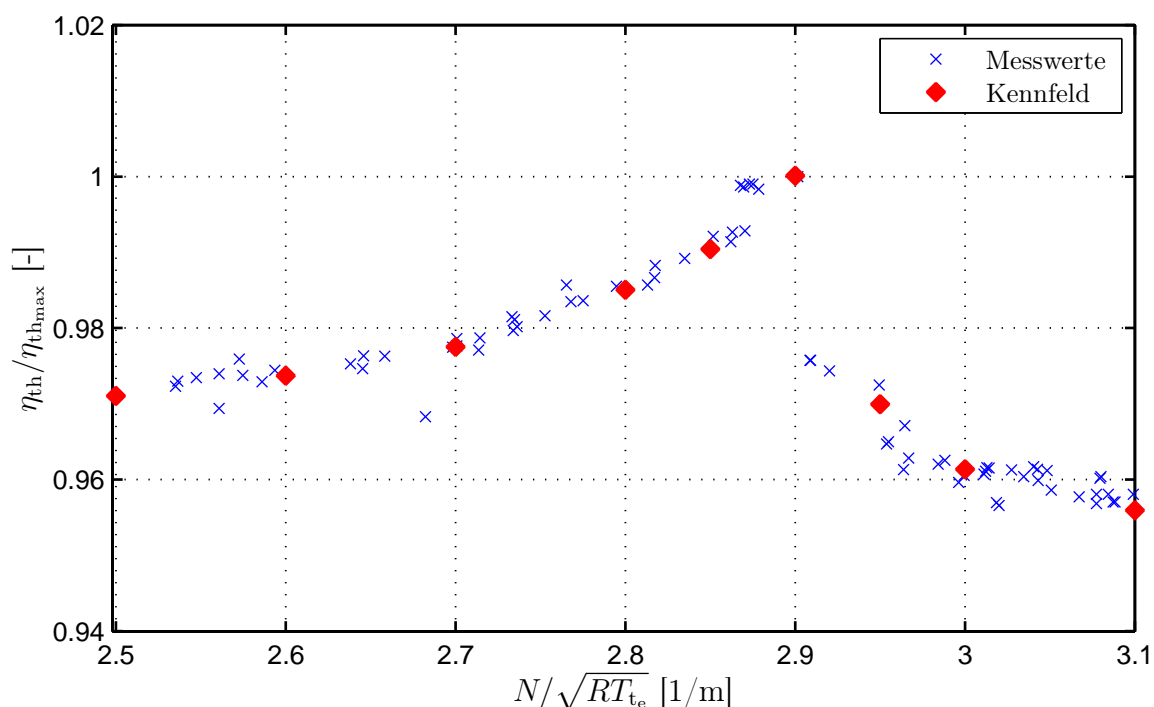


Abbildung 4.2: Identifiziertes und normiertes η_{th} -Kennfeld des Rekuperators.

Wirkungsgrads über dem Drehzahlparameter. Mit zunehmendem Drehzahlparameter steigt η_{th} zunächst bis zu seinem Maximalwert im Auslegungspunkt des Rekuperators an. Aufgrund der höheren Geschwindigkeiten, und der damit verbundenen verkürzten Aufenthaltszeit im Rekuperator, nimmt der Wirkungsgrad bis zum Volllastpunkt der MGT dann wieder ab. Bis auf wenige Messpunkte kann der Verlauf von η_{th} durch das an einigen Punkten exemplarisch dargestellte Kennfeld mit Abweichungen unter 1 % beschrieben werden. Der Verlauf des normierten Wirkungsgrades ist in Abbildung 4.3 über der dimensionslosen Größe $\alpha_{\text{Mat}}A_{\text{Mat}}/(\dot{m}c_p)_{\text{RK}}$ dargestellt [28]. Hier liegen die Messwerte mit einem Drehzahlparameter größer 2,9 in direkter Verlängerung der Messwerte mit $\frac{N}{\sqrt{RT_{te}}} < 2,9$. Obwohl diese Darstellung plausibler ist als die in Abbildung 4.2 dargestellte, wird im Modell η_{th} in Abhängigkeit von $\frac{N}{\sqrt{RT_{te}}}$ abgelegt, da der Drehzahlparameter in jedem Zeitschritt direkt aus Zustandsgrößen berechnet werden

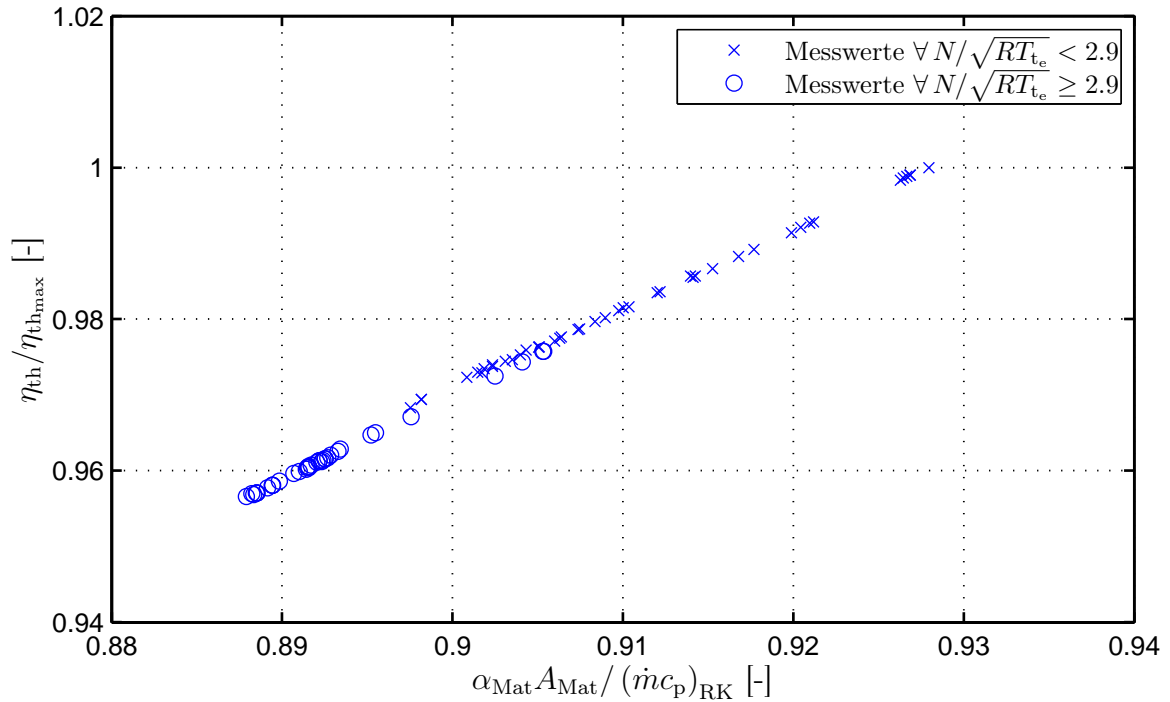


Abbildung 4.3: Normierte η_{th} -Messwerte in der Darstellung des Wärmetauscherkennfelds nach [28].

kann. Somit wird eine Analyse und Bewertung des Fehlers, der sich bei der Verwendung des einströmenden Massenstroms aus dem vorherigen Zeitschritt in Verbindung mit dem Wärmetauscherkennfeld aus Abbildung 4.3 zwangsläufig ergibt, umgangen.

In Abbildung 4.4 ist die Messung der identifizierten Durchflusscharakteristik der Heissgas-Seite des Rekuperators nach Gleichung (3.26) gegenübergestellt. Die Messwerte liegen nur in einem kleinen Bereich außerhalb der durch die Wurzelfunktion beschriebenen Durchflusscharakteristik. Die Abweichungen zwischen den Messwerten und der durch Einzelpunkte angedeuteten Charakteristik liegen im Schnitt bei 5% und damit über der aus der Instrumentierung zu erwartenden Messunsicherheit der Massenstrommessung. Dies ist die Folge der konstruktiv bedingten, nicht optimalen Anordnung der Messaufnehmer und der vereinfachten Modellierung des einströmenden Massenstroms nach Gleichung (3.26). Die identifizierte Durchflusscharakteristik stellt im Modell dennoch eine gute Approximation des sich über die Komponente einstellenden Druckverlustes dar. Selbst bei Abweichungen des Massenstromparameters von 5% in der in Abbildung 4.4 dargestellten Charakteristik liegt der daraus resultierende Fehler im Druckverhältnis unter 1%.

Der Vergleich zwischen den Messdaten und der Simulation mit dem erstellten Gesamtmodell der MGT ist in Tabelle 4.1 dargestellt. Die Auflistung enthält dabei bis auf die erste Spalte und die letzte Zeile keine absoluten Zahlenwerte sondern lediglich die prozentualen Abweichungen zwischen Messdaten und Simulation. Ein Wert kleiner

Pel[kW]	T(a)	T(b)	T(d)	T(f)	T(g)	p(a)	p(b)	p(d)	p(e)	p(f)	p(g)	ṁ(c)	ṁ(h)	N(i)	Pel(j)
50	0,0	0,0	0,0	0,0	-1,0	0,0	0,6	0,8	0,9	0,2	0,0	0,5	1,4	0,0	-1,5
45	0,0	-0,1	0,0	0,0	-0,9	0,0	0,2	0,6	0,5	0,2	0,0	-0,6	2,0	0,0	-2,1
85	0,0	-0,1	0,0	0,0	0,7	0,0	0,0	-0,3	-0,3	-0,4	0,0	-1,6	0,3	0,0	1,7
96	0,0	-0,1	0,0	0,0	0,8	0,0	0,4	0,1	0,1	-0,5	0,0	-0,9	-1,2	0,0	2,1
90	0,0	-0,2	-0,1	0,0	0,6	0,0	0,1	-0,2	-0,2	-0,4	0,0	0,0	-0,1	0,0	1,9
45	0,0	-0,1	-0,1	0,0	-1,5	0,0	0,3	0,7	0,6	0,2	0,0	-0,6	2,3	0,0	-2,0
30	0,0	-0,4	-0,2	0,0	-1,7	0,0	0,4	1,1	1,0	0,2	0,0	0,3	2,5	0,0	-4,9
30	0,0	0,1	0,0	0,0	-0,6	0,0	0,1	0,6	0,5	0,2	0,0	-1,5	1,8	0,0	-8,3
95	0,0	-0,1	-0,1	0,0	0,9	0,0	0,2	-0,1	-0,1	-0,3	0,0	-2,2	-0,6	0,0	1,1
90	0,0	-0,2	0,0	0,0	0,7	0,0	-0,1	-0,4	-0,5	-0,4	0,0	-0,6	-1,4	0,0	0,6
85	0,0	-0,1	0,1	0,0	0,4	0,0	-0,1	-0,4	-0,5	-0,6	0,0	-1,5	-1,0	0,0	1,2
75	0,0	-0,1	0,2	0,0	-0,3	0,0	0,1	-0,1	-0,2	-0,5	0,0	-1,4	0,5	0,0	1,5
55	0,0	0,2	-0,1	0,0	-1,3	0,0	0,5	0,6	0,5	0,3	0,0	-1,5	0,3	0,0	-2,3
75	0,0	-0,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,2	-0,1	-0,1	-0,5	0,0	-1,6	0,1	0,0	1,9
35	0,0	0,0	0,0	0,0	-1,3	0,0	0,2	0,6	0,7	0,2	0,0	-0,9	1,8	0,0	-4,4
40	0,0	-0,1	0,1	0,0	-0,7	0,0	0,1	0,4	0,4	0,2	0,0	0,2	2,2	0,0	-2,1
60	0,0	0,2	0,1	0,0	-1,8	0,0	0,2	0,1	0,1	0,2	0,0	-0,1	-0,4	0,0	-2,9
80	0,0	-0,2	0,0	0,0	0,4	0,0	0,0	-0,3	-0,2	-0,6	0,0	2,5	1,6	0,0	1,7
92	0,0	-0,3	0,0	0,0	0,7	0,0	-0,2	-0,6	-0,5	-0,4	0,0	-2,1	0,2	0,0	-0,8
80	0,0	-0,2	0,1	0,0	0,5	0,0	-0,3	-0,6	-0,6	-0,6	0,0	1,0	1,2	0,0	0,7
40	0,0	-0,2	-0,1	0,0	-1,3	0,0	-0,2	0,2	0,2	0,2	0,0	1,1	3,5	0,0	-4,6
50	0,0	0,0	-0,2	0,0	-1,4	0,0	0,6	0,9	0,9	0,2	0,0	1,8	1,8	0,0	-1,9
80	0,0	-0,1	0,2	0,0	-0,1	0,0	0,2	0,0	0,0	-0,5	0,0	-0,7	1,4	0,0	1,6
90	0,0	-0,2	-0,1	0,0	0,8	0,0	0,1	-0,3	-0,2	-0,2	0,0	-1,2	0,3	0,0	1,0
29	0,0	-0,1	-0,1	0,0	-1,3	0,0	0,0	0,6	0,6	0,1	0,0	-0,1	1,2	0,0	-11,0
101	0,0	0,0	-0,1	0,0	1,0	0,0	0,4	0,0	0,1	-0,5	0,1	-1,0	0,0	0,0	0,7
60	0,0	0,2	0,0	0,0	-1,7	0,0	0,6	0,7	0,5	0,1	0,0	0,8	-0,2	0,0	-2,5
50	0,0	0,2	0,0	0,0	-1,2	0,0	0,4	0,5	0,5	0,2	0,0	2,1	1,6	0,0	-2,9
55	0,0	0,3	0,0	0,0	-1,5	0,0	0,5	0,6	0,5	0,2	0,0	1,0	0,4	0,0	-2,2
70	0,0	0,0	-0,1	0,0	-0,2	0,0	0,1	0,0	-0,1	-0,5	0,0	0,2	1,0	0,0	0,9
80	0,0	0,0	0,0	0,0	1,1	0,0	-0,1	-0,4	-0,3	-0,5	0,0	0,0	0,6	0,0	0,6
85	0,0	-0,1	-0,1	0,0	1,0	0,0	-0,1	-0,4	-0,4	-0,5	0,0	-0,9	1,4	0,0	0,3
90	0,0	-0,2	-0,1	0,0	0,8	0,0	-0,2	-0,5	-0,4	-0,3	0,0	2,4	1,2	0,0	0,4
97	0,0	-0,1	0,0	0,0	0,9	0,0	0,0	-0,4	-0,3	-0,5	0,0	2,3	0,5	0,0	-0,1
95	0,0	-0,1	-0,1	0,0	0,8	0,0	-0,1	-0,5	-0,4	-0,4	0,0	-0,6	0,5	0,0	0,1
90	0,0	-0,2	-0,1	0,0	0,6	0,0	-0,4	-0,7	-0,6	-0,3	0,0	1,6	1,2	0,0	-0,6
85	0,0	-0,2	-0,1	0,0	0,6	0,0	-0,2	-0,5	-0,5	-0,4	0,0	0,8	2,0	0,0	0,2
80	0,0	-0,1	0,1	0,0	0,3	0,0	0,0	-0,3	-0,3	-0,5	0,0	0,0	2,5	0,0	0,9
75	0,0	-0,1	0,2	0,0	-0,3	0,0	0,1	-0,1	-0,1	-0,5	0,0	1,1	2,4	0,0	1,2

Δ max: ----- 1,6 1,8 ----- 9,2 ----- 21,0 26,8 25,4 5,9 0,5 16,7 0,1 ----- 2,9
 Einheit: [K] [K] [K] [mbar] [mbar] [mbar] [mbar] [mbar] [g/s] [g/s] [kW]

Tabelle 4.1: Vergleich von Messung und Simulation des MGT-Modells anhand von stationären Punkten.

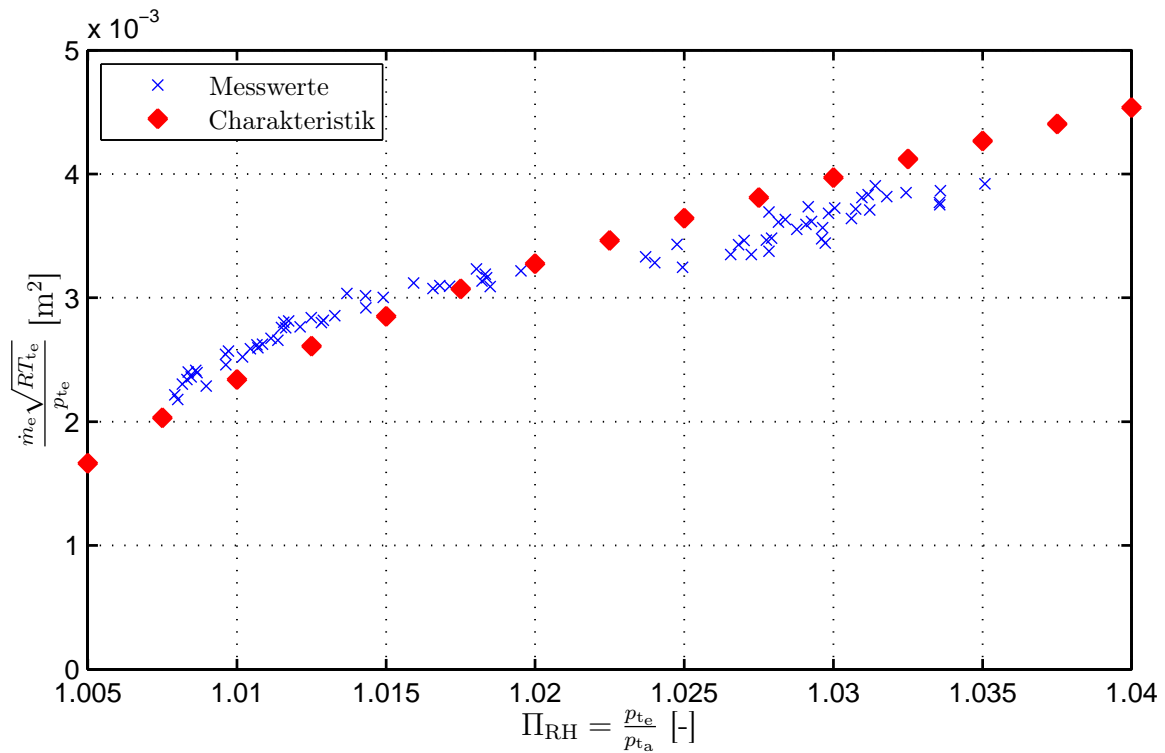


Abbildung 4.4: Identifizierte Durchflusscharakteristik des Rekuperators (Heissgas-Seite).

Null bedeutet dabei, dass der berechnete Wert kleiner ist als der gemessene Wert. Die Bezeichnungen in den Klammern (a-i) entsprechen den Messebenen aus Abbildung 4.1.

Aus Tabelle 4.1 ist ersichtlich, dass in der Simulation als Sollwerte für die Regelung die Drehzahl $N(i)$ und die TOT $T(f)$ verwendet wurde, da hier bei beiden Größen die Abweichung durchgehend Null beträgt. Die Regelung auf einen vorgegebenen TOT-Sollwert ist auch in der Steuerung der T100 implementiert. Allerdings wird dort als zweite Regelgröße die abgegebene elektrische Leistung P_{el} verwendet. In der Simulation wurde dennoch eine Drehzahlregelung implementiert, da in den anstehenden Testläufen mit einem SOFC-Simulator (vgl. Abschnitt 1.3) die T100 drehzahl geregelt betrieben wird. Neben $N(i)$ und $T(e)$ sind auch $T(a)$ und $p(a)$ als Umgebungsbedingungen der Messung und der Simulation durchgehend Null.

Mithilfe der in der ersten Spalte von Tabelle 4.1 aufgeführten elektrischen Leistung, die im Normalbetrieb von etwa 30 kW bis rund 100 kW reicht, kann beurteilt werden, ob Abweichungen einzelner Werte in bestimmten Lastbereichen gehäuft auftreten. Insbesondere die elektrische Leistung weist im niedrigen Lastbereich die größten prozentualen Abweichungen auf. Mit der Angabe der maximalen Abweichungen in der letzten Zeile wird eine bessere Beurteilung der Güte des Ergebnisses möglich. Zwar ist die Differenz zwischen Modell und Messwert in niederen Lastbereich für P_{el} am größten, der Absolutwert der Abweichung ist jedoch im Schnitt nicht signifikant höher.

Abweichungen größer als 1 % zwischen gemessenem und berechneten Luftmassenstrom $\dot{m}(c)$ treten in nahezu allen stationären Punkten auf. Das kann damit erklärt werden, dass diese Messung der größten Messunsicherheit unterliegt. Bei der Betrachtung des Brennstoffmassenstroms $\dot{m}(h)$ fällt auf, dass dieser tendenziell etwas zu groß berechnet wird. Schwankungen in der Erdgasqualität haben jedoch erheblichen Einfluss auf diese Größe. Die im Modell hinterlegte, konstante Erdgaszusammensetzung kann diese Schwankungen nicht abbilden.

Eine Betrachtung der Austrittstemperatur aus der Heissgas-Seite des Rekuperators $T(g)$ zeigt, dass hauptsächlich im niederen Lastbereich die Messung über dem Simulationsergebnis liegt. Hier zeigt sich, dass die Annahme eines konstanten Brennkammer-Wirkungsgrades im Teillastbereich nur bedingt gültig ist. Die Abweichungen der anderen Temperaturwerte liegen im Bereich der Messunsicherheit. Bei den Drücken sind die prozentualen Abweichungen aufgrund der vereinfachten Modellierung und der konstruktiv bedingten, nicht immer optimalen Position der Messaufnehmer zwar größer als die Messunsicherheit, liegen aber dennoch mit $\Delta_{\max} = 26,8$ mbar in einem akzeptablen Bereich. Somit ist das erstellte und validierte Modell der MGT in der Lage, die stationären Zustände mit der instrumentierten Messtechnik hinreichend genau abzubilden. Hierzu sind lediglich die Umgebungsbedingungen (T, p, φ_r) , d.h. im vorliegenden Fall der Zustand in Ebene a, zu messen und die entsprechenden Sollwerte für Drehzahl und TOT vorzugeben.

4.1.3 Instationäre Validierung des MGT-Modells

Im Rahmen der instationären Validierung des MGT-Modells wurden zunächst die das transiente E/A-Verhalten bestimmenden Modellparameter komponentenweise identifiziert. Daran anschließend wurde das komplette Systemmodell in transienten Simulationen von Lastwechseln an den Messdaten validiert. Bei der Identifikation des E/A-Verhaltens wurden aus der beschriebenen Datenbasis die gemessenen Eingangsgrößen der jeweiligen Komponente zur Simulation der Zustandsgrößen Temperatur und Druck verwendet. Entsprechend dem Informationsfluss des Modells nach Abbildung 3.3, sind die zur instationären Simulation einer Komponente benötigten Messgrößen T_e , p_e , \vec{x}_e^m und \dot{m}_a . Zur Berechnung einiger Modellkomponenten müssen zusätzliche Größen vorgegeben werden, beispielsweise die Drehzahl N beim Verdichtermodell oder der Brennstoffmassenstrom \dot{m}_{BS} im Brennkammermodul. Wie in Abschnitt 3.4 beschrieben, sind für alle modellierten Komponenten der MGT, mit Ausnahme der Austrittsleitung, die dynamischen Parameter τ_{Mat} , $\alpha_{Mat}A_{Mat}$ und das Volumen V des Modells aus den Testläufen zu bestimmen. Im besten Fall stimmen anschließend für jede Modellkomponente gemessene und simulierte Ausgangsgrößen, d.h. Temperatur- und Druckverläufe überein.

Das Ergebnis dieser komponentenweisen Bestimmung der Parameter ist in Abbildung 4.5 beispielhaft für die Kaltgas-Seite des Rekuperators für einen Lastwechsels von etwa 90 kW auf 30 kW und zurück auf 100 kW dargestellt. Das Simulationsergebnis weicht von der Messung maximal 0,35 % bezogen auf den Messwert ab, was etwa

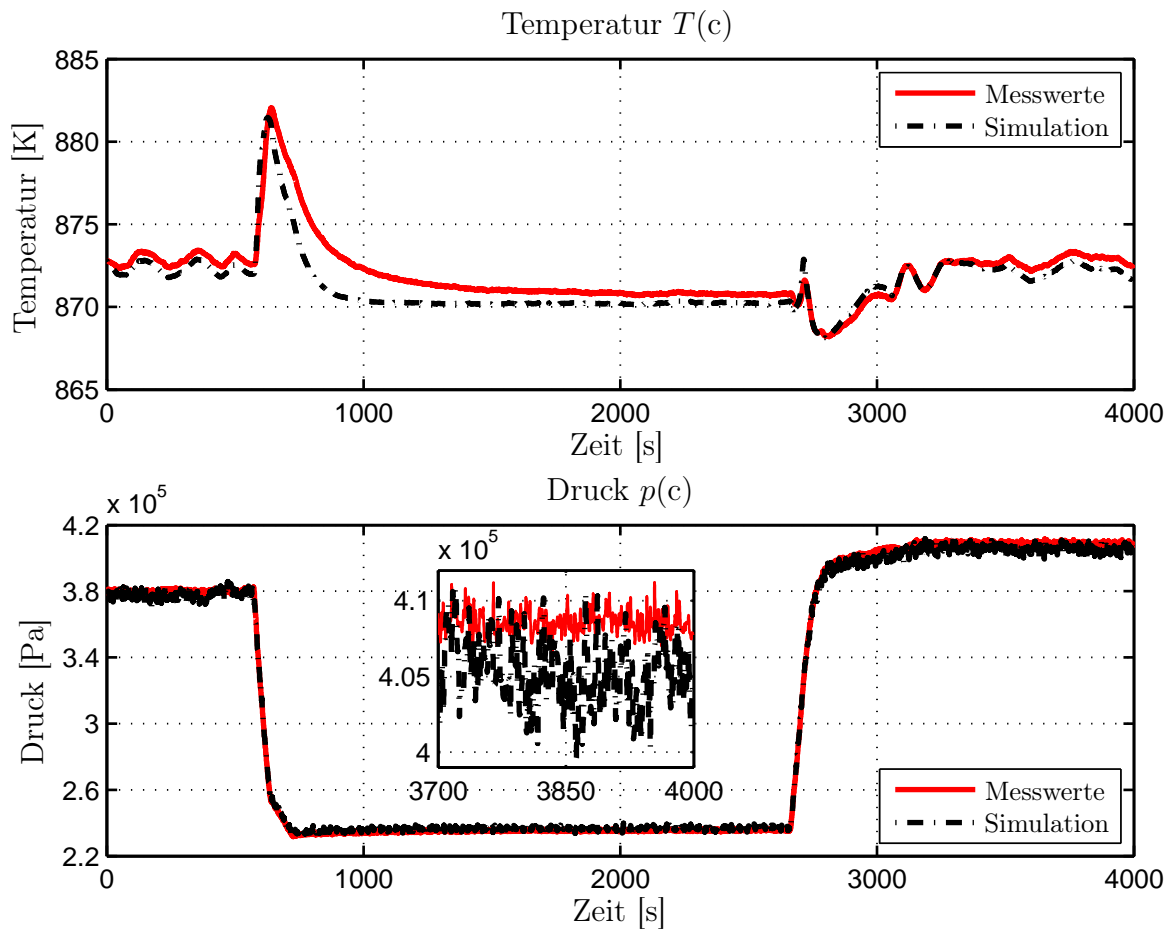


Abbildung 4.5: Gemessene vs. simulierte Zustände des Rekuperators (Kaltgas-Seite).

3 K entspricht. Der leichte Anstieg der Temperatur zu Beginn des Lastwechsels ist mit einem gleichzeitig auftretenden starken Anstieg der TOT zu erklären, bedingt durch eine erst verzögert einsetzende Brennstoffregelung. Damit ist auch die kurzzeitige Abnahme der Austrittstemperatur des Rekuperators zu Beginn des zweiten Lastwechsels zu erklären.

Auch die Abweichungen im Druckverlauf fallen gering aus. Während dieses Manövers sind die Abweichungen im stationären Bereich sogar größer als beim transienten Übergang zwischen den stationären Lastpunkten, und liegen dort maximal bei etwa 100 mbar. Dass die stationäre Abweichung hier größer ist als die maximale Abweichung der stationären Ergebnisse in Tabelle 4.1 stellt keinen Widerspruch dar, da zur Beurteilung der stationären Güte des Modells nur Simulationen des geschlossenen MGT-Kreislaufes verwendet werden dürfen.

Nachdem in gleicher Weise alle Modellparameter der einzelnen Komponenten mithilfe der Datenbasis identifiziert wurden, kann die instationäre Validierung des MGT-Modells durchgeführt werden. Auch hier wird eine Regelung verwendet, bei der als

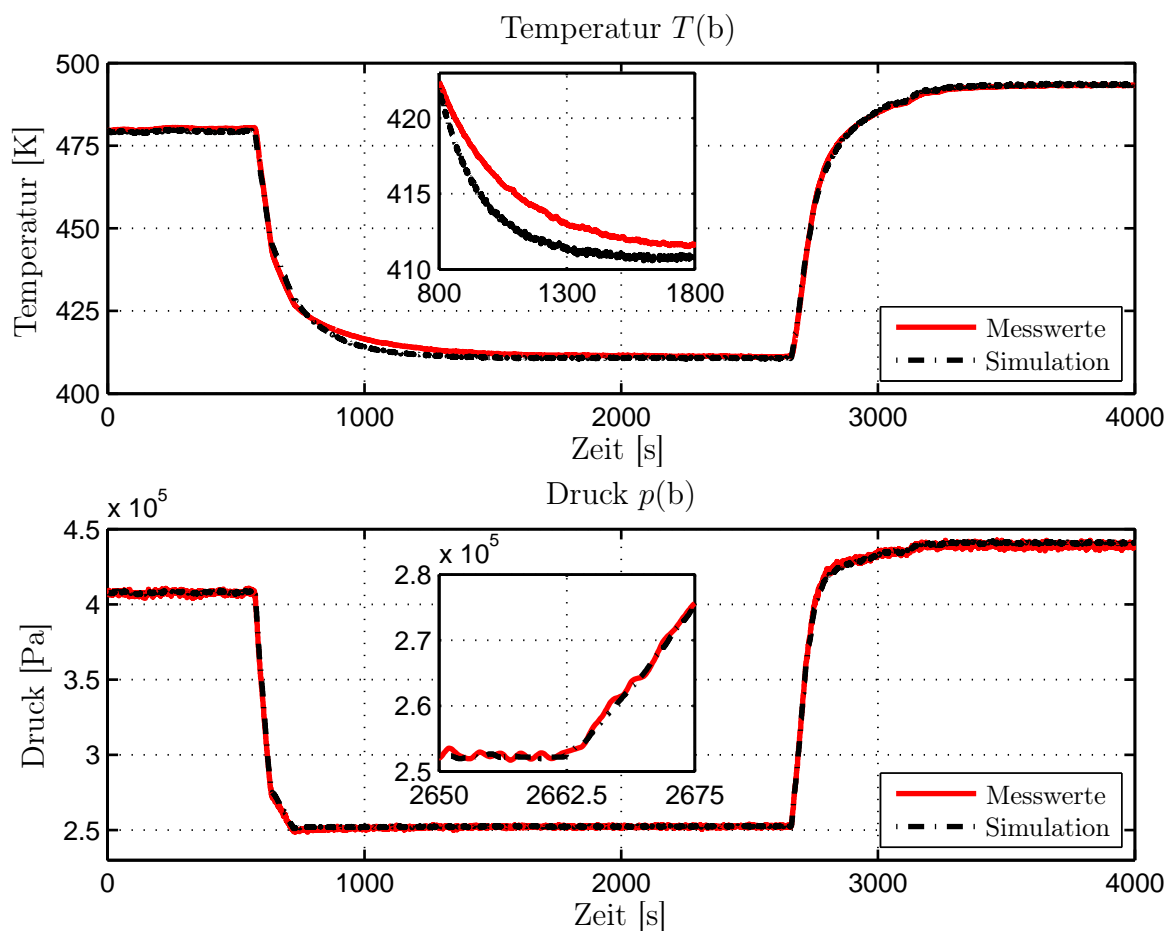


Abbildung 4.6: Gemessener vs. simulierter Verdichtierzustand im Gesamtmodell.

Sollwerte die gemessene Drehzahl und die gemessene TOT vorgegeben werden.

Das Ergebnis der transienten Simulation des Abbildung 4.5 zugrunde liegenden Manövers mit dem Modell des kompletten MGT-Kreislaufs ist in Abbildung 4.6 am Beispiel des Verdichters dargestellt. Die Abweichungen am Verdichteraustritt liegen in den stationären Lastpunkten unter einem Kelvin und betragen im instationären Übergang maximal 2 K. Auch die Differenz zwischen gemessenem und berechnetem Druckverlauf ist sehr gering. Sie liegt für den stationären Fall unter 0,4 %, d.h. unter 20 mbar und steigt im transienten Teil kurzzeitig auf maximal 1,5 % an. Das Zeitverhalten der Instrumentierung, d.h. die Aufzeichnungsrate der Messtechnik, ist mit 1 Hz um ein Vielfaches schneller als die zu identifizierenden Zeitkonstanten der für die Validierung herangezogenen Manöver der MGT. Damit ist das auf diesem Weg validierte MGT-Modell auch in der Lage das transiente Verhalten der Turbec T100 hinreichend genau wiederzugeben und bildet damit eine notwendige Grundlage für realitätsnahe Systemsimulationen des Hybridkreislaufs.

4.2 Verifikation des SOFC-Modells

Da keine Datenbasis für eine Validierung des SOFC-Modells zur Verfügung steht, wird das erstellte Modell mit veröffentlichten Simulationsdaten eines höherwertigen quasi 2D-Modells [82] verifiziert. Die Ebenen, in denen das höherwertige Modell mit dem erstellten Modell verglichen wird, sind in Abbildung 4.7 dargestellt. Alle Ebenen A-H sind sowohl in beiden Modellen, als auch in einem realen Stack Eintritts- bzw. Austrittszustände der einzelnen Komponenten. Ebene A ist der Eintritt in den SOFC-Stack, Ebene B der Eintritts- und Ebene C der Austrittszustand der tubularen Zellen, Ebene D der Eintritt in die Heissgas-Seite der Wärmeübertragungszone und Ebene E der Austritt. Ebene F markiert den Austritt aus dem Ejektor, was im vereinfachten Modell (vgl. Abschnitt 3.5) dem Eintrittszustand in die Anodenseite der Einzelzelle entspricht. Ebene G beschreibt den Eintrittszustand des Brennstoffes, und in Ebene H sind die entnommene Leistung, sowie weitere Modellparameter wie beispielsweise Zellspannung, Stromdichte und Brennstoffumsetzungsgrad (FU) zusammengefasst.

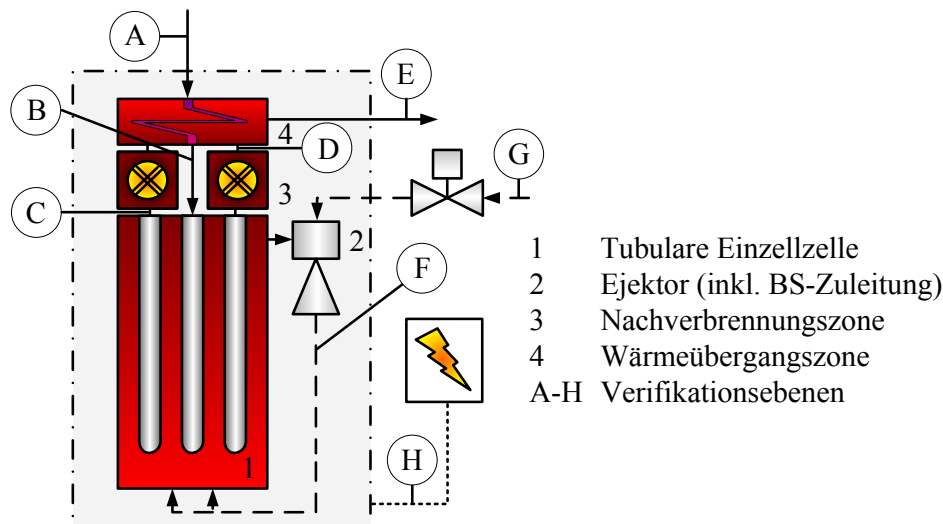


Abbildung 4.7: Verifikationsebenen des SOFC-Modells.

In Tabelle 4.2 ist der Vergleich zwischen den Simulationsdaten des höherwertigen Modells aus der Literatur und des eigenen SOFC-Modells für den Auslegungspunkt dargestellt. Zusätzlich sind noch die prozentualen Abweichungen zwischen beiden Simulationen angegeben. Die Größen, für die keine Abweichungen angegeben sind, wurden im eigenen SOFC-Modell direkt vorgegeben.

Die Abweichungen zwischen beiden Modellen in den Drücken sind mit 0,1 % gering. Der Gesamtdruckverlust der durch die Kopplung der SOFC in den Gasturbinenkreislauf entsteht, wird im vereinfachten Modell korrekt abgebildet. Die Abweichungen in der Temperatur sind erst ab dem Eintritt in die Nachverbrennungszone größer als 1 %, was mit dem angenommenen, linearen Temperaturprofil über die Einzelzelle im vereinfachten Modell im Vergleich zu einer diskreten Berechnung eines Temperaturpro-

	T(A)	T(B)	T(C)	T(D)	T(E)	T(F)	T(G)	p(A)	p(B)	p(C)	p(D)	p(E)	p(F)	$\dot{m}(A)$	$\dot{m}(G)$	Pe(H)	U(H)	j(H)	FU(H)
	[K]	[K]	[K]	[K]	[K]	[K]	[K]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]	[kg/s]	[g/s]	[kW]	[V]	[A/m ²]	[-]
Quelle	886	1164	1285	1422	1173	1090	288	3,844	3,840	3,824	3,786	3,775	3,862	0,3936	7,057	189,94	0,658	3000	0,85
Modell	886	1166	1310	1446	1195	1129	288	3,844	3,840	3,827	3,786	3,777	3,859	0,3936	7,070	189,94	0,657	3010	0,85
Abw.[%]	---	0,2	1,9	1,7	1,8	3,5	---	---	0,0	0,1	0,0	0,1	-0,1	---	0,2	---	-0,2	0,3	0,0

Tabelle 4.2: Verifikationsdaten des SOFC-Modells in den Ebenen nach Abbildung 4.7 für den Design-Punkt.

files im quasi 2D-Modell zu erklären ist. Dies wird zusätzlich durch die Annahme eines adiabaten SOFC-Stacks im vereinfachten Modell begünstigt. Im höherwertigen Modell wird im Auslegungspunkt eine Wärmeabgabe in die Umgebung von 10 kW angenommen. Die deutlich höhere Temperaturabweichung am Austritt des Ejektors ist auf die zusätzliche Berücksichtigung der WGS-Reaktion im Ejektormodell des vereinfachten Modells zurückzuführen. Im höherwertigen Modell werden die Ströme im Ejektor lediglich ideal gemischt und das Gleichgewicht der WGS-Reaktion erst am Austritt eines nachgeschalteten Pre-Reformers berechnet. Die Abweichungen in Zellspannung \mathcal{U} und Stromdichte j sind ebenso wie die Abweichungen zwischen den Brennstoffmassenströmen in der Ebene E nur gering. Die Abweichung im Brennstoffumsetzungsgrad FU ist gleich Null, da in einem internen Regelkreis beider Modelle der Brennstoffmassenstrom in der Art eingestellt wird, dass der Istwert einem Sollwert von 85 % entspricht. Gemessen an dem höherwertigen Modell aus [82] ist das vereinfachte Modell damit in der Lage den stationären Zustand der SOFC, im Vergleich zu der Genauigkeit des stationären MGT-Modells in Abschnitt 4.1.2, hinreichend genau abzubilden.

Aus veröffentlichten Daten zum instationären Verhalten eines SOFC-Stacks kann abgeleitet werden, dass der Temperaturverlauf am Austritt aus dem SOFC-Stack nach einem Lastsprung mit einem Verzögerungsglied erster Ordnung (PT_1) approximiert werden kann [44, 54, 38]. Der normierte Verlauf der Austrittstemperatur aus dem SOFC-Stack (Ebene E) nach einer sprunghaften Erhöhung der abgeführten SOFC Leistung um 10 % ist in Abbildung 4.8 dargestellt. Zusätzlich ist zum Vergleich der zeitliche Verlauf eines PT_1 -Gliedes nach einem Sollwertsprung gleicher Höhe abgebildet. Durch die Nichtlinearitäten in der Berechnung der U-I-Kennlinie und der unterschiedlichen thermischen Eigenschaften der Komponenten ergibt sich am Anfang des Lastsprungs ein leicht abweichendes Verhalten. Dennoch kann der Temperaturverlauf des vereinfachten Modells mit dem Verzögerungsglied erster Ordnung approximiert werden. Damit deckt sich auch das dynamische Verhalten des vereinfachten SOFC-Modells mit den Daten aus der Literatur.

4.3 Validierung des Modells der Kopplungselemente

Bevor die Validierung des stationären Modells der Regelventile durchgeführt werden kann, ist zunächst der in Gleichung (3.79) formulierte funktionale Zusammenhang zwischen Ventilposition und effektiv durchströmter Fläche A_{eff} experimentell zu be-

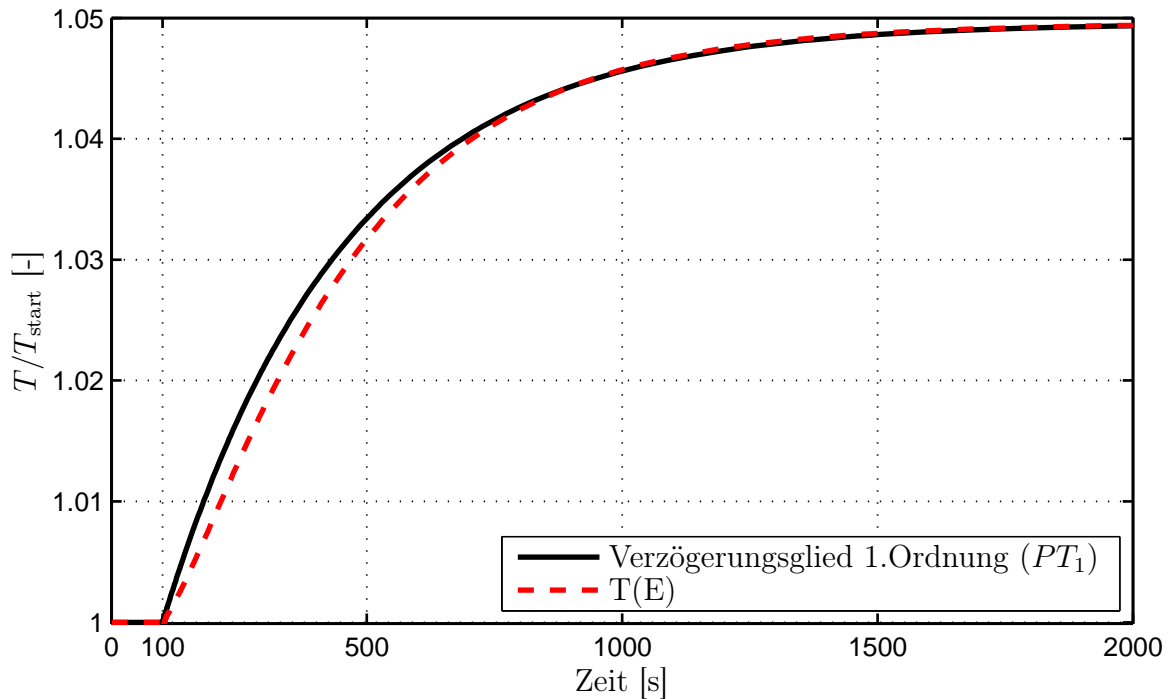


Abbildung 4.8: Normierte SOFC-Stack Austrittstemperatur nach Lastsprung.

stimmen. Mit der dabei geschaffenen Datenbasis kann anschließend die eigentliche Validierung durchgeführt werden.

Die experimentelle Identifizierung der Regelventile, die im Rahmen der Kopplung der Turbec T100 mit einem SOFC-Stack, bzw. zunächst mit einem SOFC-Simulator, zum Einsatz kommen, wurde am Strömungslabor des ILA durchgeführt [75]. Der Versuchsaufbau ist in Abbildung 4.9 schematisch dargestellt. Von einem mit mehreren Verdichtern gespeisten Druckkessel strömt bei geöffnetem Absperrventil die Luft zunächst zur Bestimmung des Massenstroms durch ein Venturirohr und anschließend durch das zu vermessende Regelventil in die Umgebung. Ein Druckregler vor dem Venturirohr ermöglicht das Einstellen eines gewünschten Eintrittsdrucks in das Regelventil. Insgesamt werden alle Größen gemessen die benötigt werden, um aus den Gleichungen (3.26) bzw. (3.27) die effektive Fläche A_{eff} zu bestimmen. Zusätzlich werden die Soll- und Istwerte der Ventilpositionen aufgezeichnet.

Der Vergleich der stationären Messdaten mit dem identifizierten Modell, sind für vier Ventilpositionen von 25 % bis 100 % in Abbildung 4.10 am Beispiel des Bleed-Air Ventils dargestellt. Dieses Ventil wird verwendet, um nach dem Verdichter Luft in die Umgebung abzublasen und kann genutzt werden, um bei einem auftretenden Wellenbruch ein unkontrolliertes Beschleunigen der Welle zu verhindern [77]. Die Messungen werden durch die Modellgleichungen selbst bei kleinen Öffnungswinkeln mit einer mittleren Abweichung unter 5% wiedergegeben. Mithilfe der erstellten Kennfelder kann das stationäre Verhalten jedes Regelventils vollständig beschrieben werden.

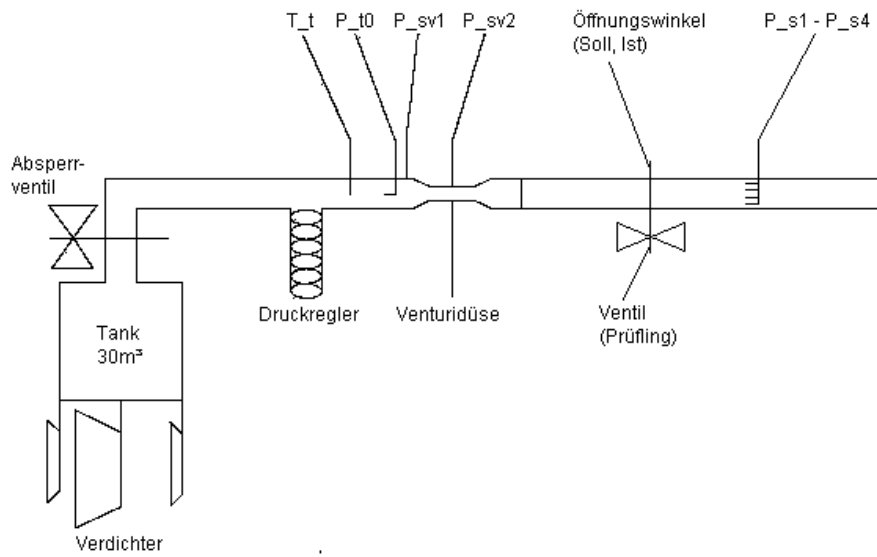


Abbildung 4.9: Messaufbau zur experimentellen Identifikation der Regelventile.

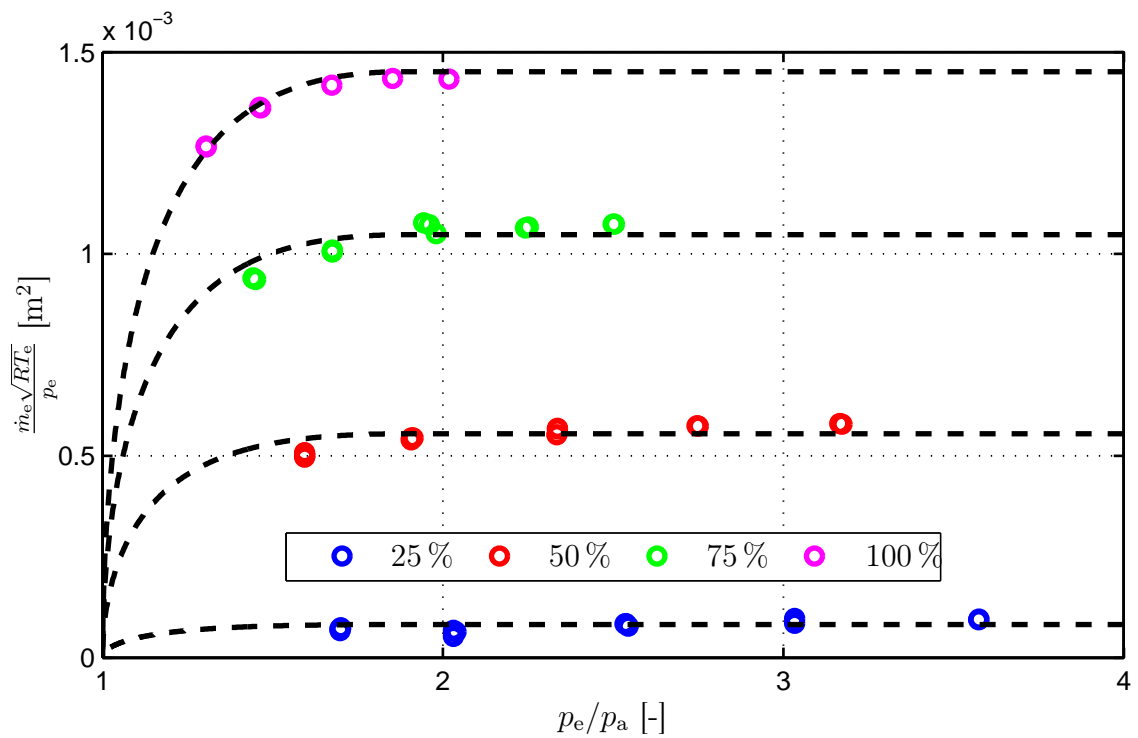


Abbildung 4.10: Vergleich der Messdaten für vier Ventilpositionen mit dem Modell des Bleed-Air Ventils.

5 Regelungskonzept

5.1 Betriebsgrenzen

Die Definition von einzuhaltenden Betriebsgrenzen für die modellierten Komponenten des Hybridkreislaufs ist Voraussetzung für die Auslegung und Bewertung des Betriebs- und Regelungskonzeptes. Vor allem der sichere und zuverlässige Betrieb der SOFC unterliegt einer Vielzahl von einzuhaltenden Randbedingungen, da beispielsweise eine übermäßige thermische Beanspruchung die Zellen einer SOFC zerstören kann. Die der Auslegung zugrunde liegenden Betriebsgrenzen basieren auf öffentlich zugänglichen Quellen [43, 82] und stellen damit eine praktikable Basis für einen ersten Reglerentwurf dar. Mögliche Anpassungen der verwendeten Betriebsgrenzen erfordern lediglich eine Anpassung der Zeitkonstanten der Regelkreise. Große Veränderungen des zulässigen Betriebsfensters, beispielsweise hervorgerufen durch den Übergang auf ein anderes geometrisches Design der Zellen, bedingen möglicherweise eine Überarbeitung des Betriebs- und Regelungskonzeptes.

Minimale Zellspannung	$\mathcal{U}_{\min} = 0,6 \text{ [V]}$
Betriebsbereich der Stromdichte	$2000 < j < 4450 \text{ [A/m}^2\text{]}$
Begrenzter Brennstoffumsetzungsgrad	$0,7 < \text{FU} < 0,9$
Minimales Wasserdampf-Kohlenstoff-Verhältnis	$\text{STCR} > 2$
Einzuhaltendes Stöchiometrieverhältnis	$\lambda > 2$
Maximale Druckdifferenz zwischen Anode und Kathode	$\Delta p < 100 \text{ [mbar]}$
Zulässiger Temperaturgradient in SOFC	$\dot{T} < 5 \text{ [K/min]}$
Maximale SOFC Temperatur (lokal)	$T_{\max} = 1400 \text{ [K]}$
Minimale Eintrittstemperatur	$T_{\min} = 870 \text{ [K]}$
Maximale Drehzahl der Welle	$N_{\max} = 72500 \text{ [U/min]}$
Begrenzte Turbinenausstrittstemperatur	$\text{TOT}_{\max} = 930 \text{ [K]}$

Tabelle 5.1: Einzuhaltende Betriebsgrenzen der Regelung.

Die wichtigsten Betriebsgrenzen von SOFC und MGT sind in Tabelle 5.1 zusammengefasst. Da die Zellspannung und die Stromdichte über die U-I-Kennlinie (vgl. Abbildung 3.11) zusammenhängen, korreliert die Angabe einer unteren Grenze der Spannung mit einer oberen Grenze der Stromdichte. Die Begrenzung des globalen Brennstoffumsetzungsgrades,

$$\text{FU} = \frac{jA_{\text{el}}}{8\mathcal{F}\dot{n}_{\text{BS}}}, \quad (5.1)$$

auf maximal 90 % ist notwendig, da ansonsten der lokale Brennstoffumsetzungsgrad innerhalb der Zelle auf nahezu 100 % ansteigen könnte. Die daraus resultierenden, lokalen Temperaturspitzen können zu einer irreversiblen Schädigung der SOFC führen. Gleichung 5.1 basiert auf der Annahme, dass der Brennstoff aus reinem Methan besteht und daher pro Mol vier Mol Wasserstoffatome enthält.

Die untere Grenze von FU ist aus Gründen der Effizienz angegeben, die mit sinkendem FU immer niedriger wird. Das Verhältnis von Wasserdampf zu Kohlenstoffatomen (engl. Steam-to-Carbon Ratio, STCR) am Austritt des Ejektors muss größer sein als zwei, damit für die Reformierung von Methan nach Gleichung (3.53) genügend Wasserdampf zur Verfügung steht. Dieses Verhältnis berechnet sich nach

$$\text{STCR} = \frac{x_{\text{H}_2\text{O}}^n}{x_{\text{CH}_4}^n + x_{\text{CO}}^n}. \quad (5.2)$$

Auch das Stöchiometrieverhältnis für eine vollständige Oxidation des Brennstoffs Methan nach Gleichung (3.44) sollte größer sein als zwei, d.h. $\dot{n}_{\text{O}_2\text{Kath}} > 4\dot{n}_{\text{CH}_4\text{An}}$, um eine kontinuierliche Diffusion von Sauerstoff durch den Elektrolyten sicherzustellen. Die Druckdifferenz zwischen Anode und Kathode darf nicht zu groß werden, da ansonsten die tubularen Zellen verformt, oder sogar zerstört werden. Die Einhaltung dieser Bedingung kann aber durch den sich einstellenden Druckausgleich in der Nachverbrennungszone als gegeben angenommen werden. Neben einem maximal zulässigen Temperaturgradienten von 5 K/min sind auch Grenzen für minimale Eintritts- und lokale Maximaltemperaturen einzuhalten. Schließlich sind auch für die Turbec T100 zwei wichtige Betriebsgrenzen zu berücksichtigen. Die Drehzahl der Welle darf einen Maximalwert von 72500 U/min und die TOT einen Maximalwert von 930 K nicht überschreiten. Mit der Begrenzung der TOT ist auch gewährleistet, dass die Turbineneintrittstemperatur nicht zu groß wird.

5.2 Aktuatoren im Hybridkreislauf

Die Stellgrößen des untersuchten Gesamtsystems sind in Abbildung 5.1 dargestellt. Das Gesamtsystem setzt sich aus den in Kapitel 3 beschriebenen Komponentenmodellen des gewählten Hybridkreislaufs nach Abbildung 2.5 zusammen. Ventil (1) ist in Bezug auf die in Abbildung 2.5 dargestellte Kopplungsvariante eine zusätzliche Stellgröße. Dieses Bleed-Air Ventil ermöglicht durch das Abblasen von Luft in Fehlerfällen die Beschleunigung der MGT-Welle zu begrenzen [77, 43] oder den Abstand zur Pumpgrenze des Verdichters zu erhöhen [23]. Außerdem werden im weiteren Verlauf des Luftpfades zwei Bypässe eingeführt. Der Erste wird benötigt, um die relativ kühle Verdichteraustrittsluft direkt in den SOFC-Stack zu leiten und damit die SOFC zu temperieren. Ein zweiter Bypass um die Kathodenseite der SOFC wird genutzt, um die Menge an einströmendem Luftmassenstrom in die SOFC zu variieren. Mit den beiden Brennstoff-Ventilen kann der Brennstoffmassenstrom zur SOFC bzw. zur Brennkammer der MGT eingestellt werden. In der Zuleitung zur SOFC besteht zusätzlich die

Möglichkeit Wasser einzuspritzen oder die Anodenseite der SOFC mit Stickstoff zu spülen.

Im elektronischen Subsystem des Hybridkraftwerks kann der Nennstrom des Generators der T100 genutzt werden, um gezielt die Drehzahl und damit letztlich die Leistung der MGT einzustellen. Die zusätzliche Möglichkeit der Beeinflussung des Laststroms der SOFC kann dabei auf zwei Arten im Modell abgebildet werden [43]. In der ersten Alternative wird der Laststrom der SOFC direkt als Stellgröße betrachtet [54, 82]. Hier bleibt allerdings unberücksichtigt, dass während des an das Stromnetz gekoppelten Betriebs die Differenz aus Netzlast und MGT Leistung eine SOFC Leistung bzw. einen Laststrom direkt vorgibt. Daraus lässt sich die zweite Möglichkeit ableiten, die darin besteht die geforderte Netzlast als Störgröße zu betrachten [36]. Dieser Ansatz ist während des Anfahr- oder Abschaltvorgangs nicht praktikabel, da diese Manöver unabhängig von jedweder Anforderung des Stromnetzes möglich sein müssen. Die Lösung liegt in der Kombination beider Ansätze und ihrer Vorteile. Während Anfahr- und Abschaltvorgängen oder Fehlerfällen, muss der Hybridkreislauf vom externen Stromnetz getrennt werden. Damit steht mit dem Laststrom der SOFC eine weitere Stellgröße zur Verfügung. In allen anderen Zuständen bleibt das Hybridkraftwerk an das Stromnetz angekoppelt, d.h. der SOFC-Laststrom bzw. die SOFC-Leistung wird direkt als Störgröße vorgegeben.

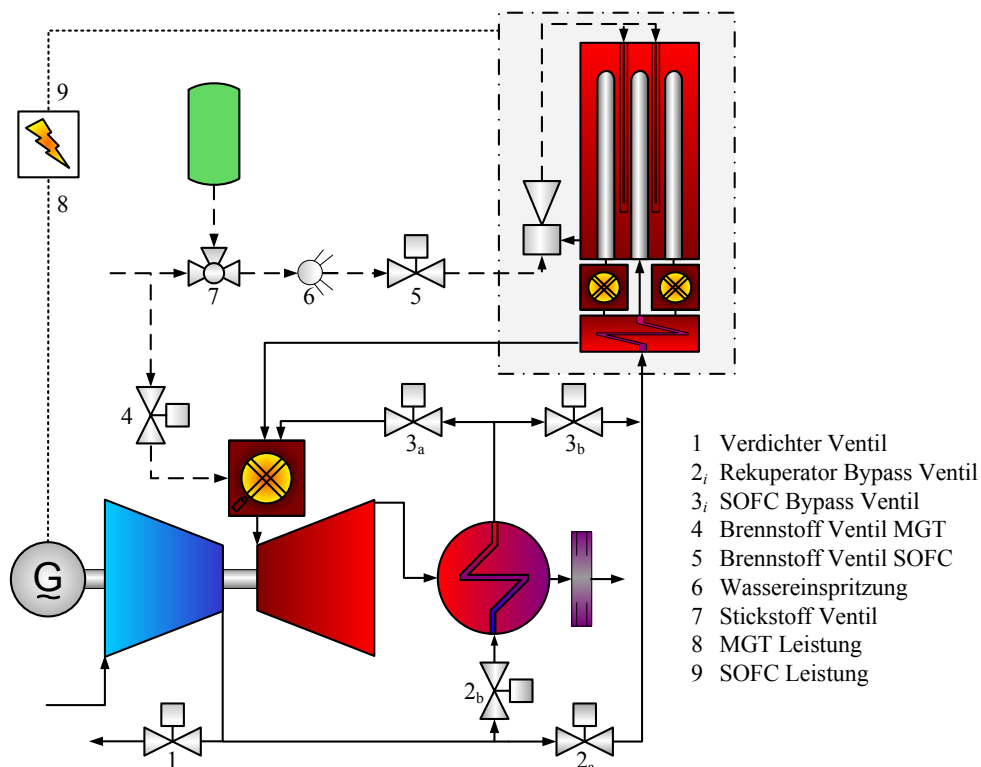


Abbildung 5.1: Stellgrößen im modellierten Hybridkreislauf.

5.3 SISO-Regelkreise

Das Mehrgrößensystem bestehend aus mehreren Eingängen (Aktuatoren) und mehreren Ausgängen (Regelgrößen) wird in eine entsprechende Anzahl von SISO (single input, single output) Regelkreisen aufgeteilt. Dies erlaubt den ersten Entwurf der Regelung an der geplanten Hardwareumsetzung eines SOFC-Stacks mit der Turbec T100 zu orientieren, deren Regelung auf die Verwendung zweier SISO-Regelkreise basiert [41]. Andererseits führt auch der systemtheoretische Ansatz über die RGA-Analyse (Relative-Gain-Array) [4] zu den gleichen Regelkreisen [82]. Im Rahmen einer RGA-Analyse werden geeignete SISO-Paarungen von Stell- und Regelgrößen eines Mehrgrößensystems analytisch bestimmt.

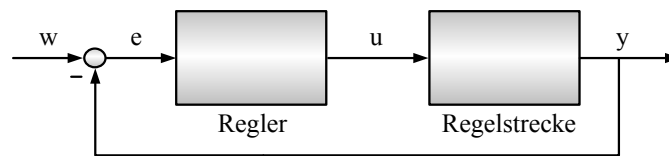


Abbildung 5.2: Standardregelkreis im Regelungskonzept.

Der in Abbildung 5.2 dargestellte Standardregelkreis kommt im ausgearbeiteten Regelungssystem am häufigsten zum Einsatz. Dabei wird von einem Standard-PI-Regler aus dem Regelfehler e , d.h. aus der Differenz von Sollgröße w und gemessener Regelgröße y die jeweilige Stellgröße u berechnet. Im Einzelnen wird der Standardregelkreis für folgende Regelgrößen verwendet, die aus der zu erbringenden Gesamtlast P_{elges} und Tabelle 5.1 abgeleitet sind:

SOFC-Leistung (P_{elSOFC}) Falls, wie in Abschnitt 5.2 beschrieben, die SOFC-Leistung unabhängig von der Netzlast eingestellt werden kann, wird der Sollwert von P_{elSOFC} über die Regelung der SOFC-Referenzleistung P_{refSOFC} erreicht. Letztlich wird über die Variation des SOFC-Laststroms I_{refSOFC} , bei über die U-I-Kennlinie festliegender Zellspannung \mathcal{U} , die geforderte Referenzleistung eingestellt. In den Betriebszuständen in denen dieser Regelkreis inaktiv ist, berechnet sich die SOFC-Referenzleistung gemäß der Gleichung $P_{\text{refSOFC}} = P_{\text{elges}} - P_{\text{elMGT}}$.

Turbinenaustrittstemperatur (TOT) Die Regelung der TOT ist Teil der MGT-Regelung des Herstellers [41]. Über das Brennstoff-Ventil (4) in Abbildung 5.1 wird die TOT auf einen über den gesamten Betriebsbereich konstanten Wert von (knapp) 915 K geregelt. Damit wird eine konstant hohe Wärmeübertragung im Rekuperator, sowie das Einhalten der maximalen TOT sichergestellt.

Brennstoffumsetzungsgrad (FU) In gleicher Weise wird der Öffnungswinkel des Ventils in der Brennstoffleitung der SOFC (Ventil (5) in Abbildung 5.1) so angepasst, dass die FU den geforderten Sollwert von 85 % beibehält. Der Brennstoffumsetzungsgrad ist dabei über Gleichung (5.1) aus den messbaren Größen I_{SOFC} und \dot{m}_{BS} zu berechnen.

Drehzahl (N) Tritt ein Fehler auf, beispielsweise ein Wellenbruch zwischen Generator und Verdichter, so wird die Drehzahl durch die Abblasung von Luft über das Ventil nach dem Verdichter geregelt. Bei einem vollständigen Lastabwurf des Generators lässt sich die Drehzahlregelung ebenfalls auf diese Art und Weise regeln.

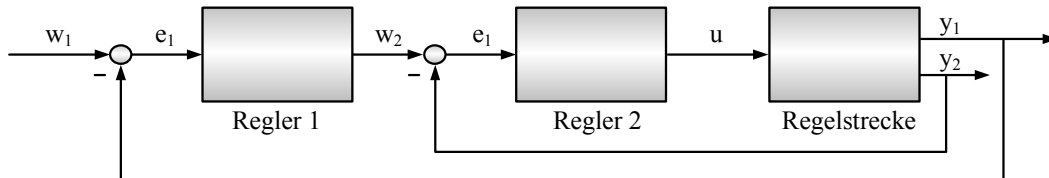


Abbildung 5.3: Kaskadenregelung im Regelungskonzept.

Die restlichen Regelgrößen werden mithilfe einer Kaskadenregelung, wie sie in Abbildung 5.3 dargestellt ist, auf ihrem Sollwert gehalten. Diese Reglerstruktur wird verwendet, da durch die Berechnung des zweiten Sollwerts w_2 eine zusätzliche Systemgröße überwacht werden kann. Zusätzlich besteht die Möglichkeit, auf den äußeren Regelkreis, d.h. auf Regler 1, zu verzichten, und damit direkt den Sollwert für Regler 2 vorzugeben. Die Kaskadenregelung aus Abbildung 5.3 wird für folgende Systemgrößen als äußeren Sollwert w_1 verwendet:

MGT-Leistung (P_{elMGT}) Der Ausgang von Regler 1 in der Kaskadenregelung von P_{elMGT} ist die Drehzahl der Welle (d.h. der Sollwert w_2), die auf diesem Weg überwacht und bei Bedarf mit einem Limiter begrenzt werden kann. Dieser Regelkreis ist ebenfalls Teil der vom Hersteller implementierten Regelung der T100. Diese wird in der Hardwareumsetzung mit dem SOFC-Simulator zunächst ohne den äußeren Regelkreis verwendet. In diesem Fall wird über das Einstellen der Referenzleistung des MGT-Generators (P_{refMGT}), bzw. über das Variieren des Generator-Laststroms I_{refG} direkt auf die vorgegebene Drehzahl geregelt. Auch während einzelner Phasen des Anfahr- und Abschaltprozesses wird die MGT lediglich drehzahlregelt betrieben.

SOFC-Stack Temperatur T_{SOFC} Die aus Tabelle 5.1 hervorgehenden, hohen Anforderungen an die Temperatur der SOFC und deren Gradienten, machen diese Temperatur zu einer der wichtigsten Regelgrößen im System. Das Verändern des Luftmassenstroms in die Kathodenseite der SOFC ist die einzige Möglichkeit die Stack-Temperatur bei gegebener SOFC-Leistung und festem FU zu beeinflussen. Ohne den SOFC-Bypass (Ventile (3_a) und (3_b) in Abbildung 5.1) als Aktuator, kann dieser Massenstrom nur über den Lastpunkt der MGT variiert werden [82]. Dies führt zu einer festen Leistungsverteilung zwischen MGT und SOFC bei einem vorgegebenen Sollwert der Stack-Temperatur. Ohne Einführen eines SOFC-Bypasses ist nur die bereits in Abschnitt 2.3 beschriebene, starre und unmittelbare Kopplung von MGT und SOFC möglich.

Aufgrund der angenommenen linearen Temperaturverteilung im SOFC-Modell nach Kapitel 3.5, wird als Regelgröße der Temperatur die mittlere Stack-Temperatur nach Gleichung (5.3)

$$T_{\text{SOFC}} = T_{\varnothing_{\text{SOFC}}} = 0,5 (T_{e_{\text{An}}} + T_{a_{\text{An}}}) \quad (5.3)$$

verwendet. Durch die Regelung des inneren Regelkreises der Kaskade auf $\dot{m}_{e_{\text{Kat}}}$ kann gleichzeitig die Stöchiometriebedingung ($\lambda \geq 2$) aus Tabelle 5.1 überwacht werden. Mit einer Stellgröße u des SISO-Kaskadenreglers für den SOFC-Bypass müssen gemäß Abbildung 5.1 die Ventile (3_a) und (3_b) angesteuert werden. Diese Ansteuerung wird gegenläufig ausgeführt, d.h. wenn ein Ventil vollständig geschlossen ist, ist das andere vollständig geöffnet [44].

Die entgegengesetzte Ansteuerung kommt auch beim Rekuperator-Bypass (Ventile (2_a) und (2_b) in Abbildung 5.1) zum Einsatz. Dieser wird zur Regelung der Stack-Temperatur in einer frühen Phase des Anfahr- und in einer späten Phase des Abschaltvorgangs verwendet. Da während dieser Phasen die SOFC elektrisch inaktiv ist, kann auf die Überwachung der Stöchiometrie verzichtet werden. Aus diesem Grund wird keine Kaskadenregelung für den Rekuperator-Bypass verwendet, sondern zu einem Standardregelkreis aus Abbildung 5.2 umgeschaltet. Durch die Umschaltung wird gewährleistet, dass die beiden Bypassregelungen zu keinem Zeitpunkt zusammen aktiv sind und sich die Regelkreise nicht gegenseitig destabilisieren können.

Die verbleibenden Aktuatoren aus Abbildung 5.1 werden nicht über einen Regelkreis angesteuert, sondern über eine reine Steuerung. Das bedeutet beispielsweise für die Wassereinspritzung, dass vor dem Zünden der SOFC das Ventil (6) in Abbildung 5.1 kontinuierlich geöffnet wird, bis das nach Gleichung (5.2) berechnete STCR über zwei ansteigt. Wenn mit zunehmender SOFC-Last diese Betriebsgrenze eingehalten wird, wird das Ventil (6) wieder kontinuierlich geschlossen.

6 Simulation des Betriebskonzepts

Das Regelungskonzept muss einen sicheren Betrieb des Hybridkraftwerks während aller relevanten Manöver garantieren. Dieser Nachweis wird im Folgenden anhand der Simulation eines Startvorgangs, eines Abschaltvorgangs, eines Lastsprunges und während eines Wellenbruchs erbracht.

6.1 Startvorgang

Die Simulation des Startvorgangs unterteilt sich in vier Phasen, die in den Abbildungen 6.1, 6.2 und 6.3 dargestellt sind. Ausgangspunkt der Simulation stellt eine Wellendrehzahl der MGT von 35 % der Drehzahl im Volllastpunkt von $N_{VP} = 70000$ U/min, bei bereits gezündeter MGT-Brennkammer und einer T_T (TOT) von 500 K dar. Bis zu diesem Zeitpunkt sind lediglich die beiden Regelkreise der Gasturbine aktiv, d.h. die Drehzahl wird über einen Startermotor geregelt und die vorgegebene TOT über den Brennstoffmassenstrom [41]. Das Anfahren bis zu diesem Ausgangspunkt beschränkt sich ausschließlich auf die Gasturbine und wird aus diesem Grund nicht detaillierter betrachtet.

Neben den bereits genannten Größen, sind den Simulationsergebnissen folgende weitere Anfangsbedingungen zu entnehmen. Die Leistung der MGT liegt bei $P_{elMGT} = -10$ kW, was den in Abbildung 6.1 dargestellten -0.035 % der elektrischen Leistung im Volllastpunkt ($P_{elVP} = 285$ kW) entspricht. Aufgrund der elektrisch inaktiven SOFC entspricht diese gleichzeitig der elektrischen Gesamtleistung $P_{el,ges}$ des Hybridkraftwerks. Die dem System zuzuführende elektrische Leistung setzt sich aus dem benötigten Startermotor und dem Leistungsbedarf der Steuerungselektronik zusammen. Aus Abbildung 6.2 kann abgeleitet werden, dass von 0,17 kg/s Verdichtermassenstrom (\dot{m}_{ev}) nur 10 % durch die Luftseite des Wärmetauschers strömen. 90 % werden über den Bypass direkt vom Verdichterausgang in die SOFC geleitet. Daher liegt die Stack-Temperatur T_{SOFC} in Abbildung 6.3 mit 330 K über der Verdichteraustrittstemperatur T_V von 310 K und unter der Austrittstemperatur des Wärmetauschers $T_{WTL} = 480$ K. Der SOFC-Bypass ist komplett geschlossen, daher entspricht der einströmende Massenstrom in die SOFC \dot{m}_{esOFC} dem Verdichtermassenstrom. Die Anodenseite der SOFC wird gleichzeitig kontinuierlich mit dem Inertgas Stickstoff gespült.

Phase I (ab $t = 500$ s)

In dieser Phase wird die Welle der MGT auf 50 % der Nenndrehzahl beschleunigt (Abbildung 6.1) und die T_T in Abbildung 6.3 auf 915 K erhöht. Dieser Temperaturwert wird über den Brennstoffmassenstrom zur GT-Brennkammer bis zum Erreichen des

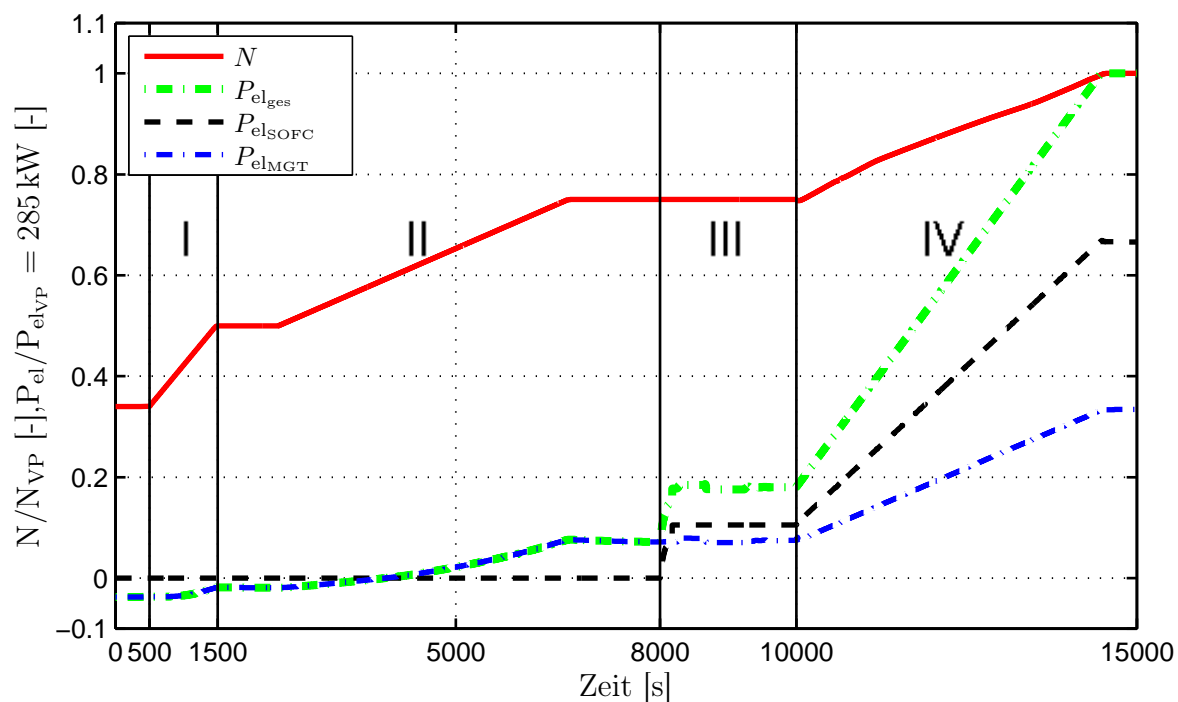


Abbildung 6.1: Verläufe von Drehzahl und Leistungen während des Startvorgangs.

Volllastpunktes konstant gehalten. Mit einer konstant hohen TOT, unter der maximal zulässigen Temperatur von 930 K (vgl. Tabelle 5.1), wird ein maximaler Wärmeübergang im Wärmetauscher erreicht. Die Stack-Temperatur wird in Phase I nicht aktiv über den WT-Bypass geregelt, da sie nur minimal auf 340 K zunimmt, und damit der sich ergebende Temperaturgradient für die SOFC unkritisch ist. Aus Abbildung 6.3 geht zudem hervor, dass sich, bedingt durch die im Vergleich große thermische Trägheit der SOFC, die Verläufe von T_V und T_{SOFC} annähern, obwohl der Öffnungswinkels des WT-Bypassventils unverändert bleibt.

Phase II (ab $t = 1500$ s)

Ab diesem Zeitpunkt regelt der WT-Bypass aktiv die Temperatur der SOFC, die durch das langsame, geregelte Schließen des Bypasses innerhalb 6000 s auf 860 K erhöht werden kann. Durch die thermische Trägheit der SOFC ist zu Beginn dieser Phase eine größere Stellamplitude des Bypasses notwendig, was zu einem überschwingenden Massenstrom \dot{m}_{WTBpV} (Abbildung 6.2) durch das Ventil führt. Bedingt durch diese thermische Trägheit steigt die Stack-Temperatur T_{SOFC} gegen Ende der Phase auch noch bei geschlossenem Bypassventil und konstanter Wärmetauscheraustrittstemperatur T_{WTL} an. 900 s nach Beginn von Phase II wird über eine Rampe die Drehzahl auf 75 % erhöht (siehe Abbildung 6.1). Damit ist die untere Grenze des Drehzahlbereichs erreicht ab dem die MGT im Normalbetrieb dauerhaft betrieben werden kann [41]. Die elektrische Leistung der MGT liegt am Ende dieser Phase bei 20 kW. Nach 3970 s wird

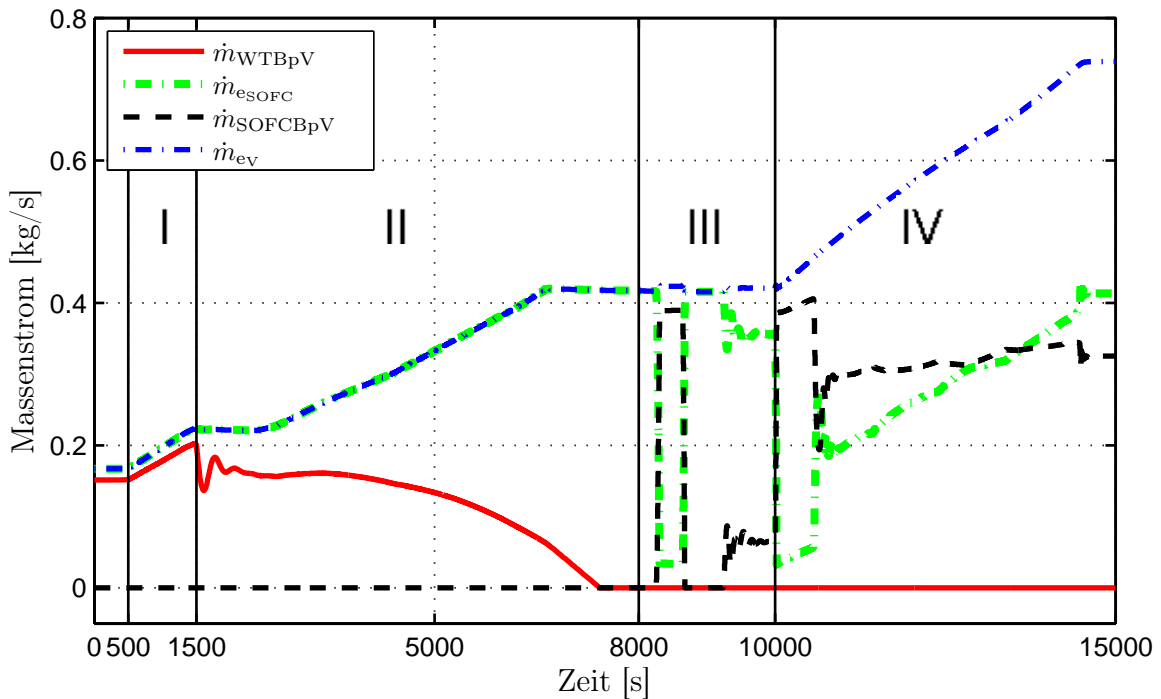


Abbildung 6.2: Verläufe charakteristischer Massenströme während des Startvorgangs.

erstmal mehr elektrische Leistung produziert als benötigt, d.h. spätestens ab diesem Zeitpunkt wird der Startermotor nicht mehr benötigt.

Phase III (ab $t = 8000$ s)

Am Ende von Phase II ist die minimale Eintrittstemperatur von 870 K aus Tabelle 5.1 erreicht, sodass in Phase III die SOFC gezündet werden kann. Dazu wird die elektrische Leistung der inaktiven SOFC in kurzer Zeit auf 30 kW erhöht. Dabei wird die Drehzahl der MGT auf 75 % der Nenn Drehzahl geregelt. Gleichzeitig soll unter Verwendung des SOFC-Bypasses der sich durch die elektrochemische Umsetzung ergebende Temperaturanstieg der SOFC innerhalb der zulässigen Grenzen gehalten werden. Um das geforderte STCR zu erreichen, wird ein Ventil zur Wassereinspritzung geöffnet, während gleichzeitig das Ventil zur Stickstoffspülung geschlossen und das Ventil zur Brennstoffversorgung der SOFC geöffnet wird. Nach einer ersten Stabilisierungsphase von 180 s startet die Regelung auf einen konstanten FU-Wert von 85 % über die Vorgabe des Brennstoffmassenstroms. Gleichzeitig wird das Stickstoffventil vollständig geschlossen.

Zur besseren Erläuterung der Stack-Temperaturregelung mit dem SOFC-Bypass und den daraus resultierenden Verläufen der Massenströme in den Phasen III und IV des Startvorgangs (siehe Abbildung 6.2), ist in Abbildung 6.4 unter anderem das Stellsignal des Bypassventils u_{SOFCBpV} dargestellt. Bis $t = 8180$ s ist die Temperaturregelung im Überwachungsmodus, d.h. der Sollwert w_{TStack} entspricht der Stack-Temperatur T_{SOFC} .

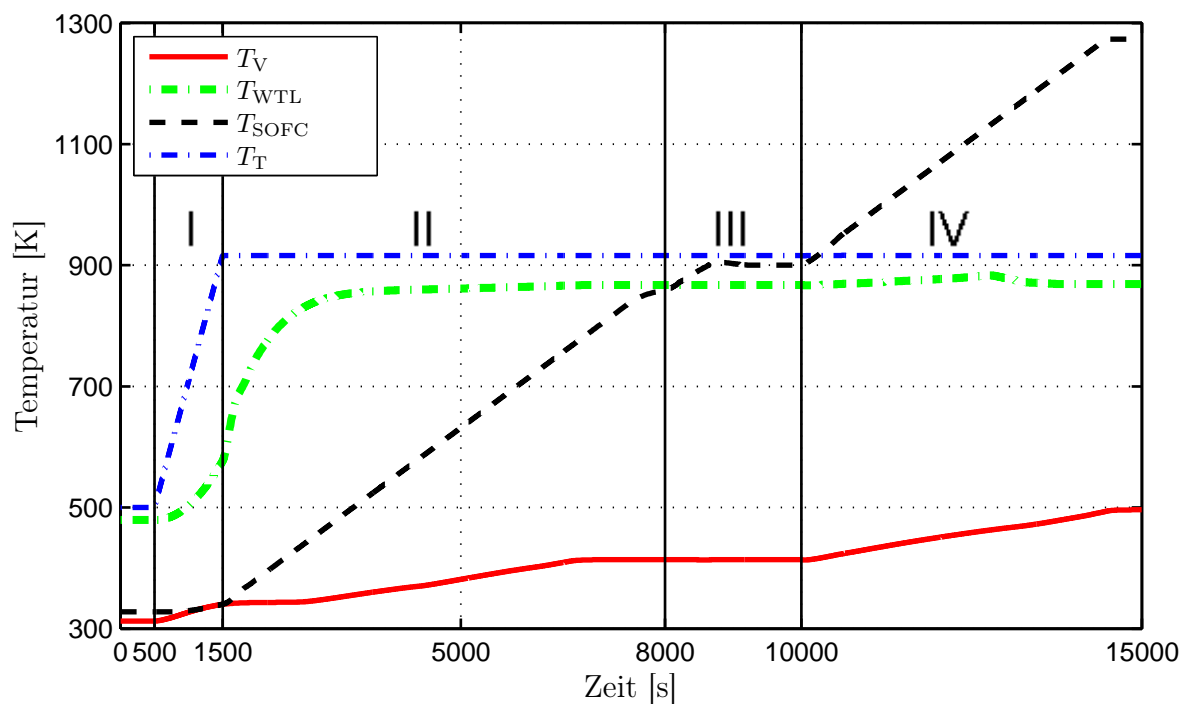


Abbildung 6.3: Verläufe charakteristischer Temperaturen während des Startvorgangs.

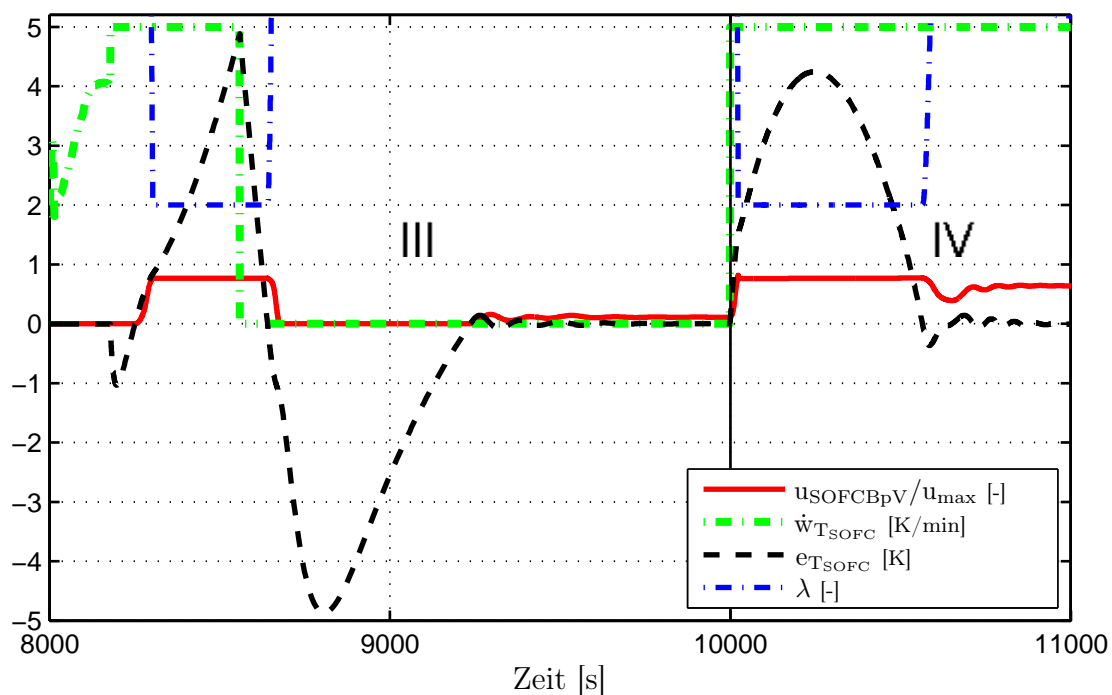


Abbildung 6.4: Verläufe charakteristischer Größen der SOFC-Bypassregelung in den Phasen III und IV des Startvorgangs.

Der Gradient des Sollwerts ist der Gradient der zu überwachenden Stack-Temperatur. Ist die thermische Trägheit der SOFC zu Beginn der Phase überwunden und steigt der Temperaturgradient $\dot{w}_{T_{\text{Stack}}}$ auf 4 K/min, wird die Regelung aktiv. Dadurch wird der Temperatur-Sollwert in einer Rampe mit der Steigung 5 K/min erhöht. Allerdings nimmt die Stack-Temperatur durch die Leistungsumsetzung und der einsetzenden FU-Regelung kurzzeitig schneller zu als der Sollwert. Das äußert sich in dem negativen Verlauf des Regelfehlers $e_{T_{\text{SOFC}}}$, der von der Regelung nicht abgefangen werden kann. Der Grund dafür ist der noch geschlossene SOFC-Bypass, und dem damit verbundenen maximalen Kühlluftmassenstrom. Die negative Abweichung des Regelfehlers tritt aber nur 70 s auf und wird anschließend positiv. Damit ist die Stack-Temperatur niedriger als der Sollwert, ein Zustand dem durch das Öffnen des Bypasses entgegengewirkt werden kann. Nach weiteren 50 s greift die Begrenzung der Bypass-Regelung bei 76 %, da bei einer weiteren Zunahme von u_{SOFCBpV} der Massenstrom \dot{m}_{eSOFC} weiter abnehmen würde. Damit wäre die Stöchiometriebedingung von $\lambda \geq 2$ verletzt. Dies erkennt die Stellgrößenbeschränkung des Regelungssystems und unterbindet ein weiteres Öffnen des Ventils. Der sich dadurch einstellende, positive Regelfehler führt dazu, dass sich die SOFC nicht mit den vorgegebenen 5 K/min weiter aufheizen kann. Erreicht der Regelfehler die 5 K wird eine weitere Zunahme des Sollwerts gestoppt, und $\dot{w}_{T_{\text{Stack}}}$ wird auf Null zurück gesetzt. Dadurch nimmt der Regelfehler wieder ab. Allerdings bewirkt die thermische Trägheit der SOFC ein Überschwingen der Stack-Temperatur, was zu dem anschließend negativen Regelfehler führt. Auch das Schließen des SOFC-Bypasses ($u_{\text{SOFCBpV}} = 0$) kann dieses Überschwingen um maximal 5 K nicht abfangen. Der Gradient liegt jedoch aufgrund einer Zeitspanne des Überschwingens von 160 s unter 5 K/min. Gegen Ende von Phase III wird durch einen um 11 % geöffneten SOFC-Bypass ein Regelfehler von Null erreicht.

Phase IV (ab $t = 10000$ s)

In dieser Phase wird der Volllastpunkt des Hybridkraftwerks angefahren. Die Gesamtleistung beträgt dann 285 kW, die sich in 95 kW MGT- und 190 kW SOFC-Leistung aufteilen (siehe Abbildung 6.1). Dazu wird um den Drehzahlregelkreis der MGT ein Leistungsregelkreis geschaltet, wodurch sich die in Kapitel 5 beschriebene Kaskadenregelung von P_{elMGT} ergibt. Zusätzlich wird, wie in Abbildung 6.3 dargestellt, die Stack-Temperatur mit einer Sollwertrampe auf 1273 K erhöht. Die Steigung der Rampe geht auch aus dem Sprung von $\dot{w}_{T_{\text{Stack}}}$ in Abbildung 6.4 auf 5 K/min bei $t = 10000$ s hervor. Um eine Temperaturerhöhung von T_{SOFC} mit diesem Gradienten zu erreichen, muss zunächst der SOFC-Bypass weiter geöffnet werden, was zu den abgebildeten Verläufen von \dot{m}_{eSOFC} , \dot{m}_{SOFCBpV} und u_{SOFCBpV} führt. Damit die Stöchiometriebedingung der SOFC nicht verletzt wird, greift die Stellgrößenbeschränkung des Regelungssystems auch hier. Erneut resultiert dieser Vorgang in einem positiven Regelfehler $e_{T_{\text{SOFC}}}$, der zu einem kurzzeitig verlangsamten Aufheizen der SOFC führt, da nach 10600 s der Regelfehler wieder auf Null reduziert werden kann.

6.2 Abschaltvorgang

Ausgangspunkt für den Abschaltvorgang ist der Volllastpunkt. Die Anfangsbedingungen der Simulation, sowie die Verläufe des sich über fünf Phasen erstreckenden Manövers sind in den Abbildungen 6.5, 6.6 und 6.7 dargestellt. Die aktiven Regelkreise haben die folgenden Regelgrößen: eine elektrische Gesamtleistung von $P_{\text{el,ges}} = P_{\text{el,VP}} = 285 \text{ kW}$, eine TOT von 916 K , ein Brennstoffumsetzungsgrad (FU) von 85% und eine SOFC-Stack-Temperatur von 1273 K . Bei den 100% Wellendrehzahl stellt sich ein Verdichtermassenstrom \dot{m}_{ev} von $0,73 \text{ kg/s}$ ein, wobei, durch die Temperaturregelung bedingt, 43% davon durch den Bypass an der SOFC vorbeigeleitet werden.

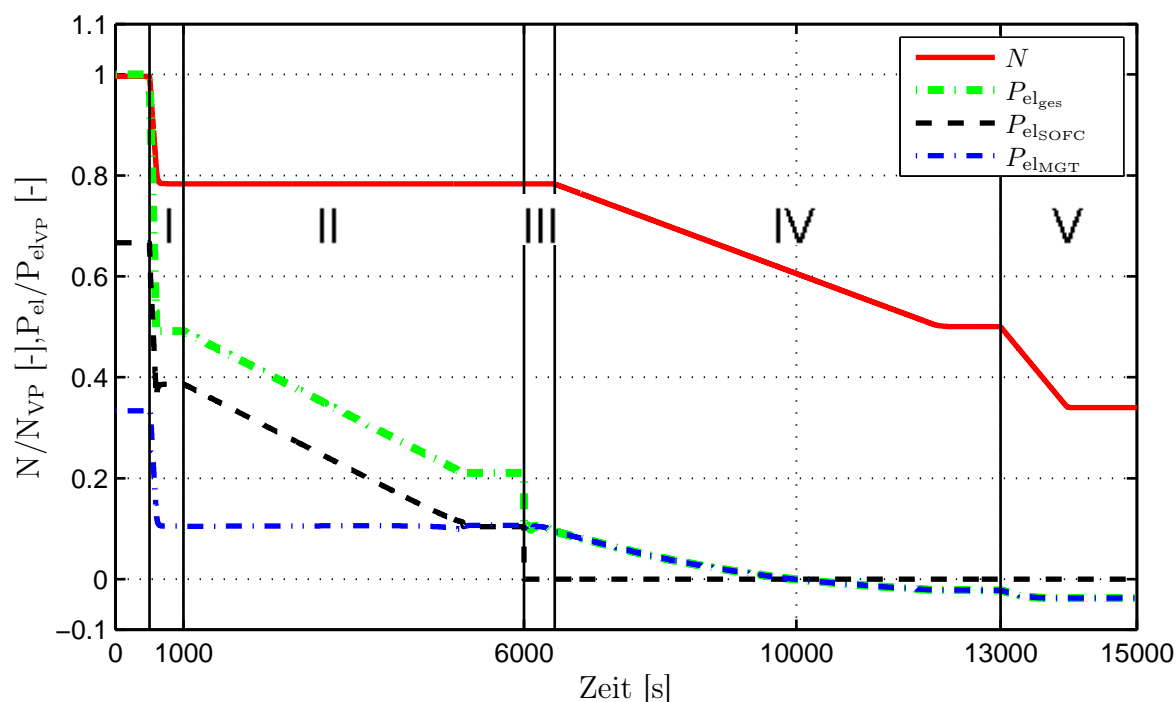


Abbildung 6.5: Verläufe von Drehzahl und Leistungen während des Abschaltvorgangs.

Phase I (ab $t = 500 \text{ s}$)

In der ersten Phase wird innerhalb von 100 s die Minimallast des gekoppelten Prozesses angefahren, bei der auf die nominelle Stack-Temperatur von 1273 K geregelt werden kann, ohne die Stöchiometriebedingung von $\lambda \geq 2$ zu verletzen. Die Regelgröße $y_{P_{\text{el,ges}}}$ reduziert sich dabei auf 140 kW , wie in Abbildung 6.8 dargestellt ist. Dazu wird der Sollwert der MGT-Leistung $w_{P_{\text{el,MGT}}}$ linear von 95 kW auf 30 kW verkleinert. Allerdings ist eine derart schnelle Reduzierung der MGT-Leistung, bzw. der Drehzahl, aufgrund des großen Volumens der SOFC nicht möglich. Daher folgt der Istwert der MGT-Leistung $y_{P_{\text{el,MGT}}}$ dem Sollwert zeitlich leicht versetzt, was ebenfalls in Abbildung

6.8 dargestellt ist. Die Gesamtleistung $P_{el_{ges}}$ kann der geforderten linearen Sollwertkurve folgen, da die SOFC-Leistung den nichtlinearen Verlauf der MGT-Leistung kompensiert. Während des transienten Übergangs zwischen den stationären Lastpunkten erreicht die Temperaturregelung allerdings kurzzeitig die Stellgrößenbeschränkung, da ansonsten die Stöchiometriebedingung verletzt wird. Die Stack-Temperatur sinkt dadurch in 60s um 4K ab und damit mit einem für die SOFC unkritischen Gradienten. Am Ende der Phase wird der Sollwert von 1273 K jedoch wieder erreicht und der Anteil des Verdichtermassenstroms, der durch den SOFC-Bypass strömt, erhöht sich auf 70 %.

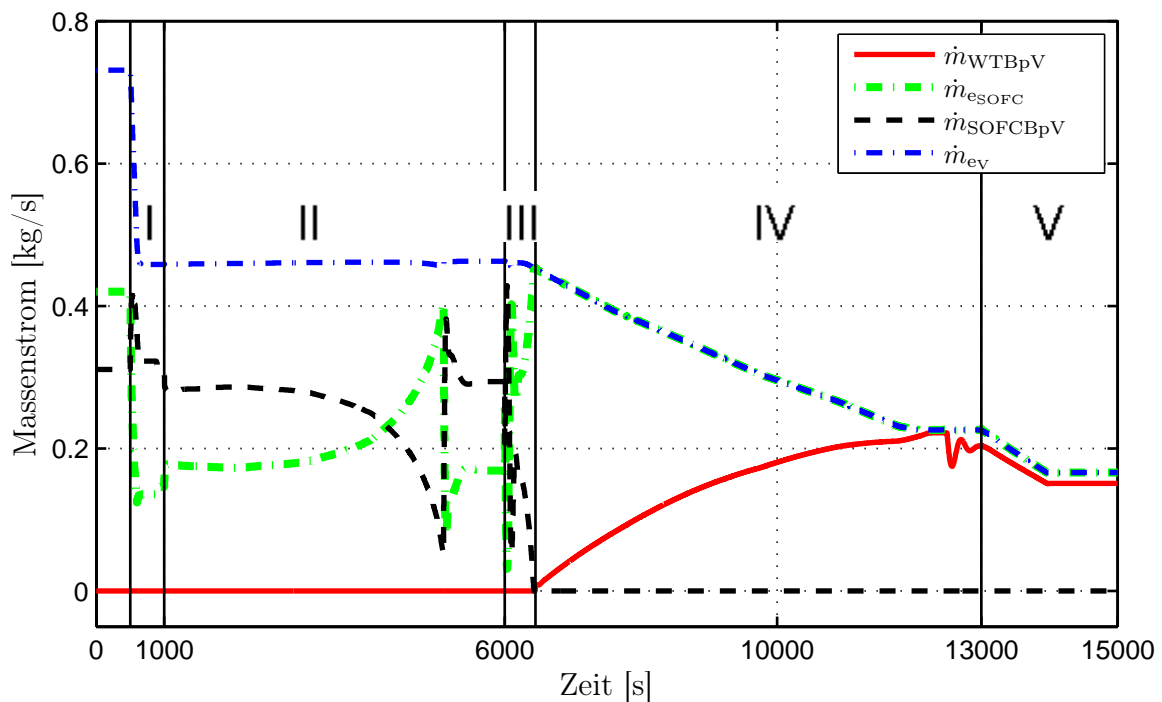


Abbildung 6.6: Verläufe charakteristischer Massenströme während des Abschaltvorgangs.

Phase II (ab $t = 1000$ s)

Mit Beginn der zweiten Phase wird der äußere Regelkreis der Kaskadenregelung von $P_{el_{MGT}}$ deaktiviert. Als Folge wird dann auf eine konstante Drehzahl geregelt, die sich nach 1000 s bei 78 % befindet. Während dieser Phase wird die langsame und kontinuierliche Absenkung der Stack-Temperatur mithilfe des SOFC-Bypasses bei gleichzeitiger Abnahme der SOFC-Leistung erreicht. Mit der Regelung des Bypasses kann die Temperatur der SOFC auf ihrem Sollwert gehalten und innerhalb von 4100 s auf 930 K reduziert werden. Die Leistung $P_{el_{SOFC}}$ liegt am Ende der Phase bei 30 kW.

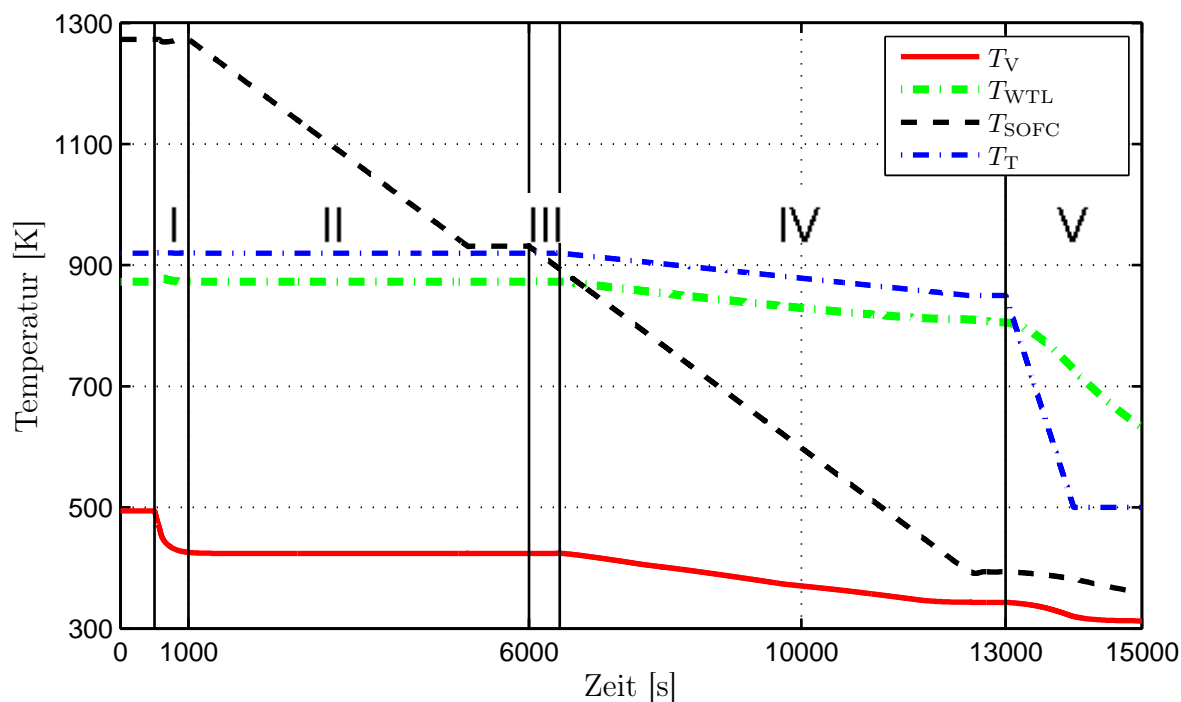


Abbildung 6.7: Verläufe charakteristischer Temperaturen während des Abschaltvorgangs.

Phase III (ab $t = 6000$ s)

Phase III beginnt mit dem Abschalten der SOFC, d.h. der Laststrom der SOFC wird auf Null herunter gefahren und die FU-Regelung gestoppt. Gleichzeitig wird das Ventil für die Brennstoffversorgung der SOFC geschlossen und das Ventil zur Spülung der Anodenseite mit Stickstoff geöffnet. Die Stack-Temperatur wird während der gesamten Dauer der Phase von 450 s kontinuierlich mit 5 K/min abgesenkt und beträgt bei $t = 6450$ s rund 895 K. Der Verlauf des Massenstroms durch das SOFC-Bypassventil $\dot{m}_{SOFC_{BPV}}$ in der dritten Phase ist in Abbildung 6.9 dargestellt. Bei $t = 6000$ s liegt der Regelfehler der Temperaturregelung $e_{T_{SOFC}}$ noch bei Null. Unmittelbar nach Beginn des Abschaltens der SOFC steigt die Temperatur in der SOFC zunächst an, da mehr unverbraucher Brennstoff in die Nachverbrennungszone gelangt. Dies äußert sich in einem negativen Regelfehler, dem jedoch unmittelbar durch ein Verringern der Stellgröße des SOFC-Bypasses $u_{SOFC_{BPV}}$ innerhalb von 5 s entgegengewirkt wird. Das zu einem Überschwingen von $e_{T_{SOFC}}$ führende Verhalten des Reglers ist ein Resultat einer, im Vergleich zur Drehzahlregelung in Phase I, deutlich schnelleren Temperaturregelung unter Verwendung des SOFC-Bypasses. Dies ist notwendig um die Temperatur während schneller Lastwechsel und Lastsprünge annähernd konstant zu halten. Nachdem der SOFC-Bypass gegen Ende der Phase komplett geschlossen ist, steigt der Regelfehler erneut an, da der Sollwert weiter abgesenkt wird.

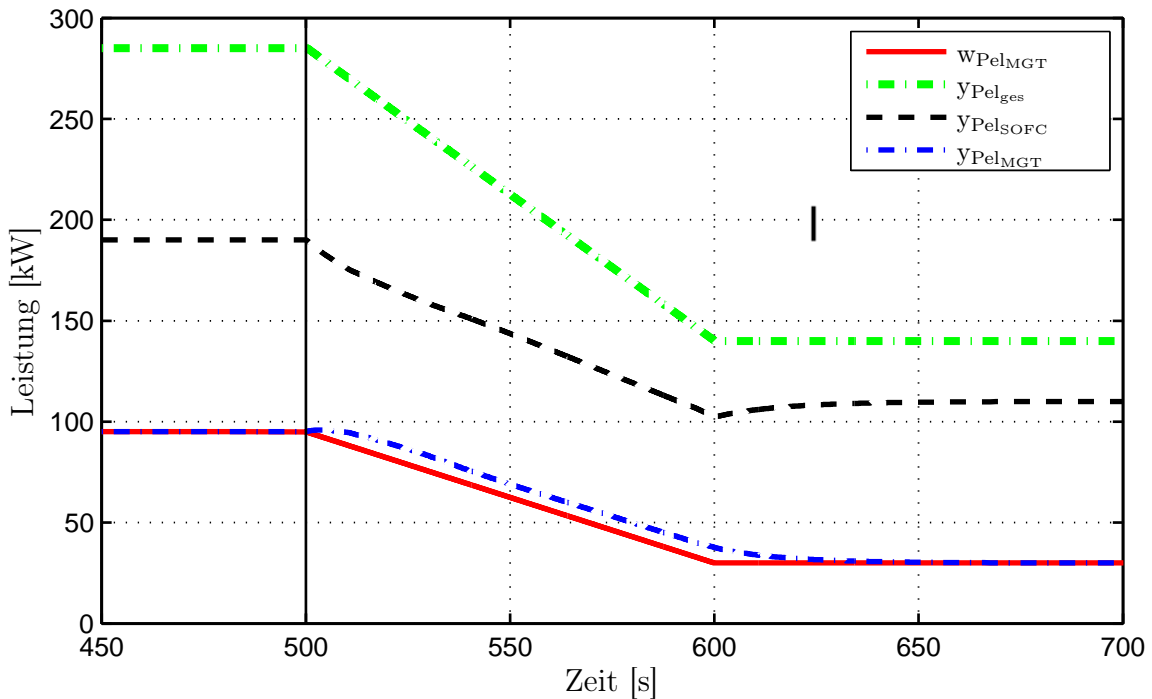


Abbildung 6.8: Detailansicht der Leistungsverläufe in Phase I des Abschaltvorgangs.

Phase IV (ab $t = 6450$ s)

Zwischen der dritten und vierten Phase gibt es einen nahtlosen Übergang in der Absenkung der Stack-Temperatur, wie in Abbildung 6.7 dargestellt. Im Unterschied zu Phase III wird nun aber der Wärmetauscher-Bypass für die Temperaturregelung verwendet. Außerdem werden auch die Turbinenausstrittstemperatur T_T (auf 850 K) und die Drehzahl (auf 50 %) unter der Vorgabe von Sollwerttrampen weiter reduziert. Aus Abbildung 6.5 geht hervor, dass bei $t = 10000$ s die MGT-Leistung P_{elMGT} negativ wird und somit externe elektrische Leistung benötigt wird. Die Verwendung des Startermotors kann nahezu bis zum Ende der Phase vermieden werden, indem der Leistungsbedarf der Steuerungselektronik vom externen Stromnetz bezogen wird.

Die ersten Sekunden von Phase IV sind ebenfalls in Abbildung 6.9 dargestellt. Durch das Öffnen des Wärmetauscher-Bypasses ($u_{WTBpV} > 0$) nimmt der Regelfehler wieder ab. Im weiteren Verlauf der Phase bewirkt die Regelung auf einen linear abnehmenden Temperatursollwert der SOFC einen zunehmenden Massenstrom \dot{m}_{WTBpV} durch das Bypassventil. Bedingt durch die thermische Trägheit der SOFC weist dieser Massenstrom nach dem Ende der Temperaturabsenkung bei $t = 12450$ s das identische, leicht überschwingende Verhalten auf wie während des Startvorgangs (siehe Abbildung 6.2). Nach einer kurzen Stabilisierungszeit wird die Temperaturregelung über den WT-Bypass gestoppt, d.h. die letzte Position des Ventils beibehalten. Damit strömen 90 % des Verdichtermassenstroms durch den Bypass ($\dot{m}_{ev} = 0,23$ kg/s).

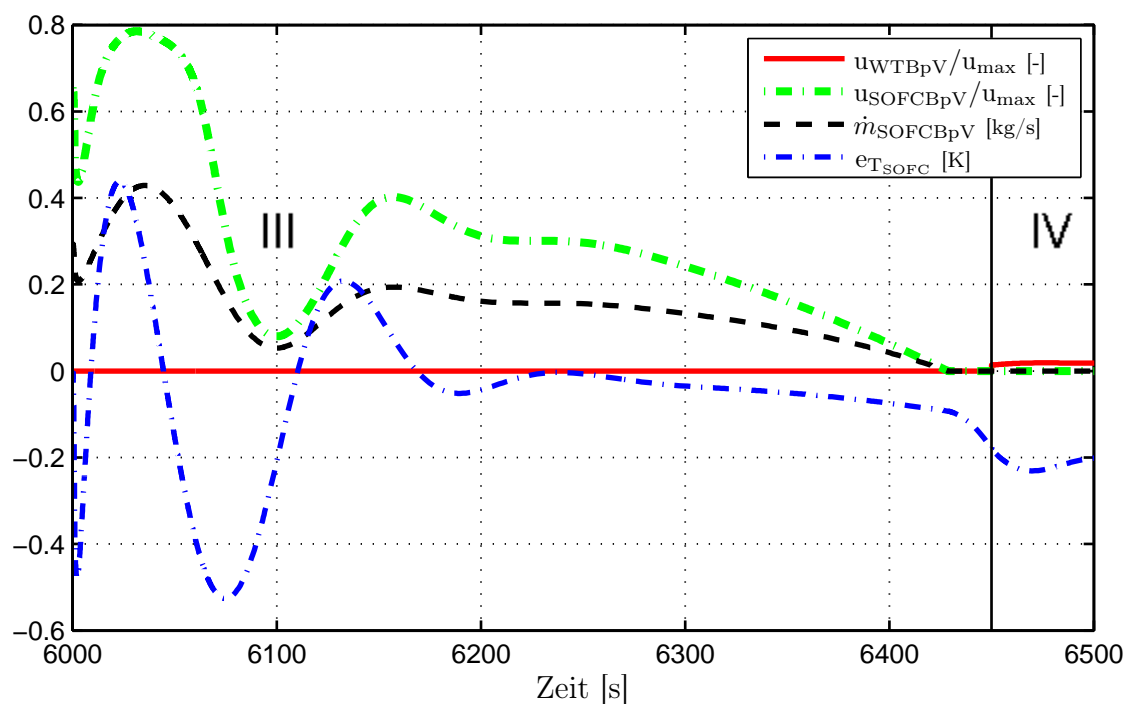


Abbildung 6.9: Verläufe charakteristischer Grössen der Bypassregelungen in den Phasen III und IV des Abschaltvorgangs.

Phase V (ab $t = 13000$ s)

Während der 1000 Sekunden dieser fünften Phase kühlt sich die SOFC weiter um 10 K auf 380 K ab. Gleichzeitig wird über den Startermotor die Drehzahl auf 35 % der Nenndrehzahl abgesenkt, und in der Simulation die Turbinenaustrittstemperatur auf 500 K reduziert. Sollte die MGT-Brennkammer, aufgrund der durch das eingekoppelte SOFC-Volumen veränderten Verlöschgrenze, vor Erreichen dieser TOT verlöschen, ist die fehlende Energie vom Startermotor bereitzustellen. Aufgrund der thermischen Trägheit der SOFC nimmt deren Temperatur im weiteren Verlauf der Simulation bis $t = 15000$ s nur langsam auf 360 K ab.

6.3 Lastsprung

Soll ein (Hybrid-)Kraftwerk in privaten Haushalten zur Stromerzeugung genutzt werden, liegen die maximal auftretenden Lastsprünge in der Größenordnung von 5 bis 10 kW [82]. Bei der Nutzung zur elektrischen Versorgung von Industriebetrieben können dagegen weitaus größere Lastsprünge auftreten. Um die thermische Beanspruchung der SOFC zu minimieren, ist während eines derartigen Lastsprungs die Stack-Temperatur möglichst konstant zu halten. Möglichst große Lastsprünge sicher und fehlerfrei zu auszuregeln ist daher eine wichtige Anforderung hinsichtlich der Alltags-

tauglichkeit eines Betriebskonzeptes. Die zwei simulierten Lastsprünge umfassen aus diesem Grund eine größere sprunghafte Abnahme der Nominallast (57 kW) und einen kleineren Lastsprung von 15 kW.

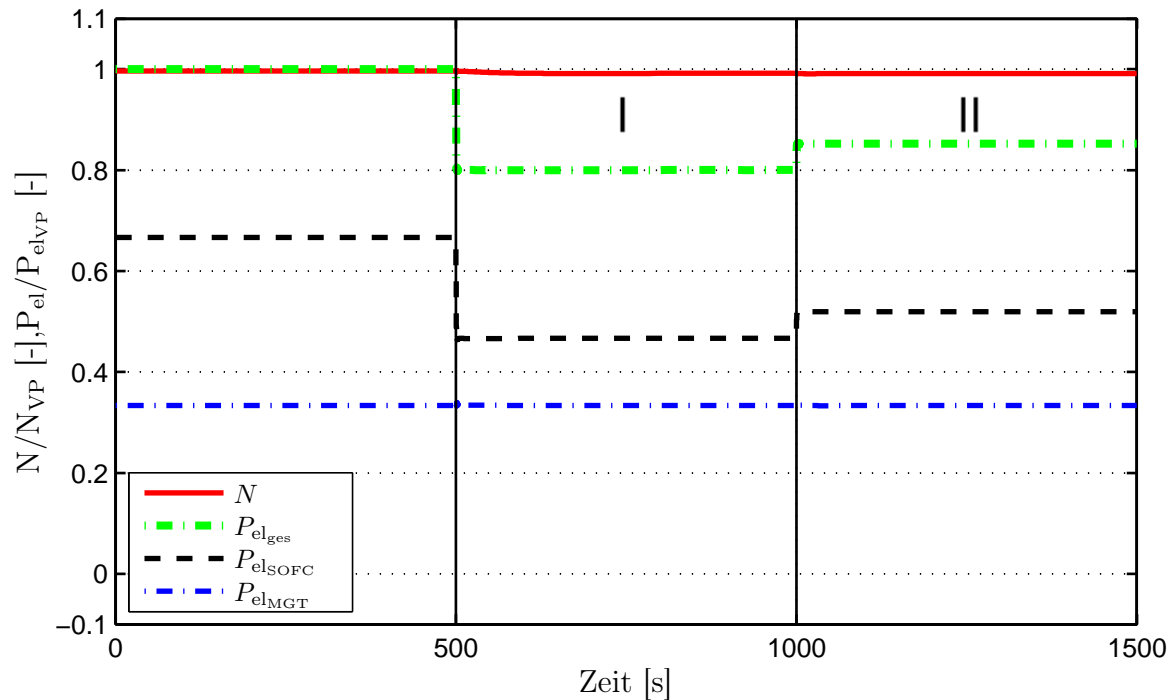


Abbildung 6.10: Verläufe von Drehzahl und Leistungen während zwei sprunghafter Lastwechsel.

Ausgangspunkt der Simulation ist, wie in Abschnitt 6.2, der Volllastpunkt mit 100 % Wellendrehzahl, einer Stack-Temperatur von 1273 K und einer Gesamtleistung P_{el_ges} von 285 kW, die sich auf 95 kW MGT- und 190 kW SOFC-Leistung aufteilen. 57 % des Verdichtermassenstroms werden durch die SOFC geleitet, der Rest strömt durch den Bypass direkt in die MGT-Brennkammer.

Phase I (ab $t = 500$ s)

Zunächst wird in der ersten Phase eine sprunghafte Abnahme der Nominallast von 20 % (57 kW) simuliert. Unter Verwendung des SOFC-Bypasses kann dabei im Gegensatz zu den in [82] beschriebenen Lastsprüngen der Sollwert der MGT-Leistung unverändert bleiben. Der gesamte Lastsprung wird von der SOFC abgefangen. Somit bleibt die Drehzahl der MGT und der Verdichtermassenstrom \dot{m}_{ev} bis auf Abweichungen unter 0,5 % konstant, was die Gefahr des Pumpens des Verdichters ausschließt. Ein Risiko das bei größeren sprunghaften Lastabnahmen von gekoppelten SOFC-MGT-Hybridkraftwerken ohne SOFC-Bypass besteht [32, 82].

In Abbildung 6.12 sind die Verläufe der Regelfehler von MGT-Leistungs- ($e_{P_{el_MGT}}$)

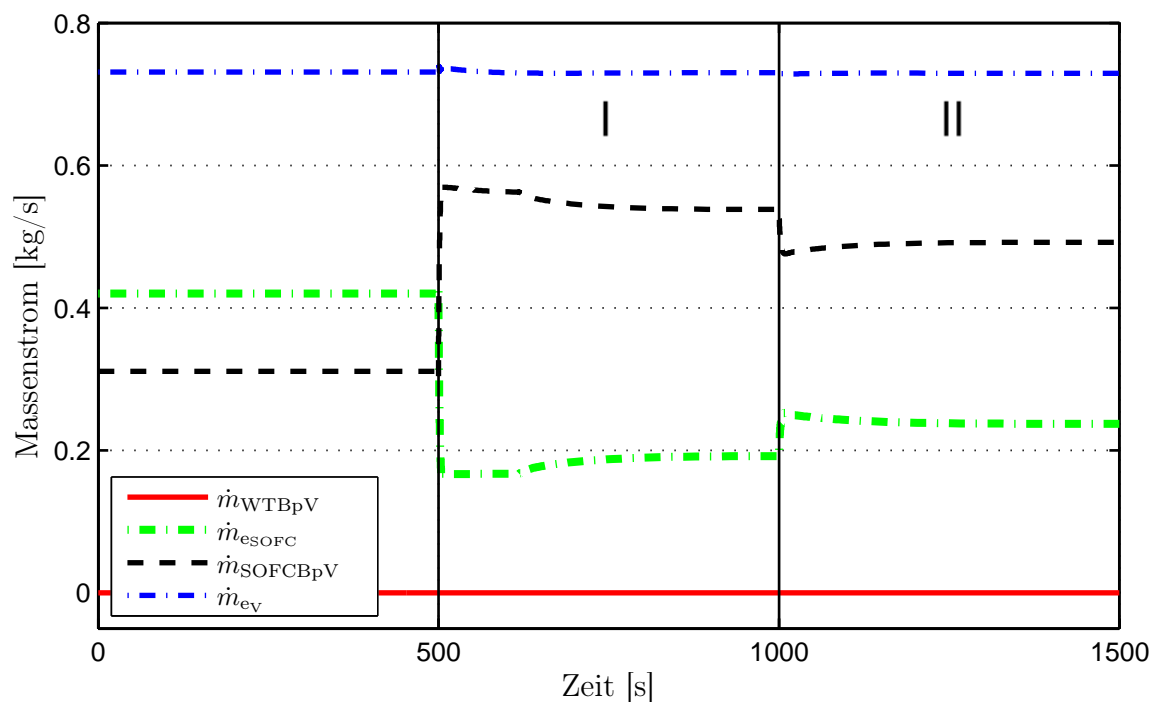


Abbildung 6.11: Verläufe charakteristischer Massenströme während zwei sprunghafter Lastwechsel.

und SOFC-Temperaturregelung ($e_{T_{\text{SOFC}}}$) direkt nach dem Lastsprung detaillierter dargestellt. Es wird deutlich, dass das Abfangen der Lastabnahme durch die SOFC Rückwirkungen auf die Leistungsregelung der MGT hat. Die geforderte Realisierung einer konstant bleibenden Stack-Temperatur kann allerdings bis auf Abweichungen unter 2 K eingehalten werden, da dem Temperaturanstieg durch das weitere Öffnen des SOFC-Bypassventils (u_{SOFCBpV}) entgegengewirkt wird. Durch den reduzierten Massenstrom in die SOFC greift die Stellgrößenbeschränkung aufgrund der einzuhaltenden Stöchiometriebedingung von $\lambda \geq 2$. Der daraus resultierende Regelfehler kann erst nach 140 s vollständig auf Null gebracht werden. Aus diesem Grund ist es nicht möglich für die simulierte SOFC-MGT Kombination Lastsprünge über 20 % ohne Temperaturabweichungen von mindestens 2 K abzufangen. In Bezug auf die in Kapitel 2.2 aufgeführten, bestehenden Betriebskonzepte in der Literatur ist diese Fähigkeit eine essentielle Verbesserung. Ohne einen SOFC-Bypass ist, bei vergleichbarer Regelperformance, selbst ein Lastsprung in der Größenordnung von 5 kW nicht ohne größere Temperaturschwankungen zu kompensieren. Nach dem ausgeregelten Lastsprung strömen, wie in Abbildung 6.11 dargestellt, nur noch 26 % des Verdichtermassenstroms durch die SOFC.

Phase II (ab $t = 1000$ s)

Zu Beginn der zweiten Phase wird ein sprunghafter Anstieg der elektrischen Last um 15 kW (5,3 % der Nominallast) simuliert. Die Sollwertabweichungen in Abbildung

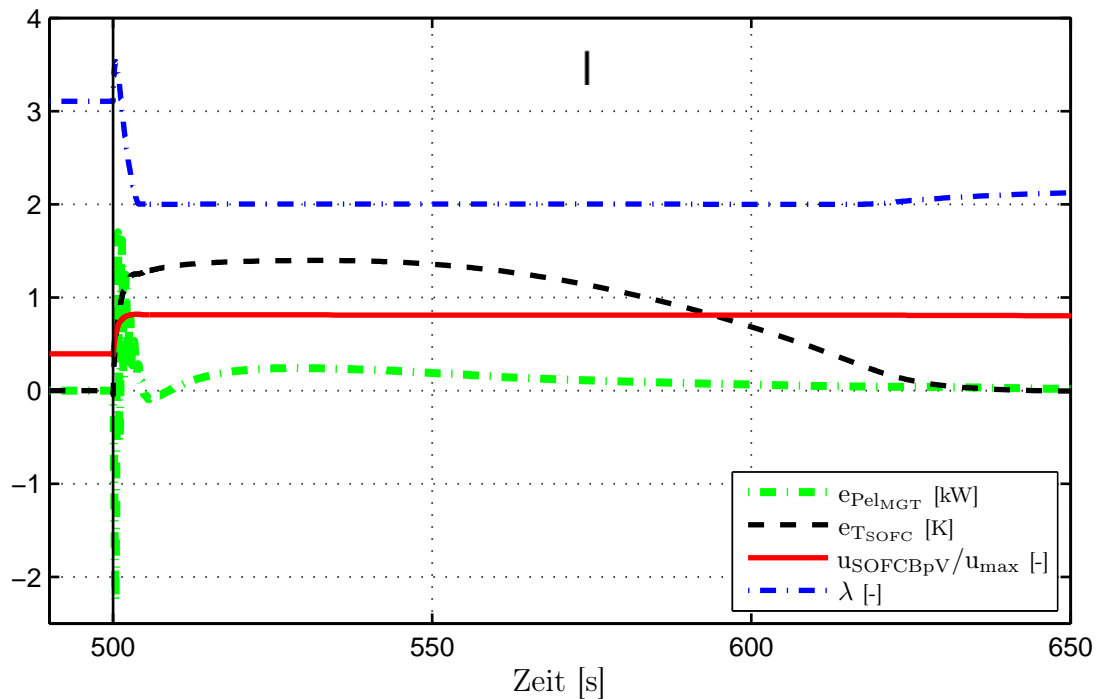


Abbildung 6.12: Detailansicht charakteristischer Größen der Regelkreise nach einem 57 kW-Lastsprung.

6.13 sind für die MGT-Leistung ($e_{P_{el_{MGT}}}$) betragsmäßig kleiner als 2,3 kW und für die SOFC-Temperatur ($e_{T_{SOFC}}$) kleiner als 1,5 K. Auch in diesem Fall folgt die elektrische Gesamtleistung $P_{el_{ges}}$ direkt dem vorgegebenen Verlauf. Drehzahl und Gesamtmassenstrom bleiben bis auf Abweichungen unter 0,1 % unverändert. Der Unterschied zur sprunghaften Lastzunahme in Phase I wird in Abbildung 6.13 ersichtlich. Die Zunahme des in die SOFC einströmenden, zur Unterdrückung eines Temperaturanstiegs benötigten, Luftmassenstroms begünstigt in diesem Fall das Einhalten der Stöchiometriebedingung. Damit wird eine unmittelbare Eliminierung des Regelfehlers $e_{T_{SOFC}}$ ermöglicht. Dadurch wird ein stationärer Zustand nach dem zweiten Lastsprung nach 150 s erreicht, was folglich nicht nur auf die verringerte Höhe des Lastsprungs im Vergleich zu Phase I zurückzuführen ist.

6.4 Fehlerfälle

Ein ausgereiftes, unter realen Bedingungen nutzbares Betriebskonzept für ein Hybridkraftwerk muss neben Lastsprüngen auch im Fall von auftretenden Störungen und Systemfehlern die Sicherheit des Kraftwerks gewährleisten. Aus diesem Grund ist nach der Identifikation eines schwerwiegenden Fehlers automatisch ein Abschaltvorgang einzuleiten. In diesem Abschnitt wird stellvertretend für einen derartigen Fehlerfall ein Wellenbruch zwischen Generator und Verdichter simuliert.

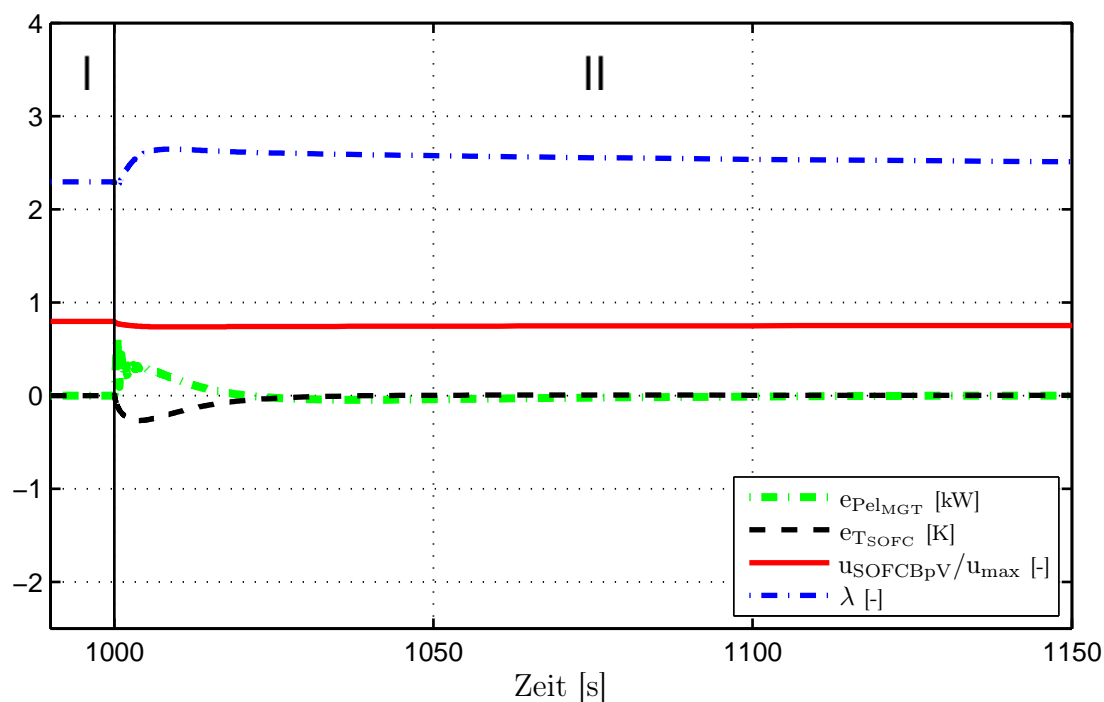


Abbildung 6.13: Detailansicht charakteristischer Größen der Regelkreise nach einem 15 kW-Lastsprung.

Ausgangspunkt der Simulation ist eine Gesamtleistung $P_{el_{ges}}$ von 225 kW, wobei 150 kW von der SOFC geleistet werden (Abbildung 6.14). Liegt die Drehzahl über 93 % der Nominaldrehzahl, sind zusätzliche Maßnahmen notwendig. Weitere Anfangszustände sind eine TOT von 916 K, eine Stack-Temperatur von 1273 K und ein Verdichtermassenstrom \dot{m}_{ev} von 0,64 kg/s, von dem 40 % in die SOFC einströmen ($\dot{m}_{e_{SOFC}}$).

Phase I (ab $t = 500$ s)

Das Abblasventil (Bleed-Air Ventil) nach dem Verdichter wird verwendet, um die zu Beginn von Phase I auftretende Beschleunigung der Welle abzufangen. Durch den Wellenbruch erfolgt ein unmittelbarer Rückgang der MGT-Leistung $P_{el_{MGT}}$ auf Null. Ziel der Regelung ist es die Zunahme der Drehzahl komplett zu unterdrücken und gleichzeitig über die Einstellung des SOFC-Bypassventils die SOFC-Temperatur konstant zu halten. Aus den in den Abbildungen 6.14 und 6.16 dargestellten Verläufen von Drehzahl und Stack-Temperatur lässt sich jedoch feststellen, dass dieses Ziel in Bezug auf die Drehzahl nicht realisierbar ist.

Der hochdynamische Vorgang direkt nach dem auftretenden Bruch der Welle ist in Abbildung 6.17 detaillierter dargestellt. Selbst ein unmittelbar von Null auf 0,5 kg/s ansteigender Massenstrom durch das Bleed-Air Ventil (\dot{m}_{BleedV}) kann eine Zunahme der Drehzahl auf 101 % nicht verhindern. Bedingt durch das dynamische Verhalten im Volumen der SOFC wird ein schnellerer Anstieg des Bleed-Air Massenstroms ver-

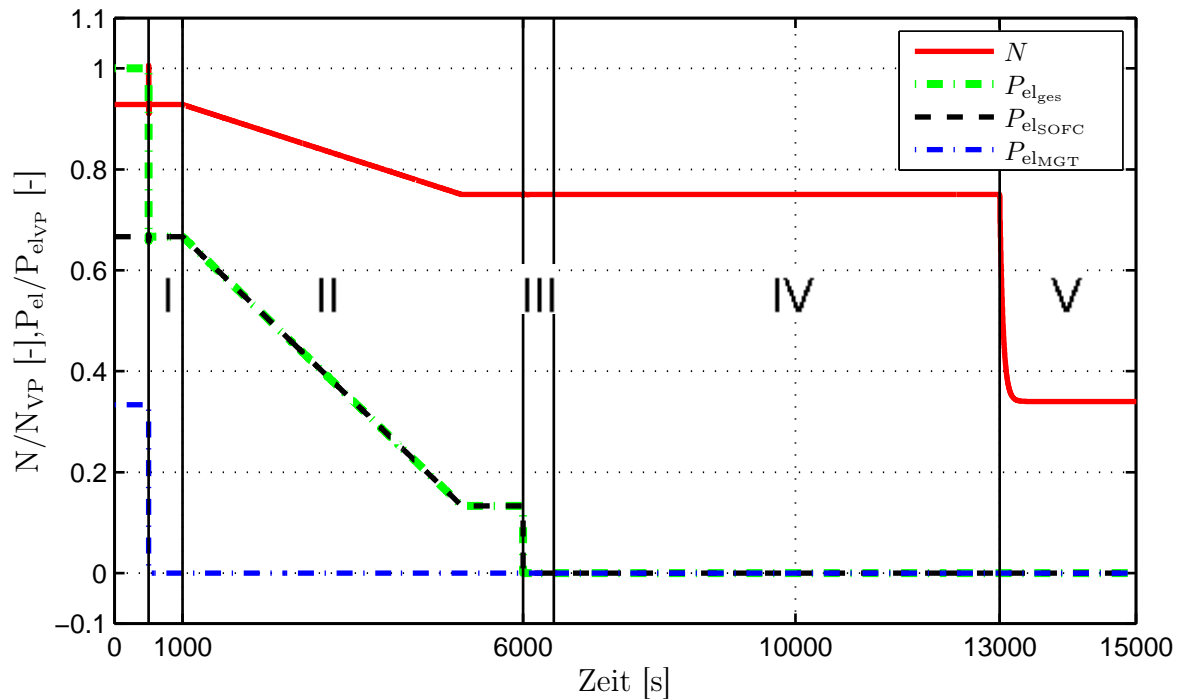


Abbildung 6.14: Verläufe von Drehzahl und Leistungen nach dem Wellenbruch.

hindert und damit die Beschleunigung der Welle unvermeidbar. Als Folge des Drehzahlanstiegs und der Abblasung steigt auch der Verdichtermassenstrom kurzzeitig auf $0,82 \text{ kg/s}$ an. Ebenso nimmt die Verdichteraustrittstemperatur in 5 s um 18 K zu (siehe Abbildung 6.16). Als weitere Folge der Öffnung des Bleed-Air Ventils steht weniger Luftmassenstrom zur Temperaturregelung der SOFC bereit. Durch ein Schließen des SOFC-Bypasses von 67% auf 32% kann ein Absinken der SOFC-Temperatur um mehr als $1,5 \text{ K}$ verhindert und damit bis auf diese Abweichung konstant gehalten werden. Nach 100 s stellt sich eine Drehzahl ein, die der vor dem Wellenbruch entspricht. Allerdings wird diese Drehzahl jetzt über das Bleed-Air Ventil geregelt. Von den sich stationär einstellenden $0,73 \text{ kg/s}$ Verdichtermassenstrom werden nun 30% abgeblasen und die verbleibenden 70% teilen sich zu 51% auf die SOFC und zu 49% auf deren Bypass auf.

Phase II (ab $t = 1000 \text{ s}$)

In der zweiten Phase beginnt der kontrollierte Abschaltvorgang des Hybridkraftwerks. Die SOFC-Leistung P_{elSOFC} wird auf 30 kW gesenkt, sowie die Stack-Temperatur mit dem maximal zulässigen Temperaturgradienten von 5 K/min in 4100 s auf 931 K reduziert. Ebenso wird die Drehzahl sukzessive auf 75% abgesenkt. Die Stellgröße in diesem Drehzahlregelkreis ist das Bleed-Air Ventil. Alle anderen Regelkreise unterscheiden sich nicht von einem normalen Abschaltvorgang. Aus diesem Grund unterscheiden sich auch die Verläufe des in die SOFC einströmenden Massenstroms \dot{m}_{elSOFC}

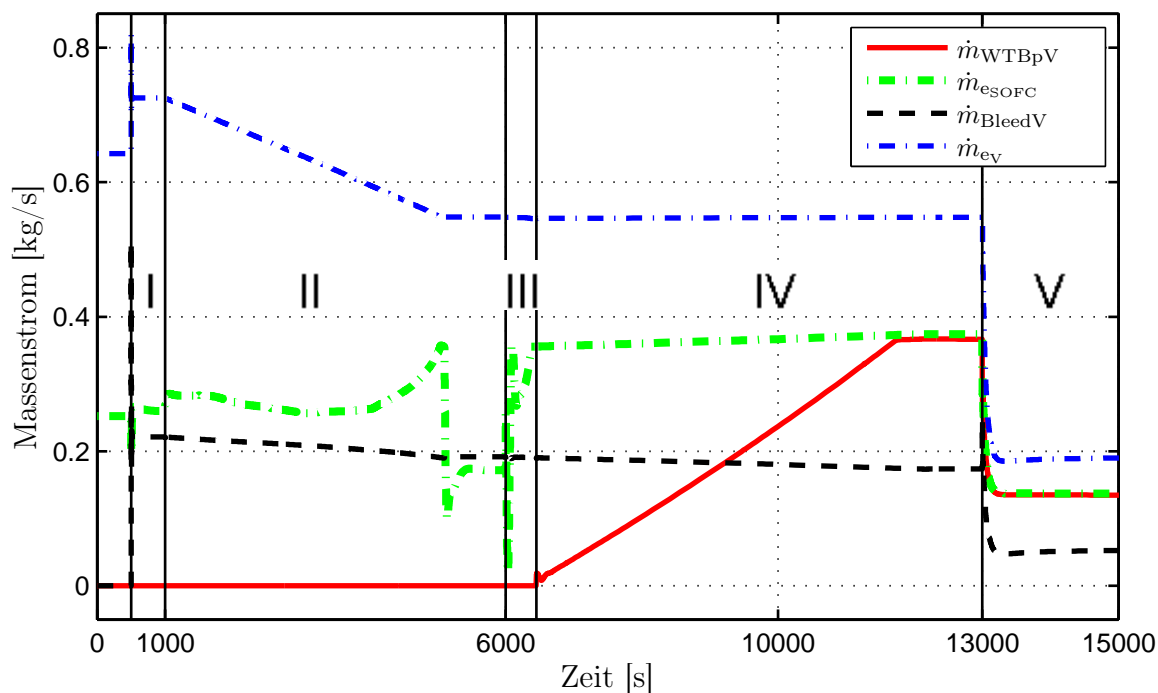


Abbildung 6.15: Verläufe charakteristischer Massenströme nach dem Wellenbruch.

in den Abbildungen 6.15 und 6.6 nur unwesentlich. Lediglich der Gesamtmassenstrom durch den Verdichter ist durch die Abblasung über das Bleed-Air Ventil 18 % höher als bei dem simulierten Abschaltvorgang.

Phase III (ab $t = 6000$ s)

Bis auf das Stellglied im Drehzahlregelkreis unterscheidet sich auch die dritte Phase des simulierten Wellenbruchs nicht von Phase III des in Kapitel 6.2 beschriebenen Abschaltvorgangs. Die SOFC wird abgeschaltet, die FU-Regelung gestoppt, das Brennstoffventil geschlossen, das Ventil zur Spülung der SOFC mit Stickstoff geöffnet und die Stack-Temperatur in einer Sollwerttrampe mit 5 K/min reduziert. Die Unterschiede im Regelungskonzept sind durch die Verwendung des Bleed-Air Ventils bedingt. Diese führen zu einem veränderten Verlauf des Regelfehlers $e_{T_{\text{SOFC}}}$, der in Abbildung 6.18 dargestellt ist. Das Schließen und das darauf folgende Öffnen des SOFC-Bypassventils (u_{SOFCBpV}) in den ersten 50 s nach Beginn der Phase, ändert sich im Vergleich zum normalen Abschaltvorgang nicht. Allerdings reduziert sich der am Eintritt der SOFC maximal zur Verfügung stehende Luftmassenstroms um 0,1 kg/s, da von den in den Verdichter einströmenden 0,55 kg/s 35 % abgeblasen werden. Dieser Massenstrom steht im äußeren Regelkreis der Kaskadenregelung der SOFC-Temperatur als Stellgröße nicht zur Verfügung. Das führt dazu, dass für den negativen Regelfehler 6080 s der Luftmassenstrom nicht ausreicht, der Bypass also kurz vollständig geschlossen ist. Das in das Regelungskonzept integrierte Anti-Windup Prinzip verhindert das Aufsum-

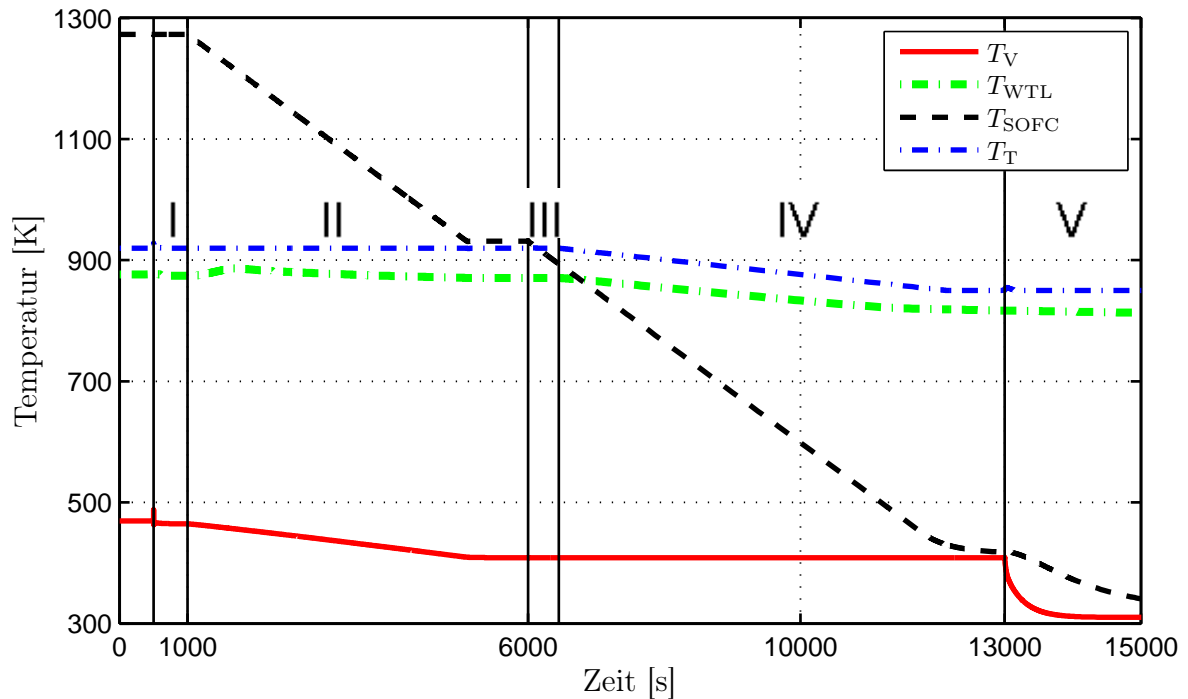


Abbildung 6.16: Verläufe charakteristischer Temperaturen nach dem Wellenbruch.

mieren des Regelfehlers im Integrator des PI-Reglers während dieser Zeit. Mit diesem Konzept reagiert der Regler unmittelbar wieder auf den positiven Regelfehler ab etwa $t = 6115$ s und kann ein Aufschwingen des Regelfehlers verhindern. Wie beim normalen Abschaltvorgang ist auch hier vor dem Ende der Phase der SOFC-Bypass vollständig geschlossen, wodurch der Regelfehler wieder zunimmt. Bedingt durch den reduzierten Massenstrom ist der Bypass jedoch bereits früher geschlossen, wodurch die Zunahme des Fehlers geringfügig höher ausfällt.

Phase IV (ab $t = 6450$ s)

In Phase IV wird über die geregelte Ansteuerung des Wärmetauscher-Bypasses die SOFC-Temperatur innerhalb von 5700 s auf 420 K abgesenkt. Um genügend Massenstrom zur Temperaturregelung im System zu haben, wird dabei die Drehzahl konstant auf 75 % Nenndrehzahl gehalten. Gleichzeitig wird die der MGT zugeführte Energie durch das Absenken der TOT auf 850 K reduziert. Der Regelfehler der Temperaturregelung in Abbildung 6.18 nimmt nach Beginn von Phase IV durch die Verwendung des Wärmetauscher-Bypasses wieder ab. Die restlichen Verläufe der SOFC-Temperatur und des in die SOFC einströmenden Massenstroms \dot{m}_{esOFc} in Abbildung 6.15 verhalten sich analog zu den Verläufen des normalen Abschaltvorgangs in Abschnitt 6.2. Am Ende der Phase strömen aufgrund der konstant gebliebenen Drehzahl noch immer 0,55 kg/s Luftmassenstrom durch den Verdichter. Davon werden etwa 32 % abgeblasen und 67 % durch den Wärmetauscher-Bypass direkt in die SOFC geleitet.

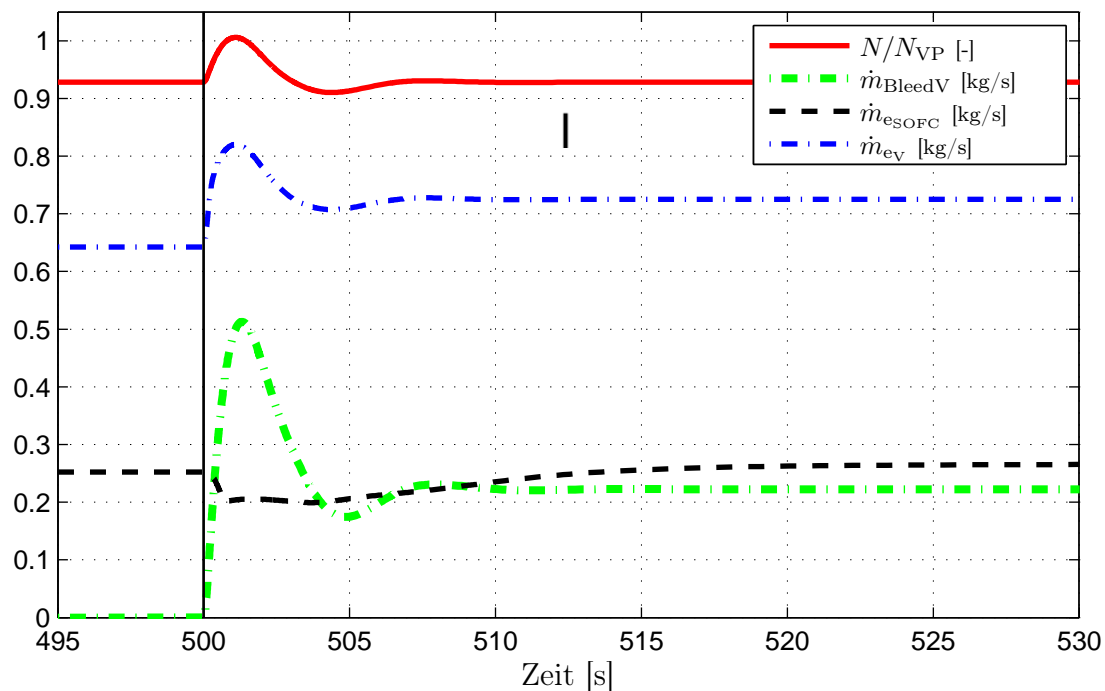


Abbildung 6.17: Verläufe charakteristischer Größen der Regelkreise in den ersten Sekunden nach dem Wellenbruch.

Phase V (ab $t = 13000$ s)

In der letzten Phase nach dem Eintritt des Wellenbruchs wird über das Bleed-Air Ventil die Drehzahl innerhalb von 100 s auf 34 % abgesenkt. Die Turbinenausstrittstemperatur wird nicht wie beim gewöhnlichen Abschaltvorgang weiter reduziert (siehe Abbildung 6.16), da durch die Abblasung von Luft nach dem Verdichter dem System bereits Energie entzogen wird. Diese muss dann in der Brennkammer wieder zugeführt werden, damit die Drehzahl der Welle nicht einbricht. Nach 15000 s hat die Stack-Temperatur langsam auf 340 K abgenommen. Die thermische Trägheit der SOFC garantiert hier das Einhalten der Gradientenbedingung der Temperatur, da in dieser Phase die Temperatur nicht mehr aktiv über einen Bypass geregelt werden kann.

Mit der Simulation des gesamten Manövers nach dem Wellenbruch wird aufgezeigt, dass ein Abfangen der Drehzahl und ein sicherer Abschaltvorgang unter Verwendung eines Bleed-Air Ventils möglich ist. Voraussetzung ist, dass der Wellenbruch schnell und verlässlich detektiert wird. Eine kurzzeitige Zunahme der Drehzahl unmittelbar nach dem Bruch der Welle kann alleine mit einer Abblasung der Verdichteraustrittsluft nicht vermieden werden. Tritt ein solcher Fehlerfall im Vollastpunkt bei 100 % der Nenndrehzahl auf, überschreitet die Drehzahl die zulässige Maximaldrehzahl aus Tabelle 5.1. Der Einsatz einer zusätzlichen Bremse an der Welle ist damit unumgänglich.

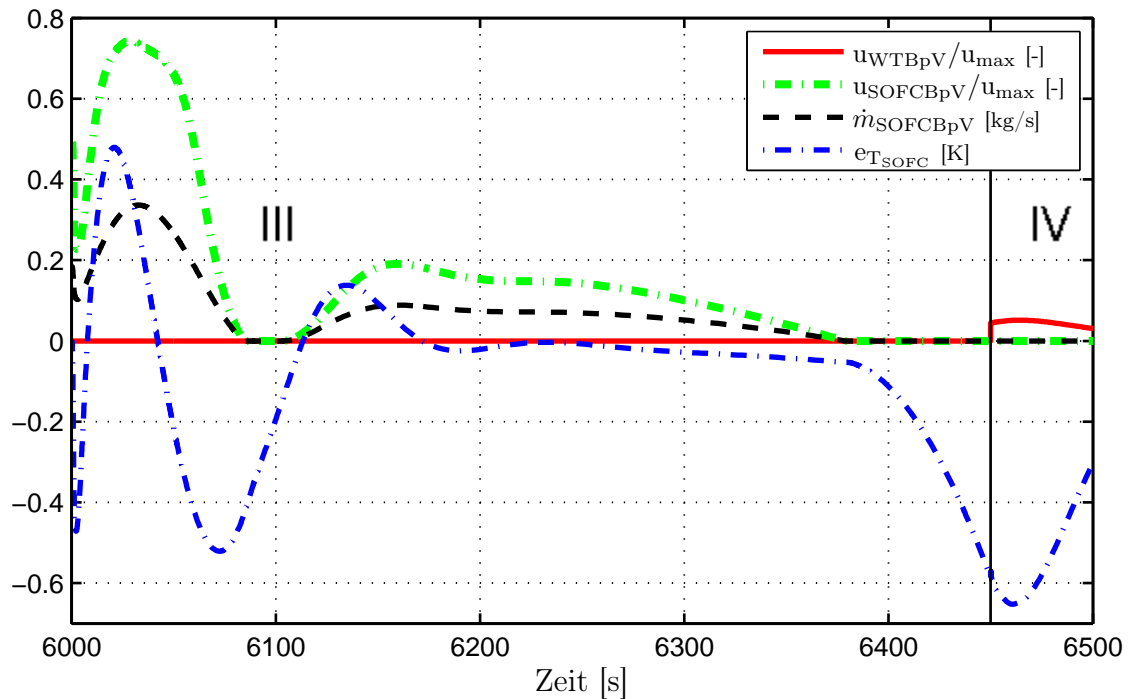


Abbildung 6.18: Verläufe charakteristischer Größen der Bypassregelungen in den Phasen III und IV nach dem Wellenbruch.

Abschließend sind in Abbildung 6.19 die Betriebslinien für den Wellenbruch und das Abschalten im Verdichterkennfeld dargestellt. Phase I des normalen Abschaltvorgangs entspricht mit einer Abweichung unter 1 % in Druckverhältnis und Massenstromparameter der Arbeitslinie des Hybridkraftwerks, auf der alle stationären Arbeitspunkte der MGT zwischen 75 % und 100 % der Nenndrehzahl liegen. Da sich in der zweiten und dritten Phase die Drehzahl nicht ändert, liegen sie dicht nebeneinander im Verdichterkennfeld. Aufgrund veränderten Öffnungswinkel des SOFC-Bypasses unterscheiden sich die Punkte durch Abweichungen im Druckverhältnis über den Verdichter von 2 %. Phase IV und V verlaufen in linearer Verlängerung der Linie aus Phase I.

Die Betriebslinie für den Wellenbruch unterscheidet sich deutlich von der des Abschaltvorgangs. Aufgrund der reduzierten Ausgangsdrehzahl startet die Simulation bei einem kleineren Verdichter-Druckverhältnis auf der Arbeitslinie. Dann nimmt die Drehzahl innerhalb einer Sekunde zu und berührt im Scheitelpunkt die Drehzahllinie des Volllastpunktes. Da am Ende von Phase I die Drehzahl auf den konstanten Wert vor Eintritt des Wellenbruchs geregelt wird, liegen die Startpunkte von Phase I und II auf derselben Drehzahllinie. Nach der weiteren Drehzahlabnahme in der zweiten Phase auf 75 %, liegt der Endpunkt dieser Phase mit den nebeneinander liegenden Punkten des normalen Abschaltvorgangs ebenfalls auf einer gemeinsamen Drehzahllinie. Der Abszissenabstand zwischen diesen Punkten der zwei Manöver resultiert aus dem durch das Bleed-Air Ventil ausströmenden Massenstrom. Die Endpunkte beider

Simulationen liegen auf derselben Drehzahllinie dicht beieinander, da der Absolutwert des abblasenen Massenstroms nur noch gering ist.

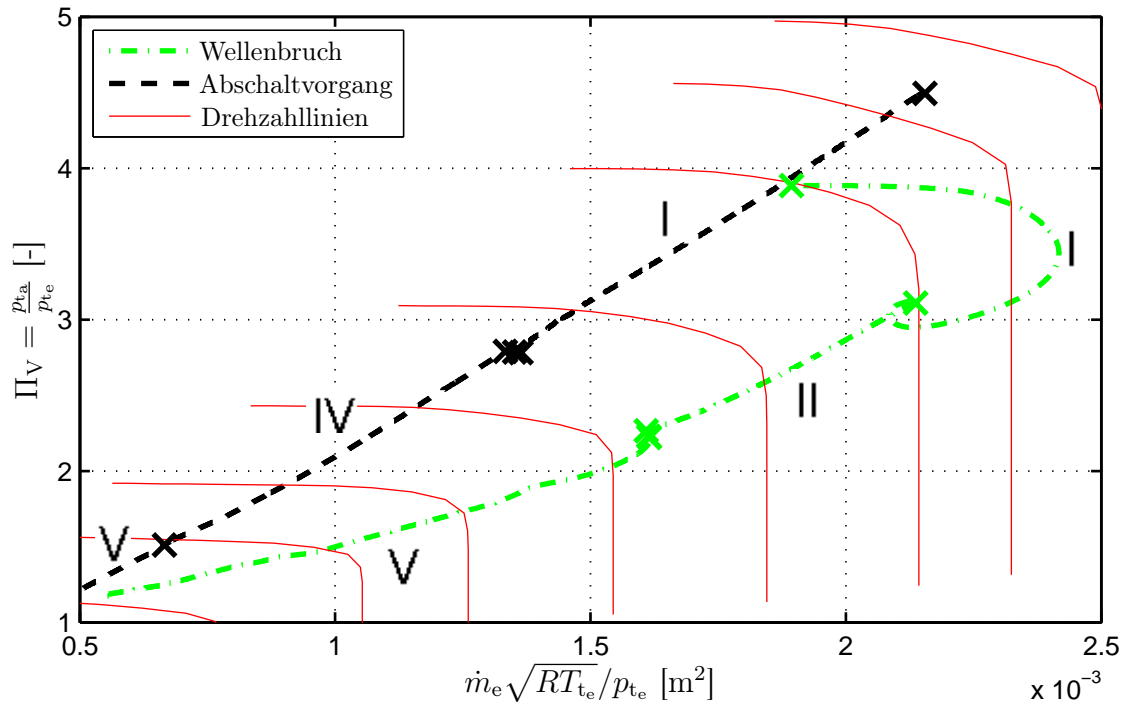


Abbildung 6.19: Betriebslinien bei Wellenbruch und Abschalten im Verdichterkennfeld.

7 Zusammenfassung und Ausblick

7.1 Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit liefert einen Lösungsansatz auf Systemebene, um die Forschungsaktivitäten innerhalb des einleitend beschriebenen Projektes mit dem DLR in Stuttgart entscheidend voran zu treiben. Die Ausarbeitung eines auch unter realen Einsatzbedingungen bestehenden Betriebskonzepts für das Hybridkraftwerk bestehend aus Gasturbine und Brennstoffzelle (SOFC) steht dabei im Vordergrund. Die in der Fachliteratur aufgeführten Ansätze hinsichtlich der möglichen Kopplungsvarianten von SOFC und Gasturbine sind vielfältig und mehrheitlich auf die Optimierung des elektrischen (Gesamt-)Wirkungsgrades fokussiert. Diese in erster Linie stationär durchgeführten Parameterstudien führen teilweise zu komplexen Zyklusvarianten. Dabei umfassen die Varianten unter anderem die zusätzliche Kopplung mit Gas- und Dampfprozessen, die Integration einer Kohlevergasung und sogar mehrerer Brennstoffzellen. Dennoch sind selbst elementare Problemstellungen einfacher Kopplungsvarianten nicht gelöst. Ein Betriebskonzept für den dauerhaften, sicheren Betrieb eines voll gekoppelten Hybridkraftwerks konnte noch nicht experimentell nachgewiesen werden.

Der Beitrag, den die vorliegende Arbeit liefert, ist ein detaillierter Ansatz für ein Betriebs- bzw. Regelungskonzept, das einen sicheren Betrieb eines derartigen Hybridkraftwerks ermöglichen soll. Aufgrund der Randbedingungen innerhalb des Projekts basieren die Modellierung und Simulation auf der Kopplung der MGT Turbec T100 und eines SOFC-Stacks der Firma Siemens mit 1152 tubularen Einzelzellen. Mit diesen, nicht für einen gekoppelten Betrieb ausgelegten Hauptkomponenten wird ein erstes Forschungskraftwerk aufgebaut und dient als Ausgangspunkt weiterer Optimierungen. Der nichtlineare, adäquat detaillierte Modellierungsansatz realisiert dafür eine einheitliche Beschreibung des E/A-Verhaltens aller (Sub-)Komponenten sowie der Fluideigenschaften. Durch die Validierung bzw. Verifikation aller Modellkomponenten, inklusive der Ventile als entscheidende Kopplungselemente, steht für die Simulation des Betriebskonzeptes ein Werkzeug zur Verfügung, mit dem eine valide Bewertung dieses Konzeptes durchgeführt werden konnte.

Die Simualtionsergebnisse lassen Rückschlüsse zu, inwiefern das ausgearbeitete Betriebskonzept für die favorisierte Verschaltung von MGT und SOFC, deren Betriebsgrenzen während charakteristischer Manöver eines derartigen Hybridkraftwerks einhalten kann. Entscheidend dabei ist die Verwendung der Bypässe um den Wärmetauscher und um die SOFC. Durch die Verwendung der Bypässe können die hohen Anforderungen an den SOFC-Temperaturgradienten eingehalten werden. Dabei ist der gekoppelte Betrieb der im Projekt vorgegebenen MGT-SOFC-Kombination ohne SOFC-Bypass nur mit Einschränkungen überhaupt möglich. Die Betriebstemperatur

der SOFC von durchschnittlich 1273 K ist nur mit gedrosselter MGT-Drehzahl erreichbar. Das bedeutet der Lastpunkt der MGT hängt direkt vom Lastpunkt der SOFC ab. Mit dieser starren Kopplung der beiden Komponenten sind die simulierten Lastsprünge entweder nur deutlich zeitlich versetzt, oder mit spürbaren Schwankungen der Stack-Temperatur realisierbar. In beiden Fällen erfolgt eine Doppelbelastung der SOFC durch die sich dann ergebende Kombination von Leistungs- und Temperaturzyklen. Mit dem ausgearbeiteten Betriebskonzept, d.h. mit der teilweisen Entkopplung durch den SOFC-Bypass, wird es möglich Lastsprünge bis zu 20% der Nominallast (57 kW) ohne nennenswerte Temperaturschwankungen auszuregeln.

Die geforderten Betriebsgrenzen von MGT und SOFC können in allen vorgestellten Simulationen eingehalten werden. Falls sich die minimalen Abweichungen im Gradienten in zukünftigen Simulationen und Analysen als nicht tragbar erweisen sollten, kann dem durch die gezielte Abflachung der Sollwertverläufe entgegengewirkt werden. Dies betrifft in erster Linie das Zünden und Hochfahren der SOFC während des Startvorgangs des Hybridkraftwerks. Je nach Grad der Abflachung erhöht sich dabei jedoch die Dauer der betreffenden Phase(n), und damit der komplette Startvorgang, unter Umständen signifikant.

7.2 Ausblick

Um im nächsten Schritt die geplante Kopplung der MGT Turbec T100 mit einem SOFC-Simulator in Systemsimulationen zu untersuchen, wurde das bestehende Modell um ein geeignetes SOFC-Simulatormodell erweitert und dieses auch verifiziert [44]. Die durchgeführten Simulationen orientieren sich unmittelbar an der Hardwarerealisierung des MGT-SOFC-Simulatorsystems, das in Abbildung 7.1 dargestellt ist.

Der SOFC-Simulator besteht aus einem Druckbehälter (k) und einer internen Brennkammer (l). Über die konstruktive Gestaltung des Druckkessels werden die Aufenthaltszeiten und das Volumen einer SOFC abgebildet. Das thermische Verhalten einer SOFC wird über die Ansteuerung des Brennstoffventils (m) so eingestellt, dass die Austrittstemperatur $T(p)$ des Simulators der einer realen SOFC entspricht. Bei der Vorgabe des Brennstoffmassenstroms durch das Ventil (m) ist neben dem zu simulierenden Lastpunkt der SOFC auch der Eintrittszustand (o), d.h. Luftmassenstrom, Temperatur und Druck, zu berücksichtigen. Da im SOFC-Simulator keine elektrische Leistung abgeführt wird ergibt sich aufgrund eines um maximal 4 g/s erhöhten Gesamtmassenstroms ein abweichender Gaszusammensetzungsvektor \vec{x}^m am Austritt des Simulators (p). Diese Abweichungen sind jedoch vernachlässigbar gering [44].

In der in Abbildung 7.1 dargestellten Realisierung des SOFC-Bypasses sind drei Regelventile mehr vorhanden, als aus systemtheoretischer Sicht zur Regelung der Stack-, bzw. Simulator-Temperatur notwendig wären. Die Anordnung zweier parallel geschalteter Regelventile, einem trägeren größeren Ventil (f_{1a}) bzw. (f_{2a}) und einem schnelleren kleineren Ventil (f_{1b}) bzw. (f_{2b}) zur Feineinstellung des Massenstroms, ist jedoch eine gängige Hardwarelösung [44]. Damit ist eine Reduktion der Stellglieder für die Ansteuerung der vier Regelventile des SOFC-Bypasses aufgrund des ansonsten

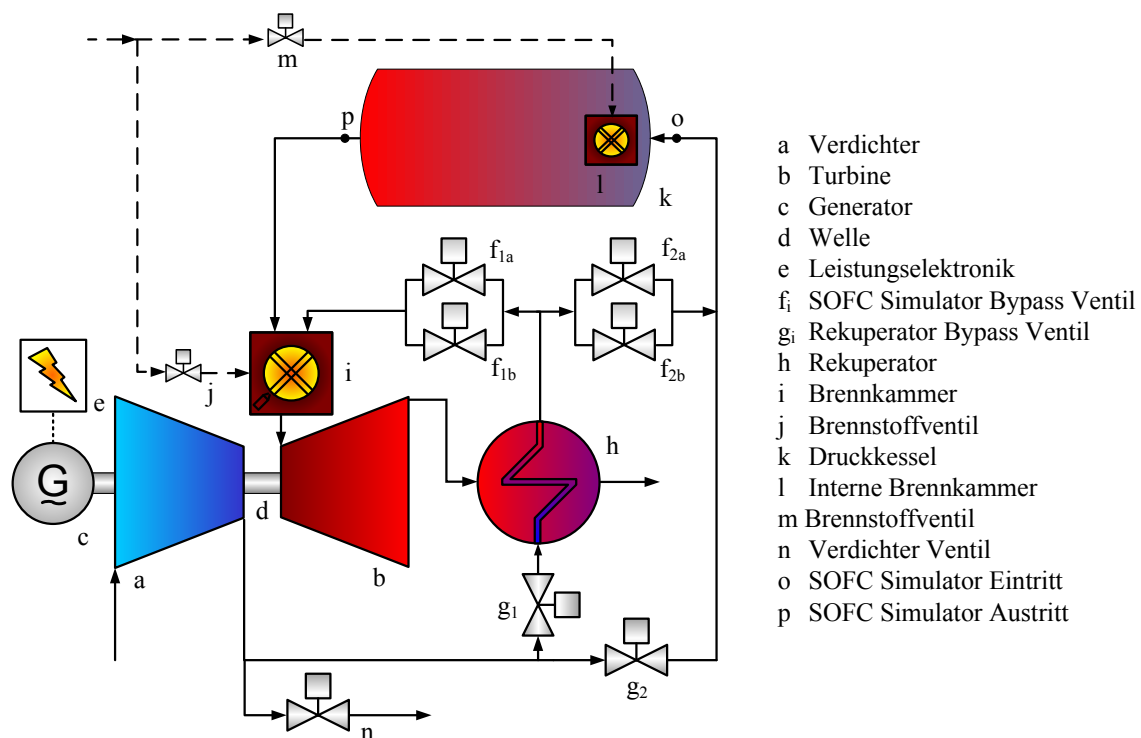


Abbildung 7.1: Kreislauf der Hardwareumsetzung mit SOFC-Simulator.

überbestimmten Systems unumgänglich. Die Ansteuerung der vier Ventile des SOFC-Simulator Bypasses und der zwei Ventile (g_1) und (g_2) des Wärmetauscher-Bypasses sind in [44] detailliert erläutert.

Die Einhaltung der aus den Ergebnissen in Kapitel 6 und [44] abgeleiteten Anforderungen an die Ventile, vor allem an das Bleed-Air Ventil nach dem Verdichter, sind in der nächsten Phase des Forschungsprojektes in weiteren Simulationen zu überprüfen. Dabei sind aufgrund der in [75] identifizierten Reaktionszeiten Bewertungen hinsichtlich der Nutzbarkeit aller Ventile durchzuführen. Die weiteren in [44] beschriebenen Ergänzungen zum Systemmodell, in erster Linie die Modellierung des Totzeitverhaltens der Regelventile, zeigen in dort aufgeführten, ersten Simulationen eine grundsätzliche Realisierbarkeit des Betriebskonzeptes mit dem geplanten Versuchsaufbau. Die Ergänzungen sind zwingend notwendig, um die Hardwarerealisierung des SOFC-Bypasses und die Verwendung eines SOFC-Simulators abzubilden.

Damit ist insgesamt ein erster Schritt in Richtung der Realisierung eines Demonstrationskraftwerkes im Megawatt Bereich getan, der Zielsetzung der von den drei beteiligten Instituten gegründeten Helmholtz Initiative. Basierend auf den Erfahrungen am Demonstrationskraftwerk ist abschließend die Alltagstauglichkeit, d.h. der Betrieb eines derartigen Hybridkraftwerks unter realen Bedingungen, nachzuweisen. Zunächst ist jedoch in unmittelbar nachfolgenden wissenschaftlichen Arbeiten der Eignungsnachweis des Konzeptes zur Kopplung einer Gasturbine mit dem SOFC-Simulator, und anschließend mit einer realen SOFC, zu erbringen.

Literaturverzeichnis

- [1] ACHENBACH, E. und E. RIENSCH: *Methane / steam reforming kinetics for solid oxide fuel cells*. Journal of Power Sources, Vol 52, pp.283-288, 1994.
- [2] AGNEW, G., R. R. MORITZ, C. BERNS, A. SPANGLER, O. TARNOWSKI und M. BOZZOLO: *A Unique Solution to Low Cost SOFC Hybrid Power Plant*. Atlanta, 2003. Proceedings of ASME Turbo EXPO, GT2003-38944.
- [3] AGNEW, G., J. TOWNSEND, R. R. MORITZ, M. BOZZOLO, S. BERENYI und R. DUGE: *Progress in the Development of a Low Cost 1MW SOFC Hybrid*. Vienna, 2004. Proceedings of ASME Turbo EXPO, GT2004-53350.
- [4] ALLGÖWER, F.: *Robuste Regelung - Vorlesungsmanuskript*. Institut für Systemtheorie Technischer Prozesse, Universität Stuttgart, 2001.
- [5] BARCHEWITZ, L. P. und J. R. SEUME: *Dynamic Modelling and Controls of an Air Supply System For In-Flight Proton Exchange Membrane Fuel Cells (PEMFC)*. Montreal, 2007. Proceedings of ASME TURBO EXPO, GT2007-27900.
- [6] BAREIS, B., S. DIRMEIER und R. FIOLO: *Fachkonzept SAEPP - Softwaredokumentation zum Leistungsrechnungsprogramm SAEPP*. Technischer Bericht, BMW Rolls-Royce GmbH, 2003.
- [7] BEITZ, K. und K.-H. GROTE: *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau*. 19. Auflage, Springer Verlag, 1997.
- [8] BHATTACHARYYA, D. und R. RENGASWAMY: *A Review of Solid Oxide Fuel Cell (SOFC) Dynamic Models*. Journal of Industrial and Engineering Chemistry Research (ACS Publications), 2009, Vol.48, pp.6068-6086, 2009.
- [9] BIASI, V. DE: *250-kW fuel cell-gas turbine hybrid to start operational testing next year*. Technischer Bericht, GasTurbine World, Juli-August 1999, pp.12-16, 1999.
- [10] BMWA, BUNDESMINISTERIUM FÜR WIRTSCHAFT UND ARBEIT: *Forschungs- und Entwicklungskonzept für emissionsarme fossil befeuerte Kraftwerke*. Technischer Bericht, Report of COORETEC Workgroup, No.527, 2003.
- [11] BMWI, BUNDESMINISTERIUM FÜR WIRTSCHAFT UND TECHNOLOGIE: *Empfehlungen des COORETEC-Beirats zur Förderung von Forschung und Entwicklung CO₂-emissionsarmer Kraftwerkstechnologien und CO₂-Abscheide- und Speichertechnologien*. Technischer Bericht, Report of COORETEC Workgroup, 2009.

- [12] BOETTNER, D. D., G. PAGANELLI, Y. G. GUEZENNEC, G. RIZZONI und M.J. MORAN: *Proton Exchange Membrane Fuel Cell System Model for Automotive Vehicle Simulation and Control*. ASME Paper, Journal of Energy Resources Technology, Vol.124, pp.20-27, 2002.
- [13] BOHL, W.: *Strömungsmaschinen 1: Aufbau und Wirkungsweise*. Vogel, Würzburg, GER, 1998.
- [14] BOHN, D.E und N. PÖPPE: *State of the Art and Potential of Micro Gas Turbines an Combination with High-temperature Fuel Cells*. Technischer Bericht, VGB Power Tech 03/2002, pp.43-46, 2002.
- [15] BORGS, M.: *Betriebsverhalten und Dimensionierung eines Druck-Hybrid-Systems aus SOFC und Mikrogasturbine*. Studienarbeit, Institut für Luftfahrtantriebe, Universität Stuttgart, 2002.
- [16] BRAUN, R. J., R. A. GAGGIOLI und W. R. DUNBAR: *Improvements of a Molten Carbonate Fuel Cell Power Plant via Exergy Analysis*. ASME Paper, Journal of Energy Resources Technology, Vol.121, pp.277-285, 1999.
- [17] CAMPANARI, S.: *Full Load and Part-Load Performance Prediction for Integrated SOFC and Microturbine Systems*. ASME Paper, Journal of Engineering for Turbines and Power, Vol.122, pp.239-246, 2000.
- [18] CUNNEL, C., M. G. PANGALIS und R. F. MARTINEZ-BOTAS: *Integration of solid oxide fuel cells into gas turbine power generation cycles. Part 2: hybrid model for various integration schemes*. IMechE Paper, Journal of Power and Energy, Vol.216 Part A, pp.145-154, 2002.
- [19] EG&G TECHNICAL SERVICE INC, SCIENCE APPLICATIONS INTERNATIONAL CORPORATION: *Fuel Cell Handbook (Sixth Edition)*. Technischer Bericht, U.S. Department of Energy, 2002.
- [20] EHRMANNTRAUT, J.: *Brennstoffzellen und ihre Eignung zur Kopplung mit Turbomaschinentechnologie*. Studienarbeit, Institut für Luftfahrtantriebe, Universität Stuttgart, 2002.
- [21] ENBW ZENTRALLABOR, (REG TS/Z BER): *Erdgasqualität im Verteilungsnetz der EnBW im Jahr 2005*. Technischer Bericht, EnBW Vertriebs- und Servicegesellschaft mbH, 2005.
- [22] FERRARI, M. L., L. MAGISTRI, A. TRAVERSO und A. F. MASSARDO: *Control System For Solid Oxide Fuel Cell Hybrid Systems*. Reno, 2005. Proceedings of ASME Turbo EXPO, GT2005-68102.
- [23] FERRARI, M. L., M. PASCENTI, L. MAGISTRI und A. F. MASSARDO: *Emulation of Hybrid System Start-Up and Shutdown Phases with a Micro Gas Turbine based Test Rig*. Berlin, 2008. Proceedings of ASME Turbo EXPO, GT2008-50617.

- [24] FERRARI, M. L., A. TRAVERSO und A. F. MASSARDO: *Transient Analysis of Solid Oxide Fuel Cell Hybrids. Part B: Anode Recirculation Model*. Vienna, 2004. Proceedings of ASME Turbo EXPO, GT2004-53716.
- [25] FERRARI, M. L., A. TRAVERSO, M. PASCENTI und A. F. MASSARDO: *Early start-up of solid oxide fuel cell hybrid systems with ejector recirculation: experimental results and model verification*. Proceedings of IMechE, Vol. 221 Part A: Journal of Power and Energy, pp. 627-635, 2007.
- [26] FRANZONI, A., L. MAGISTRI, O. TARNOWSKI und A. F. MASSARDO: *A Thermoeconomic Comparison Between SOFC Hybrid Systems and the Most Worldwide Used Technologies Towards Competitive Innovative Plants*. Orlando, 2009. Proceedings of ASME Turbo EXPO, GT2009-59962.
- [27] GHIGLIAZZA, F., A. TRAVERSO, M. L. FERRARI und J. WINGATE: *Multi-Purpose Model of SOFC Hybrid Systems*. Berlin, 2008. Proceedings of ASME Turbo EXPO, GT2008-50562.
- [28] GONSER, H.: *Untersuchungen zum Einsatz von Wärmetauschern in zivilen Turboflugtriebwerken*. Dissertation, Institut für Luftfahrtantriebe, Universität Stuttgart, 2008.
- [29] HAHNE, E.: *Technische Thermodynamik*. Oldenbourg, München, GER, 2004.
- [30] HARVEY, S. P. und H. J. RICHTER: *Gas Turbine Cycles With Solid Oxide Fuel Cells. Part I: Improved Gas Turbine Power Plant Efficiency by Use of Recycled Exhaust Gases and Fuel Cell Technology*. ASME Paper, Journal of Energy Resources, Vol.116, pp.305-311, 1994.
- [31] HARVEY, S. P. und H. J. RICHTER: *Gas Turbine Cycles With Solid Oxide Fuel Cells. Part II: A Detailed Study of a Gas Turbine Cycle With an Integrated Internal Reforming Solid Oxide Fuel Cell*. ASME Paper, Journal of Energy Resources, Vol.116, pp.312-318, 1994.
- [32] HILDEBRANDT, A. und M. ASSADI: *Sensitivity Analysis of Transient Compressor Behaviour in SOFC-GT Hybrid Systems*. Reno, 2005. Proceedings of ASME Turbo EXPO, GT2005-68744.
- [33] HOHLOCH, M., A. WIDENHORN, D. LEBKUECHNER, T. PANNE und M. AIGNER: *Micro Gas Turbine Test Rig for Hybrid Power Plant Application*. Berlin, 2008. Proceedings of ASME TURBO EXPO, GT2008-50443.
- [34] HÖRL, F.: *Systemtheoretische Methode zur dynamischen Zustandsüberwachung von Gasturbinen*. Dissertation, Institut für Luft- und Raumfahrt, Universität München, 1987.

- [35] KABS, H.: *Tubular SOFC - The Way to Commercialisation*. Technischer Bericht, VGB PowerTech 6/2002, pp.43-46, 2002.
- [36] KANDEPU, R., L. IMSLAND und B. FOSS: *Modeling and Control of a SOFC-GT Hybrid System with Single Shaft Configuration*. Berlin, 2006. Proceedings of International Colloquium on Environmentally Preferred Advanced Power Generation, ICEPAG2006-24001.
- [37] KÖCKE, S., S. STAUDACHER, J. BIERKAMP und W. BERNS: *Simulation des Gesamtsystems bestehend aus Höhenprüfstand und Triebwerk*. Braunschweig, 2006. DGLR Paper DGLR-2006-232.
- [38] KEMM, M., A. SELIMOVIC und M. ASSADI: *A Dynamic Model of an Atmospheric Solide Oxide Fuel Cell System for Stationary Power Generation*. Irvine, 2006. Proceedings of ASME Fuel Cell Science, Engineering and Technology, FUELCELL2006-97076.
- [39] KÄMMERER, A.: *Erstellung von Echtzeitmotormodellen aus den Konstruktionsdaten von Verbrennungsmotoren*. Dissertation, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrzeuge, Universität Dresden, 2003.
- [40] KORDESCH, K. und G. SIMADER: *Fuel Cells and Their Applications*. VCH-Verlag, Weinheim, GER, 1996.
- [41] KROLL, F.: *Modellbildung und Regelung der Mikrogasturbine Turbec T100*. Diplomarbeit, Institut für Luftfahrtantriebe, Universität Stuttgart, 2006.
- [42] KROLL, F., A. NIELSEN und S. STAUDACHER: *Dynamic Simulation and Control System Modelling of Solid Oxide Fuel Cell Hybrids*. Berlin, 2007. 1st CEAS European Air and Space Conference, CEAS-2007-362.
- [43] KROLL, F., A. NIELSEN und S. STAUDACHER: *Transient Performance and Control System Design of Solid Oxide Fuel Cell / Gas Turbine Hybrids*. Berlin, 2008. Proceedings of ASME Turbo EXPO, GT2008-50232.
- [44] KROLL, F., I. SANDOR und S. STAUDACHER: *System Dynamics of a Hardware in the Loop Simulation of a Hybrid Power Plant*. Orlando, 2009. Proceedings of ASME Turbo EXPO, GT2009-59859.
- [45] KURZKE, J.: *Model Based Gas Turbine Parameter Corrections*. Atlanta, 2003. Proceedings of ASME Turbo EXPO, GT2003-38234.
- [46] LARMINIE, J. und A. DICKS: *Fuel Cell Systems Explained*. John Wiley and Sons, Chichester, UK, 2000.
- [47] LIESE, E.: *Comparison of Pre-Anode and Post-Anode Carbon Dioxide Separation for IGFC Systems*. Orlando, 2009. Proceedings of ASME Turbo EXPO, GT2009-59144.

-
- [48] LIESE, E., R. GEMMEN, T. SMITH und C. HAYNES: *A Dynamic Bulk SOFC Model Used in a Hybrid Turbine Controls Test Facility*. Barcelona, 2006. Proceedings of ASME Turbo EXPO, GT2006-90383.
- [49] LIM, T. H., R. H. SONG, D. R. SHIN, J. I. YANG, H. JUNG, I. C. VINKE und S. S. YANG: *Operating Characteristics of a 5kW Class Anode-Supported Planar SOFC Stack for a Fuel Cell/Gas Turbine Hybrid System*. Seiten 1076 –1083. International Journal of Hydrogen Energy 33, 2008.
- [50] LITZINGER, K. P., L. A. SHOCKLING, S. E. VEYO und W. L. LUNDBERG: *Comparative Evaluation of SOFC/Gas Turbine Hybrid System Options*. Reno, 2005. Proceedings of ASME Turbo EXPO, GT2005-68909.
- [51] LUNDBERG, W. L., S. E. VEYO und M. D. MOECKEL: *A High-Efficiency SOFC Hybrid Power System Using The Mercury 50 ATS Gas Turbine*. New Orleans, 2001. Proceedings of ASME Turbo EXPO, GT2001-0521.
- [52] MAGISTRI, L., R. BOZZO, P. COSTAMAGNA und A. F. MASSARDO: *Simplified Versus Detailed SOFC Reactor Models and Influence on the Simulation of the Design Point Performance of Hybrid Systems*. Amsterdam, 2002. Proceedings of ASME Turbo EXPO, GT2002-30653.
- [53] MAGISTRI, L., M. BOZZOLO, O. TARNOWSKI, G. AGNEW und A. F. MASSARDO: *Design and Off-Design Analysis of a MW Hybrid System Based on Rolls-Royce Integrated Planar SOFC*. Atlanta, 2003. Proceedings of ASME Turbo EXPO, GT2003-38220.
- [54] MAGISTRI, L., F. TRASINO und P. COSTAMAGNA: *Transient Analysis of Solid Oxide Fuel Cell Hybrids. Part A: Fuel Cell Models*. Vienna, 2004. Proceedings of ASME Turbo EXPO, GT2004-53842.
- [55] MASSARDO, A. F. und F. LUBELLI: *Internal Reforming Solid Oxide Fuel Cell-Gas Turbine Combined Cycles (IRSOFC-GT): Part A - Cell Model and Cycle Thermodynamic Analysis*. ASME Paper, Journal of Engineering for Turbines and Power, Vol.122, pp.27-35, 2000.
- [56] MASSARDO, A. F., C.F. McDONALD und T. KORAKIANITIS: *Microturbine/Fuel-Cell Coupling for High-Efficiency Electrical-Power Generation*. ASME Paper, Journal of Engineering for Turbines and Power, Vol.124, pp.110-116, 2002.
- [57] MCBRIDE, B.J. und S. GORDON: *Computer Program for Calculation of Complex Chemical Equilibrium Compositions and Applications, Part I Analysis*. Technischer Bericht, Nr. 1311, NASA (Ohio), 1994.

- [58] MCBRIDE, B.J. und S. GORDON: *Computer Program for Calculation of Complex Chemical Equilibrium Compositions and Applications, Part II Users Manual and Program Description*. Technischer Bericht, Nr. 1311, NASA (Ohio), 1996.
- [59] MILEWSKI, J., A. DMOWSKI, A. MILLER und P. BICZEL: *The Control Strategy for a Solid Oxide Fuel Cell Hybrid System*. Orlando, 2009. Proceedings of ASME Turbo EXPO, GT2009-59050.
- [60] MILEWSKI, J., A. MILLER und E. MOZER: *The Application of Micro-Fan Instead of the Ejector in Tubular SOFC Module*. Barcelona, 2006. Proceedings of ASME Turbo EXPO, GT2006-90141.
- [61] MILEWSKI, J., A. MILLER und J. SALACINSKI: *Off-design analysis of SOFC hybrid system*. International Journal of Hydrogen Energy, Vol.32 (2007), pp.687-698, 2007.
- [62] MÜNZBERG, H. G. und J. KURZKE: *Gasturbinen - Betriebsverhalten und Optimierung*. Springer, Berlin/Heidelberg, GER, 1977.
- [63] MORAN, M.J. und H.N. SHAPIRO: *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. 5th Edition, Wiley, 2004.
- [64] NEHRIR, M. H. und C. WANG: *Modeling and Control of Fuel Cells: Distributed Generation Application*. Wiley and Sons, Incorporated, 2009.
- [65] NICHOLS, D. K., G. AGNEW und D. STRICKLAND: *Outlook and Application Status of the Rolls-Royce Fuel Cell Systems SOFC*. Technischer Bericht, IEEE, 2008.
- [66] NISHIURA, M., S. KOGA, T. KABATA, N. HISATOME, K. KOSAKA, Y. ANDO und Y. KOBAYASHI: *Development of SOFC-micro gas turbine combined cycle system*. Technischer Bericht, ECS Transactions, 7, 155-160, 2007.
- [67] OECD, ORGANIZATION FOR ECONOMIC CO-OPERATION AND DEVELOPMENT, INTERNATIONAL ENERGY AGENCY I. E. A.: *World Energy Outlook 2004*. Technischer Bericht, IEA Publications, 2004.
- [68] PANNE, T.: *Entwicklung und Validierung eines Programms zur thermodynamischen Systemanalyse von Hybridkraftwerken bestehend aus Hochtemperaturbrennstoffzelle und Gasturbine*. Studienarbeit, Institut für Verbrennungstechnik der Luft- und Raumfahrt, Universität Stuttgart, 2006.
- [69] PANNE, T., A. WIDENHORN und M. AIGNER: *Steady State Analysis of a SOFC/GT Hybrid Power Plant Test Rig*. Berlin, 2008. Proceedings of ASME TURBO EXPO, GT2008-50288.

-
- [70] PANNE, T., A. WIDENHORN, J. BOYDE, D. MATHA und M. AIGNER: *Thermodynamic Process Analysis of SOFC/GT Hybrid Cycles*. St. Louis, 2007. Proceedings of AIAA, 2007-4833.
- [71] RAO, A. D. und G. S. SAMUELSEN: *Analysis Strategies for Tubular Solid Oxide Fuel Cell Based Hybrid Systems*. ASME Paper, Journal of Engineering for Turbines and Power, Vol.124, pp.503-508, 2002.
- [72] RIST, D.: *Dynamik realer Gase: Grundlagen, Berechnungen und Daten für Thermogasdynamik, Strömungsmechanik und Gastechnik*. Springer, Berlin, GER, 1996.
- [73] ROBERTS, R. A., J. BROUWER und G. S. SAMUELSEN: *Fuel Cell / Gas Turbine Hybrid System Control for Daily Load Profile and Ambient Condition Variation*. Barcelona, 2006. Proceedings of ASME Turbo EXPO, GT2006-9741.
- [74] ROMANO, M.C., S. CAMPANARI, V. SPALLINA und G. LOZZA: *SOFC-Based Hybrid Cycle Integrated with a Coal Gasification Plant*. Orlando, 2009. Proceedings of ASME Turbo EXPO, GT2009-59551.
- [75] SANDOR, I. und F. KROLL: *Identifikation von Ventilen am Strömungslabor des ILA, Interner Bericht: ILA-08 B 11*. Technischer Bericht, Institut für Luftfahrtantriebe, Universität Stuttgart, 2008.
- [76] SARAVANAMUTTOO, H. I. H., G. F. C. ROGERS und H. COHEN: *Gas Turbine Theory*. Prentice Hall, 2001.
- [77] SCHIRMEISTER, U. und S. STAUDACHER: *Operational Performance Analysis of an Externally Fired Gas Turbine*. Barcelona, 2006. Proceedings of ASME Turbo EXPO, GT2006-90830.
- [78] SONG, T.W., J.L. SOHN, J.H. KIM, T.S. KIM, S.T. RO und K. SUZUKI: *Parametric Studies for a Performance Analysis of a AOFC/MGT Hybrid Power System Based on a Quasi-2D Model*. Vienna, 2004. Proceedings of ASME TURBO EXPO, GT2004-53304.
- [79] SONG, T.W., J.L. SOHN, T.S. KIM und S.T. RO: *Analysis on the Performance Characteristics of the SOFC/GT Hybrid System based on a Commercially Available MW-Class Turbine*. Ypsilanti, 2005. Proceedings of the Third International Conference on Fuel Cell Science, Engineering and Technology, FUELCELL2005-74061.
- [80] SPIEGEL, C.: *PEM Fuel Cell Modeling and Simulation Using MATLAB*. Academic Press, 2008.
- [81] SRIVASTAVA, N.: *Modelling of Solid Oxide Fuel Cell / Gas Turbine Hybrid Systems*. Master Thesis, Florida, 2006.

- [82] STILLER, C.: *Design, Operation and Control Modelling of SOFC/GT Hybrid Systems*. Dissertation, NTNU, Trondheim, 2006.
- [83] THOURD, B.: *Dynamic Modelling and Characterisation of a Solid Oxide Fuel Cell Integrated in a Gas Turbine Cycle*. Dissertation, NTNU, Trondheim, 2005.
- [84] TRASINO, F., L. MAGISTRI, M. BOZZOLO und A. F. MASSARDO: *Modelling and Performance Analysis of the Rolls-Royce Fuel Cell Systems Limited. 1 MW Plant*. Orlando, 2009. Proceedings of ASME Turbo EXPO, GT2009-59328.
- [85] TRAVERSO, A., F. CALZOLARI und A. F. MASSARDO: *Transient Analysis of and Control System for Advanced Cycles Based on Micro Gas Turbine Technology*. Atlanta, 2003. Proceedings of ASME Turbo EXPO, GT2003-38269.
- [86] TUCKER, D., L. LAWSON und R. GEMMEN: *Charakterization of Air Flow Management and Control in a Fuel Cell Turbine Hybrid Power System using Hardware Simulation*. Chicago, 2005. Proceedings of ASME PWR Conference, PWR2005-50127.
- [87] VEYO, S. E.: *Tubular SOFC Hybrids - Present and Prospect*. Technischer Bericht, Second DOE/UN International Conference and Workshop on Hybrid Power Systems, 2002.
- [88] VEYO, S. E., K. P. LITZINGER, S. D. VORA und W. L. LUNDBERG: *Status of Pressurized SOFC/Gas Turbine Power System Development at Siemens Westinghouse*. Amsterdam, 2002. Proceedings of ASME Turbo EXPO, GT2002-30670.
- [89] VEYO, S. E., L. A. SHOCKLING, J. T. DEDERER, J. E. GILLETT und W. L. LUNDBERG: *Tubular Solid Oxide Fuel Cell / Gas Turbine Hybrid Cycle Power System - Status*. Munich, 2000. Proceedings of ASME Turbo EXPO, GT2000-550.
- [90] VEYO, S. E., S. D. VORA, W. L. LUNDBERG und K. P. LITZINGER: *Tubular SOFC Hybrid Power System Status*. Atlanta, 2003. Proceedings of ASME Turbo EXPO, GT2003-38943.
- [91] WALSH, P. P. und P. FLETCHER: *Gas Turbine Performance*. Blackwell Science Ltd., London, UK, 1998.
- [92] WÄCHTER, C. und F. JOOS: *Steady State Off-Design and Transient Behavior of a SOFC/GT Hybrid Power Plant With Additional Firing of the GT Combustor*. Berlin, 2008. Proceedings of ASME Turbo EXPO, GT2008-50553.
- [93] WWW.TURBEC.COM DATASHEET INTERNATIONAL: *TURBEC T100: On-Site Turbine Power*. Turbec S.p.A., 2005.

- [94] YANG, J. I., J.L. SOHN und S.T. RO: *Strategies to Enhance the Part-Load Performance of a SOFC/GT Hybrid System*. Montreal, 2007. Proceedings of ASME TURBO EXPO, GT2007-27441.
- [95] YANG, J. I., J.L. SOHN und S.T. RO: *Performance characteristics of part-load operations of a solid oxide fuel cell/gas turbine hybrid system using air-bypass valves*. Journal of Power Sources, Vol. 175, pp.296-302, 2008.