

Einfluss geometrischer Labyrinth- und Honigwabenparameter auf das Durchfluss- und Wärmeübergangsverhalten von Labyrinthdichtungen

Experiment, Numerik und Data Mining

Zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften

der Fakultät für Maschinenbau

Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

genehmigte

Dissertation

von

M. Eng. Tina Weinberger

Tag der mündlichen Prüfung:

30.06.2014

Hauptreferent:

Prof. Dr.-Ing. Hans-Jörg Bauer

Korreferent:

Prof. Dr.-Ing. Dieter Peitsch

Einfluss geometrischer Labyrinth- und Honigwabenparameter auf das Durchfluss- und Wärmeübergangsverhalten von Labyrinthdichtungen

Experiment, Numerik und Data Mining

von

M. Eng. Tina Weinberger

Stutensee 2014

Vorwort des Herausgebers

Der schnelle technische Fortschritt im Turbomaschinenbau, der durch extreme technische Forderungen und starken internationalen Wettbewerb geprägt ist, verlangt einen effizienten Austausch und die Diskussion von Fachwissen und Erfahrung zwischen Universitäten und industriellen Partnern. Mit der vorliegenden Reihe haben wir versucht, ein Forum zu schaffen, das neben unseren Publikationen in Fachzeitschriften die aktuellen Forschungsergebnisse des Instituts für Thermische Strömungsmaschinen am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) einem möglichst großen Kreis von Fachkollegen aus der Wissenschaft und vor allem auch der Praxis zugänglich macht und den Wissenstransfer intensiviert und beschleunigt.

Flugtriebwerke, stationäre Gasturbinen, Turbolader und Verdichter sind im Verbund mit den zugehörigen Anlagen faszinierende Anwendungsbereiche. Es ist nur natürlich, dass die methodischen Lösungsansätze, die neuen Meßtechniken, die Laboranlagen auch zur Lösung von Problemstellungen in anderen Gebieten - hier denke ich an Otto- und Dieselmotoren, elektrische Antriebe und zahlreiche weitere Anwendungen - genutzt werden. Die effiziente, umweltfreundliche und zuverlässige Umsetzung von Energie führt zu Fragen der ein- und mehrphasigen Strömung, der Verbrennung und Schadstoffbildung, des Wärmeübergangs sowie des Verhaltens metallischer und keramischer Materialien und Verbundwerkstoffe. Sie stehen im Mittelpunkt ausgedehnter theoretischer und experimenteller Arbeiten, die im Rahmen nationaler und internationaler Forschungsprogramme in Kooperation mit Partnern aus Industrie, Universitäten und anderen Forschungseinrichtungen durchgeführt werden.

Es sollte nicht unerwähnt bleiben, daß alle Arbeiten durch enge Kooperation innerhalb des Instituts geprägt sind. Nicht ohne Grund ist der Beitrag der Werkstätten, der Technik-, der Rechner- und Verwaltungsabteilungen besonders hervorzuheben. Diplomanden und Hilfsassistenten tragen mit ihren Ideen Wesentliches bei, und natürlich ist es der stets freundschaftlich fordernde wissenschaftliche Austausch zwischen den Forschergruppen des Instituts, der zur gleichbleibend hohen Qualität der Arbeiten entscheidend beiträgt. Dabei sind wir für die Unterstützung unserer Förderer außerordentlich dankbar.

In Fortführung früherer Forschungsarbeiten des Instituts für Thermische Strömungsmaschinen befasst sich die Autorin im vorliegenden Band der Schriftenreihe mit der Fragestellung des Einflusses von Honigwabenanstreifbelägen auf das Durchflussverhalten und den Wärmeübergang von Labyrinthdichtungen. In diesem Zusammenhang interessieren insbesondere die Effekte, die durch die Weite und Tiefe der Wabengeometrie verursacht werden. Neben umfangreichen experimentellen Untersuchungen dreier typischer Labyrinthdichtungsgeometrien an einem generischen Versuchsstand werden die Ergebnisse detaillierter numerischer Berechnungen vorgestellt, die es gestatten, die in den Experimenten beobachteten globalen Effekte durch die Analyse lokaler Strömungsstrukturen zu interpretieren und zu erklären. Der erstmalige Einsatz von Data-Mining-Methoden für die untersuchte Thematik ist für den Auslegungsprozess realer Dichtungskonfigurationen von großer praktischer Relevanz. Die Autorin kann mit den gewonnenen Ergebnissen demonstrieren, dass Data-Mining-Methoden wie z.B. die Multiple

Lineare Regression oder Künstliche Neuronale Netzwerke das Potential bieten, innerhalb eines gegebenen Parameterraums vergleichbare Rechengenauigkeiten wie mit CFD Verfahren zu erzielen, allerdings mit einem Bruchteil des numerischen Aufwandes. Damit eröffnet sich erstmals die Möglichkeit, gezielt Wechselwirkungen zwischen den Einflussparametern zu verfolgen, was mit den bisher verwendeten Korrelationen nicht möglich und mit CFD Verfahren zu aufwendig gewesen wäre.

Karlsruhe, im Juli 2014

Hans-Jörg Bauer

Vorwort des Autors

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Institut für Thermische Strömungsmaschinen (ITS) am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Den zahlreichen Personen, die mich in vielfältiger Art und Weise auf diesem Weg unterstützt, begleitet und mir Rückhalt gegeben haben, möchte ich an dieser Stelle danken.

Dem Institutsleiter Herrn Prof. Dr.-Ing. Hans-Jörg Bauer danke ich für die Möglichkeit diese Arbeit am ITS durchzuführen sowie für die Übernahme des Hauptreferats. Herrn Prof. Dr.-Ing. Dieter Peitsch danke ich sehr herzlich für die Übernahme des Korreferats, das meiner Arbeit entgegen gebrachte Interesse sowie die hilfreiche Diskussion. Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. E. h. Dr. h. c. mult. Sigmar Wittig danke ich für sein stetes Interesse an meiner Arbeit sowie für seine umfangreichen Untersuchungen im Bereich Labyrinthdichtungen, welche für meine Arbeit einen wichtigen Grundstock gelegt und das Renommee des ITS im Bereich Labyrinthdichtungen wesentlich geprägt haben. Ebenso danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Michael Elsner für das Durchlesen der ersten Version und die wertvollen Tipps.

Ein herzlicher Dank gilt auch meinem ehemaligen Gruppenleiter Dr.-Ing. Klaus Dullenkopf, der immer ein offenes Ohr hatte und mit seiner menschlichen und verständnisvollen Art wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen hat.

Ein großes Dankeschön geht auch an jeden einzelnen Mitarbeiter der mechanischen und elektrischen Werkstätten, die IT'ler und die Techniker. Egal wie kompliziert und ungewöhnlich das Problem auch war, alle haben stets geholfen, um eine schnelle, gute und praktikable Lösung zu finden. Danke auch an Frau Petra Geyer, Frau Rosa D'Auito, Frau Viola Sauter und Frau Brigitte Humbert für die hilfreiche Unterstützung bei organisatorischen und verwaltungstechnischen Aufgaben des Institutsalltags, ohne die ein Forschen nicht möglich wäre. Frau Petra Geyer danke ich zudem für ihre freundschaftliche Unterstützung und die motivierenden Worte, die dazu beigetragen hat, so mache Durststrecke zu überstehen.

Einen wertvollen Anteil zum Gelingen dieser Arbeit haben auch meine ehemaligen Kollegen beigetragen. Hierbei geht ein besonderer Dank an meinen langjährigen Bürokollegen David Pfefferle für die gute und angenehme Büroatmosphäre. Natalia Garcia Villora danke ich sehr für die „weibliche“ Unterstützung und die mittäglichen Spaziergänge, die das Nötige getan haben, um den Kopf wieder frei zu bekommen. Tim Pychynski danke ich für seine Hilfe und Unterstützung bei den Data Mining Geschichten. Darüber hinaus gilt ein Dank meinen ehemaligen Studenten, die meine Arbeit mit Ihrem Engagement im Rahmen von Bachelor-, Diplomarbeiten und HiWi-Tätigkeiten wesentlich bereichert haben. Besonders hervorheben möchte ich hier die Arbeiten von Thomas Vanneste, Michael Baumann, Michael Plevan, Lukas Urban und Maxim Brade.

MTU Aero Engines danke ich für die teilweise Finanzierung meiner Forschungsarbeit. Herrn Hager von der Fa. Bergmeier Präzision GmbH in Bruchsal-Büchenau danke ich dafür, dass er immer eine Lücke fand, um die Honigwabenanstreifbeläge der Labyrinthdichtungen für die nächsten Messungen zeitnah zu „kürzen“ und mir damit ein Weiterarbeiten zu ermöglichen.

Last but not least, möchte ich den Menschen danken, denen ich am meisten zu verdanken habe und ohne die, diese Arbeit nicht das geworden wäre, was sie nun ist. Meinen Eltern danke ich aufrichtig für ihre Unterstützung, ihre Art und ihr Vertrauen, mich meinen eigenen Weg gehen zu lassen. Meiner Schwiegermama danke ich für das Korrekturlesen der Arbeit und ihre einmalige Tochter. Am meisten und von ganzem Herzen danke ich meiner Frau Nora für ihre Korrekturen, ihre Liebe, ihren Rückhalt, ihre Unterstützung sowie ihre unermüdliche Geduld und Ausdauer, mich immer wieder aufs Neue zu motivieren und mir aus „Diss-Krisen“ zu helfen. Mein Dank für all das, und ganz besonders für all die Dinge, die wirklich wichtig sind und das Leben wunderschön und einmalig lebenswert machen, ist mit Worten nicht ansatzweise auszudrücken. Yamoao!

Stutensee, im Juli 2014

Tina Weinberger

**für Nora
und meine Eltern**

“Es ist nicht der Berg, den wir bezwingen.

Wir bezwingen uns selbst.“

(Edmund Hillary)

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungen und Symbole	v
Kurzzusammenfassung	xiii
1 Einleitung.....	1
1.1 Bisherige Arbeiten im Bereich Labyrinthdichtungen	3
1.1.1 Berechnungsansätze und Modelle	3
1.1.2 Experimentelle Untersuchungen.....	11
1.1.3 Numerische Untersuchungen.....	20
1.2 Forschungsfragen und Zielsetzung	25
1.3 Lösungsweg und Aufbau der Arbeit.....	27
2 Labyrinthdichtungen	29
2.1 Funktionsprinzip von Labyrinthdichtungen.....	31
2.2 Durchflussverhalten von Labyrinthdichtungen	34
2.2.1 Einfluss der Spalt- und Kammerform auf die Durchflusscharakteristik	36
2.2.2 Einfluss von Honigwabenanstreifbelägen auf die Durchflusscharakteristik	39
2.3 Wärmeübergangsverhalten von Labyrinthdichtungen	42
2.3.1 Einfluss der Spalt- und Kammergeometrie auf den Wärmeübergang	44
2.3.2 Einfluss von Honigwabenanstreifbelägen auf den Wärmeübergang.....	45
3 Versuchsaufbau und Messtechnik.....	47
3.1 Labyrinthgeometrie und Betriebsparameter	47
3.2 Experimentelle Versuchsanlage.....	50
3.3 Messwernerfassung.....	51
3.3.1 Temperaturmessung.....	52
3.3.2 Druckmessung	53
3.3.3 Spaltweitenmessung	53
3.3.4 Massenstrommessung.....	54
3.4 Auswertung.....	54
3.4.1 Strömungscharakteristik	55
3.4.2 Wärmeübergangskoeffizienten	55
3.5 Messwertsicherheit und Fehlerfortpflanzung	60
4 Numerische Simulationen.....	63
4.1 Grundgleichungen der Strömungsmechanik.....	63

4.2	Turbulenzmodelle	64
4.2.1	k - ε -Turbulenzmodell.....	65
4.2.2	k - ω -Turbulenzmodell	67
4.2.3	k - ω -SST-Turbulenzmodell	68
4.3	Diskretisierung.....	71
4.4	Numerische Simulationen am Beispiel Labyrinthdichtung	71
4.4.1	Geometrie- und Gittergenerierung.....	72
4.4.2	Gitterstudie	73
4.4.3	Randbedingungen und Simulation.....	74
4.4.4	Validierung der numerischen Modelle	75
5	Data Mining	77
5.1	Data Mining Datenstrukturen	79
5.2	Merkmalsbewertung	79
5.3	Data Mining Methoden.....	81
5.3.1	Multiple Lineare Regression	81
5.3.2	Künstliche Neuronale Netze.....	82
5.4	Modellvalidierung und -anwendung.....	83
5.5	Data Mining Software.....	84
5.6	Anwendung von Data Mining am Beispiel Labyrinthdichtung	85
5.7	Modellanwendung und -validierung der Labyrinthmodelle	86
6	Ergebnisse und Diskussion.....	89
6.1	Experimentelle und numerische Ergebnisse	89
6.1.1	Einflüsse auf den C_D -Wert.....	89
6.1.2	Einflüsse auf die Temperaturverteilung und die lokalen Wärmeübergangs- koeffizienten von Rotor und Stator	103
6.2	Data Mining Ergebnisse.....	113
6.2.3	Modelle für den Massenstrom	113
6.2.4	Modelle für die Rotor- und Statortemperaturen	117
7	Zusammenfassung und Ausblick.....	123
8	Literatur.....	129
A	Anhang.....	149
A1	Materialdaten von Titanaluminium	149
A2	Einstellungen der Künstlichen Neuronalen Netze	149
A3	Regressionsgüten und mittlere relative Fehler der Data Mining Modelle	150
A4	Ergebnisse der uni- und multivariaten Merkmalsbewertung für den Massenstrom	157

A5	Abhängigkeit des C_D -Wertes, der lokalen α -Zahlen sowie der globalen Nusseltzahlen von diversen geometrischen (Honigwaben-)Parametern.....	161
A6	KNN-Modelle für die Stator- und Rotortemperaturen (Messstelle 5).....	179
A7	Korrelationen für die Stator- und Rototemperaturen.....	182

Abkürzungen und Symbole

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
–	-	Mittelwert bzw. globale Größe
A	m^2	Strömungsquerschnitt bzw. Fläche
a	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	Schallgeschwindigkeit
a_i	-	Koeffizient
B	m	Breite des Labyrinths
b	m	Labyrinthspitzenbreite
C	-	Faktor zur Verknüpfung der Nusselt- und Reynoldszahl
C	-	von der Wandrauigkeit abhängige Konstante
c	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	Geschwindigkeit
c^+	-	dimensionsloses Geschwindigkeitsverhältnis
C_D	-	Durchflussbeiwert
c_f	-	Schubspannungsbeiwert
c_p	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
$C_{\varepsilon 1}$	-	Faktor im k - ε -Modell
$C_{\varepsilon 2}$	-	Faktor im k - ε -Modell
C_{μ}	-	Faktor im k - ε -Modell
d	-	totales Differenzial
d	m	Dicke des Bauteils (Rotor bzw. Stator)
D	m	Wellendurchmesser
e	-	Fehler
f	min^{-1}	Drehzahl
$f()$	-	Funktion
$f(\bullet)$	-	funktionaler Zusammenhang
$f(z)$	-	Aktivierungsfunktion

h	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$	spezifische Enthalpie
HCD	m	Honigwabendurchmesser
HCH	m	Honigwabenhöhe
HCS	m	Wandstärke der Honigwaben
i	-	Anzahl der Merkmale
j	-	Anzahl der Ausgangsgrößen
k	-	von der Wandrauigkeit abhängige Konstante
k	$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-2}$	kinetische Energie
L	m	charakteristische Länge
M	-	Machzahl
\dot{m}	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	(Leckage-)Massenstrom
n	-	Datentupelanzahl
N	-	Anzahl der Kreuzvalidierungen
n	-	Anzahl der Messungen
NH	m	Nuthöhe
Nu	-	Nusseltzahl
NW	m	Nutweite
p	bar	Druck
P_k	-	Faktor im k - ε - und k - ω -Modell
P_{kb}	-	Faktor im k - ε - und k - ω -Modell
Pr	-	Prandtlzahl
p_R	bar	Rotordruck
p_S	bar	Statordruck
\dot{q}	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}$	Wärmestromdichte
\dot{Q}	W	Wärmestrom
R	m	Rundungsradius der Labyrinthspitze
R	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	spezifische Gaskonstante
Re	-	Reynoldszahl

r_i	m	Innenradius an der ersten Labyrinthspitze
r_{y,y^*}	-	Korrelationskoeffizient
s	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	spezifische Entropie
s	m	Spaltweite
S_h	-	Quellterm in der Energieerhaltungsgleichung
SH	m	Höhe der Labyrinthspitze
S_{ij}	-	Deformationsgeschwindigkeitstensor
STH	m	Stufenhöhe
STS	m	Stufenshift
S_{ui}	-	Quellterm der Impulserhaltungsgleichung
T	K	Temperatur
t	m	Teilung
t	s	Zeit
T^+	-	dimensionslose Temperatur
T_{Rh}	K	Rotortemperatur auf der Heißgasseite
T_{Sh}	K	Statortemperatur auf der Heißgasseite
U	J	innere Energie
\mathbf{w}	-	Gewichtung (KNN)
\dot{W}_t	W	technische Arbeit
\mathbf{X}	-	Eingangsmatrix
\mathbf{x}	-	vektorielle Eingangsgröße (KNN)
x	-	x-Position
X_i	-	Eingangsgrößen
\mathbf{Y}	-	Ausgangsmatrix
y	-	in y-Richtung
y	m	Wandabstand
y^+	-	dimensionsloser Wandabstand
Y_i	-	Ausgangsgrößen

z	-	skalärer innerer Zustand
∇	-	Nabla-Operator
∂	-	partiellles Differenzial

Griechische Symbole

Δ	-	Differenz
Π	-	effektives Druckverhältnis
Σ	-	Summe
α	-	Konstante im k - ω -Modell
α	$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$	Wärmeübergangskoeffizient
α_i	-	Koeffizienten eines MLR-Modells
β	-	Konstante im k - ω -Modell
β'	-	Konstante im k - ω -Modell
β_i	-	Koeffizienten eines MLR-Modells
ε	-	Dissipationsrate der turbulenten kinetischen Energie
$\varepsilon_{m,rel}$	-	mittlerer relativer Fehler
γ	°	Flankenwinkel
κ	-	Isentropenexponent
κ	-	von-Karman Konstante (logarithmisches Wandgesetz)
λ	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	Wärmeleitfähigkeit (von Rotor und Stator)
λ_F	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	Wärmeleitfähigkeit des Fluids
μ	Pas	dynamische Viskosität
μ_{eff}	Pas	effektive Viskosität
μ_t	Pas	Wirbelviskosität
ν	$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$	kinematische Viskosität
ν	$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$	spezifisches Volumen
θ	°	Öffnungswinkel

ρ	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	Dichte
σ_k	-	Konstante im k - ε - und k - ω -Modell
σ_ε	-	Konstante im k - ε -Modell
σ_ω	-	Konstante im k - ω -Modell
τ	$\text{N}\cdot\text{m}^{-2}$	Schubspannung
ω	-	turbulente Dissipationsrate

Exponenten

'	bei polytroper Zustandsänderung
'	turbulente Schwankungsgröße
m	Exponent des Geometrieverhältnisses (t/s)
n	Exponent der Reynoldszahl
*	bezogen auf das Modell

Indizes

$0 \dots n$	Nummer der Messstelle bzw. Ortskoordinate
0	am Eintritt
$1 \dots s$	Merkmale der Eingangsmatrix
$1 \dots s_y$	Merkmale der Ausgangsmatrix
c	cool (auf der gekühlten Seite)
eff	effektiv
$exp.$	experimentell
$Fanno$	in Bezug auf die Fannokurve
G	Gas
h	hot (auf der Heißgasseite)
i	Laufvariable
$ideal$	bei idealer Zustandsänderung
j	Laufvariable

k	kinetische Energie
$kond$	konduktiv
$Konfig.$	Konfiguration
$konv$	konvektiv
$krit.$	kritisch
$mean$	mittlere
$num.$	numerisch
R	Rotor
$Rayleigh$	in Bezug auf die Rayleighkurve
$real$	unter realen Bedingungen
S	Stator
t	total
t	turbulent
V	Verlust
W	Wand
x	x-Position
μ	in Bezug auf die dynamische Viskosität des Fluids
τ	durch Schubspannung verursacht
∞	am Austritt

Abkürzungen

2-D	zweidimensional
3-D	dreidimensional
A... F	Endpunkte im h,s -Diagramm bei unterschiedlicher Zustandsänderung
all	alle Labyrintharten (Durchblick-, divergentes und konvergentes Stufenlabyrinth)
BImSchG	Bundesimmissionsschutzgesetz
CFD	Computational Fluid Dynamics
COF	Carry-Over-Faktor

db	Durchblicklabyrinth
div	divergentes Stufenlabyrinth
div1	divergentes Stufenlabyrinth mit kleiner Stufenhöhe
div2	divergentes Stufenlabyrinth mit großer Stufenhöhe
DM	Data Mining
DMM	Data Mining Methoden
DNS	Direkte Numerische Simulation
EEG	Erneuerbare Energien Gesetz
FEM	Finite-Elemente-Methode
FS	Full Scale
FVM	Finite-Volumen-Methode
glatt	Labyrinthdichtung ohne Honigwabenanstreifbeläge
h,s -	Enthalpie-Entropie-
IAI	Institut für Angewandte Informatik (KIT)
ITS	Institut für Thermische Strömungsmaschinen (KIT)
KDD	Knowledge Discovery in Databases
KIT	Karlsruher Institut für Technologie
KNN	Künstliche Neuronale Netze
konst.	konstant
konv	konvergentes Stufenlabyrinth
konv1	konvergentes Stufenlabyrinth mit kleiner Stufenhöhe
konv2	konvergentes Stufenlabyrinth mit großer Stufenhöhe
KV	Kontrollvolumina
LDA	Laser-Doppler-Anemometrie
\ln	logarithmus naturalis
Mio.	Million
MLR	Multiple Lineare Regression
NI	National Instruments

PIV	Particle Image Velocimetry
RANS	Reynolds-Averaged Navier-Stokes
RKE	Realizable k - ε -Modell
SCXI	Signal Conditioning eXtension for Instrumentation
SST	Shear-Stress-Transport
TBX	TermBase eXchange
TiAl6V4	Titanaluminium

Kurzzusammenfassung

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde der Einfluss geometrischer Labyrinth- und Honigwabenparameter auf die Durchfluss- und Wärmeübergangscharakteristik von Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen mittels experimenteller, numerischer und Data Mining Methoden untersucht. Da Labyrinthdichtungen als wesentliches Element des Sekundärluftsystems nicht nur dessen Effizienz, sondern auch den Wärmehaushalt der benachbarten Komponenten und damit der gesamten Turbomaschine maßgeblich beeinflussen, stellen sie einen wichtigen Ansatzpunkt dar, um die ständig strenger werdenden Grenzwerte für Emissionen einzuhalten und die stetig steigenden Rohstoffpreise abzufedern. Damit ist ein grundlegendes Verständnis des Durchflussverhaltens und der Wärmeübergangscharakteristik von Labyrinthdichtungen für die Auslegung und Optimierung zukünftiger Labyrinthdichtungen unerlässlich.

Um die bereits existierende Datenbasis im Bereich ‚Labyrinthdichtungen‘ zu ergänzen und noch bestehende Wissenslücken zu schließen, wurde in der vorliegenden Arbeit der Einfluss verschiedener Honigwabenhöhen, Honigwabendurchmesser, Spaltweiten, Stufenhöhen, Bauarten und Durchflussrichtungen auf das Durchfluss- und das Wärmeübergangsverhalten verschiedener zweispitziger Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen untersucht. Hierzu wurde ein eigens dafür konzipierter Versuchsstand aufgebaut, an dem sowohl die Durchfluss- als auch die Wärmeübergangscharakteristik von Durchblick-, divergenten und konvergenten Stufenlabyrinthen in Abhängigkeit der geometrischen Labyrinth- und Honigwabenparameter bestimmt werden konnten. Aufgrund der guten Visualisierung der komplexen Strömungsvorgänge und zur Erweiterung des untersuchten Parameterraums wurden auch numerische Untersuchungen durchgeführt. Die Bewertung des Durchflussverhaltens erfolgte anhand des Widerstandsbeiwertes (C_D -Wert). Zur Bestimmung und zum Vergleich des Wärmeübergangsverhaltens wurden lokale Wärmeübergangskoeffizienten und globale Nusseltzahlen verwendet, für deren Berechnung, basierend auf den experimentell ermittelten Oberflächentemperaturen von Rotor und Stator sowie den Heißgastemperaturen in den Labyrinthkammern, zweidimensionale Verfahren zum Einsatz kamen.

Inbesondere beim Durchfluss-, jedoch auch beim Wärmeübergangsverhalten zeigt sich ein maßgeblicher Einfluss der Spaltweite, des Honigwabendurchmessers, des Druckverhältnisses und der Reynoldszahl. Während die Stufenhöhe, die Durchflussrichtung und die Honigwabenhöhe nur einen geringen Einfluss auf die Durchflusscharakteristik von Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen zeigen, weisen die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten und globalen Nusseltzahlen des Stators eine starke Abhängigkeit von der Honigwabenhöhe auf. Im Rahmen der Untersuchungen zeigte sich auch, dass nicht nur der Einfluss einzelner Parameter, sondern speziell die Kombination bzw. das Verhältnis geometrischer Labyrinth- und Honigwabenparameter das Durchfluss- und das Wärmeübergangsverhalten von Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen prägen. Durch die umfassenden und systematischen Untersuchungen, die im Rah-

men der Arbeit durchgeführt wurden, war es möglich Parameterverhältnisse (Honigwabendurchmesser zu Spaltweite, Honigwabenhöhe zu Spaltweite, Labyrinthspitzenbreite zu Spaltweite, Teilung zu Spaltweite sowie Stufenhöhe zu Spaltweite) zu definieren, die minimale C_D -Werte bzw. minimale Nusseltzahlen und damit eine qualitative Verbesserung zukünftiger Labyrinthdichtungen erlauben.

Um neben einer qualitativen Verbesserung auch eine quantitative Verbesserung zu ermöglichen, wurden basierend auf den experimentellen und numerischen Untersuchungen Korrelationen bzw. Modelle entwickelt, die eine Berechnung der zu erwartenden Massenströme bzw. Rotor- und Statortemperaturen in Abhängigkeit der geometrischen Labyrinth- und Honigwabenparameter zulassen. Da konventionelle Methoden nur wenig geeignet sind, um aus komplexen Datensätzen Korrelationen bzw. Modelle zu entwickeln, wurden hierfür Data Mining Methoden eingesetzt. Resultierend ergaben sich Multiple Lineare Regressionsmodelle und Künstliche Neuronale Netze für den Massenstrom sowie die Rotor- und Statortemperaturen, die aufgrund deren quantitativer Aussagen z.B. bereits in der Auslegungsphase eine angepasste Materialauswahl ermöglichen. Zudem stellen die Korrelationen und Modelle ein erweitertes Auslegungstool dar, das Aussagen über das Betriebsverhalten bei Abweichung vom Auslegungspunkt erlaubt und damit für Labyrinthdichtungen, bei denen während des Betriebs eine Änderung der Spaltweite auftritt, von großer Relevanz ist.

Die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit liefern damit einen wegweisenden Beitrag zum besseren Verständnis der komplexen Zusammenhänge zwischen Durchfluss und Wärmeübergang und bieten Ansatzpunkte zur qualitativen und quantitativen Verbesserung des Betriebsverhaltens zukünftiger Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen.

1 Einleitung

In den letzten Jahrzehnten hat das öffentliche Bewusstsein in Bezug auf Umweltschutz und Nachhaltigkeit stark zugenommen. Zugleich erwartet die Organisation erdölexportierender Länder (Organization of the Petroleum Exporting Countries, OPEC) aufgrund der steigenden Weltbevölkerung und der zunehmenden Industrialisierung einen drastischen Anstieg des weltweiten Energiebedarfs, so dass der Bedarf im Jahr 2030 um 40% höher liegen wird als heute (Qabazard et al., 2011). Daraus resultierend wurden in Deutschland Gesetze erlassen (z.B. BImSchG, EEG), die eine stringente Einhaltung von Grenzwerten für Schadstoff- und Lärmemissionen fordern, um sowohl im privaten als auch im öffentlich-wirtschaftlichen Bereich den schädlichen Einfluss menschlicher Aktivitäten auf die Umwelt zu reduzieren. Um dies zu bewerkstelligen und zugleich die progressiven Energiepreise durch den weltweit ansteigenden Energiebedarf abfedern zu können, müssen insbesondere die Hersteller von Turbomaschinen das komplexe Zusammenspiel aus Innovation, Markt, Umwelt und der jeweiligen Technologie, das in Abbildung 1.1 am Beispiel einer Gasturbine dargestellt ist, möglichst gut beherrschen.

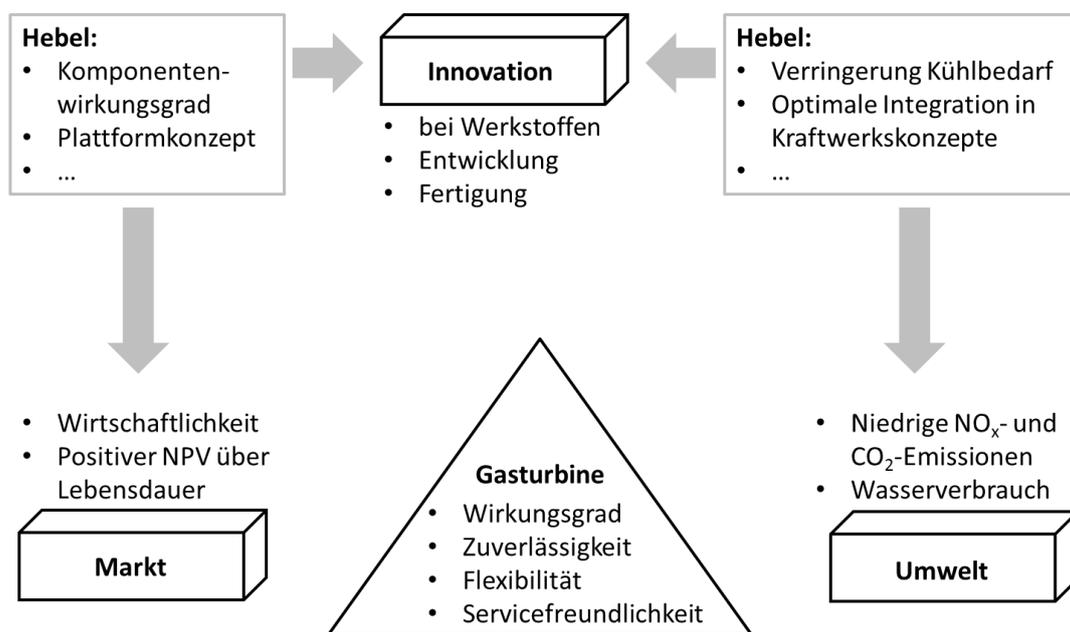


Abbildung 1.1: Einflussfaktoren der Gasturbinentechnologie (modifiziert nach Schneider, 2009)

Hier rücken einzelne Komponenten, wie z.B. berührungslose Dichtungen, deren bedeutendster Vertreter die in Abbildung 1.2 illustrierte Labyrinthdichtung ist, vermehrt in den Fokus (Müller und Nau, 2003; Tietze, 2003; Chougule et al., 2008). Sie bieten das größte Potenzial zur Verbes-

serung von Leistung und spezifischem Treibstoffverbrauch (Hendricks et al., 2004) und besitzen zudem ein sehr gutes Kosten-Nutzen-Verhältnis. So schätzen Steinetz et al. (1994, 1998), dass eine Leistungssteigerung durch verbesserte Verdichter und Turbinen mindestens das Vier- bis Fünffache kostet, das für eine Leistungssteigerung infolge einer verbesserten Dichtungstechnologie aufgewendet werden müsste. Zudem stellen Labyrinthdichtungen einen wichtigen Ansatzpunkt zur Verbesserung des Betriebsverhaltens der Maschine dar, da sowohl die Leckagemenge als auch die an eine Labyrinthdichtung abgegebene Wärme einen direkten Einfluss auf den Wirkungsgrad der gesamten Turbomaschine besitzen (Wittig et al., 1999; Allcock et al., 2002; Denecke et al., 2005a; Amirante et al., 2010).

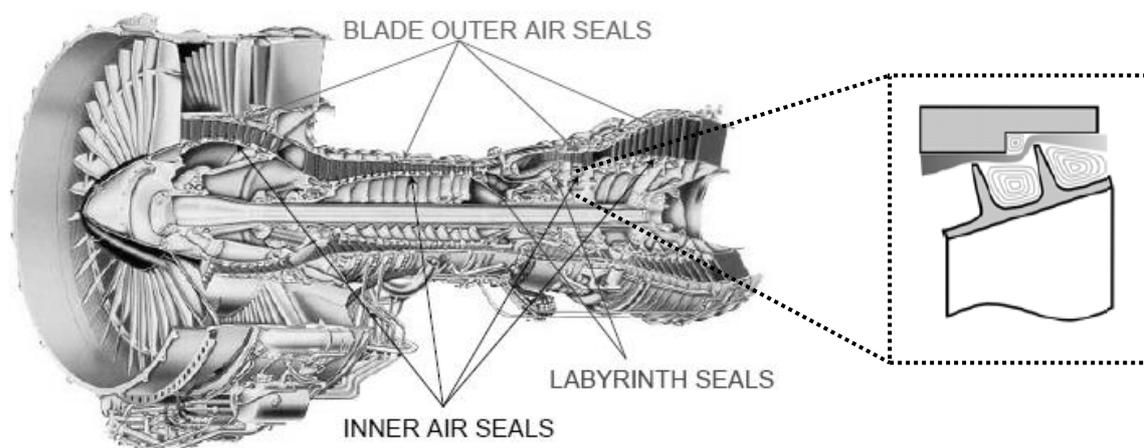


Abbildung 1.2: Einsatzorte von Labyrinthdichtungen in Gasturbinen (modifiziert nach Chappel, 2001)

Die Bedeutung von Labyrinthdichtungen wird nochmals hervorgehoben, wenn bedacht wird, dass das Streben nach verbesserten Wirkungsgraden bei modernen stationären Gasturbinenanlagen und Flugtriebwerken in den letzten Jahren zu einer stetigen Erhöhung des Druckverhältnisses, der Umfangsgeschwindigkeiten der Läufer sowie der Turbineneintrittstemperaturen geführt hat (Wittig, 1999; Denecke, 2007; Paschereit, 2008). Damit einher geht allerdings eine verstärkte mechanische und thermische Belastung der einzelnen Komponenten. So liegen die Heißgastemperaturen im Bereich der Hochdruckturbinen und der Brennkammer weit über dem Schmelzpunkt der eingesetzten metallischen Legierungen. Um dennoch einen sicheren Betrieb der thermischen Turbomaschine zu gewährleisten, bedarf es daher einer effektiven und effizienten Kühlung der dem Heißgas ausgesetzten Bauteile. Dazu werden in Turbomaschinen bis zu 25% der im Verdichter komprimierten Luft als Kühlluft an verschiedenen Verdichterstufen vom Primärluftmassenstrom abgezweigt. Von dort gelangt die Kühlluft über das Sekundärluftsystem, zu deren wichtigsten Komponenten die vor über hundert Jahren eingeführten Labyrinthdichtungen zählen, zu den zu kühlenden Bauteilen (Davenport, 1999; Coppinger et al., 2002). Da der vom Verdichter abgezweigte Luftanteil nicht bzw. nur partiell am Entspannungsprozess teilnimmt, kann der z.B. durch erhöhte Turbineneintrittstemperaturen und erhöhte Druckverhältnisse theoretisch erzielbare

Wirkungsgrad real nicht vollständig umgesetzt werden. Um dennoch eine Steigerung des Anlagewirkungsgrades zu erreichen, ist daher eine Optimierung und Effizienzsteigerung aller Maschinenkomponenten sowie die Minimierung der auftretenden Einzelverluste bei gleichzeitig ausreichender Kühlung der dem Heißgas ausgesetzten Komponenten unerlässlich (Athavale et al., 1998; Choi, 2005; Chupp et al., 2006).

1.1 Bisherige Arbeiten im Bereich Labyrinthdichtungen

Dabei wurden unter anderem die im Turbomaschinenbau seit über 100 Jahren eingesetzten Labyrinthdichtungen sowohl experimentell als auch analytisch untersucht. Zudem wurden seit den 1980er-Jahren verstärkte Anstrengungen unternommen, die Strömung in Labyrinthdichtungen numerisch zu berechnen. Daraus resultierend, liegt eine Vielzahl an Veröffentlichungen über das Durchfluss- und zum Teil auch über das Wärmeübergangsverhalten von Labyrinthdichtungen vor, deren komplette Aufzählung und Beschreibung den Rahmen der vorliegenden Arbeit sprengen würde. Eine sehr umfassende Darstellung der Arbeiten im Bereich Labyrinthdichtungen bietet jedoch Denecke (2007), weswegen an dieser Stelle explizit nur Veröffentlichungen angeführt werden, die entweder von historischer oder im thematischen Rahmen dieser Arbeit von besonderer Bedeutung sind.

Eine Aufteilung der Arbeiten in Berechnungsansätze und Modelle (1.1.1), experimentelle (1.1.2) und numerische Untersuchungen (1.1.3) dient der Übersichtlichkeit. Daneben ist darauf hinzuweisen, dass erwartungsgemäß die meisten der vorgestellten Arbeiten mehreren Bereichen zuzuordnen wären. Um dieser übersichtlichen Aufteilung dennoch folgen zu können, werden die Veröffentlichungen jeweils nur in der für diese Arbeit maßgeblichen Kategorie erwähnt. Im Gegensatz zu Denecke (2007), der eine thematische Zusammenfassung der Literatur präferierte, erfolgt die Darstellung der Literatur in der vorliegenden Arbeit chronologisch. Dies ermöglicht eine bessere Illustration des historischen Verlaufs der Untersuchungen und (Neu-)Entwicklungen, sowie ihrer Fokussierungen im Bereich Labyrinthdichtungen. Außerdem verdeutlicht dies die Komplexität der Untersuchungen in diesem Bereich sowie die zeitlichen Überschneidungen. Darüber hinaus wird hieraus der Bedarf an komplettierenden Forschungsarbeiten identifiziert, die zur Zielsetzung dieser am Institut für Thermische Strömungsmaschinen (ITS) durchgeführten Arbeit führen, und in deren größerem Rahmen der vorliegende Beitrag zu sehen ist.

1.1.1 Berechnungsansätze und Modelle

Becker (1907) entwickelte bereits zu Anfang des letzten Jahrhunderts, basierend auf dem Poiseuilleschen Gesetz für zylindrische Rohre, eine Berechnungsvorschrift zur Abschätzung des Leckagemassenstroms in Labyrinthdichtungen. Dabei betrachtete er die Labyrinthdichtung als rauhes Rohr und identifizierte die Spaltweite als dominanten Einflussparameter für die Leckage-

verluste. Beinahe parallel dazu analysierte Martin (1908) das Betriebsverhalten von echten Labyrinthdichtungen (vgl. Abbildung 2.1) unter der Annahme eines idealen Gases, isothermer Zustandsänderungen und einer vollständigen Dissipation der kinetischen Energie in den Labyrinthkammern durch Reibung. Unter Zugrundelegung dieser Annahmen leitete er eine analytische Gleichung für den Leckagemassenstrom einer gasdurchströmten Labyrinthdichtung her und entwickelte eine Formel für den noch heute zum Vergleich der Dichtwirkung unterschiedlicher Dichtungen verwendeten „Durchflussbeiwert“ (C_D -Wert; engl.: Coefficient of discharge), der sich aus dem zur Verfügung stehenden Strömungsquerschnitt, dem Druckverhältnis über der Dichtung und dem Eingangsdruck berechnet. Sechzehn Jahre später erforschte Stodola (1924) die Durchströmung von Labyrinthdichtungen mittels der Theorie kleiner Druckverluste und der Bernoulli-Gleichung analytisch. Hierzu modellierte er, als Vorläufer der Untersuchungen von Kearton und Keh (1952), die Labyrinthdichtung als Hintereinanderreihung vieler Drosselstellen (58 Labyrinthspitzen) zur Gewährleistung eines kleinen Druckverlustes über jeder Labyrinthspitze. Darüber hinaus mussten die Labyrinthspitzen so ausgeformt sein, dass die Beschleunigungsenergie vollständig dissipierte. Basierend auf diesen Annahmen und unter Verwendung der Kontinuitätsgleichung, stellte er eine Formel für den Leckagemassenstrom auf. Dabei berücksichtigte er ein potentiell Erreichen der Schallgeschwindigkeit über der letzten Labyrinthspitze und auch variierende Geometrien durch sogenannte Korrekturfaktoren. Sich an den Formeln von Martin (1908) und Stodola (1924) orientierend, stellten 1934 auch Gercke und Berner (1934) eine allgemeine Gleichung für den Leckagemassenstrom auf, die verschiedene Ausführungsformen und Betriebsverhältnisse berücksichtigt. Dabei wiesen sie erstmals auf einen signifikant großen Druckabfall über der ersten Labyrinthspitze hin und zeigten ferner, dass die Strömungsrichtung für die Ausbildung des Leckagemassenstroms von untergeordneter Bedeutung ist.

Diese theoretischen Überlegungen führte Egli (1935, 1937) unter der Annahme adiabater Zustandsänderungen und der Betrachtung einer Labyrinthdichtung als einzelne scharfkantige Düse weiter. So entwickelte er Korrelationen zur Berechnung des Leckagemassenstroms und damit der Durchflussbeiwerte mehrspitziger Labyrinthdichtungen unter Beachtung des sog. „Carry-Over-Faktors“ (COF) und der Bauform, wobei der „Carry-Over-Faktor“ den direkten Übertrag kinetischer Energie von einer Labyrinthkammer über die Labyrinthspitze in die nächste Labyrinthkammer bezeichnet. Ähnlich wie bei Martin (1908) bildeten Dollin und Brown (1937), beruhend auf der Integration der thermodynamischen Prozesse in einer Labyrinthkammer, ebenfalls einen analytischen Berechnungsansatz für den Leckagemassenstrom in Labyrinthdichtungen. Im Gegensatz zu Martin (1908) berechneten sie jedoch Korrekturfaktoren für das Druckverhältnis mit ein, die zu einer realistischeren Abschätzung des Leckagemassenstroms führten. Alle diese bis dato zur Berechnung von Labyrinthdichtungen verwendeten Annahmen untersuchte Hodkinson (1939). Erstes Ergebnis war hierbei die Widerlegung der Annahme eines idealen Gases. Darüber hinaus analysierte er die bis zu diesem Zeitpunkt vorliegenden Daten und führte den Ausdruck

eines kritischen Druckverhältnisses ein (vgl. Gleichung 2.8). Zudem war durch experimentelle Untersuchungen an einem 58-spitzigen Labyrinth, die dem Ansatz von Stodola (1924) gleich kamen, eine Analyse des „Carry-Over-Effektes“ realisierbar.

Aufbauend auf den Forschungen von Martin (1908) untersuchte Jerie (1948) vierzig Jahre später das Durchflussverhalten von Durchblicklabyrinthdichtungen unter Variation der Spaltweite, der Spitzenzahl, der Teilung, der Kammertiefe sowie des Kantenradius der Labyrinthspitzen. Dabei diagnostizierte er unter anderem, dass die geometrischen Parameter der Labyrinthdichtung an sich und speziell die der Labyrinthspitzen von signifikanter Bedeutung für den Durchflussbeiwert einer Dichtung sind. So war der Leckagemassenstrom einer Labyrinthdichtung mit großem Verhältnis des Kantenradius zur Spaltweite (> 2) um bis zu 26% größer als der entsprechende Massenstrom bei scharfen Kanten, da die Einschnürung oberhalb der Labyrinthspitze mit zunehmendem Kantenradius geringer wurde. Aus diesen Ergebnissen leitete er dann Berechnungsvorschriften für den Leckagemassenstrom von Durchblicklabyrinthdichtungen ab. Zur Berechnung der Strömungsgeschwindigkeiten am Eintritt der Dichtspalte und zur Berechnung des Leckagemassenstroms in Abhängigkeit der Spitzenzahl entwickelte Grodeck (1957) Berechnungsansätze, die auf den Ergebnissen experimenteller Studien basierten. Im folgenden Jahr betrachtete Winkler (1958) die theoretischen Grundlagen der Strömungsvorgänge in Labyrinthdichtungen mit Blick auf die Bauform, die Kammergeometrie, die Spaltweite sowie erstmals auch unter Berücksichtigung von potentiellen Einflüssen des Wärmeübergangs. Dabei ging er von Zustandsänderungen in einer idealen Labyrinthdichtung aus, die sich durch die isentrope Beschleunigung über den Labyrinthspitzen und der vollständigen Dissipation der kinetischen Energie in der Labyrinthkammer charakterisieren lassen (vgl. Kapitel 2.1). Die in der Realität durch Verluste auftretenden Zustandsänderungen stellte er in einem h,s -Diagramm exemplarisch dar. Als Ergebnis resultierte eine Berechnungsgleichung für den Leckagemassenstrom in Labyrinthdichtungen, die eine starke Abhängigkeit von der Spaltweite, dem Druckverhältnis sowie der Spitzenzahl aufweist.

Die bis zum Jahr 1959 existierenden analytischen Methoden zur Vorhersage des Leckagemassenstroms und des Durchflussbeiwertes von Labyrinthdichtungen ergründeten Zabriskie und Sternlicht (1959) und stellten dabei Abweichungen zwischen den analytischen Modellen von bis zu 200% fest. Aufgrund dieser signifikanten Abweichungen entwickelten sie eine neue allgemeine Methode zur Berechnung des Leckagemassenstroms von Labyrinthdichtungen. Mithilfe dieser Methode, die prinzipiell eine Erweiterung und Simplifizierung vorausgehender Arbeiten darstellte, modellierten Zabriskie und Sternlicht (1959) in Anlehnung an Becker (1907) die Labyrinthdichtung als raues Rohr und konnten so Abweichungen zwischen den experimentellen und berechneten Leckagemassenströmen von unter 20% erzielen. Als wichtigste Einflussparameter auf den Leckagemassenstrom identifizierten auch sie die Spaltweite, das Druckverhältnis, den Ein-

gangsdruck sowie die Eingangstemperatur. Daneben hatten auch der Radius der Labyrinthspitze sowie die Größe der Wirbelkammer einen signifikanten Einfluss auf die Leckagemenge.

Unabhängig von den bisher aufgeführten Veröffentlichungen, diese aber dennoch weiterführend, entwickelte Komotori (1961) Berechnungsvorschriften für den Leckagemassenstrom in Durchblicklabyrinthen, wobei er zwischen zwei- und mehrspitzigen Labyrinthdichtungen unterschied. Dabei stellte er ein so genanntes Druckwiederherstellungsverhältnis auf, das den Zusammenhang zwischen der Geschwindigkeit und dem Druck innerhalb der Strömung wiedergibt. Neben den analytischen Studien führte er ergänzend Experimente zum Einfluss der Kammertiefe auf den Durchflussbeiwert von Labyrinthdichtungen durch, bei denen sich bei geringer Kammertiefe hohe Strömungsverluste und damit minimale C_D -Werte ergaben. Im gleichen Jahr stellte Vermes (1961) als Erweiterung des Ansatzes von Martin (1908) auf Basis experimenteller Studien analytische Modelle auf, die die Abschätzung des Leckagemassenstroms von Durchblicklabyrinthen und erstmals auch von komplexen Labyrinthkonfigurationen gestatteten. Die Modifikation des Ansatzes von Vermes (1961) betraf dabei hauptsächlich das Widerlegen der Annahme einer stationären Zone innerhalb der Labyrinthkammer, die sich aufgrund des zu geringen Platzes nicht ausbilden kann. Zudem mahnte er die bis dato mangelnde Darstellung der komplexen Ein- und Ausströmvorgänge an und stellte eine Methode vor, die eine Abschätzung des „Carry-Over-Effektes“ gewährleistet. Weiterhin stellte er die These auf, dass in Labyrinthdichtungen maximal über der letzten Labyrinthspitze Schallgeschwindigkeit erreicht werden kann. Da beim Erreichen der Schallgeschwindigkeit die Strömung über der letzten Labyrinthspitze „sperrt“ und den maximalen Leckagemassenstrom bestimmt, entwickelte er eine Formel zur Berechnung des maximalen Leckagemassenstroms im Fall des sogenannten „Choking“. Neumann (1964) entwickelte, basierend auf seinen Überlegungen zur Abschätzung des Durchflussverhaltens von Durchblick- und Kammutlabyrinthen, eine Formel zur Bestimmung des notwendigen Ausgangsdruckes, der zum Sperren über der letzten Spitze führt. Außerdem konnte er zeigen, dass Durchblicklabyrinthdichtungen im Vergleich zu Kammutlabyrinthdichtungen sogar bei doppelter Anzahl der Labyrinthspitzen höhere Leckagemassenströme aufweisen.

Unterschiedliche Labyrinthbauarten und den Einfluss der Gestaltung der Labyrinthspitzen analysierte auch Dodge (1963). Dabei zeigte sich einmal mehr, dass die Spaltweite und die Spitzenzahl unabhängig von der Labyrinthbauart einen signifikanten Einfluss auf den Leckagemassenstrom ausüben. Einige Jahre später formulierte Martin (1967) in seiner Dissertation Korrelationen zur Bestimmung des Druckverlustbeiwertes von Labyrinthdichtungen. Außerdem leitete er durch experimentelle Analysen geometrischer Einflussparameter Richtlinien zur optimalen Gestaltung von Labyrinthdichtungen ab. Diesbezüglich erforschte er im Rahmen verschiedener Bauformen auch angestellte Labyrinthspitzen. Im Zuge dieser Analysen ergab sich, dass für alle Labyrinthdichtungen die Spaltweite einen signifikant großen, die Teilung hingegen nur einen kleinen Einfluss auf die Leckagemenge hat. Analog dazu eruierten Webb et al. (1970) drei Jahre spä-

ter, gestützt auf Experimente an labyrinthähnlichen Geometrien, Berechnungsansätze speziell für den Wärmeübergang in Labyrinthdichtungen. Bezüglich der Strömungsbildung, die den Wärmeübergang maßgeblich beeinflusst, konnten die Autoren zeigen, dass sich die Strömung oberhalb einer Labyrinthspitze teilt und sich ein Wirbel ausbildet, der sich bei ausreichendem Platz erst nach der achtfachen Höhe der Labyrinthspitzen wieder auf dem Boden der Labyrinthkammer anlegt. Bei geringerer Länge der Labyrinthkammer bestimmt dagegen die stromab liegende Labyrinthspitze die Größe des Wirbels. Mit Fokus auf den Wärmeübergang konnten Webb et al. (1970) demonstrieren, dass in der Nähe des Wiederanlagepunktes der Strömung ein Maximum der Wärmeübergangskoeffizienten zu verzeichnen ist. Um die komplexen Zusammenhänge zwischen dem Durchfluss und dem Wärmeübergang in Labyrinthdichtungen weiter zu erforschen, unternahm Komotori und Mori (1971) weitere detaillierte Forschungen und entwickelten Berechnungsansätze für Durchblicklabyrinth unter Beachtung des Strömungsmediums, radialer Ein- und Auswärtsströmungen, der Temperaturänderung infolge der Labyrinthdurchströmung und des „Carry-Over-Effektes“. Dabei konnten sie bei starker Wärmezufuhr eine Reduzierung der Leckagemenge von bis zu 15% feststellen. Diese war umso stärker, je früher im Labyrinth Wärme zugeführt wurde.

Nur ein Jahr später erzeugten Koenig und Bowley (1972) einen auf der Egli-Methode (Egli, 1935) beruhenden Computercode zur Berechnung der Leckagemenge von Durchblick- und Stufenlabyrinth, der beim Vergleich mit begrenzten Testdaten eine gute Übereinstimmung aufwies. Als Randbedingungen für die Berechnung wurden vorrangig Ein- und Ausgangsdrücke verwendet, wobei der „Carry-Over-Effekt“ ebenfalls in die Berechnung mitging. Als Ausgabe lieferte der Computercode in Abhängigkeit von der Bauform die wichtigsten Geometrieparameter der (optimierten) Labyrinthdichtung. Dennoch konstatierten Sneck (1974) und Benvenuti et al. (1979) nach der Durchführung einer umfangreichen Literaturrecherche zum Thema Labyrinthdichtungen, dass noch konkrete Anhaltswerte bezüglich optimierter Labyrinthgeometrien fehlen. In seiner Veröffentlichung stellte Sneck (1974) dabei insbesondere das Problem der korrekten Modellierung des mittleren Durchflussbeiwertes einer Labyrinthdichtung heraus, sowie die Schwierigkeit, den „Carry-Over-Faktor“ exakt zu berechnen. Auf Basis seiner Erkenntnisse empfahl er für speziell entwickelte Stufenlabyrinth zur Minimierung des kinetischen „Carry-Over-Effektes“ die Anwendung der Formeln nach Martin (1908) für unterkritische Strömungszustände und mehr als fünf Labyrinthspitzen. Bei vier oder weniger Labyrinthspitzen verwies er hingegen auf die nach Saint-Venant und Wantzel benannte Ausströmformel. Ergänzend lieferte Benvenuti (1979) auf Basis der Betrachtungen von Zabriskie und Sternlicht (1959) eine Korrelation zur Berechnung eines Reibungskoeffizienten als Vergleichswert für die real durch die Labyrinthspitzen verursachte Reibung. Besonderes Augenmerk legte er zudem auf die Beschreibung eines Parameterbereichs, innerhalb dessen sich minimale Leckagemassenströme ergeben können, wozu er begleitend umfangreiche experimentelle Studien durchführte.

Zu Beginn der achtziger Jahre verfassten Trutnovsky und Komotori (1981) eine umfassende Zusammenfassung und Diskussion analytischer und analytisch-experimenteller Berechnungsansätze für labyrinthähnliche Geometrien sowie Labyrinthdichtungen unterschiedlicher Art. Im Rahmen dieser Arbeiten gingen sie explizit auf die Unterschiede bei idealer und realer Labyrinthströmung ein und beschrieben das Durchflussverhalten sowie dessen Interdependenzen. Ergebnis hierbei war, dass die Spaltweite, die Spitzenanzahl und das Druckverhältnis die Parameter mit dem größten Einfluss waren. Zudem konnten sie auf Basis erster numerischer Studien nachweisen, dass sich der Leckagemassenstrom durch Wärmeabfuhr vom Heißgas in Richtung der umgebenden Komponenten verringern ließ.

Speziell für das Durchflussverhalten von Durchblicklabyrinthdichtungen generierte Dörr (1985) eine empirische Korrelation, die durch ihre vielseitige Anwendbarkeit charakterisiert werden kann. Diese Korrelation umfasst die Einflüsse des Druckverhältnisses, des Verhältnisses der Spaltweite zur Kammertiefe, der Spitzenzahl und der Reynoldszahl auf die Ausbildung des Leckagemassenstroms. Um möglichst geringe Fehlerwerte durch die Spaltweitenmessung zu erzielen, führte Dörr die experimentellen Versuche an vergrößerten Modellen durch und untersuchte ebenso verschiedene Maßstäbe. So konnte er zusätzlich eine Aussage über die Übertragbarkeit von Messungen an vergrößerten Geometrien auf Triebwerksbedingungen treffen. Ferner eruierte er, dass der Einfluss des Druckniveaus auf den Durchflussbeiwert bei kleiner Spaltweite, d.h. bei kleiner Reynoldszahl, ausgeprägter ist als bei großer Spaltweite und damit einhergehend großer Reynoldszahl. Wenig später verglichen Zimmermann und Wolff (1987) existierende empirische Berechnungsansätze zur Vorhersage des Leckageverhaltens von Labyrinthdichtungen mit Labyrinthkorrelationen, die aus numerischen Strömungssimulationen resultierten. Ihr Ziel war die Entwicklung eines einfachen empirischen Modells, um für zukünftige Labyrinthdichtungssysteme beim Auslegungsprozess die Notwendigkeit einer Vielzahl an Berechnungen zu vermeiden. Da die Autoren in diesem Kontext feststellten, dass sich sowohl der „Carry-Over-Effekt“ als auch der Durchflussbeiwert über der ersten Labyrinthspitze von den Werten der anderen Spitzen unterschied, wurde dieser Effekt in das Modell integriert. Dadurch ließ sich eine Vorhersagegenauigkeit des Leckagemassenstroms von Labyrinthdichtungen von 5% erzielen, die im Vergleich zu den bisherigen empirischen Methoden mit Abweichungen von bis zu 30% signifikant besser war. Zwei Jahre später beleuchteten Zhu und He (1989) die Durchflusscharakteristik von Durchblicklabyrinthdichtungen, wobei sie primär auf die Dissipation der kinetischen Energie und deren Umwandlung in thermische Energie in den Labyrinthkammern eingingen. Als Basis für ihre Gleichungen führten sie Experimente durch, in denen sie die Reynoldszahl, das Druckverhältnis, die Spaltweite sowie die Kammergeometrie variierten. In Abhängigkeit von den genannten Parametern bestimmten sie die Durchflussbeiwerte und „Carry-Over-Faktoren“, die anschließend in die Bestimmungsgleichungen des Leckagemassenstroms einfließen. Neun Jahre später entwickelten Zimmermann und Wolff (1998) eine erweiterte Korrelation zur Berechnung des Durchfluss-

beiwertes von Labyrinthdichtungen. Dabei berücksichtigten sie sowohl den „Carry-Over-Faktor“ als auch diverse andere Korrekturfaktoren (z.B. die Anzahl der Labyrinthspitzen, den Einfluss von Honigwabenanstreifbelägen, Einlaufnuten, Reynoldszahl etc.). Resultierend gaben sie Empfehlungen für eine bezüglich des Durchflussverhaltens optimierte Gestaltung zukünftiger Labyrinthdichtungen.

Anfang des 21. Jahrhunderts generierte Ha (2001) auf Basis eines Bulk-Flow-Modells eine Berechnungsvorschrift zur Bestimmung des Leckagemassenstroms in Labyrinthdichtungen. Zur Validierung des Modells dienten experimentelle Untersuchungsergebnisse von Scharrer (1989). Wie bereits in früheren Studien wies auch Ha (2001) auf die Abnahme des Leckagemassenstroms mit zunehmender Anzahl an Labyrinthspitzen sowie die im Vergleich zu divergenten Stufenlabyrinthen bei konvergenten Stufenlabyrinthen geringeren Leckagemengen hin. Im selben Jahr veröffentlichten Yucel und Kazakia (2001) eine Methode, die die Berechnung des Leckagemassenstroms in Durchblicklabyrinthen ermöglichte. Dabei berücksichtigten sie einen Korrekturfaktor für den „Carry-Over-Effekt“. Diesen setzten sie über der ersten Spitze mit Eins an, während sich der Korrekturfaktor für die anderen Spitzen als Funktion der Spitzenzahl berechnete und zwischen null und eins lag. Zusammenfassend konstatierten Yucel und Kazakia (2001) eine starke Abhängigkeit des Leckagemassenstroms und damit des Durchflussverhaltens von Labyrinthdichtungen von der Geometrie der Dichtung, der Eingangstemperatur sowie dem Druckverhältnis über der Dichtung. Ein Jahr danach erstellte Alt (2002) ein analytisches Berechnungsprogramm, das basierend auf geometrischen und thermodynamischen Parametern eine Abschätzung des Durchflussverhaltens von Labyrinthdichtungen ohne Honigwabenanstreifbeläge erlaubte. Als Grundlage dienten ihm bestehende Korrelationen (z.B. Jerie, 1948; Neumann, 1964; Komotori und Miyake, 1977). Nach einer Erweiterung und Verbesserung der Modelle, die einen Abgleich mit experimentellen Daten unterschiedlicher Labyrinthdichtungsarten gestatteten, konnten im Folgenden die Durchflussbeiwerte in Abhängigkeit der Geometrie der Labyrinthdichtung (Spaltweite, Spitzenzahl, mittlerer Dichtungsradius, Stufenhöhe und Teilung) und den entsprechenden thermodynamischen Randbedingungen (Eingangstemperatur, Ein- und Ausgangsdruck und Gaskonstante) bestimmt werden.

Denecke (2007) verglich bereits existierende integrale Korrelationen und Modelle, die eine Abschätzung des Leckagemassenstroms von Labyrinthdichtungen gestatten. Diese Korrelationen komplettierte er, gestützt auf experimentelle Daten von Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen mit und ohne Einlaufnuten, und trug damit zu verbesserten Auslegungswerkzeugen für Labyrinthdichtungen bei. Die von ihm aufgestellten dimensionslosen Kennzahlen liefern gute Anhaltspunkte in Bezug auf die komplexe Abhängigkeit des C_D -Wertes von geometrischen, thermodynamischen und strömungsmechanischen Parametern. Ein (generisches) Modell zur Abbildung des Sekundärluftsystems von Turbomaschinen veröffentlichten Alexiou und Mathioudakis (2009) in Analogie zu Merkler et al. (2003), das den Vergleich des Betriebsverhaltens einzel-

ner Komponenten als auch des gesamten Sekundärluftsystems gewährleistet und Korrelationen zur Berechnung des Durchflussbeiwertes von Labyrinthdichtungen anbietet. Dabei enthält die Arbeit in Bezug auf Labyrinthdichtungen Berechnungsansätze, die die Bestimmung des Leckagemassenstroms in Abhängigkeit von der Spaltweite, vom Spitzenradius, von der Spitzenzahl, vom Druckverhältnis sowie von der Eingangstemperatur und dem Eingangsdruck erlauben.

Zusammenfassend lässt sich damit bereits hier feststellen, dass, basierend auf den Berechnungsansätzen, als maßgebliche Parameter bezüglich des Durchfluss- und Wärmeübergangsverhaltens die Spaltweite, das Druckverhältnis und die Eingangstemperatur identifiziert wurden. Darüber hinaus besitzt auch die Bauform einen grundlegenden Einfluss auf das Durchflussverhalten. So sind die Leckagemassenströme bei Durchblicklabyrinthen in der Regel größer als die Leckagemassenströme von Stufenlabyrinthen, wobei insbesondere bei konvergenten Stufenlabyrinthen ohne Honigwabenanstreifbeläge oftmals eine Reduzierung des Leckagemassenstroms zu erkennen ist. Die Beachtung wechselseitiger Einflüsse geometrischer und thermodynamischer Parameter ist mit Hilfe der bestehenden Berechnungsansätze nur sehr begrenzt möglich, so dass alternative Modelle, die diesen Mangel überwinden können, von besonderem Interesse sind.

Data Mining Methoden (DMM) bieten dazu eine Möglichkeit. So entwickelten Pychynski et al. (2010) mit Hilfe von Data Mining Methoden ein Modell zur Abschätzung des Durchflussverhaltens von Labyrinthdichtungen ohne Honigwabenanstreifbeläge. Hierzu extrahierten sie Daten aus zahlreichen Veröffentlichungen (ITS und externe Forschungseinrichtungen) und stellten diese in einer eigens dafür entwickelten Datenbank zusammen. Als wichtige Grundlage wurde ein allgemein gültiger Parametersatz mit Daten zur Labyrinthgeometrie, den Strömungsgrößen sowie zum Durchflussverhalten entworfen, um verschiedene Labyrinthkonfigurationen einheitlich beschreiben zu können. Im Rahmen ihrer Arbeit setzen Pychynski et al. (2010) Multiple Lineare Regressionsmodelle (MLR) und Künstliche Neuronale Netze (KNN) zur Modellierung des Durchflussverhaltens von Labyrinthdichtungen ein. Sie erzielten damit in Abhängigkeit des verwendeten Datensatzes und des Modells mittlere relative Fehler (vgl. Kapitel 5.2) zwischen den mittels DMM berechneten und den experimentell ermittelten Durchflussbeiwerten von 1,4% bis 15%. Im Durchschnitt resultierten mittlere relative Fehler von 6,7%, was durchaus mit den mittleren relativen Fehlern numerischer Strömungssimulationen vergleichbar ist.

Im Vergleich zu analytischen Berechnungsansätzen erlauben Data Mining Modelle damit eine höhere Vorhersagegenauigkeit, die sich nicht zuletzt daraus ergibt, dass auch wechselseitige Abhängigkeiten zwischen den Eingangsgrößen in die Modelle eingehen. Im Vergleich zu numerischen Modellen auf der Basis der CFD sind insbesondere die geringe Dauer zum Aufbau des Modells (ca. fünf Minuten) und die sehr geringe Berechnungszeit (ca. eine Sekunde) von Vorteil, so dass Data Mining Modelle ein vielversprechendes Auslegungswerkzeug für zukünftige Anwendungen im Turbomaschinenbau darstellen können.

1.1.2 Experimentelle Untersuchungen

Da sich eine Vielzahl der oben genannten Berechnungsansätze auf experimentelle Untersuchungen stützt, werden diese im Folgenden nicht mehr explizit erwähnt. Vielmehr werden ergänzend Veröffentlichungen vorgestellt, die primär Experimente zur Erforschung des Durchfluss- und des Wärmeübergangsverhaltens von Labyrinthdichtungen mit und ohne Honigwabenanstrichbeläge und deren Abhängigkeiten zum Thema haben.

Mit erweiterter Zielsetzung, gestützt auf die experimentellen Studien von Becker (1907), Just (1910) und Stodola (1924), konnte Friedrich (1933) das Verhalten von so genannten Schau-felspaldichtungen in Gegenlaufturbinen aufzeigen. Durch seine Studien konnte er eine nahezu adiabate Expansion des Dampfes beweisen, die eine wesentliche Grundlage bei der idealen Betrachtung der Labyrinthströmung darstellt. Zudem konnte er zeigen, dass die Dichtwirkung der einzelnen Labyrinthspitzen mit steigender Anzahl der Labyrinthspitzen abnahm. Parallel dazu führte Keller (1934), um den Einfluss von Größe und Form der Wirbelkammern und Labyrinthspitzen auf die Durchflusscharakteristik zu ermitteln, experimentelle Studien an Labyrinthdichtungen mit angestellten Labyrinthspitzen durch. Bei diesen Untersuchungen wurden vergrößerte Modellausschnitte aus Labyrinthreihen mit Wasser und Luft unter Variation geometrischer Parameter durchströmt. Dadurch konnte er zeigen, dass die Kontraktion über den Labyrinthspitzen sehr stark von deren Form abhing und damit die Spaltweite und die Form der Labyrinthspitze maßgeblich den Leckagemassenstrom bestimmten. Je kleiner die Spaltweite, desto größer war der Einfluss der nicht perfekt geformten, in starker Vergrößerung abgerundeten, Labyrinthspitzen. So nahm der Leckagemassenstrom bei kleinen Spaltweiten infolge abgerundeter Labyrinthspitzen in Relation zu den großen Spaltweiten stärker zu. Darüber hinaus wurde bei dem von Keller (1934) angewandten Verfahren die Strömung in Labyrinthdichtungen mithilfe von Wasser visualisiert, wodurch erstmals die komplexen Wirbelsysteme im Inneren der Labyrinthkammern aufgedeckt werden konnten.

Trutnovskys (1954) Untersuchungen konzentrierten sich vorrangig auf die Analyse der den Strömungswiderstand potentiell beeinflussenden geometrischen Parameter, wie beispielsweise die Teilung, die Kammertiefe und die Spaltweite. Dabei waren für die untersuchten Geometrien mit geneigten Labyrinthspitzen drei unterschiedliche Gebiete der Widerstandsbeiwerte zu beobachten, die sich in einem Nikuradse-Diagramm darstellen ließen: (1) ein laminares Gebiet mit stark sinkendem Widerstandsbeiwert bei zunehmender Reynoldszahl, (2) ein Übergangsbereich mit anfangs leicht steigendem und dann wiederum abfallendem Widerstandsbeiwert bei zunehmender Reynoldszahl und schlussendlich (3) ein turbulentes Gebiet mit einem von der Reynoldszahl nahezu unabhängigen, d.h. konstantem Widerstandsbeiwert. Diese Beobachtung führte ihn zu dem Schluss, dass mit steigender Reynoldszahl der Einfluss der Rauigkeit abnimmt. Gleichzeitig wies Trutnovsky (1954) ausdrücklich auf den weiteren Bedarf an Experimenten zur Cha-

rakterisierung des Durchflussverhaltens von Labyrinthdichtungen bei hohen Reynoldszahlen hin. Zudem leitete er, gestützt auf seine experimentellen Studien, Gestaltungsrichtlinien für Labyrinthdichtungen mit maximaler Dichtwirkung her, die sechs Jahre später von den Untersuchungen Komotoris (1961) bestätigt wurden. Die Angabe einer idealen Teilung war Komotori (1961) jedoch ohne Beachtung der Labyrinthbauart und deren geometrischer Parameter nicht möglich. Dieses Ergebnis wies bereits zu Beginn der sechziger Jahre auf das komplexe Zusammenspiel der geometrischen Parameter und deren wechselseitigen Einfluss auf den Leckagemassenstrom hin. Ein Jahr später als Trutnovsky (1954) veröffentlichte Kearton (1955), gestützt auf Analysen an radialen Kammutlabyrinthen mit einer bzw. 20 Labyrinthspitzen, seine Forschungsergebnisse. Hauptaugenmerk dieser Untersuchungen war ebenfalls die Identifizierung der den Durchfluss beeinflussenden geometrischen Parameter, speziell aber der Einfluss des Verhältnisses der Spitzenbreite zur Spaltweite sowie der Einfluss des Druckverhältnisses auf den Durchflussbeiwert. Dabei konnte er eine nahezu lineare Abnahme des C_D -Wertes mit abnehmender Spaltweite zeigen, die er mit der Zunahme der Reibung erklärte. Ein abnehmendes Druckverhältnis führte ebenso zu sinkenden C_D -Werten. Außerdem erforschte er den Einfluss des „Carry-Over-Effektes“ an Durchblicklabyrinthen. Wie zu erwarten war, zeigte sich hierbei ein mit zunehmender Spaltweite steigender „Carry-Over-Effekt“ und damit ein ansteigender Leckagemassenstrom. Nicht zuletzt konnte er in seinen Versuchen auch nachweisen, dass in Labyrinthdichtungen nur oberhalb der letzten Labyrinthspitze Schallgeschwindigkeit erreicht werden kann. Auch Komotori (1957) analysierte die Strömung in Durchblick- und Stufenlabyrinthen, wobei ein Teil der Durchblicklabyrinth so gestaltet war, dass in der Mitte der Labyrinthkammer eine kleine Zwischenspitze lag. Im Gegensatz zu Kearton (1955) lag das Hauptaugenmerk von Komotori (1957) allerdings nicht auf der Identifizierung optimaler Labyrinthgeometrien, sondern auf der Visualisierung der Strömungsform innerhalb von Labyrinthdichtungen. Bei seinen Studien mit normalen und Zwischenspitzenkammern wurden durch die Verwendung von Rauchgas die Kontraktion oberhalb der Labyrinthspitzen sowie die Ausbildung von Kammerwirbeln in den Labyrinthkammern sehr gut sichtbar gemacht. Während sich in der Labyrinthkammer der normalen Labyrinthdichtung ein großer zur Hauptströmung gegenläufiger Wirbel ausbildete, entwickelten sich in den Teilkammern der Labyrinthdichtungen mit Zwischenspitze zwei gegenläufige Wirbel, die zu einer Reduzierung des Leckagemassenstroms beitrugen. Die Tatsache, dass Groddeck (1957) im gleichen Jahr Versuche an wasserdurchströmten Labyrinthgeometrien durchführte, um die Strömungsformen innerhalb der Labyrinthkammern aufzuzeigen, unterstreicht das Interesse der damals Forschenden am besseren Verständnis der komplexen Strömungsformen in Labyrinthdichtungen. Im Gegensatz zu Komotori (1957) konzentrierten sich die Untersuchungen von Groddeck (1957) jedoch auf Kammutlabyrinth, bei denen er die Höhe der Labyrinthspitzen variierte.

Einen noch tieferen Einblick in die komplexe Strömungsbildung in Labyrinthdichtungen lieferten die Erkenntnisse von Abramovich (1963). Er untersuchte turbulente Strömungen u.a. an

rückspringenden Stufen, die aus geometrischer Sicht sehr große Ähnlichkeit mit Labyrinthkammern aufweisen. Dabei konnte er demonstrieren, dass sich nach dem Überströmen der Labyrinthspitze beim Eintritt in die Labyrinthkammer ein Strahl mit divergentem Strömungswinkel ausbildete, der sich nach dem Überströmen der rückspringenden Stufe vom konstanten Hauptmassenstrom abtrennte. Dieser abgetrennte Strahl wurde komprimiert und über die stromab liegende Labyrinthspitze transportiert. Diese Beobachtung bewies die Ausbildung der Vena Contracta oberhalb von Labyrinthspitzen experimentell und belegte zudem, dass die Kontraktion der Strömung, wie von Friedrich (1933) postuliert und von Martin (1967) bestätigt, mit zunehmender Spaltweite abnimmt.

Dass neben der Untersuchung der Abhängigkeit der Leckageverluste in Labyrinthdichtungen von geometrischen Parametern auch die Aspekte des Wärmeübergangsverhaltens immer mehr in den Fokus rückten, zeigen die Studien von Baker und Martin (1966). Diese stellten die Ergebnisse ihrer experimentellen Studien zur Analyse des Wärmeübergangs in supersonisch überströmten rückspringenden Stufen, d.h. in labyrinthähnlichen Geometrien, vor und lieferten damit einen wichtigen Beitrag zum grundlegenden Verständnis des Wärmeübergangsverhaltens von Labyrinthdichtungen. Gestützt auf die Experimente ließ sich nachweisen, dass die Wärmeübergangskoeffizienten in Wiederanlagepunkten der Strömung, d.h. beispielsweise beim Auftreffen des von der Hauptströmung abgetrennten Strahls auf den Rotorboden, lokale bzw. globale Maxima erreichen. Zudem war es den beiden Forschern möglich, einen exponentiellen Zusammenhang zwischen der Nusseltzahl und der Reynoldszahl in Kombination mit der Prandtlzahl in der Form $Nu = 0,322 Re^{0,5} Pr^{0,5}$ anzugeben, der grundsätzlich von allen nachfolgenden Untersuchungen zum Wärmeübergangsverhalten in Labyrinthdichtungen bestätigt wurde (vgl. u.a. Kapinos und Gura, 1970, 1973; Wittig et al., 1999). Einen konkreten Zusammenhang zwischen der Strömungsform in Labyrinthkammern, die sich durch Rezirkulations- und Ablösegebiete sowie Wiederanlagepunkte charakterisieren lässt und dem daraus resultierenden Wärmeübergang, lieferte Chilcott (1967). So konnte er innerhalb der Rezirkulationsgebiete eine Abnahme der Wärmeübergangskoeffizienten verzeichnen, während der Wärmeübergang in Wiederanlagepunkten maximal wurde. Bei turbulenter Strömung zeigte sich ein vergleichbares Verhalten, allerdings mit geringerer Ausprägung. Maßgeblich für die Ausbildung der Wärmeübergangskoeffizienten waren dabei erwartungsgemäß die Wandgrenzschicht und die Geometrie des umströmten Körpers.

Parallel zu den Versuchen, den Wärmeübergang in Labyrinthdichtungen zu charakterisieren, wurden unter anderem von Ueda und Kubo (1967) weiterführende Durchflussexperimente an Durchblicklabyrinthen durchgeführt, um dem Ziel einer exakten Definition des „Carry-Over-Effektes“ näher zu kommen. Dabei zeigte sich, dass die Reynoldszahl nahezu keinen Einfluss auf die Ausbildung des „Carry-Over-Effektes“ hatte, während die Spaltweite von enormer Bedeutung war. Dies ließ die Vermutung zu, dass die Ausbildung der Strömungsform in den Labyrinthkammern unabhängig vom Leckagemassenstrom ist und stattdessen von der geometrischen Ausfor-

mung der Labyrinthkammer abhängt. Diese Vermutung konnte im Rahmen der Untersuchungen auch mittels Wasser und Rauchgas visuell nachgewiesen werden. Dabei waren insbesondere die Spaltweite, die Höhe der Labyrinthspitzen und die Teilung von großer Bedeutung für den „Carry-Over-Faktor“. Dieser sank mit zunehmendem Verhältnis von der Teilung zur Spaltweite und ergab bei einem Verhältnis der Labyrinthspitzenhöhe zur Teilung von etwa 0,25 einen Minimalwert. Bei diesem Wert bildeten sich in der Labyrinthkammer nach Ueda und Kubo (1967) viele instabile Wirbel aus, die zu einer erhöhten Dissipation der kinetischen Energie und zu einem verringerten Transport von kinetischer Energie über die stromab liegende Labyrinthspitze beitrugen.

Als Weiterführung der Arbeiten von Baker und Martin (1966) sowie Chilcott (1967) veröffentlichten Kapinos und Gura (1970, 1973) die Ergebnisse experimenteller Studien zum Wärmehaushalt in nichtrotierenden Labyrinthdichtungen. Dabei begründeten sie die Zulässigkeit von Wärmeuntersuchungen an nichtrotierenden Labyrinthdichtungen mit den von Sheinin (1961) und Shvets et al. (1963) gewonnenen Erkenntnissen, dass die Rotation, bei einem Verhältnis der Umfangs- zur Axialgeschwindigkeit kleiner 2,2 keine Auswirkung auf die Wärmeübergangscharakteristik besitzt. Daneben bestätigten die Ergebnisse der Studie die von Baker und Martin (1966) postulierte Abhängigkeit der Nusseltzahlen von der Reynoldszahl und führten zu einer Optimierung der bestehenden Korrelationen unter zusätzlicher Beachtung geometrischer Parameter. Ebenso konnten Kapinos und Gura (1970, 1973) beweisen, dass die Zunahme der Spaltweite aufgrund einer verstärkten Wirbelbildung zu einer gleichzeitigen Zunahme der Wärmeübergangszahlen führte.

Untersuchungen zur Quantifizierung des Einflusses der Strömungsrichtung auf die Durchflusscharakteristik von Labyrinthdichtungen führten Yeh und Cochran (1970) an stationären Durchblick- und Stufenlabyrinthen durch. Hierbei zeigte sich erwartungsgemäß, dass die Strömungsrichtung in Durchblicklabyrinthdichtungen keinen Einfluss auf die Leckagemenge ausübt. Für die Stufenlabyrinth ergab ein Vergleich der Leckagemassenströme bei divergenter bzw. konvergenter Durchströmung eine um bis zu 7% größere Leckagemenge bei divergenter Bauform. Zudem konnten sie die von Egli (1935) entwickelte Berechnungsvorschrift für den Leckagemassenstrom bestätigen. Wenig später führten Meyer und Lowrie (1975) umfassende experimentelle Untersuchungen an Durchblick- und Stufenlabyrinthen sowie auch erstmals an Labyrinthen mit Honigwabenanstreifbelägen durch. Dabei stellten sie fest, dass der Durchflussbeiwert mit steigendem Druckverhältnis bzw. abnehmender Spaltweite zunahm, wobei der steigende Durchflussbeiwert bei abnehmender Spaltweite mit der Expansionstheorie von Hodkinson (1939) zu erklären war. Weiteres Ergebnis bei einem Vergleich der Konfigurationen mit und ohne Honigwabenanstreifbeläge war, dass der Durchflussbeiwert bei beiden signifikant von den untersuchten geometrischen Parametern abhing. Dabei konnten sie belegen, dass insbesondere bei kleiner Spaltweite in Kombination mit einem großen Verhältnis der Teilung zur Spaltweite der Honigwabenanstreifbelag einen starken Einfluss hatte. Im gleichen Jahr veröffentlichte Stocker (1975) die Ergebnisse

seiner experimentellen Studien an neuartigen komplexen Labyrinthgeometrien. Dabei führte er sowohl Durchfluss- als auch Visualisierungsuntersuchungen durch. Resultierend konstatierte er, dass zur Erhöhung der Dichtwirkung, d.h. zur Reduzierung des Leckagemassenstroms in Labyrinthdichtungen eine möglichst hohe Turbulenz innerhalb der Labyrinthkammern erforderlich ist. Weiterhin beobachtete er, dass die Ausführung der Labyrinthdichtung als Stufenlabyrinth im Gegensatz zum Durchblicklabyrinth eine Reduktion des Leckagemassenstroms mit sich brachte.

In den beiden folgenden Jahren untersuchten, nahezu zeitgleich, Chalapatl Rao und Narayanamurthi (1976) sowie Komotori und Miyake (1977) die Abhängigkeit des Durchflussverhaltens von Durchblicklabyrinthen von geometrischen Parametern und entwickelten darauf aufbauend Korrelationen zur Bestimmung des Durchflussbeiwertes von Labyrinthdichtungen. Im Gegensatz dazu legte Stocker (1977) bei seinen Experimenten zum Durchflussverhalten von Labyrinthdichtungen besonderes Augenmerk auf die Auswirkungen von Anstreifbelägen auf den Leckagemassenstrom. Er stellte fest, dass abrasive Honigwabenanstreifbeläge einen wesentlichen Einfluss auf die Durchflusscharakteristik von Labyrinthdichtungen besitzen. So ließ sich bei Durchblicklabyrinthen mit Honigwabenanstreifbelägen aufgrund der erhöhten Reibung eine Reduzierung des Leckagemassenstroms von bis zu 24% erreichen. Als logische Konsequenz der experimentellen Untersuchungen stellten Stocker (1977, 1978) bzw. Stocker et al. (1977) optimierte Durchblick- und Stufenlabyrinthgeometrien vor, die eine Reduzierung des Leckagemassenstroms im Vergleich zu herkömmlichen Labyrinthdichtungen zwischen 25% und 54% gestatteten. In konventionellen Labyrinthdichtungen erwiesen sich hierbei Honigwabenanstreifbeläge als besonders vorteilhaft; insbesondere bei großen Spaltweiten. Darüber hinaus stellten die Arbeiten heraus, dass das Verhältnis des Honigwabendurchmessers zur Spaltweite einen dominierenden Einfluss auf den Leckagemassenstrom hat: Während bei kleiner Spaltweite und großem Honigwabendurchmesser in Anwesenheit von Honigwabenanstreifbelägen um bis zu 96,2% größere Leckagemassenströme resultierten als ohne Honigwabenanstreifbeläge, ließen sich bei großer Spaltweite und angepasstem Honigwabendurchmesser um bis zu 32,6% reduzierte Leckagemassenströme erzielen. Diese Ergebnisse waren bereits 1978 ein erstes Indiz für das komplexe Zusammenspiel der geometrischen Labyrinth- und Honigwabenparameter und ihrem signifikanten Einfluss auf die Durchflusscharakteristik von Labyrinthdichtungen.

Am Institut für Thermische Strömungsmaschinen (ITS), an dem auch die Untersuchungen der vorliegenden Arbeit durchgeführt wurden, stellten erstmals Wittig et al. (1982, 1983a, 1983b) experimentelle Studien an Labyrinthdichtungen an. Dabei nahmen sie insbesondere den oftmals beschriebenen Einfluss der Spaltweite auf die Dichtwirkung von Labyrinthdichtungen in den Blick. Da ein potentieller Rundungsradius an den Labyrinthspitzen den Leckagemassenstrom wesentlich erhöht und dieser Einfluss mit abnehmender Größe der Labyrinthspitzen überproportional zunimmt, wurden die Untersuchungen an vergrößerten Modellen durchgeführt. Anschließend wurde überprüft, unter welchen Bedingungen eine Übertragbarkeit der Untersuchungser-

gebnisse an vergrößerten Modellen auf Betriebsbedingungen zulässig ist. Dabei stellte sich heraus, dass der Durchflussbeiwert abhängig vom Maßstab der untersuchten Geometrie ist und vor allem die Reynoldszahl den Durchflussbeiwert maßgeblich beeinflusste. So konnte ein eindeutiger Anstieg der C_D -Werte mit zunehmender Reynoldszahl verzeichnet werden. Parallel dazu führten Wittig et al. (1983c, 1985b, 1985c) experimentelle und theoretische Untersuchungen zum Wärmeübergangsverhalten von nichtrotierenden Durchblicklabyrinthdichtungen durch. Zur Bestimmung lokaler Wärmeübergangskoeffizienten erstellten sie ein Finite-Elemente-Programm, das auf Basis experimentell ermittelter Temperaturen von Rotor und Stator die Berechnung eines zweidimensionalen Temperaturfeldes erlaubte. Durch Kenntnis der Oberflächentemperaturen sowie der lokalen Heißgastemperaturen, die mittels numerischer Berechnungen bestimmt wurden, konnten dann die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten von Rotor und Stator berechnet werden. Dabei zeigten sich einerseits eine Abkühlung der Heißgastemperatur beim Durchströmen der Labyrinthdichtung sowie andererseits Maxima der Wärmeübergangskoeffizienten im Bereich der Labyrinthspitzen. Die absolute Größe der Wärmeübergangskoeffizienten hing von der Position der Labyrinthspitze in Laufrichtung ab und ließ sich durch die Ausbildung von Staupunkten erklären. Zudem konnten Wittig et al. (1986a, 1986b) in Analogie zu Kapinos und Gura (1973) sowie Kuzevov und Zuravlov (1972) an Rotor und Stator von ebenen Durchblick- und Stufenlabyrinthdichtungen eine starke Abhängigkeit der mittleren Nusseltzahl von der Reynoldszahl sowie dem Verhältnis der Teilung zur Spaltweite feststellen, so dass eine Korrelation zur Abschätzung der mittleren Nusseltzahlen in der Form $Nu = C Re^n (t/s)^m$ mit C , n und m als zu bestimmende Faktoren resultierte.

Analog zu Wittig et al. (1983c, 1985b, 1985c, 1986a, 1986b) führte Jacobsen (1987) ebenfalls am ITS experimentelle Untersuchungen zum Durchfluss- und Wärmeübergangsverhalten ebener Durchblick- und Stufenlabyrinthdichtungen durch. Dabei konnte er die Ergebnisse von Wittig et al. (1986a, 1986b, 1987b) bestätigen und Korrelationen zur Bestimmung der mittleren Nusseltzahlen in Abhängigkeit der Reynoldszahl und geometrischer Gegebenheiten verbessern. Ebenso konnten Wittig et al. (1987b) durch einen Vergleich der Durchflussbeiwerte bei gekühlter und ungekühlter Durchströmung veranschaulichen, dass sich der Durchflussbeiwert in Abhängigkeit der für die Vergleichsströmung verwendeten Bezugstemperatur um bis zu 30% unterscheiden kann. Das große Interesse der damals Forschenden am Wärmeübergangsverhalten in Labyrinthdichtungen beweist die Tatsache, dass im gleichen Jahr Metzger und Bunker (1987) ebenfalls Wärmeübergangsuntersuchungen an ebenen Labyrinthdichtungen durchführten. Die dabei erzielten Resultate bestätigten die vorher genannten Erkenntnisse, dass eine starke Abhängigkeit des globalen Wärmeübergangs von der Reynoldszahl besteht. Zusätzlich führten Wittig et al. (1988a) Analysen zum Wärmeübergangsverhalten vergrößerter Labyrinthmodelle durch, welche unter anderem zeigten, dass die Wärmeübergangskoeffizienten mit steigendem Druckverhältnis zunahmen. Analog zu den vorangegangenen Untersuchungen von Wittig et al. (1983c, 1985b,

1985c) traten dabei Maxima der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten des Rotors und des Stators im Bereich der Labyrinthspitzen zu Tage, wohingegen das am Rotor im Bereich der Stufe erwartete lokale Maximum der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten aufgrund der Ausbildung eines Staupunktes nicht auftrat. Dieses fehlende Maximum begründeten Wittig et al. (1988a) damit, dass in diesem Bereich aufgrund der rezirkulierenden Wirbel innerhalb der Labyrinthkammern die Strömung nicht auf dem Rotorboden auftritt und daher in Folge des Rezirkulationsgebietes lokale Minima zu erkennen sind. Diese Theorie der rezirkulierenden Strömung in den Labyrinthkammern von Durchblick- und Stufenlabirynth konnten Wittig et al. (1988a) auch mittels numerischer Strömungssimulationen und Brownell et al. (1989) mit Hilfe holografischer Interferometrie nachweisen.

Da Honigwabenanstreifbeläge in Labyrinthdichtungen ursprünglich zur Schwingungsdämpfung eingesetzt wurden, quantifizierten Childs et al. (1989), Elrod et al. (1989), Hawkins (1988), Hawkins et al. (1989) und Scharrer (1989), gestützt auf experimentelle Untersuchungen deren Dämpfungsverhalten und dessen Abhängigkeiten. Dabei stellen Childs et al. (1989) unter anderem fest, dass das Durchflussverhalten eine starke und komplexe Abhängigkeit von der geometrischen Ausprägung der Honigwabenanstreifbeläge aufwies. Der Einfluss der Honigwabenhöhe auf das Durchflussverhalten erwies sich jedoch als nicht eindeutig. Vielmehr zeigte sich eine komplexe Abhängigkeit von der Kombination der geometrischen Parameter, so dass weitere Forschungen vorgeschlagen wurden. Scharrer (1989) konnte zeigen, dass auch die Durchflussbeiwerte konvergenter Konfigurationen mit Honigwabenanstreifbelägen tendenziell geringer sind als die der entsprechenden divergenten Konfigurationen. Hier ist allerdings anzumerken, dass er nur eine Honigwabenkonfiguration untersuchte und die Ergebnisse damit nicht als allgemeingültig betrachtet werden können. Hawkins (1988) und Hawkins et al. (1989) beobachteten insbesondere bei kleinen Spaltweiten größere Durchflussbeiwerte in Anwesenheit von Honigwabenanstreifbelägen als ohne. Im selben Zeitraum veröffentlichten McGreehan und Ko (1989) Ergebnisse zu experimentellen Untersuchungen des Durchfluss- und Wärmeübergangsverhaltens an Stufenlabirynthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen. Diese ergaben, dass innerhalb der ersten zwei Labyrinthkammern ein Großteil der insgesamt erzeugten Reibungsaufheizung stattfand und der Wärmeübergang stark vom Leckagemassenstrom abhing. Ferner konnten sie belegen, dass die Leckagemenge aufgrund des Rayleigh-Effektes durch die Dissipation der kinetischen Energie gesenkt werden konnte, wobei die Temperatur des Strömungsmediums anstieg.

Auch die Untersuchungen von Scherer (1989) zum konvektiven Wärmeübergang in lokalen Ablösegebieten wurden am ITS durchgeführt. Diese Studien veranschaulichten, dass die Wärmeübergangszahlen und Oberflächentemperaturen in Ablösegebieten, wie sie in Labyrinthdichtungen z.B. hinter den Labyrinthspitzen auftreten, stark variierten und lieferten damit einen wichtigen Beitrag zum besseren Verständnis der Wärmeübergangscharakteristik in Labyrinthdichtungen. Im Bereich der Wiederanlagepunkte konnte er Maxima der Wärmeübergangszahlen nach-

weisen. Die Wärmeübergangszahlen im Bereich der Ablösung waren tendenziell gering (vgl. auch Larson, 1959; Baker und Martin, 1966; Wittig et al. 1988a). Stromab der Wiederanlagepunkte sanken die Wärmeübergangszahlen rasch und nahmen typische Werte turbulenter Plattengrenzschichten an. Der Einfluss der Grenzschichtdicke war dabei nach Scherer (1989) bzw. Scherer und Wittig (1991) von untergeordneter Bedeutung, wohingegen sich der bereits oftmals erwähnte Einfluss der Reynoldszahl auf die Nusseltzahlen und damit den Wärmeübergang bewiesen ließ.

Einige Jahre später unternahm Allcock (1999) umfassende Untersuchungen zum Durchflussverhalten von Labyrinthdichtungen und zur Visualisierung des Strömungsfeldes in Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen. Basierend auf den experimentellen Ergebnissen stellte er eine Korrelation zur Berechnung effektiver Rauigkeiten von Honigwabenanstreifbelägen vor, die grundsätzlich von deren Durchmesser abhängig ist. Zudem belegten sowohl seine durchgeführten Visualisierungs- als auch seine Durchflussuntersuchungen, dass die Strömung mit abnehmendem Honigwabendurchmesser der Strömung in einem ebenen Spalt ähnlich wurde und sie bei kleinen Spaltweiten strahlförmig und stark druckgesteuert war. Im gleichen Jahr stellten Wittig et al. (1999) umfassende Ergebnisse zur Untersuchung des Durchfluss- und Wärmeübergangsverhaltens von Labyrinthdichtungen mit und ohne Honigwabenanstreifbeläge vor. Diese Ergebnisse beruhten als Erweiterung bereits früher am ITS durchgeführter Arbeiten auf der Analyse verschiedener Konfigurationen mit unterschiedlichen Maßstäben. Mit dieser Arbeit lieferten Wittig et al. (1999) einen ersten wichtigen Beitrag zur Analyse des komplexen Zusammenhangs von Durchfluss und Wärmeübergang sowie der geometrischen Parameter in Labyrinthdichtungen. Dabei konnten sie zum einen analog zu He et al. (2001) die Ergebnisse von Hawkins et al. (1989) bestätigen, die zeigten, dass der Leckagemassenstrom bei der kleinsten Spaltweite in Anwesenheit von Honigwabenanstreifbelägen größer war als ohne Honigwabenanstreifbeläge und damit der Einfluss von Honigwabenanstreifbelägen auf die Leckagemenge in Abhängigkeit der Spaltweite betrachtet werden muss. Gleiches konnten Willenborg et al. (2001a, 2001b, 2002) bei den ebenfalls am ITS durchgeführten Experimenten zum Einfluss der Reynoldszahl und des Druckverhältnisses auf das Durchflussverhalten und die Wärmeübergangscharakteristik in einer zweidimensionalen, stationären Stufenlabyrinthdichtung vom Maßstab 1:1 bzw. 4:1 feststellen. Zudem erkannten sie eine isolierende Wirkung der Honigwabenanstreifbeläge auf den Stator, die von Peitsch et al. (2001) bestätigt wurde und sich mit der isolierenden Wirkung des innerhalb der Honigwabenkavitäten eingeschlossenen Fluids erklären lässt. Willenborg et al. (2002) gab dabei die Reduzierung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten mit einem Faktor von bis zu fünf an. Peitsch et al. (2001) bewiesen zudem, dass das Druckverhältnis nahezu keinen Einfluss auf das Strömungsmuster innerhalb der Labyrinthdichtungen besaß. Eine steigende Spaltweite hingegen trug infolge zunehmender Turbulenzintensität zu geringeren Durchflussbeiwerten und tendenziell erhöhten Wärmeübergangskoeffizienten bei.

Zum besseren Verständnis der Strömungsverhältnisse in Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen trugen auch die am ITS durchgeführten Laser-Doppler-Anemometer Messungen (LDA) von Schramm et al. (2002) und die Strömungsvisualisierungen mittels wasserdurchströmten Labyrinthdichtungen von Denecke et al. (2003) bei. Beide konnten komplexe dreidimensionale Wirbelstrukturen aufzeigen sowie eine Vergrößerung der rückströmenden Kammerwirbel mit abnehmender Spaltweite, die die in Anwesenheit von Honigwabenanstreifbelägen um bis zu 66% gesteigerten Durchflussbeiwerte erklärten. Das große Interesse an den komplexen Strömungsverhältnissen in Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen zeigte die Tatsache, dass Rhode und Johnson (2002) nahezu zeitgleich Strömungsszillationen und Instabilitäten in den Labyrinthkammern untersuchten. Dabei stellten sie fest, dass ein stromabwärts liegender Staupunkt zu einer vergrößerten Geschwindigkeit stromaufwärts führen konnte. Auch Michaud et al. (2003) experimentierten aufgrund des großen Interesses an den Strömungsverhältnissen an einem zweidimensionalen, stationären Stufenlabyrinth großen Maßstabes und führten dabei sowohl Druck- als auch PIV- (Particle Image Velocimetry) und Visualisierungsmessungen durch. Mit Hilfe der Visualisierungstechniken konnten Verluste wie z.B. die Dissipation innerhalb der turbulenten Strömung oberhalb der Labyrinthspitzen, die Dissipation infolge der durch Scherströmung getriebenen Kammerwirbel, Verluste an Staupunkten durch irreversible Prozesse und Verluste durch plötzliche Strömungsumkehr sichtbar gemacht werden. Daneben stellten sich steile Anstellwinkel und scharfe Kanten der Labyrinthspitzen bezüglich des Durchflussbeiwertes als vorteilhaft dar.

Eine Reduzierung des Durchflussbeiwertes konnten analog zu Yeh und Cochran (1970) auch Denecke et al. (2005a) bei Untersuchungen an Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen für konvergente Labyrinthdichtungen im Vergleich zu divergenten Labyrinthdichtungen zeigen. Experimentelle Untersuchungen des Wärmeübergangs an labyrinthähnlichen Geometrien von Lee et al. (2011) bzw. an ebenen Durchblicklabyrinth von Bozzi et al. (2011) sowie Micio et al. (2011) bestätigten die bereits mehrfach aufgezeigte Abhängigkeit der Nusseltzahl von der Reynolds- und Prandtlzahl (vgl. z.B. Wittig et al., 1986a, 1986b, 1999). Studien von Sheng et al. (2011) konnten aufzeigen, dass die Spaltweite in Kombination mit dem Honigwabendurchmesser, das Druckverhältnis, der Eingangsdruck und die Eingangstemperatur die wesentlichen Einflussparameter für das Durchflussverhalten von Labyrinthdichtungen darstellen. Weinberger et al. (2010a, 2010b, 2011) und He et al. (2011) konnten nachweisen, dass der qualitative Verlauf der lokalen Wärmeübergangszahlen unabhängig von der Spaltweite und dem Druckverhältnis große Ähnlichkeiten aufwies, während die absoluten Werte mit steigender Spaltweite bzw. steigendem Druckverhältnis zunahmen. Der generelle Verlauf der lokalen Wärmeübergangszahlen zeigte lokale Maxima im Bereich der Labyrinthspitzen und lokale Minima im Bereich zwischen den Labyrinthspitzen. Während die Honigwabenanstreifbeläge am Rotor zu nahezu keiner Veränderung der lokalen Wärmeübergangszahlen beitrugen, war am Stator analog zu Willenborg et al.

(2002) eine starke Absenkung der lokalen Wärmeübergangszahlen zu erkennen. Analog dazu war am Stator auch eine Abnahme der Nusseltzahlen in Anwesenheit der Honigwabenanstreifbeläge zu verzeichnen.

1.1.3 Numerische Untersuchungen

Der Einsatz numerischer Strömungssimulationen ist aufgrund der stetig steigenden Rechnerkapazitäten und der steigenden Anforderungen bei der Auslegung von Turbomaschinen insbesondere im (thermischen) Turbomaschinenbau zu einem unverzichtbaren Auslegungswerkzeug geworden. Nicht zuletzt deshalb, weil nach der Berechnung das gesamte Strömungsfeld analysiert und visualisiert werden kann und damit eine einfache Verbesserung der Auslegungswerkzeuge und der in Turbomaschinen eingesetzten Komponenten möglich wird (Dixon et al., 2004a, 2004b; Denecke, 2007; Andreini et al., 2009; Javiya et al., 2010; Cottier und Lutum, 2011). Zudem ermöglichen numerische Simulationen darüber hinaus kosten- und zeitsparende Untersuchungen zum Einfluss einzelner Parametervariationen und -kombinationen auf das Strömungsfeld. Nichtsdestotrotz werden numerische Untersuchungen meist in Kombination mit experimentellen Studien durchgeführt, um die experimentellen Ergebnisse zur Validierung der numerischen Modelle verwenden zu können. Tabelle 1.1 liefert einen grundlegenden Überblick über exemplarisch ausgewählte und bisher durchgeführte numerische Untersuchungen der Labyrinthströmung bzw. der Strömung in labyrinthähnlichen Geometrien und zeigt auf, welche Turbulenzmodelle zur Berechnung des Durchfluss- bzw. Wärmeübergangsverhaltens bisher angewandt wurden. Auf die Besonderheiten der einzelnen Turbulenzmodelle, die zur Berechnung von Labyrinthströmungen eingesetzt wurden, wird in Kapitel 4.2 näher eingegangen.

Autor(en)	Turbulenzmodell	Durchfluss/ Wärmeübergang
Launder und Spalding (1974)	$k-\varepsilon$	Durchfluss (allg.)
Stoff (1980)	$k-\varepsilon$	Durchfluss
Wittig et al. (1983c)	$k-\varepsilon$	Durchfluss
Kelkar und Pantakar (1984)	$k-\varepsilon$	Durchfluss und Wärmeübergang
Wittig et al. (1984a)	$k-\varepsilon$	Durchfluss
Dörr (1985)	$k-\varepsilon$	Durchfluss
Wittig et al. (1985b, 1985d)	$k-\varepsilon$	Durchfluss und Wärmeübergang
Buggeln und McDonald (1986)	$k-\varepsilon$	Durchfluss
Rhode und Sobolik (1986)	$k-\varepsilon$	Durchfluss
Wittig et al. (1986b)	$k-\varepsilon$	Durchfluss und Wärmeübergang
Wittig et al. (1987a)	$k-\varepsilon$	Durchfluss
Schelling (1988)	$k-\varepsilon$	Durchfluss und Wärmeübergang

Sturgess (1988)	$k-\varepsilon$	Durchfluss
Wilcox (1988a, 1988b)	$k-\omega$	Durchfluss (allg.)
Wittig et al. (1988b)	$k-\varepsilon$	Durchfluss und Wärmeübergang
Rhode und Hibbs (1989)	$k-\varepsilon$	Durchfluss
Rhode und Guidry (1993)	$k-\varepsilon$	Durchfluss
Menter (1994)	$k-\omega$ -SST	Durchfluss (allg.)
Rhode et al. (1994)	$k-\varepsilon$	Durchfluss
Scherer (1994)	$k-\varepsilon$	Durchfluss und Wärmeübergang
Zimmermann et al. (1994)	$k-\varepsilon$	Durchfluss
Athavale und Hendricks (1996)	$k-\varepsilon$	Durchfluss und Wärmeübergang
Rexroth (1996)	$k-\varepsilon$	Durchfluss (allg.)
Hellsten und Laine (1997)	$k-\omega$ -SST	Durchfluss (allg.)
Leeb (1997)	$k-\varepsilon$	Durchfluss
Prasad et al. (1997)	$k-\varepsilon$	Durchfluss
Wittig et al. (1999)	$k-\varepsilon$	Durchfluss und Wärmeübergang
Rhode und Adams (2000)	$k-\varepsilon$	Durchfluss
Chochua und Shy (2001)	$k-\varepsilon$	Durchfluss
Li und Merkle (2001)	$k-\omega$	Durchfluss
Papanicolaou et al. (2001)	$k-\varepsilon$	Wärmeübergang (allg.)
Allcock et al. (2002)	$k-\varepsilon$	Durchfluss
Mirzamoghadam und Xiao (2002)	$k-\varepsilon$	Durchfluss und Wärmeübergang
Schramm et al. (2002)	$k-\varepsilon$	Durchfluss
Choi und Rhode (2003)	$k-\varepsilon$	Durchfluss
Helene et al. (2003)	$k-\varepsilon$	Durchfluss
Adami et al. (2004)	$k-\omega$	Durchfluss
Dixon et al. (2004b)	$k-\varepsilon$	Durchfluss und Wärmeübergang
Schramm et al. (2004)	$k-\varepsilon$	Durchfluss
Denecke et al. (2005b)	$k-\varepsilon$	Durchfluss
Vakili et al. (2005)	$k-\varepsilon$	Durchfluss
Collins et al. (2006)	$k-\varepsilon$	Durchfluss
Denecke (2007)	$k-\varepsilon$	Durchfluss
Li et al. (2007)	$k-\varepsilon$	Durchfluss
Soemarwoto et al. (2007)	$k-\omega$	Durchfluss
Wang und Liu (2007)	$k-\varepsilon$	Durchfluss
Ratnam und Vengadesan (2008)	$k-\omega$	Durchfluss und Wärmeübergang (allg.)
Starke et al. (2008)	$k-\omega$	Durchfluss und Wärmeübergang
Yan et al. (2008)	$k-\varepsilon$	Durchfluss und Wärmeübergang
Kim und Cha (2009)	$k-\varepsilon$	Durchfluss

Kang et al. (2010)	$k-\varepsilon$	Durchfluss
Li et al. (2010)	$k-\varepsilon$	Durchfluss
Rzadkowski et al. (2010)	$k-\omega$ -SST	Durchfluss und Wärmeübergang (allg.)
Schramm (2010)	$k-\varepsilon$	Durchfluss
Yan et al. (2010)	$k-\varepsilon$	Durchfluss
Born et al. (2011)	$k-\omega$ -SST	Wärmeübergang
Cottier und Lutum (2011)	$k-\omega$ -SST	Durchfluss und Wärmeübergang (allg.)
He et al. (2011)	$k-\omega$ -SST	Durchfluss und Wärmeübergang
Sheng et al. (2011)	$k-\omega$ -SST	Durchfluss
Wróblewski et al. (2011)	$k-\omega$ -SST	Durchfluss
Yan et al. (2011a, 2011b)	$k-\omega$	Durchfluss und Wärmeübergang
Ahmed et al. (2012)	$k-\omega$ -SST	Wärmeübergang (allg.)
Rinaldi et al. (2012)	$k-\omega$ -SST	Durchfluss (allg.)

Tabelle 1.1: Chronologische Übersicht über die numerischen Berechnungen zu Labyrinthströmungen

Stoff (1980) nutzte als einer der Ersten das sogenannte $k-\varepsilon$ -Modell zur Berechnung der inkompressiblen Strömung in Labyrinthdichtungen. Dabei stellte er fest, dass das Durchflussverhalten der gesamten Labyrinthdichtung mit Hilfe des Modells gut wiedergegeben werden konnte, die Strömungsverhältnisse in den Labyrinthkammern jedoch nur unzureichend aufgelöst wurden. Am ITS führten erstmals Wittig et al. (1983c) neben experimentellen Untersuchungen auch numerische Berechnungen zum Durchfluss- und Wärmeübergangverhalten von Labyrinthdichtungen unter Verwendung des $k-\varepsilon$ -Modells durch, wobei die Einflüsse der geometrischen Hauptabmessungen, des Druckverhältnisses, der lokalen Machzahl und der Reynoldszahl untersucht wurden. Zur Analyse des Wärmeübergangsverhaltens musste zusätzlich noch eine Transportgleichung für die Totalenthalpie gelöst werden. Der Wärmetransport durch die turbulenten Schwankungsbewegungen wurde in Analogie zum Impulstransport durch das Konzept einer turbulenten Prandtlzahl erfasst. Obwohl sich die oben genannten Einflüsse insbesondere bei der Berechnung des Durchflusses gut wiedergeben ließen, wiesen Wittig et al. (1983c) darauf hin, dass auch zukünftig empirische Korrelationen noch unverzichtbar wären.

Im Weiteren wurden sowohl am ITS (Wittig et al., 1984a, 1985b, 1985c, 1986b, 1987a; Dörr, 1985; Schelling, 1988) als auch an anderen Instituten (Buggeln und McDonald, 1986; Rhode und Sobolik, 1986; Stoff, 1988; Sturgess, 1988) zahlreiche numerische Berechnungen bezüglich des Durchflusses und des Wärmeübergangs in Labyrinthdichtungen angestellt, wobei bis 1988 nahezu ausschließlich das $k-\varepsilon$ -Modell zum Einsatz kam. Dabei ermöglichten die numerischen Untersuchungen nicht nur eine zeitsparende und kostengünstige Alternative bzw. Ergänzung zu experimentellen Studien, sondern sie lieferten zudem einen Einblick in die komplexen Strömungsformen in Labyrinthdichtungen. So war z.B. die Darstellung der Ausbildung der Vena Contracta

oberhalb der Labyrinthspitzen, die Illustration der Ausformung zweier gegenläufiger Wirbel in Stufenlabyrinthen im Vergleich zu einem Wirbel in Durchblicklabyrinthen bzw. die Vorhersage mittlerer Strömungsgeschwindigkeiten möglich. Die Validierung und Verbesserung der numerischen Modelle erfolgte dabei jeweils durch einen Abgleich der numerischen mit den experimentellen Ergebnissen, wodurch mit Ausnahme von ein- bzw. zweispitzigen Labyrinthdichtungen bereits frühzeitig gute Übereinstimmungen zwischen den Ergebnissen erzielt werden konnten (vgl. u.a. Wittig et al., 1987a). Bei den numerischen Berechnungen, die im Laufe der Jahre am ITS durchgeführt wurden, veranschaulichte z.B. Schelling (1988), dass besonders die Definition der Randbedingungen bei der Berechnung des Wärmeübergangsverhaltens von Labyrinthdichtungen eine wesentliche Rolle spielt. Wittig et al. (1988a) konnten zeigen, dass der Verlauf der Wärmeübergangskoeffizienten und die Ausbildung der Kammerwirbel stark von der Position der Labyrinthspitzen und der Stufen abhängig ist. Sowohl beim Rotor als auch beim Stator waren maximale lokale Wärmeübergangskoeffizienten im Bereich der Labyrinthspitzen zu erkennen. Die Auftragung der Reynoldszahl über der Nusseltzahl wies auf einen Übergang von laminarer zu turbulenter Strömung bei einer Reynoldszahl von $Re \approx 6.000$ hin.

Im Jahr 1996 modellierten Athavale und Hendricks (1996) dreidimensionale Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen, wobei ein Vergleich der numerischen Ergebnisse mit den experimentellen Ergebnissen von Ha und Childs (1992) eine sehr schlechte Übereinstimmung aufzeigte. Dies ließ sich mit der groben Gitterauflösung erklären, da in späteren numerischen Berechnungen mit einer feineren Gitterauflösung (z.B. Chochua und Shy, 2001) die experimentellen Ergebnisse von Ha und Childs (1992) gut mit den numerischen Ergebnissen übereinstimmten. So konnten mit Hilfe validierter numerischer Modelle die Erkenntnisse bezüglich des Durchflusses und des Wärmeübergangs von Labyrinthdichtungen mit und ohne Honigwabenanstreifbeläge und deren Einflussparameter erweitert und vertieft werden. Da die numerische Berechnung dreidimensionaler Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen sehr zeitintensiv ist, entwickelten Collins et al. (2006) ähnlich wie Choi und Rhode (2003) einen Ansatz für zweidimensionale numerische Modelle, die eine vereinfachte Berechnung der hochkomplexen dreidimensionalen Strömung in Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen erlaubte. Dabei konnten die 2-D-Modelle das Leckageverhalten der Labyrinthdichtungen vergleichsweise gut wiedergeben. Die Ergebnisse der 3-D-Berechnungen stimmten allerdings besser mit den experimentellen Ergebnissen überein, waren in der Berechnung jedoch auch zeitintensiver. Auch Soemarwoto et al. (2007) führten numerische und experimentelle Untersuchungen an Stufenlabyrinthen mit und ohne Honigwabenanstreifbeläge durch und konnten dabei eine gute Übereinstimmung zwischen den numerischen und experimentellen Ergebnissen erzielen. Unter anderem konnten sie nachweisen, dass in Anwesenheit von Honigwabenanstreifbelägen die Verwirbelung im Bereich der Labyrinthspitzen geringer und die Ausbildung einer Scherschicht vermindert war.

Yan et al. (2008) stellten basierend auf den experimentellen Ergebnissen der Studien von Denecke et al. (2005a) numerische Untersuchungen zur Totaltemperaturerhöhung und zum Wärmeübergang in einer rotierenden Labyrinthdichtung mit und ohne Honigwabenanstreifbelag bei konvergenter und divergenter Durchströmung unter Variation der Spaltweite und des Druckverhältnisses an. Dabei konnten sie in Übereinstimmung mit den experimentellen Ergebnissen eine um bis zu 10% erhöhte Leckagemenge in Anwesenheit der Honigwabenanstreifbeläge feststellen. Ergänzend konstatierten sie für die Spaltweite und das Druckverhältnis einen ähnlichen Effekt, da beide mit steigenden Werten zu einer Vergrößerung des Leckagemassenstroms beitrugen. Bei relativ geringer Stufenhöhe der untersuchten Geometrien wiesen die konvergenten im Vergleich zu den divergenten Stufenlabirynth, unabhängig von der Anwesenheit von Honigwabenanstreifbelägen, geringere Leckagemassenströme auf.

Nahezu zeitgleich untersuchten Kim und Cha (2009) in Analogie zu den experimentellen Untersuchungen von Wittig et al. (1987a) den Durchfluss eines sechsspitzigen Durchblick- und eines fünfspitzigen Stufenlabirynth, ebenfalls unter Variation der Spaltweite und des Druckverhältnisses. Während im Durchblicklabirynth ohne Honigwabenanstreifbeläge der Einfluss der Spaltweite auf den Durchflussbeiwert signifikant war, war der Effekt der Spaltweitenänderung auf den Durchflussbeiwert des Stufenlabirynth wesentlich geringer. So zeigte sich beim Durchblicklabirynth eine starke Zunahme der C_D -Werte mit zunehmender Spaltweite, bei konvergenter Durchströmung hingegen war lediglich eine geringe Zunahme der C_D -Werte mit steigender Spaltweite erkennbar. Im Vergleich wiesen die Stufenlabirynth unabhängig von der jeweiligen Spaltweite geringere Durchflussbeiwerte als die entsprechenden Durchblicklabirynth auf, wobei die Vorteile der Stufenlabirynth insbesondere bei großer Spaltweite deutlich wurden. Yan et al. (2010) stellten auf Basis der experimentellen Ergebnisse von Schramm et al. (2002) ein validiertes numerisches Berechnungsmodell für eine rotierende konvergente Stufenlabirynthdichtung mit Honigwabenanstreifbelägen auf, das sie anschließend zur Untersuchung des Durchflussverhaltens von Kammutlabirynth mit Honigwabenanstreifbelägen benutzten. Dabei analysierten sie den Einfluss der Spaltweite, des Honigwabendurchmessers, der Honigwabenhöhe und des Druckverhältnisses. Zu beachten ist hierbei, dass jeweils nur ein Parameter variiert wurde, während alle anderen Parameter konstant gehalten wurden, so dass keine Aussage bezüglich einer potentiellen Wechselwirkung der einzelnen Parameter möglich war. Trotzdem konnten Li et al. (2010) beleuchten, dass der Leckagemassenstrom mit steigender Spaltweite bzw. zunehmendem Druckverhältnis zunahm. Der Einfluss des Honigwabendurchmessers bzw. der Honigwabenhöhe hingegen waren nicht eindeutig, sondern stark von der Spaltweite und der Spitzenbreite in Kombination mit der Honigwabenhöhe bzw. dem Honigwabendurchmesser abhängig. Eine Bestätigung der nicht eindeutigen Einflüsse des Honigwabendurchmessers und der Honigwabenhöhe lieferten auch die Ergebnisse der numerischen Studien von Li et al. (2011a) und Yan et al. (2010, 2011a), die sie an vierspitzigen Stufenlabirynth mit und ohne Honigwabenanstreifbeläge durchgeführt

hatten. Eine Validierung des numerischen Modells von Yan et al. (2010, 2011a) erfolgte dabei anhand der experimentellen Ergebnisse von Denecke et al. (2005b).

Dem Wärmeübergang in Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen und dessen Einflussfaktoren widmeten sich unter anderem die numerischen Studien von He et al. (2011) und Yan et al. (2011b). He et al. (2011) untersuchten den gekoppelten Wärmeübergang in Stufenlabirynth mit und ohne Honigwabenanstreifbeläge anhand lokaler Wärmeübergangskoeffizienten unter Variation des Druckverhältnisses. Dabei konnten sie beweisen, dass die gemittelten Wärmeübergangskoeffizienten des Stators in Anwesenheit von Honigwabenanstreifbelägen im Vergleich zum Stator ohne Honigwabenanstreifbeläge nur etwa ein Drittel bis ein Viertel betragen. Mit steigendem Druckverhältnis konnten sie höhere Ausgangstemperaturen sowie einen erhöhten Wärmeübergang feststellen. Die Validierung des Modells erfolgte anhand der experimentellen Ergebnisse von Willenborg et al. (2002), die auch als Basis des numerischen Modells von Yan et al. (2011b) verwendet wurden. Yan et al. (2011b) konnten mittels ihrer numerischen Strömungssimulationen an einer dreispitzigen konvergenten Stufenlabirynthdichtung ohne und mit Honigwabenanstreifbelag einer Höhe und eines Durchmessers belegen, dass mit steigender Spaltweite die Durchflussbeiwerte abnahmen und insbesondere bei kleiner Spaltweite eine maximale Übereinstimmung der numerischen und experimentellen Ergebnisse erzielt werden konnte. Zudem dokumentierten sie sowohl am Stator als auch am Rotor leicht zunehmende lokale Wärmeübergangskoeffizienten mit steigender Spaltweite. Ein Einfluss der Stufenhöhe auf den Durchflussbeiwert zeigte sich nur bei einem Verhältnis der Stufenhöhe zur Spaltweite kleiner gleich 1,5 (bei Labirynth ohne Honigwabenanstreifbeläge) bzw. kleiner gleich 2 (bei Labirynth mit Honigwabenanstreifbelägen). So zeigte sich in diesem Bereich eine Abnahme des Leckagemassenstroms mit zunehmender Stufenhöhe. Bei einer weiteren Steigerung des Verhältnisses der Stufenhöhe zur Spaltweite stagnierte der Leckagemassenstrom hingegen auf einem relativ konstanten Niveau. Bezüglich der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten konnte für die Konfigurationen mit Honigwabenanstreifbelägen weder am Rotor noch am Stator ein Einfluss der Stufenhöhe konstatiert werden.

1.2 Forschungsfragen und Zielsetzung

Aus der Analyse der in den Kapiteln 1.1.1 bis 1.1.3 dargestellten bisher durchgeführten Arbeiten im Bereich Labyrinthdichtungen lässt sich zunächst folgern, dass bereits eine Vielzahl unterschiedlicher Untersuchungen an Labyrinthdichtungen durchgeführt wurde. Untersuchungsgegenstand fast all dieser Untersuchungen war eine Charakterisierung der Einflussfaktoren auf das Durchfluss- und Wärmeübergangsverhalten mit dem Ziel eines verbesserten Systemverständnisses. Hieraus folgernd könnte eine optimierte Auslegung zukünftiger Labyrinthdichtungen vorgenommen und damit ein erhöhter Wirkungsgrad der Maschine erreicht werden. Darüber hinaus

resultiert aus dem aktuellen Kenntnisstand im Bereich Labyrinthdichtungen, dass der Einfluss der Geometrieparameter bei Labyrinthdichtungen *ohne* Honigwabenanstreifbeläge gut verstanden wird. Hingegen existieren bei Labyrinthdichtungen *mit* Honigwabenanstreifbelägen noch diverse Wissenslücken. Denn obwohl Honigwabenanstreifbeläge bereits seit vielen Jahren im Thermischen Turbomaschinenbau eingesetzt werden, wurden bisher fast ausschließlich Labyrinthdichtungen mit einer einzigen Honigwabenparameterkonfiguration erforscht. Dabei ermöglichen sowohl die bisher durchgeführten experimentellen Untersuchungen (z.B. Wittig et al. 1999; Schramm et al., 2002; Willenborg et al., 2002; Choi und Rhode, 2003; Yan et al., 2008) als auch die durchgeführten numerischen Untersuchungen (z.B. Kann et al., 2010; Li et al., 2010; Schramm, 2010; Yan et al., 2010, 2011a, 2011b; Born et al., 2011; He et al., 2011; Sheng et al., 2011) zwar die Analyse des qualitativen Einflusses von Honigwabenanstreifbelägen auf die Durchfluss- und die Wärmeübergangscharakteristik, sie erlauben jedoch keine Aussage über den Einfluss verschiedener Honigwabendurchmesser und Honigwabenhöhen. Ergänzend ist anhand von Untersuchungen an Labyrinthdichtungen mit einer einzigen Honigwabenkonfiguration bzw. einer konstanten Höhe und variierendem Honigwabendurchmesser (vgl. Wittig et al., 1989) eine Aussage über mögliche wechselseitige Abhängigkeiten der geometrischen Labyrinth- und Honigwabenparameter nur unzureichend möglich.

Für die systematische Untersuchung dieser identifizierten Wissenslücken orientiert sich die vorliegende Arbeit daher an den folgenden Forschungsfragen:

- Wie wirken sich die Honigwabenparameter Durchmesser und Höhe auf den Durchfluss und den Wärmeübergang von Labyrinthdichtungen aus?
- Ist der Einfluss verschiedener Honigwabendurchmesser und -höhen auf die Durchfluss- und Wärmeübergangscharakteristik von Labyrinthdichtungen unabhängig von der Konfiguration und den geometrischen Labyrinthparametern oder ergeben sich wechselseitige Abhängigkeiten?
- Lassen sich ähnlich wie für Labyrinthdichtungen ohne Anstreifbeläge auch für Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen Anhaltswerte für Parameterkombinationen bzw.-verhältnisse ableiten, die zu minimalen Durchflussbeiwerten bzw. minimalen Wärmeübergangskoeffizienten und Nusseltzahlen führen?
- Lassen sich Korrelationen oder Modelle entwickeln, die in Abhängigkeit der geometrischen Parameter eine Aussage über das Durchfluss- und Wärmeübergangsverhalten bereits in der Auslegungsphase und bei Abweichung vom Auslegungspunkt zulassen?

Zur Beantwortung dieser Forschungsfragen waren im Rahmen der Arbeit umfassende experimentelle (und numerische) Untersuchungen geplant. Dabei sollte nicht nur eine Labyrinth- und Honigwabenkonfiguration untersucht werden, sondern fünf verschiedene Labyrinthkonfigurationen (Durchblicklabyrinth sowie divergente und konvergente Stufenlabyrinth mit zwei Stufenhöhen

hen), drei verschiedene Honigwabendurchmesser und vier Honigwabenhöhen in Kombination mit jeweils drei Spaltweiten. Die experimentellen Ergebnisse sollten dabei unter anderem als Grundlage für die Erstellung validierter numerischer Modelle dienen, um dann mit Hilfe numerischer Verfahren eine noch breiter angelegte Parameterstudie durchführen zu können. So sollte ein verbessertes Systemverständnis und ein validiertes numerisches Modell erarbeitet werden, das zukünftig zu einer verbesserten Auslegung neuer Labyrinthkonfigurationen genutzt werden kann. Weiterin führen umfassende experimentelle und numerische Untersuchungen zu einer breiten Datenbasis, die notwendige Voraussetzung für die Realisierung von Korrelationen bzw. Modellen für den Massenstrom sowie die Rotor- und Statortemperaturen in Abhängigkeit der geometrischen Labyrinth- und Honigwabenparameter und damit Grundlage zur Erstellung eines erweiterten Auslegungstools ist.

1.3 Lösungsweg und Aufbau der Arbeit

Für die experimentellen Untersuchungen wurde ein neuer modularer Versuchstand aufgebaut, der eine möglichst einfache und schnelle Untersuchung von Durchblick- und Stufenlabyrinthdichtungen unterschiedlicher geometrischer Abmessungen ohne und mit Honigwabenanstreifbelägen verschiedener Höhe und unterschiedlichen Durchmessers unter variierenden Randbedingungen ermöglichte (siehe Kapitel 3). Bei der Auslegung der peripheren Messstrecke wurde dabei so weit möglich auf Daten aus der Literatur bzw. Erkenntnisse früherer Versuchsaufbauten am ITS zurückgegriffen. Zur Visualisierung der experimentell untersuchten Strömungsverhältnisse wurden numerische Berechnungen mit dem kommerziellen Programm CFX durchgeführt (siehe Kapitel 4). Die Validierung des numerischen Modells erfolgte anhand der experimentell gewonnenen Daten (Leckagemengen und Temperaturwerte) der entsprechenden Labyrinthdichtungen. Das derart resultierende numerische Modell ermöglicht zukünftig eine verbesserte Auslegung von Labyrinthdichtungen und trägt so zu einer möglichst effizienten Gestaltung des Triebwerks bei. Denn letztendlich verfolgen alle Entwicklungen im Bereich der Labyrinthdichtungen das Ziel, das Durchfluss- und/oder Wärmeübergangsverhalten der Labyrinthdichtung den Anforderungen anzupassen und die Wärmeintegration der Labyrinthdichtung zu verbessern (vgl. u.a. Chougule et al., 2008; Dixon et al., 2004a; Ramerth et al., 2010).

Erstmals wurden im Rahmen dieser Arbeit auch Data Mining Methoden (vgl. Kapitel 5) eingesetzt, um das Durchfluss- und auch das Wärmeübergangsverhalten von Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen modellhaft abzubilden. Die grundlegende Anwendbarkeit von Data Mining Methoden zur Vorhersage des Durchflussverhaltens von Labyrinthdichtungen ohne Honigwabenanstreifbeläge wurde von Pychynski et al. (2010) nachgewiesen. Beschränkten sich diese Anwendungen auf die Vorhersage des Durchflussverhaltens von Durchblick- und Stufenlabyrinthdichtungen *ohne* Honigwabenanstreifbeläge, erlaubt die vorliegende Arbeit zum ersten

Mal die Vorhersage des Massenstroms und zusätzlich der Rotor- und Statortemperaturen von Labyrinthdichtungen *mit* Honigwabenanstreifbelägen in Abhängigkeit der geometrischen Labyrinth- und Honigwabenparameter. Anhand von Modellen bzw. Korrelationen ist damit die Vorhersage des Leckagemassenstroms sowie der Rotor- und Statortemperaturen bereits in der Auslegungsphase möglich. Zudem erlauben die Modelle und Korrelationen eine globale Aussage über das zu erwartende Betriebsverhalten im und bei Abweichung vom Auslegungspunkt, und stellen damit ein erweitertes Auslegungstool dar.

Kapitel 6 beinhaltet eine zusammenfassende und vergleichende Darstellung der experimentellen und numerischen sowie der Data Mining Ergebnisse. In Kapitel 7 werden die Ergebnisse und Erkenntnisse, der im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführten Untersuchungen zusammengefasst und abschließend bewertet, sowie notwendige methodische und analytische Umsetzungen zum Schließen der noch existierenden Wissens- und Datenlücken vorgeschlagen.

2 Labyrinthdichtungen

Labyrinthdichtungen sind berührungsfreie Wellendichtungen, die bereits seit Anfang des 20. Jahrhunderts im Thermischen Turbomaschinenbau eingesetzt werden (z.B. Becker, 1907; Martin, 1908; Stodola, 1924) und trotz der unvermeidbaren Leckageverluste immer noch zu den am häufigsten verwendeten Dichtungsarten in Turbomaschinen zählen (Bräunling, 2009). Durch den berührungslosen Aufbau können im Vergleich zu berührenden Dichtungen oder neuartigen Bürsten- bzw. adaptiven Dichtungen keine durch Reibung verursachten mechanischen Verluste oder durch Reibungswärme verursachten Beschädigungen auftreten, was einen geringen Verschleiß und eine hohe Zuverlässigkeit ermöglicht (Tietze, 2003; Wittel et al., 2009). Typische Bauformen von Labyrinthdichtungen sind beispielhaft in Abbildung 2.1 dargestellt.

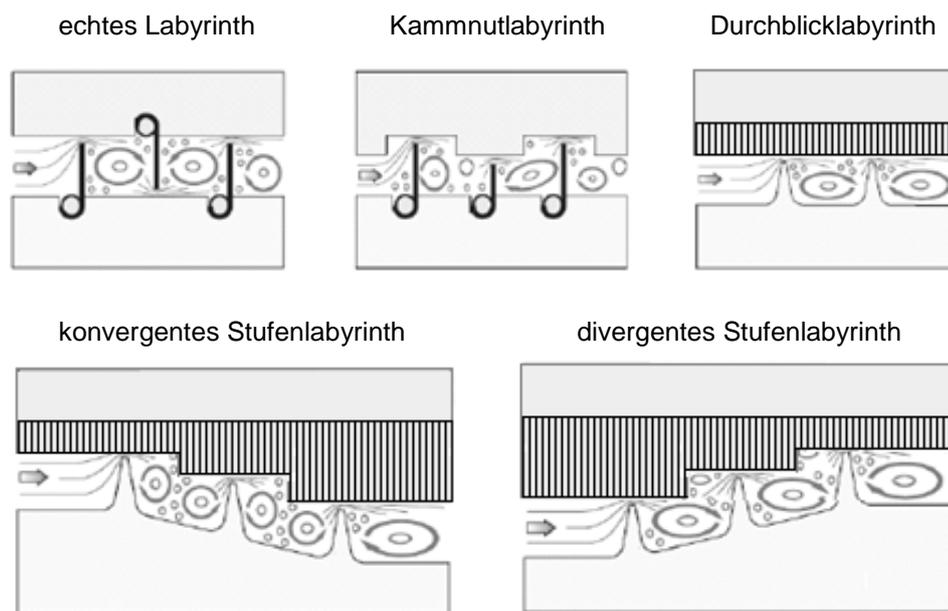


Abbildung 2.1: Bauformen von Labyrinthdichtungen (modifiziert nach Denecke, 2007)

Die Bauformen des echten und des Kammnutlabyrinths weisen sehr gute Dichteigenschaften auf, sind jedoch konstruktiv sehr aufwändig und damit kostspielig. So fällt unter dem Aspekt der Montierbarkeit auf, dass bei beiden Konfigurationen der Rotor nicht axial in den Stator eingebracht werden kann und es bei der Montage geteilter Gehäuse bedarf. Daher finden echte und Kammnutlabyrinth aus Gewichtsgründen in Fluggasturbinen keine Verwendung, sondern kommen lediglich in stationären Dampf- und Gasturbinen sowie Industrieverdichtern zum Einsatz (Düngel und Everts, 1988; Denecke, 2007). Durchblick- und Stufenlabyrinth sind einfacher und kostengünstiger zu fertigen, weisen jedoch auch höhere Leckageverluste auf. Dennoch gehören

sie, nicht zuletzt wegen ihrer axialen Montierbarkeit, zu den am häufigsten eingesetzten Labyrinthdichtungen, insbesondere im Bereich der Fluggasturbinen. Grundsätzlich bieten Labyrinthdichtungen aufgrund der berührungslosen Bauweise die Möglichkeit, ohne Gefährdung der Betriebssicherheit der Maschine, axiale und radiale Verschiebungen aufzunehmen, die aufgrund hoher Fliehkräfte, wechselnder Belastungen und ungleicher Wärmeausdehnungskoeffizienten zwischen Rotor und Stator entstehen (vgl. Abbildung 2.2). Die abzudichtenden Flächen zwischen Rotor und Stator werden daher nur so weit angenähert, dass es unter Normalbedingungen zu keiner Berührung der Flächen kommt. Daraus resultierten allerdings bei ersten Untersuchungen z.B. von Becker (1907) relativ große Spaltweiten zwischen Rotor und Stator (bis zu 6 mm), die zu vergleichsweise hohen Spaltströmen und damit zu hohen Wirkungsgradeinbußen führten.

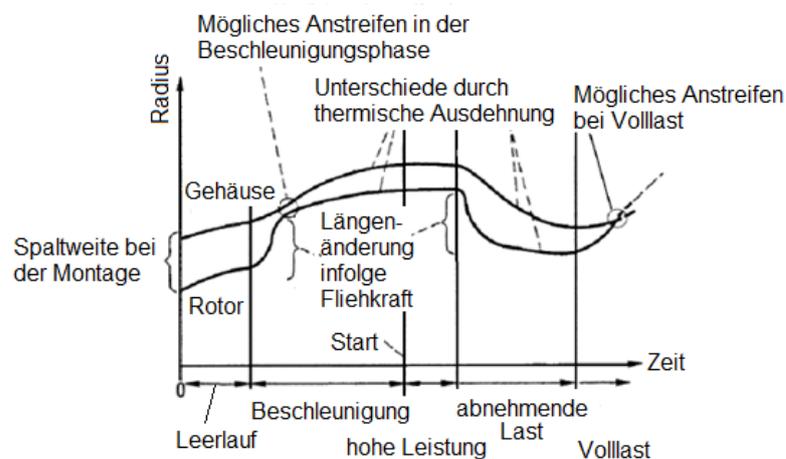


Abbildung 2.2: Variation der Spaltweite in einem Flugtriebwerk während verschiedener Flugphasen (modifiziert nach Ludwig und Bill, 1980)

Um die Spaltweiten und damit die Leckageverluste möglichst gering zu halten, werden seit einigen Jahren abrasive Anstreifbeläge, meist Honigwabenanstreifbeläge verwendet, die in der Regel an der Statorlauffläche angebracht werden und eine Verringerung der Spaltweite erlauben (auf bis zu 0,2 mm in modernen Triebwerken bzw. negative Spaltweiten im Fall von sich im Rahmen eines Einlaufvorgangs selbstständig ausbildender Einlaufnuten). Die Spaltweitenverringern ergibt sich dabei aus der Möglichkeit, die Labyrinthspitzen, ohne sie mechanisch zu beschädigen und damit ein Maschinenversagen riskieren zu müssen, an den Honigwabenanstreifbelägen anstreifen lassen zu können. Von großer Wichtigkeit ist dabei, dass die Labyrinthspitzen eine höhere Festigkeit besitzen als die Honigwabenanstreifbeläge, da nur dann beim Anstreifen der Labyrinthspitzen in die Anstreifbeläge Einlaufnuten entstehen können.

2.1 Funktionsprinzip von Labyrinthdichtungen

Labyrinthdichtungen können als eine Folge von Drosselstellen (über den Labyrinthspitzen) und Wirbelkammern angesehen werden, deren primäre Funktion die Sicherstellung eines minimalen bzw. konstanten Leckagemassenstroms bei gegebenen Betriebsbedingungen ist (Steinetz et al., 1994; Denecke, 2007). Die physikalische Dichtwirkung der Labyrinthdichtung beruht dabei auf der mehrfach wiederholten Einschnürung der Strömung über den Spitzen und der Dissipation der kinetischen Energie in den Wirbelkammern. Für Labyrinthdichtungen gilt dabei die Kontinuitätsgleichung

$$\dot{m} = \rho c A = \textit{konst.} \quad (2.1)$$

und bei adiabater und stationärer Strömung die Energieerhaltung

$$h + \frac{1}{2} c^2 = h_0 = \textit{konst.}, \quad (2.2)$$

die sich unter der Annahme eines idealen Gases mit Hilfe der idealen Gasgleichung, der kalorischen Zustandsgleichung und der Machzahl so umformen lässt, dass gilt

$$p v \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M^2 \right) = \textit{konst.} . \quad (2.3)$$

Außerdem folgt aus der Gibbs'schen Fundamentalgleichung $T ds = dh - v dp$ die Gleichung der Fannokurve

$$s = s_0 + c_v (\ln h - \ln h_0) + R \left(\ln \sqrt{2(h_0 - h) + \left(\frac{\rho c}{\rho_0} \right)^2} - \ln \left(\frac{\rho c}{\rho_0} \right) \right). \quad (2.4)$$

Diese entspricht einer isentropen Expansionsströmung, wie sie in Abbildung 2.3 für ein ideal durchströmtes Labyrinth in einem h, s -Diagramm illustriert ist. Ausgehend vom Ruhezustand des Fluids mit der Totalenthalpie h_t erfolgt über der Labyrinthspitze eine isentrope Beschleunigung des Fluids (von c_0 auf c_t) entlang der senkrechten Geraden, wobei die durch die Expansion resultierende Enthalpiedifferenz in kinetische Energie umgewandelt wird. Entlang der Isobaren p_t erfolgt dann die isobare Dissipation der kinetischen Energie in der Labyrinthkammer bis zum Erreichen der Totalenthalpie h_t , weshalb die Zuströmgeschwindigkeit in den folgenden Labyrinthspalt gleich null ist. Der Vorgang wiederholt sich für die restlichen Labyrinthspitzen und

Wirbelkammern, wobei der Druck stetig ab- und die Geschwindigkeit oberhalb der Labyrinthspalte immer weiter zunimmt, bis sie oberhalb der letzten Labyrinthspitze maximal Schallgeschwindigkeit erreicht ($M=1$). Das Erreichen der Schallgeschwindigkeit wird in der Fannokurve durch den Punkt maximaler Entropie gekennzeichnet und tritt oberhalb der letzten Labyrinthspitze auf, wenn der Druck am Austritt der Labyrinthdichtung dem Druck im kritischen Punkt der Fannokurve entspricht. Ist der Druck am Labyrinthausgang geringer als der Druck im kritischen Punkt der Fannokurve, wird die letzte Spitze ebenfalls mit Schallgeschwindigkeit überströmt, die Strömung sperrt und es kommt zu einer Nachexpansion. Ist der Druck am Austritt höher als der kritische Druck, bleibt die Strömung komplett im Unterschall.

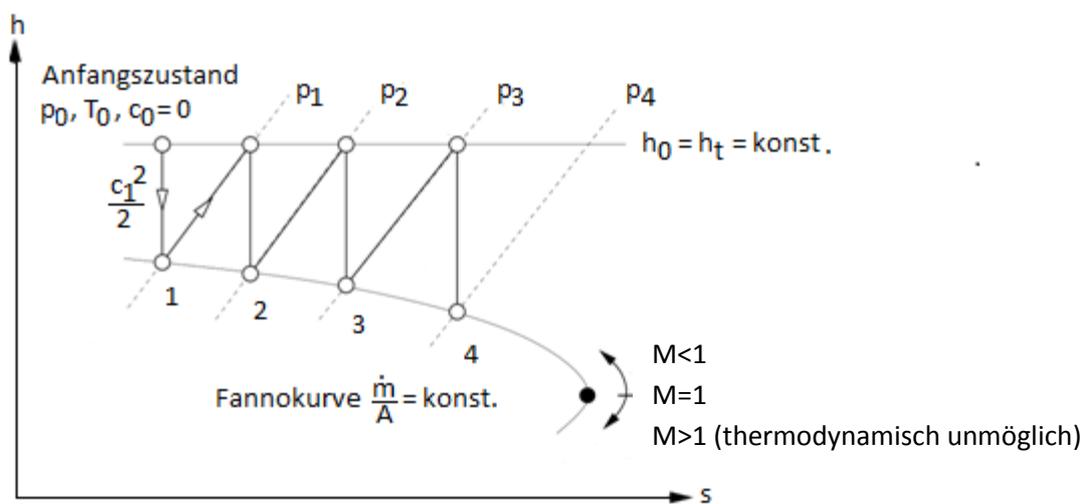


Abbildung 2.3: Ideale Labyrinthströmung im h,s -Diagramm (modifiziert nach Musch, 2008)

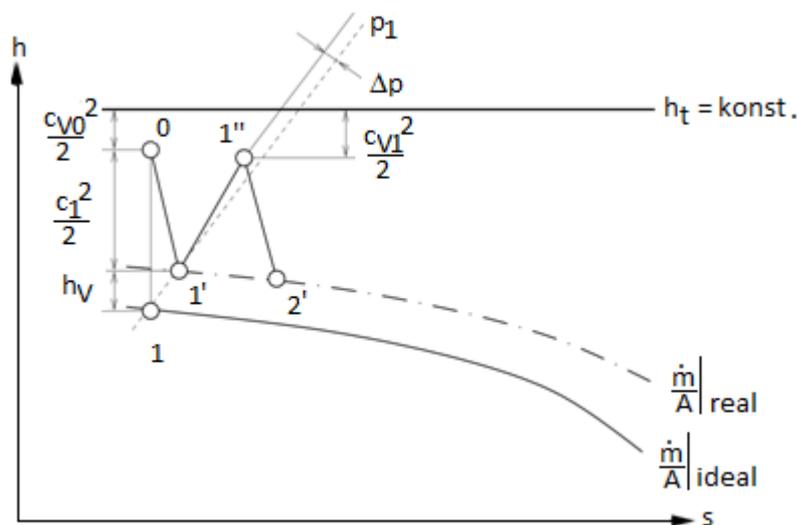


Abbildung 2.4: Reale Labyrinthströmung im h,s -Diagramm (modifiziert nach Musch, 2008)

Im Gegensatz zur idealen Durchströmung einer Labyrinthdichtung, erfolgt bei realer Durchströmung einer Labyrinthdichtung (vgl. Abbildung 2.4) die Beschleunigung über den Labyrinth-

spitzen aufgrund von Reibung an den Dichtungsoberflächen und innerhalb des Fluids nicht isentrop (0 nach 1), sondern polytrop (0 nach $1'$). Dadurch wird nicht die maximal mögliche Geschwindigkeit erreicht und die Entropie nimmt zu. Zudem wird aufgrund von Verlusten im Labyrinthspalt weniger Enthalpie umgesetzt. Aufgrund des endlichen Kammervolumens dissipiert die Strömung im realen Fall nicht vollständig, was zu einem Druckrückgewinn innerhalb der Labyrinthkammer führt und sich durch die verbleibende kinetische Energie kennzeichnen lässt. Die Zuströmgeschwindigkeit in den jeweils folgenden Labyrinthspalt ist daher größer null. Dieses Phänomen, d.h. der gerichtete Übertrag an kinetischer Energie von einer Wirbelkammer über die Labyrinthspitze zur nächsten Wirbelkammer, ist von verschiedenen Faktoren abhängig, hat einen wesentlichen Einfluss auf den Leckagemassenstrom (Egli, 1935; Hodkinson, 1939; Komotori, 1961; Wittig et al., 1984a) und wird als „Carry-Over-Effekt“ bezeichnet.

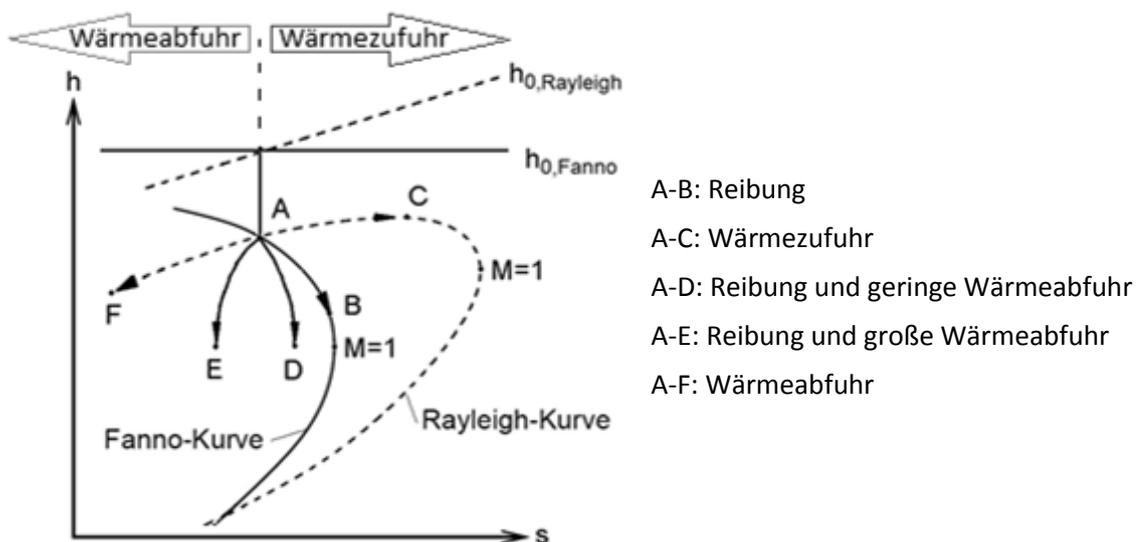


Abbildung 2.5: Reale, reibungsbehaftete, diabate Labyrinthströmung (modifiziert nach Wittig et al., 1990)

Zudem wird, entgegen der Annahme adiabater Zustände bei der idealen Labyrinthströmung, in realen Systemen dem heißen Leckagemassenstrom über die vergleichsweise kälteren Stator- und Rotorwände Wärme entzogen. Das komplette System darf damit nicht mehr als adiabat betrachtet werden. Die real resultierende reibungsbehaftete und diabate Strömung lässt sich, wie in Abbildung 2.5 dargestellt, im h,s -Diagramm in erster Näherung durch eine Überlagerung der Fannokurve und der Rayleighkurve beschreiben. Dabei repräsentiert die Rayleighkurve die reibungsfreie, diabate Strömung. Die Fannokurve steht für die reibungsbehaftete, diabate Strömung. Durch die Überlagerung von Reibung und Wärmeabfuhr, die der Reibung entgegenwirkt und zu einer stetigen Abnahme der Totalenthalpie führt, können dadurch ausgehend vom Initialzustand A unterschiedliche Endzustände erreicht werden, die in Wittig et al. (1990, 1999) genau beschrieben sind.

2.2 Durchflussverhalten von Labyrinthdichtungen

Um die Leckagemenge und damit die Durchflusscharakteristik von Labyrinthdichtungen, welche ein wesentliches Kriterium für die Auswahl und Auslegung von Labyrinthdichtungen darstellt, beschreiben zu können, wird seit vielen Jahren der Druckverlustbeiwert (z.B. Trutnovsky, 1954; Martin, 1967) bzw. der Durchflussbeiwert (z.B. Stodola, 1924; Egli, 1935; Wittig et al., 1988a; Japikse und Baines, 1997; Willenborg et al., 2005), auch C_D -Wert genannt, verwendet. Der Druckverlustbeiwert ist dabei ein dimensionsloses Maß für den Druckverlust in einem durchströmten Bauteil bei einem definierten Leckagemassenstrom. Der Durchflussbeiwert erlaubt Aussagen über den Leckagemassenstrom bei quantifiziertem Druckverhältnis bzw. Druckverlust. Dabei ist anzumerken, dass der Druckverlustbeiwert nur noch selten zur Charakterisierung von Durchflüssen herangezogen wird, da er einerseits von einer Betrachtung der Labyrinthdichtung als rauem Spalt ausgeht. Andererseits ist er aufgrund der Komplexität der Strömung und der großen Anzahl an Einflussparametern nicht allgemein gültig, sondern immer nur für die explizite Konfiguration anwendbar, für die er berechnet wurde. So wird zum Vergleich der Dichtwirkung unterschiedlicher Labyrinthdichtungen in der Regel der Durchflussbeiwert verwendet. Dieser definiert sich als das Verhältnis des realen Massenstroms einer Labyrinthdichtung zum Massenstrom durch eine ideale, isentrop durchströmte Düse gleichen Strömungsquerschnittes. Dabei gilt, je kleiner der C_D -Wert einer gegebenen Labyrinthdichtung, desto besser ist ihre Dichtwirkung. Unter der Voraussetzung, dass beim Vergleich der Labyrinthdichtung und der ideal durchströmten Düse ein gleiches Druckverhältnis anliegt, gilt

$$C_D = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{ideal}} \quad (2.5)$$

mit

$$\dot{m}_{ideal} = \frac{Ap_0}{\sqrt{T_0}} \sqrt{\frac{2\kappa}{R(\kappa-1)} \left[1 - \left(\frac{1}{\Pi} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (2.6)$$

und

$$\Pi = \frac{p_0}{p_\infty} \quad (2.7)$$

für unterkritisch durchströmte Labyrinthdichtungen. Für überkritisch, d.h. für an der Labyrinthdichtung anliegende Druckverhältnisse über dem von Hodkinson (1939) definierten kritischen Druckverhältnis, bei dem über der letzten Labyrinthspitze Schallgeschwindigkeit erreicht wird, ist

$$\Pi_{krit} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (2.8)$$

in Gleichung (2.6) einzusetzen. Ebenso wie der ideale Massenstrom von diversen geometrischen und thermodynamischen Parametern abhängt, weist auch der reale Leckagemassenstrom einer Labyrinthdichtung eine Vielzahl an Abhängigkeiten auf. Dies sind zum einen die Strömung charakterisierenden Größen wie z.B. die Reynolds- und die Machzahl (Denecke et al., 2003), zum anderen geometrische und thermodynamische Parameter (Wittig et al., 1986b; Schramm et al., 2002). Abbildung 2.6 und Tabelle 2.1 fassen die den Leckagemassenstrom von Labyrinthdichtungen beeinflussenden Parameter veranschaulichend zusammen. Da in der vorliegenden Arbeit nicht alle Einflussparameter analysiert wurden, wird im Folgenden nur der Einfluss der in den experimentellen und numerischen Untersuchungen variierten thermodynamischen und geometrischen Parameter, welche in Tabelle 2.1 mit einem * gekennzeichnet sind, ausführlich diskutiert. Dabei bleibt vorab anzumerken, dass die Parameter teilweise entgegengesetzte Auswirkungen haben und überdies die Kombination der verschiedenen Parameter von Bedeutung für die Durchfluss- und auch für die Wärmeübergangscharakteristik von Labyrinthdichtungen ist (Jerie, 1948; Jacobsen, 1987; Lin et al, 2007; Schramm, 2010).

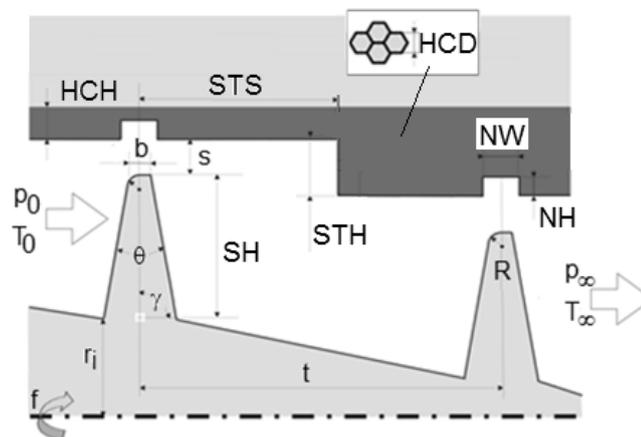


Abbildung 2.6: Parametersatz einer Labyrinthdichtung (modifiziert nach Pychynski, 2009)

Der Zielsetzung der Arbeit folgend, wird in den anschließenden Kapiteln der grundlegende Einfluss der Spalt- und der Kammerform sowie der Einfluss von Honigwabenanstrichbelägen auf das Durchflussverhalten und die Wärmeübergangscharakteristik von Labyrinthdichtungen analysiert. Eine detaillierte Betrachtung der wechselseitigen Einflüsse und Abhängigkeiten der geometrischen Parameter erfolgt bei der Ergebnisdarstellung in Kapitel 6.1. Für eine Analyse der im Rahmen dieser Arbeit nicht betrachteten Einflussfaktoren wie z.B. Rotation, Vordrall, Einlaufnuten etc. wird auf weiterführende Literatur verwiesen (vgl. u.a. Waschka, 1991; Rhode und

Adams, 2000; Shimada et al., 2004; Xu et al., 2004; Paolillo et al., 2006; Denecke, 2007; Matthias, 2007).

Parameter	Bezeichnung	Einheit
p_0	Eingangsdruck*	bar
p_∞	Ausgangsdruck*	bar
T_0	Eingangstemperatur*	K
T_∞	Ausgangstemperatur	K
Π	Druckverhältnis*	-
b	Spitzenbreite	m
f	Drehzahl	s ⁻¹
HCD	Honigwabendurchmesser*	m
HCH	Honigwabenhöhe*	m
HCS	Wandstärke der Honigwaben	m
NH	Nuttiefe	m
NW	Nutweite	m
R	Rundungsradius der Spitze	m
r_i	Innenradius der ersten Spitze	m
s	Spaltweite*	m
SH	Höhe der Labyrinthspitze	m
STH	Stufenhöhe*	m
STS	Stufenversatz	m
t	Teilung	m
γ	Flankenwinkel	Grad (°)
Θ	Öffnungswinkel	Grad (°)

Tabelle 2.1: Beschreibung des kompletten Parametersatzes einer Labyrinthdichtung

2.2.1 Einfluss der Spalt- und Kammerform auf die Durchflusscharakteristik

Ausgehend vom aktuell publizierten Kenntnisstand hat die Spaltweite in einer Labyrinthdichtung die größte Auswirkung auf das Durchflussverhalten (u.a. Wittig et al., 1982, 1983a, 1983b; Peitsch et al., 2001; Allcock et al., 2002; Denecke, 2007) und definiert neben der Spitzenbreite und dem Rundungsradius die Spaltform einer Labyrinthdichtung. So gilt, wie in Abbildung 2.7 illustriert, insbesondere für Labyrinthdichtungen ohne Honigwabenanstreifbeläge, dass sich die Leckagemenge durch eine Reduzierung der Spaltweite wesentlich dezimieren lässt. Dabei ist jedoch zu berücksichtigen, dass damit auch die Gefahr des Anstreichens zunimmt, weshalb bei Labyrinthdichtungen ohne Honigwabenanstreifbeläge zur Gewährleistung der Betriebssicherheit bis heute eine gewisse Mindestspaltweite nicht unterschritten werden darf.

Zu einer Verminderung der effektiven Spaltweite trägt bei Labyrinthdichtungen allgemein auch die bereits 1934 bzw. 1935 (Keller, 1934; Egli, 1935) beobachtete und seither in Experimenten und numerischen Untersuchungen oftmals verifizierte Einschnürung der Strömung bei, die „Vena Contracta“ genannt wird. Sie tritt hauptsächlich über der ersten Labyrinthspitze auf und führt zur Reduktion des zur Verfügung stehenden Strömungsquerschnittes und damit zu einem verringerten Massenstrom. Für das Ausmaß der Einschnürung sind dabei zum einen die Vorgeschwindigkeit sowie der Anströmwinkel maßgeblich, der sich bei Stufenlabyrinthen wesentlich von dem bei Durchblicklabyrinthen unterscheidet (Zabriskie und Sternlicht, 1959; Rhode und Guidry, 1993). Zum anderen bestimmt nach einer Vielzahl an Veröffentlichungen der Rundungsradius an den Labyrinthspitzen die Ausbildung der „Vena Contracta“ entscheidend (z.B. Keller, 1934; Jerie, 1948; Kearton und Keh, 1952; Ludwig und Bill, 1980; Trutnovsky und Komotori, 1981; Zimmermann et al., 1994; Zimmermann und Wolff, 1998; Denecke, 2007). So konnten Rhode und Guidry (1993) mittels numerischer Simulationen von Labyrinthdichtungen mit perfekt geformten, d.h. scharfkantigen Labyrinthspitzen eine Reduzierung des Leckagemassenstroms um bis zu 30% erreichen. Im Hinblick auf minimale Leckagemassenströme wurde daher in der vorliegenden Arbeit sehr großer Wert auf perfekt scharf ausgestaltete Labyrinthspitzen gelegt (realer Kantenradius: $< 0,1$ mm).

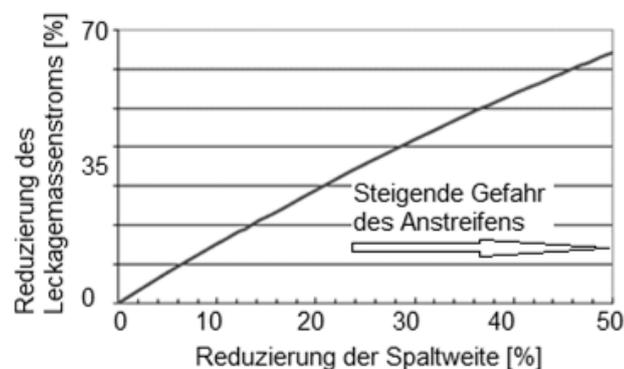


Abbildung 2.7: Reduzierung des Leckagemassenstroms in Abhängigkeit der prozentualen Spaltweitenreduzierung (modifiziert nach Sporer et al., 2010)

Neben dem Kantenradius wirkt sich auch das Verhältnis der Spitzenbreite zur Spaltweite auf die Ausbildung der Vena Contracta aus. Während es bei kleinen Verhältnissen der Spitzenbreite zur Spaltweite und dem Fehlen eines Rundungsradius zu einer eindeutigen Strömungseinschnürung kommt, zeigt sich mit abnehmender Spaltweite, d.h. großem Verhältnis der Spitzenbreite zur Spaltweite keine „Vena Contracta“, da die relative Spaltlänge ausreicht, um der Strömung ein Wiederanlegen auf der Oberseite der Labyrinthspitze zu ermöglichen (Denecke, 2007). Dadurch vergrößert sich der effektiv zur Verfügung stehende Strömungsquerschnitt und die Leckagemenge nimmt tendenziell zu (Meyer und Lowrie, 1975; Wittig et al., 1985a). Allgemein gilt damit, je

scharfkantiger eine Labyrinthspitze ausgebildet und/oder je kleiner das Verhältnis der Spitzenbreite zur Spaltweite ist, desto besser ist in der Regel die Dichtwirkung einer Labyrinthspitze (Rhode und Guidry, 1993; Rossmann, 2001).

Weiterhin wird die Durchflusscharakteristik von Labyrinthdichtungen stark von der Ausbildung der Kammerwirbel und deren Turbulenzintensität determiniert. Dabei sind das Verhältnis der Teilung zur Labyrinthspitzenhöhe, die Spaltweite als auch die Bauform und die Durchflussrichtung der Labyrinthdichtung für deren Ausbildung entscheidend (Vermes, 1961; Webb et al., 1970; Denecke et al., 2003; Denecke, 2007). So zeigt sich, wie in Abbildung 2.8 schematisch dargestellt, in Durchblicklabyrinthen in der Regel ein großer Kammerwirbel, dessen Größe wesentlich von der Teilung und der Labyrinthspitzenhöhe bestimmt wird. Im Zuge ihrer Untersuchungen zur Durchflusscharakteristik stellten Komotori (1961) sowie Ueda und Kubo (1967) diesbezüglich fest, dass sich bei Durchblicklabyrinthen mit flachen Labyrinthkammern, wie sie im Rahmen der vorliegenden Arbeit untersucht wurden ($S_H/t= 0,35$), ein minimaler C_D -Wert erzielen lässt, da ein flacher Kammerwirbel nach Schramm (2010) einen großen Geschwindigkeitsgradienten sowie einen starken Impulsaustausch und damit eine hohe Dissipation ermöglicht.

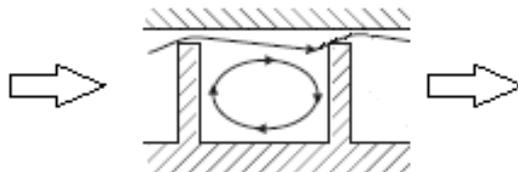


Abbildung 2.8: Schematische Durchströmung einer Durchblicklabyrinthdichtung (modifiziert nach Schramm, 2010)

Zudem lässt sich bei flachen Labyrinthkammern der „Carry-Over-Effekt“, d.h. die unvollständige Dissipation der kinetischen Energie in der Labyrinthkammer reduzieren (Komotori, 1957; Zimmermann et al., 1998). Dabei sind die Spaltweite, die Teilung, das Verhältnis der Teilung zur Höhe der Labyrinthspitze bzw. bei Stufenlabyrinthen zusätzlich die Stufenhöhe sowie die Durchflussrichtung die, die Dissipation und damit den „Carry-Over-Faktor“ bestimmenden Parameter (Kearton, 1955; Webb et al., 1970; Wittig et al., 1984a; Tipton et al., 1986; Brownell et al., 1989; Zimmermann und Wolff, 1998; Schramm et al. 2004; Schramm, 2010). Den Durchfluss in Stufenlabyrinthen beeinflussen zudem maßgeblich das Verhältnis der Stufenhöhe zur Spaltweite, die Spaltweite, die Stufenhöhe, die Teilung und der Stufenversatz. Sie bestimmen die Stärke der Umlenkung und bedingen die Ausbildung von einem oder mehreren Kammerwirbeln (Yeh und Cochran, 1970; Brownell et al., 1989; Rhode et al., 1997; Denecke et al., 2003; Denecke, 2007; Yan et al., 2008; Kool et al., 2010; Schramm, 2010; Yan et al., 2011b). Wie in Abbildung 2.9 gezeigt, trifft der Wandstrahl bei konvergenten Labyrinthen auf der vorspringenden Stufe auf und wird u.a. in Abhängigkeit der Stufenhöhe in Richtung des Kammerbodens (a) bzw. der stromab

liegenden Flanke der Labyrinthspitze (c) umgelenkt. Bei divergenten Labyrinthdichtungen trifft der Wandstrahl in Abhängigkeit der Stufenhöhe auf der Flanke der stromab liegenden Labyrinthspitze bzw. auf dem Kammerboden auf und wird dort in Richtung Kammerboden, aber auch in Richtung Labyrinthspalt abgelenkt. Aufgrund der insbesondere bei divergenten Labyrinthdichtungen ohne Honigwabenanstreifbeläge verminderten Dissipation der kinetischen Energie durch Wirbelbildung und Reibung in Verbindung mit einem höheren „Carry-Over-Effekt“ weisen diese Labyrinthdichtungen oftmals einen höheren C_D -Wert auf als konvergente Labyrinthdichtungen (z.B. Yeh und Cochran, 1970; Yan et al., 2008).

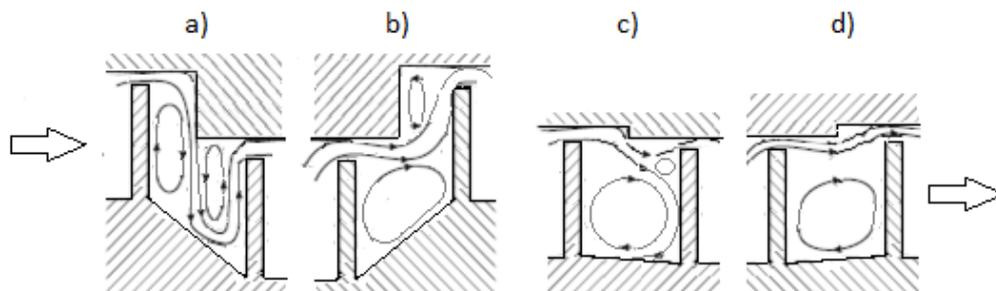


Abbildung 2.9: Schematische Durchströmung konvergenter (a und c) und divergenter (b und d) Stufenlabyrinthdichtungen großer (a und b) bzw. kleiner (c und d) Stufenhöhe (modifiziert nach Schramm, 2010)

Dennoch wird im Vergleich zu Durchblicklabyrinthdichtungen der Strömung sowohl in divergenten als auch in konvergenten Stufenlabyrinthdichtungen durch die vor- bzw. rückspringenden Stufen ein höherer Widerstand entgegengesetzt, wodurch der „Carry-Over-Effekt“ besonders bei abnehmender Spaltweite deutlich reduziert und die Dissipation der kinetischen Energie erhöht wird (Kim und Cha, 2009). In Folge weisen Stufenlabyrinthdichtungen in der Regel eine um bis zu 70% bessere Dichtwirkung auf als Durchblicklabyrinthdichtungen (Allcock et al., 2002; Adami et al., 2004). Dabei kann eine steigende Stufenhöhe bei Stufenlabyrinthdichtungen sowohl zu einer Reduktion der Leckagemenge als auch zu einer Erhöhung der Leckagemenge führen (Wittig et al., 1985b, 1985c). So zeigen sich speziell bei kleiner Spaltweite für Labyrinthdichtungen ohne Honigwabenanstreifbeläge mit zunehmender Stufenhöhe bei divergenten Stufenlabyrinthdichtungen abnehmende, bei konvergenten Stufenlabyrinthdichtungen zunehmende Durchflussbeiwerte. In Anwesenheit von Honigwaben ist eine Aussage über die Dichtwirkung konvergenter und divergenter Labyrinthdichtung nicht ohne Beachtung der Wechselwirkung der geometrischen Parameter der Honigwabenanstreifbeläge und der Hauptgeometrie möglich (Denecke, 2008; Schramm, 2010).

2.2.2 Einfluss von Honigwabenanstreifbelägen auf die Durchflusscharakteristik

Honigwabenanstreifbeläge gehören zur Gruppe der abrasiven Beschichtungen, wurden erstmals zur Dämpfung von Schwingungen eingesetzt (Chochua und Shy, 2001) und werden mitt-

lerweile vorrangig zur Reduktion der nominellen Spaltweite verwendet, da sie ein Einlaufen der Labyrinthspitzen ohne Beschädigung erlauben. Charakterisieren lassen sich Honigwabenanstreifbeläge durch ihre Höhe HCH und ihren Durchmesser HCD , der einen direkten Einfluss auf die in Abbildung 2.10 dargestellte zur Verfügung stehende effektive Spaltweite

$$s_{eff} = \sqrt{s^2 + \left(\frac{HCD - b}{2}\right)^2} \quad (2.9)$$

und damit auf die Leckagemenge ausübt. Die mittlere Spaltweite ergibt sich zu

$$s_{mean} = \frac{1}{2}(s + s_{eff}) . \quad (2.10)$$

Eine ausführliche Beschreibung der genauen Zusammenhänge zwischen Honigwabendurchmesser, nomineller und effektiver Spaltweite ist u.a. in Schramm et al. (2002) sowie Choi und Rhode (2003) enthalten.

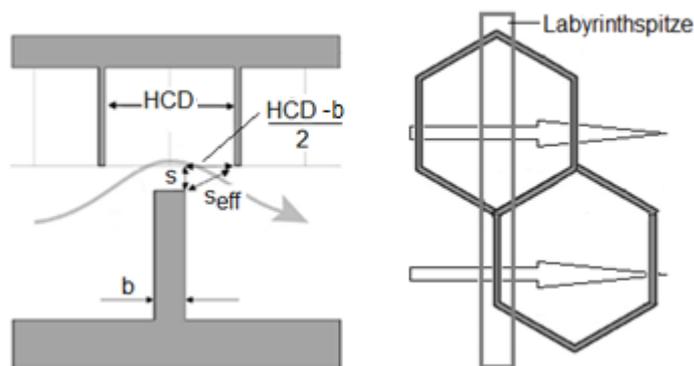


Abbildung 2.10: Zusammenhang zwischen der effektiven Spaltweite s_{eff} , der Spaltweite s und dem Honigwabendurchmesser HCD (modifiziert nach Schramm et al., 2002)

Anhand von Abbildung 2.10 wird deutlich, dass Honigwabenanstreifbeläge bei kleinem Verhältnis der Spitzenbreite zum Honigwabendurchmesser bzw. kleinem Verhältnis der nominellen Spaltweite zum Honigwabendurchmesser zu vergrößerten effektiven Strömungsquerschnitten beitragen, die erwartungsgemäß zu einer Zunahme des Leckagemassenstroms führen (Wittig et al., 1999). Andererseits ermöglichen Honigwabenanstreifbeläge im Vergleich zu massiven Statoren, deren Mindestspaltweite nach Traupel (1988) für Dampf- und Gasturbinen bei

$$s = 0,8...1,3 \frac{D[mm]}{1000} + 0,25mm \quad (2.11)$$

liegt, eine wesentliche Verminderung der Spaltweiten. So sind bei Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen Spaltweiten von 0,2 mm möglich, da sie ein Anstreifen bzw. Einlaufen der Labyrinthspitzen in die Anstreifbeläge ohne Gefahr eines Maschinenversagens erlauben. Dabei bleibt jedoch zu beachten, dass die Spaltweiten durch das Einlaufen der Labyrinthspitzen leicht zunehmen und dadurch nicht die maximale Reduzierung des Leckagemassenstroms umgesetzt werden kann. Nichtsdestotrotz liegen die Leckagemassenströme von Labyrinthdichtungen mit Einlaufnuten in der Regel unterhalb der Leckagemassenströme von glatten Labyrinthdichtungen, da in Anwesenheit von Anstreifbelägen wesentlich kleinere Spaltweiten realisiert werden können. Neben der Möglichkeit, der in Anwesenheit von Honigwabenanstreifbelägen wesentlich verringerten Spaltweiten, trägt auch die erhöhte Rauigkeit der Honigwabenanstreifbeläge zu geringeren Leckagemassenströmen bei. Insbesondere bei großen Spaltweiten lässt sich damit eine Reduzierung der Leckagemenge um bis zu 20% erreichen (vgl. Abbildung 2.11).

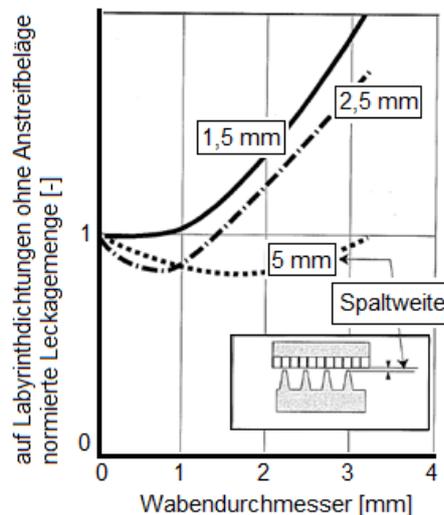


Abbildung 2.11: Zusammenhang zwischen Honigwabendurchmesser, Spaltweite und dem auf eine Labyrinthdichtung ohne Anstreifbeläge bezogenen normierten Leckagemassenstrom (modifiziert nach Rossmann, 2001)

Diese Reduzierung der Leckagemenge lässt sich nach Allcock et al. (2002) durch eine dickere, den „Carry-Over-Effekt“ reduzierende Grenzschicht am Stator erklären, die von der erhöhten Rauigkeit der Honigwabenanstreifbeläge bewirkt wird. Ferner tragen die Erhöhung der Turbulenz und der damit einhergehenden Dissipation (Tipton et al., 1986, Brownell et al., 1989; Denecke, 2007) durch die Anstreifbeläge sowie ein erhöhter Impulsqueraustausch im Bereich der Wand (vgl. Wittig et al., 1999) zur potentiellen Verringerung des Leckagemassenstroms bei. So kann nämlich jede Honigwabenkavität als Quelle einer lokalen Scherschicht betrachtet werden, die eine lokal hohe turbulente Schubspannung induziert (Choi und Rhode, 2003; Gao et al., 2011). Zudem fördern Honigwabenanstreifbeläge die Ausbildung komplexer dreidimensionaler Wirbelstrukturen, die die Dissipation fördern. Während sich ohne Honigwabenanstreifbeläge lediglich

innerhalb der Labyrinthkammern Wirbel ausbilden (Keller, 1934; Komotori, 1957; Webb et al., 1970), kann die Strömung in Anwesenheit von Honigwabenanstreifbelägen auch in die Honigwabenkavitäten eindringen. Nach dem Eindringen des Heißgases in die Honigwabenkavitäten bilden sich dort oftmals zur Hauptströmung gegenläufige Kammerwirbel aus, die mit der Hauptströmung interagieren (Zimmermann et al., 1994; Denecke et al., 2001, 2005a). Infolge der Interaktion der Honigwabenströmung und der Hauptströmung dringen die Wirbel der Hauptströmung weniger tief in die Labyrinthkammern ein, was auf einen erhöhten Impulsqueraustausch im Bereich der Wand hindeutet und zu einer besseren Dichtwirkung beitragen kann (Stocker, 1975; Trutnovsky und Komotori, 1981; Childs et al., 1989, Brownell et al., 1989; Elrod et al., 1989; Amoser und Staubli, 1991; Wittig et al., 1999; Chochua und Shy, 2001, Yan et al., 2008; Yu, 2010). Insgesamt führt die Interaktion der Hauptströmung und der austretenden Honigwabenwirbel zu sehr komplexen energiedissipierenden Wirbelstrukturen, die bereits mehrfach in der Literatur beschrieben (Bill und Shiembob, 1981; Wittig et al., 1984c; Brownell et al., 1989; Rhode und Guidry, 1993; Schramm et al., 2002; Choi und Rhode, 2003; Vakili et al., 2005; Collins et al., 2006; Li et al., 2010; Yan et al., 2010) und ebenso mittels LDA (Laser-Doppler-Anemometrie)-Messungen nachgewiesen wurden (Wittig et al., 1999; Schramm et al., 2002; Yan et al., 2008).

Zusammenfassend lässt sich konstatieren, dass Honigwabenanstreifbeläge eine Zunahme des effektiven Spaltquerschnittes bewirken, der insbesondere bei kleinen Spaltweiten zu höheren Leckagemassenströmen führen kann (Allcock et al., 2002; Collins, 2007). Dem gegenüber steht jedoch die Ausbildung komplexer 3-D-Wirbelsysteme innerhalb der Honigwabenkavitäten, die mit der Hauptströmung interagieren und durch eine erhöhte Rauigkeit zu einer verstärkten Dissipation der kinetischen Energie und damit tendenziell zu geringeren Leckagemassenströmen beitragen (Prasad et al., 1997; Schramm et al., 2002). Die Dichtwirkung einer Labyrinthdichtung mit Honigwabenanstreifbelägen weist folglich komplexe Abhängigkeiten auf, die noch nicht umfassend untersucht und verstanden wurden. Aus diesem Grund erscheint, der Zielsetzung der Arbeit folgend, eine Analyse des Einflusses der geometrischen Honigwabenparameter auf das Durchfluss- und auch auf das Wärmeübergangsverhalten zur Optimierung zukünftiger Labyrinthdichtungen sehr sinnvoll.

2.3 Wärmeübergangsverhalten von Labyrinthdichtungen

Das Wärmeübergangsverhalten einer Labyrinthdichtung wird, wie für ein strömendes Fluid typisch, durch die Überlagerung von konvektivem und konduktivem Energietransport geprägt und ist damit direkt von der sich ausbildenden Strömungsform abhängig (Jischa, 1982; Jacobsen, 1987; Scherer, 1994; Millward und Edwards, 1996; Wittig et al., 1999; Gnielinski et al., 2006; He und Oldfield, 2009). Wie in Abbildung 2.12 beispielhaft an einem ebenen Modell dargestellt,

wird die Wärme primär konvektiv vom Heißgas auf die kühleren, innenliegenden Stator- und Rotoroberflächen übertragen, woraufhin im Stator und im Rotor jeweils ein konduktiver Wärmetransport von der dem Heißgas zugewandten Seite in Richtung der gekühlten Außenseite erfolgt. Dabei sind für die Wärmeübertragung die Wärmeübergangskoeffizienten α substantiell. Für die Wärmeleitung in Rotor und Stator sind deren Bauteildicken d sowie deren im Allgemeinen temperaturabhängige Wärmeleitfähigkeiten λ (Details im Anhang) ausschlaggebend.

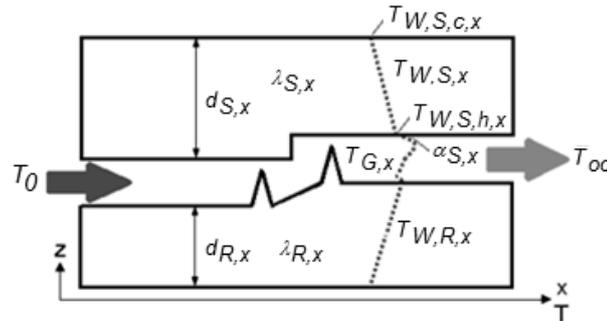


Abbildung 2.12: Einflussparameter auf den Wärmeübergang in einer Labyrinthdichtung

Im Folgenden werden die Wärmeübertragung und die Wärmeleitung in Labyrinthdichtungen am Beispiel des Stators näher erläutert. Für die Wärmeübertragung vom Heißgas auf die Statoroberfläche gilt

$$\dot{q}_{konv,S,x} = \alpha_{S,x} (T_{G,x} - T_{W,S,h,x}). \quad (2.12)$$

Die Wärmeleitung berechnet sich zu

$$\dot{q}_{kond,S,x} = \frac{\lambda_{S,x}}{d_{S,x}} (T_{W,S,h,x} - T_{W,S,c,x}). \quad (2.13)$$

Da aufgrund der Energieerhaltung die übertragene Wärmemenge gleich der konduktiv abgeleiteten Wärmemenge sein muss, gilt $\dot{q}_{konv,S,x} = \dot{q}_{kond,S,x}$. Für den Rotor gilt Analoges (mit R statt S). Der gesamte Wärmehaushalt einer Labyrinthdichtung berechnet sich mit der Energiegleichung für offene Systeme zu

$$\dot{m}(c_p T_\infty - c_p T_0) = \dot{Q}_{R,S} + \dot{W}_t. \quad (2.14)$$

Der Wärmehaushalt einer Labyrinthdichtung ist damit neben dem Leckagemassenstrom von den konvektiv zu- und abgeführten Enthalpieströmen, dem Wärmestrom durch die Wände $\dot{Q}_{R,S}$

sowie der am System verrichteten technischen Arbeit \dot{W}_t abhängig (McGreehan und Ko, 1989; Denecke, 2007), die teilweise wiederum von den im Folgenden dargestellten geometrischen Faktoren beeinflusst werden.

2.3.1 Einfluss der Spalt- und Kammergeometrie auf den Wärmeübergang

Einen Einfluss der Spalt- und Kammergeometrie auf die Wärmeübergangscharakteristik von Labyrinthdichtungen beweisen sowohl bestehende Korrelationen (Kuzezov und Zuravlov, 1972; Kapinos und Gura, 1973; Metzger und Bunker, 1987) als auch experimentelle und numerische Untersuchungen an verschiedenen Labyrinthgeometrien (Wittig et al., 1985c, 1985d, 1988a, 1999; Willenborg et al., 2002; Rzakowski et al., 2010). Neben der starken Abhängigkeit des Wärmeübergangs von der Spaltweite lässt sich auch ein Einfluss des Verhältnisses der Spitzenbreite zur Spaltweite, der Stufenhöhe und der Durchflussrichtung belegen (Wittig et al., 1985c, 1985d, 1988a; Willenborg et al., 2002; Rzakowski et al., 2010). So zeigt sich insbesondere bei Labyrinthdichtungen ohne Anstreifbeläge eine Zunahme des Wärmeübergangs mit zunehmender Spaltweite bzw. kleinem Verhältnis der Spitzenbreite zur Spaltweite, was sich nicht zuletzt mit dem zunehmenden Leckagemassenstrom durch das Fehlen der Vena Contracta begründen lässt (Jacobsen, 1987; Yan et al., 2011a, 2011b).

Erwartungsgemäß üben auch die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten des Rotors und des Stators, auf die in Kapitel 3.4.2 näher eingegangen wird, einen wesentlichen Einfluss auf den gesamten Wärmeübergang einer Labyrinthdichtung aus. Vorab sei erwähnt, dass sich lokale Maxima der Wärmeübergangskoeffizienten im allgemeinen im Bereich von Stau- oder Wiederanlegpunkten zeigen (Wittig et al., 1999; Schramm et al., 2002; Willenborg et al., 2002; Denecke, 2005a; Lee et al. 2011), deren Ausbildung, wie in Abbildung 2.13 und Abbildung 2.14 dargestellt, stark von der Labyrinthkonfiguration, der Strömungsrichtung und der Stufenhöhe abhängt. Bei Durchblicklabyrinthen bilden sich Staupunkte an den Flanken der stromab liegenden Labyrinthspitzen aus, die insbesondere bei Labyrinthdichtungen ohne Honigwaben an der ersten Spitze zu stark erhöhten lokalen Wärmeübergangskoeffizienten beitragen können (Webb et al., 1970; Scherer, 1989; Willenborg et al., 2002; Yan et al., 2011b).

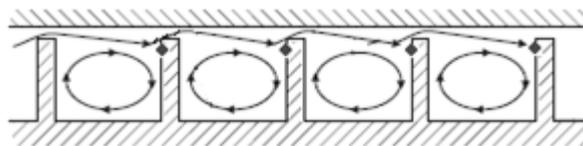


Abbildung 2.13: Ausbildung von Staupunkten in einer Durchblicklabyrinthdichtung (modifiziert nach Schramm, 2010)

Bei den in Abbildung 2.14 exemplarisch dargestellten konvergenten Stufenlabyrinthen (Durchflussrichtung a) bestimmen die Stufenhöhe bzw. der Stufenversatz die Position des Stau-

punktes signifikant. Während bei geringer Stufenhöhe (links) bzw. einem Verhältnis des Stufenversatzes zur Teilung größer 0,5 die Staupunkte analog zu Durchblicklabyrinth an der Flanke der stromab liegenden Labyrinthspitze auftreten, verschieben sich diese mit steigender Stufenhöhe (rechts) bzw. abnehmendem Stufenversatz aufgrund der verbesserten Strömungsführung in Richtung des Zentrums der stromauf liegenden Labyrinthkammer (Yan et al., 2011b). Daraus folgend verschieben sich auch die Maxima der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten mit steigender Stufenhöhe von der Flanke der Labyrinthspitze in Richtung der Kammermitte. Ähnliche Abhängigkeiten zeigen sich auch bei divergenter Durchströmung (Durchflussrichtung b) von Labyrinthdichtungen. So wandern die Staupunkte und damit die Maxima der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten mit steigender Stufenhöhe von der stromab liegenden Flanke der Labyrinthspitze in Richtung Kammerboden. Übersteigt die Stufenhöhe die Labyrinthspitzenhöhe, ist bei ausreichend großer Teilung auch die Ausbildung von Staupunkten auf dem Boden der Labyrinthkammer möglich.

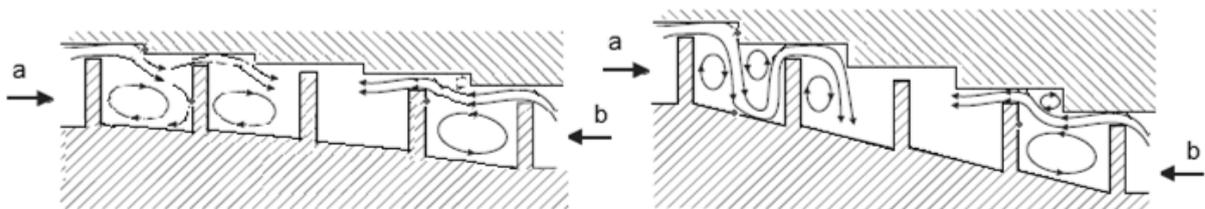


Abbildung 2.14: Ausbildung von Staupunkten in a) konvergenten und b) divergenten Stufenlabyrinth kleiner (links) und großer (rechts) Stufenhöhe (modifiziert nach Schramm, 2010)

2.3.2 Einfluss von Honigwabenanstreifbelägen auf den Wärmeübergang

Obwohl Honigwabenanstreifbeläge seit vielen Jahren eingesetzt werden, wurde deren Einfluss auf die Wärmeübergangscharakteristik bisher wenig untersucht. Nichtsdestotrotz konnten McGreehan und Ko (1989), Scherer (1994) sowie Wittig et al. (1999) zeigen, dass Honigwabenanstreifbeläge zu einer erhöhten Reibungsaufheizung innerhalb der Labyrinthdichtung beitragen. Zugleich stellten Hawkins et al. (1989), Peitsch et al. (2001) und Willenborg et al. (2002) jedoch fest, dass Honigwabenanstreifbeläge gleichzeitig eine isolierende Wirkung auf den darunterliegenden Stator haben und dadurch eine Reduzierung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten um einen Faktor von bis zu fünf möglich ist. Eine Auswirkung der Honigwabenanstreifbeläge auf die Wärmeübergangskoeffizienten des Rotors zeigte sich hingegen kaum.

Bei fast allen bisherigen experimentellen und numerischen Untersuchungen wurde jedoch nur eine einzelne Honigwabenkonfiguration analysiert, so dass lediglich exemplarische Aussagen über den Einfluss von Honigwabenanstreifbelägen auf das Wärmeübergangsverhalten von Labyrinthdichtungen möglich waren. Da sich allerdings das Wärmeübergangsverhalten direkt auf den Wärmehaushalt der benachbarten Komponenten und damit auf den Wirkungsgrad der gesamten

Maschine auswirkt, ist eine genaue Kenntnis, der den Wärmeübergang beeinflussenden Parameter jedoch von essentieller Bedeutung. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit sollten daher Durchblick- und Stufenlabyrinth mit Honigwabenanstreifbelägen unterschiedlichen Durchmessers und unterschiedlicher Höhe auf deren Durchfluss- und Wärmeübergangsverhalten untersucht werden. Zum einen sollte damit der Einfluss der Honigwabenparameter quantifizierbar werden, zum anderen sollten die Erkenntnisse in die Auslegung zukünftiger Labyrinthdichtungen einfließen, um diese sowohl bezüglich des Durchflusses als auch bezüglich des Wärmeübergangs möglichst optimal auslegen zu können. Die Auswahl der Parameter erfolgte dabei unter dem Gesichtspunkt, den Parameterbereich industriell eingesetzter Labyrinthdichtungen im Bereich sogenannter „Outer Air Seals“ möglichst breit abzudecken.

3 Versuchsaufbau und Messtechnik

Zur experimentellen Untersuchung des Einflusses der geometrischen Honigwabenparameter auf das Durchfluss- und Wärmeübergangsverhalten verschiedener Labyrinthdichtungen sowie deren Abhängigkeit von den geometrischen Parametern einer Labyrinthdichtung, war die Konstruktion eines geeigneten Versuchszustandes erforderlich. Dieser musste die speziellen Anforderungen erfüllen, eine qualitative und quantitative Analyse des Einflusses geometrischer Labyrinth- und Honigwabenparameter auf das Durchfluss- und Wärmeübergangsverhalten von den in Abbildung 3.1 schematisch dargestellten Labyrinthkonfigurationen zu ermöglichen.

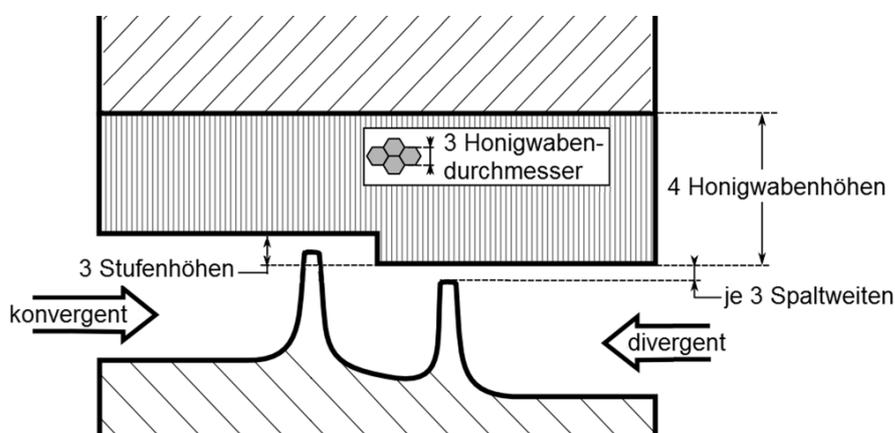


Abbildung 3.1: Schematische Darstellung der untersuchten Labyrinthgeometrien

3.1 Labyrinthgeometrie und Betriebsparameter

In Anlehnung an ähnliche Arbeiten am Institut für Thermische Strömungsmaschinen (Wittig et al., 1984c; Dörr, 1985; Schramm et al., 2002; Willenborg et al., 2001a, 2001b; Denecke, 2007) und an anderen Forschungseinrichtungen (Hendricks, 1987; Rhode et al., 1997; Rhode und Allen, 1998; Collins, 2007; Bozzi et al., 2011; Lee et al., 2011; Micio et al., 2011; Facchini et al., 2011) wurde eigens ein nichtrotierender Prüfstand mit einem ebenen und modularen Labyrinthprüfling konstruiert und neu aufgebaut, um erstmalig den wechselseitigen Einfluss, der in Tabelle 3.1 aufgeführten geometrischen Labyrinth- und Honigwabenparameter zu untersuchen. Ein ebener, nichtrotierender Aufbau wurde gewählt, da er den Ausschluss überlagernder rotatorisch bedingter Effekte, wie z.B. der Reibungsaufheizung (vgl. z.B. McGreehan und Ko, 1989; Denecke, 2007) erlaubt, so dass lediglich die von der Geometrie und den thermodynamischen Randbedingungen induzierten Einflüsse analysiert werden konnten. Ergänzend ist aus vorhergehenden experimentellen und numerischen Untersuchungen bekannt, dass die Rotation bei Labyrinthdichtungen mit

Honigwabenanstreifbelägen nur einen relativ geringen Einfluss auf die Durchflusscharakteristik und den Verlauf der Wärmeübergangszahlen ausübt (Yamada, 1962; Stocker, 1975, 1977; Komotori und Miyake, 1977; Miyake et al., 1986; Jacobsen, 1987; Wittig et al., 1990; Waschka, 1991; Scherer, 1994; Leeb, 1997; Kool et al., 2005; Born et al., 2011; Li et al., 2011b).

Die Geometrien der in der vorliegenden Arbeit dargestellten und experimentell untersuchten Labyrinthdichtungen entsprachen den in „Outer Air Seals“ von Gasturbinen typischen Formen. Die Betriebsbedingungen (vgl. Tabelle 3.2) und der Maßstab der Labyrinthgeometrie (M 1:1) wurden so gewählt, dass die Versuchsergebnisse auf typische Triebwerksbedingungen übertragbar sind (Wittig et al., 1982, 1983a, 1983b; Dörr, 1985; Verstraete et al., 2006; Denecke, 2007). So ließen sich mit dem Versuchsstand axiale Reynoldszahlen (vgl. Gleichung 3.3) zwischen 3.500 und 50.000 realisieren, die im Bereich vergleichbarer Untersuchungen (Facchini et al., 2011) und unter realen Betriebsbedingungen herrschenden Reynoldszahlen (ca. 1.000 – 35.000) liegen.

Variierte geometrische Größen	Minimalwert	Maximalwert
s/t	0,02	0,075
STH/t	0	0,3
HCD/t	0	0,16
HCH/t	0	0,8
Fixe geometrische Größen		Wert
b/t		0,05
SH/t		0,35
STS/t		0,5
γ		90°
θ		20°
Maßstab		1:1

Tabelle 3.1 Abmaße der Labyrinthprüflinge

Thermodynamische Randbedingung	Minimalwert	Maximalwert
Eingangsdruck p_0 [bar]	1,8	2,8
Ausgangsdruck p_∞ [bar]	1,1	2,7
Druckverhältnis Π [-]	1,05	1,6
Eingangstemperatur T_0 [K]	~300	~400

Tabelle 3.2: Betriebsbedingungen der experimentellen Untersuchungen

Durch einen symmetrischen Aufbau des Labyrinthprüflings mit nicht angestellten Labyrinthspitzen konnten sowohl konvergente als auch divergente Labyrinthdichtungen durch eine einfache Umkehr der Einbaurichtung in die Messtrecke untersucht werden. Daneben wurde in Anleh-

nung an real eingesetzte Geometrien und experimentelle Untersuchungsergebnisse, die die angestrebten minimalen Durchflussbeiwerte belegen, eine mittige Anordnung der Stufe (Morrison und Chi, 1985) und ein Verhältnis der Labyrinthspitzenhöhe zur Teilung im Bereich von 0,35 (vgl. Ueda und Kubo, 1967) gewählt. Um seitliche Wandeffekte ausschließen zu können, wurde nach Literaturstudien ein Verhältnis der Kanalbreite zur Spaltweite größer 200 gewählt (u.a. Wittig et al., 1984a, 1985a, 1990; Dörr, 1985). Den schematischen Aufbau eines Labyrinthprüflings zeigt Abbildung 3.2.

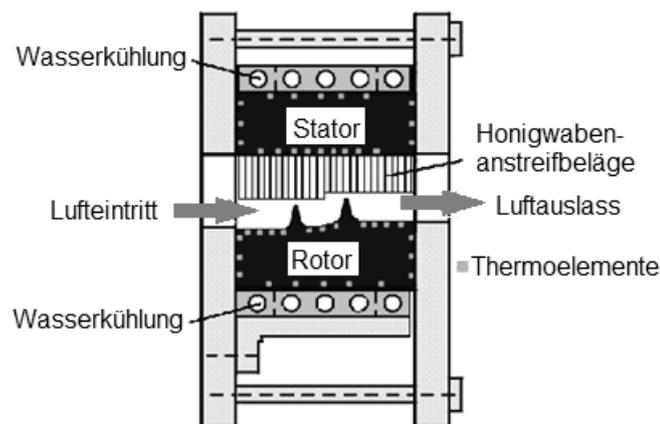


Abbildung 3.2: Schematischer Aufbau eines Labyrinthprüflings

Das untere Bauteil mit den Labyrinthspitzen stellt den Rotor dar, das Oberteil, auf dem Honigwabenanstreifbeläge unterschiedlicher Höhe und unterschiedlichen Durchmessers angebracht sein können, repräsentiert den Stator. Beide Bauteile wurden nach der Durchführung einer Festigkeitsanalyse mittels des Finite-Elemente-Programms Abaqus so massiv gebaut, dass eine merkliche Aufweitung durch Druckbeaufschlagung und damit eine Spaltweitenänderung während des Betriebs nicht zu erwarten und vergleichbare Ergebnisse sichergestellt waren. Durch den modularen Aufbau des Labyrinthprüflings ließen sich drei nominelle Spaltweiten mit Hilfe von individuell angefertigten Distanzstücken realisieren, die an den Querseiten zwischen Rotor und Stator eingebracht und verschraubt wurden. Um den Einfluss von Honigwabenanstreifbelägen auf die Durchfluss- und Wärmeübergangscharakteristik bestimmen zu können, wurde als Referenzfall eine zweispitzige Durchblicklabyrinthdichtung ohne Honigwabenanstreifbeläge aufgebaut. Zum Vergleich dienten zwei baugleiche Durchblicklabyrinth sowie zwei Stufenlabyrinth unterschiedlicher Höhe mit jeweils zwei verschiedenen Honigwabendurchmessern. Beide Wabendurchmesser wurden stets in Kombination mit drei unterschiedlichen Honigwabenhöhen bei drei Spaltweiten analysiert. Hier bleibt anzumerken, dass die realen Spaltweiten von den in Tabelle 3.1 angegebenen nominellen Spaltweiten aufgrund der beim Drahterodieren der Honigwabenanstreifbeläge eingeschränkten Genauigkeit der Maßhaltigkeit leicht abweichen (real erreichter Minimalwert $s/t= 0,016$; real erreichter Maximalwert $s/t= 0,089$). Die Honigwabenanstreifbeläge

wurden in Anlehnung an reale Einsatzbedingungen über eine wärmeleitende Lötsschicht mit dem massiven Statormaterial verbunden. Eine potentielle parasitäre Wärmeübertragung über die Stirnseiten der Labyrinthdichtung wurde durch seitlich anliegende Gummidichtungen verhindert. Diese extra für die vorliegende Arbeit erstellte Konstruktion gewährleistete, dass sich beim Durchströmen der Labyrinthprüflinge mit Heißgas lediglich die dem Heißgas zugewandten Rotor- und Statoroberflächen erwärmten. Die dem Heißgas abgewandten Seiten wurden mit wasserdurchströmten Kupferplatten auf eine konstante Kühltemperatur von ca. 293 K gekühlt. Das Aufbringen einer Wärmeleitpaste zwischen den Kupferplatten und dem Rotor bzw. dem Stator stellte dabei eine einheitliche und flächige Wärmeübertragung sicher. Alle experimentellen Versuche wurden unter typischen Laborbedingungen sowohl bei Umgebungstemperatur (als Referenz) und einer Eingangstemperatur von ca. 400 K zur Bestimmung der Wärmeübergangscharakteristik durchgeführt. Um im Anschluss das Durchflussverhalten und die Wärmeübergangscharakteristik in Abhängigkeit der variierten Parameter zu charakterisieren, wurden jeweils die Leckagemengen sowie die Stator-, Rotor- und Heißgastemperaturen für sieben unterkritische Druckverhältnisse ermittelt.

3.2 Experimentelle Versuchsanlage

Die Einbindung der zu untersuchenden Labyrinthprüflinge in eine adäquate Versuchsanlage, die die experimentelle Untersuchung des Durchfluss- und Wärmeübergangsverhaltens verschiedenartiger Labyrinthdichtungen mit und ohne Honigwabenanstreifbeläge ermöglichte, erfolgte ebenfalls in Anlehnung an frühere Arbeiten am ITS (u.a. Wittig et al., 1985c, 1987a, 1988a, 1999; Jacobsen, 1987; Willenborg et al., 2001a, 2001b; Schramm et al. 2002; Denecke, 2007). Abbildung 3.3 stellt ein vereinfachtes Rohrleitungs- und Instrumentierungsfließbild der zur experimentellen Untersuchung der Labyrinthprüflinge neu aufgebauten Anlage inklusive der eigentlichen Messstrecke mit dem Labyrinthprüfling dar.

Vom verwendeten Verdichter mit Kühler und Kondensatabscheider wurde ein Massenstrom von maximal 250 g/s und 10 bar bereitgestellt, von dem die Luft zum Eingangsventil gelangte. In Anlehnung an die am ITS durchgeführten experimentellen Untersuchungen von Denecke (2007) wurde die Position des Eingangsventils durch Endschalter automatisch an die Messwerterfassung übermittelt und dadurch die Regelung des Eingangsdruckes ermöglicht. Der Kaltluft-Bypass vor dem Eingangsventil diente der Stabilisierung des Verdichterbetriebs beim Hochfahren. Nach dem Eingangsventil passierte die Luft einen Lufterhitzer, der im Fall der Wärmeübergangsuntersuchungen die anströmende Luft auf eine Eingangstemperatur von ca. 400 K erwärmte. Um den u.a. von Wittig et al. (1987b) beobachteten Einfluss der Eingangstemperatur auf den C_D -Wert von Labyrinthdichtungen ermitteln zu können, wurden Referenzmessungen bei Umgebungstemperatur durchgeführt. Zur Ausbildung einer homogenen Temperatur- und Geschwindigkeitsverteilung

wurde nach dem Lufterhitzer eine Misch- und Beruhigungsstrecke mit Drall- und Pralleinsätzen eingebaut. Im Anschluss war der zu untersuchende Labyrinthprüfling angeordnet, der wie in Abbildung 3.2 illustriert, zwischen zwei an die Versuchsstrecke gekoppelten Flanschen verschraubt war. Nach dem Durchströmen des Labyrinthprüflings passierte die Luft zwei Ausgangsventile, die den Ausgangsdruck regelten. Zwei Ventile waren aufgrund des stark variierenden Massenstroms zur Einstellung eines konstanten Druckverhältnisses über der Labyrinthdichtung nötig. Die Regelung erfolgte analog zum Eingangsventil automatisch. Die Messung des variierenden Massenstroms wurde mittels zweier Blenden durchgeführt.

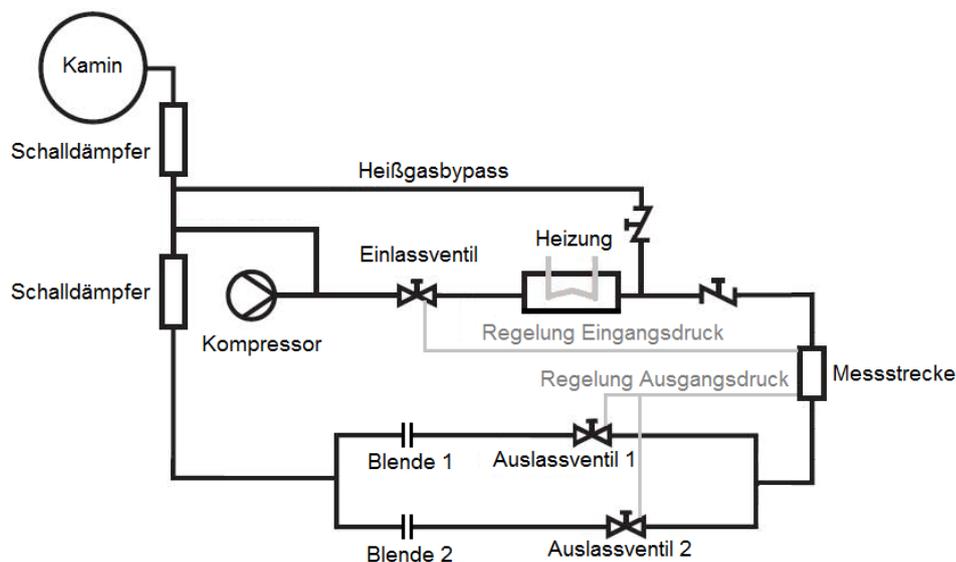


Abbildung 3.3: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus

3.3 Messwerterfassung

Die Messwerterfassung erfolgte wie bei Willenborg et al. (2001a, 2001b), Schramm et al. (2002) und Denecke (2007) über einen PC, der eine National Instruments (NI)-Karte sowie ein SCXI-Multiplexer-System (NI) zur Temperaturwerterfassung und einen Pressure Scanner (Mehrfachdrucksensor) zur Druckerfassung enthielt. Die Signale der induktiven Spaltweitenmessung sowie der Massenstrommessung konnten direkt über die verbleibenden Kanäle erfasst werden. Die Darstellung, Erfassung und Speicherung der Messwerte erfolgte mittels einer eigens für die experimentellen Versuche der vorliegenden Arbeit konzipierten Routine (LabVIEW). Um Messfehler zu vermeiden, die durch kurzzeitige Schwankungen der stationären Messgrößen entstehen könnten, wurden je Messposition mindestens 600 Messwerte über einen Zeitraum von ca. 1,5 Minuten kontinuierlich aufgenommen und gemittelt.

3.3.1 Temperaturmessung

Die Temperaturen, die zur Bestimmung der Oberflächentemperaturen und der Temperaturgradienten in Stator, Rotor und Heißgas einer Labyrinthdichtung benötigt wurden, konnten nach einer im SCXI-System (TBX-1303 mit SCXI-1102) integrierten Offsetkorrektur mit einer Unsicherheit von $\pm 1,5$ K gemessen werden, wobei ausschließlich Typ K Mantelthermoelemente mit einem Durchmesser von 0,5 mm verwendet wurden. Um die lokalen Wandtemperaturen und daraus das Temperaturfeld und die Wärmeströme an den Randflächen von Rotor und Stator genau ermitteln zu können, musste ein wärmeleitender Kontakt zwischen den Thermoelementen und dem jeweiligen Bauteil gewährleistet werden. Deshalb wurden die Thermoelemente in vorab eingefräste Nuten in Rotor und Stator eingelegt und verstemmt. Des Weiteren wurden die Nuten mit einem Zweikomponentenkleber versiegelt, um eine glatte Oberfläche sicherzustellen.

Die Positionen der Temperaturmessstellen zeigt Abbildung 3.4 schematisch am Beispiel einer Durchblicklabyrinthdichtung. Dabei waren alle Messstellen in einer Ebene parallel zur Strömung angeordnet. Im Fall von Honigwabenanstreifbelägen saßen die Thermoelemente knapp unterhalb der Lötsschicht der Honigwabenanstreifbeläge im Grundkörper des Stators. Beim Rotor waren die Thermoelemente im Bereich der Labyrinthspitzen dichter angeordnet, da Wittig et al. (1988a) neben Anderen festgestellt hatten, dass aufgrund der Rezirkulationsgebiete im Bereich der Labyrinthspitzen eine dichtere Anordnung von Thermoelementen angeraten ist. Ebenso wurden analog zu Wittig et al. (1985b) und Jacobsen (1987) auch die Labyrinthspitzen mit Thermoelementen bestückt, um den Einfluss der Labyrinthspitzen auf die Temperaturverteilung direkt charakterisieren zu können.

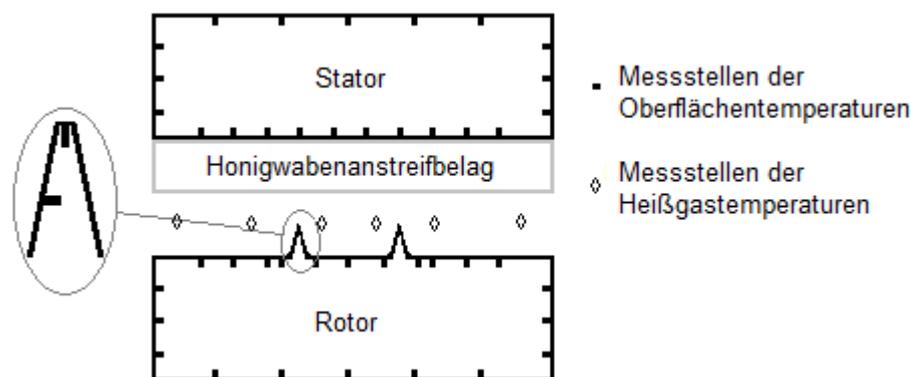


Abbildung 3.4: Schematische Darstellung der Temperaturmessstellen in Stator, Rotor und Heißgas

Zusätzlich zu den Oberflächentemperaturen von Rotor und Stator, wurden im Rahmen der Experimente im Ein- und Auslass, sowie an sechs Positionen innerhalb der Labyrinthdichtung (jeweils kurz vor und nach den Labyrinthspitzen sowie nahe des Ein- und Auslaufquerschnittes) die Heißgastemperaturen gemessen, um den Verlauf der Heißgastemperaturen zu charakterisieren.

3.3.2 Druckmessung

Zur Messung der Drücke im Labyrinthprüfling diente ein Pressure Scanner Modell 9116, das aus 16 piezoresistiven Sensoren zur Absolutdruckmessung besteht. Da der Pressure Scanner kaum Temperaturschwankungen unterliegt, konnte in Kombination mit einer zusätzlichen Temperaturkorrektur in jedem Sensor eine Genauigkeit von $\pm 0,005$ bar erreicht werden. Alle für die Bewertung des Durchflussverhaltens notwendigen Drücke wurden über Druckmessbohrungen gemessen, die mit dem Pressure Scanner über Druckschläuche verbunden waren. Die Positionen der Druckmesspunkte zeigt Abbildung 3.5 schematisch am Beispiel einer Durchblicklabyrinthdichtung. Da nach Analysen u.a. von Schramm et al. (2002) und Michaud et al. (2003), insbesondere im Bereich der Stufe und der Rezirkulationsgebiete innerhalb der Labyrinthkammern eine Druckänderung zu erwarten ist, wurden die Druckmessbohrungen dort vermehrt angeordnet. Zudem wurden in Übereinstimmung mit früheren Untersuchungen (Denecke, 2008) jeweils die erste und die letzte Druckmessstelle im Rotor (p_{R1} und p_{R7}) und im Stator (p_{S1} und p_{S9}) zur Messung und Regelung des Ein- und Ausgangsdruckes verwendet. Durch eine Rückkopplung dieser Drücke an die Ein- und Ausgangsventile erfolgte die Einstellung des über der Labyrinthdichtung anliegenden Druckverhältnisses.

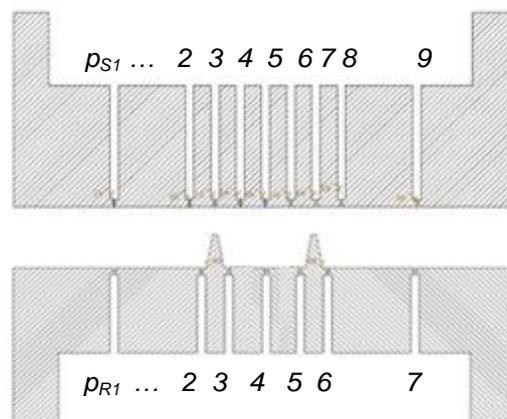


Abbildung 3.5: Schematische Darstellung der Positionen der Druckmessbohrungen in Rotor und Stator

3.3.3 Spaltweitenmessung

Aufgrund der starken Sensitivität des Durchflussverhaltens von Labyrinthdichtungen bezüglich Spaltweitenänderungen, die z.B. durch die Druckbeaufschlagung des Prüflings verursacht werden (Wittig et al., 1982, 1983a, 1983b; Allcock et al., 2002), wurden sowohl der Rotor als auch der Stator mittels einer Festigkeitsanalyse (Abaqus) so massiv ausgelegt, dass keine Spaltweitenänderung während des Betriebs zu erwarten war, und damit vergleichbare Ergebnisse gewährleistet werden konnten. Um dies auch in den experimentellen Untersuchungen sicherstellen zu können, kam der Spaltweitenmessung im Betrieb besondere Bedeutung zu.

So wurden die Rotoren zu Anfang auf Maß geschliffen und vor jeder Messung von möglichen Verunreinigungen befreit und blank poliert. Ebenso wurden die am Stator angebrachten Honigwabenanstreifbeläge auf Maß erodiert und nach jeder Messung gesäubert. Nach dem Zusammenbau von Rotor und Stator wurde die nominelle Spaltweite mit Hilfe von Messlehren exakt vermessen. Um potentielle Spaltweitenänderungen infolge der Druckbeaufschlagung während der Messungen kontrollieren zu können, kam ein induktiver Weg- bzw. Abstandssensor LDR-25-CA der Firma MICRO-EPSILON ($\mu\epsilon$) zum Einsatz. Eine mögliche Spaltweitenänderung durch eine Wärmeausdehnung von Rotor und Stator infolge der Temperaturerhöhung durch das durchströmende Heißgas konnte durch den für die Arbeit ausgewählten Aufbau ebenfalls ermittelt werden.

3.3.4 Massenstrommessung

Zur Bestimmung des Durchflussbeiwertes einer Labyrinthdichtung stellt der Leckagemassenstrom die wesentliche Messgröße dar. Zur Sicherstellung einer exakten Messung wurde der Massenstrom mittels zweier genormter Messblenden erfasst. Diese wurden entsprechend der europäischen Norm DIN ISO 5167 für einen Messbereich von 5 g/s bis 250 g/s ausgelegt, wobei die Messgenauigkeit für jeden Betriebspunkt über die Wahl des Blendendurchmessers (DN32 oder DN65) sowie über das Blendendruckniveau optimiert wurde. Jede Blende war mit hochpräzisen Absolut- und Differenzdrucksensoren sowie einem Mantelthermoelement (Typ K) versehen, um in jedem Betriebspunkt die Unsicherheit der Massenstrommessung auf maximal $\pm 2,0\%$ zu begrenzen. Die zur Überprüfung der Messgenauigkeit der Blenden mit einem Turbinenradzähler durchgeführten Messreihen wiesen dabei sogar noch deutlich kleinere Abweichungen auf (kleiner $\pm 1,0\%$).

3.4 Auswertung

Mit dem Ziel der Charakterisierung der Strömungsform, des Durchflusses und des Wärmeübergangsverhaltens der untersuchten Labyrinthkonfigurationen wurden die während der experimentellen Untersuchungen aufgenommenen Messwerte in einer Datei zusammengefasst und anschließend mit Hilfe von Excel-Makros teilweise automatisiert ausgewertet. Dabei erfolgte die Charakterisierung der Strömungsform durch Berechnung der Reynoldszahl (Re) sowie der Machzahl (M) über der zweiten Spitze, während zur Charakterisierung des Durchflusses der C_D -Wert verwendet wurde. Zur Beschreibung des Wärmeübergangs wurden die im Folgenden vorgestellten lokalen Wärmeübergangskoeffizienten (α) und globalen Nusseltzahlen (Nu) von Rotor und Stator berechnet.

3.4.1 Strömungscharakteristik

Zur Charakterisierung von Labyrinthströmungen ist neben der dimensionslosen Machzahl

$$M = \frac{c}{a} = \frac{c}{\sqrt{\kappa RT}}, \quad (3.1)$$

die in Labyrinthdichtungen über der letzten Spitze maximal den Wert $M=1$, d.h. Schallgeschwindigkeit erreichen kann, auch die dimensionslose Reynoldszahl von großer Bedeutung. Sie beschreibt das Verhältnis von Trägheits- zu Zähigkeitskräften und wird im Allgemeinen zur Unterscheidung von laminarer und turbulenter Strömung verwendet. Für Labyrinthdichtungen mit der senkrecht zur Strömungsrichtung liegenden Spaltweite s , die wesentlich kleiner sein muss als die Versuchsstandbreite B ($s \ll B$) berechnet sich die axiale Reynoldszahl zu

$$Re = \frac{cL}{\nu} = \frac{c2s}{\nu} = \frac{\rho c 2s}{\mu}. \quad (3.2)$$

Durch Umformung und aufgrund der Massenerhaltung lässt sich die Reynoldszahl für ebene Labyrinthdichtung, wie sie in der vorliegenden Arbeit untersucht wurden, auch als

$$Re = 2 \frac{\dot{m}}{\mu B} \quad (3.3)$$

beschreiben. Diese Darstellung zeigt, dass die Reynoldszahl ebenso wie der Durchflussbeiwert einer Labyrinthdichtung (vgl. Gleichung 2.5) direkt proportional zum Leckagemassenstrom ist und unterstreicht somit die Tatsache, dass die Reynoldszahl eine wesentliche Ähnlichkeitskenngröße zur Beschreibung des Durchflussverhaltens von Labyrinthdichtungen ist. So wirkt sich die Reynoldszahl in Labyrinthdichtungen u.a. direkt auf die Reibung durch Wandschubspannungen (vgl. Denecke, 2007), die Dicke der Grenzschicht, den Strömungswiderstand (vgl. Schlichting und Gersten, 2006), die Wandwiderstandskoeffizienten (Amoser, 1995) und damit auf die Ausbildung der Durchflussbeiwerte aus. Entsprechend den Grundlagen der reibungsbehafteten Strömungen gilt nämlich, dass der Widerstandbeiwert mit steigender Reynoldszahl abnimmt (vgl. Wittig et al., 1983a; Hackmüller, 2005), wodurch der Durchflussbeiwert von Labyrinthdichtungen mit steigender Reynoldszahl zunimmt.

3.4.2 Wärmeübergangskoeffizienten

Die Berechnung der lokalen und globalen Wärmeübergangskoeffizienten (vgl. Kapitel 2.3) erfolgte in Anlehnung an frühere am ITS durchgeführte Arbeiten (Jacobsen, 1987; Wittig et al., 1985c, 1990, 1999; Waschka, 1991; Denecke, 2007) mittels einer automatisierten FEM (Finite-Elemente-Methode)-Routine mit Hilfe eines kommerziellen Programms (Abaqus) und eines ei-

gens dafür entwickelten Excel-Makros zur vereinfachten Berechnung der eindimensionalen Wärmeleitung in Rotor und Stator. Hierzu wurde das Lösungsgebiet, d.h. im vorliegenden Fall der Rotor mit den Spitzen und der Stator, in einen Satz diskreter Volumen aufgeteilt und vernetzt. Abbildung 3.6 zeigt das Netz des Abaqus Modells, das Netz des Excel Makros bestand aus rechteckigen Würfeln (vgl. Abbildung 3.9) mit einer Kantenlänge in Strömungsrichtung (x-Richtung) von 0,1 mm und 0,5 mm quer zur Strömungsrichtung (z-Richtung).

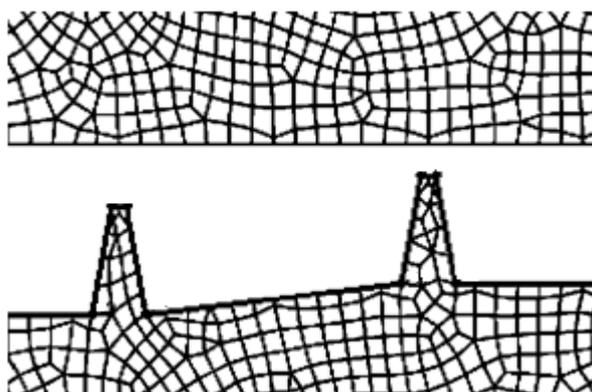


Abbildung 3.6: Ausschnitt einer beispielhaften Vernetzung mit Abaqus

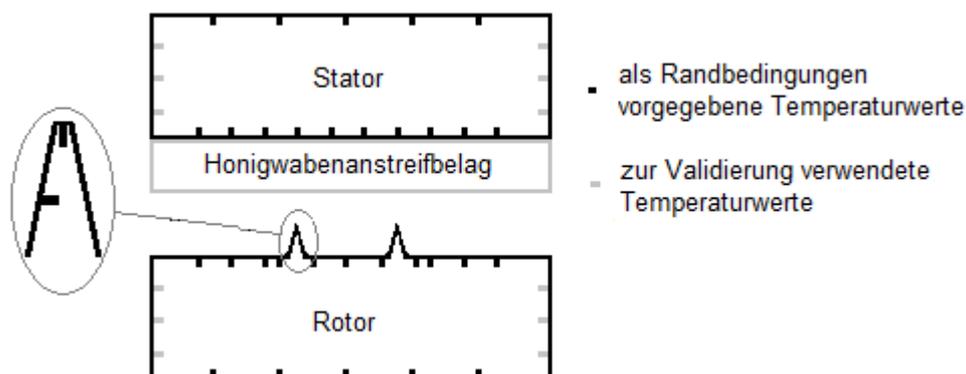


Abbildung 3.7: Als Randbedingungen und zur Validierung verwendete Temperaturwerte

Die wandnormalen Temperaturgradienten in Rotor und Stator entlang des Labyrinthspaltes wurden basierend auf den experimentell gemessenen Oberflächentemperaturen (vgl. Abbildung 3.7) berechnet, die in Anlehnung an Wittig et al. (1999) und Willenborg et al. (2001a, 2001b) als Randbedingungen vorgegeben wurden. Um einen kontinuierlichen Temperaturverlauf zwischen zwei Temperaturmesspunkten zu erhalten, wurde das Verfahren der linearen Interpolation angewendet. Dazu wurde eine lineare Funktion der Temperatur in Abhängigkeit der Ortskoordinate $x = 0 \dots n$ gebildet. Als Stützpunkte dienten die Temperaturen zweier nebeneinander liegender Messpunkte. Für einen beispielhaft gewählten Temperaturmesspunkt x zwischen den Temperaturmesswerten 0 und 1 gilt für $x_0 < x < x_1$

$$T_{(x)} = T_0 + \frac{T_1 - T_0}{x_1 - x_0} (x - x_0). \quad (3.4)$$

Beim Abaqus Modell erfolgte anschließend eine durchgehende Interpolation der Temperaturen über den gesamten Rotor und den gesamten Stator, die zu einem zweidimensionalen Temperaturfeld führte, wie es Abbildung 3.8 beispielhaft für den Rotor und Stator einer Durchblicklabyrinthdichtung darstellt. Dabei bleibt zu erwähnen, dass die interne Konduktion in den Honigwabenanstreifbelägen aufgrund vernachlässigbar geringer Werte nicht berücksichtigt wurde.

Beim vereinfachten Excel Modell wurde ausgehend von der Temperatur auf der Heißgasseite die Wärmestromdichte in z-Richtung so lange iterativ erhöht, bis sich die bei gegebener Wärmestromdichte auf der gekühlten Seite ergebende Temperatur und die an der Stelle gemessene bzw. aus den gemessenen Temperaturen interpolierte Temperatur um weniger als 0,05 K unterschieden (vgl. Abbildung 3.9). Dies erfolgte für alle Elemente und führte so ebenfalls zu einem zweidimensionalen Temperaturfeld von Rotor und Stator.

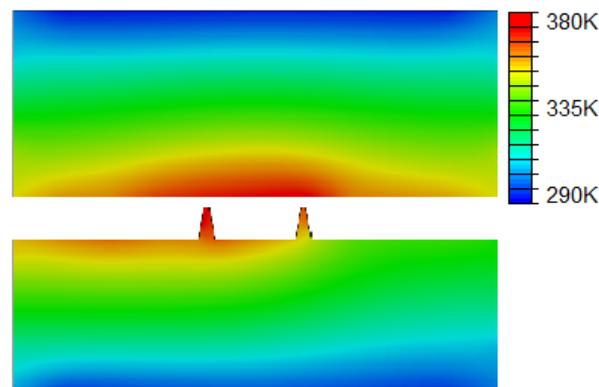


Abbildung 3.8: Temperaturverteilung in einer beispielhaften Durchblicklabyrinthdichtung (Abaqus)

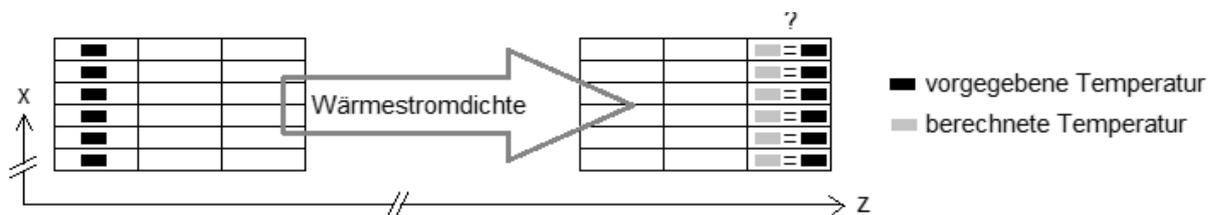


Abbildung 3.9: Iterative Berechnung der Wärmestromdichte und der Temperaturverteilung mit dem vereinfachten Modell (Excel)

Um die Berechnung der Temperaturfelder mit Abaqus zu beschleunigen und zu parametrisieren, wurden zwei Skripte erstellt, die ein automatisiertes Einlesen der experimentell ermittelten Temperaturen und eine automatisierte Berechnung des Temperaturfeldes von Durchblick- und Stufenlabyrinthen mit und ohne Honigwabenanstreifbeläge ermöglichten. Aus den (mit Abaqus bzw. Excel) berechneten Temperaturfeldern konnte dann die Wärmeleitung im Stator und im

Rotor der jeweiligen Labyrinthdichtung berechnet werden, wobei die Temperaturabhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit des Rotor- und Statormaterials (siehe Anhang; Tabelle A1) berücksichtigt werden musste. Da die in den Rotor bzw. Stator geleitete Wärmemenge der konvektiv vom Heißgas auf den Rotor bzw. Stator übertragenen Wärmemenge entspricht, ließen sich die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten von Rotor und Stator berechnen, die bei der Auslegung von Labyrinthdichtungen insbesondere für die Bestimmung der temperaturbedingten Eigenspannungen notwendig sind. Für die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten des Stators gilt

$$\alpha_{S,x} = \frac{\lambda_{S,x} \frac{\partial T}{\partial z}}{(T_{G,x} - T_{W,S,h,x})}. \quad (3.5)$$

Der den statorseitigen Wärmehaushalt der Labyrinthdichtung bestimmende globale Wärmeübergangskoeffizient des Stators berechnet sich zu

$$\bar{\alpha}_S = \frac{\dot{Q}_{\Sigma S}}{A_S (\bar{T}_G - \bar{T}_{W,S,h})}. \quad (3.6)$$

Der Gesamtwärmestrom setzt sich dabei jeweils aus den einzelnen lokalen Wärmeströmen zusammen, so dass mit

$$\bar{T}_G = \frac{1}{A} \sum_i (T_{G,x} A_i), \quad (3.7)$$

$$\bar{T}_W = \frac{1}{A} \sum_i (T_{W,x} A_i) \text{ und} \quad (3.8)$$

$$A = \sum_i A_i \quad (3.9)$$

$$\dot{Q}_{\Sigma} = \sum_i \alpha_x A_i (T_{G,x} - T_{W,x}) \quad (3.10)$$

gilt. Die lokalen Gastemperaturen $T_{G,x}$ werden hierzu an sechs Stellen innerhalb des durchströmten Spaltes gemessen (vgl. Abbildung 3.4). Die Laufvariable i der Flächen entspricht der Anzahl der Knotenpunkte (vgl. Abbildung 3.6) entlang des Labyrinthspaltes und der gegenüberliegenden Außenseiten. Die daraus resultierenden Bezugsflächen des Rotors und des Stators sind in Abbildung 3.10 am Beispiel einer Stufenlabyrinthdichtung mit Honigwabenanstreifbelägen schematisch dargestellt. Im Gegensatz zu vorhergehenden Arbeiten (vgl. u.a. Schelling, 1988; Wittig et al., 1999) wurde in der vorliegenden Arbeit auch der Einfluss der Labyrinthspitzen beachtet, so dass auch deren Flächen mit in die Berechnung eingingen.

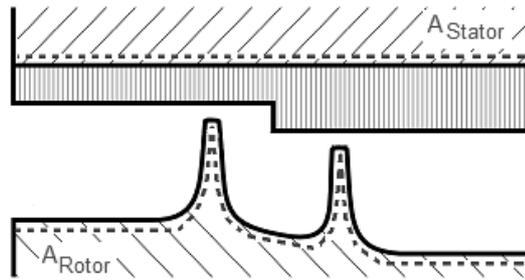


Abbildung 3.10: Bezugsflächen zur Berechnung der globalen Wärmeübergangskoeffizienten

Basierend auf den Wärmeübergangskoeffizienten von Rotor und Stator konnten so die lokalen und globalen Nusseltzahlen bestimmt werden, die ganz allgemein, in Analogie zum Durchflussbeiwert, als dimensionsloser Vergleichswert zur Bewertung und zum Vergleich der Wärmeübergangscharakteristik verschiedener Labyrinthdichtungen verwendet werden. Für die lokale Nusseltzahl des Stators gilt nach Wittig et al. (1990)

$$Nu_{s,x} = \frac{\alpha_{s,x} 2s}{\lambda_{F,x}} . \quad (3.11)$$

Daraus ergibt sich die globale Nusseltzahl des Stators zu

$$\overline{Nu}_s = \frac{\overline{\alpha_s} 2s}{\lambda_F} . \quad (3.12)$$

Die lokalen und globalen Wärmeübergangskoeffizienten und Nusseltzahlen des Rotors berechnen sich analog. Dabei stellen die lokalen Nusseltzahlen entdimensionierte Wärmeübergangskoeffizienten dar, anhand derer die lokalen Temperaturgradienten an der Wand und damit die lokalen thermischen Belastungen zu bestimmen und zu vergleichen sind. Die globalen Nusseltzahlen dienen einer Einschätzung der Wärmeabgabe der Labyrinthdichtung an die umgebenden Maschinenbauteile.

Zur Validierung der berechneten Temperaturverteilung in Rotor und Stator wurden die experimentell ermittelten Oberflächentemperaturen an den Stirnseiten am Ein- und Austritt von Rotor und Stator mit den mittels der FEM-Routinen interpolierten Oberflächentemperaturen an den entsprechenden Positionen (vgl. Abbildung 3.7) verglichen. Dabei zeigten sich Abweichungen zwischen den gemessenen und den berechneten Temperaturen im Bereich von unter $\pm 2,0$ K. Dies liegt im Fehlerbereich der Thermoelemente und belegt damit die Zuverlässigkeit der FEM-Modelle und die Genauigkeit der berechneten Temperaturverteilung. Ein Vergleich der mit Abaqus bzw. mit dem vereinfachten Excel Modell berechneten Oberflächentemperaturen an den

Stirnseiten zeigte eine maximale Abweichung von $\pm 1,5$ K und beweist damit die Anwendbarkeit des vereinfachten Modells zur Bestimmung der Temperaturverteilung in Rotor und Stator.

3.5 Messwertsicherheit und Fehlerfortpflanzung

Um die Messwertsicherheit, d.h. die Reproduzierbarkeit der Messergebnisse zu überprüfen, wurden zahlreiche Messungen jeder Bauform mehrfach durchgeführt. Dabei ließ sich feststellen, dass die erzielten Messergebnisse wiederholbar und damit qualitativ hochwertig waren. Als Referenzwert der Wiederholbarkeit wurde hierzu jeweils der Wert der ersten Messung angesetzt. Die gemessenen Drücke in Rotor und Stator wichen bei wiederholter Durchführung einer Messung weniger als 1,0% voneinander ab. Die Rotor- und Statortemperaturen zeigten Abweichungen von weniger als 2,0% und lagen damit innerhalb des angegebenen Fehlerbereichs der Thermoelemente. Auch der Massenstrom der ersten Messung wich nur bis zu maximal 2,0% von der zweiten Messung ab. Die Messergebnisse der Spaltweitenänderung zeigten eine Genauigkeit von 100%, da aufgrund der sehr massiven Bauweise während des Betriebs keine Spaltweitenänderung festgestellt werden konnte.

Messsystem	Hersteller/ Typ	Messbereich	Relativer Fehler
Druckmessung	Pressure Scanner Modell 9116	0 bis 689 kPa Full Scale (FS)	Genauigkeit $\pm 0,05\%$ FS
Temperaturmessung	Thermoelement Typ K, Klasse 1	233 K bis 1.273 K	Genauigkeit $\pm 0,6\%$ FS
Massenstrommessung	Dorsch DN32 und DN65	5 bis 200 g/s	Genauigkeit $\pm 2\%$
Spaltweitenmessung	Microepsilon LDR-25	0 bis 25 mm 233 K bis 433 K	Linearität $\pm 0,01\%$ FS

Tabelle 3.3: Herstellerangaben zur Messwertsicherheit der verwendeten Messsysteme (FS= Full Scale)

Da alle Messwerte aufgrund der Unvollkommenheit jeder Messanordnung sowie der begrenzenden Messgenauigkeit der eingesetzten Messsysteme (vgl. Tabelle 3.3) nur mit einer endlichen Genauigkeit bestimmbar sind, stellen auch die daraus berechneten dimensionslosen Kennzahlen (Reynoldszahl, Machzahl, Durchflussbeiwert, Nusseltzahlen) sowie die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten fehlerbehaftete Größen dar. Um die Genauigkeit der berechneten Größen festzustellen, war daher eine Abschätzung der Fehlerfortpflanzung unerlässlich. So ergibt sich der relative Fehler z.B. der Reynoldszahl nach Anton und Höbl (2012) zu

$$\frac{\Delta Re}{Re} = \pm \sqrt{\left(\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta \mu}{\mu}\right)^2 + \left(\frac{\Delta B}{B}\right)^2}. \quad (3.13)$$

Für die Machzahl, die Durchflussbeiwerte, die Wärmeübergangskoeffizienten und die Nusseltzahlen gilt Analoges. Ausgehend von den Bestimmungsgleichungen der Reynoldszahl, der Machzahl, des Durchflussbeiwertes sowie der lokalen und globalen Wärmeübergangskoeffizienten und Nusseltzahlen ergaben sich hierdurch für die berechneten Größen relative Fehler zwischen 0,8% (bei großer Spaltweite) und 7,5% (bei kleiner Spaltweite), was im Bereich vergleichbarer Messungen (z.B. Schelling, 1988; Wittig et al., 1990) liegt. Auf eine erweiterte Darstellung aller Berechnungsgleichungen wird an dieser Stelle verzichtet und stattdessen auf die beispielhafte Gleichung (3.13) sowie die Literatur verwiesen (vgl. u.a. Kline und McClintock, 1953; Walter und Herms, 2006; Hering, 2009; Anton und Höbl, 2012).

4 Numerische Simulationen

Allgemein wird unter dem Begriff CFD (Computational Fluid Dynamics) die rechnerbasierte numerische Strömungsberechnung zusammengefasst. CFD-Codes überführen die relevanten strömungsmechanischen Erhaltungsgleichungen in linearisierte Gleichungssysteme, die dann iterativ gelöst werden können. Viele der modernen CFD-Codes bedienen sich dabei der Finite-Volumen-Methode (FVM). Bei dieser wird das zu berechnende Strömungsgebiet zunächst in eine endliche Anzahl finiter Volumen zerlegt (Vernetzung). In einem nächsten Schritt werden für jedes Volumen die strömungsmechanischen Erhaltungsgleichungen angewendet. Anschließend werden die Gleichungen entsprechend der Problemlösung mit geeigneten Verfahren diskretisiert und unter Einbeziehung der vom Benutzer vorgegebenen Randbedingungen gelöst, wobei auf die einzelnen Schritte im Folgenden näher eingegangen wird.

4.1 Grundgleichungen der Strömungsmechanik

Bei der Betrachtung der komplexen Labyrinthströmung, die in der vorliegenden Arbeit von besonderem Interesse ist, gelten die Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie sowie die Zustandsgleichung des Fluids (Schelling, 1988). Diese bilden ein System von gekoppelten, nichtlinearen partiellen Differentialgleichungen und sind in differentieller Form in Gleichung (4.1) bis (4.4) aufgezeigt. Für die Massenerhaltung gilt

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho c_i)}{\partial x_i} = 0 . \quad (4.1)$$

Die reynoldsgemittelte Impulserhaltung ergibt sich zu

$$\frac{\partial(\rho c_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho c_i c_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\tau_{ij} - \overline{\rho c_i' c_j'}) + S_{ui} . \quad (4.2)$$

Die ebenfalls reynoldsgemittelte Energieerhaltung lautet

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho c_i h)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu}{c_p} \frac{\partial h}{\partial x_i} - \overline{\rho c_i' h'} \right) + S_h . \quad (4.3)$$

Für das ideale Gasgesetz gilt

$$\frac{p}{\rho} = RT . \quad (4.4)$$

Die Normalspannungs- und Schubspannungskomponenten sind im viskosen Spannungstensor zusammengefasst und berechnen sich nach dem Materialgesetz zu

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial c_i}{\partial x_j} + \frac{\partial c_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial c_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right). \quad (4.5)$$

Aufgrund der a priori unbekanntenen Terme ist das Differentialgleichungssystem nicht geschlossen lösbar. Durch die Wahl geeigneter Randbedingungen kann das System gekoppelter nichtlinearer partieller Differentialgleichungen jedoch unter Zuhilfenahme von Turbulenzmodellen numerisch gelöst werden (vgl. Wilcox, 1998c; Davidson, 2001; Laurien, 2003).

4.2 Turbulenzmodelle

In der Regel handelt es sich bei technischen Strömungen um turbulente Strömungen mit einem hohen Impulsaustausch quer zur Strömungsrichtung sowie unregelmäßig zeitlich und räumlich schwankenden Strömungsgrößen. Um diese Schwankungen numerisch auflösen zu können, ist eine feine Diskretisierung von Raum und Zeit notwendig. Hierbei werden in der Praxis anstelle der sehr rechenintensiven direkten numerischen Simulationen (DNS), die auch die kleinsten Wirbelskalen (Kolmogorov-Wirbel) auflösen, häufig Verfahren eingesetzt, die auf einer statistischen Modellierung der Turbulenz beruhen. Diese Verfahren basieren auf den Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen (RANS) und benötigen zur Schließung ein geeignetes Turbulenzmodell. Auch im Rahmen dieser Arbeit wird aus Gründen der Recheneffizienz auf diesen Ansatz zurückgegriffen.

Basis der statistischen Turbulenzmodellierung ist der Ansatz, eine Strömungsgröße durch ihren Mittelwert und ihre Fluktuation zu beschreiben. Dies führt zu dem in der Impulserhaltung aufgezeigten Reynoldsschen Spannungstensor $\overline{\rho c'_i c'_j}$, der die von der Turbulenz verursachte scheinbare Spannung darstellt. Um die Unbekannten des Spannungstensors zu lösen, kommen so genannte Turbulenzmodelle zum Einsatz, die sich in ihrer Komplexität und den zugrunde liegenden Annahmen wesentlich unterscheiden (Wittig et al., 1999; CFX, 2007). In der vorliegenden Arbeit kamen in Anlehnung an frühere Veröffentlichungen zur Berechnung von Labyrinthströmungen (Schramm et al., 2002; Willenborg et al., 2002; Denecke, 2007; Gao et al., 2011) ausschließlich Wirbelviskositätsmodelle zum Einsatz, die auf dem Ansatz von Boussinesq beruhen, der eine Analogie der molekularen und der turbulenten Spannungen beschreibt. Bei diesen gilt für den Reynoldsschen Spannungstensor

$$\overline{\rho c_i c_j} = -2\mu_t S_{ij} + \frac{2}{3}\rho k \delta_{ij} \quad (4.6)$$

mit der turbulenten kinetischen Energie

$$k = \frac{\overline{c_i c_i}}{2} \quad (4.7)$$

und dem Deformationsgeschwindigkeitstensor

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \overline{c_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{c_j}}{\partial x_i} \right). \quad (4.8)$$

Konkret wurden im Rahmen der Arbeit die zu den Zweigleichungsmodellen gehörenden k - ε - und k - ω -(SST-)Modelle eingesetzt, da sie sich zum einen bei der Berechnung von Labyrinthströmungen bewährt haben und numerisch stabil sind. Zum anderen stellen sie einen guten Kompromiss zwischen numerischem Aufwand und erreichbarer Genauigkeit dar. Eine Beschreibung verschiedener Wirbelviskositätsmodelle, deren Herleitung und Anwendungsgebiete finden sich u.a. in Menter (1994) und CFX (2007). Nachfolgend werden nur die in dieser Arbeit verwendeten Modelle kurz vorgestellt.

4.2.1 k - ε -Turbulenzmodell

Das zur Gruppe der Wirbelviskositätsmodelle gehörende Standard- k - ε -Modell nach Launder und Spalding (1974) wurde bereits vielfach in vorhergehenden Arbeiten am ITS (u.a. Dörr, 1985; Schelling, 1988; Scherer, 1994; Schramm et al., 2002; Denecke et al., 2003; Denecke, 2007; Schramm, 2010) und anderen Forschungseinrichtungen (u.a. Stoff, 1980; Buggeln und McDonald, 1986; Rhode und Hibbs, 1993; Chochua und Shy, 2001; Schramm et al., 2004; Collins et al., 2006; Li et al., 2007; Yan et al., 2008) zur Berechnung von Labyrinthströmungen verwendet und ist durch seine Stabilität und sein großes Einsatzspektrum eines der am meisten angewandten Turbulenzmodelle. Es beruht auf der Annahme, dass sich die effektive Viskosität

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (4.9)$$

aus der molekularen Viskosität μ und der Wirbelviskosität μ_t

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.10)$$

zusammensetzt, wobei ε

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial c_i}{\partial x_j} \frac{\partial c_i}{\partial x_j} \quad (4.11)$$

die Dissipationsrate der kinetischen Energie k darstellt. Die Werte für k und ε ergeben sich somit direkt aus den Transportgleichungen für die turbulente kinetische Energie und die Dissipationsrate der kinetischen Energie. Wobei gilt

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho c_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon + P_{kb}, \quad (4.12)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho c_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + C_{\varepsilon 1} P_{eb}) \quad (4.13)$$

mit

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial c_i}{\partial x_j} + \frac{\partial c_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial c_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \frac{\partial c_k}{\partial x_k} \left(3\mu_t \frac{\partial c_k}{\partial x_k} + \rho k \right) \quad (4.14)$$

aufgrund viskoser Kräfte. Die Werte der Konstanten sind in Tabelle 4.1 dargestellt.

Konstante	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	C_μ	σ_k	σ_ε
Wert	1,44	1,92	0,09	1,0	1,3

Tabelle 4.1: Konstanten des k - ε -Modells (CFX, 2007)

Die Annahme der Isotropie der turbulenten Viskosität führt in der Regel zu einer erhöhten Produktionsrate der kinetischen Energie und damit zu überhöhten Turbulenzenergien. Dies wiederum führt dazu, dass Strömungen mit starken Stromlinienkrümmungen, plötzlichen Querschnittsänderungen oder Ablösegebieten, wie sie in Labyrinthdichtungen vorhanden sind, nicht realistisch erfasst werden. Infolgedessen beinhalten die meisten CFD-Codes modifizierte k - ε -Modelle, deren Unterschiede in der Berechnung der turbulenten Viskosität, der turbulenten Diffusion und den Termen in der Gleichung der Dissipationsrate ε liegen. Eines dieser verbesserten Modelle stellt das im Rahmen der Arbeit als k - ε -Modell bezeichnete, in der Literatur oftmals als realizable k - ε -Modell (RKE) vorgestellte, Turbulenzmodell dar. Im Gegensatz zum Standard- k - ε -Modell, bei dem die Produktionsraten von k in Bereichen hoher Geschwindigkeitsgradienten zu hoch berechnet werden, wird beim RKE der Faktor C_μ nicht als konstant angenommen (Bakker, 2005; Karthik und Durst, 2011), sondern in Abhängigkeit des Deformations- und Rotationsge-

schwindigkeitstensors angegeben. Zudem kommt bei der Transportgleichung eine verbesserte Berechnung der Aufweitungsrates eines Freistrahls zum Tragen. Nichtsdestotrotz eignet sich das k - ε -Modell genau genommen nur für große Reynoldszahlen, d.h. nur zur Berechnung der turbulenten Kernströmung. In Wandnähe herrschen kleine Reynoldszahlen, da aufgrund der Haftbedingung an der Wand ($c_{y=0} = 0$) in der Grenzschicht steile Geschwindigkeitsgradienten auftreten und die Reibung dominiert. Für eine korrekte Wiedergabe der viskosen Grenzschicht in wandnahen Gebieten ist daher entweder eine komplexe nichtlineare Dämpfungsfunktion (Low-Reynolds-Modell) oder eine Wandfunktion notwendig (Schmidt, 2011). Insgesamt lässt sich mit dem k - ε -Modell die Kernströmung in Labyrinthdichtungen gut berechnen, in wandnahen Bereichen, Ablöse- und Rezirkulationsgebieten liefert es jedoch verfälschte Ergebnisse.

4.2.2 k - ω -Turbulenzmodell

Um dieses Problem zu beheben stellte Wilcox (1988a, 1988b) das k - ω -Modell vor, das Modifikationen für die Berücksichtigung kleiner Reynoldszahlen beinhaltet. Dazu wird die Wirbelviskosität μ_t mit der turbulenten kinetischen Energie k und der turbulenten Frequenz ω verknüpft, und ergibt sich zu

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} . \quad (4.15)$$

Für die turbulente kinetische Energie und die turbulente Frequenz gilt

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho c_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega + P_{kb} , \quad (4.16)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho c_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 + P_{\omega b} \quad (4.17)$$

mit den in Tabelle 4.2 dargestellten Konstanten.

Konstante	β'	α	β	σ_k	σ_ω
Wert	0,09	5/9	0,075	2	2

Tabelle 4.2: Konstanten des k - ω -Modells (CFX, 2007)

Im Gegensatz zu den k - ε -Modellen lassen sich damit wandnahe Strömungen in der viskosen Unterschicht besser berechnen, da sie keine Dämpfungsfunktion in Wandnähe benötigen und so keine Unsicherheiten in die Lösung einbringen (Menter, 1994; CFX, 2007; Schmidt, 2011). Zu-

dem zeigt das k - ω -Modell bei der Berechnung von komplexen Strömungsfeldern über rauen Oberflächen, in Ablöse- und Rezirkulationsgebieten bessere Ergebnisse als das k - ε -Modell (Hellsten und Laine, 1997; Soemarwoto et al., 2007; Ratnam und Vengadesan, 2008; Yan et al., 2011a, 2011b). Das große Manko des k - ω -Modells ist jedoch dessen Ungenauigkeit bei der Berechnung turbulenter Kernströmungen.

4.2.3 k - ω -SST-Turbulenzmodell

Um sowohl die Vorteile des k - ε -Modells, das besonders für die Berechnung der Kernströmung geeignet ist, als auch die Vorteile des k - ω -Modells, welches sich zur Berechnung der wandnahen viskosen Strömung eignet, zu nutzen, wurde das k - ω -SST-Modell (SST= Shear-Stress-Transport) entwickelt. In diesem Modell werden die Transportgleichungen von k und ω mit einer Übergangsfunktion multipliziert. Diese wird in wandnahen Regionen zu eins und aktiviert dadurch das k - ω -Modell. In der Kernströmung hingegen wird die k - ω -Funktion zu null, so dass dort das k - ε -Modell zur Berechnung verwendet wird. Dadurch können sowohl wandnahe, von der Reibung dominierte als auch turbulente Kernströmungen, in denen die Reibung eine untergeordnete Rolle spielt, gut wiedergegeben werden. Ferner dient die Erweiterung der Transportgleichungen mit der turbulenten Schubspannung einer von der Netzfeinheit abhängigen automatischen Umschaltung zwischen einer logarithmischen Wandfunktion und einer Low-Reynolds Formulierung. Dadurch wird sichergestellt, dass in Wandnähe unabhängig von der Gitterauflösung stets die bestmögliche Wandbehandlung zum Einsatz kommt und so wandnahe Bereiche gut wiedergegeben werden (Tielbörger, 2003; Hickel, 2008). Da eine Low-Reynoldsformulierung im Bereich hoher Gradienten, d.h. in der viskosen Unterschicht (vgl. Abbildung 4.1) eine extrem hohe Auflösung erfordern würde, wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit auf die in CFX implementierte logarithmische Wandfunktion (mit $y^+ = 30$) zurückgegriffen. Diese hat sich nach Literaturangaben (z.B. Weisert, 1996; Wittig et al., 1999; Denecke, 2007; Schramm, 2010) für die Berechnung von Labyrinthdichtungen sehr gut bewährt und bedeutete zudem eine erhebliche Einsparung an Rechenzeit, was für eine umfassende Parameterstudie essentiell war.

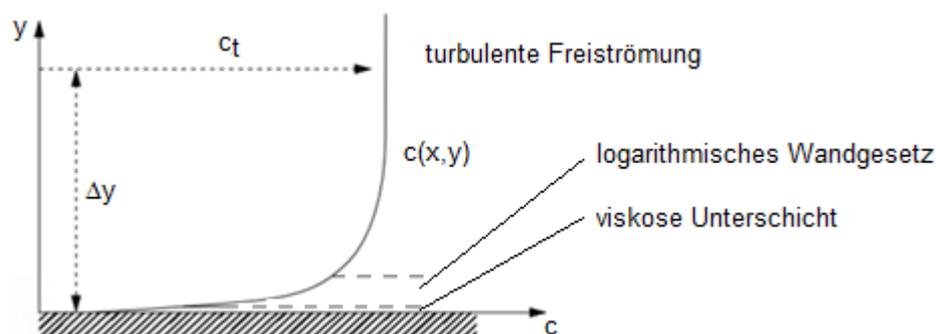


Abbildung 4.1: Schematische Darstellung eines turbulenten Geschwindigkeitsprofils in Wandnähe (modifiziert nach Adams, 2012)

Bei der Verwendung der logarithmischen Wandfunktion wird die wandnahe Tangentialgeschwindigkeit über eine logarithmische Funktion mit der Wandschubspannung verknüpft. Dadurch werden die physikalischen Effekte in Wandnähe berücksichtigt, das rechenintensive Gebiet der viskosen Unterschicht muss jedoch nicht berechnet werden (vgl. Moczala, 2004). Stattdessen wird der physikalische Einfluss der Wand durch eine möglichst wandnahe Gitterzelle erfasst, die außerhalb der viskosen Unterschicht liegt (vgl. Abbildung 4.1). Mit den von der Wandrauigkeit abhängigen Konstanten C und κ gilt dann

$$c^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(y^+) + C \quad (4.18)$$

mit

$$c^+ = \frac{c_t}{c_\tau}, \quad (4.19)$$

$$y^+ = \frac{\rho \Delta y c_\tau}{\mu}, \quad (4.20)$$

$$c_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}, \quad (4.21)$$

$$\tau_w = \frac{\rho \kappa C_\mu^{0,25} \sqrt{k}}{\ln\left(\frac{\rho C_\mu^{0,25} \sqrt{k} \Delta y}{\mu}\right)} c_t. \quad (4.22)$$

Analog zur Wandschubspannung lässt sich auch der Wärmestrom durch eine thermische Wandfunktion bestimmen (Keppeler und Pfitzner, 2010), bei der die viskose Unterschicht nicht abgebildet, deren physikalische Effekte aber dennoch berücksichtigt werden. Die Wandfunktion dient der Überbrückung des Temperaturprofils in der viskosen Unterschicht und ermöglicht die Einführung einer dimensionslosen Temperatur T^+ (vgl. CFX, 2007), anhand derer der Wärmestrom

$$q_w = \frac{\rho c_p c^+}{T^+} (T_w - T_G) \quad (4.23)$$

berechnet werden kann. Unter Beachtung der Schubspannungen lässt sich der Wärmestrom auch mittels

$$q_w = \frac{\tau_w c_p}{\text{Pr}_t c} \left(T_w - T_G - \frac{\text{Pr}_t c^2}{2c_p} \right) \quad (4.24)$$

bestimmen. Die Oberflächentemperatur ergibt sich dann zu

$$T_w = T_G + \frac{\text{Pr}_t c^2}{2c_p} \quad (4.25)$$

und ermöglicht eine gekoppelte Berechnung des Durchfluss- und des Wärmeübergangsverhaltens von Labyrinthdichtungen. Unter Vernachlässigung zusätzlicher Wärmequellen gilt

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} = \nabla(\lambda \nabla T). \quad (4.26)$$

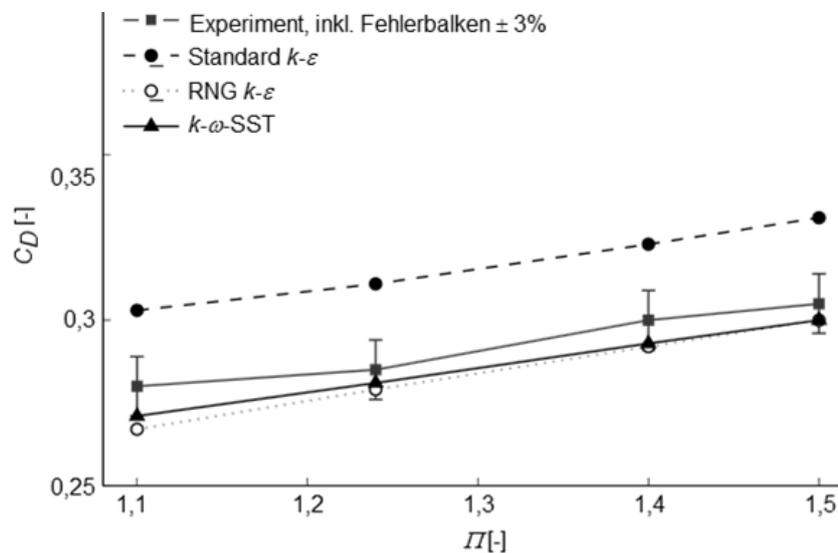


Abbildung 4.2: Durchflusskoeffizienten in Abhängigkeit verschiedener Turbulenzmodelle (modifiziert nach Du, 2010)

Unter Verwendung des $k-\omega$ -SST-Modells und der logarithmischen Wandfunktion werden somit die Strömungsgrößen in der viskosen Unterschicht nicht berechnet, sondern nur deren physikalische Auswirkungen durch die Berechnung der Strömungsgrößen wandnaher Punkte außerhalb der viskosen Unterschicht erfasst. Dies führt im Bereich von Ablöseblasen und Wiederanlegepunkten unweigerlich zu Abweichungen zwischen der realen Strömung und der mittels numerischer Verfahren berechneten Strömung (vgl. Abbildung 4.2). Dabei zeigt Abbildung 4.2, dass die Durchflusskoeffizienten dennoch innerhalb eines Fehlerbereichs von $\pm 3\%$ darstellbar sind. Bezüglich der globalen Wärmeübergangskoeffizienten des Stators einer Labyrinthdichtung konnten Born et al. (2011) nachweisen, dass sich diese bei der numerischen Berechnung unter Auflösung der viskosen Unterschicht (mit $y^+ = 0,3$) und Überbrückung der viskosen Unterschicht durch die logarithmische Wandfunktion (mit $y^+ = 50$) nur um 9% unterscheiden. Dies ist im Vergleich zum Rechenaufwand ein akzeptabler Wert, der im Bereich der relativen Fehler der Wärmeüber-

gangskoeffizienten (4% bis 13%; vgl. Kapitel 3.5) liegt und damit die Verwendung des k - ω -SST-Modells und der logarithmischen Wandfunktion zur Berechnung des Durchfluss- und des Wärmeübergangsverhaltens von Labyrinthdichtungen für ingenieurmäßige Betrachtungen bestätigt. Dies zeigen auch die numerischen Untersuchungen von z.B. Du, 2010; Rzadkowski et al., 2010; He et al., 2011; Yan et al., 2011b und Ahmed et al., 2012.

Detaillierte Informationen zum k - ω -SST-Modell finden sich u.a. in Menter (1991, 1994), Hellsten und Laine (1997), Davidson (2001), CFX (2007) und in Hinteregger (2011).

4.3 Diskretisierung

Um die strömungsmechanischen Erhaltungsgleichungen numerisch lösen zu können, müssen die partiellen Differenzialgleichungen in ein algebraisches, nichtlineares Gleichungssystem für diskrete Punkte in Raum und Zeit überführt werden. Dies geschieht im Allgemeinen mittels geeigneter Diskretisierungsmethoden, wie z.B. der Finite-Volumen-Methode (FVM), die bereits mehrfach in ähnlichen Anwendungen zum Einsatz gekommen ist (Asok et al., 2011; Gao et al., 2011; Lee et al., 2011). Bei diesem Verfahren werden die Erhaltungsgleichungen über das gesamte Strömungsgebiet integriert und das Lösungsgebiet wird in eine finite Anzahl kleiner Kontrollvolumina unterteilt. Anschließend wird nach dem Satz von Gauß für jedes Zellenvolumen das Oberflächenintegral der Erhaltungsgleichungen durch eine Summierung über die einzelnen Volumenoberflächen der Kontrollvolumina ersetzt. Die Erhaltungsgleichungen (vgl. Kapitel 4.1) werden dann für jedes einzelne Kontrollvolumen iterativ gelöst, wobei der Rechenknoten im Schwerpunkt des Kontrollvolumens liegt. So werden die Strömungsgrößen durch die in den Zellmittelpunkten definierten Zustände definiert und für jedes Kontrollvolumen ergibt sich eine algebraische Gleichung, in der Oberflächen- und Volumenintegrale mittels passender Quadraturformeln approximiert und somit numerisch gelöst werden können (Ferziger und Peric, 2008).

4.4 Numerische Simulationen am Beispiel Labyrinthdichtung

Zur numerischen Untersuchung des Durchfluss- und Wärmeübergangsverhaltens in Durchblick- und Stufenlabirinth ohne und mit Honigwabenanstreifbelägen wurde in der vorliegenden Arbeit die kommerzielle Software ANSYS CFX (Version 11.0 bis 13.0) verwendet. Diese wurde bereits vielfach für ähnliche Untersuchungen benutzt (Nayak et al., 2007; Andreini et al., 2009; Li et al., 2010; Cottier und Lutum, 2011; Gao et al., 2011; Sheng et al., 2011; Yan et al., 2011a, 2011b) und zeigte im Vergleich zu Fluent und OpenFOAM (wesentlich) bessere Ergebnisse bei der gekoppelten Berechnung des Durchflusses und der Temperaturen. Basierend auf validierten Modellen wurde ergänzend zu den experimentellen Untersuchungen eine umfangreiche Parameterstudie zur umfassenden Analyse des Einflusses des Honigwabendurchmessers und

der Honigwabenhöhe auf das Durchfluss- und Wärmeübergangsverhalten verschiedener Labyrinthdichtungen durchgeführt. Da die Ergebnisse numerischer Verfahren die komplexen Strömungsvorgänge innerhalb von Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen sehr detailliert und anschaulich darstellen, sollten die numerischen Untersuchungen zusätzlich zu einem verbesserten Verständnis der komplexen Strömungsvorgänge und deren Auswirkungen auf den Wärmeübergang beitragen. Da wie in vorhergehenden Untersuchungen (Denecke, 2007; Schramm, 2010) nur stationäre Betriebsbedingungen von Interesse waren, wurden auch im Rahmen dieser Arbeit keine instationären Berechnungen durchgeführt.

4.4.1 Geometrie- und Gittergenerierung

Zur Diskretisierung der Geometrien der Durchblick- und Stufenlabyrinthdichtungen ohne und mit Honigwabenanstreifbelägen wurde das kommerzielle Gittergenerierungsprogramm Icem verwendet, wobei in Anlehnung an vorhergehende Arbeiten am ITS (Schramm et al., 2004; Denecke, 2007; Schramm, 2010) eine durch Skripte gesteuerte, automatisierte und parametrisierte Generierung und Vernetzung genutzt wurde. Hierzu musste ein Befehlsskript entwickelt werden, das die Erzeugung achsensymmetrischer, periodisch verknüpfter Labyrinthgeometrien ohne und mit Honigwaben nach dem in Abbildung 4.3 dargestellten Schema gestattete.

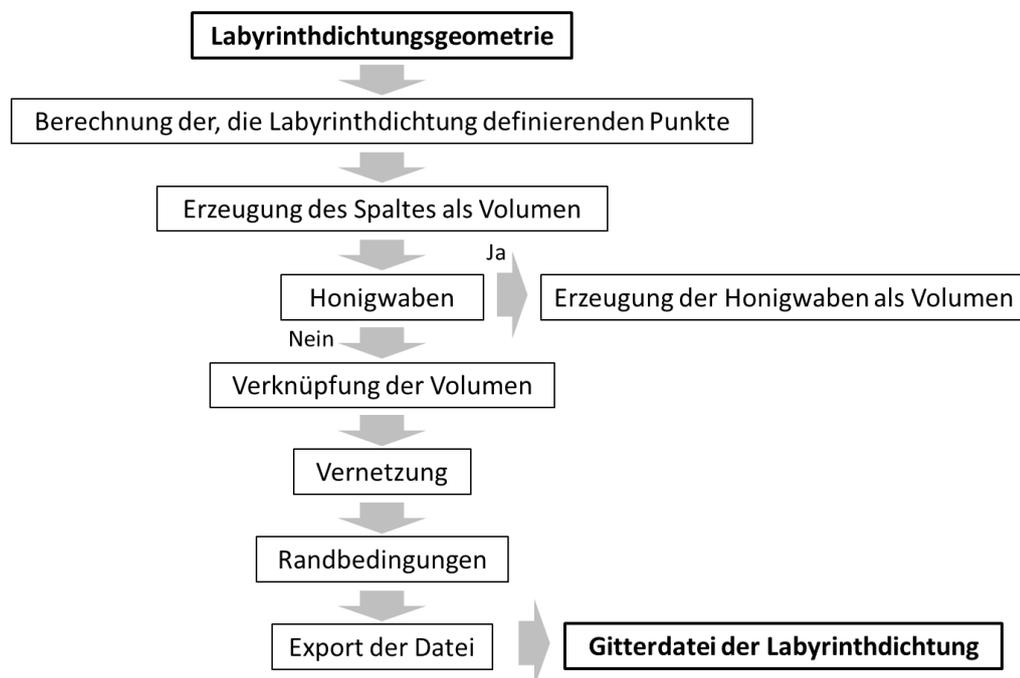


Abbildung 4.3: Ablauf der automatisierten parametrisierten Geometrierzeugung

Durch die Verwendung von lokalen Koordinatensystemen für jede Labyrinthspitze und jede Labyrinthkammer war das Programm flexibel und erlaubte die Generierung nahezu beliebiger Labyrinthgeometrien, wobei in der vorliegenden Arbeit die für Gasturbinenanwendungen typi-

schen Bauformen (Durchblick-, divergentes und konvergentes Stufenlabyrinth mit und ohne Honigwabenanstreifbeläge) implementiert wurden.

Durch die Vorgabe der in Tabelle 2.1 mit * gekennzeichneten Parameter konnten mit Hilfe des Befehlsskriptes die Koordinaten der Punkte, die für die Definition der Geometrie nötig waren, berechnet werden. Die Verbindung der Punkte lieferte dann die Flächen und Volumen der Labyrinth- und der Honigwabengeometrien. Anschließend wurden die einzelnen Volumina miteinander verknüpft und automatisch vernetzt. Die Definition der charakteristischen Gitterlängen sowie die Vorgabe der Randbedingungen für die gekoppelten numerischen Berechnungen, die über eine Textdatei eingegeben wurden, erfolgten ebenfalls mit Hilfe der Befehlsskripte. Als Ausgabe resultierte eine Textdatei, in welcher alle für die Erzeugung der einzelnen Punkte, Flächen, Volumina sowie für die Vernetzung erforderlichen Befehle enthalten waren. Nach dem Einlesen der Datei in den Gittergenerator wurde ein Rechengitter erstellt, welches zur anschließenden numerischen Berechnung der Labyrinthgeometrien in CFX eingelesen werden konnte.

4.4.2 Gitterstudie

Um eine der Problemstellung angepasste Gittergenerierung in den oben beschriebenen, automatisierten Prozess einbinden zu können, musste vorab eine Gitterstudie durchgeführt werden. Denn zum einen müssen die Gitterzellen so fein sein, dass Bereiche hoher Gradienten der Strömungs- oder Temperaturgrößen ausreichend genau dargestellt werden können (Borouchaki und Frey, 1998; Laurien und Oertel, 2009; Gao et al., 2011). Zum anderen bleibt zu beachten, dass zu feine Gitter eine unnötig hohe Rechenzeit benötigen und damit einer umfangreichen Parameterstudie entgegenstehen. In Übereinstimmung mit bisher durchgeführten numerischen Untersuchungen an Labyrinthdichtungen wurden im Rahmen der Gitterstudie unter Beibehaltung der physikalischen Randbedingungen Berechnungen mit unterschiedlichen Gittertypen (strukturiert/unstrukturiert) und -feinheiten (ausgehend von 100.000 Zellen für eine Durchblicklabyrinthdichtung ohne Honigwabenanstreifbeläge) durchgeführt und die Ergebnisse mit den experimentellen Messwerten verglichen.

Dabei zeigte sich schnell, dass die Art der Vernetzung (strukturiert/unstrukturiert) nur einen zu vernachlässigenden Einfluss auf die numerischen Ergebnisse aufwies, so dass aufgrund der einfacheren und schnelleren Generierung im Folgenden unstrukturierte Netze verwendet wurden. Hierbei ist darauf hinzuweisen, dass sich der zu vernachlässigende Einfluss der Vernetzungsart nicht zuletzt damit begründen lässt, dass die Labyrinthspitzen keine Neigung hatten, sondern symmetrisch ausgerichtet waren und nur einen sehr geringen Flankenwinkel (10°) aufwiesen. Dadurch ergaben sich auch bei unstrukturierter Vernetzung in den Ecken der Labyrinthspitzen keine unzulässigen Verzerrungen der Gitterstruktur, die ansonsten oftmals den Einsatz einer unstrukturierter Vernetzung unmöglich machen. Ausgehend von 100.000 Zellen wurde die Zellen-

zahl in Abhängigkeit der Abweichung zwischen Experiment und Numerik weiter erhöht, bis bei weiterer Erhöhung der Gitteranzahl keine weitere Verbesserung der Genauigkeit der numerischen Ergebnisse erzielt werden konnte. In Übereinstimmung mit vergleichbaren Arbeiten (Denecke, 2007; Li et al., 2010) ergab sich derart eine erforderliche Gitteranzahl zwischen 1.500.000 (Durchblicklabyrinth ohne Honigwabenanstreifbeläge) und 3.000.000 (Stufenlabyrinth mit Honigwabenanstreifbelägen kleinen Durchmessers und großer Höhe). Eine weitere Erhöhung der Gitterzahl zeigte keine Verbesserung der Ergebnisse (vgl. Abbildung 4.4). Von großer Wichtigkeit war jedoch eine lokale Netzverfeinerung in Bereichen hoher Strömungs- und/oder Temperaturgradienten (Labyrinthspitzen, wandnaher Bereich der Stator- und Rotoroberflächen, Honigwabenkavitäten), für die ein in CFX implementierter gradientenbasierter Algorithmus zum Einsatz kam.

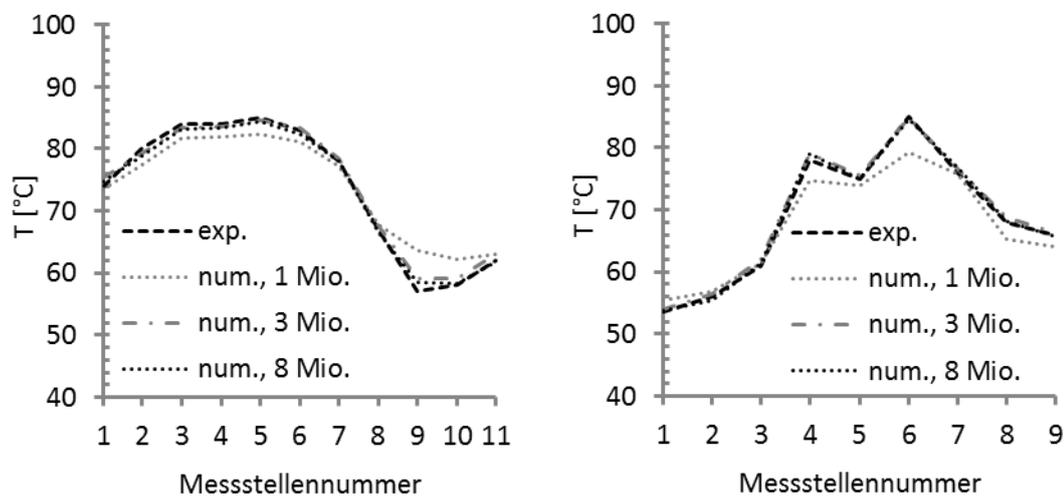


Abbildung 4.4: Vergleich der experimentell ermittelten Stator- (links) und Rotortemperaturen (rechts) mit numerisch berechneten Stator- und Rotortemperaturen zur Bestimmung der erforderlichen Gitterfeinheit

4.4.3 Randbedingungen und Simulation

Neben einem Gitter mit angepasster Gittergenauigkeit ist für das Erreichen einer möglichst exakten Abbildung der experimentellen Versuchsbedingungen die korrekte Wahl der Randbedingungen unerlässlich. Schlecht gewählte bzw. definierte Randbedingungen können die Konvergenz der numerischen Simulation behindern oder im schlimmsten Fall ausschließen. Aus diesem Grund wurde auf in der Literatur veröffentlichte Erfahrungswerte zurückgegriffen und die Randbedingungen, wie in Abbildung 4.5 beispielhaft illustriert, diesen folgend definiert (Schramm et al., 2002; Choi und Rhode, 2003; Yan et al., 2008; Li et al., 2010; Gao et al., 2011; Yan et al., 2011a, 2011b).

So wurden am Einlass der Labyrinthdichtung der Totaldruck, die Totaltemperatur sowie in Analogie zu Denecke (2007) ein Turbulenzgrad von 5% vorgegeben. Am Auslass der Labyrinthdichtung wurde der statische Druck vorgegeben. An den außen liegenden Rotor- und Statorwän-

den, die im Experiment mit wasserdurchströmten Kupferplatten gekühlt waren, wurden die experimentell ermittelten Kühltemperaturen als Randbedingung definiert. Die dem Heißgas exponierten Rotor-, Stator- und Honigwabenwände wurden in Analogie zu einigen wenigen numerischen Untersuchungen von Starke et al. (2008), He und Oldfield (2009) und Jeffrey et al. (2010) als gekoppelte Schnittstellen definiert. Mit diesem Ansatz war eine so genannte „conjugate heat transfer“ Rechnung, d.h. eine gekoppelte und damit gleichzeitige Berechnung der Strömung innerhalb des Labyrinthspaltes sowie der Heißgastemperaturen und der Temperaturen in Rotor und Stator möglich. An den Wänden wurde Haftbedingung angesetzt. Die Seiten quer zur Strömungsrichtung wurden zur Vermeidung eines Reibungseinflusses der Seitenwände und zur Realisierung eines möglichst kleinen Rechengebietes mit periodischen Randbedingungen belegt.

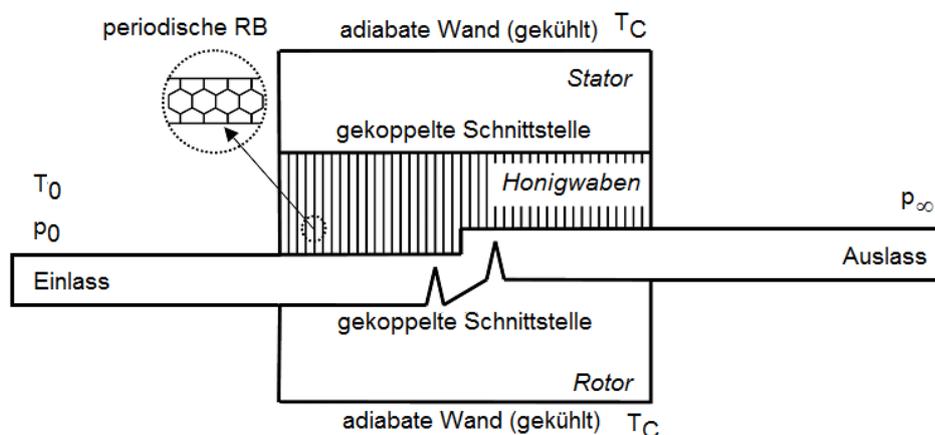


Abbildung 4.5: Randbedingungen des numerischen Modells zur gekoppelten Berechnung des Durchflusses und des Wärmeübergangs in Labyrinthdichtungen

Als Medium wurde Luft unter der Annahme eines perfekten Gasverhaltens verwendet. Die Strömung wurde als kompressibel, stationär und turbulent definiert. Als Abbruch- bzw. Konvergenzkriterien für die numerischen Berechnungen wurde ein Unterschreiten der mittleren Residuen für die Massen-, Impuls und Energieerhaltung, die turbulente kinetische Energie und die Dissoziationsrate von $1 \cdot 10^{-6}$ festgelegt.

4.4.4 Validierung der numerischen Modelle

Da sich bei der numerischen Berechnung immer Fehler, d.h. Unterschiede zwischen den numerisch berechneten und den experimentell ermittelten Strömungsgrößen ergeben, war eine Validierung der numerischen Modelle erforderlich, um diesen Fehler möglichst gering zu halten und abschätzen zu können. Als Referenzwerte dienten die im Rahmen der Arbeit gewonnenen experimentellen Ergebnisse für den Leckagemassenstrom, die Oberflächentemperaturen von Rotor und Stator sowie der Heißgastemperaturen. Unter Einsatz verschiedener Turbulenzmodelle wurde dann das Turbulenzmodell ermittelt, das zu den geringsten mittleren relativen Fehlern

$$\varepsilon_{m,rel} = \frac{\sum_{i=1}^n \left| \frac{T_{i,num}}{T_{i,exp}} - 1 \right|}{n} \quad (4.27)$$

führte. Dabei wurden die mittleren relativen Fehler durch Mittelung aller über die Lauflänge des Rotors bzw. des Stators verteilten Oberflächentemperaturen ermittelt. Tabelle 4.3 zeigt die mit den verschiedenen in CFX implementierten und für Labyrinthdichtungen grundsätzlich geeigneten Turbulenzmodellen erzielbaren Fehlerwerte. Diese liegen insbesondere unter Verwendung des k - ω -SST Modells im Bereich vergleichbarer Untersuchungen (Allcock et al., 2002; Barrett und Kollingsworth, 2003; Collins et al., 2006; Denecke, 2007; Chougule et al., 2008). Da die Ergebnisse der aus der Literatur entnommenen Untersuchungen meist für reine Durchflussuntersuchungen und nicht, wie im vorliegenden Fall, für gekoppelte Durchfluss- und Wärmeübergangsberechnungen gelten, sind die im Rahmen der Arbeit erzielten mittleren relativen Fehler als gering einzuordnen.

Turbulenzmodell	Mittlerer relativer Fehler $\varepsilon_{m,rel}$			
	Massenstrom	Rotor-temperaturen	Stator-temperaturen	Heißgas-temperaturen
k - ε	6,6%	8,4%	12,6%	11,1%
k - ω	9,8%	11,9%	14,7%	13,8%
k - ω -SST	3,6%	6,3%	11,7%	9,4%

Tabelle 4.3: Validierung der numerischen Labyrinthmodelle

Aufgrund der geringen Fehler ist sichergestellt, dass die validierten numerischen Modelle die Realität gut abbilden und nicht nur für umfassende Parameterstudien, sondern auch zur Auslegung zukünftiger Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen eingesetzt werden können. Die numerischen Verfahren stellen damit eine sehr sinnvolle Ergänzung zu experimentellen Untersuchungen dar und bieten darüber hinaus gegenüber experimentellen Untersuchungen einen Kostenvorteil. Des Weiteren liefern sie detaillierte Feldwerte aller Strömungsgrößen und ermöglichen damit ein verbessertes Verständnis der sehr komplexen Labyrinthströmung.

5 Data Mining

Eine sinnvolle Ergänzung zu experimentellen und numerischen Untersuchungen bieten auch die erstmals erfolgreich von Pychynski et al. (2010) zur Vorhersage des Durchflussverhaltens von Labyrinthdichtungen ohne Honigwabenanstreifbeläge eingesetzten Data Mining Methoden. Dabei existieren in der Literatur nach Queckbörner und Göres (2004) im informationstechnischen Kontext verschiedene Definitionen des Begriffs Data Mining, wobei die wohl bekannteste und auch im Rahmen der vorliegenden Arbeit verwendete Definition von Data Mining auf Fayyad et al. (1996) zurückgeht:

“Data Mining is the step in the KDD process that consists of applying data analysis and discovery algorithms that produce a particular enumeration of patterns (or models) over the data.”

Hiernach wird Data Mining als Teilschritt eines komplexen Prozesses dargestellt, der als Knowledge Discovery in Databases (KDD) bekannt ist und bei dem aus Daten über mehrere Teilschritte Wissen generiert wird, das ohne Data Mining oftmals unentdeckt bliebe (Borgelt, 1997; Oberlé, 2000; Alpar und Niedereichholz, 2000; Dilger, 2003).

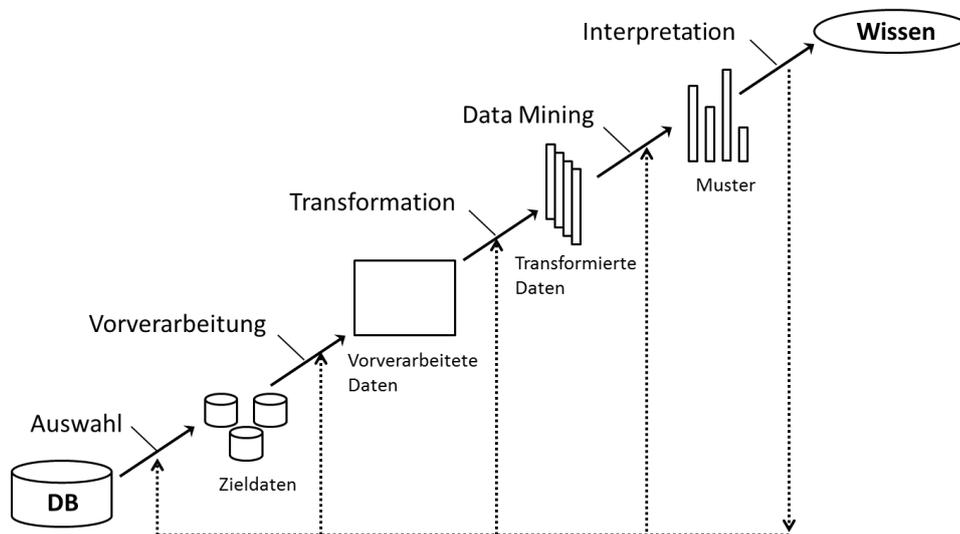


Abbildung 5.1: Knowledge Discovery in Databases (modifiziert nach Chamoni, 2013)

Der im KDD-Prozess enthaltene Teilschritt des Data Mining steht dabei für Methoden bzw. Algorithmen, die speziell für die (computergestützte) Datenanalyse entwickelt und optimiert wurden und seitdem oftmals bei der Suche nach unbekanntem oder nur teilweise bekanntem Zusammenhängen in großen Datenmengen eingesetzt werden (Chiang et al., 2005; Lukasz und Musilek, 2006). Ziel ist es dabei, nützliche Informationen, wie beispielsweise signifikante Korrelati-

onen zwischen Variablen, zu entdecken und zu extrahieren, um sie in kompakter Form als Modelle wiedergeben zu können (Fayyad et al., 1996; Mikut, 2008; Pychynski et al., 2010). Für den Modellentwurf müssen vereinfachende Annahmen getroffen werden, die einen geeigneten funktionalen Zusammenhang $f(\bullet)$ zwischen relevanten Ein- und Ausgangsgrößen eines Systems, im vorliegenden Fall z.B. dem Honigwabendurchmesser und der Leckagemenge, mit qualitativen (grafischen) oder quantitativen (mathematischen) Größen beschreiben (Syrjakow, 2005). Dies kann z.B. ein Polynom n -ten Grades oder eine Exponentialfunktion sein, deren Parameter bei der weiteren datenbasierten Modellbildung anhand von so genannten Lerndaten kalibriert, d.h. angelehrt werden. Dabei stellen Lerndaten einen Teil, in der Regel den größeren Teil, des gesamten Datensatzes dar, der Grundlage der Modellbildung ist. Die restlichen, nicht im Lerndatensatz enthaltenen Daten werden als Testdatensatz bezeichnet und dienen der Validierung und Evaluierung des Modells. Sowohl die Modellbildung als auch die -validierung sind dabei in einen iterativen Prozess eingebunden, der so oft wiederholt wird, bis entweder ein passendes Modell gefunden oder die Modellbildung erfolglos abgebrochen wird.

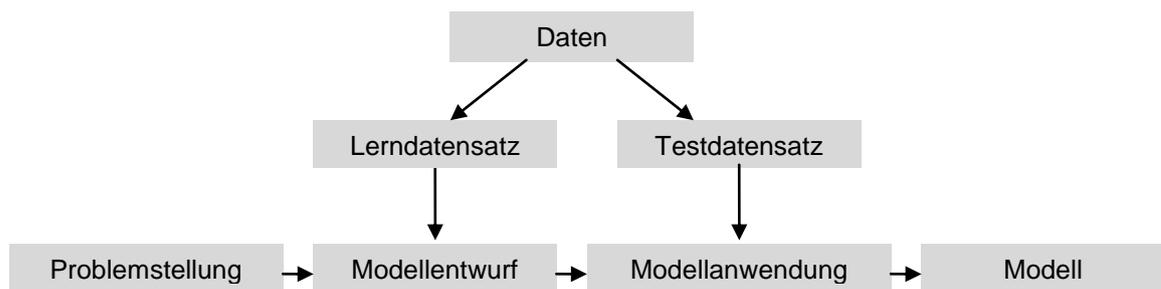


Abbildung 5.2: Schematischer Ablauf einer datenbasierten Modellbildung

Im Kontext Labyrinthdichtungen wurde der KDD-Prozess bzw. wurden Data Mining Methoden erstmals 2007 erfolgreich von Asok et al. (2007) zur Optimierung von labyrinthähnlichen Geometrien bzw. im Jahr 2010 von Pychynski et al. (2010) zur Modellierung des Durchflussverhaltens von Labyrinthdichtungen *ohne* Honigwabenanstreifbeläge verwendet. Als Weiterführung dieser 2010 durchgeführten Modellierungen wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit erstmals die Anwendbarkeit von Data Mining Methoden auf Labyrinthdichtungen *mit* Honigwabenanstreifbelägen untersucht. Dabei sollte nicht nur das Durchflussverhalten, sondern auch die Temperaturverteilung von Rotor und Stator in datenbasierten Systemmodellen abgebildet werden.

Für weitere Informationen zur Definition von Data Mining, zum Data Mining Prozess, zu detaillierten Informationen zur Modellbildung und -validierung wird u.a. auf Tuffery (2006), Mikut (2008), Konen (2009) und Pychynski et al. (2010) verwiesen.

5.1 Data Mining Datenstrukturen

Ausgangspunkt jeder computergestützten Datenanalyse ist ein Datensatz mit $n=1, \dots, N$ Datentupeln, $i=1, \dots, s$ Merkmalen $X_i[n]$ und $j=1, \dots, s_y$ Ausgangsgrößen $Y_j[n]$, welche oft in einer (N,s) -dimensionalen Eingangsmatrix \mathbf{X} und einer (N,s_y) -dimensionalen Ausgangsmatrix \mathbf{Y} angeordnet sind (Mikut, 2008). In dem Fall gilt

$$\mathbf{X} = \begin{pmatrix} X_1[1] & \dots & X_s[1] \\ \dots & \dots & \dots \\ X_1[N] & \dots & X_s[N] \end{pmatrix} \quad (5.1)$$

und

$$\mathbf{Y} = \begin{pmatrix} Y_1[1] & \dots & Y_{s_y}[1] \\ \dots & \dots & \dots \\ Y_1[N] & \dots & Y_{s_y}[N] \end{pmatrix}. \quad (5.2)$$

Die im Lerndatensatz enthaltenen Merkmale lassen sich dabei in nominale (= kategorische), ordinale, intervallskalierte und rationalskalierte (= verhältnisskalierte) Merkmale unterteilen. Während nominale Merkmale keiner Ordnungsrelation (z.B. größer als, kleiner als) unterliegen, besteht diese bei ordinalen Merkmalen (z.B. minimal, maximal). Ein weiteres Unterscheidungsmerkmal stellen wertekontinuierliche (wie z.B. die Spaltweite einer Labyrinthdichtung in [m]) und wertediskrete Merkmale (minimale und maximale Spaltweite) dar, wobei wertekontinuierliche Merkmale z.B. zum Zusammenziehen ähnlicher Datenpunkte in wertediskrete Merkmale umgeformt werden können (z.B. die jeweils kleinste untersuchte Spaltweite als s_l). Dabei ist allerdings zu beachten, dass die Umwandlung von Merkmalen mit Informationsverlusten verbunden sein kann (Pychynski, 2009). Für weitere Informationen zu Data Mining Datenstrukturen wird auf Petry (1999) und Mikut (2008) verwiesen.

5.2 Merkmalsbewertung

Zur Diagnose, welche der im Datensatz enthaltenen Eingangsgrößen einen Einfluss auf die gesuchte Ausgangsgröße wie z.B. den Leckagemassenstrom bzw. die Rotor- und Statortemperaturen und damit auf die Wärmeübergangscharakteristik besitzen, bedarf es einer Merkmalsbewertung. Diese gestattet es, den Einfluss ausgewählter Eingangsgrößen auf die jeweilige Zielgröße zu quantifizieren und bildet damit eine wichtige Grundlage der Modellbildung. Im vorliegenden Fall von Merkmalen mit wertekontinuierlichen Größen (Massenstrom und Temperaturen) lässt sich die Merkmalsbewertung vergleichsweise einfach mittels mehrerer systematisch gebildeter, datenbasierter Regressionsmodelle verwirklichen. Dabei wird grundsätzlich zwischen der univariaten und der multivariaten Merkmalsbewertung unterschieden. Bei der univariaten Merkmals-

bewertung wird jeweils nur der Einfluss einer singulären Eingangsgröße auf die Ausgangsgröße geprüft. Alle anderen Größen werden nicht berücksichtigt. Das Regressionsmodell bildet somit einen Zusammenhang der Art

$$Y = f(X_i). \quad (5.3)$$

Der funktionale Zusammenhang $f(\bullet)$ ist dabei frei wählbar. Die Regressionsgüte des daraus resultierenden Modells lässt sich in Form eines linearen Korrelationskoeffizienten r_{y,y^*} zwischen gemessenen und geschätzten Werten sowie dem mittleren relativen Fehler angeben. Dabei stellt der Korrelationskoeffizient ein quantitatives Maß für den Einfluss eines Merkmals dar, berechnet sich zu (modifiziert nach Weisstein, 2012)

$$r_{y,y^*} = \frac{\sum_{i=1}^n (Y_i^* - \bar{Y}_i)}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (Y_i^* - \bar{Y}_i)^2}} \quad (5.4)$$

und zeigt den linearen Zusammenhang zwischen dem Modellschätzwert Y_i^* und dem wahren Wert Y_i . Er kann Werte zwischen -1 und +1 annehmen, wobei -1 für einen negativ linearen, 0 für keinen und +1 für einen positiv linearen Zusammenhang stehen. Bei Werten kleiner als -0,8 bzw. größer +0,8 liegen starke, bei Werten zwischen -0,5 und +0,5 schwache Korrelationen vor. Der mittlere relative Fehler $\varepsilon_{m,rel}$ (vgl. Gleichung (4.27)) zeigt die Abweichung zwischen dem Modellschätzwert Y_i^* und dem wahren Wert Y_i . Hierbei ist zu beachten, dass die mittels der univariaten Merkmalsbewertung gewonnenen Regressionsgüten nur als Hinweis auf den Einfluss verschiedener Größen gesehen werden dürfen. Zum einen werden keine Korrelationen und damit auch keine Wechselwirkungen zwischen den Eingangsgrößen berücksichtigt, zum anderen können bei Wiederholung Schwankungen des Ergebnisses auftreten.

Die multivariate Merkmalsbewertung berücksichtigt im Gegensatz zur univariaten Merkmalsbewertung auch Korrelationen zwischen den Einzelmerkmalen und dient prinzipiell der Identifikation der besten Modellstruktur und der relevantesten Eingangsparameter (Pychynski, 2012). Ausgehend vom besten Regressionsmodell der univariaten Merkmalsbewertung wird schrittweise nach Merkmalen gesucht, welche gemeinsam in Form eines Regressionsmodells die beste Verteilung der Ausgangsgröße über dem Parameterraum beschreiben. Daraufhin werden dem Modell schrittweise die entsprechenden Merkmale X_i hinzugefügt, welche die Abweichung des vorhergehenden Modells am besten erklären. Dies wird so lange wiederholt, bis entweder keine Verbesserung der Regressionsgüte mehr erzielt werden kann oder eine vorab bestimmte Anzahl an Merkmalen verwendet wurde. Resultierend ergeben sich Aussagen zu Korrelationskoeffizienten

der Einzelmerkmale bezogen auf die gewählte Ausgangsgröße, wobei die Eingangsgrößen nach sinkendem Einfluss auf die Ausgangsgröße geordnet werden. Allerdings ist auch die multivariate Merkmalsbewertung nicht immer optimal, da das beste Modell nicht zwingend alle ausgewählten Merkmale enthält. Ein Vorteil ist jedoch der deutlich reduzierte Rechenaufwand.

5.3 Data Mining Methoden

Wie bereits erwähnt, bezeichnen Data Mining Methoden Algorithmen, die speziell für die (computergestützte) Datenanalyse entwickelt und optimiert wurden. Zu diesen gehören sowohl statistische Verfahren (z.B. Nearest-Neighbour-Verfahren, Multiple Lineare Regressionsanalyse) als auch Support-Vektor-Maschinen, Entscheidungsbäume, Künstliche Neuronale Netze und Clustermethoden, deren Anwendbarkeit und Einsatzzweck von der jeweiligen Problemstellung abhängen und z.B. in Braha (2001), Kusiak und Smith (2007) und Mikut (2008) beschrieben sind.

Zur Modellbildung am System Labyrinthdichtung mit Honigwabenanstreifbelägen wurden aufgrund der Problemstellung und Zielsetzung der vorliegenden Arbeit, in Anlehnung an Pychynski et al. (2010), die Multiple Lineare Regressionsanalyse sowie Künstliche Neuronale Netze verwendet, die zur besseren Verständlichkeit im Folgenden kurz vorgestellt werden. Für ausführliche mathematische Hintergründe wird auf weiterführende Literatur (z.B. Alpar und Niedereichholz, 2000; Mikut, 2008; Runkler, 2010) verwiesen.

5.3.1 Multiple Lineare Regression

Die Multiple Lineare Regressionsanalyse (MLR) gehört zu den statistischen Verfahren der Data Mining Methoden und stellt einen funktionalen Zusammenhang $f(\bullet)$ zwischen einer oder mehreren Eingangsgrößen X und einer (kontinuierlichen) Ausgangsgröße Y in Form eines Polynom n -ten Grades mit parameterlinearen Koeffizienten dar. Die Anpassung der Koeffizienten an den Lerndatensatz erfolgt dabei mit Hilfe der Methode der kleinsten Fehlerquadrate. Ein Beispiel für ein multiples lineares Regressionsmodell mit drei Eingangsgrößen X_1 , X_2 und X_3 und der Ausgangsgröße Y kann z.B.

$$Y = \beta_0 + \beta_1 X + \dots + \beta_4 X_1 X_2 + \dots + \beta_6 X_1^2 X_2 + \dots + \beta_{17} X_3^3 + e \quad (5.5)$$

lauten, wobei z.B. der Interaktionsterm $X_1 X_2$ und der quadratische Term $X_1^2 X_2$ auf eine Wechselwirkung zwischen den Eingangsgrößen X_1 und X_2 hindeuten.

Das resultierende Modell liefert dabei keine Erklärung der zugrunde liegenden Mechanismen, sondern bietet lediglich eine funktionale Beschreibung der Systemzusammenhänge. Ein wesentli-

cher Vorteil ist jedoch die gute Interpretierbarkeit der Modellgleichung. Zudem eignen sich Regressionsmodelle sehr gut zur Bildung empirischer Systemmodelle (Korrelationen). Es ist allerdings schwierig, komplizierte (nichtlineare) Zusammenhänge darzustellen (Montgomery et al., 2001).

5.3.2 Künstliche Neuronale Netze

Künstliche Neuronale Netze (KNN) nehmen sich das menschliche Gehirn als biologisches Vorbild und bestehen aus mehreren miteinander verknüpften, (relativ) einfachen Verarbeitungseinheiten, den (künstlichen) Neuronen. Diese besitzen die Fähigkeit, anhand von Trainingsbeispielen Zusammenhänge zu erlernen, ohne vorher dafür programmiert worden zu sein. Zu dieser Lernfähigkeit kommt die Fähigkeit, zu generalisieren und zu assoziieren sowie eine vergleichsweise hohe Toleranz gegenüber Fehlern, so dass auch unpräzise und verrauschte Daten gelesen und verarbeitet werden können. Dazu koppeln die einzelnen Neuronen (lokale) vektorielle Eingangsgrößen \mathbf{x} über bestimmte mathematische Funktionen mit einer skalaren Ausgangsgröße Y , wobei jedes künstliche Neuron durch die Gewichtung \mathbf{w} , die Übertragungsfunktion $f(\cdot)$, die Aktivierungsfunktion $f(z)$ und den Schwellwert zu beschreiben ist, deren Funktion und Bedeutung z.B. in Haykin (1994) erklärt wird. Allgemein gilt damit

$$Y(\mathbf{x}) = f(z(\mathbf{X}, \mathbf{w})). \quad (5.6)$$

Durch nahezu beliebiges Vernetzen der Ein- und Ausgänge der einzelnen Neuronen über mehrere Schichten werden dann die einzelnen lokalen Übertragungsfunktionen miteinander verknüpft (vgl. Abbildung 5.3). Hieraus resultieren für das gesamte Netz komplizierte, nichtlineare funktionale Zusammenhänge $f(\bullet)$ zwischen den globalen Ein- und Ausgangsgrößen X_i und Y_i , wobei die Eingangsgrößen X_i mit der Eingabeschicht, die Ausgangsgrößen Y_i mit der Ausgabeschicht verbunden sind. Dazwischen liegende Schichten, deren Anzahl variabel ist, werden verborgene Schichten genannt. In Abbildung 5.3 sind die Verknüpfungen nur vorwärts gerichtet und nicht rückgekoppelt, d.h. der Informationsfluss ist gerichtet und geht von den Eingängen zu den Ausgängen.

Das Anlernen eines künstlichen neuronalen Netzes erfolgt durch Abschwächung oder Verstärkung der Verbindungen zwischen verschiedenen Neuronen und durch Modifikation der Gewichtungen, die die Wirkung eines Neurons auf dessen Nachbarneuron bestimmen. Die optimale Anpassung der einzelnen Funktionsparameter an die Lerndaten erfolgt dabei mit Hilfe verschiedener Lernverfahren wie z.B. dem Backpropagation-Algorithmus. Dabei wird der Lerndatensatz des KNN zum Anlernen in der Regel in mehreren Lernepochen durchlaufen, bei denen jeweils alle Datentupel in zufälliger Reihenfolge durchlaufen werden. Als Folge sind die mit KNN gebildeten

datenbasierten Modelle nicht exakt reproduzierbar. Weitere Nachteile der künstlichen neuronalen Netze liegen in der schlechten Interpretationsmöglichkeit bezüglich der funktionalen Zusammenhänge und der Gefahr der Überanpassung bei zunehmender Neuronenzahl, zunehmender Anzahl an Eingangsgrößen und gleichzeitig gleichbleibender Datentupelanzahl. Die vergleichsweise einfache und schnelle Darstellung komplizierter nichtlinearer Zusammenhänge ist dagegen der große Vorteil von künstlichen neuronalen Netzen.

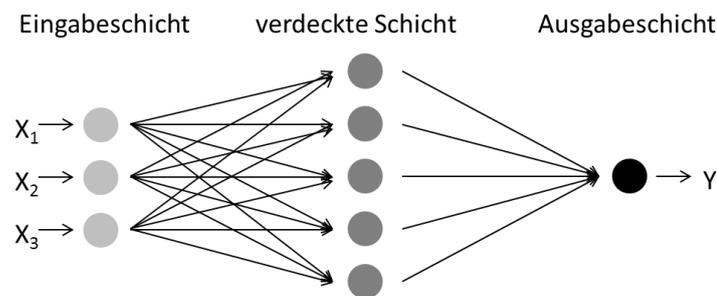


Abbildung 5.3: KNN mit Eingabe-, Ausgabe und verdeckter Schicht

5.4 Modellvalidierung und -anwendung

Zur Validierung der mittels Data Mining Methoden auf Basis des Lerndatensatzes erzeugten Modelle werden diese auf die Testdaten angewendet und sowohl der Korrelationskoeffizient als auch der mittlere relative Fehler berechnet. Wie erwähnt, lassen diese eine Aussage über die Qualität des Modells zu. Lassen sich hohe Korrelationskoeffizienten und geringe mittlere relative Fehler erzielen, ist die Wahrscheinlichkeit gering, dass nur zufällige Zusammenhänge modelliert wurden. Trotzdem muss geprüft werden, ob das Ergebnis auch für zukünftige, unbekannte Datentupel charakteristisch ist. Dies erfolgt oftmals mit der sogenannten n -fachen Kreuzvalidierung. Hierzu wird der Datensatz in n große Teile mit ca. N/n Datentupel geteilt, wobei $n-1$ Teile den Lerndatensatz präsentieren und der andere Teil den Testdatensatz darstellt. Wie in Abbildung 5.4 gezeigt, resultiert damit nach n Durchläufen ein Testdatensatz, der jedes Datentupel genau einmal enthält. Der Vorteil bei dieser Methode liegt darin, dass jedes Datentupel bestimmt einmal Teil der Testdaten ist, und die Abschätzung der Modellgüte aus dem kompletten (mit Daten belegten) Parameterraum möglich ist. Zudem lässt sich die n -fache Kreuzvalidierung mehrfach wiederholen, so dass die Auswertung des erhaltenen Modellfehlers als Maß für die zu erwartenden Modellfehler bei unbekanntem neuen Daten verwendet werden kann.

Die Vorteile der im Rahmen der Arbeit angewandten mehrfachen Kreuzvalidierung liegen in der sehr guten Ausbeutung der vorliegenden Daten. Zudem ermöglicht die Anwendung von Data Mining Methoden bei der Untersuchung und Modellbildung von Systemzusammenhängen als eine der wenigen Methoden die gleichzeitige Betrachtung mehrerer Eingangsgrößen, so dass sich Wechselwirkungen zwischen verschiedenen Eingangsgrößen einfach und zuverlässig entdecken lassen.

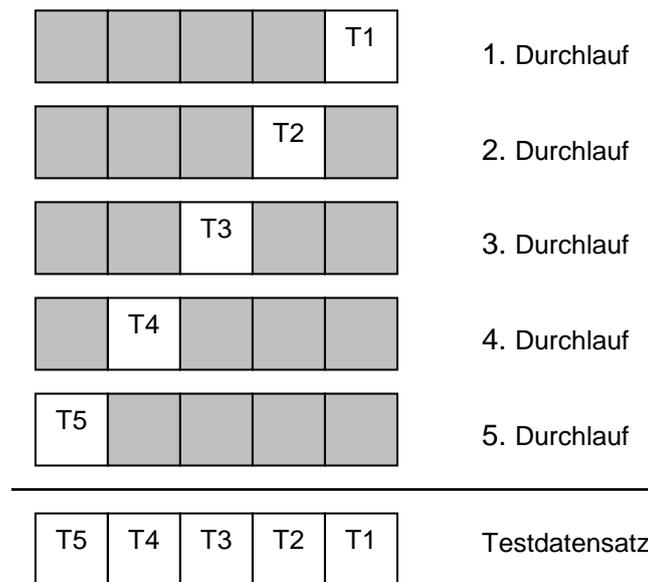


Abbildung 5.4: Beispiel einer fünffachen Kreuzvalidierung (modifiziert nach Mikut, 2008)

5.5 Data Mining Software

Erwartungsgemäß bedarf der erfolgreiche Einsatz eines KDD-Prozesses und komplexer Data Mining Methoden einer geeigneten IT-Infrastruktur (Kusiak und Smith, 2007). So bedarf es neben eines leistungsfähigen Computers, geeigneter Datenbanken und Datenbank-Management-Systeme, die das Sammeln und Speichern sowie einen schnellen Zugriff auf die Daten gewährleisten (Edelstein, 2005; Tuffery, 2006). Dabei können sowohl speziell eingerichtete sogenannte „Data-Warehouses“ (Thearling 1996; Kusiak und Chah, 2006) als auch einfache Excel-Tabellen (vgl. Pychynski et al., 2010; vorliegende Arbeit) als Datenbanken fungieren. Weiterhin sollten in der Software verschiedene Data Mining Algorithmen implementiert sein, die problemorientiert eingesetzt werden können. Eine direkte Schnittstelle zwischen der Datenbank und der Data Mining Software ist dabei unabdingbar. Eine gute Data Mining Software zeichnet sich weiterhin durch die Möglichkeiten einer grafischen Darstellung und Auswertung von Daten und Ergebnissen aus. Zudem sollte eine zweckdienliche Software komfortabel zu handhaben sein und idealerweise eine anwendungsspezifische Erweiterbarkeit (z.B. in Form von „Plug-Ins“) sowie Möglichkeiten bieten, Auswerteprozesse z.B. mit programmierbaren Makros zu automatisieren bzw. zu standardisieren.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde die Data Mining Software Gait-CAD verwendet, welche auf der kommerziellen Mathematik-Software Matlab basiert und alle Anforderungen einer guten Data Mining Software erfüllt. Gait-CAD wurde am Institut für Angewandte Informatik (IAI) des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT) entwickelt, steht seit November 2006 als OpenSource-Software kostenlos zur Verfügung (<http://sourceforge.net/projects/gait-cad/>) und

wurde erstmals von Pychynski et al. (2010) erfolgreich zur Vorhersage des Durchflussverhaltens von Labyrinthdichtungen ohne Honigwabenanstreifbeläge eingesetzt. Im Folgenden wird die erstmals im Rahmen dieser Arbeit erfolgte Anwendung von Gait-CAD zur Modellbildung am System „Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen“ vorgestellt. Für weitere generelle Informationen über Gait-CAD wird auf das Benutzerhandbuch (Institut für Angewandte Informatik, 2011) und Mikut et al. (2006) verwiesen.

5.6 Anwendung von Data Mining Methoden am Beispiel Labyrinthdichtung

In der vorliegenden Arbeit sollte erstmals versucht werden, das Durchfluss- und das Wärmeübergangsverhalten von Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen mit Hilfe von MLR- und KNN-Modellen abzubilden. Ziel war die Entwicklung eines erweiterten Auslegungstools, das sowohl in der Auslegungsphase als auch bei Abweichung vom Auslegungspunkt eine Aussage über das Durchfluss- und Wärmeübergangsverhalten einer Labyrinthdichtung zulässt. Da für eine optimierte Auslegung einer Labyrinthdichtung weniger die dimensionslosen C_D -Werte und Nusseltzahlen als die konkreten Leckagemassenströme und Temperaturen von Interesse sind, um z.B. die richtigen Materialien auszuwählen, erfolgte die Modellbildung nicht für die im vorhergehenden dargestellten dimensionslosen C_D -Werte und Nusseltzahlen, sondern für den Massenstrom sowie die Oberflächentemperaturen von Rotor und Stator. Sowohl der Leckagemassenstrom als auch die Temperaturen stellen direkt gemessene Werte dar, unterliegen nicht dem Problem der Fehlerfortpflanzung und sind somit per se ideal zur Modellbildung geeignet. Auf eine zusätzliche Modellierung der Durchflussbeiwerte, der Wärmeübergangskoeffizienten und der Nusseltzahlen von Rotor und Stator wurde aus Zeitgründen verzichtet. Aufbauend auf der vorliegenden Arbeit wurden in weiterführenden Studien am ITS (Braun et al., 2012) jedoch bereits Data Mining Modelle für den Durchflussbeiwert von Labyrinthdichtungen erarbeitet.

Nachdem der Datensatz aus den experimentellen Untersuchungen des Durchfluss- und Wärmeübergangsverhaltens der in Kapitel 3.1 dargestellten Labyrinthdichtungen entsprechend der Anforderungen von Gait-CAD aufbereitet worden war (z.B. Definition der Ein- und Ausgangsgrößen, Überprüfen potentieller Abhängigkeiten zwischen den Eingangsgrößen), erfolgte die uni- und multivariate Merkmalsbewertung (vgl. Kapitel 5.2) zur Bestimmung der relevanten Eingangsparameter für die Modellbildung. Dabei zeigte sich eine starke Korrelationen zwischen der Spaltweite und dem Honigwabendurchmesser. Werden bei der Modellbildung jedoch Eingangsgrößen verwendet, die Korrelationen aufweisen, führt dies zu einer Überbestimmung des Systemzusammenhangs und damit zu Fehlern. So wurde im Folgenden statt der Spaltweite und dem Honigwabendurchmesser die aus beiden Parametern gebildete mittlere Spaltweite (vgl. Gleichung 2.10) verwendet. Neben der mittleren Spaltweite wurden bei der multivariaten Merkmalsbewertung das Druckverhältnis, die Stufenhöhe und die Honigwabenhöhe als die Parameter iden-

tifiziert, die sowohl den Leckagemassenstrom als auch die Rotor- und Statortemperaturen am stärksten beeinflussen (ausführliche Ergebnisse der Merkmalsbewertung sind im Anhang in Kapitel A4 dargestellt). Basierend auf den vier Parametern wurden dann sowohl MLR-Modelle erster bis vierter Ordnung als auch KNN-Modelle, bei denen die Anzahl der Neuronen in der verdeckten Schicht und die Anzahl der Lernepochen variiert wurden, für den Leckagemassenstrom sowie die einzelnen Rotor- und Statortemperaturen gebildet. Eine Aufteilung in verschiedene Szenarien entsprechend der Labyrinthbauart (vgl. Tabelle 5.1) ermöglichte dabei sowohl die Analyse der geometrischen Einflussparameter in Abhängigkeit der Labyrinthart als auch den Vergleich der einzelnen Labyrinthtypen.

Labyrinthart	Bezeichner	Anzahl der Datentupel
Durchblicklabyrinth	db	400
Divergente Stufenlabyrinth	div	500
Konvergente Stufenlabyrinth	konv	500
Alle Labyrinth	all	1400

Tabelle 5.1: Szenarien der Modellbildung

5.7 Modellanwendung und -validierung der Labyrinthmodelle

Nach der Erstellung der MLR- bzw. der KNN-Modelle für den Leckagemassenstrom sowie die Rotor- und Statortemperaturen mussten die Modelle anhand der Testdatensätze geprüft und validiert werden. Hierzu wurde für jedes Modell eine zweifache, fünffache und zehnfache Kreuzvalidierung durchgeführt unter Bestimmung des Korrelationskoeffizienten und des mittleren relativen Fehlers. Tabelle 5.2 zeigt die mittels MLR erreichbaren Modellgüten am Beispiel des Leckagemassenstroms in Abhängigkeit der vier Labyrintharten. Tabelle 5.3 gibt die entsprechenden Werte bei der Modellbildung mit KNN wieder. Dabei gilt, dass alle dargestellten Regressionsgüten den Mittelwert aus zehn Wiederholungsschleifen angeben. Eine ausführliche Auflistung der Regressionsgüten und mittleren relativen Fehler aller Rotor- und Statortemperaturen findet sich im Anhang.

Insgesamt ergaben sich für den Leckagemassenstrom bei der Modellbildung mittels MLR hohe Regressionsgüten zwischen 0,91 und 0,96. Die Regressionsgüten der KNN-Modelle lagen zwischen 0,93 und 0,99. Die mittleren relativen Fehler des Leckagemassenstroms rangierten bei den MLR-Modellen zwischen 5,0% und 7,5%; bei den KNN-Modellen zwischen 0,5% und 6,3%. Damit liegen sowohl die Fehler der MLR- als auch der KNN-Modelle im Bereich der mittels numerischer Simulationen erreichbaren mittleren relativen Fehler für den Leckagemassenstrom (3,6% bis 9,8%; vgl. Tabelle 4.3) und bestätigen damit die Anwendbarkeit von Data Mining Me-

thoden zur modellhaften Darstellung des Durchflussverhaltens von Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen.

	Polynomgrad							
	1		2		3		4	
	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$
all	0,91	7,5%	0,93	6,6%	0,93	6,5%	0,93	6,5%
div	0,94	6,3%	0,96	5,4%	0,96	5,3%	0,96	5,3%
konv	0,94	5,9%	0,96	5,0%	0,96	5,0%	0,96	5,0%
db	0,94	6,8%	0,95	6,3%	0,95	6,3%	0,95	6,3%

Tabelle 5.2: Regressionsgüten für den Leckagemassenstrom bei der Modellbildung mit MLR in Abhängigkeit des Polynomgrades (1., 2., 3. und 4.)

	Regressions- Modell		Kreuzvalidierung					
	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	2-fach		5-fach		10-fach	
			r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$
all	0,97	3,8%	0,93	6,3%	0,95	5,1%	0,95	5,1%
div	0,99	1,4%	0,97	4,8%	0,97	4,1%	0,98	3,4%
konv	0,99	0,5%	0,94	6,2%	0,95	4,9%	0,97	3,9%
db	0,99	2,7%	0,95	6,1%	0,96	5,5%	0,98	3,5%

Tabelle 5.3: Regressionsgüten für den Leckagemassenstrom bei der Modellbildung mit KNN (30 Neuronen in der verdeckten Schicht, 50 Lernepochen)

Bei den Statortemperaturen ergaben sich bei der Modellbildung mittels MLR Regressionsgüten von 0,61 (Tabelle A14 im Anhang) bis 0,88 (Tabelle A13 im Anhang). Bei den KNN-Modellen der Statortemperaturen liegen die Regressionsgüten im Bereich von 0,47 (Tabelle A5 im Anhang) bis 0,99 (Tabelle A4 im Anhang). Die mittleren relativen Fehler lagen bei den MLR Modellen zwischen 0,9% (Tabelle A12 im Anhang) und 6,3% (Tabelle A14 im Anhang) bzw. zwischen 0,7% (Tabelle A4 im Anhang) und 8,5% (Tabelle A6 im Anhang) bei den KNN-Modellen. Die Regressionsgüten der Rotortemperaturen betragen bei den MLR-Modellen zwischen 0,45 (Tabelle A15 im Anhang) und 0,85 (Tabelle A17 im Anhang), bei den KNN-Modellen zwischen 0,32 (Tabelle A8 im Anhang) und 0,99 (Tabelle A8 im Anhang). Die mittleren relativen Fehler der Rotortemperaturen ergaben sich bei den MLR-Modellen zu 2,4% (Tabelle A17 im Anhang) bis 7,0% (Tabelle A15 im Anhang). Die entsprechenden Werte bei den KNN-Modellen bewegten sich im Bereich von 0,6% (Tabelle A8 im Anhang) bis 6,9% (Tabelle A10 im Anhang). Die Regressionsgüten der Temperaturmodelle weisen damit im Durchschnitt etwas geringe Regressionsgüten als die Leckagemodelle auf, die relativen Fehler liegen jedoch in einem vergleichbaren Bereich und sind im Gegensatz zu den Fehlern, die sich bei numerischen

Verfahren ergeben (mittlere relative Fehler der Statortemperaturen: 11,7% bis 14,7%; mittlere relative Fehler der Rotortemperaturen: 6,3% bis 11,9%; vgl. Tabelle 4.3), geringer.

Damit bestätigen die mittels MLR- und KNN-Modellen erreichbaren Korrelationskoeffizienten und mittleren relativen Fehler, dass sowohl das Durchfluss- als auch das Wärmeübergangsverhalten von Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen mit Hilfe von Data Mining Methoden modellhaft darstellbar ist. Da die Datenbasis in der vorliegenden Arbeit auf Labyrinthdichtungen beschränkt war, die im „Outer Air Seals“ Bereich typisch sind, gelten die in Kapitel 6.2 ausführlich dargestellten Modelle vorerst nur für geometrisch ähnliche Labyrinthdichtungen. Durch eine Erweiterung der Datenbasis und eine anschließende Modellbildung wären jedoch allgemeingültige Modelle für den Leckagemassenstrom sowie die Rotor- und Statortemperaturen erzielbar.

6 Ergebnisse und Diskussion

Im Folgenden werden die Versuchsergebnisse der Untersuchungen zum Einfluss geometrischer Labyrinth- und Honigwabenparameter auf das Durchfluss- und Wärmeübergangsverhalten von Labyrinthdichtungen an ausgewählten Beispielen zusammenfassend vorgestellt. Die Darstellung der Ergebnisse erfolgt dabei in Abhängigkeit verschiedener Parameter (wie z.B. Spaltweite, Konfiguration, Honigwabendurchmesser und -höhe) anhand von Durchflussbeiwerten, lokalen Wärmeübergangskoeffizienten von Rotor und Stator sowie deren globaler Nusseltzahlen. Neben der Analyse der einzelnen geometrischen Einflussparameter wird im Rahmen der Arbeit auch ausführlich die Auswirkung verschiedener Parameterkombinationen auf das Durchfluss- und das Wärmeübergangsverhalten analysiert. Dazu werden neben den experimentellen und numerischen Ergebnissen auch die Ergebnisse der Data Mining Anwendungen herangezogen.

6.1 Experimentelle und numerische Ergebnisse

Tabelle 6.1 fasst die in den experimentellen und numerischen Untersuchungen variierten geometrischen Parameter der Labyrinthdichtungen und der Honigwabenanstreifbeläge zusammen, wobei die Stufenhöhe bei konvergenter Durchströmung definitionsgemäß negativ ist. Zum besseren Verständnis werden in Abbildungen im gesamten Kapitel 6 die Bezeichner anstelle der exakten Werte verwendet.

Größe	Wert/Teilung t [-]	Bezeichner
Spaltweite	0,02; 0,045; 0,075	s1, s2, s3
Stufenhöhe	-0,3; -0,1; 0; 0,1; 0,3	konv2, konv1, db, div1, div2
Honigwabenhöhe	0; 0,2; 0,5; 0,8	HCH0, HCH1, HCH2, HCH3
Honigwabendurchmesser	0; 0,08; 0,16; 0,32	HCD0, HCD1, HCD2, HCD3

Tabelle 6.1: Zusammenfassung der variierten geometrischen Parameter sowie der Bezeichner

6.1.1 Einflüsse auf den C_D -Wert

Abbildung 6.1, Abbildung 6.2, Abbildung 6.8 und Abbildung 6.9 stellen das Durchflussverhalten von Labyrinthdichtungen an ausgewählten Beispielen in Abhängigkeit des Druckverhältnisses und der in Tabelle 6.1 aufgeführten geometrischen Labyrinth- und Honigwabenparameter dar. Die in den Abbildungen enthaltenen Pfeile geben dabei jeweils die Richtung an, in die sich die C_D -Werte bei Steigerung des im Pfeil angegebenen Parameters verändern. Die dargestellten C_D -Werte basieren auf den experimentellen Ergebnissen bei heißer Durchströmung (Eingangs-

temperatur ca. 400 K), wobei sich bei Raumtemperatur analoge Verläufe ergeben. Allerdings liegen die C_D -Werte bei kalter Durchströmung in Analogie zu Wittig et al. (1987b) um bis zu 35% höher als bei heißer Durchströmung. Dies liegt daran, dass die höheren Temperaturen in heißgasdurchströmten Labyrinthdichtungen zu einer leichten Erhöhung des Schubspannungsbeiwertes c_f führen (Jacobsen, 1987), was wiederum zu geringeren Leckagemassenströmen und damit geringen C_D -Werten führt (vgl. auch Schelling, 1988).

Der Anstieg der Durchflussbeiwerte bei gleicher Spaltweite mit höheren Druckverhältnissen lässt sich auf den Umstand zurückführen, dass das Druckverhältnis und der C_D -Wert über die Dichte und die sich einstellende Geschwindigkeit miteinander gekoppelt sind. Da hohe Druckverhältnisse zu hohen Geschwindigkeiten und damit hohen Reynoldszahlen führen, die wiederum hohe Durchflussbeiwerte bedingen (vgl. Kapitel 3.4.1), steigen die Durchflussbeiwerte mit dem Druckverhältnis an.

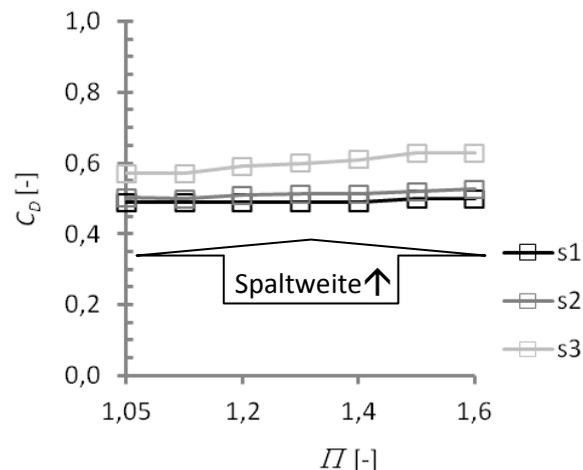


Abbildung 6.1: Einfluss des Druckverhältnisses und der Spaltweite auf den C_D -Wert einer glatten Durchblicklabyrinthdichtung ($HCH0$, $HCD0$) (Basis: Experiment)

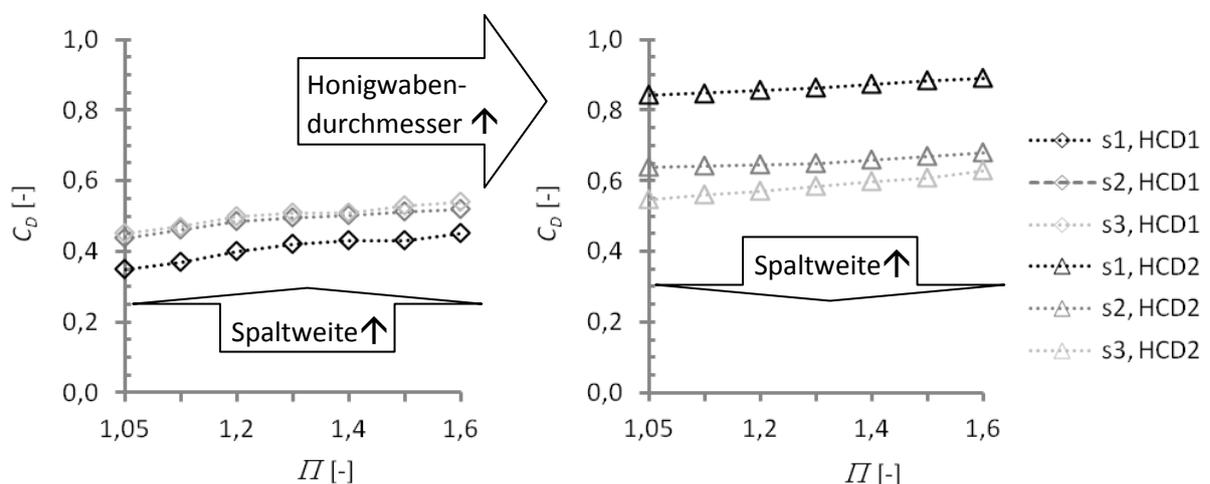


Abbildung 6.2: Einfluss des Druckverhältnisses, der Spaltweite und des Honigwabendurchmessers auf den C_D -Wert einer Durchblicklabyrinthdichtung mit Honigwabenanstreifbelägen ($HCH2$) (Basis: Experiment)

Abbildung 6.1 und Abbildung 6.2 zeigen die Durchflussbeiwerte von Durchblicklabyrinthdichtungen ohne und mit Honigwabenanstreifbelägen aufgetragen über dem Druckverhältnis als Funktion der Spaltweite und des Honigwabendurchmessers. Beim Vergleich von Abbildung 6.1 und Abbildung 6.2 fällt auf, dass die Durchflussbeiwerte beim glatten Durchblicklabyrinth über den Durchflussbeiwerten des Durchblicklabyrinths mit Honigwabenanstreifbelägen kleinen Honigwabendurchmessers und kleiner Spaltweite liegen. Dieses Verhalten lässt sich auch bei den konvergenten und divergenten Stufenlabyrinthen mit Honigwabenanstreifbelägen erkennen (vgl. Abbildung A0.1 im Anhang sowie Tabelle 6.2 und Tabelle 6.3) und begründet sich mit der erhöhten Rauigkeit in Anwesenheit von Honigwabenanstreifbelägen und der damit einhergehenden erhöhten Dissipation der kinetischen Energie.

$C_{DKonfig}/C_{Ddb,glatt,s1}$	Parameterkombination			
Konfiguration	$s1, HCD1$	$s1, HCD2$	$s3, HCD1$	$s3, HCD2$
db	0,73...0,96	1,53...1,78	1,02...1,30	1,12...1,29
konv1	0,81...1,12	1,43...1,68	0,86...1,14	1,00...1,25
konv2	0,83...1,00	1,38...1,73	0,91...1,13	1,03...1,23
div1	0,84...1,12	1,36...1,60	1,00...1,21	1,06...1,33
div2	0,83...1,00	1,45...1,61	1,00...1,16	1,07...1,29

Tabelle 6.2: C_D -Werte einzelner Konfigurationen in Abhängigkeit der Spaltweite und des Durchmessers im Vergleich zum C_D -Wert der glatten Durchblicklabyrinthdichtung bei kleiner Spaltweite ($s1$)

$C_{DKonfig}/C_{Ddb,glatt,s3}$	Parameterkombination			
Konfiguration	$s1, HCD1$	$s1, HCD2$	$s3, HCD1$	$s3, HCD2$
db	0,63...0,75	1,31...1,40	0,80...1,00	0,96...1,02
konv1	0,70...0,88	1,23...1,32	0,74...0,90	0,86...0,99
konv2	0,71...0,81	1,19...1,41	0,78...0,89	0,80...0,97
div1	0,70...0,89	1,12...1,36	0,82...0,97	0,91...1,04
div2	0,70...0,85	1,21...1,33	0,84...0,94	0,92...1,02

Tabelle 6.3: C_D -Werte einzelner Konfigurationen in Abhängigkeit der Spaltweite und des Durchmessers im Vergleich zum C_D -Wert der glatten Durchblicklabyrinthdichtung bei großer Spaltweite ($s3$)

Weiterhin zeigt sich in Abbildung 6.1 beim glatten Durchblicklabyrinth eine Zunahme der C_D -Werte mit steigender Spaltweite, die sich mit dem vergrößerten Strömungsquerschnitt erklären lässt. Auch beim Durchblicklabyrinth mit Honigwabenanstreifbelägen (Abbildung 6.2) kleinen

Durchmessers steigen die Durchflussbeiwerte mit zunehmender Spaltweite an. Bei großem Durchmesser hingegen nehmen die Durchflussbeiwerte mit steigender Spaltweite ab. Für alle Konfigurationen (vgl. Abbildung A0.1 im Anhang) ergeben sich die höchsten C_D -Werte bei großem Honigwabendurchmesser und kleiner Spaltweite. Die geringsten C_D -Werte resultieren bei kleinem Honigwabendurchmesser und kleiner Spaltweite. Dazwischen liegen die Konfigurationen großer Spaltweite, wobei die Durchflussbeiwerte in Kombination mit dem großen Honigwabendurchmesser über denen mit kleinem Honigwabendurchmesser liegen. Dabei wird die Zunahme bzw. Abnahme der Durchflussbeiwerte mit steigender Spaltweite von dem Verhältnis der Spaltweite zum Honigwabendurchmesser (s/HCD) bestimmt. In vorliegender Arbeit zeigt sich, gilt $s/HCD < 0,47$ nimmt der C_D -Wert mit steigender Spaltweite ab. Bei $s/HCD \geq 0,59$ steigen die Durchflussbeiwerte mit der Spaltweite an.

Das Auftreten der größten Durchflussbeiwerte bei kleiner Spaltweite und großem Honigwabendurchmesser lässt sich unter anderem damit erklären, dass bei dieser Kombination die Strömung entlang der Labyrinthflanke „ideal“ in die Honigwabenkavität geführt wird. Dort bildet sich ein gegenläufiger Wirbel aus, der entlang der stromab gelegenen Labyrinthflanke in die nächste Labyrinthkammer umgelenkt wird (vgl. Abbildung 6.3, links). Dadurch erhöht sich der „Carry-Over-Effekt“ mit der Folge maximaler C_D -Werte aufgrund einer geringeren Dissipation der kinetischen Energie. Im Vergleich zur kleinen Spaltweite ist bei großer Spaltweite und großem Honigwabendurchmesser (vgl. Abbildung 6.3, rechts) die Distanz zwischen der Labyrinthflanke und der Honigwabenkavität größer, wodurch die Strömung weniger gut geführt wird. Dadurch dissipiert mehr kinetische Energie und die C_D -Werte bei großer Spaltweite und großem Honigwabendurchmesser sind geringer als die bei kleiner Spaltweite und großem Honigwabendurchmesser. Unterstützt wird dies zudem durch die bei großer Spaltweite im Vergleich zu kleiner Spaltweite erhöhte Turbulenz. In Anwesenheit von Honigwabenanstreifbelägen wird diese durch die Interaktion der Hauptströmung mit der in die Honigwaben ein- und austretenden Strömung sowie dem erhöhten Impulsqueraustausch nochmals verstärkt. Damit einhergehend tritt eine erhöhte Dissipation der kinetischen Energie auf, die bei Anstreifbelägen großen Durchmessers bei großer Spaltweite zu geringeren C_D -Werten führt als bei kleiner Spaltweite.

Beim Vergleich der Kombinationen große Spaltweite und kleiner bzw. großer Honigwabendurchmesser zeigt sich, wie in Abbildung 6.4 dargestellt, dass die Strömung bei abnehmendem Honigwabendurchmesser (von links nach rechts) weniger tief in die Honigwabenkavitäten eindringt. Dies liegt zum einen an dem mit abnehmendem Durchmesser sinkenden Strömungsquerschnitt, der ein Eindringen der Strömung in die Honigwabenkavitäten erschwert. Zum anderen steht der Strömung bei kleinerem Honigwabendurchmesser innerhalb der Honigwabenkavitäten weniger Platz zur Wirbelbildung zur Verfügung. In der Folge wird zur Wirbelbildung innerhalb der Kavitäten zwangsläufig mehr kinetische Energie dissipiert, wodurch der C_D -Wert bei großer Spaltweite mit sinkendem Honigwabendurchmesser abnimmt.

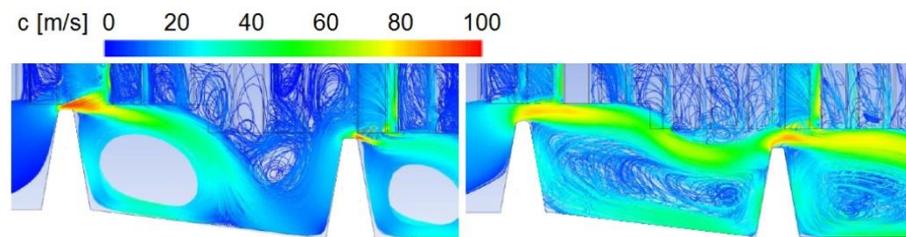


Abbildung 6.3: Wirbelbildung in einer Labyrinthdichtung mit Anstreifbelägen großen Durchmessers (*HCD2*) in Abhängigkeit der Spaltweite (links: $s1$; rechts: $s3$) (Basis: Numerik)

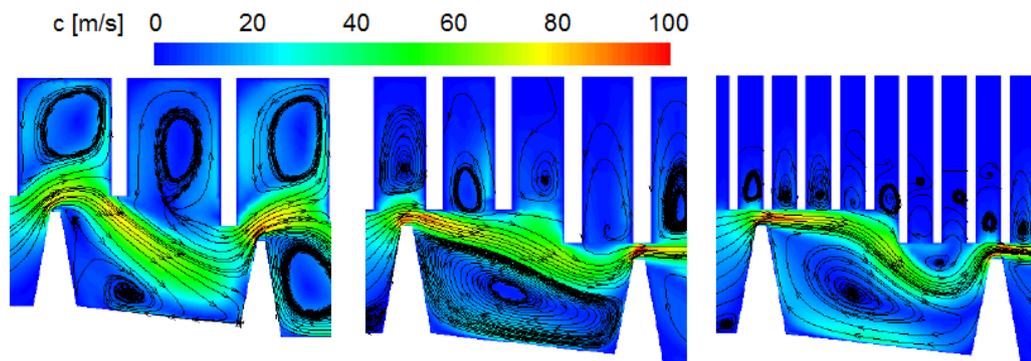


Abbildung 6.4: Eindringtiefe der Kammerwirbel in Abhängigkeit des Honigwabendurchmessers (*HCD3*, *HCD2*, *HCD1*) (Basis: Numerik)

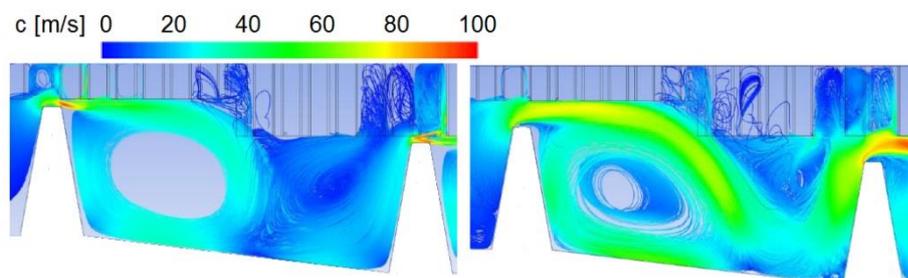


Abbildung 6.5: Wirbelbildung in einer Labyrinthdichtung mit Anstreifbelägen kleinen Durchmessers (*HCD1*) in Abhängigkeit der Spaltweite (links: $s1$; rechts: $s3$) (Basis: Numerik)

Bei kleiner Spaltweite in Kombination mit einem kleinen Honigwabendurchmesser (vgl. Abbildung 6.5 links) steht der Strömung ein relativ geringer Strömungsquerschnitt zu Verfügung, so dass das Eindringen der Strömung in die Honigwabenkavitäten erschwert ist. Dadurch tritt nur ein Teil der Strömung in die Honigwabenkavitäten ein und dissipiert kinetische Energie bei der Wirbelbildung. Der andere Teil strömt an den Honigwabenkavitäten entlang und dissipiert Energie durch deren erhöhte Rauigkeit. Als Folge sind die C_D -Werte der Konfigurationen mit Honigwabenanstreifbelägen kleinen Durchmessers und kleiner Spaltweite im Vergleich am geringsten. Ist der Honigwabendurchmesser extrem gering, dringt das Heißgas kaum mehr in die Honigwabenkavitäten ein und die Honigwabenanstreifbeläge stellen beim Vorbeiströmen kaum noch eine erhöhte Reibung dar. Dadurch entstehen ein Strömungsbild und C_D -Werte, die mit denen von

Labyrinthdichtungen ohne Anstreifbeläge vergleichbar sind (vgl. Allcock, 1999; Collins et al., 2006; Collins, 2007; Denecke, 2007; Yan et al., 2010, 2011a).

Beim Vergleich der C_D -Werte der Durchblick- und Stufenlabyrinth (siehe Abbildung A0.1 im Anhang) zeigt sich, dass der Einfluss der Konfiguration in Anwesenheit von Honigwabenanstreifbelägen wesentlich komplexer ist als bei Labyrinthdichtungen ohne Honigwabenanstreifbeläge. Bei diesen ergeben sich in der Regel bei gleicher Spaltweite für die Durchblicklabyrinth maximale Durchflussbeiwerte, bei konvergenter Durchströmung minimale Durchflussbeiwerte. Die Durchflussbeiwerte der entsprechenden divergenten Konfigurationen liegen für fast alle Konfigurationen dazwischen. Die Stufenhöhe hat bei Labyrinthdichtungen ohne Honigwabenanstreifbeläge nur einen relativ geringen Einfluss, führt jedoch nach Zimmermann und Wolff (1998) bei einem Verhältnis der Stufenhöhe zur Teilung von $STH/t= 0,075$ zu minimalen C_D -Werten. In Anwesenheit von Honigwabenanstreifbelägen gilt für die Durchflussbeiwerte nur in sehr seltenen Fällen der gleiche Zusammenhang wie ohne Honigwabenanstreifbeläge ($C_{D_{konv}} < C_{D_{div}} < C_{D_{db}}$). Vielmehr sind die C_D -Werte stark unterschiedlich und müssen in Abhängigkeit der Konfiguration *und* der Parameterkombination Spaltweite und Honigwabendurchmesser betrachtet werden. Dies zeigt auch Tabelle 6.4, in der die C_D -Werte in Abhängigkeit der Parameterkombination Spaltweite und Honigwabendurchmesser sowie der Konfiguration aufsteigend dargestellt sind.

Parameterkombination	C_D -Werte der Konfigurationen aufsteigend sortiert
<i>s1, HCD1</i>	db < div1 ≤ konv1 < konv2 ≤ div2 (< db, glatt)
<i>s1, HCD2</i>	(db, glatt <) konv1 < div2 ≤ div1 < konv2 < db
<i>s3, HCD1</i>	konv1 < db ≤ div1 ≤ konv2 < div2 (< db, glatt)
<i>s3, HCD2</i>	db ≤ konv1 ≤ konv2 ≤ div2 < (db, glatt <) div1

Tabelle 6.4: Auflistung der C_D -Werte in aufsteigender Reihenfolge in Abhängigkeit der Konfiguration und der Parameterkombination Spaltweite und Honigwabendurchmesser (gültig für *HCH2*)

Es fällt auf, dass die C_D -Werte für jede Parameterkombination eine unterschiedliche Reihung der Konfigurationen aufweisen. Dabei lässt sich auch bei alleiniger Betrachtung der Spaltweite bzw. des Honigwabendurchmessers keine Konfiguration ausmachen, die ohne Betrachtung des zweiten Parameters zu kleinen C_D -Werten führt. Somit lässt sich bei Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen keine allgemeingültige Aussage darüber treffen, welche Konfiguration und welche Stufenhöhe stets zu geringen C_D -Werten beitragen. Vielmehr müssen zur Auswahl einer Konfiguration mit möglichst geringen Durchflussbeiwerten im Einzelfall die Parameterkombinationen bzw. Verhältnisse der Spaltweite, des Honigwabendurchmessers und der Stufenhöhe betrachtet werden.

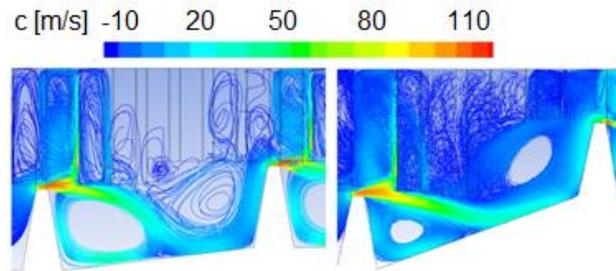


Abbildung 6.6: Strömungsumlenkung in divergenten Labyrinthdichtungen in Abhängigkeit von der Stufenhöhe ($STH1$, $STH2$) (Basis: Numerik)

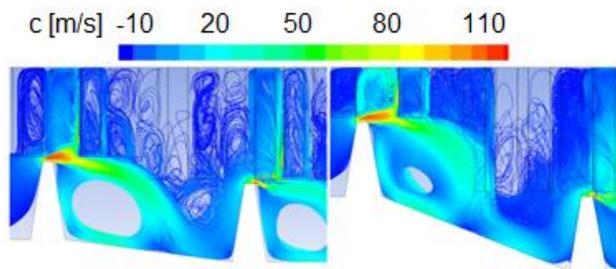


Abbildung 6.7: Strömungsumlenkung in konvergenten Labyrinthdichtungen in Abhängigkeit von der Stufenhöhe ($STH1$, $STH2$) (Basis: Numerik)

Dabei ist der Einfluss der Stufenhöhe nicht immer eindeutig (vgl. Abbildung A0.1 im Anhang) und relativ gering. So ergibt sich bei den divergenten Stufenlabirynthen im Mittel für alle Messwerte eine Reduzierung der Durchflussbeiwerte von lediglich 0,7% durch die Steigerung der Stufenhöhe von $STH/t=0,1$ auf $STH/t=0,3$. Die Abnahme der C_D -Werte mit steigender Stufenhöhe bei divergenter Durchströmung lassen sich dabei vor allem mit der verstärkten Dissipation innerhalb der Labyrinthkammern begründen. Wie Abbildung 6.6 zeigt, prallt die Strömung sowohl bei kleiner (links) als auch bei großer (rechts) Stufenhöhe auf den Kammerboden auf und bildet dort zwei gegenläufige, energiedissipierende Wirbel aus. Mit zunehmender Stufenhöhe dringt dabei ein Großteil des stromab liegenden, gegenläufigen Wirbels in die Honigwabenkavitäten ein. Dies fördert die Turbulenzintensität, steigert die Dissipation der kinetischen Energie und begünstigt damit abnehmende Durchflussbeiwerte. Weiterhin prallt die Strömung mit zunehmender Stufenhöhe stärker auf dem Kammerboden bzw. der stromab liegenden Flanke der Labyrinthspitze auf und erhöht dadurch die Dissipation kinetischer Energie. Bei geringer Stufenhöhe in Kombination mit großen Spaltweiten kann die stromab liegende Labyrinthspitze, ähnlich wie bei Durchblicklabirynthen, hingegen fast ungehindert überströmt werden. Dies fördert den „Carry-Over-Effekt“ und führt bei divergenten Stufenlabirynthdichtungen zu tendenziell zunehmenden C_D -Werten mit abnehmender Stufenhöhe. Insgesamt ist der Einfluss der Stufenhöhe bei divergenten Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen jedoch gering.

Auch bei konvergenten Stufenlabirynthen mit Honigwabenanstreifbelägen zeigt sich nur ein geringer Einfluss der Stufenhöhe auf die C_D -Werte. So ergibt sich durch eine Steigerung der Stufenhöhe von $STH/t=0,1$ auf $STH/t=0,3$ bei konvergenter Durchströmung der Labyrinthdichtun-

gen mit Honigwabenanstreifbelägen im Mittel für alle Messwerte lediglich eine Zunahme der C_D -Werte um 2,7%. Dieser Effekt ist auf die bei großer Stufenhöhe verbesserte Strömungsführung entlang der Stufe zurückzuführen. Wie Abbildung 6.7 zeigt, kann die Strömung an einer großen Stufe (rechts) besser geführt werden als an einer kleinen Stufe, weist dadurch innerhalb der Labyrinthkammer und den Honigwabenkavitäten geringere Turbulenzen auf, mit der Folge einer geringeren Energiedissipation. Tendenziell steigen daher mit zunehmender Stufenhöhe die C_D -Werte konvergenter Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen an.

Beim Vergleich der konvergenten und divergenten Durchströmung bei gleicher Stufenhöhe zeigen sich bei kleiner Stufenhöhe für die divergenten Konfigurationen bis zu 11% höhere C_D -Werte (z.B. div1 und konv1 in Abbildung A0.1 im Anhang). Dies lässt sich mit einer besseren Strömungsführung innerhalb der Labyrinthkammern bei divergenter Durchströmung erklären, die zu geringeren Verlusten und einem höheren „Carry-Over-Effekt“ beiträgt. Bei großer Stufenhöhe sind die Durchflussbeiwerte der konvergenten Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen um bis zu 10% höher als die der entsprechenden divergenten Labyrinthdichtungen, was wiederum auf die verbesserte Strömungsführung konvergenter Labyrinthdichtungen bei großer Stufenhöhe zurückzuführen ist. Insgesamt beeinflusst die Konfiguration die Ausbildung der C_D -Werte bei Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen wesentlich geringer als bei Labyrinthdichtungen ohne Honigwabenanstreifbeläge.

Zur Verdeutlichung des Einflusses der Honigwabenhöhe auf den Durchflussbeiwert von Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen sind in Abbildung 6.8 und Abbildung 6.9 beispielhaft die C_D -Werte konvergenter und divergenter Stufenlabyrinthdichtungen bei kleiner bzw. großer Honigwabenhöhe dargestellt. Beim Vergleich fällt sofort auf, dass der Einfluss der Honigwabenhöhe nicht eindeutig ist und in Kombination mit anderen geometrischen Parametern (hier: Spaltweite und Honigwabendurchmesser) betrachtet werden muss. So liegen die C_D -Werte bei kleiner Spaltweite und kleinem Honigwabendurchmesser (vgl. Abbildung 6.8) sowohl für die divergenten als auch für die konvergenten Stufenlabyrinthdichtungen bei großer Honigwabenhöhe unterhalb derer bei kleiner Honigwabenhöhe. Gleiches gilt für konvergente Stufenlabyrinthdichtungen bei kleiner Spaltweite und großem Honigwabendurchmesser (vgl. Abbildung 6.9). Bei den divergenten Stufenlabyrinthdichtungen kleiner Spaltweite in Kombination mit einem großen Durchmesser steigen die Durchflussbeiwerte mit zunehmender Honigwabenhöhe hingegen an. Dennoch ist der Rückschluss steigender Durchflussbeiwerte mit steigender Honigwabenhöhe bei divergenten Stufenlabyrinth kleiner Spaltweite und großen Honigwabendurchmessers falsch. So zeigen sich für die divergenten Stufenlabyrinth (und auch für die Durchblicklabyrinthdichtungen) bei mittlerer Honigwabenhöhe und der Parameterkombination kleine Spaltweite und großer Honigwabendurchmesser oftmals maximale Durchflussbeiwerte (vgl. Abbildung A0.1 im Anhang).

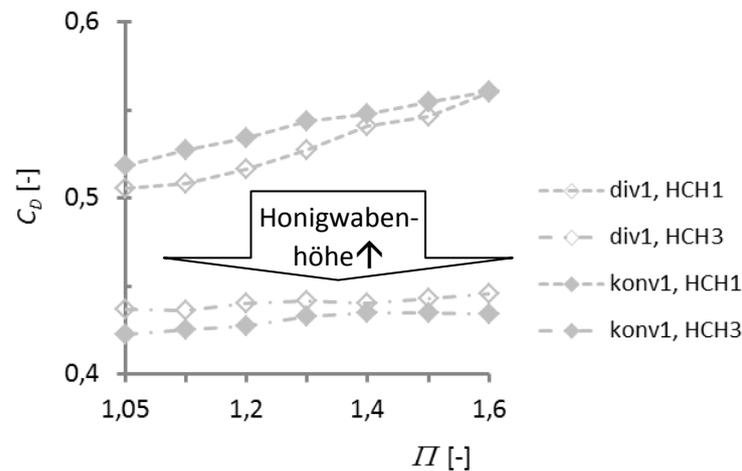


Abbildung 6.8: Einfluss des Druckverhältnisses und der Honigwabenhöhe auf den C_D -Wert von Stufenlabyrinthdichtungen bei kleiner Spaltweite und kleinem Durchmesser ($s1$, $HCD1$) (Basis: Experiment)

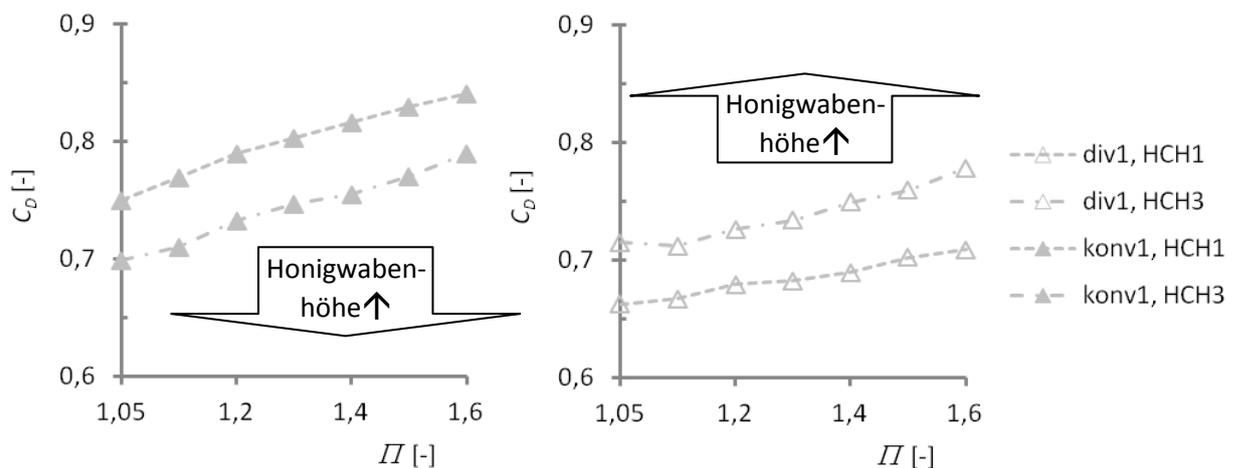


Abbildung 6.9: Einfluss des Druckverhältnisses und der Honigwabenhöhe auf den C_D -Wert konvergenter (links) und divergenter (rechts) Stufenlabyrinthdichtungen bei kleiner Spaltweite und großem Durchmesser ($s1$, $HCD2$) (Basis: Experiment)

Dies lässt sich mit der in Abbildung 6.10 am Beispiel divergenter Stufenlabyrinth dargestellt Strömungsform innerhalb der Honigwabenkavitäten und der Labyrinthkammern erklären. In diesem Fall bildet sich bei kleiner (links) und großer (rechts) Honigwabenhöhe innerhalb der Labyrinthkammer ein deutlicher rückströmender Wirbel aus, der einen Großteil der kinetischen Energie dissipiert. Bei mittlerer Honigwabenhöhe ist der Wirbel innerhalb der Labyrinthkammer wesentlich geringer ausgeprägt. Dadurch wird weniger kinetische Energie dissipiert, die Strömung kann die stromab liegende Labyrinthspitze leichter überströmen und trägt damit bei mittlerer Honigwabenhöhe zu einem erhöhten „Carry-Over-Faktor“ in Verbindung mit höheren C_D -Werten bei. Bei kleiner Spaltweite in Kombination mit einem kleinen Honigwabendurchmesser

zeigen sich hingegen für die Durchblick- sowie die divergenten Stufenlabyrinth bei mittlerer Honigwabenhöhe minimale C_D -Werte. Dies ist wiederum mit der Strömungsführung innerhalb der Labyrinthkammern und der Honigwabenkavitäten zu begründen, die bei mittlerer Honigwabenhöhe, kleiner Spaltweite und kleinem Honigwabendurchmesser zu maximalen Verlusten und damit zu den minimalen C_D -Werten führt.

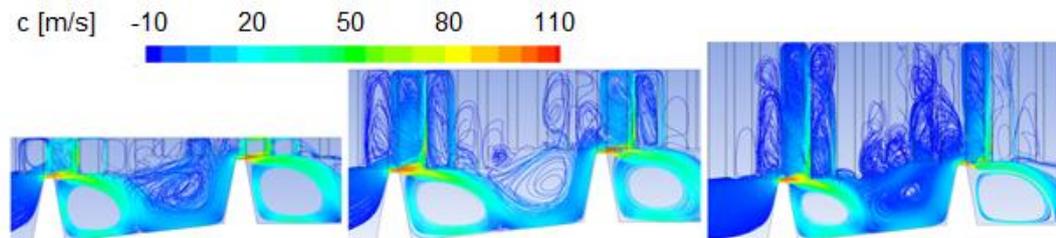


Abbildung 6.10: Strömungsausbildung in divergenten Stufenlabyrinthen (div1, $s1$, $HCD2$) in Abhängigkeit der Honigwabenhöhe ($HCH1$, $HCH2$, $HCH3$) (Basis: Numerik)

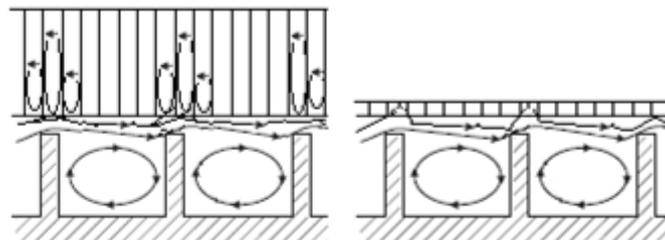


Abbildung 6.11: Schematische Wirbelbildung in einer Durchblicklabyrinthdichtung großer Spaltweite in Abhängigkeit von der Honigwabenhöhe (modifiziert nach Schramm, 2010)

Die leichte Reduzierung der Durchflussbeiwerte mit steigender Honigwabenhöhe bei konvergenter Durchströmung sowie bei Durchblicklabyrinthen großer Spaltweite lässt sich mit der in Abbildung 6.11 dargestellten verstärkten Dissipation der kinetischen Energie bei großer Höhe erklären. Während sich bei großer Honigwabenhöhe (Abbildung 6.11 links) in den Honigwabenkavitäten gegenläufige Wirbel ausbilden, die mit der Hauptströmung interagieren, tritt bei kleiner Honigwabenhöhe (Abbildung 6.11 rechts) hingegen fast keine Wirbelbildung auf. Die Strömung tritt zwar in die Honigwaben ein, findet dort aber nicht genug Platz zur Ausbildung eines energiedissipierenden Wirbels. Stattdessen prallt die Strömung, ähnlich wie bei Labyrinthdichtungen ohne Honigwabenanstreifbeläge, an der Statoroberfläche auf, wird in den Labyrinthspalt und in Richtung der nachfolgenden Labyrinthkammer abgelenkt und verstärkt dadurch den „Carry-Over-Effekt“. Aufgrund der bei geringer Honigwabenhöhe fehlenden Wirbelbildung innerhalb der Honigwabenkavitäten führt dies zu einer wesentlich geringeren Dissipation der kinetischen Energie sowie einer verringerten Interaktion der Haupt- und der Honigwabenströmung. In der Folge nehmen die Durchflussbeiwerte mit sinkender Honigwabenhöhe zu. Gleiches gilt für alle Konfigurationen bei großer Spaltweite und kleinem Durchmesser, für die Durchblicklabyrinth

großer Spaltweite und großen Honigwabendurchmessers sowie für die konvergenten (konv1 und konv2) und die divergente Stufenlabyrinthdichtung großer Stufenhöhe.

Zusammenfassend lässt sich damit kein eindeutiger Einfluss der Honigwabenhöhe auf den Durchflussbeiwert von Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen feststellen. Vielmehr zeigt ein Vergleich der einzelnen Diagramme in Abbildung A0.1 (im Anhang), dass der Durchflussbeiwert von Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen von einer Vielzahl an Parametern sowie insbesondere der Kombination der Parameter abhängig ist.

Dies zeigen auch Abbildung 6.12 bis Abbildung 6.16, in denen der Durchflussbeiwert von Durchblick- sowie konvergenten und divergenten Stufenlabyrinthen mit Honigwabenanstreifbelägen in Abhängigkeit der Parameterverhältnisse Honigwabendurchmesser zu Spaltweite, Honigwabenhöhe zu Spaltweite, Labyrinthspitzenbreite zu Spaltweite, Teilung zu Spaltweite und Stufenhöhe zu Spaltweite dargestellt sind. Dabei zeigt sich bereits auf den ersten Blick eine sehr komplexe Abhängigkeit des Durchflussbeiwertes von den geometrischen Verhältniswerten. Dennoch lässt sich aber für jede Parameterkombination mindestens ein Verhältniswert finden (vgl. Tabelle 6.5), der zu einem lokalen bzw. globalen Minimum des C_D -Wertes führt. Die Tatsache, dass bei divergenten und konvergenten Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen identische Verhältniswerte zu minimalen C_D -Werten führen und diese zudem ähnlich bzw. identisch mit denen der Durchblicklabyrinth sind, unterstreicht die bereits im Vorhergehenden beschriebene Tatsache, dass die Labyrinthart (Durchblick-, konvergentes oder divergentes Stufenlabyrinth) anders als bei Labyrinthdichtungen ohne Honigwabenanstreifbeläge nur von untergeordneter Bedeutung für die Ausbildung des C_D -Wertes von Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen ist. Von wesentlich größerer Bedeutung für den Durchflussbeiwert von Labyrinthdichtungen mit Anstreifbelägen sind hingegen die geometrischen Parameter Spaltweite, Honigwabendurchmesser, Spitzenbreite und Teilung sowie deren Verhältniswerte (vgl. Tabelle 6.5).

Geometrische Verhältnisse	Labyrinthkonfiguration mit Honigwabenanstreifbelägen		
	Durchblicklabyrinth	Divergentes Stufenlabyrinth	Konvergentes Stufenlabyrinth
HCD/s	2,6	2,5	2,5
HCH/s	16 (6)	15 (28)	15 (28)
b/s	1,6	1,5	1,5
t/s	32	30	30
STH/s	-	3 (10,5)	3 (10,5)

Tabelle 6.5: Verhältniswerte der globalen (lokalen) Minima für eine durchflussoptimierte Gestaltung (geringe C_D -Werte) von Durchblick- und Stufenlabyrinthen mit Honigwabenanstreifbelägen

Eine Bestätigung der Verhältniswerte aus Tabelle 6.5 liefern u.a. Wittig et al. (1989), die bei der Untersuchung von sechsspitzigen ebenen Durchblicklabyrinthen mit Honigwabenanstreifbelägen (Durchmesser 0,8 mm; 1,6 mm und 3,2 mm) herausfanden, dass sich bei einem Verhältnis des Honigwabendurchmessers zur Spaltweite von $HCD/s = 2,6$ minimale Durchflussbeiwerte ergeben. Bei größeren Verhältnissen dominiert der Einfluss des vergrößerten Strömungsquerschnittes und mindert dadurch den Einfluss der erhöhten Rauigkeit der Anstreifbeläge. Bei kleinen Verhältnissen hingegen nimmt der Rauigkeitseinfluss der Honigwabenanstreifbeläge ab und die Anstreifbeläge besitzen weder einen leakagesteigernden noch einen leakagemindernden Einfluss (vgl. Wittig et al., 1999). Eine Einordnung des Verhältnisses Honigwabenhöhe zu Spaltweite ist aufgrund fehlender Referenzen in der Literatur nicht möglich.

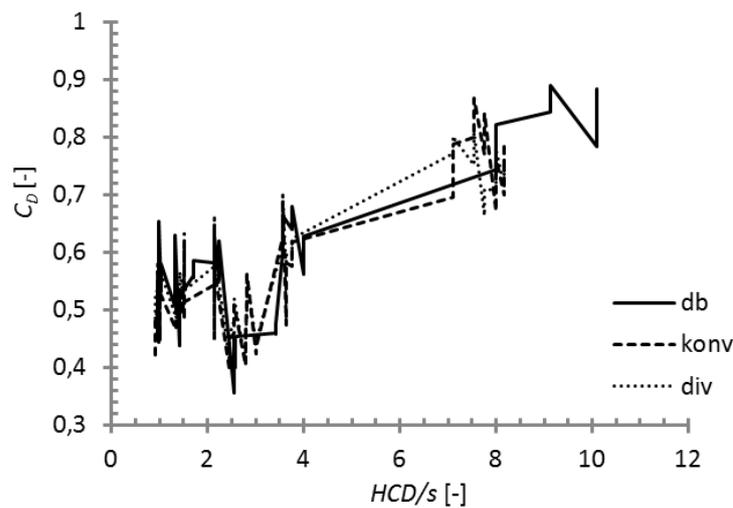


Abbildung 6.12: C_D -Werte von Durchblick- und Stufenlabyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen in Abhängigkeit des Verhältnisses Honigwabendurchmesser zu Spaltweite (HCD/s)

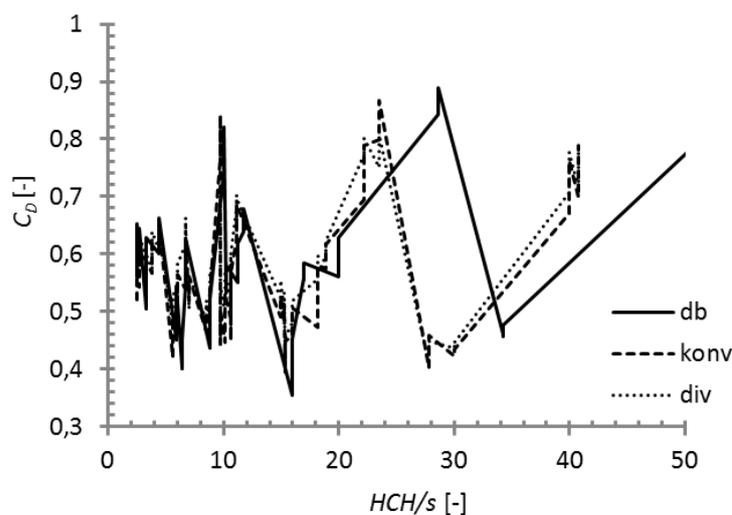


Abbildung 6.13: C_D -Werte von Durchblick- und Stufenlabyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen in Abhängigkeit des Verhältnisses Honigwabenhöhe zu Spaltweite (HCH/s)

Bei der Betrachtung der geometrischen Verhältniswerte (b/s ; t/s ; STH/s) zeigen sich für die Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen teilweise ähnliche Verhältniswerte wie für Labyrinthdichtungen ohne Honigwabenanstreifbeläge. So zeigt z.B. die Arbeit von Schramm (2010), dass ein Verhältnis der Stufenhöhe zur Spaltweite von $STH/s = 2,5 \dots 4,5$ bei Labyrinthdichtungen ohne Honigwabenanstreifbeläge zu minimalen C_D -Werten führt. Das Verhältnis der Labyrinthspitzenbreite zur Spaltweite gaben Zimmermann und Wolff (1998) für Labyrinthdichtungen ohne Anstreifbeläge mit $b/s = 1,2$ an, um möglichst geringe C_D -Werte zu erzielen. Die etwas höheren Verhältniswerte in Anwesenheit von Honigwabenanstreifbelägen deuten darauf hin, dass die Spaltweite bei Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen im Vergleich zu Labyrinthdichtungen ohne Honigwabenanstreifbeläge von etwas geringerer Bedeutung für die Reibungsverluste ist, da diese vorrangig durch die Rauigkeit der Honigwabenanstreifbeläge bestimmt werden. Insgesamt liegt das Verhältnis der Labyrinthspitzenbreite zur Spaltweite trotz allem bei Labyrinthdichtungen ohne und mit Honigwabenanstreifbelägen in einem vergleichbaren Bereich. Anders verhält es sich mit dem Verhältnis Teilung zur Spaltweite. Während sich bei Schramm (2010) für Labyrinthdichtungen ohne Honigwabenanstreifbeläge bei einem Verhältnis der Teilung zur Spaltweite von $t/s = 6$ (bei großer Spaltweite) bzw. $t/s = 12$ (bei kleiner Spaltweite) minimale C_D -Werte ergaben, zeigen die in der vorliegenden Arbeit untersuchten Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen bei einem Verhältnis der Teilung zur Spaltweite von $t/s = 32$ (Durchblicklabyrinth) bzw. $t/s = 30$ (Stufenlabyrinth) minimale Durchflussbeiwerte. Das wesentlich größere Verhältnis der Teilung zur Spaltweite in Anwesenheit von Honigwabenanstreifbelägen lässt sich darauf zurückführen, dass durch die erhöhte Reibung in Anwesenheit von Honigwabenanstreifbelägen auch in großen Labyrinthkammern ein Großteil an kinetischer Energie dissipiert. Ohne Honigwabenanstreifbeläge hingegen führen große Kammern zu einem erleichterten Überströmen der stromab gelegenen Labyrinthspitze, da sich weniger komplexe Wirbel innerhalb der Labyrinthkammern ausbilden. Weiterhin findet bei Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen eine Interaktion der Hauptströmung mit der Strömung innerhalb der Honigwabenkavitäten statt, die zu einer zusätzlichen Dissipation der kinetischen Energie beiträgt.

Zusammenfassend liefern Abbildung 6.12 bis Abbildung 6.16 und Tabelle 6.5 damit Anhaltswerte für die Verhältnisse Honigwabendurchmesser, -höhe, Spitzenbreite, Teilung und Stufenhöhe zur Spaltweite, die zu einer qualitativen Verbesserung zukünftiger Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen verwendet werden können, da sie das Erreichen minimaler Durchflussbeiwerte ermöglichen. Da Leckageverluste in Labyrinthdichtungen immer auch eine geringere Leistung und einen erhöhten spezifischen Treibstoffbedarf bedeuten, stellen die Verhältniswerte in Tabelle 6.5 einen wichtigen Beitrag zur Erhöhung des Wirkungsgrades einer Labyrinthdichtung und damit des Gesamtwirkungsgrades einer Maschine dar.

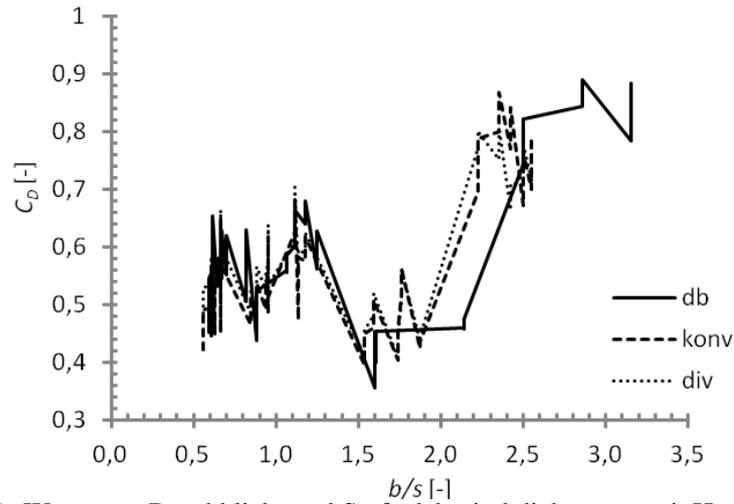


Abbildung 6.14: C_D -Werte von Durchblick- und Stufenlabyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen in Abhängigkeit des Verhältnisses Labyrinthspitzenbreite zu Spaltweite (b/s)

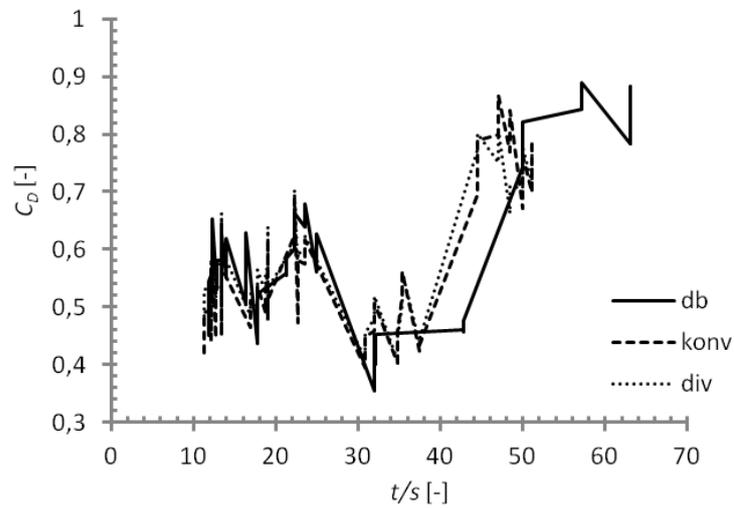


Abbildung 6.15: C_D -Werte von Durchblick- und Stufenlabyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen in Abhängigkeit des Verhältnisses Teilung zu Spaltweite (t/s)

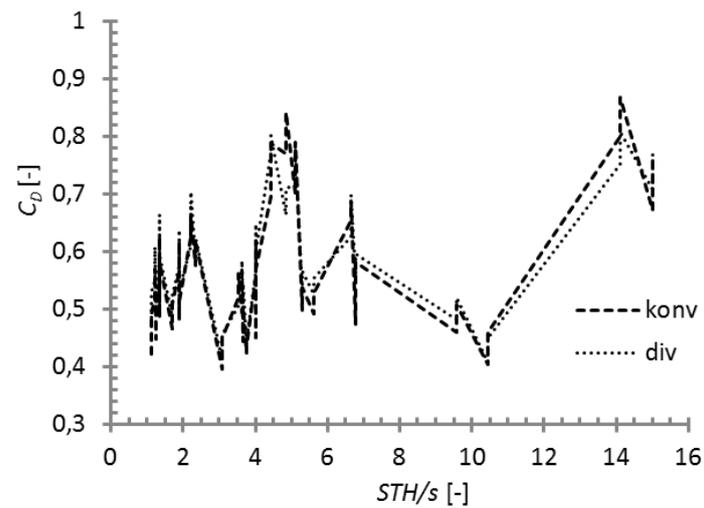


Abbildung 6.16: C_D -Werte von Durchblick- und Stufenlabyrinthdichtung mit Honigwabenanstreifbelägen in Abhängigkeit des Verhältnisses Stufenhöhe zu Spaltweite (STH/s)

6.1.2 Einflüsse auf die Temperaturverteilung und die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten von Rotor und Stator

Analog zur Analyse der Durchflusscharakteristik werden im Folgenden die Einflüsse der in Tabelle 6.1 zusammengefassten Parameter auf die Wärmeübergangscharakteristik von Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen untersucht. Die Analyse erfolgt in Anlehnung an vorhergehende Arbeiten zum Wärmeübergang von Labyrinthdichtungen (z.B. Wittig et al., 1999) anhand der (normierten) lokalen Wärmeübergangskoeffizienten von Rotor und Stator sowie deren globaler Nusseltzahlen. Dabei sind lokale Wärmeübergangszahlen bei der Auslegung von Labyrinthdichtungen insbesondere für die Bestimmung von temperaturbedingten Eigenspannungen notwendig. Zur Bestimmung des Wärmestroms von der Strömung in die Labyrinthdichtung und die umgebenden Bauteile sind hingegen die gemittelten Nusseltzahlen am besten geeignet.

Es bleibt zu erwähnen, dass die Definition einer Bezugstemperatur zur Bestimmung von Wärmeübergangszahlen bei Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen ähnlich wie bei Labyrinthdichtungen ohne Honigwabenanstreifbeläge problematisch und kompliziert ist. Zum einen treten im Fluid, das durch die Labyrinthdichtung strömt, starke Temperaturgradienten durch die Kühlung, die hohen Strömungsgeschwindigkeiten sowie die Rezirkulationsgebiete auf. Ebenso ist der Rotor fast vollständig von Kammerwirbeln bedeckt, während der Stator von der Strömung innerhalb der Honigwabenkavitäten umgeben ist. Da die Wirbelbildung mit der Dissipation kinetischer Energie einhergeht, sind die Strömungstemperaturen in den Kammerwirbeln und den Honigwabenwirbeln unterschiedlich (vgl. z.B. Abbildung 6.19). Um diesem Umstand Rechnung zu tragen, wurden die Wärmeübergangszahlen in der vorliegenden Arbeit in Anlehnung an frühere Arbeiten am ITS (z.B. Schelling, 1988; Waschka, 1991; Scherer, 1994; Wittig et al., 1999) mit den für die Kammern gemittelten absoluten Strömungstemperaturen unter Vernachlässigung der Recoverytemperaturen berechnet. Da das anliegende Gesamtdruckverhältnis keinen nennenswerten Einfluss auf den qualitativen Verlauf der Wärmeübergangszahlen besitzt (vgl. auch Wittig et al., 1999) und sich sowohl für den Rotor als auch für den Stator lediglich das absolute Niveau der Wärmeübergangszahlen mit steigendem Druckverhältnis zu höheren Werten verschiebt, erfolgt die Darstellung der normierten lokalen Wärmeübergangszahlen für das maximale Druckverhältnis von $I= 1,6$. Die Darstellung der globalen Nusseltzahlen erfolgt typischerweise in doppeltlogarithmischer Auftragung als Funktion der Reynoldszahl. Die in den Abbildungen enthaltenen Pfeile geben die Richtung an, in die sich die normierten lokalen Wärmeübergangszahlen, im Folgenden nur als lokale Wärmeübergangszahlen bezeichnete, bzw. globalen Nusseltzahlen durch Steigerung des im Pfeil angegebenen Parameters verändern.

Beim Betrachten von Abbildung 6.17, Abbildung 6.18, Abbildung A0.2 (im Anhang) und Abbildung A0.3 (im Anhang) zeigt sich für viele Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen unabhängig von der Konfiguration sowohl für die lokalen Wärmeübergangszahlen der Stator-

ren als insbesondere auch für die der Rotoren ein nahezu M-förmiger Verlauf mit Maxima im Bereich der Labyrinthspitzen (vgl. Abbildung 6.18).

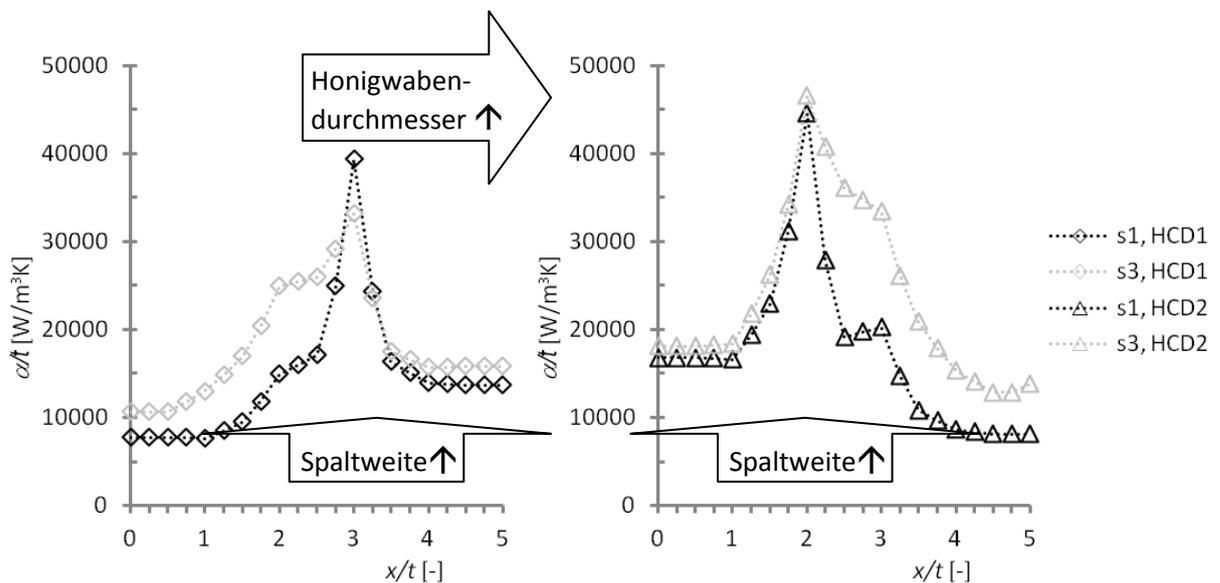


Abbildung 6.17: Normierte lokale Wärmeübergangszahlen des Stators einer Stufenlabyrinthdichtung (konv2) mit Honigwabenanstreifbelägen (*HCH2*) in Abhängigkeit der Spaltweite, des Honigwabendurchmessers und der Lauflänge x/t (mit den Labyrinthspitzen bei $x/t=2$ und $x/t=3$) (Basis: Experiment)

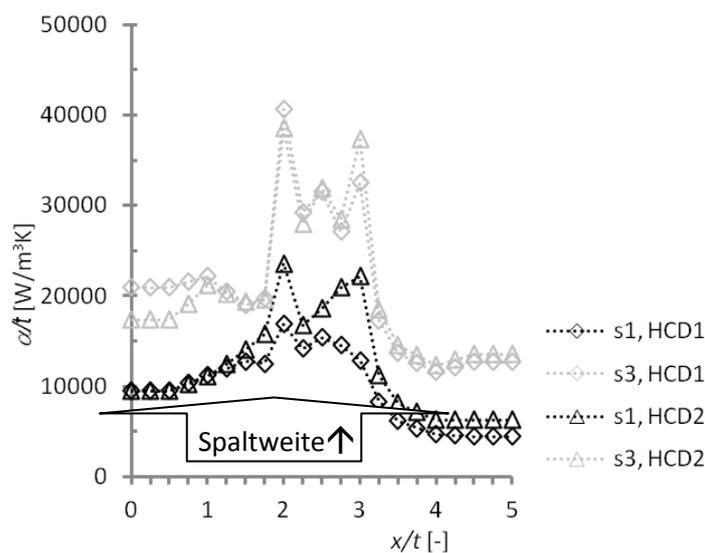


Abbildung 6.18: Normierte lokale Wärmeübergangszahlen des Rotors einer Stufenlabyrinthdichtung (konv2) mit Honigwabenanstreifbelägen (*HCH2*) in Abhängigkeit der Spaltweite, des Honigwabendurchmessers und der Lauflänge x/t (mit den Labyrinthspitzen bei $x/t=2$ und $x/t=3$) (Basis: Experiment)

So steigen die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten vor der ersten Spitze aufgrund der Beschleunigung der Strömung an und erreichen über der ersten Spitze durch die Ausbildung eines Staupunktes ein (globales) Maximum. Nach der ersten Spitze fallen die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten durch die Reduzierung der Gastemperatur und der Strömungsgeschwindigkeit

keit. Vor der zweiten Spitze nehmen die α -Zahlen wegen der Zunahme der Axialgeschwindigkeit infolge der Verengung des Strömungsquerschnittes über der Spitze, der damit verbundenen Zunahme der kinetischen Energie und der Ausbildung eines weiteren Staupunktes wieder zu (vgl. auch Schelling, 1988). Staupunkte und damit lokale Maxima der α -Zahlen der Rotoren sind teilweise auch im Bereich der Stufe vorzufinden. Diese sind auf die Umlenkung der Strömung entlang der Stufe in Richtung Labyrinthboden sowie dem Auftreffen der Kammerwirbel auf dem Kammerboden zurückzuführen und besonders bei großer Stufenhöhe und konvergenter Durchströmung von Labyrinthdichtungen deutlich zu erkennen (vgl. Abbildung 6.18). Das lokale Minimum der Wärmeübergangskoeffizienten der Statoren im Bereich der Stufe erscheint widersprüchlich, lässt sich aber mit der Ausbildung einer Wirbelstruktur vor der Stufe erklären, die die Wand durch eine Scherschicht in der Strömung von der Hauptströmung abschirmt und damit zu einem geringen Wärmeübergang beiträgt (vgl. Jacobsen, 1987). Analog lassen sich bei den Durchblicklabyrinthen mit Honigwabenanstreifbelägen die Minima der lokalen Wärmeübergangszahlen von Rotor und Stator im Bereich der Stufe bzw. der Kammer auf das Ablösen der Strömung von der Kontur zurückführen. Im Vergleich von Rotor und Stator sinken die lokalen Wärmeübergangszahlen am Stator wesentlich geringer ab, da die Ablösung der Strömung vermindert ist und zudem die damit verbundene Reduzierung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten von der erhöhten Reibung durch die Honigwabenanstreifbeläge und die damit verbundene erhöhte Turbulenz und Dissipation überlagert wird. Bei der Analyse von Abbildung A0.2 (im Anhang) ist beim Vergleich der Durchblicklabyrinth mit und ohne Honigwabenanstreifbeläge erkennbar, dass die Honigwabenanstreifbeläge zu einer Reduzierung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten des Stators beitragen. Zudem lässt sich bei allen Konfigurationen beobachten, dass die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten des Stators ebenso wie die C_D -Werte tendenziell stärker vom Honigwabendurchmesser als von der Spaltweite beeinflusst werden (vgl. auch Abbildung 6.19 und Abbildung 6.20; Ergebnisse numerischer Berechnungen). So liegen die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten des Stators bei großer Spaltweite und großem Durchmesser über denen bei kleiner Spaltweite und großem Durchmesser. Diese liegen schließlich über den lokalen Wärmeübergangskoeffizienten des Stators bei großer Spaltweite und kleinem Honigwabendurchmesser. Die Kombination kleine Spaltweite und kleiner Honigwabendurchmesser führt zu den geringsten lokalen Wärmeübergangskoeffizienten des Stators. Dieses Verhalten erklärt sich zum einen mit dem bei großem Honigwabendurchmesser und großer Spaltweite erleichterten Eindringen der Strömung in die Honigwabenkavitäten. Zum anderen bieten große Honigwabendurchmesser im Vergleich zu kleinen Honigwabendurchmessern der Strömung mehr Platz zur Wirbelbildung (vgl. Abbildung 6.3). In der Folge dringen die Wirbel tiefer in die Kavitäten ein und es bleibt kaum Platz zur Ausbildung einer isolierenden Gasschicht oberhalb der Honigwabenwirbel. Bei kleinem Honigwabendurchmesser dringen die Wirbel dagegen weniger tief in die Honigwabenkavitäten ein. Außerdem wirkt sich das darüber liegende Gas isolierend auf den Sta-

tor aus (vgl. auch Wittig et al., 1999). Weiterhin bewirkt das oberhalb der Honigwabenwirbel liegende Gas eine Verminderung der Schubspannung direkt am Stator, was zu einer zusätzlichen Reduzierung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten beiträgt (vgl. Yan et al., 2011b). Bei großer Stufenhöhe und divergenter Strömungsrichtung führt im Gegensatz zu den anderen Konfigurationen mit Honigwabenanstreifbelägen die Parameterkombination große Spaltweite und kleiner Honigwabendurchmesser zu einem maximalen lokalen Wärmeübergangskoeffizient über der ersten Spitze. Da sich dieses Verhalten nicht mit der Strömungsbildung erklären lässt, bleibt zu vermuten, dass bei dieser Konfiguration die Dissipation und der Impulsqueraustausch im Bereich der Statorwand sehr groß sind und damit die Maxima der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten über der ersten Labyrinthspitze bewirken.

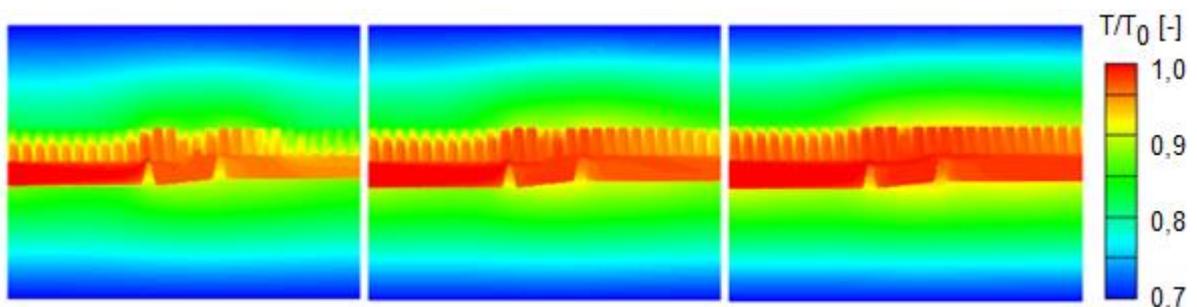


Abbildung 6.19: Einfluss der Spaltweite ($s1$, $s2$, $s3$) auf die Temperaturverteilung einer divergenten Stufenlabyrinthdichtung (div1) mit Honigwabenanstreifbelägen (HCD2, HCH2) (Basis: Numerik)

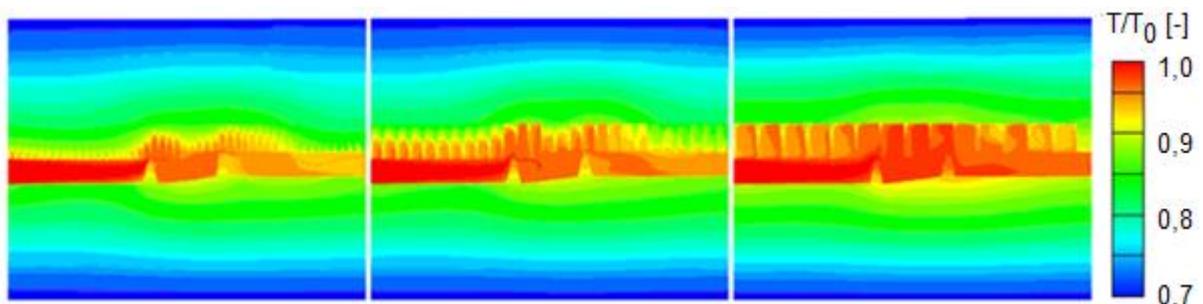


Abbildung 6.20: Einfluss des Honigwabendurchmessers (HCD1, HCD2, HCD3) auf die Temperaturverteilung einer divergenten Stufenlabyrinthdichtung (div1, $s1$) mit Honigwabenanstreifbelägen (HCH2) (Basis: Numerik)

Die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten der Rotoren zeigen in Abbildung A0.3 (im Anhang) bei den Durchblicklabyrinthen unabhängig von der Anwesenheit der Honigwabenanstreifbeläge vergleichbar hohe Werte. Da die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten des Rotors wesentlich von der Strömungsbildung innerhalb der Labyrinthkammern geprägt sind, deutet dies darauf hin, dass die Honigwabenanstreifbeläge diese nur geringfügig beeinflussen. Daneben weisen alle Konfigurationen bei großer Spaltweite unabhängig vom Honigwabendurchmesser größere Werte als bei kleiner Spaltweite auf. Demnach besitzt die Spaltweite beim Rotor einen größeren Einfluss auf die Ausbildung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten als der Honigwaben-

durchmesser. Insgesamt lässt sich bei den Rotoren eine Zunahme der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten mit steigender Spaltweite und steigendem Honigwabendurchmesser feststellen (vgl. Abbildung A0.3 im Anhang). Im Vergleich liegen die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten der Rotoren bei großer Spaltweite und großem Honigwabendurchmesser aufgrund des höheren Massenstroms über denen bei großer Spaltweite und kleinem Durchmesser. Minimale lokale Wärmeübergangskoeffizienten der Rotoren treten bei kleiner Spaltweite und kleinem Honigwabendurchmesser auf, wobei die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten der Rotoren bei kleiner Spaltweite und großem Durchmesser nur geringfügig höher sind. Der bei den Rotoren im Gegensatz zu den Statorn größere Einfluss der Spaltweite im Vergleich zum Honigwabendurchmesser erscheint logisch, da der Honigwabendurchmesser maßgeblich die Strömung innerhalb der Honigwabenkavitäten und damit die Strömung im Bereich des Stators bestimmt. Die Spaltweite hingegen bestimmt die Turbulenz innerhalb der Labyrinthkammern (vgl. Abbildung 6.5) und ist damit maßgeblich für die Ausbildung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten des Rotors verantwortlich.

Bei der Betrachtung der einzelnen Konfigurationen in Abbildung A0.2 und Abbildung A0.3 (beide im Anhang) zeigt sich, dass die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten der Rotoren und Statorn der einzelnen Konfigurationen von gleicher Größenordnung sind, was darauf schließen lässt, dass die Konfiguration nur einen geringen Einfluss auf die Ausbildung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten von Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen besitzt. Vielmehr bilden sich in Anwesenheit von Honigwabenanstreifbelägen unabhängig von der Konfiguration sehr komplexe und diffuse Strömungsfelder aus. Da diese trotz allem grundlegende Ähnlichkeiten aufweisen, sind die Unterschiede der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit der Konfiguration nur gering. Dies entspricht auch den Erkenntnissen bezüglich der Wärmeübergangscharakteristik von Labyrinthdichtungen ohne Honigwabenanstreifbeläge (vgl. z.B. Jacobsen, 1987), die sich ebenso mit der grundsätzlichen Ähnlichkeit der Labyrinthströmungen in Verbindung bringen lässt.

Einen wesentlichen Einfluss auf die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten und die Temperaturverteilung, insbesondere auf die des Stators, besitzt hingegen die Honigwabenhöhe, was Abbildung 6.21 und Abbildung 6.23 beispielhaft zeigen (vgl. auch Abbildung A0.2 im Anhang). So treten am Stator unabhängig von der Konfiguration bei kleiner Honigwabenhöhe im Schnitt um ca. 2,5-mal so hohe lokale Wärmeübergangskoeffizienten auf wie bei großer Honigwabenhöhe. Zudem ist der Verlauf der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten bei großer Honigwabenhöhe wesentlich flacher als bei kleiner Honigwabenhöhe, da sich bei großer Honigwabenhöhe keine Staupunkte mehr auf dem Stator ausbilden (vgl. Abbildung 6.24 und Abbildung 6.25). Vielmehr bildet sich die u.a. von Wittig et al. (1999) und Willenborg et al. (2001a) beschriebene isolierende Gasschicht innerhalb der Honigwabenkavitäten aus. Diese vermindert die turbulente Schubspannung an der Statoroberfläche, bewirkt eine Verringerung des Wärmeeintrags von der Heißgas-

strömung an den Stator und führt dadurch zu einer Abnahme der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten des Stators. Allerdings ist die Reduzierung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten des Stators durch eine Erhöhung der Honigwabenhöhe limitiert. Denn entspricht die Honigwabenhöhe ca. 1,25-mal der Eindringtiefe der Honigwabenwirbel, wirkt sich eine weitere Erhöhung der Honigwabenhöhe nicht mehr auf die Temperaturen und damit auch nicht mehr auf die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten des Stators aus. Honigwabenanstreifbeläge stellen damit eine gute Möglichkeit dar, den lokalen Wärmeeintrag vom Heißgas auf den Stator bzw. das den Stator umgebende Bauteil bis zu einem gewissen Grad zu reduzieren und damit die thermische Belastung des Stators und der umgebenden Teile etwas herabzusetzen.

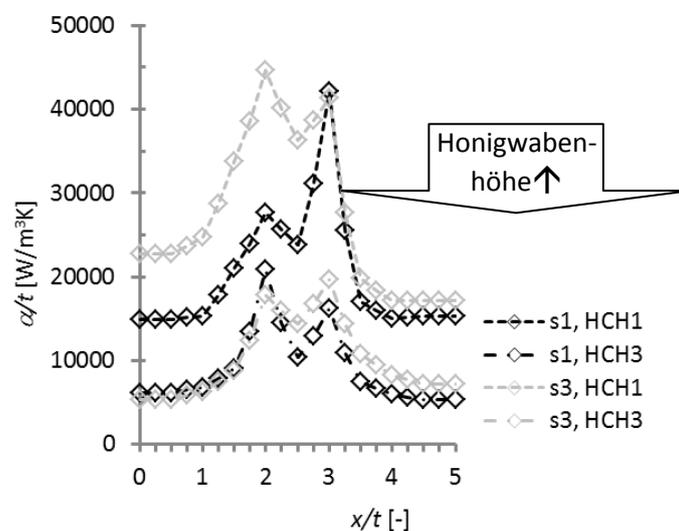


Abbildung 6.21: Normierte lokale Wärmeübergangszahlen der Statoren von divergenten Stufenlabrynthdichtungen (div1) mit Honigwabenanstreifbelägen (HCDI) in Abhängigkeit der Honigwabenhöhe, der Spaltweite und der Lauflänge x/t (mit den Labrynthspitzen bei $x/t= 2$ und $x/t= 3$) (Basis: Experiment)

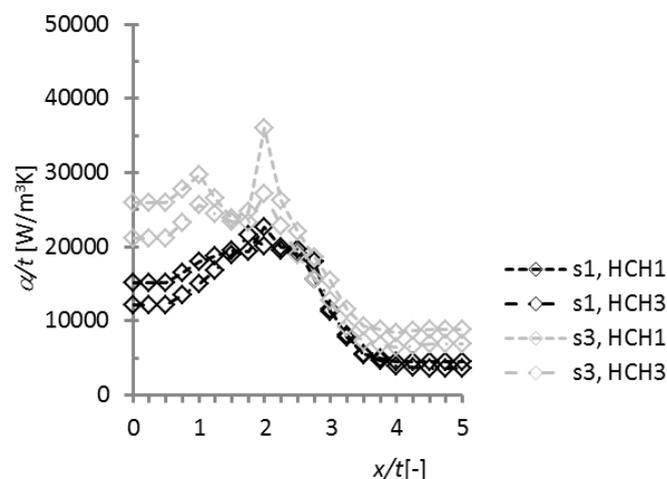


Abbildung 6.22: Normierte lokale Wärmeübergangszahlen der Rotoren von divergenten Stufenlabrynthdichtungen (div1) mit Honigwabenanstreifbelägen (HCDI) in Abhängigkeit der Honigwabenhöhe, der Spaltweite und der Lauflänge x/t (mit den Labrynthspitzen bei $x/t= 2$ und $x/t= 3$) (Basis: Experiment)

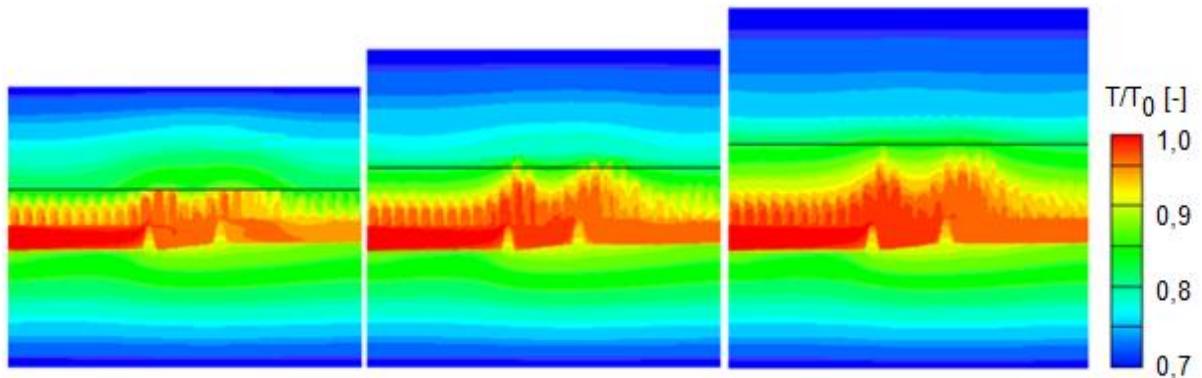


Abbildung 6.23: Einfluss der Honigwabenhöhe ($HCH1$, $HCH2$, $HCH3$) auf die Temperaturverteilung einer divergenten Stufenlabyrinthdichtung (div1, $s1$) mit Honigwabenanstreifbelägen ($HCD2$) (Basis: Numerik)

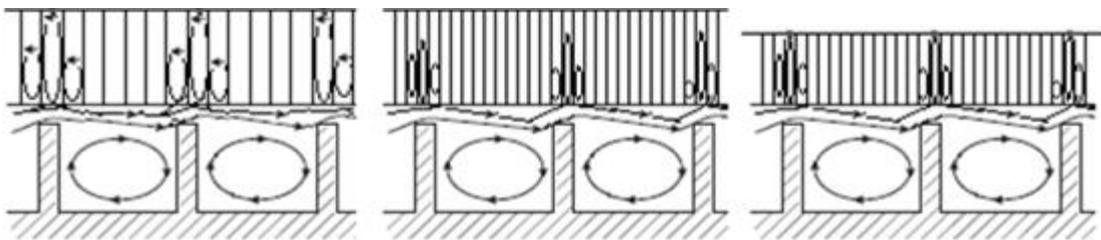


Abbildung 6.24: Schematische Darstellung der Ausbildung von Staupunkten in Abhängigkeit des Honigwabendurchmessers und der Honigwabenhöhe (modifiziert nach Schramm, 2010)

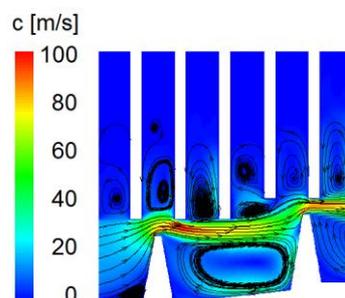


Abbildung 6.25: Fehlende Ausbildung von Staupunkten bei großer Honigwabenhöhe (Basis: Numerik)

Nichtsdestotrotz nehmen bei großer Spaltweite und kleinem Honigwabendurchmesser die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten des Rotors mit steigender Honigwabenhöhe leicht zu. Da bei dieser Parameterkombination eine Vergrößerung der Honigwabenhöhe am Stator eine maximale Reduzierung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten bewirkt (vgl. Abbildung 6.21), sinkt die Heißgastemperatur beim Durchströmen der Labyrinthdichtung vergleichsweise gering (vgl. Abbildung 6.23 rechts). Das daraus resultierende höhere Temperaturniveau in der Labyrinthdichtung bedingt wiederum die höheren Temperaturen und lokalen Wärmeübergangskoeffizienten des Rotors.

Da zur Bewertung und insbesondere zum Vergleich der Wärmeübergangscharakteristik verschiedener (Labyrinth-)Dichtungen sinnvollerweise nicht die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten von Rotor und Stator verwendet werden, sondern in der Regel die über die Labyrinthdich-

tungen gemittelten Nusseltzahlen, werden diese im Folgenden in Abhängigkeit der in Tabelle 6.1 aufgeführten Parameter in der typischen Form, d.h. in doppeltlogarithmischer Auftragung in Abhängigkeit von der Reynoldszahl dargestellt.

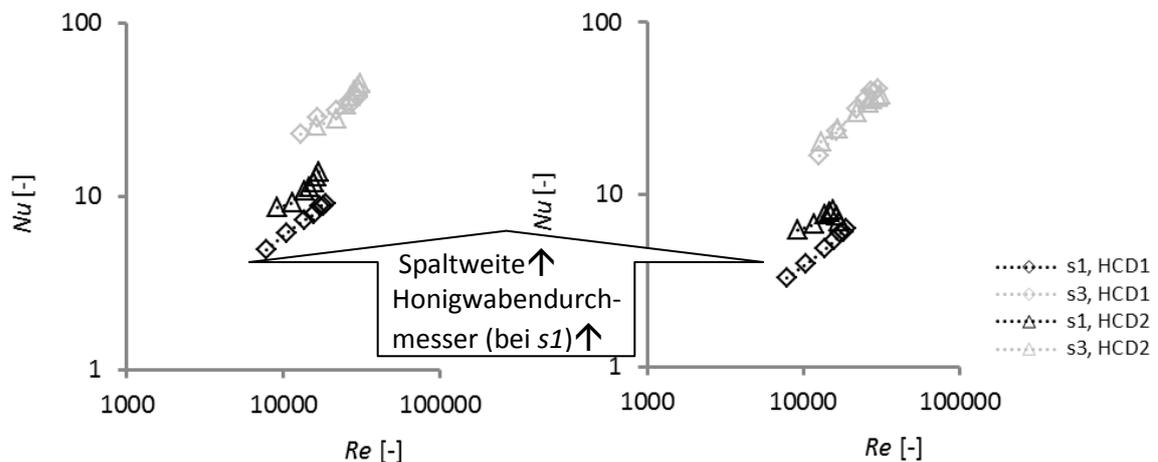


Abbildung 6.26: Globale Nusseltzahlen des Stators (links) und des Rotors (rechts) einer konvergenten Stufenlabyrinthdichtung (konv2) mit Honigwabenanstreifbelägen (HCH2) in Abhängigkeit der Reynoldszahl, der Spaltweite und des Honigwabendurchmessers

Wie erwartet, zeigt sich in Abbildung 6.26 (sowie in Abbildung A0.4 und in Abbildung A0.5 im Anhang) ein linearer Zusammenhang zwischen der Nusselt- und der Reynoldszahl. Auffällig ist, dass sowohl beim Rotor als auch beim Stator der Einfluss des Honigwabendurchmessers bei kleiner Spaltweite ausgeprägt ist, während der Honigwabendurchmesser bei großer Spaltweite eine untergeordnete Rolle spielt. Dies lässt sich mit der bei kleiner Spaltweite im Vergleich zu großer Spaltweite prozentual wesentlich größeren Zunahme der effektiven Spaltweite in Anwesenheit von Honigwabenanstreifbelägen und dem damit einhergehenden vergrößerten Leckagemassenstrom erklären (vgl. Wittig et al., 1999). Beim Vergleich der Spaltweiten fällt auf, dass die Kurven ähnlich wie bei Schelling (1988) bei großer Spaltweite sowohl beim Stator als auch beim Rotor unabhängig vom Honigwabendurchmesser bei gleicher Honigwabenhöhe über den Kurven kleiner Spaltweite liegen. Während bei kleiner Spaltweite die globalen Nusseltzahlen des Rotors etwas höher sind als die des Stators, kehrt sich dieses Verhalten bei großer Spaltweite um, da die Strömung bei großer Spaltweite leichter in die Honigwaben eindringen kann.

Den erwarteten starken Einfluss der Honigwabenhöhe auf die globalen Nusseltzahlen des Stators zeigt Abbildung 6.27. Erwartungsgemäß liegen die globalen statorseitigen Nusseltzahlen bei großer Honigwabenhöhe unterhalb derer bei kleiner Honigwabenhöhe, was auf die isolierende Wirkung des in den Honigwabenkavitäten eingeschlossenen Heißgases zurückzuführen ist. Auf eine Darstellung der globalen Nusseltzahlen des Rotors in Abhängigkeit der Honigwabenhöhe wird an dieser Stelle verzichtet, da sich bereits bei den lokalen Wärmeübergangskoeffizienten kein eindeutiger Einfluss der Honigwabenhöhe ausmachen ließ. Eine Bestätigung des kaum vor-

handenen Einflusses der Honigwabenhöhe auf die globalen Nusseltzahlen des Rotors liefert zu dem Abbildung A0.5 (im Anhang).

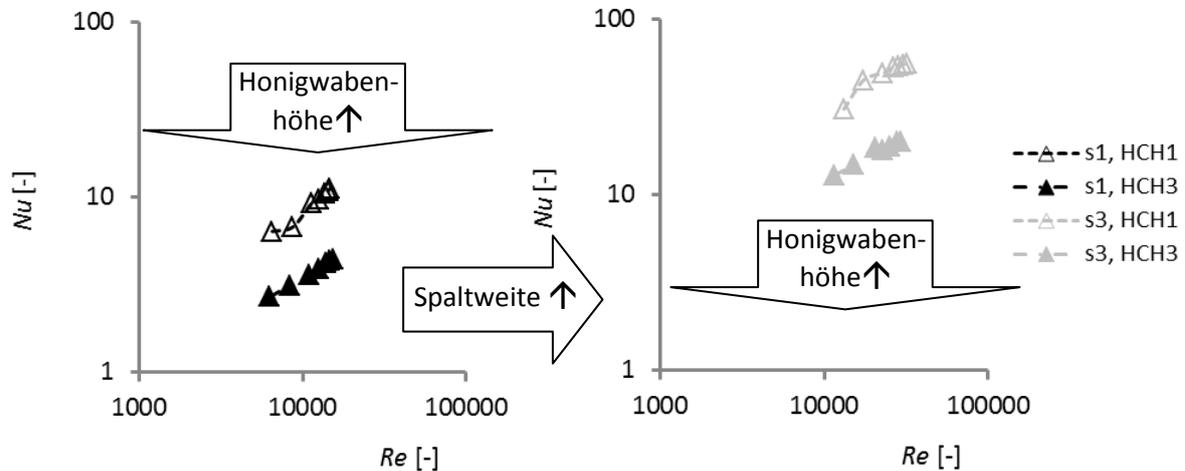


Abbildung 6.27: Globale Nusseltzahlen des Stators einer divergenten Stufenlabyrinthdichtung (div1) mit Honigwabenanstreifbelägen (HCD2) in Abhängigkeit der Reynoldszahl, der Honigwabenhöhe und der Spaltweite (Basis: Experiment)

Der in Abbildung 6.26 und Abbildung 6.27 veranschaulichte exponentielle Zusammenhang zwischen den mittleren Nusselt- und Reynoldszahlen lässt sich in der Form

$$Nu = CRe^x \quad (6.1)$$

darstellen, und führt in Abhängigkeit der Konfiguration für die globalen Nusseltzahlen des Stators und des Rotors zu Vorfaktoren C im Bereich von 0,058 bis 0,157 (für den Stator) bzw. 0,050 bis 0,085 (für den Rotor). Die Exponenten x rangieren zwischen 0,517 bis 0,588 (für den Stator) und 0,538 bis 0,633 (für den Rotor). Dabei stimmen sowohl die Vorfaktoren als auch die Exponenten sehr gut mit den von Wittig et al. (1999) für ein dreispitziges konvergentes Stufenlabyrinth mit Honigwabenanstreifbelägen ermittelten Werten überein und zeigen weiterhin, dass die globalen Nusseltzahlen des Rotors erwartungsgemäß eine größere Abhängigkeit von der Reynoldszahl aufweisen als die globalen Nusseltzahlen des Stators (höhere x-Werte).

Um in Analogie zum C_D -Wert auch eine bezüglich der globalen Nusseltzahlen optimierte Gestaltung von Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen zu ermöglichen, sind in Tabelle 6.6 Verhältniswerte der Parameterkombinationen Honigwabendurchmesser zu Spaltweite, Honigwabenhöhe zu Spaltweite, Labyrinthspitzenbreite zu Spaltweite, Teilung zu Spaltweite sowie Stufenhöhe zu Spaltweite angegeben, die zu geringen globalen Nusseltzahlen an Rotor und Stator führen. Die grafischen Auswertungen der Abhängigkeiten der globalen Nusseltzahlen von Rotor

und Stator sind in Abbildung A0.6 und Abbildung A0.7 (im Anhang) dargestellt. Der im Vergleich zu Tabelle 6.5 größere Unterschied in Abhängigkeit der Bauart deutet darauf hin, dass die Bauart für die Ausbildung der Nusseltzahlen bei Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen von größerer Bedeutung ist als für die Ausbildung der C_D -Werte.

Geometrische Verhältnisse	Labyrinthkonfiguration mit Honigwabenanstreifbelägen		
	Durchblicklabyrinth	Divergentes Stufenlabyrinth	Konvergentes Stufenlabyrinth
HCD/s	10/10	8/7,5	8/7,5
HCH/s	50/50	40/40	40/40
b/s	3,2/3,2	2,6/2,4	2,6/2,4
t/s	63/63	50/48	50/48
STH/s	-	15/14	15/14

Tabelle 6.6: Anhaltswerte der Verhältnisse der Honigwaben- und geometrischen Parameter für eine thermisch optimierte Gestaltung des Stators/Rotors (geringe globale Nusseltzahlen) von Durchblick- und Stufenlabyrinth mit Honigwabenanstreifbelägen

Ein Abgleich der in der vorliegenden Arbeit ermittelten Anhaltswerte für eine thermisch optimierte Gestaltung von Labyrinthdichtungen mit in der Literatur veröffentlichten Werten, wie sie für die Anhaltswerte zur durchflussoptimierten Gestaltung von Labyrinthdichtungen erfolgte, ist nicht möglich. Bisher existieren in der Literatur keine Veröffentlichungen, in denen die Ergebnisse einer ähnlich umfangreichen Analyse verschiedener geometrischer Parameter und Parameterkombinationen auf das thermische Verhalten von Labyrinthdichtungen dargestellt sind. Vielmehr wurde in früheren experimentellen und numerischen Untersuchungen in der Regel nur ein geometrischer Labyrinth- oder Honigwabenparameter verändert, während die anderen geometrischen Parameter konstant gehalten wurden. Da so keine Aussage über „ideale“ geometrische Verhältnisse möglich ist, liefert die vorliegende Arbeit neben Anhaltswerten für eine durchflussoptimierte Gestaltung auch erstmals Anhaltswerte für eine thermisch optimierte Auslegung von Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen. Demnach lassen sich durch eine Anpassung der geometrischen Parameter Honigwabendurchmesser, -höhe, Spitzenbreite, Teilung, Stufenhöhe und Spaltweite Labyrinthdichtungen realisieren, die zu geringen lokalen und globalen Wärmeübergangskoeffizienten und Nusseltzahlen führen. Dies wiederum bedeutet eine verringerte thermische Ausdehnung und Belastung der Werkstoffe sowie geringere thermische Eigenspannungen in der Labyrinthdichtung und den umgebenden Teilen.

Insgesamt liefert die vorliegende Arbeit mit den geometrischen Verhältniswerten in Tabelle 6.5 und Tabelle 6.6 einen wertvollen Ansatz, um zukünftige Labyrinthdichtungen mit Honigwa-

benanstreifbelägen den jeweiligen Anforderungen entsprechend so auszulegen, dass möglichst geringe Durchflussbeiwerte oder möglichst geringe Wärmeübergangskoeffizienten bzw. Nusseltzahlen zu erzielen sind, und damit der Zugewinn am Gesamtwirkungsgrad durch die optimierte Labyrinthdichtung maximal bzw. die thermische Belastung der Labyrinthdichtung und der umgebenden Bauteile minimal wird. Zudem treiben die vorliegenden Ergebnisse die Forschung im Bereich Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen wesentlich voran und liefern damit einen wichtigen wissenschaftlichen Beitrag zum besseren Verständnis des Einflusses einzelner sowie der Kombination geometrischer Parameter auf die Durchfluss- und Wärmeübergangsscharakteristik von Labyrinthdichtungen.

6.2 Data Mining Ergebnisse

Wie bereits in Kapitel 5.6 angedeutet, sollte im Rahmen der vorliegenden Arbeit eruiert werden, ob der Leckagemassenstrom sowie die Rotor- und Statortemperaturen von Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen mit Hilfe von Data Mining Methoden modellhaft darstellbar sind. Hierzu wurden auf Basis der experimentellen Ergebnisse MLR- und KNN-Modelle für den Massenstrom sowie die Rotor- und Statortemperaturen erstellt, wobei die aus der uni- und multivariaten Merkmalsbewertung resultierenden vier Eingangsgrößen (mittlere Spaltweite (vgl. Gleichung 2.9 und 2.10), Honigwabenhöhe, Stufenhöhe und Druckverhältnis) als Modellparameter verwendet wurden.

6.2.1 Modelle für den Massenstrom

Basierend auf den Modellparametern wurden für den Massenstrom von Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen verschiedene KNN- und MLR-Modelle erstellt. Im Folgenden sind die Ergebnisse der KNN-Modelle mit 30 Neuronen in der verdeckten Schicht und 50 Lernepochen sowie die MLR-Modelle zweiten Grades dargestellt. Entgegen der ersten Annahme, dass Polynome vierten Grades bessere Modelle liefern, zeigte sich keine bessere Modellgüte als bei Polynomen zweiten Grades. Zudem liefern Polynome vierten Grades kompliziertere und weniger anschauliche Systemzusammenhänge. Abbildung 6.28 bis Abbildung 6.31 zeigen die mittels der KNN-Modelle gebildeten Leckagemassenströme der einzelnen Konfigurationen aufgetragen über den jeweiligen experimentell ermittelten Leckagemassenströmen. Auffallend sind die nahezu linearen Verläufe und die geringen Streuungen der Punktwolken. Beides zeigt, dass die mittels der KNN-Modelle ermittelten Massenströme unabhängig von der Konfiguration nur sehr geringfügig von den experimentell ermittelten Massenströmen der Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen abweichen. Dies spiegelt sich auch in den hohen Korrelationskoeffizienten wieder (0,98 bis 0,99). Um die Qualität und Anwendbarkeit der KNN-Modelle zur modellhaften Darstellung des Massenstroms von Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelä-

gen zu verifizieren, wurden für alle Szenarien (db, div, konv, all) mehrfache Kreuzvalidierungen durchgeführt. Die resultierenden Korrelationskoeffizienten und mittleren relativen Fehler sind in Abhängigkeit der Szenarien in Tabelle 6.7 zusammengefasst. Die daraus resultierenden sehr hohen Regressionsgüten in Kombination mit den kleinen mittleren Fehlern beweisen dabei die Anwendbarkeit von KNN-Modellen zur modellhaften Abbildung des Leckagemassenstroms von Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen. Parallel zu den KNN-Modellen wurden wie in Kapitel 5.3.1 beschrieben, auch MLR-Modelle für den Leckagemassenstrom von Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen erstellt. Die resultierenden Polynome zweiten Grades inklusive der jeweiligen Regressionsgüten und mittleren relativen Fehler sind in Abhängigkeit der Szenarien (db, div, konv, all) in Tabelle 6.8 zusammengefasst. Die hohen Korrelationskoeffizienten und die geringen mittleren relativen Fehler beweisen auch hier, dass die Leckagemassenströme verschiedener Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen mit Hilfe von MLR-Modellen darstellbar sind. Im Vergleich liegen die Korrelationskoeffizienten der KNN-Modelle etwas über denen der MLR-Modelle, die Fehler sind bei den KNN-Modellen entsprechend etwas geringer als bei den MLR-Modellen. Hieraus kann geschlossen werden, dass sich der Leckagemassenstrom von Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen mittels der KNN-Modelle etwas genauer abbilden lässt als mit den MLR-Modellen. MLR-Modelle bieten jedoch den großen Vorteil, dass die Polynome die Abhängigkeit der modellierten Größe von den verschiedenen Eingangsgrößen auf einen Blick offenbaren (vgl. Tabelle 6.8).

	KNN-Modell		Kreuzvalidierung					
	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	2-fach		5-fach		10-fach	
	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$
db	0,99	1,6%	0,99	2,7%	0,99	1,2%	0,99	2,0%
div	0,99	1,5%	0,99	1,4%	0,99	2,6%	0,97	4,1%
konv	0,99	1,1%	0,99	0,5%	0,95	5,1%	0,98	2,8%
all	0,99	2,6%	0,97	3,8%	0,97	3,9%	0,97	3,7%

Tabelle 6.7: Errechnete Regressionsgüten für den Massenstrom bei der Modellbildung mittels KNN (Berechnung mit 30 Neuronen in der verdeckten Schicht und 50 Lernepochen)

	Korrelation	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$
db	$\dot{m}_{db} = -355,0 + 43,4s_{mean} + 484,0\Pi - 154,0\Pi^2$	0,95	6,3%
div	$\dot{m}_{div} = -388,0 + 104,2s_{mean} + 488,2\Pi - 154,6\Pi^2 - 27,5s_{mean}^2$	0,96	5,4%
konv	$\dot{m}_{konv} = -379,9 + 480,8\Pi + 102,0s_{mean} - 152,3\Pi^2 - 28,8s_{mean}^2$	0,96	5,0%
all	$\dot{m}_{all} = -356,7 + 93,8s_{mean} + 450,5\Pi^2 - 142,0\Pi - 23,1s_{mean}^2$	0,93	6,6%

Tabelle 6.8: Polynome zweiten Grades für den Massenstrom von Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen bei der Modellbildung mittels MLR

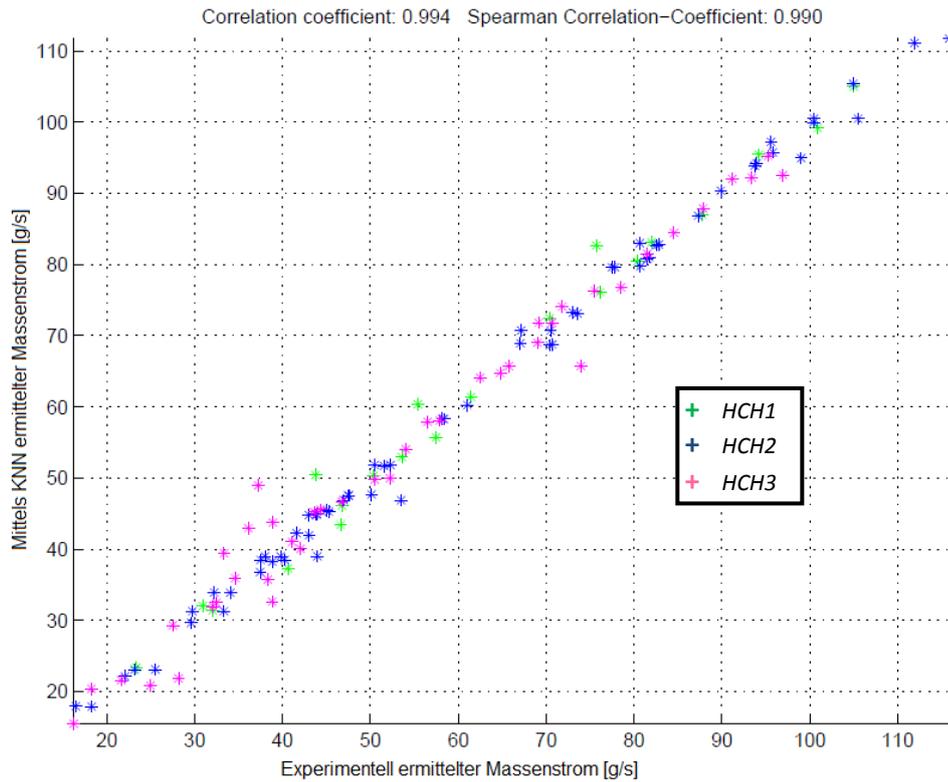


Abbildung 6.28: Mittels KNN ermittelter Massenstrom für die Durchblicklabyrinth aufgetragen über dem experimentell ermittelten Massenstrom als Funktion der Honigwabenhöhe

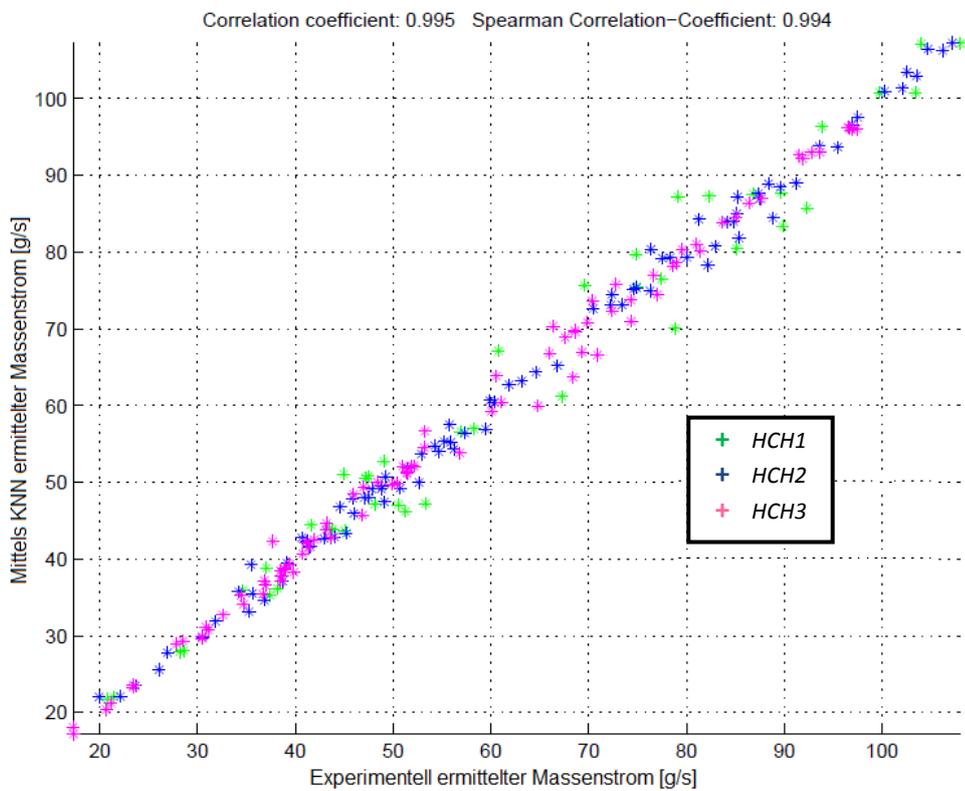


Abbildung 6.29: Mittels KNN ermittelter Massenstrom für die divergenten Stufenlabyrinth aufgetragen über dem experimentell ermittelten Massenstrom als Funktion der Honigwabenhöhe

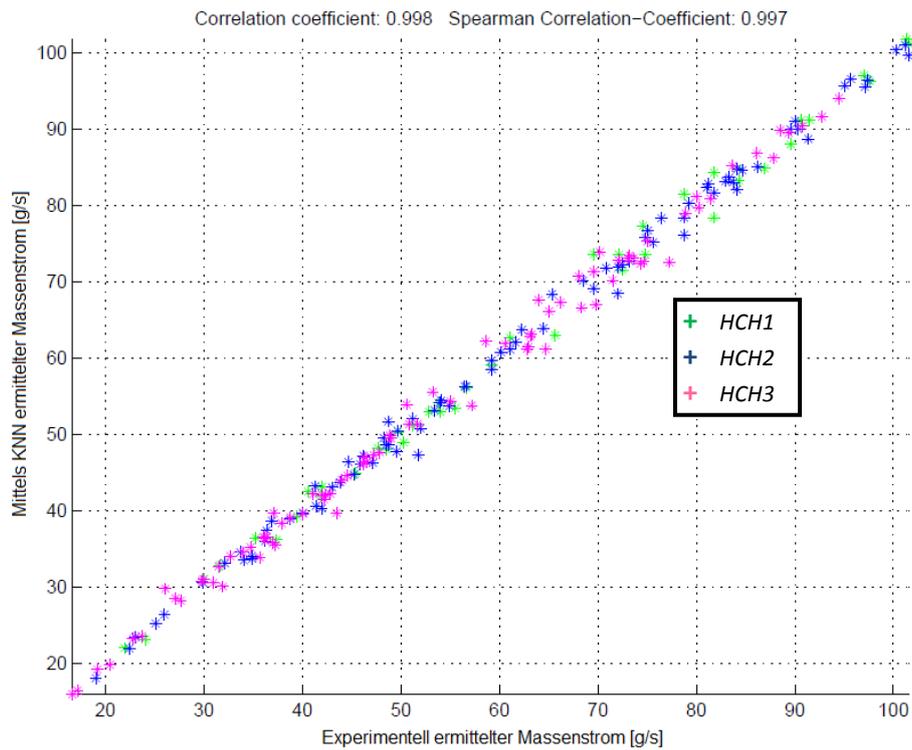


Abbildung 6.30: Mittels KNN ermittelter Massenstrom für die konvergenten Stufenlabyrinthine aufgetragen über dem experimentell ermittelten Massenstrom als Funktion der Honigwabenhöhe

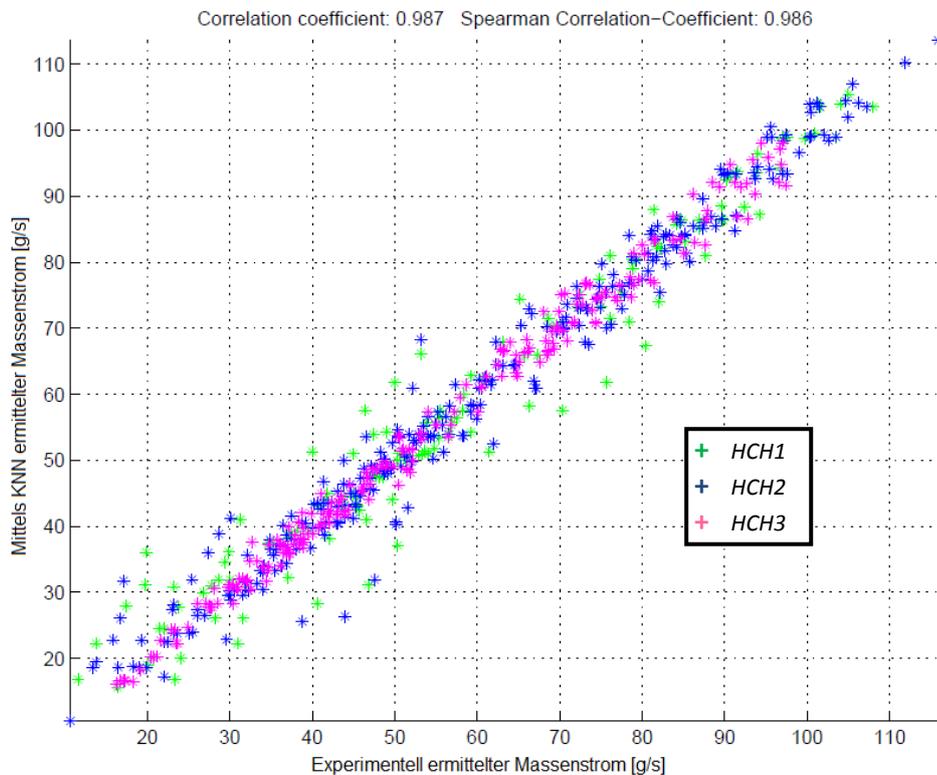


Abbildung 6.31: Mittels KNN ermittelter Massenstrom für alle untersuchten Labyrinthdichtungen aufgetragen über dem experimentell ermittelten Massenstrom als Funktion der Honigwabenhöhe

So lassen sich die Massenströme aller Konfigurationen anhand der mittleren Spaltweite, d.h. der Spaltweite in Kombination mit dem Honigwabendurchmesser sowie des Druckverhältnisses darstellen. Die Stufenhöhe und die Honigwabenhöhe sind hingegen für den Leckagemassenstrom und damit auch den C_D -Wert von Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen von untergeordneter Bedeutung, was sich auch bereits in Kapitel 6.1.1 zeigte.

Kreuzkorrelationen zwischen den vier Eingangsgrößen (mittlere Spaltweite, Druckverhältnis, Stufenhöhe und Honigwabenhöhe) zeigen sich nicht, da die Eingangsgrößen unterschiedliche Auswirkungen auf den Massenstrom besitzen. Wären die Spaltweite und der Honigwabendurchmesser hingegen als einzelne Eingangsparameter verwendet worden, ist davon auszugehen, dass sich Kreuzkorrelationen in den MLR-Modellen erkennen ließen, da sich bereits bei der multivariaten Merkmalsbewertung Korrelationen zwischen der Spaltweite und dem Honigwabendurchmesser zeigten. Werden bei der Modellbildung jedoch Eingangsgrößen verwendet, die Korrelationen aufweisen, führt dies zu einer Überbestimmung des Systemzusammenhangs und damit zu Fehlern, so dass statt der Spaltweite und dem Honigwabendurchmesser die aus beiden Parametern gebildete mittlere Spaltweite verwendet wurde.

6.2.2 Modelle für die Rotor- und Statortemperaturen

Analog zum Leckagemassenstrom wurden auch für die Rotor- und Statortemperaturen KNN- und MLR-Modelle erstellt. Hierzu wurde für jede der neun Stator- und Rotortemperaturen der Heißgasseite ein separates Modell gebildet. Abbildung 6.32 und Abbildung 6.33 zeigen am Beispiel der konvergenten Stufenlabyrinthdichtung die mit Hilfe von KNN-Modellen ermittelten Stator- bzw. Rotortemperaturen aufgetragen über den experimentell ermittelten Stator- bzw. Rotortemperaturen. Die Darstellung gilt für die Messstelle 5, da diese den Trend aller Messstellen besonders gut wiedergibt. Die KNN-Modelle der Szenarien db, div und all an der Messstelle 5 sind in Abbildung A8 bis Abbildung A13 (im Anhang in Kapitel A7) dargestellt.

Wie vermutet, lässt sich in Abbildung 6.32 eine starke Abhängigkeit der Statortemperaturen von der Honigwabenhöhe ausmachen. So werden die hohen Statortemperaturen vornehmlich von den Konfigurationen mit geringer Honigwabenhöhe (*HCH1*) erreicht. Die Statortemperaturen der Konfigurationen mit großer Honigwabenhöhe (*HCH3*) liegen hingegen bei kleineren Werten. Die Rotortemperaturen (Abbildung 6.33) weisen keine Abhängigkeit von der Honigwabenhöhe auf. Der Verlauf der Kurven ist abermals nahezu linear, weist jedoch im Vergleich zum Leckagemassenstrom etwas größere Schwankungen und eine breitere Verteilung der Punktwolke auf. Das zeigt sich auch an den im Vergleich zum Leckagemassenstrom (Korrelationskoeffizient: 0,99) geringeren Korrelationskoeffizienten von 0,97 (Stator) bzw. 0,97 (Rotor), die jedoch immer noch sehr hoch sind und auf starke Korrelationen hindeuten.

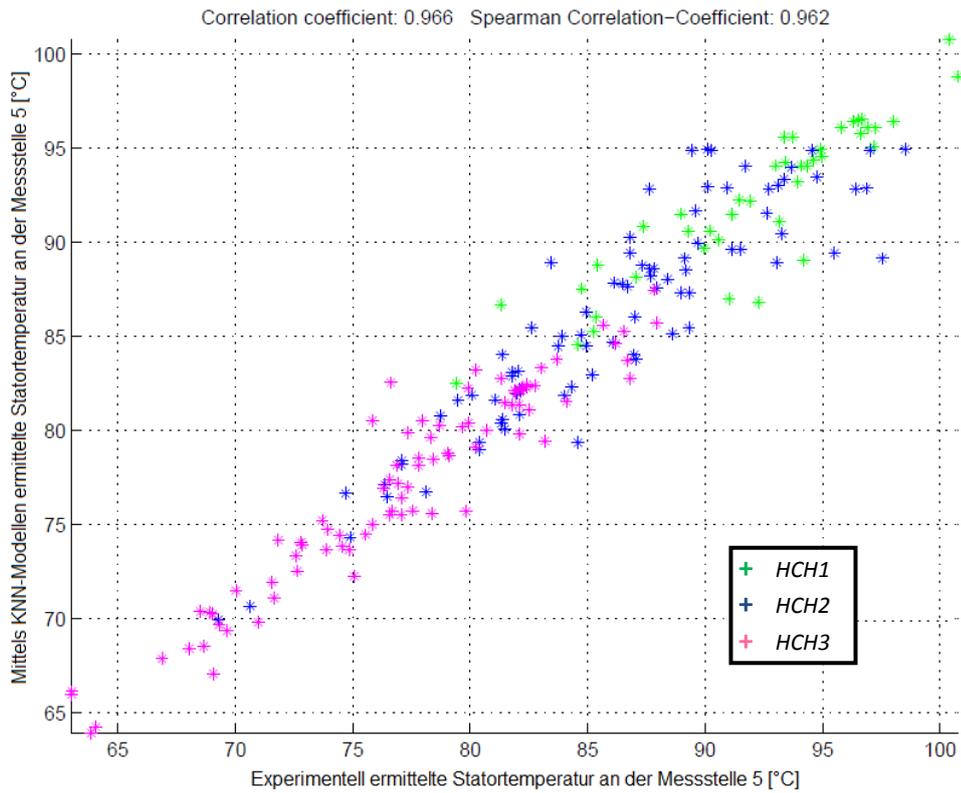


Abbildung 6.32: Mittels KNN-Modellen ermittelte Statortemperatur an der Messstelle 5 aufgetragen über der experimentell ermittelten Rotortemperatur an der Messstelle 5 (konv)

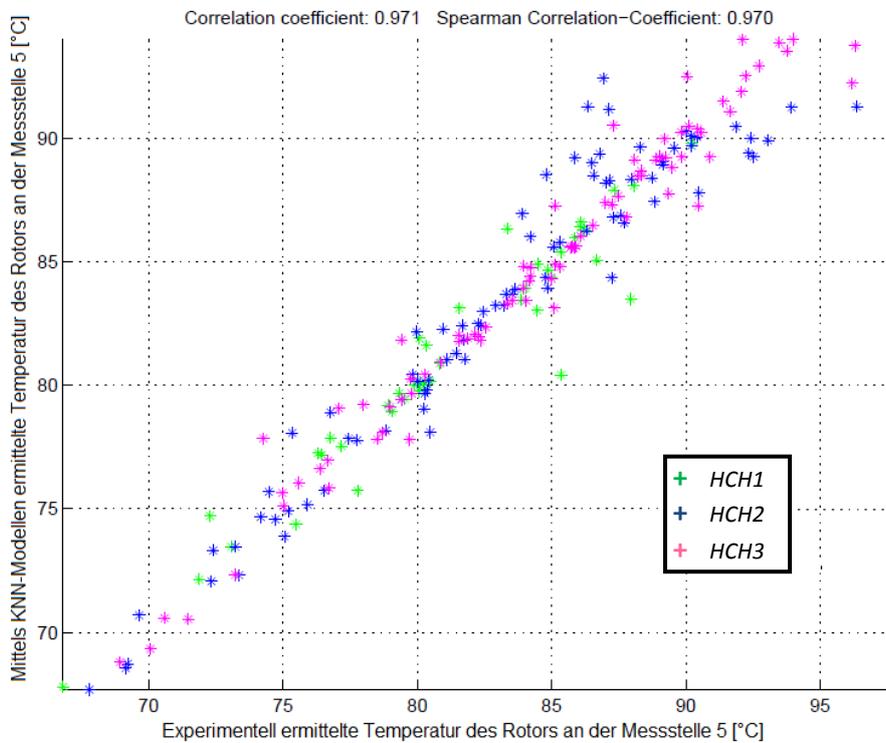


Abbildung 6.33: Mittels KNN-Modellen ermittelte Rotortemperatur an der Messstelle 5 aufgetragen über der experimentell ermittelten Rotortemperatur an der Messstelle 5 (konv)

Tabelle 6.9 und Tabelle 6.10 stellen die Korrelationskoeffizienten und mittleren relativen Fehler dar, die sich bei der Modellbildung der Stator- und Rotortemperaturen mittels KNN für das Modell und die Kreuzvalidierungen ergeben. Dabei bilden die Werte die über alle Stator- bzw. Rotortemperaturen gemittelten Korrelationskoeffizienten und mittleren relativen Fehler ab.

Für die Statortemperaturen zeigen sich mit 0,61 bis 0,97 etwas geringere Korrelationskoeffizienten als für den Leckagemassenstrom. Gleiches gilt für die Korrelationskoeffizienten der KNN-Modelle der Rotortemperaturen (0,57 bis 0,97). Die mittleren relativen Fehler der modellhaften Statortemperaturen liegt bei 2,2% bis maximal 7,2%; die mittleren relativen Fehler der Rotortemperaturen bei 1,8% bis 5,9%. Auffallend ist, dass sich sowohl bei den Stator- als auch den Rotortemperaturen beim Szenarium „all“ die geringsten Korrelationskoeffizienten in Verbindung mit den größten mittleren relativen Fehlern zeigen. Diese Beobachtung führt zu dem Schluss, dass eine Unterscheidung der Labyrinthart (Szenarien) auch bei einer zukünftigen Modellbildung sehr sinnvoll ist. Da damit die unterschiedliche Strömungsbildung in Abhängigkeit der Konfiguration berücksichtigt wird, führt eine nach Labyrinthart (Szenarien) getrennte Modellierung zu höheren Korrelationskoeffizienten, geringeren Fehlern und damit erwartungsgemäß zu höheren Modellgüten.

	KNN-Modell		Kreuzvalidierung					
	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	2-fach		5-fach		10-fach	
	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$
all	0,89	3,1%	0,70	5,6%	0,72	4,7%	0,77	4,5%
konv	0,88	2,8%	0,64	6,2%	0,74	4,7%	0,76	4,4%
div	0,97	2,4%	0,61	5,5%	0,74	4,1%	0,75	3,9%
db	0,94	2,2%	0,62	7,2%	0,78	4,8%	0,79	4,7%

Tabelle 6.9: Gemittelte Regressionsgüten und mittlere Fehler für die Statortemperaturen TSh1-TSh9 (30 Neuronen in der verdeckten Schicht, 50 Lernepochen)

	KNN-Modell		Kreuzvalidierung					
	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	2-fach		5-fach		10-fach	
	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$
all	0,80	3,9%	0,61	5,5%	0,67	4,8%	0,71	4,7%
konv	0,91	1,9%	0,65	5,0%	0,71	3,7%	0,79	3,3%
div	0,97	1,9%	0,60	5,4%	0,74	3,6%	0,76	3,1%
db	0,91	1,8%	0,57	5,9%	0,79	3,9%	0,81	3,4%

Tabelle 6.10: Gemittelte Regressionsgüten und mittlere Fehler für die Rotortemperaturen TRh1-TRh9 (30 Neuronen in der verdeckten Schicht, 50 Lernepochen)

In Übereinstimmung mit dem Leckagemassenstrom wurden auch die Rotor- und Statortemperaturen durch Regressionsmodelle mit Polynomen erster bis vierter Ordnung abgebildet, wobei die Polynome zweiten Grades ebenso wie beim Massenstrom die besten und anschaulichsten Ergebnisse lieferten. In Tabelle 6.11 und Tabelle 6.12 sind daher beispielhaft die Korrelationen für die Stator- und Rotortemperatur an der Messstelle 5 inklusive deren Korrelationskoeffizienten und mittlerem absoluten Fehler in Abhängigkeit der jeweiligen Konfiguration dargestellt. Eine ausführliche Darstellung der Korrelationen für alle Rotor- und Statortemperaturen findet sich im Anhang (Kapitel A8).

	Korrelation	r_{y,y^*}	$\varepsilon_{m,rel}$
db	$T_{Sh5} = 66,8 - 0,08HCH^2 + 7,8s_{mean} + 14,0\Pi$	0,84	4,6%
div	$T_{Sh5} = -12,6 - 1,22HCH^2 + 4,0s_{mean} + 146,1\Pi - 50,7\Pi^2$	0,83	3,5%
konv	$T_{Sh5} = -42,0 - 0,06HCH^2 + 4,6s_{mean} + 181,5\Pi - 62,0\Pi^2$	0,88	3,2%
all	$T_{Sh5} = -27,8 - 0,06HCH^2 + 6,5s_{mean} + 155,7\Pi - 52,9\Pi^2$	0,78	4,2%

Tabelle 6.11: Polynome zweiten Grades für die Statortemperaturen (an der Messstelle 5) von Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen bei der Modellbildung mittels MLR

	Korrelation	r_{y,y^*}	$\varepsilon_{m,rel}$
db	$T_{Rh5} = -56,9 + 188,9\Pi + 6,3s_{mean} - 64,7\Pi^2$	0,78	3,0%
div	$T_{Rh5} = -46,1 + 181,7\Pi - 63,0\Pi^2 + 0,1STH^2 + 0,02HCH^2$	0,73	3,3%
konv	$T_{Rh5} = -83,5 + 221,1\Pi + 5,8s_{mean} - 75,5\Pi^2 + 0,03HCH$	0,85	2,5%
all	$T_{Rh5} = -63,7 + 196,4\Pi + 6,0s_{mean} - 67,4\Pi^2 + 0,02HCH^2$	0,71	3,6%

Tabelle 6.12: Polynome zweiten Grades für die Rotortemperaturen (an der Messstelle 5) von Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen bei der Modellbildung mittels MLR

Damit weisen auch die MLR-Modelle der Statortemperaturen eine starke Abhängigkeit von der Honigwabenhöhe auf, die mit der isolierenden Wirkung der Honigwabenanstreifbeläge auf den darunter liegenden Stator zu erklären ist. Da die Statortemperaturen im untersuchten Bereich mit steigender Honigwabenhöhe abnehmen, geht die Honigwabenhöhe in die Korrelationen der MLR-Modelle für die Statortemperatur mit negativem Vorzeichen ein. Ebenso beeinflussen die Parameter mittlere Spaltweite, d.h. die Spaltweite in Kombination mit dem Honigwabendurchmesser und das Druckverhältnis die Statortemperaturen. Diese Beobachtung erscheint logisch, da diese maßgeblich den Massenstrom (vgl. Kapitel 6.2.1) und damit auch den Wärmeeintrag in die Labyrinthdichtung prägen. Bei konvergenter und divergenter Durchströmung ist für einige Statortemperaturen außerdem die Stufenhöhe von Bedeutung (siehe A8 im Anhang). Insgesamt ist der

Einfluss der Stufenhöhe auf die Statortemperaturen, wie auch bei den numerischen und experimentellen Analysen, jedoch sehr gering.

Im Gegensatz zu den Statortemperaturen beeinflusst die Honigwabenhöhe die Rotortemperaturen nur geringfügig. Dies lässt sich damit erklären, dass die Strömungscharakteristik innerhalb der Labyrinthkammern und damit im Bereich des Rotors maßgeblich von der Labyrinthart und der Rauigkeit des benachbarten Stators bestimmt wird. Hierbei ist aber entscheidend, dass die Rauigkeit des benachbarten Stators im Fall von Honigwabenanstreifbelägen nicht von der Honigwabenhöhe, sondern vielmehr vom Honigwabendurchmesser und der Spaltweite abhängig ist. Die mittlere Spaltweite, d.h. die Spaltweite und der Honigwabendurchmesser sowie das Druckverhältnis haben daher erwartungsgemäß einen signifikanten Einfluss auf die Ausbildung der Rotortemperaturen. Kreuzkorrelationen zeigen sich aus gleichem Grund wie bei den MLR-Modellen für den Massenstrom auch für die Rotor- und Statortemperaturen nicht.

Resümierend liefert die vorliegende Arbeit erstmals den Beweis, dass sowohl Künstliche Neuronale Netze (KNN) als auch Multiple Lineare Regressionsmodelle (MLR) zur Modellierung der Leckagemassenströme sowie der Stator- und Rotortemperaturen von Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen geeignet sind. Dabei lassen sich teilweise geringere Fehler als mit numerischen Modellen erzielen. Darüber hinaus ermöglichen insbesondere MLR-Modelle eine einfache und schnelle Identifikation der relevanten Einflussgrößen. Data Mining Methoden stellen damit bei der Auslegung zukünftiger Labyrinthdichtungen eine sinnvolle und hilfreiche Ergänzung zu experimentellen und numerischen Untersuchungen dar. Die Korrelationen erlauben nämlich bereits in der Auslegungsphase eine quantitative Aussage über den Massenstrom sowie die Rotor- und Statortemperaturen, wodurch z.B. eine angepasste Materialauswahl möglich wird. Zudem kann mit Hilfe der Modelle eine Aussage über das Betriebsverhalten bei Abweichung vom Auslegungspunkt getroffen werden, was aufgrund der sich im Betrieb verändernden Spaltweite von großer Relevanz ist. Weiterhin bieten die Data Mining Modelle im Vergleich zu den experimentellen und numerischen Untersuchungen den großen Vorteil sehr kurzer Modellbildungs- und Rechenzeiten, die einen globalen Überblick über das zu erwartende Betriebsverhalten einer zukünftigen Labyrinthdichtung ermöglichen.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde der Einfluss geometrischer Labyrinth- und Honigwabenparameter auf die Durchfluss- und Wärmeübergangscharakteristik von Labyrinthdichtungen mittels experimenteller, numerischer und Data Mining Methoden untersucht. Da Labyrinthdichtungen als wesentliches Element des Sekundärluftsystems nicht nur dessen Effizienz, sondern auch den Wärmehaushalt der benachbarten Komponenten und damit der gesamten Turbomaschine maßgeblich beeinflussen, stellen sie einen wichtigen Ansatzpunkt dar, um die ständig strenger werdenden Grenzwerte für Emissionen einzuhalten und die stetig steigenden Rohstoffpreise abzufedern. Daher ist ein grundlegendes Verständnis des Durchflussverhaltens und der Wärmeübergangscharakteristik von Labyrinthdichtungen für die Auslegung und Optimierung zukünftiger Labyrinthdichtungen unerlässlich.

In Bezug auf das Durchflussverhalten existieren bereits zahlreiche experimentelle und numerische Studien, die zu einer Verbesserung des Systemverständnisses beigetragen haben. Im Bereich des Wärmehaushaltes wurden bis heute jedoch nur wenige Studien durchgeführt, die sich immer nur mit einem Teilaspekt beschäftigt haben. Eine umfassende Betrachtung der komplexen Abhängigkeit des Durchfluss- und des Wärmeübergangsverhaltens von den geometrischen Labyrinth- und Honigwabenparametern fehlte bisher. Ziel dieser Arbeit war es daher, diese Wissenslücke zu schließen und die Abhängigkeiten des Durchfluss- und des Wärmeübergangsverhaltens von Labyrinthdichtungen von geometrischen Labyrinth- und Honigwabenparametern zu identifizieren und die Erkenntnisse für zukünftige Anwendungen im Turbomaschinenbau nutzbar zu machen.

Hierzu wurden experimentelle Untersuchungen und basierend auf deren Ergebnissen numerische Berechnungen durchgeführt und Data Mining Modelle entwickelt, die eine Abschätzung der Durchfluss- und Wärmeübergangscharakteristik von Labyrinthdichtungen schon in der Auslegungsphase erlauben. Für die experimentellen Studien wurde ein ebener, nichtrotierender Versuchsstand entwickelt, durch dessen flexiblen und modularen Aufbau sowohl der Einfluss der Bauform (Durchblicklabyrinth, konvergentes und divergentes Stufenlabyrinth mit variierender Stufenhöhe) als auch der Einfluss der Honigwabengeometrie (verschiedene Durchmesser und Höhen) auf das Durchfluss- und das Wärmeübergangsverhalten analysiert werden konnten. Ein ebener Versuchsstand wurde ausgewählt, um überlagerte rotatorische Effekte wie z.B. eine Reibungsaufheizung ausschließen und wirklich nur die in Abhängigkeit der geometrischen Parameter vom Heißgas auf den kalten Rotor bzw. Stator übertragene Wärmemenge quantifizieren zu können. Die Durchführung der experimentellen Durchflussmessungen erfolgte unter maschinen-

typischen Bedingungen, wobei insbesondere der Einfluss der Reynoldszahl bei geringen Machzahlen (Heller, 2008) von Interesse war. Infolgedessen wurden Kompressibilitätseffekte außer Acht gelassen und nur unterkritische Strömungszustände mit einer Machzahl $M < 0,5$ im Bereich oberhalb der zweiten Labyrinthspitzen untersucht. Die Recoverytemperatur wurde nicht berücksichtigt, da nach Bernhard (2004) der Unterschied zwischen der Recoverytemperatur und der statischen Temperatur im Bereich der vorliegenden Arbeit bei maximal 6 K und damit der größte relative Fehler bei 2,1% liegt (vgl. Anton und Hößl, 2012). Zudem ist der Anteil der Strömungsbereiche in denen der Unterscheid zwischen der Recoverytemperatur und der statischen Temperatur merklich ist (z.B. an Staupunkten), im Vergleich zum Anteil der Strömung in dem die beiden Temperaturen (nahezu) identisch sind, sehr gering, so dass eine Vernachlässigung der Recoverytemperatur zulässig ist.

Als Ergebnis zeigte sich, dass die nominelle Spaltweite und das Druckverhältnis, wie im Falle der Dichtungssysteme ohne Honigwabenanstreifbeläge das Durchflussverhalten signifikant bestimmen. Einen wesentlichen Einfluss auf die Durchflusscharakteristik von Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen hat zudem der auch in die mittlere Spaltweite eingehende Honigwabendurchmesser (Gleichung 2.9 und 2.10), da er einen direkten Einfluss auf den zur Verfügung stehenden Strömungsquerschnitt besitzt. Die Stufenhöhe, die Durchflussrichtung und die Honigwabenhöhe haben hingegen nur einen geringen Einfluss auf die Durchflusscharakteristik von Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen. Basierend auf den experimentellen Ergebnissen ließen sich im Rahmen der Arbeit erstmals Verhältniswerte für die Parameterkombinationen Honigwabendurchmesser zu Spaltweite, Honigwabenhöhe zu Spaltweite, Labyrinthspitzenbreite zu Spaltweite, Teilung zu Spaltweite sowie Stufenhöhe zu Spaltweite finden, die als Anhaltswerte für eine qualitative durchflussoptimierte Auslegung zukünftiger Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen angewandt werden können.

Zur Bestimmung der den Wärmeübergang von Labyrinthdichtungen beeinflussenden geometrischen Labyrinth- und Honigwabenparameter mussten neben den Referenzmessungen bei Umgebungstemperatur auch Messungen bei erhöhter Eingangstemperatur durchgeführt werden. Basierend auf den Oberflächentemperaturen war derart mit Hilfe einer FE-Analyse die Bestimmung der den Wärmeübergang charakterisierenden lokalen Wärmeübergangskoeffizienten und globalen Nusseltzahlen des Rotors und des Stators möglich. Dabei zeigten die Wärmeübergangskoeffizienten und die Nusseltzahlen eine starke Abhängigkeit von der nominellen Spaltweite, dem Honigwabendurchmesser, dem Druckverhältnis und der Reynoldszahl. Beim Stator zeigte sich zudem eine sehr starke Abhängigkeit der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten und damit auch der globalen Nusseltzahlen von der Honigwabenhöhe. So waren die Maxima der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten des Stators bei kleiner Honigwabenhöhe um bis zu 2,5-mal höher als die der entsprechenden Konfiguration bei kleiner Honigwabenhöhe.

Gestützt auf die experimentellen Ergebnisse wurden numerische Modelle entwickelt, die eine gekoppelte Berechnung des Durchflusses und des Wärmeübergangs in Labyrinthdichtungen ermöglichen. Dabei war die Besonderheit der Validierung der kombinierte Vergleich des Leckagemassenstroms sowie der Heißgas-, Rotor- und Statortemperaturen. Um optimale Ergebnisse zu erzielen, wurden im Rahmen der Validierung unterschiedliche Turbulenzmodelle ($k-\varepsilon$ -, $k-\omega$ - und $k-\omega$ -SST) auf deren Tauglichkeit zur gekoppelten Berechnung des Durchfluss- und Wärmeübergangsverhaltens von Labyrinthdichtungen getestet. Obwohl sich das $k-\varepsilon$ Turbulenzmodell in einer Vielzahl an vorhergehenden Untersuchungen zur Berechnung des Durchflussverhaltens von Labyrinthdichtungen bewährt hat, zeigten sich bei der gekoppelten Berechnung des Durchfluss- und Wärmeübergangsverhaltens seine Schwächen. So wurden insbesondere die Rotor- und Statortemperaturen und daraus resultierend die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten im Vergleich zu den experimentellen Ergebnissen im Mittel wesentlich zu hoch berechnet. Unter Verwendung des $k-\omega$ -SST Modells ließ sich dagegen sowohl für die Temperaturen als auch für den Leckagemassenstrom eine gute Übereinstimmung zwischen Experiment und Numerik erreichen. Alle weiteren Berechnungen wurden daher mit diesem Turbulenzmodell und der kommerziellen Software CFX durchgeführt. Die Randbedingungen wurden in Übereinstimmung mit den experimentellen Versuchen und vorhergehenden numerischen Berechnungen vorgegeben.

Auf Grundlage des resultierenden validierten Verfahrens konnten kostengünstig weitere geometrische Parametervariationen durchgeführt werden, mit dem Ziel, die experimentellen Ergebnisse zu untermauern und die Datenbasis für eine Korrelationsbildung zu erweitern. Zudem eröffneten die numerischen Verfahren ein tieferes Verständnis der komplexen dreidimensionalen Strömung in Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen und deren Einfluss auf die Leckagemenge sowie die Rotor-, Stator- und Heißgastemperaturen. Neben den Erkenntnissen, die sich bereits auf Basis der experimentellen Ergebnisse ableiten ließen, zeigten die numerischen Verfahren, dass die Honigwaben eine bestimmte Mindesthöhe besitzen müssen, um eine isolierende Wirkung auf den Stator auszuüben. Bei zu geringer Höhe dominiert der Einfluss der größeren effektiven Spaltweite, die zu einem erhöhten Leckagemassenstrom führt. Zudem ermöglicht eine geringe Honigwabenhöhe einen direkten Kontakt zwischen dem Heißgas und der Statoroberfläche, was eine Erhöhung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten bedingt. Bei größerer Honigwabenhöhe erreichen die Honigwabenwirbel die Oberfläche des Stators nicht, wodurch die Statortemperaturen an der Oberfläche, d.h. an der Schnittstelle zu den Anstreifbelägen wesentlich geringer sind als ohne Honigwabenanstreifbeläge bzw. mit Honigwabenanstreifbelägen kleiner Höhe. Das oberhalb der Honigwabenwirbel eingeschlossene Gas wirkt isolierend auf den Stator, so dass in Summe kleinere lokale Wärmeübergangskoeffizienten und geringe globale Nusseltzahlen für den Stator resultieren. Allerdings lassen sich die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten bzw. die globalen Nusseltzahlen des Stators durch Erhöhung der Honigwabenhöhe nicht beliebig weit reduzieren. Entspricht die Honigwabenhöhe in etwa 1,25-mal der Eindringtiefe des Heißga-

ses in die Honigwabenkavitäten, ist keine weitere Reduzierung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten und der globalen Nusseltzahlen des Stators mehr möglich.

In Analogie zum C_D -Wert wurden auch für die globalen Nusseltzahlen von Stator und Rotor Verhältniswerte für die Parameterkombinationen Honigwabendurchmesser zu Spaltweite, Honigwabenhöhe zu Spaltweite, Labyrinthspitzenbreite zu Spaltweite, Teilung zu Spaltweite sowie Stufenhöhe zu Spaltweite ermittelt, die als Anhaltswerte für eine qualitative thermisch optimierte Auslegung zukünftiger Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen angewandt werden können. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde damit erstmals umfassend die komplexe Abhängigkeit des Durchflusses und des Wärmeübergangs in Labyrinthdichtungen von den geometrischen Labyrinth- und Honigwabenparametern sowie deren Kombinationen experimentell und numerisch untersucht. Die Ergebnisse liefern einen wichtigen und wesentlichen Beitrag zum besseren Verständnis der komplexen Abhängigkeiten, bieten Ansatzpunkte zur Verbesserung des Betriebsverhaltens zukünftiger Labyrinthdichtungen und liefern erstmals Anhaltswerte für eine durchflussorientierte bzw. thermische Optimierung von Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen.

Um neben einer qualitativen Verbesserung von Labyrinthdichtungen auch eine quantitative Verbesserung zu erreichen, wurden zudem Korrelationen bzw. Modelle zur Berechnung des Leckagemassenstroms sowie der Rotor- und Statortemperaturen in Abhängigkeit der geometrischen Labyrinth- und Honigwabenparameter entwickelt. Da konventionelle Methoden nur wenig geeignet sind, um aus komplexen Datensätzen Korrelationen oder Modelle zu entwickeln, wurden hierzu Data Mining Methoden eingesetzt. Diese eignen sich grundsätzlich zur Extraktion von Wissen aus Daten, wurden allerdings bis dato nur sehr selten am System „Labyrinthdichtung“ eingesetzt. Deshalb war zu Beginn der Arbeit nicht sicher, ob eine Modellierung des Massenstroms und der Temperaturen von Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen durchführbar sein würde. Es zeigte sich aber schnell, dass mit Hilfe des OpenSource Programms GaitCAD eine Modellbildung für den Massenstrom sowie die Rotor- und Statortemperaturen von Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen möglich ist. Zur Anwendung kamen basierend auf den experimentellen Ergebnissen dabei sowohl Multiple Lineare Regressionsmodelle (MLR) als auch Künstliche Neuronale Netze (KNN). Die Abweichungen zwischen den experimentellen Ergebnissen und den Ergebnissen der Data Mining Modelle ergaben sich dabei im Mittel zu knapp 6%, was, unter Berücksichtigung der Tatsache, dass vorab die generelle Eignung von Data Mining Methoden in Frage stand, einem sehr guten Wert entspricht. Damit bestätigt die vorliegende Arbeit die Anwendbarkeit von Data Mining Methoden zur modellhaften Darstellung des Durchflusses und der Temperaturen von Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen. Die resultierenden Data Mining Modelle bzw. Korrelationen stellen zudem ein erweitertes Auslegungstool dar, das eine einfache und schnelle Aussage über den Durchfluss und die Temperaturen in Abhängigkeit der geometrischen Labyrinth- und Honigwabenparameter zulässt. Wei-

terhin bieten die Data Mining Modelle den großen Vorteil einer sehr schnellen Untersuchung eines extrem breiten Parameterbereichs und damit eines globalen Überblicks, was Aussagen über das Betriebsverhalten bei Abweichung vom Auslegungspunkt zulässt und damit einen wesentlichen Beitrag zu einer verbesserten Gestaltung zukünftiger Labyrinthdichtungen leistet.

Als Weiterführung der Arbeit wäre im numerischen und experimentellen Bereich eine Untersuchung des Einflusses weiterer geometrischer Parameter wie z.B. der Teilung oder dem Stufenversatz zur Erweiterung der Datenbasis im Bereich „Outer Air Seals“ ratsam. Zudem wäre eine Analyse der die Eindringtiefe der Honigwabenwirbel bestimmenden Parameter sehr interessant. Die Ergebnisse der vorgeschlagenen experimentellen und numerischen Untersuchungen sollten als Erweiterung der Datenbasis für die bestehenden Data Mining Modelle verwendet werden, da eine breite Datenbasis den Anwendungsbereich der Modelle erweitert und oftmals die Modellgüte verbessert. Da die grundsätzliche Eignung der Data Mining Methoden mit der vorliegenden Arbeit bewiesen werden konnte, wäre außerdem eine Ergänzung der Data Mining Modelle zur modellhaften Darstellung der Durchflussbeiwerte sowie der lokalen Wärmeübergangszahlen und globalen Nussaltzahlen anzustreben, da dann eine direkte Vergleichbarkeit der Ergebnisse gegeben ist.

8 Literatur

Abramovich, G. (1963): *The Theory of Turbulent Jets*, The M.I.T. Press, Cambridge, Massachusetts.

Adami, P., Milli, A., und Martelli, F. (2004): *Prediction of Leakage Flow and Rotordynamic Forces in a Labyrinth Seal Using Quasi-3D CFD Model*, ISROMAC10-2004-047.

Adams, N. A. (2012): *Turbulente Strömungen, Einführung in die Theorie und Berechnung*, Lehrstuhl für Aerodynamik, Technische Universität München.

Ahmed, F. B., Poser, R., Schumann, Y., von Wolfersdorf, J., Weigand, B., und Meier, K. (2012): *A Numerical and Experimental Investigation of an Impingement Cooling system for an Active Clearance Control System of a Low Pressure Turbine*, ISROMAC-14, Honolulu, HI, USA.

Alexiou, A., und Mathioudakis, K. (2009): *Secondary Air System Component Modelling for Engine Performance Simulations*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 131, S. 031202-1-031202-9.

Allcock, D. (1999): *Abradable Stator Gas Turbine Labyrinth Seals*, PhD thesis, Cranfield University.

Allcock, D., Ivey, P., und Turner, J. (2002): *Abradable Stator Gas Turbine Labyrinth Seals, Part 1, Experimental Determination and CFD Modelling of Effective Friction Factors for Honeycomb Materials*, AIAA 2002-3936.

Alpar, P., und Niedereichholz, J. (2000): *Data Mining im praktischen Einsatz*, Vieweg Verlagsgesellschaft.

Amirante, D., Hills, N. J., und Barnes, C. J. (2010): *Thermo-Mechanical FEA/CFD Coupling of an Interstage Seal Cavity Using Torsional Spring Analogy*, ASME Paper GT2010-22684.

Amoser, M. (1995): *Strömungsfelder und Radialkräfte in Labyrinthdichtungen hydraulischer Strömungsmaschinen*, Dissertation, ETH Zürich.

Amoser, M., und Staubli, T. (1991): *Three-Dimensional Flow Phenomena in Labyrinth Seals*, 9th Conference on Fluid Machinery, Budapest, 19. September 1991, S. 9-16.

Andreini, A., Da Soghe, R., und Facchini, B. (2009): *Turbine Stator Well CFD Studies: Effects of Coolant Supply Geometry on Cavity Sealing Performance*, ASME-Paper GT2009-59186.

Anton, G., und Hößl, J. (2012): *Anleitung zur Fehlerrechnung*, Physikalisches Institut, Universität Erlangen.

Asok, S. P., Sankaranarayanan, K., Sundararajan, T., Rajesh, K., und Sankar Ganeshan, G. (2007): *Neural network and CFD-based optimisation of square cavity and curved cavity static labyrinth seals*, Tribology International, Vol. 40, S. 1204-1216.

- Asok, S. P., Sankaranarayanan, K., Sundararajan, T., Vaidyanathan, G., und Udhaya Kumar K. (2011): *Pressure drop and cavitation investigations on static helical-grooved square, triangular and curved liquid labyrinth seals*, Nuclear Engineering and Design, Vol. 241, S. 843-853.
- Athavale, M. M., Przekwas, A. J., Hendricks, R. C., und Steinetz, B.M. (1998): *Coupled, Transient Simulations of the Interaction Between Power and Secondary Flowpaths in Gas Turbines*, AIAA-98-3290.
- Athavale, M. M., und Hendricks, R. C. (1996): *Seal Leakage for Honeycomb or Smooth Configurations*, NASA Conference Publications, Texas A-M University, S. 281-291.
- Baker, P. J., und Martin, B. W. (1966): *Heat Transfer in Supersonic Separated Flow Over a Two-Dimensional Backward Facing Step*, International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 9, S. 1081-1088.
- Bakker, A. (2005): *Turbulence Models - Applied Computational Fluid Dynamics*, Lecture, Dartmouth College.
- Barret, M. J., und Hollingsworth, D. K. (2003): *Heat Transfer in Turbulent Boundary Layers Subjected to Free-Stream Turbulence – Part I: Experimental Results*, Transactions of the ASME, Vol. 125, S. 232-241.
- Becker, E. (1907): *Strömungsvorgänge in ringförmigen Spalten (Labyrinthdichtungen)*, Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure, Bd. 51, S.1133-1141.
- Benvenuti, E., Ruggeri, G., und Tomasini, E. (1979): *Analytical and Experimental Development of Labyrinth Seals for Process Centrifugal Compressors*, Performance Prediction of Centrifugal Pumps and Compressors, ASME, New York, S. 273-285.
- Bernhard, F. (2004): *Technische Temperaturmessung*, Springer Verlag, Berlin.
- Bill, R. C., und Shiembob, L. T. (1981): *Some Considerations of the Performance of Two Honeycomb Gas Path Seal Material Systems*, Journal of the American Society of Lubrication Engineers, S. 209-217.
- Blesinger, G. (2011): *Persönliche Notizen*.
- Borgelt, C. (1997): *Einführung in Datenanalyse und Data Mining mit intelligenten Technologien*, Institut für Wissens- und Sprachverarbeitung, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg; (abgerufen unter: <http://fuzzy.cs.uni-magdeburg.de>).
- Born, D., Heiniger, K., Zanazzi, G., Mokulys, T., Grossmann, P., Ripamonti, L., und Sell, M. (2011): *Validation of Conjugate Heat Transfer Predictions on Labyrinth Seals and Novel Designs for Improved Component Lifetime*, ASME Paper GT2011-45358.
- Borouchaki, H., und Frey, P. J. (1998): *Adaptive Triangular-Quadrilateral Mesh Generation*, International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol. 41, S. 915-934.
- Bozzi, L., D'Angelo, E., Facchini, B., Miccio, M., und Da Soghe R. (2011): *Experimental Investigation on Leakage Losses and Heat Transfer in a Non-Conventional Labyrinth Seal*, ASME Paper GT2011-46362.

- Braha, D. (2001): *Data Mining for Design and Manufacturing: Methods and Applications*, Springer Verlag, Berlin.
- Braun, E., Dullenkopf, K., Bauer, H.-J. (2012): *Optimization of Labyrinth Seal Performance Combining Experimental, Numerical and Data Mining Methods*, Paper GT2012-68077, ASME Turbo Expo 2012, Kopenhagen.
- Bräunling, W. J. G. (2009): *Flugzeugtriebwerke, Grundlagen Aero-Thermodynamik, ideale und reale Kreisprozesse*, Thermische Turbomaschinen, Komponenten, Emission und Systeme, 3., vollständig überarbeitete und erweiterte Auflage, Springer Verlag, Berlin.
- Brownell, J. B., Millward, J. A., und Parker, R. J. (1989): *Nonintrusive Investigations into Life-Size Labyrinth Seal Flow Fields*, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 111, S. 335–342.
- Buggeln, R. C., und McDonald, H. (1986): *Labyrinth Seal Analysis: Volume I – Development of a Navier-Stokes Analysis for Labyrinth Seals*, AFWAL-TR-85-2103 Vol. I. Allison Gas Turbine Division of General Motors Corporation, Indianapolis, Indiana.
- CFX (2007): *CFX User Document*, Version 11.0, ANSYS, Europe.
- Chalaphath Rao K. V., und Narayanamurthi, R. G. (1976): *An Experimental Study of the Performance Characteristics of Labyrinth Seals*, UDC 621-762.62.001.42, Vol. 53, S. 277-281.
- Chamoni, P., Hrsg.: Kurbel, K., Becker, J., Gronau, N., Sinz, E. und Suhl, L. (2013): *Enzyklopädie der Wirtschaftsinformatik, Online-Lexikon*, Oldenbourg Wissenschaftsverlag (abrufbar unter: <http://www.enzyklopaedie-der-wirtschaftsinformatik.de>)
- Chappel, D. (2001): *Status of Seal Development at Technetics*, Technetics Corporation, Indianapolis, Indiana, NASA Seal, Secondary Air System Workshop.
- Chiang, R. H. L., Cecel, C. E. H., und Lim, E.-P. (2005): *Linear correlation discovery in databases: a data mining approach*, Data & Knowledge Engineering, Vol. 53, S. 311-337.
- Chilcott, R. E. (1967): *A Review of Separated and Reattaching Flows With Heat Transfer*, International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 10, S.783-797.
- Childs, D., Elrod, D., und Hale, K: (1989): *Annular Honeycomb Seal: Test Results for Leakage and Rotordynamic Coefficients; Comparisons to Labyrinth and Smooth Configurations*, Journal of Tribology, Vol. 111, S. 293-301.
- Chochua, G., und Shy, W. (2001): *Thermophysical Modelling for Honeycomb-Stator Gas Annular Seals*, 35th AIAA Thermophysics Conference, 11-14 June 2001, Anaheim, CA.
- Choi, D. (2005): *A Novel Isolation Curtain to Reduce Turbine Ingress Heating and an Advanced Model for Honeycomb Labyrinth Seal*, Dissertation, Office of Graduate Studies of Texas A&M University.
- Choi, D., und Rhode, D. L. (2003): *Development of a 2-D Approach for Computing 3-D Honeycomb Labyrinth Leakage*, ASME Paper GT2003-38238.

- Chougule, H. H., Ramerth, D., und Ramachanran, D. (2008): *Low Leakage Desings for Rotor Teeth and Honeycomb Lands in Labyrinth Seals*, ASME Paper GT2008-51024.
- Chupp, R. E., Hendricks, R. C., Lattime, S. B., Steinetz, B. M., und Aksit, M. F. (2006): *Turbine Science and Technology*, Turbomachinery Clearance Control.
- Collins, D. (2007): *The Effects of Wear on Abradable Honeycomb Labyrinth Seals*, Department of Power, Propulsion & Aerospace Engineering, School of Engineering, Cranfield University.
- Collins, D. (2008): *The degradation of abradable honeycomb labyrinth seal performance due to wear*, Sealing Technology, S. 7-10.
- Collins, D., Crudginton, P., und Ivey, P. (2006): *Numerical Modelling of Three Dimensional Honeycomb Labyrinth Seals Employing a Simplified Approach*, ASME Paper GT2006-90850.
- Coppinger, M., Cox, G., Hannis, J., und Cox, N. (2002): *Cycle Optimization Using an Advanced Real Engine Performance Prediction Model*, ASME Paper GT-2002-30515.
- Cottier, F. und Lutum, E. (2011): *CFD Investigation on Flow and Heat Transfer for an Advanced Shrouded Rotor Tip Concept*, MTU Aero Engines, 9th European Turbomachinery Conference, Istanbul, Turkey.
- Davenport, R. (1999): *The Benefits of a Rotating Rig for Research Into Advanced Turbine Cooling Systems*, RTO-MP-008: Design Principles and Methods for Aircraft Gas Turbine Engines, S. 37/137/9.
- Davidson, L. (2001): *An Introduction to Turbulence Models*, Department of Thermo and Fluid Dynamics, Chalmers University of Technology, Göteborg, Publication 97/2.
- Denecke, J. (2007): *Rotierende Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen – Untersuchung der Wechselwirkung von Durchflussverhalten und Totaltemperaturänderung*, Dissertation, Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe, Logos Verlag Berlin GmbH.
- Denecke, J. (2008): *Persönliche Notizen*.
- Denecke, J., Dullenkopf, K., Wittig, S., und Bauer, H. J. (2005a): *Experimental Investigation of the Total Temperature Increase and Swirl Development in Rotating Labyrinth Seals*, ASME Paper GT-2005-68677.
- Denecke, J., Färber, J., Dullenkopf, K., und Bauer, H.-J. (2005b): *Dimensional Analysis and Scaling of Rotating Seals*, ASME Paper GT2005-68676.
- Denecke, J., Färber, J., Dullenkopf, K., und Bauer, H.-J. (2008): *Interdependence of Discharge Behavior, Swirl Development and Total Temperature Increase in Rotating Labyrinth Seal*, ASME Paper GT2008-51429.
- Denecke, J., Schramm, V., Kim, und S. Wittig, S. (2003): *Influence of Rub-Grooves on Labyrinth Seal Leakage*, Journal of Turbomachinery, Vol. 125, S. 387-393.
- Dilger, W. (2003): *Data Mining*, Kompaktkurs an der Berufsakademie Mannheim; (abgerufen unter: www.tu-chemnitz.de/informatik/KI/scripts/DM1-02-03-stud.ps).

- Dixon, A., Hills, N., und Barnes, C. J. (2004a): *Thermo-Mechanical FEA/CFD Coupling of an Interstage Seal Cavity Using Torsional Spring Analogy*, ASME Paper GT2010-22684.
- Dixon, J. A., Vedicchio, J. A., Benito, D., Karl, A., und Tham, K. M. (2004b): *Recent development in gas turbine component temperature prediction methods, using computational fluid dynamics and optimization tools, in conjunction with more conventional finite element analysis techniques*, Journal of Power and Engineering, Vol. 218, S. 241-255.
- Dodge, L. (1963): *Labyrinth Shaft Seals*, Journal of Product Engineering, S. 75-79.
- Dollin, F., und Brown, W. (1937): *Flow of Fluids Through Openings in Series*, The Engineer, London, Vol. 164, S. 223-224.
- Dorfman, M., Erning, U., Mallon, J., und Metco, S. (2001): *Anstreifschichten in industriellen Gasturbinen, Verringertes Spiel*, Sulzer Technical Review, 3/2001.
- Dörr, L. (1985): *Modellmessungen und Berechnung zum Durchflussverhalten von Durchblicklabyrinth unter Berücksichtigung der Übertragbarkeit*, Dissertation, Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe, Logos Verlag Berlin GmbH.
- Du, Y. (2010): *Numerical Simulation of Mechanical and Thermal Fluid-Structure Interaction in Labyrinth Seals*, Dissertation, Technische Universität Darmstadt.
- Düngel, G., und Ewerts, H. (1988): *Ertüchtigung älterer Turbosätze*, Siemens Service Report Kraftwerke, Band 8, S. 17-25.
- Edelstein, H. (2005): *Introduction to Data Mining and Knowledge Discovery*, 3rd Edition, Two Crows Corporation; (abgerufen unter: www.twocrows.com).
- Egli, A. (1935): *The Leakage of Steam through Labyrinth Seals*, Journal of Fuels and Steam Power, Transactions of the ASME, Vol. 5, S. 115-122.
- Egli, A. (1937): *The Leakage of gases Through Narrow Channels*, Journal of Applied Mechanics, S. A-63 – A-67.
- Elrod, D., Nelson, C., und Childs, D. (1989): *An Entrance Region Friction Factor Model Applied to Annular Seal Analysis: Theory Versus Experiment for Smooth and Honeycomb Seals*, Journal of Tribology, Vol. 11, S. 337-343.
- Facchini, B., Innocenti, L., und Micio, M. (2011): *Experimental Investigation of the Influence of Clearance on Leakage Flow in a Straight Through Labyrinth Seal*, 9th European Turbomachinery Conference, Istanbul, Turkey.
- Fayyad, U., Piatetsky-Shapiro, G., und Smyth, P. (1996): *From Data Mining to Knowledge Discovery in Databases*, AI Magazine 17 (1996), S. 37-54.
- Ferzinger, J. H., und Peric, M. (2008): *Numerische Strömungsmechanik*, Springer Verlag, Berlin.
- Friedrich, F. (1933): *Untersuchungen über das Verhalten der Schaufelspaltdichtungen in Gegenlauf-Dampfturbinen; Ein Beitrag zur Frage des Spaltverlustes in Dampfturbinen*, Dissertation, Universität Karlsruhe (TH).

- Gamal, A. J. M., und Vance, J. M. (2008): *Labyrinth Seal Leakage Tests: Tooth Profile, Tooth Thickness, and Eccentricity Effects*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 130, S. 012510-1-012510-11.
- Gao, J., Zheng Q., Yue G., und Sun, L. (2011): *Control of shroud leakage flows to reduce mixing losses in a shrouded axial turbine*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science.
- Gercke, M. J., und Berner, O. (1934): *Berechnung der Ausflußmengen von Labyrinthdichtungen*, Die Wärme, Zeitschrift für Dampfkessel und Maschinenbetrieb, 57. Jahrgang, Nummer 32, S. 513-517.
- Gnielinski, V., Kabelac, S., Kind, M., Martin, H., Mewes, D., Schaber, und Stephan, P. (Hrsg.), (2006): *VDI-Wärmeatlas*, 10. bearbeitete und erweiterte Auflage, Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC), Springer Verlag, Heidelberg.
- Groddeck, K.-H. (1957): *Probleme der berührungsfreien Hochdruck-Stopfbuchsen*, DK 621-762.62: 532.517:532.555:621.165, Heft 5, S. 183-195.
- Ha, T. W. (2001): *Rotordynamic Analysis for Stepped-Labyrinth Gas Seals Using Moody's Friction-Factor Model*, KSME International Journal, Vol. 15, S. 1217-1225.
- Ha, T. W., und Childs, D. W. (1992): *Friction-Factor Data for Flat-Plate Tests of Smooth and Honeycomb Surfaces*, Transactions of the ASME, Vol. 114, S. 722-730.
- Hackmüller, G. (2005): *Grenzschichtströmungen*, Skriptum zum Fach Luftfahrzeugbau 4. Jahrgang HTL-Eisenstadt, Eisenstadt.
- Hawkins, L. (1988): *A Comparison of Experimental and Theoretical Results for Labyrinth Gas Seals with Honeycomb Stators*, Auburn University, NASA-CR-182441.
- Hawkins, L., Childs, D., und Hale K. (1989): *Experimental Results for Labyrinth Gas Seal with Honeycomb Stators – Comparison to Smooth-Stator Seals and Theoretical Predictions*, Journal of Tribology, Vol. 111, S. 161-168.
- He, K., Li, J., Yan, X., und Feng, Z. (2011): *Investigations of the Conjugate Heat Transfer and Windage Effect in Stepped Labyrinth Seals*, International Journal of Heat and Mass Transfer, HMT-D-11-00147.
- He, L., und Oldfield, M. L. G. (2009): *Unsteady Conjugate Heat Transfer Modelling*, ASME Paper GT2009-59174.
- He, L., Yuan, X., Jin, Y., und Zhu, Z. (2001): *Experimental Investigation of the Sealing Performance of Honeycomb Seals*, Chinese Journal of Aeronautics, Vol. 14, No. 1, S. 13-17.
- Hebbel, H.-H. (1964): *Über den Einfluss der Machzahl und der Reynoldszahl auf die aerodynamischen Beiwerte von Turbinenschaufelgittern bei verschiedener Turbulenz der Strömung*, Forschung im Ingenieurwesen, Band 30, Nr. 3, S. 65-96, VDI Verlag, Düsseldorf.

- Heffner, F. (1960): *A General Method for Correlating Labyrinth Seal Leak-Rate Data*, Journal of Basic Engineering (Series D), Vol. 82, S. 265-275.
- Helene, M., Arghir, M., und Frene, J. (2003): *Systematic investigation of a labyrinth gas seal static characteristics, An industrial case*, BHR Group 2003 Fluid Sealing 17, S. 487-503.
- Heller, L. (2008): *Persönliche Notizen*.
- Hellsten, A., und Laine, S. (1997): *Extension of the k - ω -SST Turbulence Model for Flows over Rough Surfaces*, Laboratory of Aerodynamics, Helsinki University of Technology, American Institute of Aeronautics.
- Hendricks, R. C. (1987): *Three-Step Labyrinth Seal for High Performance*, Lewis Research Center level, Ohio, NASA Technical Paper 1848.
- Hendricks, R. C., Steinetz, B. M., und Braun, M. J. (2004a): *Turbomachinery Sealing and Secondary Flows: Part I - Review of Sealing Performance, Customer, Engine Designer, and Research Issues*, NASA TM-204-211991/Part1.
- Hering, E., Martin, R., und Stohrer, M. (2009): *Taschenbuch der Mathematik und Physik*, 5., aktualisierte und erweiterte Auflage, Springer Dordrecht Heidelberg London New York, S. 111-123.
- Hickel, S. (2008): *Angewandte Strömungssimulation*, Lehrstuhl für Aerodynamik und Strömungsmechanik, Technische Universität München.
- Hinteregger, M. G. (2011): *Numerische Simulation der Strömung in einem Gleichdruckturbinengitter*, Dissertation, Institut für Energietechnik und Thermodynamik, Universität Wien.
- Hodkinson, B. (1939): *Estimation of the Leakage through a Labyrinth Gland*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 141, S. 283–288.
- Institut für Angewandte Informatik (2011): *Gait-CAD*; (abgerufen unter: <http://www.iai.fzk.de/www-extern/index.php?id=656>).
- Jacobsen, K. (1987): *Experimentelle Untersuchungen zum Durchfluss- und Wärmeübergang in Durchblick- und Stufenlabyrinthdichtungen*, Dissertation, Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe (TH).
- Japikse, D., und Baines, N. (1997): *Introduction to Turbomachinery*, Oxford University Press, Oxford.
- Javiya, U., Chew, J., Hills, N., Zhou, L., Wilson, M., und Lock, G. (2010): *CFD Analysis of Flow and Heat Transfer in a Direct Transfer Pre-Swirl System*, ASME Paper GT2010-22964.
- Jeffrey, A. D., Guijarro, A., Bauknecht, A., Coren, D., und Atkins, N. (2010): *Heat Transfer in Turbine Hub Cavities Adjacent to the Main Gas Path*, ASME Paper GT2010-22130.
- Jerie, J. (1948): *Flow through straight-through labyrinth seals*, Proceedings of the 7th International Conference on Applied Mechanics, Vol. 2, S. 70-82.

- Jischa, M. (1982): *Konvektiver Impuls-, Wärme und Stoffaustausch*, Grundlagen der Ingenieurwissenschaften, Friedrich Vieweg & Sohn, Braunschweig/Wiesbaden.
- Just, K. (1910): *Über Labyrinthdichtungen für Wasser*, Dissertation, Technische Universität Darmstadt.
- Kang, Y., Kim, T. S., Kang, S. Y., und Moon, H. K. (2010): *Aerodynamic Performance of Stepped Labyrinth Seals for Gas Turbine Applications*, ASME Paper GT2010-23256.
- Kapinos, V. M., und Gura, L. A. (1970): *Investigations of Heat Transfer in Labyrinth Glands on Static Models*, Teploenergetika, Vol. 17 (11), S. 38-41.
- Kapinos, V. M., und Gura, L. A. (1973): *Heat Transfer in a Stepped Labyrinth Seal*, Teploenergetika, Vol. 20 (6) 22-25, S. 28-32.
- Karthik, T. S. D., und Durst, F. (2011): *Turbulence Models and Their Applications*, 10th Indo German Winter Academy; (abgerufen unter: <http://www.leb.eei.uni-erlangen.de/winterakademie/2011/report/content/course01/pdf/0112.pdf>)
- Kearton, W. (1955): *The Flow of Air through Radial Labyrinth Glands*, Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, Vol. 169, S. 539-550.
- Kearton, W., und Keh, T. (1952): *The Flow of Air thorough Radial Labyrinth Glands*, Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, Vol. 166, S. 180-195.
- Kelkar, K. M., und Patankar, S. V. (1984): *Numerical prediction of flow and heat transfer in a parallel channel with staggered fins*, ASME Paper 84-GT-70.
- Keller, C. (1934): *Strömungsversuche an Labyrinthdichtungen für Dampfturbinen*, Escher Wyss Mitteilungen, Jan.-Febr. 1934, S. 9-13.
- Kim, T. S., und Cha K. S. (2009): *Comparative analysis of the influence of labyrinth seal configuration on leakage behaviour*, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 23, S. 2830-2838.
- Kline, S. J., und McClintock, F.-A. (1953): *Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments*, Mechanical Engineering, January 1953, S. 3.
- Koenig, H. A., und Bowley, W. W. (1972): *Labyrinth Seal Analysis*, Journal of Lubrication Technology (Series F), Vol. 94, S. 5-11.
- Komotori, K. (1957): *Flow Observations in the Labyrinth Packing*, Proceedings of the Fujihara Memorial Faculty of Engineering, Vol. 9, S. 1-9.
- Komotori, K. (1961): *Probleme bei Labyrinth Stopfbüchsen*, Proceedings of the Fujihara Memorial Faculty of Engineering, Keio University Japan, Vol. 14, Nr. 54, S. 1-48.
- Komotori, K., und Miyake, K. (1977): *Leakage Characteristics of Labyrinth Seals with High Rotating Speed*, Tokyo Joint Gas Turbine Congress.
- Komotori, K., und Mori, H. (1971): *Leakage Characteristics of Labyrinth Seals*, 5th International Conference on Fluid Sealing, Paper E4, Warwick.

- Konen, W. (2009): *Einführung Data Mining, Praktische Anwendungen für automatisierte und lernende Informationsverarbeitung*, DMC, WS2009, FH Köln; (abgerufen unter: <http://www.gm.fh-koeln.de/~konen/WPF-DM-Cup/01-Einleitung-CRISP.PDF>).
- Kool, G. A., Bingen, F. M. G., Paolillo, R., und Cloud, D. (2005): *A High Temperature, High Speed Seal Test Rig at NLR*, AIAA Paper 2005-3902.
- Kool, G., Kloosterman, A. Soemarwoto, B., Versluis, J., und Janssen, R. (2010): *Labyrinth Seal Technology within the Dutch Aero Engine Cluster*, ASME Paper GT2010-23469.
- Kuzezov, A. L., und Zuravlov, O. A. (1972): *Wärmeübergang in den Labyrinthdichtungen von Gasturbinen*, *Energomashinostroenie*, Nr. 5, S. 10-12.
- Larson, H. K. (1959): *Heat Transfer in Separated Flows*, *Journal of the Aerospace Science*, Vol. 26, S. 731-738.
- Lauder, B. E., und Spalding, D. B. (1974): *The numerical computation of turbulent flows*, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 3, S. 269-289.
- Laurien, E. (2003): *INS-630 Klassifikation von Turbulenzmodellen für Strömungen mit Wärmetransport*, Universität Stuttgart.
- Laurien, E., und Oertel, H. jr. (2009): *Numerische Strömungsmechanik*, 3., vollständig überarbeitete und erweiterte Auflage, Verlag Vieweg + Teubner, Wiesbaden.
- Lee, D.H., Lee, J. S., Park, H. J., und Kim, M. K. (2011): *Experimental and numerical study of heat transfer down of an axisymmetric abrupt expansion and in a cavity of a circular tube*, *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 25, S. 395-401.
- Leeb, K. (1997): *Experimentelle und Numerische Untersuchungen zum Durchflussverhalten von Labyrinthdichtungen von Turbomaschinen unter dem Einfluss der Rotation, Wellendesaxierung und Drall der Zuströmung*, Dissertation, Institut für Thermische Turbomaschinen und Energieanlagen, Technische Universität Wien.
- Li, D., und Merkle, C. L. (2001): *Analysis of Leakage Characteristics of Labyrinth Seals in a Steam Turbine*, ASME FEDSM Paper FEDSM2001-18060.
- Li, J., Yan, S. K. X., Obi, S., und Feng Z. (2010): *Numerical Investigation on Leakage Performance of the Rotating Labyrinth Honeycomb Seal*, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 132, S. 062501-1-062501-11.
- Li, J., Yan, X., Li, G., und Feng, Z. (2007): *Effects of Pressure Ratio and Sealing Clearance on Leakage Flow Characteristics in the Rotating Honeycomb Labyrinth Seal*, ASME Paper GT2010-27740.
- Li, Z., Li, J., und Feng, Z. (2011a): *Numerical Investigation on Discharge Behavior and Prediction Formula Establishment of Leakage Flow Rate of Honeycomb Seal*, *Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 47, No. 2, S. 142-148.

- Li, Z., Li, J., Yan, X., und Feng Z. (2011b): *Effects of Pressure Ratio and Rotational Speed on Leakage Flow and Cavity Pressure in the Staggered Labyrinth Seal*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 133, S. 114503-1-114503-6.
- Lin, J. H., Huang, C. Y., und Su, C. C. (2007): *Dimensional Analysis for the heat transfer characteristics in the corrugated channels of plate heat exchangers*, International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 34, S. 304-312.
- Loose, T. (2004): *Konzept für eine modellgestützte Diagnostik mittels Data Mining am Beispiel der Bewegungsanalyse*, Dissertation, Institut für Angewandte Informatik, Universität Karlsruhe (TH).
- Ludwig, L. P., und Bill, R. C. (1980): *Gas Path Sealing In Turbine Engines*, ASME Transactions 23(1980)1, S-1-22, S. 69-87.
- Lukasz, A. K., und Musilek, P. (2006): *A survey of Knowledge Discovery and Data Mining process models*, The Knowledge Engineering Review Vol. 21, No. 1, S. 1-24.
- Mahler, F. H. (1972): *Advanced Seal Technology*, Pratt & Whitney Aircraft Report PA-4372 (Contract no. AD-739922).
- Martin, H. M. (1908): *Labyrinth Packings*, Engineering, Vol. 85.
- Martin, P. (1967): *Beitrag zur Durchflußberechnung von Spaltdichtungen*, Dissertation, Fakultät für Maschinenwesen, Universität Karlsruhe (TH).
- Matthias, A. (2007): *Das Durchflussverhalten von Labyrinthdichtungen bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen*, Dissertation, Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften, Universität Wien.
- Mayer, B., Goma, H., Weigand, B., und Zudin, Y. B. (2012): *An Analytical Model to Evaluate Heat Transfer Characteristics in Porous Media by a Periodic Quasi Steady-State Technique*, ISROMAC-14, Honolulu, HI, USA.
- McGreehan, W. F., und Ko, S. H. (1989): *Power Dissipation in Smooth and Honeycomb Labyrinth Seals*, ASME-Paper 89-GT-220.
- Menter, F. R. (1994): *Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications*, AIAA Journal, Vol. 32, No. 8, S. 1598-1605.
- Menter, F. R. (1991): *Influence of Freestream Values on $k-\omega$ Turbulence Model Predictions*, AIAA Journal, Vol. 30, No.6, S. 1657-1659.
- Merkler, R. Staudacher, S., und Schmidt, K.-J., (2003): *Modellierung des Luftsystems von Turboflugtriebwerken für die Anwendung in Leistungssyntheseprogrammen*, DGLR Jahrestagung, 2003.
- Metzger, D. E., und Bunker, R. S. (1987): *Heat Transfer for Flow through Simulated Labyrinth Seals*, Heat Transfer and Fluid Flow in Rotating Machinery: International Symposium on Transport Phenomena, April 28th 1985, Honolulu, Hawaii, USA.

- Meyer, C. A., und Lowrie, J. A. (1975): *The Leakage Thru Straight and Slant Labyrinths and Honeycomb Seals*, ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 97, S. 495-502.
- Michaud, M., Vakili, A., und Meganathan, A. (2003): *An Experimental Study of Labyrinth Seal Flow*, Proceedings of IJPGC, IJPGC2003-40097.
- Micio, M., Facchini, B., Innocenti, L., und Simonetti F. (2011): *Experimental Investigation on Leakage Loss and Heat Transfer in a Straight Through Labyrinth Seal*, ASME Paper GT2011-46402.
- Mikut, R. (2008): *Data Mining in der Medizin und Medizintechnik*, Schriftenreihe des Instituts für Angewandte Informatik/Automatisierungstechnik, Universität Karlsruhe (TH), Band 22.
- Mikut, R., Burmeister, Reischl, M., und Loose, T. (2006): *Die MATLAB-Toolbox Gait-CAD*, Proc., 16. Workshop Computational Intelligence, S. 114-124.
- Millward, J. A., und Edwards, M. F. (1996): *Windage Heating of Air Passing Through Labyrinth Seals*, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 118, S. 414-419.
- Mirzamoghadam, A. V., und Xiao, Z. (2002): *Flow and Heat Transfer in an Industrial Rotor-Stator Rim Sealing Cavity*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 124, S. 125-132.
- Moczala, M. (2004): *Numerische Untersuchung instationärer Effekte in Hochdruckdampfturbinen*, Dissertation, Universität Duisburg-Essen.
- Montgomery, D. C., Peck, E. A., und Vining, C. G. (2001): *Introduction to Linear Regression Analysis*, Wiley & Sons, 3. Auflage.
- Morrison, G. L., Johnson, M. C., und Tatterson, G. B. (1988): *3-D Laser Anemometer Measurements in a Labyrinth Seal*, ASME Paper 88-GT-63.
- Morrison, G. L., und Chi, D. (1985): *Incompressible Flow in Stepped Labyrinth Seals*, ASME Paper 85-FE-4.
- Müller, H., und Nau, B. S. (2003): *Fachwissen Dichtungstechnik*, Verlag Marcel Dekker, New York; (abgerufen unter: www.fachwissendichtungstechnik.de).
- Munson, J., und Steinetz, B. M. (1994): *Specific Fuel Consumption and Thrust Performance Benefits with Advanced Seal Technology*, AIAA Paper 94-2700.
- Musch, C. (2008): *Beitrag zur gekoppelten Auslegung von Endstufen mit Deckband und anschließendem Diffusor in Niederdruckturbinen*, Dissertation, Ruhr-Universität Bochum.
- Nayak, K. C., Musthafa, T., und Ansari, A. (2007): *The Effects of Tooth Tip Wear and its Axial Displacement in Rub-Grooves on Leakage and Windage Heating of Labyrinth Seals with Honeycomb Lands*, AIAA 2007-5736.
- Neumann, K. (1964): *Zur Frage der Verwendung von Durchblicklabyrinthen im Dampfturbinenbau*, Maschinenbautechnik Band 13, S. 188-195.

- Oberlé, V. (2000): *Data Mining: eine Einführung*; (abgerufen unter: <http://www.oberle.org/data-mining.pdf>).
- Paolillo, R., Vashit, T. K., Cloud, D., Bingen, F. M. G., und Kool, G. (2006): *Rotating Seal Rig Experiments, Test Results and Analysis Modeling*, ASME Paper GT2006-90957.
- Papanicolaou, E., Gibert, D., Koch, R., und Schulz, A. (2001): *A conservation-based discretization approach for conjugate heat transfer calculations in hot-gas ducting turbomachinery components*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 44, S. 3413-3429.
- Paschereit, O. (2008): *Gasturbinen ohne Kohlendioxid ausstoß*, Forschungsberichte TU Berlin, TU International 62, Juli 2008, Berlin.
- Peitsch, V., Friedl, W.-H., Geis, T., Schramm, V., Willenborg, K., Kim, S., und Wittig, S. (2001): *Aspects of Heat Management and Sealing within Aeroengines*, Proceedings of the 8th CEAS European Propulsion Forum, Nottingham.
- Petry, N. (1999): *Fuzzy Logik und neuronale Netze*, JurPC Web-Dik. 187/1999, Abs. 1-54.
- Prasad, B., Manavalan, V. S., und Rao, N. N. (1997): *Computational and Experimental Investigations of Straight-Through Labyrinth Seals*, ASME Paper 97-GT-326.
- Pychynski, T. (2012): *Persönliche Mitteilungen*.
- Pychynski, T., Dullenkopf, K., und Bauer, H.-J. (2010): *Modelling the Labyrinth Seal Discharge Coefficient Using Data Mining Methods*, ASME Paper GT2010-22661.
- Qabazard, H. M., Solis, O. T., Hamel, M., Aklil, B., Taeb, M., Khesali, M., Mazraati, M., Lubiantara, B., Al-Khalifa, E., Khadadeh, H., Najah, T. et al. (2011): *World Oil Outlook*, Organization of the Petroleum Exporting Countries (OPEC), Wien; (abgerufen unter: http://www.opec.org/opec_web/en/publications/340.htm).
- Queckbörner, S., und Göres, J. (2004): *Was ist Data Mining?*, Seminar Business Intelligence II, Data Mining & Knowledge Discovery, Technische Universität Kaiserslautern; (abgerufen unter: <http://www.lgis.informatik.uni-kl.de/archiv/wwwdvs.informatik.uni-kl.de/courses/seminar/WS0304/ausarbeitung1.pdf>).
- Ramerth, D. L., Mirzamoghadam, A. V., Kiratsingh, A., und Banda, G. (2010): *A Probabilistic Secondary Flow System Design Process for Gas Turbine Engines*, ASME Paper GT2010-22071.
- Ratnam, G. S., und Vengadesan, S. (2008): *Performance of two equation turbulence models for prediction of flow and heat transfer over a wall mounted cube*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 51, S. 2834-2846.
- Rexroth, C.-H. (1996): *Methoden zur effizienten Berechnung komplexer Strömungen auf unstrukturierten Gittern*, Dissertation, Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe (TH).
- Rhode, D. L., Johnson, J. W., und Broussard, D.H. (1997): *Flow Visualization and Leakage Measurement of Stepped Labyrinth Seals: Part 1 – Annular Groove*, Journal of Turbomachinery, Vol. 119, S. 839-843.

- Rhode, D. L., Ko, S. H., und Morrison, G. L. (1994): *Experimental and Numerical Assessment of an Advanced Labyrinth Seal*, Tribology Transactions, Vol. 37, No. 4, S. 743-750.
- Rhode, D. L., und Adams, R. G. (2000): *Computed Effect of Rub-Groove Size on Stepped Labyrinth Seal Performance*, ASME Paper 2000-GT-0292.
- Rhode, D. L., und Allen, B. F. (1998): *Visualization and Measurement of Rub-Groove Leakage Effects on Straight-Through Labyrinth Seals*, ASME Paper 98-GT-506.
- Rhode, D. L., und Guidry, M. J. (1993): *A New Approach for Stabilizing Labyrinth Seal Leakage*, Tribology Transactions, Vol. 36, No. 2, S. 219-224.
- Rhode, D. L., und Hibbs, R. I. (1989): *A Comparative Investigation of Corresponding Annular and Labyrinth Seal Flowfields*, ASME Paper 89-GT-195.
- Rhode, D. L., und Johnson, J. W. (2002): *Measured Flow Oscillation and Instabilities in Labyrinth Seal Cavities*, Journal of Propulsion and Power, Vol. 18, No. 6, S. 1267-1272.
- Rhode, D. L., und Sobolik, S. R. (1986): *Simulation of a Subsonic Flow Through a Generic Labyrinth Seal*, Transactions of the ASME, Vol. 108, S. 674-680.
- Rinaldi, A., Abdel Nour, F., Debuchy, R., Bois, G., und Pavesi, G. (2012): *Experimental and Numerical Investigation of an Open Rotor-Stator Cavity subjected to a Forced Radial Inflow*, ISROMAC-14, Honolulu, HI, USA.
- Rossmann, A. (2001): *Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken*, Band 2, 1. Auflage, Turbo-Consult, Karlsfeld.
- Runkler, T. A. (2010): *Data Mining, Methoden und Algorithmen intelligenter Datenanalyse*, Vieweg + Teubner, Wiesbaden.
- Rzadkowski R., Lampart, P., Kwapisz, L., Szymaniak, M., und Drewczynski, M. (2010): *Transient Thermodynamic, Thermal and Structure Analysis of a Steam Turbine During its Start-Up*, ASME Paper GT2010-22813.
- Scharrer, J. K. (1989): *Rotordynamic Coefficients for Stepped Labyrinth Seal*, Rockwell International, Rocketdyne, NASA Paper
- Schelling, U. (1988): *Numerische Berechnung kompressibler Strömungen mit Wärmeübergang in Labyrinthdichtungen*, Dissertation, Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe.
- Scherer, T. (1994): *Grundlagen und Voraussetzungen der numerischen Beschreibung von Durchfluss und Wärmeübergang in Labyrinthdichtungen*, Dissertation, Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe (TH).
- Scherer, V. (1989): *Konvektiver Wärmeübergang in lokalen Ablösegebieten: Möglichkeiten und Grenzen des Einsatzes von Wandfunktionen bei Stufen- und Mischluftströmungen*, Dissertation, Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe (TH).

- Scherer, V., und Wittig, S. (1991): *The Influence of the Recirculation Region: A Comparison of the Convective Heat Transfer Downstream of a Backward-Facing Step and Behind a Jet in a Crossflow*, Transactions of the ASME, Vol. 113, S. 126-134.
- Schmidt, T. (2011): *Quantifizierbarkeit von Unsicherheiten bei der Grenzschichtwiedergabe mit RANS-Verfahren*, Dissertation, Institut für Strömungsmechanik und Technische Akustik, Technische Universität Berlin.
- Schneider, R. (2009): *Die Zukunft der Gasturbinen*, Siemens AG, Energy Sector, Fossil Power Generation Division, CKI Konferenz, Berlin, 22.06.2009.
- Scholz, N., und Hopkes, U. (1959): *Der Hochgeschwindigkeits-Gitterkanal für Luftfahrt Braunschweig*, Forschung im Ingenieurwesen, Band 25, Nr. 5, S. 133/47, VDI Verlag, Düsseldorf.
- Schramm, V. (2010): *Labyrinthdichtungen maximaler Dichtwirkung: Ein Ansatz zur rechnerbasierten Formoptimierung*, Dissertation, Institut für Thermische Strömungsmaschinen (ITS), Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Logos Verlag Berlin GmbH.
- Schramm, V., Denecke, J., Kim, S., und Wittig, S. (2004): *Shape Optimization of a Labyrinth Seal Applying the Simulated Annealing Method*, International Journal of Rotating Machinery, Vol. 10, S. 365-371.
- Schramm, V., Willenborg, K., Kim, S., und Wittig, S. (2002): *Influence of a Honeycomb Facing on the Flow Through a Stepped Labyrinth Seal*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 124, Jan. 2002, S. 140-146.
- Sheinin, E. I. (1961): *Experimentelle Untersuchung des Wärmeübertrags in der Zone der Endabdichtung des Gasturbinen*, Energomashinostroenie 1.
- Sheng, N., Ruggiero, E. J., Devi, R., Guo, J., und Cirri, M. (2011): *Experimental and Analytical Leakage Characterization of Annular Gas Seals: Honeycomb, Labyrinth and Pocket Damper Seals*, ASME Paper GT2011-45217.
- Shiembob, L. T. (1974): *Development of Abradable Gas Path Seals*, Pratt & Whitney Aircraft, PWA-TM-5081, East Hartford Connecticut, NASA CR-134689.
- Shimada, K., Kimura, K., Ichikawa, S., Otha, H., und Aoki K. (2004): *Phenomenon of Labyrinth Seal with Low Static Pressure Difference and Large Clearance*, Journal of Visualization, Vol. 7, No. 1 (2004), S. 63-75.
- Shvets, I. T., Dyban, E. P., und Khavin, V. Y. (1963): *Heat Exchange in Labyrinth Seals of Turbine Rotors*, Energomashinostroenie 12, S. 8-11.
- Sneck, H. (1974): *Labyrinth Seal Literature Survey*, Journal of Lubrication Technology (Series F), Vol. 96, S. 579-582.
- Soemarwoto, B. I., Kok, J. C., de Cock, K. M. J., und Versluis, J. F. A. (2007): *Performance Evaluation of Gas Turbine Labyrinth Seals Using Computational Fluid Dynamics*, ASME Paper GT2007-27905.

- Starke, C., Janke, E., Hofer, T., und Lengani, D. (2008): *Comparison of a Conventional Thermal Analysis of a Turbine Cascade to a Full Conjugate Heat Transfer Computation*, ASME Paper GT2008-51151.
- Steinetz, B. M., Hendricks, R. C., und Munson, J. (1994): *Engine Seal Technology Requirements to Meet NASA's Advanced Subsonic Technology Program Goals*, NASA Lewis Research Center, Technical Memorandum 106582, AIAA Paper 94-2698.
- Steinetz, B. M., Hendricks, R. C., und Munson, J. (1998): *Advanced Seal Technology Role in Meeting Next Generation Turbine Engine Goals*, NASA Lewis Research Center, Technical Memorandum 206961.
- Stocker, H. L. (1975): *Advanced Labyrinth Seal Design Performance for High Pressure Design Turbines*, ASME-Paper 75-WA/GT-22.
- Stocker, H. L. (1978): *Determining and Improving Labyrinth Seal Performance, in Current and Advanced High Performance Gas Turbines*, AGARD-CP-237, S. 13.1-13.22.
- Stocker, H. L., Cox, D. M., und Holle, G. F. (1977): *Aerodynamic Performance of Conventional and Advanced Design Labyrinth Seals with Solid-Smooth, Abradable, and Honeycomb Lands*, NASA CR-135307, EDR 9339, N78-27427.
- Stocker, H. L. (1977): *Aerodynamic Performance of Conventional and Advanced Labyrinth Seals with Solid-Smooth, Abdradable and Honeycomb Lands*, NASA/CR-135307.
- Stodola, A. (1924): *Dampf- und Gasturbinen*, 6. Auflage, Springer Verlag, Berlin.
- Stoff, H. (1980): *Incompressible flow in a labyrinth seal*, Journal of Fluid Mechanics, Vol. 100, Part 4, S. 817-820.
- Stoff, H. (1988): *Algebraische Berechnung von integralen Kenngrößen für die inkompressible Strömung in einer Labyrinthdichtung*, Forschung im Ingenieurwesen Bd. 54 (1988) Nr. 1, S. 19-23.
- Sturgess, G. J. (1988): *Application of CFD to Gas Turbine Engine Secondary Flow Systems – The Labyrinth Seal*, AIAA-88-3203.
- Syrjakow, M. (2005): *Skript zur Vorlesung 'Simulationstechnik: System und Modell*, Department of Computer Science, Universität Karlsruhe (TH).
- Thearling, K. (1996): *An introduction to Data Mining*; (abgerufen unter: www.thearling.com).
- Tielbörger, H. (2003): *Wärmeübergangsberechnungen mit modernen Zweigleichungs-Turbulenzmodellen*, Symposium „Numerische Simulation in der Fahrzeugtechnik“, FH Joanneum, Graz; AEA Technology GmbH CFX, Otterfing.
- Tietze, W. (2003): *Handbuch Dichtungspraxis*, 3. Auflage, Vulkan Verlag, Essen.
- Tipton, D. L., Scott, T. E., und Vogel, R. E. (1986): *Labyrinth Seal Analysis: Volume III – Analytical and Experimental Development of a Design Model for Labyrinth Seals*, AFWAL-TR-85-2103, Vol. III, Allison Gas Turbine Division of General Motors Corporation, Indianapolis, Indiana.

- Traupel, W. (1988): *Thermische Turbomaschinen, Erster Band: Thermodynamische Berechnung*, 3. Auflage, Springer Verlag, Berlin.
- Traupel, W. (2001): *Thermische Turbomaschinen, Zweiter Band: Geänderte Betriebsbedingungen, Regelung, mechanische Probleme, Temperaturänderungen*, Springer Verlag, Berlin.
- Trutnovsky, K. (1954): *Untersuchungen an berührungsfreien Dichtungen*, Konstruktion 6 (1954), Heft 10, S. 389-392.
- Trutnovsky, K., und Komotori, K. (1981): *Berührungsfreie Dichtungen*, 4. Auflage, VDI-Verlag, Düsseldorf.
- Tuffery, S. (2006): *Data Mining & Statistique Décisionnellé – L'intelligence dans les bases de données*, Editions Technip.
- Ueda, T., und Kubo, T. (1967): *The leakage of Air Through Radial Labyrinth Glands – On the Straight Trough Type*, Bulletin of JSME, Vol. 10, S. 298-307.
- Vakili, A. D., Meganathan, A. J., Michaud, M. A., und Radhakrishnan, S. (2005): *An Experimental and Numerical Study of Labyrinth Seal Flow*, ASME Paper GT2005-68224.
- Vermes, G. (1961): *A Fluid Mechanics Approach to Labyrinth Seal Leakage Problem*, Journal of Basic Engineering, Vol. 83, No. 1, S. 161-169.
- Verstraete, T., Alsalihi, Z., und Van den Braembusche, R. A. (2006): *Numerical Study of the Heat Transfer in Micro Gasturbines*, ASME Paper GT2006-90161.
- Walter, G., Herms, G. (2006): *Einführung in die Behandlung von Messfehlern, Ein Leitfaden für das Praktikum der Physik*, Universität Rostock.
- Wang, W., und Liu, Y. (2007): *Numerical Analysis of Leakage Flow through two Labyrinth Seals*, Journal of Hydrodynamics, Series B, 2007, 19(1), S. 107-112.
- Waschka, W. (1991): *Zum Einfluss der Rotation auf das Durchfluss- und Wärmeübergangsverhalten in Labyrinthdichtungen und Wellendurchführungen*, Dissertation, Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe (TH).
- Webb, R. L., Eckert, E. R., und Goldstein, R. J. (1970): *Heat Transfer and Friction in Tubes with Repeated-Rib Roughness*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 14, S. 601-617.
- Weinberger, T., Dullenkopf, K., und Bauer, H.-J. (2010a): *Numerical Approach to Study the Influence of Honeycomb Facings on the Temperature Distribution of Labyrinth Seals*, ISROMAC 13 - Paper ID Nr. 9, Honolulu, HI, USA.
- Weinberger, T., Dullenkopf, K., und Bauer, H.-J. (2010b): *Influence of Honeycomb Facings on the Temperature Distribution of Labyrinth Seals*, ASME Paper GT2010-22069.
- Weinberger, T., Dullenkopf, K., und Bauer, H.-J. (2011): *Influence of Honeycomb Facings on the Leakage Flow and Temperature Distribution in Labyrinth Seals*, ISABE-2011-1829.

- Weissert, I. (1996): *Numerische Simulation dreidimensionaler Strömungen in Sekundärluftsysteme von Gasturbinen unter besonderer Berücksichtigung der Rotation*, Dissertation, Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe (TH).
- Weisstein, E. W. (2012): *Correlation Coefficient*, From MathWorld - A Wolfram Web Resource; (abgerufen unter: <http://mathworld.wolfram.com/CorrelationCoefficient.html>).
- Wilcox, D. C. (1988a): *Multiscale Model for Turbulent Flows*, AIAA Journal, Vol. 26, S. 1311-1320.
- Wilcox, D. C. (1988b): *Reassessment of the Scale-Determining Equation for Advanced Turbulence Models*, AIAA Journal 26, S. 1299-1310.
- Wilcox, D.C. (1998c): *Turbulence Modelling for CFD*, DCW Industries.
- Willenborg, K., Au, J., Dullenkopf, K., und Wittig, S. (2005): *Experimental Investigation of the Two-Phase Flow Through a Leaking Bearing Chamber Labyrinth Seal*, ISABE Paper 2005-1207, München.
- Wilcox, D.C.(1998): *Turbulence Modelling for CFD*, DCW Industries.
- Willenborg, K., Kim, S., und Wittig, S. (2001a): *Effects of Reynolds Number and Pressure Ratio on Leakage Loss and Heat Transfer in a Stepped Labyrinth Seal*, ASME Paper 2001-GT-0123.
- Willenborg, K., Kim, S., und Wittig, S. (2001b): *Effects of Reynolds Number and Pressure ratio on Leakage Loss and Heat Transfer in a Stepped Labyrinth Seal*, Journal of Turbomachinery, Vol. 123, S. 815-822.
- Willenborg, K., Schamm, V., Kim, S., und Wittig, S. (2002): *Influence of a Honeycomb Facing on the Heat Transfer in a Stepped Labyrinth Seal*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 124, Jan. 2002, S. 133-139.
- Winkler, H. (1958): *Untersuchungen über das Verhalten berührungsfreier Dichtungen, insbesondere Durchblick-Stopfbuchsen für Turbomaschinen – 1. Teil*, Energietechnik, Bd. 8, S. 388-393.
- Wittel, H., Muhs, D., Jannasch, D., und Voßniek, J. (2009): *Roloff/Matek Maschinenelemente, Normung, Berechnung, Gestaltung*, 19., überarbeitete und erweiterte Auflage, Vieweg+Teubner, GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden.
- Wittig, S, Dörr, L., und Kim, S. (1983b): *Scaling Effects on Leakage Losses in Labyrinth Seals*, Journal of Engineering for Power, Vol. 105, S. 305-309.
- Wittig, S., Dörr, L., und Kim, S. (1982): *Scaling Effects on Leakage Losses in Labyrinth Seals*, ASME Paper 82-GT-157.
- Wittig, S., Dörr, L., und Kim, S. (1984a): *Abschlussbericht: Numerische und Experimentelle Untersuchungen zur Darstellung von Labyrinthströmungen*, Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe, ITS-84-1-LY.

- Wittig, S., Dörr, L., und Kim, S. (1985a): *Untersuchungen zum Einfluss der Kantenradien auf das Durchflussverhalten in Labyrinthdichtungen*, Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe im Auftrag der MTU Motoren- und Turbinen-Union München.
- Wittig, S., Dörr, L., Kim, S., und Kung, S. P. (1983a): *Beobachtungen zur Übertragbarkeit von Modellmessungen an Labyrinthdichtungen*, VDI-Bericht Nr. 487, S. 61-68.
- Wittig, S., Jacobsen, K., Schelling, U., Dörr, L., und Kim, S. (1985c): *Wärmeübergangszahlen in Labyrinthdichtungen*, *Heat Transfer in Labyrinth Seals*, VDI-Bericht Nr. 572, 1. Thermische Strömungsmaschinen '85, Bochum.
- Wittig, S., Jacobsen, K., Schelling, U., und Kim, S. (1986a): *Durchflussverhalten und Wärmeübertragung in ebenen Durchblicklabyrinth*, DGLR-Bericht 86-03, S. 422-434.
- Wittig, S., Jacobsen, K., Schelling, U., und Kim, S. (1988a): *Heat Transfer in Stepped Labyrinth Seals*, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 110, S. 63-69.
- Wittig, S., Kim S., Waschka, W., und Scherer, T. (1990): *Wärmeübergang in Labyrinth, Rotierende Labyrinth*, Abschlussbericht, Vorhaben Nr. 377 und 424, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V..
- Wittig, S., Kim, S. Dörr, L., Jacobsen, K., und Schelling, U. (1984b): *Experimentelle und theoretische Untersuchungen zum Durchflußverhalten und Wärmeübergang in Labyrinthdichtungen*, Zwischenbericht über das Vorhaben Nr. 242, MTU, München.
- Wittig, S., Kim, S. Geis, T., Schramm, V., und Willenborg, K. (1999): *Abschlussbericht – Innovative Konzepte zu Wärmehaushalt und Dichtungen von Triebwerken, Teil 3: Durchfluss und Wärmeübergang in Labyrinthdichtungen mit Honeycomb-Anstreifbelägen*, Verbundvorhaben Engine3E – BMW-RR Vorhaben (Dezember 1995 – März 1999), Universität Karlsruhe (TH).
- Wittig, S., Kim, S., Dörr, L., Jacobsen, K., und Schelling, U. (1985b): *Experimentelle und theoretische Untersuchungen zum Durchflussverhalten und Wärmeübergang in Labyrinthdichtungen*, Zwischenbericht über das Vorhaben Nr. 292 (AIF-Nr. 5417), Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe (TH).
- Wittig, S., Kim, S., Dörr, L., Jacobsen, K., und Schelling, U. (1987b): *Experimentelle und theoretische Untersuchung zum Durchflußverhalten und Wärmeübergang in Labyrinthdichtungen*, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen, Heft 391.
- Wittig, S., Kim, S., Dörr, L., Jacobson, K., und Schelling, U. (1983c): *Experimentelle und theoretische Untersuchungen zum Durchflußverhalten und Wärmeübergang in Labyrinthdichtungen*, Zwischenbericht über das Vorhaben Nr. 242, Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe (TH).
- Wittig, S., Kim, S., Jacobsen, K., und Schelling, U. (1985d): *Experimentelle und theoretische Untersuchungen zum Durchflußverhalten und Wärmeübergang in Labyrinthdichtungen*, Abschlussbericht über das Vorhaben Nr. 343 (AIF-Nr. 6366), Universität Karlsruhe (TH).

- Wittig, S., Kim, S., Jacobsen, K., und Schelling, U. (1986b): *Experimentelle und theoretische Untersuchungen zum Durchflußverhalten und Wärmeübergang in Labyrinthdichtungen*, Informationstagung Turbinen Herbst 1986, Heft R 442 1986.
- Wittig, S., Kim, S., Jakoby, R., Gerber, R., und Cano-Wolff, M. (1989): *Durchflußverhalten und Wärmeübergang an ebenen Durchblicklabyrinthen mit Honeycomb-Anstreifbelägen*, Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe (TH).
- Wittig, S., Kim, S., Noll, B., Elbahar, O., und Waschka, W. (1988b): *Experimentelle und theoretische Untersuchungen zum Einfluß der Rotation auf Durchfluß und Wärmeübergang in Wellendurchführungen und Labyrinthdichtungen*, Abschlußbericht über das Vorhaben Nr. 377 (AIF-Nr. 6754), Informationstagung Turbinen, Frühjahr 1988, Heft R 449.
- Wittig, S., Kim, S., und Dörr, L. (1984c): *Experimentelle Untersuchungen zum Einfluss von Einlaufnuten auf das Durchflußverhalten in Labyrinthdichtungen*, FVV Heft Nr. 347.
- Wittig, S., Schelling, U., Kim, S., und Jacobsen, K. (1987a): *Numerical Predictions and Measurement of Discharge Coefficients in Labyrinth Seals*, ASME Paper 87-GT-188.
- Wróblewski, W., Dykas, S., Bochon, K., und Rulik, S. (2011): *Optimization of the Rotor Tip Seal with Honeycomb Land in a Gas Turbine*, 9th European Turbomachinery Conference, Istanbul, Turkey.
- Xu, J., Ambrosia, M. S., und Rhode, D. L. (2004): *Effect of Rub-Groove Shape on the Leakage of Abradable Stepped Labyrinth Seals*, AIAA Paper 2004-3718.
- Yamada, Y. (1962): *On the Pressure Loss of Flow between Rotating Coaxial Cylinders with Annular Groove*, Bulletin of the JSME, Vol. 5, S. 642-651.
- Yan, X., Li, J., Song, L., und Feng, Z., (2008): *Investigations on the Discharge and Total Temperature Increase Characteristics of the Labyrinth Seals with Honeycomb and Smooth Lands*, ASME Paper GT2008-50399.
- Yan, X., Li, J., und Feng, Z. P. (2010): *Effects of Inlet Preswirl and Cell Diameter and Depth on Honeycomb Seal Characteristics*, Journal of Power and Energy, Vol. 132, S. 122506-1-122506-13.
- Yan, X., Li, J., und Feng, Z. P. (2011a): *Effects of Inlet Preswirl, Honeycomb Cell Diameter and Depth on the Discharge and Total Temperature Increase Characteristics of the Stepped Honeycomb Seal*, Institute of Turbomachinery, School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University.
- Yan, X., Li, J., und Feng, Z. P. (2011b): *Effects of sealing clearance and stepped geometries on discharge and heat transfer characteristics of the stepped labyrinth seals*, Proceedings of International Mechanical Engineering, Part A: Journal of Power and Energy, 225 (2011), S. 521-538.
- Yeh, F. C., und Cochran, P. (1970): *Comparison of Experimental and Ideal Leakage Flow through Labyrinth Seals for Very Small Pressure Differences*, Technical Memorandum, NASA-TM X-1958.

- Yu, D. (2010): *Numerical Simulation of Mechanical and Thermal Fluid-Structure Interaction in Labyrinth Seals*, Dissertation, Technische Universität Darmstadt.
- Yucel, U., und Kazakia, J. Y. (2001): *Analytical Prediction for Axisymmetric Flow in Gas Labyrinth Seals*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 123, S. 255-257.
- Zabriskie, W., und Sternlicht, B. (1959): *Labyrinth-Seal Leakage Analysis*, Journal of Basic Engineering (Series D), Vol. 81, No. 3, S. 332-340.
- Zhu, Y., und He, F. (1989): *Analysis of Leakage Characteristics of Labyrinth Seals*, Chinese Journal of Aeronautics, Vol. 3, No. 4, S. 233-238.
- Zimmermann, H., Kammerer, A., und Wolff, K. H. (1994): *Performance of Worn Labyrinth Seals*, ASME Paper 94-GT-131.
- Zimmermann, H., und Wolff, K. H. (1987): *Comparison Between Empirical and Numerical Labyrinth Flow Correlations*, ASME Paper 87-GT-86.
- Zimmermann, H., und Wolff, K. H. (1998): *Air System Correlations Part 1: Labyrinth Seals*, ASME, 98-GT-206.

Anhang

A1 Materialdaten von Titanaluminium

$\lambda_{TiAl6V4}$ [Wm ⁻¹ K ⁻¹]	Temperatur [K]
6,5	293
7,6	373
9,1	473

Tabelle A1: Wärmeleitfähigkeit von Titanaluminium (TiAl6V4) in Abhängigkeit der Temperatur

A2 Einstellungen der Künstlichen Neuronen Netze

Die verwendeten Lerndaten werden immer varianznormiert, was bedeutet, dass für jedes Merkmal der entsprechende Datenvektor auf den Mittelwert 0 und die Standardabweichung auf den Wert 1 normiert wird. Tabelle A2 fasst die Einstellungen der Künstlichen Neuronen Netze zusammen.

Typ des Neuronen Netzes	MLP
Lernalgorithmus	Levenberg-Marquardt
Anzahl der Neuronen pro Schicht	15 bzw. 30
Aktivierungsfunktion	tansig
Anzahl der Lernepochen	30 bzw. 50
Visualisierungsschrittweite	15
Eingangsfunktion	netsum
Eingangsgewichtung	dotprod
Normierung	Mean= 0, STD= 1

Tabelle A2: Einstellungen für die KNN

A3 Regressionsgüten und mittlere relative Fehler der Data Mining Modelle

all	KNN-Modell		Kreuzvalidierung					
			2-fach		5-fach		10-fach	
	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$
<i>TSh</i> ₁	0,89	3,6%	0,72	6,1%	0,82	4,7%	0,81	4,7%
<i>TSh</i> ₂	0,89	3,6%	0,76	5,2%	0,79	4,8%	0,80	4,8%
<i>TSh</i> ₃	0,90	3,3%	0,76	5,1%	0,80	4,6%	0,80	4,7%
<i>TSh</i> ₄	0,88	2,9%	0,64	5,4%	0,62	5,6%	0,72	4,8%
<i>TSh</i> ₅	0,87	3,4%	0,73	4,9%	0,82	3,9%	0,83	3,8%
<i>TSh</i> ₆	0,85	3,3%	0,72	4,6%	0,71	4,8%	0,73	4,6%
<i>TSh</i> ₇	0,93	2,7%	0,74	5,2%	0,81	4,3%	0,81	4,3%
<i>TSh</i> ₈	0,89	3,3%	0,75	5,2%	0,81	4,7%	0,82	4,5%
<i>TSh</i> ₉	0,96	3,1%	0,64	6,5%	0,83	4,8%	0,78	5,2%

Tabelle A3: Regressionsgüten für die Statortemperaturen des Szenariums all bei der Modellbildung mit KNN (30 Neuronen, 50 Lernepochen)

div	KNN-Modell		Kreuzvalidierung					
			2-fach		5-fach		10-fach	
	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$
<i>TSh</i> ₁	0,93	2,2%	0,63	5,4%	0,84	3,4%	0,80	3,6%
<i>TSh</i> ₂	0,99	0,7%	0,61	5,9%	0,80	3,7%	0,77	4,0%
<i>TSh</i> ₃	0,83	3,6%	0,64	6,1%	0,75	4,5%	0,83	3,6%
<i>TSh</i> ₄	0,78	4,1%	0,55	6,2%	0,65	4,8%	0,70	4,3%
<i>TSh</i> ₅	0,98	1,1%	0,67	6,3%	0,80	3,7%	0,81	3,8%
<i>TSh</i> ₆	0,83	3,4%	0,53	5,9%	0,65	4,5%	0,67	4,6%
<i>TSh</i> ₇	0,83	3,6%	0,63	5,6%	0,80	3,8%	0,80	3,8%
<i>TSh</i> ₈	0,81	3,4%	0,69	4,9%	0,79	3,6%	0,81	3,4%
<i>TSh</i> ₉	0,94	1,7%	0,63	4,7%	0,73	3,9%	0,79	3,6%

Tabelle A4: Regressionsgüten für die Statortemperaturen des Szenariums div bei der Modellbildung mit KNN (30 Neuronen, 50 Lernepochen)

konv	KNN-Modell		Kreuzvalidierung					
			2-fach		5-fach		10-fach	
	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$
<i>TSh</i> ₁	0,97	1,5%	0,80	4,4%	0,83	3,6%	0,81	3,7%
<i>TSh</i> ₂	0,81	3,7%	0,63	5,3%	0,82	3,7%	0,85	3,3%
<i>TSh</i> ₃	0,86	3,6%	0,63	6,1%	0,81	4,1%	0,84	3,5%
<i>TSh</i> ₄	0,79	4,0%	0,69	5,6%	0,62	5,7%	0,67	5,4%
<i>TSh</i> ₅	0,94	2,1%	0,79	4,7%	0,80	4,0%	0,86	3,5%
<i>TSh</i> ₆	0,92	2,6%	0,47	8,1%	0,77	4,5%	0,80	4,2%
<i>TSh</i> ₇	0,86	3,4%	0,69	6,6%	0,85	3,7%	0,84	3,7%
<i>TSh</i> ₈	0,89	2,9%	0,70	5,3%	0,75	4,5%	0,82	3,9%
<i>TSh</i> ₉	0,82	3,9%	0,63	6,5%	0,76	4,7%	0,76	4,6%

Tabelle A5: Regressionsgüten für die Statortemperaturen des Szenariums konv bei der Modellbildung mit KNN (30 Neuronen, 50 Lernepochen)

db	KNN-Modell		Kreuzvalidierung					
			2-fach		5-fach		10-fach	
	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$
<i>TSh</i> ₁	0,91	3,4%	0,61	6,9%	0,81	5,2%	0,88	3,9%
<i>TSh</i> ₂	0,89	3,2%	0,62	7,3%	0,85	4,5%	0,85	4,1%
<i>TSh</i> ₃	0,94	2,6%	0,63	7,8%	0,85	4,2%	0,88	4,0%
<i>TSh</i> ₄	0,95	2,1%	0,56	7,9%	0,76	5,2%	0,79	4,9%
<i>TSh</i> ₅	0,99	0,9%	0,76	5,9%	0,85	4,3%	0,81	4,9%
<i>TSh</i> ₆	0,91	2,6%	0,48	8,5%	0,70	5,3%	0,69	5,5%
<i>TSh</i> ₇	0,97	1,4%	0,59	7,8%	0,78	5,4%	0,83	4,5%
<i>TSh</i> ₈	0,93	2,7%	0,57	8,1%	0,82	4,5%	0,83	4,8%
<i>TSh</i> ₉	0,99	1,3%	0,71	7,5%	0,83	4,9%	0,87	4,6%

Tabelle A6: Regressionsgüten für die Statortemperaturen des Szenariums db bei der Modellbildung mit KNN (30 Neuronen, 50 Lernepochen)

all	KNN-Modell		Kreuzvalidierung					
			2-fach		5-fach		10-fach	
	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$
TRh₁	0,90	2,9%	0,77	4,4%	0,81	4,1%	0,80	4,1%
TRh₂	0,88	3,1%	0,73	4,4%	0,80	3,9%	0,80	3,8%
TRh₃	0,87	2,8%	0,64	4,5%	0,70	4,1%	0,70	4,1%
TRh₄	0,77	3,3%	0,57	4,6%	0,69	3,8%	0,67	3,9%
TRh₅	0,82	3,0%	0,63	4,2%	0,72	3,8%	0,75	3,5%
TRh₆	0,73	3,6%	0,64	4,1%	0,72	3,7%	0,73	3,5%
TRh₇	0,72	3,8%	0,52	4,8%	0,67	4,1%	0,66	4,1%
TRh₈	0,81	3,4%	0,45	5,9%	0,54	5,4%	0,62	5,0%
TRh₉	0,70	5,2%	0,51	6,8%	0,60	6,0%	0,63	5,9%

Tabelle A7: Regressionsgüten für die Rotortemperaturen des Szenariums all bei der Modellbildung mit KNN (30 Neuronen, 50 Lernepochen)

div	KNN-Modell		Kreuzvalidierung					
			2-fach		5-fach		10-fach	
	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$
TRh₁	0,83	3,4%	0,77	3,9%	0,77	3,9%	0,84	3,4%
TRh₂	0,83	3,1%	0,51	6,8%	0,74	4,1%	0,75	3,6%
TRh₃	0,82	2,6%	0,32	4,6%	0,69	3,6%	0,73	3,2%
TRh₄	0,81	2,7%	0,43	5,6%	0,73	3,1%	0,71	3,0%
TRh₅	0,84	2,4%	0,49	4,9%	0,69	3,6%	0,74	3,4%
TRh₆	0,99	0,6%	0,60	4,3%	0,73	3,3%	0,78	3,1%
TRh₇	0,98	0,8%	0,45	5,8%	0,75	3,2%	0,71	3,2%
TRh₈	0,79	2,5%	0,64	4,7%	0,69	3,2%	0,67	3,1%
TRh₉	0,86	2,5%	0,64	4,3%	0,79	2,9%	0,85	2,5%

Tabelle A8: Regressionsgüten für die Rotortemperaturen des Szenariums div bei der Modellbildung mit KNN (30 Neuronen, 50 Lernepochen)

konv	KNN-Modell		Kreuzvalidierung					
			2-fach		5-fach		10-fach	
	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$
<i>TRh₁</i>	0,96	1,5%	0,63	5,7%	0,78	3,9%	0,81	3,6%
<i>TRh₂</i>	0,83	3,2%	0,62	5,9%	0,75	4,2%	0,79	3,7%
<i>TRh₃</i>	0,89	2,1%	0,69	3,9%	0,77	3,2%	0,79	3,1%
<i>TRh₄</i>	0,95	1,3%	0,59	4,4%	0,69	3,4%	0,78	2,9%
<i>TRh₅</i>	0,87	2,3%	0,67	4,7%	0,63	3,7%	0,79	3,1%
<i>TRh₆</i>	0,99	0,8%	0,68	4,6%	0,73	3,6%	0,79	3,2%
<i>TRh₇</i>	0,85	2,7%	0,62	6,2%	0,74	3,7%	0,77	3,4%
<i>TRh₈</i>	0,95	1,7%	0,58	5,0%	0,77	3,4%	0,77	3,2%
<i>TRh₉</i>	0,96	1,5%	0,72	4,8%	0,79	3,6%	0,80	3,3%

Tabelle A9: Regressionsgüten für die Rotortemperaturen des Szenariums konv bei der Modellbildung mit KNN (30 Neuronen, 50 Lernepochen)

db	KNN-Modell		Kreuzvalidierung					
			2-fach		5-fach		10-fach	
	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$
<i>TRh₁</i>	0,91	2,5%	0,66	5,8%	0,84	3,7%	0,82	3,6%
<i>TRh₂</i>	0,88	2,9%	0,69	5,9%	0,88	3,1%	0,88	3,1%
<i>TRh₃</i>	0,86	2,8%	0,69	5,1%	0,76	3,7%	0,73	3,9%
<i>TRh₄</i>	0,84	2,7%	0,52	6,6%	0,75	3,7%	0,76	3,5%
<i>TRh₅</i>	0,88	2,2%	0,45	6,9%	0,72	3,8%	0,76	3,4%
<i>TRh₆</i>	0,83	2,8%	0,64	4,8%	0,72	4,1%	0,76	3,5%
<i>TRh₇</i>	0,99	0,7%	0,55	5,3%	0,70	4,5%	0,74	1,0%
<i>TRh₈</i>	0,98	1,0%	0,60	5,7%	0,77	3,6%	0,77	3,7%
<i>TRh₉</i>	0,91	2,4%	0,69	5,6%	0,72	4,6%	0,88	2,8%

Tabelle A10: Regressionsgüten für die Rotortemperaturen des Szenariums db bei der Modellbildung mit KNN (30 Neuronen, 50 Lernepochen)

all	Polynomgrad							
	1		2		3		4	
	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$
<i>TSh</i> ₁	0,74	5,7%	0,76	5,5%	0,76	5,5%	0,76	5,5%
<i>TSh</i> ₂	0,76	5,2%	0,77	5,1%	0,77	5,1%	0,77	5,1%
<i>TSh</i> ₃	0,76	5,0%	0,78	4,8%	0,78	4,8%	0,78	4,8%
<i>TSh</i> ₄	0,62	5,6%	0,63	5,5%	0,63	5,5%	0,63	5,5%
<i>TSh</i> ₅	0,77	4,4%	0,78	4,2%	0,78	4,2%	0,78	4,2%
<i>TSh</i> ₆	0,61	5,1%	0,66	4,8%	0,66	4,8%	0,66	4,8%
<i>TSh</i> ₇	0,77	4,6%	0,78	4,4%	0,78	4,4%	0,78	4,4%
<i>TSh</i> ₈	0,73	5,1%	0,75	4,9%	0,75	4,9%	0,75	4,9%
<i>TSh</i> ₉	0,67	6,1%	0,71	5,9%	0,71	5,9%	0,71	5,9%

Tabelle A11: Regressionsgüten für die Statortemperaturen des Szenariums all bei der Modellbildung mit MLR in Abhängigkeit des Polynomgrades

div	Polynomgrad							
	1		2		3		4	
	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$
<i>TSh</i> ₁	0,81	3,7%	0,81	3,8%	0,81	3,8%	0,81	3,8%
<i>TSh</i> ₂	0,79	3,7%	0,79	3,8%	0,79	3,8%	0,79	3,8%
<i>TSh</i> ₃	0,78	4,1%	0,78	4,4%	0,78	4,4%	0,78	4,4%
<i>TSh</i> ₄	0,71	4,4%	0,74	4,2%	0,74	4,2%	0,74	4,2%
<i>TSh</i> ₅	0,82	3,5%	0,83	3,5%	0,83	3,5%	0,83	3,5%
<i>TSh</i> ₆	0,72	4,1%	0,75	3,9%	0,75	3,9%	0,75	0,9%
<i>TSh</i> ₇	0,81	3,7%	0,81	3,7%	0,81	3,7%	0,81	3,7%
<i>TSh</i> ₈	0,81	3,4%	0,82	3,3%	0,82	3,3%	0,82	3,3%
<i>TSh</i> ₉	0,81	3,4%	0,83	3,2%	0,83	3,2%	0,83	3,2%

Tabelle A12: Regressionsgüten für die Statortemperaturen des Szenariums div bei der Modellbildung mit MLR in Abhängigkeit des Polynomgrades

konv	Polynomgrad							
	1		2		3		4	
	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$
<i>TSh</i> ₁	0,81	3,8%	0,83	3,5%	0,83	3,6%	0,83	3,6%
<i>TSh</i> ₂	0,81	3,7%	0,82	3,5%	0,82	3,7%	0,82	3,7%
<i>TSh</i> ₃	0,82	3,9%	0,83	3,7%	0,83	3,7%	0,83	3,7%
<i>TSh</i> ₄	0,68	5,2%	0,72	5,0%	0,72	5,0%	0,72	5,0%
<i>TSh</i> ₅	0,87	3,4%	0,88	3,2%	0,88	3,2%	0,88	3,2%
<i>TSh</i> ₆	0,79	4,3%	0,83	3,9%	0,83	3,9%	0,83	3,9%
<i>TSh</i> ₇	0,83	3,9%	0,84	3,7%	0,84	3,7%	0,84	3,7%
<i>TSh</i> ₈	0,81	4,0%	0,82	3,9%	0,82	3,9%	0,82	3,9%
<i>TSh</i> ₉	0,78	4,5%	0,81	4,2%	0,81	4,2%	0,81	4,2%

Tabelle A13: Regressionsgüten für die Statortemperaturen des Szenariums konv bei der Modellbildung mit MLR in Abhängigkeit des Polynomgrades

db	Polynomgrad							
	1		2		3		4	
	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$
<i>TSh</i> ₁	0,84	4,7%	0,87	4,1%	0,86	4,2%	0,86	4,2%
<i>TSh</i> ₂	0,84	4,3%	0,87	3,8%	0,87	3,9%	0,87	3,9%
<i>TSh</i> ₃	0,78	5,3%	0,84	4,3%	0,86	4,1%	0,86	4,0%
<i>TSh</i> ₄	0,64	6,3%	0,71	5,8%	0,72	5,9%	0,72	5,9%
<i>TSh</i> ₅	0,79	4,9%	0,84	4,6%	0,85	4,4%	0,85	4,4%
<i>TSh</i> ₆	0,61	5,6%	0,77	4,5%	0,77	4,4%	0,77	4,4%
<i>TSh</i> ₇	0,84	4,2%	0,86	4,1%	0,86	4,3%	0,86	4,3%
<i>TSh</i> ₈	0,81	4,5%	0,83	4,4%	0,83	4,5%	0,83	4,5%
<i>TSh</i> ₉	0,75	6,2%	0,81	5,9%	0,82	5,9%	0,83	5,9%

Tabelle A14: Regressionsgüten für die Statortemperaturen des Szenariums db bei der Modellbildung mit MLR in Abhängigkeit des Polynomgrades

all	Polynomgrad							
	1		2		3		4	
	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$
TRh₁	0,68	4,9%	0,72	4,6%	0,72	4,6%	0,73	4,6%
TRh₂	0,70	4,4%	0,75	4,0%	0,75	4,0%	0,75	4,0%
TRh₃	0,64	4,1%	0,70	3,7%	0,70	3,7%	0,70	3,7%
TRh₄	0,61	4,0%	0,67	3,6%	0,67	3,6%	0,67	3,6%
TRh₅	0,65	3,9%	0,71	3,6%	0,71	3,6%	0,71	3,6%
TRh₆	0,60	4,2%	0,67	3,9%	0,67	3,9%	0,67	3,9%
TRh₇	0,51	4,9%	0,62	4,3%	0,62	4,3%	0,62	4,3%
TRh₈	0,46	5,6%	0,52	5,3%	0,52	5,3%	0,52	5,3%
TRh₉	0,45	7,0%	0,48	6,8%	0,48	6,8%	0,48	6,8%

Tabelle A15: Regressionsgüten für die Rotortemperaturen des Szenariums all bei der Modellbildung mit MLR in Abhängigkeit des Polynomgrades

div	Polynomgrad							
	1		2		3		4	
	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$
TRh₁	0,74	4,1%	0,77	3,9%	0,77	3,9%	0,77	3,9%
TRh₂	0,71	3,9%	0,76	3,7%	0,76	3,7%	0,76	3,7%
TRh₃	0,70	3,3%	0,76	3,1%	0,76	3,1%	0,76	3,1%
TRh₄	0,67	3,3%	0,74	3,0%	0,74	3,0%	0,74	3,0%
TRh₅	0,71	3,3%	0,73	3,3%	0,73	3,3%	0,73	3,3%
TRh₆	0,69	3,3%	0,78	2,9%	0,78	2,9%	0,78	2,9%
TRh₇	0,69	3,3%	0,77	2,9%	0,77	2,9%	0,78	2,9%
TRh₈	0,68	3,1%	0,76	2,7%	0,76	2,7%	0,76	2,7%
TRh₉	0,75	3,4%	0,82	2,8%	0,82	2,8%	0,82	2,8%

Tabelle A16: Regressionsgüten für die Rotortemperaturen des Szenariums div bei der Modellbildung mit MLR in Abhängigkeit des Polynomgrades

konv	Polynomgrad							
	1		2		3		4	
	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$
TRh₁	0,76	4,1%	0,82	3,7%	0,82	3,6%	0,82	3,6%
TRh₂	0,79	3,7%	0,84	3,2%	0,84	3,3%	0,84	3,3%
TRh₃	0,77	2,9%	0,84	2,5%	0,84	2,5%	0,84	2,5%
TRh₄	0,77	2,9%	0,83	2,5%	0,83	2,4%	0,83	2,4%
TRh₅	0,77	3,1%	0,85	2,6%	0,85	2,6%	0,85	2,6%
TRh₆	0,73	3,5%	0,79	3,2%	0,79	3,2%	0,79	3,2%
TRh₇	0,74	3,5%	0,82	2,9%	0,82	2,9%	0,82	2,9%
TRh₈	0,75	3,3%	0,83	2,8%	0,83	2,8%	0,83	2,8%
TRh₉	0,79	3,3%	0,85	2,9%	0,85	2,9%	0,85	2,9%

Tabelle A17: Regressionsgüten für die Rotortemperaturen des Szenariums konv bei der Modellbildung mit MLR in Abhängigkeit des Polynomgrades

db	Polynomgrad							
	1		2		3		4	
	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$
TRh₁	0,79	3,9%	0,83	3,6%	0,83	3,6%	0,83	3,6%
TRh₂	0,83	3,3%	0,85	3,3%	0,85	3,3%	0,85	3,3%
TRh₃	0,80	3,3%	0,80	3,3%	0,80	3,3%	0,80	3,3%
TRh₄	0,73	3,5%	0,73	3,5%	0,73	3,5%	0,73	3,5%
TRh₅	0,74	3,3%	0,78	3,0%	0,78	3,0%	0,78	3,0%
TRh₆	0,69	3,7%	0,74	3,4%	0,74	3,4%	0,74	3,4%
TRh₇	0,63	4,2%	0,68	4,0%	0,68	4,0%	0,68	4,0%
TRh₈	0,72	3,6%	0,77	3,3%	0,77	3,3%	0,77	3,3%
TRh₉	0,75	3,9%	0,79	3,7%	0,79	3,7%	0,79	3,7%

Tabelle A18: Regressionsgüten für die Rotortemperaturen des Szenariums db bei der Modellbildung mit MLR in Abhängigkeit des Polynomgrades

A4 Ergebnisse der uni- und multivariaten Merkmalsbewertung für den Massenstrom

Tabelle A19 bis Tabelle A22 zeigen beispielhaft die Ergebnisse der univariaten Merkmalsbewertung für den Massenstrom in Abhängigkeit vom Modell (MLR bzw. KNN) und vom Szenarium (all, div, konv, db).

all	Polynom						KNN	
	Grad 1		Grad 2		Grad 4		Merkmal	r_{y,y^*}
	Merkmal	r_{y,y^*}	Merkmal	r_{y,y^*}	Merkmal	r_{y,y^*}		
1	s_{mean}	0,68	s_{mean}	0,69	s_{mean}	0,69	s_{mean}	0,71
2	Π	0,58	Π	0,61	Π	0,61	Π	0,66
3	STH	0,08	STH	0,11	STH	0,11	STH	0,11
4	HCH	0,03	HCH	0,11	HCH	0,11	HCH	0,11

Tabelle A19: Univariate Merkmalsbewertung für den Leckagemassenstrom des Szenariums all mit Polynomen 1., 2. und 4. Grades und einem KNN (15 Neuronen in der verdeckten Schicht, 30 Lernepochen)

div	Polynom						KNN	
	Grad 1		Grad 2		Grad 4		Merkmal	r_{y,y^*}
	Merkmal	r_{y,y^*}	Merkmal	r_{y,y^*}	Merkmal	r_{y,y^*}		
1	s_{mean}	0,66	s_{mean}	0,68	s_{mean}	0,69	s_{mean}	0,69
2	Π	0,65	Π	0,68	Π	0,68	Π	0,69
3	HCH	0,13	HCH	0,15	HCH	0,15	HCH	0,15
4	STH	0,01	STH	0,01	STH	0,01	STH	0,01

Tabelle A20: Univariate Merkmalsbewertung für den Leckagemassenstrom des Szenariums div mit Polynomen 1., 2. und 4. Grades und einem KNN (15 Neuronen in der verdeckten Schicht, 30 Lernepochen)

konv	Polynom						KNN	
	Grad 1		Grad 2		Grad 4		Merkmal	r_{y,y^*}
	Merkmal	r_{y,y^*}	Merkmal	r_{y,y^*}	Merkmal	r_{y,y^*}		
1	s_{mean}	0,69	s_{mean}	0,72	s_{mean}	0,72	s_{mean}	0,74
2	Π	0,61	Π	0,63	Π	0,64	Π	0,64
3	STH	0,17	STH	0,18	STH	0,18	STH	0,18
4	HCH	0,01	HCH	0,01	HCH	0,01	HCH	0,01

Tabelle A21: Univariate Merkmalsbewertung für den Leckagemassenstrom des Szenariums konv mit Polynomen 1., 2. und 4. Grades und einem KNN (15 Neuronen in der verdeckten Schicht, 30 Lernepochen)

db	Polynom						KNN	
	Grad 1		Grad 2		Grad 4		Merkmal	r_{y,y^*}
	Merkmal	r_{y,y^*}	Merkmal	r_{y,y^*}	Merkmal	r_{y,y^*}		
1	s_{mean}	0,72	s_{mean}	0,73	s_{mean}	0,74	s_{mean}	0,74
2	Π	0,59	Π	0,62	Π	0,62	Π	0,55
3	HCH	0,02	HCH	0,18	HCH	0,19	HCH	0,19

Tabelle A22: Univariate Merkmalsbewertung für den Leckagemassenstrom des Szenariums db mit Polynomen 1., 2. und 4. Grades und einem KNN (15 Neuronen in der verdeckten Schicht, 30 Lernepochen)

all	Polynom						KNN	
	Grad 1		Grad 2		Grad 4		Merkmal	r_{y,y^*}
	Merkmal	r_{y,y^*}	Merkmal	r_{y,y^*}	Merkmal	r_{y,y^*}		
1	s_{mean}	0,68	s_{mean}	0,69	s_{mean}	0,69	s_{mean}	0,70
2	Π	0,90	Π	0,92	Π	0,925	Π	0,95
3	HCH	0,91	STH	0,92	STH	0,92	STH	0,95
4	STH	0,90	HCH	0,92	HCH	0,92	HCH	0,94

Tabelle A23: Multivariate Merkmalsbewertung für den Leckagemassenstrom des Szenariums all mit Polynomen 1., 2. und 4. Grades und einem KNN (15 Neuronen in der verdeckten Schicht, 30 Lernepochen)

div	Polynom						KNN	
	Grad 1		Grad 2		Grad 4		Merkmal	r_{y,y^*}
	Merkmal	r_{y,y^*}	Merkmal	r_{y,y^*}	Merkmal	r_{y,y^*}		
1	s_{mean}	0,66	s_{mean}	0,68	s_{mean}	0,68	s_{mean}	0,70
2	Π	0,93	Π	0,75	Π	0,75	Π	0,98
3	HCH	0,94	HCH	0,75	HCH	0,75	HCH	0,99
4	STH	0,93	STH	0,75	STH	0,75	STH	0,97

Tabelle A24: Multivariate Merkmalsbewertung für den Leckagemassenstrom des Szenariums div mit Polynomen 1., 2. und 4. Grades und einem KNN (15 Neuronen in der verdeckten Schicht, 30 Lernepochen)

konv	Polynom						KNN	
	Grad 1		Grad 2		Grad 4		Merkmal	r_{y,y^*}
	Merkmal	r_{y,y^*}	Merkmal	r_{y,y^*}	Merkmal	r_{y,y^*}		
1	s_{mean}	0,69	s_{mean}	0,72	s_{mean}	0,71	s_{mean}	0,73
2	Π	0,92	Π	0,95	Π	0,95	Π	0,98
3	HCH	0,94	STH	0,95	STH	0,95	HCH	0,99
4	STH	0,92	HCH	0,95	HCH	0,95	STH	0,98

Tabelle A25: Multivariate Merkmalsbewertung für den Leckagemassenstrom des Szenariums konv mit Polynomen 1., 2. und 4. Grades und einem KNN (15 Neuronen in der verdeckten Schicht, 30 Lernepochen)

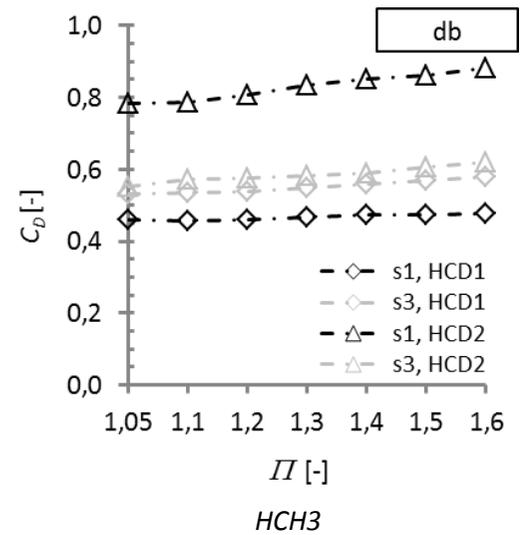
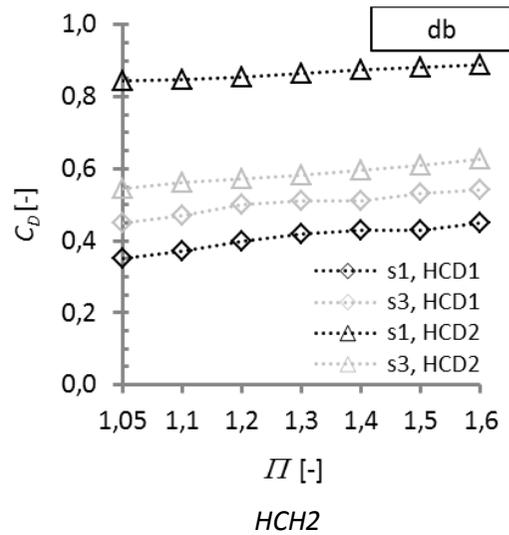
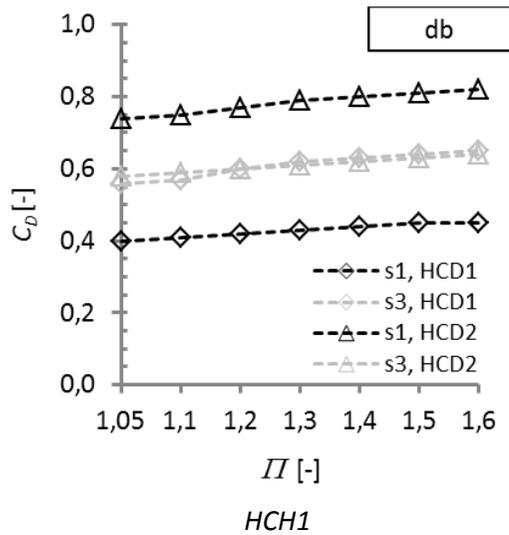
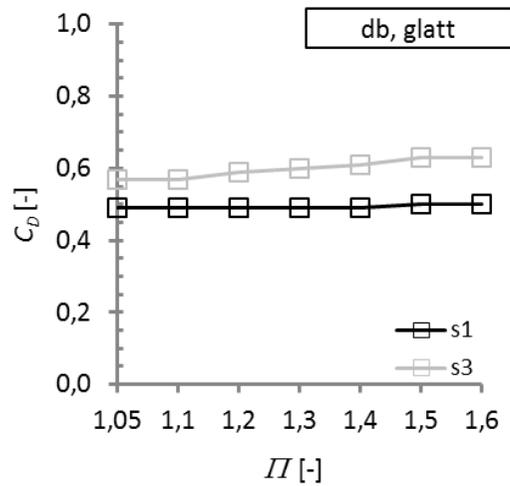
db	Polynom						KNN	
	Grad 1		Grad 2		Grad 4		Merkmal	r_{y,y^*}
	Merkmal	r_{y,y^*}	Merkmal	r_{y,y^*}	Merkmal	r_{y,y^*}		
1	s_{mean}	0,72	s_{mean}	0,73	s_{mean}	0,74	s_{mean}	0,74
2	Π	0,93	Π	0,95	Π	0,95	Π	0,99
3	HCH	0,94	HCH	0,95	HCH	0,95	HCH	0,91

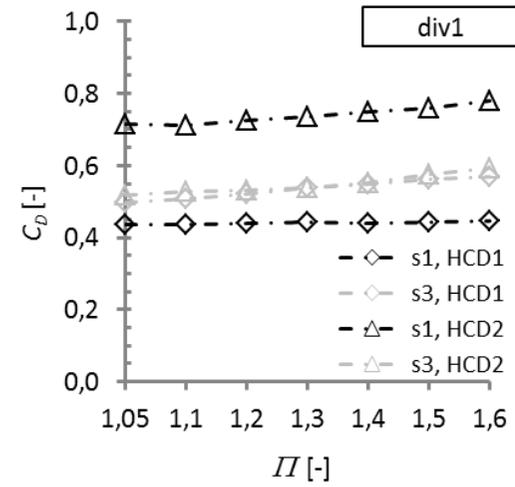
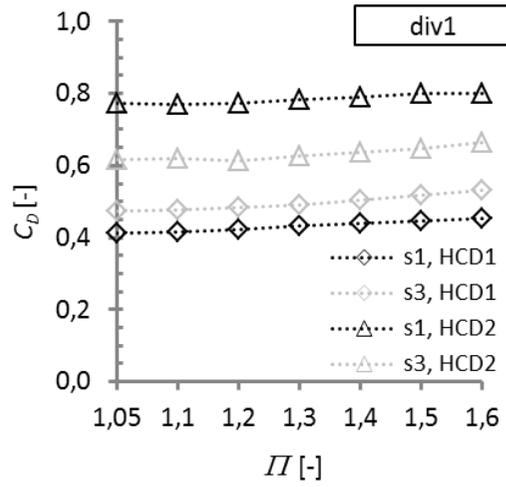
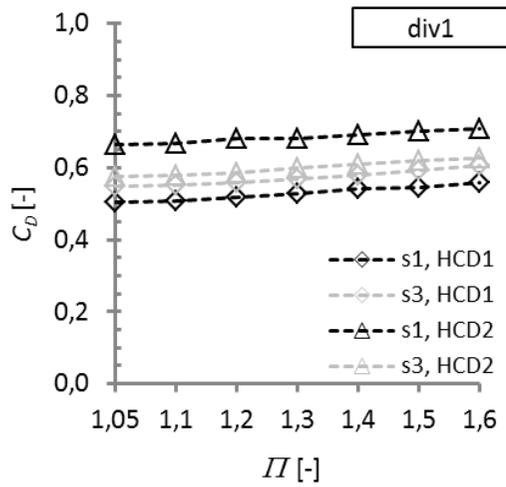
Tabelle A26: Multivariate Merkmalsbewertung für den Leckagemassenstrom des Szenariums db mit Polynomen 1., 2. und 4. Grades und einem KNN (15 Neuronen in der verdeckten Schicht, 30 Lernepochen)

Erwartungsgemäß zeigt sich sowohl bei der uni- als auch bei der multivariaten Merkmalsbewertung, dass die mittlere Spaltweite und damit die Kombination Spaltweite und Honigwabendurchmesser unabhängig von der Modellbildung und der Konfiguration den größten Einfluss auf den Leckagemassenstrom einer Labyrinthdichtung besitzt. An zweiter Stelle rangiert das Druckverhältnis. Dies erscheint logisch, da es sich gemäß der Kontinuitätsgleichung auf die Dichte und damit auf den Massenstrom auswirkt, zudem hängen die sich einstellenden Geschwindigkeiten vom Druckverhältnis ab. Die Stufenhöhe hat mit Korrelationskoeffizienten im Bereich von 0,01 bis 0,18 nur einen sehr geringen Einfluss auf den Massenstrom. Der Einfluss der Honigwabenhöhe auf den Leckagemassenstrom ist sehr gering, was sich sowohl an der Platzierung (Platz 3 bzw. 4) als auch an den geringen Korrelationskoeffizienten (0,01 bis 0,19) zeigt. Dabei zeigen sich über alle Ergebnisse hinweg bei der multivariaten Merkmalsbewertung höhere Korrelationskoeffizienten als bei der univariaten Merkmalsbewertung, da auch die komplexen Abhängigkeiten der Einzelmerkmale berücksichtigt werden. Dennoch fällt auf, dass oftmals bereits ab dem zweiten Merkmal keine Verbesserung der Korrelationskoeffizienten mehr erreicht wird bzw. diese bei weiterem Hinzufügen von Merkmalen sogar leicht sinken. Diese Beobachtung deutet auf die komplexe Interaktion der Parameter in Abhängigkeit der Labyrinthart (all, div, konv, db) hin und beweist zudem die wechselseitige Abhängigkeit des Leckagemassenstroms von den einzelnen Merkmalen.

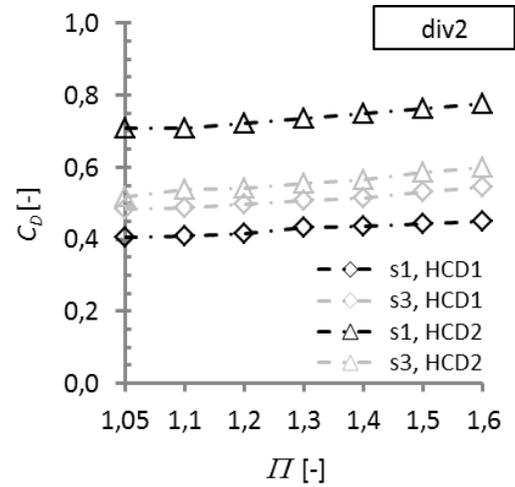
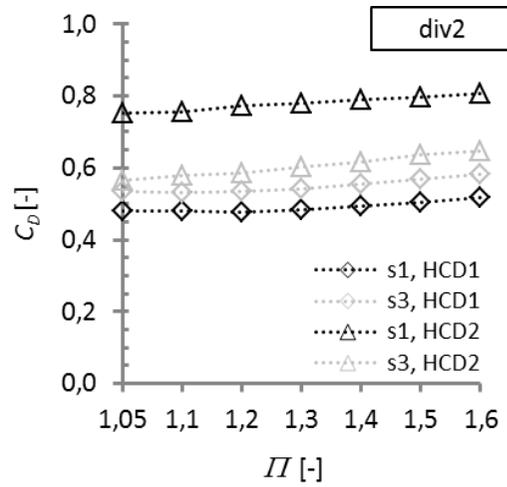
Auf eine Darstellung der Ergebnisse der uni- und multivariaten Merkmalsbewertung der Rotor- und Statortemperaturen wird aufgrund der sehr großen Datenmenge verzichtet (zweimal neun Temperaturen à acht Tabellen). Zudem ergaben sich zum Massenstrom vergleichbare Abhängigkeiten, die zudem implizit in den Temperaturmodellen (vgl. Kapitel 6.2.2) enthalten sind.

A5 Abhängigkeit des C_D -Wertes, der lokalen α -Zahlen sowie der globalen Nusseltzahlen von diversen geometrischen (Honigwaben-)Parametern





$STH < HCH \rightarrow$
Keine Messwerte



HCH1

HCH2

HCH3

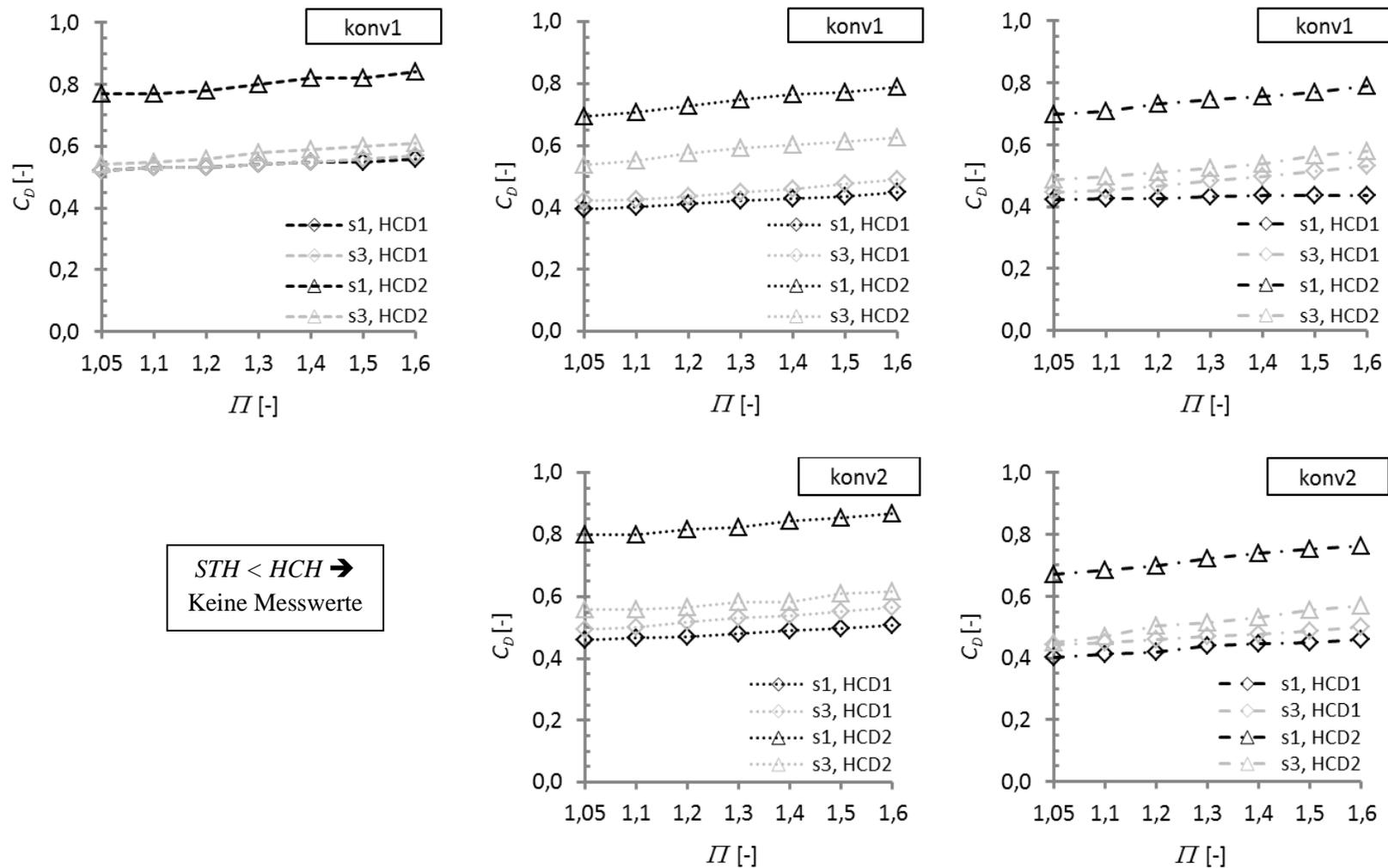
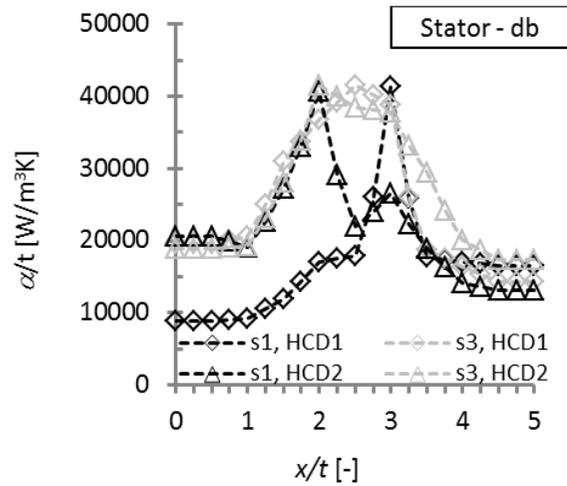
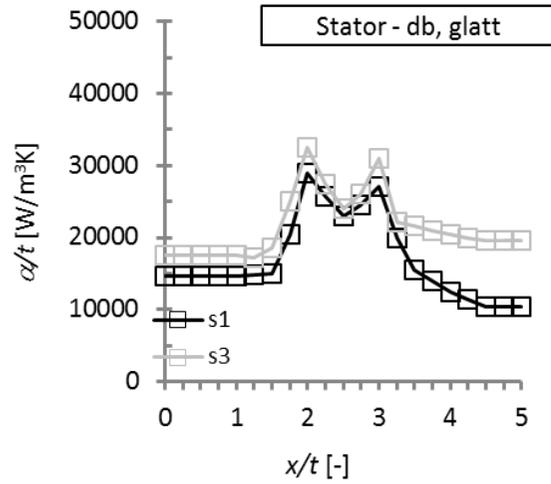
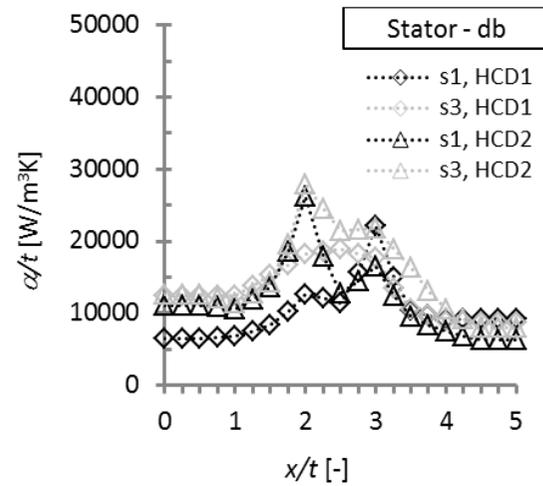


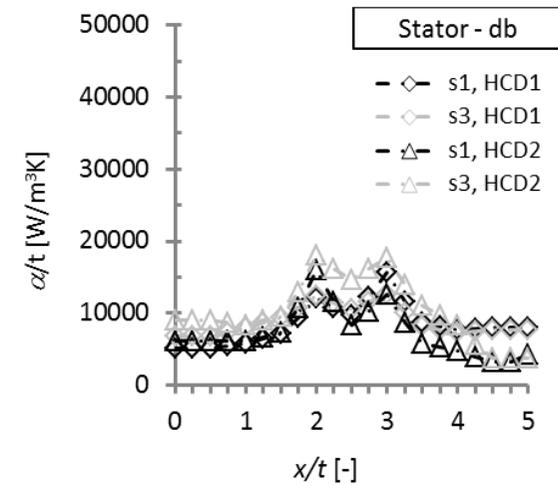
Abbildung A0.1: Abhängigkeit des Durchflussbeiwertes verschiedener Konfigurationen von der Spaltweite, dem Honigwabendurchmesser, der Honigwabenhöhe (mit Ausnahme von db, glatt; links: *HCH1*, mittig: *HCH2*, rechts: *HCH3*) und dem Druckverhältnis



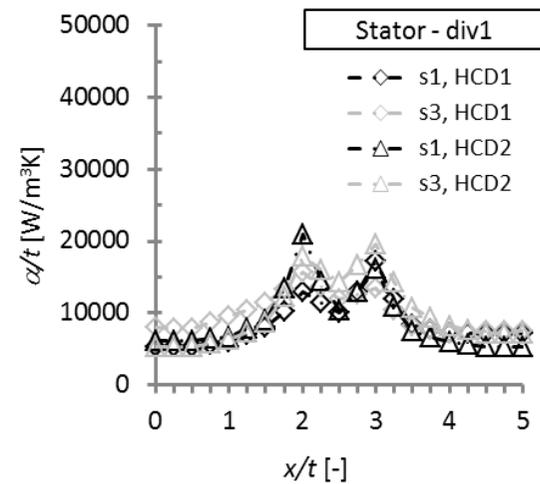
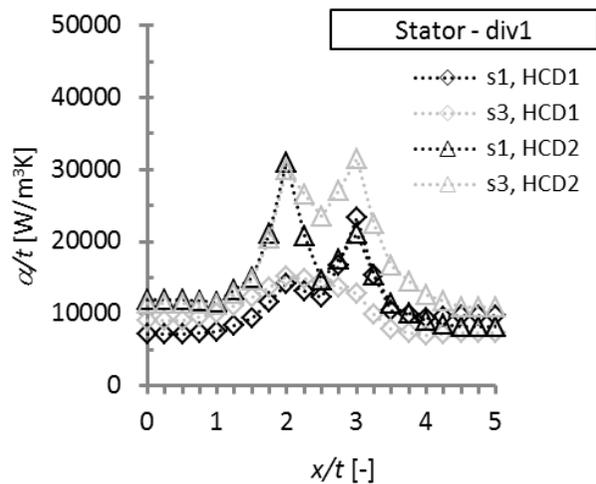
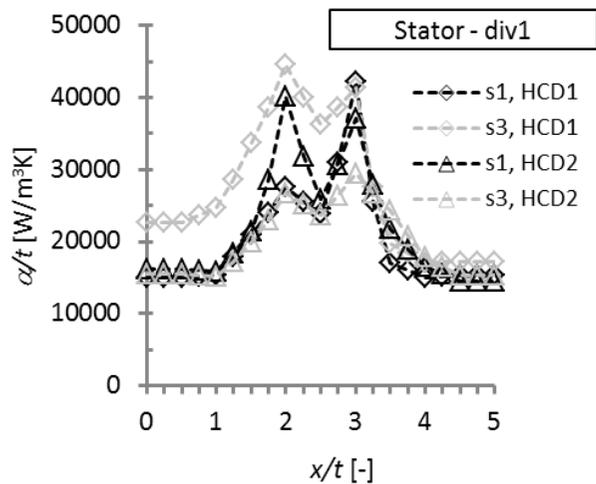
HCH1



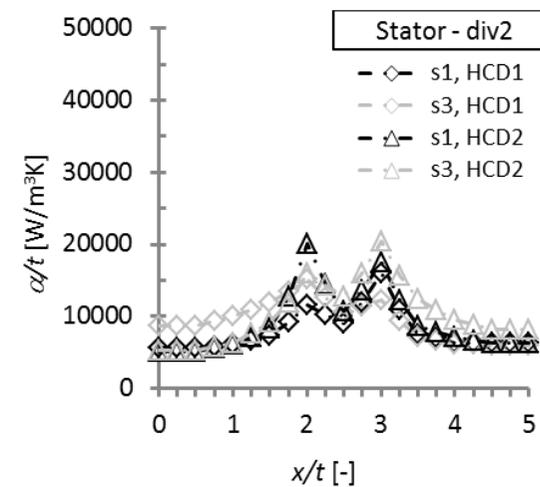
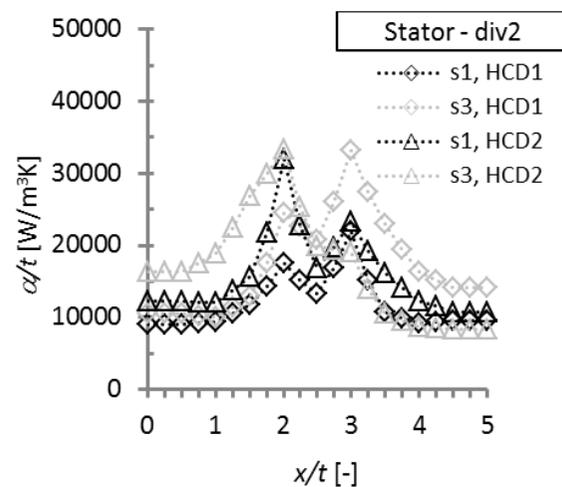
HCH2



HCH3



$STH < HCH \rightarrow$
Keine Messwerte



HCH1

HCH2

HCH3

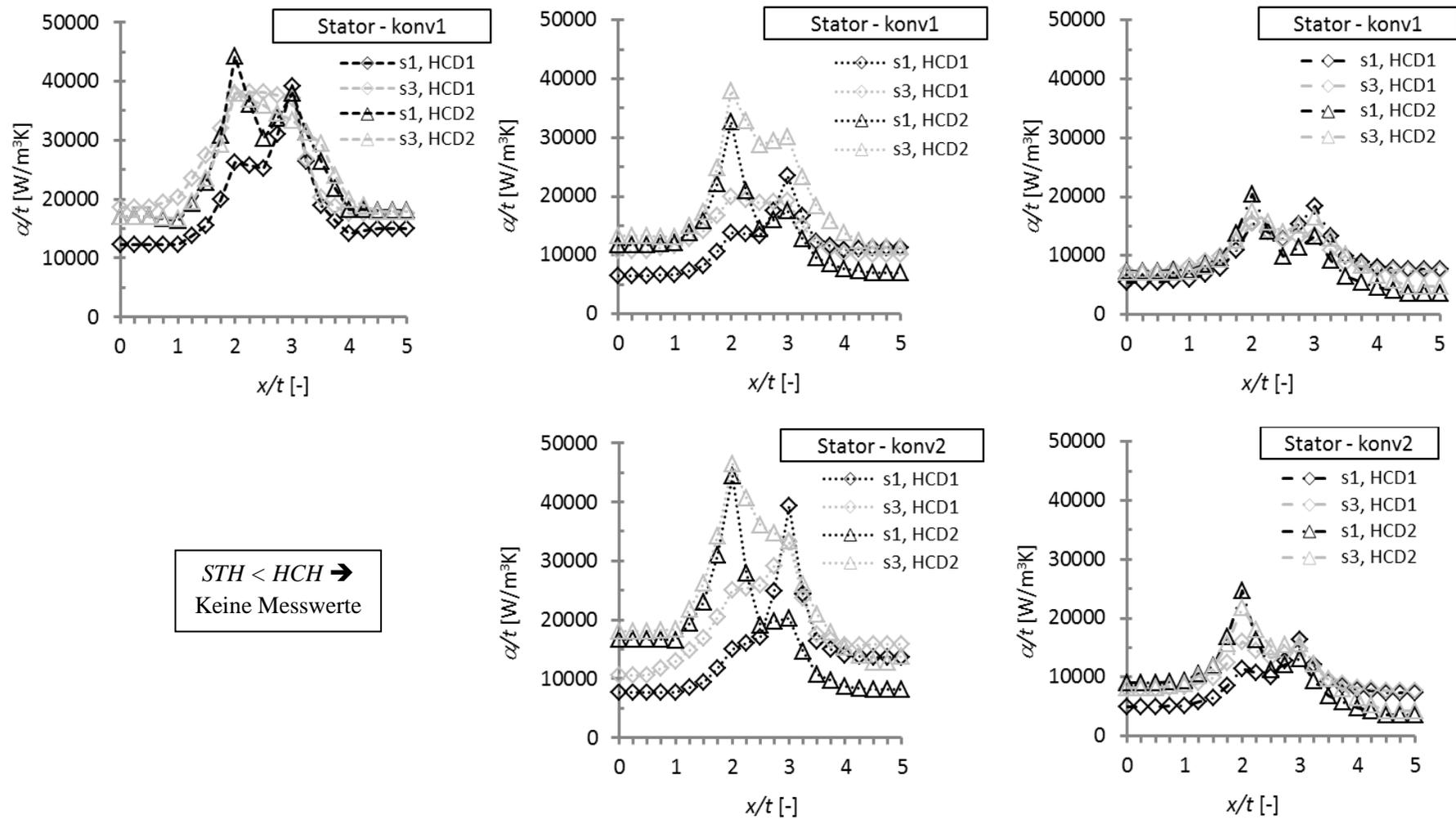
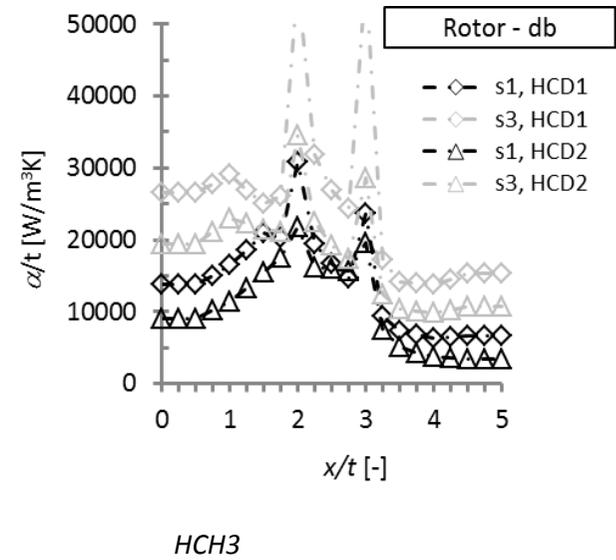
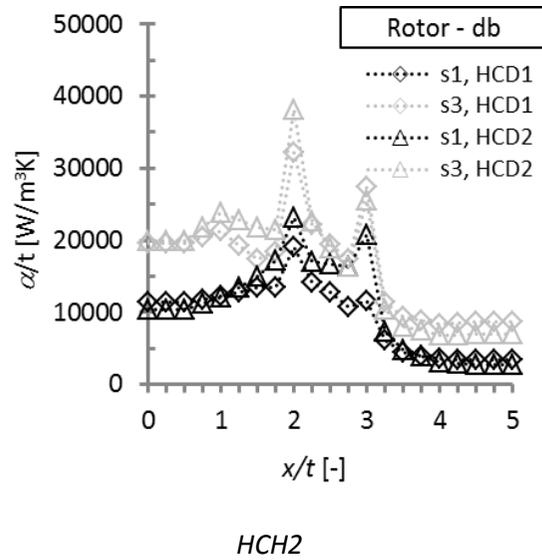
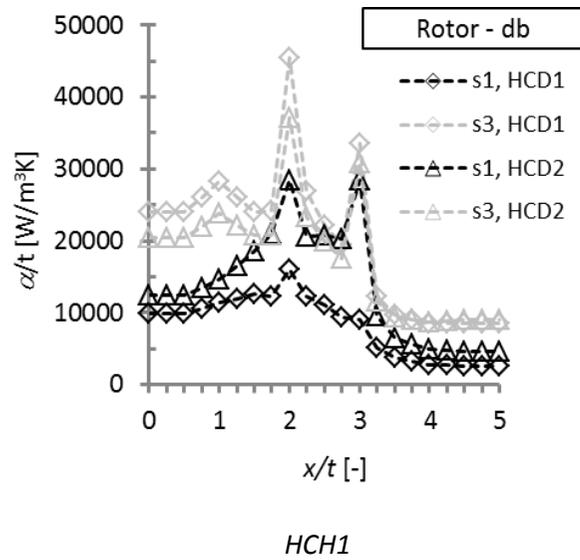
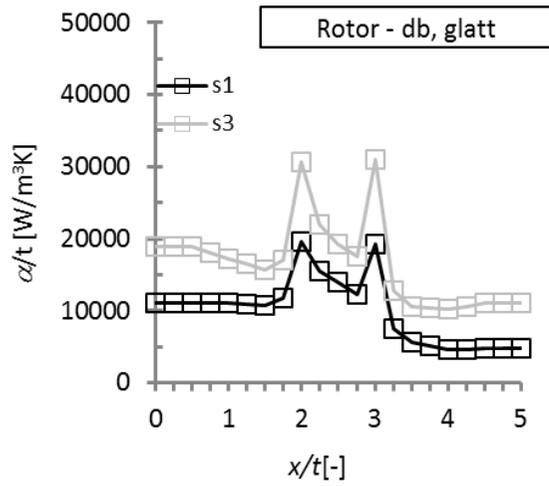
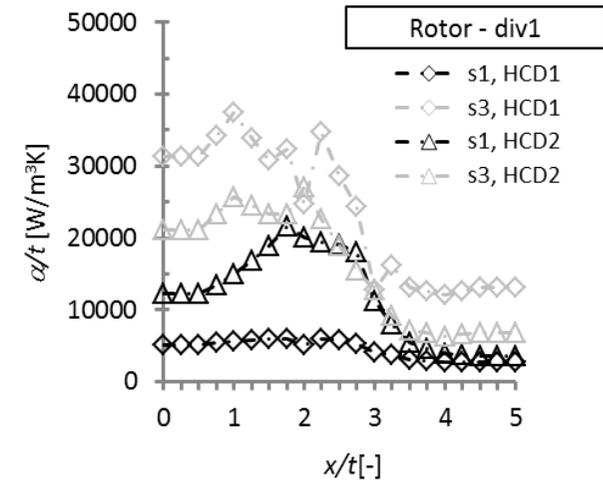
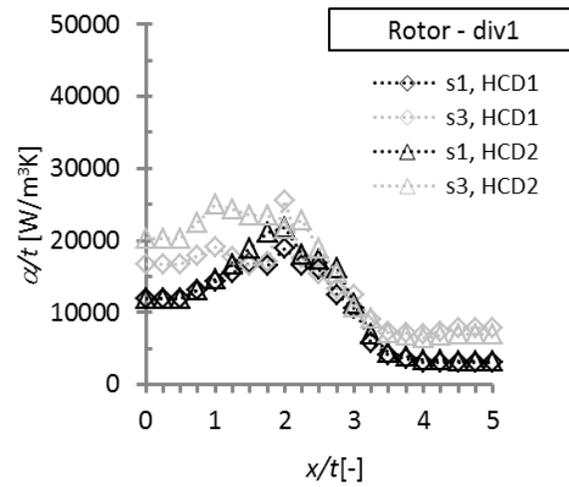
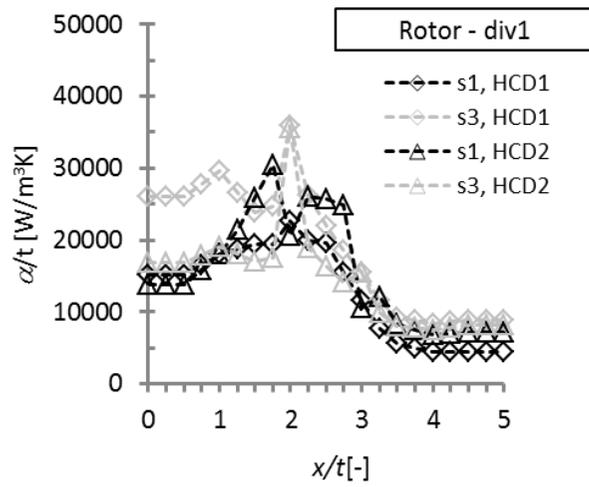
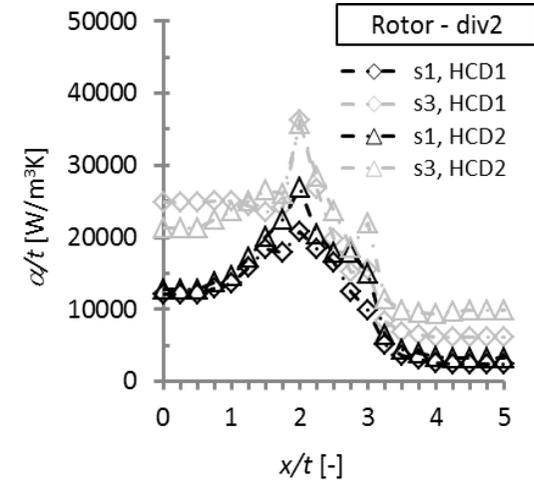
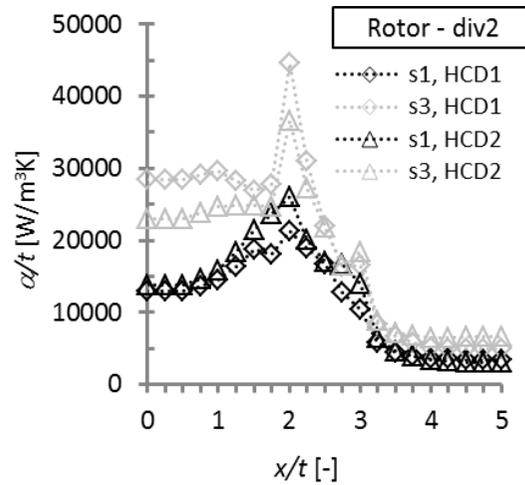


Abbildung A0.2: Normierte lokale Wärmeübergangskoeffizienten der Statoren verschiedener Konfigurationen in Abhängigkeit von der Spaltweite, dem Honigwabendurchmesser, der Honigwabenhöhe (mit Ausnahme von db, glatt; links: $HCH1$, mittig: $HCH2$, rechts: $HCH3$) und dem Druckverhältnis





$STH < HCH \rightarrow$
Keine Messwerte



HCH1

HCH2

HCH3

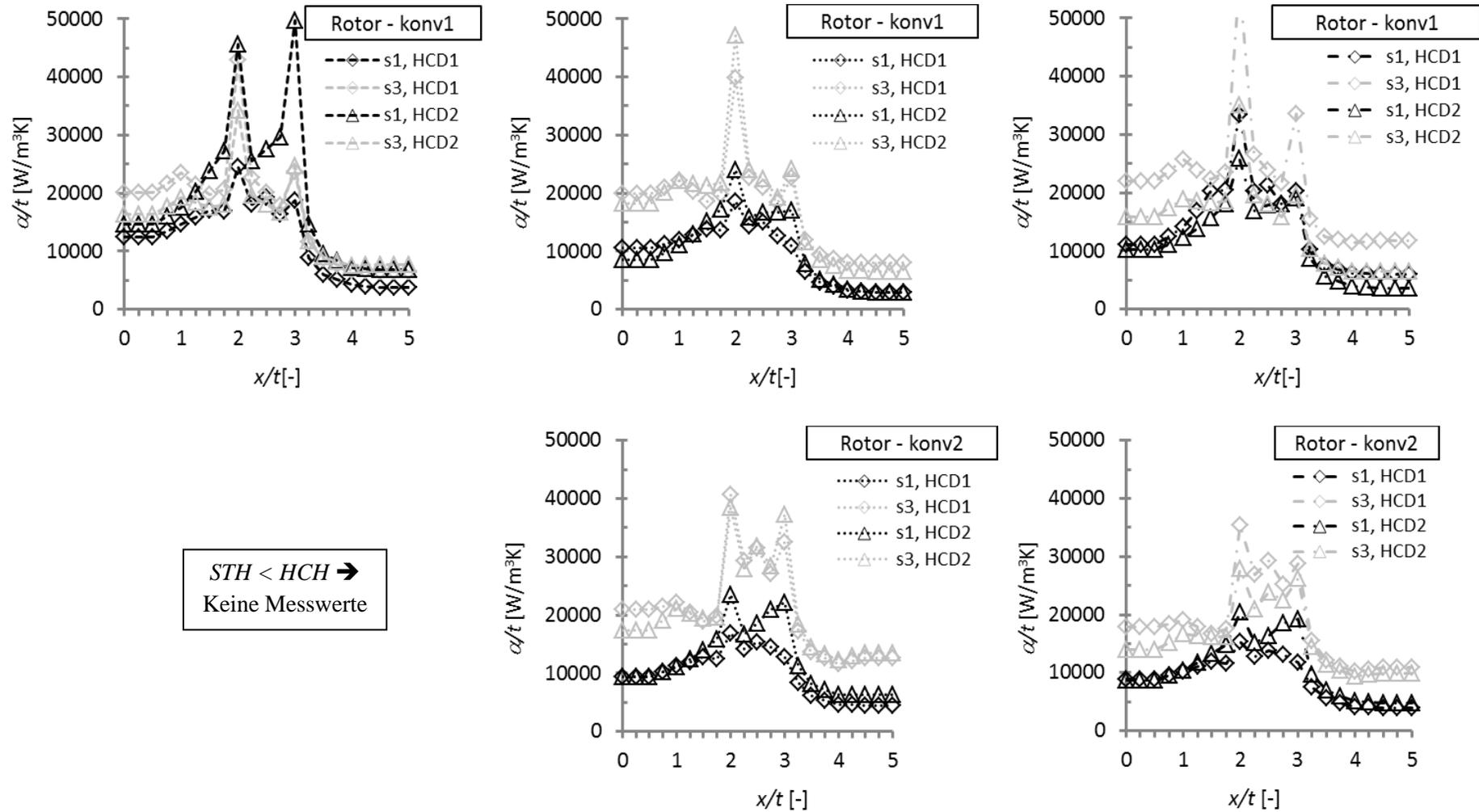
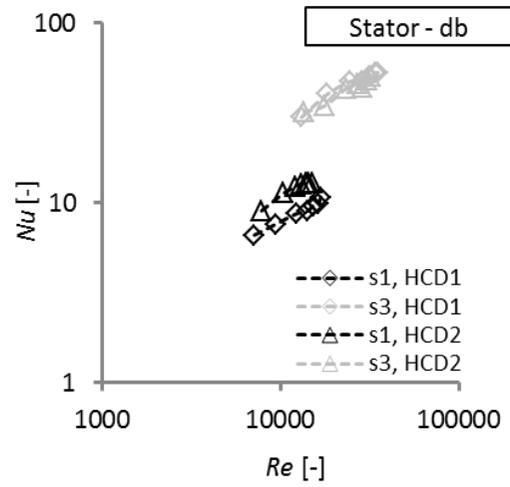
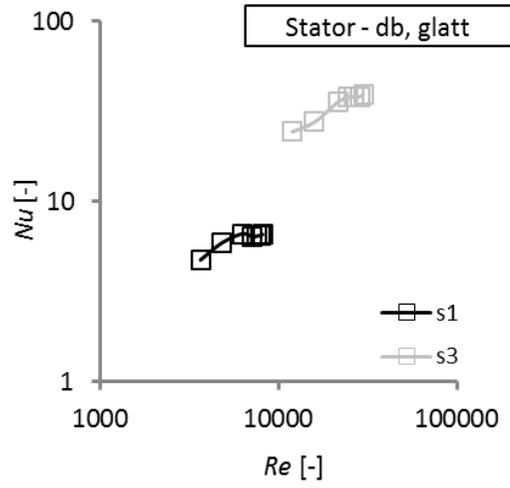
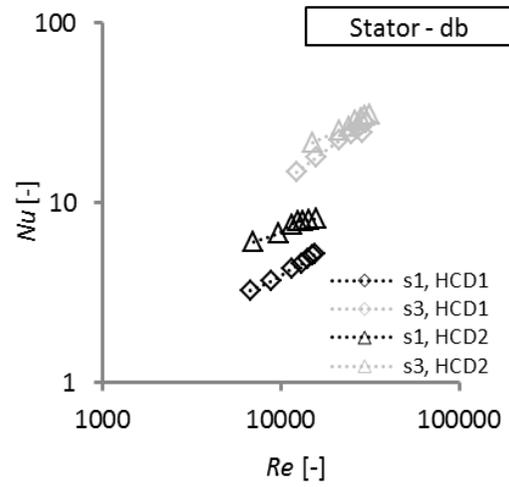


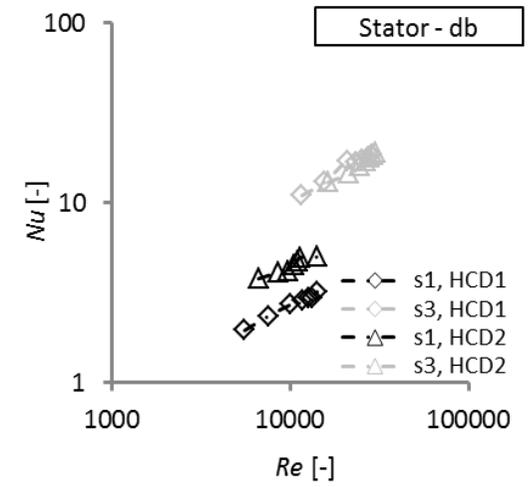
Abbildung A0.3: Normierte lokale Wärmeübergangskoeffizienten der Rotoren verschiedener Konfigurationen in Abhängigkeit von der Spaltweite, dem Honigwabendurchmesser, der Honigwabenhöhe (mit Ausnahme von db, glatt; links: $HCH1$, mittig: $HCH2$, rechts: $HCH3$) und dem Druckverhältnis



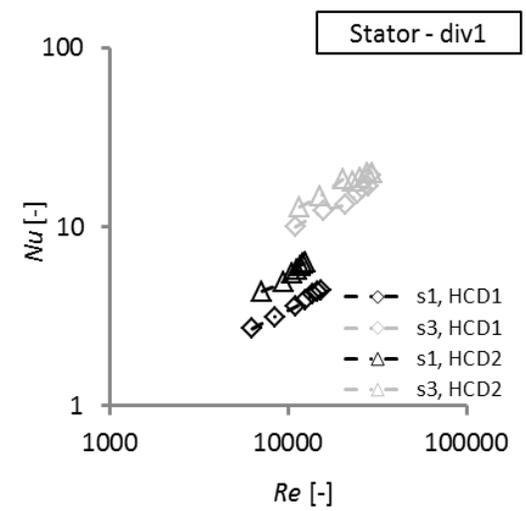
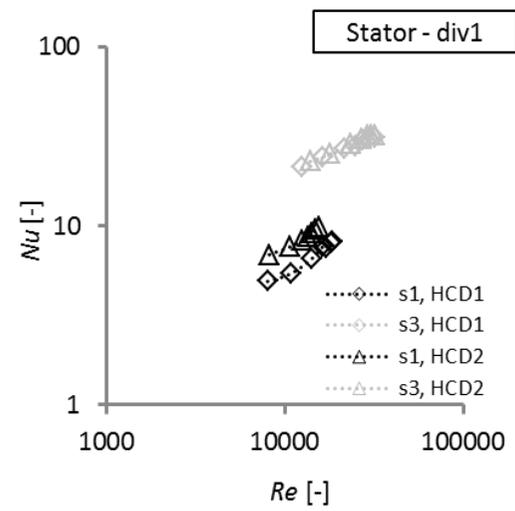
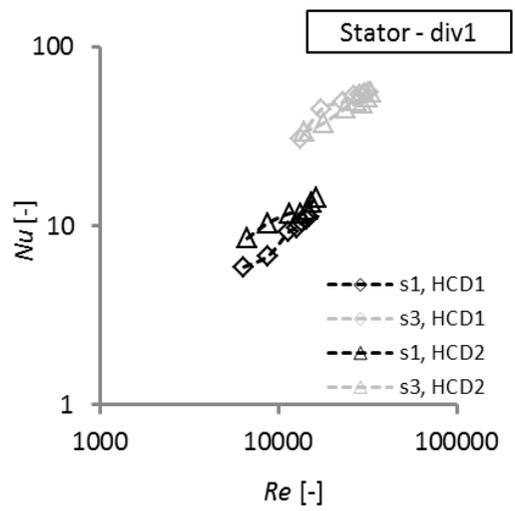
HCH1



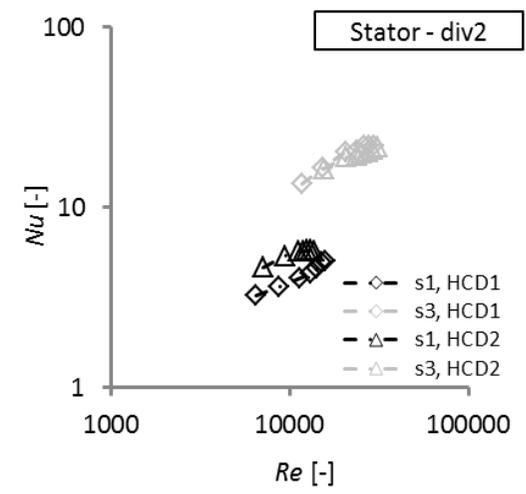
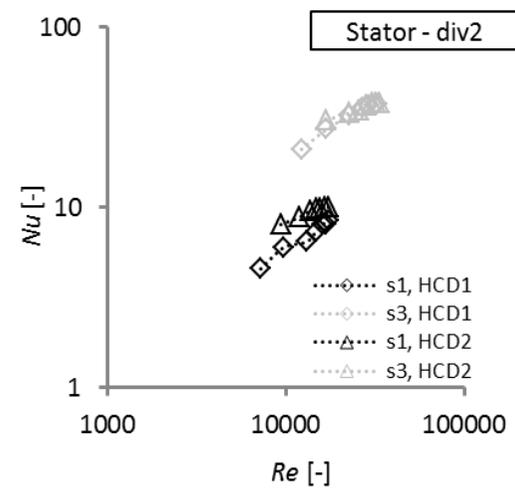
HCH2



HCH3



$STH < HCH \rightarrow$
Keine Messwerte



HCH1

HCH2

HCH3

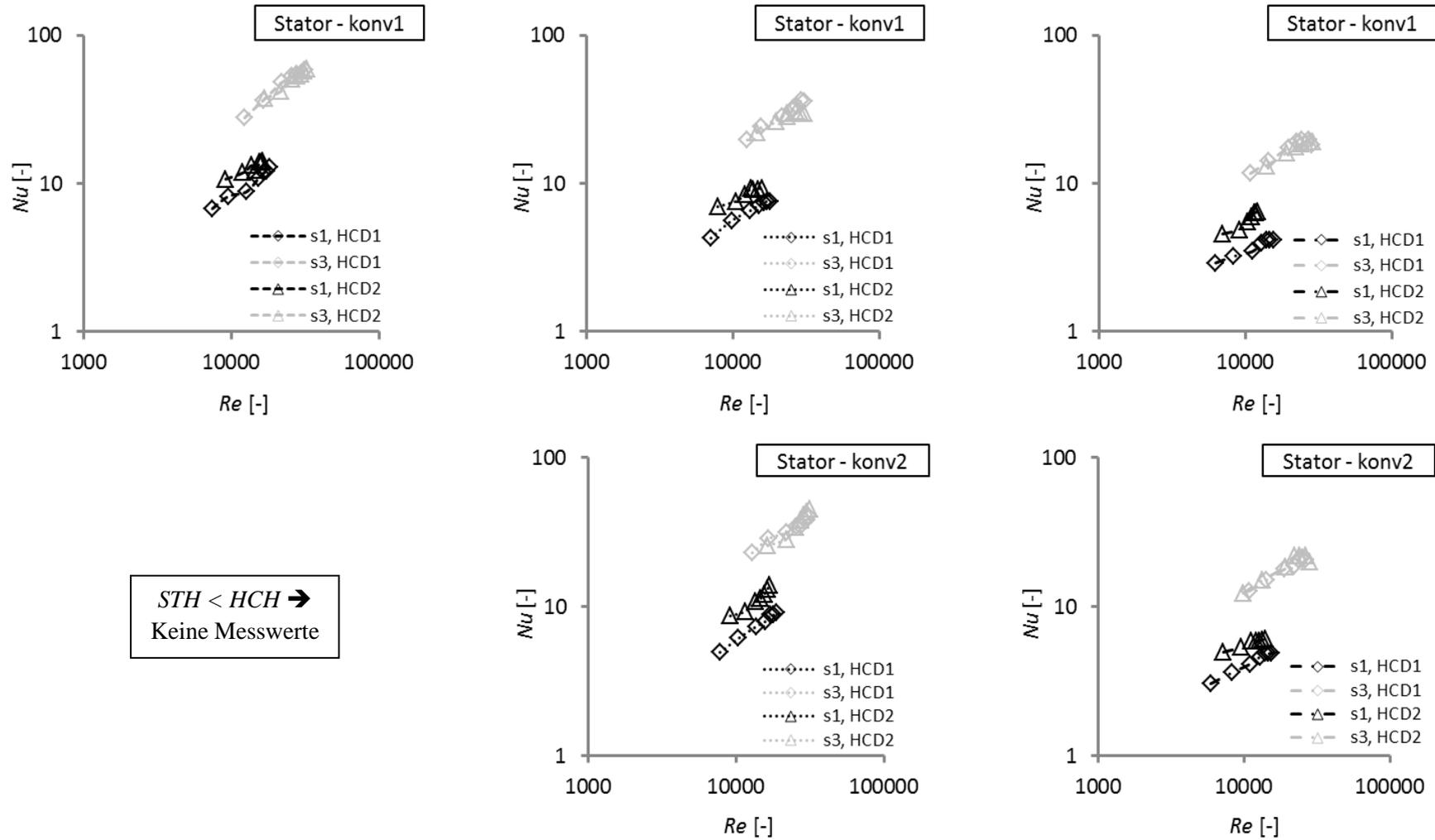
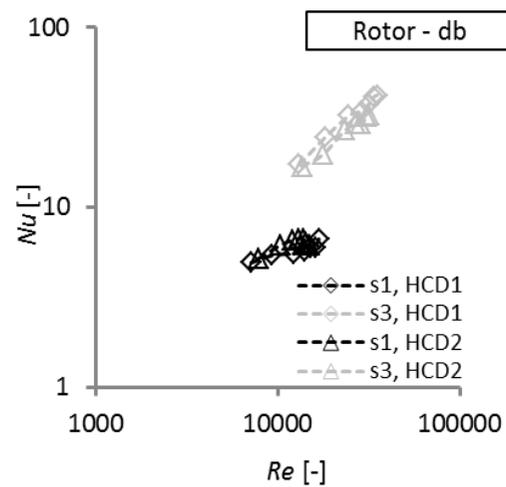
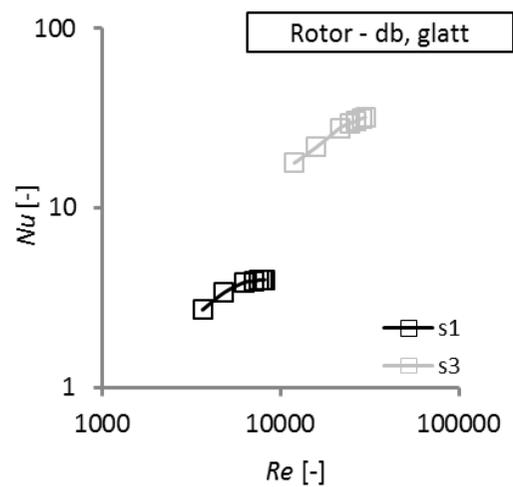
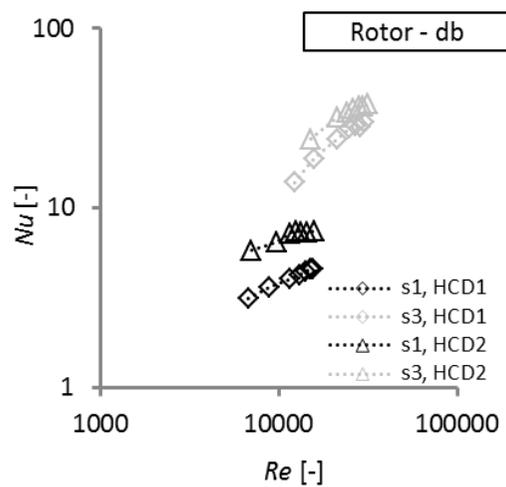


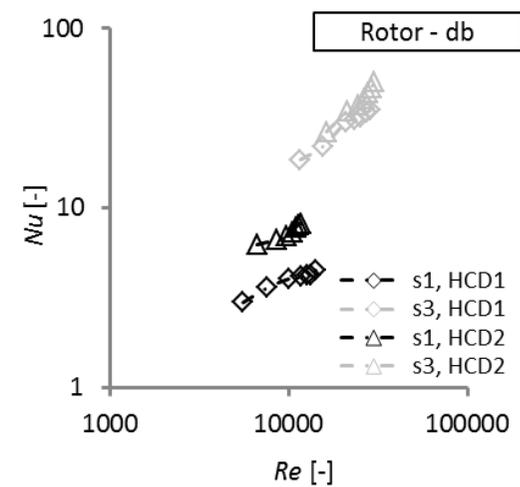
Abbildung A0.4: Globale Nusseltzahlen der Statoren verschiedener Konfigurationen in Abhängigkeit von der Spaltweite, dem Honigwabendurchmesser, der Honigwabenhöhe (mit Ausnahme von db, glatt; links: $HCH1$, mittig: $HCH2$, rechts: $HCH3$) und der Reynoldszahl



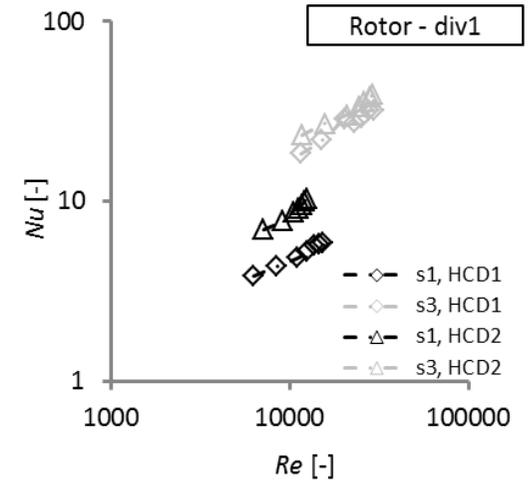
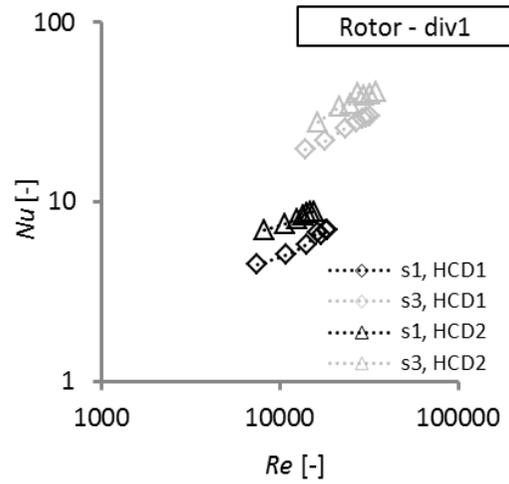
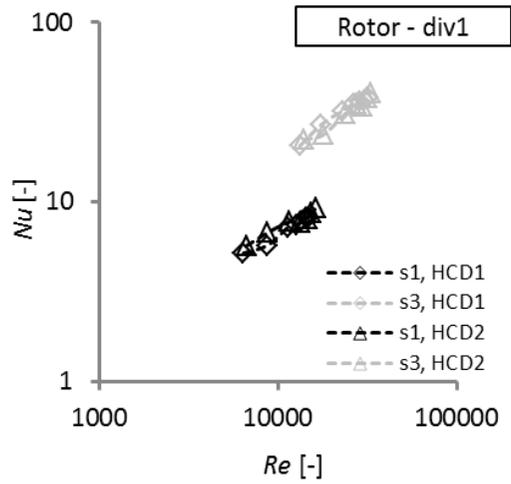
HCH1



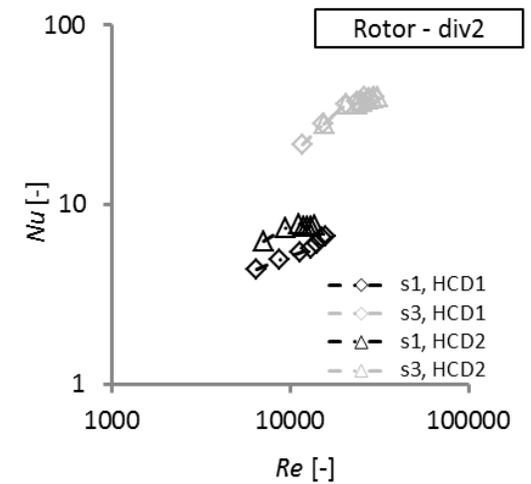
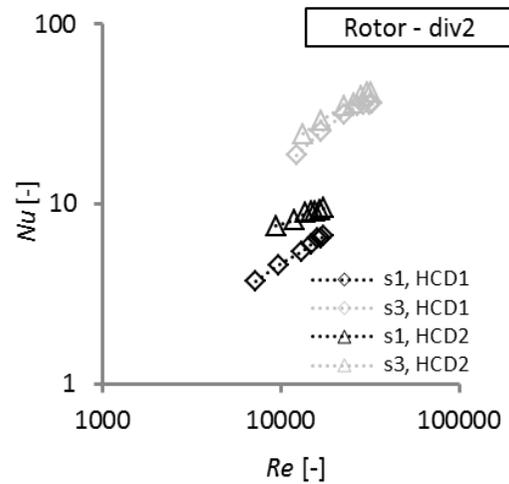
HCH2



HCH3



$STH < HCH \rightarrow$
Keine Messwerte



HCH1

HCH2

HCH3

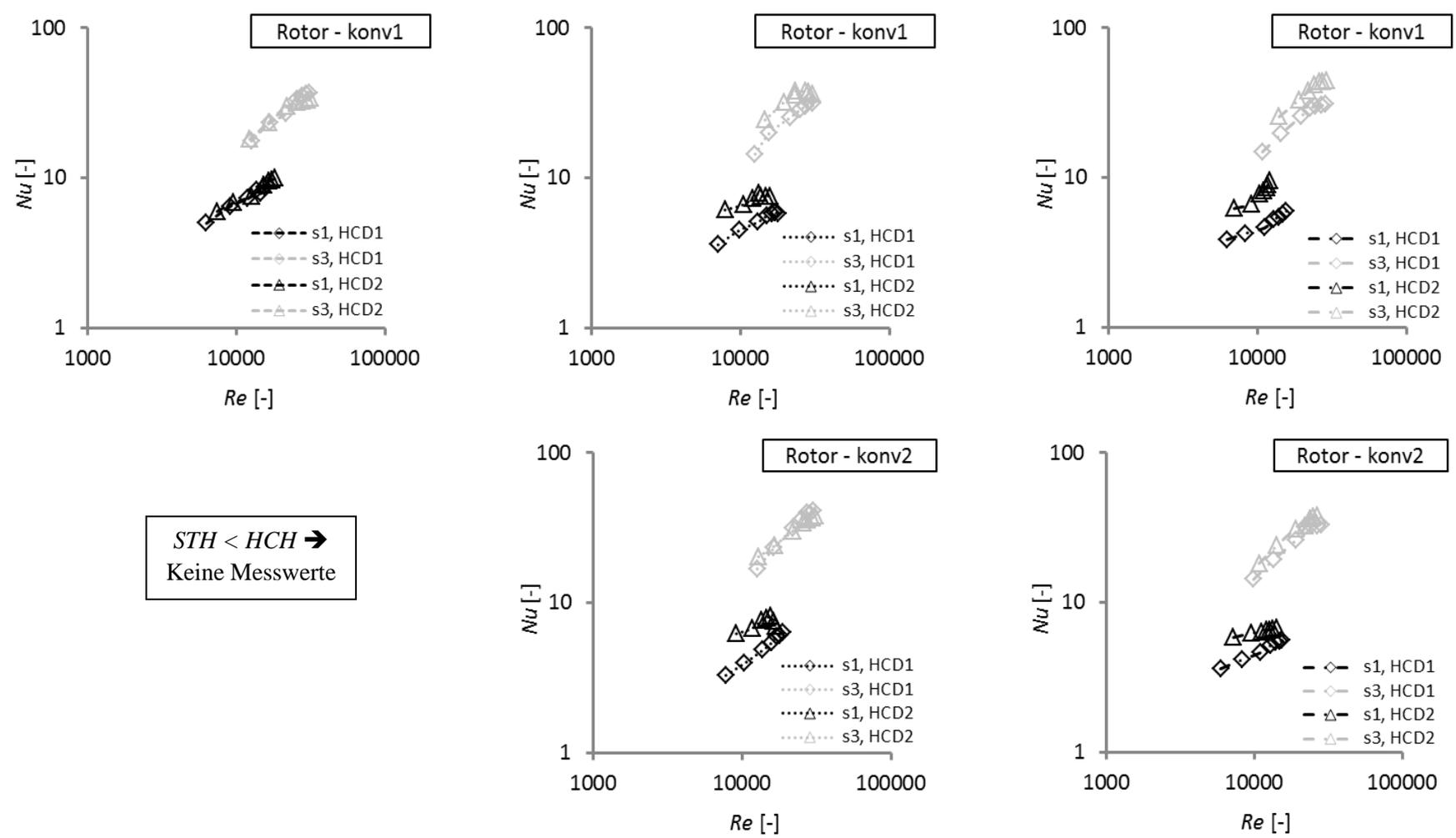
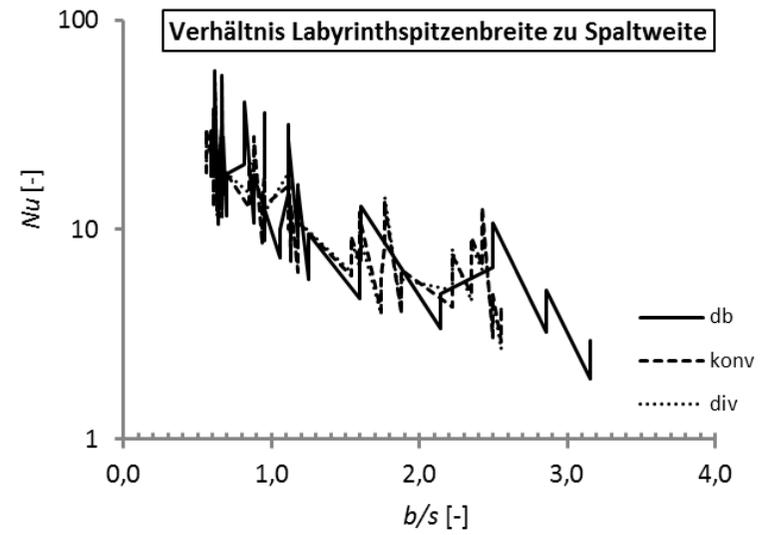
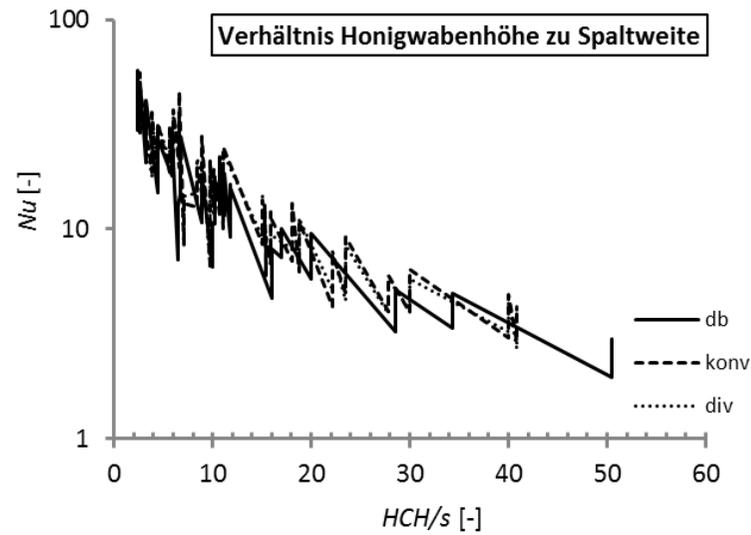
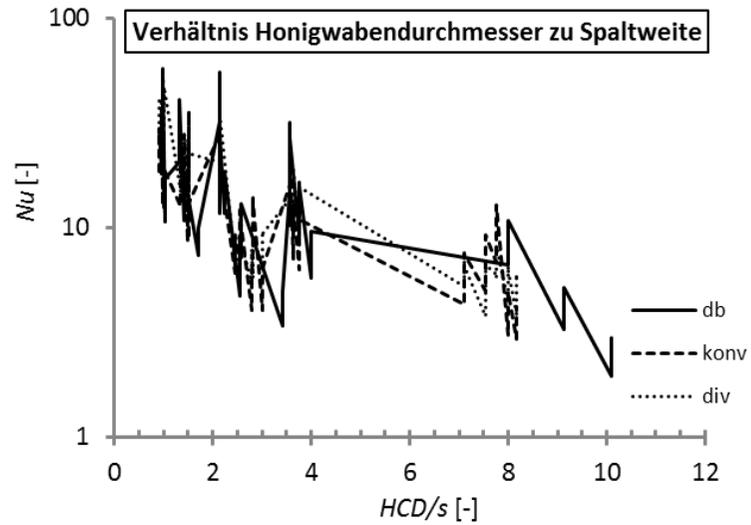


Abbildung A0.5: Globale Nusseltzahlen der Rotoren verschiedener Konfigurationen in Abhängigkeit von der Spaltweite, dem Honigwabendurchmesser, der Honigwabenhöhe (mit Ausnahme von db, glatt; links: *HCH1*, mittig: *HCH2*, rechts: *HCH3*) und der Reynoldszahl

A6 Parameterverhältnisse für eine thermische Optimierung



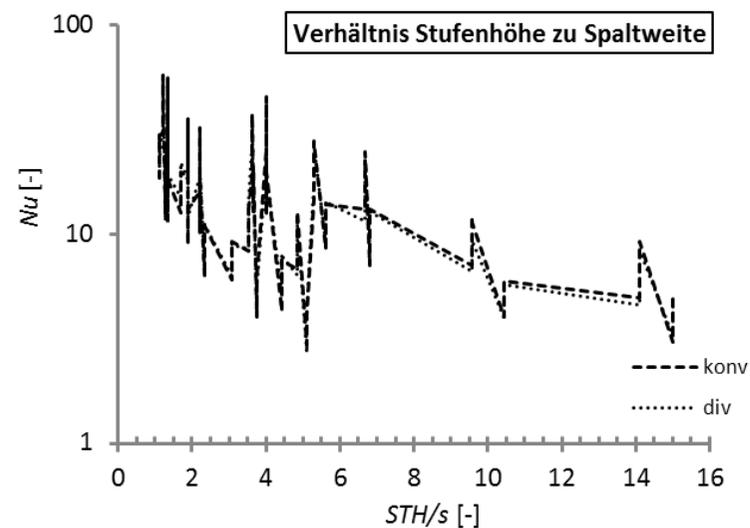
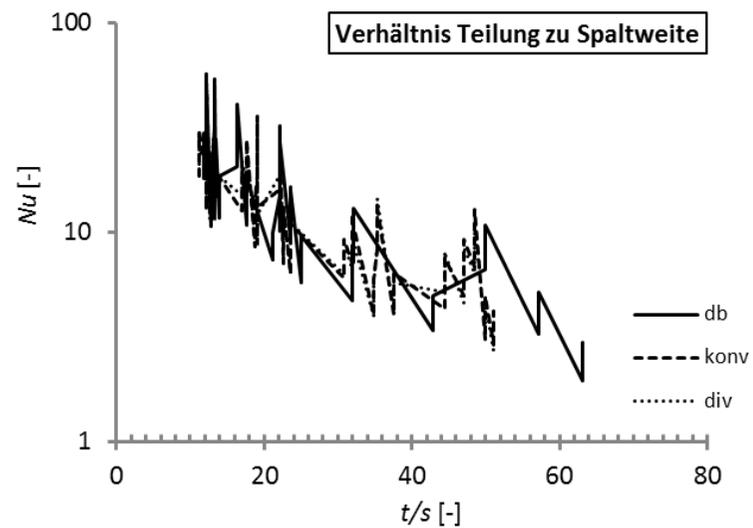
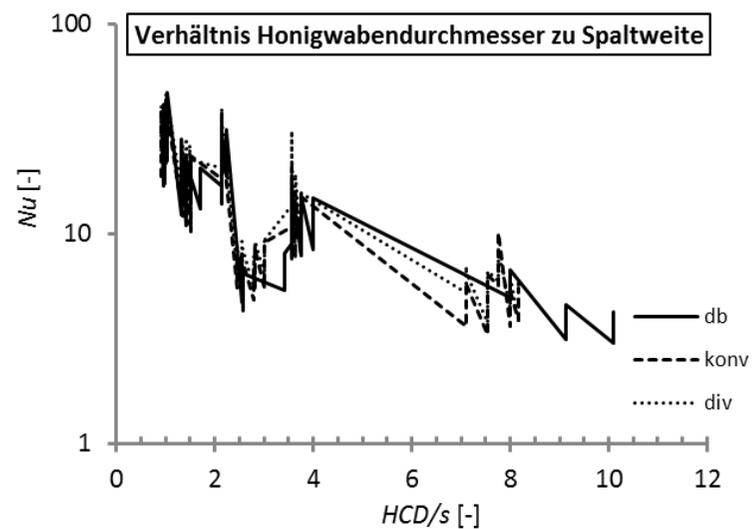


Abbildung A0.6: Abhängigkeit der globalen Nusseltzahlen des Stators von den Verhältnissen HCD/s , HCH/s , b/s , t/s und STH/s



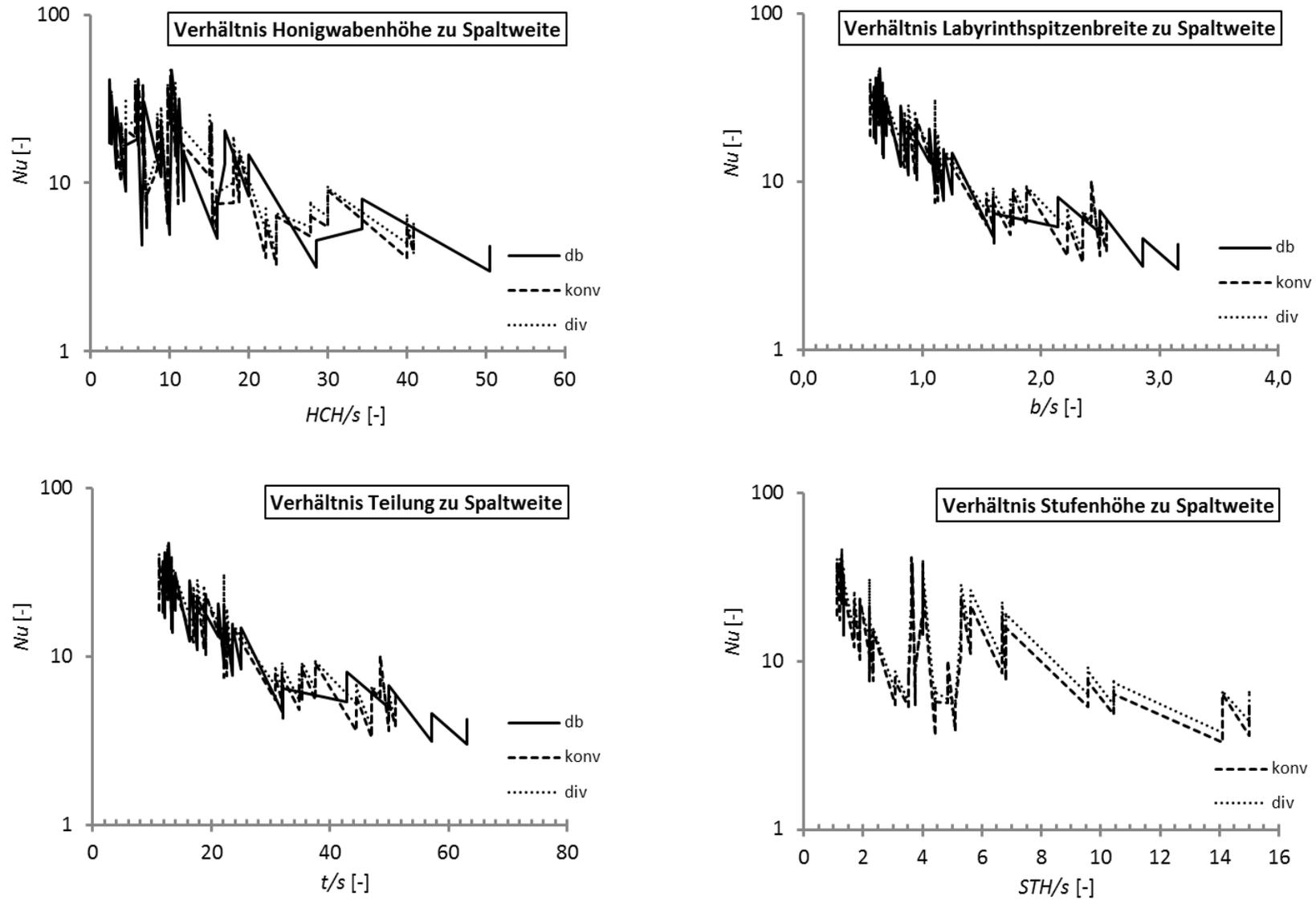


Abbildung A0.7: Abhängigkeit der globalen Nusseltzahlen des Rotors von den Verhältnissen HCD/s , HCH/s , b/s , t/s und STH/s

A7 KNN-Modelle für die Stator- und Rotortemperaturen (Messstelle 5)

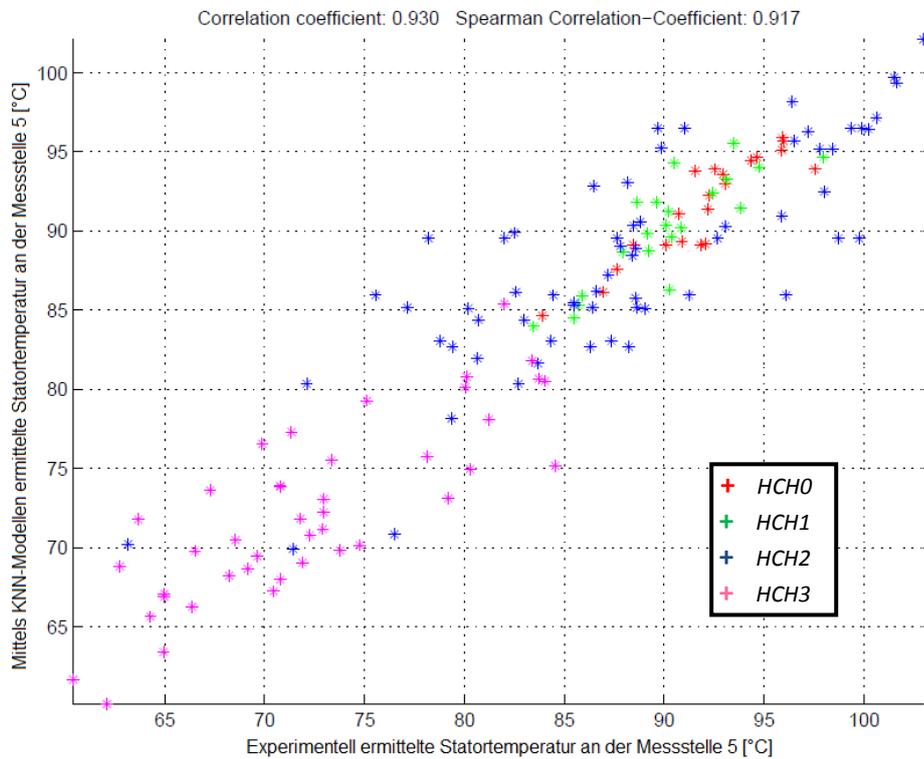


Abbildung A0.8: KNN-Modell der Statortemperatur für das Szenarium „db“

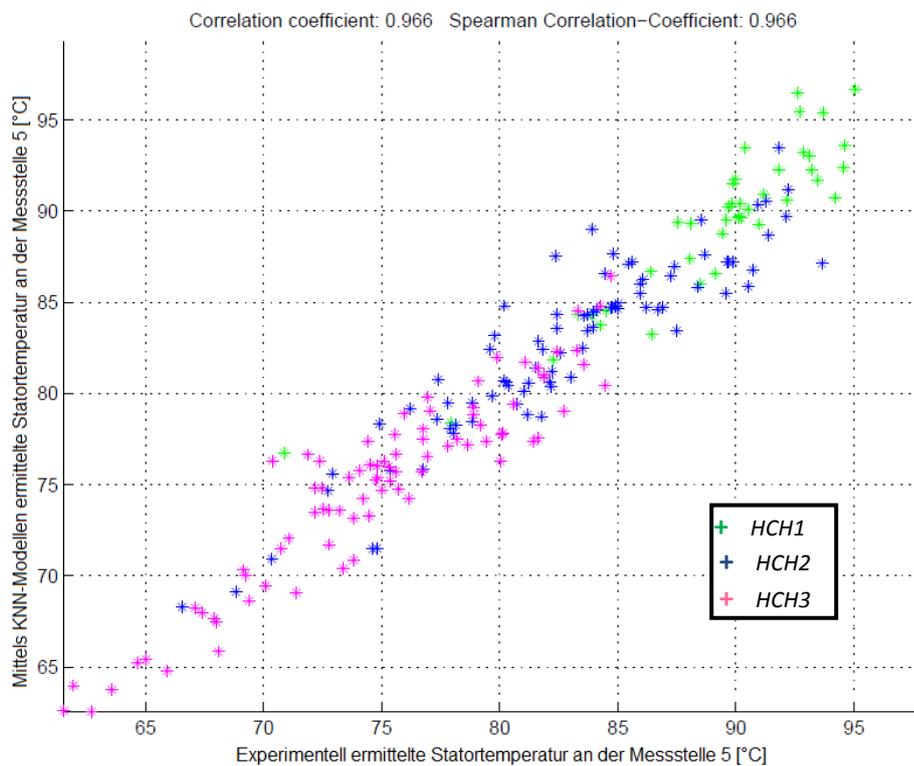


Abbildung A0.9: KNN-Modell der Statortemperatur für das Szenarium „div“

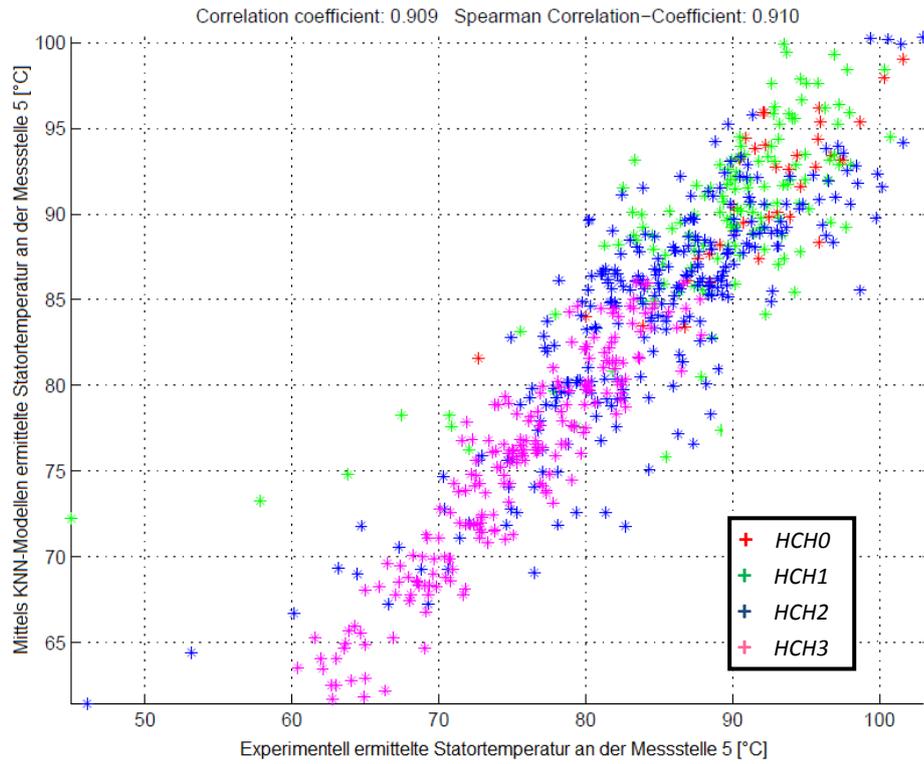


Abbildung A0.10: KNN-Modell der Statortemperatur für das Szenarium „all“

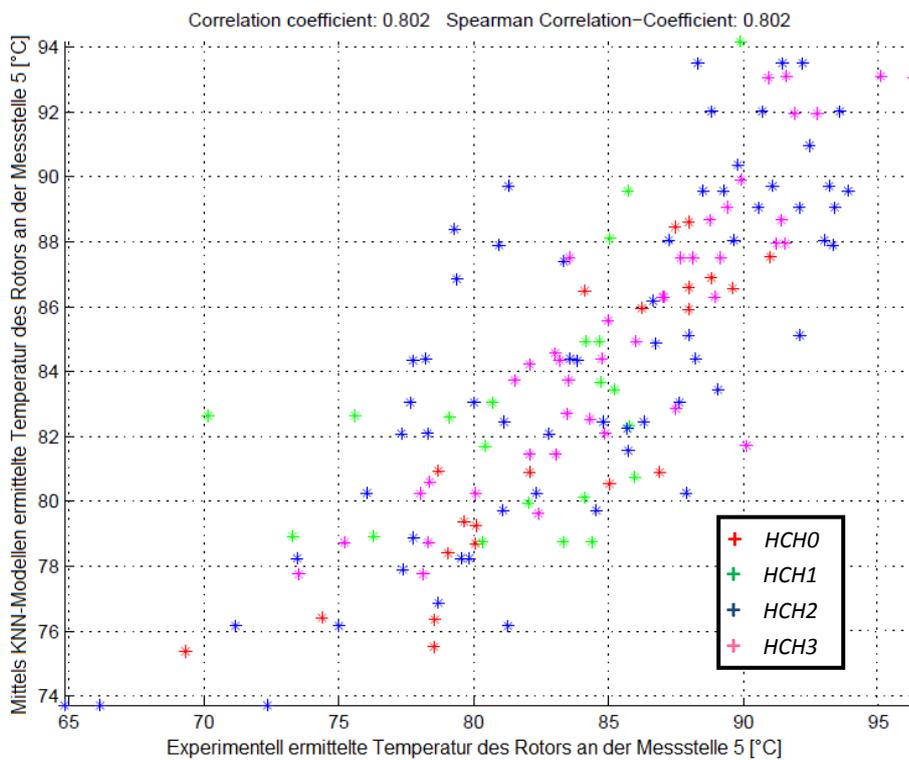


Abbildung A0.11: KNN-Modell der Rotortemperatur für das Szenarium „db“

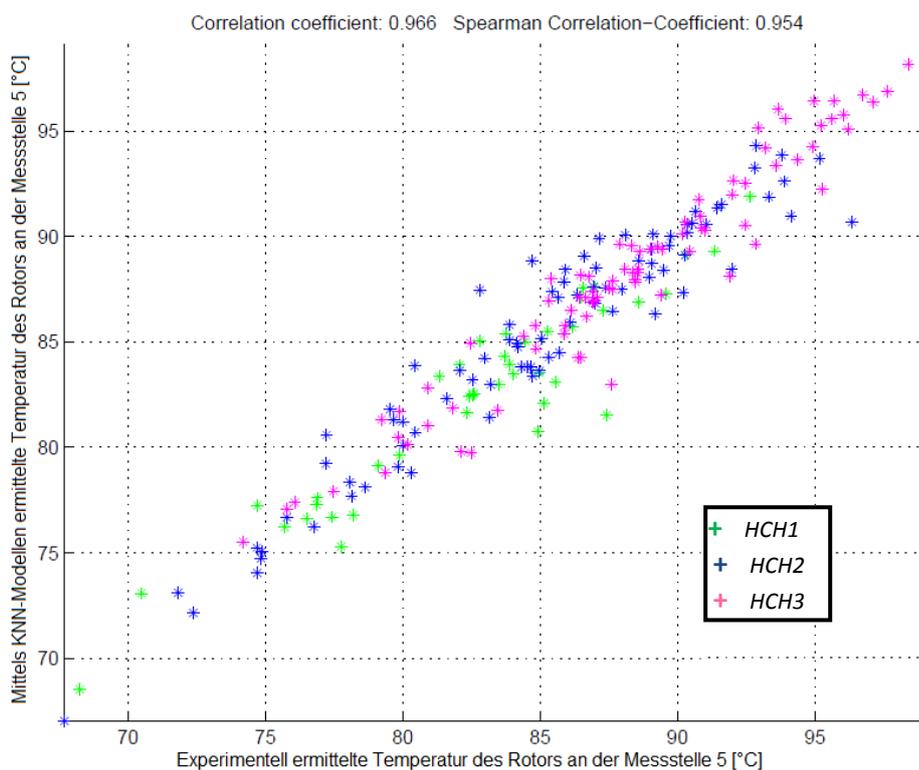


Abbildung A0.12: KNN-Modell der Rotortemperatur für das Szenarium „div“

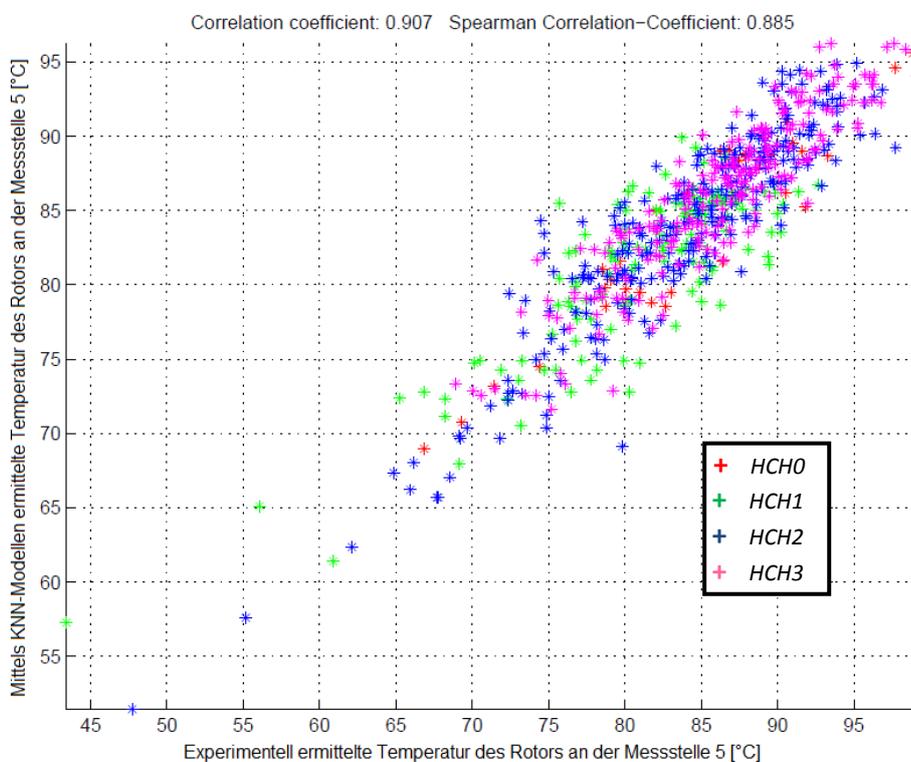


Abbildung A0.13: KNN-Modell der Rotortemperatur für das Szenarium „div“

A8 Korrelationen für die Stator- und Rotortemperaturen

	Polynome 2. Ordnung für die Konfiguration „all“	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$
TSh1	$T_{Sh1} = -47,55 - 1,58HCH + 192,04\Pi + 5,33s_{mean} - 68,39\Pi^2$	0,76	5,5%
TSh2	$T_{Sh2} = -39,44 - 1,46HCH + 176,81\Pi + 5,82s_{mean} - 62,39\Pi^2$	0,77	5,0%
TSh3	$T_{Sh3} = -40,92 - 0,07HCH + 172,84\Pi + 5,55s_{mean} - 59,65\Pi^2$	0,48	4,8%
TSh4	$T_{Sh4} = -40,92 - 0,05HCH^2 + 174,40\Pi + 0,78STH - 59,28\Pi^2$	0,63	5,5%
TSh5	$T_{Sh5} = -27,79 - 0,06HCH^2 + 155,74\Pi + 6,47s_{mean} - 52,94\Pi^2$	0,78	4,2%
TSh6	$T_{Sh6} = -31,31 - 0,05HCH^2 + 171,33\Pi + 0,68STH - 57,91\Pi^2$	0,66	4,8%
TSh7	$T_{Sh7} = -38,51 - 0,07HCH^2 + 165,90\Pi + 4,74s_{mean} - 56,53\Pi^2$	0,78	4,4%
TSh8	$T_{Sh8} = -38,55 - 0,07HCH^2 + 165,38\Pi + 4,47s_{mean} - 57,52\Pi^2$	0,75	4,9%
TSh9	$T_{Sh9} = -41,91 - 0,08HCH^2 + 172,13\Pi + 3,61s_{mean} - 60,42\Pi^2$	0,71	5,9%

Tabelle A27: Polynome der Stortemperaturen für das Szenarium all

	Polynome 2. Ordnung für die Konfiguration „konv“	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$
TSh1	$T_{Sh1} = -52,51 - 0,06HCH^2 + 187,15\Pi + 0,13STH^2 - 65,12\Pi^2$	0,83	3,5%
TSh2	$T_{Sh2} = -45,01 - 0,06HCH^2 + 175,99\Pi + 0,12STH^2 - 60,78\Pi^2$	0,82	3,5%
TSh3	$T_{Sh3} = -49,19 - 0,06HCH^2 + 185,30\Pi + 0,88STH - 63,13\Pi^2$	0,83	3,7%
TSh4	$T_{Sh4} = -51,68 - 0,05HCH^2 + 203,09\Pi + 0,60STH - 69,33\Pi^2$	0,72	5,0%
TSh5	$T_{Sh5} = -42,01 - 0,06HCH^2 + 181,55\Pi + 4,62s_{mean} - 62,02\Pi^2$	0,88	3,2%
TSh6	$T_{Sh6} = -47,85 - 0,06HCH^2 + 198,41\Pi + 0,70STH - 67,60\Pi^2$	0,83	3,9%
TSh7	$T_{Sh7} = -46,48 - 1,30HCH + 186,07\Pi + 3,02s_{mean} - 63,20\Pi^2$	0,84	3,7%
TSh8	$T_{Sh8} = -47,00 - 0,06HCH^2 + 177,83\Pi + 1,20s_{mean}^2 - 61,24\Pi^2$	0,82	3,9%
TSh9	$T_{Sh9} = -44,02 - 1,50HCH + 183,19\Pi + 0,72STH - 63,65\Pi^2$	0,80	4,2%

Tabelle A28: Polynome der Stortemperaturen für das Szenarium konv

	Polynome 2. Ordnung für die Konfiguration „div“	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$
TSh1	$T_{Sh1} = -37,03 - 0,06HCH^2 + 161,40\Pi + 3,88s_{mean} - 56,70\Pi^2$	0,81	3,8%
TSh2	$T_{Sh2} = -59,31 - 0,06HCH^2 + 11,76\Pi + 3,98s_{mean} - 0,10STH^2$	0,79	3,8%
TSh3	$T_{Sh3} = -27,34 - 0,07HCH^2 + 157,53\Pi + 0,94STH - 54,61\Pi^2$	0,78	4,4%
TSh4	$T_{Sh4} = -28,68 - 0,05HCH^2 + 170,49\Pi + 0,75STH - 58,87\Pi^2$	0,74	4,2%
TSh5	$T_{Sh5} = -12,64 - 1,22HCH + 146,11\Pi + 3,95s_{mean} - 50,65\Pi^2$	0,83	3,5%
TSh6	$T_{Sh6} = -25,79 - 1,02HCH + 174,78\Pi + 0,08STH^2 - 60,40\Pi^2$	0,75	4,0%
TSh7	$T_{Sh7} = -29,05 - 0,06HCH^2 + 155,10\Pi + 0,91STH - 53,44\Pi^2$	0,81	3,7%
TSh8	$T_{Sh8} = -25,36 - 0,06HCH^2 + 146,52\Pi + 0,84STH - 51,33\Pi^2$	0,82	3,3%
TSh9	$T_{Sh9} = -31,74 - 0,06HCH^2 + 154,64\Pi + 0,83STH - 54,52\Pi^2$	0,83	3,2%

Tabelle A29: Polynome der Statortemperaturen für das Szenarium div

	Polynome 2. Ordnung für die Konfiguration „db“	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$
TSh1	$T_{Sh1} = 57,24 - 0,08HCH^2 + 14,67\Pi + 6,82s_{mean}$	0,87	4,1%
TSh2	$T_{Sh2} = 58,32 - 0,08HCH^2 + 14,04\Pi + 6,73s_{mean}$	0,87	3,8%
TSh3	$T_{Sh3} = 59,18 - 0,08HCH^2 + 16,00\Pi + 7,15s_{mean}$	0,84	4,3%
TSh4	$T_{Sh4} = 71,28 - 0,12HCH^2 + 16,30\Pi + 1,03HCH$	0,71	5,8%
TSh5	$T_{Sh5} = 66,83 - 0,08HCH^2 + 14,04\Pi + 7,83s_{mean}$	0,84	4,6%
TSh6	$T_{Sh6} = 68,06 - 0,15HCH^2 + 16,25\Pi + 1,85HCH$	0,77	4,5%
TSh7	$T_{Sh7} = 58,53 - 0,08HCH^2 + 16,93\Pi + 5,71s_{mean}$	0,86	4,1%
TSh8	$T_{Sh8} = 57,55 - 0,08HCH^2 + 14,77\Pi + 5,76s_{mean}$	0,83	4,4%
TSh9	$T_{Sh9} = 58,20 - 0,09HCH^2 + 14,29\Pi + 4,58s_{mean}$	0,81	6,0%

Tabelle A30: Polynome der Statortemperaturen für das Szenarium db

	Polynome 2. Ordnung für die Konfiguration „all“	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$
TRh1	$T_{Rh1} = -86,31 + 11,30s_{mean} + 211,44\Pi - 72,93\Pi^2 + 0,01HCH^2$	0,72	4,6%
TRh2	$T_{Rh2} = -81,87 + 10,69s_{mean} + 209,37\Pi - 72,03\Pi^2 + 0,01HCH^2$	0,75	4,0%
TRh3	$T_{Rh3} = -77,43 + 5,62s_{mean} + 213,36\Pi - 73,69\Pi^2 + 0,02HCH^2$	0,70	3,7%
TRh4	$T_{Rh4} = -67,39 + 4,35s_{mean} + 203,07\Pi - 70,15\Pi^2 + 0,02HCH^2$	0,67	3,6%
TRh5	$T_{Rh5} = -63,67 + 5,98s_{mean} + 196,36\Pi - 67,42\Pi^2 + 0,02HCH^2$	0,71	3,6%
TRh6	$T_{Rh6} = -67,70 + 3,12s_{mean} + 206,42\Pi - 71,1\Pi^2 + 0,10STH^2$	0,67	3,9%
TRh7	$T_{Rh7} = -71,97 + 216,52\Pi - 75,14\Pi^2 + 0,38STH^2 + 2,01STH$	0,61	4,3%
TRh8	$T_{Rh8} = -83,96 + 5,06s_{mean} + 218,92\Pi - 77,23\Pi^2 - 0,64STH$	0,52	5,3%
TRh9	$T_{Rh9} = -99,92 + 6,93s_{mean} + 229,26\Pi - 81,34\Pi^2 - 0,98STH$	0,48	6,8%

Tabelle A31: Polynome der Rotortemperaturen für das Szenarium all

	Polynome 2. Ordnung für die Konfiguration „konv“	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$
TRh1	$T_{Rh1} = -103,03 + 10,12s_{mean} + 232,67\Pi - 79,75\Pi^2 + 0,01HCH$	0,82	3,7%
TRh2	$T_{Rh2} = -97,30 + 9,70s_{mean} + 234,25\Pi - 80,49\Pi^2 - 0,05STH^2$	0,84	3,2%
TRh3	$T_{Rh3} = -88,49 + 3,77s_{mean} + 235,53\Pi - 81,12\Pi^2 - 0,07STH^2$	0,84	2,5%
TRh4	$T_{Rh4} = -79,36 + 2,86s_{mean} + 225,11\Pi - 77,47\Pi^2 - 0,07STH^2$	0,83	2,5%
TRh5	$T_{Rh5} = -83,47 + 5,83s_{mean} + 221,10\Pi - 75,74\Pi^2 + 0,27HCH$	0,85	2,5%
TRh6	$T_{Rh6} = -84,40 + 2,62s_{mean} + 227,95\Pi - 78,06\Pi^2 + 0,78STH$	0,79	3,2%
TRh7	$T_{Rh7} = -92,14 + 236,08\Pi - 81,15\Pi^2 + 1,12STH + 0,01HCH^2$	0,82	2,9%
TRh8	$T_{Rh8} = -97,10 + 5,23s_{mean} + 227,71\Pi - 78,61\Pi^2 + 0,12STH^2$	0,83	2,8%
TRh9	$T_{Rh9} = -103,87 + 7,90s_{mean} + 217,47\Pi - 74,78\Pi^2 + 0,16STH^2$	0,85	2,9%

Tabelle A32: Polynome der Rotortemperaturen für das Szenarium konv

	Polynome 2. Ordnung für die Konfiguration „div“	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$
TRh1	$T_{Rh1} = -77,52 + 10,17s_{mean} + 196,79\Pi - 68,04\Pi^2 + 0,52HCH$	0,77	3,9%
TRh2	$T_{Rh2} = -68,24 + 8,82s_{mean} + 195,13\Pi - 67,68\Pi^2 - 0,02HCH^2$	0,76	3,7%
TRh3	$T_{Rh3} = -64,11 + 203,62\Pi - 71,05\Pi^2 + 0,38HCH + 0,09STH^2$	0,76	3,1%
TRh4	$T_{Rh4} = -53,01 + 189,32\Pi - 65,94\Pi^2 + 0,37HCH + 0,08STH^2$	0,74	3,0%
TRh5	$T_{Rh5} = -46,10 + 181,67\Pi - 62,98\Pi^2 + 0,02HCH^2 + 0,11STH^2$	0,73	3,3%
TRh6	$T_{Rh6} = -52,87 + 186,78\Pi - 64,41\Pi^2 + 0,02HCH^2 + 0,09STH^2$	0,78	3,0%
TRh7	$T_{Rh7} = -60,33 + 190,52\Pi - 65,50\Pi^2 + 0,01HCH^2 + 0,09STH^2$	0,77	3,0%
TRh8	$T_{Rh8} = -68,37 + 20,40s_{mean} + 174,38\Pi - 60,12\Pi^2 - 6,68s_{mean}^2$	0,75	2,7%
TRh9	$T_{Rh9} = -89,84 + 28,84s_{mean} + 181,93\Pi - 62,39\Pi^2 - 8,58s_{mean}^2$	0,82	2,8%

Tabelle A33: Polynome der Rotortemperaturen für das Szenarium div

	Polynome 2. Ordnung für die Konfiguration „db“	r_{y,y^*}	$\epsilon_{m,rel}$
TRh1	$T_{Rh1} = -82,99 + 11,71s_{mean} + 206,29\Pi - 70,54\Pi^2$	0,83	3,6%
TRh2	$T_{Rh2} = -80,94 + 11,61s_{mean} + 208,09\Pi - 71,26\Pi^2$	0,85	3,3%
TRh3	$T_{Rh3} = -43,07 + 6,13s_{mean} + 19,92\Pi + 0,50HCH$	0,80	3,3%
TRh4	$T_{Rh4} = -61,38 + 196,95\Pi - 67,78\Pi^2 + 0,42HCH$	0,73	3,5%
TRh5	$T_{Rh5} = -56,93 + 6,31s_{mean} + 188,90\Pi - 64,71\Pi^2$	0,78	3,0%
TRh6	$T_{Rh6} = -66,10 + 4,57s_{mean} + 199,08\Pi - 67,89\Pi^2$	0,74	3,3%
TRh7	$T_{Rh7} = -68,27 + 3,90s_{mean} + 197,81\Pi - 67,41\Pi^2$	0,68	4,0%
TRh8	$T_{Rh8} = -69,81 + 6,90s_{mean} + 184,13\Pi - 62,86\Pi^2$	0,76	3,3%
TRh9	$T_{Rh9} = -86,06 + 9,58s_{mean} + 189,40\Pi - 64,44\Pi^2$	0,79	3,7%

Tabelle A34: Polynome der Rotortemperaturen für das Szenarium db