

Regelung abgelöster Strömungen in hoch belasteten Turbomaschinen

vorgelegt von
Diplom-Ingenieur
Olaf Wiederhold

Fakultät III – Prozesswissenschaften
der Technischen Universität Berlin
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften
Dr.-Ing.

Dissertation

Promotionsausschuss:

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Felix Ziegler
Berichter: Prof. Dr.-Ing. habil. Rudibert King
Berichter: Dr. rer. nat. Bernd R. Noack

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 28.01.2011

Berlin, 2011

D 83

ISBN 978-3-7983-2294-3 (Druckausgabe)
ISBN 978-3-7983-2295-0 (Online-Version)

Verlag/

Universitätsverlag der TU Berlin

Publisher:

Universitätsbibliothek

Fasanenstr. 88 (im VOLKSWAGEN-Haus), D-10623 Berlin

Tel.: (030)314-76131; Fax.: (030)314-76133

E-Mail: publikationen@ub.tu-berlin.de

<http://www.univerlag.tu-berlin.de>

Kurzfassung

Bei der Steigerung der Effektivität von Turboarbeitsmaschinen, wie sie in modernen Flugzeugtriebwerken oder Gasturbinen zur Stromerzeugung verwendet werden, stößt man heutzutage an Grenzen, in denen formgebende Eingriffe zur Strömungsoptimierung nahezu ausgeschöpft scheinen. Methoden der aktiven Strömungskontrolle haben in den letzten Jahren bereits in einer Vielzahl wissenschaftlicher Untersuchungen ihr enormes Potential bei der Beeinflussung und Optimierung von Strömungsprozessen unter Beweis gestellt. Zur weiteren Leistungssteigerung kommerzieller Triebwerke wird im Rahmen dieser Arbeit untersucht, inwiefern die Technologie der aktiven Strömungskontrolle Potential besitzt, die Leistungssteigerung weiter voranzutreiben, indem sie dazu beiträgt, die charakteristischen Ablöseprozesse zu verzögern oder sogar zu verhindern.

Der Verdichter bildet eine elementare Triebwerkskomponente, welche einen Großteil zum Gesamtgewicht und der Baulänge beiträgt. Eine Reduzierung der benötigten Verdichterstufen unter Beibehaltung des aufgebauten Gesamtdrucks kann dazu führen, dass zukünftige Triebwerksgenerationen kompakter gebaut werden können und dabei dieselbe Leistung aufweisen. Hiermit ließen sich sowohl die Bau- als auch Wartungskosten reduzieren, der Treibstoffverbrauch könnte gesenkt und damit letztlich die Umwelt entlastet werden. Um das Ziel der Reduzierung benötigter Verdichterstufen umzusetzen, ist es daher notwendig, das Stufendruckverhältnis einer einzelnen Verdichterstufe, bestehend aus einer Rotor- und einer Statorstufe, zu erhöhen. Dadurch ist es möglich, die Effektivität des Antriebes zu steigern, ohne in den thermodynamischen Kreisprozess des Triebwerks eingreifen zu müssen.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden regelungstechnische Verfahren präsentiert, mit deren Hilfe eine effiziente Reduzierung der Strömungsablösungen an einer hochbelasteten Statorkaskade und einem Axialventilator umgesetzt werden kann.

Durch Einblasen gepulster Luft in den Kopfspalt zwischen Rotorblättern und Gehäusewand des Axialventilators kann die rotierende Instabilität gemindert und der effektive durchströmte Querschnitt vergrößert werden. Mittels einer robusten Regelung auf Basis der H_∞ -Synthese kann der erreichbare Druckaufbau gesteigert und der aerodynamisch nutzbare Betriebsbereich deutlich vergrößert werden. Ein Betrieb in normalerweise bereits instabilen Betriebspunkten wird dadurch ermöglicht. Die Maschine kann durch den Einsatz adaptiver Regelungsverfahren automatisch stabilisiert werden und es wird gezeigt, dass aufgebrachte Störungen kompensiert werden und sich ein instabiler Betrieb vermeiden lässt.

Aufgrund einer überkritischen Umlenkung kommt es in der Statorkaskade zu einer druckinduzierten Ablösung und zur Ausbildung von Eckenwirbeln, welche zu deutlichen aerodynamischen Verlusten führen. Im Zuge einer robusten Regelung können die sekundären Wirbelstrukturen gemindert und Störungen des Nachlaufes kompensiert werden. Dadurch lässt sich die Verblockung der Kaskade reduzieren und der Druckaufbau erhöhen. Um eine gezielte Beeinflussung beider Wirbelphänomene separat zu ermöglichen, können zwei relevante Regelgrößen identifiziert werden. Zum Lösen der daraus resultierenden Mehrgrößenregelungsaufgabe werden sowohl robuste Verfahren als auch klassische Entkopplungsregler eingesetzt. Die Regelungsverfahren ermöglichen einen deutlichen Druckzugewinn an der Hinterkante und erweisen sich als robust gegenüber aufgebrachten Störungen. Überdies hinaus können Extremwertregler genutzt werden, um energieeffiziente Anregeparameter zu identifizieren.

Abstract

In order to increase the efficiency of turbomachines, as they are used in propulsion systems for aircrafts or gas turbines in power plants, the possibilities of passive means to optimize the flow conditions appear to be exhausted by now. However, active flow control has proven its significance and enormous potential to influence and optimize flow processes in various investigations in recent years. In this study the possibilities of the technology are investigated to reach a further increase in performance of a commercial jet engine. The application of active flow control methods may help to suppress or at least mitigate the characteristic separation phenomena and thereby improve the aerodynamic behavior.

The compressor is an elementary component of a jet engine and contributes to a major part of the total weight and the overall length. By reducing the number of necessary compressor stages while providing the same total pressure increase, the jet engines of the future can be built more compact and efficient. By that, the construction as well as the maintenance costs could be reduced. Furthermore, less fuel would be needed and the environment would benefit, too. To achieve this aim it is vital to increase the compression ratio per stage, which consists of a rotor and a stator element. Thus, the efficiency can be enhanced without intervening into the thermodynamic cycle of the engine.

The present study demonstrates different methods of closed-loop control that enable an effective reduction of flow separation processes within a highly loaded compressor cascade as well as an axial fan.

At the axial fan it is possible to delay rotating stall and increase the effective flow through section area by injecting pulsed air into the gap between the tips of the rotor blades and the casing. By means of an H_∞ -controller it is possible to increase the attainable pressure rise and enhance the usable aerodynamic range significantly. For this reason the engine can be run at operating points that are usually unstable. Adaptive control methods enable the automatic stabilization of the system and are additionally capable of compensating disturbances whereby an unstable operation can be avoided.

Due to the overcritical deflection of the blades of the compressor cascade a pressure induced separation as well as corner vortices develop in the passage flow field, which lead to significant aerodynamic losses. By means of robust closed-loop control the secondary flow structures can be mitigated and disturbances in the wake flow can be compensated. By this, the blockade of the passage flow field is decreased and the attainable pressure rise increases. In order to control both separation phenomena simultaneously, two control variables reflecting the actual flow conditions can be derived. As a result, a multiple-input multiple-output control task has to be solved. Both robust control approaches and classical decoupling controllers are employed. In either case it can be demonstrated that the proposed control strategy is capable of increasing the pressure rise at the leading edge of the stator blade significantly and that heavy disturbances can be compensated quickly. Moreover, extremum-seeking controllers are applied to detect energy efficient actuation parameters.

INHALTSVERZEICHNIS

Kurzfassung.....	iii
Abstract.....	iv
Symbolverzeichnis.....	vii
1 EINLEITUNG.....	1
1.1 Problemstellung und Motivation.....	3
1.2 Stand der Forschung	6
1.3 Ziele und Aufbau der Arbeit	10
2 METHODEN DER REGELUNGSTECHNIK.....	12
2.1 Regelungstechnische Modelle und Parameteridentifikation	12
2.1.1 Mathematische Formulierung regelungstechnischer Systeme	12
2.1.2 Identifikation von black-box Modellen.....	13
2.2 Robuste Regelung	15
2.2.1 Ziele der Regelung	16
2.2.2 Beschreibung von Modellunsicherheiten	18
2.2.3 H_∞ -Norm und Auslegung von Gewichtsfunktionen.....	19
2.2.4 Lösen des Mixed-Sensitivity-Problems	20
2.3 IBC-Ansatz	22
2.4 Extremwert-Regelung.....	24
2.4.1 Klassischer Ansatz	24
2.4.2 Slope-Seeking-Regler	27
2.4.3 Slope-Seeking-Regler mit erweitertem Kalman-Filter.....	28
2.5 Weitere Methoden.....	29
2.5.1 Antireset-windup Kompensation	29
2.5.2 Dynamische Vorsteuerung.....	31
2.5.3 Hammerstein-Kompensation.....	31

3	EXPERIMENTELLER AUFBAU UND STRÖMUNGSPHYSIK.....	33
3.1	Allgemeine Funktionsweise von Triebwerken.....	33
3.2	Statorcascade	39
3.2.1	Aktuatorik	40
3.2.2	Strömungsfeld.....	46
3.2.3	Regelgrößen	47
3.3	Axialventilator	54
3.3.1	Aktuatorik	56
3.3.2	Strömungsfeld.....	59
3.3.3	Regelgrößen	62
4	REGELUNGSERGEBNISSE AN DER STATORKASKADE	67
4.1	Robuste Regelung.....	68
4.1.1	SISO-Fall	68
4.1.2	MIMO-Fall.....	73
4.2	IBC-Ansatz	81
4.3	Extremwertregelung zur Optimierung der Anregeparameter	84
5	REGELUNGSERGEBNISSE AM AXIALVENTILATOR	88
5.1	Robuste Regelung.....	88
5.1.1	Regelungstechnische Modellbildung und Reglersynthese	89
5.1.2	Experimentelle Ergebnisse.....	92
5.1.3	Störungskompensation mit H_∞ -Regelung	93
5.2	Extremwertregelung.....	95
5.2.1	Klassischer Extremwert-Regler	96
5.2.2	Slope-Seeking-Regler	97
5.2.3	SSC mit erweitertem Kalman-Filter.....	98
5.2.4	Regelung transienter Störungen	99
6	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK	102
	ANHANG	107
	LITERATURVERZEICHNIS	110

Symbolverzeichnis

Lateinische Buchstaben

a	Perturbationsamplitude, Suchradius
a_i	Koeffizienten eines Allpassgliedes
A	System-, Dynamikmatrix
B	Steuermatrix
c_1, c_2, c_3	Strömungsgeschwindigkeiten in Rotor-Stator Konfiguration
c_{Fl}	Fluggeschwindigkeit
c_{aus}	Austrittsgeschwindigkeit des Gases aus dem Triebwerk
$c_{p,hk}$	c_p -Wert an der Hinterkante der Statorschaufel
$c_{p,spw}$	c_p -Wert der spannweitigen Druckdifferenz
C	Ausgangsmatrix
$C(s), \mathbf{C}(s)$	Regler (Übertragungsfunktion, Übertragungsmatrix)
$\mathbf{C}_d(s)$	Regler mit Diagonalgestalt
d, \underline{d}	Störung (Skalar, Vektor)
D	Lafraddurchmesser
D	Durchgriffsmatrix
$D(s), \underline{D}(s)$	Laplace-Transformierte von d, \underline{d}
e, \underline{e}	Regelfehler (Skalar, Vektor)
$E(s), \underline{E}(s)$	Laplace-Transformierte von e, \underline{e}
$\underline{f}()$	Zustandsfunktion
f'	lokaler Gradient eines stationären Kennfeldes
f_{akt}	Aktuationsfrequenz
$G(s), \mathbf{G}(s)$	allg. Übertragungsfunktion, Übertragungsmatrix
$\mathbf{G}'(s)$	entkoppelte Strecke
$G_{BP}(s)$	Übertragungsfunktion des Bandpass-Filters
$G_{LP}(s)$	Übertragungsfunktion des Tiefpass-Filters
$G_V(s)$	Übertragungsfunktion des dynamischen Vorfilters
$\underline{h}()$	Messfunktion
$I()$	Gütefunktional
I	Einheitsmatrix
j	imaginäre Einheit
k	Verstärkungsfaktor
$k(s)$	Integrierender Regler
\mathbf{l}_M	obere Schranke des multiplikativen Modellfehlers
$\mathcal{L}(\dots)$	Laplace Operator
$L(s), \mathbf{L}(s)$	offener Regelkreis (Übertragungsfunktion, Übertragungsmatrix)
\underline{m}	Messrauschen
\dot{m}_a	Aktuatormassenstrom
\dot{m}_L	ausgestoßener Luftmassenstrom
\dot{m}_{Pas}	Passagenmassenstrom
\dot{m}_{Rot}	Rotormassenstrom

$\underline{M}(s)$	Laplace-Transformierte von \underline{m}
$\mathbf{M}(s)$	Antireset-windup Kompensator
Ma	Machzahl
n	Rotordrehzahl
\mathbf{N}	Kostenfunktional des Mixed-Sensitivity-Problems
p_d	Verteilerdruck
p_{inj}	Injektionsdruck
P_{inj}	Injektionsleistung
P_{motor}	Motorantriebsleistung des Axialventilators
\mathbf{P}	Kovarianzmatrix des Schätzfehlers
$\mathbf{P}(s)$	verallgemeinertes Streckenmodell
Q	beförderter Volumenstrom des Axialventilators
Q_{inj}	injizierter Volumenstrom
\mathbf{Q}	Spektraldichtematrix des Systemrauschens
r, \underline{r}	Führungsgröße (Skalar, Vektor)
$r(f'_{ref})$	Referenzwert des Kennfeldgradienten
\mathbf{R}	Spektraldichtematrix des Messrauschens
$R(s), \underline{R}(s)$	Laplace-Transformierte von r, \underline{r}
$\Re(\dots)$	Realteil
Re	Reynoldszahl
s	Laplace-Variable
S_{Fl}	Schub des Flugzeuges
$S(s), \mathbf{S}(s)$	Sensitivitätsfunktion (Übertragungsfunktion, Übertragungsmatrix)
t	Zeit
T	Periode
T_0	Totzeit
T_1, T_2	Zeitkonstanten von Verzögerungsgliedern erster und zweiter Ordnung
T_D	Zeitkonstante eines D-Gliedes
T_I	Zeitkonstante eines I-Gliedes
$T(s), \mathbf{T}(s)$	komplementäre Sensitivitätsfunktion (Übertragungsfunktion, Übertragungsmatrix)
$\mathbf{T}_{wz}(s)$	Übertragungsmatrix der LFT von $\mathbf{P}(s)$
u, \underline{u}	Stellgrößenvektor (Skalar, Vektor)
u_{komp}	kompensierte Stellgröße
U	Umlaufgeschwindigkeit an der Blattspitze eines Rotorblattes
$U(s), \underline{U}(s)$	Laplace-Transformierte von u, \underline{u}
v	interne Größe der Hammersteinkompensation
\underline{v}_k	normalverteiltes weißes Rauschen
$V(s)$	Laplace-Transformierte von v
\underline{w}_k	diskretes weißes Rauschen
$\dot{\underline{w}}_t$	stationärer weißer Rauschprozess
$\mathbf{W}_1(s)$	Entkopplungsregler
$\mathbf{W}_{CS}(s), \mathbf{W}_S(s), \mathbf{W}_T(s)$	Gewichtungsmatrizen für $\mathbf{C}(s)\mathbf{S}(s), \mathbf{S}(s), \mathbf{T}(s)$
x, \underline{x}	Zustandsgröße (Skalar, Vektor)
x/L	relative Schauffellänge

y, \underline{y}	Ausgangs-, Regelgröße (Skalar, Vektor)
y_s^*	Maximum der Ausgangsgröße eines stationären Kennfeldes
$Y(s), \underline{Y}(s)$	Laplace-Transformiert von y, \underline{y}
y/h	relative Schaufelhöhe
$\underline{Z}(s)$	externer Ausgangsvektor

Griechische Buchstaben

β_1	Kaskadeneintrittswinkel
$\Delta_A(s)$	additive Modellfehlermatrix
$\Delta_M(s)$	multiplikative Modellfehlermatrix
Δp_{tot}	Druckerhöhung zwischen Ansaug- und Abströmseite
η	Effizienz des Axialventilators
η_p	idealer Antriebswirkungsgrad
θ	Parametervektor
Π	Modellfamilie
ρ	Luftdichte
$\bar{\sigma}, \underline{\sigma}$	maximaler, minimaler Singulärwert
π_V	Gesamtdruckverhältnis
$\pi_{V, Stufe}$	Stufendruckverhältnis
ϕ	Lieferzahl
φ_{BP}	Phasenverschiebung des Bandpass-Filters
ψ	Druckziffer
ω	Kreisfrequenz
ω_1, ω_2	Eckfrequenzen des Bandpass-Filters
ω_B	Bandbreite
ω_C	Durchtrittsfrequenz
ω_{sin}	Perturbationsfrequenz
Ω_m	Frequenzbereich, in dem das Messrauschen liegt
Ω_{rd}	Frequenzbereich der Führungsgröße

Indizes

$()_0$	Startwert
$()_k$	Zeitindex
$()_{ref}$	Referenzwert
$()_n$	nominell
$()_{opt}$	Optimum
$()_p$	physikalisch, real
$()_{pw}$	Pulsweite
$()_{sf}$	Schaufelaktuator
$()_{sw}$	Seitenwandaktuator
$\ \dots\ _\infty$	H_∞ -Norm

Hochgestellte Größen

$()^T$	transponiert
$\dot{()}$	zeitliche Ableitung
$\hat{()}$	geschätzte Größe

Abkürzungen

ACC	Blattspitzenspaltkontrolle (engl.: <i>active blade-tip clearance control</i>)
A/D	analog/digital
AFC	Active Flow Control
BP	Bandpass-Filter
D/A	digital/analog
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
DSP	Digitaler Signal Prozessor
EKF	Erweitertes Kalman-Filter
EWR	Extremwertregler
IBC	Inverse Based Controller
ILR	Institut für Luft- und Raumfahrt
LFT	Lineare Fraktional-Transformation
LP	Tiefpass-Filter (engl.: <i>low pass filter</i>)
MIMO	Multiple-Input Multiple-Output
PEM	Prediction Error Methoden
PIV	Particle Image Velocimetry
RRD	Rolls-Royce Deutschland
SISO	Single-Input Single-Output
SFB	Sonderforschungsbereich
SSC	Slope-Seeking Controller
TFB	Transferbereich Rolls-Royce Deutschland
TUB	Technische Universität Berlin

1 Einleitung

Moderne Triebwerke müssen heutzutage hohen Ansprüchen bezüglich Lärm, Umweltverträglichkeit und Effektivität gerecht werden. Die Herstellungskosten sollen so niedrig wie möglich gehalten werden unter gleichzeitiger Beibehaltung hoher Qualitäts- und Leistungsansprüche. Steigende Preise und Verknappung von Rohstoffen sowie ein anwachsendes globales Umweltbewusstsein verlangen zunehmend eine kontinuierliche Senkung des Treibstoffverbrauchs. Ein aktuelles Thema verdeutlicht die Brisanz: Im Wettbewerb um einen Großauftrag in Milliardenhöhe der US-Streitkräfte über die Erneuerung ihrer Tankflugzeugflotte unterliegt der EADS-Konzern im März 2010 dem Konkurrenten Boeing, obwohl das Airbus-Modell dem amerikanischen Tankflugzeug als technisch überlegen gilt. Als offizielle Begründung für seine Entscheidung nennt der US-Kongress den 24 % niedrigeren Kerosinverbrauch des kleineren Modells von Boeing (Flottau 2010).

Im Zuge der Steigerung der Effektivität von Triebwerken bzw. Turboarbeitsmaschinen muss dabei immer ein ingenieurmäßiger Kompromiss zwischen den Ansprüchen an die Leistungsfähigkeit einerseits und der Gewährleistung eines sicheren Betriebes andererseits gefunden werden. Im Flugverkehr können Triebwerksinstabilitäten zur Katastrophe führen, weswegen sie bereits seit langer Zeit Gegenstand von Forschung und Entwicklung sind.

Eine Möglichkeit die Effizienz eines Triebwerks zu steigern, stellt die Reduktion des Gesamtgewichtes unter Beibehaltung der Schubleistung dar (Wennerstrom 1990). Durch eine Verringerung der Bauteile und des Gewichtes können damit Herstellungs- als auch Treibstoffkosten eingespart werden. Eine Option, dies umzusetzen, ist die Anzahl der benötigten Verdichterstufen innerhalb des Kompressors eines Triebwerkes zu reduzieren. Um den Druckaufbau insgesamt auf dem gleichen Niveau zu halten, muss dazu die Druckerhöhung einer einzelnen Verdichterstufe gesteigert werden. Diese Forderung kann durch eine Steigerung der Umlenkwinkel der Rotor- und Statorblätter erreicht werden. Mit der daraus resultierenden zunehmenden aerodynamischen Belastung der Schaufeln steigt jedoch gleichzeitig die Gefahr von Strömungsablösungen, siehe beispielweise (Nerger, et al. 2007) oder (Hecklau, et al. 2008). Aerodynamische Verluste bis hin zu instabilem Betrieb können die Folge sein. Neben passiven formgebenden Eingriffen, wie der gezielten Profilierung von Leit- und Laufrädern oder des Gehäuses (Osborn, et al. 1971), können zusätzlich Methoden der aktiven Strömungskontrolle (AFC, engl.: *active flow control*) eingesetzt werden, um Strömungsablösungen zu verzögern oder sie komplett zu unterdrücken, siehe z. B. (Zander, et al. 2009), (Bright, et al. 2005) oder (Culley, et al. 2004).

Die aktive Beeinflussung von Strömungsphänomenen ist heute ein weites Gebiet der Strömungsforschung. Lange Zeit spielten ausschließlich passive Maßnahmen (Hucho 2002) zur Optimierung von Strömungen eine zentrale Rolle (Chima 2002). Zu den bekanntesten Vertretern zählen z. B. Spoiler an Kraftfahrzeugen oder Wirbelgeneratoren (Law, et al. 1976). Im Gegensatz zu aktiven Methoden basieren diese Eingriffe auf geometrischen, formgebenden Modifikationen und sind ihrer Natur nach starr, wodurch sie unflexibel sind und auf sich ändernde Betriebsbedingungen nicht reagieren können. Der Einbau von Wirbelgeneratoren auf der Saugseite von Tragflügeln verursacht gezielt die Entstehung

1 EINLEITUNG

von Längswirbeln, welche dazu führen, dass Fluid hoher kinetischer Energie der Außenströmung in die Grenzschicht eingebracht werden, womit die Strömungsablösung verzögert werden kann (Bragg und Gregorek 1987). Dieser Effekt wird beim Start und der Landung von Flugzeugen genutzt, um höhere Anstellwinkel zu realisieren. Hat das Flugzeug schließlich seine Reishöhe erreicht, erhöhen die zusätzlichen Einbauten jedoch den Luftwiderstand. Durch gezieltes Einblasen von Luft mittels Ventilen an der Landeklappe eines Flügels lässt sich eine Ablösung ebenfalls verzögern (Becker, et al. 2007). Je nach Anforderung kann die Amplitude des eingebrachten Luftstromes angepasst werden.

Auch bei aktiven Beeinflussungsmethoden bleibt abzuwägen, wie die technische Leistungssteigerung im Verhältnis zum zusätzlichen Energieaufwand steht, welcher durch den zusätzlichen Einbau von Komponenten wie Aktuatoren und Sensoren entsteht. Insbesondere in der Triebwerkstechnologie, mit Wartungsintervallen von bis zu 10000 Flugstunden seitens der Hersteller und bei extremen thermischen und mechanischen Belastungen der Komponenten, bleibt genau zu prüfen, inwiefern zusätzliche Einbauten gerechtfertigt sind.

Im Rahmen der Erforschung aktiver Beeinflussungsmethoden in der Strömungsphysik stellt ein Großteil der veröffentlichten Arbeiten im regelungstechnischen Sinn eine reine Steuerung dar. Die aktive Beeinflussung (Stellgröße) wird dabei über ein mathematisch modelliertes oder empirisch abgeleitetes Modell ermittelt, wie z. B. stationäre Kennfelder oder Übertragungsfunktionen. Die Qualität der Steuerung korreliert dann direkt mit der Güte des ermittelten Modells, was zu einer erheblichen Funktionsbeeinträchtigung des Steuerungskonzeptes oder im schlechtesten Fall zum kompletten Versagen führen kann. Zum einen ist es nicht möglich, die komplette Physik eines Systems zu 100 % in einem mathematischen Modell abzubilden. Gerade bei der Modellierung technisch komplexer Systeme wie einer Turbomaschine treten zwangsläufig Ungenauigkeiten aufgrund vereinfachender Annahmen, Linearisierungen oder nicht modellierbarer Komponenten auf. Zum anderen können auch unerwartete Störungen in Form plötzlicher Veränderungen der Umgebungsbedingungen oder aber messtechnisch schwer erfassbarer Einflüsse in einem Modell nicht ausreichend genau approximiert werden. Dies macht den Einsatz aktiver Beeinflussungskonzepte auf Basis eines geschlossenen Regelkreises notwendig.

Bei der Regelung findet ein permanenter Abgleich zwischen einem gewünschten vorgegebenen Sollwert (Führungsgröße) und dem aktuell gemessenen Istwert (Regelgröße) statt. Der aktuelle Eingriff (Stellgröße) kann somit jederzeit auf die aktuellen Umgebungsbedingungen reagieren. Die Dynamik des Regelansatzes erlaubt es, schnell auf unerwartete Störungen einwirken zu können und deren Auswirkungen auszugleichen. Die zugrunde liegenden, oftmals empirisch ermittelten Modelle können dabei, im Verhältnis zur Komplexität des zu regelnden Systems, relativ einfach sein. Für die Implementierung einer Regelung ist jedoch normalerweise eine recht aufwendige, online-fähige Messtechnik vonnöten, die eine Beeinflussung in Echtzeit ermöglicht. Die zu regelnden Prozesse in strömungsphysikalischen Vorgängen sind oftmals stark verrauscht und weisen Kopplungen und Nichtlinearitäten auf, so dass die Synthese und Auslegung der Regler mit teils nicht unerheblichem Aufwand verbunden sind und ein detailliertes Verständnis der zugrunde liegenden Strömungsphänomene voraussetzt. Aufgrund dessen kann der zögerliche Einsatz regelungstechnischer Methoden in industriellen Anwendungen erklärt werden. Um jedoch den dauerhaft sicheren Betrieb eines Triebwerkes unter Einfluss unerwarteter Störungen gewährleisten zu können, erscheint die weitere Untersuchung regelungstechnischer Ansätze ohne Alternative.

Im Zuge dieser Arbeit werden Regelungskonzepte, welche bisher an grundlegenden strömungsphysikalischen Konfigurationen erfolgreich erprobt wurden, auf zwei industriennahe Turbomaschinenap-

pplikationen übertragen. Adaptive Regelungen können dabei helfen, optimale Aktuationsparameter zur Strömungsbeeinflussung automatisiert zu finden. Damit kann einerseits die aufwendige Vermessung mehrdimensionaler Kennfelder gewinnbringend unterstützt werden, andererseits können energieeffiziente Lösungen ermittelt werden, welche in der Triebwerkstechnologie gefordert sind. Des Weiteren werden zur Gewährleistung eines stabilen Betriebs robuste Regelungskonzepte erprobt, welche aerodynamische Instabilitäten unterdrücken oder zumindest verzögern sollen. Der Einfluss von Systemunsicherheiten kann kompensiert und Störungen unter Kontrolle gebracht werden. Letzten Endes resultiert eine erfolgreiche Regelung in der Erweiterung des nutzbaren aerodynamischen Betriebsbereiches sowie einer Leistungssteigerung, siehe z. B. (Bright, et al. 2005), (Weigl und Paduano, 1997) oder (Wiederhold, et al. 2009).

1.1 Problemstellung und Motivation

Innerhalb des Transferprojektes (TFB) „Regelung abgelöster Strömungen in hoch belasteten Turbomaschinen“ wird in Zusammenarbeit mit dem industriellen Partner Rolls-Royce Deutschland untersucht, inwiefern aktive Methoden der Strömungskontrolle helfen können, unerwünschte Strömungsablösungen zu verzögern oder zu vermeiden. Hierzu werden zwei elementare Versuchskonfigurationen, die eine Verdichterstufe repräsentieren, in enger Zusammenarbeit mit experimentellen Partnerprojekten am Institut für Luft- und Raumfahrt (ILR) der TU-Berlin sowie dem Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt Berlin (DLR) erforscht.

Unterstützend zu den experimentellen Untersuchungen werden in einem weiteren Teilprojekt parallel numerische Simulationen beider Versuchskonfigurationen durchgeführt. Damit kann beispielsweise geholfen werden, das Feld möglicher Versuchsparameter frühzeitig einzugrenzen, wie z. B. dem Auffinden idealer Aktuatorpositionen. Modifikationen dieser Art sind im Experiment mit erheblichem Aufwand verbunden.

Die wesentliche Motivation der Untersuchungen ist das Erarbeiten einer Konzeptstudie zur Übertragung der entwickelten Beeinflussungskonzepte auf aktuelle, hoch belastete Verdichterkonfigurationen. Dabei soll geklärt werden, welche neuen Herausforderungen sich beim Übergang auf praxisrelevante Verdichter ergeben, welche Leistungssteigerungen durch die Regelungskonzepte erreichbar sind und wie das Potential dieser Technologie hinsichtlich des Nutzens unter Berücksichtigung des Aufwandes insgesamt einzuschätzen ist.

Verdichter, Statorcascade und Axialventilator

Der Verdichter ist eine der wesentlichen Komponenten eines modernen Flugzeugtriebwerkes. Seine Funktion besteht darin, das Druckniveau der angesaugten Luft zu erhöhen, damit der anschließende Verbrennungsprozess und die Leistungsabgabe über die nachfolgende Turbine möglichst effizient ausfallen. Die geforderten Gesamtdruckerhöhungen liegen bei Werten bis zu $\pi_V = 40$ und mehr, wofür heutzutage in der Regel zwischen 12 und 18 Verdichterstufen notwendig sind (Bräunling 2009). Als Beispiel sei hier das V-2500-A1 Triebwerk von Rolls-Royce mit einem zehnstufigen Hochdruck- und vierstufigen Niederdruckverdichter mit einer totalen Druckerhöhung von $\pi_V = 29,8$ aufgeführt. Die Steigerung des Stufendruckverhältnisses durch optimierte Auslegungsverfahren und Verfeinerung der Profilierung der Schaufeln ist limitiert, da die Strömung nicht beliebig gegen den steigenden Druckgradienten ankommt und daraufhin auf den Verdichterschaufeln ablöst, siehe (Eck 1972) oder

(Cumpsty 1989). Mit Methoden der aktiven Beeinflussung hingegen kann die Strömung gezwungen werden, der vorhandenen Geometrie ohne Ablösung zu folgen.

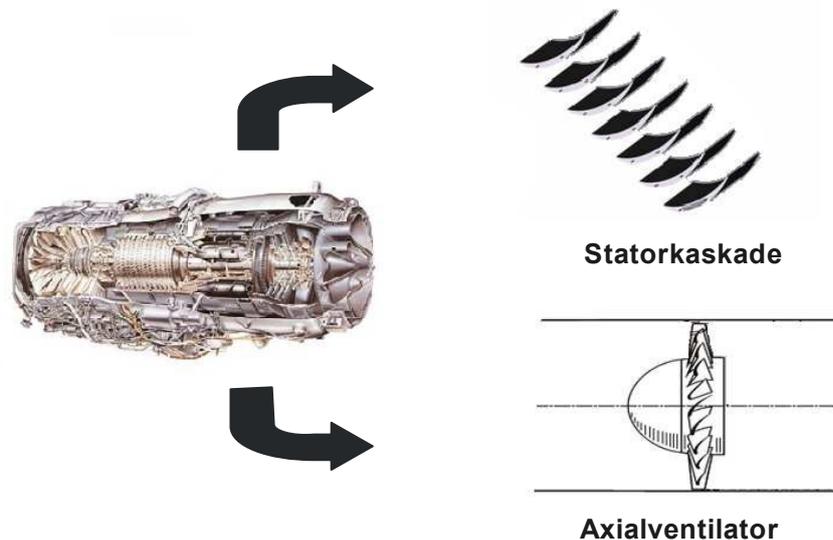


Abbildung 1.1. Schematische Darstellung einer Statorkaskade und eines Axialventilators als die zwei grundlegenden Konfigurationen einer Verdichterstufe innerhalb eines Triebwerkes.

Um dem Ziel der Erhöhung des Stufendruckverhältnisses innerhalb des Verdichters schrittweise näher zu kommen, werden die zwei grundlegenden Konfigurationen in Abbildung 1.1 getrennt betrachtet.

Die ebene Statorkaskade stellt eine vereinfachte Abwicklung der in Umfangsrichtung verteilten Leitschaufeln (Statoren) eines realen Verdichters dar. An dieser Versuchskonfiguration kann das Potential der aktiven Strömungsbeeinflussung zur Minderung der Ablösephänomene an den Leitradern erforscht werden.

Die Auslegung der Schaufelprofile der Statorkaskade durch Rolls-Royce Deutschland ist derart konzipiert, dass es, aufgrund der überkritischen Umlenkung, zu einer druckinduzierten Ablösung auf der Saugseite im Mittelschnitt der Schaufeln kommt (Zander, et al. 2009). Überdies hinaus löst die Strömung ein weiteres Mal im Bereich der Übergänge von den Wänden zu den Schaufeln ab. Beidseitig bilden sich von den Ecken ausgehend Längswirbel aus, welche die Passage keilförmig verblocken. Beide Wirbelstrukturen beeinflussen sich gegenseitig und führen zur Ausprägung eines komplexen dreidimensionalen Strömungszustandes innerhalb der Kaskade (Langston 1980). Schematisch sind die Strömungsphänomene in Abbildung 1.2 dargestellt.

Um die Realisierung des geforderten hohen Umlenkwinkels ohne Strömungsablösung zu erreichen, werden beide Wirbelstrukturen getrennt voneinander beeinflusst. Durch wandbündige Aktuatoren wird versucht, die Längswirbelstrukturen zurück an die Wand zu schieben, um damit die Blockierung der Passage zu mindern. Des Weiteren wird mittels in die Schaufel eingefasster Schlitzdüsen Energie in die Grenzschicht der druckinduzierten Ablösung auf der Saugseite der Schaufel gebracht, wodurch die Strömung am Anliegen gehalten werden kann. Aufgrund der gegenseitigen Beeinflussung der Wirbel-

strukturen, entsteht im regelungstechnischen Sinn ein verkoppeltes Mehrgrößenproblem (Wiederhold, et al. 2010a).

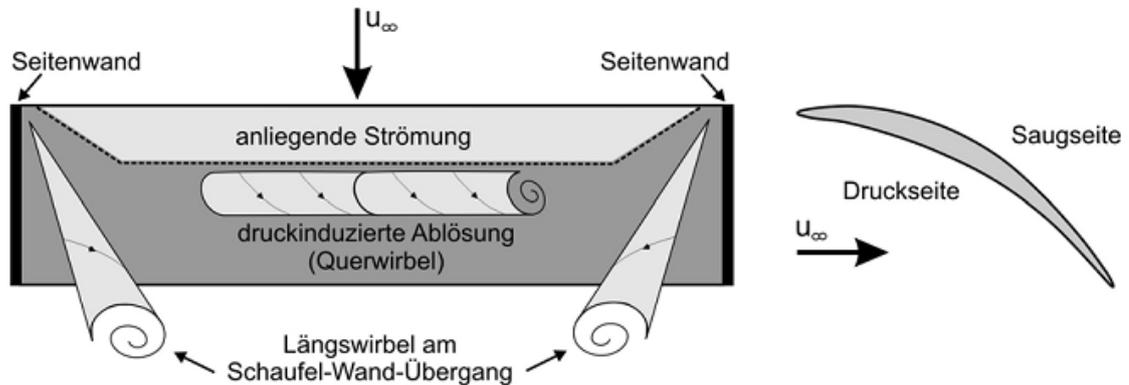


Abbildung 1.2. Strömungsablösungen auf der Saugseite einer Schaufel der Statorcascade.

Um entsprechend das Potential von AFC an den Laufrädern (Rotoren) einer Verdichterstufe abzuschätzen, finden Untersuchungen an einem Axialventilator statt, siehe Abbildung 1.1. Die charakteristischen Instabilitätsphänomene sollen verzögert und der nutzbare aerodynamische Bereich vergrößert werden. Am Axialventilator existiert ein Spalt zwischen den Blattspitzen der Rotorblätter und dem Gehäuse. Der Druckgradient zwischen Saug- und Druckseite verursacht eine Umströmung der Schaufelspitze, welche zu Lärmbildung und aerodynamischen Verlusten führt (Kameier 1994). Reißt die Strömung an einzelnen Schaufeln komplett ab, so können die Zwischenräume der Rotorblätter „verstopfen“ und es tritt die rotierende Instabilität (engl.: *rotating stall*, oftmals kurz *stall*) ein, siehe z. B. (Camp und Day 1998). Je stärker der Ventilator angedrosselt wird, d. h. je höher der geforderte Druckaufbau ist, desto größer wird die Gefahr des Strömungsabrisses an den Blättern. Im Extremfall kommt der Kompressor nicht mehr gegen den bereits aufgebauten Druck an und es folgt eine momentane Umkehr der Strömung, bis sich die Druckverhältnisse vor und nach der Rotorstufe wieder ausgeglichen haben. Wiederholt sich dieser Vorgang, so gerät der Verdichter in das sehr gefährliche sogenannte Pumpen (engl.: *surge*), siehe z. B. (Ffowcs Williams und Huang 1989).

Bei der Einschätzung des Potentials der AFC-Technologie ist seitens des Industriepartners die Minimierung des Aktuationsaufwandes sehr wichtig. Um ökonomisch interessant zu bleiben, müssen die zusätzlich verbauten Teile günstig sein und auf ein Mindestmaß reduziert werden. Gleichzeitig soll selbst beim Ausfall von Sensoren oder Aktuatoren die Funktionalität des Beeinflussungskonzeptes gewahrt bleiben (Integrität). Des Weiteren ist man auf der Suche nach einer möglichst energieeffizienten Anregung, da im realen Flugbetrieb die eingebrachte Druckluft zur Beeinflussung der Strömung den hinteren Verdichterstufen entnommen wird. In diesem Sinne sind vor allem instationäre Beeinflussungskonzepte von großem Interesse, weil sich damit die benötigte Aktuationsenergie mitunter signifikant verringern lässt (Culley, et al. 2004), (Seifert, et al. 1993).

Die erfolgreiche Umsetzung aktiver Strömungsbeeinflussung in der Turbomaschinentechologie könnte eine Kette positiver Effekte auslösen. Ein höheres Stufendruckverhältnis ermöglicht eine Reduktion der Anzahl benötigter Verdichterstufen. Der Verdichter kann infolgedessen kompakter gebaut werden, wodurch das Gesamtgewicht des Triebwerks sinkt. Dadurch wiederum können auch die tra-

genden Strukturen, d. h. die Flügel, verkleinert werden, woraus eine weitere Gewichtsreduktion folgt. Als Konsequenz wird Treibstoff gespart, Material- und Wartungskosten reduziert und die Umwelt entlastet (Lord, et al. 2000).

1.2 Stand der Forschung

Im folgenden Abschnitt wird der Stand der Forschung zur aktiven Beeinflussung von Strömungen zusammengefasst. In einem ersten Schritt wird auf das Thema allgemein eingegangen. Anschließend folgt eine spezifischere Betrachtung der Beeinflussung von Strömungsprozessen innerhalb von Turboarbeitsmaschinen.

Bei einer Vielzahl der vorgeschlagenen Beeinflussungsmethoden handelt es sich jedoch im regelungstechnischen Sinn um reine Steuerungen. Im Gegensatz zur Regelung sind diese nicht in der Lage, auf Störungen zu reagieren und den Eingriff gegebenenfalls auf die veränderten Randbedingungen anzupassen. Im Zuge dessen wird abschließend auf Methoden aktiver Strömungskontrolle in Turboarbeitsmaschinen auf Basis eines geschlossenen Regelkreises eingegangen.

Strömungsbeeinflussung allgemein

Zur gezielten Beeinflussung strömungsmechanischer Prozesse lassen sich heute eine Vielzahl wissenschaftlicher Arbeiten in der Literatur finden. Die untersuchten Anwendungen sind dabei sehr weit gestreut und reichen von elementaren Konfigurationen wie Zylindern (Noack, et al. 2003), stumpfen Körpern (Lim, et al. 2007) oder Diffusoren (Brunn 2003) hin zu komplexen Aufbauten wie Flugzeugen (McLean, et al. 1999) oder mehrstufigen Verdichtern (Culley, et al. 2004), um nur wenige Beispiele zu nennen.

Je nach Anwendungsfall variieren die verfolgten Ziele stark. So versucht man normalerweise bei Fahrzeugen den Strömungswiderstand (c_w -Wert) zu verringern (Beaudoin, et al. 2006), um Treibstoff einsparen zu können. Beispielsweise gelingt es (Seifert, et al. 2008) durch instationäres Absaugen und Einblasen von Luft an der Hinterkante eines Lastwagenmodells, den aerodynamischen Widerstand um 10 % zu reduzieren. Im direkten Gegensatz dazu wird im Automobilsport gezielt versucht, Abtrieb zu erzeugen, um auf diese Weise das Fahrzeug stärker auf die Fahrbahn zu pressen und höhere Fahrgeschwindigkeiten zu ermöglichen. An Tragflügeln werden über kleine Wirbelgeneratoren gezielt Längswirbel auf der Saugseite der Profile eingebracht. Dadurch werden Teilchen niedriger Energie der Grenzschicht und Teilchen hoher Energie aus der Außenströmung vermischt, wodurch sich eine Strömungsablösung verzögern lässt. Weitere Beispiele der Beeinflussung von Strömungen sind u. a. die Minimierung strömungsinduzierter Lärmemissionen (Lemke, et al. 2007), die Verbesserung der Durchmischung bei Verbrennungsprozessen (Spangelo 2004) oder die Leistungssteigerung von Turboarbeitsmaschinen (Osborn, et al. 1971). Auch in der Natur lassen sich Beispiele finden, in welchen gezielt versucht wird, die Strömungsphysik gewinnbringend zu beeinflussen. So versuchen z. B. (Losse und King 2010) die widerstandsreduzierenden Eigenschaften nachgiebiger Delfinhaut auf technische Systeme zu übertragen. Hierbei konzentriert man sich vor allem auf die Auslöschung der Tollmien-Schlichting Instabilitäten zur Laminarhaltung der Strömung.

Die Maßnahmen zur Beeinflussung von Strömungen lassen sich grundlegend in aktive und passive Methoden unterteilen. Passive Methoden basieren in der Regel auf einer formgebenden, fixen Modifikation der Geometrie, ohne dass zusätzliche Energie in die Strömung eingebracht wird. Der Aufwand

für den Einbau und die Wartung sowie die Kosten sind relativ gering, sie sind jedoch starr und unflexibel. Bei aktiven Methoden der Strömungsbeeinflussung wird hingegen zusätzlich Energie eingebracht und der Strömung zugeführt, was zuerst einmal einen zusätzlichen Aufwand bedeutet. Der große Vorteil dieses Ansatzes ist jedoch seine Flexibilität. Ein aktives Kontrollsystem kann jederzeit auf eine Veränderung der Strömungsbedingungen reagieren und ein unnötiges Eingreifen verhindern bzw. die Stellamplituden nötigenfalls dem aktuellen Arbeitspunkt anpassen. Damit kann einerseits die benötigte Energie zur Korrektur des Strömungszustandes auf ein nötiges Minimum reduziert werden, andererseits auch auf plötzlich auftretende Störungen reagiert werden. In Anbetracht realer Flugsituationen, in welchen Störungen jederzeit auftreten können, erscheinen aktive Beeinflussungsmethoden von Vorteil. In den Arbeiten von z. B. (Gad-el-Hak 2000), (Gad-el-Hak 2001), (Hucho 2002), (Fiedler und Fernholz 1990) oder (Tavakoli, et al. 2004) werden aktive und passive Beeinflussungsmethoden ausführlich behandelt. Je nach Anwendungsfall müssen die Vor- und Nachteile genau abgewägt werden. Zur Unterdrückung von Instabilitäten in einem Axialventilator vergleicht (Kameier 1994) sowohl aktive als auch passive Methoden. Kleine Turbulenzgeneratoren im Kopfspalt zwischen Gehäuse und Blattspitzen der Rotorblätter können die Instabilität verzögern und den Blattspitzenlärm signifikant mindern. Sie sind jedoch fix auf die geometrischen Randbedingungen anzupassen, so dass eine Variation des Staffelungswinkels der Rotorblätter oder eine Veränderung der Kopfspaltweite nicht ohne eine erneute Anpassung möglich ist. Unter diesem Aspekt sind aktive Beeinflussungsmethoden von Vorteil. Durch Einblasen von Luft mittels wandbündig befestigter Düsen in den Kopfspalt können die eintretenden Instabilitäten signifikant verzögert und infolgedessen der nutzbare aerodynamische Bereich vergrößert werden. Ein weiteres Beispiel ist die Steigerung des Auftriebs eines Tragflügels. Mit feststehenden, senkrecht zum Flügelprofil ausgerichteten Klappen, sogenannte Gurney-Flaps, lässt sich der Auftrieb deutlich erhöhen. Der aerodynamische Widerstand steigt jedoch gleichzeitig im selben Maße an (Schatz, et al. 2004). Im Gegensatz dazu gelingt es (Becker, et al. 2007) durch gepulstes Einblasen von Luft in die Grenzschicht der Flügelumströmung, den möglichen Anstellwinkel der Landeklappen einer Hochauftriebskonfiguration bis zur Strömungsablösung um 5° zu erhöhen. Da im Flugbetrieb nur bei Start und Landung ein erhöhter Auftrieb benötigt wird, kann das aktive Kontrollsystem je nach Bedarf genutzt werden, was bei einem passiven Eingriff nicht möglich ist.

Einhergehend mit der Anwendung aktiver Methoden zur Strömungsbeeinflussung ist immer gleichzeitig die Frage einer passenden Art der Aktuation zu klären. In den Veröffentlichungen von (Gad-el-Hak, et al. 1998), (Fiedler und Fernholz 1990) und (Seifert 2007) wird ein weiter Überblick über verschiedene Aktuations- und Sensormechanismen gegeben. Eine häufig verwendete Methode ist das stationäre oder gepulste Einblasen bzw. Absaugen von Druckluft, das über ein entsprechendes Ventilsystem umgesetzt wird, siehe (Wyganski 2004), (Paduano, et al. 1993) oder (Nerger, et al. 2007) um einige wenige Beispiele zu nennen. Ein weiterer vielversprechender Ansatz ist der Einsatz von Synthetic-Jets, welche keinerlei Brutto-Massendurchsatz besitzen und damit ohne separates Druckluftsystem betrieben werden können, siehe z. B. (Braunscheidel, et al. 2008) oder (Suzuki 2006). Weitere Aktuationskonzepte, die insbesondere zur Beeinflussung von Strömungen innerhalb von Turbomaschinen zum Einsatz kommen, werden im folgenden Absatz besprochen.

Strömungsbeeinflussung in Turboarbeitsmaschinen

Instabilitäten in Folge von Strömungsablösungen führen zu einer großen Anzahl von Problemen, mit denen sich die Triebwerkstechnologie auseinandersetzen hat. In den Übersichtsarbeiten von (Bräunling 2009), (Walsh und Fletcher 1998), (Tavakoli, et al. 2004) oder (Day, et al. 1999) wird

eingehend auf das Thema Instabilitäten in Turbomaschinen und Triebwerken, deren potentielle Folgen sowie Möglichkeiten zur Beeinflussung eingegangen. So kann es durch Ablösungen an den Schaufeln des Verdichters zu erheblichen Materialbeanspruchungen kommen. Die rotierende Instabilität (engl.: *rotating stall*) verursacht z. B. Schaufelschwingungen, die im Extremfall bis zum Schaufelbruch führen (Baumgartner, et al. 1995). Aus dem Verschleiß mitunter teurer Bauteile entstehen hohe Wartungs- und Reparaturkosten. Im ungünstigsten Fall kann es aufgrund von Strömungsablösungen zu Pumpstößen kommen, welche u. a. dazu führen können, dass die Flamme aus der Brennkammer getragen wird und die anschließende Turbine zerstört (engl.: *flame out*). Gerät eine Turbomaschine ins Pumpen (engl.: *surge*), so kann dies zur Folge haben, dass der thermodynamische Kreisprozess unterbrochen wird und das Triebwerk komplett abschaltet, die Auswirkungen für eine reale Flugsituation wären fatal. Aufgrund dessen werden große Anstrengungen unternommen, um Instabilitäten effektiv zu unterbinden. Oftmals ist man gezwungen, Turboarbeitsmaschinen fernab ihres optimalen Arbeitspunktes zu betreiben.

Im Rahmen der Untersuchung abgelöster Strömungen hat die Komplexität von Turboarbeitsmaschinen im Laufe der Zeit zu einem weiten Feld unterschiedlichster Ergebnisse in Forschung und Entwicklung geführt. Dies betrifft die Anzahl untersuchter Konfigurationen, die Vielzahl getesteter Aktuationsmechanismen als auch die vorgeschlagenen Methoden zur Regelung von Instabilitäten.

Das Hauptaugenmerk der Forschung liegt auf zwei wesentlichen Schwerpunkten. Zum einen ist man bestrebt, die abgestrahlten Lärmemissionen in Folge von Strömungsablösungen zu vermindern, siehe z. B. (Nelson, et al. 2000), (Schulz, et al. 2004) oder (Neuhaus und Neise 2005). So gelingt es (Lemke, et al. 2007) durch Einblasen von Luft im Bereich der Blattspitzen eines Axialventilators ein gegenphasiges sekundäres Schallfeld zu induzieren, welches das primäre Schallfeld destruktiv überlagert, so dass eine Lärminderung von über 20 dB erreicht werden kann. Der zweite Fokus der Untersuchungen konzentriert sich auf die Verhinderung bzw. Eindämmung von Strömungsablösungen, welche eine Minderung der Leistung oder instabile Betriebszustände zur Folge haben, siehe u. a. (Nelson, et al. 2000), (Braunscheidel, et al. 2008), (Eveker, et al. 1998), (Yeung 1999) oder (Vo 2007). Aktive Strömungsbeeinflussung kann hierbei einen beachtlichen Beitrag leisten. So können u. a. Strömungsablösungen im Verdichter und der Turbine verzögert oder der Strömungswiderstand im Einlauf und in der Düse reduziert werden (Lord, et al. 2000). (Kerrebrock, et al. 1998) können zeigen, dass sich durch Einbringen eines geringen konstanten Massenstroms eine signifikante Druckerhöhung einer Verdichterstufe erreichen lässt. (Weigl und Paduano, 1997) gelingt es, mittels stationärem Einblasen und Absaugen von Luft in der Eintrittsebene vor der Rotorstufe eines transsonischen Verdichters, das Einsetzen von Instabilitäten deutlich zu verzögern und den aerodynamisch nutzbaren Bereich um knapp 10 % zu erweitern.

Die untersuchten Konfigurationen reichen von Hubschraubertriebwerken (Nelson, et al. 2000), Gasturbinen (Lord, et al 2000), einstufigen (Weigl, et al. 1998) und mehrstufigen Verdichtern (Culley, et al. 2004) bis zu Triebwerken kommerzieller Hersteller (Day 1993). Je nach Anwendungsfall variieren dabei die untersuchten Betriebsbereiche. So finden sich zahlreiche Arbeiten im Bereich niedriger Drehzahlen wie z. B. in (Camp und Day 1998) oder (Paduano, et al. 1993). Untersuchungen im Bereich realer Machzahlen (Ma) industrieller Triebwerke finden sich u. a. in (Day, et al. 1999) oder (Eveker, et al. 1998). Bei Untersuchungen an einem einstufigen, transsonischen Verdichter werden Geschwindigkeiten bis $Ma = 1,5$ an der Blattspitze der Rotorblätter erreicht, siehe (Weigl und Paduano, 1997) und (Weigl, et al. 1998).

In einer Vielzahl von Arbeiten wird dabei das Kompressorsystem als Ganzes untersucht. So stellt z. B. (Day, et al. 1999) eine Vergleichsstudie bezüglich vier unterschiedlicher Triebwerke kommerzieller Hersteller vor, in welcher die Möglichkeiten zur Detektion von Stall und dessen Unterbindung kritisch bewertet werden. Eine Beeinflussung auf Scherschichtebene findet hingegen erst seit relativ kurzer Zeit statt. So benutzen (Braunscheidel, et al. 2008) synthetische Jets auf der Oberfläche der Statorblättern zur Stabilisierung der lokalen Strömung, wobei allerdings insgesamt nur zwei Schaufeln mit Aktuatoren versehen werden. Durch stationäres Einblasen in die turbulente Grenzschicht auf der Saugseite der Statorblättern gelingt es (Nerger, et al. 2007) die druckinduzierte Ablösung auf der Schaufel zu vermindern. (Hecklau, et al. 2008) nutzt gepulstes Einblasen zur Beeinflussung der Sekundärströmung und Strömungsablösung auf der Saugseite einer Statorkaskade.

Neben den weit verbreiteten Methoden zur Strömungsbeeinflussung durch kontinuierliches (Nerger 2009) oder gepulstes Einblasen (Hecklau, 2010a) bzw. Absaugen und Kombinationen daraus (Weigl und Paduano 1997), finden sich in der Literatur eine Vielzahl weiterer, unterschiedlicher Aktuationskonzepte innerhalb von Turbomaschinen. Über Abblasventile in der Kompressorstufe lassen sich die Druckverhältnisse derart beeinflussen, dass die charakteristischen Instabilitäten wie Stall und Surge deutlich verzögert werden können (Eveker, et al. 1998). Um die Beeinflussung effektiver zu gestalten setzt (Yeung 1999) eine Kombination aus Abblasventilen und stationärem Einblasen von Luft ein. In einer Machbarkeitsstudie werden bewegliche, magnetische Lager der Antriebswelle des Rotors vorgeschlagen, um die Spaltweite zwischen dem Gehäuse und den Blattspitzen zu kontrollieren und damit das Einsetzen von Stall zu verzögern (Spakovsky, et al. 2001). In (Paduano, et al. 1993) werden über den Umfang verteilte, verstellbare Einlaufbleche genutzt, um Druckschwankungen in der Strömung vor Eintritt in die erste Verdichterstufe auszugleichen, womit sie eine Erweiterung des nutzbaren aerodynamischen Bereiches von über 20 % erzielen.

Das Potential aktiver Methoden der Strömungskontrolle erscheint letztlich enorm, ein Überblick hierzu geben u. a. (Tavakoli, et al. 2004). Eine separate Einschätzung der Beeinflussungsmöglichkeiten der einzelnen Komponenten einer Gasturbine gibt (Lord, et al. 2000), eine kritische Auseinandersetzung in Bezug auf reale, industrielle Triebwerke ist in (Day, et al. 1999) gegeben.

Geregelte Strömungsbeeinflussung in Turboarbeitsmaschinen

In einem Großteil der aufgeführten Untersuchungen kommen im regelungstechnischen Sinn reine Steuerungen zum Einsatz, d. h. es findet kein Soll-Istwertabgleich der zu beeinflussenden Größe statt. Die erreichbare Güte einer aktiven Beeinflussung hängt somit stark von dem zugrunde liegenden Modell des betrachteten Prozesses ab, auf dessen Basis die Amplitude des Eingriffes bestimmt wird. Dieses Modell kann aber wegen unbekannter oder messtechnisch nicht erfassbarer Störgrößen, vereinfachender Annahmen und nicht modellierter Streckenkomponenten die Realität nur bedingt präzise abbilden. Aufgrund dessen kommt es oftmals zum Versagen von reinen Steuerungskonzepten.

Einer der Pioniere der Regelung in Turbomaschinen ist (Epstein, et al. 1989). Von diesem Zeitpunkt an werden einige Regelungsmethoden vorgeschlagen und untersucht. In Anbetracht des komplexen Aufbaus von Turboarbeitsmaschinen kommen jedoch nicht alle Regelungsansätze in Betracht. In einer realen Anwendung muss die Echtzeitfähigkeit des applizierten Reglers zu jederzeit garantiert werden können. So sind Regelungsmethoden, welche auf der Berechnung der Navier-Stokes- und Kontinuitätsgleichung basieren, in der Regel sehr rechenzeitintensiv und vermögen diese Forderung nicht zu erfüllen. Niederdimensionale Galerkin- und Wirbelmodelle (Pastoor, et al. 2008) sind demge-

genüber bereits wesentlich weniger aufwendig, vermögen jedoch heute noch nicht die Komplexität eines Rotor/Stator-Systems so genau zu erfassen, um als Grundlage für eine Regelung in einer Turbomaschine zu dienen. Das Moore-Greitzer Modell ist ein Modell zur Simulation von Turbomaschinen basierend auf einem Galerkin-Ansatz, wobei hier allerdings die Aktuation nur sehr begrenzt eingebracht werden kann (Greitzer 1976), (Moore und Greitzer 1986).

(Nelson, et al. 2000) verwenden einen einfachen proportionalen Regler zur Stabilisierung eines Hubschraubermotors. Fortgeschrittene Regelungsalgorithmen, wie z. B. die leistungsstarke H_∞ -Synthese, werden von (Weigl und Paduano, 1997) genutzt, um einen transonischen Verdichter zu stabilisieren und Instabilitäten zu verzögern. In dieser Arbeit kann gezeigt werden, dass die Leistungssteigerung der betriebenen Maschine durch eine geregelte Beeinflussung um bis zu 8 % höher ausfällt als durch eine reine Steuerung. Eine weitere Erfolg versprechende Alternative stellen adaptive Regelungskonzepte dar (Isermann und Matko 1991). Gerade in Bezug auf komplexe technische Konfigurationen erscheinen Ansätze, welche ohne zugrunde liegendes mathematisches Modell funktionieren, vorteilhaft. Zu nennen sind hier Extremwertregler (Morosanov 1957) und Erweiterungen davon, siehe (Krstic und Wang 2000) und (Henning, et al. 2008). So gelingt es (Lemke, et al. 2007) die Lärmemissionen sekundärer Schallquellen über eine Extremwertregelung deutlich zu reduzieren. (Wang, et al. 1998) nutzt den Regelalgorithmus zur Stabilisierung von Stall und Surge mittels Abblasventilen.

1.3 Ziele und Aufbau der Arbeit

Fernziel der vorliegenden Arbeit ist eine Reduzierung der Anzahl an Verdichterstufen innerhalb eines Triebwerkes unter Beibehaltung der Druckerhöhung mittels Methoden der aktiven Strömungskontrolle. Durch die Entwicklung und den Aufbau einer Regelung zur effizienten Reduzierung der Strömungsablösung innerhalb der betrachteten Versuchskonfigurationen, soll die erzielbare Drucksteigerung pro Stufe unabhängig von den Betriebsbedingungen und auch beim Vorhandensein von Störungen erhöht werden.

Innerhalb des Axialventilators sollen Extremwertregler verwendet werden, um den Strömungszustand am Rotorblatt mit periodischem Einblasen positiv zu beeinflussen. Robuste Regelungsverfahren kommen zum Einsatz, wodurch ein stabiler Betrieb selbst unter Einfluss großskaliger Störungen gewährleistet wird.

An der Statorcascade ist mit der Ausprägung einer stark dreidimensionalen Strömung zu rechnen, in welcher sich die dominanten Wirbelstrukturen gegenseitig beeinflussen. Um einen effektiven Regelkreis aufzubauen, müssen zunächst die grundlegenden strömungsphysikalischen Vorgänge in Zusammenarbeit mit dem experimentellen Partnerprojekt, u. a. durch PIV-Messungen (engl.: *particle image velocimetry*), aufgelöst und verstanden werden. Infolgedessen sind optimale Sensor- und Aktuatorpositionen zu definieren und geeignete Regelgrößen abzuleiten. Diese müssen relativ einfach, preiswert und schnell (d. h. geringe Mittelungsdauer) den aktuellen Strömungszustand hinreichend genau beschreiben, um so eine Beeinflussung in Echtzeit zu ermöglichen. Anschließendes Ziel ist es, die dominanten Wirbelstrukturen im Zuge einer Mehrgrößenregelung (MIMO, engl.: *multiple-input multiple-output*) entkoppelt voneinander zu beeinflussen.

Bei der Beeinflussung ist auf die vorgegebenen technologischen Randbedingungen des Industriepartners Rolls-Royce Deutschland zu achten. Um ökonomisch interessant zu sein, muss der Aufwand bezüglich eingesetzter Aktuatoren und Sensoren minimal gehalten werden. Überdies hinaus ist die Menge an eingeblasener Luft zur Beeinflussung der Strömung limitiert, da die Druckluft im realen Flugbetrieb aus dem Verdichter abgezapft wird.

Im Rahmen der präsentierten Arbeit soll eine Konzeptstudie erarbeitet werden, in der die Herausforderungen beim Übertrag der vorgeschlagenen Beeinflussungskonzepte auf reale Verdichter abgeschätzt werden. Bei der Auswahl der Beeinflussungsmethoden wird dabei auf die bisherigen Ergebnisse des Sonderforschungsbereiches 557 „Beeinflussung komplexer turbulenter Scherströmungen“ zurückgegriffen, in welchem eine Vielzahl wissenschaftlicher Veröffentlichungen zur aktiven Strömungskontrolle an der TU Berlin und dessen Partnerinstituten entstanden sind. Ziel ist es, zu zeigen, dass sich die vorgeschlagenen Beeinflussungskonzepte von grundlegenden elementaren Versuchskonfigurationen wie z. B. eines Ahmed-Körpers (Henning, et al. 2008), eines stumpfen Körpers (Pastoor, et al. 2008) oder einer rückwärts gewandten Stufe (Garwon und King 2005) auf eine industriennahe Anwendung übertragen lassen. Im primären Fokus stehen vor allem robuste Verfahren wie die leistungsstarke H_∞ -Regelungssynthese (Becker 2006) und Ansätze zur Extremwertregelung (Henning, et al. 2008). In einem möglichen Folgeschritt sind die gewonnenen Ergebnisse auf Konfigurationen im triebwerksrelevanten Machzahlenbereich zu übertragen, so wie dies bereits in einem Folgeprojekt an der TU Berlin am Institut für Luft- und Raumfahrt stattfindet (Tiedemann und Peitsch 2009).

Die Arbeit ist im Einzelnen wie folgt gegliedert:

Nach Abschluss der Einleitung führt Kapitel 2 einige Grundlagen der Regelungstechnik sowie wesentliche Begriffe ein, welche im Rahmen dieser Arbeit relevant sind.

In Kapitel 3 erfolgt die Beschreibung beider Versuchsstände, die Vorstellung der eingesetzten Aktuationsmechanismen als auch eine Erläuterung des Aufbaus der Regelung. Die Strömungsphysik und die Ablösephänomene beider Konfigurationen werden erklärt und daraus geeignete Regelgrößen abgeleitet.

Die Resultate der Regelung an der Statorcascade sind in Kapitel 4 präsentiert. Zunächst wird eine Minderung der Ablösephänomene im Zuge einer Eingrößenregelung (SISO, engl.: *single-input single-output*) betrachtet. In einem Folgeschritt erfolgt eine differenziertere Beeinflussung der dominanten Wirbelstrukturen durch den Aufbau einer Mehrgrößenregelung. Zum Einsatz kommen dabei sowohl klassische Methoden der Mehrgrößenregelung als auch robuste Verfahren. Abschließend werden Experimente mit einem Extremwertregler zur Detektion optimaler Anregeparameter vorgestellt.

Die experimentellen Ergebnisse der Regelung am Axialventilator sind in Kapitel 5 dargestellt. Die Auslegung der verwendeten adaptiven und robusten Verfahren im Experiment wird erläutert und diskutiert. Das robuste H_∞ -Verfahren gewährleistet einen stabilen Betrieb selbst unter Einfluss von intensiven Störungen. Konzepte der Extremwertregelung werden eingesetzt, um den Axialventilator automatisch aus dem instabilen Bereich zu fahren.

Den Abschluss der Arbeit bildet Kapitel 6 mit einer Zusammenfassung und Ausblick. Die erzielten Ergebnisse werden dabei im Sinne der Übertragbarkeit auf reale Verdichterkonfigurationen kritisch diskutiert und das Potential der Technologie für Triebwerke abgeschätzt.

2 Methoden der Regelungstechnik

Im Folgenden sind in kompakter Form die regelungstechnischen Grundlagen und Begriffe zusammengefasst, welche im Zuge der vorliegenden Arbeit relevant sind. Ausgangspunkt sind grundlegende Modellstrukturen. Eine Vorstellung der genutzten Methoden zur Identifikation eines Modells aus experimentellen Daten erfolgt in Abschnitt 2.1.2.

Abschnitt 2.2 geht auf die Reglersynthese mittels des H_∞ -Verfahrens ein. Auf Basis des robusten Regelungsansatzes werden sowohl im SISO- als auch MIMO-Fall Regler zur Stabilisierung der charakteristischen Kenngrößen beider Versuchskonfigurationen ausgelegt. Ein weiterer Ansatz für eine modellbasierte Regelung im Mehrgrößenbereich stellt der in Abschnitt 2.3 vorgestellte Inverse-Based Controller (IBC) dar.

Abschnitt 2.4 geht auf die Extremwertregelung als ein alternatives adaptives Regelungsverfahren ein. Extremwertregler werden eingesetzt, um lokale Maxima oder Minima von Kennfelder ohne deren explizite Kenntnis zu detektieren. Der Algorithmus wird u. a. dazu genutzt, eine Stabilisierung des Betriebspunktes zu erreichen oder um optimale Anregeparameter automatisiert zu detektieren. Erweiterungsansätze zur Verbesserung der Regelgüte präsentiert Abschnitt 2.4.2 und Abschnitt 2.4.3.

Weitere für die Untersuchung verwendete Standardmethoden der Regelungstechnik sind in Abschnitt 2.5 kurz zusammengefasst.

2.1 Regelungstechnische Modelle und Parameteridentifikation

In Abschnitt 2.1.1 werden kurz zwei grundlegende Modellstrukturen vorgestellt. Eine Erläuterung der verwendeten Methoden zur Systemidentifikation folgt in Abschnitt 2.1.2.

2.1.1 Mathematische Formulierung regelungstechnischer Systeme

Zur mathematischen Beschreibung des dynamischen Verhaltens des betrachteten Prozesses stehen im Wesentlichen zwei Konzepte zur Verfügung: Die Beschreibung des Streckenverhaltens mit **Zustandsraummodellen** oder mit **Übertragungsfunktionen**.

Mit der allgemeinen zeitlich kontinuierlichen Zustandsraumdarstellung wird die Entwicklung eines Zustandsvektors $\underline{x}(t)$ in Abhängigkeit der Eingangs- bzw. Stellgröße $\underline{u}(t)$, den zeitinvarianten Modellparametern $\underline{\theta}$ und der Zeit t durch die Zustandsdifferentialgleichung (2.1) beschrieben:

$$\dot{\underline{x}}(t) = \underline{f}(\underline{x}(t), \underline{u}(t), \underline{\theta}, t), \quad \underline{x}(t_0) = \underline{x}_0 \quad (2.1)$$

$$\underline{y}(t) = \underline{h}(\underline{x}(t), \underline{u}(t), \underline{\theta}, t) \quad (2.2)$$

Das zeitliche Verhalten der Ausgangs- bzw. Regelgröße $\underline{y}(t)$ wird durch die Messgleichung (2.2) ausgedrückt. Lässt sich das Prozessmodell an ausgesuchten Betriebspunkten linearisieren, wie es in

der Praxis häufig gemacht wird, so vereinfachen sich Gleichung (2.1) und Gleichung (2.2) zu einem linearen, zeitkontinuierlichen Zustandsraummodell:

$$\dot{\underline{x}}(t) = \mathbf{A}\underline{x}(t) + \mathbf{B}\underline{u}(t), \quad \underline{x}(t_0) = \underline{x}_0 \quad (2.3)$$

$$\underline{y}(t) = \mathbf{C}\underline{x}(t) + \mathbf{D}\underline{u}(t) \quad (2.4)$$

Dabei bezeichnen die zeitinvarianten Matrizen \mathbf{A} die Dynamikmatrix, \mathbf{B} die Steuermatrix, \mathbf{C} die Ausgangsmatrix und \mathbf{D} die Durchgriffsmatrix. Bei der Arbeit mit Zustandsraummodellen sind die Eigenschaften dieser vier Matrizen von zentraler Bedeutung. Die Zustände $\underline{x}(t)$ sind im Allgemeinen physikalisch nicht interpretierbar, siehe z. B. (Lunze 2008).

Bei der zweiten genannten Darstellungsform von Prozessmodellen für lineare Systeme mittels Übertragungsfunktionen wird die innere Struktur der Zustände außer Acht gelassen. Es interessiert lediglich das Verhalten zwischen Systemeingang $\underline{U}(s)$ und Systemausgang $\underline{Y}(s)$, das durch die Übertragungsmatrix $\mathbf{G}(s)$ beschrieben wird:

$$\underline{Y}(s) = \mathbf{G}(s)\underline{U}(s) \quad (2.5)$$

Dabei bezeichnen die Großbuchstaben die korrespondierenden Größen im Bildbereich nach der Laplace-Transformation, d. h. $\underline{Y}(s) = \mathcal{L}(y(t))$ bzw. $\underline{U}(s) = \mathcal{L}(u(t))$ mit der komplexen Variable s , siehe z. B. (Unbehauen 2005). Der Frequenzgang der Übertragungsfunktion ergibt sich aus $\mathbf{G}(s = j\omega)$.

Mit verschwindenden Anfangsbedingungen $\underline{x}(t = 0) = \underline{0}$ lässt sich nach Laplace-Transformation und Umrechnung die Darstellung im Zustandsraum aus Gleichung (2.3) und (2.4) als Übertragungsfunktion anschreiben:

$$\underline{Y}(s) = \mathbf{G}(s)\underline{U}(s) = (\mathbf{C}(s\mathbf{I} - \mathbf{A})^{-1}\mathbf{B} + \mathbf{D})\underline{U}(s) \quad (2.6)$$

Im Zuge der vorliegenden Arbeit werden zum Großteil Streckenbeschreibungen in Form von Übertragungsfunktionen genutzt.

Weitere Details zur mathematischen Formulierung regelungstechnischer Systeme sind in zahlreichen Standardlehrbüchern zu finden, wie z. B. (Unbehauen 2007) und (Föllinger 1994).

2.1.2 Identifikation von black-box Modellen

Aufgrund der hohen Komplexität der betrachteten Versuchskonfigurationen, erscheint eine analytische Herleitung eines mathematischen Modells zur Beschreibung der Versuchsstrecken nicht zielführend. Stattdessen werden Modelle auf Basis experimenteller Daten identifiziert. Der zu beschreibende Prozess wird dabei als eine „black-box“ angenommen, d. h. es interessiert lediglich das Verhalten zwischen Systemeingang und Systemausgang. Dabei wird die innere Dynamik des betrachteten Systems nicht explizit betrachtet. Zur Schätzung solcher Modelle werden experimentelle Daten der Eingangsgrößen (Stellgrößen) $\underline{u}(t)$ und der gemessenen Regelgrößen $\underline{y}(t)$ benötigt sowie Annahmen über die mathematische Struktur des zu erwartenden Modells.

Um das Ein- Ausgangsverhalten der aufgenommenen Versuchsdaten abzubilden, werden zwei unterschiedliche Herangehensweisen verfolgt. Zum einen wird eine Modellstruktur vorgegeben und de-

ren Parameter mittels einer Optimierung angepasst, zum anderen werden zur Identifikation sogenannte Prediction-Error-Methoden (PEM) eingesetzt, siehe z. B. (Ljung 1999). Vorab sei an dieser Stelle angemerkt, dass es sich bei der Struktur- und Parameteridentifikation um keine geschlossene Theorie handelt, die nach Anwendung definierter Vorschriften oder Algorithmen automatisch zu guten Identifikationsergebnissen führt. Im Normalfall wird es nicht möglich sein, reale Messdaten durch ein mathematisches Modell exakt zu beschreiben. Die vorgestellten Verfahren stellen daher eine Auswahl dar, die im Verlauf der vorliegenden Arbeit zu den besten Resultaten führen.

Bei der Vorgabe der Struktur der zu erwartenden Modelle wird auf die Erfahrung aus Vorarbeiten in (Becker 2006) und (Henning 2008) zurückgegriffen. Komplexe strömungsphysikalische Vorgänge lassen sich mitunter mit recht einfacher Modellstruktur erstaunlich genau abbilden. Oftmals reichen bereits Modelle erster bis zweiter Ordnung aus, um die relevanten Grobstrukturen der Strömung hinreichend genau zu beschreiben. Zur Bestimmung des Systemverhaltens werden in den zitierten Arbeiten einfache PT_1 -Glieder mit Totzeit T_0

$$G_p(s) = \frac{k}{T_1 s + 1} e^{-sT_0} \quad (2.7)$$

oder PDT_2T_0 -Glieder

$$G_p(s) = k \frac{T_D s + 1}{T_2 s^2 + T_1 s + 1} e^{-sT_0} \quad (2.8)$$

vorgeschlagen. Die unbekanntenen Modellparameter k , T_1 und T_0 für Gleichung (2.7) bzw. k , T_1 , T_2 , T_D und T_0 für Gleichung (2.8) werden mittels eines Optimierers bestimmt. In einem ersten Schritt werden dabei die Intervalle der Parameter ingenieurmäßig abgeschätzt und so eingeschränkt. Die in *MATLAB* zur Verfügung stehende Optimierungsroutine *fmincon* (The MathWorks 1992) wird anschließend genutzt, um ein quadratisches Fehlerfunktional bezüglich der Mess- und Simulationsdaten zu minimieren. Beim Identifizieren einer Vielzahl von Sprungversuchen ergeben sich sehr kleine Werte für die Zeitkonstanten T_2 und T_D , so dass die einfacheren PT_1T_0 -Modelle gemäß Gleichung (2.7) ausreichen. Diese Herangehensweise führt bei SISO-Systemen mitunter zu den brauchbarsten Ergebnissen, d. h. damit erhält man eine sehr gute Übereinstimmung zwischen einer Simulation des identifizierten Modells und den gemessenen experimentellen Daten.

Des Weiteren wird zur Identifikation die Prediction-Error Methode verwendet. Hierzu stehen im kommerziellen Softwarepaket *MATLAB – System identification toolbox* (The MathWorks 1997) leistungsstarke Algorithmen zur Verfügung. Bei der Identifikation der Parameter wird zur Schätzung des Streckenverhaltens eine rationale Übertragungsfunktion mit nicht bekannten Koeffizienten des Zähler- und Nennerpolynoms der gesuchten Übertragungsfunktion vorgegeben und diese im Sinne einer minimalen Prädiktionsfehlervarianz bestimmt. Die Modellordnung ist dabei a priori anzugeben. Die vorgeschlagene Methode liefert vor allem bei der Ermittlung von MIMO-Modellen (Zhu 2001) zufriedenstellende Ergebnisse.

Nach der Identifikation eines Modells erfolgt jeweils eine Verifikation der Ergebnisse im Sinne einer Kreuzvalidierung. Hierzu werden Daten aus der Simulation des ermittelten Modells mit einem experimentellen Datensatz, welcher nicht im Identifikationsprozess verwendet wurde, abgeglichen. Auf diese Weise wird ausgeschlossen, dass die identifizierten Modelle nur einen bestimmten Versuch

beschreiben und keine prädiktive Eigenschaft besitzen. Bei negativer Validierung wird das erhaltene Modell verworfen und erneut identifiziert.

Bei der Vorgabe der Modellordnung gilt es jeweils, einen Kompromiss zwischen möglichst geringer Systemordnung und möglichst guter Anpassung an die experimentellen Daten zu finden. Identifikationsmodelle höherer Ordnung erweisen sich als ungeeignet, weil damit die Anpassung der relevanten strömungsmechanischen Strukturen nicht weiter verbessert werden kann, sondern lediglich zusätzlich Rauschteile identifiziert werden. Dies verlängert zum einen den Identifikationsprozess signifikant und führt zum anderen zu einer nicht notwendigen Steigerung der Ordnung der darauf aufbauenden synthetisierten Regler.

Da einige Reglersyntheseverfahren, die in dieser Arbeit Anwendung finden, nicht für Modelle mit Totzeit funktionieren, werden die Frequenzgänge der Totzeitglieder in Gleichung (2.7) und (2.8) mit rationalen Allpassgliedern approximiert. Dies geschieht nach einer Approximationsvorschrift von Frank (Frank 1996), welche eine minimale quadratische Abweichung zwischen der totzeitbehafteten Sprungantwort und der Approximation fordert.

$$e^{T_0 s} \approx \frac{\sum_{i=0}^n (-1)^i a_i (T_0 s)^i}{\sum_{i=0}^n a_i (T_0 s)^i} \quad (2.9)$$

Die Koeffizienten a_i sind in einer Tabelle hinterlegt. Für die identifizierten Modelle dieser Arbeit genügt die Ordnung $n = 1$ mit $a_0 = 1,68$ und $a_1 = 1$, so dass aus Gleichung (2.7) und (2.9) folgt:

$$G_p(s) = \frac{k}{T_1 s + 1} \frac{1,68/T_0 - s}{1,68/T_0 + s} \quad (2.10)$$

Weitere Informationen zur Systemidentifikation sind in den zitierten Arbeiten von (Ljung 1999) oder (Zhu 2001) zu finden.

2.2 Robuste Regelung

Die erzielbare Regelgüte eines Systems hängt stark von dem Wissen ab, das man darüber besitzt. Die Physik eines komplexen Prozesses ist jedoch in einem mathematischen Modell kaum komplett erfassbar. Ein reales Experiment unterliegt permanent Störungen. So führen z. B. Sensordriften, Arbeitspunktverschiebungen, Materialverschleiß oder notwendige Vereinfachungen durch Linearisierungen zu Modellunsicherheiten. Durch den permanenten Abgleich zwischen rückgeführtem Ausgangssignal $y(t)$ und vorgegebener Sollgröße $r(t)$ kann eine Regelung auf Abweichungen $e(t) = r(t) - y(t)$ reagieren, so dass auch unerwartete Störungen kompensiert werden können. Die grundlegende Voraussetzung, welche an den geschlossenen Regelkreis gestellt werden muss, ist die **Stabilität**.

Ist ein Regler trotz Modellunsicherheiten in der Lage, die Stabilität des Regelkreises zu gewährleisten, so spricht man von der **Robustheit** des Reglers bezüglich Stabilität. Je robuster ein Regler arbeitet, desto konservativer ist er ausgelegt, d. h. man bezahlt die hinzugewonnene Sicherheit mit einem langsameren Regelverhalten. In diesem Zusammenhang spricht man von der **Performance** des Reg-

lers. Werden trotz Modellunsicherheiten alle gestellten Anforderungen an die Performance erfüllt, liegt robuste Performance vor.

Das im Folgenden vorgestellte H_∞ -Reglerentwurfsverfahren stellt ein robustes Regelungskonzept dar, welches es ermöglicht, sowohl die Ansprüche bezüglich der Stabilität als auch der gewünschten Regelgüte gleichzeitig zu adressieren.

Zur Einführung in das Thema werden in Abschnitt 2.2.1 zuerst einige Grundbegriffe eingeführt und die regelungstechnischen Ziele anhand des Standardregelkreises diskutiert. Eine Erläuterung zur Beschreibung von Modellunsicherheiten folgt in Abschnitt 2.2.2. Die Übertragung nomineller Ziele auf unsichere Streckenmodelle wird in Abschnitt 2.2.3 beschrieben. Im Anschluss wird das Reglersyntheseverfahren nach der H_∞ -Methode in Abschnitt 2.2.4 erläutert.

Das H_∞ -Verfahren findet im Verlauf der experimentellen Untersuchungen mehrfach Anwendung, sowohl im Eingrößen- als auch Mehrgrößenfall. Die folgenden Ausführungen beziehen sich auf den komplexeren MIMO-Fall (Raisch 1994).

2.2.1 Ziele der Regelung

Zur Einführung einiger grundlegender Begriffe (Unbehauen 2005) wird der standardmäßige Mehrgrößenregelkreis in Abbildung 2.1 betrachtet. Dabei bezeichnet $\mathbf{G}_n(s)$ die nominelle Strecke und der Regler ist gegeben durch die Übertragungsmatrix $\mathbf{C}(s)$. Die Eingangsgrößen des Regelkreises sind die Führungsgröße $\underline{R}(s)$, das Messrauschen $\underline{M}(s)$ und die Störgrößen $\underline{E}'(s)$, $\underline{U}'(s)$ und $\underline{D}(s)$. Die Ausgangsgröße ist $\underline{Y}(s)$.

Der Übertragungsmatrix des offenen Regelkreises $\mathbf{L}(s)$ wird beschrieben durch den Regler und die nominelle Regelstrecke mit

$$\mathbf{L}(s) = \mathbf{G}_n(s)\mathbf{C}(s) \quad (2.11)$$

und beschreibt das Eingangs-/Ausgangsverhalten ohne Rückführung von $\underline{y}(t)$. Aus dem Standardregelkreis in Abbildung 2.1 gehen zwei Übertragungsmatrizen hervor, die von zentraler Bedeutung sind. Dies ist zum einen die Führungsübertragungsmatrix $\mathbf{T}(s)$, die das Verhalten zwischen Führungsgröße $\underline{R}(s)$ und Regelgröße $\underline{Y}(s)$ beschreibt. Überdies zeigt sie an, wie sich Messrauschen $\underline{M}(s)$ auf das Ausgangssignal $\underline{Y}(s)$ überträgt.

$$\mathbf{T}(s) = \mathbf{L}(s)(\mathbf{I} + \mathbf{L}(s))^{-1} \quad (2.12)$$

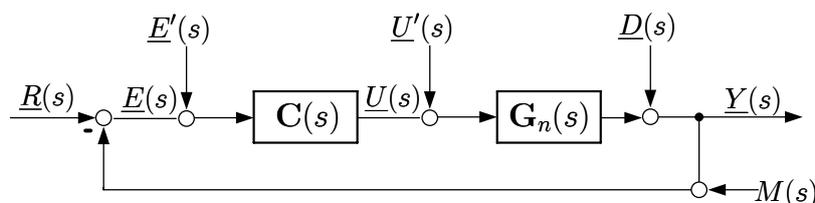


Abbildung 2.1. Standardregelkreis mit Störungen zur Betrachtung der internen Stabilität.

Zum anderen beschreibt $\mathbf{S}(s)$ das Übertragungsverhalten zwischen Störungen $\underline{D}(s)$ und der Regelgröße $\underline{Y}(s)$:

$$\mathbf{S}(s) = (\mathbf{I} + \mathbf{L}(s))^{-1} \quad (2.13)$$

Mit $\underline{E}'(s) = \underline{M}(s) = \underline{0}$, $\underline{U}'(s) = \underline{0}$ gibt $\mathbf{S}(s)$ die Empfindlichkeit des Regelfehlers $\underline{E}(s)$ bezüglich der Ausgangsstörung $\underline{D}(s)$ und der Führungsgröße $\underline{R}(s)$ an und wird deshalb als Sensitivität bezeichnet. Aufgrund $\mathbf{T}(s) = \mathbf{I} - \mathbf{S}(s)$ wird $\mathbf{T}(s)$ dementsprechend die komplementäre Sensitivität genannt. Beide Größen lassen sich somit nicht unabhängig voneinander bestimmen.

Wie bereits einleitend erwähnt, ist die grundlegende Forderung Stabilität. Dabei soll der geschlossene Regelkreis asymptotisch stabil im Ljapunovschen Sinn sein (Unbehauen 2005). Des Weiteren sollte der Regelkreis **intern stabil** sein, d. h., dass alle Übertragungsfunktionen zwischen zwei beliebigen Punkten in Abbildung 2.1 asymptotisch stabil sein müssen. Als Resultat der Berechnung aller Kombinationen folgt, dass es zur Überprüfung der internen Stabilität ausreicht, wenn alle Übertragungsfunktionen des folgenden 2x2-Systems asymptotisch stabil sind:

$$\begin{pmatrix} \underline{Y}(s) \\ \underline{U}(s) \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{T}(s) & \mathbf{S}(s)\mathbf{G}_n(s) \\ \mathbf{S}(s)\mathbf{C}(s) & -\mathbf{T}(s) \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \underline{R}(s) \\ \underline{U}'(s) \end{pmatrix} \quad (2.14)$$

Neben der zentralen Forderung der Stabilität gibt es weitere grundlegende Anforderungen an das Verhalten des geschlossenen Regelkreises. So möchte man im Allgemeinen erreichen, dass die Regelgröße der Führungsgröße gut folgt und dass Störungen und Messrauschen gut unterdrückt werden.

Um ein gutes Führungsübertragungsverhalten zu erreichen, sollte diesbezüglich im Bereich niedriger Frequenzen, in welchen normalerweise die Führungsgröße $\underline{R}(s)$ liegt, $\mathbf{L}(s)$ möglichst groß sein. Im Gegensatz dazu, sollte im hochfrequenten Bereich, in welchem das Messrauschen $\underline{M}(s)$ liegt, möglichst kleine Werte von $\mathbf{L}(s)$ erreicht werden. Übertragen auf die oben eingeführten Größen $\mathbf{S}(s)$ und $\mathbf{T}(s)$ bedeutet dies

$$\bar{\sigma}(\mathbf{S}(s)) \ll 1 \quad \forall \omega \in \Omega_{rd} \quad . \quad (2.15)$$

Dabei wird der Begriff des Verstärkungsfaktors aus dem SISO-Fall auf den MIMO-Fall übertragen. Der maximale **Singulärwert** $\bar{\sigma}(\mathbf{G})$ beschreibt den größten **richtungsabhängigen** Verstärkungsfaktor einer Übertragungsmatrix \mathbf{G} . Den frequenzabhängigen Singulärwert σ erhält man durch eine Singulärwertzerlegung (Skogestad und Postlethwaite 2005). Nach Gleichung (2.15) wünscht man im Bereich aktiver Regelung Ω_{rd} eine gute Unterdrückung der Ausgangsstörungen $\underline{D}(s)$ als auch ein gutes Führungsübertragungsverhalten.

Soll das Messrauschen hingegen gedämpft werden, muss in einem Frequenzbereich Ω_m

$$\bar{\sigma}(\mathbf{T}(s)) \ll 1 \quad \forall \omega \in \Omega_m \quad (2.16)$$

gelten. Aufgrund der bereits oben erwähnten algebraischen Verknüpfung von Führungsübertragungsfunktion und Sensitivität, können die beiden Forderungen (2.15) und (2.16) nicht im selben Frequenzbereich gleichzeitig gelten. In der Praxis wird daher Bedingung (2.15) im niederfrequenten Bereich gefordert, während (2.16) im hochfrequenten Frequenzbereich wichtig ist. Zur Reduzierung der Stell-

größe, um Energie zu sparen und Stellgrößenbeschränkung zu vermeiden, wird zusätzlich gefordert, dass $\bar{\sigma}(\mathbf{C}(s)\mathbf{S}(s))$ beschränkt ist.

Werden die formulierten Ziele bezüglich der geforderten Stabilität im nominellen Fall erreicht, so spricht man von nomineller Stabilität. Weist der Regelkreis überdies hinaus auch noch quantitative Merkmale bezüglich des geforderten Führungsübertragungsverhaltens oder der Rauschunterdrückung auf, so spricht man von nomineller Performance.

Weitere Details können in (Skogestad und Postlethwaite 2005) oder (Raisch 1994) gefunden werden.

2.2.2 Beschreibung von Modellunsicherheiten

Bei der Erfassung von Modellunsicherheiten unterscheidet man zwischen strukturierten und unstrukturierten Beschreibungen. Eine strukturierte Unsicherheitsbeschreibung ist möglich, wenn die Ursachen der Modellfehler im Einzelnen bekannt sind und diese separat voneinander berücksichtigt werden können. Je strukturierter und genauer das Wissen über den zu regelnden Prozess ist, desto gezielter kann dieser beeinflusst werden. Dies setzt jedoch eine mitunter genaue Kenntnis der Strecke voraus, welche gerade bei unsicheren Systemen oftmals nicht gegeben ist.

Demgegenüber bieten sich unstrukturierte Unsicherheitsbeschreibungen an, in denen die Fehlerquellen zusammengefasst werden, ohne dass der strukturelle Zusammenhang der Unsicherheiten zum Modell aufgelöst wird. Sie basieren auf einer Abschätzung maximaler Fehler über den betrachteten Frequenzbereich. Sie sind damit ungenauer als strukturierte Beschreibungen, können aber relativ einfach aus den identifizierten Prozessmodellen abgeleitet werden. Der damit einhergehende Nachteil ist eine möglicherweise zu grob gefasste Unsicherheitsbeschreibung, welche zu einer ggf. unnötig konservativen Reglerauslegung führt. In dieser Arbeit werden unstrukturierte Unsicherheitsbeschreibungen verwendet.

Zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens einer Versuchsstrecke unter Berücksichtigung der Unsicherheiten wird nicht mehr ein einzelnes Modell betrachtet, sondern eine Menge $\mathbf{\Pi}$ von Modellen $\mathbf{G}_p(s) \in \mathbf{\Pi}$. Der Term $\mathbf{\Delta}(s)$ bezeichnet im Folgenden die frequenzabhängige, begrenzte Abweichung zum nominellen Modell $\mathbf{G}_n(s) \in \mathbf{\Pi}$. Die Abweichungen der Modellfamilie können dabei sowohl additiv

$$\mathbf{G}_p(s) = \mathbf{G}_n(s) + \mathbf{\Delta}_A(s) \quad (2.17)$$

als auch multiplikativ angegeben werden:

$$\mathbf{G}_p(s) = (\mathbf{I} + \mathbf{\Delta}_M(s)) \mathbf{G}_n(s) \quad (2.18)$$

Zur Anschauung ist die ausgangsseitige multiplikative Unsicherheitsbeschreibung nach Gleichung (2.18) in dem Blockschaltbild in Abbildung 2.2 dargestellt, wie sie im Zuge dieser Arbeit verwendet wird. Weitere Formen der Unsicherheitsbeschreibung im MIMO-Fall werden ausführlich in (Skogestad und Postlethwaite 2005) diskutiert.

Im Allgemeinen sind nur die oberen Schranken der Abweichung bekannt:

$$\mathbf{I}_M(\omega) = \bar{\sigma}(\Delta_M(j\omega)) \quad \forall \omega \quad (2.19)$$

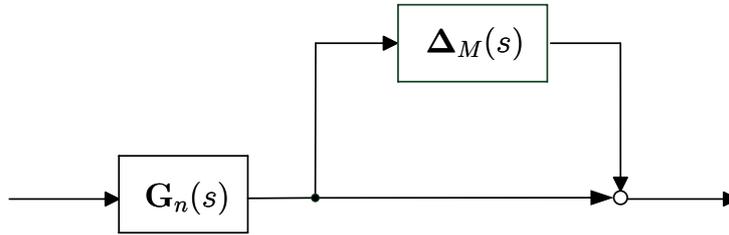


Abbildung 2.2. Ausgangsseitige multiplikative Unsicherheit im MIMO-System.

Dabei kann die Schranke $\mathbf{I}_M(\omega)$ als Unsicherheitsradius betrachtet werden, die für jede Kreisfrequenz ω den maximalen Abstand aller Modelle der Modellfamilie $\mathbf{G}_p(s) \in \Pi$ zum Nominalmodell $\mathbf{G}_n(s)$ beschreibt.

$$\mathbf{I}_M(\omega) = \max_{\mathbf{G}_p \in \Pi} \bar{\sigma}((\mathbf{G}_p(j\omega) - \mathbf{G}_n(j\omega)) \mathbf{G}_n(j\omega)^{-1}) \quad (2.20)$$

Auf Basis des verallgemeinerten Nyquist-Kriteriums (siehe z. B. (Skogestad und Postlethwaite 2005)) lässt sich nun zeigen, dass der Regelkreis asymptotisch stabil ist, wenn die Forderung

$$\bar{\sigma}(\mathbf{T}(s)) < \frac{1}{\mathbf{I}_M(\omega)} \quad \forall \omega \quad (2.21)$$

erfüllt ist. Mit Abschätzung ($\mathbf{w}_o(j\omega)$) der Unsicherheit nach oben über den gesamten Frequenzbereich

$$\bar{\sigma}_{max}(\mathbf{w}_o(j\omega)) \geq \mathbf{I}_M(\omega) \quad \forall \omega \quad (2.22)$$

gilt für die Einhaltung **robuster Stabilität**

$$\|\mathbf{w}_o(s)\mathbf{T}(s)\|_\infty < 1 \quad . \quad (2.23)$$

Dabei ist $\|\cdot\|_\infty$ die sogenannte H_∞ -Norm, wie sie im Folgenden erklärt wird.

2.2.3 H_∞ -Norm und Auslegung von Gewichtsfunktionen

Zur Spezifizierung der Ansprüche an das Verhalten des geschlossenen Regelkreises wird die sogenannte H_∞ -Norm eingeführt: Die H_∞ -Norm einer stabilen Übertragungsfunktion $G(s)$ für ein Eingrößensystem ist das Supremum seines Amplitudenganges über dem gesamten Frequenzbereich. Entsprechend bezeichnet diese Norm im Mehrgrößenfall den größten singulären Wert der Übertragungsmatrix $\mathbf{G}(s)$ über alle Frequenzen ω .

$$\|\mathbf{G}\|_\infty = \sup_{\omega} \bar{\sigma}(\mathbf{G}(j\omega)) \quad (2.24)$$

Mit Hilfe dieser Norm können nun quantitative Anforderungen aufgestellt werden, um ein gewünschtes Verhalten des geschlossenen Regelkreises zu erreichen. Hierzu werden die einzelnen Frequenzgänge der oben eingeführten Größen $\mathbf{T}(s)$, $\mathbf{S}(s)$ sowie dem Term, der die Größe von $\underline{U}(s)$ bestimmt mit Gewichtsmatrizen $\mathbf{W}_T(s)$, $\mathbf{W}_S(s)$ und $\mathbf{W}_{CS}(s)$ frequenzabhängig gewichtet.

Der Vollständigkeit halber sei erwähnt, dass im SISO-Fall anstatt der Gewichtsfunktionen auch deren Inversen $W_T^{-1}(s)$, $W_S^{-1}(s)$, $W_{CS}^{-1}(s)$ betrachtet werden können. Diese sind dann als obere Schranken der zugehörigen Funktionen $T(s)$, $S(s)$ und $C(s)S(s)$ zu interpretieren, die formulierten Ansprüche sind entsprechend invers anzupassen.

Um die spezifizierten Anforderungen an den geschlossenen Regelkreis nun in den Entwurf eines Reglers einfließen zu lassen, wird im Folgenden das Mixed-Sensitivity-Problem als Spezialfall des H_∞ -Standardproblems gelöst.

2.2.4 Lösen des Mixed-Sensitivity-Problems

Das Mixed-Sensitivity-Problem basiert auf der Minimierung eines Kostenfunktional, in welches die Anforderungen an das gewünschte Verhalten des geschlossenen Regelkreises durch die Wahl der Gewichtsfunktionen $\mathbf{W}_T(s)$, $\mathbf{W}_S(s)$ und $\mathbf{W}_{CS}(s)$ einfließen. Der H_∞ -Regler ergibt sich aus allen, den nominellen Regelkreis stabilisierenden Regler $\mathbf{C}(s)$:

$$\min_C \|\mathbf{N}(\mathbf{C}(s))\|_\infty, \mathbf{N} = \begin{bmatrix} \mathbf{W}_T(s)\mathbf{T}(s) \\ \mathbf{W}_{CS}(s)\mathbf{C}(s)\mathbf{S}(s) \\ \mathbf{W}_S(s)\mathbf{S}(s) \end{bmatrix} \quad (2.25)$$

Zur sinnvollen Auslegung der Gewichtsfunktionen werden z. B. in (Skogestad und Postlethwaite 2005) Empfehlungen gegeben. So sollten die gewählten Gewichte einfache minimalphasige, stabile Übertragungsfunktionen sein. Es empfiehlt sich, die Ordnung der gewählten Gewichte so niedrig wie möglich zu halten, weil damit einhergehend auch die Ordnung des synthetisierten H_∞ -Reglers gering bleibt. Überdies hinaus empfiehlt es sich im Mehrgrößenbereich die Gewichtsfunktionen nur diagonal zu besetzen, um so gezielt Einfluss auf die einzelnen Einträge von $\underline{Y}(s)$ zu nehmen. Haben die Gewichtsmatrizen Diagonalgestalt, so fallen deren minimale und maximale Singulärwerte $\underline{\sigma}(\mathbf{W}) = \overline{\sigma}(\mathbf{W})$ zusammen.

Für das Gewicht $\mathbf{W}_T(s)$ fordert man dann in der Regel ein **Hochpassverhalten**, d. h. im Bereich tiefer Frequenzen nimmt $\sigma(\mathbf{W}_T(s))$ kleine und im hochfrequenten Bereich dann große Werte, um so hochfrequentes Messrauschen stark zu gewichten und letztlich zu unterdrücken. Des Weiteren sollte $\mathbf{W}_S(s)$ **Tiefpassverhalten** aufweisen, damit Regelfehler im niederfrequenten Bereich, d. h. im Bereich aktiver Regelung Ω_{rd} , „bestraft“ werden. Das Gewicht der Stellgröße $\mathbf{W}_{CS}(s)$ ist an die Leistungsmerkmale des verwendeten Aktuators anzupassen. In der Regel ist auch hier Hochpassverhalten gewünscht, damit zu schnelle Stelleingriffe unterdrückt werden. So kann verhindert werden, dass die Aktuation auf das Messrauschen reagiert (Stellgliedflattern) und unnötig Stellenergie verbraucht bzw. aufgrund von Überbeanspruchung der Aktuator schnell verschleißt.

Gilt nun für das optimale Kostenfunktional gemäß Gleichung (2.25)

$$\left\| \begin{array}{c} \mathbf{W}_T(s)\mathbf{T}(s) \\ \mathbf{W}_{CS}(s)\mathbf{C}(s)\mathbf{S}(s) \\ \mathbf{W}_S(s)\mathbf{S}(s) \end{array} \right\|_{\infty} < 1 \quad , \quad (2.26)$$

so werden alle oben geforderten Ansprüche an den Regelkreis erfüllt. Durch die Einhaltung von

$$\|\mathbf{W}_S(s)\mathbf{S}(s)\|_{\infty} < 1 \quad (2.27)$$

ist die Forderung nach einem guten Führungsübertragungsverhalten und Unterdrückung ausgangseitiger Störungen erfüllt. Eine schlechte Übertragung von Messrauschen ist durch

$$\|\mathbf{W}_T(s)\mathbf{T}(s)\|_{\infty} < 1 \quad (2.28)$$

erfüllt und für die Einhaltung der Stellgrößenbeschränkung sorgt ein eingehaltenes Kriterium

$$\|\mathbf{W}_{CS}(s)\mathbf{C}(s)\mathbf{S}(s)\|_{\infty} < 1 \quad . \quad (2.29)$$

Zum Verständnis stellt Abbildung 2.3 das Minimierungsproblem anschaulich dar. Am Standardregelkreis werden die durch die Führungsgröße $\underline{R}(s)$ hervorgerufenen Signale $\underline{E}(s)$, $\underline{U}(s)$ und $\underline{Y}(s)$ durch die Wahl von $\mathbf{W}_S(s)$, $\mathbf{W}_{CS}(s)$, $\mathbf{W}_T(s)$ gewichtet. Mit dem optimalen Regler der H_{∞} -Synthese ist die euklidische Norm des externen Ausgangsvektors $\underline{Z}(s) = (\underline{Z}_S^T(s), \underline{Z}_{CS}^T(s), \underline{Z}_T^T(s))^T$ minimal. Die gezielte Gewichtung der einzelnen Regelkreisgrößen ermöglicht es, die unterschiedlichen Anforderungen an das Verhalten des geschlossenen Regelkreises differenziert zu adressieren.

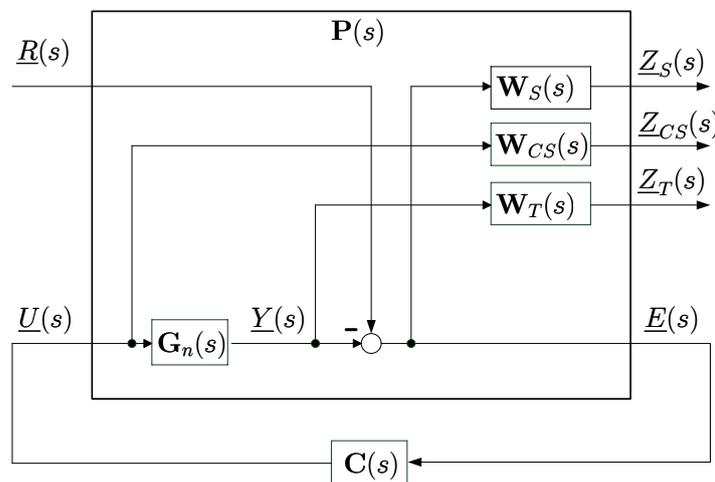


Abbildung 2.3. Verallgemeinerter Regelkreis für das Mixed-Sensitivity-Problem.

Die Wahl des Kostenfunktional für das Mixed-Sensitivity-Problem stellt dabei eine spezifische Möglichkeit dar, Anforderungen an die Frequenzgänge des Regelkreises zu stellen.

Die zugrunde liegende allgemeine Formulierung bildet das H_{∞} -Standard-Problem. Die Struktur des Mixed-Sensitivity-Problems wird dabei allgemeiner formuliert, siehe Abbildung 2.4. $\underline{W}(s)$ bezeichnet die eingehenden externen Größen und $\underline{Z}(s)$ die korrespondierenden externen Ausgangsgrößen. Das

Stellsignal $\underline{U}(s)$ stellt das interne Eingangssignal und die Regelabweichung $\underline{E}(s)$ das interne Ausgangssignal dar.

Das Eingangs-/Ausgangs-Übertragungsverhalten $\underline{W}(s) \rightarrow \underline{Z}(s)$ der externen Größen im geschlossenen Regelkreis wird mittels der sogenannten unteren linearen Fraktional-Transformation gebildet.

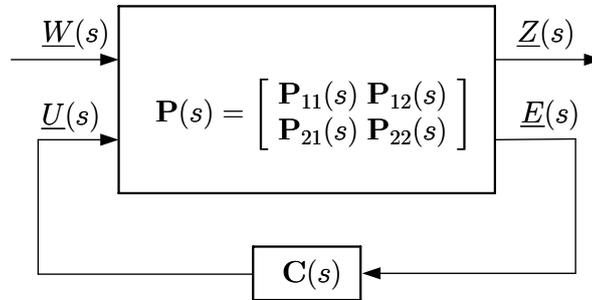


Abbildung 2.4. Verallgemeinerter Regelkreis des H_∞ -Standardproblems.

$$\underline{Z}(s) = (\mathbf{P}_{11}(s) + \mathbf{P}_{12}(s)\mathbf{C}(s)[\mathbf{I} - \mathbf{P}_{22}(s)\mathbf{C}(s)]^{-1}\mathbf{P}_{21}(s))\underline{W}(s) = \mathbf{T}_{wz}\underline{W}(s) \quad (2.30)$$

Die allgemeine Formulierung des H_∞ -Problems ist es nun, einen Regler $\mathbf{C}(s)$ zu finden, der die verallgemeinerte Strecke $\mathbf{P}(s)$ stabilisiert und dabei die H_∞ -Norm der Übertragungsfunktion $\mathbf{T}_{wz}(s)$ minimiert, also $\|\mathbf{T}_{wz}(s)\|_\infty \rightarrow \min$. Der damit gewonnene Regler minimiert die maximale Verstärkung zwischen den externen Eingangs- und Ausgangsgrößen $\underline{W}(s)$ und $\underline{Z}(s)$.

Das Gütefunktional des Mixed-Sensitivity-Problems nach Gleichung (2.25) entsteht aus der Bildung der unteren LFT des Reglers $\mathbf{C}(s)$ und der verallgemeinerten Strecke $\mathbf{P}(s)$. Übertragen auf die allgemeine Formulierung lautet die verallgemeinerte Strecke für das Mixed-Sensitivity-Problem:

$$\mathbf{P}(s) = \begin{bmatrix} \mathbf{P}_{11}(s) & \mathbf{P}_{12}(s) \\ \mathbf{P}_{21}(s) & \mathbf{P}_{22}(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (\mathbf{W}_S(s), \mathbf{0}, \mathbf{0})^T & (-\mathbf{W}_S(s)\mathbf{G}_n(s), \mathbf{W}_{CS}(s), \mathbf{W}_T(s)\mathbf{G}_n(s))^T \\ \mathbf{I} & -\mathbf{G}_n(s) \end{bmatrix} \quad (2.31)$$

Im Zuge dieser Arbeit wird die kommerzielle Software *MATLAB – Robust control toolbox* (The MathWorks 1988) eingesetzt. Weitere Details zur H_∞ -Synthese und der korrespondierenden Optimierungsalgorithmen können in (Ackermann 1993), (Kwakernaak 1993), (Raisch 1994) oder dem bereits vielfach zitierten, empfehlenswerten Buch von (Skogestad und Postlethwaite 2005) entnommen werden.

2.3 IBC-Ansatz

Um ein verkoppeltes Mehrgrößenproblem zu regeln, geht man klassischerweise in einem ersten Schritt daran, das Problem, so weit es möglich ist, zu entkoppeln, um die Interaktion innerhalb der Strecke zu kompensieren (Raisch 1994). Im nächsten Schritt wird dann die neue Strecke mit einem Regler, welcher nur noch auf den Diagonalelementen besetzt ist, klassisch ausgelegt. Dies ist schematisch im Blockdiagramm in Abbildung 2.5 dargestellt. Die entkoppelte Strecke

$$\mathbf{G}'(s) = \mathbf{G}(s)\mathbf{W}_1(s) \quad (2.32)$$

ist idealerweise nur noch auf der Diagonalen von null verschieden. Die Umformung muss nicht notwendigerweise linear sein, so können auch nichtlineare Umformungen, auf physikalischen Überlegungen basierend, zur Entkopplung herangezogen werden. Der zu implementierende Regler setzt sich dann aus dem Entkopplungsregler $\mathbf{W}_1(s)$ und dem klassischen Regler $\mathbf{C}_d(s)$ zusammen.

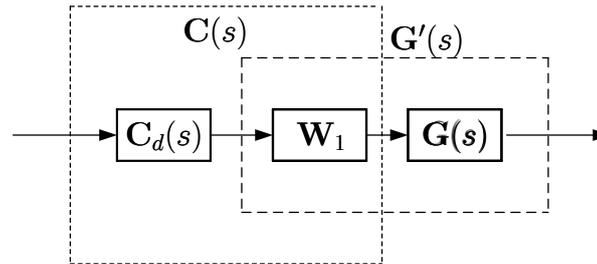


Abbildung 2.5. Entkopplung der Strecke $\mathbf{G}(s)$ durch \mathbf{W}_1 . Erläuterungen siehe Text.

$$\mathbf{C}(s) = \mathbf{W}_1(s)\mathbf{C}_d(s) \quad (2.33)$$

Bei der Wahl der Entkopplung ist der erste intuitive Ansatz $\mathbf{W}_1(s) = \mathbf{G}^{-1}(s)$ zu wählen, wenn die Anzahl an Regel- und Stellgrößen gleich groß ist. Damit ist $\mathbf{G}'(s) = \mathbf{G}(s)\mathbf{W}_1(s) = \mathbf{I}$. Wählt man für alle Teilkreise z. B. identische I-Regler

$$\mathbf{C}_d(s) = k(s)\mathbf{I} \quad (2.34)$$

mit $k(s) = k/s$, so spricht man von einem „Inverse Based Controller“ (IBC). Alle entkoppelten Teilkreise weisen dann PT_1 -Verhalten mit Verstärkungsfaktor von eins auf. Oftmals lässt sich eine vollständige Entkopplung für alle Werte von s nicht erreichen, z. B. aufgrund von Streckennullstellen, die nach Inversion zu instabilen Reglerpolen in der rechten Halbebene werden oder aufgrund fehlender Realisierbarkeit. Eine abgeschwächte Forderung ist dann eine Entkopplung nur für den stationären Zustand

$$\mathbf{W}_1 = \mathbf{G}^{-1}(0) \quad (2.35)$$

oder aber für bestimmte Kreisfrequenzen ω_0

$$\mathbf{W}_1 = \mathbf{G}^{-1}(\omega_0) \quad (2.36)$$

Hierfür bietet es sich an, Kreisfrequenzen ω_0 im Bereich der Bandbreite des Systems zu wählen. Ist auch dies eine zu hohe Anforderung an den Regelkreis, so kann die Forderung, $\mathbf{G}'(s)$ auf Diagonalf orm zu bringen, weiter abgeschwächt werden, indem nur noch eine einseitige Entkopplung gefordert wird, so dass $\mathbf{G}'(s)$ obere oder untere Dreiecksgestalt hat. Man spricht hier von einer Einwegentkopplung.

Weitere Informationen zu klassischen Ansätzen der Mehrgrößenregelung sind u. a. in (Rosenbrock 1974), (Postletwaite und MacFarlane 1979) oder (Raisch 1994) zu finden.

2.4 Extremwert-Regelung

Die Extremwert-Regelung (EWR) ist ein gradientenbasiertes, modellfreies Regelungsverfahren. Die grundlegende Idee besteht seit über 50 Jahren (Morosanov 1957) und seit dem Nachweis der Stabilität des Verfahrens (Krstic und Wang 2000) zieht es zunehmende Aufmerksamkeit auf sich. Es finden sich zahlreiche wissenschaftliche Veröffentlichungen wieder, in welchen der Ansatz zur Beeinflussung strömungsmechanischer Phänomene genutzt wird, siehe z. B. (Garwon und King 2005), (Becker, et al. 2007), (Yeung 1999) oder (Henning, et al. 2008). Im Rahmen dieser Arbeit wird der Regelalgorithmus mit Fokus der Übertragbarkeit auf eine Turboarbeitsmaschine untersucht (Wiederhold, et al. 2010b).

Auf Basis einer Onlineermittlung eines Kennfeldgradienten ermöglicht dieses Verfahren die automatische Detektion eines lokalen Maximums bzw. Minimums eines stationären Kennfeldes, ohne dass dieses explizit bekannt sein muss. Dies stellt einen großen Vorteil gegenüber konventionellen modellbasierten Regelalgorithmen dar. Zu deren Entwurf ist in der Regel eine recht aufwendige experimentelle oder analytische Systemidentifikation vorzunehmen, vgl. Kapitel 2.1. Diese nimmt oftmals einen Großteil der Zeit des gesamten Reglerentwurfs in Anspruch. Als ein weiterer grundlegender Vorteil des Verfahrens ist die mitunter einfache Applikation im Experiment zu nennen. Eine schematische Gegenüberstellung modellbasierter Regelungsverfahren im Vergleich zu dem hier vorgeschlagenen findet sich in (Wiederhold, et al. 2010b).

Abschnitt 2.4.1 erläutert zuerst den klassischen Ansatz der Extremwertregelung. Das erste Konzept zur Erweiterung des Extremwertreglers ist der Ansatz eines Slope-Seeking Reglers in Abschnitt 2.4.2, welcher dann in Abschnitt 2.4.3 durch Einsatz eines erweiterten Kalman-Filters erneut modifiziert wird.

2.4.1 Klassischer Ansatz

Der Extremwert-Regler dient zur Regelung nichtlinearer Strecken, welche durch ein Maximum in ihrem charakteristischen Kennfeld gekennzeichnet sind. Da jedes Maximierungsproblem auch in ein Minimierungsproblem umformuliert werden kann, gilt dies auch für die Detektion von Minima.

Abbildung 2.6 zeigt das Blockschaltbild eines geschlossenen Regelkreises mit einem Extremwert-Regler. Die zu regelnde nichtlineare Strecke ist dabei durch ein stationäres Kennfeld $y_s = f(u_s)$ und durch ihre Dynamik in Form eines Zustandsraummodells beschrieben. Der Regler funktioniert jedoch ohne tatsächliche Kenntnis des stationären Kennfeldes.

Um das Maximum des Kennfeldes, $y_s = y_s^*$, zu detektieren, wird der Wert der Stellgröße $u(t)$ solange optimiert, bis das Extremum $y_s^* = \max(f(u_s))$ erreicht ist. Dabei wird der konstante Wert der Stellgröße u_0 mit einer harmonischen Sinusschwingung $a \sin(\omega_{\text{sin}} t)$, der sogenannten Perturbation, überlagert. Anschaulich kann a als Suchradius interpretiert werden. Mit dem Stellgrößenanteil $\Delta u(t)$ des Reglers lautet die Stellgröße insgesamt

$$u(t) = u_0 + a \sin(\omega_{sin} t) + \Delta u(t) \quad . \quad (2.37)$$

Sind die Zeitkonstanten des zu regelnden Prozesses kleiner als die der harmonischen Anregung, d. h. die Strecke kann der Anregung folgen, so entsteht am Streckenausgang $y(t)$ ebenfalls ein perturbiertes Signal. Die Amplitude des Ausgangssignals $y(t)$ hängt vom lokalen Gradienten des Kennfeldes $f' = dy_s/du_s$ ab. Das Ausgangssignal kann damit näherungsweise bestimmt werden zu:

$$y(t) \approx y_s + a f' \sin(\omega_{sin} t) \quad (2.38)$$

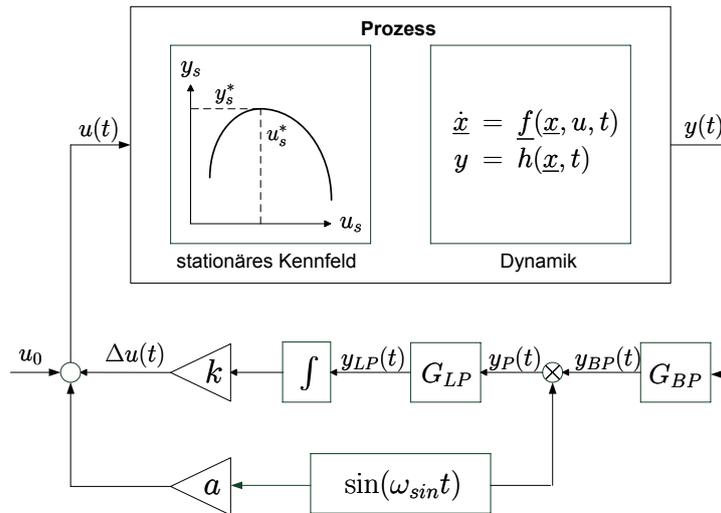


Abbildung 2.6. Blockschaltbild eines Regelkreises mit Extremwert-Regler.

Zur Ermittlung des Kennfeldgradienten wird im folgenden Schritt der Mittelwert des Signals $y(t)$ mittels eines Bandpasses zweiter Ordnung entfernt

$$G_{BP}(j\omega) = \frac{j\omega\omega_2}{(j\omega + \omega_1)(j\omega + \omega_2)} \quad , \quad (2.39)$$

mit dem Passband $[\omega_1; \omega_2]$. Das Ausgangssignal des Bandpasses lautet dann:

$$y_{BP}(t) \approx |G_{BP}(j\omega_{sin})| a f' \sin(\omega_{sin} t + \varphi_{BP}) \quad (2.40)$$

Durch Multiplikation von $y_{BP}(t)$ mit dem mittelwertfreien Anteil des Perturbationssignals $\sin(\omega_{sin} t)$ lässt sich auf den unbekanntem Gradienten des Kennfeldes $y_s = f(u_s)$ schließen.

$$\begin{aligned} y_P(t) &= \sin(\omega_{sin} t) \left(|G_{BP}(j\omega_{sin})| a f' \sin(\omega_{sin} t + \varphi_{BP}) \right) \\ &= |G_{BP}(j\omega_{sin})| a f' \left(\sin^2(\omega_{sin} t) \cos(\varphi_{BP}) + \sin(\omega_{sin} t) \cos(\omega_{sin} t) \sin(\varphi_{BP}) \right) \end{aligned} \quad (2.41)$$

Unter der Voraussetzung $\varphi_{BP} = 0$ und $f' \neq 0$ führt dieses Produkt zu einem Signal mit positivem oder negativem Vorzeichen, je nachdem auf welcher Seite des Maximums man sich gerade befindet.

Links des Maximums sind das perturbierete Ausgangssignal und die Eingangsperturbation in Phase, d. h. ihr Produkt ist positiv. Rechts vom Maximum sind beide Signale genau gegenphasig, so dass das Produkt einen negativen Wert ergibt. Zur Verdeutlichung siehe Abbildung 2.7.

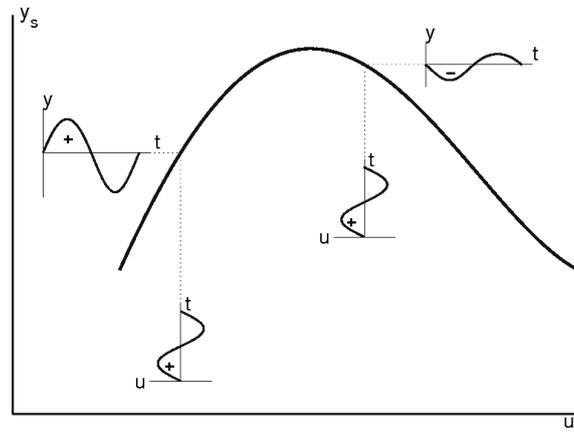


Abbildung 2.7. Schematische Darstellung der Gradientenoptimierung.

Der Gleichanteil des Signals wird nun mittels eines Tiefpass-Filters (LP) bestimmt. Das Signal $y_P(t)$ kann im Mittel über eine Periode $T = 2\pi/\omega_{sin}$ als ein Maß für den lokalen Gradienten verstanden werden.

$$\begin{aligned}
 y_{LP}(t) &\approx \frac{1}{T} \int_0^T y_P(t) dt \\
 &= \frac{1}{T} |G_{BP}(j\omega_{sin})| a f' \frac{T}{2} \cos(\varphi_{BP}) \\
 &= \frac{a f'}{2} \Re\{G_{BP}(j\omega_{sin})\}
 \end{aligned} \tag{2.42}$$

\Re bezeichnet dabei den Realteil einer komplexen Zahl. Nach Integration und anschließender Multiplikation mit einem Verstärkungsfaktor k wird der zusätzliche Term $\Delta u(t)$ zur aktuellen Stellgröße $u_0 + a \sin \omega_{sin} t$ addiert. Je nach Vorzeichen des detektierten Gradienten f' nimmt die Stellgröße zu oder ab, damit die mittlere Eingangsgröße gegen das Optimum konvergiert.

Bei korrekter Auslegung der Designparameter ist der Regelalgorithmus lokal asymptotisch stabil (Krstic und Wang 2000). Die Konvergenzgeschwindigkeit lässt sich in Abhängigkeit der Parameter wie Verstärkungsfaktor k , Perturbationsamplitude a , Perturbationsfrequenz ω_{sin} und der Filterkonstanten beeinflussen. Ein zu hoher Verstärkungsfaktor kann den Ansatz schnell destabilisieren. Werden die Eckfrequenzen des Bandpasses auf die Perturbationsfrequenz angepasst, $\omega_1 = \omega_2 = \omega_{sin}$, so kann eine Phasenverschiebung φ_{BP} zwischen Eingangs- und Ausgangssignal vermieden werden. Des Weiteren ist der Tiefpass nicht notwendig, filtert aber das Perturbationssignal aus dem vorher gebildeten Produkt. Weitere Details können in (Ariyur und Krstic 2003) und (Krstic und Wang 2000) studiert werden.

2.4.2 Slope-Seeking-Regler

Strömungsphänomene sind oftmals nicht von einem isolierten Maximum ihres stationären Kennfeldes geprägt, sondern weisen eine Sättigung auf, d. h. das charakteristische Kennfeld $y_s = f(u_s)$ besitzt ein Plateau, siehe Abbildung 2.8. So kann beispielsweise die abgelöste Strömung an den Rotorblättern einer Turbomaschine durch Einblasen von Luft wieder zum Anliegen gebracht werden. Liegt die Strömung komplett an, so hat eine weitere Erhöhung der Stellgröße nur noch einen marginalen Effekt. In dieser Situation wird der eingangs erklärte EWR nur dann ein Maximum mit minimaler Stellgröße detektieren können, wenn sein Startwert links des Plateaus liegt. Ist die Amplitude der Stellgröße bereits von Anfang an größer als der kleinste Wert, der nötig ist, um auf das Plateau des Kennfeldes zu kommen, wird der Regler die Stellenergie nicht reduzieren und so zu einem unnötigen Verbrauch an Stellenergie führen. Solch eine Situation kann z. B. durch plötzliche Umwelteinflüsse und eine damit verbundene Verschiebung des Arbeitspunktes entstehen. Führt dies zum Beispiel zu einem Versatz des Kennfeldes nach links, sprich befindet man sich plötzlich auf dem Kennfeldplateau, so kann der Regelalgorithmus keinerlei Gradienteninformation mehr detektieren und kann damit nicht mehr reagieren.

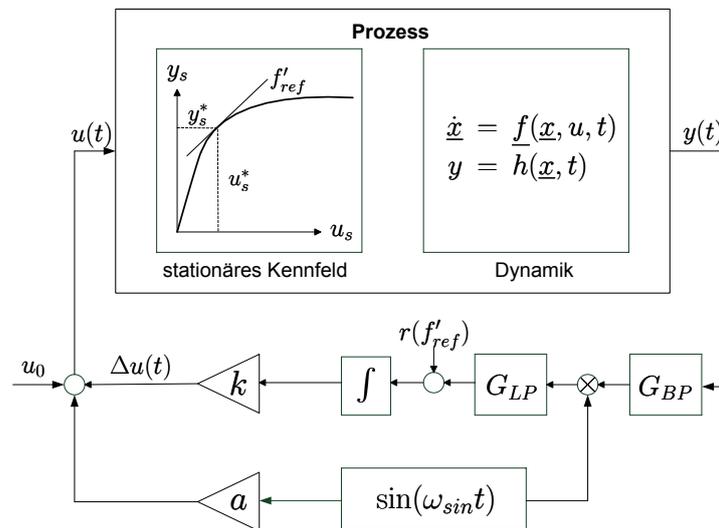


Abbildung 2.8. Blockschaltbild eines geschlossenen Regelkreises mit Slope-Seeking-Regler.

Eine Erweiterung des Extremwert-Reglers, der sogenannte Slope-Seeking-Regler (Ariyur und Krstic 2003), liefert die zusätzliche Möglichkeit, nicht nur das Maximum eines Kennfeldes, sondern das eines vorgegebenen gewünschten Anstieges des Kennfeldes $y_s = f(u_s)$ anzufahren. So kann z. B. ein Punkt kurz vor dem Maximum, welcher durch einen kleinen, von null verschiedenen Gradienten f' im Kennfeld gekennzeichnet ist, angefahren werden. Die Idee dabei ist es, mit minimaler Stellenergie den Maximalwert eines Kennfeldes nahezu zu treffen. Ein solcher Punkt ist im Kennfeld durch seinen lokalen Gradienten

$$f'_{ref} = \left. \frac{dy_s}{du_s} \right|_{ref} \quad (2.43)$$

charakterisiert. Damit dieser optimale Punkt des Kennfeldes erreicht werden kann, muss ein vom gesuchten Gradienten abhängiger Referenzwert $r(f'_{ref})$ zum Ausgangssignal des Tiefpass-Filters addiert werden.

$$r(f'_{ref}) = -\frac{a f'_{ref}}{2} \Re \{G_{BP}(j\omega_{sin})\} \quad (2.44)$$

Setzt man den Referenzwert zu null, so geht der Slope-Seeking-Regler wieder in einen klassischen Extremwert-Regler über.

2.4.3 Slope-Seeking-Regler mit erweitertem Kalman-Filter

Im Vergleich zu modellbasierten Regelalgorithmen sind die Ansätze der Extremwert-Regelung relativ langsam. Um den Ansatz zu beschleunigen, wird deshalb die Schätzung des Kennfeld-Gradienten f' mittels eines erweiterten Kalman-Filters durch (Henning, et al. 2008) vorgeschlagen. Ein Blockschaltbild des Ansatzes ist in Abbildung 2.9 zu sehen.

Zur Erklärung des Ansatzes wird erneut Gleichung (2.38) betrachtet. Ist die Dynamik des Systems schneller als die anregende Perturbation, so schwingt der Ausgang $y(t)$ ebenfalls um einen konstanten Wert. Löst man Gleichung (2.37) nach $a \sin(\omega_{sin}t)$ auf, folgt

$$a \sin(\omega_{sin}t) = u(t) - u_0 - \Delta u(t) \quad (2.45)$$

Eingesetzt in Gleichung (2.38) folgt:

$$\begin{aligned} y(t) &\approx \underbrace{y_s - f' u_0 - f' \Delta u(t)}_{x_1} + \underbrace{f' u(t)}_{x_2} \\ &= x_1 + u(t)x_2 \end{aligned} \quad (2.46)$$

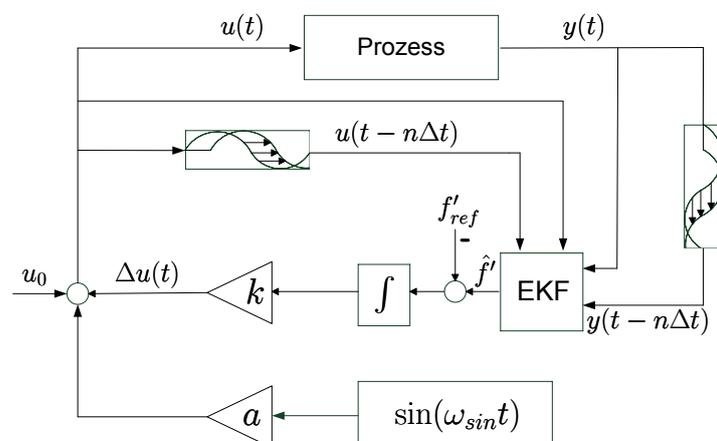


Abbildung 2.9. Blockschaltbild des geschlossenen Regelkreises mit Schätzung des Kennfeldgradienten mittels eines erweiterten Kalman-Filters.

Die beiden neu eingeführten Variablen x_1 und x_2 werden nun als Zustände interpretiert, welche von einem erweiterten Kalman-Filter geschätzt werden können, siehe z. B. (Gelb 1986). Damit das EKF funktionieren kann, ist noch ein dynamisches Prozessmodell anzugeben. Das vorgeschlagene Modell lautet wie folgt:

$$\underline{x}(t_{k+1}) = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \underline{x}(t_k) + \underline{w}_k, \quad (2.47)$$

wobei \underline{w}_k diskretes weißes Rauschen beschreibt. Der Zustand verändert sich also von einem Abtastzeitpunkt zum nächsten kaum, lediglich um den Beitrag des Rauschens. Eine Beobachtbarkeitsanalyse zeigt jedoch, dass mit Gleichung (2.46) als Messgleichung und Gleichung (2.47) das System nicht beobachtbar ist. Um diese zu gewährleisten, muss ein weiterer Satz zeitversetzter Eingangs-/Ausgangswerte $(u(t - n\Delta t), y(t - n\Delta t)) = (u(t_{k-n}), y(t_{k-n}))$ eingeführt werden. Mit $y_1(t_k) = y(t_k)$ und $y_2(t_k) = y(t_{k-n})$ bzw. $u_1 = u(t_k)$ und $u_2 = u(t_{k-n})$ erweitert sich die Messgleichung zu

$$\underline{y}(t_k) = \begin{pmatrix} y_1(t_k) \\ y_2(t_k) \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & u_1 \\ 1 & u_2 \end{bmatrix} \underline{x}(t_k) + \underline{v}_k. \quad (2.48)$$

Dabei beschreibt \underline{v}_k weißes Rauschen der Messung. Nun kann ein EKF zur Schätzung der beiden eingeführten Zustände in Echtzeit eingesetzt werden. Da das Kalman-Filter den Kennfeldgradienten $\hat{f}' = \hat{x}_2$ schätzt, wird der Referenzwert f'_{ref} ohne Umrechnung direkt von \hat{f}' abgezogen.

Zur Auswahl der eingestellten Parameter ist generell anzumerken, dass die jeweilige Feinanpassung der Aktuationsparameter im Experiment Feingefühl erfordert. Gerade in dem soeben präsentierten Erweiterungsansatz kommen zusätzliche Reglerparameter hinzu, d. h. das Kalman-Filter muss ausgelegt und ein passendes Zeitintervall $n\Delta t$ bestimmt werden. Bei der Auslegung des Reglers wird auf die Empfehlungen von z. B. (Krstic und Wang 2000) zurückgegriffen, eine systematische Variation der Reglerparameter im Experiment bleibt nichtsdestotrotz vonnöten.

2.5 Weitere Methoden

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit kommen weitere Methoden der Regelungstechnik innerhalb der bereits eingeführten Regelungskonzepte zum Einsatz. So weisen beispielsweise die H_∞ -Regler oftmals integrierende Anteile auf, die durch eine Kompensation, wie sie in Abschnitt 2.5.1 beschrieben steht, ergänzt werden sollten. Zur Entlastung des eigentlichen Reglers kann eine zusätzliche dynamische Vorsteuerung geschaltet werden, siehe Abschnitt 2.5.2. Die Hammerstein-Kompensation in Abschnitt 2.5.3 zeigt eine Methode auf, wie man mit eingangsseitigen Nichtlinearitäten einer Versuchsstrecke umgehen kann. Je nach Anwendungsfall im Experiment, sind die Methoden für den SISO- oder MIMO-Fall beschrieben.

2.5.1 Antireset-windup Kompensation

In der Praxis sind die realisierbaren Stellgrößen $\underline{u}(t)$ immer beschränkt. Besitzt der eingesetzte Regler einen I-Anteil, so besteht die Gefahr des sogenannten Windup. Dies tritt ein, wenn die Stellgröße in die Sättigung gelangt, der verbleibende Regelfehler $e(t)$ jedoch weiter aufintegriert wird,

ohne dass sich dies auf die aktuelle Stellgröße auswirkt. Tritt das Stellsignal wieder aus der Sättigung heraus, so kann es mitunter viel Zeit kosten, bis der aufgebaute I-Anteil wieder abgebaut ist und der Regler wieder eingreifen kann.

Um dies zu vermeiden, muss das zusätzliche Aufintegrieren des Regelfehlers nach Eintritt der Stellgröße in die Sättigung vermieden werden, was als **Antireset-windup** bezeichnet wird. Im einfachsten Fall wird der Integrator bei Erreichen der Stellgrößenbeschränkung angehalten. Liegt die Darstellung des verwendeten Reglers $C(s)$ in Zustandsraumdarstellung vor

$$\dot{\underline{x}}(t) = \mathbf{A}\underline{x}(t) + \mathbf{B}\underline{e}(t) \tag{2.49}$$

$$\underline{u}(t) = \mathbf{C}\underline{x}(t) + \mathbf{D}\underline{e}(t) , \tag{2.50}$$

vgl. Abbildung 2.10, so kann z. B. das Kompensationsverfahren nach (Park und Choi 1995) angewendet werden. Beim Eintritt der Stellgröße in die Sättigung erfolgt eine Kompensation durch den optimalen Antireset-windup Kompensator:

$$\mathbf{M}(s) = \mathbf{B}\mathbf{G}_n(s) (\mathbf{I} + \mathbf{D}\mathbf{G}_n(s))^{-1} \tag{2.51}$$

Im Mehrgrößenfall muss hierbei die Richtungsabhängigkeit in der Stellgrößenbeschränkung beachtet werden (Campo und Morari 1990), (Hanus und Kinnaert 1989). Für den Fall, dass der Regler keinen Durchgriff $\mathbf{D} = 0$ besitzt, vereinfacht sich Gleichung (2.51) zu $\mathbf{M}(s) = \mathbf{B}\mathbf{G}_n(s)$. Dabei müssen die Strecke $\mathbf{G}_n(s)$ sowie der Regelkreis ohne Berücksichtigung der Stellgrößenbeschränkung stabil sein. Das gesamte System mit Antireset-windup Kompensator und Stellgrößenbeschränkung ist asymptotisch stabil, wenn

$$\|\mathbf{D}\mathbf{G}_n(s)\|_{\infty} < 1 \tag{2.52}$$

gilt. Für den Fall $\mathbf{D} = 0$ ist dies offensichtlich immer der Fall. Bedingung (2.52) muss bei einem robusten Regler nach Kapitel 2.2 für die gesamte Modellfamilie $\mathbf{G}_p(s) \in \mathbf{\Pi}$ gelten.

Weitere Ansätze zur Verhinderung von Windup können in (Peng, et al. 1998) studiert werden.

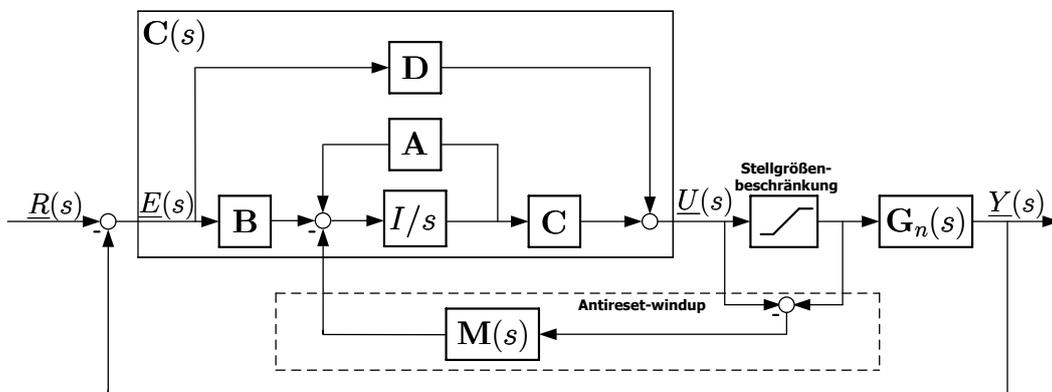


Abbildung 2.10. Antireset-windup Kompensation nach (Park und Choi 1995).

2.5.2 Dynamische Vorsteuerung

Zur Entlastung des eigentlichen Reglers kann man zusätzlich eine dynamische Vorsteuerung in den Regelkreis einbringen (Graichen, et al. 2005), wie im Blockschaltbild in Abbildung 2.11 zu sehen ist. Gemäß der Anwendung in späteren Experimenten bezieht sich die Ausführung auf den Eingrößenfall (SISO).

Das Ziel ist, bei exakt bekanntem Streckenmodell im störungsfreien Fall, ein exaktes Führungsübertragungsverhalten $Y(s) = R(s)$ zu erreichen.

Unter Vernachlässigung der Störgröße $D(s)$ und des Messrauschens $M(s)$ berechnet sich der Regelkreis nach Einführung des dynamischen Vorfilters $G_V(s)$ zu:

$$Y(s) = \frac{L(s) + G(s)G_V(s)}{1 + L(s)} R(s) \quad (2.53)$$

Daraus ersichtlich ist, dass die Forderung $Y(s) = R(s)$ leicht mit $G(s)G_V(s) = 1$ zu erfüllen ist. $G_V(s) = G^{-1}(s)$ ist jedoch nur für minimalphasige Strecken mit einem Polüberschuss von null umzusetzen, da ansonsten ein nicht realisierbares Vorfilter vonnöten wäre. Diese Forderung ist aber genau genommen auch nicht nötig, denn realisiert werden muss nicht die Invertierung der Strecke, sondern das Produkt aus Führungsgröße und Vorfilter:

$$G_V(s)R(s) = G^{-1}(s)R(s) \quad (2.54)$$

Die Idee ist nun, eine sinnvolle Vorgabe von $R(s)$ zu bestimmen, so dass Gleichung (2.54) realisierbar ist. So sind sprungförmige Änderungen der Führungsgröße oftmals nicht sinnvoll, da diese solch einer Vorgabe aufgrund der Massenträgheit der zu regelnden Strecke physikalisch nicht folgen kann.

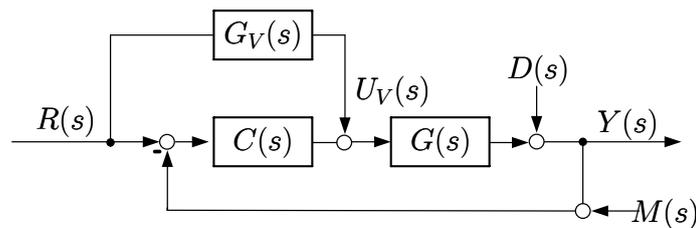


Abbildung 2.11. Blockschaltbild einer dynamischen Vorsteuerung.

2.5.3 Hammerstein-Kompensation

Das Hammerstein-Modell kann zur Beschreibung von Prozessen mit eingangsseitiger statischer Nichtlinearität verwendet werden, deren dynamisches Verhalten getrennt davon linearen Charakter besitzt (Zhu 2001). Dabei kann ein nichtlineares System durch Einführen einer künstlichen Stellgröße $u_{komp}(t)$ insgesamt wieder lineares Übertragungsverhalten aufweisen, vgl. Abbildung 2.12 für den Eingrößenfall.

Die eingangsseitige Nichtlinearität, verursacht durch ein Stellglied beispielsweise, kann in Form einer Tabelle oder als stationäres nichtlineares Kennfeld $v = f(u)$ vorliegen. Das darauf folgende dynamische Verhalten ist durch die lineare Übertragungsfunktion $G(s) = Y(s)/V(s)$ beschrieben.

Schaltet man dem Prozess die inverse Kennlinie f^{-1} vor und führt die korrespondierende künstliche Stellgröße $u_{komp}(t)$ ein, mit $u_{komp}(t) = v(t)$, so kann die eingangsseitige Nichtlinearität kompensiert werden. Das hat zur Folge, dass die Übertragungsfunktion $G(s) = Y(s)/U_{komp}(s)$ insgesamt ein lineares Übertragungsverhalten aufweist.

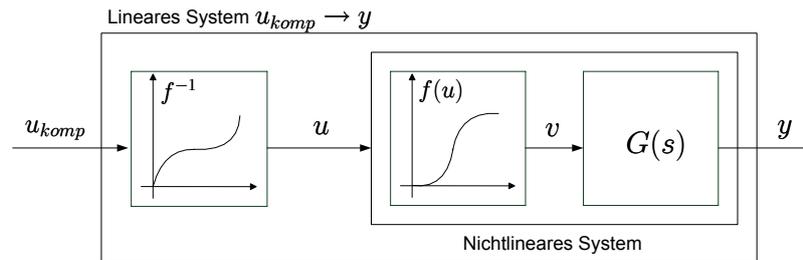


Abbildung 2.12. Blockschaltbild der Kompensation einer eingangsseitigen Nichtlinearität nach Hammerstein.

Bei exakter Kompensation muss in der Reglersynthese nur noch das lineare Modell betrachtet werden.

3 Experimenteller Aufbau und Strömungsphysik

Dieses Kapitel erläutert den grundlegenden Aufbau der untersuchten Versuchskonfigurationen. Die zugrunde liegende Strömungsphysik wird erklärt und die im Rahmen dieser Arbeiten relevanten Instabilitätsphänomene diskutiert. Ziel ist es, einen Einstieg in das Themengebiet Regelung von Turboarbeitsmaschinen zu geben und die charakteristischen Kenngrößen aufzuzeigen. Die beiden elementaren Hauptkomponenten einer Verdichterstufe sind Statoren (Leiträder) und Rotoren (Laufräder). Entsprechend finden Untersuchungen sowohl an einer Statorcascade am Institut für Luft- und Raumfahrt (ILR) als auch an einem Axialventilator am Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) statt. Um den erreichbaren Druckaufbau pro Verdichterstufe zu steigern, werden die charakteristischen Ablösephänomene innerhalb der betrachteten Konfigurationen mittels geeigneter Aktuation verzögert.

Das Kapitel gliedert sich wie folgt: In Abschnitt 3.1 wird nach einer Einführung in die allgemeine Funktionsweise eines modernen Triebwerkes insbesondere auf den Verdichter bzw. eine einzelne Verdichterstufe genauer eingegangen.

In Abschnitt 3.2 wird der Versuchsaufbau der Statorcascade detailliert beschrieben. Die verwendete Aktuatorik und deren Kenngrößen sowie der schematische Aufbau der Regelung werden in Abschnitt 3.2.1 behandelt. Im Folgenden wird auf das Strömungsfeld und die relevanten Instabilitätsphänomene innerhalb der Cascade in Abschnitt 3.2.2 eingegangen. Abschließend werden in Abschnitt 3.2.3 die charakteristischen Kenndaten zur Beschreibung der Strömung und die daraus abgeleiteten Mess- und Regelgrößen dargestellt.

Die Beschreibung des Axialventilators folgt in Teilabschnitt 3.3 und ist analog der Beschreibung der Statorcascade gegliedert. Nach Erläuterung des Versuchsaufbaus wird in Abschnitt 3.3.1 die verwendete Aktuatorik beschrieben. Abschnitt 3.3.2 erläutert die Strömungsphysik, die charakteristischen Mess- und Regelgrößen werden abschließend in Abschnitt 3.3.3 behandelt.

3.1 Allgemeine Funktionsweise von Triebwerken

Strahltriebwerke kommen in der zivilen und militärischen Luftfahrt zum Einsatz und sind im Wesentlichen Gasturbinen, die auf Basis des Rückstoßprinzips arbeiten. Sie saugen Umgebungsluft an und stoßen die Verbrennungsprodukte sowie die angesaugte Luft als Antriebsstrahl wieder aus. Durch den daraus resultierenden Rückstoß wird gemäß des 3. Newtonschen Axioms eine Schubkraft entgegen der Ausstoßrichtung erzeugt, welche als Antrieb genutzt wird. Der Schub ist dabei proportional zur Menge des ausgestoßenen Luftmassenstroms \dot{m}_L und der Differenz zwischen Austrittsgeschwindigkeit c_{aus} und Fluggeschwindigkeit c_{Fl} . Unter der Annahme, dass das ausgestoßene Gas auf Umgebungsdruck entspannt kann der Schub eines Flugzeuges S_{Fl} , welches sich mit einer konstanten Geschwindigkeit c_{Fl} bewegt, wie folgt berechnet werden:

$$S_{Fl} = (c_{aus} - c_{Fl}) \dot{m}_L \quad (3.1)$$

Im Reiseflug bei konstanter Geschwindigkeit entspricht der benötigte Schub dem Luftwiderstand des Flugzeuges. Um das Flugzeug zu beschleunigen oder die Reishöhe anzuheben, muss die Schubkraft erhöht werden. Je höher die Austrittsgeschwindigkeit des Strömungsmediums, desto größer ist die Schubkraft. Für den Wirkungsgrad des Antriebes ist es jedoch von Vorteil, anstatt der Austrittsgeschwindigkeit des Gases besser den transportierten Massenstrom zu erhöhen. Unter der idealisierten Annahme, dass der Druck der Luft am Triebwerkseinlauf derjenigen am Austritt entspricht, sowie dass es sich um einen komplett isentropen Prozess handelt, kann der Wirkungsgrad η_p wie folgt bestimmt werden:

$$\eta_p = \frac{\dot{m}_L(c_{aus} - c_{Fl})c_{Fl}}{1/2 \dot{m}_L c_{aus}^2 - 1/2 \dot{m}_L c_{Fl}^2} = \frac{2}{1 + c_{aus}/c_{Fl}} \quad (3.2)$$

Je näher die Austrittsgeschwindigkeit an der Eintrittsgeschwindigkeit in das Triebwerk liegt, desto größer wird entsprechend der Wirkungsgrad, siehe (Torenbeek 1982).

Aus diesem Grund haben sich in der zivilen Luftfahrt Zweistrahltriefwerke (Bypasstriebwerk, Turbofan) durchgesetzt, welche einen großen Luftmassenstrom relativ langsam ausstoßen. Kennzeichnend für diese Bauform ist eine vergrößerte erste Verdichterstufe (Fan), hinter welcher sich der Luftstrom in einen inneren Kernstrom und einen äußeren Mantelstrom aufteilt, siehe Abbildung 3.1. Der innere Kernstrom nimmt am thermodynamischen Kreisprozess der Gasturbine (Bräunling 2009) teil, der Nebenstrom wird an der Turbine vorbeigeleitet und ummantelt den inneren Kernstrom nach dem Ausstoß aus der Turbine, womit sich die Geräuschemissionen gegenüber anderen Bauformen, wie Einstrahltriebwerken oder Turboprops (Propeller) erheblich reduzieren lassen. Der Schub eines kommerziellen Triebwerkes liegt dabei z. B. für das GP 7000 (General Electric und Pratt & Whitney) zum Antrieb des neuen Airbus A380 bei bis zu max. 360 kN (80000lb) mit einem Nebenstromverhältnis von 8,7:1 und einem Durchmesser des Frontfans von nahezu drei Metern.

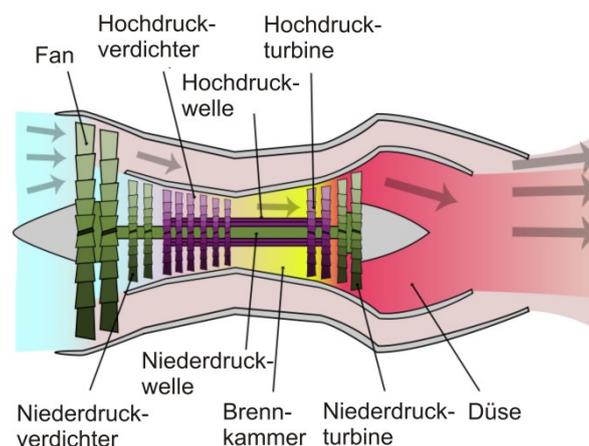


Abbildung 3.1. Schematische Darstellung eines Zweistrahltriefwerkes mit seinen wesentlichen Komponenten.

Das Wirkprinzip eines Triebwerkes basiert im Wesentlichen auf der Umwandlung chemischer in kinetische Energie mit Zwischenstufen thermischer und potentieller Energie. Dem strömenden Medium wird im Verdichter Druckenergie und in der Brennkammer thermische Energie bzw. chemische

Energie aus der Verbrennungsreaktion des Kerosin-Sauerstoff-Gemisches zugeführt. In der Turbine wird Druckenergie in mechanische Rotationsenergie gewandelt, womit der Frontfan und Verdichter angetrieben werden. Am Ende des Triebwerkes beschleunigt das Gas in der Düse und die resultierende kinetische Energie erzeugt den Schub. Bei Einstromtriebwerken wird der Großteil der kinetischen Energie für den Rückstoß genutzt, wohingegen bei Zweistrahltriebwerken über 60 % der kinetischen Energie über der Turbine abfallen, da hier der Hauptbeitrag des Schubs über den Fan erzeugt wird. Eine zusätzliche Leistungssteigerung kann durch einen Nachbrenner erreicht werden, indem zusätzlicher Treibstoff hinter der Turbine eingebracht und gezündet wird. Für diese Anwendung sind sehr hohe Mengen an Treibstoff nötig, weswegen sie fast ausschließlich im militärischen Sektor bei Überschallflügen Verwendung findet.

Die Wirkweise eines Triebwerkes ist prinzipiell derjenigen eines klassischen Kolbenmotors vergleichbar. Die vier grundlegenden Takte des Ansaugens, Verdichtens, Zünden/Verbrennens und des Ausstoßens finden jedoch nicht nacheinander, sondern gleichzeitig und kontinuierlich statt. Der Vorteil des Strahlantriebes gegenüber dem des Kolbenmotors liegt in seiner Effizienz bei hohen Geschwindigkeiten in großen Höhen und in seiner hohen Leistungsdichte (Bräunling 2009). Im Folgenden wird auf die grundlegende Funktionsweise der Komponenten eines Zweistrahltriebwerkes eingegangen, wobei das Hauptaugenmerk auf dem Verdichter und der Wirkweise einer einzelnen Verdichterstufe liegt.

Hauptkomponenten eines Triebwerkes

Die wesentlichen Elemente eines Triebwerkes sind der Einlauf, der Kompressor, die Brennkammer, die Turbine und die Schubdüse, wie sie in Abbildung 3.1 schematisch dargestellt sind. Der Kompressor und die Turbine sind dabei meistens noch einmal in ein Niederdruck- und Hochdrucksegment aufgeteilt und über mehrere, ineinander liegende Wellen mechanisch miteinander verbunden.

Der Einlauf dient der möglichst turbulenzarmen und verlustfreien Luftführung hin zum folgenden Verdichter. Bei hohen Strömungsgeschwindigkeiten wird der Lufteinlauf als Diffusor (Brunn 2003) ausgelegt (nicht in Abbildung 3.1), um so die angesaugte Luft ein erstes Mal zu verlangsamen und sowohl Druck als auch die Dichte leicht zu erhöhen (Bräunling 2009). Anschließend folgt der Fan, welcher auch als erste Verdichterstufe betrachtet werden kann. Der Fan hat die Aufgabe Luft anzusaugen und diese sowohl in das Kerntriebwerk mit der Gasturbine als auch in den Nebenstrom zwischen Turbinengehäuse und der äußeren Triebwerksverkleidung zu leiten. Kennzeichnend für den Frontfan ist sein großer Durchmesser, z. B. 2,5 Meter im Trent 700 von Rolls-Royce.

Im folgenden Verdichter wird die einströmende Luftmasse komprimiert. Moderne Verdichter erreichen sehr hohe Druckverhältnisse zwischen dem Austrittsdruck aus der letzten Verdichterstufe und dem Umgebungsdruck, so erreicht z. B. das GP 7000 mit 15 Verdichterstufen eine Druckerhöhung von 44:1. Wie der Druckaufbau genau zustande kommt, wird im folgenden Abschnitt gesondert betrachtet.

Nach dem Kompressor gelangt die verdichtete Luft in die Brennkammer. Der Zulauf in die Brennkammer ist normalerweise diffusorförmig um dem Fluid Geschwindigkeit zu entziehen. Eine moderate Eintrittsgeschwindigkeit ist wichtig, damit sich Luft und Treibstoff gut vermischen können und die Flamme nicht aus der Brennkammer herausgetragen wird. Die Verbrennung des Kraftstoff-Luft-Gemisches hat einen starken Temperaturanstieg zur Folge.

Aufgrund des hohen Gegendrucks des Verdichters und der Begrenzung durch das Gehäuse gelangt das heiße Gas auf die anschließende Turbine. Hier wird dem strömenden Medium Energie entzogen und in Wellenleistung gewandelt, wobei der Druck und die Temperatur sinken. Die Welle treibt den Fan und den Verdichter an und erzeugt u. a. den elektrischen Strom für den Flugbetrieb. Der Aufbau der Turbine ist meist unterteilt, was unterschiedliche Rotationsgeschwindigkeiten der einzelnen Segmente ermöglicht. So treibt die Hochdruckturbine über eine äußere Welle den Hochdruckverdichter, die anschließende Niederdruckturbine wiederum treibt den Fan und den Niederdruckverdichter mit niedrigerer Geschwindigkeit an, vgl. Abbildung 3.1. Dadurch lassen sich hohe Fliehkräfte an den Blattspitzen des Frontfans vermeiden und damit der zusätzliche Einbau von Übersetzungsgetrieben.

Aufgrund der hohen thermischen Belastung müssen die Turbinenschaufeln aufwendig gekühlt werden. Dazu wird kühlere Luft des Verdichters in den Innenraum der Lauf- und Leiträder geleitet, wodurch Wärme innen abgeführt wird (Konvektivkühlung). Des Weiteren wird Kühlluft direkt auf die Spitze der Schaufel geblasen (Prallkühlung) sowie über kleine Bohrungen tangential über die Schaufeloberfläche geleitet, wodurch eine kühlende Luftschicht entsteht (Filmkühlung). Zum weiteren Schutz gegen Hitze und Erosion bestehen Turbinenschaufeln vorzugsweise aus widerstandsfähigen Superlegierungen und sind oftmals zusätzlich keramisch beschichtet. Eine weitere Kühltechnik, die sogenannte Blattspitzenspaltkontrolle (ACC, engl.: *active blade-tip clearance control*), ist aus regelungstechnischer Sicht besonders interessant. Dabei wird das Turbinengehäuse von außen mittels Luft aus dem Nebenstrom gekühlt, um so die thermische Ausdehnung des Materials in radiale Richtung zu beeinflussen. Dies geschieht derart, dass ein möglichst geringer Spalt zwischen sich drehenden Turbinenschaufeln und umgebendem Gehäuse eingestellt werden kann. Große Spaltweiten führen zu Strömungsverlusten, wie später in Abschnitt 3.3.2 noch genauer beschrieben wird. Aufgrund dieser Regelung lässt sich der Treibstoffverbrauch um bis zu 1 % reduzieren.

Zwischen der Turbine und der Düse ist ein Zwischenstück angebracht, welches die beförderte Luft möglichst verlustarm von einem Ringquerschnitt auf einen Kreisquerschnitt transportiert. In der folgenden Schubdüse wird dann der eigentliche Schub erzeugt, indem das Gas auf sehr hohe Geschwindigkeiten beschleunigt. Das am Turbinenausgang vorhandene Druckgefälle (Turbinenausgangsdruck – Umgebungsdruck) wird dabei vollständig in Geschwindigkeit umgesetzt. Solange das Druckverhältnis von Turbinenausgangsdruck zum Umgebungsdruck kleiner als ein kritischer Wert von 1.9 ist, kann die Strömung über eine konvergente Düse auf Umgebungsdruck expandieren. Bei größerem Druckverhältnis beschleunigt der Strahl auf Überschallgeschwindigkeit und es werden Laval-Düsen eingesetzt, um Verdichtungsstöße beim Austritt abzuschwächen, siehe z. B. (Bräunling 2009) und (Walsh und Fletcher 1998).

Verdichter

Ein Verdichter besteht aus abwechselnden Reihen rotierender und stehender Schaufelanordnungen. Die sich drehenden Teile werden als Rotoren oder Laufräder bezeichnet und sind auf der von der Turbine getriebenen Mittelwelle angebracht, vgl. Abbildung 3.1. Die feststehenden Elemente befinden sich an der Innenseite des Verdichtergehäuses und werden als Stator oder Leiträder bezeichnet. Ein Rotor gefolgt von einem Stator bildet eine Verdichterstufe. In Triebwerken bestehen Verdichter sowie auch Turbinen aus mehreren Stufen hintereinander angeordnet. Obwohl mit radialen Verdichtern höhere Drücke erreicht werden können, bietet sich eine axiale Anordnung an, da damit mehrstufige Verdichter baulich besser zu realisieren sind.

Die Hauptaufgabe des Verdichters ist es, die angesaugte Luft zu komprimieren und für die folgende Verbrennung in der Brennkammer bereit zu stellen. Daneben werden noch weitere Aufgaben, wie beispielsweise die Bereitstellung von Kühlluft (Zapfluft) oder der Druckaufbau in der Fluggastzelle vom Verdichter erfüllt.

Zur Kompression der Luft tragen mehrere Effekte bei. Ein erster Druckaufbau resultiert bereits aus dem aerodynamischen Aufstau der Strömung, was z. B. in reinen Staustrahltriebwerken ausgenutzt wird. Des Weiteren ist die Profilierung der Schaufeln auf den Rotoren und Statoren so konzipiert, dass sich der durchströmte Zwischenraum zweier benachbarter Schaufelblätter in Strömungsrichtung diffusorartig weitet. Die Strömung zwischen den Blättern wird dadurch verzögert (Diffusion) und durch die Geschwindigkeitsreduktion steigt der statische Druck. Die Profile der Schaufeln sind charakteristischerweise dünn und schwach gewölbt, was für einen Druckaufbau optimal ist. Im Gegensatz dazu sind die Schaufelblätter der Turbine dick und bauchig ausgelegt und verengen den durchströmten Querschnitt düsenförmig, um so der Strömung möglichst effektiv Energie zum Antrieb der Welle entziehen zu können (Bräunling 2009).

Ein weiterer Effekt, der zum Druckaufbau beiträgt, ist die Wechselwirkung zwischen Lauf- und Leitrad, die sich mittels klassischer Geschwindigkeitsdreiecke beschreiben lässt, siehe Abbildung 3.2. Durch die sich drehenden Rotoren wird dem durchströmenden Fluid kinetische Energie zugeführt. Zusätzlich zu seiner Axialgeschwindigkeit c_1 wird eine radiale Geschwindigkeitskomponente c_{2u} aufgeprägt, wodurch eine Umlenkung stattfindet. Die Strömung verlässt das Laufrad zwar weiterhin mit einer Komponente in axialer Richtung ist jedoch stark drallbehaftet (Eck 1972). Das anschließende Nachleitrad lenkt gemäß seiner Form diese Umfangskomponente wieder in axiale Richtung um und wandelt dabei kinetische Energie in eine statische Druckerhöhung. Außerdem wird das nächste Laufrad wieder drallfrei angeströmt. Auf diese Weise kann die von der Turbine gelieferte mechanische Energie der Welle in Druckenergie umgewandelt werden, siehe (Eck 1972) und (Cumpsty 1989).

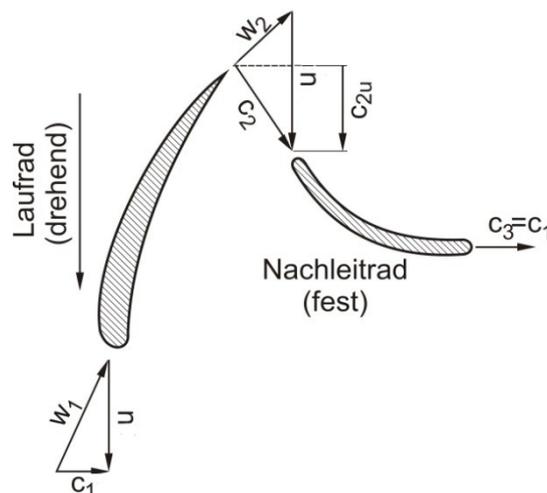


Abbildung 3.2. Schematische Darstellung von Geschwindigkeitsdreiecken, aus (Grundmann, et al. 2001).

Die Kombination beider Einheiten wird in der Regel so ausgelegt, dass nach dem Durchströmen einer Rotor- und einer Statorreihe die axiale Geschwindigkeit nahezu unverändert bleibt. Da innerhalb von Flugzeugtriebwerken unterschiedliche Arbeitspunkte angefahren werden, werden mitunter auch Statorreihen mit verstellbaren Anstellwinkeln der einzelnen Schaufeln eingesetzt, um so entsprechend des aktuellen Betriebspunktes ideale Umlenkwinkel realisieren zu können, siehe (Bräunling 2009). Um die Druckverteilung über dem Umfang gleichmäßig zu erhalten, sind die Profile der einzelnen Schaufeln verdrillt. Damit wird gewährleistet, dass das Medium an den äußeren Rändern der Schaufeln, wo die Radialgeschwindigkeiten am höchsten sind, weniger stark umgelenkt wird.

Der von einer Verdichterstufe umgesetzte Druckaufbau wird mit dem sogenannten Stufendruckverhältnis $\pi_{V,Stufe}$ quantifiziert. Bezogen auf eine einzelne Verdichterstufe interessiert der aufgebaute Druck zwischen der Ansaug- und Abströmseite, siehe Abbildung 3.3. Diese liegen heutzutage bei Werten um $\pi_{V,Stufe} = 1,2 \dots 1,5$, so dass erst mehrere Verdichterstufen hintereinander auf Gesamtdruckerhöhungen von $\pi_V = 40$ und mehr kommen können. Ab einem Druckverhältnis von $\pi_{V,Stufe} = 1,3$ spricht man von Verdichtern und der Einfluss der sich ändernden Dichte des strömenden Mediums muss berücksichtigt werden. Bei geringeren Druckverhältnissen spricht man von Ventilatoren, wobei der Einfluss der Kompressibilität des strömenden Gases vernachlässigt wird.

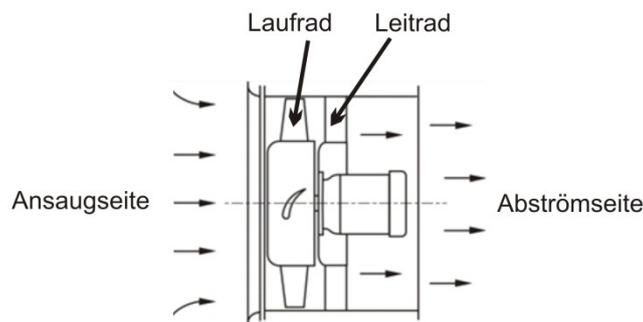


Abbildung 3.3. Schematische Darstellung einer Verdichterstufe bestehend aus einem Axialventilator mit Nachleitrad.

Durch den mehrstufigen Aufbau des Verdichters steuert dieser den Hauptanteil an der Baulänge und des Gesamtgewichtes des Triebwerkes bei, weswegen man die Anzahl der benötigten Bauteile so gering wie möglich halten möchte. So fällt z. B. aufgrund eines höheren Stufendruckverhältnisses im EJ200-Triebwerk für den Eurofighter der Verdichter 40 % kleiner aus als im Vorgängermodell RB199 für den Tornado-Jet. Das langfristige Ziel des TFB-Projektes ist es deshalb, unter Beibehaltung der Gesamtdruckerhöhung die Anzahl benötigter Verdichterstufen zu reduzieren, um so das Triebwerk effektiver zu gestalten, ohne in den thermodynamischen Kreisprozess einzugreifen.

Zur Umsetzung dieses Ziels muss der Druckaufbau pro Stufe $\pi_{V,Stufe}$ erhöht werden, wobei man jedoch bei der Steigerung des Stufendruckverhältnisses an physikalische Grenzen stößt. Auf den Verdichterschaukeln, der Nabe und dem Gehäuse bilden sich Grenzschichten aus, die mit steigenden Druckverhältnissen zur Strömungsablösung neigen und damit einem weiteren Druckaufbau entgegen wirken, siehe z. B. (Eck 1972). So kann es z. B. aufgrund des hohen Gegendrucks an den Schaufeln der Rotorstufen zur Strömungsablösung und in Folge dessen zum „Verstopfen“ einzelner Rotorzellen

kommen, wodurch der Druckaufbau signifikant reduziert wird. An den Blättern der Statoren kommt es u. a. zu einer druckinduzierten Ablösung auf deren Saugseite und zur Ausbildung von Eckenwirbeln, welche sich aerodynamisch negativ auswirken. Im Zuge dieser Arbeit wird untersucht, inwiefern Methoden der aktiven Strömungskontrolle dazu beitragen können, diese Strömungsablösungen einzuzugrenzen, um so das Stufendruckverhältnis weiter zu steigern.

Dafür werden zwei Versuchskonfigurationen gewählt, welche die elementaren Bestandteile einer Verdichterstufe abbilden, siehe Abbildung 3.4. Eine ebene Statorkaskade wird untersucht, um die Möglichkeiten aktiver Strömungskontrolle bezüglich der Leiträder eines Verdichters abzuschätzen. Über eine überkritische Umlenkung soll versucht werden, die statische Druckerhöhung zu maximieren. Zur Untersuchung des Potentials aktiver Strömungskontrolle an den Laufrädern eines Verdichters wird entsprechend ein Axialventilator eingesetzt.

Die beiden Versuchskonfigurationen werden im Folgenden in Abschnitt 3.2 und 3.3 genauer beschrieben. Dabei werden die bereits angedeuteten, charakteristischen Instabilitäts- bzw. Ablösephänomene genauer betrachtet.



Abbildung 3.4. Statorkaskade und Axialventilator als repräsentative Konfigurationen einer Verdichterstufe.

3.2 Statorkaskade

Zur Untersuchung der Beeinflussungsmöglichkeiten an den Leiträdern einer Turbomaschine steht eine von (Hecklau, et al. 2010a) und (Zander, et al. 2009) aufgebaute Statorkaskade mit sieben Verdichterschaufeln zur Verfügung, die in einen offenen Profilwindkanal Göttinger Bauart betrieben wird. Der Aufbau der Statorkaskade ist in Abbildung 3.5 gezeigt. Die zugehörigen Abmessungen sind in Tabelle 3.1 aufgelistet, wobei die Schaufelhöhe h entlang der y -Achse verläuft, vgl. Abbildung 3.6.

Durch das Verstellen der Höhe der Messstrecke und das Absaugen der Grenzschicht an der oberen und unteren Wand kurz vor den Statorschaufeln lässt sich ein gleichmäßiges Geschwindigkeitsprofil einstellen. Auf diese Weise lassen sich homogene Eintrittsbedingungen der Strömung in die Kaskade gewährleisten. Zur Kontrolle dessen sind über der Kaskadenhöhe 32 statische Druckbohrungen parallel zum Kaskadeneintritt angebracht. Die Eintrittshöhe in die Kaskade variiert mit dem Eintrittswinkel, welcher um bis zu $\Delta\beta_1 = \pm 5^\circ$ verstellt werden kann. Die Temperatur im Kanal wird durch eine Kühlung konstant auf 294 K gehalten.

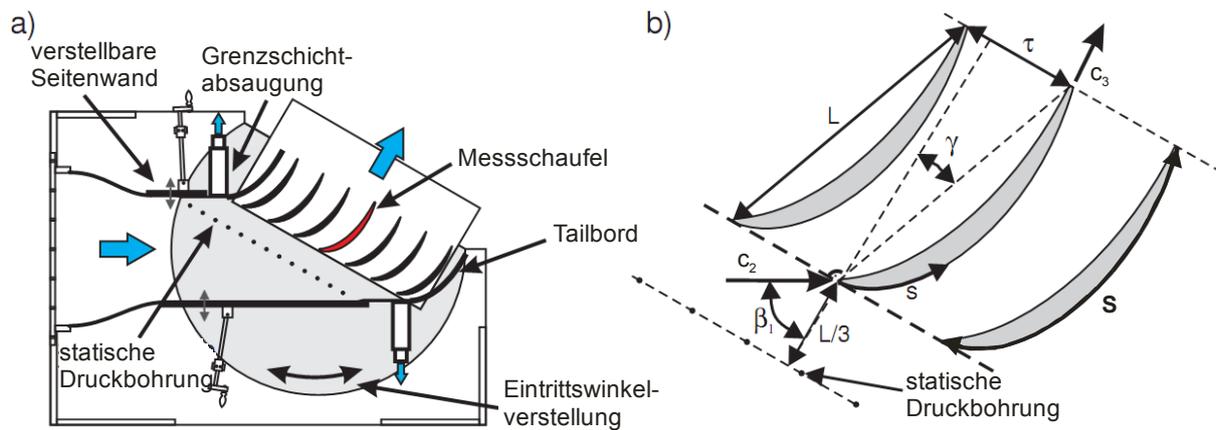


Abbildung 3.5. Experimenteller Aufbau der Statorcascade, modifiziert aus (Hecklau et al. 2010a).

Der gewählte Betriebspunkt liegt bei einer Eintrittsgeschwindigkeit der Strömung $c_2 = 34$ m/s in die Statorcascade. Die zugehörige Reynoldszahl bezogen auf die Schaufellänge L beträgt $Re = Re_L = 8,4 \cdot 10^5$. Bei der Annahme einer Schallgeschwindigkeit von $c = 343$ m/s bei einer Temperatur von 294 K und einem Druck von 1013 hPa ergibt dies eine Machzahl von $Ma = c_2/c = 0,1$.

Weitere Informationen zum Aufbau und physikalische Kenndaten können u. a. (Zander, et al. 2009) und (Hecklau, et al. 2010b) entnommen werden.

Schaufellänge L	375 mm	Kaskadeneintrittswinkel β_1	60°
Saugseitenlauflänge S	420 mm	Staffelungswinkel γ	20°
Schaufelhöhe h	300 mm	Schaufelhöhenverhältnis h/L	0,8
Staffelungsabstand τ	150 mm	Eintrittsgeschwindigkeit c_2	34 m/s

Tabelle 3.1. Geometrische Kenndaten der Statorcascade.

3.2.1 Aktuatorik

Zur Beeinflussung der Strömung werden zwei verschiedene Aktuationskonzepte verfolgt: Schlitzaktuatoren an den Seitenwänden als auch Aktuatoren direkt auf der Schaufel. Jede Kaskadenpassage wird jeweils mit einem identischen Satz dieser Aktuatorssysteme beeinflusst. Eine Passage beschreibt dabei den Raum zwischen zwei Statorschaufeln. Des Weiteren ist die Aktuation für eine gleichmäßige Beeinflussung symmetrisch ausgerichtet.

Im Rahmen dieser Arbeit liegt der Fokus der Untersuchungen auf instationären Beeinflussungskonzepten. Wie bereits in der Einleitung erwähnt, erhofft man sich über das Ausnutzen instationärer Strömungseigenschaften die eingebrachte Aktuationsenergie minimieren zu können (Seifert, et al. 1993). Diesbezügliche Untersuchungen liefern jedoch für die Statorcascade keine eindeutige Aussage. In (Hecklau, et al. 2010b) kann gezeigt werden, dass gepulstes Einblasen effektiver als eine stationäre

Beeinflussung ist, mit dieser jedoch insgesamt ein höherer Druckanstieg zu realisieren ist. Ergebnisse mit stationärer Beeinflussung können u. a. (Zander, et al. 2008), (Mertens, et al. 2008) und (Zander, et al. 2009) entnommen werden.

Der schematische Aufbau beider Aktuatorkonzepte ist in Abbildung 3.6 a) für eine Schaufel dargestellt. Die Schlitzaktuatoren an den Seitenwänden (engl.: *Sidewall Actuator*) sind wandbündig bei $x/L = 10\%$ Schaufellauflänge zu beiden Seiten angebracht. Diese sind jeweils 20 mm hoch und 0,4 mm breit. Der Abstand zwischen Fußpunkt und der Oberfläche der Schaufelsaugseite liegt bei 1 mm. Der Ausblaswinkel zur Seitenwandoberfläche in Strömungsrichtung beträgt $\alpha_{\text{Jet}} = 15^\circ$, siehe Abbildung 3.6 b). Zum Auffinden geeigneter Aktuationsparameter werden parallel numerische Untersuchungen durchgeführt, siehe (Mertens, et al. 2008) und (Gmelin, et al. 2010). Daraus geht hervor, dass flache Einblaswinkel von Vorteil sind. Aus praktischer Sicht kann jedoch maximal ein Winkel von 15° baulich umgesetzt werden.

Das zweite Aktuatorsegment ist direkt in der Schaufel integriert. Diese Aktuatoreinheit ist in drei Schlitzsegmente aufgeteilt und dient zur Beeinflussung der Strömung im hinteren Bereich der Schaufel (engl.: *Blade Actuator*). Alle drei Segmente werden im Zuge dieser Arbeit als eine Aktuatoreinheit eingesetzt. Die Schlitzsegmente sind spannweitig ausgerichtet und messen 50 mm in der Länge und 0,4 mm in der Breite. Ihr Zwischenabstand liegt bei einem baulich möglichen Minimum von 2 mm. Die Druckluft wird mittels eines Druckluftschlauches mit einem Innendurchmesser von 2,9 mm zugeführt. Für eine möglichst gleichmäßige Geschwindigkeitsverteilung am Austritt des Schlitzes wird die Kontur

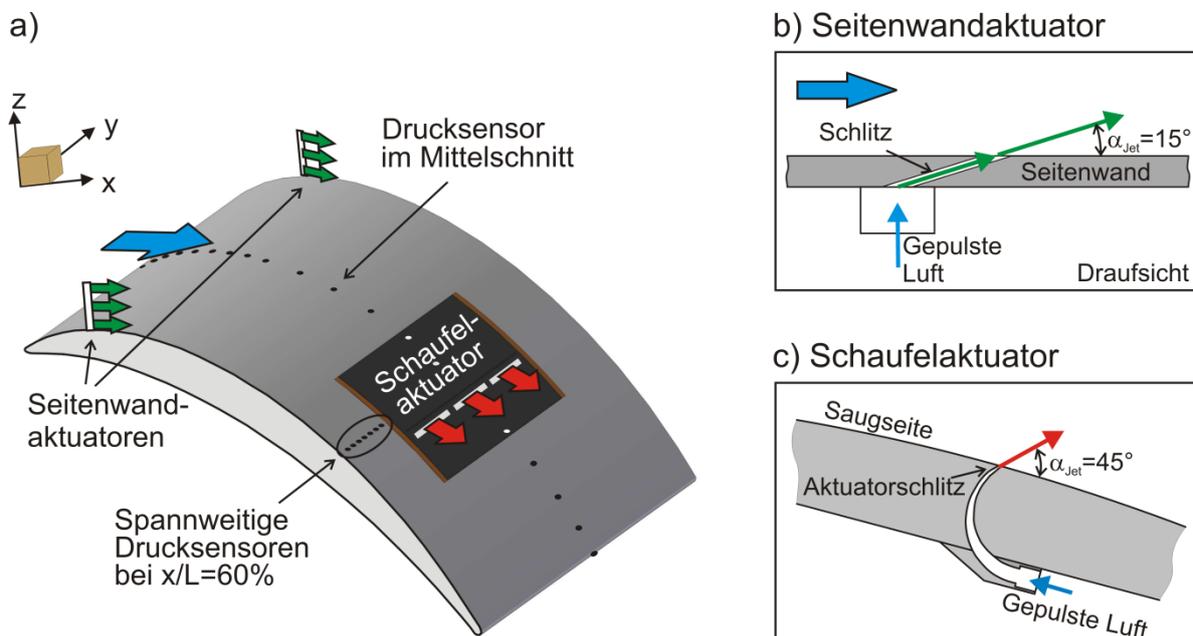


Abbildung 3.6. a) Aufsicht auf die Saugseite einer Statorschaufel und korrespondierende Positionen der Aktuatoren. b) schematischer Aufbau der Seitenwandaktuatoren und c) der Aktuatoren auf der Schaufel. Modifiziert aus (Hecklau, et al. 2010a).

auf eine Schlitzbreite von 0,8 mm kontinuierlich zusammengeführt und anschließend mittels einer Düse linear auf eine Schlitzbreite von 0,4 mm verengt. Dabei wird die Luft 133° umgelenkt. Auf diese Art wird ein Gegendruck in den Aktuatorkammern derart erzeugt, dass die Druckluft sich gleichmäßig verteilt (Hecklau, et al. 2010a). Der Injektionswinkel beträgt 45° zur Schaufeloberfläche, siehe Abbildung 3.6. Der komplette Aktuatoreinsatz befindet sich von $x = 180 - 290$ mm der Schaufellänge L. Die Position der drei Schlitze in Strömungsrichtung liegt bei $x/L = 66,51\%$ der Schaufellänge. Zur gepulsten Einblasung werden 30 Schnellschaltventile mit einer maximalen Betriebsfrequenz von 250 Hz verwendet (Festo, Typ MHE 2), davon 18 Stück für die Aktuatoren auf der Schaufel und 12 Stück für die Aktuatoren an den Seitenwänden, siehe Abbildung 3.7. Dies entspricht 2 Seitenwand- und 3 Schaufelaktuatoren pro Passage, so dass eine einheitliche und symmetrische Beeinflussung über der gesamten Kaskade garantiert werden kann.

Die Versorgung der Ventile mit Druckluft wird im Wesentlichen über zwei separate Druckkreisläufe eingestellt, welche in sich weiter unterteilt sind. Diese innere Einteilung ist für die weiteren Betrachtungen jedoch nicht relevant, die Verteiler für die Seitenwand- bzw. Schaufelaktuatoren werden deshalb als eine Einheit betrachtet. Der erste Druckkreis versorgt die Aktuatoren an den Seitenwänden mit Luft, der zweite entsprechend die Schaufelaktuatoren. Jeder Druckkreis besteht aus vorgeschalteten Druckregelventilen (Festo, Typ MYPE 5), Druckverteilern (Eigenbau ILR, Höhe ca. 10 cm, Radius 5 cm) und Drucksensoren. Durch die Druckregelventile wird ein gewünschtes Druckniveau in den Druckverteilern eingestellt. Von den Verteilern wird die Luft dann über möglichst kurze Schläuche einheitlicher Länge zu den Schnellschaltventilen geleitet. Weitere, ausführliche Details können (Hecklau, et al. 2010a) entnommen werden.

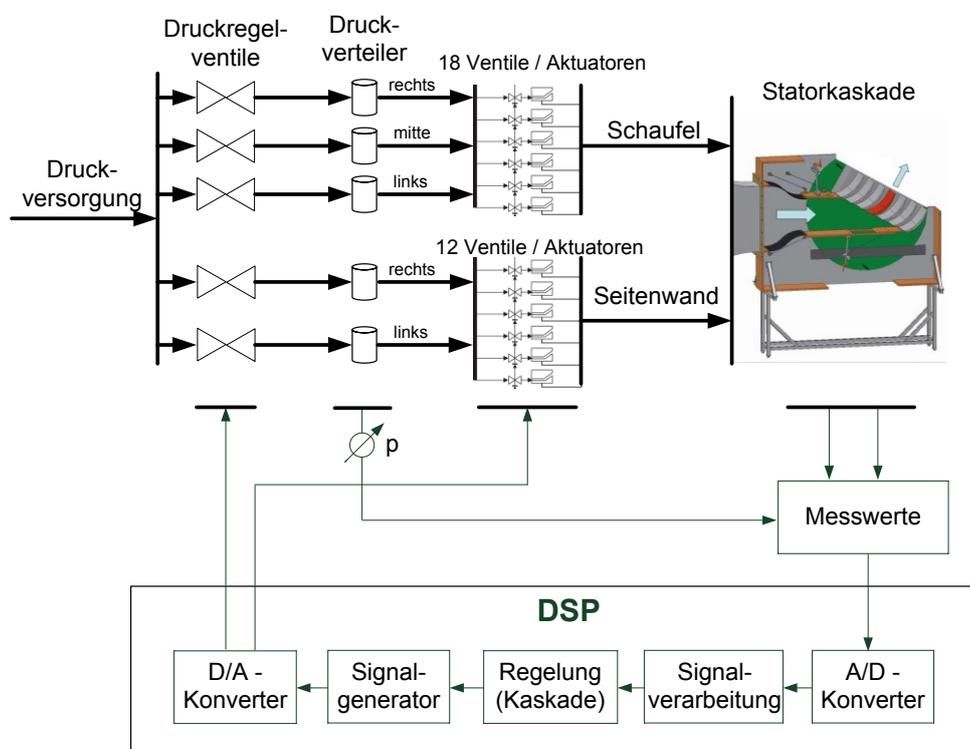


Abbildung 3.7. Schema des Druckluft- und Signalfusses an der Stator-Kaskade.

Für die Generierung der nötigen Stellsignale, das Auswerten der Messdaten und die Umsetzung der applizierten Regelungssignale in Echtzeit wird ein digitaler Signalprozessor verwendet (dSpace controller board DS 1005, A/D Konverter DS 2003, D/A Konverter DS 2103).

Die Regelung, auf die später noch genauer eingegangen wird, erfolgt über eine zweischleifige Kaskadenstruktur, siehe zur Verdeutlichung das Blockschaltbild in Abbildung 3.8. Die Amplitude der Aktuation wird durch Einstellen eines gewünschten Druckniveaus innerhalb der Druckverteiler $G_1(s)$ bestimmt. Der gewünschte Sollwert des Druckverteilers wird dabei von dem eigentlichen Regler $C_2(s)$ bestimmt, auf Basis des Abgleichs zwischen Soll- und Istwert bezüglich des zu regelnden Systems. Die konkrete Umsetzung des geforderten Soll-drucks wiederum wird dann mit einem klassischen PI-Regler $C_1(s)$ an den Druckregelventilen ausgeführt. Die Regelungsmatrix besitzt Diagonalgestalt, die Auslegung der Parameter orientiert sich an der klassischen „T-Summen-Regel“ von (Kuhn 1995) in Kombination mit einer manuellen Feinanpassung.

Auf diese Art und Weise kann sich der Regler $C_2(s)$ um die eigentliche Regelaufgabe kümmern, d. h. vorgegebene Sollwerte $\underline{R}(s)$ zu erreichen und Störungen $\underline{D}(s)$ zu kompensieren. Diese Kaskadenstruktur der Regelung macht nur dann Sinn, wenn der innere Regelkreis eindeutig schneller ist, als der Äußere, was in dieser Anwendung der Fall ist. Die Zeitkonstante der Druckverteiler liegt um das 5-10 fache unter denen der Regelgrößen der Statorkaskade. Für die spätere Reglerauslegung von $C_2(s)$ wird die Dynamik des inneren Regelkreises zusammen mit der Streckendynamik von $G_2(s)$ des äußeren Regelkreises angesehen.

Zur quantitativen Beschreibung der Aktuatoren wird im Folgenden auf die Leistungsmerkmale bezüglich der eingebrachten Massenströme eingegangen. Die Werte wurden dabei mit einem Massenströmmessgerät der Firma Bronkhorst bestimmt (F-203AC, Genauigkeit $\pm 1\%$).

Seitenwandaktuatoren

An den Seitenwänden werden zwei verschiedene Aktuationsansätze verfolgt. Der zuerst Aufgeführte (Stellgröße 1) stammt aus einer frühen Projektphase und wird im Laufe der Untersuchungen modifiziert. Die soeben beschriebene Kaskadenregelungsstruktur ist hier noch nicht aufgebaut. Der zweite, verbesserte Ansatz (Stellgröße 2) wird in dem Aufbau, wie er in Abbildung 3.7 bzw. Abbildung 3.8 erklärt ist, eingesetzt.

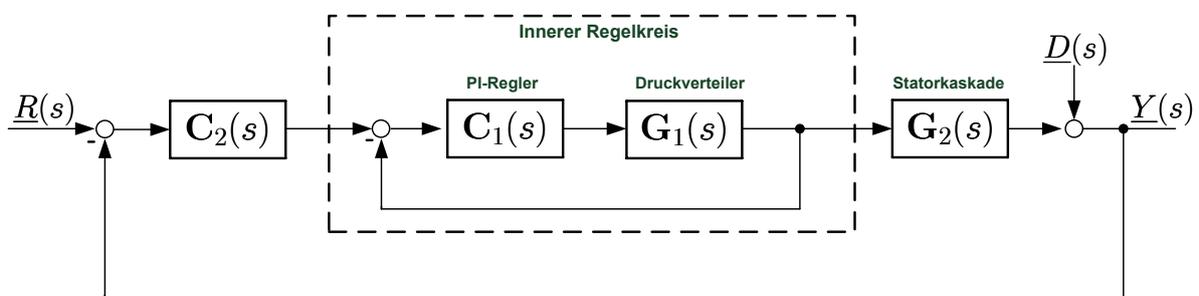


Abbildung 3.8. Blockdiagramm der MIMO-Kaskadenregelung an der Statorkaskade.

Stellgröße 1: Pulsweite der Ventile

Die Ventile der Seitenwände werden mit einem Rechtecksignal angesteuert, wobei die Pulsweite das Verhältnis zwischen Einschalt- und Ausschaltzeit beschreibt. Abbildung 3.9 zeigt die gemessenen Aktuatomassenströme \dot{m}_a über den eingestellten Werten der Pulsweite der Ventile u_{pw} . Die Werte werden auf den Massenstrom durch eine Passage \dot{m}_{Pas} bezogen dargestellt, so dass bei voller Amplitude der Stellgröße ein maximaler Wert von $\dot{m}_a/\dot{m}_{Pas} = 0,21$ % in die Strömung eingebracht werden kann. Der Passagenmassenstrom liegt bei $\dot{m}_{Pas} \approx 0,94$ kg/s mit einer Schwankung von ± 1 %, da die Aktuation den Wert geringfügig beeinflusst.

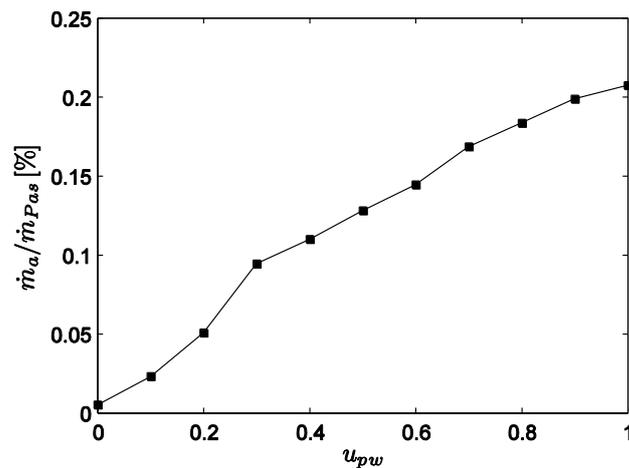


Abbildung 3.9. Massenstromverhältnis der Seitenwandaktuatoren bezüglich der Stellgröße Pulsweite u_{pw} .

Dieser Aktuationsansatz sei hier der Vollständigkeit halber erwähnt, da einige der in Kapitel 4 gezeigten Regelungsergebnisse noch mit dieser Stellgröße arbeiten. Aufgrund technischer Probleme mit kommerziellen Druckregelventilen und der Druckanlage sind die aufgezeigten Messwerte nur bedingt repräsentativ. Diese haben letztlich den Ausschlag gegeben, eine Regelungsstruktur gemäß Abbildung 3.7 und Abbildung 3.8 aufzubauen, um so den Vordruck selbstständig regeln zu können.

Stellgröße 2: Verteilerdruck

Abbildung 3.10 zeigt das Massenstromverhältnis \dot{m}_a/\dot{m}_{Pas} als Funktion des eingestellten Verteilerdrucks p_d der Aktuatoren an den Seitenwänden. Die Stellgröße wird dabei mit dem maximal möglichen Verteilerdruck von $p_{d,max} = 6$ bar normiert. Technisch sind zwar noch größere Amplituden der Aktuation möglich, Simulationen und Messungen des Nachlaufs zeigen jedoch, dass diese einen hohen Totaldruckverlust zur Folge haben, siehe (Gmelin, et al. 2010) und (Hecklau, et al. 2010b).

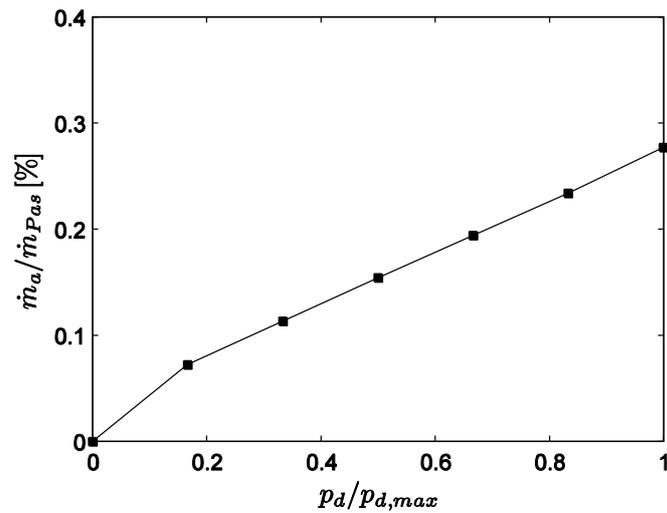


Abbildung 3.10. Massenströmverhältnis der Seitenwandaktuatoren bezüglich der Stellgröße Verteilerdruck $p_d/p_{d,max}$. Die Werte sind normiert dargestellt ($p_{d,max} = 6$ bar).

Schaufelaktuatoren

Entsprechend Abbildung 3.10 sind in Abbildung 3.11 die eingebrachten, injizierten Luftmassenströme der Schaufelaktuatoren gezeigt. Im Vergleich zu den Seitenwandaktuatoren kann aufgrund der größeren Schlitz, vgl. Abschnitt 3.2.1, ein wesentlich höherer Massenstrom in die Strömung eingebracht werden. Bei maximaler Aktuationsamplitude beträgt der Wert des injizierten Luftmassenstroms ungefähr 0,4 % des Passagenmassenstroms. Der maximal erreichbare Druck in den Verteilern liegt hier bei $p_{d,max} = 5,5$ bar.

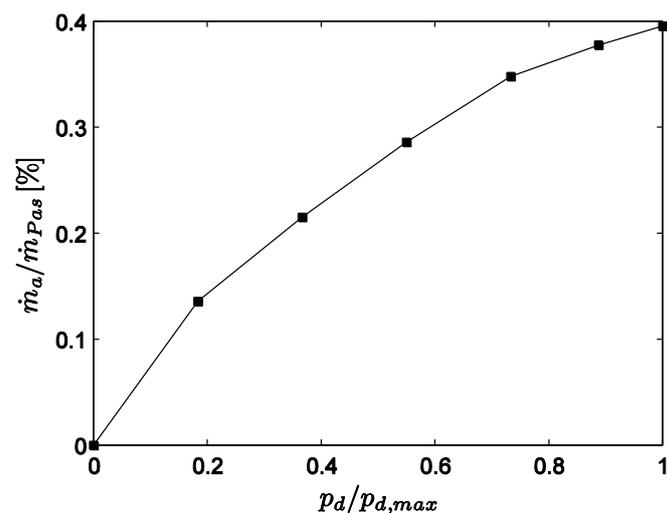


Abbildung 3.11. Massenströmverhältnis der Schaufelaktuatoren bezüglich der Stellgröße Verteilerdruck $p_d/p_{d,max}$. Die Werte sind normiert dargestellt ($p_{d,max} = 5,5$ bar).

Weitere Details bezüglich der verwendeten Aktuatoren, wie z. B. der Untersuchung der Geschwindigkeitsverteilung am Schlitzaustritt (Hitzdrahtmessung), der Impulsbeiwerte oder PIV-Messungen der Aktuationszyklen sind den bereits zitierten Arbeiten des experimentellen Partnerprojektes zu entnehmen, siehe u. a. (Zander, et al. 2008), (Zander, et al. 2009), (Hecklau, et al. 2010a), (Hecklau, et al. 2010b) und (Gmelin, et al. 2010).

3.2.2 Strömungsfeld

Zur Erfassung und Auflösung der komplexen, stark dreidimensionalen Strömungsphysik innerhalb der Kaskade werden Ölanstrichbilder aufgenommen, siehe (Zander, et al. 2008) und (Hecklau, et al. 2010c). Beim Ölanstrichverfahren wird im Wesentlichen ein Gemisch aus Farbpigmenten und Öl dazu verwendet, um Wandstromlinien sichtbar zu machen. Hiermit lässt sich mit relativ geringem Aufwand ein erster Einblick in die Strömungstopologie gewinnen, um damit Aufschluss über mögliche Sensor- bzw. Aktuatorpositionen zu bekommen. In der Kaskade werden hierzu die drei mittleren Kaskadenschaufeln gleichmäßig mit der Ölemulsion bestrichen und anschließend in noch feuchtem Zustand in die Strömung gebracht. Nach Trocknung innerhalb der Strömung werden die Schaufeln ausgebaut und mittels einer Digitalkamera abgelichtet. Die Fotos werden anschließend nachbearbeitet.

Die Aufnahme in Abbildung 3.12 zeigt ein Ölanstrichbild der Saugseite der mittleren Schaufel gemessen bei einer Reynoldszahl von $Re = 840000$. Dies entspricht einer Anströmgeschwindigkeit von $c_2 = 34$ m/s. Die dominanten Ablösegebiete können dabei deutlich erkannt werden.

Beim Eintritt in die Kaskade kommt es zu einer laminaren Ablösung und anschließenden Transition innerhalb einer laminaren Ablöse- bzw. Transitionsblase (engl.: *laminar separation bubble*), wonach die Strömung wieder turbulent anliegt. Der komplexe Mechanismus dieser Ablösung ist detailliert in (Burgmann und Schröder 2008) beschrieben.

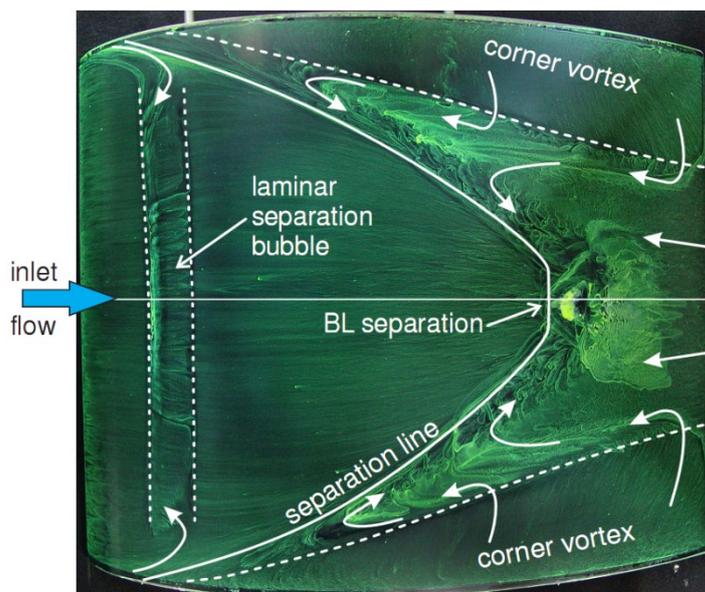


Abbildung 3.12. Ölanstrichbild auf der Saugseite einer Statorschaufel, aus (Hecklau, et al. 2010c). Die gepunktete Linie begrenzt die laminare Ablöseblase, die gestrichelte Linie trennt das Gebiet des Eckenwirbels von dem Rückströmgebiet und die durchgezogene Linie beschreibt die Ablöselinie.

Die Ablöseblase ist durch eine Ansammlung von Farbpigmenten in dem Rückstromgebiet gut zu erkennen, siehe Abbildung 3.12. Die Position und Größe der Blase hängt im Wesentlichen von der Reynoldszahl ab. Je höher die Anströmgeschwindigkeit, desto geringer ist die axiale Ausdehnung der laminaren Ablöseblase und desto früher, das heißt stromauf bildet sie sich aus.

Eckenwirbelbildung

Des Weiteren beginnen sich auf Höhe der Ablöseblase Längswirbelstrukturen (Tütenwirbel, Eckenwirbel, engl.: *corner vortex*) auszubilden. Diese sogenannten sekundären Strömungsstrukturen werden durch den Druckgradienten zwischen Druckseite und Saugseite zweier benachbarter Schaufeln verursacht, siehe Abbildung 3.13 (Langston 1980). Sie führen zu einer dreidimensionalen Ablösung über der ganzen Schaufel, was zur Ausbildung eines Rezirkulationsgebietes führt, welches durch eine Ansammlung von Farbpigmenten in Abbildung 3.12 deutlich zu erkennen ist.

Die Eckenwirbel wachsen im Verlauf der Strömung immer stärker an und nehmen an der Schaufelhinterkante bereits einen Großteil der Fläche ein. Hiermit geht eine Verblockung der Kaskade einher.

Weitere, detaillierte Untersuchungen der Wirbelstrukturen mittels PIV-Messungen sind in (Hecklau, et al. 2010c) zu finden. Ebenso ist in dieser Arbeit sowie in (Zander, al. 2008) eine umfassende Diskussion der Ölanstrichbilder enthalten.

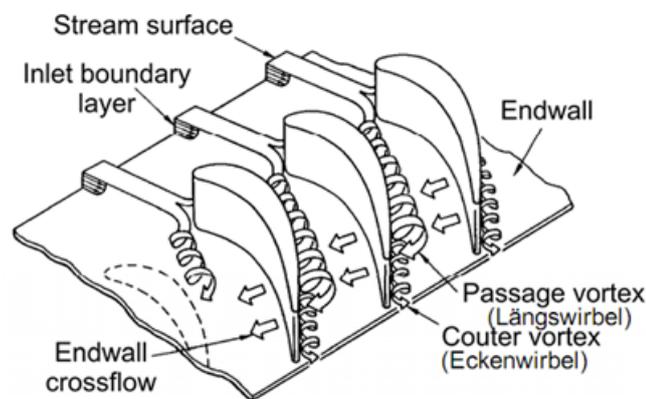


Abbildung 3.13. Ausbildung der Eckenwirbel, (Langston 1980).

3.2.3 Regelgrößen

Zur Charakterisierung des Strömungszustandes bzw. der Ablösung innerhalb der Statorkaskade müssen geeignete Regelgrößen gefunden werden. Die Detektion der charakteristischen Instabilitäten soll dabei vor allem relativ einfach, preiswert und mit geringer Mittelungsdauer realisiert werden können. Die ersten beiden Forderungen resultieren aus einer möglichen Anwendung innerhalb kommerzieller Triebwerke in der Zukunft, da eine aufwendige Sensorik zu zusätzlichem Gewicht und Wartungskosten führen würde.

Des Weiteren kommen für den Aufbau eines geschlossenen Regelkreises nur echtzeitfähige Parameter zur Detektion des Strömungszustandes in Frage. So sind beispielsweise die recht aufwendigen

PIV- oder aber Nachlaufmessungen für das physikalische Verständnis der hochkomplexen, dreidimensionalen Strömungsstruktur unverzichtbar, im Zuge einer echtzeitfähigen Regelung jedoch nicht verwendbar. Deshalb kommen Messungen des statischen Drucks eine besondere Bedeutung zu. Diese sind mit relativ geringem Aufwand zu realisieren und konnten bereits in mehreren Konfigurationen des SFB 557, wie z. B. einem Hochauftriebsflügel, einer rückwärts gewandten Stufe (Becker 2006) oder einem stumpfen Körper (Henning 2008) zur Bestimmung geeigneter Regelgrößen genutzt werden.

Im Folgenden werden zwei unterschiedliche Regelgrößen auf Basis statischer Druckmessungen definiert. Die zuerst genannte geht aus einer Betrachtung der Profildruckverteilung hervor. Sie beschreibt den Strömungszustand der Kaskade global und wurde vom industriellen Partner Rolls-Royce Deutschland als charakteristische Kenngröße in der Turbomaschinentechologie nahe gelegt. Die zweite Regelgröße wurde im Zuge aufwendiger Vermessungen des gesamten Druckfeldes ermittelt und dient ausschließlich der separaten Detektion der sekundären Wirbelstrukturen.

c_p -Druckverteilung

Ein wesentliches aerodynamisches Kriterium zur Beschreibung der Umströmung von Körpern ist die Untersuchung der Profildruckverteilung. Hierzu werden insgesamt 44 Druckbohrungen (SensorTechnics, Typ RMOH004DFDH, Genauigkeit $\pm 1\%$) auf der Oberfläche der Mittelschaufel verwendet, vgl. Abbildung 3.5. Die Auswahl der Bohrungen, deren Position und Einbaudetails sind ausführlich u. a. in (Zander, et al. 2009) oder (Hecklau, et al. 2010a) beschrieben.

Eine Druckverteilung auf der Saugseite der Mittelschaufel gemittelt über $\Delta t = 5\text{ s}$ ist in Abbildung 3.14 dargestellt. Der Druckbeiwert c_p ist wie folgt definiert:

$$c_p = \frac{p_x - p_1}{q_1} \quad (3.3)$$

Als Referenzwert dient der statische Druck der Strömung p_1 gemessen in der Statoreintrittsebene und q_1 beschreibt den dynamischen Druck der Anströmung.

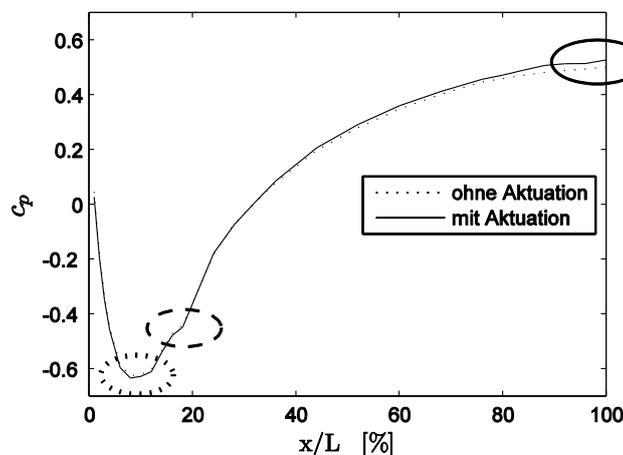


Abbildung 3.14. Druckverteilung im Mittelschnitt der Saugseite.

Bei der Schaufellauflängenposition $x/L = 8\%$ ist deutlich eine Saugspitze zu erkennen (gepunktete Ellipse), wonach der Druck im Anschluss stark ansteigt. Das kleine Druckplateau bei $x/L = 20\%$ der Profiltiefe zeigt die laminare Ablöseblase an (gestrichelte Ellipse). Danach legt die Strömung turbulent an, wie bereits oben im Ölanstrichbild zu erkennen ist und der Druck steigt bis ca. $x/L = 40\%$ stark an, bevor der Druckanstieg abflacht. Weitere Untersuchungen zur c_p -Verteilung über der ganzen Schaufelfläche, der Verteilung auf der Druckseite sowie Messungen zu den RMS-Schwankungswerten der Druckwerte sind in (Zander, et al. 2008) zu finden.

Regelgröße 1: Druck an der Hinterkante

Neben den oben beschriebene Effekten ist ein eindeutiger Druckanstieg an der Hinterkante bei $x/L = 100\%$ zwischen aktuierter und unbeeinflusster Strömung in Abbildung 3.14 zu erkennen (durchgezogene Ellipse). Da, wie zu Beginn bereits erwähnt, der Druck an der Hinterkante in der Turbomaschinentechologie als ein globales Maß für die Fähigkeit des Druckaufbaus an der Kaskade gilt, bietet sich dieser Wert als eine erste Regelgröße an. Er ist ein aussagekräftiger Parameter zur Strömungsbeschreibung und ist überdies hinaus mit geringem Aufwand zu ermitteln. Die Erhöhung des Drucks durch Aktuation an der Hinterkante bezogen auf den Druckwert der Grundströmung ohne Beeinflussung wird mit $\Delta c_{p,hk} = c_{p,akt} - c_{p0}$ bezeichnet.

Eine quantitative Darstellung bezogen auf die eingebrachte Luft durch die Seitenwandaktuatoren ist in Abbildung 3.15 zu sehen. Für die instationäre Beeinflussung ist eine Aktuationsfrequenz von $f_{akt} = 80$ Hz gewählt. Diese Frequenz wird auf Basis vorangegangener Untersuchungen ausgewählt, wobei keine Aktuationsfrequenz mit besonders starker Wirkung auf die Strömung festgestellt werden kann.

Mit zunehmender Pulsweite der Ventile, vgl. Abbildung 3.9, steigt der Druck an der Hinterkante an. Bei voller Öffnung der Ventile kann damit eine Erhöhung des Drucks von $\Delta c_{p,hk} = 0,04$ erreicht

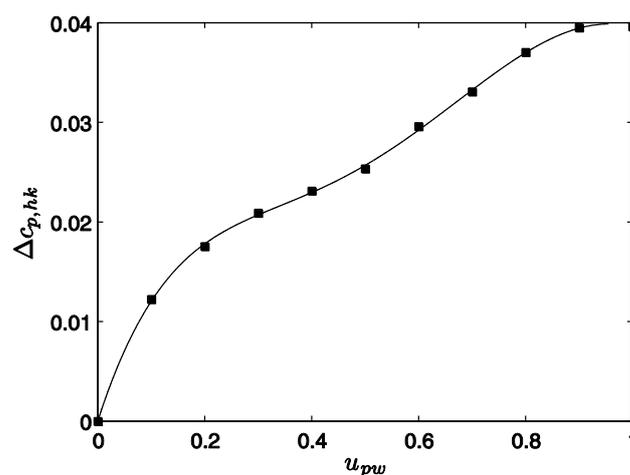


Abbildung 3.15. Druckzugewinn $\Delta c_{p,hk}$ an der Hinterkante in Abhängigkeit von der Aktuation an der Seitenwand.

werden, dies entspricht einer Verbesserung von 8 % bezogen auf den unbeeinflussten Fall. Das Kennfeld dient als Grundlage einiger Ergebnisse in Kapitel 4, ist jedoch vor allem qualitativ zu bewerten, da sich die Werte aufgrund späterer Umbauten der Statorcascade verschieben. Der Einfluss der Aktuierung bleibt aber vergleichbar. Die für den Hauptteil der erarbeiteten Ergebnisse relevanten Kennfelder sind nach Einführung einer zweiten Regelgrößen im Folgenden in Abbildung 3.18 dargestellt.

Regelgröße 2: Spannweite Druckdifferenz

Zur separaten Beeinflussung von beiden Ablösephänomenen gleichzeitig, ist es in einem nächsten Schritt notwendig, eine Regelgröße zu definieren, welche die Eckenwirbel isoliert detektiert.

Ein erster Indikator hierfür liefert die Untersuchung der c_p -Druckverteilungen über der kompletten Saugseitenoberfläche, siehe (Zander, et al. 2008) und (Wiederhold, et al. 2010a). Dazu ist die mittlere Messschaufel traversierbar konzipiert, so dass die statischen Druckbohrungen entlang der Schaufelhöhe verschoben werden können, d. h. entlang der y-Achse, vergleiche Abbildung 3.5. Das Problem dieser sequentiellen Vermessung des statischen Drucks über der ganzen Schaufel ist die fehlende zeitliche Korrelation der Ergebnisse entlang der Spannweite. Deshalb wird in einer nächsten Entwicklungsphase zur Untersuchung der Statorcascade ein spannwitiges Sensorarray bei 60 % der Schaufellänge eingefasst, wie es in Abbildung 3.6. zu sehen ist.

Die Positionierung geschieht derart, dass eine zu erwartende spannwitige Druckverteilung bereits ausgeprägt ist, jedoch nicht mit der Aktuatorik an der Hinterkante interagiert. Die Positionen der spannwitigen Drucksensoren liegen dabei bei $[-47, 44, 41, 38, 35, 32, 28]$ % der Schaufelhöhe, dabei liegt die 0 %-Marke im Mittelschnitt der Schaufel. Die Seitenwände liegen bei $y/h = \pm 50$ %. Da die Strömung als symmetrisch bezüglich des Mittelschnitts betrachtet wird, wird im Folgenden auf die negativen Vorzeichen bei der Positionsanzeige verzichtet.

Ein Beispiel einer spannwitigen Druckverteilung ist in Abbildung 3.16 zu sehen. Die dargestellten Werte sind über $\Delta t = 5$ s gemittelt. Im Bereich der mittleren Sensoren ist der Einfluss der Aktuierung deutlich durch einen Anstieg der Druckbeiwerte zu sehen. Gleichzeitig fällt der Druck am wandnahen Sensor bei $y/h = 47$ % leicht ab, so dass der Schluss nahe liegt, dass sich der Eckenwirbel durch die Beeinflussung weiter an die Seitenwand verschiebt. Diese Vermutung, dass die sekundären Wirbelstrukturen über ein spannwitiges Sensorarray gut zu erfassen sind, können in weiteren Untersuchungen mittels PIV-Messungen bestätigt werden.

Abbildung 3.17. zeigt eine Stereo-PIV Aufnahme des Querschnitts bei 60 % Schaufelhöhe gemittelt über eine Messzeit von $\Delta t = 0,68$ s. Die Seitenwandaktuatoren werden in dieser Darstellung mit einer Frequenz von $f_{akt} = 100$ Hz und einer festen Pulsweite von 50 % betrieben.

Deutlich zu sehen ist die Verschiebung des Wirbelkerns durch die Beeinflussung (engl.: *forced flow*) hin zur Wand im Vergleich zur Grundströmung (engl.: *base flow*). Ebenso ist zu erkennen, dass sich das Rezirkulationsgebiet (vgl. Abbildung 3.12), welches durch eine niedrige Geschwindigkeit in Normalenrichtung (engl.: *out-of-plane velocity*) charakterisiert ist, weiter hin zur Wand verschiebt.

Des Weiteren zeichnet sich das Gebiet, welches mit einer schwarz gepunkteten Isolinie ($u_x = 23$ m/s) umrandet ist, durch hohe Geschwindigkeiten normal zur Querschnittfläche aus. Diese Region des Passagendurchstroms wird relativ schwach vom Eckenwirbel beeinflusst. Durch die eingebrachte Aktuierung kann dieses Gebiet vergrößert, und dadurch die Verblockung der Kaskade reduziert werden.

Dies wiederum führt zu einer Reduktion des Totaldruckverlustes und einer höheren Umlenkung (Hecklau, et al. 2010b).

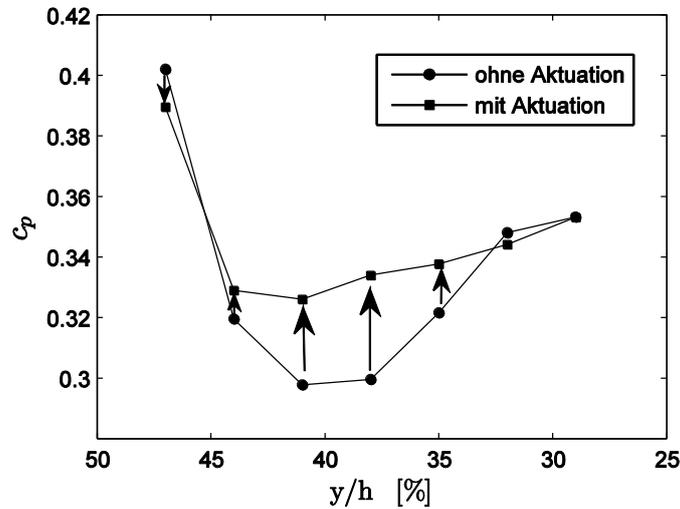


Abbildung 3.16. Spannweites Druckprofil auf $x/L = 60\%$ der Schaufellänge.

Die Lage des Wirbels stimmt gut mit der spannweiten Druckverteilung überein, welche im unteren Teil der Messung exemplarisch für diesen Fall dargestellt ist. Die Verschiebung des Wirbels hin zur Wand korreliert dabei eindeutig mit dem spannweiten Druckprofil. Es ist zu erkennen, dass die Druckverteilung flacher wird. Auf Basis dieser Voruntersuchung lässt sich damit eine weitere Regel-

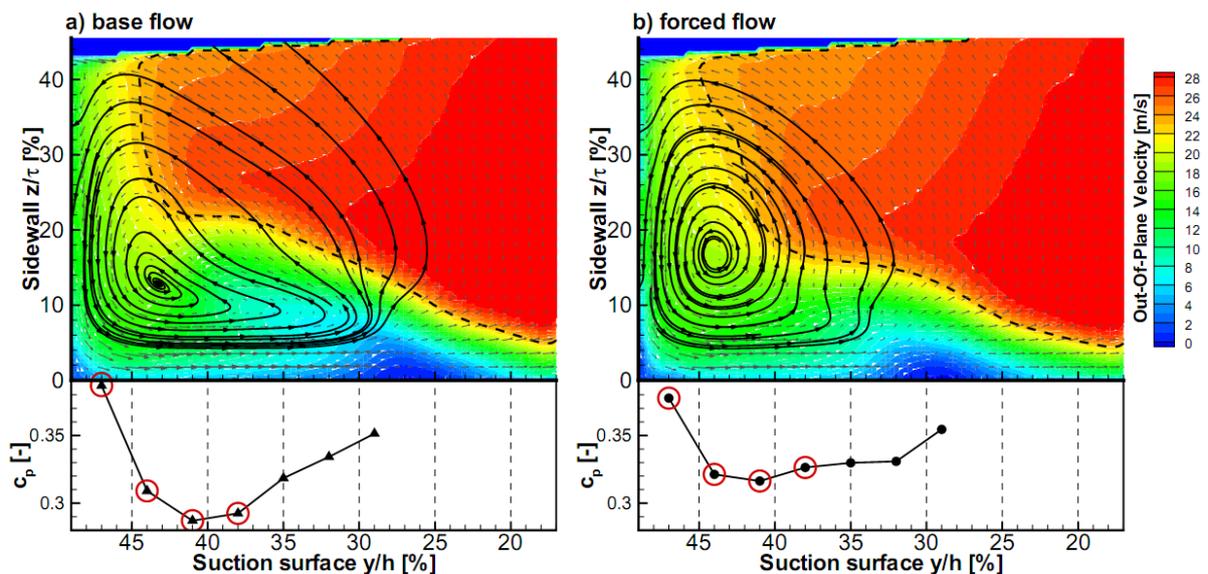


Abbildung 3.17. Spannweite PIV-Messung bei 60 % Schaufellänge zur Bestätigung der Regelgröße, aus (Hecklau, et al. 2010a).

größe ableiten, aus welcher auf die aktuelle Position des Eckenwirbels geschlossen werden kann. Um das Abflachen des Profils zu erfassen, wird eine Druckdifferenz

$$\Delta c_p = (c_{p,47} - c_{p,44}) + (c_{p,47} - c_{p,41}) + (c_{p,47} - c_{p,38}) \quad (3.4)$$

zwischen dem Drucksensor am nächsten zur Wand und den drei folgenden Sensoren bestimmt, wobei die verwendeten Indizes sich auf die spannweite Position der Sensoren beziehen, siehe eingekreiste Sensoren in Abbildung 3.17. Die Differenz zwischen unbeeinflusstem Δc_{p0} und aktuiertem Fall $\Delta c_{p,akt}$ wird dann als Maß für die Verschiebung der Eckenwirbel zu den Seitenwänden genommen:

$$\Delta c_{p,spw} = \Delta c_{p,akt} - \Delta c_{p0} \quad (3.5)$$

Je tiefer der Wert, desto stärker wird der Wirbel an die Wand gedrückt und umgekehrt, so dass dieser Wert als Regelgröße für die Beeinflussung der sekundären Wirbelstrukturen genutzt werden kann.

Die spannweite Druckverteilung eignet sich als Regelgröße für eine Beeinflussung der Strömung in Echtzeit. Im Zuge von Experimenten reichen Mittelungszeiten von $\Delta t = 0,05 - 0,1$ s aus, um $\Delta c_{p,spw}$ ausreichend genau zu erfassen.

Kennfelder

Abbildung 3.18 zeigt die beiden eingeführten Regelgrößen als Funktionen der Stellgrößen gemittelt über eine Messdauer von $\Delta t = 5$ s. Die beiden linken Teilbilder (a) zeigen den Einfluss der Schaufelaktuatoren $(p_d/p_{d,max})_{sf}$ auf die Druckerhöhung an der Hinterkante $\Delta c_{p,hk}$ sowie auf die spannweite Druckdifferenz $\Delta c_{p,spw}$, dabei werden alle 3 Segmente als eine Aktuatoreinheit betrieben. In den rechten beiden Bildern ist entsprechend der Einfluss der Seitenwandaktuatoren erfasst. Die Aktuationsfrequenzen sind $f_{akt,sf} = 40$ Hz an den Schaufel- und $f_{akt,sw} = 110$ Hz an den Seitenwandaktuatoren. Bei der Auswahl der Frequenzen wird auf die Ergebnisse von Voruntersuchungen (Hecklau, et al. 2010a) und (Hecklau, et al. 2010b) zurückgegriffen.

Der höchste Druckzugewinn an der Hinterkante mit den Schaufelaktuatoren und gepulster Einblausung bei identischen Massenströmen kann bei einer tiefen Frequenz von $f_{akt,sf} = 40$ Hz erzielt werden. Des Weiteren geht aus den Untersuchungen hervor, dass es für die Seitenwandaktuatoren von Vorteil ist, Frequenzen $f_{akt,sw} > 80$ Hz zu nutzen, da bei kleineren Werten die Eckenwirbel mit der Aktuationsfrequenz zu schwingen beginnen und sich aerodynamisch negativ auf die Kaskadenströmung auswirken. In den genannten Arbeiten kann gezeigt werden, dass eine gepulste Beeinflussung der Strömung effektiver als eine stationäre Aktuation ist. Eine besonders effektive Anregefrequenz, deren Wirkung auf die Strömung sich deutlich von anderen abhebt, kann bisher jedoch nicht festgestellt werden. Eine Betrachtung der Totaldruckverluste führt mitunter zu nicht eindeutigen Ergebnissen. So erscheinen bezüglich des Druckzugewinns an der Hinterkanten $\Delta c_{p,hk}$ niedrige Frequenzen der Schaufelaktuatoren effektiver als hohe Aktuationsfrequenzen, verursachen jedoch gleichzeitig höhere Totaldruckverluste. Das Thema bleibt Gegenstand fortlaufender Untersuchungen. Im Zuge der Experimente mit Regelung wird die Auswahl der Aktuationsfrequenzen so getroffen, dass optimale Werte bezüglich der beiden Regelgrößen erreicht werden.

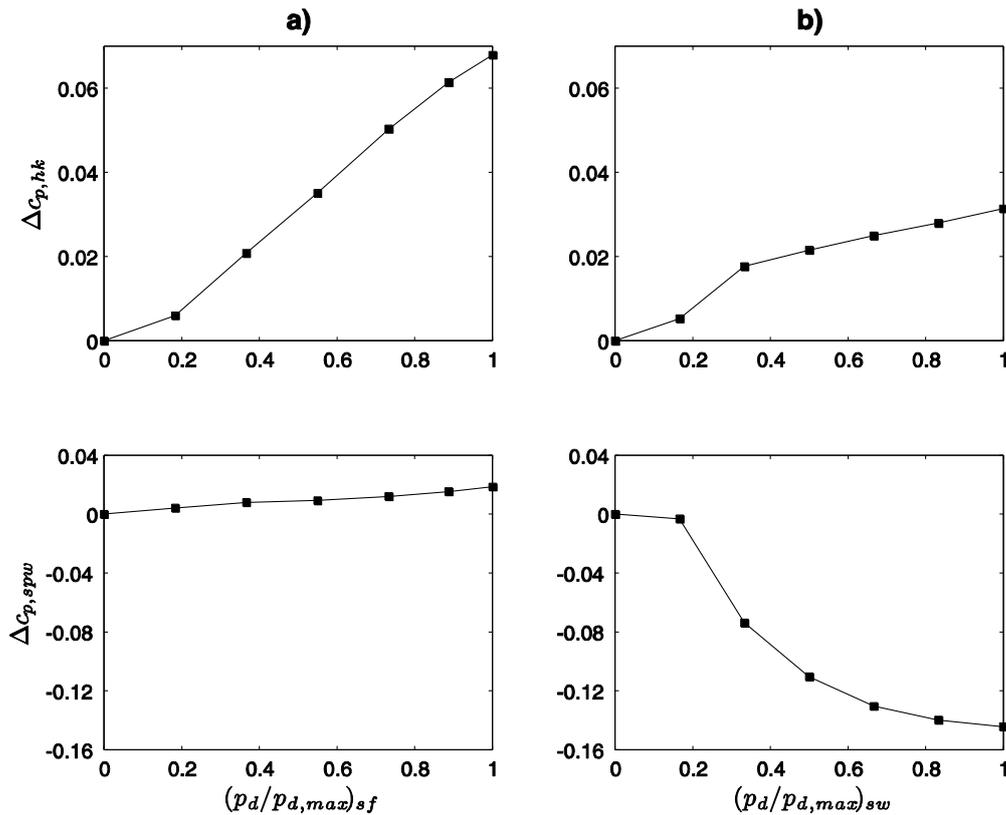


Abbildung 3.18. Regelgrößen in Abhängigkeit der Seitenwand- und Schaufelaktuatoren.

Abbildung 3.18 a) zeigt, dass der Druckzugewinn an der Hinterkante $\Delta c_{p,hk}$ durch die Schaufelaktuatoren maximal um $\Delta c_{p,hk} = 0,07$ erhöht werden kann, was einem Zugewinn von 14 % im Vergleich zum Fall ohne Beeinflussung entspricht. Die maximal erreichbare Drucksteigerung mittels der Seitenwandaktuatoren liegt bei $\Delta c_{p,hk} = 0,033$. Dabei sinkt die Steigung der Kurve ab dem Wert bei $p_d/p_{d,max} = 0,33$ deutlich. Vergleicht man dies mit den Ergebnissen, die in Abbildung 3.18 b) unten zu sehen sind, so sieht man ebenfalls bei diesem Wert der Aktuierung den steilsten Gradienten des Kennfeldes, welcher im Anschluss abflacht. Bei kleinen Amplituden von $p_d/p_{d,max} < 0,2$ sieht man jedoch ebenfalls einen kleinen Wert des Kennfeldgradienten. Dies legt den Schluss nahe, dass die Eckenwirbel bis zu den genannten Schwellenwerten noch recht schwach beeinflusst werden und dann jedoch zur Wand „klappen“. Mit weiter zunehmender Aktuierungsamplitude werden sie dann noch weiter an die Wand gezogen und die Verblockung der Passagenströmung wird reduziert. Dies ist ebenfalls an dem weiter fallenden Wert der Druckdifferenz zu erkennen. Der größte Effekt durch den Eingriff der Seitenwandaktuatoren ist somit im ersten Drittel des Kennfeldes zu beobachten.

Im Gegensatz zur Beeinflussung der Seitenwandaktuatoren wirken sich die Schaufelaktuatoren sogar leicht negativ auf die spannwitige Druckdifferenz $\Delta c_{p,spw}$ aus, wie in Abbildung 3.18 a) unten zu sehen ist. Der Grund hierfür ist in der komplexen, dreidimensionalen Kopplung der Wirbelphänomene innerhalb der Kaskade zu suchen, ist jedoch bisher noch nicht eindeutig geklärt. Im Vergleich zum Einfluss der Seitenwandaktuatoren fällt dieser Effekt aber kaum ins Gewicht und kann nahezu vernachlässigt werden.

Bei einer Kombination der Aktuatoren an den Seitenwänden und auf der Schaufel superponieren die Kennfelder in Abbildung 3.18 linear.

Die physikalische Kopplung der Wirbelphänomene der Kaskadenströmung wird also durch die definierten Regelgrößen erfasst und führt im regelungstechnischen Sinn auf ein 2x2 Mehrgrößenproblem. Es stehen zwei Stellgrößen zur Beeinflussung von zwei Regelgrößen zur Verfügung. Dies ist in Abbildung 3.19 noch einmal bildhaft dargestellt. Hierbei ist die Stärke des Einflusses der Aktuatorik durch die Dicke der eingetragenen schwarzen Pfeile verdeutlicht. Der gestrichelte Pfeil deutet den vernachlässigbaren Effekt der Schaufelaktuatorik auf die spannweite Druckdifferenz an, was anhand dieser Darstellung aufgrund der geometrischen Lage einsichtig ist.

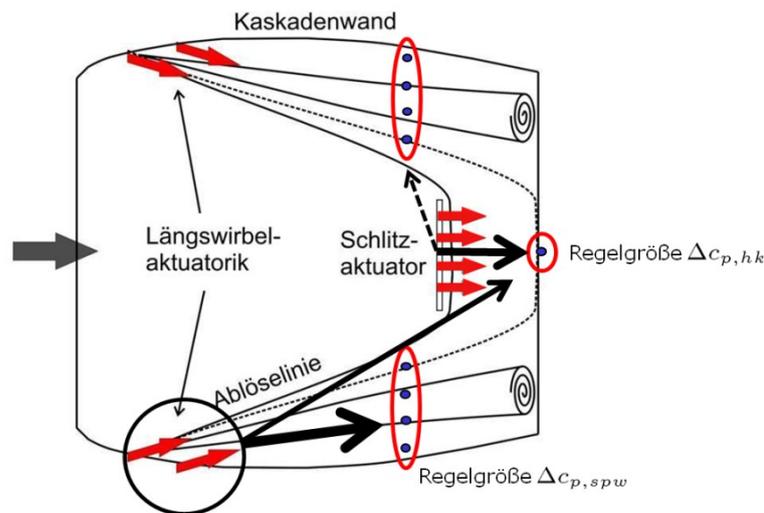


Abbildung 3.19. Schematische Darstellung des MIMO-Problems auf der Saugseite einer Statorschaufel, vgl. Ölanstrichbild in Abbildung 3.12.

3.3 Axialventilator

Zur Untersuchung des drehenden Teils einer Verdichterstufe dient ein Axialventilator mit Nachleitrad, wie er in Abbildung 3.20 dargestellt ist. Dieser wird vom Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt Berlin (DLR) betrieben und zur Verfügung gestellt. Der Prüfstand wurde bereits im Zuge zahlreicher Untersuchungen verwendet, siehe u. a. (Neuhaus und Neise 2005) oder (Neuhaus, et al. 2009). Dort liegt im Gegensatz zur vorliegenden Arbeit das Hauptaugenmerk auf der Erforschung akustischer Phänomene von Turboarbeitsmaschinen, d. h. vor allem auf Lärminderung mittels Methoden aktiver Strömungskontrolle. Das Nabenverhältnis liegt bei $\epsilon = 0,62$ und gibt das Verhältnis zwischen Naben- und Laufraddurchmesser an. Der Abstand zwischen Rotor und Stator liegt beim 1,3fachen der Schaufelsehnenlänge L an der Blattspitze. Weitere Kenngrößen des Versuchsstandes, wie er für die Arbeiten mit Regelung betrieben wird, sind in Tabelle 3.2 zusammengefasst.

Die Auslegungsdrehzahl des Ventilators liegt bei $n = 3000/\text{min}$, was zu einer Machzahl von $Ma = 0,22$ an den Blattspitzen der Rotorblätter führt. Zum Antrieb wird ein 22kW-Gleichstrommotor verwendet (DMR III). Der Ventilator saugt Luft durch eine Einlaufdüse mit einem Durchmesser von 500

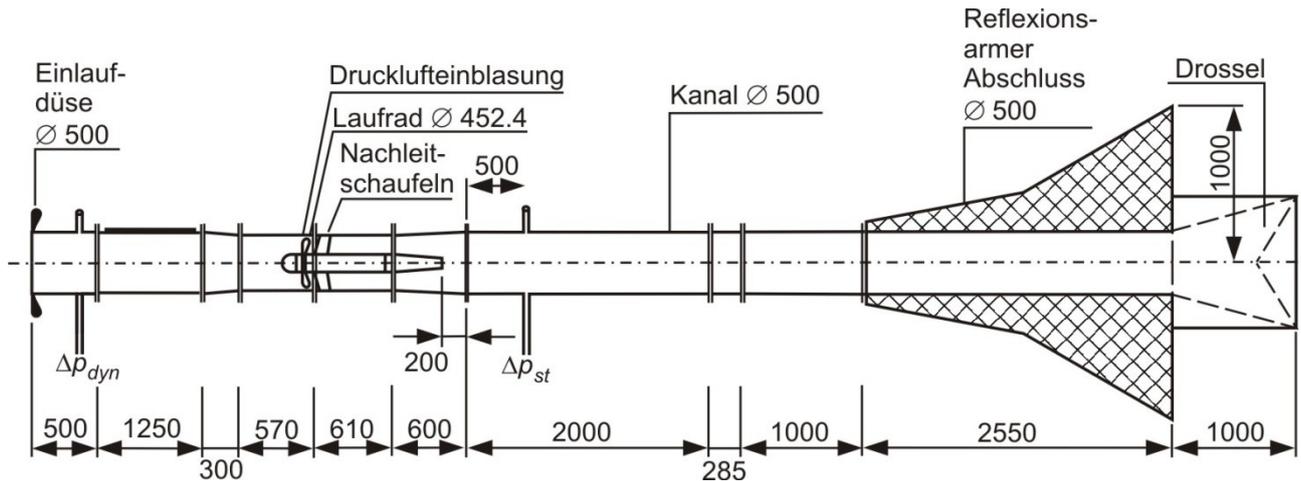


Abbildung 3.20. Experimenteller Aufbau des Axialventilators, Angaben in [mm], Quelle: DLR Berlin.

mm an. Im Übergang zum Laufrad verjüngt sich der Durchmesser in Strömungsrichtung auf 453 mm und bleibt anschließend im Bereich des Laufrades konstant und wird danach wieder auf 500 mm erweitert. Die ausblasseitige Messstrecke besteht aus einer 3,285 m langen Rohrstrecke gefolgt von einem reflexionsarmen Kanalabschluss, welcher von einer elektrisch einstellbaren, geräuschdämmend ausgekleideten Drossel am Ende des Windkanals gefolgt wird. Mittels dieser können verschiedene Arbeitspunkte des Kanals eingestellt werden. Je weiter die Drossel geöffnet wird, desto ungehinderter kann die Luft durch den Ventilator strömen und desto weniger Druckaufbau findet statt. Schließt die Drossel den Kanal zunehmend ab, man spricht auch vom „Androsseln“, so steigt der aufgebaute Druck an, womit einhergehend das Risiko von Strömungsablösungen steigt, wie im Folgenden noch ausführlicher erläutert wird.

Laufraddurchmesser D	452.4 mm	Schaufelsehnenlänge L	43 mm
Profiltyp (Rotor)	NACA 65	Kopfspaltweite s	0.3 mm
Rotorschaukelzahl Z	24	Auslegungsdrehzahl n	3000/ min
Statorschaukelzahl V	16	Staffelungswinkel γ	27°

Tabelle 3.2. Kenngrößen des Axialventilators.

Der durch den Axialventilator realisierbare Druckaufbau wird zwischen Ansaug- und Abströmseite gemessen, vgl. Abbildung 3.3. Der Druck wird dabei jeweils mittels vier gleichmäßig über den Umfang der Querschnittsfläche verteilten Druckbohrungen erfasst. Der gemessene Druck wird gemittelt indem die vier Messstellen über Schläuche untereinander verbunden sind. Der Druck wird mittels Differenzdruckaufnehmern (MKS Baratron, Typ 120, Genauigkeit $\pm 0,12\%$) bestimmt. Der Totaldruckaufbau des Ventilators entspricht dann der Differenz zwischen Ansaug- und Abströmseite. Dabei liegt die Annahme zugrunde, dass der vom Laufrad aufgebaute dynamische Druck durch das Nachlaufrad vollständig in eine statische Druckerhöhung umgesetzt wird. Einer direkten Messung über Totaldrucksonden spricht entgegen, dass diese die Kanalströmung zu stark beeinflussen würden. Die

Druckerhöhung ($\pi_{V\text{Stufe}} = 1,01$) ist in dem zur Verfügung gestellten Aufbau gering, so dass kein Verdichter, sondern ein Ventilator vorliegt.

3.3.1 Aktuatorik

Für die aktive Beeinflussung der Strömung stehen am Axialventilator 24 Schlitzdüsen zur Verfügung, welche gleichmäßig, d. h. äquidistant über den Umfang verteilt sind, wie in Abbildung 3.21 gezeigt ist. Mittels dieser kann unmittelbar im Bereich der Schaufelspitzen am Kopfspalt Druckluft in die Strömung eingeblasen und auf diese Art beeinflusst werden.

Die axiale Position der Schlitzdüsen liegt 7,2 mm stromab der Schaufelvorderkante, wie es im rechten Teil von Abbildung 3.21 zu sehen ist. An dieser Stelle ist die Schaufelprofildicke mit 3 mm am größten. Der Einblaswinkel zur Strömungsrichtung beträgt 15° . Laut vorangegangenen Untersuchungen von (Neuhaus und Neise 2005) und (Neuhaus und Neise 2003) haben diese Aktuationsparameter den effektivsten Einfluss sowohl auf die aerodynamische Leistung als auch auf die aeroakustische Lärmemission des Axialventilators.

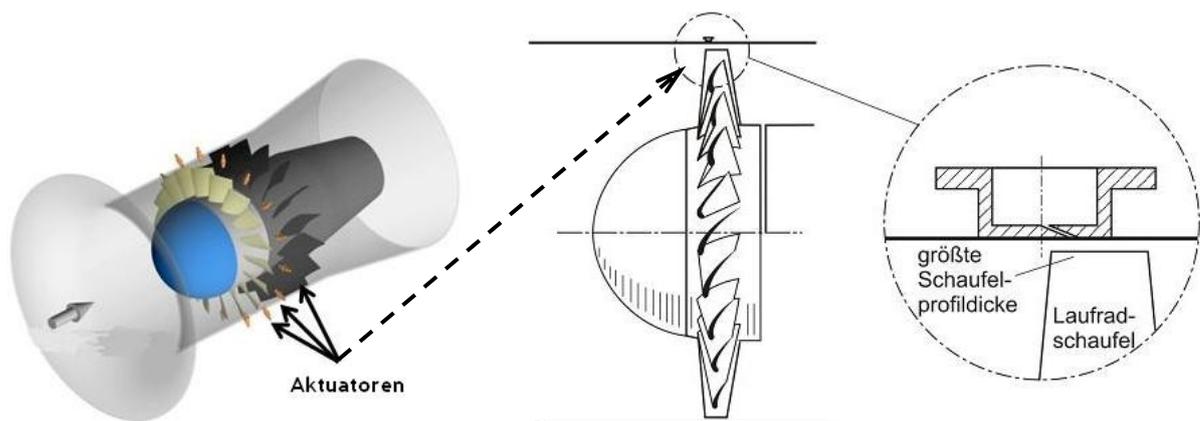


Abbildung 3.21. Position der Aktuatorik und schematische Ansicht der Schlitzdüsen, Quelle: DLR Berlin.

Aus numerischen Untersuchungen geht hervor, dass sich bei zunehmender Androsselung ein „Totwassergebiet“ im Bereich des Kopfspaltes einstellt. Dies führt einerseits zur Strömungsablösung an den rotierenden Rotorblättern und andererseits dazu, dass die Hauptströmung hin zur Nabe ausweicht. Dadurch sinkt der effektiv durchströmte Querschnitt des Axialventilators und es kommt überdies hinaus zu einer Fehlanströmung des folgenden Stators, so dass auch dort die Strömung komplett ablöst. Ein deutlicher Druckabfall ist die Folge. Durch das Einbringen von Luft in den Kopfspalt lässt sich das Totwassergebiet deutlich reduzieren, so dass sich die überströmte Querschnittsfläche der Hauptströmung wieder vergrößert und die Strömung sowohl an den Rotorblättern als auch am Stator wieder anliegt, siehe (Gmelin, et al. 2010).

Während in den vorangegangenen Arbeiten zum Großteil stationäre Beeinflussungskonzepte verwendet werden, stehen innerhalb dieser Arbeit instationäre Anregemechanismen im Vordergrund.

Ebenso wie an der Statorcascade ist es ein wesentliches Ziel, einen möglichst geringen Gesamtmassenstrom der Aktuation einzusetzen und damit einen maximalen Druckaufbau zu erreichen, um so die Effizienz des Gesamtsystems zu steigern. Dabei sollte auf hochfrequente Ventile zurückgegriffen werden, welche mit der doppelten Blattfolgefrequenz der Rotorblätter (2400 Hz) betrieben werden können. Damit könnte untersucht werden, ob sich mögliche instationäre Effekte der Rotorströmung effektiv ausnutzen lassen. In Kooperation mit mehreren kommerziellen Ventilherstellern muss jedoch aus heutiger Sicht konstatiert werden, dass diese Leistungsmerkmale nicht erreicht werden. Sowohl die elektrische Ansteuerung, die möglichen Luftdurchsätze und die hohen thermischen Belastungen aufgrund großer elektrischer Anzugsströme stellen bisher ungelöste Probleme dar. Ob sich die eingebrachte Aktuationsenergie wie in (Seifert, et al. 1993) durch instationäre Beeinflussung auch an einer axialen Strömungsmaschine deutlich reduzieren lässt, bleibt vorerst Gegenstand weiterer Untersuchungen. Im Rahmen dieser Arbeit wird mit gepulster Einblasung bis maximal 200 Hz weiter gearbeitet, wobei parallel die Entwicklung hochfrequenter Ventile verfolgt wird. Die Versorgung der Schlitzdüsen mit Druckluft wird über 24 Proportional-Wege Ventile der Firma Festo (Typ MPYE-5) umgesetzt. Die charakteristischen Kenngrößen der Aktuatorik und der prinzipielle Aufbau der Beeinflussung wird im Folgenden erläutert. Des Weiteren werden die verwendeten Stellgrößen eingeführt.

Am Axialventilator werden ebenso wie an den Seitenwandaktuatoren der Statorcascade zwei verschiedene Aktuationsansätze verfolgt. Der erste (Stellgröße 1) stammt aus der frühen Projektphase und wird im Laufe der Arbeiten modifiziert (Stellgröße 2). Die Vorteile des verbesserten Aktuationsansatzes fallen an dieser Versuchskonfiguration noch stärker ins Gewicht als an der Statorcascade.

Stellgröße 1: Pulsweite der Ventile

Im zuerst verfolgten Aktuatorik-Konzept wird die Pulsweite der 24 Schlitzventile variiert. Die absolute Masse der injizierten Luft pro Zeiteinheit der Aktuatoren, \dot{m}_a , ist in Abhängigkeit der Pulsweite der Ventile u_{pw} in Abbildung 3.22 dargestellt. Als Standardreferenzwert wird die Luftfördermenge des Ventilators $\dot{m}_{Rot} = 4,6 \text{ kg/s}$ bei voll geöffneten Drossel verwendet (Neuhaus und Neise 2003). Dies entspricht einem Wert der sogenannten Lieferzahl von $\phi = 0,3$. Die Lieferzahl ist ein Maß für den Volumenstrom des Ventilators und wird im folgenden Abschnitt genauer erläutert. Wird der Axialventilator angedrosselt, sinkt der geförderte Massenstrom \dot{m}_{Rot} und der prozentuale Wert des eingebrachten Luftmassenstroms \dot{m}_a steigt an. Die gewählte Aktuationsfrequenz liegt in Abbildung 3.22 bei $f_{akt} = 60 \text{ Hz}$, was auch dem verwendeten Wert für die späteren Experimente entspricht.

Zu Beginn ist der stärkste Gradient bis zu einer Pulsweite von $u_{pw} = 0,2$ zu sehen, danach flacht die Kurve bis $u_{pw} = 0,6$ deutlich ab. Daraufhin sinkt der Anstieg weiter ab, im Bereich zwischen $u_{pw} = [0,6 \text{ } 1]$ erhöht sich der Wert der eingebrachten Masse nur noch schwach. Insgesamt kann bei voller Aktuationsamplitude ein Massenstrom von $\dot{m}_a/\dot{m}_{Rot} = 1,2 \%$ des Gesamtmassenstroms der Ventilators eingebracht werden. Dieses nichtlineare Verhalten widerspricht der Annahme, dass sich die durchgelassene Luftmasse proportional zur eingestellten Öffnungsphase der Ventile verhält. Als Ursache sind einige technische Schwierigkeiten zu nennen, so z. B. die Verschleißerscheinungen der eingesetzten Ventile. So führen Untersuchungen bezüglich der Betriebsfrequenz zu widersprüchlichen Ergebnissen und es tritt ein hoher Leckstrom von $\dot{m}_a/\dot{m}_{Rot}(u_{pw} = 0) = 0,2$ auf. Überdies hinaus kommt es mehrfach zu Schwankungen des Vordrucks, welche mit kommerziellen Druckregelventilen nicht in den Griff zu bekommen sind. Aufgrund dessen wird in einem weiteren Aktuationsansatz der Vordruck eigenständig geregelt (Stellgröße 2), wie im Folgenden zu sehen ist.

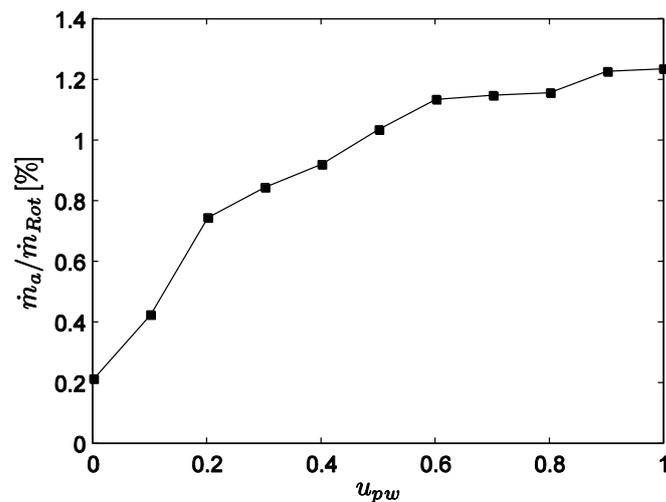


Abbildung 3.22. Massenstromverhältnis der Aktuatoren bezüglich der Stellgröße Pulsweite der Ventile u_{pw}

Stellgröße 2: Verteilerdruck

Der Aufbau des modifizierten Ansatzes zur Aktuation ist schematisch in Abbildung 3.23 zu sehen. Die Struktur entspricht derjenigen an der Statorcascade in Abbildung 3.7, wobei es im Detail Abweichungen gibt. So werden am Axialventilator alle 24 Ventile und Düsen über gleich lange Schläuche von einem zentralen Druckverteiler mit Druckluft versorgt. Zur Regelung des Verteilerdrucks werden 8 Ventile (Festo, Typ MYPE-5) und ein Druckaufnehmer (MKS Baratron, Typ 120, Genauigkeit $\pm 0,12\%$) eingesetzt. Der Aufbau der Regelung ist ebenfalls mehrschleifig und entspricht derjenigen in Abbildung 3.8, mit dem Unterschied, dass hier ein SISO-System vorliegt.

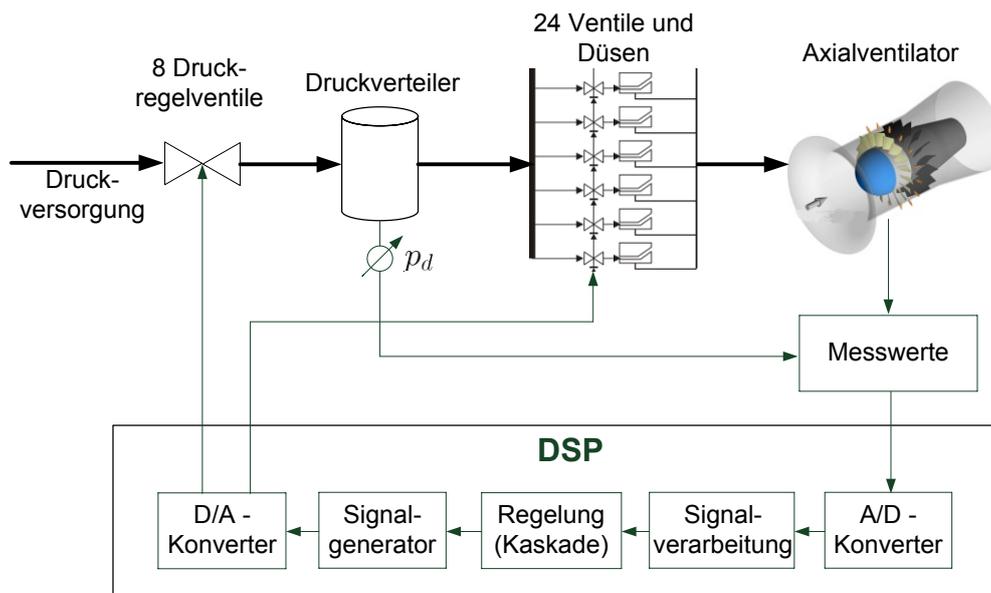


Abbildung 3.23. Schema des Signalflusses am Axialventilator und der Regelung über den Verteilerdruck.

Abbildung 3.24 zeigt das eingebrachte Massenstromverhältnis \dot{m}_a/\dot{m}_{Rot} über dem eingestellten Druck im Verteiler p_d , welcher mit einem maximalen Druck von $p_{d,max} = 3,5$ bar normiert ist. Im Vergleich zum Kennfeld in Abbildung 3.22 sind mehrere Vorteile zu nennen. Das maximale Massenstromverhältnis beträgt $\dot{m}_a/\dot{m}_{Rot} = 2,1$ %. Aktuationsamplituden dieser Größenordnung können mit dem vorherigen Ansatz nicht realisiert werden, da damit hohe Druckschwankungen und inakzeptable Leckströme einhergehen. Des Weiteren lässt sich der Leckstrom deutlich um insgesamt fast eine Größenordnung reduzieren, da durch die Kaskadenregelung nur noch soviel Vordruck im Verteiler wie nötig eingestellt wird. Überdies hinaus zeigt das Kennfeld in Abbildung 3.24 einen nahezu linearen Verlauf zwischen der Stellgröße $p_d/p_{d,max}$ und dem zugehörigen Massenstromverhältnis \dot{m}_a/\dot{m}_{Rot} , so dass eine nichtlineare Kompensation nach Kapitel 2.5.3 für die Reglersynthese nicht mehr verwendet werden muss.

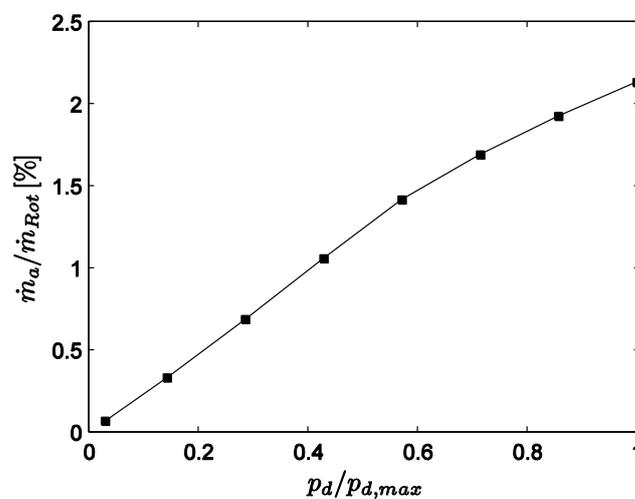


Abbildung 3.24. Massenstromverhältnis der Aktuatoren bezüglich der Stellgröße Verteilerdruck $p_d/p_{d,max}$. Die Werte sind normiert dargestellt ($p_{d,max} = 3,5$ bar).

3.3.2 Strömungsfeld

Die Wirkung eines sich drehenden Rotors auf das strömende Medium lässt sich mittels eines elementaren Tragflügels (Dubs 1990) anschaulich ableiten. Wird ein Profil unter einem Anstellwinkel α angeströmt, so resultiert daraus ein Kraft F auf den Flügel. Diese lässt sich in eine vertikale Komponente F_A und eine horizontale Kraft F_W zerlegen, welche den Auftrieb und den aerodynamischen Widerstand beschreiben, siehe Abbildung 3.25. Die Auftriebskraft kann mit höheren Anstellwinkeln α soweit gesteigert werden, bis es zum Strömungsabriss auf der Saugseite kommt, wodurch der Auftrieb einbricht.

In einem Rotor herrscht entsprechend die umgekehrte Situation. Die Schaufeln, in Analogie zu dem Tragflügel, bewegen sich und üben somit eine Kraft auf das umliegende Strömungsmedium aus, wie sie im Abschnitt 3.1 bereits erklärt wurde. Ist der Anstellwinkel der eintretenden Luft zu steil, man spricht hier vom Inzidenzwinkel, so kommt es ebenfalls zum Strömungsabriss. Wie es zu dieser steilen

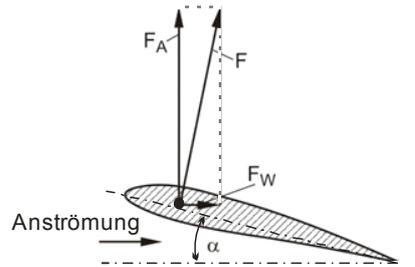


Abbildung 3.25. Schematische Darstellung eines angeströmten Flügelprofils.

Anströmung kommen kann, was die Folgen davon sind und weitere charakteristische Sekundärströmungen, wird im Folgenden beschrieben.

Sekundärströmungen

Als Resultat der recht komplexen Physik innerhalb axialer Strömungsmaschinen treten eine Vielzahl verschiedener Sekundärströmungen im Schaufelgitter auf. Diese können u. a. vom betrachteten Arbeitspunkt, den Strömungsbedingungen und der Geometrie der Anwendung abhängen. Die sekundären Strömungen wirken sich aerodynamisch ungünstig auf das Strömungsverhalten aus und bilden oftmals erhebliche Lärmquellen.

Es existieren zahlreiche Untersuchungen bezüglich dieser Sekundärströmungen, wie beispielweise die Nachlaufdelle im Abströmbereich der Rotorschaukeln (Lakshminarayana 1996), Ablösungen im Bereich der Nabe des Laufrades (Bräunling 2009), die Ausprägung eines Hufeisenwirbels (Inoue und Kuroumaru 1989) oder bei großen Kopfspaltweiten die sogenannte rotierenden Instabilität (Kameier 1994). Auf alle Phänomene im Einzelnen einzugehen, würde den Rahmen der vorliegenden Arbeit sprengen, so dass im Folgenden nur die für diese Untersuchung relevanten Phänomene detaillierter erläutert werden. Weitere ausführliche Informationen lassen sich in den Übersichtsarbeiten von (Walsh und Fletcher 1998), (Tavakoli, et al. 2004), (Bräunling 2009) oder (Day, et al. 1999) finden.

Blattspitzenwirbel

Aufgrund des radialen Spaltes zwischen dem Gehäuse und den Schaufelspitzen der Rotorblätter kommt es in Folge von Sekundärströmungen u. a. zur Ausbildung des sogenannten Blattspitzenwirbels. Durch die Druckdifferenz zwischen der Druck- und Saugseite der Laufradschaufeln kommt es zu einer Ausgleichsströmung über die Schaufelspitzen hinweg. Diese Strömung rollt sich bei Begegnung mit der Hauptströmung auf der Saugseite der Schaufel entlang einer Separationslinie zum Blattspitzenwirbel auf, wie in Abbildung 3.26 illustriert ist, siehe auch (Inoue und Kuroumaru 1989), (Lakshminarayana, et al. 1995) und (Saathoff und Stark 2001). Dieses Phänomen führt zu Druckverlusten und aeroakustischen Geräuschemissionen. Möglicherweise ist dieser Wirbel auch Mitauslöser für die rotierende Ablösung, welche im Anschluss erläutert wird.

Rotierende Ablösung

Bei zunehmender Drosselung ist die nutzbare Kennlinie eines Axialventilators begrenzt durch das Auftreten der rotierenden Ablösung, die gebräuchlicherweise englisch mit „rotating stall“ oder nur „stall“ bezeichnet wird. Wird der Volumenstrom des Gebläses durch Androsselung reduziert, so wird die Axialkomponente der Geschwindigkeit des strömenden Mediums reduziert, während die Umlaufkomponente bei gleichbleibender Drehgeschwindigkeit des Rotors sich nicht verändert, vergleiche Abbildung 3.2. Der resultierende Eintrittswinkel in die Rotorebene wird dadurch erhöht und es kommt entsprechend dem obigen Tragflügelbeispiel zum Strömungsabriss auf der Saugseite einer Rotorschaukel.

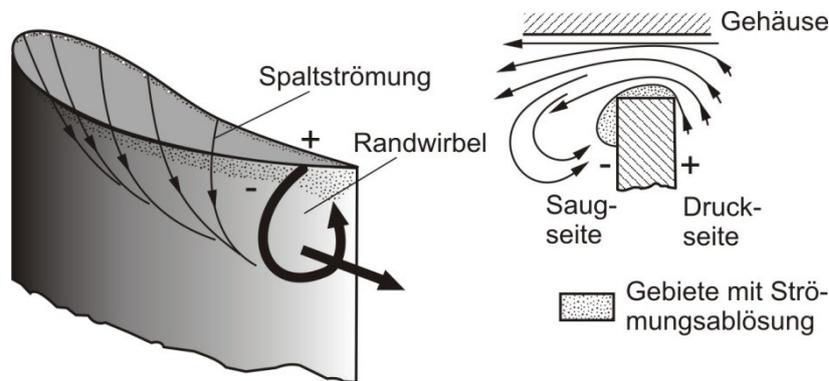


Abbildung 3.26. Schematische Darstellung der Entstehung des Blattspitzenwirbels.

Typischerweise manifestiert sich der Strömungsabriss im Laufrad durch das Auftreten von Ablösungszellen in einzelnen Schaufelpassagen, wodurch der effektive durchströmte Querschnitt der Passage verkleinert oder sogar weitgehend blockiert wird. Die Ablösung tritt dabei vor allem im Spitzenbereich der Laufräder als auch im Nabenbereich an den Leiträdern auf, siehe (Bräunling 2009).

Abbildung 3.27 zeigt schematisch, wie sich das Strömungsmedium vor der abgelösten Schaufel aufstaut und dadurch in Umfangsrichtung entgegen der Laufraddrehrichtung abgelenkt wird. Dadurch steigt der Anstellwinkel der benachbarten Schaufel an, was bei dieser wiederum zur Strömungsablösung führt. Gleichzeitig erholt sich die erste Schaufel wieder und wird vollständig durchströmt. Dies führt dazu, dass die rotierende Ablösung eine Eigengeschwindigkeit gegenüber dem Schaufelkranz besitzen kann. Für einen sich mit dem Rotor bewegenden Beobachter hat die rotierende Ablösezone eine Relativgeschwindigkeit von ca. 50 – 70 % der Rotorgeschwindigkeit entgegen der Laufraddrehrichtung (Bräunling 2009).

Nach der Geschwindigkeitstransformation in das stehende Koordinatensystem kann eine rotierende Ablösung als quasi starres Strömungsmuster interpretiert werden, das in Laufraddrehrichtung mit ca. 30 – 50 % der Laufradgeschwindigkeit rotiert. Zunächst tritt nur eine Zelle auf. Bei weiterer Androsselung der Strömungsmaschine bilden sich dann mehrere rotierende Ablösezellen, die im Laufrad meist in den Außenschnitten, im Leitrad hingegen an der Nabe entstehen. Diese rotierende Ablösung führt zu einem Einbruch der Druckerhöhung, verbunden mit einer gravierenden Verschlechterung des Wirkungsgrads sowie einer Erhöhung des abgestrahlten Geräuschpegels der Strömungsmaschine. Ein

Zurücknehmen der Drosselung führt nur sehr zögerlich wieder auf die nutzbare Kennlinie zurück, d. h. es tritt eine Hysterese im Betriebsverhalten auf.

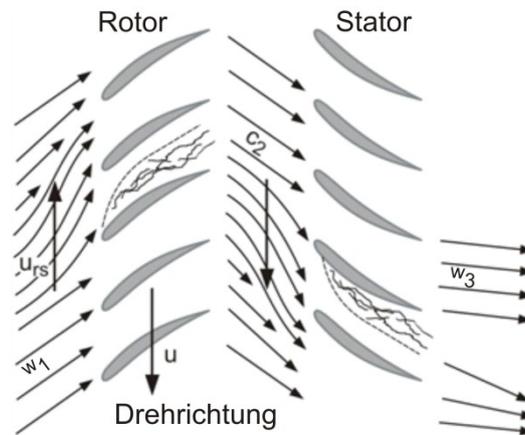


Abbildung 3.27. Schematische Darstellung einer rotierenden Ablösung im Schaufelgitter, modifiziert (Bräunlig 2009).

Pumpen

Bei Verdichtern mit druckseitig angeschlossenen Volumina (z. B. Brennkammern bei Strahltriebwerken) ist der Strömungsabriss oft untrennbar verbunden mit einem oszillatorischen Verhalten des Gesamtsystems, dem sogenannten Pumpen eines Verdichters. Hier ist ebenfalls die englische Bezeichnung „surge“ gängig. Beim durch Strömungsabriss ausgelösten Zusammenbruch der Druckerhöhung des Verdichters entlädt sich der im angeschlossenen Volumen gespeicherte Druck durch das Laufrad entgegen der ursprünglichen Strömungsrichtung. Nach Abbau des Überdrucks legt sich die Strömung wieder an den Schaufeln an, der Verdichter fördert wieder, bis zum erneuten Strömungsabriss. Diese Pumpstöße treten mit ca. 10 % der Rotorfrequenz auf und sind Zyklen extremer Belastung, die innerhalb kurzer Zeit zum Überschreiten der Festigkeitsgrenzen der Verdichterschaukeln und damit zur Zerstörung der Maschine führen können.

Diese sehr kritische Instabilität ist in der Turbomaschinentechologie ein wichtiges Thema und sei an dieser Stelle der Vollständigkeit halber erwähnt. Sie tritt allerdings vor allem in Kompressoren und nicht in Ventilatoren auf, so dass sie für die Untersuchungen am Axialventilator nicht in Betracht gezogen werden muss. Der mögliche Druckaufbau ist nicht ausreichend, um bei Strömungsabriss an den Blättern zu einem Druckrückstoß entgegen der Strömungsrichtung zu führen.

3.3.3 Regelgrößen

Beim Aufbau eines geschlossenen Regelkreises ist es oftmals notwendig, Hilfsgrößen zu definieren, aus welchen heraus die physikalisch relevanten Größen sich ableiten bzw. schätzen lassen, da es unter Umständen zu aufwendig oder nicht möglich ist, die zu regelnde Größe hinreichend genau zu erfassen. So entwickelt (Becker 2006) beispielsweise einen sogenannten Wirbelfußabdrucksensor, um auf die sich ausprägenden Wirbelstrukturen hinter einer rückwärts gewandten Stufe zu schließen. Am Axialventilator kann jedoch auf klassische Kenngrößen der Turbomaschinentechologie zurückgegriffen werden. Diese sind leicht zugänglich und mit relativ geringem Aufwand zu bestimmen. So kann an

dieser Versuchskonfiguration auf das Aufsuchen von Hilfsgrößen, welche einen komplexen Strömungszustand beschreiben, verzichtet werden. Dies kommt der Forderung des Industriepartners nach einfachem Messaufwand nach.

Kenngrößen

Als charakteristisches Merkmal des Ventilators ist sowohl sein Volumendurchsatz als auch die Fähigkeit, Druck aufzubauen, von zentralem Interesse. Dies wird in der Turbomaschinentechologie üblicherweise über zwei dimensionslose Kenngrößen ausgedrückt, das sind die Lieferzahl ϕ bzw. die Druckziffer ψ . Die Lieferzahl wird folgendermaßen definiert:

$$\phi = \frac{Q}{\pi(D/2)^2 U} \quad (3.6)$$

U bezeichnet die Umlaufgeschwindigkeit an der Blattspitze und Q den vom Ventilator beförderten Volumenstrom. Die Lieferzahl ist somit eine Maßzahl für den geförderten Volumenstrom eines Ventilators bezogen auf seinen Radaußendurchmesser und seiner Umfangsgeschwindigkeit. Der Volumenstrom wird dabei über die Geschwindigkeit der Strömung an der Einlaufdüse und deren Querschnitt bestimmt, wobei die Strömungsgeschwindigkeit wiederum aus dem gemessenen, statischen Druck über die Bernoulli-Gleichung zurückgerechnet werden kann.

Der zweite Wert ψ beschreibt die normierte Druckdifferenz zwischen Saug- und Druckseite des Ventilators. Die Druckziffer ist ein Maß für den Druckaufbau, den ein Ventilator bezogen auf die Umfangsgeschwindigkeit seines Radaußendurchmessers erzeugen kann. Mit der Luftdichte ρ berechnet sich der Druckkoeffizient wie folgt:

$$\psi = \frac{\Delta p_{tot}}{\rho U^2 / 2} \quad (3.7)$$

Eine weitere wichtige Kenngröße ist der Wirkungsgrad, in welchem die abgegebene in Relation zur investierten Leistung gesetzt wird. Er beschreibt das Verhältnis zwischen erbrachter Förderleistung und erforderlicher Antriebsleistung der Welle. Die Förderleistung ist dabei ein Produkt aus dem transportierten Volumenstrom Q sowie der zugeführten Druckerhöhung Δp_{tot} , d. h. also je mehr Volumen und je höher der aufgebaute Druck, desto höher der Wirkungsgrad. Die aufzubringende Energie berechnet sich aus zwei Anteilen. Zum einen wird die Leistung der Welle zum Antrieb des Ventilators P_{motor} eingerechnet, zum anderen die eingebrachte Leistung P_{inj} der Injektionsdüsen.

$$\eta = \frac{\Delta p_{tot} Q}{P_{motor} + P_{inj}} \quad (3.8)$$

Über diese dimensionslose Maßzahl kann somit die Effizienz eines Ventilators erfasst werden. Zur Bestimmung der Leistung des Motors sei gesagt, dass dies eigentlich über eine Messung des Drehmomentes an der Welle erfolgen müsste. Dies ist nach Information des Prüfstandbetreibers messtechnisch zu aufwendig, so dass hier ein anderer Weg eingeschlagen wird, indem die Leistung aus dem elektrischen Verbrauch des Motors geschlossen wird, d. h. über das Produkt aus Spannung und Strom $P_{motor} = U_{motor} \cdot I_{motor}$. Die Injektionsleistung wird über den injizierten Volumenstrom multipliziert mit dem Injektionsdruck berechnet $P_{inj} = Q_{inj} \cdot p_{inj}$. In Anbetracht der Tatsache, dass die Maschine

in Spannungsbereichen um die 400 Volt bei Strömen von 8 Ampere arbeitet, ist der Anteil der Injektionsleistung jedoch vernachlässigbar klein.

Kennfelder

Um den Einfluss der in Abschnitt 3.3.2 beschriebenen Aktuierung auf das aerodynamische Verhalten des Ventilators zu evaluieren werden die Druckziffer ψ als auch die Effizienz η als Funktion der Lieferzahl ϕ ermittelt. Durch das Verfahren der Drossel am Kanalende, vgl. Abbildung 3.20, wird der Volumenstrom Q und damit der Arbeitspunkt des Axialventilators eingestellt. Der Wert der Lieferzahl ϕ wird durch Zufahren der Drossel dadurch kontinuierlich gesenkt. Zu Beginn der Messung, das ist bei maximaler Öffnung der Drossel, liegt die Lieferzahl bei einem Wert von $\phi = 0,3$.

Abbildung 3.28 zeigt die Druckziffer ψ und die Effizienz η über der Lieferzahl ϕ aufgetragen. Die punktierte Linie beschreibt den Fall ohne Eingriff der Aktuierung. Mit Beeinflussung sind die Fälle für stationäres (gestrichelte Linie) als auch gepulstes Einblasen (durchgezogene Linie) gezeigt. Für die instationäre Beeinflussung ist eine Aktuationsfrequenz von $f_{akt} = 60$ Hz gewählt mit einer festen Pulsweite von 50 %. Die ausgewählte Frequenz stellt einen Kompromiss dar, zwischen dem Effekt auf die Strömung und abgestrahlter Geräuschemission. Eine Aktuationsfrequenz mit besonders starker Wirkung auf die Strömung kann bei den zur Verfügung stehenden Ventilen nicht festgestellt werden.

Um die Vergleichbarkeit zu wahren, wird in beiden beeinflussten Fällen der injizierte Massenstrom der Aktuierung \dot{m}_a auf einem konstanten Wert gehalten. Hierzu wird ein PID-Regler eingesetzt, welcher die Amplitude der Proportional-Wege Ventile derart einstellt, dass jeweils ein konstantes Massenstromverhältnis von $\dot{m}_a/\dot{m}_{Rot} = 1,1$ % (Bronkhorst F-203AC-FBB-00-V, Genauigkeit ± 1 %) eingebracht wird. Für den Fall ohne Eingriff der Aktuatoren werden die Ventile über ein entsprechendes Stellsignal geschlossen. Dabei bleibt der oben erwähnte Leckstrom der Ventile beibehalten. Als Alternative bietet es sich an, die komplette Druckluftzufuhr zu schließen. Es war jedoch Absicht, den Effekt des Leckstroms mit zu evaluieren. Jener tritt in späteren dynamischen Versuchen zur Regelung ebenfalls auf und kann so erfasst werden.

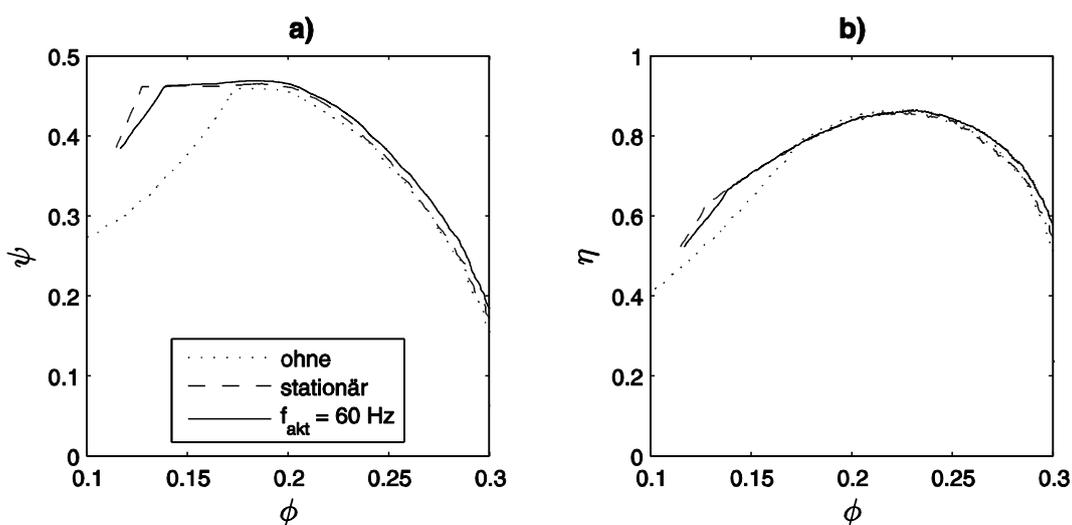


Abbildung 3.28. Druckziffer ψ (a) und Effizienz η (b) als Funktion der Lieferzahl ϕ für stationäres, gepulstes und ohne Einblasen. $n = 3000/\text{min}$, $\dot{m}_a/\dot{m}_{Rot} = 1,1$ %.

Zu Beginn steigen mit abnehmender Lieferzahl sowohl der Druck als auch die Effizienz an, bis der Punkt maximaler Effizienz erreicht ist, siehe Abbildung 3.28 b). Ohne Beeinflussung liegen die charakteristischen Kenndaten hier bei $\phi = 0,23$, $\psi = 0,41$ und $\eta = 0,86$. Danach fällt die Effizienz während die Druckziffer weiter ansteigt, bis der Stallpunkt erreicht ist bei $\phi = 0,173$, $\psi = 0,46$ und $\eta = 0,79$. Danach bricht der Druck als auch die Effizienz mit weiter sinkender Lieferzahl ϕ im unbeeinflussten Fall ein. Die Strömung ist abgerissen und der Rotor stalt, wie in Abschnitt 3.3.2 beschrieben.

Im Falle aktiver Beeinflussung der Strömung hingegen ist deutlich zu erkennen, dass der Druck auf einem Niveau von $\psi = 0,46$ gehalten werden kann und der Stallpunkt zu niedrigeren Werten der Lieferzahl verschoben wird. Der Einbruch im Druck erfolgt bei einem Wert von $\phi = 0,138$. Die größte Spanne stabiler Arbeitspunkte kann dabei mit stationärer Aktuatur erreicht werden, wie in Abbildung 3.28 a) zu sehen ist. Hier kommt es erst bei einem Wert von $\phi = 0,128$ zur Ablösung der Strömung.

Vor Eintritt von rotating stall sind die Werte der Effizienz in allen drei betrachteten Fällen nahezu gleich. Dies liegt an dem bereits erwähnten relativ geringen Beitrag der Injektionsleistung bei der Berechnung des Wirkungsgrades, vgl. Gleichung (3.8). Der Zugewinn an Druck durch Aktuatur ist ebenfalls im nicht abgelösten Bereich sehr gering. Letzten Endes macht es deshalb keinen Sinn, außerhalb des instabilen Bereiches einzugreifen. Der minimal erreichbare Wert der Lieferzahl liegt im unbeeinflussten Fall niedriger als im aktuierten, weil aufgrund der Aktuatur die Strömungsbedingungen verändert werden und der Volumenstrom des Ventilators Q ansteigt. Dies wirkt sich entsprechend auf die Berechnung der Lieferzahl aus, siehe Gleichung (3.7). Wie bereits oben erwähnt, wird die Lieferzahl von der eingebrachten Aktuaturleistung beeinflusst. Im Folgenden beziehen sich die angegebenen Werte der Lieferzahl zur Beschreibung des aktuellen Arbeitspunktes immer auf den nicht aktuierten Fall.

In Abbildung 3.29 ist der Einfluss der Stellgröße u_{pw} auf die Druckziffer ψ bei einer festen Drosselposition von $\phi = 0,11$ zu sehen. Zu Beginn, bei einem Wert von $u_{pw} = 0,1$ steigt der Druckbeiwert ψ nur schwach an. Mit zunehmender Pulsweite folgt danach ein steilerer Anstieg des Drucks, bis die Kennlinie bei einem Wert von $\psi = 0,46$ deutlich abflacht. Im Abgleich mit Abbildung 3.28 ist zu

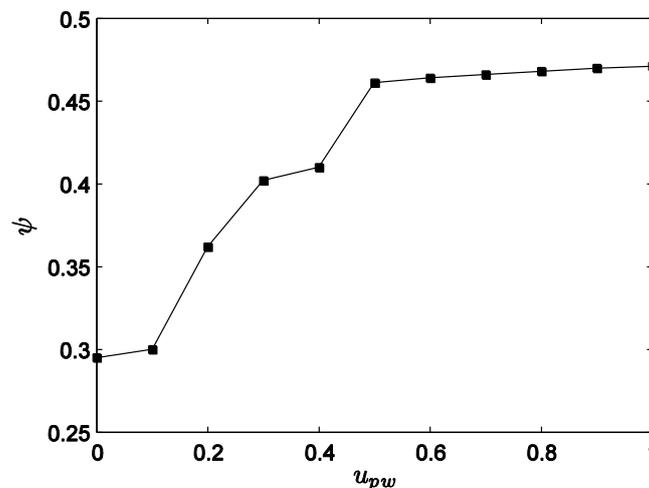


Abbildung 3.29. Druckziffer $\psi = f(u_{pw})$ als Funktion der Stellgröße u_{pw} .

sehen, dass bei diesem Druckwert die abgelöste Strömung wieder anliegt. Die Stellgröße muss also einen Wert von $u_{pw} = 0,6$ erreichen, um das System zurück in einen stabilen Arbeitsbereich zu fahren. Der eingeschränkte Wirkungsbereich der Stellgröße ist hier deutlich zu erkennen, da eigentlich nur ein kleiner Bereich von $u_{pw} = [0,13 \ 0,6]$ einen nennenswerten Effekt auf die Druckziffer ausübt.

Dieser recht geringe Aktuationsradius stellt mit einen der Gründe dar, weshalb der Anregemechanismus modifiziert wird, wie bereits in Abschnitt 3.3.2 beschrieben wird.

Eine Kennfeldschar, bezüglich der Stellgröße $p_d/p_{d,max}$ ist in Abbildung 3.30 in Abhängigkeit der Lieferzahl ϕ gezeigt. Die Werte der Lieferzahl beziehen sich dabei auf den Wert ohne Aktuation. Mit abnehmender Lieferzahl ϕ verschiebt sich das Kennfeld deutlich nach rechts.

Dies bedeutet, dass mit sinkender Lieferzahl zunehmend mehr Aktuationsenergie vonnöten ist, um die Strömung wieder in einen angelegten Zustand zurück zu bringen. Der deutlich weniger nichtlineare Charakter der Kennfeldschar spiegelt das lineare Verhalten der Stellgröße gegenüber der eingebrachten Aktuationsenergie wieder.

Durch das Verfahren der Drossel kann der Arbeitspunkt verschoben werden, womit in Versuchen Störungen auf das System simuliert werden können. Auf diese Art und Weise kann die Robustheit der vorgeschlagenen Regler experimentell untersucht werden. Zu Beginn werden im nächsten Kapitel die Ergebnisse von Untersuchungen mit Regelung an der Statorcascade präsentiert, gefolgt von den Experimenten am Axialventilator in Kapitel 5.

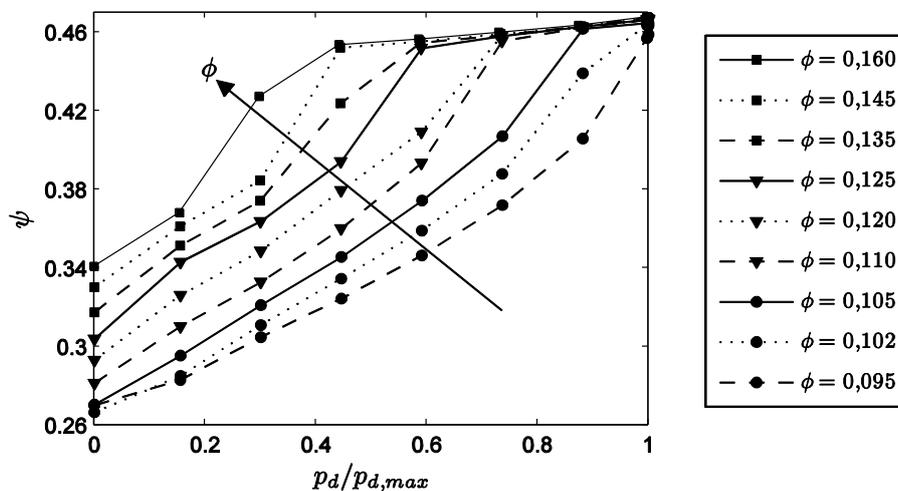


Abbildung 3.30. Druckziffer $\psi = f(p_d/p_{d,max}, \phi)$ als Funktion der Aktuation und der Lieferzahl.

4 Regelungsergebnisse an der Statorkaskade

Das Ziel der Regelung an der Statorkaskade ist eine höhere Umlenkung der Strömung zu erreichen, um so das Stufendruckverhältnis zu steigern. Die daraus resultierende hohe aerodynamische Belastung der Statorschaufeln führt zu Strömungsabriss, welcher dem Druckaufbau entgegen wirkt. Mittels Methoden der aktiven Strömungskontrolle werden deshalb sowohl die beiden dominanten Wirbelstrukturen der druckinduzierten Ablösung als auch die Tütenwirbel an den Seitenwänden gezielt beeinflusst.

In einem ersten Schritt wird die Druckerhöhung an der Hinterkante der mittigen Statorschaufel, welche ein globales Maß für die Druckerhöhung der Kaskade ist, mittels einer SISO-Regelung beeinflusst. Zur Unterdrückung bzw. aktiven Kontrolle der sekundären Wirbelstrukturen werden wandbündige Schlitzaktuatoren mit gepulster Einblasung eingesetzt. Als Regelungskonzept wird ein robuster H_∞ -Regler vorgeschlagen. Das komplette Auslegungsverfahren zur Reglersynthese wird beginnend mit einer experimentellen Modellidentifikation über die Ableitung eines Nominalmodells und abschließender Reglersynthese erläutert.

In einem Folgeschritt werden die Wirbelstrukturen durch eine MIMO-Regelung differenziert beeinflusst. Zur separaten, schnellen Detektion der Wirbel an den Seitenwänden wird eine neue Regelgröße eingeführt, vgl. Kapitel 3.2.3. Des Weiteren stehen in einem modifizierten Versuchsaufbau zusätzliche spannungsbündige Schlitzaktuatoren im hinteren Teil der Statorschaufel zur Verfügung. Das resultierende, stark verkoppelte Mehrgrößenproblem wird sowohl mit einem robusten Regelungsverfahren als auch mit klassischen Regelungsverfahren behandelt.

Zum Test der vorgeschlagenen Regelalgorithmen wird deren Robustheit experimentell untersucht. Im SISO-Fall wird dazu die Nachlaufströmung gestört, im MIMO-Fall wird der Anstellwinkel der Statorkaskade variiert. Die Verwendung eines geschlossenen Regelkreises ermöglicht dabei eine schnelle Reaktion auf die eintretenden Störungen, die durch eine reine Steuerung nicht kompensiert werden können.

Abschließend wird im Zuge einer Extremwert-Regelung ein alternativer Regelungsansatz präsentiert. Der Fokus liegt dabei nicht auf den klassischen Regelungszielen, Vorgaben bezüglich der Regelgröße einzuhalten und Störungen zu kompensieren, sondern vielmehr auf der automatischen Detektion möglichst effektiver Aktuationsparameter.

Das Kapitel ist wie folgt aufgeteilt: Abschnitt 4.1.1 beschreibt die robuste Regelung des Hinterkantendrucks mit der kompletten Reglersynthese und anschließenden Experimenten für den SISO-Fall. Daraufhin folgt in Abschnitt 4.1.2 die Behandlung des MIMO-Falles. Als alternatives Regelungsverfahren für den Mehrgrößenfall wird in Kapitel 4.2 der IBC-Ansatz behandelt. Ergebnisse der Optimierung von Anregeparametern mittels einer Extremwert-Regelung sind in Abschnitt 4.3 dargestellt.

4.1 Robuste Regelung

Aufbauend auf einer experimentellen Modellbildung wird zur Beeinflussung der Wirbelstrukturen an der Statorkaskade im Folgenden das leistungsstarke robuste Regelungsverfahren der H_∞ -Synthese verwendet. Beginnend mit der Behandlung des SISO-Falls wird anschließend die Herangehensweise in Abschnitt 4.1.2 auf den MIMO-Fall übertragen. In beiden Fällen erfolgt eine experimentelle Untersuchung der Robustheit des präsentierten Verfahrens. Der SISO-Fall arbeitet noch mit der zunächst ausgewählten Stellgröße 1, d.h. der Pulsweite.

4.1.1 SISO-Fall

Im SISO-Fall findet die Beeinflussung der Strömung über die wandbündigen Seitenwandaktuatoren statt, vgl. Kapitel 3.2.1. Als Regelungsgröße wird der Druckzugewinn an der Hinterkante $\Delta c_{p,hk}$ verwendet, als Stellgröße die eingestellte Pulsweite an den Ventilen u_{pw} . Das zugehörige Kennfeld $\Delta c_{p,hk} = f(u_{pw})$ ist in Abbildung 3.15 gezeigt.

Systemidentifikation und Modellbildung

Zur Beschreibung des nichtlinearen Systemverhaltens werden Sprungversuche bei einer Reynoldszahl von $Re = 840000$ durchgeführt. Dazu wird die Pulsweite der Ventile u_{pw} sprunghaft von null auf einen stationären Wert erhöht. Anhand der Systemantworten werden black-box Modelle gemäß den in Kapitel 2.1.2 erläuterten Verfahren identifiziert.

Ein exemplarischer Sprungversuch ist in Abbildung 4.1 dargestellt. Das untere Teilbild zeigt bei $t = 5$ s eine sprunghafte Erhöhung der Stellgröße auf $u_{pw} = 0,5$, die zugehörige gemessene Antwort des Systems $\Delta c_{p,hk}$ ist in durchgezogener Linie im oberen Teilbild zu sehen. Die simulierte Antwort eines identifizierten black-box Modells ist zusätzlich mit gestrichelter Linie dargestellt.

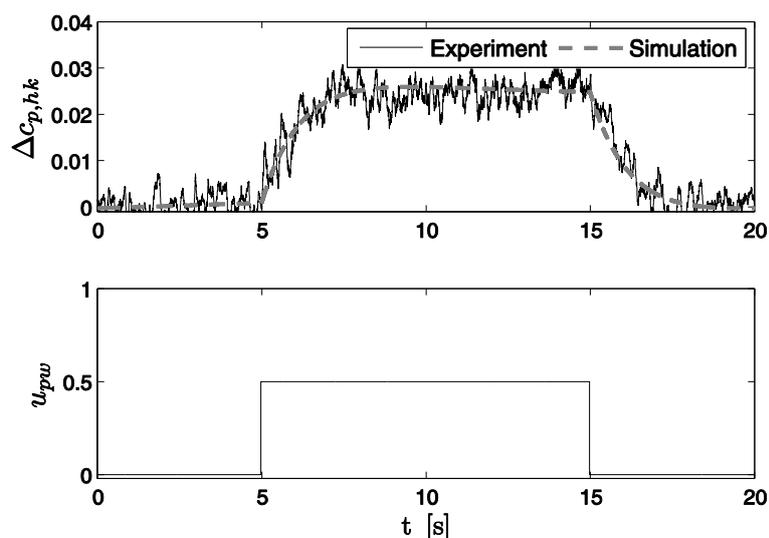


Abbildung 4.1. Repräsentativer Sprungversuch zur Modellidentifikation. Das obere Bild zeigt die gemessene Systemantwort sowie die Simulation eines identifizierten black-box Modells.

Beide Verläufe stimmen in dem Sinne gut überein, dass die Grobstruktur der Strömungsdynamik durch das identifizierte Modell hinreichend genau approximiert werden kann. Durch Modelle höherer Ordnung werden lediglich die Rauschanteile des gemessenen Signals zusätzlich angepasst. Dadurch wird jedoch keine weitere Information über die Regelstrecke hinzugewonnen, welche die Güte der Regelung verbessern könnte.

Ermittlung einer Modellfamilie und Anpassung eines nominalen Modells

Die Frequenzgänge aller identifizierten Modelle $G_p(s)$ aus der Modellfamilie Π sind in Abbildung 4.2 in grauen Linien dargestellt. Angepasst wurden PDT_2T_0 - und PT_1T_0 -Modelle nach Gleichung (2.7) und (2.8). Diese beschreiben das dynamische Systemverhalten im gesamten Arbeitsbereich. Aufgrund der Streuung der Modellfamilie scheint ein robuster Regelungsansatz sinnvoll, da auf diese Weise die Stabilität des geschlossenen Regelkreises für die gesamte Modellfamilie gewährleistet werden kann.

In Abbildung 4.2 ist zu erkennen, dass im tiefen Frequenzbereich die Streuung des Amplitudenganges und im Bereich höherer Frequenzen die Streuung des Phasenganges dominiert. Die geringe Streubreite von ca. $\pm 3,5$ dB im Bereich niedriger Frequenzen zeigt an, dass es sich bei der gezeigten Modellfamilie um kompensierte Modelle nach der in Kapitel 2.5.3 erläuterten Methode nach Hammerstein handelt. Dadurch lässt sich der Konservatismus der Reglerauslegung reduzieren, da der synthetisierte Regler eine kleinere Bandbreite an Modellen stabilisieren muss. Dies führt in der Praxis zu schneller arbeitenden Reglern.

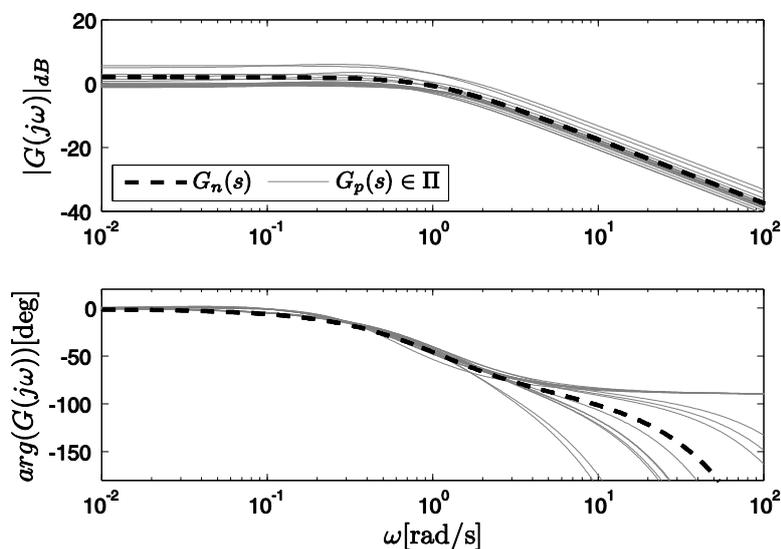


Abbildung 4.2. Bode-Diagramm der identifizierten black-box Modelle $G_p(s)$ und das daraus abgeleitete Nominalmodell $G_n(s)$.

Auf Basis der ermittelten Modellfamilie Π wird ein nominelles Modell $G_n(s) = 1,26/(0,96s + 1)e^{-0,03s}$ abgeleitet. Die Anpassung des Modells geschieht derart, dass ein quadratisches Gütefunktional, welches die Abweichungen der Amplituden- und Phasengänge des Nominalmodells zu allen Modellen der Modellfamilie minimiert wird. Daraus resultiert eine minimale

multiplikative Unsicherheit $l_M(\omega)$ (gemäß Gleichung (2.20) für den SISO-Fall) bezüglich des Frequenzganges der gesamten Modellfamilie. Für die Reglersynthese wird die ermittelte Totzeit T_0 des Nominalmodells durch ein rationales Allpassglied nach (Frank 1996) gemäß Gleichung (2.10) approximiert.

Auslegung der Gewichte und Reglerentwurf

Wie in Kapitel 2.2 beschrieben wird, müssen zum Lösen des Mixed-Sensitivity-Problems zuerst die frequenzabhängigen Gewichtsfunktionen $W_S(s)$, $W_T(s)$ und $W_{CS}(s)$ bzw. deren Inverse, d. h. frequenzabhängige Schranken $1/W_S(s)$, $1/W_T(s)$ und $1/W_{CS}(s)$ sinnvoll bestimmt werden. Auf diese Weise werden die Anforderungen an das Verhalten des geschlossenen Regelkreises formuliert.

Die verwendeten Schranken zur Beeinflussung der Frequenzgänge von $S(s)$, $T(s)$ und $C(s)S(s)$ sind in Abbildung 4.3 dargestellt.

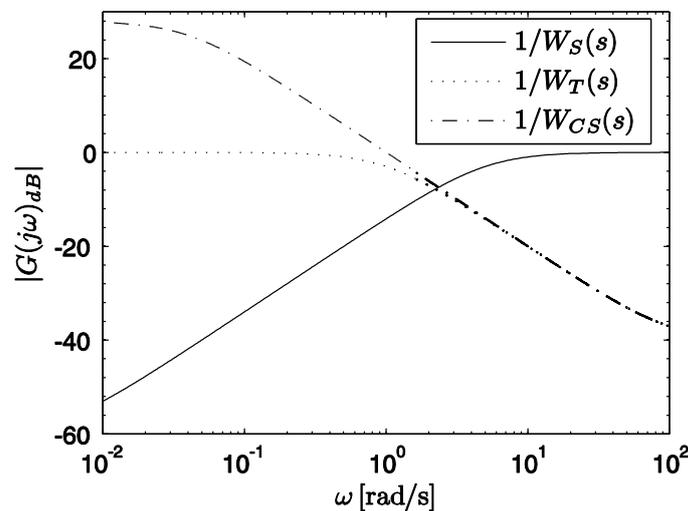


Abbildung 4.3. Amplitudengänge der verwendeten Schranken zum Lösen des Mixed-Sensitivity-Entwurfsproblems.

Die Schranke $1/W_S(s)$ der Sensitivitätsfunktion fällt im niedrigen Frequenzbereich mit 20 dB pro Dekade ab, wodurch die Forderung nach geringen Regelabweichungen $e(t)$ im eingeschwungenen Zustand und guter Störungsunterdrückung gestellt wird. Gleichzeitig wird in diesem Frequenzbereich mit einem Wert der Schranke von $|1/W_T(s)| = 0$ dB der Funktion $T(s)$ ein gutes Führungsübertragungsverhalten gefordert.

Im hochfrequenten Bereich hingegen, in welchem üblicherweise das Messrauschen $M(s)$ liegt, wird eine dementsprechend schlechte Übertragung bezüglich $T(s)$ gewünscht, so dass der Frequenzgang der Schranke $1/W_T(s)$ in diesem Bereich mit 20 dB pro Dekade fällt. Um robuste Stabilität gemäß Gleichung (2.23) zu gewährleisten, sollte das Gewicht $W_T(s)$ die multiplikative Unsicherheit nach oben beschränken, d. h. $|W_T(j\omega)| \geq l_M(\omega)$, $\forall \omega$.

Der selben Logik folgend wird die Schranke für die Stellgröße $1/W_{CS}(s)$ im niederen Frequenzbereich hoch angesetzt, d. h. im Bereich aktiver Regelung werden die Stelleingriffe nicht beschränkt,

wohingegen im hochfrequenten Bereich keine schnellen Eingriffe erwünscht sind, weswegen die Werte der Schranke hier kleine Werte annehmen. Dadurch wird eine hochfrequente Reaktion der Stellgröße $U(s)$ auf Messrauschen $M(s)$ unterbunden, was ansonsten zu Stellgliedflattern führen kann.

Mit den beschriebenen Schrankenfunktionen erhält man nach Minimierung des Kostenfunktional nach Gleichung (2.25) einen optimalen H_∞ -Regler. Das Resultat der Reglersynthese ist in Abbildung 4.4 dargestellt.

Der synthetisierte H_∞ -Regler weist PIT_1 -Charakteristik auf. Die Bandbreite des offenen Regelkreises $L(s) = G_n(s) C(s)$ liegt bei 1,75 rad/s. Im Bereich niedriger Frequenzen fällt der Amplitudengang mit 20 dB pro Dekade, im hochfrequenten Bereich dann mit 40 dB pro Dekade ab und weist damit IT_1 -Verhalten auf.

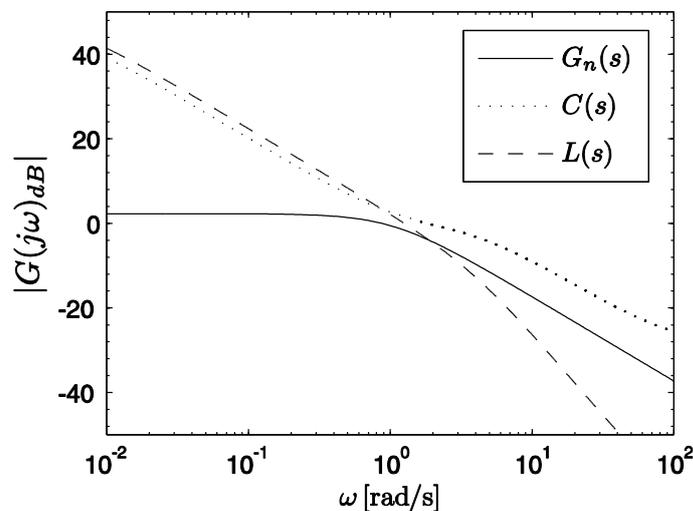


Abbildung 4.4. Amplitudengänge der nominellen Strecke $G_n(s)$, des H_∞ -Reglers $C(s)$ und des offenen Regelkreises $L(s)$.

Die entsprechenden Amplitudengänge der Sensitivitätsfunktion $S(s)$ und der Führungsübertragungsfunktion $T(s)$ sind in Abbildung 4.5 dargestellt.

Im Bereich tiefer Frequenzen ω sorgen niedrige Werte von $S(s)$ für eine geringe Regelabweichung $e(t)$ und gute Kompensation von Störungen. Die Werte von $T(s)$ liegen in diesem Bereich bei Werten um die 0 dB und zeigen ebenfalls ein gutes Führungsübertragungsverhalten an. Tiefe Werte von $T(s)$ bei hohen Frequenzen ω deuten hingegen eine gute Unterdrückung des Messrauschens an. Die Durchtrittsfrequenz ω_c des offenen Kreises $L(s)$ durch die 0 dB-Linie ist ein Maß für den Bereich aktiver Regelung Ω_{rd} und liegt bei ca. 1,3 rad/s.

Das beschriebene Verhalten spiegelt die Anforderungen an das Verhalten des geschlossenen Regelkreises wieder, welche über die Bestimmung der Schranken $1/W_S(s)$, $1/W_T(s)$ und $1/W_{CS}(s)$ formuliert wurden.

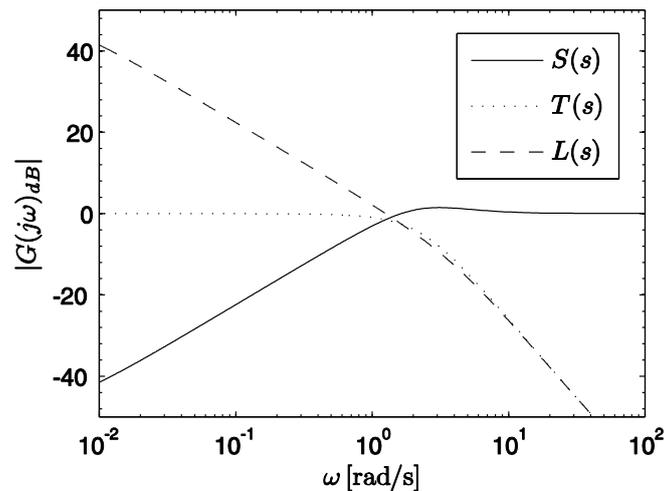


Abbildung 4.5. Amplitudengang der Sensitivitätsfunktion $S(s)$, der Führungübertragungsfunktion $T(s)$ und des offenen Regelkreises $L(s)$.

Experimentelle Ergebnisse

Ein Ergebnis der Regelung des Hinterkantendrucks $\Delta c_{p,hk}$ mittels des synthetisierten H_∞ -Reglers ist in Abbildung 4.6 dargestellt. Dabei soll die Regelgröße $y(t) = \Delta c_{p,hk}$ einem vorgegebenem Verlauf der Führungsgröße $r(t)$ folgen, wie sie im oberen Teilbild von Abbildung 4.6 gestrichelt eingezeichnet ist. Der Verlauf der Stellgröße u_{pw} ist im unteren Teilbild zu sehen. Zum Testen der Störungskompensationsfähigkeit des Reglers wird der Prozess im Intervall zwischen $t = 20$ s – 40 s gestört.

Die Referenztrajektorie $r(t)$ ändert alle 20 s sprungförmig ihren Wert, die Sollwerte sind dabei aus dem kompletten Bereich des zugehörigen Kennfeldes genommen. Die gemessenen Druckwerte $\Delta c_{p,hk}$ weisen auf ein gutes Führungsübertragungsverhalten hin, da weder eine bleibende Regelabweichung noch ein überschwingendes Verhalten zu beobachten sind. Dies bestätigt das Ergebnis aus Abbildung 4.5 bezüglich des Verlaufes der Führungsübertragungsfunktion $T(s)$. Die Einschwingzeiten sind akzeptabel, sie liegen im Bereich derjenigen des Sprungversuchs in Abbildung 4.1.

Der Hauptvorteil der Regelung gegenüber einer reinen Steuerung ist die Fähigkeit, nicht modellierte Störungen zu kompensieren. Zum Test des Reglers wird deshalb im Experiment durch eine manuelle Verblockung des Nachlaufes eine Störung auf das System gebracht. Als Reaktion steigt der Wert des Hinterkantendrucks zum Zeitpunkt $t = 24$ s schlagartig, angedeutet durch den linken Pfeil in Abbildung 4.6.

Im unteren Teilbild ist entsprechende Antwort des Reglers zu sehen, welcher die Amplitude der Stellgröße u_{pw} sofort reduziert. Die simulierte Störung kann binnen 2 s kompensiert werden. Im Anschluss wird die Verblockung des Nachlaufes bei $t = 29$ s wieder aufgehoben, woraufhin die Regelgröße $\Delta c_{p,hk}$ umgehend stark abfällt. Der Regler reagiert entsprechend entgegengesetzt und öffnet die Ventile komplett, womit die Störung nach ca. 2,5 s ausgeregelt werden kann. Die Zeiten zur Kompensation der Störungen liegen somit im Bereich der Bandbreite der Sensitivitätsfunktion $S(s)$.

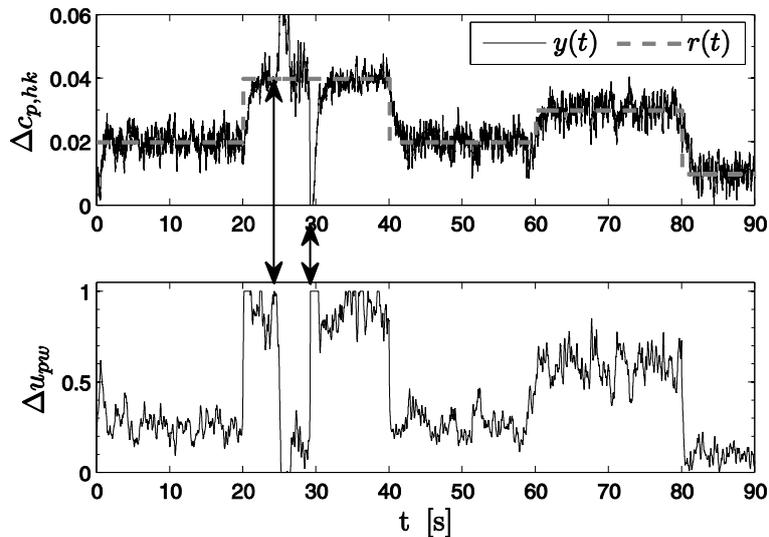


Abbildung 4.6. Ergebnis eines Experiments mit H_∞ -Regler bei $Re = 840000$.

Das präsentierte Ergebnis zeigt, dass durch die vorgeschlagene Regelung Vorgaben bezüglich des gewünschten Sollwertes des Druckaufbaus der Statorcascade eingehalten und unerwartete Störungen kompensiert werden können. Im Folgenden soll nun untersucht werden, inwiefern sich der vorgeschlagene H_∞ -Regelungsalgorithmus im Falle einer Mehrgrößenregelung anwenden lässt.

4.1.2 MIMO-Fall

Im MIMO-Fall gestaltet sich das zu lösende Regelungsproblem aufgrund der Kopplung der Wirbelstrukturen komplexer. Die Auslegung eines Reglers verläuft im Wesentlichen analog zu derjenigen des zuvor behandelten SISO-Falles, nur dass sämtliche Syntheseschritte für den Mehrgrößenfall betrachtet werden. Zur Systemidentifikation werden Sprungversuche durchgeführt, auf deren Basis eine MIMO-Modellfamilie erstellt wird. Ein daraus abgeleitetes Nominalmodell wird für die Reglersynthese verwendet, dabei werden die Ansprüche bezüglich des gewünschten Regelkreisverhaltens über Matrizen frequenzabhängiger Gewichte definiert.

Die beiden zu beeinflussenden Regelgrößen sind $\Delta c_{p,hk}$ sowie die spannweite Druckdifferenz $\Delta c_{p,spw}$, wie in Kapitel 3.2.3 ausführlich beschrieben wird. Zur Beeinflussung stehen die Seitenwand- sowie die Schaufelaktuatoren gemäß Kapitel 3.2.1 zur Verfügung, die zugrunde liegenden stationären Kennfelder sind in Abbildung 3.18 aufgeführt.

Ziel der MIMO-Regelung ist es, beide dominanten Wirbelstrukturen simultan zu beeinflussen. Mittels einer Regelung soll der Betrieb im gesamten Arbeitsbereich stabilisiert und aufgebrachte Störungen schnell kompensiert werden.

Ermittlung einer Modellfamilie im Mehrgrößenfall und Anpassung eines nominalen Modells

Entsprechend dem Vorgehen im zuvor behandelten SISO-Fall werden zur Ermittlung einer Modellfamilie experimentelle Sprungversuche aufgenommen, um so die Streuung der unsicheren Prozessparameter empirisch zu ermitteln. Dazu werden beide Stell- und Regelgrößen gleichzeitig betrachtet. Ein Beispiel eines exemplarischen Sprungversuchs ist in Abbildung 4.7 gezeigt. Die beiden Regelgrößen sind in den oberen beiden Teilbildern zu sehen, beide Stellgrößen sind gemeinsam im unteren Teilbild mit gestrichelter bzw. gepunkteter Linie dargestellt. Im ersten Teil des Diagramms bis $t = 70$ s wird dabei die Amplitude der Schaufelaktuatoren $u_{sf} = (p_d/p_{d,max})_{sf}$ dreimal für jeweils 10 s sprunghaft auf 50 % ihres Maximalwertes erhöht, ab $t = 70$ s sind entsprechende Sprünge der Seitenwandaktuatorik $u_{sw} = (p_d/p_{d,max})_{sw}$ zu sehen. Der Vollständigkeit halber sei erwähnt, dass Sprungversuche, welche mit gleichzeitiger Aktion beider Stellgrößen durchgeführt werden, in der Identifikation zu unbefriedigenden Ergebnissen führen.

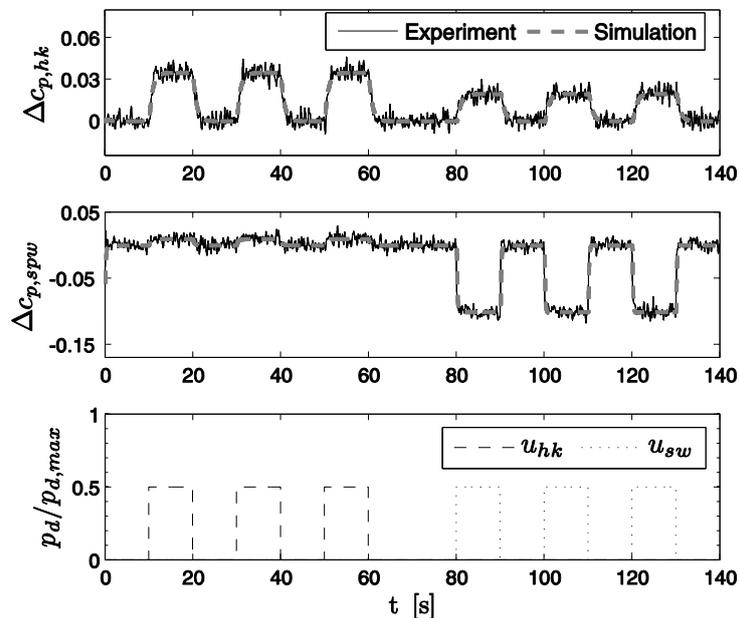


Abbildung 4.7. Exemplarischer MIMO-Sprungversuch zur Systemidentifikation.

Die Kopplung der Regelgrößen, wie sie in Kapitel 3.2.3 diskutiert wird und in Abbildung 3.19 schematisch dargestellt ist, lässt sich in Abbildung 4.7 deutlich erkennen. Der Druck an der Hinterkante $\Delta c_{p,hk}$ wird von beiden Stellgrößen u_{sf} und u_{sw} positiv beeinflusst, der Einfluss ist dabei unterschiedlich stark ausgeprägt. Die zweite Regelgröße $\Delta c_{p,spw}$ hingegen wird fast ausschließlich durch die Seitenwandaktuatoren beeinflusst bzw. durch u_{sf} sogar marginal verschlechtert. Hierzu sei noch einmal vergegenwärtigt, dass niedrigere Werte von $\Delta c_{p,spw}$ eine flachere spannweite Druckverteilung anzeigen, was mit einer Verdrängung der Eckenwirbel zur Wand korreliert, vgl. Abbildung 3.18.

Zusätzlich zu den gemessenen Werten beider Regelgrößen ist in den oberen Teilbildern von Abbildung 4.7 mit gestrichelten, grauen Linien die simulierte Systemantwort eines identifizierten MIMO-Prozessmodells dargestellt. Zwischen Experiment und Simulation kann eine gute Übereinstimmung festgestellt werden. Das zur Identifikation benutzte PEM-Verfahren, vgl. Kapitel 2.1.2, führt zu linea-

ren, zeitkontinuierlichen Modellen zweiter Ordnung in Zustandsraumdarstellung nach Gleichung (2.3)/(2.4).

Die Singulärwerte aller identifizierten black-box Modelle $\mathbf{G}_p(s)$ sind in der MIMO-Modellfamilie $\mathbf{\Pi}$ in Abbildung 4.8 gezeigt. Dabei sind die minimalen Singulärwerte $\underline{\sigma}(\mathbf{G}_p(s))$ mit gestrichelten und die maximalen Singulärwerte $\overline{\sigma}(\mathbf{G}_p(s))$ mit durchgezogenen Linien dargestellt.

Die Eckfrequenz der minimalen Singulärwerte liegt dabei bei ca. 2 rad/s, die der maximalen Singulärwerte liegt bei ca. 7 rad/s. Diese Streuung erklärt sich dadurch, dass sich der Wert der spannweitenigen Druckdifferenz $\Delta c_{p,spw}$ wesentlich schneller beeinflussen lässt, als der Druck an der Hinterkante $\Delta c_{p,hk}$.

Aus der Modellfamilie $\mathbf{\Pi}$ wird ein nominelles Modell $\mathbf{G}_n(s)$ derart angepasst, dass die multiplikative Unsicherheit $\mathbf{I}_M(\omega)$ gemäß Gleichung (2.33) klein wird, siehe schwarze Linien in Abbildung 4.8. Die Matrizen der Zustandsraumdarstellung des Nominalmodells finden sich in Anhang A.1, wobei einzelne Einträge der Zustandsraummatrizen gerundet wurden.

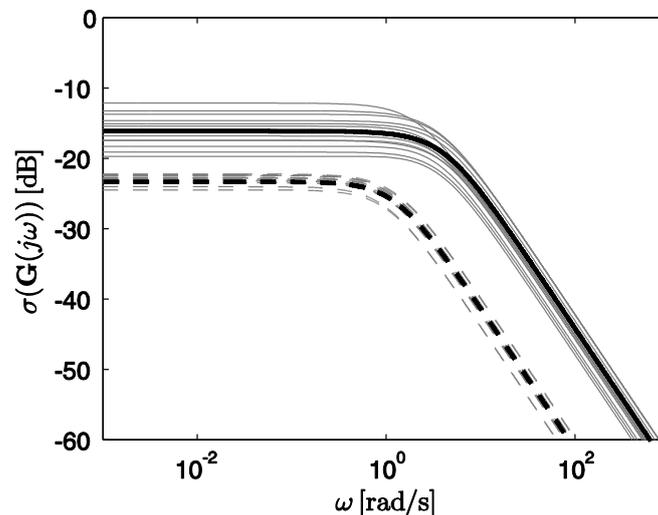


Abbildung 4.8. Minimale und maximale Singulärwerte aller identifizierten Modelle für das MIMO-System.

Auslegung der Gewichte und Reglerentwurf im Mehrgrößenfall

Um die Anforderungen an das Verhalten des geschlossenen Regelkreises zu definieren, werden im Mehrgrößenfall matrixwertige Gewichte herangezogen. Wie in (Skogestad und Postlethwaite 2005) empfohlen, wird als einfachster Ansatz ein skalarwertiges Gewicht durch Multiplikation mit der Einheitsmatrix auf die Dimension des betrachteten Prozesses vergrößert. Für die Gewichtungsmatrix $\mathbf{W}_T(s)$ bezüglich der gewünschten Führungsübertragungsfunktion gilt dann beispielsweise

$$\mathbf{W}_T(s) = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} W_T(s) \quad . \quad (4.1)$$

Entsprechendes gilt für $\mathbf{W}_S(s)$ und $\mathbf{W}_{CS}(s)$. Ist die Gewichtsmatrix nur diagonal besetzt, so fallen $\underline{\sigma}$ und $\bar{\sigma}$ zusammen. In einem weiteren Iterationsschritt ließen sich beide Diagonalelemente getrennt voneinander gewichten, d. h. $\mathbf{W}_T(1,1) \neq \mathbf{W}_T(2,2)$. Durch Besetzen der Nebendiagonalelemente ließe sich zusätzlich das gewünschte Regelverhalten bezüglich der Kopplungen der einzelnen Regelgrößen formulieren, dann unterschieden sich $\underline{\sigma}(\mathbf{W}_T(s))$ und $\bar{\sigma}(\mathbf{W}_T(s))$. Im Zuge dieser Arbeit können damit jedoch keine zufriedenstellenden Ergebnisse erzielt werden. Die besten Ergebnisse liefert der Ansatz gemäß der oben erwähnten Empfehlung. Dabei werden dieselben skalarwertigen, frequenzabhängigen Gewichtsfunktionen $W_S(s)$, $W_T(s)$, $W_{CS}(s)$, welche bereits im SISO-Fall verwendet wurden, auf die Diagonaleinträge einer 2x2 Gewichtsmatrix $\mathbf{W}_T(s)$ entsprechend Gleichung (4.1) eingesetzt (siehe auch Anhang A.2).

Das Ergebnis der H_∞ -Reglersynthese für den MIMO-Fall ist in Abbildung 4.9 zu sehen, in welcher die minimalen und maximalen Singulärwerte des synthetisierten Reglers $\mathbf{C}(s)$, des offenen Regelkreises $\mathbf{L}(s)$ und der Führungsübertragungsfunktion $\mathbf{T}(s)$ dargestellt sind. Das Verhalten des Reglers lässt sich näherungsweise durch einen PI-Regler beschreiben. Seine Darstellung als Zustandsraummodell findet sich in Anhang A.3. $\sigma(\mathbf{T}(j\omega)) = 0$ dB im Bereich niedriger Frequenzen zeigt ein gutes Führungsübertragungsverhalten an, der Abfall von 20 bis 40 dB pro Dekade im hochfrequenten Bereich sorgt für eine schlechte Übertragung von Rauschanteilen.

Im Bereich niedriger Frequenzen der aktiven Regelung führen hohe Singulärwerte des offenen Kreises $\sigma(\mathbf{L}(s))$ zu einer guten Störungsunterdrückung und geringen Regelfehlern, da damit einhergehend auch die Sensitivität $\mathbf{S}(s)$ nach Gleichung (2.13) in diesem Bereich geringe Werte annimmt. Die Durchtrittsfrequenzen durch die 0 dB-Linie von $\underline{\sigma}(\mathbf{L}(s))$ und $\bar{\sigma}(\mathbf{L}(s))$ liegen mit $\underline{\omega}_c = 3,5$ rad/s und $\bar{\omega}_c = 8,5$ rad/s im Bereich der Einschwingzeiten der beiden Regelgrößen, wie sie in den oberen beiden Teilbildern von Abbildung 4.7 zu sehen sind.

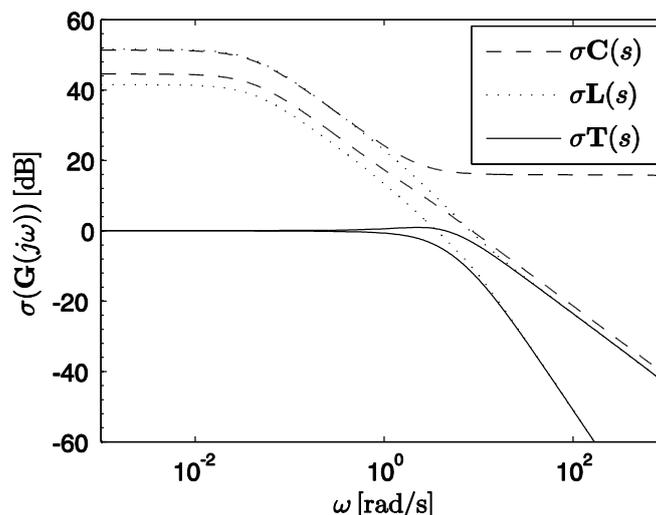


Abbildung 4.9. Minimale und maximale Singulärwerte des H_∞ -Reglers $\mathbf{C}(s)$, der Führungsübertragungsfunktion $\mathbf{T}(s)$ und des offenen Regelkreises $\mathbf{L}(s)$.

Simulation von Störungen im Experiment

Zur Untersuchung des H_∞ -Reglers im Mehrgrößenfall werden Experimente im Windkanal bei einer Reynoldszahl von $Re = 840000$ durchgeführt. Ziel ist es, die beiden dominanten Ablösephänomene an den Ecken und auf der Schaufel synchron zu beeinflussen und den Betrieb im gesamten Arbeitsbereich zu stabilisieren. Dazu werden in einem ersten Schritt beiden Regelgrößen $\Delta c_{p,hk}$ und $\Delta c_{p,spw}$ sprungförmige Führungsgrößenvorgaben $r(t)$ gemacht, welche mittels des vorgeschlagenen Regelalgorithmus umgesetzt werden sollen. In einem Folgeschritt wird zum experimentellen Testen der Robustheit des Ansatzes das System mit massiven Störungen beeinflusst. Auf diese Art wird geprüft, ob der geschlossene Regelkreis in der Lage ist, Störungen zu kompensieren um so ggf. Strömungsinstabilitäten während des Flugbetriebs zu verhindern, die z. B. durch widrige Umwelteinflüsse ausgelöst werden.

Zur Simulation von Störungen wird der Anstellwinkel β der Statorkaskade variiert. Die Umlenkung wird dabei manuell schlagartig um bis zu $\Delta\beta = 4^\circ$ bzw. -4° verändert, wodurch die Strömung signifikant beeinflusst wird. Durch eine stärkere Umlenkung der Strömung um $\beta = 62^\circ$ steigt der Druckaufbau der Statorkaskade an, einhergehend mit einer Drucksteigerung $\Delta c_{p,hk}$ an der Hinterkante. Mit zunehmender Umlenkung steigt auch das Risiko von Strömungsablösungen, wie in den Ausführungen zur Strömungsphysik in Kapitel 3.2.2 erklärt wird. Die druckinduzierte Ablösung auf der Schaufel setzt früher ein und die Eckenwirbel bilden sich stärker aus. Dies wiederum beeinflusst die Regelgröße $\Delta c_{p,spw}$ derart, dass das spannweite Druckprofil unebener wird und der Wert ansteigt.

Bei einer Verringerung des Anstellwinkels auf $\beta = 58^\circ$ verändert sich der Strömungszustand innerhalb der Kaskade ebenfalls deutlich. Die reduzierte Umlenkung wirkt sich negativ auf den Druckzugewinn an der Hinterkante $\Delta c_{p,hk}$ aus. Gleichzeitig bilden sich die sekundären Wirbelstrukturen schwächer aus, was einen positiven Effekt auf die spannweite Druckdifferenz $\Delta c_{p,spw}$ hat.

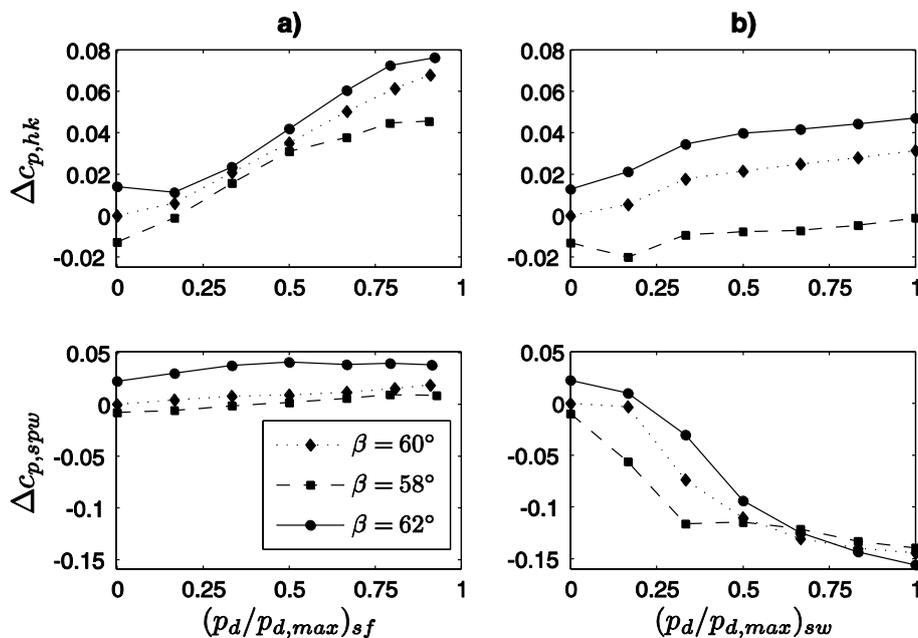


Abbildung 4.10. Auswirkungen von Anstellwinkeländerungen auf die stationären Kennfelder.
a) $\Delta c_{p,hk} = f_1(u_{sf}, \beta)$ und $\Delta c_{p,spw} = f_2(u_{sf}, \beta)$, **b)** $\Delta c_{p,hk} = f_3(u_{sw}, \beta)$ und $\Delta c_{p,spw} = f_4(u_{sw}, \beta)$.

Die quantitativen Auswirkungen einer Änderung des Anstellwinkels β auf die Regelgrößen $\Delta c_{p,hk}$ und $\Delta c_{p,spw}$ unter Einfluss der Aktuatorik auf der Schaufel $u_{sf} = (p_d/p_{d,max})_{sf}$ sind in Abbildung 4.10 a) bzw. unter Einfluss der Seitenwandaktuatoren $u_{sw} = (p_d/p_{d,max})_{sw}$ in Abbildung 4.10 b) zusammengetragen. Dabei sind die Kennfelder für $\beta = 58^\circ$ und $\beta = 62^\circ$ auf den Auslegungsfall $\beta = 60^\circ$ bezogen. Betrachtet man beispielsweise das obere Teilbild in Abbildung 4.10 a), so führt eine Änderung des Anstellwinkels $\Delta\beta = -2^\circ$ auf $\beta = 58^\circ$ im Fall ohne Beeinflussung ($u_{sf} = 0$) auf einen Druckverlust an der Hinterkante von $\Delta c_{p,hk} = -0,13$ im Vergleich zum Auslegungsfall von $\beta = 60^\circ$. Bei maximaler Amplitude der Schaufelaktuatoren kann somit im Fall eines Umlenk winkels von $\beta = 58^\circ$ nur noch eine Druckerhöhung an der Hinterkante von maximal $\Delta c_{p,hk} = 0,04$ erreicht werden. Entsprechend sind die Verläufe bezüglich der zweiten Regelgröße $\Delta c_{p,spw}$ und der Stellgröße u_{sw} in den weiteren Teilbildern von Abbildung 4.10 zu interpretieren. So ist z. B. im unteren Teilbild von Abbildung 4.10 b) die oben erklärte Erhöhung des Wertes der spannweitigen Druckdifferenz $\Delta c_{p,spw}$ aufgrund der höheren Umlenkung von $\beta = 62^\circ$ abzulesen.

Der stark nichtlineare Charakter der Kennfelder weist auf eine komplexe Strömungsstruktur innerhalb der Kaskade hin. Bei der Interpretation von Abbildung 4.10 muss jedoch beachtet werden, dass im Auslegungsfall $\beta = 60^\circ$ gleichmäßige Anströmbedingungen über eine genaue Einstellung der Grenzschichtabsaugung garantiert werden, vgl. Kapitel 3.2 und Abbildung 3.5. Nach einer abrupten Änderung des Anstellwinkels sind die Anströmbedingungen jedoch nicht mehr klar definiert. Eine erneute Anpassung der Strömungsbedingungen über die Seitenwandabsaugung ergibt regelungstechnisch keinen Sinn, weil die Simulation von Störungen den Zweck verfolgt, die Fähigkeit des Reglers zur Störungskompensation unter realen Bedingungen zu prüfen. Anschaulich gesprochen besitzt der Regler unter rauen Alltagsbedingungen auch nicht die Zeit, auf definierte Umweltbedingungen zu warten, sondern muss sofort reagieren.

Demzufolge sind die gezeigten Kennfelder nur eingeschränkt als repräsentativ zu werten und geben einen Einblick für das Verständnis der Auswirkungen von eingebrachten Störungen mittels Anstellwinkelvariation.

Experimentelle Ergebnisse der Mehrgrößenregelung

Das Ergebnis eines MIMO-Regelungsexperiments mit einem robusten H_∞ -Regler an der Statorkaskade ist in Abbildung 4.11 zu sehen. Die beiden linken Teilbilder zeigen den gemessenen Verlauf der Regelgrößen $\Delta c_{p,hk}$ und $\Delta c_{p,spw}$. Beiden Regelgrößen wird eine Führungsgrößenfolge $r(t)$ vorgegeben, welche alle 10 s sprungförmig ihren Verlauf ändert. Die vorgegebenen Sprünge bezüglich $\Delta c_{p,hk}$ finden 5 s zeitversetzt zu denjenigen bezüglich $\Delta c_{p,spw}$ statt.

In den rechten beiden oberen Teilbildern von Abbildung 4.11 sind die zugehörigen Verläufe der beiden Stellgrößen an den Schaufelaktuatoren $u_{sf} = (p_d/p_{d,max})_{sf}$ und den Seitenwandaktuatoren $u_{sw} = (p_d/p_{d,max})_{sw}$ dargestellt. Des Weiteren zeigt das rechte untere Teilbild die aktuelle Position des Umlenk winkels β der Kaskade an. Zu den Zeitpunkten $t = 50$ s und $t = 80$ s setzen die Führungsgrößen sprünge aus, anstatt dessen werden Störungen in Form einer Anstellwinkeländerung auf das System gegeben.

Die Betrachtung des Regelfehlers $e(t)$ bezüglich des Verlaufes beider Regelgrößen zeigt ein gutes Führungsübertragungsverhalten, es treten keine bleibenden Regelabweichungen bezüglich $\Delta c_{p,spw}$ und geringe bezüglich $\Delta c_{p,hk}$ auf. Diese treten auf, da der Regler keinen reinen I-Anteil besitzt, was man an den konstanten Werten der Singulärwerte $\sigma(C(s))$ im tieffrequenten Bereich in Abbildung 4.9

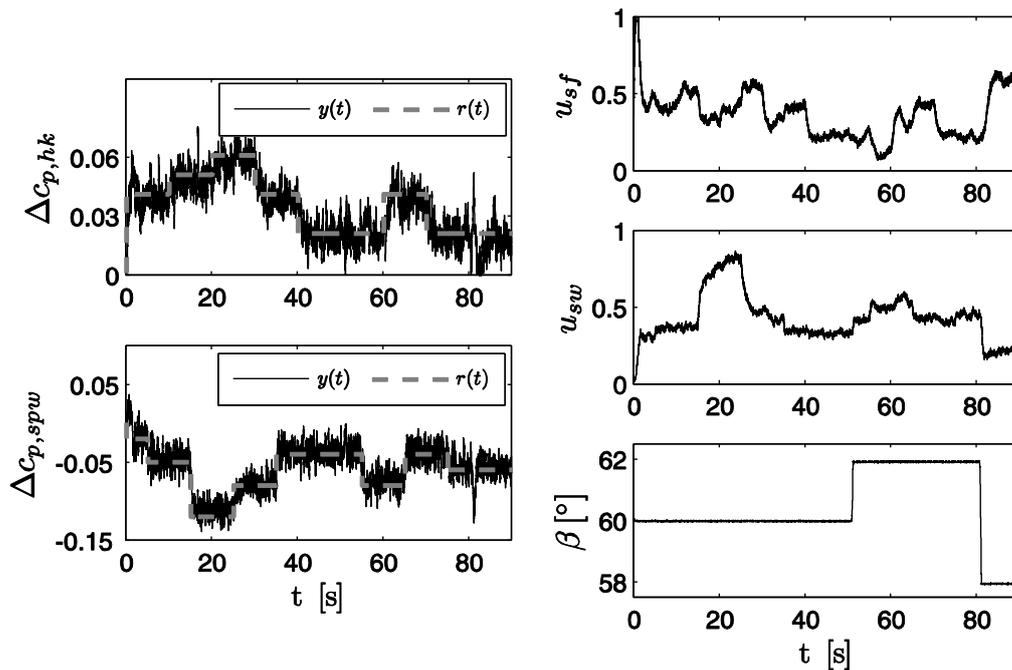


Abbildung 4.11. Experiment zur Mehrgrößenregelung mit H_∞ -Regler an der Statorkaskade.

deutlich erkennen kann. Dies ist der Tatsache geschuldet, dass zur Lösung des Mixed-Sensitivity-Problems asymptotisch stabile Gewichtungsfunktionen vorgegeben werden müssen, d. h. mit der Vorgabe des Sensitivitätsgewichtes $\mathbf{W}_s(s)$ kann nur ein endlicher Verstärkungsfaktor und kein reiner I-Anteil gefordert werden. Des Weiteren können alle Vorgaben ohne Überschwingen erreicht werden. Der Verlauf der spannungswichtigen Druckdifferenz $\Delta C_{p,spw}$ ist dabei wesentlich schneller zu regeln, als jener des Hinterkantendrucks $\Delta C_{p,hk}$. Im ersten Fall liegen die Einschwingzeiten im Bereich kleiner als eine halbe Sekunde, im letzteren Fall sind die Zeiten etwa doppelt so hoch.

Das Verhalten des Reglers unter Einfluss von Störungen wird ein erstes Mal zum Zeitpunkt $t = 50$ s getestet, als der Anstellwinkel auf $\beta = 62^\circ$ erhöht wird. Die Reaktion des Reglers ist am Verlauf der Stellgrößen zu sehen und verdeutlicht die Kopplung beider Wirbelphänomene. Aufgrund der stärkeren Ausbildung der Eckenwirbel erhöht der Regler u_{sw} . Als Reaktion auf den stärkeren Eingriff der Seitenwandaktuatorik und den höheren Druckaufbau der Kaskade reduziert der Regler den Eingriff der Schaufelaktuatoren u_{sf} . Insgesamt wirkt sich die eingebrachte Störung in diesem Fall nur recht schwach aus und wird ohne Probleme kompensiert. Die nächste Störung bei $t = 80$ s um $\Delta\beta = -4^\circ$ auf einen Anstellwinkel von $\beta = 58^\circ$ hat deutlich stärkere Auswirkungen. Es ist ein augenblicklicher Rückgang des Eingriffs der Seitenwandaktuatoren u_{sw} aufgrund der schwächeren Ausprägung der sekundären Wirbelstrukturen zu erkennen. Infolge dessen muss der Regler die Amplitude der Schaufelaktuatoren u_{sf} verdreifachen, um so den schwächeren Eingriff der Seitenwandaktuatoren u_{sw} als auch den niedrigeren Umlenkwinkel β zu kompensieren. Insgesamt jedoch kann auch diese Störung durch den geschlossenen Regelkreis geregelt werden, jedoch ist hierfür mehr Zeit vonnöten als im ersten Fall.

Der Vollständigkeit halber sei an dieser Stelle erwähnt, dass die Sollwerte bezüglich der beiden Regelgrößen im Führungsgrößenvektor $\underline{r}(t)$ nicht unabhängig voneinander gewählt werden können. Es muss bei der kombinierten Vorgabe beider Regelgrößen die Kopplung beachtet werden. So kann

beispielsweise eine Abnahme von $\Delta c_{p,spw}$ nur bedingt mit einer Abnahme von $\Delta c_{p,hk}$ einhergehen, da sich mit dem Wandern der Eckenwirbel hin zur Wand automatisch ein Druckzugewinn an der Hinterkante einstellt.

Um die Leistungsfähigkeit des vorgeschlagenen Regelungskonzeptes auszureizen, werden in einem Folgeexperiment die aufgebrachten Störungen deutlich intensiviert. Dabei wird sukzessive ein immer höherer Druckaufbau an der Hinterkante bzw. eine zunehmende Verdrängung der Eckenwirbel hin zu den Seitenwänden gefordert. Diese Forderungen kommen in den Verläufen der Führungsgrößenvorgabe von $r(t)$ in Abbildung 4.12 zum Ausdruck. Alle 30 s werden die Vorgaben bezüglich beider Regelgrößen signifikant erhöht, gleichzeitig wird alle 10 s durch Variation des Anstellwinkels eine Störung eingebracht, wie im rechten unteren Teilbild von Abbildung 4.12 aufgeführt ist.

Die erste Störung bei $t = 5$ s sorgt für einen deutlichen Abfall des Hinterkantendrucks $c_{p,hk}$. Da der Wert von $\Delta c_{p,spw}$ durch einen niedrigeren Anstellwinkel β fällt, muss die Seitenwandaktuatorik ihren Einfluss reduzieren, um den vorgegebenen Sollwert einhalten zu können. Demzufolge steigt die Amplitude u_{sf} stark an, um den geforderten Druck halten zu können. Während die Störung im Verlauf der spannungswitigen Druckdifferenz schnell ausgeregelt werden kann, sind für die Kompensation der Störung des Hinterkantendrucks 4 Sekunden nötig. Die Winkeländerung zum Zeitpunkt $t = 15$ s auf einen Anstellwinkel von $\beta = 62^\circ$ wiederum führt zu einer Erhöhung des Hinterkantendrucks, so dass die Schaufelaktuatoren schließen. Der eingebrachte Massenstrom aus den Seitenwandaktuatoren zur Korrektur des gestiegenen Wertes von $\Delta c_{p,spw}$ reicht bereits aus, um den Sollwert des Hinterkantendrucks umzusetzen. Für die zweite Vorgabe der Führungsgrößen zwischen $t = 30$ s und $t = 60$ s kann ein sehr ähnliches Verhalten wie für den ersten beobachtet werden.

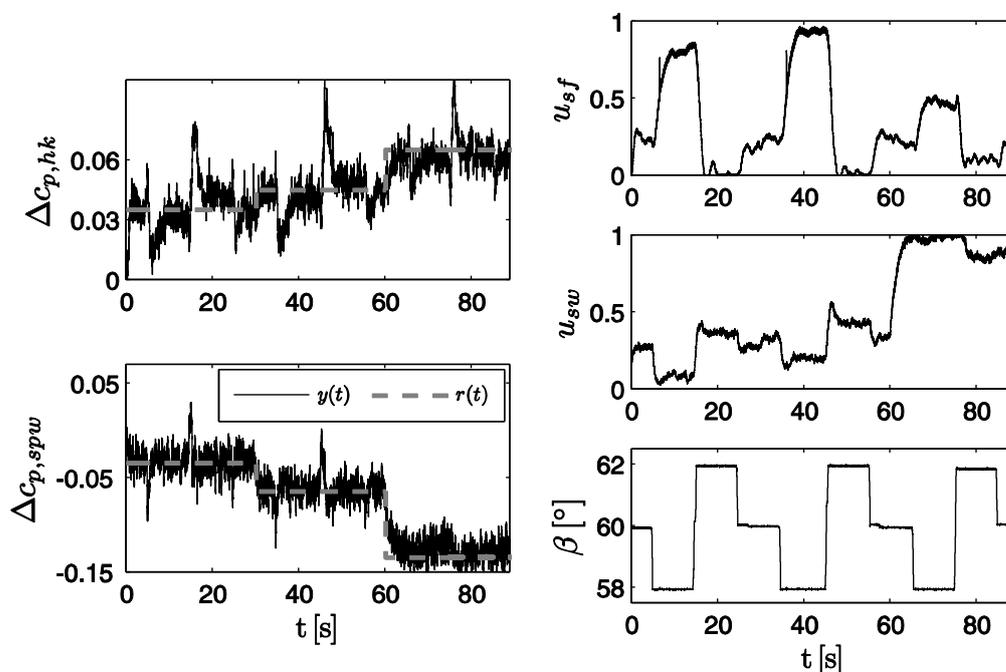


Abbildung 4.12. Experiment zur Mehrgrößenregelung mit H_∞ -Regler unter Einfluss massiver Störungen.

Nach dem letzten Führungsgrößensprung bei $t = 60$ s zeigt ein interessantes Verhalten. Durch die Vorgabe eines sehr niedrigen Sollwertes für $\Delta c_{p,spw}$ wird der Einfluss der Seitenwandaktuatoren dominant, da diese nun zur Einhaltung der Vorgabe ihre Amplitude maximieren müssen. Selbst eine Reduktion des Anstellwinkels auf $\beta = 58^\circ$ zum Zeitpunkt $t = 65$ s entlastet die Stellgröße u_{sw} kaum noch. Aufgrund dieser hohen Stellamplitude kann nun der Eingriff der Schaufelaktuatoren u_{sf} wesentlich geringer ausfallen als bei den vorherigen Winkeländerungen auf $\beta = 58^\circ$. Zum Zeitpunkt $t = 75$ s wird der Anstellwinkel um $\Delta\beta = +4^\circ$ erhöht, wobei ein nichtlinearer Effekt zu sehen ist. Die Amplitude der Stellgröße u_{sf} kann wie erwartet aufgrund der höheren Umlenkung reduziert werden. Überraschenderweise nimmt jedoch entgegen der Erwartung die Amplitude der Seitenwandaktuatoren ebenfalls ab. Dieses ist der Tatsache geschuldet, dass die Schaufelaktuatoren einen kleinen, negativen Effekt auf die spannweite Druckverteilung $\Delta c_{p,spw}$ haben, der bisher nicht zum Tragen kam. An dem betrachteten Betriebspunkt jedoch ist diese Annahme nicht mehr gültig, vgl. Abbildung 4.10.

Trotz massiver Störungen können alle vorgegebenen Referenzwerte erreicht werden. Im Vergleich zu den Ergebnissen in Abbildung 4.11 ist hierfür ein deutlich stärkeres Eingreifen des Reglers vonnöten. Die Regelung der lokalen Größe $\Delta c_{p,spw}$ ist dabei wieder deutlich schneller als diejenige der globalen Regelgröße $\Delta c_{p,hk}$.

Die H_∞ -Synthese liefert einen vollständig verkoppelten Regler. Als Alternative zu dem aufgeführten, robusten Regelungsansatz wird im Folgenden ein Verfahren vorgestellt, das die Wirbelstrukturen entkoppelt voneinander beeinflusst.

4.2 IBC-Ansatz

Eine klassische Herangehensweise der MIMO-Regelung im Frequenzbereich besteht darin, durch einen Entkopplungsregler $\mathbf{W}_1(s)$ die Interaktion innerhalb der zu regelnden Strecke $\mathbf{G}(s)$ zu kompensieren und anschließend einen Standardregler, wie z. B. ein PI-Regler, auf das entkoppelte System auszulegen, vgl. Kapitel 2.3. Der Regler hat dabei nur noch auf seiner Diagonale von null verschiedene Einträge.

Aufgrund der relativ einfachen Streckenmodelle, welche aus der Systemidentifikation hervorgehen (vgl. Abbildung 4.8), ist eine vollständige, dynamische Entkopplung möglich. Der Entkopplungsregler ergibt sich aus der Inversion des MIMO-Nominalmodells $\mathbf{G}_n(s)$ der Strecke zu:

$$\mathbf{W}_1(s) = \mathbf{G}_n^{-1}(s) \quad (4.2)$$

Zum Regeln der fiktiv entkoppelten Strecke $\mathbf{G}'(s) = \mathbf{G}(s)\mathbf{W}_1(s)$ nach Gleichung (2.44) wird ein für alle Teilkreise identischer I-Regler $k = 1/(T_I s)$ mit einer Zeitkonstante von $T_I = 1/3$ s eingesetzt.

Die Verläufe der Singulärwerte der Strecke $\mathbf{G}_n(s)$ weisen PT_1 -Verhalten bzw. diejenigen von $\mathbf{W}_1(s)$ nach Inversion PD-Verhalten auf. In Kombination mit dem I-Verhalten des Reglers k resultiert daraus die Struktur eines PI-Reglers für die Verläufe von $\underline{\sigma}(\mathbf{C}(s))$ bzw. $\overline{\sigma}(\mathbf{C}(s))$:

$$\mathbf{C}(s) = k \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \mathbf{W}_1 \quad (4.3)$$

Die maximalen und minimalen Singulärwerte des so entworfenen MIMO-Reglers, des offenen Regelkreises $\mathbf{L}(s)$ und der komplementären Sensitivität $\mathbf{T}(s)$ sind in Abbildung 4.13 zu sehen.

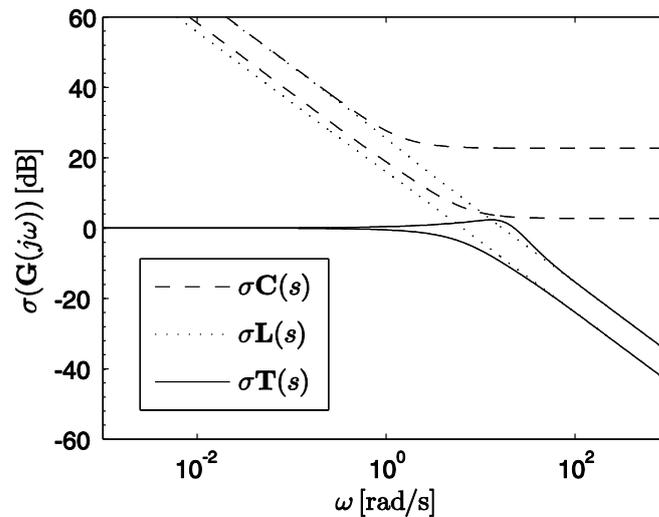


Abbildung 4.13. Minimale und maximale Singulärwerte des IBC $\mathbf{C}(s)$, des offenen Regelkreises $\mathbf{L}(s)$ und der Führungsübertragungsfunktion $\mathbf{T}(s)$.

Die Singulärwerte des Reglers $\mathbf{C}(s)$ fallen im Bereich niedriger Frequenzen mit 20 dB pro Dekade ab und nehmen dann einen konstanten Wert an und zeigen damit das bereits erwähnte PI-Verhalten an. Die Streuung von $\underline{\sigma}(\mathbf{C}(s))$ und $\overline{\sigma}(\mathbf{C}(s))$ resultiert aus den unterschiedlich schnellen Dynamiken der Regelstrecke, welche über Gleichung (4.2) in den Reglerentwurf mit einfließen.

Der offene Regelkreis $\mathbf{L}(s)$ weist I-Verhalten auf und fällt kontinuierlich um 20 dB pro Dekade über den gesamten Frequenzbereich ab. $\underline{\sigma}(\mathbf{L}(j\omega \rightarrow 0)) \rightarrow \infty$ zeigt eine gute Störungsunterdrückung und eine verschwindende Regelabweichung im tieffrequenten Bereich an. Die Durchtrittsfrequenzen von $\underline{\sigma}(\mathbf{L}(s))$ und $\overline{\sigma}(\mathbf{L}(s))$ liegen mit $\underline{\omega}_c = 6$ rad/s und $\overline{\omega}_c = 16$ rad/s deutlich höher als diejenigen des H_∞ -Reglers in Abbildung 4.1. Dies deutet an, dass der Regler die Dynamik des Regelkreises zu beschleunigen vermag. Der Verlauf von $\mathbf{T}(s)$ zeigt ein gutes Führungsübertragungsverhalten im Bereich aktiver Regelung sowie Unterdrücken von hochfrequentem Messrauschen an.

Ein experimentelles Ergebnis zur MIMO-Regelung mittels des beschriebenen IBC-Ansatzes an der Stator-kaskade ist in Abbildung 4.14 zu sehen. Beiden Regelgrößen werden jeweils Sollgrößenfolgen vorgegeben, welche sich alle 10 s sprungförmig ändern. Die Sprünge finden jeweils 5 s zeitversetzt zueinander statt. Analog zu dem Versuch in Abbildung 4.11 werden zum Zeitpunkt $t = 50$ s und $t = 80$ s Störungen in Form einer Änderung des Anstellwinkels β auf das System gegeben.

Insgesamt ist das Führungsgrößenverhalten sehr gut zu bewerten. Die Einschwingzeiten liegen im Bereich der Sprungantworten in Abbildung 4.7 und es ist weder eine bleibende Regelabweichung noch ein überschwingendes Verhalten zu beobachten.

Die Kopplung beider Regelgrößen ist ebenso wie in den zuvor gezeigten Experimenten zu sehen. So führt z. B. der Sprung der Führungsgröße $r(t = 15 \text{ s}) = (\Delta c_{p,spw})_{soll} = -0,12$ zu einem starken Eingriff der Seitenwandaktuatoren u_{sw} , was wiederum zu einer Reduzierung der Amplitude u_{sf} der Schaufelaktuatoren führt.

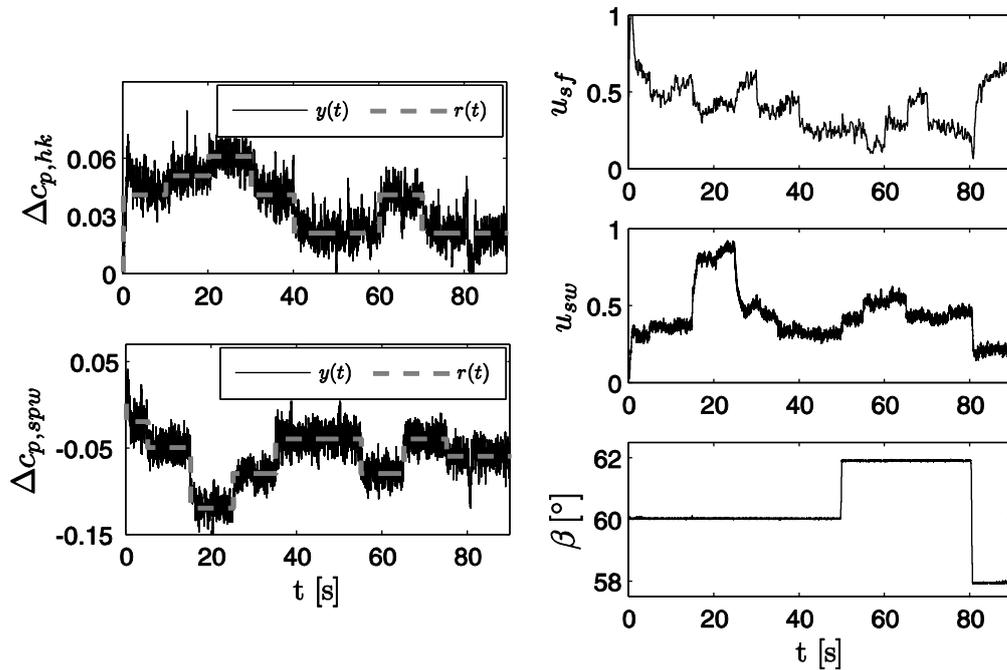


Abbildung 4.14. Experiment zur Mehrgrößenregelung mit IBC an der Statorkaskade.

Der Einfluss der Störungen zum Zeitpunkt $t = 50$ s sowie $t = 80$ s kann durch den IBC kompensiert werden, wie in Abbildung 4.14 zu sehen ist. Die Zeit zur Kompensation der Störungen kann dabei im Vergleich zu den mit dem H_∞ -Regler erzielten Ergebnissen verbessert werden.

Anschließend wird in einem nächsten Experiment der Regelalgorithmus unter extremen Bedingungen getestet, siehe Abbildung 4.15. Die Anforderungen an die Regelgrößen werden alle 30 s sukzessive gesteigert, alle 10 s wird das System dabei über eine Änderung des Anstellwinkels β mit Störungen beaufschlagt.

Der unruhige Verlauf der Regelgröße $\Delta c_{p,hk}$ und das Eingreifen der Stellgrößen u_{sw} und u_{sf} weisen auf die Intensität der eingebrachten Störungen hin. Trotzdem ist der vorgeschlagene Regler in der Lage, die Vorgabe $\underline{r}(t)$ einzuhalten und die eingebrachten Störungen zu kompensieren.

Im Vergleich zum robusten H_∞ -Reglers in Abbildung 4.12 ist die Regelgüte höher, d. h. der Regler ist geringfügig schneller. Um Robustheit bezüglich der gesamten Modellfamilie zu garantieren, ist der H_∞ -Regler konservativer ausgelegt. Mit einem relativ geringen Implementierungsaufwand und den gezeigten positiven Regelungsergebnissen stellt der IBC-Ansatz somit für diese Anwendung eine solide Alternative für die Regelung im Mehrgrößenbereich dar.

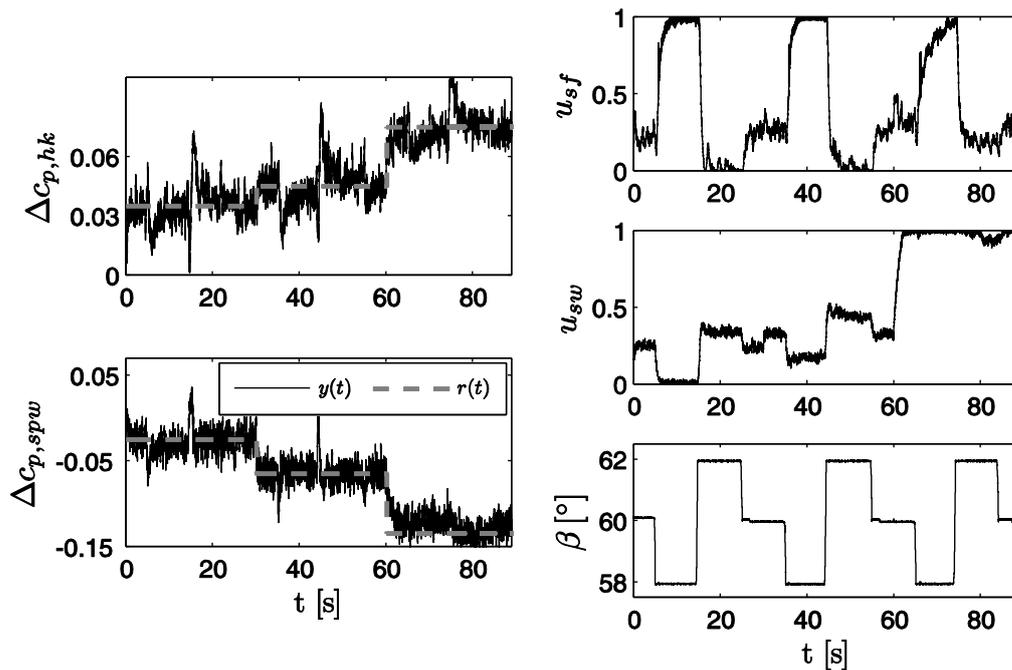


Abbildung 4.15. Experiment zur Mehrgrößenregelung mit IBC unter Einfluss von Störungen.

4.3 Extremwertregelung zur Optimierung der Anregeparameter

In den vorangegangenen Abschnitten werden im Wesentlichen modellbasierte Regler präsentiert, welche auf Basis eines Soll/Istwert-Vergleiches den zu regelnden Prozess zu vorgegebenen Referenzwerten fahren und dabei Störungen möglichst effektiv kompensieren. Dafür ist eine gewisse Kenntnis der Strecke unerlässlich.

Das im Folgenden betrachtete, adaptive Regelungskonzept löst sich dabei von der Regelung im klassischen Sinn. Die Extremwertregler werden also nicht eingesetzt, um Sollwerttrajektorien einzuhalten und Störungen zu minimieren, sondern um automatisiert ideale Anregeparameter zu detektieren. Dabei ist es von Vorteil, dass kaum Kenntnis über die Strecke vorliegen muss, vgl. Kapitel 2.4.

Im Sinne des Industriepartners ist der Einsatz von Extremwertreglern in mehrfacher Hinsicht besonders interessant. Zum einen kann dadurch eine ausführliche, strömungsmechanische Untersuchung aller möglichen Anregekombinationen, welche normalerweise mit einem hohen zeitlichen Aufwand verbunden ist, gewinnbringend unterstützt werden. Zum anderen können Anregeparameter ohne Kenntnis des zugrunde liegenden Kennfeldes automatisiert gefunden werden. Das Kriterium, nach welchem ein Extremwertregler das Optimum sucht, ist dabei ein selbst zu bestimmender Freiheitsgrad in der Auslegung des Reglers. Wie bereits mehrfach im Zuge dieser Arbeit unterstrichen wurde, ist es in der Triebwerkstechnologie von zentraler Bedeutung, den Einsatz der eingebrachten Energie auf einem möglichst minimalem Niveau zu halten. Die dem Verdichter abgezapfte Luft zu Zwecken aktiver Strömungskontrolle darf einen Schwellenwert von 1 % nicht übersteigen.

Es gilt also im Folgenden ein Optimum zwischen eingebrachter Energie und dem daraus resultierendem Nutzen mittels Einsatz von Extremwertregler zu ermitteln. Die für den Versuch zugrunde lie-

genden Kennfelder sind in Abbildung 4.16 gezeigt. Sie dienen dem Verständnis der Wirkweise des Reglers, sind für dessen Auslegung jedoch nicht nötig. Die Aktuationsfrequenz der Ventile liegt bei $f_{akt} = 150$ Hz, wofür sich in den Kennlinien ein Maximum ergibt. Teilbild a) zeigt den eingebrachten, relativen Massenstrom \dot{m}_a/\dot{m}_{Pas} im Verhältnis zur Amplitude der Seitenwandaktuatoren $u_{sw} = (p_d/p_{d,max})_{sw}$. Dies beschreibt die Kosten der Beeinflussung. Abbildung 4.16 b) daneben zeigt den Nutzen des Eingriffes, also eine Druckerhöhung an der Hinterkante $\Delta c_{p,hk}$ an. Ein optimaler Aktuationsparameter im Sinne einer Kosten/Nutzenmaximierung ist in diesem Kennfeld relativ deutlich zu erkennen. Ein eindeutiger Knick im Kennfeld bei $\dot{m}_a/\dot{m}_{Pas} = 0,17$ % mit einem Druckzugewinn von $\Delta c_{p,hk} = 0,026$ deutet den Bereich an, in welchem ein effizienter Anregepunkt liegt. Zwar sind dem Kennfeld noch höhere Werte des Druckzugewinnes zu entnehmen, wofür jedoch auch wesentlich höhere, eingebrachte Massenströme der Ventile \dot{m}_a/\dot{m}_{Pas} vonnöten sind.

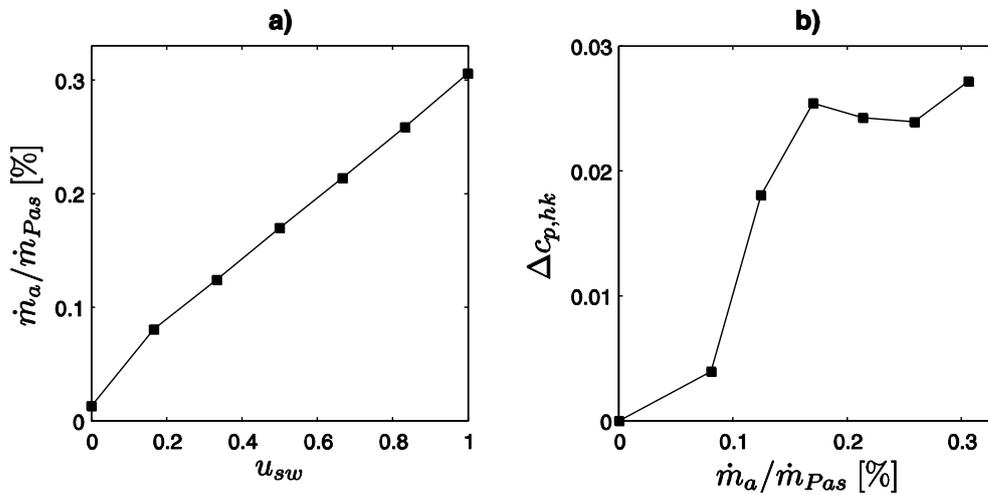


Abbildung 4.16. Stationäres Kennfeld des Druckzugewinns an der Hinterkante $\Delta c_{p,hk}$ in Bezug zum eingebrachten relativen Luftmassenstrom \dot{m}_a/\dot{m}_{Pas} .

Zur Anwendung eines klassischen Extremwertreglers ohne Erweiterung wird in einem ersten Schritt ein Gütekriterium $I(u_{sw})$ definiert, welches die Kosten in Relation zu den Nutzen setzt:

$$I(u_{sw}) = \frac{\Delta c_{p,hk}}{\dot{m}_a/\dot{m}_{Pas}} \quad (4.4)$$

Je größer der Druckzugewinn und desto kleiner der dafür eingebrachte Massenstrom, desto größer der Wert des Gütefunctionals $I(u_{sw})$.

Daraufhin wird der Extremwertregler eingesetzt, um das Gütekriterium nach Gleichung (4.4) zu maximieren. In zwei Versuchen wird jeweils der Startwert der Aktuationsamplitude u_{sw} einmal weit überhalb bzw. weit unterhalb des zu erwartenden optimalen Wertes gelegt. Das Ergebnis der Versuche ist in Abbildung 4.17 zu sehen.

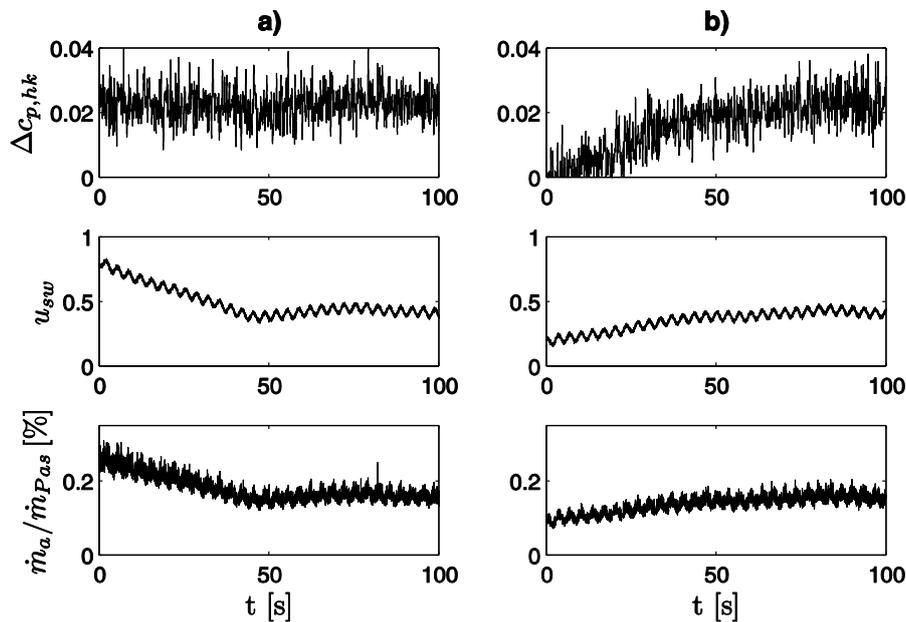


Abbildung 4.17. Experiment mit einem Extremwertregler zur Optimierung der Effektivität der Anregungsamplitude.

Teilbild a) zeigt den Versuch mit einem Startwert der Aktuationsamplitude von $u_{sw,0} = 0,8$, was nach Abbildung 4.16 einem eingebrachten Massenstrom von ca. $\dot{m}_a/\dot{m}_{Pas} = 0,27\%$ entspricht. Der Extremwertregler reduziert die Amplitude kontinuierlich bis er sich zum Zeitpunkt $t = 50$ s einpendelt und ein Optimum erreicht ist. Dieses liegt in diesem Fall bei $u_{sw,opt} = 0,42$, was einem Massenstrom von ca. $\dot{m}_a/\dot{m}_{Pas} = 0,15\%$ entspricht und zu einer Druckerhöhung von $\Delta C_{p,hk} = 0,024$ führt.

In einem Folgeexperiment in Abbildung 4.17 b) wird dann der Startwert der Amplitude $u_{sw,0} = 0,15$ deutlich niedriger als das zu erwartende Optimum gelegt und so geprüft, ob das Ergebnis aus dem ersten Versuch bestätigt werden kann. Alle weiteren Parameter des Extremwertreglers bleiben beibehalten. Diesmal beginnt der Regler die Stellgröße kontinuierlich zu erhöhen, womit einhergehend sowohl der Druck an der Hinterkante als auch der eingebrachte Massenstrom zunehmen. Der steilere Gradient des Anstiegs von $\Delta C_{p,hk}$ im Vergleich zu demjenigen der Kosten \dot{m}_a/\dot{m}_{Pas} lässt auf eine Verbesserung des Wertes des Gütefunktions $I(u_{sw})$ schließen. Die Zeit zum Erreichen eines Optimums liegt in zweiten Versuch dabei mit ca. $t = 70$ s höher. Die detektierten Werte stimmen mit denen aus denen in Teilbild a) zu sehenden überein, so dass die mittels EWR gefundenen Parameter tatsächlich ein Optimum bezüglich $I(u_{sw})$ im Sinne einer Kosten/Nutzen-Analyse darstellen.

Alle verwendeten Designparameter des Extremwertreglers sowie die detektierten, optimalen Werte sind in Tabelle 4.1 zusammengefasst dargestellt.

4.3 EXTREMWERTREGELUNG ZUR OPTIMIERUNG DER ANREGEPARAMETER

Variable	Wert
$u_{sw,0}$	0,15 / 0,8
a	0,03
ω_{sin}	2 rad / s
ω_{BP}	2 rad/ s
ω_{TP}	0,2 rad/ s
k	250
$u_{sw,opt}$	0,42
$(\dot{m}_a/\dot{m}_{Pas})_{opt}$	0,15 %
$(\Delta c_{p,hk})_{opt}$	0,024

Tabelle 4.1. Designparameter des Extremwertreglers und detektierte, optimale Anregeparameter (grau unterlegt).

5 Regelungsergebnisse am Axialventilator

Aufgrund der verheerenden Auswirkungen von Instabilitäten wie Stall oder Surge, die bis zur völligen Zerstörung des kompletten Triebwerks führen können (Walsh und Fletcher 1998), hat es oberste Priorität, diese effektiv zu verhindern. Um einen nötigen Sicherheitsabstand zur Instabilitätsgrenze einhalten zu können, müssen Triebwerke oftmals abseits ihres optimalen Arbeitspunktes betrieben werden.

Am Axialventilator sollen effektive Regelungsmethoden aufgezeigt werden, die in der Lage sind, die charakteristische Instabilität der Versuchskonfiguration einzugrenzen und den aerodynamisch nutzbaren Bereich so zu vergrößern. Des Weiteren sollen die vorgeschlagenen Regelungskonzepte selbst unter Einfluss signifikanter Störungen Stabilität im gesamten Betriebsbereich garantieren.

Die dabei vorgeschlagenen robusten und adaptiven Regelungsverfahren sind bereits erfolgreich im Rahmen des SFB 557 an elementaren Strömungskonfigurationen angewendet worden, siehe z. B. (Becker 2006), (Garwon und King 2005) oder (Lemke, et al. 2007).

Die leistungsfähige, robuste H_∞ -Regelungssynthese wird in Abschnitt 5.1 vorgeschlagen. Dadurch können aufgebrachte Störungen schnell kompensiert und ein instabiler Betrieb verhindert oder zumindest verzögert werden. Neben der zentralen Forderung nach robuster Stabilität wird zusätzlich die Regelgüte adressiert. Eine zusätzliche dynamische Vorsteuerung zur Steigerung der Regelperformance wird getestet.

Wie bereits an der Statorcascade können im Zuge der Untersuchungen am Axialventilator erneut Extremwertregelungskonzepte eingesetzt werden, wie sie in Abschnitt 5.2 beschrieben werden. Mittels dieser kann eine automatische Stabilisierung der Strecke ohne Kenntnis des zugrunde liegenden, stationären Kennfeldes erreicht werden. Überdies hinaus sind die vorgeschlagenen Regler in der Lage, den instabilen Betrieb unter Einfluss transientser Störungen effektiv zu unterbinden. Eine zeitaufwendige Systemidentifikation kann eingespart werden. Zur Verbesserung der Regelgüte kommt ein erweitertes Kalman-Filter zum Einsatz (Henning et. al, 2008), wodurch die Performance signifikant gesteigert werden kann.

5.1 Robuste Regelung

Zur Regelung des Druckaufbaus und Dämpfung der Auswirkungen von Störungen wird ein H_∞ -Regler für den Axialventilator vorgeschlagen. Auf Basis repräsentativer Sprungexperimente werden black-box Modelle identifiziert. Aus der resultierenden Modellfamilie wird ein Nominalmodell mit Unsicherheitsbeschreibung abgeleitet, welches als Grundlage für die Synthese eines optimalen H_∞ -Reglers dient. Daraufhin wird der Regler am Versuchsstand experimentell getestet. In den gezeigten Experimenten mit Regelung wird der Regler zuerst an einem festen Arbeitspunkt getestet. Anschließend werden intensive Störungen simuliert, indem das System schnell durch den gesamten Bereich der im unbeeinflussten Fall bereits instabilen Arbeitspunkte hindurch gefahren wird.

5.1.1 Regelungstechnische Modellbildung und Reglersynthese

Die Beeinflussung der Innenströmung des Axialventilators findet über 24 wandbündige Schlitzaktuatoren gemäß Kapitel 3.3.1 statt. Als Regelgröße dient der umgesetzte Druckaufbau $y(t) = \psi(t)$ nach Gleichung (3.6). Die Stellgröße ist das Druckniveau innerhalb des Verteilers $p_d/p_{d,max}$, welcher die Ventile mit Druckluft versorgt. Die zugehörigen Kennfelder $\psi = f(p_d/p_{d,max}, \phi)$ sind in Abbildung 3.30 gezeigt.

Experimentelle Modellbildung

Zur Beschreibung des Systemverhaltens werden repräsentative Sprungversuche am Arbeitspunkt $\phi = 0,110$ durchgeführt. Ein exemplarisches Beispiel zeigt Abbildung 5.1. Im unteren Teilbild ist bei $t = 8$ s eine sprungförmige Erhöhung der Stellgröße $u = p_d/p_{d,max}$ auf 60 % ihres maximalen Wertes zu sehen. Die korrespondierende, gemessene Systemantwort ist in Form des Zugewinns an aufgebautem Druck $\Delta\psi$ im oberen Teilbild von Abbildung 5.1 mit einer durchgezogenen Linie zu sehen. Die simulierte Antwort eines identifizierten black-box Modells, vgl. Kapitel 2.1.2, ist zusätzlich mit gestrichelter Linie eingezeichnet. Es ist eine gute Übereinstimmung zwischen experimentellen und simulierten Daten zu beobachten.

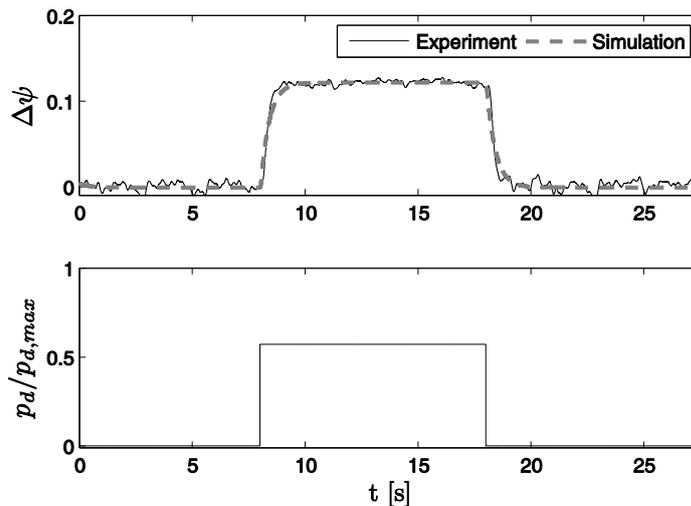


Abbildung 5.1. Exemplarischer Sprungversuch am Axialventilator zur Systemidentifikation.

Ermittlung einer Modellfamilie und Anpassung eines nominalen Modells

Die Amplituden- und Phasengänge aller identifizierten black-box Modelle $G_p(s)$ sind in der Modellfamilie Π im Bode-Diagramm in Abbildung 5.2 in grauen Linien dargestellt. Die Summe aller identifizierten Modelle $G_p(s) \in \Pi$ beschreiben das dynamische Systemverhalten im Arbeitsbereich, wobei deren Streuung einen robusten Regelungsansatz sinnvoll erscheinen lässt. Die Streubreite ist allerdings mit ± 4 dB relativ gering, was auf das annähernd lineare Verhalten der modifizierten Stellgröße $p_d/p_{d,max}$ zurückzuführen ist, wie es in Kapitel 3.3 ausführlich diskutiert wird.

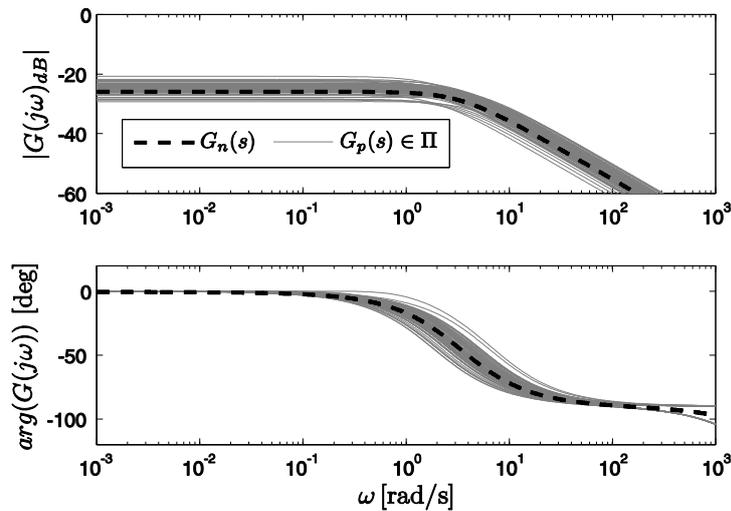


Abbildung 5.2. Modellfamilie Π aus den Frequenzgängen der identifizierten Modelle $G_p(s)$.

Ein Nominalmodell $G_n(s) = 0,052/(0,3s + 1) e^{-0,0001s}$ mit minimaler, quadratischer Abweichung bezüglich des Amplituden- und Phasenganges aller Modelle $G_p(s) \in \Pi$ ist in Abbildung 5.2 mit schwarzer, gestrichelter Linie dargestellt. Für die folgende Reglerauslegung wird die Totzeit aufgrund ihres geringen Wertes vernachlässigt.

Auswahl von Gewichten zur H_∞ -Synthese

Zur Adressierung verschiedener Forderungen an das Verhalten des geschlossenen Regelkreises werden im Folgenden die frequenzabhängigen Gewichtsfunktionen $W_S(s)$, $W_T(s)$ und $W_{CS}(s)$ zur Lösung des Mixed-Sensitivity-Problems bestimmt, wie in Abbildung 5.3 dargestellt bzw. siehe auch Anhang B.1.

Mit $|W_S(s)| = 60$ dB im Bereich tiefer Frequenzen wird gefordert, dass die Regelabweichungen im eingeschwungenen Zustand auf 1/1000 des aktuellen Referenzwertes begrenzt bleiben und dass Störungen ausgeglichen werden.

Bezüglich $T(s)$ wird mittels des Gewichtes $|W_T(j\omega)| = -20$ dB im tiefen Frequenzbereich ein sehr geringes Gewicht im Bereich der aktiven Regelung gewählt. Üblicherweise wählt man dieses Gewicht in diesem Bereich zu $|W_T(j\omega)| = 0$ dB, sprich das Verhältnis zwischen Führungsgröße und Regelgröße soll exakt 1:1 betragen. Durch die in Abbildung 5.3 gezeigte Wahl von $W_T(j\omega)$ wird jedoch das Gewicht $W_S(j\omega)$ dominant, d. h. bei der Minimierung des Kostenfunktional N in Gleichung (2.25) werden vor allem die Ansprüche bezüglich $S(s)$ in diesem Frequenzbereich berücksichtigt. Im Bereich hoher Frequenzen wird das Gewicht $W_T(s)$ wieder mit hohen Werten belegt, da im Bereich des hochfrequenten Messrauschens kein gutes Übertragungsverhalten mehr gewünscht ist.

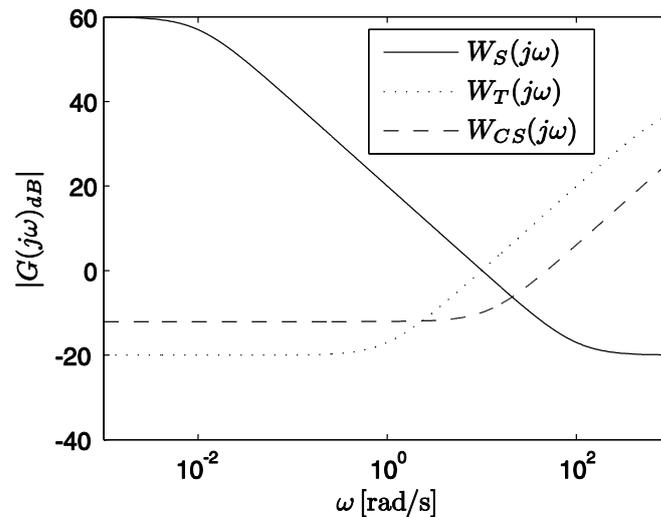


Abbildung 5.3. Frequenzabhängige Gewichte zur Lösung des Mixed-Sensitivity Problems.

Entsprechend wird das Gewicht zur Begrenzung der Stellgrößen $W_{CS}(j\omega)$ so gewählt, dass im tiefen Frequenzbereich durch niedrige Werte des Gewichtes Stelleingriffe ermöglicht werden, im hochfrequenten Bereich hingegen Eingriffen durch hohe Gewichtung entgegen gewirkt wird. Wie bereits erwähnt, kann so hochfrequentes Stellgliedflattern vermieden werden.

Mit den in Abbildung 5.3 angegebenen Gewichten erhält man durch Lösen des Mixed-Sensitivity Problems den optimalen H_∞ -Regler $C(j\omega)$, dessen Amplitudengang in Abbildung 5.4 abgebildet ist.

Im niedrigen Frequenzbereich bis zu einer Frequenz knapp über $\omega = 10$ rad/s zeigt der Regler PI-Verhalten. Im Bereich hoher Frequenzen fällt der Regler anschließend mit 20 dB pro Dekade ab. Dieser stufenförmige Verlauf des erhaltenen Reglers ist als Resultat der H_∞ -Synthese für Streckenmodelle

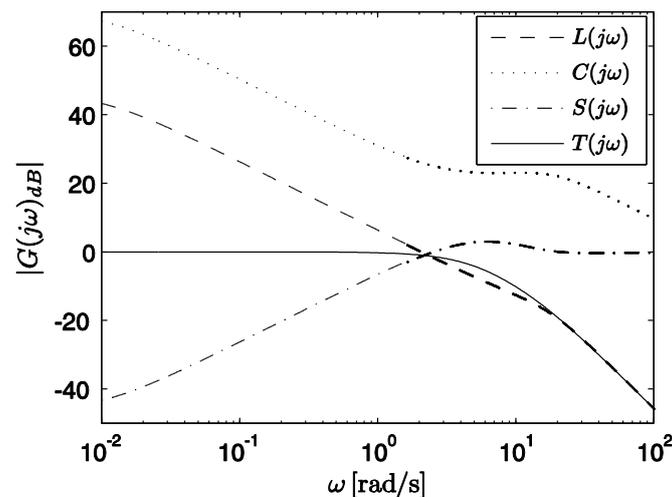


Abbildung 5.4. Frequenzgänge des offenen Regelkreises $L(j\omega)$, des Reglers $C(j\omega)$, der Sensitivitätsfunktion $S(j\omega)$ und der Führungsübertragungsfunktion $T(j\omega)$.

erster und zweiter Ordnung, wie sie in diesem Fall vorliegen, typisch. Die Zustandsraumdarstellung des synthetisierten Reglers ist in Anhang B.2 aufgeführt.

Der offene Kreis $L(j\omega) = C(j\omega) G_n(j\omega)$ fällt mit 20 dB bis $\omega = 20$ rad/s, danach mit 40 dB pro Dekade ab. Die Durchtrittsfrequenz von $L(s)$ liegt bei $\omega_c = 2$ rad/s und damit im Bereich der Dynamik des Nominalmodells $G_n(s)$, vgl. Abbildung 5.2.

Die Verläufe der Frequenzgänge von $S(s)$ sowie $T(s)$ deuten ein gutes Führungsverhalten, gute Störungskompensation und Rauschunterdrückung an, wie es durch die Wahl der Gewichte in Abbildung 5.3 gefordert wird. Die mit dem robusten H_∞ -Regler erzielten, experimentellen Ergebnisse werden im Folgenden gezeigt.

5.1.2 Experimentelle Ergebnisse

Der Einsatz des synthetisierten H_∞ -Reglers zur Regelung der Druckziffer ψ am Axialventilator führt zu dem in Abbildung 5.5 gezeigten Ergebnis. Ziel ist es, die teilabgelöste Strömung zu stabilisieren und das Einsetzen von Stall zu verhindern oder zumindest zu verzögern. Die Drosselposition ist dabei vorerst fest zu $\phi = 0,110$ gewählt.

Das obere Teilbild von Abbildung 5.5 zeigt sechs verschiedene Größen des Sollwertes $r(t)$, die jeweils eine Zeitspanne von 10 s einnehmen. Die entsprechenden, gemessenen Werte der Regelgröße $\psi(t)$ sind in schwarz zu sehen. Die Stelleingriffe des Reglers sind im unteren Teil der Abbildung dargestellt.

Das Führungsübertragungsverhalten entspricht den Erwartungen gemäß dem Verlauf von $T(s)$. Weder ein Überschwingen noch bleibende Regelabweichungen sind zu sehen. Die Einschwingzeiten liegen im Bereich des Sprungversuchs in Abbildung 5.1 und sind damit akzeptabel.

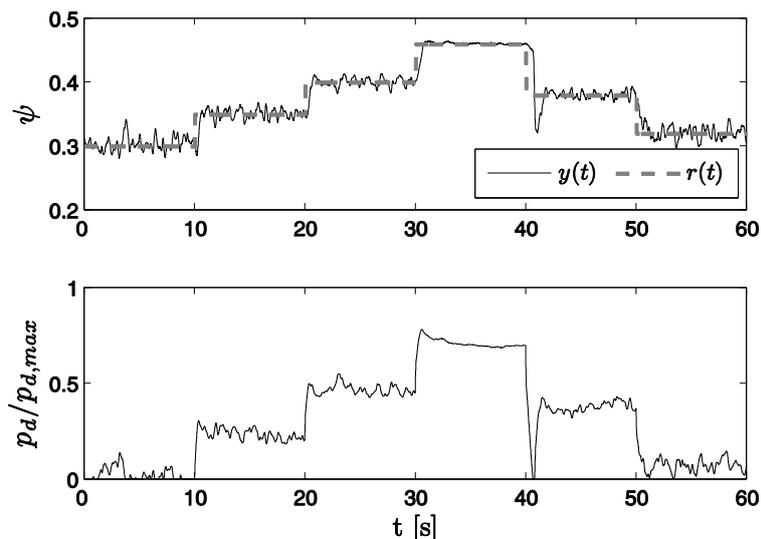


Abbildung 5.5. Ergebnis eines Experiments mit einem robusten H_∞ -Regler bei einem Arbeitspunkt von $\phi = 0,110$.

Durch die Vorgabe eines Referenzwertes von $r(t = 30 \text{ s}) = 0,46$ kann der Axialventilator aus dem instabilen Betriebsbereich gefahren werden, die abgelöste Strömung liegt wieder an. Im Anschluss ist zum Zeitpunkt $t = 40 \text{ s}$ ein Hystereseeffekt zu beobachten. Ohne Eingriff der Aktuation ist die Strömung in der Lage, sich einen Moment selbst zu stabilisieren, bevor sie ablöst und der Druck ψ abrupt stark abfällt. Der H_∞ -Regler reagiert sofort und bringt das System binnen 1 s auf den gewünschten Referenzwert $r(t)$ zurück. Die Zeit zur Kompensation dieser „Störung“ liegt im Bereich der Bandbreite der Sensitivität $S(s)$, vgl. Abbildung 5.4.

Obwohl die komplette Vermeidung der Instabilität sicherlich in der Anwendung der wichtigste Fall ist, so zeigt das Ergebnis des Experimentes auch, dass der teilabgelöste Bereich mit aktiver Strömungskontrolle stabilisiert werden kann. Auf diese Weise kann das Abgleiten der Maschine in noch gefährlichere Instabilitäten wie das Pumpen verhindert werden, wenn sich der Verdichter bereits in abgelösten Strömungsbedingungen (*Stall*) befindet.

Zur experimentellen Untersuchung der Robustheit des vorgeschlagenen Regelalgorithmus wird erneut ein Experiment unter Einfluss massiver Störungen durchgeführt.

5.1.3 Störungskompensation mit H_∞ -Regelung

Um in einer möglichen zukünftigen Anwendung in einem kommerziellen Triebwerk in Frage zu kommen, ist es unerlässlich, die Störungskompensationsfähigkeit des vorgeschlagenen Reglers intensiv zu untersuchen. Dazu wird der in Kapitel 3.3 bereits erwähnte Mechanismus zum Verfahren der Drossel genutzt, welcher die Möglichkeit gibt, massive Störungen des System zu simulieren.

Das Ergebnis des Experimentes zeigt Abbildung 5.6. Die oberen beiden Teilbilder zeigen die Referenz-, Regel- und Stellgröße $r(t)$, $y(t)$ und $u(t) = p_d/p_{d,max}$. Der Sollwert $r(t)$ des Druckaufbaus ψ wird dabei kontinuierlich alle 50 s gesteigert. Die ersten beiden Referenzwerte liegen im teilabgelösten Bereich der Strömung, der letzte $r(t = 100 \text{ s}) = 0,46$ zielt auf eine komplette Stabilisierung des Systems ab.

Jeder einzelne der vorgegebenen Referenzwerte wird derart gestört, dass der Axialventilator durch den gesamten Bereich instabiler Betriebspunkte gefahren wird, vgl. Abbildung 3.30. Die korrespondierenden Werte der Lieferzahl ϕ sind in Abbildung 5.6 zu sehen. Da die Aktuation die Förderleistung Q des Ventilators und damit auch den Wert von ϕ nach Gleichung (3.4) beeinflusst, ist im untersten Teilbild zusätzlich die absolute Position der Drossel angegeben. Die Drossel selbst wird mit der maximal zur Verfügung stehenden Geschwindigkeit von $c_{Dr} = 2 \text{ mm/s}$ verfahren. Je höher der Wert der Lieferzahl ϕ desto geringer ist das Risiko von Strömungsverlusten. Dementsprechend schwächer kann der Eingriff des Reglers ausfallen, um das System auf den geforderten Referenzwert zu bringen. Analog gilt dies auch im umgedrehten Fall, d. h. mit fallenden Werten von ϕ muss der Regler stärker eingreifen.

Das Ergebnis in Abbildung 5.6 zeigt jedoch eindeutig ein sehr gutes Störungsunterdrückungs- und Führungsverhalten. Trotz dem Einwirken massivster Störungen werden alle geforderten Referenzwerte ohne Überschwingen und bleibende Regelabweichung schnell erreicht. Des Weiteren sieht man, dass die Strömung zwischen $t = 100 \text{ s}$ und $t = 150 \text{ s}$ selbst unter Einfluss von Störungen komplett stabilisiert werden kann.

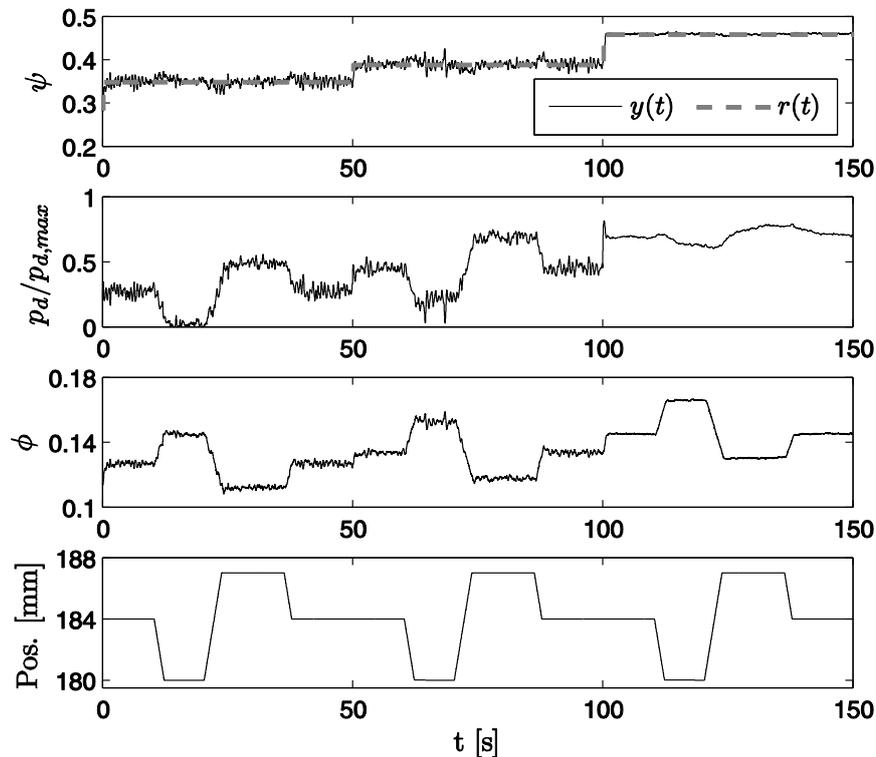


Abbildung 5.6. Ergebnis mit einem robusten H_∞ -Regler unter Einwirkung von Störungen.

Durch die Regelung wird dabei zum Erreichen der Vorgaben die Aktuationsamplitude dem aktuellen Betriebspunkt anpasst. Auf diese Weise wird die eingebrachte Energie auf ein nötiges Minimum reduziert, was eine zentrale Forderung seitens der kommerziellen Triebwerkshersteller erfüllt.

In einem weiteren Versuch wird anschließend getestet, ob sich die erreichte Regelgüte ein weiteres Mal verbessern lässt. Dazu wird zusätzlich zum H_∞ -Regler eine dynamische Vorsteuerung gemäß Kapitel 2.5.2 implementiert und das Experiment aus Abbildung 5.6 wiederholt.

Das Ergebnis des Versuchs zeigt Abbildung 5.7. Ein vergleichbar gutes Führungsübertragungs- sowie Störungsunterdrückungsverhalten wie im zuvor beschriebenen Versuch ist zu beobachten. Die Ausschläge der Stellgröße zum Zeitpunkt $t = 50$ s bzw. $t = 100$ s bei Veränderung der Führungsgröße $r(t)$ deuten auf den zusätzlichen Eingriff der dynamischen Vorsteuerung hin. Insgesamt betrachtet lässt sich die Regelgüte jedoch nur marginal verbessern, der limitierende Faktor der Geschwindigkeit des Regelkreises ist die Dynamik der Strecke.

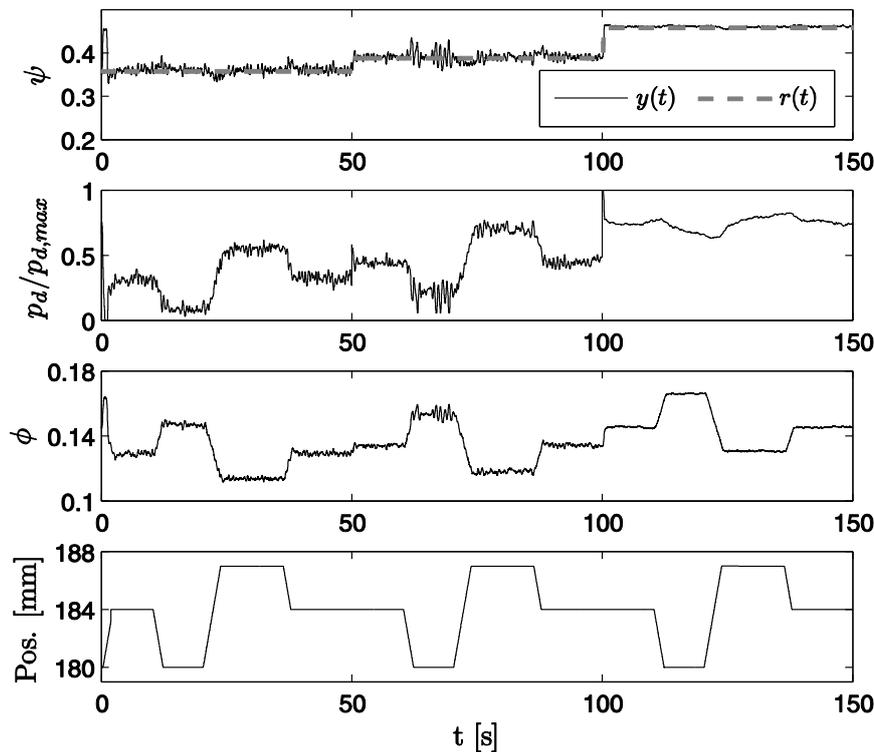


Abbildung 5.7. Experiment wie in Abbildung 5.6 mit dynamischer Vorsteuerung.

5.2 Extremwertregelung

Als alternatives adaptives Regelungskonzept zu einem modellbasierten Ansatz wird auch am Axialventilator ein Extremwertregler und dessen Erweiterungen vorgeschlagen. Im Folgenden soll gezeigt werden, dass es mittels dieser Methode ebenfalls möglich ist, den Betrieb des Axialventilators zu stabilisieren und Instabilitäten effektiv zu unterdrücken. Dabei ist es von großem Vorteil, dass das zugrunde liegende Kennfeld nicht bekannt sein muss, so dass auf eine aufwendige Systemidentifikation, vgl. Kapitel 2.1, verzichtet werden kann.

Neben dem unterstützenden Einsatz bei der Vermessung mehrdimensionaler Kennfelder und der Optimierung von Anregeparametern wie in Kapitel 4.3 demonstriert, stellt dies eine weitere Anwendungsmöglichkeit des Extremwertregelungsverfahrens dar.

Erweiterungskonzepte zum klassischen EWR wie der Slope-Seeking Regler in Abschnitt 5.2.2 helfen, die eingebrachte Aktuationsenergie zu minimieren. Durch den zusätzlichen Einsatz eines erweiterten Kalman-Filters kann die Regelgüte deutlich gesteigert werden, wie in Abschnitt 5.2.3 beschrieben wird. Abschließend wird die Robustheit der vorgeschlagenen Regler unter Einfluss transientser Störungen in Abschnitt 5.2.4 untersucht.

Die verwendeten Parameter aller im Folgenden präsentierten Extremwertregler sind in Anhang B.3 zusammengefasst.

5.2.1 Klassischer Extremwert-Regler

Abbildung 5.8 zeigt das Ergebnis eines Experimentes mit einem klassischen Extremwertregler. Ziel der Regelung ist es, den Betrieb unter Einsatz einer möglichst geringen Stellenergie automatisch zu stabilisieren. Das korrespondierende Kennfeld $\psi = f(u_{pw})$ ist in Abbildung 3.29 zu sehen, ist jedoch für die Funktion des Regelalgorithmus nicht relevant. Es wird a posteriori zur Verifikation der erhaltenen Ergebnisse herangezogen.

Zu Beginn liegen mit $\psi = 0,34$ abgelöste Strömungsverhältnisse vor, die Maschine befindet sich im Stall. Zum Zeitpunkt $t = 4$ s wird die Regelung eingeschaltet, was durch die schwarze, gestrichelte Linie in Abbildung 5.8 angezeigt wird. Das bis dahin konstante Stellgrößensignal $u(t) = u_0 = 0,2$ beginnt mit einer Amplitude von $a = 0,05$ und einer Frequenz von $\omega_{sin} = 2\pi 0,5$ rad/s zu perturbieren, vgl. Gleichung (2.37). Als Reaktion auf die Variation des Systemeingangs beginnt auch die Regelgröße $y(t) = \psi(u(t))$ in der selben Frequenz zu schwingen. Die Amplitude des Ausgangssignals korreliert dabei nach Gleichung (2.38) mit dem aktuellen Gradienten $f' = dy_s/du_s$ des stationären Kennfeldes.

Aufgrund des positiven Vorzeichens des detektierten Kennfeldgradienten f' erhöht der Regler den Wert der Stellgröße u_{pw} kontinuierlich. Zum Zeitpunkt $t = 18$ s übersteigt der Druckbeiwert die Marke von $\psi = 0,46$ und die Strömung kommt zum Anliegen. Im Experiment geht dies mit einer deutlichen Reduzierung der abgestrahlten Lärmemission einher. Die Zeit zur automatischen Stabilisierung beträgt insgesamt 14s.

Nachdem die Strömung wieder anliegt, reduziert der Regler den Anstieg der Pulsweite u_{pw} . Bei genauer Betrachtung des Stellgrößenverlaufes fällt auf, dass die Pulsweite noch einen geringen Anstieg im Mittel aufweist. Offensichtlich detektiert der Algorithmus weiterhin einen kleinen Kennfeldgradienten und erhöht infolge dessen den Wert der Stellgröße u_{pw} , ohne dass dadurch eine nennenswerter Druckzugewinn $\Delta\psi$ erreicht wird. Dies führt letztlich zu einem unnötigen Verbrauch von Stellenergie, was im Flugbetrieb ein sehr kritischer Faktor ist, da die eingebrachte Druckluft dem Verdichter entnommen werden muss. Das in Abbildung 5.8 zu sehende Regelverhalten muss deshalb verbessert werden, wozu im Folgenden ein Slope-Seeking Regler vorgeschlagen wird.

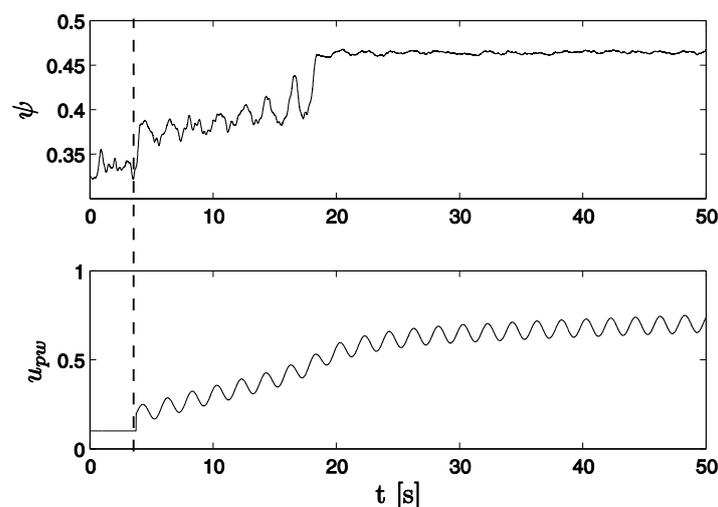


Abbildung 5.8. Experimentelles Ergebnis der klassischen Extremwertregelung. Der Startpunkt der Regelung ist durch die gestrichelte Linie hervorgehoben.

5.2.2 Slope-Seeking-Regler

Prozesse in der Strömungsmechanik sind oftmals durch ein stationäres Kennfeld gekennzeichnet, welches mit zunehmendem Wert der Stellgröße $u(t)$ eine immer geringere Steigerung der korrespondierenden Regelgröße $y(t) = f(u(t))$ aufweisen und in einem Plateau enden, wie es im betrachteten Fall gegeben ist. Wie in Kapitel 2.4.2 beschrieben, bietet sich zur Regelung solcher Strecken der Ansatz des Slope-Seeking Reglers an. Die Vorgabe eines zu detektierenden Kennfeldgradienten f' liefert einen zusätzlichen Freiheitsgrad in der Reglerauslegung, der es ermöglicht, die beschriebene Energieverschwendung des klassischen Ansatzes zu unterbinden.

Das Ergebnis des Experiments mit einem Slope-Seeking Regler ist in Abbildung 5.9 zu sehen, die Startbedingungen mit $\psi = 0,34$ und $u_0 = 0,2$ entsprechen denjenigen aus dem vorherigen Versuch in Abbildung 5.8. Die besten Resultate im Rahmen dieser Messreihe lassen sich mit einer Perturbationsamplitude von $a = 0,1$, einer Perturbationsfrequenz von $\omega_{sin} = 2\pi \cdot 0,4$ rad/s und einem Referenzgradienten $f_{ref} = 0,002$ nach Gleichung (2.43) bzw. (2.44) erzielen. Bei höherer Wahl des Referenzgradienten wird das Optimum bezüglich ψ nicht erreicht, tiefere Werte hingegen verursachen unnötig hohe Stellgrößenamplituden. Im Gegensatz zum klassischen Extremwertregler ist diesmal die Perturbationsamplitude a doppelt so groß gewählt. Mit dem klassischen Ansatz führt das zu einer maximalen Stellgröße, d.h. zur vollen Öffnung der Ventile. Im Fall des Slope-Seeking-Reglers hingegen konvergiert die Stellgröße im Mittel, siehe Abbildung 5.9. Des Weiteren lässt sich durch die höhere Perturbationsamplitude die Zeit bis zum Erreichen des anliegenden Strömungszustandes deutlich verringern. Eine weitere Verbesserung ist allerdings nicht möglich, da noch größere Amplituden der Stellgröße ein regelmäßiges Abreißen der Strömung nach sich ziehen würde. Bei der manuellen Feinanpassung der Parameter im Experiment kann durch eine leichte Verringerung der Perturbationsfrequenz gegenüber dem klassischen Ansatz ein Überschwingen der Regelgröße vermieden werden.

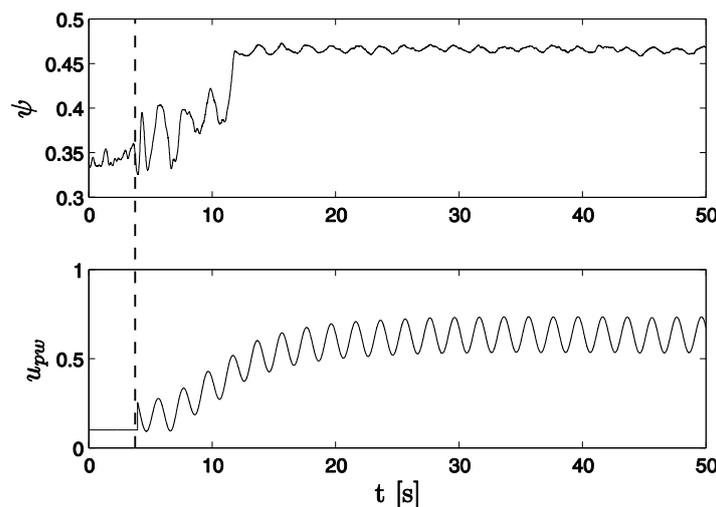


Abbildung 5.9. Experiment wie in Abbildung 5.8 mit Slope-Seeking Regler.

Erneut wird der Regler zum Zeitpunkt $t = 4$ s eingeschaltet und die Ein- und Ausgangsgröße beginnen zu perturbieren. Der Slope-Seeking Regler erhöht die Stellgröße u_{pw} kontinuierlich, wodurch der aufgebaute Druck ψ ansteigt. Zum Zeitpunkt $t = 12$ s legt die Strömung mit $\psi = 0,46$ wieder an. In diesem Fall sind 8 s nötig, um den abgelösten Strömungszustand zu stabilisieren.

Im Vergleich zum Ansatz des klassischen Extremwertreglers bedeutet diese eine signifikante Verbesserung der Zeit zur Stabilisierung der Maschine von 40 %. Überdies hinaus zeigt der Verlauf der Stellgröße an, dass ein unnötiger Verbrauch von Stellenergie vermieden wird. Nach dem Anliegen der Strömung perturbiert u_{sw} um einen konstanten Mittelwert von $u_{sw} = 0,6$ und steigt nicht weiter an.

Würden sich die Betriebsbedingungen durch eine Störung derart ändern, dass sich der Arbeitspunkt im stationären Kennfeld weit nach rechts auf das ebene Druckplateau mit $f' \approx 0$ verschiebt, so kann der Slope-Seeking-Regler mit einer Reduktion der Stellgröße reagieren. Der klassische Extremwertregler hingegen bliebe auf dem Plateau stehen und ist nicht in der Lage auf diese Art der Störung adäquat zu reagieren. Im Vergleich der ersten beiden Versuche in Abbildung 5.8 und Abbildung 5.9 kann bereits eine signifikante Verbesserung der Regelgeschwindigkeit erzielt werden. Dies ist möglich, weil der Ansatz des Slope-Seeking Reglers es erlaubt, eine höhere Perturbationsamplitude umzusetzen, ohne über das Maximum des stationären Kennfeldes hinaus zu geraten. Nichtsdestotrotz befindet man sich noch außerhalb der relevanter Zeitskalen realer Verdichterkonfigurationen (Day, et al. 1999), (Eveker, et al. 1998).

Im folgenden Absatz wird deshalb eine weitere Modifikation des Extremwertalgorithmus verwendet, welche bereits an anderen grundlegenden, strömungsphysikalischen Konfigurationen zu einer signifikanten Beschleunigung der Performance geführt hat (Henning, et al. 2008).

5.2.3 SSC mit erweitertem Kalman-Filter

Der langsamste Teil der Extremwertregelung ist die Ermittlung des aktuellen Wertes des Kennfeldgradienten f' . Die Grundidee der Erweiterung durch ein Kalman-Filter ist es deshalb, den Gradienten nicht mehr durch ein System von Filtern zu ermitteln, sondern lediglich zu schätzen, siehe Kapitel 2.4.3.

Das Ergebnis eines Experimentes mit Einsatz eines erweiterten Kalman-Filters ist in Abbildung 5.10 dargestellt. Die Anfangsbedingungen gleichen denjenigen der Versuche in Abbildung 5.8 / 5.9, d. h. zum Einschaltzeitpunkt der Regelung bei $t = 3$ s (linke gestrichelte Linie) befindet sich die Strömung in abgelöstem Zustand.

Nachdem der Regler zuerst aufgrund einer negativen Schätzung des aktuellen Gradienten die Stellamplitude reduziert, erhöht er sie anschließend schnell, so dass die Strömung zum Zeitpunkt $t = 4,5$ s zum Anliegen gebracht wird. Der Regler schwingt über und reduziert dann die Stellgröße u_{pw} bis er ab $t = 18$ s um einen konstanten Wert perturbiert.

Zum Zeitpunkt $t = 19$ s wird der Regler ausgeschaltet. Daraufhin fällt der Druckbeiwert ψ sofort und die Strömung reißt erneut ab. Das Experiment wird zum Zeitpunkt $t = 26$ s wiederholt, siehe die gestrichelte Linie rechts im Bild. Das zuvor gesehene Ergebnis kann verifiziert werden und die Strömung ist bereits nach 1,5 Sekunden wieder angelegt.

Aufgrund der schnellen Detektion des aktuellen Kennfeldgradienten durch das Kalman-Filter ist es möglich, die Aktuationsfrequenz auf bis zu $\omega_{sin} = 2$ Hz zu steigern. Die Perturbationsamplitude des

Druckbeiwertes ψ ist etwas schwächer ausgeprägt als im vorherigen Versuch und die Schätzwerte \hat{f} des Kennfeldgradienten sind sehr klein, weshalb mit großen Verstärkungsfaktoren von bis zu $k = 10000$ gearbeitet wird. Die gewählte Perturbationsamplitude liegt mit $a = 0,07$ zwischen den gewählten Werten aus den Versuchen in Abbildung 5.8 und Abbildung 5.9.

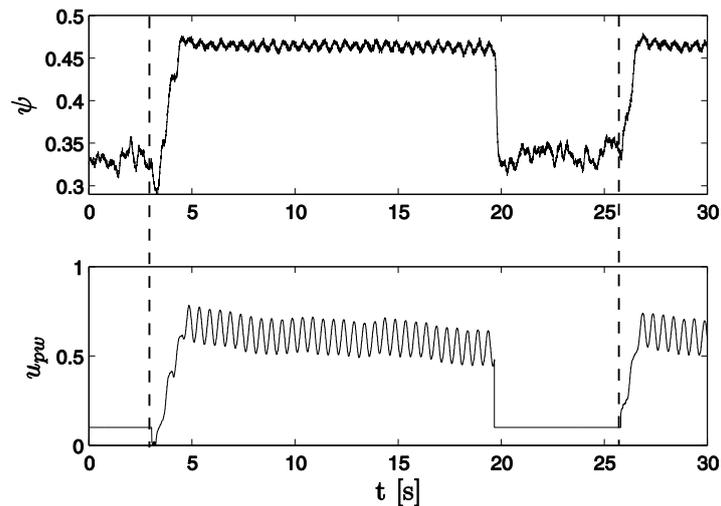


Abbildung 5.10. Experiment wie in Abbildung 5.9 mit erweitertem Kalman-Filter.

Die Auslegung des Reglers gestaltet sich dabei komplex, da weitere Freiheitsgrade in Form der Wahl des Intervalls zwischen zwei Messpaaren sowie die Parameter des Kalman-Filters zusätzlich zu bestimmen sind, wie in Kapitel 2.4.3 erläutert wird. Die Parameter sind im Anhang B.3 zu finden. In Anbetracht der deutlichen Steigerung der Regelgüte lohnt sich dieser Mehraufwand, die Zeit zur Stabilisierung der Maschine kann gegenüber dem klassischen Extremwertregler um nahezu eine ganze Größenordnung verbessert werden.

5.2.4 Regelung transienter Störungen

Die oben gezeigten Ergebnisse wurden ohne den Einfluss externer Störungen, an einem festen Arbeitspunkt durchgeführt. Im Folgenden soll die Robustheit der vorgeschlagenen Regler experimentell geprüft werden. Letztlich ist es ausschlaggebend, ob der Regelalgorithmus auch unter rauen Alltagsbedingungen fähig ist, schnell auf plötzliche Veränderungen der Umgebungsbedingungen reagieren zu können und mögliche unerwartete Störungen unverzüglich zu kompensieren. Erst dann ist er auch für eine reale technische Anwendungen interessant.

Aufgrund dessen werden die bisher präsentierten Ansätze zur Extremwertregelung erneut unter Einfluss großskaliger, transienter Störungen getestet. Diese können durch Verfahren der Drossel wie es u. a. in Kapitel 3.3.3 beschrieben steht, simuliert werden. Zu Beginn zeigt Abbildung 5.11. ein Experiment mit einem Slope-Seeking-Regler gemäß Kapitel 5.2.2 ohne Kalman-Filter.

5 REGELUNGSERGEBNISSE AM AXIALVENTILATOR

Im oberen Teilbild von Abbildung 5.11 ist der gemessene Druckbeiwert ψ aufgetragen. Ein Wert von $\psi = 0,46$ zeigt einen angelegten Strömungszustand an. Ziel der Regelung ist es, diesen Druckbeiwert aufrecht zu erhalten, um damit einen stabilen Betrieb zu gewährleisten, indem Strömungsablösungen verhindert oder weitestgehend verzögert werden.

Die Lieferzahl ϕ wird kontinuierlich von $\phi = 0,175$ nach $\phi = 0,11$ gesenkt, wie im unteren Teilbild von Abbildung 5.11 zu sehen ist. Der Startwert ist dabei kurz vor Eintritt von Strömungsablösung gewählt. Je stärker der Ventilator angedrosselt wird, desto mehr Druckaufbau findet statt. Aufgrund der höheren aerodynamischen Belastung der Schaufeln steigt damit das Risiko von Stall. Dementsprechend stärker muss der Eingriff der Aktuation erfolgen, um die Strömung anliegend zu halten.

Die Reaktion des Reglers auf die Störung ist im Verlauf der Stellgröße u_{pw} im mittleren Teilbild von Abbildung 5.11 zu sehen. Kurz nach dem Einschalten des Reglers zum Zeitpunkt $t = 5$ s beginnt die Perturbation von u_{pw} , weitere drei Sekunden später beginnt die Drossel zu fahren. Während zu Beginn eine kleine Pulsweite der Ventile ausreicht, um die Strömung am Anliegen zu halten, wird sie mit abnehmender Lieferzahl ϕ vom Regler kontinuierlich erhöht.

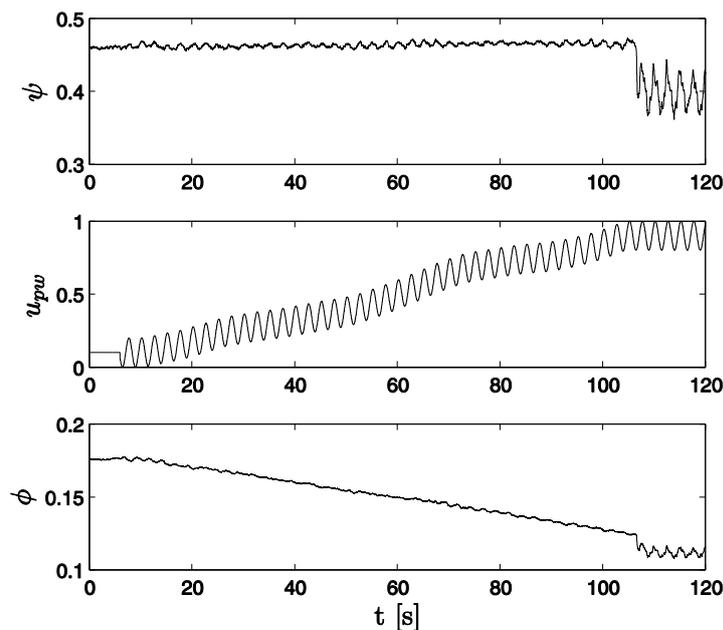


Abbildung 5.11. Experiment mit einem Slope-Seeking-Regler unter Einfluss einer transienten Störung.

Bis zu einer kritischen Lieferzahl von $\phi = 0,125$ tritt keine Strömungsablösung auf und ein Druckbeiwert von $\psi = 0,46$ kann gehalten werden. Ab diesem Arbeitspunkt ist es selbst mit maximaler Stellamplitude u_{pw} nicht mehr möglich, die Strömung zu stabilisieren.

Im Anschluss wird das Erweiterungskonzept mittels eines erweiterten Kalman-Filters nach Abschnitt 5.3.2 dem gleichen Test unterzogen. Auch hier macht eine industrielle Applikation nur dann Sinn, wenn gezeigt werden kann, dass die Beschleunigung der Regelperformance keine negativen Auswirkungen auf die Robustheit des Regelalgorithmus hat. Die erhaltenen Ergebnisse sind in Abbildung 5.12 dargestellt.

Der Regler wird erneut zum Zeitpunkt $t = 5$ s eingeschaltet, kurz danach beginnt die Drossel zu verfahren, siehe unteres Teilbild in Abbildung 5.12. Das Verhalten des Reglers spiegelt das in Abbildung 5.11 gesehene wieder. Als Reaktion auf die simulierte, transiente Störung durch kontinuierliche Veränderung der Lieferzahl ϕ erhöht auch dieser Regelalgorithmus kontinuierlich die Amplitude der Stellgröße u_{pw} und kann den Strömungsabritt verhindern. Schließlich reißt die Strömung erst wieder ab, wenn selbst vollständig geöffnete Ventile nicht mehr in der Lage sind, Stall zu verhindern.

Wie die Versuche in Abbildung 5.8 bis Abbildung 5.12 zeigen, sind die vorgeschlagenen Methoden zur Extremwertregelung in der Lage, die Strömung automatisch zu stabilisieren. Überdies hinaus kann damit das Einsetzen von Instabilitäten vermieden werden. Die benötigte Aktuationsenergie wird dabei dem aktuellen Betriebspunkt angepasst, wodurch sie auf ein notwendiges Minimum reduziert wird. Im Vergleich zum unbeeinflussten Fall kann aktive Strömungskontrolle den aerodynamisch nutzbaren Betriebsbereich deutlich vergrößern. In normalerweise bereits instabilen Arbeitspunkten kann eine Erhöhung des aufgebauten Drucks von über 20 % erreicht werden.

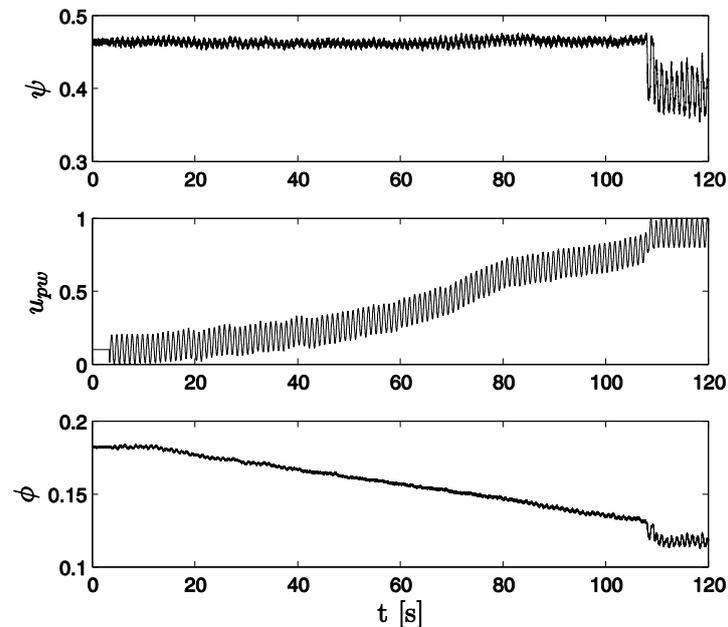


Abbildung 5.12. Experiment wie in Abbildung 5.11 mit erweitertem Kalman-Filter.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Mit der vorgelegten Arbeit ist es gelungen, die Entwicklung und den Aufbau eines geschlossenen Regelkreises zur effizienten Reduzierung der Strömungsablösung an hoch belasteten Statoren einer Turboarbeitsmaschine und an Rotoren umzusetzen. Das langfristig anvisierte Ziel ist eine Reduzierung der Anzahl an Verdichterstufen innerhalb eines kommerziellen Triebwerkes unter Beibehaltung der Druckerhöhung des Kompressors. Um dies zu erreichen, wird das Stufendruckverhältnis durch eine stärkere Umlenkung und den Einsatz aktiver Strömungskontrolle erhöht. Es kann gezeigt werden, dass sich die aerodynamischen Druckverluste in Folge von Strömungsablösung innerhalb der betrachteten Versuchskonfigurationen durch den Aufbau einer Regelung deutlich reduzieren lassen. Es gelingt, den Druckaufbau pro Stufe unabhängig von den Betriebsbedingungen und auch beim Vorhandensein von Störungen zu steigern. Dabei werden verschiedene Regelungsverfahren implementiert und experimentell getestet.

Der Schwerpunkt der Untersuchungen liegt auf dem Einsatz von robusten und adaptiven Regelungsverfahren, welche im Rahmen zahlreicher Studien bereits an einer Vielzahl von Strömungskonfigurationen erfolgreich eingesetzt werden konnten. Im Zuge der vorliegenden Arbeit wird untersucht, inwiefern sich Konzepte aus der grundlagenorientierten Forschung auf eine industriennahe Applikation übertragen lassen und welche neuen Herausforderungen damit verbunden sind. Auf diese Weise kann schließlich eine Einschätzung des Potentials der Technologie für einen zukünftigen Einsatz in kommerziellen Triebwerken erfolgen.

Bei der Untersuchung wird besonderes Gewicht auf die Vorgaben technologischer Randbedingungen seitens des Industriepartners Rolls-Royce Deutschland gelegt. Um ökonomisch interessant zu sein, muss der Aufwand bezüglich der eingesetzten Aktuatoren und Sensoren als auch die Menge an entnommener Zapflucht aus dem Verdichter zur Beeinflussung der Strömung so gering wie möglich gehalten werden. Im Zuge dessen wird der mögliche Beitrag von Regelungskonzepten zum Auffinden energieeffizienter Beeinflussungsmöglichkeiten untersucht.

Zusammenfassung der Ergebnisse an der Statorkaskade

An der Statorkaskade gelingt es, die sich ausbildende hochkomplexe dreidimensionale Innenströmung positiv zu beeinflussen. Dies ist möglich, indem die beiden dominanten Wirbelstrukturen mit aktiver Strömungskontrolle reduziert werden. Dabei wird in zwei Schritten vorgegangen:

Die erste Beeinflussung erfolgt im Zuge einer Eingrößenregelung. Aufgrund des Druckgradienten zwischen Druck- und Saugseite der Statorschaufeln rollen sich sekundäre Wirbelstrukturen, sogenannte Tüten- oder Eckenwirbel, entlang der Seitenwände auf, welche zu einer Verblockung der Kaskade und damit zu Druckverlusten führen. Durch das Einbringen von gepulster Druckluft über Schlitzaktuatoren an den Seitenwänden werden die Wirbel zu den Seitenwänden gezogen und so die Verblockung der Passagendurchströmung vermindert. Ein auf Basis von black-box Modellen synthetisierter H_{∞} -Regler kann eingesetzt werden, um den Druck an der Hinterkante eines Statorblattes, welcher hier als globales Maß für den Druckaufbau insgesamt interpretiert wird, zu erhöhen. Es gelingt, die Blockie-

rung der einzelnen Passagen der Statorcascade derart zu mindern, dass der Druck an der Hinterkante um bis zu 8 % gesteigert werden kann. Des Weiteren ermöglicht es der robuste Regler, Störungen des Nachlaufs schnell zu kompensieren und die Stabilität des Betriebes zu gewährleisten.

In einem zweiten Schritt wird eine zusätzliche Beeinflussungsmöglichkeit in Form von direkt in der Schaufel integrierten Schlitzaktuatoren geschaffen, die sich im hinteren Drittel der Saugseite befinden und spannweitig ausgerichtet sind. Diese Aktuatoren ermöglichen eine gezielte Beeinflussung der druckinduzierten Ablösung auf der Schaufel, die sich wegen der überkritischen Umlenkung der Strömung ausprägt. Durch das Einblasen gepulster Druckluft kann zusätzliche kinetische Energie in die Scherschicht eingebracht werden, wodurch sich die druckinduzierte Ablösung verzögern lässt und infolgedessen die aerodynamischen Druckverluste gemindert werden.

Um eine gezielte Beeinflussung beider dominanter Ablösephänomene zu ermöglichen, wird neben dem Druck an der Hinterkante eine weitere Regelgröße identifiziert. Auf Basis der Untersuchung statischer Druckdaten sowie den Ergebnissen eines experimentellen Partnerprojektes mittels Ölanstrichbildern und PIV-Aufnahmen gelingt es, die strömungsmechanischen Details am Stator soweit aufzulösen, dass sich daraus eine zusätzliche Regelgröße ableiten lässt. So kann mittels weniger statischer Drucksensoren eine spannweitige Druckverteilung ermittelt werden, welche eindeutig mit der Ausprägung der sekundären Wirbelstrukturen korreliert.

Als Folge entsteht eine verkoppelte Mehrgrößenregelungsaufgabe mit jeweils zwei Stell- und Regelgrößen. Durch den Einsatz eines linearen MIMO- H_∞ -Reglers können sowohl die druckinduzierte Ablösung reduziert als auch die Ausprägung der sekundären Wirbelstrukturen deutlich gemindert werden. Insgesamt kann eine Druckerhöhung von über 14 % an der Hinterkante erreicht werden. Der robuste Regler ist überdies hinaus in der Lage, das System zu stabilisieren. So können Vorgaben bezüglich beider Regelgrößen schnell eingehalten und gleichzeitig aufgebrachte Störungen kompensiert werden. Als eine weitere Alternative wird ein klassischer Ansatz zur Mehrgrößenregelung verfolgt, ein sogenannter IBC-Ansatz, welcher ebenfalls ein gutes Störungs- und Führungsübertragungsverhalten aufweist und dessen Robustheit im Experiment erfolgreich demonstriert werden kann. Über eine dynamische Entkopplung kann mit dieser Methode eine entkoppelte Beeinflussung der Längs- und Hinterkantenablösung erfolgen.

Eine weitere Zielstellung wird durch den Einsatz von Extremwertreglern verfolgt. So kann an der Statorcascade exemplarisch gezeigt werden, dass dieses Regelungsverfahren in der Lage ist, optimale Anregeparameter automatisch zu detektieren. Hierzu wird über ein einfaches Gütefunktional der Nutzen in Form eines Druckzugewinns zu den Kosten in Form des benötigten einzublasenden Massenstroms ins Verhältnis gesetzt. Das Optimum des Funktionals kann über einen Extremwertregler aufgefunden werden, so dass die Methode sich zur Ermittlung einer energieeffizienten Strömungsbeeinflussung eignet. Das Verfahren ist allerdings auf eine bestimmte Klasse von Prozessen eingeschränkt, welche durch ein stationäres Kennfeld mit einem eindeutigen Maximum oder Plateau gekennzeichnet sind.

Zusammenfassung der Ergebnisse am Axialventilator

Am Axialventilator kann gezeigt werden, dass sich instabile Betriebszustände in Folge von Strömungsablösungen auf Teilen der Rotorschaukeln mit Methoden der aktiven Strömungskontrolle deutlich mindern lassen. Über den Umfang äquidistant verteilte Schlitzdüsen ermöglichen es, gepulst in den Spalt zwischen dem Gehäuse und den rotierenden Blättern einzublasen, wodurch der effektiv

durchströmte Querschnitt des Axialventilators vergrößert wird. Damit einhergehend werden Strömungsablösungen an den Rotorblättern gemindert und die Anströmung des folgenden Stators verbessert, so dass der erreichbare Druckaufbau gesteigert wird. Auf Basis einer Regelung mit einem robusten H_∞ -Regler kann gezeigt werden, dass sich der nutzbare aerodynamische Bereich des Axialventilators um über 20 % erweitern lässt. Auf diese Weise wird ein Druckaufbau in Arbeitspunkten ermöglicht, welche normalerweise bereits instabil sind und einen deutlichen Druckverlust aufweisen. Es kann weiter gezeigt werden, dass der robuste Regelungsansatz selbst unter Einfluss großskaliger Störungen in der Lage ist, sowohl den teilabgelösten Bereich zu stabilisieren als auch den Strömungsabriss komplett zu unterdrücken.

Das Verfahren der Extremwertregelung sowie dessen Erweiterungen können auch an dieser Versuchskonfiguration gewinnbringend eingesetzt werden. So gelingt es, den Axialventilator aus dem instabilen Betriebsbereich automatisch zurück zu stabilen Betriebsbedingungen zu bringen. Der eingebrachte Massenstrom kann dabei durch den Einsatz eines Slope-Seeking Reglers minimal gehalten werden. Es kann weiter gezeigt werden, dass sich die normalerweise recht langsamen Regelungsgeschwindigkeit durch eine von (Henning, et al. 2008) vorgeschlagene Erweiterung mittels eines erweiterten Kalman-Filters um fast eine Größenordnung beschleunigen lässt.

Ferner wird experimentell nachgewiesen, dass sowohl der Slope-Seeking Regler als auch der Erweiterungsansatz mit einem erweiterten Kalman-Filter in der Lage sind, transiente Störungen effektiv zu kompensieren. Auf diese Weise ist es möglich, die Strömungsablösung und den damit verbundenen instabilen Betrieb nahezu komplett zu unterdrücken.

Wie bereits oben aufgeführt, ist der Einsatz der Extremwertregler jedoch nicht immer sinnvoll. So ist es am Axialventilator nicht realisierbar, im Rahmen einer Extremwertregelung eine optimale Anregungsfrequenz innerhalb der Bandbreite der eingesetzten Ventile bis 200 Hz zu detektieren, da es keinen eindeutig detektierbaren Gradienten im Bereich benachbarter Frequenzen gibt.

Einschätzung der Technologie

Die vorgelegte Arbeit zeigt das enorme Potential aktiver Methoden der Strömungskontrolle in Turboarbeitsmaschinen. Eine Anwendung innerhalb eines kommerziellen Triebwerkes erscheint jedoch erst langfristig in Frage zu kommen. Ein zentraler Punkt, der in vielen Experimenten zur aktiven Beeinflussung von Strömungen immer wieder diskutiert wird, ist der einer effektiven Aktuation. Gerade in Flugzeugtriebwerken muss der Einbau jedes zusätzlichen Bauteils sehr genau gegen seinen Nutzen abgewägt werden, da diese zu Mehrgewicht und zusätzlichen Wartungskosten führen. Überdies hinaus ist das Abzapfen von Druckluft aus dem Verdichter zur Versorgung der Aktuatoren mit Druckluft, im Gegensatz zu Experimenten im Windkanal, im realen Flugbetrieb stark limitiert und darf nach Vorgabe des Industriepartners 1 % des Kernmassenstroms auf keinen Fall überschreiten.

Aufgrund dessen ist man daran interessiert herauszufinden, ob sich die benötigte Aktuationsenergie mittels instationärer Aktuationskonzepte minimieren lässt, wie es in dem vielfach zitierten Werk von (Seifert, et al. 1993) erreicht wird. Hierzu sind am Axialventilator hochfrequente Schnellschaltventile im Bereich der doppelten Blattfolgefrequenz von 2400 Hz gewünscht, um so in jeden Blattzwischenraum zweimal pro Umdrehung einblasen zu können. Ventile dieser Betriebsfrequenz, welche gleichzeitig einen hohen Massendurchsatz haben, zählen jedoch aus heutiger Sicht noch nicht zum Stand der Technik. Die für ein mechanisches System äußerst kurzen Öffnungsintervalle in Verbindung mit der Forderung nach einem hohen Massendurchsatz führen dazu, dass mit sehr hohen Vordrücken gearbeitet

tet werden muss. Diese wiederum verursachen hohe elektrische Anzugsströme der Ventile, was zu starken thermischen Belastungen führt und einen immensen Aufwand in der elektrischen Ansteuerung vonnöten macht. Im Bereich der Bandbreite von 200 Hz der verfügbaren Ventile ist jedenfalls am Axialventilator eine stationäre Anregung am effektivsten. Weitere Aussagen diesbezüglich werden erst mit der Entwicklung einer ausgereiften, hochfrequenten Ventiltechnologie zu treffen sein. Im Zuge der Untersuchungen an der Statorcascade der experimentellen und numerischen Partnerprojekte kann gezeigt werden, dass sich der eingebrachte Massenstrom durch instationäres Einblasen mit Schlitzaktuatoren gegenüber stationärer Aktuation um bis zu einem Drittel reduzieren lässt, bei gleicher Drucksteigerung an der Hinterkante. Insgesamt jedoch ist die maximal erreichbare Drucksteigerung höher mit stationärer Beeinflussung. Schließlich lässt sich demnach noch keine eindeutige Aussage treffen, ob sich eine Minimierung der Aktuationsenergie, wie sie in grundlagenorientierten Untersuchungen festgestellt wird, auf eine Turboarbeitsmaschine übertragen lässt.

Das Hauptproblem bei der Umsetzung aktiver Strömungskontrolle innerhalb von Triebwerken bilden jedoch vor allem die technischen Randbedingungen. So ist es bereits baulich äußerst aufwendig Aktuatoren und Sensoren zusätzlich zu integrieren. In der vorliegenden Arbeit gelingt es an beiden Versuchskonfiguration, die Vorgaben des Industriepartners bezüglich eines minimalen Sensoraufwandes einzuhalten. Am Axialventilator sind lediglich vier wandbündige Drucksensoren an der Ansaug- und Abströmseite notwendig, um eine erfolgreiche Beeinflussung umzusetzen. An der hochbelasteten Statorcascade gelingt es, optimale Sensor- und Aktuatorpositionen zu definieren und geeignete Regelgrößen abzuleiten. Mittels dieser ist man in der Lage, relativ einfach, preiswert und schnell den aktuellen Strömungszustand hinreichend genau zu beschreiben, um so eine Beeinflussung in Echtzeit zu ermöglichen. Zur Bestimmung der spannweitigen Druckdifferenz als Maß für die Ausprägung sekundärer Wirbelstrukturen reichen bereits zwei Drucksensoren aus, zur Bestimmung des Hinterkanten-drucks ist nur ein Sensor vonnöten. Inwiefern dieser Aufwand für reale Verdichter ausreicht, ist schwer einzuschätzen, da hier deutlich höhere Drehzahlen vorliegen und die Kompressibilität des Strömungsfluides nicht mehr vernachlässigt werden kann. So berichtet (Day, et al. 1999) in einer Untersuchung von vier Triebwerken kommerzieller Hersteller von einer Vielzahl unterschiedlicher Instabilitätsmuster, welche sich mitunter extrem schnell ausbilden und sensorisch teilweise schwer detektieren lassen. Der zur Detektion notwendige Mehraufwand durch Sensoren steht wiederum ökonomischen Gesichtspunkten entgegen.

Eine weitere wichtige Herausforderung bleibt die Gewährleistung der Robustheit der zusätzlich eingebauten Komponenten, welche für den Aufbau eines Regelkreises notwendig sind. Im Flugbetrieb sind die Bauteile extremen thermischen und mechanischen Belastungen ausgesetzt, gleichzeitig sind Wartungsintervalle von bis zu 10000 Flugstunden gefordert. Auf diesem Hintergrund erscheint eine klassische aktive Beeinflussung mittels Schnellschaltventilen, welche mechanische Teile beinhalten und über separate Schläuche mit Druckluft versorgt werden, in Triebwerken unwahrscheinlich. Eine realistische Alternative ist die Umleitung von Druckluft aus dem Hochdruckverdichter in andere Komponenten des Triebwerks, um dort die Strömungsverhältnisse zu optimieren, ohne dass dabei Ventile eingesetzt werden müssen. Die Menge an abgezapfter Luft bleibt jedoch nichtdestotrotz limitiert.

Unter diesem Aspekt zeigt die vorgelegte Arbeit, dass das Optimierungspotential an der Statorcascade wesentlich höher einzuschätzen ist, als jenes am Axialventilator. Zur Vermeidung oder Verzögerung der charakteristischen Ablöseprozesse werden an der Statorcascade lediglich injizierte Massenströme im Bereich von 0,2 % des Hauptmassenstroms benötigt. Am Axialventilator werden hierfür

1,5 % des Rotormassenstroms benötigt, je nach Arbeitspunkt sogar bis zu 6 %, was die Vorgabe seitens des Industriepartners um ein Vielfaches überschreitet. Es bleibt anzumerken, dass der vorliegende Versuchsstand aufgrund eines niedrigen Verdichtungsverhältnisses nur bedingt die Verhältnisse innerhalb eines realen Kompressors zu repräsentieren vermag. Überdies hinaus gibt es weitere Gründe, welche für einen Eingriff auf Ebene der Statoren spricht. Die Leitradern sind in der Regel besser zugänglich und somit baulich leicht zu modifizieren bzw. mit Sensor- und Aktuatortechnik auszustatten. Des Weiteren kann an der Statorcascade eine gezieltere Beeinflussung der Strömungsablösung auf Scherschichtebene stattfinden.

Aus regelungstechnischer Sicht stellt es sicherlich kein Problem dar, die modelgestützten Regelungsverfahren auf höhere Prozessgeschwindigkeiten anzupassen. Interessant wird dabei die Frage sein, ob sich die relevante Strömungsdynamik realer Verdichter mit relativ einfachen Prozessmodellen beschreiben lässt, wie es an den untersuchten Strömungskonfigurationen der Fall ist.

Ob sich die Extremwertregler derart beschleunigen lassen, um in den relevanten Zeitskalen industrieller Verdichter im Bereich bis zu 18000 U/min einsetzbar zu sein, ist äußerst fraglich. Sie können jedoch bei der Auslegung dazu genutzt werden, um energieeffiziente Lösungen aufzuspüren und mehrdimensionale Kennfeldvermessungen zu unterstützen.

Fazit

Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit präsentierten Untersuchungen zeigen, dass durch den Einsatz einer Regelung die charakteristischen Ablöseprozesse in einer hochbelasteten Statorcascade und in einem Axialventilator effizient verhindert oder zumindest verzögert werden können. Die präsentierten Regelalgorithmen können ihren Beitrag leisten, indem sie einen sicheren Betrieb gewährleisten und dabei helfen, energieeffiziente Lösungen zur Strömungsbeeinflussung zu entwickeln.

Zum Erreichen des langfristigen Ziels der Steigerung des Stufendruckverhältnisses eines industriellen Verdichters sind noch eine Vielzahl technischer Hürden zu überwinden. Der Erfolg der Technologie hängt dabei sehr stark von der Weiterentwicklung leistungsfähiger Aktuatorik und Sensorik ab.

Insofern ist es sicherlich eine notwendige Strategie, eine sukzessive Erforschung anzustreben und z. B. den untersuchten Machzahlenbereich kontinuierlich zu steigern. So wird bereits in einem Folgeprojekt an der TU Berlin an einer Statorcascade im Machzahlenbereich von $Ma = 0,7$ gearbeitet (Tiedemann und Peitsch 2009).

Da der Flugbetrieb seine eigenen, spezifischen Probleme mit sich bringt, wie die Unmöglichkeit einer separaten Druckluftzufuhr, starke Limitierungen bezüglich Platz und Einbau sowie extremen Umweltbedingungen, erscheint es ein sinnvoller Schritt, die Technologie zuerst an feststehenden Gasturbinen zur Stromgewinnung einzusetzen (Schaefer, et al. 2007). Hier stellt eine separate Druckluftzufuhr kein Problem dar und die Drehzahlen sind wesentlich niedriger als in Flugzeugantrieben. Außerdem wird die Turbine an einem festen Arbeitspunkt betrieben und das zusätzliche Gewicht der Sensoren und Aktuatoren hat keinen negativen Einfluss.

Einhergehend mit der zwingend notwendigen Weiterentwicklung der Sensor- und Aktuatortechnik, ist die aktive Strömungskontrolle langfristig gesehen sicherlich ein Ansatz, welcher das Potential zu einschneidenden Veränderungen in der Triebwerkstechnologie besitzt.

Anhang

A.1 Nominelles Modell für die Statorkaskade

Die Matrizen **A**, **B**, **C**, **D** der Zustandsraumdarstellung nach Gleichung (2.3) und (2.4) für das nominelle Modell \mathbf{G}_n der Statorkaskade lauten wie folgt:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} -1,250 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -2,632 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1,000 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -4,000 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0,250 & 0 \\ 0,250 & 0 \\ 0 & 0,250 \\ 0 & 1,000 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} 0,330 & 0 & 1,151 & 0 \\ 0 & 0,221 & 0 & -0,614 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{D} = \mathbf{0}$$

A.2 Gewichte zur Lösung des Mixed-Sensitivity Problems für die Statorkaskade

Die verwendeten Übertragungsmatrizen der Gewichtungen für die H_∞ -Minimierung sind:

$$\mathbf{W}_T(s) = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \frac{s+1}{0,01s+1}$$

$$\mathbf{W}_S(s) = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} 10^3 \frac{0,2s+1}{200s+1}$$

$$\mathbf{W}_{CS}(s) = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} 0,04 \frac{25s+1}{0,01s+1}$$

A.3 H_∞ -Mehrgrößenregler an der Statorkaskade

Die Zustandsraumdarstellung des robusten Mehrgrößenreglers durch Lösen des Mixed-Sensitivity Problems lautet:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} -0,043 & 0,004 & 2,946 \\ 0,002 & -0,043 & -2,117 \\ 2,699 & -2,711 & -3565 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} -3,166 & 2,381 \\ 1,737 & 2,058 \\ 148,8 & -11,91 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} -3,539 & 1,389 & 149,0 \\ 1,779 & 2,307 & -9,126 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{D} = \mathbf{0}$$

B.1 Gewichte zur Lösung des Mixed-Sensitivity Problems für den Axialventilator

Die verwendeten frequenzabhängigen Gewichte für die H_∞ -Minimierung sind:

$$W_S(s) = 1000 \frac{0,1s + 1}{100s + 1}$$

$$W_T(s) = \frac{0,1s + 1}{0,01s + 1}$$

$$W_{CS}(s) = 0,25 \frac{0,4s + 1}{0,0001s + 1}$$

B.2 Robuster H_∞ -Regler am Axialventilator

Die Zustandsraumdarstellung des robusten SISO-Reglers durch Lösen des Mixed-Sensitivity Problems lautet:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} -0,010 & -0,011 & -0,023 \\ -0,011 & -11,01 & -46,23 \\ 0,022 & 46,23 & -877,8 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 6,318 \\ 3,437 \\ -6,855 \end{bmatrix}$$

$$C = [6,318 \quad 3,437 \quad 6,855]$$

$$D = 0$$

B.3 Parametersätze der Extremwertregelung am Axialventilator

Zusammenstellung der verwendeten Parameter für die in Kapitel 5.2 gezeigten Ergebnisse zur Extremwertregelung:

Parameter	SSC mit EKF	SSC	EWR
Abtastfrequenz [Hz]	2000	1000	1000
Perturbationsfrequenz ω_{sin} [Hz]	2,0	0,4	0,5
Perturbationsamplitude a [%]	7	10	5
Startwert u_0 [%]	20	20	20
Eckfrequenz des LP [Hz]	-	0,04	0,05
Eckfrequenz des [Hz]	-	0,4	0,5
Verstärkung k	10000	80	100
Referenzgradient f'_{ref}	0,002	0,002	-
Zeitdelay [Anzahl Samples]	125	-	-
Startwert der Kovarianzmatrix des Schätzfehlers P_0	$\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 100 \end{bmatrix}$	-	-
Kovarianzmatrix des Messrauschens R	$\begin{bmatrix} 0,001 & 0 \\ 0 & 0,001 \end{bmatrix}$	-	-
Kovarianzmatrix des Prozessrauschens Q	$\begin{bmatrix} 0,01 & 0 \\ 0 & 10 \end{bmatrix}$	-	-

Literaturverzeichnis

- Ackermann, J. *Robuste Regelung*. Heidelberg-Berlin: Springer-Verlag, 1993.
- Ariyur, K. und M. Krstic. *Real – time optimization by extremum-seeking control*. Hoboken: John Wiley & Sons, 2003.
- Baumgartner, M., F. Kameier und J. Hormouziades. „Non engine order blade vibration in a high speed compressor.“ *12th International Symposium of Airbreathing Engines*. ISABE 95 - 7094. Melbourne, Australien, 1995.
- Beaudoin, J. F., O. Cadot, J.-L. Aider und J.-E. Wesfreid. „Drag reductions of a bluff body using adaptive control methods.“ *Phys. of Fluids*, 18: 1-10, 2006.
- Becker, R. *Robuste Eingrößenregelung von aktiv beeinflussten, abgelösten Scherströmungen auf der Basis reduzierter, empirischer Modelle*. Doktorarbeit, Technische Universität Berlin, In Fortschritt-Berichte VDI Reihe 8: VDI-Verlag, 2006.
- Becker, R., R. Petz, R. King und W. Nitsche. „Adaptive closed-loop separation control on a high-lift configuration using extremum-seeking.“ *AIAA Journal*, 45: 1382 – 1392, 2007.
- Bragg, M. B. und G. M. Gregorek. „Experimental study of airfoil performance with vortex generators.“ *J. Aircraft*, 24: 305-309, 1987.
- Bräunling, W. J. G. *Flugzeugtriebwerke*. Heidelberg: Springer-Verlag, 2009.
- Braunscheidel, E. P., D. E. Culley und K. B. M. Q. Zaman. „Applications of synthetic jets to reduce stator flow separation in a low speed compressor.“ *46th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*. AIAA 2008 - 0602. Reno, U.S.A., 2008.
- Bright, M. M., D. E. Culley und E. J. Braunscheidel. „Closed-loop active flow separation detection and control in a multistage compressor.“ *AIAA 43rd Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*. AIAA - 2005- 0849, Reno, U.S.A., 2005.
- Brunn, A. *Aktive Beeinflussung abgelöster turbulenter Scherschichten in überkritischen Diffusoren mit Hilfe periodischer Anregung*. Doktorarbeit, Technische Universität Berlin, Mensch-Maschine-Verlag, 2003.
- Burgmann, S. und W. Schröder. „Investigation of the vortex induced unsteadiness of a separation bubble via time-resolved and scanning PIV measurements.“ *Exp. Fluids*, 45: 675-691, doi 10.1007/s00348-008-0548-7, 2008.
- Camp, T. R. und I. J. Day. „A study of spike and modal stall phenomena in a low-speed axial compressor.“ *J. Turbomach.*, 120: 393-401, 1998.
- Campo, R. J. und M. Morari. „Robust control of processes subject to saturation nonlinearities.“ *Computers Chem. Eng.*, 14: 343-358, 1990.
- Chima, R. V. „Computational modelling of vortex generators for turbomachinery.“ *ASME Turbo Expo*. GT-2002-30677, Amsterdam, Niederlande, 2002.

- Culley, D. E., M. M. Bright, P. S. Prahst und A. J. Strazisar. „Active flow separation control of a stator vane using surface injection in a multistage compressor experiment.“ *J. Turbomach.*, 126: 24-35, 2004.
- Cumpsty, N. A. *Compressor aerodynamics*. New York: Longman, 1989.
- Day, I. J. „Stall inception in axial flow compressors.“ *J. Turbomach.*, 115: 1 – 9, 1993.
- Day, I. J., T. Breuer, J. Escuret, M. Cherret und A. Wilson. „Stall inception and the prospects for active control in four high-speed compressors.“ *J. Turbomach.*, 121: 18-27, 1999.
- Dubs, F. *Aerodynamik der reinen Unterschallströmung*. Brokhäuser-Verlag, 1990.
- Eck, B. *Ventilatoren*. Berlin: Springer-Verlag, 1972.
- Epstein, A. H., J. E. Ffowcs Williams und E. M. Greitzer. „Active suppression of aerodynamic instabilities in turbomachines.“ *J. of Propulsion and Power*, 5: 204-211, 1989.
- Eveker, K. M., D. L. Gysling, C. N. Nett und O. P. Sharma. „Integrated control of rotating stall and surge in high-speed multistage compression systems.“ *J. Turbomach.*, 120: 440-445, 1998.
- Ffowcs Williams, J. E. und X. Y. Huang. „Active stabilisation of compressor surge.“ *J. Fluid Mech.*, 204: 245 – 262, 1989.
- Fiedler, H. und H. Fernholz. „On the management and control of turbulent shear flows.“ *Prog. Aerospace Sci.*, 27: 305-387, 1990.
- Flottau, J. <http://www.sueddeutsche.de>. 9. März 2010. (<http://www.sueddeutsche.de/wirtschaft/us-auftrag-boeing-versus-eads-schlechter-aber-billiger-1.16559>).
- Föllinger, O. *Regelungstechnik*. Heidelberg: Hüthig-Verlag, 1994.
- Frank, P. M. „Optimale Allpaßapproximation von Totzeitgliedern im Zeitbereich.“ *at-Automatisierungstechnik*, 44: 42-43, 1996.
- Gad-el-Hak, M. *Flow control: Passive, active and reactive flow management*. Cambridge: Cambridge University Press, 2000.
- Gad-el-Hak, M. „Flow control: The future.“ *J. of Aircraft*, 38: 402 – 418, 2001.
- Gad-el-Hak, M., A. Pollard und J.-P. Bonnet. *Flow control: Fundamentals and practices*. Berlin: Springer-Verlag, 1998.
- Garwon, M. und R. King. „A multivariable adaptive control strategy to regulate the separated flow behind a backward-facing step.“ *Proceedings of the 16th IFAC World Congress*. Prag, Tschechien, 2005.
- Gelb, A. *Applied Optimal Estimation*. Cambridge: The M.I.T. Press, 1986.
- Gmelin, C., M. Steger, E. Wassen, F. Thiele, A. Huppertz und M. Swoboda. „URANS simulations of active flow control on highly loaded turbomachinery blades“, in R. King (Hrsg.): *Active Flow Control II*, Notes on Numerical Fluid Mechanics and Multidisciplinary Designs, Bd. 108, Berlin: Springer-Verlag, 2010, 203-219.
- Graichen, K., V. Hagenmeyer und M. Zeitz. „A new approach to inversion-based feedforward control design for nonlinear systems.“ *Automatica*, 41: 2033-2041, 2005.

- Greitzer, E. M. „Surge and rotating stall in axial flow compressors, Part I: Theoretical compression system model.“ *ASME J. Eng. Power*, 98: 190-198, 1976.
- Hanus, R. und M. Kinnaert. „Control of constrained multivariable systems using the conditioning technique.“ *Proc. Amer. Contr. Conf.* Pittsburgh, U.S.A., 1989.
- Hecklau, M., O. Wiederhold, V. Zander, R. King, W. Nitsche und M. Swoboda. „Active separation control with pulsed jets in a critically loaded compressor cascade.“ *AIAA 5th Flow Control Conference*. AIAA 2010-4252. Chicago, U.S.A., 2010a.
- Hecklau, M., V. Zander, I. Peltzer, W. Nitsche, A. Huppertz und M. Swoboda. „Experimental AFC approaches on a highly loaded compressor cascade“, in R. King (Hrsg.): *Active Flow Control II*, Notes on Numerical Fluid Mechanics and Multidisciplinary Designs, Bd. 108, Berlin: Springer-Verlag, 2010b, 171-186.
- Hecklau, M., R. van Rennings, V. Zander, W. Nitsche, A. Huppertz und M. Swoboda. „Particle image velocimetry of active flow control on a compressor cascade.“ *Exp. Fluids*, doi.org/10.1007/s00348-010-0895-z, 2010c.
- Hecklau, M., V. Zander, W. Nitsche, A. Huppertz und M. Swoboda. „Active secondary flow control on a highly loaded compressor cascade by periodically pulsating jets.“ *Contributions to the 16th STAB/ DGLR Symposium*. Aachen, 2008.
- Henning, L. *Regelung abgelöster Scherschichten durch aktive Beeinflussung*. Doktorarbeit, Technische Universität Berlin, 2008.
- Henning, L., R. Becker, G. Feuerbach, R. Muminovic und R. King. „Extensions of adaptive slope-seeking for active flow control.“ *Proc. IMechE, Part I: J. Sys. Contr. Eng.*, 222: 309-322, 2008.
- Hucho, W. H. *Aerodynamik der stumpfen Körper*. Darmstadt: Vieweg-Verlag, 2002.
- Inoue, M. und M. Kuroamaru. „Structure of tip clearance flow in an isolated axial compressor rotor.“ *J. Turbomach.*, 111: 250 – 256, 1989.
- Isermann, R. und D. Matko. *Adaptive Control Systems*. Prentice Hall, International Series in Systems and Control Engineering, 1991.
- Kalman, R. E. „A new approach to linear filtering and prediction problems.“ *Journal of Basic Engineering*, 82: 35-45, 1960.
- Kameier, F. *Experimentelle Untersuchungen zur Entstehung und Minderung des Blattspitzen-Wirbellärms axialer Strömungsmaschinen*. Doktorarbeit, Fachhochschule Düsseldorf, In Fortschritt-Berichte VDI Reihe 7: VDI-Verlag, 1994.
- Kerrebrock, J. L., M. Drela, A. A. Merchant und B. J. Schuler. „A family of designs for aspirated compressors.“ *The 1998 International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition*. Stockholm, Schweden, 1998.
- Kristic, M. und H. H. Wang. „Stability of extremum-seeking feedback for general nonlinear dynamic systems.“ *Automatica*, 36: 595-601, 2000.
- Kuhn, U. „Eine praxisnahe Einstellregel für PID-Regler: Die T-Summen-Regel.“ *atp - Automat. Praxis*, 37: 10-16, 1995.

Kwakernaak, H. „Robust control and H_{∞} -optimization – tutorial paper.“ *Automatica*, 29: 255-273, 1993.

Lakshminarayana, B. *Fluid dynamics and heat transfer of turbomachinery*. New York: John Wiley & Sons Inc, 1996.

Lakshminarayana, B., M. Zaccaria und B. Marathe. „The structure of tip clearance flow in axial flow compressors.“ *J. of Turbomach.*, 117: 336 – 347, 1995.

Langston, L. S. „Crossflows in a turbine cascade passage.“ *J. Eng. Power*, 102: 866 – 874, 1980.

Law, H. C., J. Wennerstrom und W. A. Buzzell. „The use of vortex generators as inexpensive compressor treatment.“ *Aerospace Engineering and Manufacturing Meeting*. San Diego, U.S.A., 1976.

Lemke, O., R. Becker, G. Feuerbach, W. Neise, R. King und M. Möser. „Active blade tone control in axial turbomachines by flow induced secondary sources in the blade tip regime“, in R. King (Hrsg.): *Active Flow Control*, Notes on Numerical Fluid Mechanics and Multidisciplinary Designs, Bd. 95, Berlin: Springer-Verlag, 2007, 391-407.

Lim, H. C., I. P. Castro und R. P. Hoxey. „Bluff bodies in deep turbulent boundary layers: Reynolds-number issues.“ *J. Fluid Mech.*, 571: 97-118, 2007.

Ljung, L. *System identification: Theory for the user*. Englewood Cliffs, New Jersey: Prentice Hall, 1999.

Lord, W. K., D. G. MacMartin und G. Tillmann. „Flow Control Opportunities in Gas Turbine engines.“ *AIAA Flow Control Conference*. AIAA 2000-2234. Denver, 2000.

Losse, N und R. King. „Strömungsregelung mit flächiger Wandaktuation und Galerkin-MPC-Schema.“ *at – Automatisierungstechnik*, 3: 161-167, 2010.

Lunze, J. *Regelungstechnik 1*. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2006.

Lunze, J. *Regelungstechnik 2*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2008.

McLean, J., et al. „Study of the application of separation control by unsteady excitation to civil transport aircraft.“ Technical Report NASA/CR 1999-209338, Langley Research Center, Hampton, Virginia, U.S.A., 1999.

Mertens, D., F. Thiele, M. Swoboda und A. Huppertz. „Transition modeling effects on the simulation of a stator cascade with active flow control.“ *ASME Turbo Expo*. GT2008-50697. Berlin, 2008.

Moore, F. K. und E. M. Greitzer. „A theory of post-stall transients in axial compression systems: Part I - Development of equations.“ *J. Eng. Gas Turbine Power*, 108: 68-76, 1986.

Morosanov, I. S. „Method of extremum seeking control.“ *Automation Remote Control*, 18: 1077-1092, 1957.

Nelson, E. B., J. D. Paduano und A. H. Epstein. „Active stabilization of surge in an axial centrifugal turboshaft engine.“ *J. Turbomach.*, 122: 485-493, 2000.

Nerger, D. *Aktive Strömungsbeeinflussung in ebenen Statorgittern hoher aerodynamischer Belastung durch Ausblasen*. Doktorarbeit, TU Braunschweig, 2009.

Neuhaus, L., O. Wiederhold, R. King, W. Neise, M. Swoboda und B. Noack. „Active flow control to improve the performance of an axial turbomachine.“ *ASME Turbo Expo. GT 2009-60008*. Orlando, U.S.A., 2009.

Neuhaus, L. und W. Neise. „Active control to improve the aerodynamic performance and reduce the tip clearance noise of axial turbomachines.“ *11th AIAA/CEAS Aeroacoustic Conference*. AIAA 2005 - 3073. Monterey, U.S.A., 2005.

Neuhaus, L. und W. Neise. „Active flow control to reduce the tip clearance noise and improve the aerodynamic performance of axial turbomachines.“ *Fan Noise*. Senlis, Frankreich, 2003.

Noack, B. R., K. Afansiev, M. Morzynski, G. Tadmor und F. Thiele. „A hierarchy of low-dimensional models for the transient and post-transient cylinder wake.“ *J. Fluid Mech.*, 497: 335-363, 2003.

Osborn, W. M., G. W. Lewis und L. J. Heidelberg. „Effect of several porous casing treatments on stall limit and on overall performance of an axial-flow compressor rotor.“ NASA TN D-6537, 1971.

Paduano, J.D., A.H. Epstein, L. Valavani, J.P. Longley, E.M. Greitzer und G.R. Guenette. „Active control of rotating stall in a low-speed axial compressor.“ *J. Turbomach.*, 115: 48-56, 1993.

Park, J. K. und C. H. Choi. „Dynamic compensation method for multivariable control systems with saturation actuators.“ *IEEE Transactions on Automatic Control*, 40: 1635-1640, 1995.

Pastoor, M., L. Henning, R. King, B. R. Noack und G. Tadmor. „Feedback shear layer control for bluff body drag reduction.“ *J. Fluid. Mech.*, 608: 161-196, 2008.

Peng, Y., D. Vrancic, R. Hanus und S. S. R. Weller. „Anti-windup designs for multivariable controllers.“ *Automatica*, 34: 1559-1565, 1998.

Postletwaite, I. und A. G. J. MacFarlane. *A complex variable approach to the analysis of linear multivariable feedback systems*. Berlin: Springer-Verlag, 1979.

Raisch, J. *Mehrgrößenregelung im Frequenzbereich*. München, Wien: Oldenbourg-Verlag, 1994.

Rosenbrock, H. H. *Computer-aided control system design*. London: Academic Press, 1974.

Saathoff, H. und U. Stark. „Tip clearance flow in a low-speed compressor cascade.“ *4th European Conference on Turbomachinery, Fluid Dynamics and Thermodynamics*. Florenz, Italien, 2001.

Schaefer, A. M., D. Schneegass, V. Sterzing und S. Udluft. „A neural reinforcement learning approach to gas turbine control.“ *International Conference on Neural Networks*. Orlando, U.S.A., 2007.

Schatz, M., B. Günther und F. Thiele. „Computational modeling of the unsteady wake behind gurney-flaps.“ *2nd AIAA Flow Control Conference*. AIAA 2004 - 2417, Portland, U.S.A., 2004.

Schulz, J., M. Garwon, B. Satriadarma, R. King, M. Möser und W. Neise. „Adaptive and robust control for the reduction of tonal noise components of axial turbomachinery with flow control.“ *Proceedings of DAGA 2004*. Straßburg, Frankreich, 2004.

Seifert, A. „Closed-loop active flow control systems: Actuators.“, in R. King (Hrsg.): *Active Flow Control*, Notes on Numerical Fluid Mechanics and Multidisciplinary Design, Bd. 95, Berlin: Springer-Verlag, 2007, 85-102.

- Seifert, A., O. Stalnov, D. Sperber, G. Arwatz, V. Palei und S. David. „Large trucks drag reduction using active flow control.“ *46th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*. AIAA 2008-743. Reno, U.S.A., 2008.
- Seifert, A., T. Bachar, D. Koss, M. Shepshelovich und I. Wygnanski. „Oscillatory blowing: A tool to delay boundary-layer separation.“ *AIAA Journal*, 31: 2052-2060, 1993.
- Skogestad, S. und I. Postlethwaite. *Multivariable feedback control*. John Wiley & Sons, 2005.
- Spakovsky, Z. S., J. D. Paduano, R. Larssonneur, A. Traxler und M. M. Bright. „Tip-clearance actuation with magnetic bearings for high-speed compressor stall control.“ *J. Turbomach.*, 123: 464-472, 2001.
- Spangelo, O. *Experimental and theoretical studies of a low NOx swirl burner*. Doktorarbeit, Trondheim, Norwegen, 2004.
- Suzuki, T. „Effects of a synthetic jet acting on a separated flow over a hump.“ *J. Fluid Mech.*, 547: 331-359, 2006.
- Tavakoli, S., I. Griffin und P. Fleming. „An overview of compressor instabilities: basic concepts and control.“ *Proceedings of the 16th IFAC International Symposium on Automatic Control in Aerospace*. St. Petersburg, Russland, 2004.
- The MathWorks, Inc. „MATLAB - Robust control toolbox, user's guide.“ South Natick, MA, U.S.A., 1988.
- The MathWorks, Inc. „MATLAB - Optimization toolbox, user's guide.“ Natick, MA, U.S.A., 1992.
- The MathWorks, Inc. „MATLAB - System identification toolbox, user's guide.“ Nantucket, MA, U.S.A., 1997.
- Tiedemann, C. und D. Peitsch. <http://www.la.tu-berlin.de>. 2009. http://www.la.tu-berlin.de/menue/forschung/projekte/aktive_stroemungskontrolle_an_einer_hoch_belasteten_linearen_verdichter_kaskade_unter_kompressiblen_stroemungsbedingungen/.
- Torenbeek, E. *Synthesis of subsonic airplane design*. Dordrecht, Boston, London: Kluwer Academic Publishers, 1982.
- Unbehauen, H. *Regelungstechnik 1*. Wiesbaden: Vieweg & Sohn-Verlag, 2005.
- Unbehauen, H. *Regelungstechnik 2*. Wiesbaden: Vieweg & Sohn-Verlag, 2007.
- Vo, H. D. „Active suppression of rotating stall inception with distributed jet actuation.“ *Int. J. of Rot. Mach.*, doi. 10.1155/2007/ 56808, 2007.
- Walsh, P. P. und P. Fletcher. *Gas Turbine Performance*. UK: Blackwell Science, 1998.
- Wang, H. H., S. Yeung und M. Krstic. „Experimental application of extremum seeking on an axial-flow compressor.“ *IEEE Transactions on Control Systems Technology*. Philadelphia, U.S.A., 1998.
- Weigl, H. J., J. D. Paduano, L. G. Fréchet, A. H. Epstein, M. M. Bright und A. J. Strazisar. „Active stabilization of rotating stall and surge in a transonic single stage axial compressor.“ *J. Turbomach.*, 120: 625-636, 1998.

Weigl, H. J. und J. D. Paduano. „Application of H_∞ -control with eigenvalue perturbations to stabilize a transonic compressor.“ *Proceedings of the 1997 Conference on Control Applications*. Hartford, 1997.

Wennerstrom, A. J. „Highly loaded axial flow compressors: History and current developments.“ *J. Turbomach.* 112 (1990): 567-578.

Wiederhold, O., L. Neuhaus, R. King, W. Neise, M. Swoboda und B. Noack. „Extensions of extremum seeking control to improve the aerodynamic performance of axial turbomachines.“ *Proceedings of the AIAA Fluid Dynamics Conference*. AIAA 2009 - 4175. San Antonio, U.S.A., 2009.

Wiederhold, O., R. King und B. R. Noack. „Robust control in turbomachinery configurations“, in R. King: *Active Flow Control II*, Notes on Numerical Fluid Mechanics and Multidisciplinary Designs, Bd. 108, Berlin: Springer-Verlag, 2010a, 194-210.

Wiederhold, O., R. King, B. Noack, L. Neuhaus, W. Neise und L. Enghardt. „Adaptive control in an axial turbofan.“ *angenommen für AIAA Journal*, 2010b.

Wynanski. „The variables affecting the control of separation by periodic excitation.“ *2nd AIAA Flow Control Conference*. AIAA 2004-2505. Portland, U.S.A., 2004.

Yeung, C.S. *Nonlinear control of rotating stall and surge with axis symmetric bleed and air injection on axial flow compressors*. Doktorarbeit, California Institute of Technology, Pasadena, U.S.A., 1999.

Zander, V., M. Hecklau, W. Nitsche, A. Huppertz und M. Swoboda. „Experimentelle Methoden zur Charakterisierung der aktiven Strömungskontrolle in einer hoch belasteten Verdichterkaskade.“ *Deutscher Luft- und Raumfahrt Kongress*. DLRK2008-081322. Darmstadt, 2008.

Zander, V., M. Hecklau, W. Nitsche und I. Peltzer. „Active control of corner vortices on a highly loaded compressor cascade.“ *8th European Turbomachinery Conference*. Graz, Österreich, 2009.

Zhu, Y. *Multivariable system identification: for process control*. Oxford: Elsevier Science Ltd., 2001.