

Modellierung von Wärmeübertragern in den Gaswechselsystemen von Verbrennungsmotoren

vorgelegt von
Diplom-Ingenieur
Achim Lechmann
aus Berlin

Von der Fakultät V - Verkehrs- und Maschinensysteme
der Technischen Universität Berlin
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor der Ingenieurwissenschaften
– Dr.-Ing. –

genehmigte Dissertation

Promotionsausschuss:

Vorsitzender: Prof. Dr. rer. nat. Volker Schindler

Berichter: Prof. Dr.-Ing. Helmut Pucher

Berichter: Prof. Dr.-Ing. Oliver Paschereit

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 17.07.2008

Berlin 2008
D83

Vorwort

Diese Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Land- und Seeverkehr, Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen, der Technischen Universität Berlin.

Betreut wurde die Arbeit von Prof. Dr.-Ing. H. Pucher, dem ich ganz besonderen Dank für die wertvolle fachliche und persönliche Unterstützung sowie für die Übernahme des Hauptreferates aussprechen möchte.

Mein Dank gilt Prof. Dr.-Ing. C. O. Paschereit für die Übernahme des Korreferates sowie Prof. Dr. rer. nat. V. Schindler für seine Bereitschaft zur Übernahme des Vorsitzes im Promotionsausschuss.

Ganz besonders möchte ich meinen ehemaligen Kollegen und Mitarbeitern am Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen danken, die mit ihrer Kooperationsbereitschaft stets für ein angenehmes Arbeitsumfeld gesorgt haben.

Wesentliche Beiträge zu dieser Arbeit lieferten die Studien- und Diplomarbeiten von Studenten, denen ich hiermit ausdrücklich für die gute Zusammenarbeit danken möchte.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
	Allgemeines	1
	Einsatz von Wärmetauschern an Motoren	2
2	Zielsetzung	6
3	Grundlagen der Wärmeübertrager	8
3.1	Mechanismen des Wärmetransports	8
3.1.1	Wärmeleitung	8
3.1.2	Wärmeübergang	11
3.1.3	Wärmedurchgang	13
3.1.4	Dimensionslose Kennzahlen	15
3.2	Berechnung von Wärmeübertragern	18
3.2.1	Dimensionslose Kennzahlen	19
3.2.2	Betriebscharakteristik bei verschiedenen Stromführungen	21
3.2.3	Beurteilung von Wärmeübertragern	24
3.3	Dynamisches Verhalten von Wärmeübertragern	28
4	Experimentelle Methoden - Wärmeübertragerprüfstand	33
4.1	Prüfstandskonzept	33
4.2	Aufbau des Prüfstands	34
4.2.1	Verdichterstation	37
4.2.2	Heizung mit Bypass	37
4.2.3	Kühlluftversorgung	37
4.2.4	Kühlmittelversorgung (flüssige Kühlmedien)	38
4.3	Standardmesstechnik	39
4.3.1	Massenströme	39
4.3.2	Strömungsgeschwindigkeit	40
4.3.3	Temperaturen	42
4.3.4	Drücke	42
4.4	Bestimmung der adiabaten Mischungstemperatur (Kanalmessgerät)	43
4.5	Prüfstandssteuerung und -automatisierung	47

4.6	Prüfablauf	48
4.7	Beispiele für Messergebnisse	50
5	Modellierung im Umfeld der Motorprozesssimulation	54
5.1	Behältermodelle	54
5.1.1	Füll- und Entleermethode	55
5.1.2	Berechnung des Wärmestroms	59
5.2	Verwendetes Motormodell	64
5.3	Daten zum Rechnungs-Messungsvergleich	65
5.4	Ergebnisse der Simulation	67
5.4.1	Kennfeldmodell	67
5.4.2	Stationäres Modell mit Wärmeübergangskoeffizienten	71
5.4.3	Dynamisches Modell mit Wärmeübergangskoeffizienten	75
6	Numerische Verfahren zur Extraktion von Wärmeübergangskoeffizienten	80
6.1	Komplexität bei der analytischen Betrachtung von Wärmeübertragern ..	80
6.2	Wärmeübergangskoeffizienten zur Berechnung des Wärmedurchgangs ..	82
6.2.1	Methodenübersicht	82
6.2.2	Wilson Plot	83
6.3	Methoden der globalen, nichtlinearen Optimierung	86
6.3.1	Korrelationen für die Aufstellung der Zielfunktion	87
6.3.2	Zielfunktionen	94
6.3.3	Klassifizierung der Optimierungsverfahren	97
6.3.3	Klassifizierung der Optimierungsverfahren	98
6.3.4	Programmtechnische Umsetzung	108
6.4	Ergebnisse der Optimierungsrechnungen	111
7	Zusammenfassung	116
	Literaturverzeichnis	118
	Anhang	124

Abbildungsverzeichnis

Abb. 1.1	Schematische Anordnung von Ladeluft- und AGR-Kühler bei einem Motor mit Abgasturbolaufladung und Hochdruck AGR.....	3
Abb. 1.2	Temperaturerhöhung bei der Verdichtung und Ladeluftkühlung mit Druckverlust.....	4
Abb. 3.1	Stationäre, eindimensionale Wärmeleitung in einem dünnen Stab.....	9
Abb. 3.2	Profile von Strömungsgeschwindigkeit w und Temperatur T über einen Kanal- oder Rohrquerschnitt.....	11
Abb. 3.3	Schematische Darstellung des Temperaturverlaufs in einer ebenen Wand beim Wärmedurchgang.....	14
Abb. 3.4	Vorgehensweise bei der Berechnung von Wärmeübertragern.....	19
Abb. 3.5	Temperaturverläufe in einem Gegenstrom- (links) und einem Gleichstrom- (rechts) Wärmeübertrager.....	21
Abb. 3.6	Verteilung der Temperaturen in einem Kreuzstromwärmetauscher (beidseitig unvermischt).....	22
Abb. 3.7	Betriebscharakteristik verschiedener Stromführungen bei einem Wärmekapazitätsstromverhältnis von $C=I$	24
Abb. 3.8	Schematische Darstellung der Wärmeströme im Falle des stationären (links) und des instationären Betriebs am Beispiel des Gegenstroms.....	28
Abb. 3.9	Temperaturverlauf in einem Wärmeübertrager mit beidseitig unvermischem Kreuzstrom.....	29
Abb. 3.10	Zeitliches Verhalten der Wandtemperatur auf einen Sprung der mittleren Ladelufttemperatur (bei 0 s) und einen Sprung der mittleren Kühllufttemperatur (bei 5 s).....	31
Abb. 4.1	Aufbau des Prüfstands.....	35
Abb. 4.2	Prinzip der Staurohrmessung mit dem Prandtlschen Staurohr und rel. Messfehler des Differenzdrucks als Funktion des Verdrehwinkels (nach [47]).....	41
Abb. 4.2	Temperatur- und Geschwindigkeitsprofil der Kühlluftströmung im Kanal an der Messstelle.....	44
Abb. 4.3	Aufteilung des Kanalquerschnitts nach dem Schwerlinien-verfahren (links) und dem Trivialverfahren (rechts).....	46
Abb. 4.4	Prinzip der Aufteilung der Kanalfläche A in Teilflächen A_i zur Bestimmung der Kühlluftaustrittstemperatur.....	47
Abb. 4.5	Logarithmische Matrix der Messpunkte für Ladeluftmassenstrom und Kühlluftgeschwindigkeit.....	49
Abb. 4.6	Darstellung der örtlichen Verteilung der Kühlluftgeschwindigkeit über der Querschnittsfläche des Kühlluftmesskanals (normierte Werte, bezogen auf die örtlich mittlere Kühlluftgeschwindigkeit).....	52
Abb. 4.7	Verteilung der Austrittsgeschwindigkeit der Kühlluft als relativer Wert der Abweichung zum gemittelten Wert (links) und Verteilung der Temperaturerhöhung der Kühlluft (rechts).....	53

Abb. 4.8	Kennfelder zur Abbildung des Wärmeübertragungsverhaltens eines Ladeluftkühlers (Kühler 13) in der Simulation; spezifische Kühlleistung (links) und Rekuperationsgrad (rechts) in Abhängigkeit der Massenströme von Ladeluft und Kühlluft.....	53
Abb. 5.1	Schematische Darstellung der Druckänderung in einem Wärmeübertrager.....	57
Abb. 5.2	Schematische Darstellung einer Kennlinienschar für die spezifische Kühlleistung (links) und Kennfelddarstellung der Messwerte für Kühler 13	60
Abb. 5.3	Gemessene Größen am Eintritt eines Ladeluftkühlers (Kühler 13) im dynamischen Betrieb	66
Abb. 5.4	Verlauf der gemessenen (fett, grau) und der mit dem Kennfeld-Modell berechneten (dünn, grün) Ladeluftaustrittstemperatur im Testzyklus	68
Abb. 5.5	Verlauf von Ladeluftaustrittstemperatur (oben), Fahrzeuggeschwindigkeit (Mitte) und Ladeluftmassenstrom (unten) im US06-Zyklus, berechnet mit dem Kennfeldmodell.....	69
Abb. 5.6	Verlauf von Ladeluftaustrittstemperatur (oben), Ladedruck (Mitte) und Ladeluftmassenstrom (unten) während einer Vollastbeschleunigung, berechnet mit dem Kennfeldmodell	70
Abb. 5.7	Verlauf der gemessenen (fett, grau) und der mit dem j/Re-Modell berechneten (dünn, grün) Ladeluftaustrittstemperatur im Testzyklus	71
Abb. 5.8	Rechnungsvergleich zwischen dem Kennfeldmodell und einem Nu/Re - Modell bei Variation der Parameter Eintrittstemperatur und Eintrittsdruck der Ladeluft	72
Abb. 5.9	Verlauf von Ladeluftaustrittstemperatur (oben), Fahrzeuggeschwindigkeit (Mitte) und Ladeluftmassenstrom (unten) im US06-Zyklus, berechnet mit dem j/Re- und dem Kennfeldmodell	73
Abb. 5.10	Verlauf von Ladeluftaustrittstemperatur (oben), Ladedruck (Mitte) und Ladeluftmassenstrom (unten) während einer Vollastbeschleunigung, berechnet mit dem j/Re- und dem Kennfeldmodell.....	74
Abb. 5.11	Verlauf der gemessenen (fett, grau) und der mit dem dynamischen Modell berechneten (dünn, grün) Ladeluftaustrittstemperatur im Testzyklus.....	75
Abb. 5.12	Gemeinsame Darstellung der berechneten Temperaturverläufe des Kennfeld-, des j/Re- und des dynamischen Modells im Testzyklus.....	77
Abb. 5.13	Verlauf von Ladeluftaustrittstemperatur (oben), Fahrzeuggeschwindigkeit (Mitte) und Ladeluftmassenstrom (unten) im US06-Zyklus, berechnet mit dem dynamischen und dem j/Re-Modell	78
Abb. 5.14	Verlauf von Ladeluftaustrittstemperatur (oben), Ladedruck (Mitte) und Ladeluftmassenstrom (unten) während einer Vollastbeschleunigung, berechnet mit dem dynamischen und dem j/Re-Modell	79
Abb. 6.1	Ausbildung einer laminaren Rohrströmung	81
Abb. 6.2	Original-Wilson-Plot nach Gl. 6.11.....	85
Abb. 6.3	Strömung in den Kühlluftkanälen bei geschlitzten Kühlluftlamellen eines Luft-/ Luft Ladeluftkühlers.....	87

Abb. 6.4	Wärmeübergang in einem Rohr mit Kreisquerschnitt und einem mit quadratischem Querschnitt, jeweils im Bereich der kritischen Reynolds-Zahlen (nach [34])	88
Abb. 6.5	Schematische Darstellung der Kurvenverläufe der Colburnzahl j für den Betriebsbereich $0,5 \cdot 10^3 < Re < 3 \cdot 10^3$ bzw. $5 \cdot 10^3 < Re < 50 \cdot 10^3$	90
Abb. 6.6	Schematische Darstellung der Korrelationsfunktion nach Gl. 6.16 vom laminaren bis in den turbulenten Bereich	91
Abb. 6.7	Abweichung von gemessenen und berechneten Ladeluft-Temperaturänderungen für die Zielfunktionen nach Gl. 6.42 bzw. 6.48	97
Abb. 6.8	Abweichung von gemessenen und berechneten Ladeluft-Temperaturänderungen für die Zielfunktionen nach Gl. 6.42 bzw. 6.49	97
Abb. 6.9	Suchschema des Pattern-Search-Verfahrens [77]	103
Abb. 6.10	Verlauf von Zielfunktionswert (oben) und Schrittweite (unten) für einen Optimierungslauf mit dem Pattern-Search-Verfahren [77]	103
Abb. 6.11	Wahrscheinlichkeit der Akzeptanz eines neuen Punktes X^{k+1} bei Verschlechterung des Zielfunktionswertes $F(X^{k+1})$	105
Abb. 6.12	Ablauf eines Evolutionsalgorithmus unter Verwendung von [65]	107
Abb. 6.13	Graphische Benutzeroberfläche des Optimierungsprogramms	108
Abb. 6.14	Schematischer Ablauf des Optimierungsprogramms	110
Abb. 6.15	Sensibilität der Optimierungsverfahren auf die Zahl der freien Parameter (Mittelwerte aus jeweils 14 Rechnungen)	112
Abb. 6.16	Vergleich der Optimierungsgüte für die drei Modellansätze und vier Optimierer mit dem jeweils besten Wert	113
Abb. 6.17	Vergleich der Ergebnisse aller Rechnungen mit dem absolut besten Wert....	114

Tabellenverzeichnis

Tab. 3.1	Betriebscharakteristik von Wärmeübertragern für die wichtigsten Stromführungen.....	23
Tab. 4.1	Betriebsparameter für die experimentellen Untersuchungen	34
Tab. 4.2	Verwendete Druckaufnehmer.....	43
Tab. 5.1	Angaben zur simulierten Fahrzeugumgebung für das Modell eines Ladeluftkühlers im dynamischen Betrieb.....	65
Tab. 5.2	Vergleich der Berechnungsergebnisse der drei unterschiedlichen Modellansätze	76
Tab. 6.1	Vergleich der Berechnungszeiten für einen Optimierungslauf	112
Tab. 6.2	Gegenüberstellung der ermittelten Temperaturfehler und der Standardabweichung aller Vergleichsrechnungen (gemittelte Werte über 14 Versuchsträger)	115
Tab. A1	Polynomkoeffizienten zur Berechnung verschiedener Stoffwerte von Luft ...	129

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Formelzeichen		
Lateinische Buchstaben		
A	Fläche	m^2
A_m	mittlere Fläche	m^2
A_C	frei durchströmbare Fläche	m^2
a	Arbeitspielfrequenz (Umdrehungen pro Arbeitspiel)	-
α	Temperaturleitfähigkeit	m^2/s
b	Wanddicke	m
C	Verhältnis der Wärmekapazitätsströme	-
c_f	Reibungsbeiwert	-
c_p	spezifische isobare Wärmekapazität	$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
c_v	spezifische isochore Wärmekapazität	$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
D	Durchmesser	m
D_h	hydraulischer Durchmesser	m
f_{SA}	Abkühlfaktor (Simulierte Abkühlung)	-
E	Einheitsvektor	-
G_i	Gleichungsnebenbedingung	-
G_j	Ungleichungsnebenbedingung	-
H_u	Heizwert	kJ/kg
H	Enthalpie	J
$\dot{H}$	Enthalpiestrom	$\text{J}/\text{s}, \text{W}$
h	spezifische Enthalpie	J/kg
k	Wärmedurchgangskoeffizient	$\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$
k	Boltzmannkonstante	

L	Länge	m
L_0	charakteristische Länge	m
$L_{\min}$	Mindestluftbedarf	kg/kg
M	Masse	kg
$\dot{M}$	Massenstrom	kg/s
$\dot{m}$	Massenstromdichte	kg/(m ² ·s)
NTU	dimensionslose Übertragungsfähigkeit	-
n	Drehzahl	min ⁻¹
P	Leistung	W
P	Wahrscheinlichkeit	-
P_e	effektive Leistung	W
p	Druck	Pa
Q	Wärme	J
$\dot{Q}$	Wärmestrom	W
$\dot{q}$	Wärmestromdichte	W/m ²
R	Radius	m
R	spezifische Gaskonstante	J/(kg·K)
R_k	Wärmedurchgangswiderstand	W/K
R_α	Wärmeleitwiderstand	W/K
R_λ	Wärmeübergangswiderstand	W/K
S	Entropie	J/K
s	spezifische Entropie	J/(kg·K)
T	Temperatur	K
t	Zeit	s
U	Umfang	m
U	innere Energie	J
u	spezifische innere Energie	J/kg
V	Volumen	m ³

V_H	Hubvolumen des Motors	m^3
v	Geschwindigkeit	m/s
v	spezifisches Volumen	m^3/kg
W	Arbeit	J
$\dot{W}$	Leistungsdichte	W/m^3
$\dot{W}_i$	Wärmekapazitätsstrom des Fluids i	W/K
w	Strömungsgeschwindigkeit	m/s
X	Führungsgrößenvektor	-
x	Koordinate	-
y	Koordinate	-
z	Koordinate	-

Griechische Buchstaben

α	konvektiver Wärmeübergangskoeffizient	$W/(m^2 \cdot K)$
α	Durchflussbeiwert für Düsen	-
α_m	örtlich mittlerer Wärmeübergangskoeffizient	$W/(m^2 \cdot K)$
β	Schrittlängenparameter	-
Γ	Suchrichtung	-
Δ	Differenz	-
δ	Dicke; Grenzschichtdicke	m
ε	dimensionslose Temperaturänderung	-
ε	Expansionszahl	-
ϑ	Dimensionslose Temperatur	-
ζ	Widerstandsbeiwert	-
η	Rippenwirkungsgrad	-
η	dynamische Viskosität	$Pa \cdot s$
η'	gewichteter Rippenwirkungsgrad	-
η_e	effektiver Rippenwirkungsgrad	-
η_{LLK}	Wirkungsgrad des Ladeluftkühlers	-

κ	Isentropenexponent	-
λ	Wärmeleitfähigkeit	W/(m·K)
λ_l	Liefergrad	-
λ_v	Verbrennungsluftverhältnis	-
ν	kinematische Viskosität	m ² /s
ρ	Dichte	kg/m ³
Φ	spezifische Kühlleistung	W/K

Indizes und Abkürzungen

A	Stoff A
a	außen, Austritt
B	Stoff B
B	Behälter
dyn	dynamisch
e	Eintritt, effektiv
F	Fluid
i	innen
K	Kühlluftseite
L	Ladeluftseite
L	Lagrange-Funktion
max	Maximum
min	Minimum
stat	statisch
tot	total
W	Wand
ψ	Durchflussfunktion
0	hervorgehobener Zustand, an der Stelle 0
∞	im Unendlichen bzw. in sehr großem Abstand
ATL	Abgasturbolader
AGR	Abgasrückführung
GA	Genetische Algorithmen
GP	Genetische Programmierung
EA	Evolutionäre Algorithmen
ES	Evolutionäre Strategien

EP	Evolutionäre Programmierung
LLK	Ladeluftkühler
PS	Pattern-Search
SA	Simulierte Abkühlung
SQP	Sequentielle Quadratische Programmierung

Dimensionslose Kennzahlen

$Bi = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda}$	Biot-Zahl
$j = St \cdot Pr^{2/3}$	Colburn-Zahl
$Fo = \frac{a \cdot t}{L^2}$	Fourier-Zahl
$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda}$	Nußelt-Zahl
$Pr = \frac{\nu}{a}$	Prandtl-Zahl
$Re = \frac{w \cdot L}{\nu}$	Reynolds-Zahl
$Pe = \frac{l \cdot v}{a}$	Péclet-Zahl
$St = \frac{\alpha \cdot L}{w \cdot \rho \cdot c_p}$	Stanton-Zahl

Kapitel 1

Einleitung

Allgemeines

Wärmeübertrager sind technische Apparate, die der Wärmeübertragung zwischen zwei oder mehr Medien unterschiedlicher Temperatur dienen. Sie treten in einer Vielzahl von technischen Anwendungen auf und können dabei einzeln für sich oder auch als Bestandteil komplexer Anlagen betrachtet werden. Beispiele für den Einsatz von Wärmeübertragern finden sich in der chemischen Industrie, der Prozessindustrie, der Energiewirtschaft, in der Luft- und Raumfahrttechnik und in der Automobiltechnik.

In der chemischen Industrie und der Verfahrenstechnik haben Wärmeübertrager schon seit geraumer Zeit eine Schlüsselfunktion in der thermischen Auslegung ganzer Systeme. So ist beispielsweise die Wärmeabfuhr in einem Rührkesselreaktor entscheidend sowohl für die Sicherheit wie auch für die Wirtschaftlichkeit des gesamten Verfahrens. Demzufolge finden sich die Anfänge systematischer Forschung auf dem Gebiet der technischen Geräte zur Wärmeübertragung überwiegend in diesem Umfeld.

Auch im häuslichen und privaten Bereich lassen sich zahlreiche Anwendungen nennen. Kühl- und Gefriergeräte sowie Heizungssysteme stellen augenfällige Anwendungen dar, bei denen Wärmeübertrager eine entscheidende Rolle spielen. Weitere Einsatzgebiete bleiben aber eher im Verborgenen, so zum Beispiel die Kühlung von elektronischen Bauteilen in Geräten aus dem Unterhaltungsbereich oder der Datenverarbeitung. Auch in modernen Kraftfahrzeugen kommt eine Vielzahl von Wärmeübertragern zum Einsatz. Bekanntester Vertreter dürfte der Kühlwasserrückkühler sein, der, zumeist im so genannten Frontend des Fahrzeugs platziert, die Abfuhr der Wärme aus dem Motor über das Kühlwasser realisiert. Daneben finden sich aber zahlreiche weitere Anwendungen, die von der Ölkühlung über die Innenraumheizung und -klimatisierung bis hin zur Kühlung des rückgeführten Abgases und der Konditionierung der Ladeluft bei Fahrzeugen mit aufgeladenen Motoren reichen.

Aufgrund der Vielzahl unterschiedlicher Anwendungen haben sich zahlreiche unterschiedliche Bauformen mit teilweise stark unterschiedlichen Funktionsweisen für die jeweiligen Anwendungen durchgesetzt. Allen gemeinsam ist jedoch, dass der Wärmetransport gemäß dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik stets vom Medium mit der höheren Temperatur zum Medium mit der niederen Temperatur verläuft. Je nach dem, ob die am Wärmeaustausch beteiligten Medien in direkten Kontakt zueinander geraten oder nicht, unterscheidet man zunächst in *direkte* und *indirekte Wärmeübertrager*. Die in Kraftwerken zur Rückkühlung bzw. Kondensation des Wassers nach der Kraftwerksturbine verwendeten Nasskühltürme sind ein Beispiel für einen direkten Wärmeübertrager. Hierbei findet eine Abkühlung durch direkten Kontakt mit der Umgebungsluft statt. Ohne direkten Kontakt der Medien läuft die Wärmeübertragung in den als Rekuperator und als Regenerator bezeichneten Wärmeübertragern ab. Bei einem *Regenerator* wird die Fähigkeit zur Speicherung von Wärmeenergie eines Speichermediums genutzt. Die an der Wärmeübertragung beteiligten Medien überströmen oder durchströmen abwechselnd dieses Speichermedium und nehmen somit abwechselnd Wärme auf bzw. geben Wärme ab. Bei einem *Rekuperator* sind die Stoffströme durch eine Wand voneinander getrennt. Die Wärmeübertragung ist somit durch zwei Wärmeübergänge der jeweiligen Medien mit der Wand und der Wärmeleitung durch die Trennwand gekennzeichnet. Als Beispiele für diese

Art von Wärmeübertragern seien die üblichen Fahrzeugkühler genannt. Bei den in der vorliegenden Arbeit untersuchten Kühlern handelt es sich ausschließlich um Rekuperatoren.

Eine weitere Unterteilung der Wärmetauscher hinsichtlich Arbeitsweise, der Stromführungen und der beteiligten Medien wird bei den Grundlagen in **Kap. 3** vorgenommen.

Einsatz von Wärmetauschern an Motoren

Gestiegene Kraftstoffpreise, das wachsende Umweltbewusstsein in der Gesellschaft, aber auch die gestiegenen Komfort- und Sicherheitsansprüche der Kunden an ein Fahrzeug sind der Antrieb für alle Entwicklungen im automobilen Umfeld. Die Komplexität moderner Fahrzeuge hat längst einen Stand erreicht, bei dem eine Vernachlässigung einzelner Komponenten nicht mehr zu marktgerechten Produkten führt. Stand in den frühen Phasen der Automobilentwicklung der Einbauraum für einzelne Komponenten noch ausreichend zur Verfügung, so wird dieser durch die hohe Zahl von zusätzlichen Komfort- und Sicherheitseinrichtungen immer knapper. Heutige Motoren, die den aktuellen Abgasgesetzen entsprechen, verfügen darüber hinaus über eine Vielzahl von Sensoren und Aktuatoren, die für einen umweltschonenden und sparsamen Umgang mit den Ressourcen nötig sind. Diese Verknappung des Einbauraums sowie die Tatsache, dass die Kühler in einem Kraftfahrzeug zudem an exponierter Stelle - nämlich möglichst direkt dem Fahrtwind ausgesetzt - angeordnet werden müssen, erfordert zunehmend Anstrengungen, die Effektivität dieser Bauteile zu erhöhen.

Von besonderem Interesse im Rahmen der vorliegenden Arbeit sind die Wärmeübertrager, die einen direkten Einfluss auf das Betriebsverhalten von modernen, aufgeladenen Motoren haben – der Ladeluftkühler und der Kühler für das rückgeführte Abgas. **Abb. 1.1** zeigt schematisch die Anordnung von Ladeluftkühler und AGR-Kühler an einem Motor mit Abgasturboaufladung und Abgasrückführung.

Die Aufladung von Fahrzeugmotoren hat sich heute bei fast allen Dieselmotoren und einer immer größer werdenden Zahl von Ottomotoren durchgesetzt. Dabei ist das primäre Ziel zunächst die Erhöhung der Leistungsdichte des Verbrennungsmotors [57]. **Gl. 1.1** verdeutlicht den Zusammenhang zwischen der effektiven Motorleistung P_e und der Dichte der Luft vor dem Motoreinlass ρ_L .

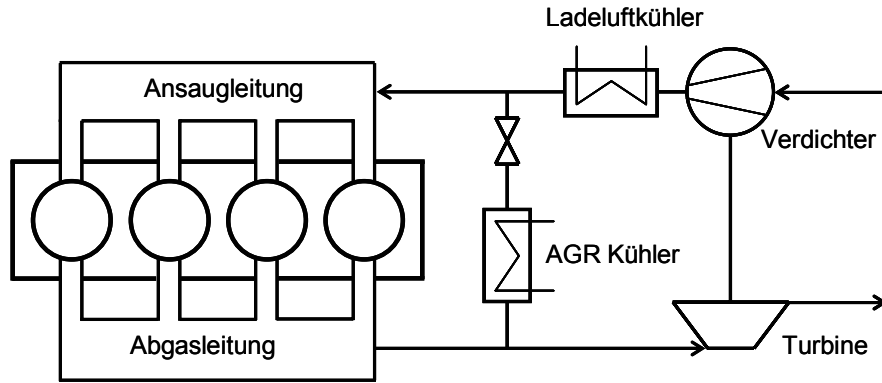


Abb. 1.1 Schematische Anordnung von Ladeluft- und AGR-Kühler bei einem Motor mit Abgasturboaufladung und Hochdruck-AGR

$$P_e = \frac{H_u}{L_{\min}} \cdot \frac{V_H}{a} \cdot \frac{1}{\lambda_v} \cdot \lambda_l \cdot n_M \cdot \rho_L \cdot \eta_e \quad (1.1)$$

mit	H_u	...	Heizwert
	$L_{\min}$	...	Mindestluftbedarf
	V_H	...	Hubvolumen des Motors
	a	...	Arbeitsspielfrequenz (Umdrehungen pro Arbeitsspiel)
	λ_v	...	Verbrennungsluftverhältnis
	λ_l	...	Liefergrad
	n_M	...	Motordrehzahl
	ρ_L	...	Luftichte
	η_e	...	effektiver Wirkungsgrad

Wird dabei ein gegebener Motor betrachtet, so hat dieser das Hubvolumen V_H und die Arbeitsspielfrequenz a ($a=2$ für Viertakt, $a=1$ für Zweitakt). Aus dem Brennverfahren ergibt sich das Verbrennungsluftverhältnis λ_v und bei gegebener Einlassgeometrie liegt mit der Drehzahl auch der Liefergrad λ_l fest. Mit dem Kraftstoff sind zudem der Heizwert H_u und der Mindestluftbedarf $L_{\min}$ festgelegt. Neben dem effektiven Wirkungsgrad η_e hängt die effektive Leistung des Motors somit lediglich von der Dichte der Luft vor dem Motoreinlass ab.

Bei einem Saugmotor liegt der Wert dieser Dichte etwa auf dem Niveau der Umgebungsluft. Wird die Dichte durch Ausnutzung gasdynamischer Effekte oder durch Einsatz von Aufladeaggregaten gegenüber der Umgebungsluft erhöht, so spricht man von Aufladung. In der DIN 6262 sind die verschiedenen Formen der Aufladung aufgeführt. Für die Betrachtung der Ladeluftkühler ist es jedoch weitgehend unerheblich, ob als Lader beispielsweise ein Abgasturbolader oder ein mechanisches Aufladeaggregat zum Einsatz kommt.

Die thermische Zustandsgleichung für ideale Gase **Gl. 1.2** beschreibt die Abhängigkeit der Dichte ρ_L von der Temperatur T_L und dem Druck p_L .

$$\rho_L = \frac{1}{R} \cdot \frac{p_L}{T_L} \quad (1.2)$$

Verbesserung der Füllung infolge der höheren Dichte der Ansaugluft kann eine Steigerung der Leistung erreicht werden, bzw. kann bei gleich bleibender Füllung der Aufwand an Verdichterarbeit und somit der Kraftstoffverbrauch reduziert werden. Eine geringere Temperatur der Zylinderladung zu Beginn der Verdichtung führt zudem zu einer wesentlich geringeren Verdichtungsendtemperatur und somit auch zu niedrigeren Prozess-Spitzentemperaturen. Dies hat Auswirkungen auf den, als Verlust zu wertenden, Wandwärmestrom im Zylinder, da bei gleichen Bauteiltemperaturen die treibende Temperaturdifferenz für den Wärmeübergang geringer ist. Alternativ bietet ein niedriges Temperaturniveau im Zylinder auch die Möglichkeit, die Bauteiltemperatur und damit die thermische Belastung in den Bauteilen zu senken. Allein das etwas niedrigere Enthalpieangebot an die Turbine des Abgasturboladers aufgrund der bei intensiver Kühlung ebenfalls niedrigeren Abgastemperatur stellt eine nachteilige Auswirkung der Ladungskühlung dar. Die Verringerung der Turbinenleistung wird jedoch durch den verringerten Bedarf an Verdichterleistung kompensiert.

Kapitel 2

Zielsetzung

Das Hauptziel dieser Arbeit ist die Entwicklung einer Methodik zu einer praxisnahen Untersuchung und Bewertung der Leistungsfähigkeit von Wärmeübertragern von Fahrzeugmotoren sowie deren Behandlung bei der Modellierung.

Wärmeübertrager sind verhältnismäßig einfach aufgebaute Apparate, bei denen die intern ablaufenden Prozesse jedoch hochkomplex sind und sich im Falle real auftretender Stromführungen einer kompletten analytischen Behandlung teilweise entziehen.

Zudem besteht oftmals keine Zugriffsmöglichkeit auf alle relevanten Daten und, wenn bei der Grundbedeutung von Motormodellen im Rahmen der Motorprozessrechnung Messwerte zum Modellabgleich ermittelt werden, sind diese oft nicht repräsentativ oder ausreichend. So kann die der Fahrzeuggeschwindigkeit proportionale Kühlluftversorgung nur schwer ermittelt werden oder eine ausreichende Variation der Hauptbeeinflussungsparameter (z.B. Ladelufttemperatur, Kühllufttemperatur, Massenströme und Einlassdruck) kann aus Zeit- und/oder Kostengründen nicht realisiert werden.

Zunächst ist die Entwicklung eines Prüfstands als universelles Werkzeug zur Entwicklung und Beurteilung von Wärmeübertragern verschiedener Bauart und für verschiedene Medien eine Voraussetzung für die durchzuführenden Untersuchungen (**Kap. 4**).

Dabei soll die Konzentration auf der Untersuchung der Einzelkomponente Wärmeübertrager liegen, da eine Ausrichtung auf die Untersuchung sämtlicher möglicher Einflussfaktoren eine Einschränkung der Aussagekraft für die Einzelkomponente bedingen oder die messtechnische Erfassung der relevanten Größen unmöglich machen würde. Als solche möglichen Einflussfaktoren sind beispielsweise die Berücksichtigung der nicht idealen An- und Abströmung in einem Fahrzeug-Frontend oder die Integration mehrerer Komponenten oder möglicherweise ganzer Kühlkreisläufe im Messaufbau zu nennen. So ist z.B. die Erfassung eines Kühlluftmassenstroms nicht oder nur mit nicht vertretbarem Aufwand möglich, wenn keine gezielte Durchströmung des Wärmeübertragers durch eine Führung der Kühlluft in speziell auf die Netzabmessungen des Kühlers abgestimmten Kühlluftkanälen ermöglicht wird.

Es soll das speziell im Fall von luftgekühlten Wärmeübertragern bei der Bilanzierung von Wärmeströmen auftretende Problem der ausreichend genauen Messung der energetisch relevanten Temperaturdifferenz behandelt werden. Zur Lösung dieses Problems soll ein Messgerät entwickelt werden, mit dem in großflächigen Kanalquerschnitten das Strömungs- und Temperaturprofil ermittelt und daraus ein mit dem Wärmekapazitätsstrom gewichteter Mittelwert der Temperatur mit sehr hoher Genauigkeit berechnet werden kann.

Weiterhin soll die automatisierte Kennfeldaufnahme in die Zielsetzung mit aufgenommen werden, da aufgrund der langen Einstellzeiten für thermisches Gleichgewicht und der hohen Anzahl der Messpunkte die Dauer für eine Kennfeldvermessung mehrere Stunden betragen kann.

In **Kap. 5** sollen die Einflüsse der analytischen Überlegungen auf die Abbildung von Wärmeübertragern in der Prozessrechnung untersucht werden. Dazu sollen sowohl verschiedene kennfeldbasierte als auch physikalisch basierte Ansätze umgesetzt und

hinsichtlich ihrer Modellgüte (Abbildungsgenauigkeit) als auch des Bedatungsaufwandes im dynamischen und stationären Betrieb untersucht werden.

In **Kap. 6** sollen Verfahren aufgezeigt und deren Grundlagen erläutert werden, mit deren Hilfe die Übertragung der Wärme in einem Wärmeübertrager für beide Seiten getrennt, also unabhängig voneinander betrachtet werden kann. Dies kann sowohl für die Bewertung und Auslegung der Komponenten (Bauteile) genutzt werden, da die Gestaltung der Primär- und Sekundärseite oft aus unterschiedlichen Anforderungen resultiert und somit auch sehr unterschiedlich in ihrer konstruktiven Ausführung sein kann, das gesamte Wärmeübertragungsverhalten aber aus dem Zusammenspiel beider Seiten resultiert, als auch für die Modellierung des (dynamischen) Systems Wärmeübertrager. Hierbei kann durch eine getrennte Abbildung des Wärmeübergangs jeder Passage der Modellbereich über den Bereich der für eine einfache Kennfeldabbildung verwendeten Daten innerhalb bestimmter Grenzen beliebig erweitert werden.

Die Ermittlung der in diesem Zusammenhang benötigten Wärmeübergangskoeffizienten aus den am Prüfstand ermittelten Messwerten setzen die Lösung eines hochdimensionalen (im Falle einer 3×3 Korrelation = 14), nichtlinearen, globalen Optimierungsproblems voraus. Es sollen die Grundlagen dieses Optimierungsproblems herausgearbeitet und verschiedene Verfahren zur Lösung derartiger Probleme vorgestellt werden. Es soll eine Bewertung hinsichtlich verschiedener Kriterien, wie des Aufwands an Rechenzeit, der Genauigkeit der gefundenen Lösung bzw. der Wahrscheinlichkeit, eine ausreichend genaue Lösung finden zu können, erfolgen.

Kapitel 3

Grundlagen der Wärmeübertrager

Zum Verständnis der Vorgänge, die bei der Wärmeübertragung ablaufen, sollen zunächst einige wichtige Mechanismen des Wärmetransports erläutert werden. Ausgehend davon werden im Weiteren die zur Beschreibung und Beurteilung von Wärmetransportphänomenen in Wärmetauschern üblichen Kenngrößen erläutert.

Die Dimensionsanalyse liefert dabei die Grundlagen, um bei geometrischer Ähnlichkeit anhand von einfacheren Modellen hochkomplexe Ausgangsprobleme recht genau beschreiben zu können. Die wichtigsten dimensionslosen Kennzahlen, die auf dem Gebiet der Wärmeübertrager Anwendung finden, werden daher an dieser Stelle aufgeführt und ihre Bedeutung erläutert.

Die für die mathematische Abbildung im Rahmen der Modellierung erforderlichen Gleichungen sowie die zugrunde liegenden Modellvorstellungen werden betrachtet. Dabei stellt besonders die Abbildung des instationären Betriebsverhaltens eines Wärmeübertragers einen Schwerpunkt dar.

3.1 Mechanismen des Wärmetransports

Dargestellt werden im Folgenden die verschiedenen Mechanismen des Wärmetransports, die bei der Untersuchung von Wärmeübertragern relevant sind. Böckh [6] weist in seinem Buch *Wärmeübertragung* darauf hin, dass es nur zwei unabhängige Arten der Wärmeübertragung gibt. Er verweist dazu auf einen Aufsatz von Nußelt [49], in dem dieser bereits 1915 anmerkt, dass keine Konvektion ohne die Mitwirkung der Wärmeleitung stattfinden kann und es sich somit nicht um unabhängige Erscheinungen handelt.

Eine kurze Einführung zur Wärmeleitung, dem konvektiven Wärmeübergang und dem Wärmedurchgang mit Fokussierung auf die bei der Berechnung von Rekuperatoren auftretenden Probleme [4] steht zu Beginn des folgenden Abschnitts.

Der Anteil an Energie, der bei einem Wärmeübertrager durch Strahlung übertragen wird, ist vergleichsweise gering. Daher sind bei den in dieser Arbeit betrachteten Vorgängen lediglich die beiden genannten Mechanismen des Wärmetransports von Bedeutung.

3.1.1 Wärmeleitung

Bei der Wärmeleitung handelt es sich um einen Energietransport innerhalb eines Kontinuums (Festkörper oder ruhendes Fluid), der gemäß dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik von sich aus stets in Richtung fallenden Temperaturgradienten abläuft [3]. Dabei findet der Energieaustausch zwischen den benachbarten Energieträgern statt.

Energieträger können Atome, Moleküle, Photonen oder Phononen³ sein. In der Realität ist in Fluiden, also Flüssigkeiten und Gasen, der Wärmeleitung ein Energietransport durch Konvektion und Strahlung überlagert.

Zur Beschreibung der Wärmeleitung bedient man sich der Wärmeleitfähigkeit λ . Sie wird gemäß dem 1822 von J. B. Fourier angegebenen Gesetz der Wärmeleitung als Proportionalitätsfaktor zwischen (dem Vektor) der Wärmestromdichte $\dot{q}$ und der Ursache dieses Wärmestroms, dem Gradienten des Temperaturfeldes $\text{grad}(T)$ wie folgt definiert (Gl. 3.1):

$$-\lambda = \frac{\dot{q}}{\text{grad}(T)}. \quad (3.1)$$

In Allgemeinen handelt es sich bei der Wärmeleitfähigkeit um eine skalare Größe, die materialabhängig ist und darüber hinaus vom Druck und der Temperatur beeinflusst wird⁴. Lediglich bei thermodynamisch anisotropen Materialien, bei denen die Wärmeleitfähigkeit eine Richtungsabhängigkeit aufweist, stellt die Wärmeleitfähigkeit einen (symmetrischen) Tensor 2. Stufe dar.

Das negative Vorzeichen in Gl. 3.1 berücksichtigt die bereits erwähnte Tatsache, dass der Wärmestrom gemäß dem 2. Hauptsatz der Thermodynamik vom Ort höherer Temperatur zum Ort niedrigerer Temperatur gerichtet ist.

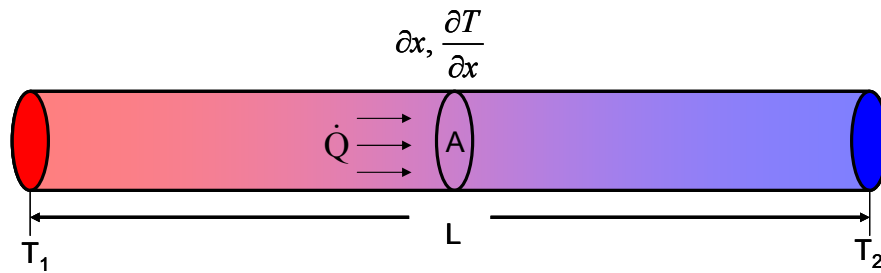


Abb. 3.1 Stationäre, eindimensionale Wärmeleitung in einem dünnen Stab

Abb. 3.1 zeigt den einfachen Fall der eindimensionalen, stationären Leitung des Wärmestroms $\dot{Q}$ in einem dünnen Stab mit der Querschnittsfläche A . In diesem Fall kann Gl. 3.1 umgeformt werden zu Gl. 3.2:

$$\dot{Q} = -\lambda \cdot A \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \quad (3.2)$$

Im stationären Fall wird Wärme dem Stab auf der linken Seite bei der Temperatur T_1 zugeführt und auf der kalten Seite bei der Temperatur T_2 abgeführt. Aufgrund des Temperaturgradienten $\partial T / \partial x$ an der Stelle x fließt im Stab daher der Wärmestrom $\dot{Q}$ von der heißen zur kalten Seite.

³ Phononen sind Quasiteilchen, die als Modellvorstellung zur quantenmechanischen Beschreibung von Schwingungen in kristallinen Gittern verwendet werden. Man unterscheidet zwischen optischen und akustischen Phononen.

⁴ Die Wärmeleitfähigkeit ist diesem Fall zwar vom Ort, von der Gas- oder Flüssigkeits-Zusammensetzung und möglicherweise auch von der Zeit abhängig, aber unabhängig von der Richtung.

Nach Umstellen und Integration von **Gl. 3.2** über die Länge des Stabes von $x=0$ bis $x=L$ sowie zwischen den Temperaturen T_1 und T_2 an den Enden des Stabes

$$-\int_{T_1}^{T_2} \lambda(T) dT = \dot{Q} \int_0^L \frac{1}{A} dx \quad (3.3)$$

folgt bei einer konstanten mittleren Wärmeleitfähigkeit $\lambda = \lambda_m$ und konstantem Querschnitt A des Stabes schließlich:

$$\dot{Q} = \frac{\lambda_m}{L} \cdot A \cdot (T_1 - T_2). \quad (3.4)$$

Der Wärmestrom ist also der treibenden Größe für die Wärmeleitung, der Temperaturdifferenz zwischen den beiden Enden des Stabes, proportional. In Analogie zu den Größen bei Vorgängen der elektrischen Leitung - Strom, Spannung und Widerstand - kann der in **Gl. 3.4** auftretende Proportionalitätsfaktor $\lambda_m A / L$ als Wärmeleitwert des Stabes und sein Kehrwert als Wärmeleitwiderstand

$$R_{St} = \frac{L}{\lambda_m \cdot A} \quad (3.5)$$

aufgefasst werden. Der Vorteil dieser Betrachtungsweise liegt in der Anwendbarkeit von Analogien der Parallel- und Reihenschaltung aus der Elektrotechnik, wenn, wie später noch gezeigt wird, die Wärmeübertragungsprozesse durch mehrere Wärmewiderstandsgrößen bestimmt werden.

Wegen ihrer formalen Ähnlichkeit zur Wärmeleitfähigkeit soll an dieser Stelle noch die Größe der *Temperaturleitfähigkeit* eingeführt werden. Diese ist bei der Definition einiger dimensionslosen Kenngrößen, wie der Prandtl-Zahl von Bedeutung.

A. Fick hat 1855 in Analogie zur Wärmeleitung die Diffusion von Materie in Flüssigkeiten mit dem nach ihm benannten 1. Fickschen Gesetz beschrieben. Im 2. Fickschen Gesetz wird nicht die Diffusion von Materie, sondern der Konzentrationsausgleich in Abhängigkeit von der Zeit betrachtet. Übertragen auf die Wärmeleitung, beschreibt dieses 2. Ficksche Gesetz den Ausgleich der Temperatur, der durch Wärmeleitung in einem Körper bewirkt wird:

$$\dot{T} = a \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}. \quad (3.6)$$

Die Temperaturleitfähigkeit a spielt bei dynamischen Effekten eine größere Rolle als die Wärmeleitfähigkeit, die zur Beschreibung instationärer Vorgänge oft nicht ausreichend ist. Zur Verdeutlichung kann das Kälte- oder Wärmeempfinden bei der Berührung eines Körpers herangezogen werden. Hierbei ist nicht allein entscheidend, wie schnell Wärme transportiert werden kann, sondern zunächst vor allem, wie schnell sich die Temperatur an der Kontaktstelle durch die Wärmeleitung verändert. Die Größen, die dies neben der Wärmeleitfähigkeit beeinflussen, sind die Dichte ρ des Materials sowie seine spezifische Wärmekapazität c_p . Den Zusammenhang zwischen Wärme- und Temperaturleitfähigkeit stellt **Gl. 3.7** dar.

$$a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p} \quad (3.7)$$

3.1.2 Wärmeübergang

Wenn Wärmeübertragung zwischen einem festen Körper und einem strömenden Fluid stattfindet, spricht man von Wärmeübergang. Die im Detail ablaufenden Vorgänge sind hoch komplex. Unmittelbar an der Wand weist ein viskoses Fluid aufgrund der Haftbedingung keine Geschwindigkeit relativ zur Wand auf. Die Wärmeleitung (Konduktion) im Fluid ist an dieser Stelle allein für den Wärmetransport zuständig. Mit zunehmender Entfernung von der Oberfläche der Wand überwiegt jedoch der Transport von Wärme mit den bewegten Fluidteilchen, die Konvektion. Diese Wandschicht wird Grenzschicht genannt und ist von entscheidender Bedeutung für den konvektiven Wärmeübergang. Mit der Untersuchung der Vorgänge, die zur Herausbildung der Grenzschicht führen, und ihrer Beschreibung beschäftigt sich ein eigener Zweig der Strömungslehre, die Grenzschichttheorie, die 1904 von L. Prandtl begründet wurde.

Betrachtet man als konkretes Beispiel die Strömung in einem Kanal- oder Rohrabschnitt (**Abb. 3.2**), so erkennt man, dass sowohl der Temperatur- wie auch der Geschwindigkeitsverlauf eine Grenzschicht aufweisen.

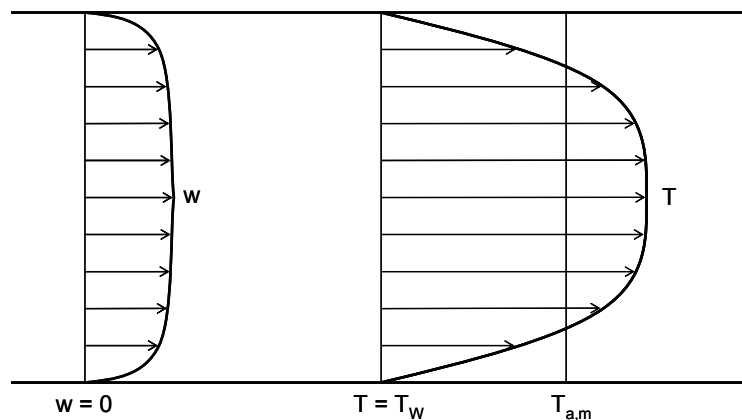


Abb. 3.2 Profile von Strömungsgeschwindigkeit w und Temperatur T über einen Kanal- oder Rohrquerschnitt

Die Ausprägung dieser Grenzschicht hängt in komplizierter Weise von den Stoffeigenschaften und der Geschwindigkeit des Fluids sowie der Geometrie des angeströmten Körpers ab. In der Praxis begnügt man sich für die meisten Anwendungen daher mit einer globalen Betrachtung des Vorgangs und fasst die einzelnen Mechanismen des Wärmetransports beim Wärmeübergang in einem Wärmeübergangskoeffizienten α zusammen.

$$\dot{q}_{lok} = \alpha_{lok} \cdot (T_W - T_{\infty})_{lok} \quad (3.8)$$

Der in **Gl. 3.8** mittels der lokalen Wärmestromdichte $\dot{q}_{lok}$ definierte Proportionalitätsfaktor α_{lok} ist ein lokaler Wärmeübergangskoeffizient, der sich auf die zu seiner Definition herangezogenen lokalen Größen bezieht. Bei der Temperaturdifferenz handelt es sich um die Differenz zwischen der Temperatur der Wand und einer theoretisch erst in unendlicher Entfernung von der Wand auftretenden, so genannten Freistromtemperatur im Falle einer überströmten Platte. Bei einer Kanal- oder Rohrströmung wird dafür die adiabate

Mischungstemperatur [4] verwendet, in **Abb. 3.2** durch die mittlere Fluidtemperatur $T_{a,m}$ angedeutet. Diese ist diejenige Temperatur, die sich einstellen würde, wenn alle Fluidteilchen im betrachteten Querschnitt adiabat, also ohne Wärmez- oder -abfuhr, miteinander vermischt würden.

Die Festlegung dieser Temperaturdifferenz bei Strömungen in Kanälen ist zunächst willkürlich. Sie ist jedoch besonders im Zusammenhang mit dem Wärmetransport sinnvoll, da nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik die Änderung dieser Temperatur der Änderung des Enthalpiestroms in dem Fluid im betrachteten Querschnitt proportional ist. Der über die Querschnittsfläche A gemittelte, integrale (Flächen-) Mittelwert der Temperatur

$$T_m = \frac{1}{A} \int_A T dA \quad (3.9)$$

ist mit der adiabaten Mischungstemperatur

$$T_{a,m} = \frac{1}{\dot{W}} \int_A (\rho \cdot w \cdot c_p \cdot T) dA \quad (3.10)$$

nur dann gleich, wenn sowohl eine konstante spezifische Wärmekapazität c_p wie auch eine an jeder Stelle des Querschnitts gleiche Geschwindigkeit w und eine gleiche Dichte ρ vorausgesetzt werden können.

In **Gl. 3.10** ist

$$\dot{W} = \dot{M} \cdot c_p \quad (3.11)$$

der Wärmekapazitätsstrom, der sich aus dem (Gesamt-) Massenstrom $\dot{M}$ und der (mittleren) Wärmekapazität c_p berechnet.

Erstere Annahme ist aufgrund der geringen Druck- und Temperaturabhängigkeit der spezifischen Wärmekapazität in den meisten Anwendungsfällen der hier betrachteten Wärmeübertrager noch zulässig. Die Annahme einer Strömung mit einer über den Querschnitt konstanten Strömungsgeschwindigkeit, einer so genannten Kolbenströmung, trifft jedoch gewöhnlich nicht zu.

In der Praxis ist es häufig nicht nötig oder auch gar nicht möglich, den Wärmeübergangskoeffizienten örtlich aufgelöst zu betrachten. Hier ist es oftmals ausreichend, einen örtlich mittleren Wärmeübergangskoeffizienten α_m zu verwenden, der den konvektiven Wärmeübergang über die gesamte Fläche A charakterisiert.

$$\dot{Q} = \alpha_m \cdot A \cdot (T_W - T_F)_m \quad (3.12)$$

In **Gl. 3.12** ist eine sinnvolle Wahl für die zur Definition des örtlich mittleren Wärmeübergangskoeffizienten α_m verwendete Temperaturdifferenz $(T_W - T_F)_m$ zu treffen. Für den Fall einer konstanten Wandtemperatur und einer konstanten spezifischen Wärmekapazität kann ein geeigneter Mittelwert der Temperaturdifferenz mit dem logarithmischen Mittel der Temperaturdifferenzen zwischen Wand und Fluid am Eintritt und am Austritt des Kanals gebildet werden:

$$\Delta T_{\log} = \frac{T_{F,a} - T_{F,e}}{\ln \left(\frac{T_W - T_{F,e}}{T_W - T_{F,a}} \right)}. \quad (3.13)$$

Für tiefer gehende Informationen wird auf die entsprechende Grundlagenliteratur zum Wärmetransport hingewiesen, beispielsweise [4].

3.1.3 Wärmedurchgang

Findet die Wärmeübertragung zwischen zwei Fluiden statt, die durch wenigstens eine Wandschicht voneinander getrennt sind, so spricht man vom Wärmedurchgang. Ein typisches Beispiel für den Wärmedurchgang ist die Wärmeübertragung in Rekuperatoren.

Der gesamte Vorgang setzt sich aus den Einzelmechanismen des inneren und des äußeren Wärmeübergangs sowie der Wärmeleitung in der Rekuperatorwand zusammen. Dabei wird zumeist vereinfachend davon ausgegangen, dass die Wärmeleitung in der Wand nur einen Normalanteil zur Oberfläche der Wand aufweist und die Leitung entlang der Wand vernachlässigt werden kann.

Abb. 3.3 stellt den Verlauf der Temperatur beim Wärmedurchgang durch eine Wand dar, die das Fluid 1 mit der Temperatur $T_{F,1}$ vom Fluid 2 mit der Temperatur $T_{F,2}$ trennt. Dabei nimmt die Wand die Oberflächentemperaturen $T_{W,1}$ bzw. $T_{W,2}$ an. Nach **Abschn. 3.1.1** und **3.1.2** lassen sich der Wärmeübergang (**Gl. 3.14**) und die Wärmeleitung (**Gl. 3.15**) in der Wand mit der Dicke b_W und der (mittleren) Wärmeleitfähigkeit λ_m wie folgt berechnen:

$$\dot{Q} = \alpha_{1/2} \cdot A_{1/2} \cdot \Delta T_{1/2} \quad (3.14)$$

$$\dot{Q} = \frac{\lambda_m}{b_W} \cdot A_m \cdot (T_{W,1} - T_{W,2}) \quad (3.15)$$

wobei $\alpha_{1/2}$ der innere bzw. äußere Wärmeübergangskoeffizient, $A_{1/2}$ die zugehörigen Wärmeübertragungsflächen und $\Delta T_{1/2}$ die Temperaturdifferenzen zwischen der Oberflächentemperatur der Wand und der jeweiligen Fluidtemperatur sind. A_m bezeichnet die mittlere Fläche der Wand und ist im Falle einer ebenen Wand gleich der inneren und der äußeren Wärmeübertragungsfläche ($A_m = A_1 = A_2$).

Im verlustfreien, stationären Fall mit eindimensionaler Wärmeleitung sind die drei Wärmeströme gleich groß und mit Einführung des Wärmedurchgangskoeffizienten k lässt sich der Wärmedurchgang nach **Gl. 3.16** berechnen.

$$\frac{1}{k \cdot A} = \frac{1}{\alpha_1 \cdot A_1} + \frac{b_W}{\lambda_m \cdot A_m} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot A_2} \quad (3.16)$$

Die Fläche A ist eine beliebige Bezugsfläche für den Wärmedurchgang. Meist wird aber eine mittlere Fläche verwendet, deren Ermittlung jedoch bei komplizierten Geometrien, wie dies bei Wärmeübertragern der Fall ist, mit einigem Aufwand verbunden ist. Daher wird als charakteristische Größe zur Beschreibung des Wärmedurchgangs eines Bauteils meist das Produkt $k \cdot A$ angegeben.

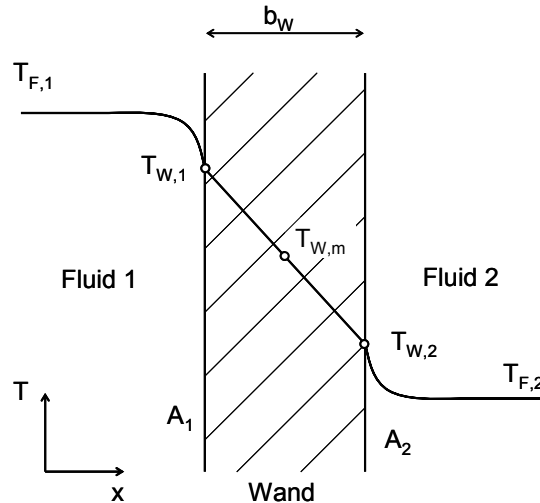


Abb. 3.3 Schematische Darstellung des Temperaturverlaufs in einer ebenen Wand beim Wärmedurchgang

In **Gl. 3.16** wird eine Analogie der Wärmeübertragung zur Elektrotechnik deutlich, nach der die Einzelwiderstände durch Summation zu einem Gesamtwiderstand zusammengefasst werden können. Man bezeichnet daher die Kehrwerte der in **Gl. 3.16** auftretenden Summanden auch als Wärmeleit- bzw. Wärmeübergangswiderstände. Im allgemeinen Fall von mehreren (i) Wandschichten, wie dies z. B. beim so genannten Fouling - der Verschmutzung von Wärmeübertrageroberflächen - eine Rolle spielt, kann **Gl. 3.16** daher in folgender Form dargestellt werden.

$$R_k = R_{\alpha_1} + \sum_i R_{\lambda_i} + R_{\alpha_2} \quad (3.17)$$

Wie auch beim Wärmeübergang in **Abschn. 3.1.2** schon angedeutet, besteht bei der Bestimmung des Wärmedurchgangs in Fällen veränderlicher Wärmedurchgangskoeffizienten und sich ändernder Temperaturdifferenzen die Schwierigkeit in der sinnvollen Definition der gemittelten Größen.

Spang [72] geht in seiner Habilitationsschrift ausführlich auf die Problematik einer sinnvollen Festlegung der mittleren Temperaturdifferenz bzw. des mittleren Wärmedurchgangskoeffizienten ein und schlägt dazu drei Möglichkeiten vor. Ausgehend von **Gl. 3.18**, die den Wärmedurchgangskoeffizienten einführt,

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (3.18)$$

muss eine der beiden Größen, k oder ΔT_m , durch eine weitere Gleichung festgelegt werden.

Eine Möglichkeit besteht in der Definition des (mittleren) Wärmedurchgangskoeffizienten k in **Gl. 3.18** durch einen flächengemittelten Wert nach **Gl. 3.19**:

$$k = \frac{1}{A} \cdot \int_A k_{lok} \cdot dA. \quad (3.19)$$

Als zweite Möglichkeit wird aufgeführt, die mittlere Temperaturdifferenz ΔT_m als flächengemittelten Wert der tatsächlich auftretenden lokalen Temperaturdifferenzen zu definieren.

$$\Delta T_m = \frac{1}{A} \cdot \int_A (T_1 - T_2)_{lok} \cdot dA \quad (3.20)$$

In beiden Fällen (**Gln. 3.19** und **3.20**) wird die jeweils andere Größe dann über **Gl. 3.18** festgelegt. Lediglich in dem Spezialfall eines konstanten örtlichen Wärmedurchgangskoeffizienten und einer, insbesondere von der Temperatur unabhängigen, konstanten Wärmekapazität ist mit den flächengemittelten Werten von k und ΔT_m eine Übereinstimmung mit **Gl. 3.18** zu erzielen.

Daher wird in [72] vorgeschlagen, eine hypothetische Temperaturdifferenz ΔT_m^* zu verwenden,

$$\Delta T_m^* = \frac{1}{A} \cdot \int_A (T_1 - T_2)^* \cdot dA \quad (3.21)$$

die dem Wärmeübergang nach **Gl. 3.18** zugrunde liegen würde, wenn dieser bei einem konstanten Wärmedurchgangskoeffizienten stattfindet, der dann folglich auch gleich dem mittleren Wärmeübergangskoeffizienten ist.

Aufgrund der Schwierigkeit, eine Funktion für die Temperaturverläufe und somit der Temperaturdifferenz sowie des Wärmedurchgangskoeffizienten über die Fläche von Wärmeübertragern zu finden, die mit einer Stromführung, die von der idealen Gleich- oder der Gegenstromführung abweicht, wird im Weiteren diese Definition der mittleren Temperaturdifferenz sowie die daraus resultierende Definition des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten benutzt. Dabei wird der Übersichtlichkeit wegen auf die Kennzeichnung des hypothetischen Charakters durch das Zeichen $*$ verzichtet.

3.1.4 Dimensionslose Kennzahlen

Grundlage für die Bildung dimensionsloser Kennzahlen ist das *Buckingham'sche II-Theorem*, welches beschreibt, wie n dimensionsbehaftete Größen in Gleichungen mit m unabhängigen Grundgrößen in Gleichungen mit $(n-m)$ dimensionslosen Größen umgeschrieben werden können. Ausgehend von den partiellen Differentialgleichungen für das Geschwindigkeits- und das Temperaturfeld werden die dort auftretenden Größen durch Bezug auf die für das Problem jeweils charakteristische Größe entdimensioniert.

Im folgenden Abschnitt werden die wichtigsten dimensionslosen Kennzahlen der Wärmeübertragung dargestellt.

Prandtl-Zahl

Die Prandtl-Zahl stellt eine Kombination aus nur Stoffgrößen dar. Sie ist somit selbst eine reine Stoffgröße, im Gegensatz zu den im Weiteren vorgestellten dimensionslosen Größen, die stets auch charakteristische Größen der Strömung enthalten.

$$Pr = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda} = \frac{\nu}{a} \quad (3.22)$$

Gemäß **Gl. 3.22** ist die Prandtl-Zahl Pr der Quotient aus dem Produkt von dynamischer Viskosität η mit der spezifischen Wärmekapazität c_p und der Wärmeleitfähigkeit λ . Durch Verwendung der Beziehungen für die Temperaturleitfähigkeit $a = \lambda/(\rho \cdot c_p)$ und für die kinematische Viskosität $\nu = \eta/\rho$ lässt sich die Prandtl-Zahl auch als Verhältnis zweier Transportkoeffizienten, nämlich der kinematischen Viskosität ν , als bestimmender Größe für die Dicke der Strömungsgrenzschicht, und der Temperaturleitfähigkeit a , als Maß für die Dicke der Temperaturgrenzschicht, darstellen.

Von dieser, zur Unterscheidung mitunter auch als molekulare Prandtl-Zahl bezeichneten, reinen Stoffgröße ist die so genannte turbulente Prandtl-Zahl Pr_t deutlich zu unterscheiden, bei der es sich um eine Strömungsgröße handelt, mit der versucht wird, turbulente Strömungen in Analogie zu laminaren Strömungen zu behandeln. Dazu werden die Gleichungen für die Schubspannungen zeitlich gemittelt und der Einfluss der Turbulenz in die Stoffeigenschaften in Form einer kinematischen Wirbelviskosität und einer turbulenten Temperaturleitfähigkeit "eingearbeitet".

Reynolds-Zahl

Die Reynolds-Zahl entsteht formal bei der Entdimensionierung der Impulsgleichung und beschreibt den Einfluss der Reibungs- und Trägheitskräfte auf das Strömungsfeld⁵.

$$Re = \frac{w \cdot \rho \cdot L}{\eta} = \frac{w \cdot L}{\nu} \quad (3.23)$$

In **Gl. 3.23** stellt w die charakteristische Geschwindigkeit, L eine charakteristische Länge und η die dynamische Viskosität dar. Anstelle der dynamisch kann auch die kinematische Viskosität $\nu = \eta/\rho$ mit der Dichte ρ eingesetzt werden.

Die Reynolds-Zahl ist ein wichtiger Parameter eines Strömungsproblems. Da die Strömung entscheidenden Einfluss auf die Vorgänge der konvektiven Wärmeübertragung ausübt, findet die Reynolds-Zahl Eingang in die Beschreibung annähernd aller Wärmeübergangsprozesse.

Prinzipiell sind Reynolds-Zahlen im Bereich $0 \leq Re < \infty$ möglich. Bei so genannten schleichenden Strömungen ($Re \rightarrow 0$) kann der Einfluss von Trägheitskräften gegenüber den anderen Kräften vernachlässigt werden. Im Zusammenhang mit dem konvektiven Wärmetransport im Wärmeübertrager interessiert der Bereich der mittleren Reynolds-Zahl. Dieser Bereich umfasst Werte für die Reynolds-Zahl von etwa 10 bis 10^4 und lässt sich nicht scharf abgrenzen. Wichtige Kenngröße für ein Strömungsproblem ist die in diesem Bereich liegende kritische Reynolds-Zahl, deren konkreter Wert vom vorliegenden Strömungsfall abhängt. Dabei wird zwischen der Um- oder der Überströmung eines Körpers und der Durchströmung bspw. eines Rohrs oder Kanals unterschieden. Für eine ausgebildete

⁵ In einer Grenzschichtströmung gilt dies nur eingeschränkt, da dort der charakteristische Geschwindigkeitsgradient nicht mit der sonst verwendeten charakteristischen Länge L sondern mit der Dicke der Grenzschicht δ gebildet wird.

Rohrströmung gilt für die kritische Reynolds-Zahl der Wert $Re_{krit}=2300$, der die Bereiche laminarer und turbulenter Strömung trennt.

Nußelt-Zahl, (Stanton-Zahl, Colburn-Zahl)

Die Nußelt-Zahl ist eine Größe zur Beschreibung des konvektiven Wärmeübergangs, deren Zahlenwert darüber Auskunft gibt, wie groß die Wandwärmestromdichte $\dot{q}_w$ bei gegebenen Randbedingungen ist, also ein Maß für die Qualität des Wärmeübergangs.

$$Nu = \frac{\dot{q}_w \cdot L}{\lambda \cdot \Delta T} = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \quad (3.24)$$

Wie schon zuvor bei der Reynolds-Zahl, stellt auch in der Bestimmungsgleichung für die Nußelt-Zahl (Gl. 3.24) L eine charakteristische Länge dar. λ bezeichnet die Wärmeleitfähigkeit des Fluids⁶ und ΔT eine charakteristische Temperaturdifferenz. Mit der Definition des Wärmeübergangskoeffizienten α aus Gl. 3.8 lässt sich Nu auch als Funktion von α darstellen. In [26] wird allerdings auf den konzeptionellen Unterschied zwischen der Nußelt-Zahl und dem Wärmeübergangskoeffizienten hingewiesen. So ist bei der Festlegung der Nußelt-Zahl die Verwendung einer charakteristischen Temperatur T anstelle der charakteristischen Temperaturdifferenz ΔT möglich und in bestimmten Fällen sogar sinnvoll, bei der Definition des Wärmeübergangskoeffizienten α ergibt dies jedoch keinen Sinn.

Für die konvektive Wärmeübertragung ergibt sich der auch später in Abschn. 6.2 als Potenzansatz verwendete Zusammenhang:

$$Nu = Nu(Re, Pr) \quad (3.25)$$

aus der Dimensionsanalyse als Näherungslösung für die erzwungene Konvektion. Durch Kombination von mehreren dimensionslosen Größen lassen sich weitere, abhängige dimensionslose Größen bilden. So wird hauptsächlich in der englischsprachigen Literatur das Verhältnis aus Nußelt-Zahl und dem Produkt aus Reynolds-Zahl und Prandtl-Zahl zur Beschreibung des Wärmeübergangs benutzt und mit Stanton-Zahl bezeichnet.

$$St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} = \frac{\alpha}{w \cdot \rho \cdot c_p} \quad (3.26)$$

Besonders häufig findet die Stanton-Zahl Anwendung bei der Beschreibung des Wärmeübergangs in Kanälen. Da sie direkt mit den Auslegungsdaten von Wärmeübertragern verknüpft ist [4], wird sie auf diesem Gebiet bevorzugt verwendet.

Die Motivation zur Einführung der Kombination $St \cdot Pr^{2/3}$ liegt in der Nutzung von Analogien zwischen Wärme- und Impulsübertragung. Im Zusammenhang mit Wärmeübertragern beeinflusst der eine Mechanismus die unter den gegebenen Bedingungen übertragbare Wärmemenge, der andere den Druckverlust des Wärmeübertragers. Anwendung findet eine erweiterte Reynoldsanalogie, wie sie z.B. in [29] dargestellt wird und eine Beziehung zwischen der Nußelt-Zahl Nu und dem Reibungsbeiwert c_f herstellt (Gl. 3.27).

$$\frac{Nu}{\sqrt{Re}} = \frac{1}{2} \cdot c_f \cdot \sqrt{Re} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad 0,6 < Pr < 60 \quad (3.27)$$

⁶ Die Nußelt-Zahl wird formal gleich der Biot-Zahl gebildet, die jedoch den Wärmeübergang an der Oberfläche eines Körpers zur Wärmeleitung im Inneren ins Verhältnis setzt. Die Wärmeleitfähigkeit bei der Definition der Biot-Zahl ist demgemäß die des Festkörpermateri als und nicht die des Fluids.

Mit Hilfe der Kombination $St \cdot Pr^{2/3}$, die auch Colburn-Zahl genannt wird,

$$j = St \cdot Pr^{\frac{2}{3}} = \frac{Nu}{Re \cdot Pr^{\frac{1}{3}}} \quad (3.28)$$

kann **Gl. 3.27** formal umgeschrieben werden zu **Gl. 3.29**.

$$j = \frac{1}{2} \cdot c_f \quad (3.29)$$

3.2 Berechnung von Wärmeübertragern

Rekuperatoren als Wärmeübertrager kommen in den verschiedensten Bauformen vor. Dabei wird hauptsächlich hinsichtlich der Stromführung der beiden beteiligten Fluide unterschieden. Die Hauptstromführungen sind der reine *Gleichstrom*, der reine *Gegenstrom* und der *Kreuzstrom*, aus denen sich durch Kombination weitere Stromführungen ableiten lassen, wie z. B. der Kreuzgegenstrom.

Die Berechnung beruht im Wesentlichen auf den in **Abschn. 3.1** dargestellten Beziehungen sowie der Energiebilanz der beiden Fluide,

$$\dot{Q} = \dot{M}_1 \cdot |\Delta h_1| = \dot{M}_2 \cdot |\Delta h_2| \quad (3.30)$$

wonach die Wärmeabfuhr aus der Enthalpieabnahme des heißen Stoffstroms gleich der Wärmezufuhr aus der Enthalpiezunahme des kalten Stoffstroms ist.

Bei der Berechnung von Wärmeübertragern wird nach den zwei Hauptaufgabenstellungen zwischen der Nachrechnung gegebener Wärmetauscher und der Auslegungsrechnung neuer Wärmetauscher unterschieden [59], [4], [29].

Bei einem gegebenen Wärmeübertrager stehen die geometrischen Abmessungen fest; $k \cdot A$ ist somit für eine bestehende Konfiguration gegeben. Weiterhin bekannt sind die Wärmekapazitätsströme $\dot{W}_1$ und $\dot{W}_2$ sowie die Eintrittstemperaturen der beiden Fluidströme $T_{1,e}$ und $T_{2,e}$. Gesucht sind in diesem Fall die Austrittstemperaturen der beiden Fluide (**Abb. 3.4** links).

Anders verhält es sich bei der Auslegungsrechnung. Hier sind die Ein- und Austrittstemperaturen der Fluide sowie die Wärmekapazitätsströme gegeben. Gesucht wird die zur Übertragung des sich daraus ergebenden Wärmestroms erforderliche Fläche $k \cdot A$ in Abhängigkeit von der Stromführung (**Abb. 3.4** rechts).

Im Folgenden werden die grundlegenden Definitionen und Gleichungen, die sich bei der Berechnung von Wärmeübertragern durchgesetzt haben, aufgeführt. Die Herleitungen sind im Detail in der Grundlagenliteratur ausführlich dargestellt (z.B. [4], [6], [29], [33], [59]). Daher wird an dieser Stelle lediglich ein Überblick über die verwendeten Konventionen gegeben.

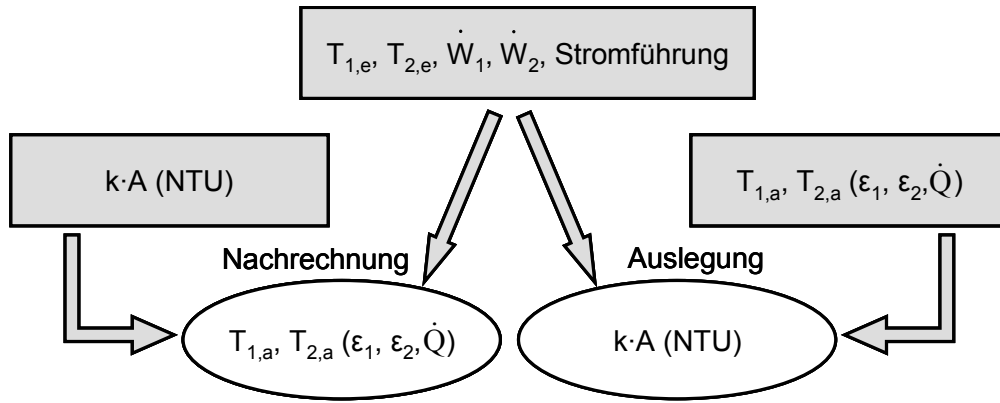


Abb. 3.4 Vorgehensweise bei der Berechnung von Wärmeübertragern

3.2.1 Dimensionslose Kennzahlen

Die Entdimensionierung von physikalischen Größen findet auch auf den Wärmetransport im Wärmeübertrager Anwendung. Durch Bezug auf die größte auftretende Temperaturdifferenz, nämlich die Differenz zwischen den Eintrittstemperaturen der beiden Fluide, werden die Temperaturänderungen in eine dimensionslose Form überführt:

$$\epsilon_1 = \frac{T_{1,e} - T_{1,a}}{T_{1,e} - T_{2,e}} \quad \text{bzw.} \quad \epsilon_2 = \frac{T_{2,a} - T_{2,e}}{T_{1,e} - T_{2,e}}. \quad (3.31)$$

Der Wärmekapazitätsstrom $\dot{W}_i$ ist bereits mit **Gl. 3.11** in **Abschn. 3.1.2** bei der Behandlung des Wärmeübergangs eingeführt worden. Er ist das Produkt aus der mittleren spezifischen Wärmekapazität und dem zugehörigen Massenstrom. Die Wärmekapazität wird dabei arithmetisch aus den jeweiligen Werten am Eintritt und am Austritt gemittelt.

Wird die Energiebilanz zwischen den beiden Fluidströmen somit unter der Annahme einer Übertragung ohne Verluste an die Umgebung (adiabate Außenwand) und unter Vernachlässigung der sehr geringen Druckabhängigkeit der spezifischen Wärmekapazität mittels der Wärmekapazitätsströme ausgedrückt, kann man schreiben:

$$\dot{Q} = \dot{W}_1 \cdot (T_{1,e} - T_{1,a}) = \dot{W}_2 \cdot (T_{2,a} - T_{2,e}). \quad (3.32)$$

Das Verhältnis der beiden Wärmekapazitätsströme stellt eine wichtige Kenngröße bei der Wärmeübertragung dar und wird wie folgt für den Stoffstrom 1 gebildet:

$$C_1 = \frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_2} = \frac{T_{2,a} - T_{2,e}}{T_{1,e} - T_{1,a}} \quad (3.33)$$

bzw. in Analogie zu **Gl. 3.33** für den Stoffstrom 2:

$$C_2 = \frac{\dot{W}_2}{\dot{W}_1} = \frac{1}{C_1}. \quad (3.34)$$

Setzt man in eine der beiden Bestimmungsgleichungen zum Wärmekapazitätsstromverhältnis (Gl. 3.33 bzw. Gl. 3.34) statt der Temperaturänderungen die dimensionslosen Temperaturänderungen nach Gl. 3.31 ein, so folgt nach einfacher Umstellung:

$$C_1 = \frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_2} = \frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_1}. \quad (3.35)$$

Das Verhältnis der dimensionslosen Temperaturänderungen verhält sich zum Verhältnis der Wärmekapazitätsströme also umgekehrt proportional. Dies entspricht der Erwartung, dass der Strom mit der kleineren (absoluten) Wärmekapazität eine stärkere Temperaturänderung erfährt als der Strom mit der größeren Wärmekapazität. Im Übrigen kann die Gleichheit dieser beiden Verhältnisse als ein Kriterium für die Qualität einer Messung herangezogen werden, da sie eine Aussage darüber macht, inwieweit die jeweils gemessenen Wärmeströme auf der kalten Seite denen auf der warmen Seite entsprechen.

Eine weitere wichtige Kenngröße ist die mit *NTU* abgekürzte *Number of Transfer Units*, die in der deutschen Literatur oft auch mit „(An)Zahl der Übertragungseinheiten“ oder „dimensionslose Übertragungsfähigkeit“ bezeichnet wird (z.B. [4], [6]).

Zur Ableitung der dimensionslosen Übertragungsfähigkeit werden unter Annahme einer stationären Wärmeübertragung ohne Verluste an die Umgebung der Wärmestrom durch die Wand nach Gl. 3.18 und der Wärmestrom aus der Enthalpiezu- oder -abnahme des Fluids *i* nach

$$\dot{Q}_i = \dot{M}_i \cdot c_{P,i} \cdot \Delta T_i \quad (3.36)$$

gleichgesetzt und nach dem Verhältnis der beiden auftretenden Temperaturdifferenzen, nämlich der Temperaturänderung ΔT_i des Fluidstroms *i* und der mittleren, wirksamen Temperaturdifferenz zwischen den Fluidströmen, ΔT_m umgestellt. Es ergibt sich damit für *NTU* folgende Definitionsgleichung:

$$NTU_i = \frac{\Delta T_i}{\Delta T_m} = \frac{k \cdot A}{\dot{W}_i}. \quad (3.37)$$

Damit ist die bei realen Stromführungen, mit Ausnahme des reinen Gegenstroms und des reinen Gleichstroms, schwierig zu ermittelnde treibende Temperaturdifferenz ΔT_m eliminiert. Zwischen den drei aufgeführten dimensionslosen Kennzahlen eines Wärmeübertragers, nämlich der dimensionslosen Temperaturänderung nach Gl. 3.31, dem ebenfalls dimensionslosen Verhältnis der Wärmekapazitätsströme nach Gl. 3.33 bzw. Gl. 3.34 und der *Number of Transfer Units* nach Gl. 3.37, besteht für eine gegebene Stromführung ein spezifischer Zusammenhang nach Gl. 3.38, der als Betriebscharakteristik des Wärmeübertragers bezeichnet wird.

$$F(\varepsilon_i, NTU_i, C_i) = 0 \quad (3.38)$$

Durch Berechnung des Temperaturverlaufs der beiden Fluidströme einer gegebenen Stromführung kann die zugehörige Betriebscharakteristik bestimmt werden.

3.2.2 Betriebscharakteristik bei verschiedenen Stromführungen

Die Temperaturverläufe für die einfachen Stromführungen Gegenstrom und Gleichstrom sind in **Abb. 3.5** dargestellt für den Fall des kleineren Wärmekapazitätsstroms (der größeren Temperaturänderung) auf Seiten des Fluids 1.

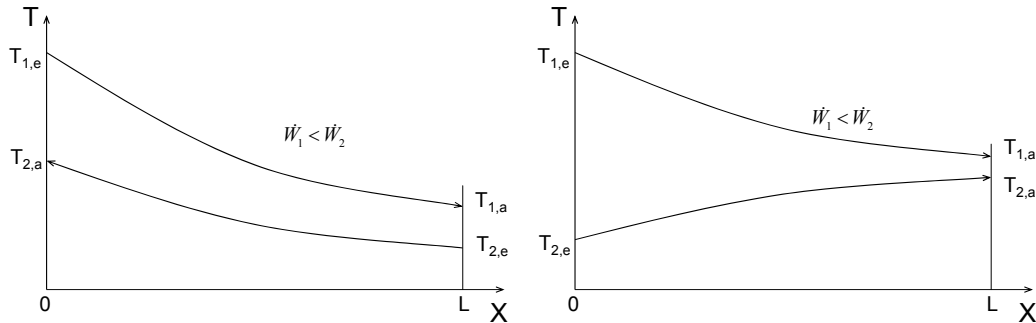


Abb. 3.5 Temperaturverläufe in einem Gegenstrom- (links) und einem Gleichstrom- (rechts) Wärmeübertrager

Beim reinen Gleichstromwärmeübertrager strömen wärmeabgebendes und wärmeaufnehmendes Fluid in dieselbe Richtung. Die Austrittstemperaturen beider Fluidströme nähern sich mit zunehmender Wärmeaustauschfläche (ausgedrückt durch die Lauflänge X in **Abb. 3.5** rechts) einem gemeinsamen Mittelwert an, dessen Wert sich aus der Wichtung mit den Wärmekapazitätsströmen ergibt. Diese Anordnung ist aus thermodynamischer Sicht die ungünstigste und spielt in der praktischen Anwendung kaum eine Rolle. Lediglich bei Kondensations- oder Verdampfungsprozessen, bei denen die Temperatur des kondensierenden oder verdampfenden Mediums konstant ist, spielt die Stromführung keine Rolle. In einigen Ausnahmefällen werden zur Vermeidung von Blasensieden flüssigkeitsgekühlte Wärmeübertrager im Gleichstrom betrieben.

Bei einem Wärmeübertrager nach dem Gegenstromprinzip (**Abb. 3.5** links) strömen die beteiligten Fluide in entgegengesetzte Richtung. Diese Stromführung ermöglicht Austrittstemperaturen des wärmeabgebenden Fluids, die unter denen des wärmeaufnehmenden Fluids liegen und stellt die thermodynamisch günstigste Stromführung dar. Insbesondere der theoretische Fall des thermodynamisch idealen Wärmeübertragers, lässt sich mit einem unendlich großen ($k \cdot A \rightarrow \infty$) Gegenstromwärmeübertrager mit gleich großen Wärmekapazitätsströmen darstellen.

Eine häufig anzutreffende Stromführung, insbesondere bei den in Fahrzeugen verwendeten Kühlern, ist der Kreuzstrom. Bei der Kreuzstromführung wird weiterhin unterschieden, ob die Fluidströme quer zur Strömungsrichtung vermischt sind oder nicht. Von einem einseitig quervermischten Kreuzstrom wird bspw. ausgegangen, wenn eine Rohrreihe quer angeströmt wird.

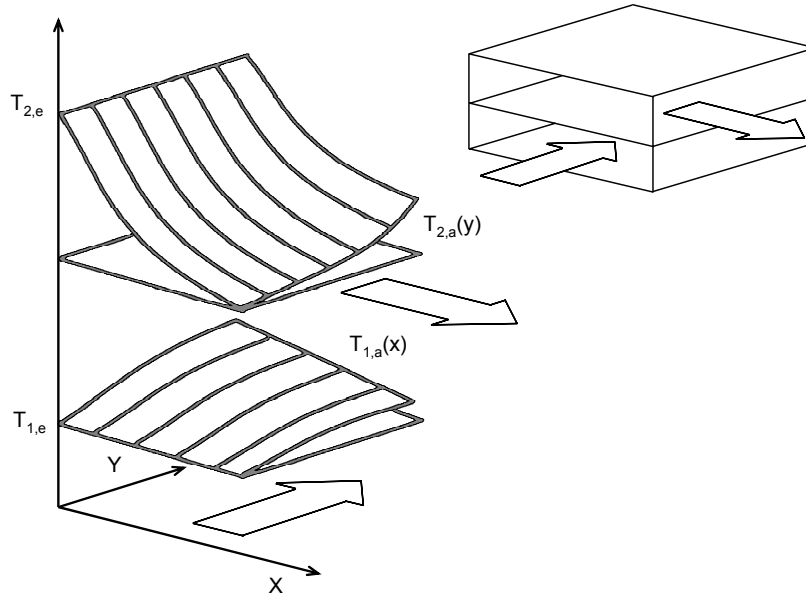


Abb. 3.6 Verteilung der Temperaturen in einem Kreuzstromwärmetauscher (beidseitig unvermischt)

Abb. 3.6 zeigt die Temperaturverteilung in einem Kreuzstromkühler, bei dem für beide Fluidströme keine Quervermischung stattfindet. Dies ist z.B. der Fall bei Plattenwärmetauschern, in denen beide Ströme durch Lamellen geführt werden.

Die analytische Ableitung des Temperaturverlaufs innerhalb des Wärmeübertragers zur Bestimmung des Betriebsverhaltens bei unterschiedlichen Stromführungen wird in der Grundlagenliteratur zur Wärmeübertragung, bspw. in [4] ausführlich dargestellt. Dazu werden unter Beschränkung auf den stationären Betrieb die das Temperaturfeld beschreibenden Differentialgleichungen aufgestellt und gelöst. In **Tab. 3.1** sind die am häufigsten auftretenden Stromführungen mit ihrer Betriebscharakteristik in der Form $\varepsilon_i = \varepsilon_i(NTU_i, C_i)$ dargestellt.

Von den dargestellten Fällen ist der unvermischte Kreuzstrom am schwierigsten zu berechnen. Beispielhaft für die anderen Stromführungen sind in **Gl. 3.39** die gekoppelten Differentialgleichungen für den reinen Kreuzstrom sowie die Nebenbedingungen in dimensionsloser Form $(+)$ angegeben. Eine geschlossene Lösung kann nicht gefunden werden. Es wird daher bei der Lösung dieses Problems auf eine Reihenentwicklung zurückgegriffen, deren Ergebnis in **Gl. 3.40** dargestellt ist. Die in **Tab. 3.1** aufgeführte Formel stellt eine gute Näherungslösung dar, die allerdings exakte Werte nur für $C=1$ liefert.

$$\begin{aligned} \frac{\partial T_1^+(x^+, y^+)}{\partial x^+} &= -NTU_1 \cdot (T_1^+ - T_2^+) \\ \frac{\partial T_2^+(x^+, y^+)}{\partial x^+} &= -NTU_2 \cdot (T_1^+ - T_2^+) \end{aligned} \quad (3.39)$$

$$T_1^+(0, y^+) = T_{1,e}^+ \quad \text{und} \quad T_2^+(x^+, 0) = T_{2,e}^+$$

Tab. 3.1 Betriebscharakteristik von Wärmeübertragern für die wichtigsten Stromführungen

Gleichstrom	$\varepsilon_i = \frac{1 - \exp[-NTU_i \cdot (1 + C_i)]}{1 + C_i}$
Gegenstrom	$\varepsilon_i = \frac{1 - \exp[NTU_i \cdot (C_i - 1)]}{1 - C_i \cdot \exp[NTU_i \cdot (C_i - 1)]}$ $\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad \text{für } C=1$
Kreuzstrom (einseitig quergemischt, $C_{\max}$ ungemischt)	$\varepsilon_i = 1 - \exp\left[-\frac{1}{C_i} \cdot \left(1 - \exp(-C_i \cdot NTU_i)\right)\right]$
Kreuzstrom (einseitig quergemischt, $C_{\min}$ ungemischt)	$\varepsilon_i = \frac{1}{C_i} \cdot \left\{1 - \exp\left[-C_i \cdot \left(1 - \exp(-NTU_i)\right)\right]\right\}$
Kreuzstrom (ungemischt)	$\varepsilon = 1 - \exp\left[\frac{NTU^{0.22}}{C_R} \cdot \left\{\exp(-C_R \cdot NTU^{0.78}) - 1\right\}\right]$

$$\varepsilon_i = \frac{1}{C_i \cdot NTU_i} \cdot \sum_{m=0}^{\infty} \left\{ \left[1 - \exp(-NTU_i) \cdot \sum_{j=0}^m \frac{NTU_i^j}{j!} \right] \cdot \left[1 - \exp(-C_i \cdot NTU_i) \cdot \sum_{j=0}^m \frac{(C_i \cdot NTU_i)^j}{j!} \right] \right\} \quad (3.40)$$

In [73] haben Spang und Roetzel eine einheitliche Näherungsgleichung für eine Vielzahl symmetrischer und unsymmetrischer Stromführungen entwickelt, die mit nur drei bzw. vier anpassbaren Parametern einen Korrekturfaktor für die logarithmische Temperaturdifferenz berechnet. Für etwa 50 Stromführungen sind die Parameter in [73] angegeben.

In **Abb. 3.7** sind die Betriebscharakteristiken für den Gleich-, Gegen-, und Kreuzstrom in Form der dimensionslosen Temperaturänderung als Funktion der NTU , und damit der Größe des Wärmeübertragers dargestellt. Die Wärmekapazitätsströme sind in den gezeigten Fällen alle gleich groß ($C=1$). Die maximal erreichbare dimensionslose Temperaturänderung liegt im Falle des Gleichstroms bei $\varepsilon=0.5$. Bei Gegen- und Kreuzstromführung ist mit einem unbegrenzt großen Wärmeübertrager ($NTU \rightarrow \infty$) für die dimensionslose Temperaturänderung theoretisch ein Wert von $\varepsilon=1$ erreichbar, wobei für Letztere der Wert stets unter der Ersteren bleiben wird.

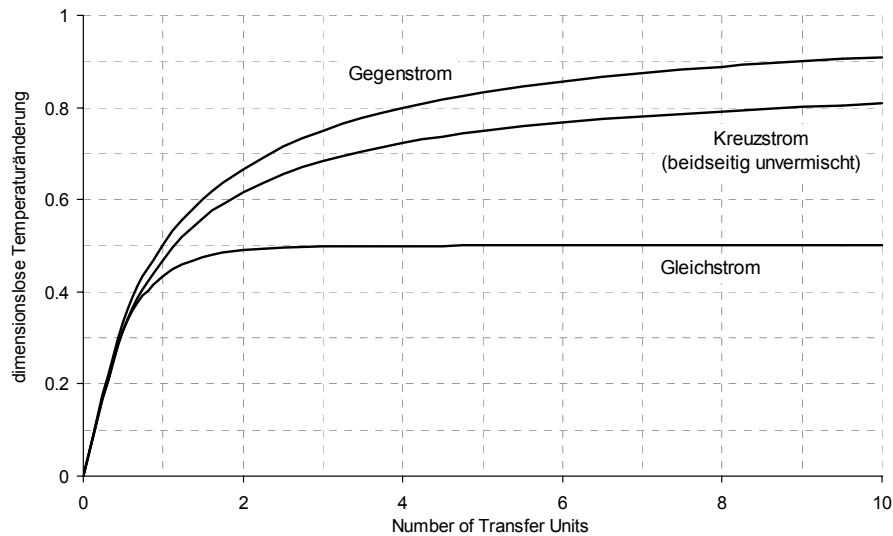


Abb. 3.7 Betriebscharakteristik verschiedener Stromführungen bei einem Wärmekapazitätsstromverhältnis von $C=1$

3.2.3 Beurteilung von Wärmeübertragern

In der Praxis haben sich verschiedene Verfahren unterschiedlichen Detaillierungsgrades zur Bewertung und Analyse von Wärmeübertragern durchgesetzt, von denen einige im Folgenden näher betrachtet werden sollen. Dabei ist ein Wirkungsgrad nach der allgemeinen Definition - Nutzen, bezogen auf den Aufwand - immer im Kontext der jeweiligen Wärmeübertragungsaufgabe zu sehen. Da sowohl der Nutzen wie auch der Aufwand sehr unterschiedlich aufgefasst werden können, haben sich verschiedene Wirkungsgradbegriffe durchgesetzt.

Rekuperationsgrad

Bereits in **Abschn. 3.2.1** wurde auf die verschiedenen dimensionslosen Kenngrößen zur Beschreibung von Wärmeübertragern eingegangen. Die dort in **Gl. 3.31** eingeführte dimensionslose Temperaturänderung hat, wenn man sie auf den Fluidstrom mit dem kleineren Wärmekapazitätsstrom bezieht, den Charakter eines Wirkungsgrades. Sie wird daher auch als Wärmeübertragerwirkungsgrad oder Rekuperationsgrad bezeichnet und gibt das Verhältnis der tatsächlich erzielten Temperaturänderung zu der bei den vorliegenden Eintrittstemperaturen maximal erzielbaren Temperaturänderung an. Anschaulich wird dieses, wenn der tatsächlich übertragene Wärmestrom auf den theoretisch übertragbaren (maximalen) Wärmestrom nach **Gl. 3.41** bezogen wird. Dieser ergäbe sich dann, wenn das wärmeabgebende Medium auf die Eintrittstemperatur des wärmeaufnehmenden Mediums abgekühlt, bzw. das wärmeaufnehmende Medium auf die Eintrittstemperatur des wärmeabgebenden Mediums erwärmt würde. Begrenzt wird die maximal übertragbare Leistung durch den kleineren der beiden Fluidströme.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{\dot{W}_1 \cdot (T_{1,e} - T_{1,a})}{\dot{W}_{\min} \cdot (T_{1,e} - T_{2,e})} = \frac{\dot{W}_2 \cdot (T_{2,a} - T_{2,e})}{\dot{W}_{\min} \cdot (T_{1,e} - T_{2,e})} \quad (3.41)$$

Ist für eine konkrete Wärmeübertragungsaufgabe nur einer der beiden Fluidströme von Interesse, so wird anstelle von **Gl. 3.41** nur die dimensionslose Temperaturänderung nach **Gl. 3.31** des interessierenden Stroms i als Rekuperationsgrad verwendet, unabhängig davon, ob $\dot{W}_i$ der kleinere der beiden Wärmekapazitätsströme ist oder nicht. Dies ist z. B. bei Fahrzeugkühlern der Fall, bei denen die Temperaturerhöhung der als Kühlmedium verwendeten Umgebungsluft oft unerheblich ist. Man spricht dann vom „Temperaturwirkungsgrad für die Erwärmung“ bzw. vom „Temperaturwirkungsgrad für die Abkühlung“ [34].

Gütegrad für den Dichterückgewinn (nach [31])

Bei der Verdichtung der Ladeluft in einem Aufladeaggregat kommt es unabhängig von der Art des Laders aufgrund der polytropen Prozessführung neben der Drucksteigerung zu einer Temperaturerhöhung. Die primäre Zielsetzung, die mit dem Einsatz von Wärmetauschern in den Ladungswechselsystemen von Verbrennungsmotoren verbunden ist, besteht in erster Linie in der Erhöhung der Ladeluftdichte (**Gl. 3.42**).

$$\rho = \frac{\dot{m}}{\dot{V}} = \frac{1}{v} = \frac{p}{R \cdot T} \quad (3.42)$$

Bei der Beurteilung eines Ladeluftkühlers ist also nicht nur auf die erzielte Temperaturdifferenz der Ladeluft zu achten, sondern auch auf den Druckverlust über den Kühler. Im Falle der Ladeluft (L) kann aus den Drücken und den Temperaturen der Ladeluft am Ein- und Austritt des Kühlers die Dichteänderung wie folgt ermittelt werden.

$$\Delta\rho_L = \frac{1}{R} \cdot \left(\frac{p_{L,a}}{T_{L,a}} - \frac{p_{L,e}}{T_{L,e}} \right) \quad (3.43)$$

Die theoretisch maximal mögliche Dichtesteigerung ließe sich bei einer druckverlustfreien Abkühlung der Ladeluft auf das Niveau der Kühlluft Eintrittstemperatur nach **Gl. 3.44** erzielen.

$$\Delta\rho_{\max} = \frac{p_{L,e}}{R} \cdot \left(\frac{1}{T_{K,e}} - \frac{1}{T_{L,e}} \right) \quad (3.44)$$

Wird der tatsächlich erreichte Dichteänderungswert auf diesen maximal erreichbaren Wert bezogen, ergibt sich ein Gütegrad für die Dichtesteigerung nach **Gl. 3.45**.

$$\eta_\rho = \frac{\Delta\rho_L}{\Delta\rho_{\max}} = \frac{\frac{p_{L,e}}{R} \cdot \left(1 - \frac{\Delta p_L}{p_{L,e}} \right) - 1}{\frac{p_{L,e}}{R} \cdot \left(\frac{1}{T_{K,e}} - \frac{1}{T_{L,e}} \right) - 1} \quad (3.45)$$

Entropieproduktion

Bei der Wärmeübertragung wird Entropie im Wesentlichen durch die Irreversibilität zweier Vorgänge erzeugt: durch Wärmeleitung in der Wand und im Fluid bei von Null verschiedenen Temperaturdifferenzen und durch Dissipation mechanischer Energie in der Fluidströmung. Die Bedeutung der Entropieproduktion liegt in der mit ihr verbundenen Abnahme des Anteils der Energie, die in technisch nutzbare Arbeit umgewandelt werden kann (Exergie). Im Allgemeinen ist die Produktion von Entropie somit ein unerwünschter Prozess, auch wenn der Exergieverlust erst durch Bezug auf eine Systemtemperatur quantifiziert werden kann. Im thermodynamisch idealen Fall der Wärmeübertragung fände diese reversibel (bei unendlich kleinen Temperaturdifferenzen und ohne Druckverlust), also ohne Entropiezunahme, statt. Somit kann die Entropieproduktion als Maß prinzipiell vermeidbarer Verluste dienen [26].

Für praktische Untersuchungen wird die Entropieproduktion $\dot{S}_p$ durch Bilanzierung der Gesamtentropie eines Systems nach **Gl. 3.46** berechnet. Hierbei ist dS/dt die durch Prozesse innerhalb des Systems (z. B. durch Mischungsprozesse), $\dot{S}_Q$ die durch Wärmeübertragung über die Systemgrenzen hervorgerufene Entropieänderung, Δs_i bezeichnet die Änderung der spezifischen Entropie der Fluidströme m_i .

$$\dot{S}_p = \frac{dS}{dt} - \dot{S}_Q + \sum_i \dot{m}_i \cdot \Delta s_i \quad (3.46)$$

Für einen stationär betriebenen ($dS/dt=0$), zur Umgebung adiabaten ($\dot{S}_Q = 0$) Wärmeertrager mit $i=2$ Fluidströmen vereinfacht sich **Gl. 3.46** zu **Gl. 3.47**.

$$\dot{S}_p = \dot{m}_1 \cdot (s_{1,a} - s_{1,e}) + \dot{m}_2 \cdot (s_{2,a} - s_{2,e}) \quad (3.47)$$

Die Zustandsgleichungen für die Entropie lauten für ideale Gase (**Gl. 3.48**) bzw. für inkompressible Fluide (**Gl. 3.49**) wie folgt.

$$\Delta s = c_p \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} - R \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (3.48)$$

$$\Delta s = c \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} \quad (3.49)$$

Die Analyse von Wärmeertragern anhand der Entropieproduktion wird in der Praxis häufig dann angewendet, wenn zur Erklärung des Wärmeübertragungsverhaltens bei sehr komplizierten Stromführungen einfachere Methoden nicht ausreichen, z.B. [67, 68]. Auch zur Bewertung von verschiedenen Konzepten von Wärmeertragern unter Kostengesichtspunkten können anhand der Entropieproduktion geeignete Kostenfunktionen für Optimierungsverfahren aufgestellt werden [76, 61].

Häufig wird dabei lediglich die aus der Wärmeübertragung resultierende Entropieproduktion berücksichtigt, indem auch gasförmige Medien als inkompressibel betrachtet werden bzw. der Dissipationsterm in **Gl. 3.48** vernachlässigt wird. Da der Druckverlust sich, wie bereits erwähnt, aus mehreren Komponenten zusammensetzt, ist der durch die Stromführung beeinflussbare Anteil nur schwer zu erfassen. Je nach Betriebspunkt ist der Anteil der Entropieproduktion, der durch Dissipation verursacht wird, außerdem geringer als der durch Irreversibilitäten beim Wärmeübergang erzeugte Anteil. Bei den in dieser Arbeit

untersuchten Wärmeübertragern liegen die Werte für Ersteren zwischen 5% und etwa 50% der Werte des Letztgenannten.

Verfahren zur Bewertung der Wärmeübertragungsflächen

Eine Vielzahl von Verfahren wurde entwickelt, bei denen lediglich eine Seite des Wärmedurchgangs in einem Wärmeübertrager betrachtet wird. 1974 haben Bergeles et al. in [5] aus möglichen Faktoren, die zur Entscheidung über Wärmeübertragerkonzepte herangezogen werden können, wie der übertragbaren Wärmeleistung, dem Flächenbedarf oder Kostenfaktoren (Anschaffungs-, Wartungs- und Betriebskosten, insbesondere die erforderliche Pumpenleistung) insgesamt 8 Kriterien für die Bewertung der Leistungsfähigkeit entwickelt. Bei jedem dieser Kriterien werden je nach Wahl einer der folgenden drei Zielgrößen

- Steigerung der Wärmeübertragungsleistung
- Verringerung der erforderlichen Pumpenleistung
- Verringerung der Baugröße

zwei bzw. drei der im Folgenden aufgeführten fünf Einflussgrößen festgehalten, während die restlichen drei bzw. zwei Einflussgrößen durch Vergleich mit einer Referenzfläche als Variablen einen Optimierungsraum bilden:

- Geometrie
- Massenstrom
- Druckverlust
- Pumpenleistung
- Wärmeübertragungsleistung

Shah hat 1978 eine Vielzahl bekannter Vergleichs- und Bewertungsmethoden untersucht und in [66] zusammengefasst. Er kommt zu dem Ergebnis, dass es die ideale, für alle Wärmeübertragungsprobleme gleichermaßen geeignete Wärmeübertragerfläche nicht gibt, und identifiziert u. a. folgende grundlegenden Gruppen von Vergleichsverfahren:

- direkter Vergleich der oberflächenspezifischen Kenngrößen Colburn-Zahl j und Reibungsbeiwert f über der Reynolds-Zahl Re („*area goodness*“)
- Bezug der volumenspezifischen Größe „Wärmeübertragungsleistung pro Volumeneinheit Bauraum und pro K Temperaturdifferenz“ auf die spezifische Pumpenleistung („*volume goodness*“)
- Vergleich von Leistungskenngrößen mit denen einer Bezugsfläche (z.B. nach [5]).

Eine weitere, allgemeine Methode zum Vergleich von Wärmeübergangsflächen wird 1990 von Cowell in [12] entwickelt, die auch einen Großteil der bis dahin bekannten Verfahren als Speziallösungen beinhaltet. Er verwendet die im Folgenden aufgeführten bezogenen Größen, nämlich

- den hydraulischen Ersatzdurchmesser,
- die Frontfläche und
- das Volumen des Wärmeübertragers,
- den übertragbaren Wärmestrom und
- die wirksame Temperaturdifferenz,

die mit Hilfe der grundlegenden Gleichungen für Wärmeübertrager geeignet formuliert werden. Cowell zeigt [12], dass sich für eine feste Wärmeübertragungsleistung durch das Konstanthalten von zwei der genannten fünf Größen die beschreibenden Gleichungen für die verbleibenden drei Größen auf Terme reduzieren lassen, die nur noch den Einfluss der betrachteten Größen beinhalten.

3.3 Dynamisches Verhalten von Wärmeübertragern

Bei einer Änderung der Eintrittstemperaturen folgt die Änderung der Austrittstemperaturen mit einer bestimmten Verzögerung. Dieses Verhalten wird durch zahlreiche Größen beeinflusst, von denen die Wärmekapazität des Materials des Wärmeübertragers den größten Einfluss hat.

Der Wärmestrom vom heißen zum kalten Fluid durch die Wand eines Wärmeübertragers unterscheidet sich im Fall des dynamischen Betriebs von dem im stationären Betrieb durch einen Wärmestrom $\dot{Q}_W$, der von dem Material des Wärmeübertragers aufgenommen wird.

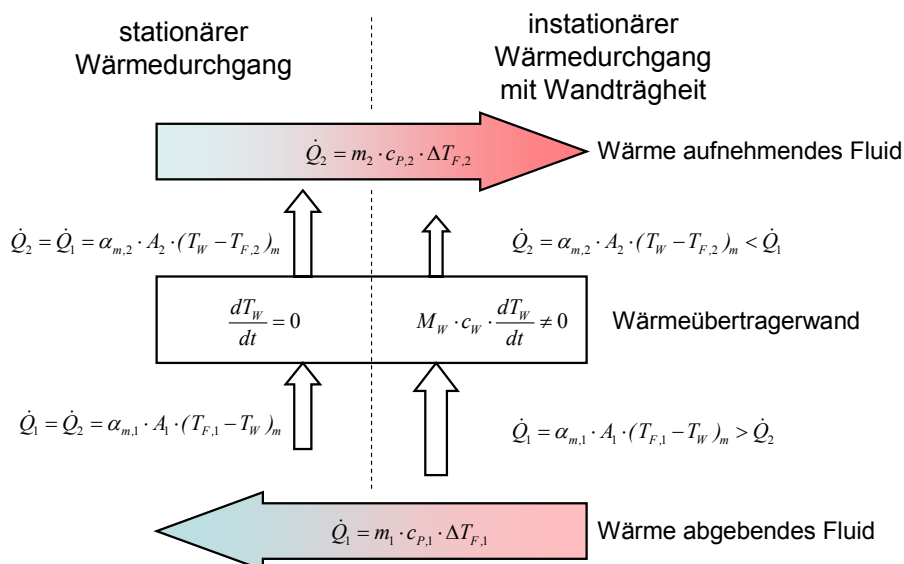


Abb. 3.8 Schematische Darstellung der Wärmeströme im Falle des stationären (links) und des instationären Betriebs am Beispiel des Gegenstroms

In **Abb. 3.8** sind die übertragenen Wärmeströme unter Zugrundelegung konstanter (mittlerer) Fluid- und Wandtemperaturen dargestellt.

Während im stationären Zustand die Wärmebilanz nach **Gl. 3.50** gilt:

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 \quad (3.50)$$

wird diese Bilanz im instationären (dynamischen) Fall durch das Auftreten eines zusätzlichen Wärmestromes, der sich als Speichergröße in der zeitlichen Änderung der mittleren Wandtemperatur widerspiegelt, zu **Gl. 3.51** verändert:

$$\dot{Q}_W = \dot{Q}_1 - \dot{Q}_2. \quad (3.51)$$

In dem in **Abb. 3.8** gezeigten Fall wurde diese Änderung der mittleren Wandtemperatur durch Anstieg der mittleren Fluidtemperatur des Fluids 1 und durch Absenkung der mittleren Fluidtemperatur des Fluids 2 verursacht. Die zugehörigen Wärmeströme in die bzw. aus der Wand vergrößern bzw. verkleinern sich annähernd proportional zur Änderung der jeweiligen treibenden Temperaturdifferenz zwischen Wand- und Fluidtemperatur.

Eine weitere Größe, die im Zusammenhang mit dem dynamischen Verhalten betrachtet werden muss, ist die Wärmekapazität der Fluidströme.

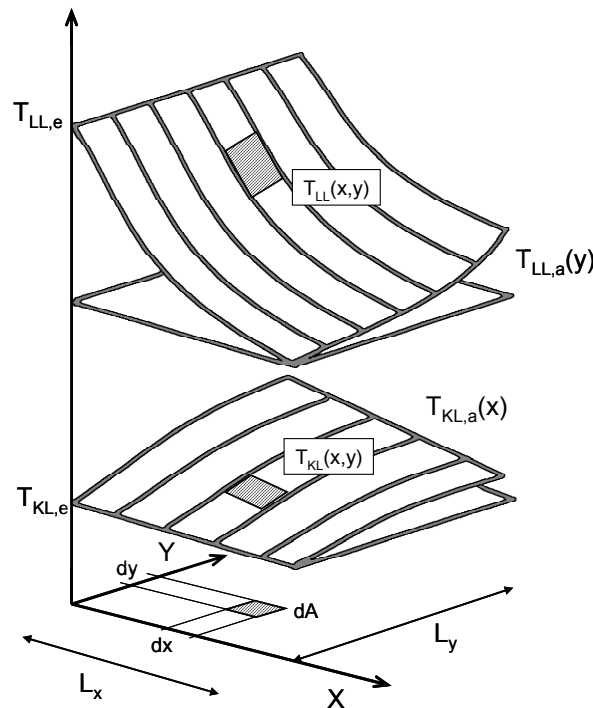


Abb. 3.9 Temperaturverlauf in einem Wärmeübertrager mit beidseitig unvermischem Kreuzstrom

Für den Fall des in **Abb. 3.9** dargestellten Temperaturverlaufs eines Kreuzstromwärmeübertragers mit beidseitig unvermischten Strömen kann durch Anwendung des 1. Hauptsatzes auf die Wand (**Gl. 3.52**) und die beiden Fluide (**Gln. 3.53, 3.54**) folgendes System von drei gekoppelten Differentialgleichungen mit der in **Abb. 3.9**

dargestellten Nomenklatur für einen Ladeluftkühler mit einer Ladeluft- (L) und einer Kühlluftseite (K) aufgestellt werden. (Der Verlauf der Wandtemperatur ist in der Abbildung nicht dargestellt.)

$$M_w \cdot c_w \cdot \frac{\partial T_w}{\partial t} = (\alpha \cdot A)_L \cdot (T_L - T_w) - (\alpha \cdot A)_K \cdot (T_w - T_K) \quad (3.52)$$

$$\dot{W}_L \cdot \left(L_x \cdot \frac{\partial T_L}{\partial x} + \frac{L_x}{w_L} \cdot \frac{\partial T_L}{\partial t} \right) = (\alpha \cdot A)_L \cdot (T_w - T_L) \quad (3.53)$$

$$\dot{W}_K \cdot \left(L_y \cdot \frac{\partial T_K}{\partial y} + \frac{L_y}{w_K} \cdot \frac{\partial T_K}{\partial t} \right) = (\alpha \cdot A)_K \cdot (T_w - T_K) \quad (3.54)$$

Dabei gelten die folgenden vereinfachenden Annahmen für das System Ladeluftkühler, für die in ihm ablaufenden Vorgänge und die beteiligten Fluide:

1. adiabater Wärmeübertrager (keine Verluste an die Umgebung)
2. konstante Strömungsgeschwindigkeiten der Fluide in beiden Passagen
3. Vernachlässigung der aus der Fluidreibung resultierenden Dissipation
4. Unabhängigkeit des Wärmeübergangs und der Fluideigenschaften von Temperatur, Ort und Zeit
5. Vernachlässigung der axialen Wärmeleitung in den Fluiden und in der Wand
6. endliche Aufenthaltsdauer der Fluide im Wärmeübertrager, d.h. diese ist gegenüber der Dauer des Wärmeübergangsprozesses nicht vernachlässigbar.

Die Lösung dieses Differentialgleichungssystems ist z. B. von Gvozdenac in [23] mit Hilfe der Laplace-Transformation für den Fall einer einseitigen Anregung durch einen Temperatursprung entwickelt worden und beinhaltet eine ähnliche Reihenentwicklung, wie sie bereits zur Lösung des Differentialgleichungssystems für die stationäre Temperaturverteilung verwendet wurde. Diese Lösung ist in **Gl. 3.39** angegeben. Die von Gvozdenac entwickelte Lösung kann in [23] nachgelesen werden.

Werden die örtliche Verteilung der Temperaturen bzw. der Temperaturdifferenzen vernachlässigt bzw. können die mittleren Fluidtemperaturen über einen Zeitschritt einer numerischen Berechnung als konstant und aus dem Betriebsverhalten berechenbar vorausgesetzt werden, reduziert sich das System gekoppelter Differentialgleichungen von **Gl. 3.52** bis **Gl. 3.54** auf eine einzige Differentialgleichung, **Gl. 3.55**. In dieser Gleichung sind die örtlich gemittelten Temperaturen⁷ für die Wand $T_{w,m}$, die Ladeluft $T_{L,m}$ und die Kühlluft $T_{K,m}$ zu verwenden.

$$M_w \cdot c_w \cdot \frac{dT_{w,m}}{dt} = (\alpha \cdot A)_L \cdot (T_{L,m} - T_{w,m}) - (\alpha \cdot A)_K \cdot (T_{w,m} - T_{K,m}) \quad (3.55)$$

Zusammen mit der Anfangsbedingung

$$T_{w,m,0} = T_{w,m}(t=0), \quad (3.56)$$

⁷ Wenn im Folgenden von mittleren Temperaturen gesprochen wird, sind stets die örtlich gemittelten Werte gemeint.

welche die örtlich mittlere Ausgangstemperatur der Wand zum Zeitpunkt $t=0$ beschreibt, ergibt sich die Lösung für **Gl. 3.55** wie folgt.

$$T_{W,m}(t) = T_{W,m,0} \cdot e^{-\frac{(\alpha \cdot A)_L + (\alpha \cdot A)_K}{M_W \cdot c_W} t} + \frac{(\alpha \cdot A)_L \cdot T_{L,m} + (\alpha \cdot A)_K \cdot T_{K,m}}{(\alpha \cdot A)_L + (\alpha \cdot A)_K} \cdot \left(1 - e^{-\frac{(\alpha \cdot A)_L + (\alpha \cdot A)_K}{M_W \cdot c_W} t} \right) \quad (3.57)$$

Hierbei ist für eine analytische Lösung jedoch zu beachten, dass die Temperaturen der beiden Fluide, $T_{L,m}$ und $T_{K,m}$, ebenfalls Funktionen der Zeit sind und außerdem von der (zeitabhängigen) Wandtemperatur abhängen.

In **Abb. 3.10** ist der zeitliche Verlauf der Wandtemperatur als Folge eines Sprungs der mittleren Ladelufttemperatur von 420 K auf 320 K (links) sowie eines Sprungs der mittleren Kühllufttemperatur von 293 K auf 310 K (rechts) dargestellt. Der betrachtete Fall setzt voraus, dass sich die mittlere Temperatur der jeweiligen Seite schlagartig ändern kann. Tatsächlich kann jedoch nur die Änderung der Eintrittstemperatur schlagartig erfolgen, die Änderung der mittleren Temperatur erfolgt bereits zeitlich verzögert als Resultat der thermischen Trägheit der Wand und der Wärmekapazität des jeweiligen Fluids nach **Gln. 3.53** und **3.54**.

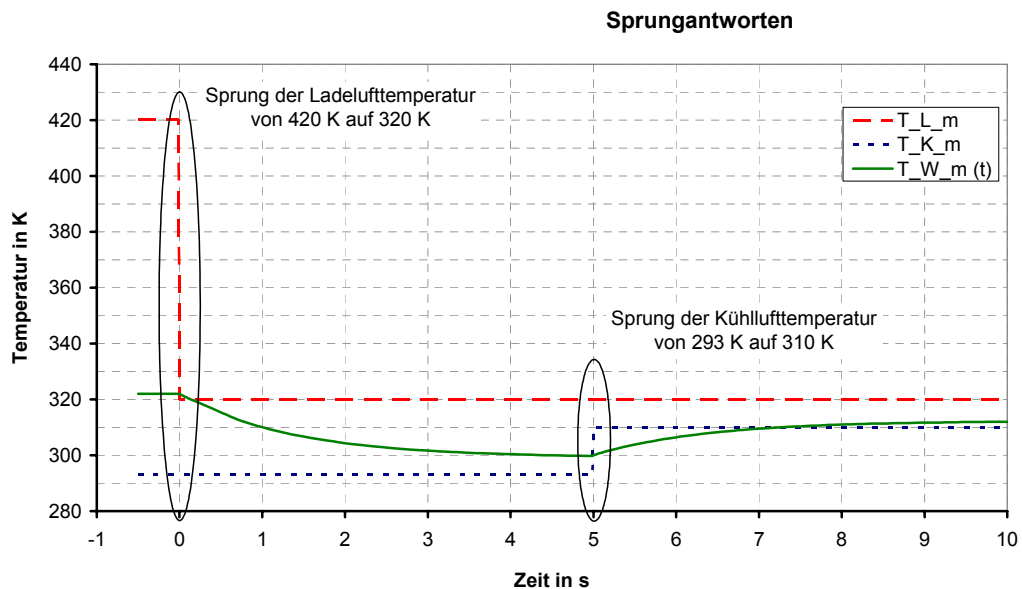


Abb. 3.10 Zeitliches Verhalten der Wandtemperatur auf einen Sprung der mittleren Ladelufttemperatur (bei 0 s) und einen Sprung der mittleren Kühllufttemperatur (bei 5 s)

Bei der nulldimensionalen Modellierung eines Wärmeübertragers als thermisch träges System ist die örtliche Auflösung bzw. das vom Strömungsweg abhängige zeitliche Verhalten der Fluidtemperatur nicht darstellbar, sodass zwar der von der Zeit abhängige Teil von **Gln. 3.53** und **3.54** gelöst werden kann, jedoch nicht für die lokal vorliegenden Werte der Temperatur.

In **Abschn. 5.1.2** wird bei der Darstellung möglicher Verfahren zur Bestimmung des Wärmestroms in dem Behältermodell im Rahmen der Prozessrechnung auch ein Ansatz für die Modellierung dynamischen Verhaltens vorgestellt. Dort wird davon ausgegangen, dass bei ausreichend kleiner Schrittweite in der numerischen Simulation stationäre Bedingungen während eines Schritts vorausgesetzt werden können. Weiterhin wird mit iterativen Methoden der Eingangswert (zeitlicher Verlauf der mittleren Ladeluft- bzw. Kühllufttemperatur) um den aus der thermischen Trägheit resultierenden Wärmestrom korrigiert. Die Abweichung von der physikalisch exakten Lösung ist jedoch sehr gering und macht sich nur bei dem für die praktische Anwendung eher unbedeutenden Fall eines größeren Sprungs am Eintritt bemerkbar.

Kapitel 4

Experimentelle Methoden - Wärmeübertragerprüfstand

Zur Vermessung der im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Ladeluftkühler war zunächst ein geeigneter Prüfstand zu konzipieren, der den auch durch Industrieaufträge vorgegebenen hohen Genauigkeitsanforderungen gerecht werden musste. Dabei war das Hauptaugenmerk auf luftgekühlte Ladeluftkühler zu legen, bei denen allerdings die Bestimmung der Kühllufttemperatur nach dem Wärmeübertrager ein besonderes Problem darstellt.

Darüber hinaus wurden auch Vermessungen von Kühlern vorgenommen, in denen nicht Luft, sondern Wasser oder Öl eines der beiden an der Wärmeübertragung beteiligten Medien darstellen. Anwendungsfälle hierfür sind beispielsweise Ölkühler, AGR-Kühler, Kühlmittel-Rückkühler oder auch wassergekühlte Ladeluftkühler.

4.1 Prüfstandskonzept

Um den in der Praxis auftretenden Betriebsbereichen von Ladeluftkühlern gerecht werden zu können, wurden bei der Dimensionierung des Prüfstandes die in **Tab. 4.1** aufgeführten Werte für die Ladeluft und die Kühlluft als Basis für die Auslegung verwendet. Damit können die meisten Ladeluftkühler, die bei Pkw-Motoren sowie kleineren Nutzfahrzeugmotoren zum Einsatz kommen, untersucht werden.

Die grundlegenden Funktionseinheiten dienen der Bereitstellung der Ladeluft mit den geforderten Eigenschaften (Massenstrom, Druck und Temperatur) sowie der Kühlluft. Dabei war bei der Konzeption sowohl auf eine möglichst genaue messtechnische Erfassung wie auch auf eine Regelbarkeit der Betriebsparameter zu achten. Letzteres ist Voraussetzung für einen weitgehend automatisierten Betrieb des Prüfstandes.

Von entscheidender Bedeutung für die Genauigkeit der Ergebnisse ist, dass jeweils eine genügend lange Zeit zur Stabilisierung des stationären Zustands eingehalten wird. Da für die vollständige Vermessung eines Kennfeldes aus 25 Betriebspunkten Zeiten zwischen 6 und 12 Stunden einzuplanen sind, kann ein hoher Automatisierungsgrad dazu beitragen, dass Messfehler aufgrund eintöniger Langzeitversuche vermieden werden.

Zur Bereitstellung, Konditionierung und Messung der Kühlluft werden in der Literatur verschiedene technische Realisierungen beschrieben, die sich konzeptionell teilweise erheblich voneinander unterscheiden [53, 84, 44, 28, 21, 25]. Unterschieden wird, nach der Bauart, zwischen offenen und geschlossenen Windkanälen. Geschlossene Windkanäle fördern den Luftmassenstrom in einem geschlossenen Kreislauf und sind je nach Ausführung in der Lage, nicht nur wärmetechnische Komponenten, sondern auch ganze Fahrzeuge für Untersuchungen aufzunehmen.

Tab. 4.1 Betriebsparameter für die experimentellen Untersuchungen

	Ladeluft	Kühlluft
Eintrittstemperatur	30°C bis 270°C	25°C bis 35°C
Eintrittsdruck	ca. 1 bar bis 2,7 bar (abs.)	bis max. 70 mbar (rel.)
Massenstrom	0 kg/h bis 1.400 kg/h	0 kg/h bis ca. 15.000 kg/h
Kühlluftgeschwindigkeit⁸	-	0 m/s bis ca. 15 m/s

Wegen des geringeren versuchstechnischen Aufwands und der Konzentration auf die Einzelkomponente Wärmeübertrager kommt für die vorliegende Arbeit ein Prüfstand offener Bauart zum Einsatz. Bei den offenen Windkanälen kann zudem, je nach Gebläse-richtung, zwischen Saug- und Druckkanälen unterschieden werden.

Als Vorteil der saugend betriebenen Prüfstände kann aufgeführt werden, dass aus einem großen, quasi stehenden Luftvolumen ein vorkonditionierter Luftmassenstrom mit einer sehr gleichmäßigen Strömungs- und Temperaturverteilung angesaugt werden kann [36, 35]. So wird beispielsweise in [84] ein Versuchsaufbau beschrieben, der in ähnlicher Form auch an anderen Forschungsstellen [19, 81] verwendet wird und auch die Datenbasis für die in [52] durchgeführten Untersuchungen lieferte. Er basiert auf einem Sauggebläse, welches über ein als Düse gestaltetes Übergangsstück Luft aus der Umgebung durch den zu untersuchenden Wärmeübertrager saugt. Dem Prüfling vor- und nachgeschaltet sind jeweils wabenförmige Strömungsgleichrichter. Die Luftführung erfolgt in Kanälen, in die ein Pitotrohr zur Messung der Strömungsgeschwindigkeit sowie Sensoren zur Bestimmung des Differenzdrucks und Thermolemente zur Temperaturmessung integriert sind.

Für die hier vorliegenden Untersuchungen fiel die Entscheidung zu Gunsten eines Druck-Windkanals. Als Gründe hierfür sind neben dem begrenzten Bauraum hauptsächlich die leichtere Konditionierung der Kühlluft und die jeweils höhere Genauigkeit bei der Messung des Massenstroms sowie der Temperaturen aufzuführen. Ähnliche Konzepte wurden beispielsweise in [24, 60] umgesetzt.

4.2 Aufbau des Prüfstands

Ein Schema des prinzipiellen Aufbaus ist in **Abb. 4.1** dargestellt. Das Gebläse arbeitet als Druckgebläse; die Strömungsrichtung der Kühlluft ist somit in der Darstellung von links nach rechts. Die Messkanäle orientieren sich in ihren Abmessungen, insbesondere

⁸ Die Kühlluftgeschwindigkeit entspricht dem Kühlluft-Volumenstrom, bezogen auf die Querschnittsfläche des Kühlluftkanals, und ist nicht mit der Anströmgeschwindigkeit des Fahrzeugs gleich zu setzen.

hinsichtlich ihrer Ein- und Ausläuflängen, an der Stirnfläche der zu untersuchenden Prüflinge und bedingen die Gesamtlänge des Aufbaus von bis zu etwa 12 m.

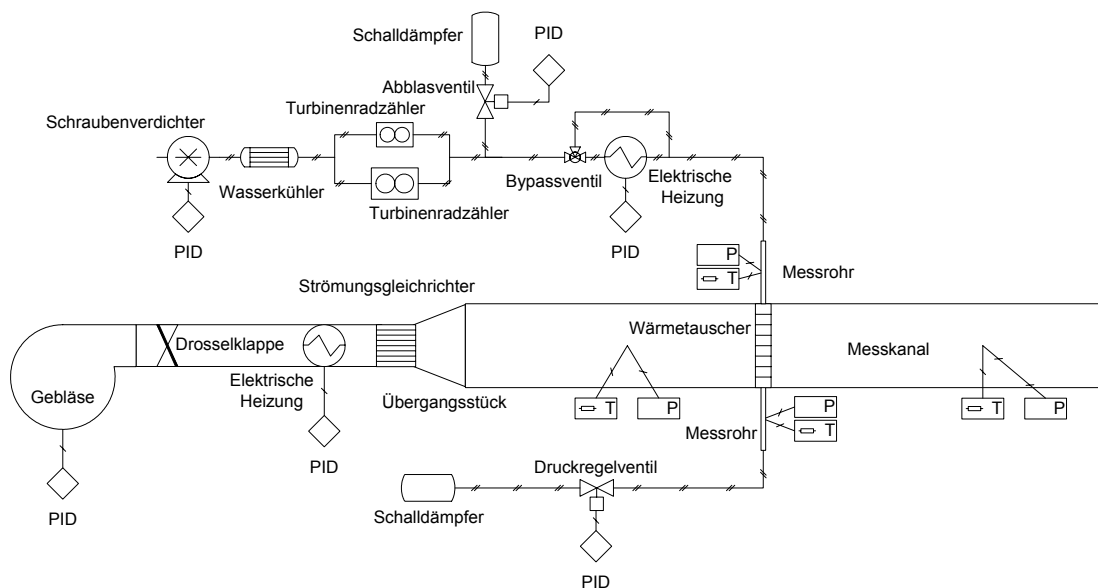


Abb. 4.1 Aufbau des Prüfstands

Der *Ladeluftmassenstrom* wird von einem Schraubenverdichter zur Verfügung gestellt. Zwei Turbinenradzähler für unterschiedliche Messbereiche erfassen den Luftmassenstrom. Da dieser infolge der Verdichtung im Schraubenverdichter Temperaturen von über 160°C annehmen kann, wird er zuvor über einen Rohrbündel-Wärmeübertrager (Wasserkühler) abgekühlt, um Beschädigungen an den Messgeräten zu vermeiden. Die Betriebscharakteristik von Schraubenverdichtern ermöglicht keine Reduzierung der Drehzahl unter eine Mindestdrehzahl. Daher wird zur Einregelung sehr geringer Massenströme der überschüssige Luftmassenstrom über ein Ventil abgeblasen. Die Erwärmung der Luft auf die gewünschte Temperatur erfolgt über eine elektrische Heizung. Zur Untersuchung von transienten Betriebszuständen kann mittels einer Bypassstrecke die große thermische Trägheit der Heizung umgangen werden, so dass Temperaturgradienten von bis zu 8 K/s am Eingang des Ladeluftkühlers erzeugt werden können.

Messrohre mit Durchmessern, die den jeweiligen Eintritts- und Austrittsquerschnitten des zu untersuchenden Wärmeübertragers angepasst sind, nehmen die Messstellen zur Druck- und Temperaturmessung auf. Dabei kommen kreuzweise verschaltete Ringdruckleitungen für die Druckmessung zum Einsatz, die den Druck an die Differenzdrucksensoren des Prüfstands weiterleiten. Zur Messung der Temperaturen kommen ausschließlich Pt100-Widerstandsthermometer der Genauigkeitsklasse 1/3 DIN B zum Einsatz. Zur Einregelung des Ladelufteintrittsdruckes befindet sich am Ende der Ladeluftstrecke ein druckluftbetriebenes Proportionalventil.

Zur Versorgung mit *Kühlluft* steht ein Gebläse in Radialbauweise zur Verfügung, das den Luftmassenstrom zur Simulation der Kühlluft zur Verfügung stellt. In **Abb. 4.1** nicht dargestellt sind die beiden Durchfluss-Messgeräte, die zur Messung des Kühlluftmassenstroms eingesetzt werden.

Eine Drosselklappe sowie eine weitere elektrische Heizung dienen der Konditionierung der Kühlluft. Prinzipbedingt ist mit diesem Aufbau lediglich eine Aufheizung, nicht jedoch eine Abkühlung der Kühlluft unter die Umgebungstemperatur möglich. Mehrere Umlenkbleche, Strömungsgleichrichter in Honeycomb - Bauweise sowie ein jeweils an die Kanalgeometrie angepasster Diffusor sorgen für eine gleichmäßige Geschwindigkeitsverteilung der Strömung an den Messstellen und am Messobjekt.

Zur Messung der mittleren Eintrittstemperatur der Kühlluft in den Kühler kommen zwei Pt100-Temperatursensoren zum Einsatz. Versuche haben gezeigt, dass die örtliche Verteilung der Temperatur im Kanaleintrittsquerschnitt keiner nennenswerten Schwankung unterliegt, so dass die Mittelung von zwei Sensoren eine ausreichende Genauigkeit ermöglicht. Schwieriger gestaltet sich die exakte Bestimmung der für die Bilanzierung der Wärmeströme relevanten Austrittstemperatur, der so genannten adiabaten Mischtemperatur. Hierfür wurde ein spezielles Messsystem entwickelt, das unter Berücksichtigung der örtlichen Massenstromdichte diese Temperatur im Kanalquerschnitt sehr genau ermitteln kann. Auf dieses Messgerät wird in **Abschn. 4.4** genauer eingegangen.

Die Messung des Druckverlustes über das Kühlgitter erfolgt über Differenzdruckaufnehmer, die in verschiedenen Messbereichen, von 500 Pa bis 10.000 Pa, zur Verfügung stehen. Aus Gründen der Redundanz wurden bei den Messungen stets gleichzeitig zwei Sensoren unterschiedlichen Messbereichs eingesetzt.

Die Ermittlung der Anströmgeschwindigkeit der Kühlluft erfolgt im Normalfall aus dem gemessenen Massenstrom und der Umrechnung mit Hilfe der Zustandsgleichung für ideale Gase auf den Zustand im Kanal vor dem zu untersuchenden Wärmeübertrager. Zusätzlich stehen ein Flügelrad- und ein Schalenkreuz-Anemometer sowie eine so genannte Vortex-Sonde zur Verfügung. Diese basiert auf der Wirbelerzeugung eines Störkörpers in einem strömenden Fluid. Die Frequenz dieser Wirbel wird über Ultraschallsensoren erfasst und ist ein direktes Maß für die Strömungsgeschwindigkeit. Die genaue Funktionsweise dieser Sonde kann beispielsweise in [62] nachgelesen werden. Weiterhin wird über das bereits angesprochene Messgerät für die adiabate Mischtemperatur ein Geschwindigkeitsprofil ermittelt, welches ebenfalls zur Plausibilisierung der Messwerte herangezogen werden kann.

Über die Prüfstandssteuerung werden frei parametrierbare Software-PID-Regler bereit gestellt, die die Regelung des Ladeluft- und Kühlluftmassenstroms, der Kühlluft- und Ladelufteintrittstemperatur sowie des Ladedrucks ermöglichen. Eine Online-Erfassung und -Auswertung der gemessenen Werte ermöglicht es, dass sowohl die Einhaltung des jeweils stationären Zustands aller Messgrößen abgewartet, wie auch die geforderte Genauigkeit in der Bilanz der Wärmeströme überprüft wird, bevor die Daten über einen frei wählbaren Zeitraum aufgezeichnet werden.

Im Folgenden werden die wichtigsten Komponenten des Prüfstands, nämlich

- Verdichterstation
- Heizungssystem mit Bypass
- Kühlluftsystem,

noch detailliert beschrieben.

4.2.1 Verdichterstation

Die Aufgabe des Verdichters ist die Bereitstellung von komprimierter Luft zur Simulation der Ladeluft oder auch des rückgeführten Abgases. Dabei handelt es sich um einen Schraubenverdichter, der von einem 110 kW Elektromotor angetrieben wird und bei einem maximalen Druckverhältnis von 3 einen maximalen Massenstrom von 1.400 kg/h fördern kann. Gesteuert wird dieser Massenstrom über die Antriebsdrehzahl des Verdichters, die über einen Frequenzumrichter von der Prüfstandssteuerung geregelt werden kann. Bei Schraubenverdichtern kommt es prinzipbedingt bei einer zu geringen Drehzahl zu immer stärker werdenden Leckverlusten und einer damit einhergehenden Verschlechterung des Wirkungsgrades. Daher wird in der Praxis die Drehzahl (und damit auch der Massenstrom) nach unten begrenzt. Um Massenströme unterhalb dieser Grenze von etwa 540 kg/h realisieren zu können, kann der überschüssige Luftmassenstrom über ein druckluftbetriebenes Proportionalventil abgeblasen werden.

4.2.2 Heizung mit Bypass

Zur Erwärmung der Ladeluft kommt ein Heizungssystem zum Einsatz, welches bei entsprechender Anpassung der Strömungsführung für gasförmige und flüssige Medien geeignet ist. In der eingesetzten Variante für gasförmige Medien wird die Heizung im Gleichstromprinzip betrieben. Die Anschlussleistung beträgt 65 kW, womit je nach Massenstrom Temperaturen bis zu 450 °C erreicht werden können.

Die Beeinflussung der Heizleistung erfolgt über eine Thyristorsteuerung, der ein eigenständiger Hardware-Regler vorgeschaltet ist. Die hohe Masse der Heizelemente und der Ummantelung bringen eine ausgeprägt thermische Trägheit als betriebspunktabhängigen Parameter der zu regelnden Strecke mit sich. Daraus resultieren enorme Schwierigkeiten, eine für alle Betriebsbereiche günstige Anpassung der Parameter der softwareseitig vorhandenen PID-Regler zu finden. Mit Hilfe des prädiktiv arbeitenden Hardwarereglers kann diese Schwierigkeit umgangen werden. Die Möglichkeit einer externen Sollwertvorgabe gestattet trotz des externen Reglers die Einstellung der geforderten Eintrittstemperatur an der Messstelle und erlaubt somit den automatisierten Betrieb.

Bei der Untersuchung von Wärmeübertragern im dynamischen Betrieb stellt die große thermische Trägheit der Heizung ebenso ein Problem dar. Daher wurde die Möglichkeit vorgesehen, über ein ebenfalls druckluftbetriebenes Proportional-Dreiwegeventil den Strömungsweg stufenlos zwischen der Heizung und einem Bypass umzuschalten.

4.2.3 Kühlluftversorgung

Bei dem Gebläse für die Versorgung des Prüfstands mit Kühlluft handelt es sich um ein Radialgebläse, das von einem Elektromotor mit einer Anschlussleistung von 37 kW angetrieben wird. Der gewünschte Kühlluftmassenstrom wird primär über die Gebläsedrehzahl gesteuert. Dazu wird ein Umrichter verwendet, der über einen PID-Regler der Prüfstandssoftware angesteuert wird.

Zur Bestimmung des Kühlluftvolumenstroms kommen, abhängig vom Messbereich, verschiedene Messgeräte, je nach Messbereich, zum Einsatz. Für den Bereich bis 7.500 m³/h steht am Prüfstand ein Turbinenradzähler zur Verfügung, der über entsprechende Einlaufstrecken dem Gebläse vorgeschaltet wird. Für höhere Volumenströme kommt eine kalibrierte Einlaufmessdüse zum Einsatz, die den Bereich bis zur oberen Grenze abdecken kann.

Der Nennvolumenstrom des Gebläses beträgt lt. Herstellerangaben [45] 10.800 m³/h bei dem Nennwert für die Totaldruckerhöhung von 8.000 Pa. Bei den im praktischen Einsatz auftretenden (wesentlich geringeren) Druckwerten lassen sich somit Luftmassenströme von bis zu 16.000 kg/h realisieren.

Als Führungsgröße für die Regelung der Kühlluftanströmung dient die Geschwindigkeit der Kühlluft im Kanal vor dem Prüfling (**Abb. 4.1**). Beide Messgeräte (Einlaufmessdüse und Turbinenradzähler) ermitteln den Kühlluftstrom $\dot{V}_e$ am Eintritt des Gebläses. Daher ist dieser zunächst mit Hilfe der Zustandsgrößen p_e , T_e und der Zustandsgleichung für ideale Gase in einen Massenstrom umzurechnen⁹:

$$\dot{M}_e = \dot{V}_e \cdot \frac{p_e}{R \cdot T_e} \quad (4.1)$$

Unter Voraussetzung der Erhaltung des Massenstroms ($\dot{M}_e = \dot{M}_{K,e}$) kann dieser dann mit der Querschnittsfläche des Kanals A und den Zustandsgrößen im Messkanal vor dem Wärmeübertrager ($T_{K,e}$, $p_{K,e}$) in die dort herrschende Geschwindigkeit umgerechnet werden.

$$v_{K,e} = \frac{\dot{M}_{K,e}}{A} \cdot \frac{R \cdot T_{K,e}}{p_{K,e}} \quad (4.2)$$

Da das Gebläse in einer klimatisierten Prüfbox angeordnet ist, wurde anfangs nur über die Beeinflussung der Temperatur der aus dieser Prüfbox angesaugten Luft sowie der Drosselung des Gebläses über die eingebauten Drosseljalousien eine Steuerung der Kühllufttemperatur vorgenommen. Im späteren Verlauf der Untersuchungen wurde eine zusätzliche elektrische Heizung mit einer Anschlussleistung von 20 kW installiert, die zusammen mit einer entsprechenden Regelung für die Konstanz der Kühllufttemperatur sorgt und somit einen nahezu vollständig automatischen Prüfablauf gewährleistet.

4.2.4 Kühlmittelversorgung (flüssige Kühlmedien)

Für die Vermessung von Flüssigkeit/Luft-Wärmeübertragern wurde ein Versorgungsgestell entwickelt, welches mit einem an das hausinterne Kühlwassernetz angeschlossenen Wasser-(Öl-)/Wasser-Wärmeübertrager, einer elektromotorisch angetriebenen Pumpe, zwei Massenstromaufnehmern mit unterschiedlichen Messbereichen sowie verschiedenen Temperatur- und Druckaufnehmern ausgerüstet ist. Autarke Regler ermöglichen über schrittmotorbetriebene Ventile eine Einstellung des Kühlmittelmassenstroms und der Eintrittstemperatur des Wassers oder Öls als kühlendes oder zu kühlendes Medium am Prüfling. Die Einbindung in die Prüfstandssteuerung wurde über die analoge Schnittstelle zur externen Sollwertvorgabe des jeweiligen Reglers realisiert.

⁹ Der Massenstrom wird im Weiteren für die ebenfalls zu bestimmende Bilanz der Wärmeströme benötigt.

4.3 Standardmesstechnik

Als Kriterium für die Qualität der Messwerte wurde bei allen Untersuchungen eine Einhaltung der Bilanz der beiden Wärmeströme (Kühlluft und Ladeluft) mit einer Genauigkeit von wenigstens 3% angestrebt. Dies konnte zum einen dadurch erreicht werden, dass nach Einstellung eines stationären Zustandes die Wärmeströme online ermittelt und ihre Abweichung überprüft wurde. Lag die Bilanz außerhalb des vorgegebenen Bereiches, wurde die Speicherung der Messwerte erst gar nicht ausgelöst.

Zum anderen wurde bereits bei der Auswahl der Messgeräte darauf geachtet, dass die Größen, die einen besonders hohen Einfluss auf den Gesamtfehler haben, mit möglichst genauen Messverfahren bestimmt werden.

4.3.1 Massenströme

Zur Bestimmung der Volumenströme kommen überwiegend Turbinenradzähler zum Einsatz, die über die den Herstellerangaben [48] entsprechenden Ein- und Auslauflängen verfügen. Die Messgenauigkeit entspricht den Angaben zufolge einer Abweichung von weniger als 1,5% vom Messwert [48] in dem empfohlenen und üblicherweise verwendeten Messbereich von mehr als 20% oberhalb der unteren Messbereichsgrenze.

Bei Turbinenradzähler handelt es sich um Strömungsmessgeräte, die das durchströmende Volumen in der dazugehörigen Zeit anzeigen. Das einströmende Gas wird dabei durch einen Einlaufkörper beschleunigt und trifft auf die Flügel des Turbinenrades, welches dadurch in eine Drehbewegung versetzt wird. Die Drehzahl ist dem Volumenstrom proportional und wird über eine geeignete Drehzahlerfassung zur Auswertung gebracht.

Für große Volumenströme der Kühlluft wird eine kalibrierte Einlaufmessdüse des Gebläseherstellers benutzt. Diese hat einen Nenndurchmesser von 315 mm und orientiert sich den Herstellerangaben [45] zufolge an der DIN 1952 ([15], inzwischen ersetzt durch die DIN EN ISO 5167-3 [17]).

Messdüsen, wie auch Messblenden oder Venturirohre basieren auf dem Prinzip einer Änderung des statischen Drucks infolge einer Querschnittsveränderung. Dabei saugt eine Einlaufmessdüse die Luft aus der Umgebung an. Aus dem sich einstellenden Differenzdruck zwischen dem Druck der Umgebung und dem statischen Druck an der Stelle der größten Verengung, Δp_{stat} , kann der Massenstrom durch die Düse wie folgt berechnet werden.

$$\dot{M} = \alpha \cdot \varepsilon \cdot A_D \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p_{stat} \cdot \rho} \quad (4.3)$$

In **Gl. 4.3** bezeichnet A_D den engsten Düsenquerschnitt. Die Dichte der Luft ρ wird aus den statischen Werten von Druck und Temperatur vor dem Düseneintritt berechnet. Die Durchflusszahl α ist ein von der Geometrie der Düse abhängiger Faktor, der vom Hersteller angegeben wird oder durch Kalibrationsmessungen zu ermitteln ist. Für die hier verwendete Düsen gilt lt. Herstellerangaben: $\alpha = 0,95$.

Die Expansionszahl ε , die die Dichteänderung kompressibler Medien berücksichtigt, kann gemäß DIN EN ISO 5167-3 [17] nach folgender Gleichung berechnet werden:

$$\varepsilon = \sqrt{\left(\frac{\kappa \cdot \tau^{\frac{2}{\kappa}}}{\kappa - 1} \right) \cdot \left(\frac{1 - \beta^4}{1 - \beta^4 \cdot \tau^{\frac{2}{\kappa}}} \right) \cdot \left(\frac{1 - \tau^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{1 - \tau} \right)} \quad (4.4)$$

Das Durchmesser Verhältnis β ist für Einlaufmessdüsen wegen des als unendlich anzusetzenden Durchmessers vor der Verengung zu Null zu setzen, sodass der mittlere Term in **Gl. 4.4** entfällt bzw. zu Eins wird. Das Druckverhältnis τ kann nach **Gl. 4.5** wie folgt berechnet werden.

$$\tau = \frac{p_{2,stat}}{p_{1,stat}} = \frac{p_{1,stat} - \Delta p_{stat}}{p_{1,stat}} \quad (4.5)$$

In **Gl. 4.5** bezeichnet $p_{2,stat}$ den statischen Druck an der Stelle der Querschnittsverengung und $p_{1,stat}$ den statischen Druck vor dem Düsen Eintritt (Umgebungsdruck).

Anzumerken bleibt der Vollständigkeit halber, dass die Expansionszahl in dem Betriebsbereich der Düse eine maximale Abweichung von etwa 0,1% von Eins aufweist und somit im Rahmen der Messgenauigkeit der Gesamtmesskette nicht gesondert zu berücksichtigen ist. Verwendet wird in dieser Untersuchung eine vereinfachte Gleichung des Herstellers [46].

4.3.2 Strömungsgeschwindigkeit

Neben den verschiedenen Hand-Anemometern (Schalenkreuz- und Flügelrad-Anemometer) sowie der bereits angesprochenen Vortex-Sonde zur schnellen Überprüfung der Plausibilität der Messwerte kommen als feste Bestandteile des Prüfstands Staurohre in Form von Prandtl-Sonden zum Einsatz. Diese sind Bestandteil des in **Abschn. 4.4** beschriebenen Messgeräts zur Bestimmung der adiabaten Mischtemperatur von Kanalströmungen.

Als Grundbeziehung für die Staurohrmessung von Geschwindigkeiten wird die Bernoulli-Gleichung zur Erhaltung der Energie in stationären, wirbelfreien Strömungen reibungsfreier, inkompressibler Medien verwendet (Gl. 4.6).

$$\rho \cdot g \cdot h + p + \frac{\rho}{2} \cdot w^2 = const \quad (4.6)$$

Bei der Bilanzierung zwischen zwei Orten gleicher Höhe entfällt der Term für die potentielle Energiedichte ($\rho \cdot g \cdot h$). Von den Anteilen des Gesamtdrucks bleiben nur der statische Druck und der dynamische Druck übrig und bilden den Totaldruck (Gl. 4.7).

$$p_{tot} = p_{stat} + \frac{\rho}{2} \cdot w^2 \quad (4.7)$$

Nach Umstellung von **Gl. 4.7** kann aus der Bestimmung des dynamischen Drucks, der sich aus der Differenz zwischen Totaldruck und statischem Druck ergibt, die Strömungsgeschwindigkeit w ermittelt werden.

$$w = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{tot} - p_{stat})}{\rho}} = \sqrt{\frac{2 \cdot p_{dyn}}{\rho}} \quad (4.8)$$

Das Prinzip der Staurohrmessung zeigt **Abb. 4.2**. Verwendet wurden Prandtl-Rohre mit einem Durchmesser von 8 mm und einer Länge von 795 mm mit elliptischer Kopfform. Die Erfassung des Differenzdrucks erfolgt mit Differenzdruckaufnehmern, die über einen Messbereich bis max. 1 mbar verfügen (siehe Abschnitt Druckmessung). Damit lassen sich Geschwindigkeiten bis etwa 13 m/s bestimmen. Bei den hier durchgeführten Untersuchungen stellte eine mittlere Strömungsgeschwindigkeit der Kühlluft im Kanal von 10 m/s die Obergrenze dar, sodass auch Geschwindigkeitsprofile mit bis zu 30% höheren lokalen Werten noch zuverlässig erfasst werden konnten. Eine untere Grenze für noch zuverlässige Messungen kann mit etwa 1,5 m/s angegeben werden.

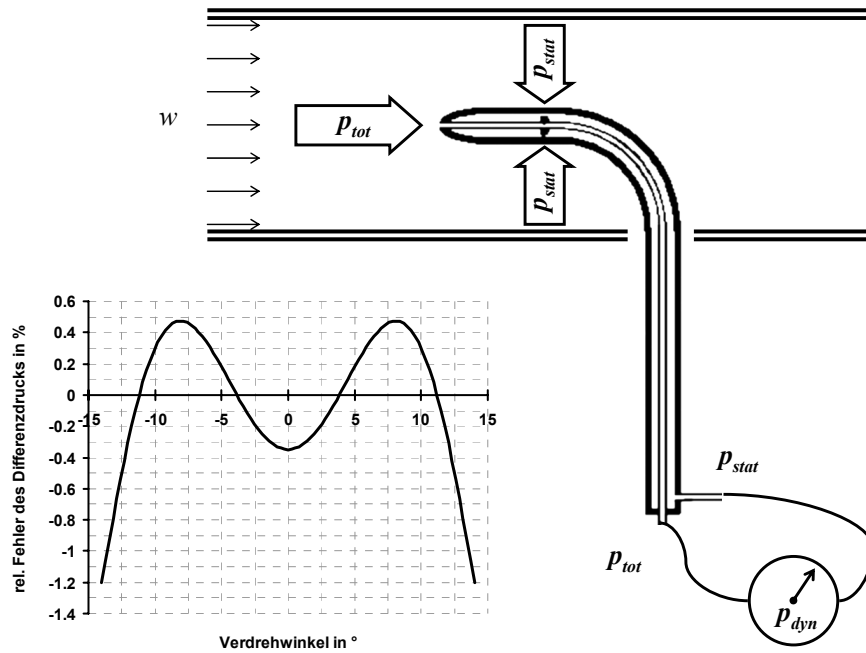


Abb. 4.2 Prinzip der Staurohrmessung mit dem Prandtlschen Staurohr und rel. Messfehler des Differenzdrucks als Funktion des Verdrehwinkels (nach [47])

In **Abb. 4.2** links unten ist der Fehler in der Bestimmung des Differenzdrucks angegeben, der aus einer Schrägstellung des Staurohrs zur Hauptströmungsrichtung resultiert (nach Airflow [47]). Diese muss allerdings nicht nur aus einer Schrägstellung zum Kanal resultieren, sondern kann sich vor allem wegen des Auftretens großer Wirbel in der Strömung auch als zeitlich veränderliche Größe ergeben. Damit können die Werte für den Massenstrom, die sich aus dem mit den Staurohrsonden ermittelten Geschwindigkeitsprofil ergeben, größere Abweichungen von den mit genaueren Messmethoden ermittelten Werten (Messungen ergaben Abweichungen in der Bestimmung der Massenströme von bis zu 15%) ergeben und somit nicht für die Bilanzierung der Wärmeströme verwendet werden.

4.3.3 Temperaturen

Zur Messung der Temperaturen werden ausschließlich Pt100-Widerstandsthermometer der Genauigkeitsklasse 1/3 Klasse B verwendet. Die Digitalisierung der Messwerte mit der durch die Messdatenerfassung limitierten Bitanzahl erlaubt allerdings lediglich eine Auflösung des Messwerts von 0,5K.

Zur Erzielung höherer Genauigkeit, insbesondere bei Temperaturschwankungen über den Strömungsquerschnitt, wurden teilweise mehrere Temperatursensoren, über den Querschnitt verteilt, eingesetzt. Einen Spezialfall dessen stellt die Kühlluftaustrittstemperatur dar, für deren Bestimmung 25 Temperaturmesswerte verwendet wurden. Für diese Anwendung kamen nicht-ummantelte Sensoren in besonders filigraner Bauweise zum Einsatz (Durchmesser 1mm, Länge 5 mm), um durch möglichst geringe thermische Trägheit der Sensoren die Einstellzeit für stationären Zustand und damit die Messzeit insgesamt möglichst gering zu halten. Alle anderen Pt100-Sensoren sind ummantelte Elemente mit 3mm Durchmesser.

Alle Widerstandsthermometer sind in Vierleitertechnik ausgeführt. Bei dieser Ausführung erfolgt die Stromversorgung über ein gesondertes Leitungspaar, die eigentliche Spannungsmessung über ein weiteres Leitungspaar stromlos. Damit tritt keine Beeinflussung des Messergebnisses durch temperaturabhängige Leitungswiderstände auf.

4.3.4 Drücke

Von dem Spezialfall der Druckmessung an den Prandtl-Sonden abgesehen, handelt es sich bei sämtlichen am Prüfstand gemessenen Drücken um statische Drücke, die über senkrecht zur Hauptströmungsrichtung angeordnete Druckmessstellen aufgenommen und zu den Druckmessumformern weitergeleitet werden. Bei diesen handelt es sich, mit Ausnahme des Umgebungsdrucksensors, der über eine eingebaute Vakuumreferenz den Absolutdruck misst, um Relativdruck- und Differenzdruckaufnehmer. Die Relativdruckaufnehmer messen den Druck gegen den Umgebungsdruck als Referenz, während die Differenzdruckaufnehmer die Differenz zweier, vom Umgebungsdruck abweichender Drücke ermitteln.

Folgende Tabelle gibt einen Überblick über die eingesetzten Druckaufnehmer. Die Angaben zur Genauigkeit beziehen sich, wenn nicht gesondert aufgeführt, auf den Messwert, andernfalls auf den Messbereichsendwert. Hierbei sind allerdings die zum Betrieb der Prüfstandperipherie notwendigen Druckmessstellen, wie bspw. die Drücke an den Turbinenradzählern, nicht aufgeführt.

Tab. 4.2 Verwendete Druckaufnehmer

Messstelle	Aufnehmertyp	Messbereich	Genauigkeit
Umgebungsdruck	Absolut	800-1150 mbar	$\pm 0,1\%$
Ladelufteintrittsdruck	Relativ	0-3 bar und 0-4 bar	$\pm 0,1\%$
Ladeluftaustrittsdruck	Relativ	0-3 bar und 0-2 bar	$\pm 0,1\%$
Differenzdruck (Prandtl-Sonden)	Differenz	5 St.: 0-1 mbar	$\pm 0,5\%$
Kühlluftdruckverlust Differenzdruck (Einlaufmessdüse)	Differenz	0-5 mbar	$\pm 0,2\%$
Kühlluftdruckverlust Differenzdruck (Einlaufmessdüse)	Differenz	0-15 mbar	$\pm 0,075\%$ v. E.
Kühlluftdruckverlust Differenzdruck (Einlaufmessdüse)	Differenz	0-15 mbar	$\pm 0,075\%$ v. E.
Kühlluftdruckverlust Differenzdruck (Einlaufmessdüse)	Differenz	0-20 mbar	$\pm 0,2\%$
Kühlluftdruckverlust Differenzdruck (Einlaufmessdüse)	Differenz	0-100 mbar	$\pm 0,2\%$

4.4 Bestimmung der adiabaten Mischungstemperatur (Kanalmessgerät)

Eine besondere Bedeutung hinsichtlich der Messgenauigkeit kommt der Temperaturdifferenz auf der Kühlluftseite zu. Ein einfaches Zahlenbeispiel soll dies verdeutlichen. Wie in **Kap. 3** dargestellt, kann die Messgenauigkeit anhand der Ausgeglichenheit der Energiebilanz der beiden beteiligten Stoffströme beurteilt werden. Eine maximal zulässige Abweichung der Enthalpieströme voneinander um 3% wurde bei diesen Untersuchungen als Ziel vorgegeben.

$$\left| 1 - \frac{\dot{H}_K}{\dot{H}_L} \right| \leq 0,03 \quad (4.6)$$

Bei der Vorgabe nach **Gl. 4.6** gehen die Fehler der Größen Massenstrom ($\Delta \dot{M}$), spezifische Wärmekapazität (Δc_p) und Temperaturänderung ($\Delta(\Delta T)$) nach **Gl. 4.8** direkt in den Gesamtfehler ein. Aus der Bestimmungsgleichung für den jeweiligen Enthalpiestrom

$$\dot{H}_i = \dot{M}_i \cdot c_{p,i} \cdot \Delta T_i \quad (4.7)$$

ergibt sich das totale Fehlerdifferential für den Stoffstrom i zu:

$$\Delta \dot{H}_i = \frac{\delta \dot{H}_i}{\delta \dot{M}_i} \cdot \Delta \dot{M}_i + \frac{\delta \dot{H}_i}{\delta c_{p,i}} \cdot \Delta c_{p,i} + \frac{\delta \dot{H}_i}{\delta (\Delta T_i)} \cdot \Delta (\Delta T_i). \quad (4.8)$$

Im Beispiel einer Temperaturerhöhung der Kühlluft um $\Delta T=5\text{K}$, wie es bei einem entsprechend hohen Verhältnis der Wärmekapazitätsströme auftreten kann, bedingt somit allein ein Messfehler von $0,5\text{K}$ aus der Bestimmung der Temperaturdifferenz bereits eine Abweichung der Wärmebilanz um 10%.

Erschwerend kommt hinzu, dass sich nach dem Wärmeübertrager eine Ungleichverteilung sowohl der Temperatur wie auch der Strömungsgeschwindigkeit einstellt. Ursache dafür sind zum einen die starken Temperaturunterschiede zwischen Eintritts- und Austrittsseite des Ladeluftkühlers und die damit einhergehende Änderung des spezifischen Volumens. Zum anderen sind fertigungstechnisch bedingte, leichte Schiefstellungen der äußeren Lamellen, die das Kühlgitter bilden, verantwortlich für eine Ablenkung des Luftmassenstroms und die Entstehung von Wirbeln.

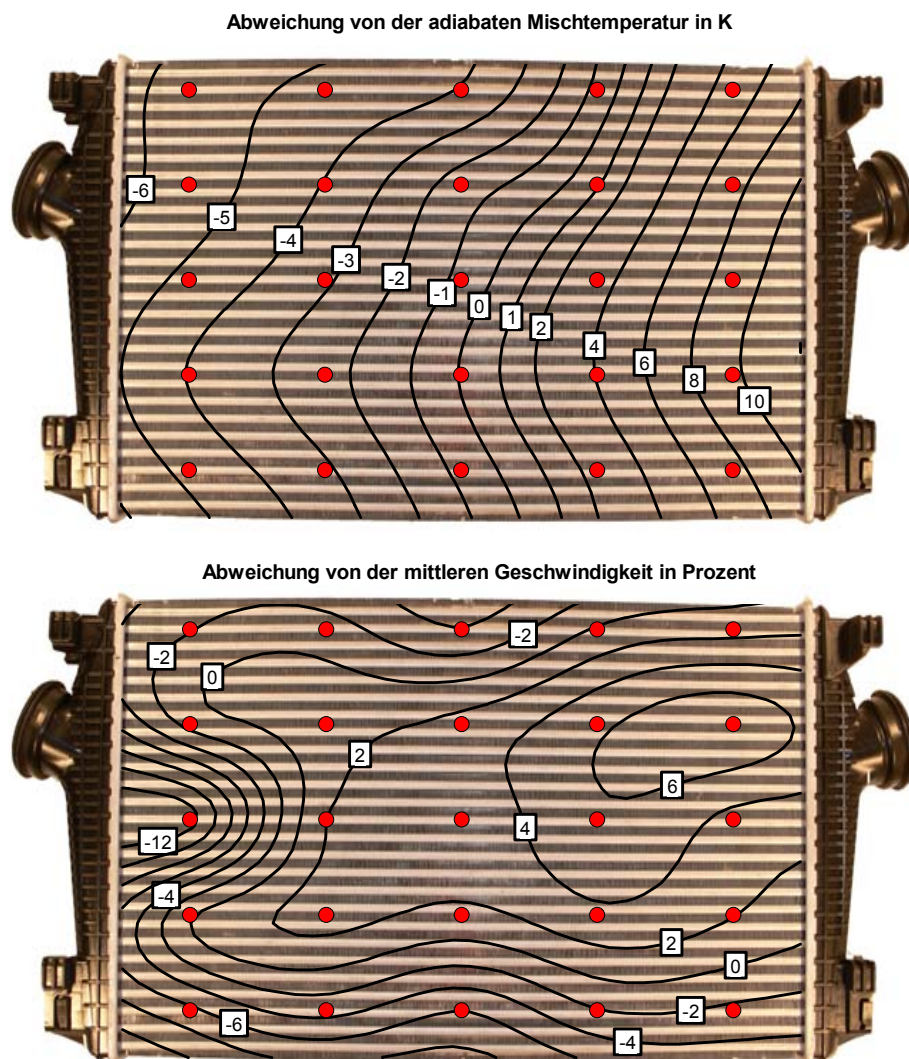


Abb. 4.2 Temperatur- und Geschwindigkeitsprofil der Kühlluftströmung im Kanal an der Messstelle

In **Abb. 4.2** sind am Beispiel eines luftgekühlten Ladeluftkühlers im oberen Teil die Abweichungen der Temperatur von der adiabaten Mischtemperatur in K und im unteren Teil die prozentuale Abweichung der Strömungsgeschwindigkeit von ihrem Mittelwert dargestellt. Aufgenommen wurden diese Werte nicht, wie die Darstellung vermuten lassen

könnte, direkt hinter dem Ladeluftkühler, sondern in einem Abstand entsprechend dem 5-fachen hydraulischen Durchmesser der Messkanäle. Für die Erfüllung der Forderung einer völlig ungestörten und voll ausgebildeten Strömung ist diese Auslauflänge jedoch immer noch zu kurz.

Die vor dem Wärmeübertrager wesentlich geringere lokale Abweichung der Strömungsgeschwindigkeit von ihrem Mittelwert stellt hinsichtlich der Bestimmung einer repräsentativen Temperatur kein Problem dar, da Probemessungen ergeben haben, dass von einem gleichmäßigen Temperaturprofil über den Kanalquerschnitt ausgegangen werden kann.

Um den in die Energiebilanz eingehenden, von der Kühlluft aufgenommenen Wärmestrom exakt bestimmen zu können, ist die Differenz der Enthalpieströme nach **Gl. 4.9** zu betrachten.

$$\dot{Q}_K = \Delta \dot{H} = \dot{H}_{aus} - \dot{H}_{ein} \quad (4.9)$$

Dabei kann bei idealen Gasen davon ausgegangen werden, dass c_p konstant ist und die Enthalpie daher lediglich von der Temperatur abhängt [56].

$$\dot{Q}_K = \dot{M} \cdot c_p \cdot \bar{T}_{aus} - \dot{M} \cdot c_p \cdot \bar{T}_{ein} \quad (4.10)$$

Da die Enthalpiestromdichte auf der Austrittseite, wie gezeigt, nicht gleichmäßig über den Querschnitt verteilt ist, sondern Geschwindigkeit und somit die Massenstromdichte $\dot{m}$ sowie die Temperatur jeweils einer mehr oder weniger starken Profilausbildung unterliegen, bestimmt sich der Austrittsenthalpiestrom mit der Querschnittsfläche A des Kanals wie folgt.

$$\dot{H}_{aus} = \int_A (\dot{m}_{aus} \cdot c_{p,aus} \cdot T_{aus}) \cdot dA \quad (4.11)$$

Damit kann die in **Gl. 4.10** gesuchte mittlere Austrittstemperatur des Kühlluftmassenstroms ganz allgemein wie folgt bestimmt werden.

$$\bar{T}_{aus} = \frac{1}{\dot{M} \cdot c_p} \cdot \int_A (\dot{m} \cdot c_p \cdot T_{aus}) \cdot dA \quad (4.12)$$

Für die messtechnische Erfassung wurde eine Diskretisierung des Messgebietes in 25 gleich große Teilgebiete vorgenommen. In der Literatur [16, 79, 80, 51] finden sich Vorschläge, bei denen sich die Verteilung der Stützstellen am jeweiligen Strömungsprofil orientiert. Dabei wird in den Gebieten, in denen das Profil der Strömung eine größere Ortsabhängigkeit aufweist, die Stützstellendichte erhöht, in Bereichen mit niedrigeren Gradienten wird diese entsprechend verringert. Als Beispiele hierfür seien die Schwerlinienverfahren für Kreis- und Rechteckquerschnitte [79], das Log-Linear-Verfahren [80], welches ein turbulentes Strömungsprofil voraussetzt, sowie die Verteilung nach Log-Tchebycheff genannt. Gemeinsam ist diesen Verfahren, dass sie den Gesamtquerschnitt in Teilquerschnitte mit verschiedener Größenabstufung aufteilen und in deren Schwerpunkten die Geschwindigkeit ermitteln. Die Größenabstufung wird dabei so gewählt, dass Teilquerschnitte so zusammengefasst werden können, dass sich gleiche Teilflächen des Gesamtquerschnitts ergeben. Zunächst werden die Werte der Einzelflächen, mit ihrem Flächenanteil gewichtet, gemittelt. Anschließend kann über eine einfache arithmetische Mittelung der Gesamtwert bestimmt werden.

Zur Veranschaulichung ist in **Abb. 4.3** ein schematisches Beispiel für die Aufteilung eines Rechteckquerschnitts nach dem Schwerlinienverfahren¹⁰ (links) und dem Trivialverfahren (rechts) mit jeweils 25 Messstellen dargestellt. Bei der Betrachtung des Schwerlinienverfahrens wird deutlich, dass dieses bei voll ausgeprägter turbulenter und störungsfreier Strömung Vorteile bietet, da in den Randbereichen, in denen aufgrund der Haftbedingung an der Wand ein größerer Geschwindigkeitsgradient als im Kern der Strömung auftritt, eine größere Messstellendichte herrscht.

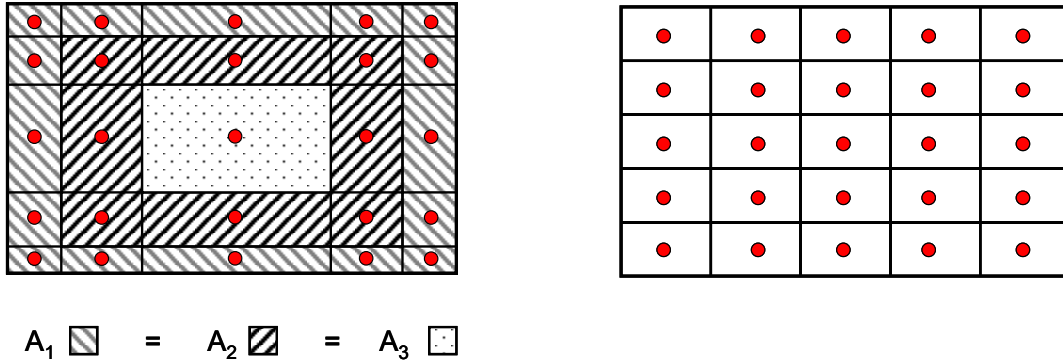


Abb. 4.3 Aufteilung des Kanalquerschnitts nach dem Schwerlinienverfahren (links) und dem Trivialverfahren (rechts)

Anhand des Temperatur- und Geschwindigkeitsprofils (**Abb. 4.2**) der vermessenen Kühler lässt sich aber kein Vorteil einer Aufteilung nach dem Schwerlinienverfahren ableiten. Im Gegenteil, es sind sogar Nachteile bei einer Ungleichverteilung der Messstellen zu befürchten.

Da die Teilflächen A_i gleich groß sind, und infolge der Diskretisierung vereinfacht sich somit **Gl. 4.12** zu **Gl. 4.13**.

$$\bar{T}_{aus} = \frac{1}{\dot{M} \cdot c_p} \cdot \sum_{i=1}^{25} \dot{M}_i \cdot c_{p,i} \cdot T_{aus,i} \quad (4.13)$$

Um das Messgerät bei sich ändernden Kanalquerschnitten flexibel einsetzen zu können, wurde dieses in der Art eines traversierbaren Messrechs mit 5 Sensoreinheiten ausgeführt. Diese Sensoreinheiten bestehen aus jeweils einem Pt100-Widerstandsthermometer zur Bestimmung der Temperatur $T_{aus,i}$ sowie aus einem Prandtl-Rohr zur Bestimmung der Strömungsgeschwindigkeit w_i aus dem dynamischen Anteil des Drucks $p_{dyn,i}$ an der Stelle i (siehe **Abschn. 4.3**). Da die Zustandsgrößen Druck und Temperatur an jeder Stelle i bekannt sind, lässt sich der Teilmassenstrom $\dot{m}_i$ wie folgt berechnen:

$$\dot{M}_i = \frac{w_i}{A_i} \cdot \frac{p_{stat,i}}{R \cdot T_i} \quad (4.14)$$

Die Temperaturabhängigkeit der spezifischen Wärmekapazität c_p von Luft ist in dem betrachteten Bereich sehr gering. Trotzdem wird diese wegen des geringen Aufwands über einen entsprechenden Polynomansatz, der im Anhang zu finden ist, berücksichtigt.

¹⁰ Beim Schwerlinienverfahren würde die innere Fläche auch noch einmal in vier Teilflächen unterteilt werden, es ergäben sich dann allerdings 28 statt 25 Messstellen.

Abb. 4.4 verdeutlicht das Verfahren zur Bestimmung der Kühlluftaustrittstemperatur als adiabate Mischtemperatur im Austrittskanalquerschnitt am Beispiel einer Matrix von 25 Messpunkten. Durch Anpassung der Auswerteroutine in der Prüfstandssteuerung und des Programmablaufs in der Microcontroller-Steuerung für den Schrittmotor des Kanalmessgeräts kann die Vermessung eines Kanalquerschnitts auch mit einer anderen Auflösung erfolgen.

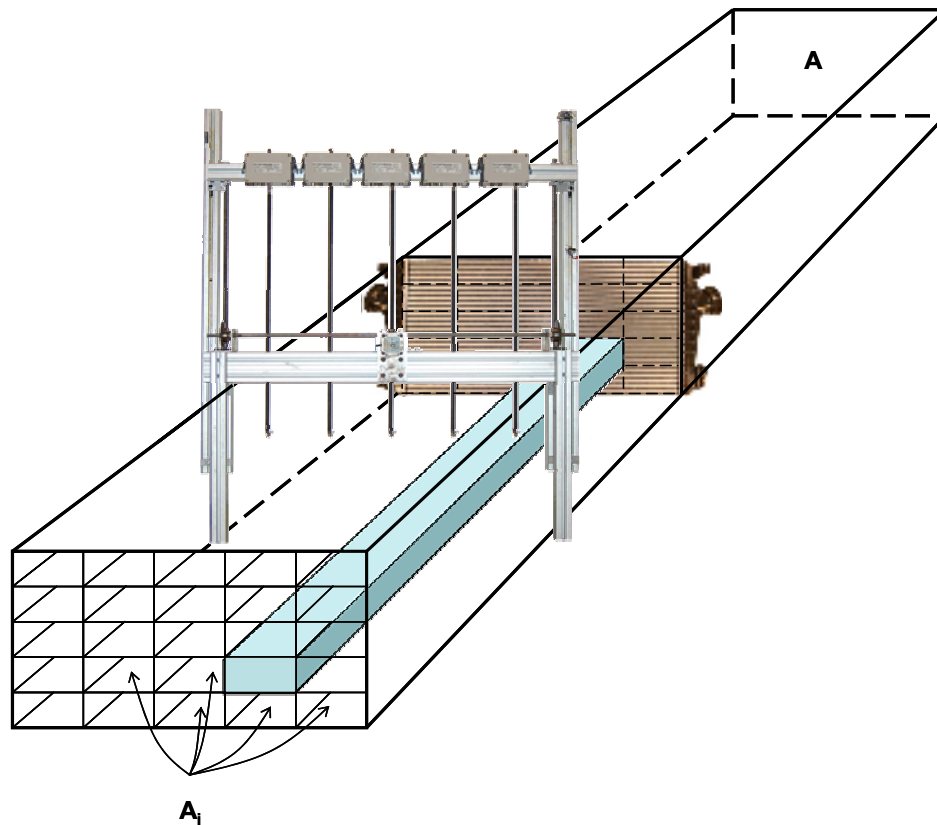


Abb. 4.4 Prinzip der Aufteilung der Kanalfläche A in Teilflächen A_i zur Bestimmung der Kühlluftaustrittstemperatur

4.5 Prüfstandssteuerung und -automatisierung

Zur Datenerfassung bzw. zur Ausgabe analoger und digitaler Signale an einzelne Komponenten des Prüfstands kommen Komponenten der dezentralen Peripherie ET200 der Firma Siemens zum Einsatz, die über PROFIBUS-DP[®] mit dem Prüfstandsrechner kommunizieren. Die Anbindung einer der drei hausinternen Verdichterstationen, deren Umrichter von einem LabVIEW Real-Time[®] System der Firma National Instruments gesteuert werden, erfolgt über TCP/IP. Der Prüfstandsrechner, ein handelsüblicher PC, übernimmt sämtliche Aufgaben der Steuerung und Regelung der Prozessgrößen, der Prüfablaufsteuerung, der Messdatenerfassung und -speicherung sowie einige Sicherheitsfunktionen. Übergeordnete Sicherheitseinrichtungen, die zum Teil als Hardware-Lösungen umgesetzt wurden, zum Teil aber auch in die Steuerung einzelner peripherer Geräte integriert wurden, stellen sicher, dass bei einem Ausfall des Prüfstandsrechners die Sicherheit gewährleistet bleibt.

Es stehen folgende Ein- und Ausgabekanäle zur Verfügung:

- 32 digitale Eingänge
- 32 digitale Ausgänge
- 8 frei belegbare Analogeingänge
- 8 Analogeingänge mit Druckaufnehmern
- 16 Analogeingänge mit Pt100-Messaufnehmern
- 8 Analogeingänge mit Messaufnehmern für Thermoelemente
- 4 Analogausgänge
- 4 Zählereingänge,

sowie ein 2/16-Kanal Multiplexer für Pt100-Widerstandsthermometer mit einer Abtastung, die mithilfe von digitalen Ausgangssignalen über die Prüfstandssteuerung vorgegeben wird. Mit diesem können bei Bedarf bis zu 32 weitere Temperaturmesswerte über zwei Analogeingänge abgetastet werden.

4.6 Prüfablauf

Prinzipiell ermöglicht der Prüfstand neben dem Handbetrieb eine relativ freie Vorgabe automatisierter Prüfabläufe. Beispielhaft wird im Folgenden der für diese Untersuchung hauptsächlich verwendete Ablauf beschrieben.

In **Abb. 4. 5** sind die zu vermessenden Betriebspunkte in einem doppelt-logarithmisch skalierten Diagramm dargestellt. Die Berechnung der Kühlluftgeschwindigkeit erfolgt durch Bezug des Volumenstroms auf die Querschnittsfläche des Messkanals vor dem Wärmeübertrager und entspricht daher nicht der freien Anströmgeschwindigkeit, vergleichbar etwa mit einer Fahrzeuggeschwindigkeit. Diese Festlegung wurde aus Gründen der Vergleichbarkeit konzeptionell unterschiedlich aufgebauter Ladeluftkühler getroffen. Bei den in dieser Untersuchung vermessenen Kühlern ergaben sich Werte für den Druckverlust über der Kühlluftseite, die als dynamischer Druck gemäß **Gl. 4.8** erst bei (freier) Anströmung mit weit mehr als 200 km/h erreicht würden.

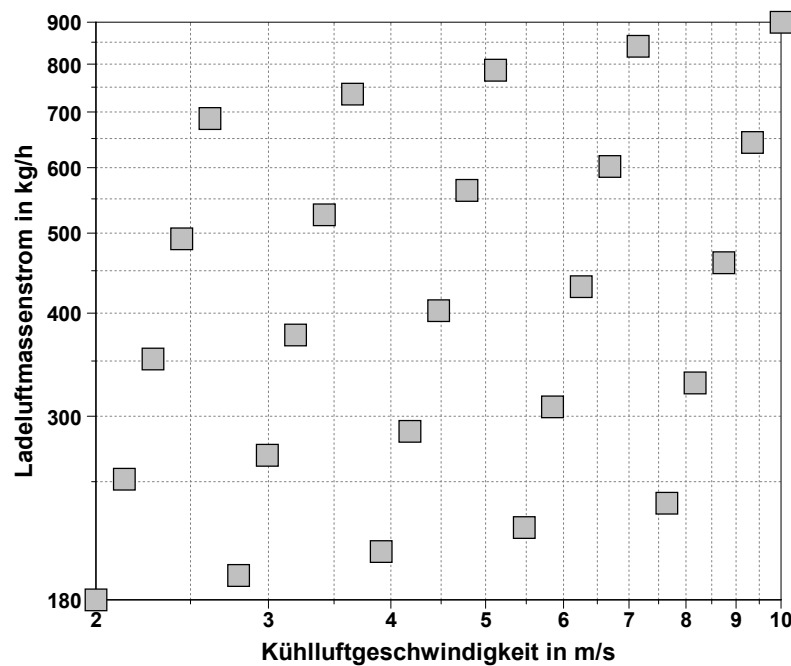


Abb. 4.5 Logarithmische Matrix der Messpunkte für Ladeluftmassenstrom und Kühlluftgeschwindigkeit

Die Verteilung der zu vermessenden Betriebspunkte erfolgt auf Anregung durch T. A. Cowell [13] beidseitig logarithmisch skaliert und versetzt zueinander angeordnet. Ersteres bietet den Vorteil, dass bei der in **Kap. 6** geschilderten Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten eine äquidistante Stützstellenverteilung bei der (exponentiellen) Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten von der Reynoldszahl erreicht wird. Durch die versetzte Anordnung wird erreicht, dass bei 25 Messpunkten beide Parameter (Reynoldszahl der Kühlluft und der Ladeluft) mit jeweils 25 unterschiedlichen Werten für die Optimierungsrechnungen zur Verfügung stehen. Bei einer klassischen Rechteckmatrix mit 25 Punkten wären dies nur jeweils 5 unterschiedliche Werte.

Nachdem die Parameter des Prüfstands von Hand auf die Werte des ersten zu vermessenden Betriebspunkt eingestellt wurden, kann nach einer ausreichend langen Stabilisierungsphase der automatische Betrieb gestartet werden. Dabei werden folgende Punkte sequentiell abgearbeitet:

1. Überprüfung auf Einstellung eines stationären Zustands anhand geeigneter Temperaturwerte,
2. Auslösung der Messroutine des Kanalmessgeräts (5 Stufen mit einer Stabilisierungszeit von jeweils 180 s, nach deren Ablauf jeweils 5 Druck- und Temperaturwerte gleichzeitig über einen Zeitraum von 30 s erfasst und gespeichert werden),
3. Berechnung der örtlich (und zeitlich) gemittelten Austrittstemperatur der Kühlluft als adiabate Mischtemperatur nach **Gln. 4.13** und **4.14**,
4. Berechnung der Wärmebilanz nach **Gln. 4.6** und **4.7** und Überprüfung auf Einhaltung des geforderten Werts,
5. bei Nichteinhaltung: Wiederholung ab Punkt 1
bei Einhaltung: Auslösung der Speicherung der Messwerte über einen frei wählbaren Zeitraum (meist 30 s),
6. Vorgabe der Daten des nächsten Betriebspunkts als neue Sollwerte für die Regler.

4.7 Beispiele für Messergebnisse

Die Datenbasis, die in dieser Arbeit Verwendung findet, resultiert aus einem Messprogramm von 14 Ladeluftkühlerprototypen. Darüber hinaus wurden ca. 50 weitere, größtenteils bereits in den Fahrzeugen verschiedener Hersteller im Einsatz befindliche Serienkühler unterschiedlicher Bauart nach den beschriebenen Prinzipien vermessen. Die im Folgenden dargestellten Messergebnisse können sich daher nur auf einige wenige, exemplarisch ausgewählte Beispiele beschränken.

In **Abb. 4.6** ist eine Verteilung der Geschwindigkeit der Kühlluft nach dem Kühler über den Kanalquerschnitt dargestellt. Bezugsgröße ist in dieser Darstellung die mittlere Geschwindigkeit der Kühlluft, die zu 100% gesetzt wurde. Bei diesem Versuch wurde die Ladeluftseite nicht durchströmt, d.h. die Unterschiede in der Strömungsgeschwindigkeit haben keine thermische Ursache. Obwohl die Reynoldszahlen, bezogen auf den Kanalquerschnitt, selbst bei der niedrigsten mittleren Strömungsgeschwindigkeit von 2 m/s aufgrund des großen hydraulischen Durchmessers im turbulenten Gebiet liegen, ähnelt das Geschwindigkeitsprofil eher dem einer laminaren Strömung. Die Ursache dafür liegt in der, für eine ausgebildete turbulente Strömung, viel zu kurzen Einlauflänge von dem Kühlnetz bis zur Messstelle. Zudem deutet die asymmetrische Verteilung auf eine seitliche Ablenkung des Kühlluftstroms durch die fertigungsbedingt nicht ganz gerade in Strömungsrichtung ausgerichteten Kühlgitter hin, die für den Betrieb in der Praxis allerdings keine Auswirkung hat.

Abb. 4.7 zeigt die Ergebnisse einer Messung bei einer Ladelufteintrittstemperatur von 140°C, einem Eintrittsdruck der Ladeluft von 2,15 bar (abs.) und einem Ladeluftmassenstrom von 562,8 kg/h. Dargestellt sind die Verteilungen der Kühlluftgeschwindigkeit und der Temperaturerhöhung der Kühlluft bei einer Kühlluftgeschwindigkeit von 4,8 m/s (Anströmgeschwindigkeit im Messkanal vor dem Kühler). Die Kühlluft Eintrittstemperatur betrug hierbei 25°C. Die geringste Erwärmung ist erwartungsgemäß im Bereich des Austritts der Ladeluft mit Werten von etwa 4K festzustellen. Das Maximum mit einem Wert von etwa 21K liegt natürlich in der Nähe des Ladelufteintritts. Die relativ gleichmäßige Verteilung der Temperatur in X-Richtung zeigt, dass durch die Gestaltung der Ein- und Auslasskästen eine sehr gleichmäßige Verteilung des Ladeluftmassenstroms innerhalb des Kühlers erreicht wurde und die Fläche des Kühlers dahingehend optimal genutzt wird. Außerdem ist für diesen, durchaus auch für den Fahrbetrieb relevanten Betriebspunkt, der Kühler gut dimensioniert, da einerseits auch

unmittelbar vor dem Austritt noch Wärme abgeführt wird (aufgrund der Temperaturdifferenz von 4 K). Andererseits ist diese Temperaturdifferenz aber auch gering genug. Bei einer weiteren Vergrößerung des Kühlers in Y-Richtung (Strömungsrichtung der Ladeluft) stünde der Zugewinn an abführbarer Wärmeleistung in einem ungünstigen Verhältnis zum zusätzlichen Aufwand an Bauraum.

In **Abb. 4.8** sind die Kennfelder des Ladeluftkühlers dargestellt, der auch in anderen Abschnitten dieser Arbeit als Beispiel in der Simulation und der Ermittlung der Wärmeübergangskoeffizienten Verwendung findet. In der linken Darstellung ist die spezifische Kühlleistung nach **Gl. 5.14** über dem Kühlluftmassenstrom und dem Ladeluftmassenstrom aufgetragen. Der rechte Teil von **Abb. 4.8** zeigt den Wirkungsgrad des Ladeluftkühlers, auch Rekuperationsgrad genannt, nach **Gl. 3.41**, aufgetragen ebenfalls über den Massenströmen der beiden an der Wärmeübertragung beteiligten Fluide. Die Daten dieses Kennfelds werden auch in **Kap. 5** zur Bedatung des Kennfeldmodells in der Simulation verwendet.

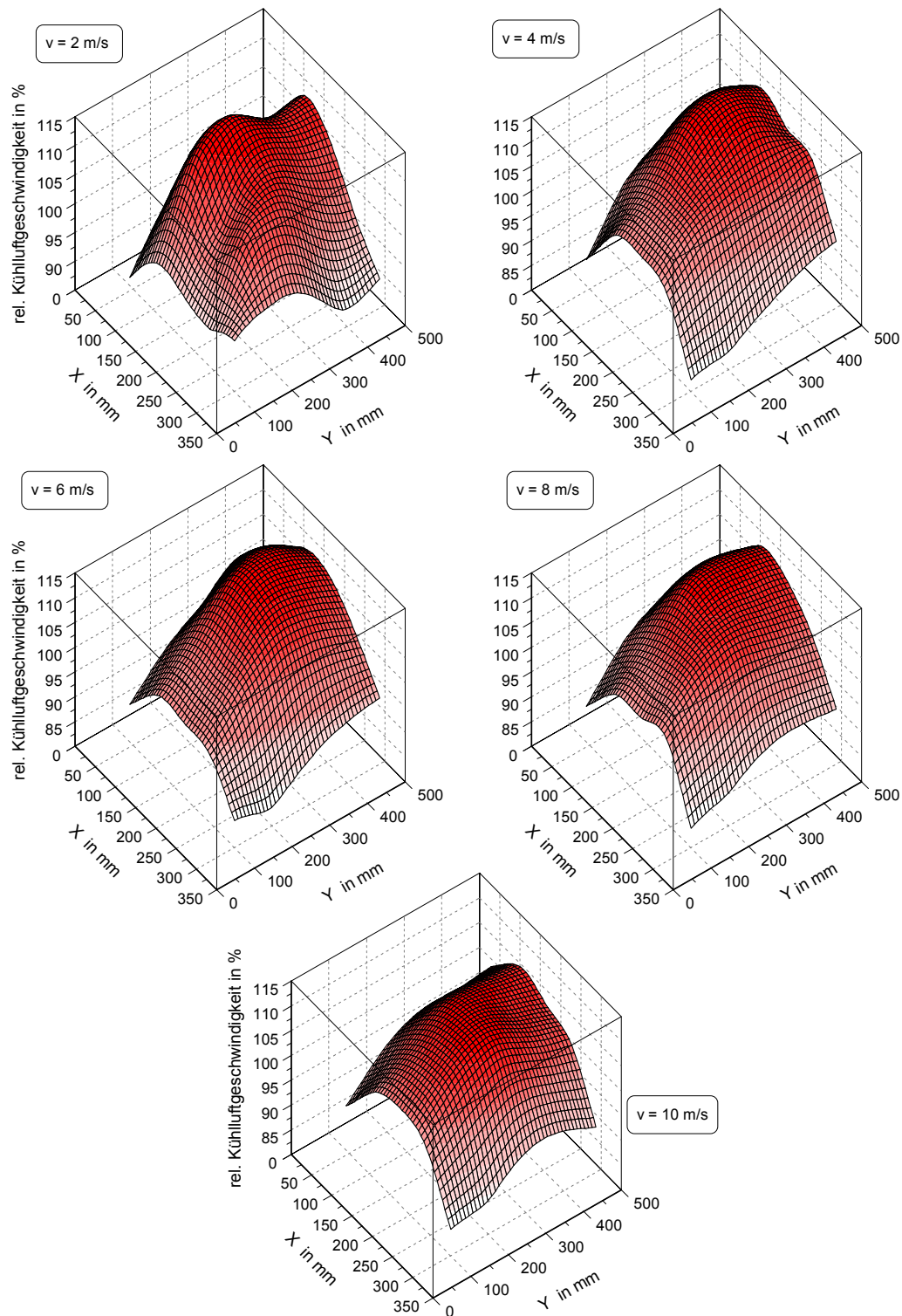


Abb. 4.6 Darstellung der örtlichen Verteilung der Kühlluftgeschwindigkeit über der Querschnittsfläche des Kühlluftmesskanals (normierte Werte, bezogen auf die örtlich mittlere Kühlluftgeschwindigkeit)

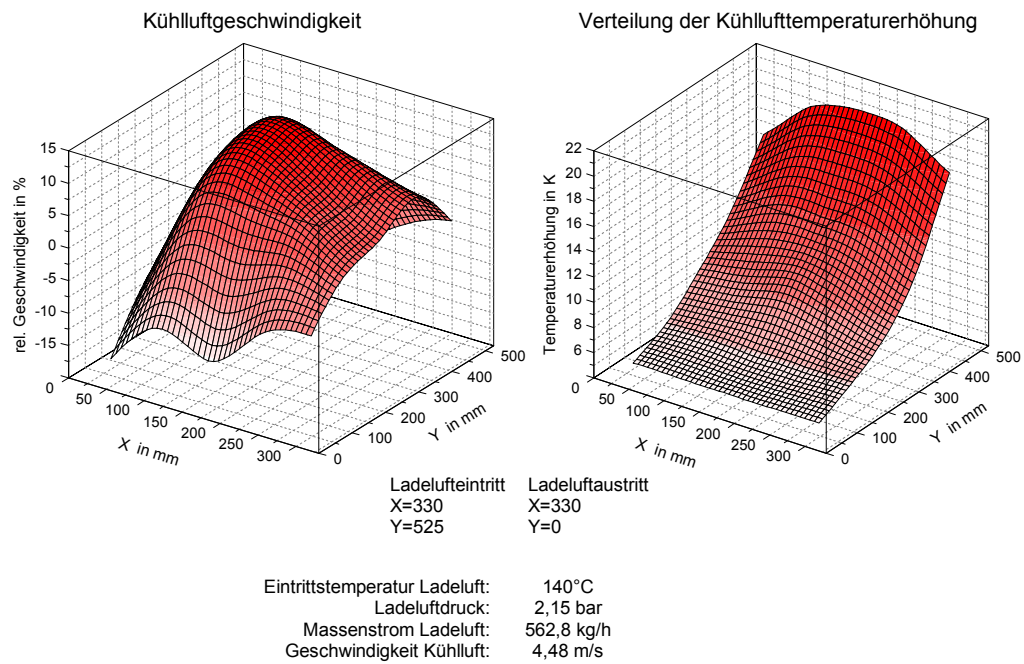


Abb. 4.7 Verteilung der Austrittsgeschwindigkeit der Kühlluft als relativer Wert der Abweichung zum gemittelten Wert (links) und Verteilung der Temperaturerhöhung der Kühlluft (rechts)

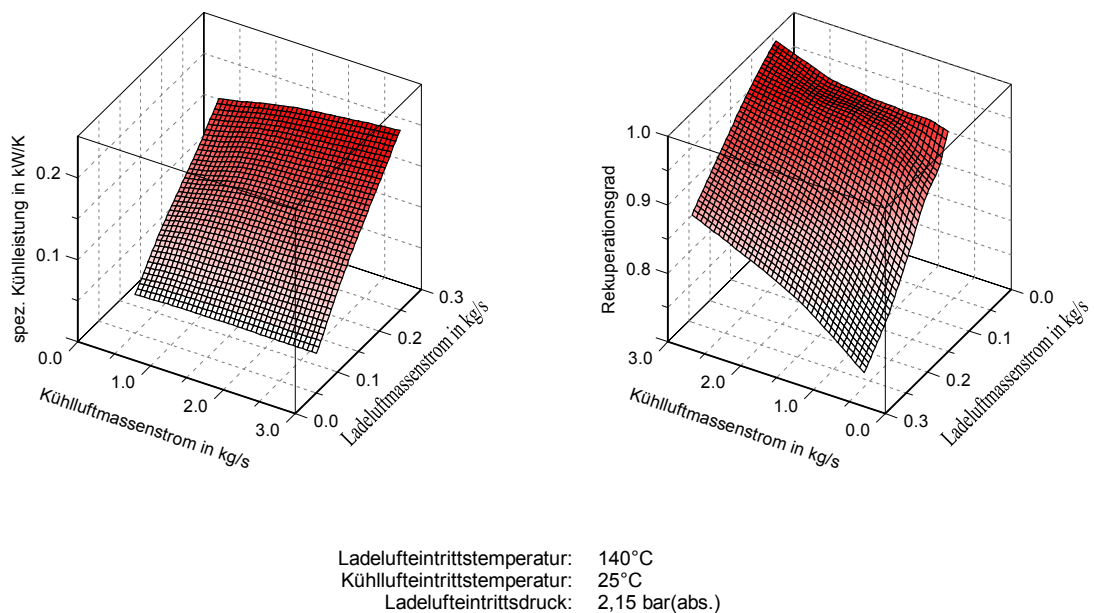


Abb. 4.8 Kennfelder zur Abbildung des Wärmeübertragungsverhaltens eines Ladeluftkühlers (Kühler 13) in der Simulation; spezifische Kühlleistung (links) und Rekuperationsgrad (rechts) in Abhängigkeit der Massenströme von Ladeluft und Kühlluft

Kapitel 5

Modellierung im Umfeld der Motorprozesssimulation

Die Simulation motorinterner Prozesse ist in den letzten Jahren zu einem unverzichtbaren Werkzeug im Umfeld der Motorenentwicklung geworden. Entscheidender Schritt dabei ist die Modellbildung, unter der die zielorientierte Vereinfachung der Realität durch Abstraktion verstanden wird [40]. Mit zunehmender Modellierungstiefe steigt der Aufwand für die Aufstellung und Parametrierung des Modells und nicht zuletzt der Rechenaufwand. Führt die Zunahme der Modelltiefe nicht zu einer (im Sinne der Aufgabenstellung) signifikanten Verbesserung der Simulationsergebnisse, sollte der Aufwand durch Reduktion der Komplexität verringert werden. So sind im Zusammenhang mit der Motorprozesssimulation in Echtzeit, wie sie z.B. in [22] dargestellt wird, andere Anforderungen an die Tiefe der Modellierung zu stellen als bei der Modellierung beispielsweise der Wärmeübertragung in Reaktionskalorimetern der Prozessindustrie. Die Forderung an die Modelltiefe lautet daher: So einfach wie möglich und so komplex wie nötig [40].

Im folgenden Abschnitt werden Modelle für Wärmeübertrager mit unterschiedlicher Modellierungstiefe dargestellt und hinsichtlich ihrer Abbildungsgenauigkeit verglichen. Diese Betrachtung beschränkt sich auf die Füll- und Entleermethode, eine nulldimensionale¹¹ Methode, bei der die Teilsysteme des Motors durch Behälter und zwischen diesen angeordneten Drosselstellen abgebildet werden. Am Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen der Technischen Universität Berlin wurde in Zusammenarbeit mit der IAV GmbH das Programmsystem THEMOS[®] entwickelt [u. a. 10, 50] und zuletzt als Modellbibliothek unter Matlab[®]/Simulink umgesetzt [22].

Der Aufbau dieser Modellbibliothek ist hierarchisch gegliedert, wobei Konventionen bezüglich der Ein- und Ausgabegrößen für ein einheitliches Schnittstellensystem sorgen. Auf der untersten Ebene sind die grundlegenden physikalischen Gleichungen umgesetzt, die für die Modellierung benötigt werden. Diese sind in den darüber liegenden Blöcken zu immer komplexer werdenden Teilmodellen gruppiert, bis auf der Bauteilebene ganze Funktionseinheiten, wie beispielsweise der Zylinder, der Verdichter und die Turbine des Turboladers oder der Ladeluftkühler als Blöcke zur Verfügung stehen.

5.1 Behältermodelle

Die Ein- und Auslassleitungen mit ihren Komponenten werden bei der nulldimensionalen Motorprozessrechnung üblicherweise mit Hilfe der Füll- und Entleermethode modelliert. Die Gründe liegen in der recht einfachen Berechnung und dem damit verbundenen geringen Aufwand an Rechenzeit. Bei Komponenten des Gaswechselsystems, die bezogen auf ihr Volumen eine verhältnismäßig geringe Länge haben, führt die Vernachlässigung der örtlichen Auflösung zudem nur zu geringen Fehlern. Dies gilt umso mehr, je geringer die Amplitude und die Frequenz der die Gassäule zur Schwingung anregenden Störung ist.

¹¹ Nulldimensional bedeutet, dass die das System beschreibenden Zustandsgrößen eine Funktion der Zeit, nicht jedoch des Ortes sind. Strömungsfelder lassen sich somit nicht berücksichtigen.

Die wichtigste Quelle von Anregungen zu instationärem Strömungsverhalten liegt im Zylinder, der infolge des intermittierenden Betriebs mit dem Öffnen und Schließen der Ventile Druckstörungen in die angrenzenden Leitungen (Auslassleitung, Einlassleitung) aussendet. Insbesondere bei schnelllaufenden Motoren sind diese gasdynamischen Effekte jedoch nicht mehr vernachlässigbar und führen bei der Berechnung der Vorgänge in den unmittelbar an den Zylinder angrenzenden Bauteilen nach der Füll- und Entleermethode zu entsprechend großen Abweichungen von der Realität. In diesen Fällen müssen eindimensionale Rechenverfahren zum Einsatz kommen, wie die bedingt einsetzbare akustische Theorie, aber vor allem Rechenmodelle, welche die instationäre, kompressible Rohrströmung mit Reibung und Wärmeübergang eindimensional berechnen.

5.1.1 Füll- und Entleermethode

Hierbei werden die betrachteten Bauteile durch Behälter ersetzt, in denen die Zustandsgrößen aus den Energie- und Massenbilanzen der Füll- und Entleervorgänge berechnet werden. Dabei wird der Behälter als ideal durchmischt angenommen, d.h. dass Änderungen der Zustandsgrößen zwar zeitlich, nicht jedoch örtlich aufgelöst betrachtet werden (unendlich hohe Ausbreitungsgeschwindigkeit). Darüber hinaus werden die Vorgänge im Behälter quasistationär behandelt. Innerhalb kleiner Zeitschritte werden also auch die zeitlich veränderlichen (instationären) Größen als stationär angesehen.

Zur Berechnung der drei Größen Druck p_B , Temperatur T_B und Masse M_B im Behälter ist ein System aus drei (Differential-) Gleichung erforderlich, die sich in ihrer konkreten Form aus den auftretenden Energie- und Massenströmen des zu betrachtenden Behälters mit dem Volumen V_B ergeben.

Der Zusammenhang zwischen den drei aufgeführten Größen kann zunächst über die thermische Zustandsgleichung für ideale Gase beschrieben werden (**Gl. 5.1**).

$$p_B \cdot V_B = M_B \cdot R \cdot T_B \quad (5.1)$$

In **Gl. 5.1** ist R die spezifische Gaskonstante, die sich als Quotient aus der allgemeinen Gaskonstanten und der molaren Masse berechnet.

Mit Hilfe des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik für ein offenes, instationäres System nach **Gl. 5.2** kann der Energiegehalt des offenen Systems aus der über die Systemgrenzen hinweg zu- oder abgeführten Energie in Form von Arbeit und Wärme sowie der mit dem ein- bzw. ausströmenden Medium transportierten Energie berechnet werden.

$$dE_B = dQ + dW + \left(h_e + \frac{w_e^2}{2} + g \cdot z_e \right) \cdot dM_e - \left(h_a + \frac{w_a^2}{2} + g \cdot z_a \right) \cdot dM_a \quad (5.2)$$

Damit kann unter Vernachlässigung der kinetischen und potentiellen Energie und einigen Umformungen die Differentialgleichung für die Temperatur im Behälter aufgestellt werden (**Gl. 5.3**). Die Ableitung dieser Gleichung, hier für einen Behälter ohne Leckageverluste und ohne Berücksichtigung der durch eine Verbrennung zugeführten Energie (Zylindermodell) aufgestellt, ist in der Fachliteratur gut dokumentiert und kann bspw. in [40, 54, 78] nachgelesen werden.

$$\frac{dT_B}{dt} = \frac{1}{M \cdot c_v} \cdot \left(\frac{dQ_W}{dt} + h_e \cdot \frac{dM_e}{dt} - h_a \cdot \frac{dM_a}{dt} - u \cdot \frac{dM}{dt} - M \cdot \sum_i \frac{\delta u}{\delta n_i} \cdot \frac{dn_i}{dt} \right) \quad (5.3)$$

An dieser Stelle soll das Behältermodell auf die für einen Wärmeübertrager wichtigen Größen beschränkt bleiben. Dabei ist der über die Wand abgeführte Wärmestrom dQ_W/dt die wichtigste Größe, auf die im nächsten Abschnitt genauer eingegangen werden soll.

Die dritte Gleichung liefert mit der Massenbilanz der zu- und abströmenden Medien die aktuelle Masse im Behälter (**Gl. 5.4**).

$$\frac{dM_B}{dt} = \sum_i \left(\frac{dM_{e,i}}{dt} - \frac{dM_{a,i}}{dt} \right) \quad (5.4)$$

Demnach ergibt sich die Änderung der Masse im Behälter dM_B/dt aus der Summe der über die Systemgrenzen ein- und ausströmenden Massenströme $dM_{e/a}/dt$.

Im Zusammenhang mit der Simulation von Motorprozessen ist es üblich, Änderungen nicht in Abhängigkeit von der Zeit, sondern als Funktion des Kurbelwinkels φ zu betrachten. Der Zusammenhang zwischen diesen beiden Größen ist bei einem Motor mit der Kreisfrequenz ω , bzw. der Motordrehzahl n durch **Gl. 5.5** gegeben.

$$dt = \frac{1}{\omega} \cdot d\varphi = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot n} \cdot d\varphi \quad (5.5)$$

Zur Berechnung eines Massenstroms, der über die Systemgrenzen dem Behälter zu- oder abfließt, wird bei der Füll- und Entleermethode üblicherweise die Durchflussgleichung verwendet, die das Ausströmen aus einem unendlich groß angenommenen Behälter nach der isentropen Stromfadentheorie beschreibt. Dazu wird vom Energieerhaltungssatz für eine stationäre, adiabate Strömung nach **Gl. 5.6** ausgegangen. Die vollständige Herleitung der Durchflussgleichung kann u. a. in [39] nachgelesen werden.

$$h_2 - h_1 + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + g \cdot (z_2 - z_1) = 0 \quad (5.6)$$

Weitere vereinfachende Annahmen sind, dass die Strömungsgeschwindigkeit w_1 des ausströmenden Mediums im Zustand 1 vor der Drosselstelle zu Null gesetzt und der Höhenunterschied vernachlässigt werden kann. Weiterhin wird von einer isentropen Zustandsänderung ausgegangen. Für den Massenstrom durch einen effektiven Querschnitt A_{eff} ergibt sich dann die Durchflussgleichung:

$$\dot{M} = A_{eff} \cdot \sqrt{p_1 \cdot \rho_1} \cdot \Psi \quad (5.7)$$

mit der Durchflussfunktion Ψ

$$\Psi = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}. \quad (5.8)$$

Diese wird in der Motorprozessrechnung für jede Komponente des Gaswechselpfads angesetzt, die sich als Drosselstelle auffassen lässt. Generell dienen Drosselstellen der Verbindung zweier Behälter zur Bestimmung des ein- und ausströmenden Massenstroms. Im

Allgemeinen werden bei realen Drosselstellen einige oder sämtliche idealisierende Annahmen nicht erfüllt. Daher wird in **Gl. 5.7** eine, von der geometrischen Querschnittsfläche A_{geo} abweichende, effektive Querschnittsfläche A_{eff} verwendet, die diese Abweichungen vom Idealfall berücksichtigt und zumeist experimentell durch Strömungsversuche am Prüfstand ermittelt wird. Durch Definition eines Durchflusskoeffizienten μ nach **Gl. 5.9** wird ein Bezug zwischen der effektiven Fläche und der tatsächlich frei durchströmbar, geometrischen Fläche oder einer geeigneten Referenzfläche hergestellt und eine vergleichende Bewertung unterschiedlicher Geometrien (bspw. Einlasskanäle mit Einlassventil) strömungstechnisch relevanter Bauteile am Motor ermöglicht.

$$\mu = \frac{A_{eff}}{A_{geo}} = \frac{\dot{M}_{mess}}{\dot{M}_{theor}} \quad (5.9)$$

Dazu wird an einem Durchflussprüfstand neben den zur Ermittlung des theoretischen Massenstroms $\dot{M}_{theor}$ nach **Gl. 5.7** erforderlichen Größen auch der tatsächlich aufgetretene Massenstrom $\dot{M}_{mess}$ gemessen.

In einem Wärmeübertrager ist die Strömung weder adiabat noch frei von Dissipation; die Annahme einer isentropen Strömung in der Idealisierung führt daher in besonderem Maße zu Abweichungen von der Realität. In **Abb. 5.1** sind die Verhältnisse schematisch dargestellt, die den Gesamtwiderstand beeinflussen, den eine Strömung beim Durchgang durch einen Wärmeübertrager erfährt. Unter dem Eintrittseffekt werden die Verluste in Folge der Aufweitung des Strömungsquerschnitts, der dabei auftretenden Wirbel und der anschließenden Kontraktion der Strömung beim Eintritt in die Kühlkanäle zusammengefasst. Je nach konstruktiver Gestaltung kann dieser Effekt ganz unterschiedlich ausfallen. So wird dieser bei einem quer angeströmten Rohrbündel oder auf der Kühlluftseite eines Fahrzeugkühlers anders aussehen als in dem in **Abb. 5.1** skizzierten Fall, der beispielsweise für die Ladeluft in einem Ladeluftkühler gelten kann.

Ein ähnlicher Effekt tritt beim Austritt der Strömung aus dem Wärmeübertrager auf. In den Kühlkanälen selbst ist (bei großer Länge im Vergleich zum hydraulischen Ersatzdurchmesser) die Rohrreibung für die Verluste verantwortlich.

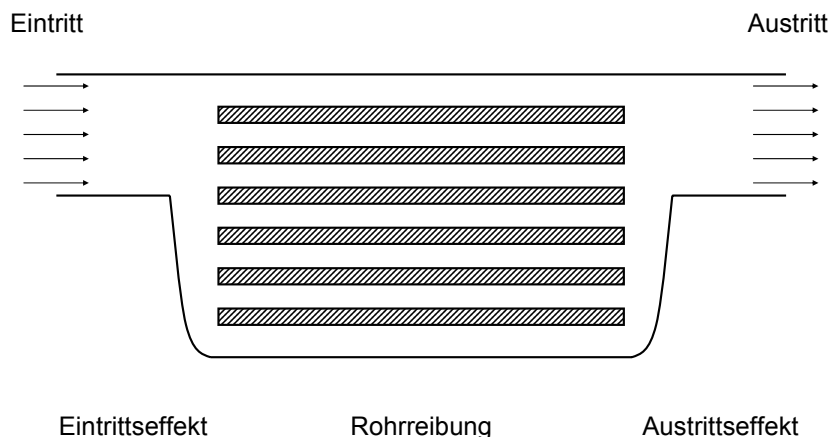


Abb. 5.1 Schematische Darstellung der Druckänderung in einem Wärmeübertrager

Häufig wird in der Literatur für die Beschreibung des Druckverlusts ein (Rohr-) Reibungsbeiwert für die voll entwickelte turbulente Rohrströmung nach **Gl. 5.10** angesetzt (z.B. in [4], [56] oder [76]).

$$c_f = \frac{1}{4} \cdot \frac{\Delta p}{\frac{L}{d_h} \cdot \rho \cdot \frac{w_m^2}{2}} \quad (5.10)$$

In **Gl. 5.10** ist c_f der Reibungsbeiwert, L die durchströmte Länge, w_m die mittlere Strömungsgeschwindigkeit des Mediums und ρ dessen (mittlere) Dichte. Gebräuchlich ist auch die Verwendung eines Flächenverhältnisses $A/A_C = 4 L/d_h$, wodurch sich **Gl. 5.10** auch wie folgt schreiben lässt,

$$c_f = \frac{\Delta p}{\frac{A}{A_C} \cdot \rho \cdot \frac{w_m^2}{2}} \quad (5.11)$$

mit der Gesamtkontaktfläche der Strömung im Kanal A und dem freien Strömungsquerschnitt A_C .

Kays und London geben in [33] den Druckverlust in dimensionsloser Form an, aufgeteilt nach den Einzelkomponenten. An dieser Stelle wird in **Gl. 5.12** die Nomenklatur von [33] verwendet. Bezugsgröße ist in dieser Darstellung die Massenströmdichte $\dot{m}$, die den Luftmassenstrom auf die frei durchströmbare Fläche des engsten Querschnitts bezieht.

$$\frac{\Delta p}{p_\alpha} = \frac{\dot{m}^2 \cdot v_\alpha}{2 \cdot p_\alpha} \cdot \left[(K_k + 1 - \Phi^2) + 2 \cdot \left(\frac{v_\beta}{v_\alpha} - 1 \right) + c_f \cdot \frac{A}{A_F} \cdot \frac{v_m}{v_\alpha} - (1 - \Phi^2 - K_e) \cdot \frac{v_\beta}{v_\alpha} \right] \quad (5.12)$$

Die in **Gl. 5.12** aufgeführten Größen haben folgende, von der in dieser Arbeit verwendeten Nomenklatur teilweise abweichende Bedeutung:

Index α	Zustand am Eintritt
Index β	Zustand am Austritt
v	spezifisches Volumen (Kehrwert der Dichte)
$\dot{m}$	Massenströmdichte
K_k	Korrekturbeiwert für die Strömungskontraktion am Eintritt
K_e	Korrekturbeiwert für die Strömungsexpansion am Austritt
Φ	Verhältnis des freien Strömungsquerschnitts zur Frontalfläche, A_F/A_{fr}
A	Kontaktfläche
A_F	freier Strömungsquerschnitt
A_{fr}	Frontalfläche

Anhand empirischer Daten, die experimentell gewonnene Ergebnisse zum Druckverlustverhalten in Abhängigkeit von bestimmten geometrischen Parametern der Reynoldszahl

zuordnen, ist eine grobe Abschätzung des zu erwartenden Druckverlusts auch ohne aufwändige Prüfstandsmessungen möglich. Als eine Standardquelle für derartige Daten gilt das Buch „Compact Heat Exchangers“ von Kays und London [33].

Für analytische Betrachtungen zur Bewertung von Wärmeübertragern ist die Zuordnung der einzelnen Anteile des Druckverlusts zur jeweiligen Entstehungsursache insofern interessant, als dass lediglich der Verlust aus der Rohrreibung produktiv im Sinne der Wärmeübertragung ist (siehe Colburn-Analogie **Abschn. 3.1.4**). Bei der Abbildung des Druckverlustverhaltens des Wärmeübertragers im Rahmen der Simulation des Motorprozesses führt eine Vermessung des Gesamtsystems zu der entscheidenden Aussage über den Gesamtdruckverlust und kann über eine Kennlinie für die effektive Querschnittsfläche nach **Gl. 5.7** integriert werden.

5.1.2 Berechnung des Wärmestroms

Im Folgenden werden die drei in dieser Arbeit umgesetzten Modelle zur Berechnung des im Wärmeübertrager transportierten Wärmestroms beschrieben. Dabei wird auf die in **Kap. 3** (Grundlagen der Wärmeübertrager) dargestellten Formeln verwiesen.

Kennfeldmodell

Unter der Bezeichnung Kennfeldmodell ist eine Gruppe von Modellen zu verstehen, bei der die Ausgangsgrößen des Modells direkt als Kennfelder, beispielsweise der Ladeluft und der Kühlluft über den Massenströmen, vorgegeben werden. Es kann direkt die dimensionslose Temperaturänderung der Ladeluft nach **Gl. 3.41** des **Abschn. 3.2.3** verwendet werden, die den Charakter eines Wirkungsgrades hat und auch als Kühlerwirkungsgrad oder Rekuperationsgrad bezeichnet und mit η_{LLK} abgekürzt wird.

$$\eta_{LLK} = \frac{T_{L,e} - T_{L,a}}{T_{L,e} - T_{K,a}} \quad (5.13)$$

Gebräuchlicher und in der Literatur häufiger zu finden ist die Kennfelddarstellung für die spezifische Kühlleistung Φ , die sich mit dem Ladeluftmassenstrom $\dot{M}_L$ und der spezifischen Wärmekapazität $c_{p,L}$ aus dem Rekuperationsgrad gemäß **Gl. 5.14** berechnen lässt.

$$\Phi = \eta_{LLK} \cdot \dot{M}_L \cdot c_{p,L} \quad (5.14)$$

Der in **Gl. 5.3** zur Berechnung der Temperatur im Behälter benötigte Term dQ_W/dt , der den durch die Wand des Behälters dem System zu- oder abgeführten Wärmestrom beschreibt, lässt sich damit wie folgt aus den Kennfelddaten ermitteln.

$$\frac{dQ_W}{dt} = \dot{Q}_{LLK} = \eta_{LLK} \cdot (T_{L,e} - T_{K,e}) \cdot c_{p,L} \cdot \dot{M}_L = \Phi \cdot (T_{L,e} - T_{K,e}) \quad (5.15)$$

In **Abb. 5.2** sind zwei mögliche Kennfelddarstellungen für die spezifische Kühlleistung gezeigt, links die schematische Darstellung der spezifischen Kühlleistung über dem Ladeluftmassenstrom für eine Kennlinienschar unterschiedlicher Kühlluftmassenströme. Das

Diagramm auf der rechten Seite zeigt in Kennfelddarstellung die Werte der spezifischen Kühlleistung in kW/K für den vermessenen Kühler 13 in Abhängigkeit von Ladeluft- und Kühlluftmassenstrom.

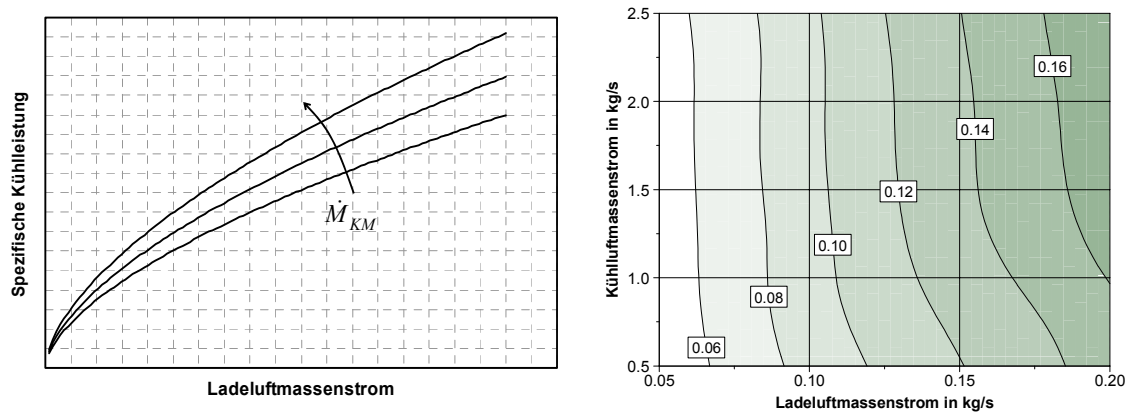


Abb. 5.2 Schematische Darstellung einer Kennlinienschar für die spezifische Kühlleistung (links) und Kennfelddarstellung der Messwerte für Kühler 13 (rechts)

Stationäres Modell mit Wärmeübergangskoeffizienten

Basis für eine dynamische Abbildung von Wärmeübertragern unter Berücksichtigung der Wärmekapazität der Wand ist die Kenntnis der Wärmeübergangskoeffizienten auf beiden Seiten der die Fluidströme trennenden Wand. Aber auch im stationären Betriebsfall verspricht die Verwendung von Wärmeübergangskoeffizienten (bzw. der Colburn-Zahl j) als Funktion der Reynoldszahlen einen Vorteil gegenüber der Kennfelddarstellung der spezifischen Kühlleistung.

Daher werden auch zwei stationäre Modelle untersucht, bei denen nicht der Massenstrom von Kühlluft bzw. Ladeluft als Eingangsgrößen dienen, sondern die jeweiligen Reynoldszahlen. Zudem erfolgt die Beschreibung des Wärmeübergangs über den Wärmedurchgangskoeffizienten k , der in dem einen Fall aus den beiden, zuvor zu ermittelnden, örtlich gemittelten Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{LL}=f(Re_{LL})$ für die Ladeluftseite und $\alpha_K=f(Re_K)$ für die Kühlluftseite nach **Gl. 3.16** des **Abschn. 3.1.3** berechnet wird (α/Re -Modell).

Die andere Art der Darstellung (Nu/Re -Modell) ist in dieser Form in der kommerziellen 1-D Simulationssoftware Flowmaster umgesetzt und basiert auf einem Kennfeld für eine der Nußelt-Zahl nach **Gl. 3.2.4** ähnlichen Kennzahl, die auch als Nußelt-Zahl bezeichnet wird. Im Gegensatz zu dieser wird sie jedoch nicht mit dem Wärmeübergangskoeffizienten α gebildet, sondern mit dem messtechnisch wesentlich einfacher zu bestimmenden Wärmedurchgangskoeffizienten k .

$$Nu = \frac{k \cdot L_0}{\lambda_{Luft}} \quad (5.16)$$

Die in **Gl. 5.16** verwendete Wärmeleitfähigkeit von Luft λ_{Luft} bezieht sich auf den zwischen Eintritt und Austritt gemittelten Wert der primär betrachteten Seite, im Falle der Ladeluftkühlung also der Ladeluftseite. Als charakteristische Länge L_0 wird vorgeschlagen, die Dicke des Wärmeübertragers zu verwenden. Werden dimensionslose Kennzahlen zum

Vergleich beispielsweise unterschiedlicher Konstruktionen verwendet, ist die Wahl einer sinnvollen charakteristischen Länge von entscheidender Bedeutung. Bei der Verwendung als Eingangsgröße für die mathematische Beschreibung in einem Modell ist hingegen lediglich zu beachten, dass das gleiche Längenmaß für die Rückrechnung verwendet wird, das auch bei der Aufstellung des Kennfelds verwendet wurde.

Die Bestimmung des Wärmedurchgangskoeffizienten setzt die Definition einer für den Wärmedurchgang relevanten Fläche A voraus. Durch eine Vergrößerung der Fläche für den Wärmeübergang für den allgemeinen Fall einer Verrippung ist in eine direkte und eine indirekte Wärmeübertragungsfläche zu unterscheiden (siehe auch **Gl. 6.44** in **Abschn. 6.3.2**). Verwendet wird der mittlere Wert aus der jeweils gesamten inneren und äußeren Wärmeübergangsfläche. Auch hierbei muss natürlich bei der Modellierung derselbe Wert benutzt werden wie bei der Berechnung aus den Messwerten.

Zur Bestimmung der mittleren wirksamen Temperaturdifferenz wird für den stationären Fall die Wärmebilanz für den Wärmedurchgang und die Wärmeabfuhr einer Seite des Wärmeübertragers (hier der Ladeluftseite) nach **Gl. 5.17** aufgestellt.

$$\dot{Q}_{WD} = \dot{Q}_L$$

$$k \cdot A \cdot \Delta T_m = \dot{M}_L \cdot c_{p,L} \cdot (T_{L,e} - T_{L,a}) \quad (5.17)$$

Nach Umformung von **Gl. 5.17** und Verwendung der in **Abschn. 3.2.1** eingeführten dimensionslosen Übertragungsfähigkeit NTU für die Ladeluftseite kann die mittlere Temperaturdifferenz wie folgt berechnet werden.

$$\Delta T_m = \Delta T_L \cdot \frac{1}{NTU_L} \quad (5.18)$$

Die dimensionslose Übertragungsfähigkeit resultiert aus der in **Abschn. 3.2.2** dargestellten Betriebscharakteristik und ist von der Stromführung abhängig. Im vorliegenden Fall des beidseitig unvermischten Kreuzstroms wird die Bestimmung der NTU aus den Werten für die dimensionslose Temperaturänderung ε_{LL} iterativ nach der Gleichung für den ungemischten Kreuzstrom aus **Tab. 3.1** vorgenommen.

Bei beiden Modellen, dem Modell mit den Wärmeübergangskoeffizienten und dem Modell mit der Nußelt-Zahl, sind neben den aus der Kennfeldvermessung resultierenden oder vom Hersteller des Wärmeübertragers gelieferten Werten gegenüber der zuvor behandelten Kennfelddarstellung lediglich geometrische Daten erforderlich, die die Berechnung der Wärmeaustauschfläche und des hydraulischen Ersatzdurchmessers zur Bestimmung der Reynolds-Zahlen ermöglichen. Für die Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten ist allerdings etwas größerer Aufwand nötig als für die Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten. Sie bieten aber den Vorteil, eine getrennte Bewertung der inneren und der äußeren Wärmeübertragerfläche vornehmen zu können und sind besser geeignet, eine Extrapolation über den der Vermessung zugrunde liegenden Betriebsbereich hinaus vornehmen zu können. Zusätzlich können in der Simulation Wärmeübertrager beliebig mit den einmal ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten virtuell zusammengesetzt werden. Numerische Verfahren zur Extraktion der Wärmeübergangskoeffizienten aus Messwerten werden in **Kap. 6** diskutiert.

Dynamisches Modell mit Wärmeübergangskoeffizienten

Um den Einfluss der thermischen Trägheit der Wand berücksichtigen zu können, wird ein dynamisches Modell verwendet, bei dem zusätzlich zu dem bei stationärem Betrieb auftretenden Wärmestrom der Wärmestrom berücksichtigt wird, der aus der Änderung der Wandtemperatur resultiert. Die dafür benötigten Zusammenhänge sind in **Abschn. 3.3** dargelegt worden. Die dort aufgeführte Differentialgleichung **Gl. 3.55** beschreibt die zeitliche Änderung der örtlich mittleren Wandtemperatur $T_{W,m}$ in Abhängigkeit von den ebenfalls örtlich mittleren¹² Fluidtemperaturen $T_{L,m}$ und $T_{K,m}$.

$$\frac{dT_{W,m}}{dt} = \frac{(\alpha \cdot A)_L}{M_W \cdot c_W} \cdot (T_{L,m} - T_{W,m}) - \frac{(\alpha \cdot A)_K}{M_W \cdot c_W} \cdot (T_{W,m} - T_{K,m}) \quad (5.19)$$

Bei der numerischen Lösung von **Gl. 5.19** in einem dynamischen Modell ist zu berücksichtigen, dass mit Ausnahme der Wandwärmekapazität $M_W \cdot c_W$ und der Wärmeübergangsflächen alle anderen auftretenden Größen über der Zeit variabel sind. Insbesondere der zeitliche Verlauf der treibenden Temperaturdifferenzen für den Wärmeübergang hängt über die mittleren Fluidtemperaturen darüber hinaus von der Wandtemperatur selbst ab.

Zur Lösung des Problems wird ausgehend von einer stationären Betrachtung für jeden Zeitschritt eine Bilanzierung sämtlicher Wärmeströme durchgeführt und die sich daraus ergebenden Temperaturänderungen für den nächsten Zeitschritt berechnet. Neben dem aus der Wandwärmekapazität resultierenden Trägheitseinfluss wird weiterhin berücksichtigt, dass die an der Wärmeübertragung beteiligten Fluide in ihrer mittleren Temperatur nicht unendlich schnell der zeitlichen Änderung der Wandtemperatur folgen können, sondern selbst mit einer Trägheit behaftet sind. Neben der Einschränkung der stationären Betrachtung der Vorgänge über einen Zeitschritt werden außerdem die bereits in **Abschn. 3.3** aufgeführten Einschränkungen zu Grunde gelegt.

Für den stationären Betrieb kann die Differenz zwischen der mittleren Ladeluft- und der mittleren Kühllufttemperatur nach **Gl. 3.37** des **Abschn. 3.2.1** berechnet werden, da diese Definition der mittleren Fluidtemperatur auch für die Definition des Wärmedurchgangskoeffizienten und bei der Ermittlung der Wärmeübergangskoeffizienten verwendet wurde. Umgestellt nach der gesuchten Temperaturdifferenz, ergibt sich **Gl. 5.20**.

$$T_{L,m} - T_{K,m} = \frac{T_{L,e} - T_{L,a}}{NTU_L} \quad (5.20)$$

Ein Zusammenhang zwischen der mittleren Wandtemperatur und den mittleren Fluidtemperaturen ist nach **Gl. 5.21** gegeben, ebenfalls unter der Voraussetzung eines stationären Zustands innerhalb des betrachteten Zeitschritts.

$$T_{W,m} = \frac{(\alpha \cdot A)_L \cdot T_{L,m} + (\alpha \cdot A)_K \cdot T_{K,m}}{(\alpha \cdot A)_L + (\alpha \cdot A)_K} \quad (5.21)$$

Mit den **Gln. 5.20** und **5.21** sind die Differenzen zwischen den drei interessierenden Temperaturen definiert. Zur Bestimmung der Temperaturwerte selbst ist eine der drei Temperaturen festzulegen. Dazu kann davon ausgegangen werden, dass die geringste

¹² Wenn im Folgenden von mittleren Werten die Rede ist, so sind damit stets die über die Wärmeübergangsfläche örtlich gemittelten Werte gemeint. Bei einer zeitlichen Mittelung wird gesondert darauf hingewiesen.

Abweichung von der Realität auftritt, wenn die Kühllufttemperatur zwischen ihrer Eintritts- und ihrer Austrittstemperatur arithmetisch gemittelt wird. Als Argumentation für diese Wahl kann angeführt werden, dass im vorliegenden Fall die Lauflänge der Kühlluft durch den Wärmeübertrager deutlich kürzer ist als die der Ladeluft, die mittlere Wandtemperatur näher an der mittleren Kühllufttemperatur liegt und die Temperaturänderung der Kühlluft geringer als die der Ladeluft ist. Die Wandtemperatur festzulegen ist nicht sinnvoll, da deren Wert sich aus den mittleren Fluidtemperaturen ergeben muss, und ihre Änderung den gesuchten Wandwärmestrom gemäß **Gl. 5.24** bestimmt.

$$T_{K,m} = \frac{T_{K,e} + T_{K,a}}{2} \quad (5.22)$$

Die mittlere Temperatur der Ladeluft ergibt sich mit der aus **Gl. 5.22** bekannten mittleren Kühllufttemperatur durch Umstellung von **Gl. 5.20**.

$$T_{L,m} = T_{K,m} + \frac{T_{L,e} - T_{L,a}}{NTU_L} \quad (5.23)$$

Der Wandwärmestrom, der aus der zeitlichen Änderung der Wandtemperatur resultiert, wird aus der zeitlichen Änderung der mittleren Wandtemperatur $dT_{W,m}/dt$ und der Wärmekapazität der Wand ($M_W c_W$) wie folgt berechnet.

$$\frac{dQ_{W,T}}{dt} = M_W \cdot c_W \cdot \frac{dT_{W,m}}{dt} \quad (5.24)$$

Zur Kennzeichnung dessen, dass es sich hierbei nicht um den gesamten durch die Wand übertragenen, sondern nur um den aus der thermischen Trägheit der Wand resultierenden Wärmestrom handelt, wird zusätzlich der Index T verwendet. Dieser Wärmestrom kann nicht vollständig einer der beiden Seiten (Ladeluft- bzw. Kühlluftseite) zugerechnet werden, sondern teilt sich auf in einen (dynamischen) Ladeluftwärmestrom $\dot{Q}_{L,dyn}$ und einen Kühlluftwärmestrom $\dot{Q}_{K,dyn}$, der dem (gemeinsamen) stationären Wärmestrom $\dot{Q}_{stat}$ überlagert ist. Diese beiden Teil-Wärmeströme werden berechnet nach **Gl. 5.25** bzw. **5.26**.

$$\dot{Q}_{L,dyn} = \alpha_L \cdot A_L \cdot (T_{L,m} - T_{W,m}) - \dot{Q}_{stat} \quad (5.25)$$

$$\dot{Q}_{K,dyn} = \dot{Q}_{stat} - \alpha_K \cdot A_K \cdot (T_{W,m} - T_{K,m}) \quad (5.26)$$

In einer Summe zusammengefasst, ergibt sich aus den beiden **Gln. 5.25** und **5.26** wieder die Differentialgleichung (**Gl. 5.19**) für den gesamten Wandwärmestrom.

Bei der Berechnung der mittleren Fluidtemperaturen nach **Gln. 5.22** und **5.23** ist zu berücksichtigen, dass bei der Änderung einer Eintrittstemperatur durch die Verwendung der aus der stationären Berechnung stammenden Werte die Eintrittstemperatur und die Austrittstemperatur beider Seiten des Wärmeübertragers und somit auch die mittleren Fluidtemperaturen ebenfalls sprunghaft den neuen Wert des stationär eingeschwungenen Zustands annehmen. Die daraus resultierende Änderung der Wandtemperatur sowie der daraus resultierende Wärmestrom wären zu groß. Daher ist die mittlere Fluidtemperatur um die aus dem jeweiligen dynamischen Wärmestrom (**Gln. 5.25** und **5.26**) resultierende Temperaturänderung zu korrigieren.

Die so ermittelten, aus der thermischen Trägheit der Wand resultierenden Wärmeströme werden dem aus der stationären Berechnung resultierenden Wärmestrom zuaddiert und

finden Eingang in die Energiebilanz zur Berechnung der Temperatur im Behälter nach **Gl. 5.3**. Da im vorliegenden Fall die Kühlluftseite auf die weitere Betrachtung der Motorprozesse keinen Einfluss mehr hat, wurde auf die Modellierung eines Behälters für diese verzichtet. Darüber hinaus ist die Anwendung der Durchflussgleichung für ein System mit einem Druckverhältnis so nahe an Eins, wie es die Kühlluftseite eines Ladeluftkühlers darstellt, mit erheblichen numerischen Schwierigkeiten verbunden. Da der Gradient der Durchflussfunktion ψ (**Gl. 5.8**) in diesem Bereich sehr hoch ist, führen bereits sehr kleine Änderungen im Druckverhältnis zu sehr großen Änderungen im Massenstrom. Dieses Problem wird ausführlicher bspw. in [22] diskutiert.

Alle o. a. Modelle wurden unter Matlab[®]/Simulink umgesetzt und unter Beachtung der Schnittstellenstruktur in die Motorsimulationsumgebung Themos[®] integriert. An dem Komponentenprüfstand wurden sowohl die für die Bedatung erforderlichen stationären Messungen durchgeführt, wie auch der dynamische Betrieb eines Ladeluftkühlers untersucht, anhand dessen eine Validierung des dynamischen Modells vorgenommen werden kann. Zur Untersuchung des Einflusses der Modellierung auf den Motorbetrieb wurde das Themos[®]-Modell eines Pkw-Motors verwendet.

Basis für die Berechnung des von der Fahrzeuggeschwindigkeit abhängigen Kühlluftmassenstroms bildet der kühlluftseitige Druckverlust der Kühler. Ausgehend von der Annahme, dass nur ein konstanter Anteil des aus der Fahrzeuggeschwindigkeit resultierenden dynamischen Drucks (siehe **Gl. 4.6** des **Abschn. 4.3.2**) dem in der Fahrzeugfront platzierten Ladeluftkühler als Staudruck zur Verfügung steht, kann über die Druckverlustkurven der Kühler ein funktionaler Zusammenhang zwischen dem Kühlluftmassenstrom und der aktuellen Fahrzeuggeschwindigkeit aufgestellt werden.

5.2 Verwendetes Motormodell

Bei der hier simulierten Umgebung für das Modell eines Ladeluftkühlers handelt es sich um das Modell eines abgasturboaufgeladenen 4-Zylinder Pkw-Dieselmotors mit etwa 2 l Hubraum und Vierventiltechnik. Dazu wurden die folgenden Motorkomponenten mithilfe der Bauteilbibliothek von Themos[®] abgebildet.

- Einlassstrecke
 - Luftfilter
 - Verdichter des Turboladers
 - Ladeluftkühler
 - Einlasskrümmer
- Zylinderbank
 - Zylindermodell für einen Zylinder
 - Gaswechsel über die Ein- und Auslassventile
- Auslassstrecke
 - Auslasskrümmer
 - VTG-Turbine des Turboladers
 - Endschalldämpfer

Zur Abbildung des transienten Motorbetriebs kommen ein Fahrzeugmodell für einen Pkw (Minivan), sowie die Modelle für ein Getriebe, ein Motorsteuergerät und den Fahrer - ebenfalls aus der Themos[®]-Bauteilbibliothek - zum Einsatz. Diese Konfiguration ermöglicht es, neben den in der Abgasgesetzgebung verankerten dynamischen Testzyklen, wie MVEG,

FTP 75 oder US06, auch Vollastbeschleunigungen oder manuelles Fahren unter Vorgabe von Gaspedalstellung und Gangstufe zu simulieren. Einige Kenngrößen des simulierten Motors und des simulierten Fahrzeugs sind in der nachfolgenden Tabelle aufgeführt.

Tab. 5.1 Angaben zur simulierten Fahrzeugumgebung für das Modell eines Ladeluftkühlers im dynamischen Betrieb

<u>Motor</u>			
	Zylinderzahl	-	4
	Gesamthubraum	cm ³	1 968
	Verdichtungsverhältnis	-	18.5
	Hub/Bohrungsverhältnis	-	1.18
	Anzahl der Ventile pro Zylinder	-	4
	Nenndrehzahl	min ⁻¹	4 000
	Nennleistung	kW	103
	Max. Ladedruck (abs.)	bar	2.3
	Max. Drehmoment	Nm	320
	Max. Ladeluftmassenstrom	kg/h	540
<u>Fahrzeug</u>			
	Fahrzeuggesamtmasse	kg	1 940
	Dynamischer Reifendurchmesser	m	0.306
	Luftwiderstandsbeiwert	-	0.3
	Fahrzeugfrontfläche	m ²	3.09
	Höchstgeschwindigkeit	km/h	186

Die Temperatur der Umgebung, insbesondere die Kühllufttemperatur, wurde für alle Berechnungen mit dem Fahrzeugmodell auf 298 K festgelegt.

5.3 Daten zum Rechnungs-Messungsvergleich

Zur Validierung der Ergebnisse aus den Berechnungen werden Messdaten verwendet, die an dem in **Kap. 4** beschriebenen Komponentenprüfstand für Wärmeübertrager ermittelt wurden. Fahrzeugdaten stehen im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht zur Verfügung, da die Vermessung des Ladeluftkühlers im Fahrzeug mit realistischen Anströmbedingungen für die Kühlluft nur mit sehr großem Aufwand möglich ist. Insbesondere der tatsächlich durch den Wärmeübertrager strömende Kühlluftmassenstrom ist in der Einbausituation messtechnisch nur schwer direkt erfassbar.

Neben den Kennfeldern, die im Rahmen dieser Untersuchung für 14 Ladeluftkühler für die Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten bei einer Ladelufteintrittstemperatur von 140°C und einem Ladedruck von 2.15 bar (abs.) aufgenommen wurden, sind für ein Exemplar (Kühler 13) weitere Vermessungen durchgeführt worden. Die Auswahl dieses Kühlers erfolgte dabei nicht aufgrund spezieller Eigenschaften, sondern zufällig.

Abweichend von diesen Standardkonditionen wurden Kennfelder bei geänderten Betriebsbedingungen vermessen. Neben der Variation der Größen Ladeluft- und Kühlluftmassenstrom, durch die das Kennfeld aufgespannt wird, sind Messungen bei

geänderten Eintrittstemperaturen und Eintrittsdrücken auf der Ladeluftseite durchgeführt worden. Die Beschränkung auf die Ladeluftseite folgt den speziellen Gegebenheiten im Fahrzeugeinsatz, wonach das Niveau der Druck- und Temperaturwerte auf der Kühlluftseite vergleichsweise nur geringen Schwankungen unterworfen ist.

Zur Vermessung von Wärmeübertragern im dynamischen Betrieb kam ebenfalls der in **Kap. 4** beschriebene Prüfstand zum Einsatz. Der Einstellung des Eintrittsdrucks der Ladeluft dient ein PID-geregeltes Proportionalventil am Ende der Messstrecke. Die Auslegung des Reglers und das Verhalten der Regelstrecke lassen jedoch das gezielte Erzeugen sehr steiler Gradienten nicht zu. Insbesondere die Beschränkung in der Geschwindigkeit der Stellgrößenänderung durch das Ventil, aber auch Effekte, die aus der Kompressibilität der Luft in Kombination mit einem verhältnismäßig großen Volumen des Wärmeübertragers resultieren, führen zu Schwierigkeiten, den Gradienten der Druckänderung in der gewünschten Größe vorzugeben. Daher wurde auf eine stochastische Erregung des Systems zurückgegriffen. In gleicher Weise wurde die Anregung mit der Änderung der Eintrittstemperatur vorgenommen. Hierbei lassen sich Gradienten von bis zu etwa 8 K/s am Eintritt des Wärmeübertragers erzielen, in dem ein Bypass benutzt wird, der die zu erwärmende Luft ganz oder teilweise um die Heizung herum leitet.

Ein Ausschnitt eines dynamischen Messlaufs über eine Dauer von 800 Sekunden ist in **Abb. 5.3** dargestellt. Von oben nach unten sind der Verlauf der Eintrittstemperatur und des Eintrittsdruck der Ladeluft sowie der Luftmassenstrom über der Zeit aufgetragen.

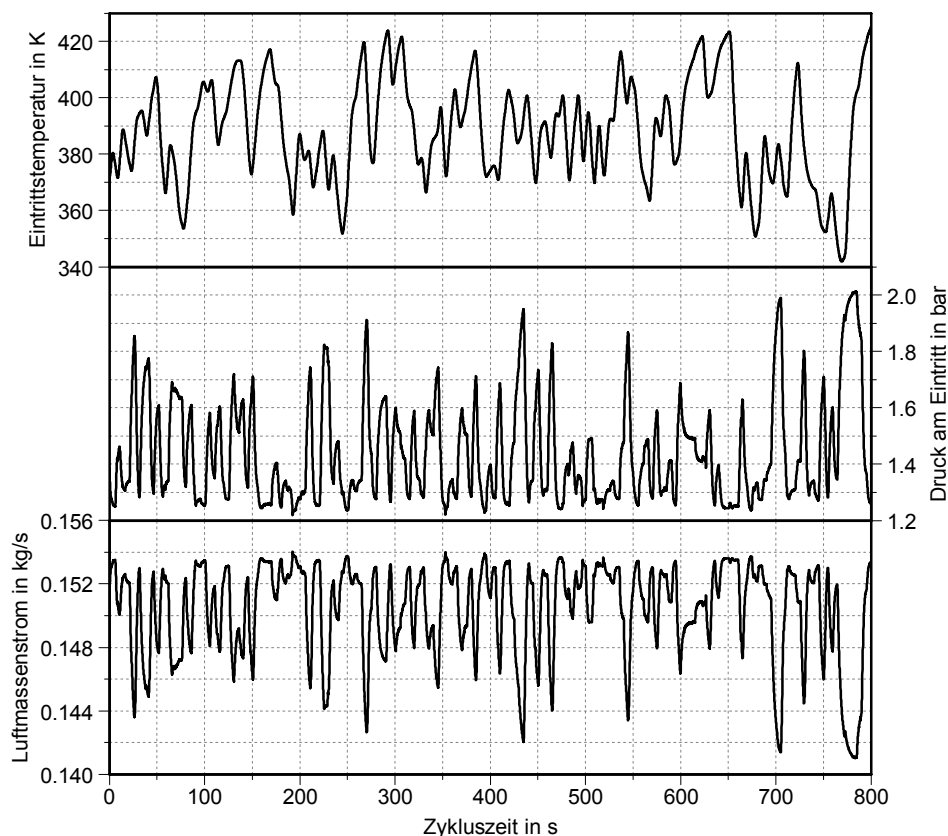


Abb. 5.3 Gemessene Größen am Eintritt eines Ladeluftkühlers (Kühler 13) im dynamischen Betrieb

5.4 Ergebnisse der Simulation

Zum Vergleich der unterschiedlichen Modellierungsansätze werden mit isolierten Modellen, die nur aus dem Behälter für den Wärmeübergang im Wärmeübertrager sowie den angrenzenden Behältern zur definierten Vorgabe der Eingangsbedingungen sowie den dazwischen liegenden Drosselstellen bestehen, Rechnungen mit den Eingabedaten des oben beschriebenen dynamischen Zyklus (Testzyklus) durchgeführt. Durch die Einbindung der jeweiligen Ladeluftkühlermodelle in ein Fahrer-/ Fahrzeug-Gesamtmodell kann deren Verhalten in dynamischen Fahrzyklen untersucht werden, wodurch mit Eingangswerten gerechnet werden kann, die näher an den in der Praxis auftretenden Bedingungen liegen als im Fall des künstlichen Testzyklus (**Abb. 5.3.**). Als Testzyklus wird der in der US-amerikanischen Gesetzgebung verankerte SFTP-Zyklus¹³ US06 verwendet, der der Überprüfung aggressiven Fahrens dient. Fahrzyklen, die zur Zertifizierung von Fahrzeugmotoren verwendet werden, müssen sich hinsichtlich der Leistung, die dem Motor während des Zyklus abgefordert wird, daran orientieren, dass auch schwächer motorisierte Fahrzeuge den Zyklus nachfahren können. Üblicherweise weisen diese Zyklen daher verhältnismäßig geringe Werte für die maximale Beschleunigung auf. Da im vorliegenden Fall aber das Verhalten eines Teils der Aufladegruppe, nämlich des Ladeluftkühlers, untersucht werden soll, wird hierfür ein möglichst „scharfer“ Zyklus gewählt.

5.4.1 Kennfeldmodell

Abb. 5.4 stellt den mit dem Kennfeldmodell berechneten Verlauf der Werte für die Austrittstemperatur der Ladeluft dem der gemessenen Werte gegenüber. Im oberen Teil der Graphik ist der Gesamtzyklus mit einer Länge von 825 s dargestellt. Der untere Teil der Abbildung zeigt einen Ausschnitt von 200 s Länge.

Infolge der im Modell nicht berücksichtigten thermischen Trägheit der Wand, die im Falle der Messung zu einem deutlichen zeitlichen Versatz zwischen einer Änderung der Eintrittstemperatur und der dazugehörigen Änderung der Austrittstemperatur führt, ist auch in **Abb. 5.4** ein zeitlicher Versatz zwischen den dargestellten Temperaturverläufen feststellbar. Durch Korrelationsrechnungen, bei denen ermittelt wurde, bei welcher zeitlichen Verschiebung der gemessenen Austrittswerte gegenüber den Eintrittswerten die beste Korrelation zwischen diesen Werten vorliegt, ergaben sich die beste Übereinstimmung bei einem Wert von etwa 3,9 s. Dieser, für den Gesamtzyklus ermittelte Wert, hängt allerdings von dem aktuellen Betriebspunkt, insbesondere natürlich vom Massenstrom ab und variiert somit über dem Zyklus.

¹³ SFTP - Supplemental Federal Test Procedure

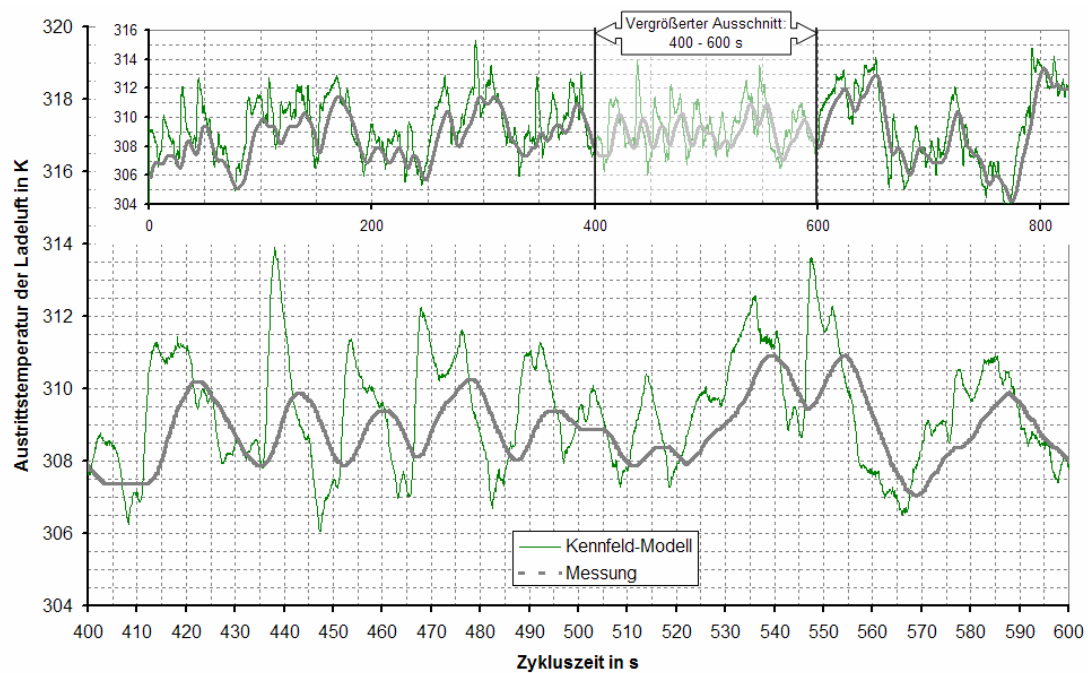


Abb. 5.4 Verlauf der gemessenen (fett, grau) und der mit dem Kennfeldmodell berechneten (dünn, grün) Ladeluftaustrittstemperatur im Testzyklus

Unabhängig von der (fehlenden) zeitlichen Verzögerung, tendiert das Kennfeldmodell zur Berechnung einer etwas zu kleinen Temperaturänderung (bzw. zur Berechnung zu hoher Austrittswerte). Der Mittelwert der Temperaturabweichung aller Einzelwerte beträgt bei diesem Modell etwa 0,7 K, d.h. die berechnete Austrittstemperatur liegt gegenüber der gemessenen im Zyklusmittel um 0,7 K zu hoch. Der Mittelwert des Fehlers, also der Absolutwerte der Temperaturabweichung, beträgt etwa 1,2 K. Die betrachtete zeitliche Auflösung, die diesen Werten zugrunde liegt beträgt hier, wie auch in den folgenden Fällen der anderen Modelle, 10 Hz.

Im Zusammenwirken mit dem Modell eines Gesamtfahrzeugs mit Motor ergibt sich in dem bereits erwähnten Zyklus US06 ein Verlauf der Austrittstemperatur der Ladeluft, wie er in **Abb. 5.5** (oben) dargestellt ist. In weiteren Diagrammen sind die Fahrzeuggeschwindigkeit (Mitte) sowie der Ladeluftmassenstrom über der Zykluszeit dargestellt. Jeweils ein Ausschnitt der Zyklusdaten (von 150 bis 200 s) wurde vergrößert dargestellt.

Aufgrund der im Modell des Ladeluftkühlers nicht abgebildeten thermischen Trägheit weist der Verlauf der Austrittstemperatur sehr große Gradienten auf. Insbesondere in Bereichen, in denen ein sehr geringer Ladeluftmassenstrom zusammen mit einem starken Druckabfall im Behälter auftritt, führt die Berechnung zu Temperaturwerten für die Ladeluftaustrittstemperatur, die unter denen der Kühllufttemperatur liegen. Bei hoher Fahrzeuggeschwindigkeit und somit hohem Kühlluftmassenstrom wird die Ladeluft wegen des hohen Rekuperationsgrades von nahezu Eins fast auf das Niveau der Kühlluft abgekühlt. Da die Energiebilanz zur Berechnung der Behältertemperatur (**Gl. 5.3**) zu einem konkreten Zeitschritt für den Gesamtbehälter gelöst wird, führt ein gleichzeitiger Druckabfall im Behälter (bei dem der ausströmende Enthalpiestrom größer ist als der einströmende) zu einer weiteren Absenkung der Temperatur im Behälter.

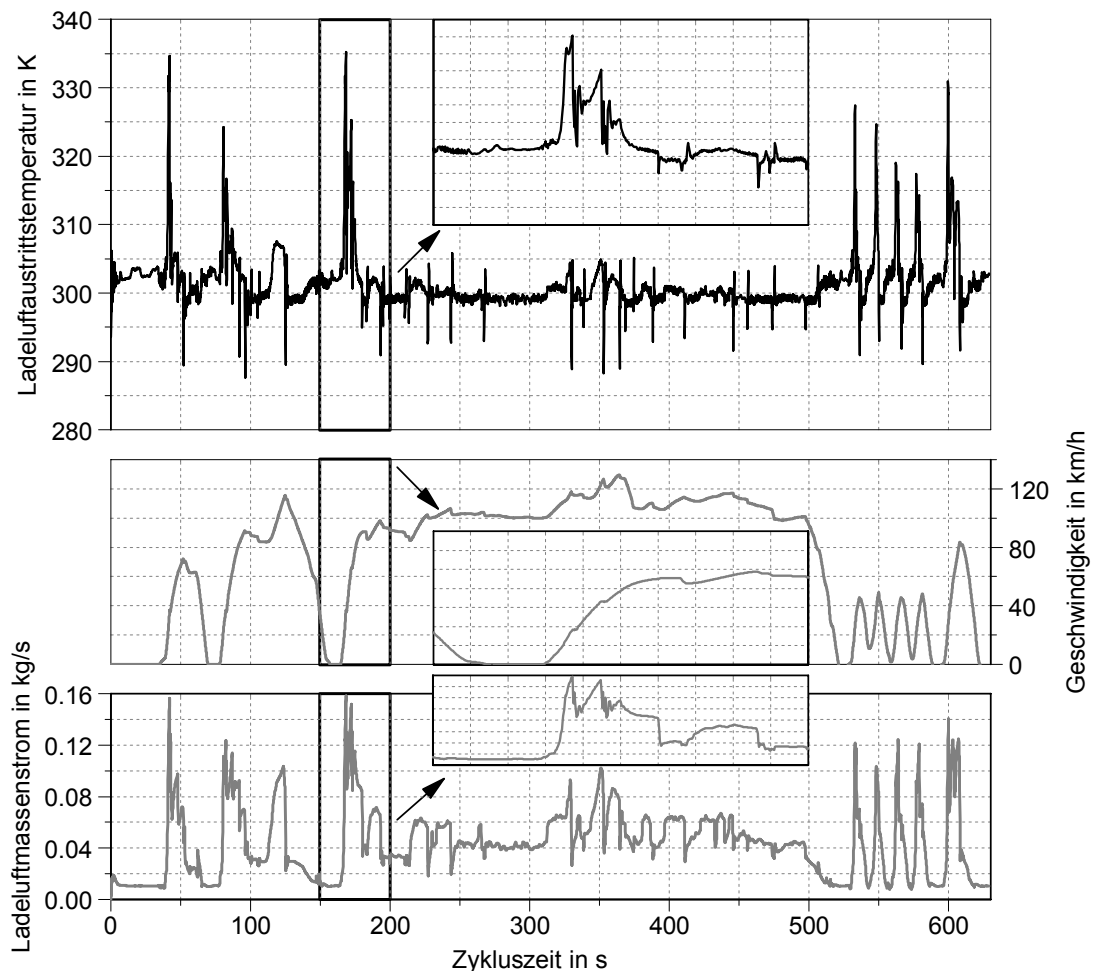


Abb. 5.5 Verlauf von Ladeluftaustrittstemperatur (oben), Fahrzeuggeschwindigkeit (Mitte) und Ladeluftmassenstrom (unten) im US06-Zyklus, berechnet mit dem Kennfeldmodell

Insgesamt ist der Temperaturverlauf als sehr „spitz“ zu charakterisieren. Wie zu erwarten ist, entsprechen sowohl die positiven wie auch die negativen Temperaturgradienten nicht den Erwartungen an das reale Verhalten.

Als weiterer Testzyklus dient eine Vollastbeschleunigung aus dem Stand von etwa 60 s Dauer. 5 s nach dem Motorstart erfolgt das Einlegen des ersten Gangs. Anschließend werden durch das Fahrermodell alle 6 Gangstufen durchfahren. Nach 60 s hat das Fahrzeug eine Geschwindigkeit von etwa 175 km/h erreicht.

In **Abb. 5.6.** sind die Ladeluftaustrittstemperatur (oben), der Ladedruck (Mitte) sowie der Ladeluftmassenstrom (unten) dargestellt. Aufgrund des generell höheren Temperatur- und Druckniveaus sowie dem generell sehr hohen Ladeluftmassenstrom ist der zuvor geschilderte Effekt einer Abkühlung der Ladeluftaustrittstemperatur unter die Eintrittstemperatur der Kühlluft bei diesem Testzyklus nicht so deutlich zu erkennen wie im Fall des US-Zyklus.

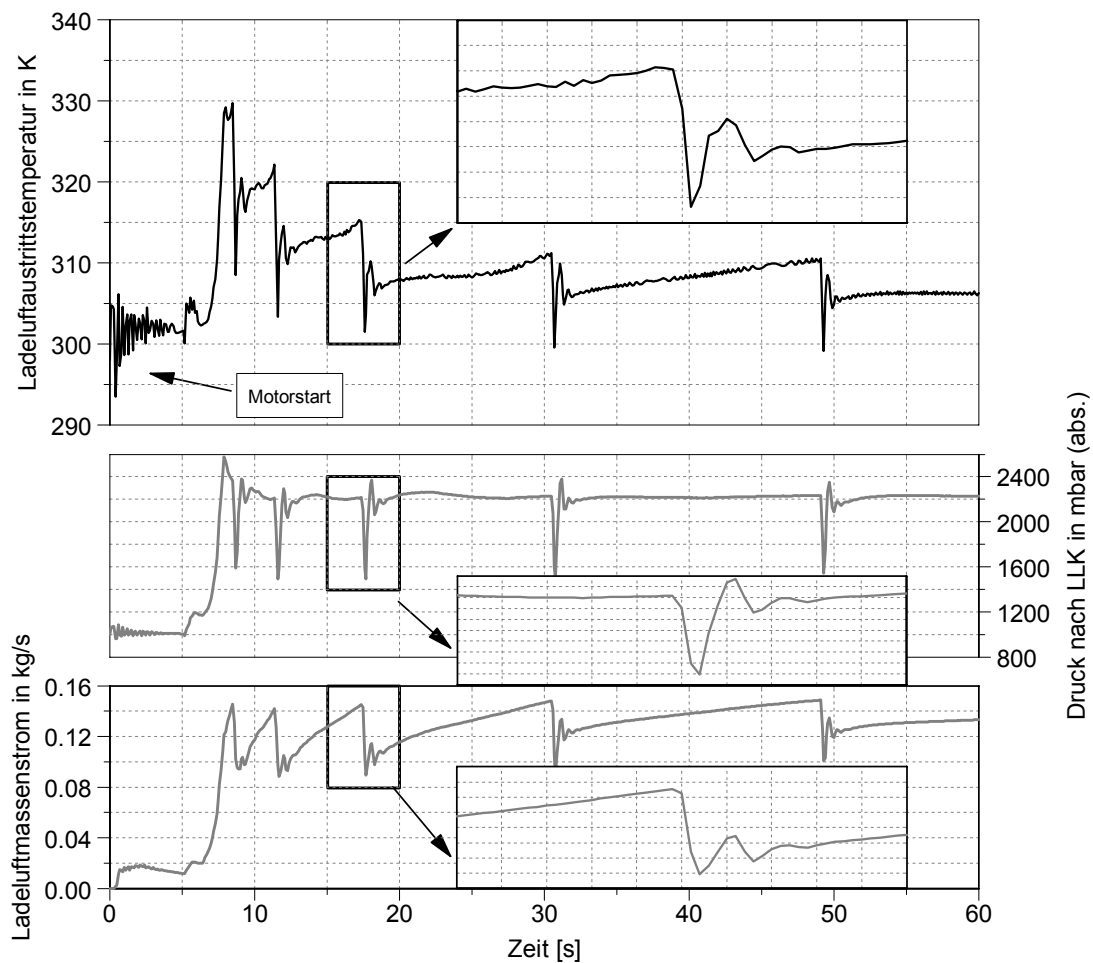


Abb. 5.6 Verlauf von Ladeluftaustrittstemperatur (oben), Ladedruck (Mitte) und Ladeluftmassenstrom (unten) während einer Vollastbeschleunigung, berechnet mit dem Kennfeldmodell

Die Schwingungen im Bereich der Schaltpunkte werden nicht durch das Modell des Ladeluftkühlers, sondern durch die Regelung des Fahrermodells während des Einkuppelvorgangs verursacht und finden sich in allen, von dem momentanen Ladeluftmassenstrom abhängigen Größen wieder. Da in der vorliegenden Arbeit das Motormodell nur die Umgebung für die Modelle des Ladeluftkühlers darstellt und diese möglichst dynamisch angeregt werden sollen, kann auf eine weitere Optimierung der Reglerparameter des Fahrermodells bewusst verzichtet werden.

5.4.2 Stationäres Modell mit Wärmeübergangskoeffizienten

Auch dieses Modell, im Folgenden j/Re-Modell genannt, ist aufgrund seiner Struktur natürlich nicht in der Lage, instationäres Verhalten unter Berücksichtigung thermischer Trägheit abzubilden. Demzufolge ist auch hier ein „Vorausseilen“ der berechneten Werte vor den Messwerten zu erkennen. Da dieser zeitliche Versatz nicht aus dem Modell, sondern aus dem realen Verhalten des Wärmeübertragers resultiert, ist der Betrag auch genauso groß wie im Fall des Kennfeldmodells.

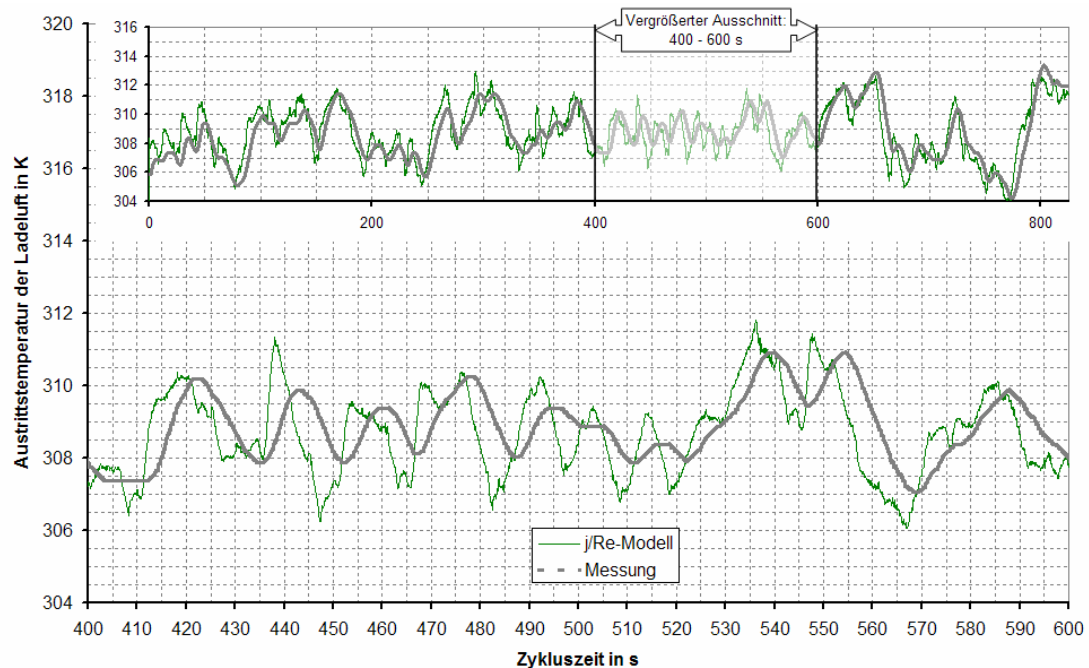


Abb. 5.7 Verlauf der gemessenen (fett, grau) und der mit dem j/Re-Modell berechneten (dünn, grün) Ladeluftaustrittstemperatur im Testzyklus

Die mittlere Temperaturabweichung aller Werte kann mit einem Wert von 0,07 K vernachlässigt werden. Der mittlere Fehler in der Temperaturberechnung, also der mittlere Absolutwert aller Abweichungen, beträgt bei diesem Modell etwa 0,9 K.

Auch wenn der Wert für den mittleren Temperaturfehler bereits beim Kennfeldmodell sehr gering erscheint, so stellt dies doch eine Verbesserung um 0,3 K, also um etwa 30% dar. Als Ursache dafür dürfte die in dem untersuchten Messbereich geringfügig bessere Eignung des j/Re-Modells sein, bei gegenüber der Vermessung geänderten Betriebsbedingungen korrekte Werte zu berechnen.

Um diese Abhängigkeit der unterschiedlichen Modelle von den Betriebsbedingungen, unter denen die Vermessung der Wärmeübertrager stattfand, zu untersuchen, wurden mit zwei unterschiedlichen Modellen je 25 Vergleichsrechnungen angestellt. Ausgehend von den der Bedatung der Modelle zugrunde liegenden Standardbedingungen ($T_{L,e} = 140^{\circ}\text{C}$ und $p_{L,e} = 2,15 \text{ bar (abs.)}$), wurde zum einen der (absolute) Eintrittsdruck in 5 Stufen von 1,3 bar bis 3,5 bar und zum anderen die Eintrittstemperatur in ebenfalls 5 Stufen von 60°C bis 280°C variiert.

In **Abb. 5.8** sind die Ergebnisse dieses Rechnungs-/Rechnungsvergleichs zwischen dem Kennfeldmodell und einem Modell dargestellt, das dimensionslose Kenngrößen der Wärmeübertragung verwendet, in dem Fall die Nußelt-Zahl nach **Gl. 5.16**.

Im oberen Teil von **Abb. 5.8** sind die Abweichungen in Kelvin der vom Kennfeldmodell berechneten Werte für die Austrittstemperatur der Ladeluft zu den Werten des Nu/Re -Modells dargestellt. Der untere Teil der Graphik zeigt Ergebnisse derselben Rechnungen. Für diese Darstellung wurden die Abweichungen der vom Kennfeldmodell berechneten Temperaturänderungen der Ladeluft zu den Werten des Nu/Re -Modells auf die Temperaturänderung bezogen und stellen somit relative Werte dar.

Zur Verifizierung der Daten konnten nur einige wenige Betriebspunkte vermessen werden. Diese ergaben aber eine sehr gute Übereinstimmung mit den Ergebnissen des Nu/Re -Modells.

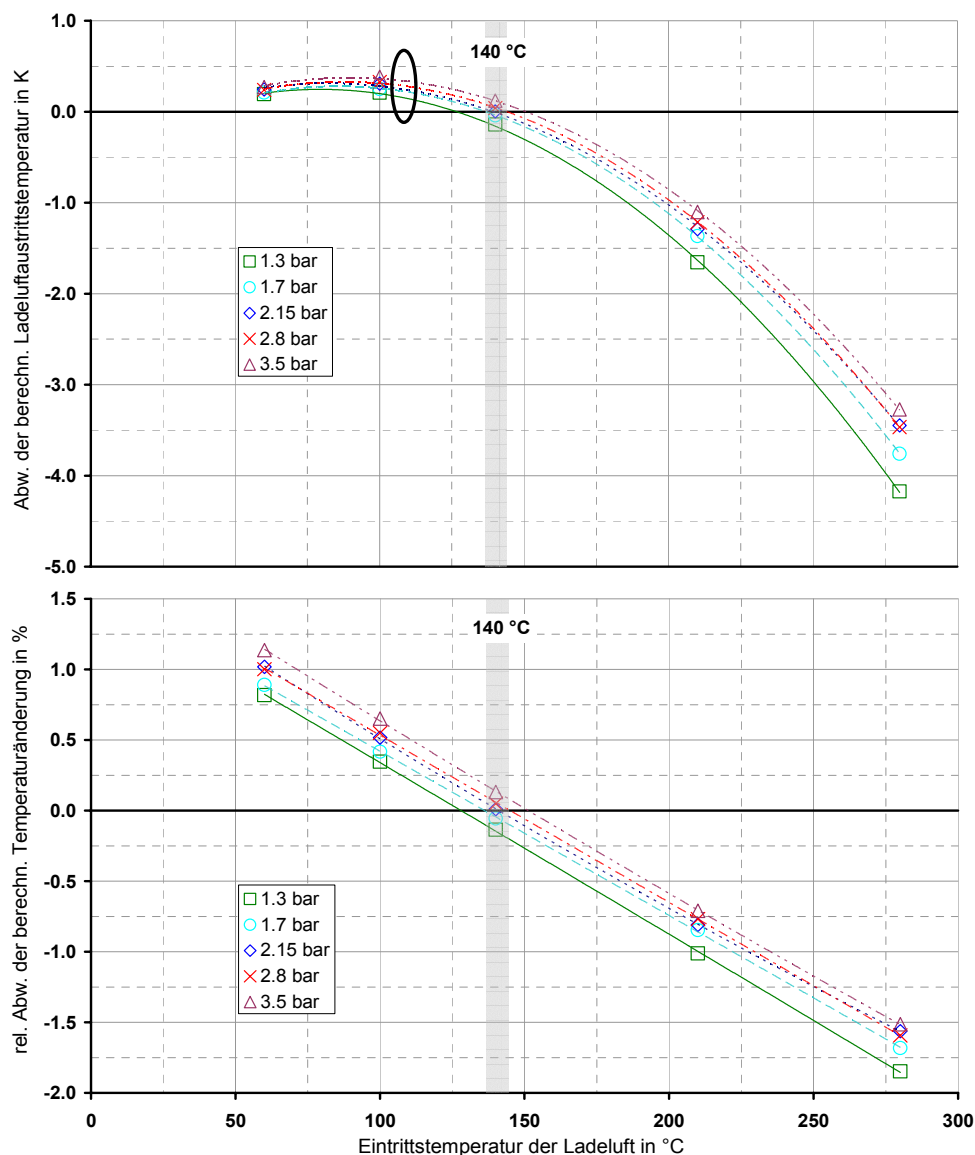


Abb. 5.8 Rechnungsvergleich zwischen dem Kennfeldmodell und einem Nu/Re - Modell bei Variation der Parameter Eintrittstemperatur und Eintrittsdruck der Ladeluft

Von den beiden variierten Parametern zeigt die Eintrittstemperatur einen deutlich größeren Einfluss als der Eintrittsdruck der Ladeluft. Für die hier durchgeführte Variation des Ladedrucks konnte eine Abweichung von weniger als 0,5% für die berechneten Temperaturänderungen festgestellt werden. Der Druckeinfluss kann somit im Rahmen der üblichen Messgenauigkeit von Temperaturmessungen vernachlässigt werden. Auch der aus der Variation der Temperatur resultierende Einfluss kann als verhältnismäßig gering eingeschätzt werden. Würde für die Bedatung eines Kennfeldmodells beispielsweise ein bei 60°C vermessenes Kennfeld benutzt werden, so betrüge der Fehler in der berechneten Temperaturänderung bei 280°C Ladeluft Eintrittstemperatur nur etwa 2,5 %.

Verglichen mit den Werten aus dem dynamischen Testzyklus zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung der ermittelten Abweichungen. Im Falle des Kennfeldmodells konnte eine mittlere Abweichung zu den Werten des j/Re-Modells von etwa +0,3 K festgestellt werden. Bei einer über den Gesamtzyklus gemittelten Eintrittstemperatur von ca. 110 °C findet sich dieser Wert im oberen Teil von **Abb. 5.8** wieder. Die niedrigste Eintrittstemperatur in diesem Zyklus beträgt ca. 69°C, die höchste etwa 154 °C.

In den folgenden Abbildungen (**Abb. 5.9** und **5.10**) sind die mit dem j/Re-Modell im US06-Zyklus und in der Vollastbeschleunigung berechneten Temperaturverläufe dargestellt (grün, gestrichelt). Zum Vergleich sind die mit dem Kennfeldmodell ermittelten Werte ebenfalls eingetragen (blau, durchgezogen).

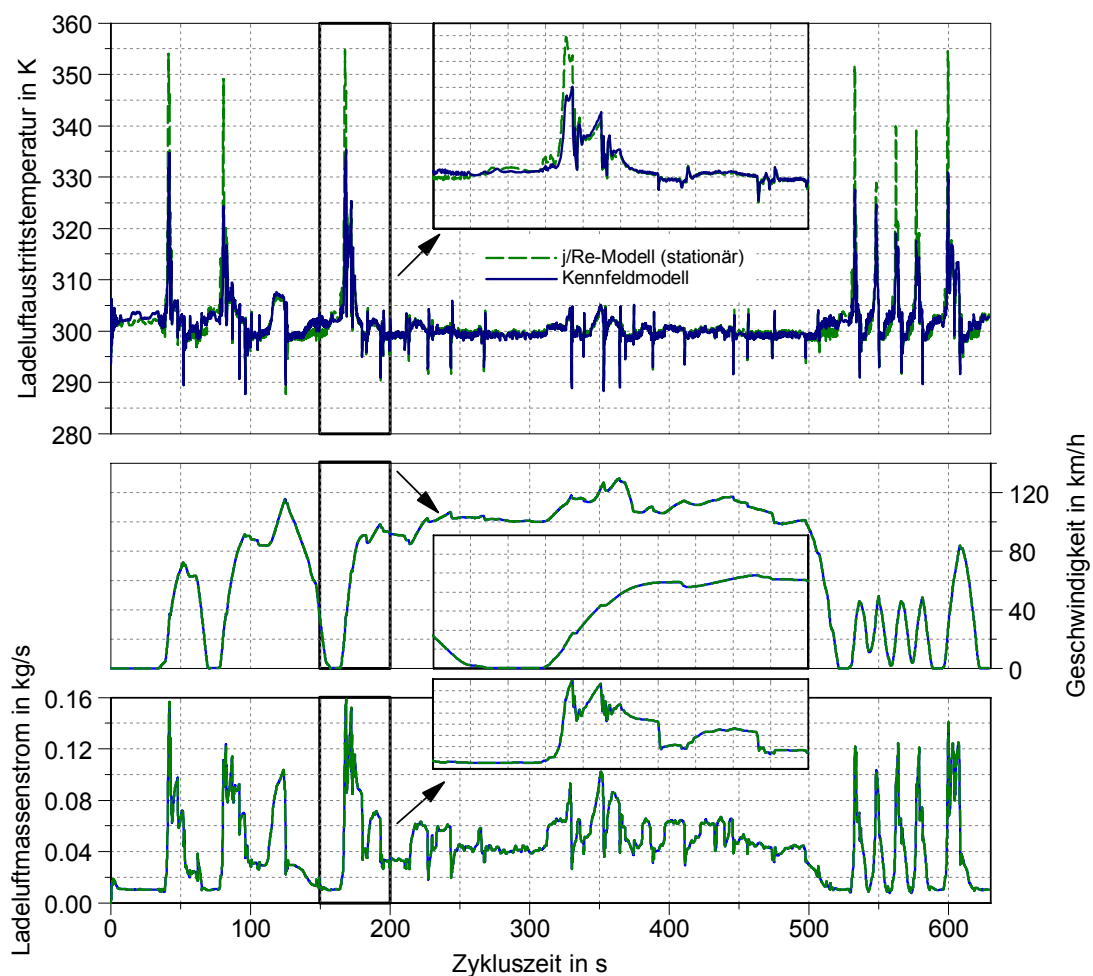


Abb. 5.9 Verlauf von Ladeluftaustrittstemperatur (oben), Fahrzeuggeschwindigkeit (Mitte) und Ladeluftmassenstrom (unten) im US06-Zyklus, berechnet mit dem j/Re- und dem Kennfeldmodell

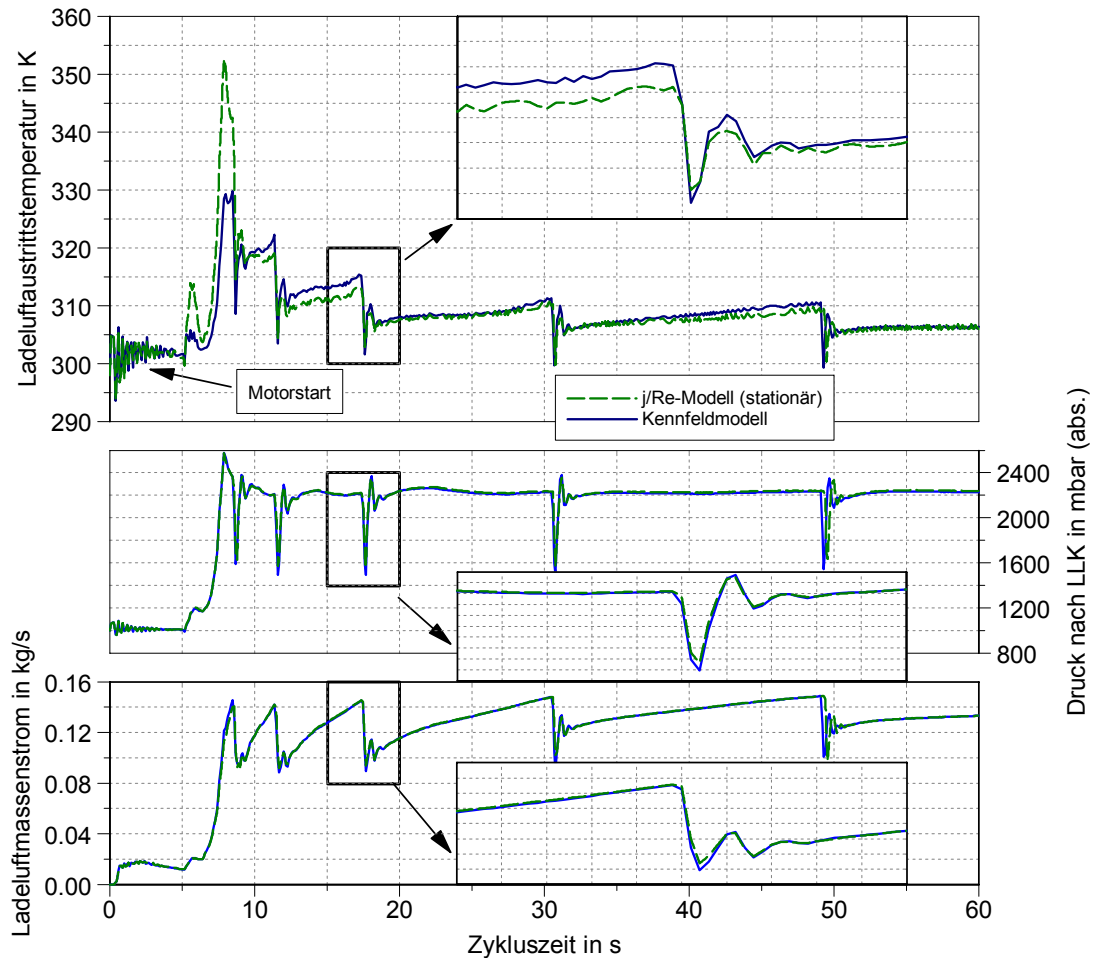


Abb. 5.10 Verlauf von Ladeluftaustrittstemperatur (oben), Ladedruck (Mitte) und Ladeluftmassenstrom (unten) während einer Vollastbeschleunigung, berechnet mit dem j/Re- und dem Kennfeldmodell

Zum überwiegenden Teil sind die Abweichungen sehr gering, wie das auch schon aus den Ergebnissen der isolierten Ladeluftkühlermodelle hervorgeht. In dem komplexen Zusammenspiel in einem Gesamtfahrzeugmodell können sich aber durch die gegenseitige Beeinflussung vieler Parameter größere Abweichungen ergeben. So werden während der Vollastbeschleunigung (**Abb. 5.10**) unmittelbar vor dem Gangwechsel vom ersten in den zweiten Gang Unterschiede von etwa 20 K zwischen den vom j/Re-Modell und dem Kennfeldmodell berechneten Ladeluftaustrittstemperaturen erkennbar. Anhand der berechneten Daten konnte als Ursache der sehr geringe Kühlluftmassenstrom identifiziert werden, der hier außerhalb des vermessenen Kennfeldbereichs liegt. Da die Grenzen des Kennfelds auf einen Kühlluftmassenstrom von Null mit der dann (physikalisch sinnvollen) spezifischen Kühlleistung von ebenfalls Null erweitert werden mussten, entsprechen die mit dem angewendeten Interpolationsverfahren (Thin Plate Spline) ermittelten dazwischen liegenden Werte offensichtlich nicht denen, die sich aus den Colburn-Zahlen in diesem Bereich ergeben. Dieselbe Abweichung findet sich auch in den Ergebnissen des US-Zyklus wieder. Auch hier ist nur der Gangwechsel vom ersten in den zweiten Gang von dieser großen Abweichung betroffen.

5.4.3 Dynamisches Modell mit Wärmeübergangskoeffizienten

Voraussetzung für eine Berücksichtigung der thermischen Trägheit der Wand ist die Aufteilung des Wärmedurchgangs in einen inneren und einen äußeren Wärmeübergang. Daher ist für ein dynamisches Modell die Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten bzw. entsprechender dimensionsloser Größen, aus denen der Wärmeübergangskoeffizient berechnet werden kann, erforderlich. Das in dieser Arbeit umgesetzte Modell basiert auf den Colburn-Zahlen (**Abschn. 3.1.4**) der Ladeluft- und der Kühlluftseite. Mögliche Verfahren zur Bestimmung dieser Kennzahlen aus Messwerten werden in **Kap. 6** vorgestellt. Die Masse der Wand des Wärmeübertragers wurde mit etwa 2 kg gemessen, wobei lediglich das aus Aluminium bestehende eigentliche Kühlnetz berücksichtigt wurde. Der Einfluss, der möglicherweise aus den aus Kunststoff bestehenden Ein- und Auslasskästen resultiert, wird hierbei vernachlässigt.

In **Abb. 5.11** ist wieder der zeitliche Verlauf der von dem dynamischen Modell berechneten Austrittstemperatur über der Zykluszeit dargestellt.

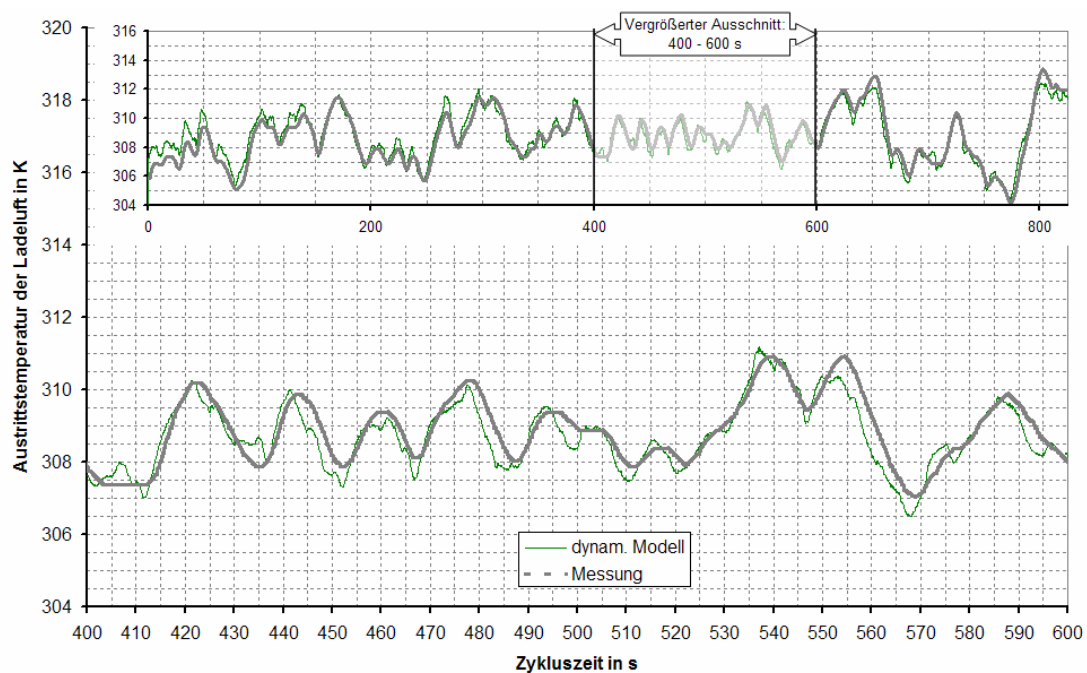


Abb. 5.11 Verlauf der gemessenen (fett, grau) und der mit dem dynamischen Modell berechneten (dünn, grün) Ladeluftaustrittstemperatur im Testzyklus

Wie auch schon für die gemessenen Werte der Ein- und Austrittstemperatur der Ladeluft selbst, wurde mithilfe der Korrelationszahl ermittelt, bei welcher zeitlichen Verschiebung der Austritts- zu den Eintrittswerten die beste Übereinstimmung in der zeitlichen Zuordnung auftritt. Der hierbei ermittelte Wert von 2,2 s liegt somit etwas unter dem Wert, der sich aus den Messwerten ergibt (3,9 s). Theoretisch sollten diese Werte gleich sein, da sich auch bei der Berücksichtigung der Trägheit der Temperaturonehmer für die Eintrittstemperatur und für die Austrittstemperatur der jeweils daraus resultierende zeitliche Versatz aufheben sollte. Es wurden an den beiden Messstellen baugleiche Temperaturonehmer verwendet. Es muss

jedoch berücksichtigt werden, dass der Eintrittstemperatursensor deutlich größeren Temperaturschwankungen unterliegt als der Sensor für die Austrittstemperatur, das Temperaturniveau am Eintritt höher ist als am Austritt und somit die Bedingungen, die zum Ausgleich der Temperaturdifferenz zwischen Sensor und dessen Umgebung führen, unterschiedlich sind. Zusätzlich wird dieses Verfahren in seiner Genauigkeit dadurch eingeschränkt, dass kleinere Schwankungen in dem vom Modell berechneten Temperaturverlauf sich in den Messwerten nicht wiederfinden.

Eine deutliche Verbesserung gegenüber den zuvor dargestellten Ergebnissen der beiden anderen Modelle ist sofort ersichtlich. Die mittlere Abweichung der berechneten von der gemessenen Temperatur ist, wie im Falle des j/Re-Modells, mit einem Wert von etwa 0,07 K vernachlässigbar. Da das dynamische Modell auf der Verwendung der gleichen, den Wärmeübergang beschreibenden Größen basiert, nämlich den Wärmeübergangskoeffizienten der Ladeluft- und der Kühlluftseite, ist eine ähnliche mittlere Abweichung auch zu erwarten. Hinzu kommt, dass das dynamische Modell, wie in **Abschn. 5.1.2** beschrieben, zur Berechnung des stationären Anteils des Wärmedurchgangs das j/Re-Modell verwendet und lediglich der aus der thermischen Trägheit resultierende (zusätzliche) dynamische Anteil des Wärmedurchgangs getrennt berechnet wird.

Noch einmal deutlich verringert hat sich der mittlere Fehler (Mittel der Absolutwerte des Temperaturfehlers) mit einem Wert von 0,4 K.

Zur besseren Übersicht sind in **Tab. 5.2** einige Werte für die drei unterschiedlichen Modelle zusammengefasst.

Tab. 5.2 Vergleich der Berechnungsergebnisse der drei unterschiedlichen Modellansätze

	Kennfeld-Modell	j/Re-Modell	Dynamisches-Modell
Mittlere Temperaturabweichung	0,7 K	0,07 K	0,07 K
Mittlerer Temperaturfehler	1,2 K	0,9 K	0,4 K
Zeitlicher Versatz zu den gemessenen Austrittstemperaturwerten	3,9 s	3,9 s	1,7 s
Max. positive Temperaturabweichung	5,5 K	3,2 K	1,8 K
Max. negative Temperaturabweichung	3,5 K	3,2 K	1,4 K

Eine Übersicht der berechneten Temperaturverläufe aller drei Modelle in einer Graphik zeigt **Abb. 5.12**. Hier ist noch einmal gut der zeitliche Versatz zwischen den Werten der beiden stationären Modelle auf der einen Seite und den Werten des dynamischen Modells und den Messwerten auf der anderen Seite zu erkennen.

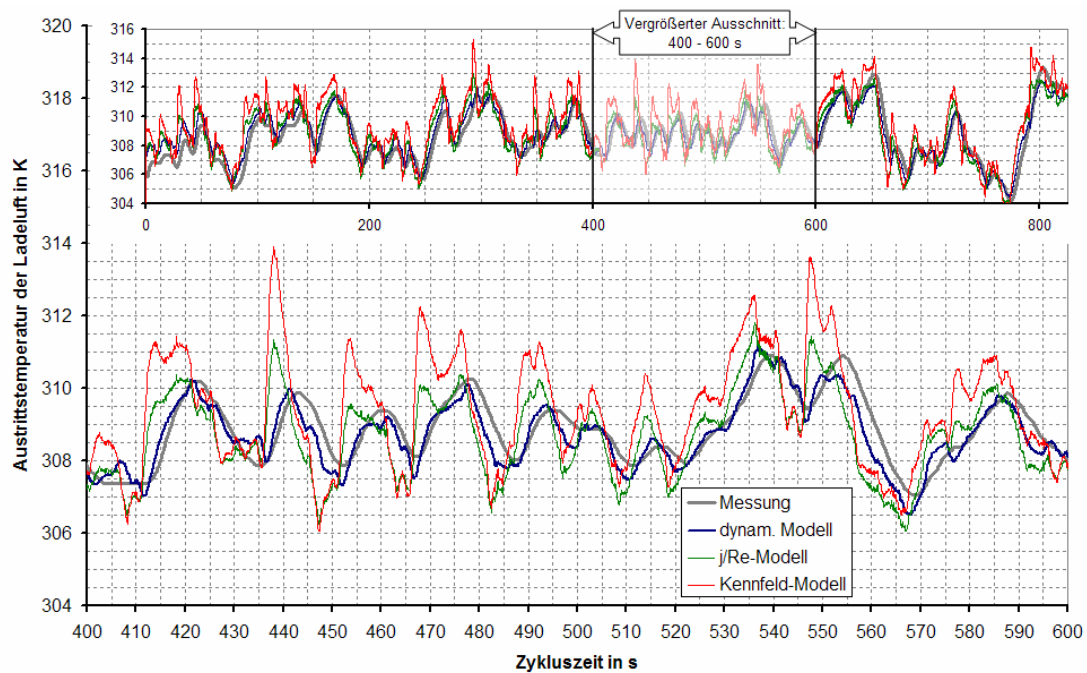


Abb. 5.12 Gemeinsame Darstellung der berechneten Temperaturverläufe des Kennfeld-, des j/Re- und des dynamischen Modells im Testzyklus

In **Abb. 5.13** sind die Daten der Fahrzeugmodelle im US06-Zyklus in einem Diagramm dargestellt. Wegen der besseren Übersichtlichkeit und dem prinzipiell ähnlichen Verhalten der beiden stationären Modelle wurden nur die Ergebnisse des j/Re-Modells ausgewählt und denen des dynamischen Modells gegenübergestellt.

Deutlich erkennbar ist die Wirkung der thermischen Trägheit der Wand. Diese wirkt verzögernd auf den Verlauf der Austrittstemperatur. Besonders deutlich wird dies z. B. in den Bereichen des Zyklus, in denen eine Phase niedriger Ladelufttemperatur und geringen Massenstroms einer Hochlastphase, also einer Phase mit hoher Ladelufttemperatur und hohem Massenstrom folgt (z. B. bei 50 s und 100 s). Während stationäre Ansätze nur die während des aktuellen Zeitschritts vorliegenden Zustände berücksichtigen können und daher sofort eine, dem stationären Zustand entsprechend niedrige Austrittstemperatur berechnen, fließt bei einer dynamischen Modellierung noch der zunächst von der stark erwärmten Wand abgegebene zusätzliche Wärmestrom in die Berechnung mit ein (neben dem aus der stationären Berechnung resultierenden) und führt so zu einer entsprechend höheren Austrittstemperatur. In dem vergrößerten Ausschnitt (oben) des Verlaufs der Ladeluftaustrittstemperatur ist ein Gangwechsel markiert, bei dem dieses Verhalten besonders anschaulich wird. Die plötzliche Reduzierung des Ladeluftmassenstroms von 0,08 auf 0,03 kg/s führt (in Verbindung mit einer Verringerung der Eintrittstemperatur) zu einer Reduzierung der Wandtemperatur, die jedoch nicht schlagartig erfolgen kann. Der geringere Ladeluftmassenstrom (Wärmekapazitätsstrom) erfährt daher an der zunächst noch heißen Wand eine geringere Temperaturänderung (Abkühlung) als der höhere Massenstrom zuvor. Der auf die Ladeluft entfallende Anteil des aus der thermischen Trägheit der Wand resultierenden Wärmestroms, der in dem Fall dem aus der stationären Betrachtung resultierenden Wärmestrom entgegengesetzt gerichtet ist, beträgt hier anfänglich etwa 1,3 kW.

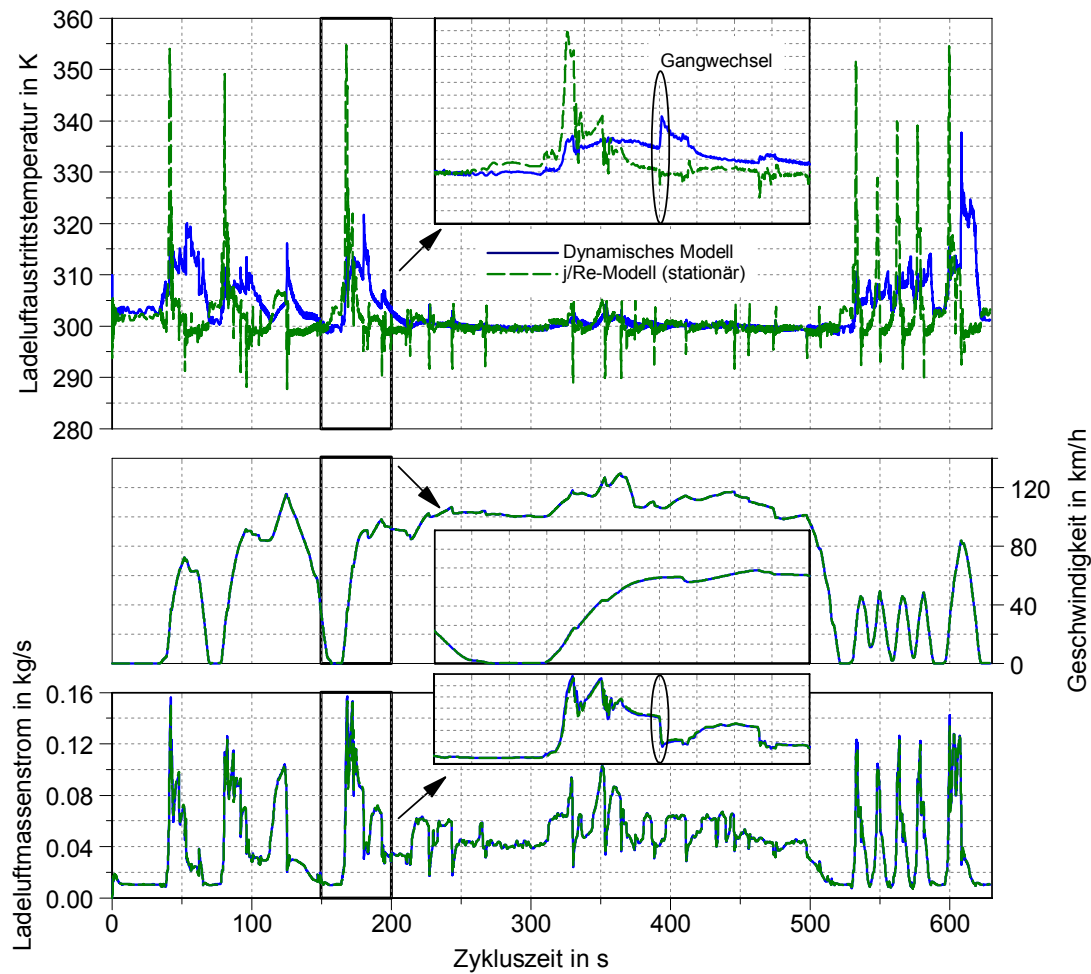


Abb. 5.13 Verlauf von Ladeluftaustrittstemperatur (oben), Fahrzeuggeschwindigkeit (Mitte) und Ladeluftmassenstrom (unten) im US06-Zyklus, berechnet mit dem dynamischen Modell und dem j/Re-Modell

Ein prinzipiell ähnliches Verhalten zeigt sich auch in der Vollastbeschleunigung. Hier ist aufgrund der lang anhaltenden Phasen konstant hoher Last, die auf einen schlagartigen Wechsel des Lastzustands (Gangwechsel) folgen, besonders deutlich die verhältnismäßig langsame Temperaturänderung bei der Berechnung mit dem dynamischen Modell erkennbar. Während beim (stationären) j/Re-Modell sofort mit der Änderung der Eingangsbedingungen für das Modell (Wärmekapazitäts- bzw. Massenströme und Eintrittstemperaturen) die aus dem stationären Wärmedurchgang resultierenden Ausgangswerte berechnet werden, verzögert sich dies beim dynamischen Modell aufgrund der in der Wand gespeicherten Wärme. Abhängig vom Betrag des „Sprungs“ am Eingang und den aktuell vorherrschenden Wärmeübergangsbedingungen (Wärmeübergangskoeffizient und Wärmekapazitätsstrom) folgen die berechneten Ausgangswerte unterschiedlich schnell und nähern sich den stationären Werten an.

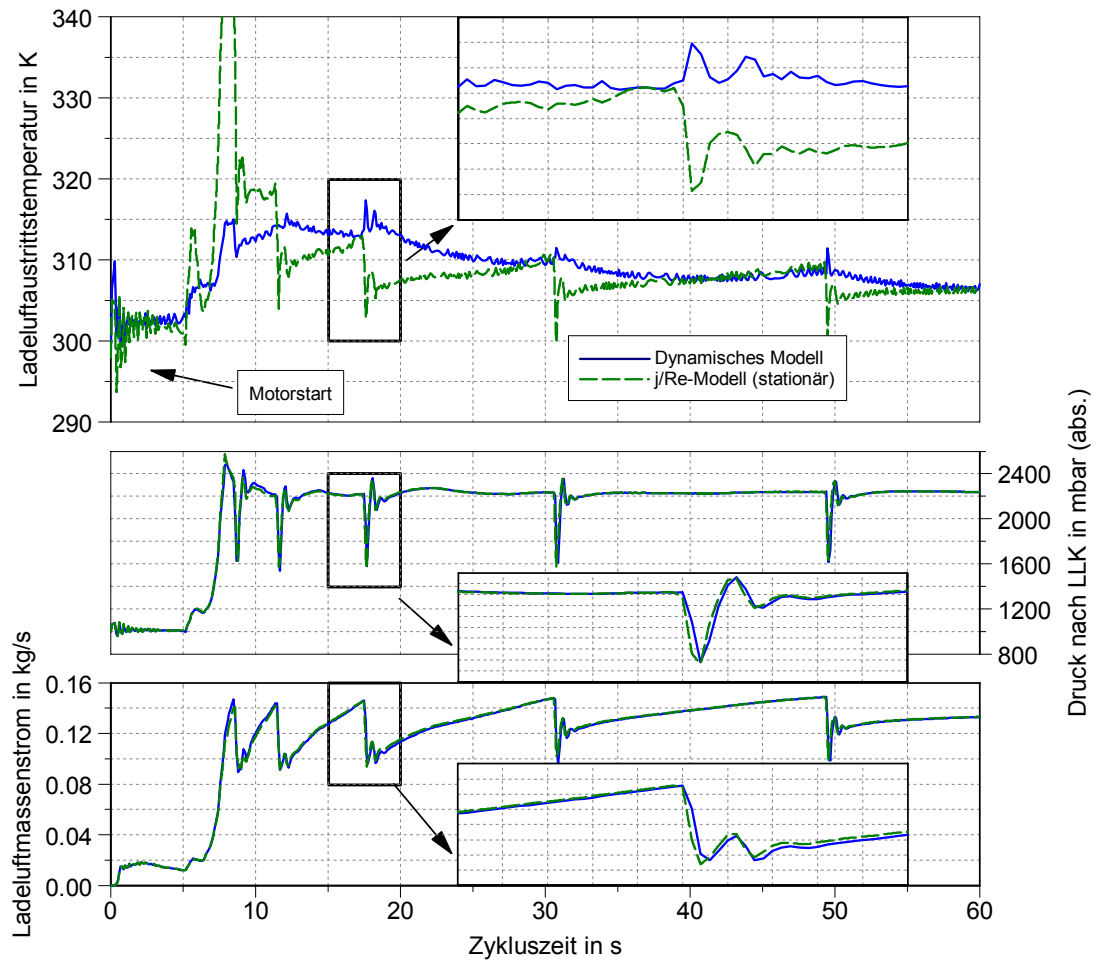


Abb. 5.14 Verlauf von Ladeluftaustrittstemperatur (oben), Ladedruck (Mitte) und Ladeluftmassenstrom (unten) während einer Vollastbeschleunigung, berechnet mit dem dynamischen Modell und dem j/Re-Modell

Kapitel 6

Numerische Verfahren zur Extraktion von Wärmeübergangskoeffizienten

6.1 Komplexität bei der analytischen Betrachtung von Wärmeübertragern

Zur Beschreibung des Wärmeübertragungsverhaltens realer Wärmeübertrager ist man bis heute auf experimentelle Untersuchungen angewiesen. Die Ursachen dafür liegen in den komplexen Strömungszuständen, die sich beim Betrieb eines Wärmeübertragers einstellen.

So erfährt die Strömung, im Beispiel der Ladeluft, zunächst eine Aufweitung des Strömungsquerschnitts in dem als Diffusor aufzufassenden Einlassbehälter. Beim Einströmen in die Ladeluftkanäle findet dann eine Kontraktion des zur Verfügung stehenden Querschnitts auf den Kanalquerschnitt statt. Die anschließende Kanalströmung in den einzelnen Ladeluftkanälen kann, abhängig von dem hydraulischen Durchmesser und dem Massenstrom, laminar oder turbulent sein und entwickelt sich thermisch und hydrodynamisch erst nach einer gewissen Einlauflänge.

Bei den in dieser Arbeit untersuchten Ladeluftkühlern wurden Reynolds-Zahlen ermittelt, die etwa die folgenden Bereiche abdecken:

für die Ladeluftseite: $10^3 < Re_L < 10^4$

für die Kühlluftseite: $5 \cdot 10^2 < Re_K < 5 \cdot 10^3$.

Unterhalb einer Reynolds-Zahl von $Re = 2300$ verhält sich eine (Rohr-) Strömung stets laminar, oberhalb davon können kleine Störungen zur Erzeugung von Turbulenzen führen. Bei Reynolds-Zahlen von mehr als $Re = 4000$ [4] gilt eine Strömung als turbulent. Einige Literaturquellen geben auch einen Zahlenwert von $Re = 10000$ als Grenzwert für eine sich mit Sicherheit turbulent verhaltende Strömung an. Siekmann und Thamsen verweisen in [71] auf Versuche, bei denen unter Laborbedingungen Strömungen bis $Re = 40000$ laminar gehalten werden konnten.

Die endgültigen Strömungsprofile laminarer oder turbulenter Strömungen sind beim Einströmen in ein Rohr oder einen Kanal nicht sofort ausgeprägt, sondern bilden sich erst mit zunehmender Lauflänge heraus. Man spricht in diesem Zusammenhang von Einlaufströmungen. Die Strecke bis zur Ausbildung des Endprofils, bzw. bis lediglich eine vernachlässigbare Abweichung ($<1\%$) von diesem Endprofil auftritt, wird als Einlauflänge x_e bezeichnet. **Abb. 6.1** zeigt am Beispiel der hydrodynamisch ausgeprägten laminaren Strömung das Anwachsen der laminaren Grenzschicht vom Einlauf bis zum Ende der Einlauflänge x_e , an der die beiden Grenzschichten zusammenwachsen. Für die Ausprägung dieses als Poiseuille-Parabel bezeichneten Geschwindigkeitsprofils sind die inneren Reibungskräfte von viskosen Fluiden in Zusammenhang mit der an der Rohrwand herrschenden Haftbedingung verantwortlich. Für laminare Strömungen eines als inkompressibel anzunehmenden Fluids, wie das bei Flüssigkeiten aber auch bei Gasen mit Geschwindigkeiten weit unter der Schallgeschwindigkeit der Fall ist, sind analytische

Lösungen der Navier-Stokes-Gleichungen bekannt und können zur Berechnung des Strömungsverhaltens genutzt werden.

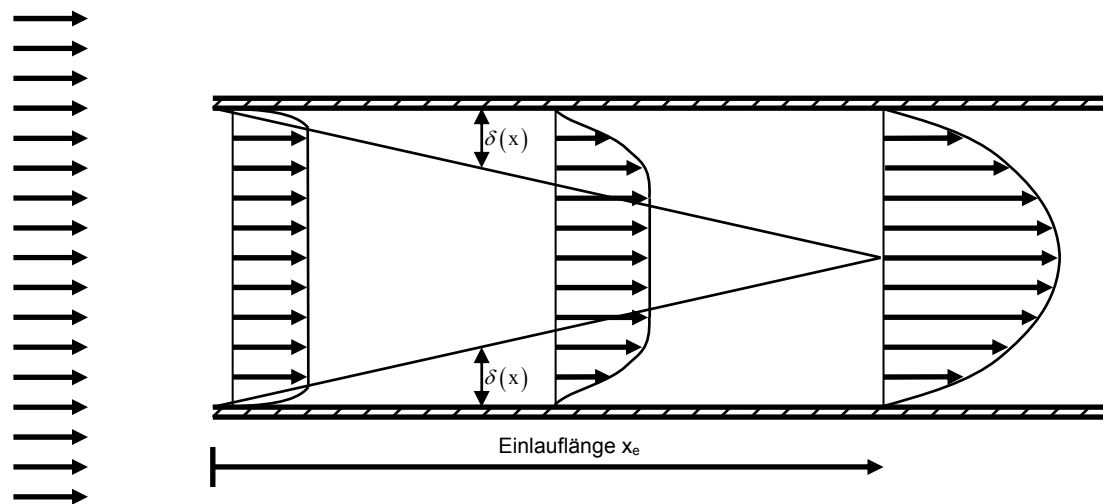


Abb. 6.1 Ausbildung einer laminaren Rohrströmung

Die hydrodynamische Einlauflänge im Falle einer laminaren Rohrströmung lässt sich berechnen und beträgt nach [74]:

$$x_e \approx 0,056 \cdot Re \cdot D_h. \quad (6.1)$$

In [20] wird eine von **Gl. 6.1** abweichende Formel entwickelt, aus der sich aber nur geringfügig andere Werte ergeben. Weiterhin sind in [20] die Ergebnisse vieler weiterer Arbeiten angegeben, die sich mit der Ermittlung der Einlaufänge bei laminarer Rohrströmung beschäftigen. Bei der turbulenten Strömung stellt sich das endgültige Profil bereits nach sehr viel kürzerer Strecke ein. Es gilt nach [32]:

$$\frac{x_e}{D_h} \approx 10 \dots 60. \quad (6.2)$$

Laut [4] genügt es für praktische Anwendungsfälle, für die turbulente Strömung eine Einlaufänge vom 10-fachen des hydraulischen Durchmessers als Einlaufänge anzunehmen.

In der dimensionslosen Darstellung, bei der die Einlaufänge auf die insgesamt zur Verfügung stehende Länge bezogen wird,

$$X_e = \frac{x_e}{L} \quad (6.3)$$

ergeben sich somit für die untersuchten Ladeluftkühler kühlluftseitig in allen Fällen, in denen die Reynolds-Zahl kleiner als 2300 ist, in denen also von laminaren Strömungsverhältnissen ausgegangen werden kann, Werte von deutlich über 1. Auf der Ladeluftseite liegt die Einlaufänge je nach Betriebspunkt bei etwa 30 bis 50 % der

Gesamtlänge. Es herrschen also auch hier zu einem großen Teil nicht ausgebildete Strömungszustände.

Die Vorhersage des Wärmeübertragungsverhaltens eines gegebenen Teils, sei es nun zur vergleichenden Bewertung oder zu Auslegungszwecken, ist daher ohne das Vorliegen von Messungen nur sehr eingeschränkt möglich. Die bereits geschilderten Probleme, die sich aus dem Einlauf einer Strömung in einen Kanal ergeben, werden dabei noch zusätzlich verschärft durch die komplizierte Interaktion zwischen den Wänden und den Lamellen und die Ausprägung verschiedener Wirbelstrukturen beim Einlauf und Auslauf, der Aufteilung der Strömung in Teilströme sowie deren Vereinigung und Umlenkung. Weitere Phänomene, die je nach Betriebszustand auftreten können, sind Kondensation von Feuchtigkeit an den Wänden sowie Verdampfung. Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass komplizierte Temperatur- und Geschwindigkeitsfelder und sich örtlich wie zeitlich stark ändernde Wärmeübergangskenngrößen zu einer nichtlinearen Abhängigkeit des Wärmeübergangsverhaltens von Größen wie Massenstrom, Eintrittstemperatur der Medien, Druck und insbesondere der Geometrie führen.

Infolge dessen finden sich trotz der in letzter Zeit sich rasant entwickelnden Rechnerleistung und der damit einhergehenden Methoden der mathematischen Modellierung in der Literatur kaum Beispiele, in denen ausschließlich physikalisch basierte Berechnungen von Wärmeübertragern, beispielsweise mittels CFD Techniken, eingesetzt werden. [2, 9] Überwiegend basieren auch diese Untersuchungen auf den experimentell gewonnen Erkenntnissen, die vom Hersteller oder im Rahmen anderweitiger Untersuchungen für spezielle Betriebsbedingungen ermittelt wurden.

6.2 Wärmeübergangskoeffizienten zur Berechnung des Wärmedurchgangs

Um zu einem wärmetechnischen Gerät mit Wärmeübergang beliebiger Bauart einen mittleren Wärmeübergangskoeffizienten aus Messdaten zu bestimmen, haben sich in der Praxis verschiedene Techniken durchgesetzt. Diese basieren im Wesentlichen auf dem Wilson Plot [82] oder einer seiner zahlreichen Weiterentwicklungen. Gemeinsam ist diesen Techniken, dass der Wärmedurchgangswiderstand nach Gl. 3.16 bzw. 3.17 aufgeteilt wird in einen inneren und einen äußeren Wärmeübergangswiderstand und diese Einzelwiderstände identifiziert werden. Bei Rekuperatoren, insbesondere bei denjenigen, die beidseitig mit gasförmigen Medien arbeiten, liegt der Wärmeübergangswiderstand um mehrere Größenordnungen über dem aus der Leitung in der Wand resultierenden Widerstand, sodass dieser vernachlässigbar ist.

6.2.1 Methodenübersicht

Zur Klassifizierung der verschiedenen Verfahren sollen zunächst die möglichen Kombinationen der unterschiedlichen Grundfälle betrachtet werden. Der Einzelwiderstand kann:

- konstant oder variabel
- bekannt oder unbekannt

sein. Ein konstanter Wärmeübergangswiderstand liegt vor, wenn auf einer Seite des Rekuperators die Wärmeübertragungsverhältnisse konstant gehalten werden, oder aber der Widerstand um so viele Größenordnungen unter dem der anderen Seite liegt, dass er näherungsweise als konstant angesehen werden kann. Als Beispiel lassen sich Rührkessel der Prozessindustrie aufführen, deren Kühlmantel mit konstantem Kühlmedienfluss betrieben wird, während der Rührer mit einer veränderlichen Geschwindigkeit betrieben wird. Als Spezialfall des konstanten Widerstands lässt sich der Fall betrachten, dass dieser null ist. Weiterhin kann der Wärmewiderstand unbekannt oder bekannt sein - beispielsweise aus vorhergegangenen Untersuchungen oder unter Zugrundelegung von bekannten Korrelationen.

Für den Fall, dass eine Seite des Wärmedurchgangs zumindest bekannt ist, liefern Verfahren der nichtlinearen Regression eine Lösung der Wärmedurchgangsgleichung **Gl. 3.16** in **Kap. 3**.

Der Wärmeübergangskoeffizient, formuliert in seiner dimensionslosen Entsprechung, der Nußelt-Zahl, wird gewöhnlich als Funktion der Reynolds-Zahl sowie von Stoffwerten des jeweiligen Fluids und geometrischen Parametern dargestellt.

$$Nu = c_1 \cdot Re^{c_2} \cdot f(Pr, Geometrie) \quad (6.4)$$

Diese Form der Gleichungen, vereinzelt auch als Gleichungen der Dittus-Boelter-Form bezeichnet, gilt für die gefundenen Parameter jeweils in sehr eingeschränktem Bereich. Für die voll entwickelte, turbulente Rohrströmung wurden als zwei Beispiele unter vielen folgende klassische Korrelationen von Colburn [11] und Dittus-Boelter [18] gefunden:

Colburngleichung:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \quad (6.5)$$

Dittus-Boelter Gleichung:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n \quad (6.6)$$

mit $n = 0,4$ für Wärmezufuhr

und $n = 0,3$ für Wärmeabgabe.

Für beide Beziehungen gelten als weitere Einschränkungen nur, dass sehr geringe Temperaturdifferenzen zwischen Fluid und Wand herrschen und die Wandtemperatur oder die Wärmestromdichte konstant ist.

6.2.2 Wilson Plot

Die ursprüngliche Wilson-Plot-Methode wurde auf vielfältige Weise erweitert und modifiziert, stellt in ihrer Grundform aber nach wie vor die Basis aller darauf aufbauenden Verfahren zur Separation von Wärmeübergangskoeffizienten aus Messwerten dar und soll an dieser Stelle daher kurz erläutert werden. Sie wurde in ihrer ursprünglichen Form für Wärmetauscher in Klimaanlage entwickelt, mit kondensierendem Dampf als Medium auf der Außenseite und einer im Innern durch die Kanäle fließenden Flüssigkeit.

Wie bereits aus **Kap. 3** bekannt, kann der Wärmedurchgangswiderstand eines Wärmeübertragers als Summe seiner Einzelwiderstände dargestellt werden:

$$\frac{1}{k \cdot A} = \frac{1}{(\alpha \cdot \eta \cdot A)_1} + R_w + \frac{1}{(\alpha \cdot \eta \cdot A)_2} = R_1 + R_w + R_2 \quad (6.7)$$

mit dem Rippenwirkungsgrad η , der für unberippte Flächen den Wert eins annimmt. Der Wärmeübergang auf der Seite des Fluids 1 wird durch eine Dittus-Boelter-Korrelation für die Nußelt-Zahl einer thermisch voll entwickelten turbulenten Rohrströmung, (die von Sieder und Tate [70] 1936 aufgestellt wurde) in der Form

$$Nu \sim c_1 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad (6.8)$$

dargestellt¹⁴.

Der Wärmeübergangswiderstand R_2 sowie die in R_w zusammengefassten apparateseitigen Widerstände werden durch die Versuchsbedingungen konstant gehalten und können somit zu einer Konstanten

$$Y_0 = R_w + \frac{1}{(\alpha \cdot \eta \cdot A)_2} \quad (6.9)$$

zusammengefasst werden. Aus **Gl. 6.8** ergibt sich unter der Voraussetzung konstanter Stoffeigenschaften $Nu \sim v^{-0.8}$ als Abhängigkeit der Nußelt-Zahl von der mittleren Geschwindigkeit der Strömung und somit für den Wärmeübergangswiderstand:

$$R_1 = \frac{1}{(\alpha \cdot \eta \cdot A)_1} = m \cdot v^{-0.8} \quad (6.10)$$

Gl. 6.7 kann durch Einführung der Abkürzungen aus **Gl. 6.9** und **Gl. 6.10** in die Form einer einfachen Geradengleichung gebracht werden.

$$Y = \frac{1}{k \cdot A} = m \cdot v^{-0.8} + Y_0 \quad (6.11)$$

Zur graphischen Veranschaulichung des nunmehr linearisierbaren Zusammenhangs werden die Werte von $1/k \cdot A$ in einem Diagramm über $v^{-0.8}$ aufgetragen, wie dies in **Abb. 6.2** dargestellt ist.

¹⁴ Wilson benutzte im Original den Zusammenhang $Nu \sim Re^{0.82}$

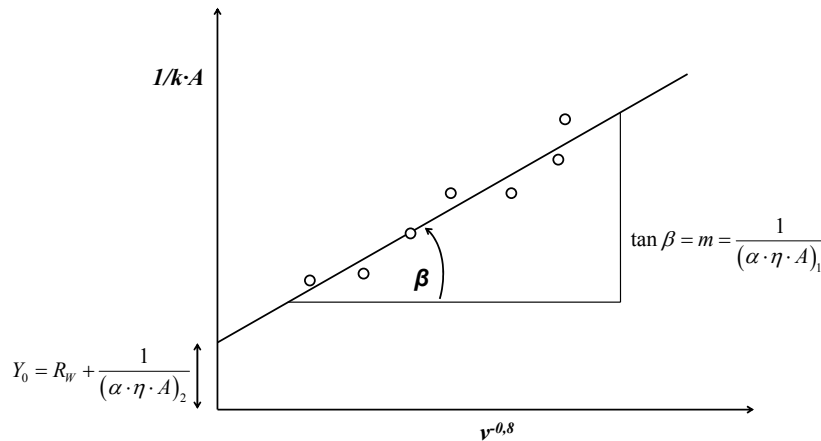


Abb. 6.2 Original-Wilson-Plot nach **Gl. 6.11**

Durch lineare Regression wird die Ausgleichsgerade bestimmt, deren Schnittpunkt mit der Y-Achse nach **Gl. 6.9** der Summe aus dem (unveränderlichen) Wärmeübergangswiderstand der Seite des Fluids 2 und dem apparateseitigen Widerstand entspricht.

Ist der apparateseitige Wärmewiderstand nach **Gl. 6.9** bekannt, können auch der Wärmeübergangswiderstand des Fluids in Abhängigkeit der Geschwindigkeit v bzw. der Reynolds-Zahl Re und somit auch die Konstante C_l in **Gl. 6.8** bestimmt werden.

Aufgrund der Anforderungen an die Versuchsbedingungen unterliegt die Wilson-Methode starken Einschränkungen in ihrer Anwendbarkeit (siehe u.a. [69]):

- für Fluid 2 müssen der Massenstrom und seine mittlere Temperaturdifferenz konstant gehalten werden, um einen konstanten Wärmewiderstand (**Gl. 6.9**) annehmen zu können,
- der Exponent der Reynolds-Zahl in **Gl. 6.8** muss bekannt sein,
- Messwerte müssen so gewählt werden, dass gleiche Strömungsverhältnisse für beide Seiten herrschen, also bspw. kein Wechsel von laminarer zu turbulenter Strömung,
- die Größenordnung der beiden Wärmeübergangswiderstände muss gleich sein.

Die Beseitigung dieser Einschränkungen ist Inhalt zahlreicher Weiterentwicklungen des Wilson-Plots [7, 83, 75].

6.3 Methoden der globalen, nichtlinearen Optimierung

Basieren die Verfahren zur Separation der Wärmeübergangskoeffizienten auf der Anwendung von Methoden der linearen Regression, so sind zur Reduktion der freien Parameter Einschränkungen im Verhalten des Wärmetauschers hinzunehmen. Auch sukzessive Verfahren, die durch iteratives Vorgehen den Aufwand erhöhen, sind hinsichtlich der Anzahl freier Parameter begrenzt. So wird bspw. in [38] bei der Bestimmung des dampfseitigen Wärmeübergangskoeffizienten in wassergekühlten Kondensatoren eine Unterbestimmung von bis zu 15% für Wasserdampf und bis zu 25% für kondensierendes Tetrafluorethan (Kältemittel) festgestellt, wenn diese nach der von Briggs und Young modifizierten Wilson-Plot-Methode [7] ermittelt werden.

Durch Flexibilisierung der Nußelt-Korrelationen mit zusätzlichen freien Parametern, die zum einen Effekte von nicht vollständig ausgebildeter Strömung abbilden können und zum anderen auch eine Aufteilung des Bereiches der während der Messung durchlaufenen Reynolds-Zahlen in mehrere Bereiche ermöglichen, können die Anforderungen an die einschränkenden Messbedingungen verringert und damit die Genauigkeit gesteigert werden.

Neben dem Übergang von einer laminaren zu einer turbulenten Strömung gibt es noch weitere Effekte, die eine Unterteilung des Reynoldszahlen-Bereiches sinnvoll erscheinen lassen. Diese werden u. a. von Achaichia und Cowell in [1, 2] beschrieben. Bei Wärmetauschern für den Einsatz in Fahrzeugen kommen in letzter Zeit vermehrt geschlitzte Lamellen (louvered fins) zum Einsatz, um dem steigenden Bedarf an Wärmeübertragungsleistung pro Bauraum durch hocheffiziente Übertragungsflächen gerecht werden zu können (s. **Abb. 6.3**). Dabei handelt es sich um Lamellen, die im Fertigungsprozess mit kurzen Schlitzten versehen werden. Das angrenzende Material wird in einem Umformvorgang aufgebogen, wodurch der Winkel und der Abstand zwischen den Lamellen zu wichtigen, die Strömung beeinflussenden Parametern werden [19, 14].

Die Effekte, die durch diese geschlitzten Lamellen erreicht werden, lassen sich in zwei Gruppen unterteilen. Zum einen wird die Strömung bereits nach kurzer Strecke gestört. Die Reduzierung der zum Einlauf vorhandenen Länge verhindert das Anwachsen der laminaren Grenzschicht und verbessert somit den Wärmeübergang. Allerdings steigt dabei auch der Druckverlust, weswegen diese Form der Lamellen hauptsächlich auf der Kühlluftseite eingesetzt wird. Zum anderen kann die Strömung nun durch die Schlitzte in den Lamellen hindurch auf die andere Seite der Lamelle gelangen, wie dies in **Abb. 6.3** links schematisch dargestellt ist. In Untersuchungen mit numerischer Simulation [2] und in experimentellen Arbeiten [14] wurde festgestellt, dass die Hauptströmungsrichtung von der Reynolds-Zahl abhängig ist. Bei niedrigen Reynolds-Zahlen überwiegt der Strömungsanteil, der sich an der Richtung der Kanäle orientiert bzw. diesen mehr oder weniger folgt (**Abb. 6.3** links, oben). Bei höheren Reynolds-Zahlen nimmt der Anteil der Strömung zu, der dem Weg durch die Schlitzte folgt (**Abb. 6.3** links, unten). In diesem Fall verhält sich die Strömung eher wie eine Strömung durch einen flachen Spalt, der von den Schlitzten in den Lamellen gebildet wird, als eine Strömung durch einen Kanal. Stark abhängig ist dieser Effekt von den geometrischen Verhältnissen, wie dem Winkel der Schlitzte oder ihrer Länge.

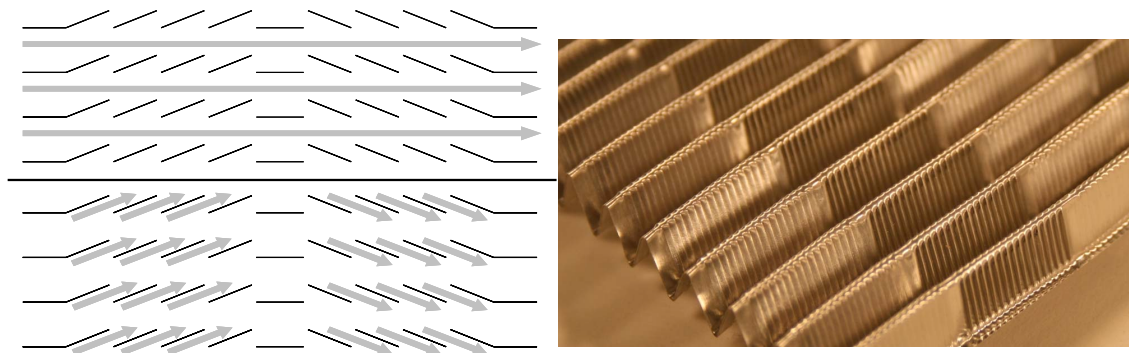


Abb. 6.3 Strömung in den Kühlluftkanälen bei geschlitzten Kühlluftlamellen eines Luft-/ Luft Ladeluftkühlers

Da diese Effekte nicht zum Schwerpunkt dieser Arbeit gehören, soll mit diesem Beispiel nur darauf hingewiesen werden, dass die Verwendung von nur einer einzigen Exponentialfunktion nach **Gl. 6.4** den gesamten Bereich der Reynolds-Zahl im Allgemeinen nicht ausreichend genau abbilden kann. T. A. Cowell [13] empfiehlt daher eine Unterteilung in mehrere Bereiche, in denen dann unterschiedliche Exponenten und Faktoren für die Reynolds-Zahlen in **Gl. 6.4** gefunden werden müssen. Im Folgenden werden zwei Ansätze für mögliche Korrelationen vorgestellt und diskutiert.

6.3.1 Korrelationen für die Aufstellung der Zielfunktion

Zur dimensionslosen Darstellung des Wärmeübergangs im Zusammenhang mit Wärmeübertragern hat sich die Verwendung der Colburn-Zahl j durchgesetzt.

$$j = St \cdot Pr^{\frac{2}{3}} = \frac{Nu}{Re \cdot Pr^{\frac{1}{3}}} \quad (6.12)$$

Die Verwendung der Colburn-Zahl bietet im Zusammenhang mit Näherungs-Analogiebeziehungen (z.B. der modifizierten Reynoldsanalogie oder auch Chilton-Colburn-Analogie) den Vorteil einer übersichtlichen Darstellung des Zusammenhangs zwischen Impuls- und Wärmeübertragung.

Das in **Gl. 6.4** abgebildete Grundverhalten des Wärmeübergangs lässt sich, formuliert mit Hilfe der Colburn-Zahl, wie folgt darstellen¹⁵:

$$j = c_1 \cdot Re^{c_2} \quad (6.13)$$

Der prinzipielle Zusammenhang zwischen dem Wärmeübergang, ausgedrückt durch die Colburn-Zahl, und der Reynolds-Zahl ist in **Abb. 6.4** für zwei sehr einfache Kanalgeometrien, nämlich eine mit quadratischem bzw. eine mit kreisförmigem Querschnitt dargestellt, nach [34].

¹⁵ Die Konstanten c_1 und c_2 in **Gl. 6.13** sind nicht identisch mit den Konstanten c_1 und c_2 in **Gl. 6.4**.

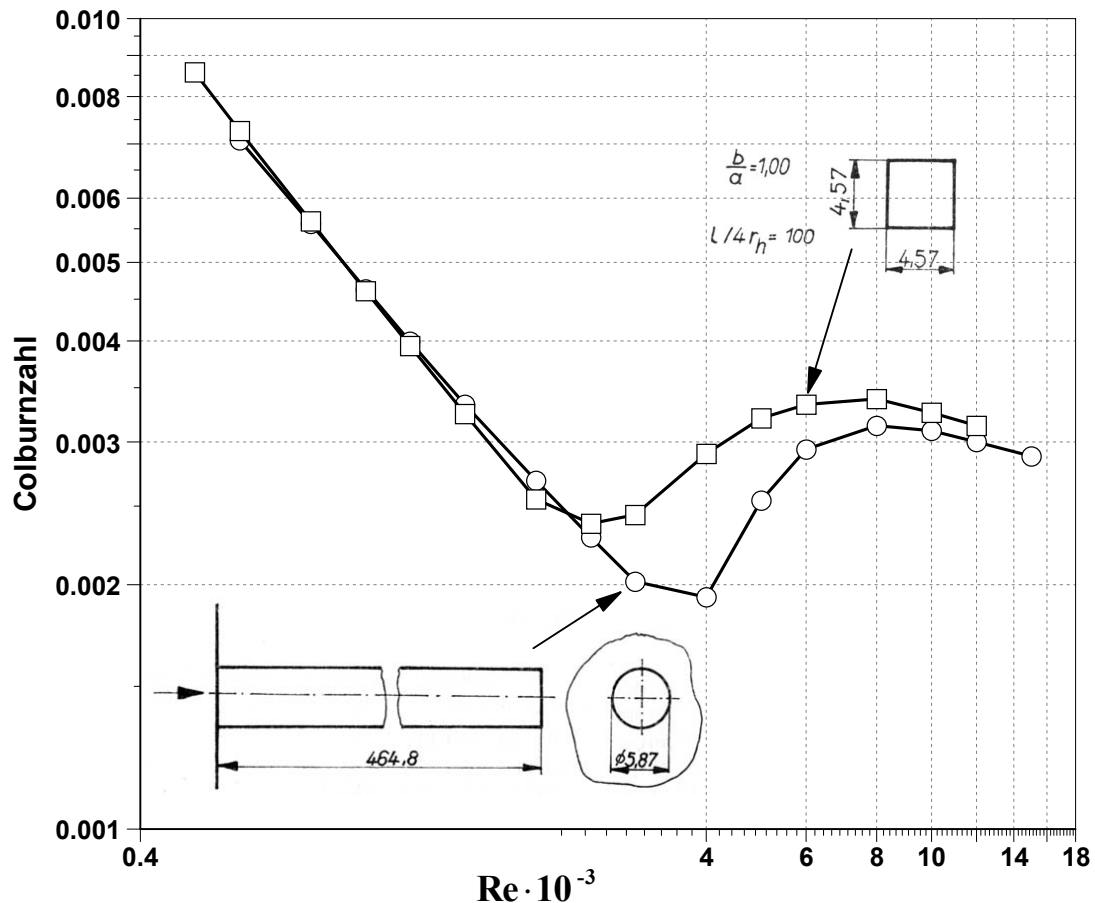


Abb. 6.4 Wärmeübergang in einem Rohr mit Kreisquerschnitt und einem mit quadratischem Querschnitt, jeweils im Bereich der kritischen Reynolds-Zahlen (nach [34])

Der Reynolds-Zahlenbereich, der dabei durchlaufen wird, deckt den Bereich von der laminaren Strömung über den Übergangsbereich bis hin zur turbulenten Strömung ab. Daten dieser Art finden sich in großer Zahl in der entsprechenden Fachliteratur. Zu einer Art Standard haben sich die Daten von Kays und London entwickelt, die diese in "Compact Heat Exchangers" [33] bzw. dem in deutscher Sprache erschienenen Buch "Hochleistungs-Wärmeübertrager" [34] für eine große Zahl unterschiedlicher Geometrien veröffentlicht haben.

Bei der Auswahl einer möglichen Korrelation zwischen dem Wärmeübergang und der Reynoldszahl ist bei Verwendung von Messwerten, die im Bereich der kritischen Reynolds-Zahlen aufgenommen wurden, eine entsprechende Unterteilung in mindestens zwei Bereiche notwendig.

Der in der vorliegenden Untersuchung gewählte und den üblichen Betriebsbedingungen für luftgekühlte Ladeluftkühler entsprechende Bereich der Reynolds-Zahlen von

$$4 \cdot 10^2 < Re_K < 5 \cdot 10^3 \quad \text{für die Kühlluftseite}$$

$$10^3 < Re_L < 5 \cdot 10^5 \quad \text{für die Ladeluftseite}$$

überdeckt den Bereich der kritischen Reynolds-Zahlen zumindest teilweise.

Potenz-Ansätze

Innerhalb eines konstanten Strömungs-Regimes (also z.B. nur im deutlich turbulenten Bereich) führt bereits der in **Gl. 6.13** gemachte Ansatz zu einem Gleichungssystem mit vier Variablen, nämlich den konstanten Exponenten und Faktoren für die beiden Seiten des Wärmeübertragers.

Für die Darstellung von zwei unterschiedlichen funktionalen Zusammenhängen innerhalb einer analytischen Gleichung wird folgender Ansatz vorgeschlagen [13],

für die Ladeluftseite:

$$j_L = \left[\left(x_1 \cdot Re_L^{x_2} \right)^{x_5} + \left(x_3 \cdot Re_L^{x_4} \right)^{x_5} \right]^{\frac{1}{x_5}} = \left(j_{L,1}^{x_5} + j_{L,2}^{x_5} \right)^{\frac{1}{x_5}} \quad (6.14)$$

und für die Kühlluftseite:

$$j_K = \left[\left(x_1 \cdot Re_K^{x_2} \right)^{-x_5} + \left(x_3 \cdot Re_K^{x_4} \right)^{-x_5} \right]^{\frac{1}{-x_5}} = \left(j_{K,1}^{-x_5} + j_{K,2}^{-x_5} \right)^{\frac{1}{-x_5}}. \quad (6.15)$$

Bei dieser Art der Potenzmittelung überwiegt in **Gl. 6.14** der größere der beiden Terme in den Klammern, in **Gl. 6.15** überwiegt der kleinere der beiden Klammerterme. Zur Verdeutlichung des Zusammenhangs sind in **Abb. 6.5** beide Zweibereichs-Potenzansätze dargestellt. Weiterhin ist der anzugleichende Verlauf der Funktion $j=f(Re)$ angedeutet. Der rechte Teil der Graphik soll die Wirkungsweise der **Gl. 6.14** und **6.15** verdeutlichen. Hierbei ist zu beachten, dass dieser Teil zwei unterschiedliche Wärmeübertragungsflächen zeigt. Die graue Linie im linken Teil der Graphik zeigt den Wärmeübergang an einer Wärmeübergangsfläche über den gesamten Reynolds-Zahlen-Bereich.

Diese Art der Fallunterscheidung kann gut für den Fall angewendet werden, dass der Wärmeübergang auf einer Seite von einer Strömung bestimmt wird, die vom laminaren in den Übergangsbereich reicht, oder vom Übergangsbereich in den turbulenten Bereich. Aufgrund der einfachen Struktur wird diese Korrelation in dieser Arbeit hauptsächlich verwendet. Bei den hier untersuchten Wärmeübertragern lag diese Voraussetzung hinsichtlich des Strömungszustandes zum überwiegenden Teil vor.

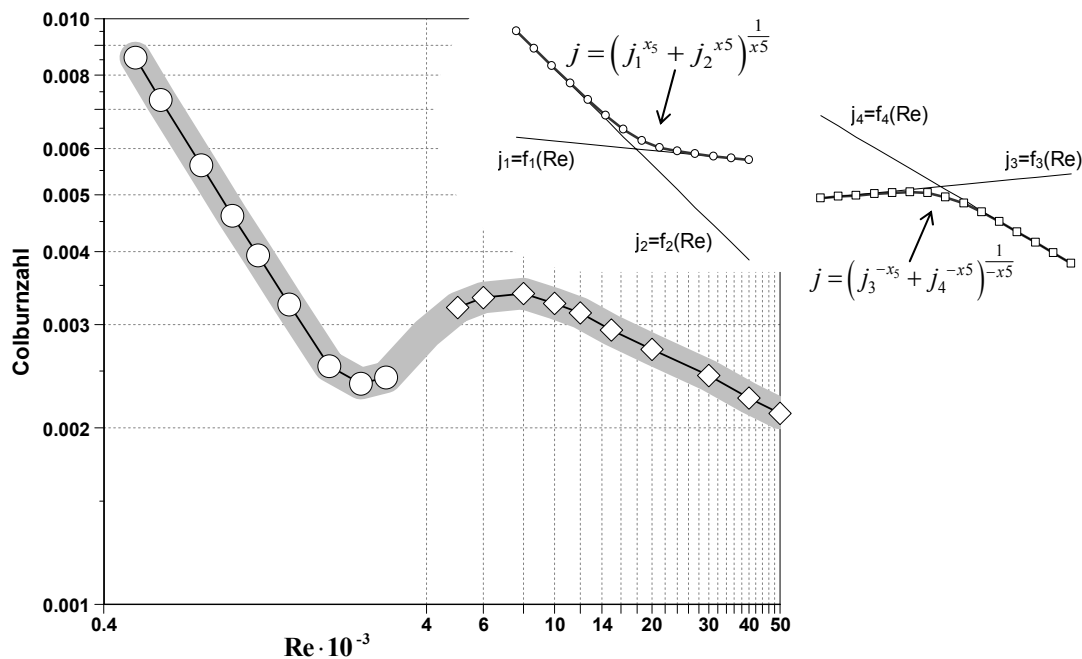


Abb. 6.5 Schematische Darstellung der Kurvenverläufe der Colburnzahl j für den Betriebsbereich $0,5 \cdot 10^3 < Re < 3 \cdot 10^3$ bzw. $5 \cdot 10^3 < Re < 50 \cdot 10^3$

Im Übrigen liefert dieser Ansatz auch bei weniger ausgeprägtem oder gänzlich fehlendem Übergangsverhalten gute Ergebnisse, da über die Wahl des Faktors und des Exponenten in Gl. 6.14 bzw. Gl. 6.15 prinzipiell auch der Basisansatz nach Gl. 6.4 abgebildet werden kann.

Die allgemeine Darstellung von drei Abschnitten über eine Dreibereichs-Korrelation ist mit diesem Ansatz nur durch Fallunterscheidung, beispielsweise für die beiden Fälle:

$$Re < Re_{krit}$$

$$Re > Re_{krit}$$

realisierbar. Trifft man jedoch die Annahme, dass der Exponent der Reynolds-Zahl im Falle einer laminaren Strömung kleiner ist als im Falle einer turbulenten Strömung (was in diesem Fall gegeben ist), so kann eine einzelne Gleichung nach dem gleichen Schema wie im Falle der Zweibereichs-Korrelation auch für die drei Bereiche aufgestellt werden:

$$j = \left(\frac{1}{\frac{1}{j_1^c + j_2^c} + \frac{1}{j_3^c}} + j_1^c \right)^{\frac{1}{c}} \quad (6.16)$$

Diese zunächst etwas umständlich wirkende Formel verdeutlicht in dieser Form den grundlegenden Charakter der Gleichung, der sich wie folgt formulieren lässt:

$$j = \text{Max} \{ \text{Min} [\text{Max} (j_1, j_2), j_3], j_1 \}$$

Die Annäherung der drei Bereiche der Reynolds-Zahlen durch **Gl. 6.16**:

Re (laminar) $\rightarrow j_1$

Re (Übergang) $\rightarrow j_2$

Re (turbulent) $\rightarrow j_3$

ist dargestellt in **Abb. 6.6**.

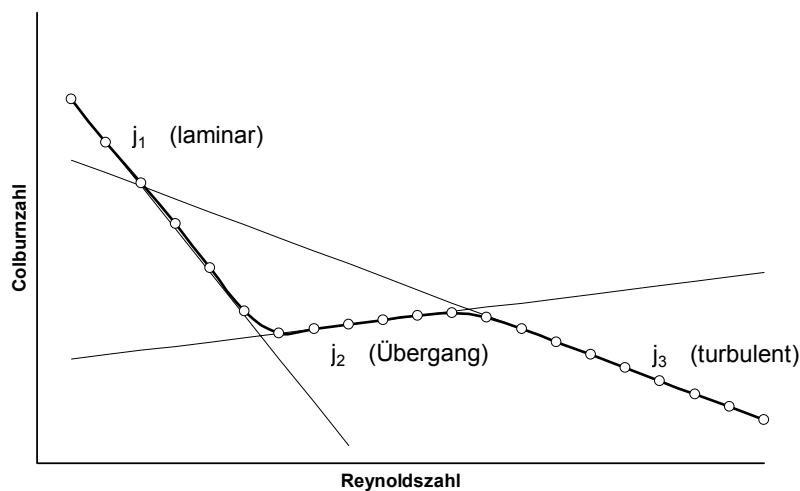


Abb. 6.6 Schematische Darstellung der Korrelationsfunktion nach **Gl. 6.16** vom laminaren bis in den turbulenten Bereich

Die Potenzansätze bieten den Vorteil, dass das physikalische Verhalten des Wärmeübergangs in ihnen enthalten ist und eine auf ihnen basierende (globale) Optimierung in ihrem Suchraum eingeschränkt werden kann, wodurch sie eine höhere Abbildungsgüte und eine Verkürzung der Rechenzeit gewährleisten. Dies stellt bei der zweiten, im Folgenden vorgestellten Gruppe eine Schwierigkeit dar, die zu einem erhöhten Aufwand führt.

Lineare Ansätze

Ein Ansatz, der zwei lineare Funktionen durch eine einzige stetige Funktion annähert [41], ist in **Gl. 6.17** dargestellt.

$$\lg(j) = a \cdot \sqrt{(\lg(Re) - b)^2 + c^2} + d \cdot \lg(Re) + e \quad (6.17)$$

Die Parameter $a, b, \dots, e$ sind dabei analog den Parametern $x_1, x_2, \dots, x_5$ in dem Zweibereichs-Exponential-Ansatz nach **Gl. 6.14** die freien Größen zur Anpassung der Funktion an die gemessenen Werte. Eine ausführlichere Begründung für diesen Ansatz und die im Folgenden dargestellten Einschränkungen des Suchraums findet sich im **Anhang**.

Da durch **Gl. 6.17** zwei Ansätze nach **Gl. 6.13** gemeinsam dargestellt werden sollen,

$$j_1 = x_1 \cdot Re^{x_2} \text{ und } j_2 = x_3 \cdot Re^{x_4} \quad (6.18)$$

kann durch Fallunterscheidung der Wertebereich für die freien Parameter eingeschränkt werden:

$$a = \frac{x_2 - x_4}{2}; a \in [-0.5, 0.5] \quad (6.19)$$

$$b = \frac{\lg x_3 + \lg x_1}{x_2 - x_4}; b \in (-\infty, \infty), \quad (6.20)$$

wobei $b \sim \lg(Re_{krit})$ bei Versuchsbedingungen mit kleinen Reynolds-Zahlen den Punkt des Wechsels von laminarer zu Übergangsströmung bzw. im Falle größerer Reynolds-Zahlen des Wechsels von Übergangsströmung zu turbulenter Strömung darstellt und somit unabhängig von der rein mathematischen Betrachtung physikalisch sinnvoll eingeschränkt werden kann auf:

$$b \in (2, 4).$$

Für die Konstante c , die den stetigen Übergang der Geradenabschnitte bewirkt, ist eine Beschränkung auf den Bereich der positiven reellen Zahlen mathematisch sinnvoll.

$$c \in \mathbb{R}_+$$

Für die praktische Anwendung ist eine Beschränkung auf den Bereich bis maximal etwa 100 ausreichend. Die Konstante d kann wie folgt dargestellt werden, woraus sich ein möglicher Wertebereich für reelle Zahlen von 0 bis 1 ergibt.

$$d = \frac{x_2 + x_4}{2}; d \in [0, 1] \quad (6.21)$$

Der Wertebereich der verbleibenden Konstanten e wird unabhängig von seiner mathematischen Struktur, basierend auf Erfahrungswerten, auf den Bereich

$$e = \frac{\lg x_1 - \lg x_3}{2}; e \in [-1, 1] \quad (6.22)$$

eingeschränkt.

Ein Dreibereichs-Ansatz in einer linearen Form lässt sich analog zum Zweibereichs-Ansatz in **Gl. 6.17**, wie in **Gl. 6.23** dargestellt, angeben.

$$\lg(j) = a \cdot \sqrt{\left[\left(\lg(Re) - b\right)^2 + c^2\right]} + d \cdot \sqrt{\left[\left(\lg(Re) - e\right)^2 + c^2\right]} + f \cdot \lg(Re) + g \quad (6.23)$$

Hierbei werden die drei Teilfunktionen

$$j_1 = x_1 \cdot Re^{x_2}, j_2 = x_3 \cdot Re^{x_4} \text{ und } j_3 = x_5 \cdot Re^{x_6} \quad (6.33)$$

abgebildet. In Analogie zum Zweibereichs-Ansatz kann auch hier mittels Fallunterscheidung der Bereich der freien Konstanten $a, b, \dots, g$ durch Abgleich mit dem Wertebereich der Konstanten $x_1, x_2, \dots, x_6$ der Teilfunktionen beschränkt und somit der Suchraum für die Optimierung auf einen physikalisch sinnvollen Bereich eingeschränkt werden. Die Betrachtung dieses Ansatzes ist im **Anhang** zu finden. An dieser Stelle erfolgt lediglich eine zusammenfassende Darstellung.

$$a = \frac{x_4 - x_2}{2} \quad (6.34)$$

$$b = \frac{\lg x_1 - \lg x_3}{x_4 - x_2} \quad (6.35)$$

c ist die Konstante für den stetigen Übergang ($c \in \mathbb{R}_+$) und wird mit $c \in (0, 100]$ wie im vorherigen Fall begrenzt.

$$d = \frac{x_6 - x_4}{2} \quad (6.36)$$

$$e = \frac{\lg x_3 - \lg x_1 - \lg x_5}{x_6 - x_4} \quad (6.37)$$

$$f = \frac{x_6 - x_2}{2} \quad (6.38)$$

$$g = \frac{\lg x_5}{2} \quad (6.39)$$

6.3.2 Zielfunktionen

Mit der umgangssprachlichen Auffassung des Begriffs der Optimierung - der Brockhaus [8] führt hierfür "die optimale Festlegung von Größen, Eigenschaften, zeitlichen Abläufen, etc." auf – ist im mathematischen Sinne die *Minimierung* oder *Maximierung* einer so genannten Zielfunktion in Abhängigkeit von einer oder mehreren Veränderlichen unter Berücksichtigung von Beschränkungen gemeint. Dazu ist die Aufstellung einer Zielfunktion nötig, die unter Berücksichtigung des Systemverhaltens eine qualitative Aussage über die Güte des Systems in Abhängigkeit von den zu variierenden und das Systemverhalten beschreibenden Kenngrößen, den so genannten Führungsgrößen, macht.

Allgemein lässt sich die Optimierungsaufgabe als Lösung des durch **Gl. 6.40** gegebenen Minimumproblems¹⁶ darstellen, nach dem der von dem Führungsgrößenvektor X abhängige Wert der Zielfunktion $F(X)$ unter Einhaltung der $(m+q)$ Nebenbedingungen G_i und G_j zu minimieren ist.

$$\begin{aligned} \min F(X), & \quad X \in \mathbb{R}^n \\ G_i(X) = 0, & \quad i = 1, \dots, m \\ G_j(X) \leq 0, & \quad j = 1, \dots, q \end{aligned} \quad (6.40)$$

Weiterhin können als Spezialfall für Restriktionen nach **Gl. 6.40** explizite Restriktionen (side constraints oder lower and upper bounds) vorkommen, die als Parameterschranken den zulässigen Wertebereich für X direkt einschränken.

$$X_{lb} \leq X \leq X_{ub}, \quad X, X_{lb}, X_{ub} \in \mathbb{R}^n \quad (6.41)$$

Für die Güte der Optimierung und auch die benötigte Rechenzeit ist die geeignete Wahl der Zielfunktion $F(X)$ ausschlaggebend. Diese soll als skalare Zielfunktion so formuliert werden, dass die Abweichungen der gemessenen Werte für den Wärmedurchgang von den entsprechenden berechneten Werten möglichst klein wird. Da die zwei Seiten des Wärmedurchgangs nach **Gl. 6.7** prinzipiell beliebig dem inneren bzw. dem äußeren Wärmedurchgang zugesprochen werden können, müssen in die Zielfunktion Nebenbedingungen in Form des charakteristischen Systemverhaltens einfließen. Diese sind im vorigen Abschnitt erläutert worden.

Gl. 6.42 stellt eine Zielfunktion mit Hilfe des Wärmedurchgangswiderstands dar, die nach der Momentenmethode direkt den Mittelwert der Einzelfehlerbeträge als Zielgröße definiert.

$$S_{k \cdot A} = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N \left| \left(\frac{1}{k \cdot A} \right)_b - \left(\frac{1}{k \cdot A} \right)_m \right| \quad (6.42)$$

In dieser Gleichung bezeichnet N die Zahl der Datensätze aus den gemessenen (m) bzw. den berechneten (b) Daten. Angewendet auf das vorliegende Problem, stellt sich die Zielfunktion in Abhängigkeit des Führungsgrößenvektors $X = x_1, \dots, x_n$ dann wie folgt dar:

¹⁶ Ein Maximumproblem $\text{Max}[F(X)]$ lässt sich durch Transformation immer in ein Minimumproblem umformulieren (bspw. durch $\text{Min}[1/F(X)]$ oder $\text{Min}[-F(X)]$) und wird daher nicht getrennt behandelt.

$$S_{k,A} = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N \left| \left(\frac{1}{A_a \cdot \eta'_a \cdot \alpha_a} + \frac{b}{A_w \cdot \lambda} + \frac{1}{A_i \cdot \eta'_i \cdot \alpha_i} \right) - \left(\frac{1}{k \cdot A} \right)_m \right| \quad (6.43)$$

mit $\alpha_{a,i}$ als den Wärmeübergangskoeffizienten für den äußeren (Index a) bzw. den inneren (Index i) Wärmeübergang sowie dem Produkt aus dem Flächenwirkungsgrad $\eta_{a,i}'$ und der Wärmeübergangsfläche ($A_{a,i} \cdot \eta_{a,i}'$):

$$A_{a,i} \cdot \eta'_{a,i} = A_{1_{a,i}} + \eta_{a,i} \cdot A_{2_{a,i}} \quad (6.44)$$

Die Fläche $A_{a,i}$ steht in dieser Gleichung für die gesamte Wärmeübergangsfläche, bestehend aus der eigentlichen Wandoberfläche und der von beiden Seiten vom gleichen Fluid umströmten Oberfläche der Rippen, die nur zu einem verringerten Teil, aufgrund der Wärmeleitung in Richtung des Rippenfußes, zum Wärmeübergang beitragen kann. Der Rippenwirkungsgrad wird in der Literatur [4, 29, 33] ausführlich behandelt und berechnet sich im Falle ebener, gerader Rippen unter Vernachlässigung des Wärmeflusses an der Stirnseite der Rippe wie folgt:

$$\eta_{a,i} = \frac{\tanh(m_{a,i} \cdot L_{a,i})}{m_{a,i} \cdot L_{a,i}} \quad (6.45)$$

mit:

$$m_{a,i} = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{a,i}}{\lambda_R \cdot b_{R_{a,i}}}} \quad (6.46)$$

In **Gln. 6.45** und **6.46** ist L die Länge der Rippe, die bei einer von einer Wand zur nächsten Wand durchgehenden Rippe mit dem halben Wert anzusetzen ist. $\alpha_{a,i}$ ist der äußere bzw. der innere Wärmeübergangskoeffizient. λ_R bezeichnet die Wärmeleitfähigkeit des Rippenmaterials, das im vorliegenden Fall für die äußere und die innere Seite gleich ist und daher nicht zu unterscheiden werden braucht und $b_{R_{a,i}}$ ist die konstante Dicke der Rippen.

Zur Darstellung der Zielfunktion $S_{k,A}=F(X)$ in Abhängigkeit vom Führungsgrößenvektor X fehlt als letzter Zwischenschritt noch der funktionale Zusammenhang zwischen dem Wärmeübergangskoeffizienten α und der Colburn-Zahl j . Dieser kann auf verschiedene, ineinander überführbare Arten dargestellt werden. In dem in dieser Arbeit umgesetzten Programmcode wird folgende Formel verwendet:

$$\alpha_{a,i} = j_{a,i} \cdot \frac{Re_{a,i} \cdot Pr_{a,i}^{1/3} \cdot \lambda_{L_{a,i}}}{D_{h_{a,i}}} \quad (6.47)$$

Die Wärmeleitfähigkeit $\lambda_{L_{a,i}}$ in **Gl. 6.47** ist diejenige des jeweiligen Fluids und muss im Gegensatz zu **Gl. 6.46** daher für die innere und die äußere Seite getrennt berücksichtigt werden. Mit $D_{h_{a,i}}$ ist der hydraulische Ersatzdurchmesser für Kanäle mit von der Kreisform abweichendem Querschnitt gemeint, der als das vierfache Verhältnis der frei durchströmbar Querschnittsfläche A zu dem von der Strömung benetzten Umfang U definiert ist ($D_h=4A/U$).

Für die Colburn-Zahl j_a bzw. j_i in **Gl. 6.47** ist einer der in **Abschn. 6.3.1** hergeleiteten Korrelationsansätze einzusetzen. Dies ist insbesondere deshalb für das Erzielen sinnvoller

Ergebnisse wichtig, da der Optimierer nur den numerischen Wert der Zielfunktion zur Bewertung heranzieht. Der Wärmedurchgangswiderstand lässt sich für jeden Betriebspunkt beliebig in die beiden Wärmeübergangswiderstände aufteilen, wenn dabei nicht das systemspezifische Verhalten berücksichtigt wird. Das geschieht in diesem Fall über die Vorgabe der prinzipiellen Abhängigkeit der Colburn -Zahl von der Reynolds-Zahl.

Eine zusammengefasste Darstellung der Gleichung für die Zielfunktion (**Gl. 6.43**) findet sich im **Anhang**. Dort ist diese am Beispiel der Zweibereichs-Potenzansätze aufgestellt worden.

Sollen größere Abweichungen vom prognostizierten Systemverhalten stärker berücksichtigt werden als kleine, bietet sich die Aufstellung der Zielfunktion nach der Fehlerquadratmethode an.

$$S_{k \cdot A} = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N \left(\frac{1}{(k \cdot A)_b} - \frac{1}{(k \cdot A)_m} \right)^2 \quad (6.48)$$

Der Bezug auf die Anzahl der Messwerte in den **Gln. 6.48** und **6.43** ist für das Ergebnis der Optimierung eigentlich ohne Belang. Der Wert der Zielfunktion als Fehlerwert ist dadurch aber unabhängig von der Anzahl der Stützstellen und somit besser vergleichbar.

Der Nachteil der Fehlerquadratmethode ist die stärkere Abhängigkeit der Zielfunktion von Messfehlern, insbesondere von Ausreißern. **Abb. 6.7** zeigt die erzielte Güte der Optimierung in Abhängigkeit vom Zielfunktionsansatz mit zwei und drei Bereichen am Beispiel der Daten für zwei der insgesamt 14 untersuchten Ladeluftkühler (Nr. 5 und 13). Der Ansatz auf Basis der Fehlerquadrat-Abweichungen kann dabei keinen Vorteil erzielen. Man kann im Gegenteil sogar erkennen, dass bei den Werten mit den größten Abweichungen diese im Falle der Fehlerquadrat-Abweichung noch etwas größer ist.

Da sich prinzipiell das gleiche Bild bei allen untersuchten Wärmeübertragern gezeigt hat, kamen für weitere Untersuchungen nur noch Zielfunktionen in der direkten Abweichung zum Einsatz.

Als sinnvoll mag zunächst ein Ansatz für die Zielfunktion angesehen werden, der die Abweichung der berechneten von den gemessenen Austrittstemperaturen für beide Seiten getrennt bewertet. Ein solcher Ansatz nach **Gl. 6.49** wurde ebenfalls in die Optimierungsroutine implementiert und auf seine Eignung untersucht.

$$S_T = \frac{1}{2 \cdot N} \cdot \sum_{i=1}^N \left(\left| (T_{a,L})_b - (T_{a,L})_m \right| + \left| (T_{a,K})_b - (T_{a,K})_m \right| \right) \quad (6.49)$$

Hintergrund dieses Ansatzes ist das Bestreben, über das Zugrundelegen eines Modells für den Wärmeübergang auf beiden Seiten hinaus ein weiteres Kriterium zur Gütebeurteilung für die Aufteilung der Wärmeübergangswiderstände als Basis für die Optimierung zu schaffen. Dazu ist es allerdings erforderlich, die Wärmeübergangskoeffizienten auf der Grundlage einer bekannten Wandtemperatur zu berechnen. Da deren Bestimmung jedoch erhebliche Schwierigkeiten bereitet (vgl. **Kap. 3**), können auch die Austrittstemperaturen der Ladeluft $T_{a,L}$ und der Kühlluft $T_{a,K}$ in **Gl. 6.49** lediglich auf Basis des Gesamtwärmeübergangswiderstandes $1/k \cdot A$ berechnet werden.

So ergibt sich durch die Einführung der Zielfunktion in der Temperatur erwartungsgemäß auch nur eine geringfügige Verbesserung der mittleren Abweichung des berechneten vom gemessenen Wert um etwa 2.3 % im Mittel über alle 14 Wärmeübertrager des Versuchsprogramms. In **Abb. 6.8** ist die Abweichung der gemessenen von den berechneten

(prognostizierten) Werten für die Temperaturänderung der Ladeluft bei Verwendung einer Zielfunktion nach dem Dreibereichs-Ansatz für die Temperaturabweichung nach **Gl. 6.49** und für die Abweichung des Wärmedurchgangswiderstandes nach **Gl. 6.42** dargestellt. Es ist zu erkennen, dass in beiden Fällen die Fehler innerhalb eines Bereiches von ± 2 K liegen und sich kein signifikanter Vorteil für eine der beiden Zielfunktionen ergibt.

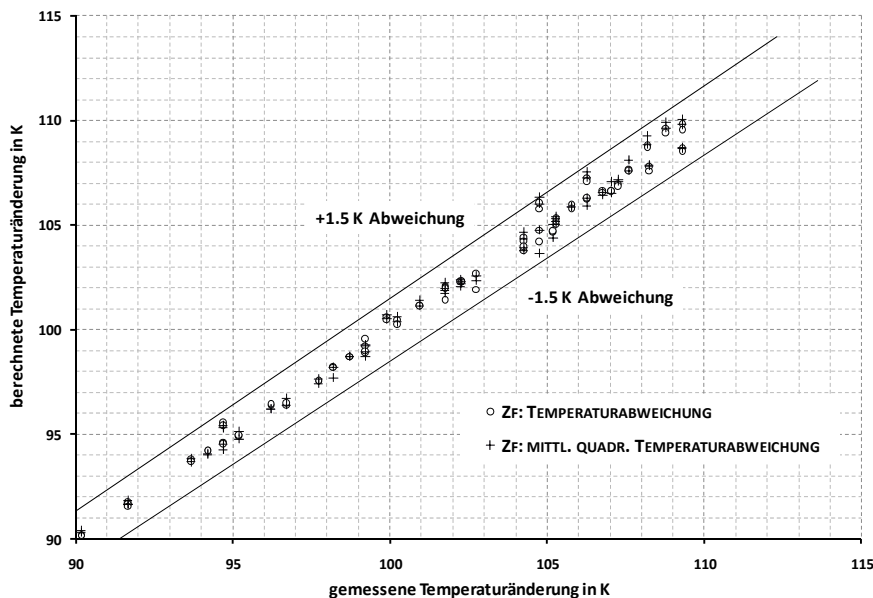


Abb. 6.7 Abweichung von gemessenen und berechneten Ladeluft-Temperaturänderungen für die Zielfunktionen nach **Gl. 6.42** bzw. **6.48**

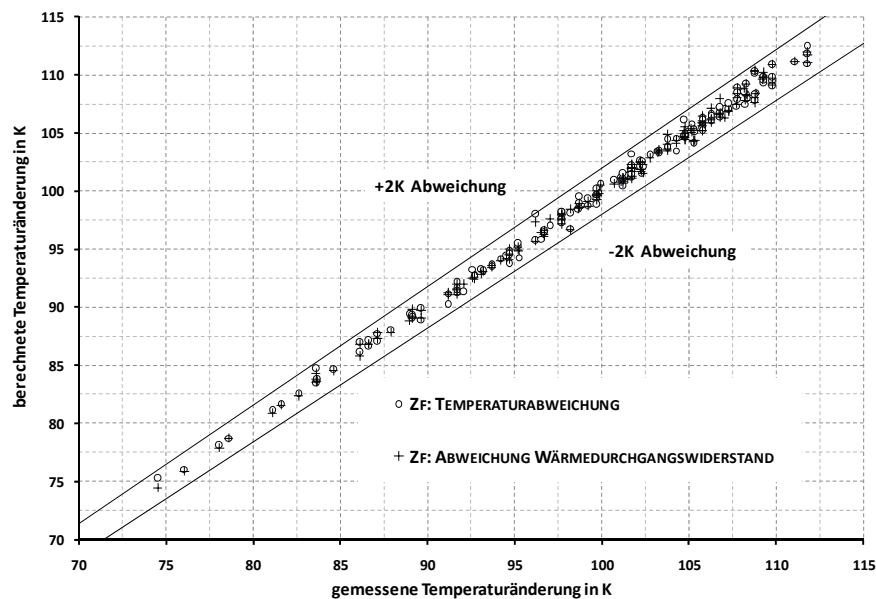


Abb. 6.8 Abweichung von gemessenen und berechneten Ladeluft-Temperaturänderungen für die Zielfunktionen nach **Gl. 6.42** bzw. **6.49**

6.3.3 Klassifizierung der Optimierungsverfahren

Bei der modellbasierten Lösung von Optimierungsproblemen ist die Auswahl geeigneter Optimierungsverfahren anhand der charakteristischen Merkmale des Problems zu treffen. In der Literatur findet sich je nach Kontext eine Vielzahl unterschiedlicher Ansätze zur Klassifizierung von Optimierungsverfahren. Anhand einer Übersicht soll im Folgenden die Einsetzbarkeit verschiedener Algorithmen für das vorliegende Problem der Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten bewertet werden. Es wird eine Auswahl verschiedener Algorithmen getroffen und begründet sowie deren Funktionsprinzip kurz erläutert. Abschließend werden die Ergebnisse der durchgeführten praktischen Tests zu den verschiedenen Optimisierern vorgestellt.

Grundsätzlich wird zunächst danach unterschieden, ob die Voraussetzungen für eine analytische Lösung des Problems vorliegen. Dazu muss die Zielfunktion analytisch angegeben werden können und zweimal stetig differenzierbar sein. Dann können die notwendigen Bedingungen für ein lokales Minimum für die Zielfunktion nach **Gl. 6.40** für den Punkt X^* ($X^* \in \mathcal{R}^n$) angegeben werden. Erste notwendige Bedingung ist, dass der Gradient an der Stelle $X=X^*$ zu null wird.

$$\nabla F(X) \Big|_{X=X^*} = 0 \quad (6.50)$$

Zur Erfüllung der zweiten notwendigen Bedingung für ein Minimum muss zusätzlich die Hessesche Matrix als zweite Ableitung am Punkt $X=X^*$ positiv semidefinit sein.

$$\nabla^2 F(X) \Big|_{X=X^*} \geq 0 \quad (6.51)$$

Für die meisten technischen Prozesse ist die Aufstellung einer analytischen, differenzierbaren Zielfunktion einschließlich der Nebenbedingungen nicht möglich und man ist daher auf eine schrittweise Optimierung mit Hilfe numerischer und somit rechnergestützter Verfahren angewiesen.

Weiterhin kann unterschieden werden, ob es sich um ein lineares oder ein nichtlineares Problem handelt. Lineare Optimierungsprobleme sind dadurch gekennzeichnet, dass sowohl die Zielfunktion $F(X)$ als auch die Nebenbedingungen $G_{i,j}(X)$ linear vom Führungsgrößenvektor X abhängen¹⁷. Daraus ergibt sich, dass es nur ein lokales Minimum im Definitionsbereich gibt, welches zugleich auch das globale Minimum ist und auf einem Randpunkt des Optimierungsraumes liegt [64]. Zu den Standardmethoden für die Lösung linearer Optimierungsprobleme gehört das Simplex-Verfahren¹⁸, dessen Grundzüge 1947 von Georg Danzig vorgestellt wurden, bzw. eine seiner zahlreichen Weiterentwicklungen. Das Simplex-Verfahren verdankt seinen Namen dem einfachsten n -dimensionalen Polytrop mit $n+1$ Ecken, dem Simplex. Im Falle eines zweidimensionalen Raumes handelt es sich also um ein Dreieck, im Falle eines dreidimensionalen Raumes um ein Tetraeder. Bei diesem Verfahren wird sequentiell ein Algorithmus durchlaufen, bei dem schrittweise die Werte an den Eckpunkten des Simplex bestimmt werden, das durch die Zielfunktion und die Nebenbedingungen definiert wird. Da es sich um ein lineares Problem handelt, liegt das Minimum für ein Simplex immer auf einem seiner Eckpunkte.

¹⁷ Eine Abbildung F heißt linear, wenn F sowohl homogen ($c F(X) = F(c X)$) als auch additiv ($F(X+Y) = F(X) + F(Y)$) ist.

¹⁸ Es gibt ein namensgleiches Verfahren der nicht-linearen Programmierung, das als Downhill-Simplex-Verfahren bezeichnet wird und mit dem Simplex-Verfahren nach Danzig nicht verwechselt werden darf.

Von wesentlich größerer Bedeutung für die Optimierung im technischen Umfeld sind jedoch nichtlineare Optimierungsmethoden, da lineare oder quadratische Probleme in der Praxis häufig nur eine untergeordnete Rolle spielen [42].

In [43] wird eine Unterteilung des nichtlinearen Programmierens in deterministische, statistische, stochastische und heuristische Verfahren vorgenommen. Meywerk [42] unterscheidet in Suchstrategien und Gradientenstrategien, die noch in deterministische und stochastische Suchstrategien sowie Gradientenstrategien nach dem Quasi-Newton und dem Gauß-Newton Verfahren weiter unterteilt werden. In [37] wird in die zielgerichtet suchenden, deterministischen pfadorientierten und die nicht zielgerichtet suchenden volumenorientierten Verfahren unterschieden. Diese Beispiele sollen verdeutlichen, dass eine grundsätzliche Einteilung von Optimierungsstrategien stets im Kontext der jeweiligen Optimierungsaufgabe zu sehen und daher schwierig zu vereinheitlichen ist.

Im Folgenden sollen die vier, in dieser Untersuchung verwendeten Optimierungsstrategien vorgestellt und auf ihre charakteristischen Eigenschaften hingewiesen werden. Diese sind:

- Sequentielle quadratische Programmierung (SQP)
- Pattern Search (PS)
- Simulierte Abkühlung (SA)
- Genetische Algorithmen (GA).

Sequentielle Quadratische Programmierung (SQP)

Hierbei handelt es sich um ein gradientenbasiertes Lösungsverfahren, also ein Hill-Climbing Verfahren, für komplexe, restringierte Optimierungsprobleme, das auf dem Quasi-Newton-Verfahren beruht, jedoch die unbeschränkte Zielfunktion durch die Lagrange'sche Zielfunktion zur Integration der Restriktionsbedingungen in die Zielfunktion benutzt. Die SQP gehört trotz des erhöhten Aufwandes zu den effizientesten Verfahren für allgemeine, restringierte Optimierungsprobleme [42].

Ausgehend von der allgemeinen Formulierung des restringierten Optimierungsproblems nach **Gl. 6.40** und **Gl. 6.41** wird dieses mit Hilfe der *Lagrange-Funktion* so umformuliert, dass es zu einem unrestringierten Optimierungsproblem wird und sich mit einer einzigen Gleichung beschreiben lässt:

$$L(X, \lambda) = F(X) + \sum_{i=1}^m \lambda_i \cdot G_i(X) + \sum_{j=1}^q \lambda_j \cdot (G_j(X) + \mu_j^2) \quad (6.52)$$

In **Gl. 6.52** sind $\lambda_{i,j}$ die Lagrange-Faktoren, die den Einfluss der Gleichungsnebenbedingungen G_i und der Ungleichungsnebenbedingungen G_j beschreiben. Letztere werden durch die Einführung der Schlupfvariablen μ_j , die den Abstand zu der durch die jeweilige Ungleichungsbedingung definierten Grenze beschreiben, in Gleichungsnebenbedingungen umgewandelt.

Diese erweiterte Zielfunktion nach **Gl. 6.52** stellt zunächst nur ein neues Optimierungsproblem in einem um $(m+q)$ in seiner Dimension erweiterten Suchraum dar, das sich prinzipiell durch geeignete Optimierungsverfahren lösen ließe. Dabei liegt das

Optimum von $L(X, \lambda)$ in einem Sattelpunkt, an dem bezüglich der Führungsgrößen X ein Minimum und bezüglich der Lagrange-Faktoren λ ein Maximum auftritt [64].

Die Ableitung der Lagrange-Funktion nach dem Führungsgrößenvektor X , den Lagrange-Faktoren und den Schlupfvariablen liefern die Bedingungen für die Existenz eines Optimums an der Stelle X^* . Diese Bedingungen werden Kuhn-Tucker-Bedingungen¹⁹ genannt und liefern die notwendigen Bedingungen für die Existenz lokaler Minima.

$$\nabla_X L(X, \lambda) \Big|_{X^*} = \nabla_X F(X) \Big|_{X^*} + \sum_{i=1}^m \lambda_i^* \cdot \nabla_X G_i(X) \Big|_{X^*} + \sum_{j=1}^q \lambda_j^* \cdot \nabla_X G_j(X) \Big|_{X^*} = 0 \quad (6.53)$$

$$\nabla_{\lambda_i} L(X, \lambda) \Big|_{X^*} = G_i(X^*) = 0 \quad (6.54)$$

$$\nabla_{\lambda_j} L(X, \lambda) \Big|_{X^*} = G_j(X^*) + \mu_j^2 = 0 \quad (6.55)$$

$$\nabla_{\mu_j} L(X, \lambda) \Big|_{X^*} = 2 \cdot \lambda_j \cdot \mu_j = 0 \quad (6.56)$$

Wird **Gl. 6.53** nach dem Gradienten der Zielfunktion F im Punkt X^* umgestellt, so wird deutlich, dass dieser Gradient den gleichen Wert wie die Linearkombination der Gradienten der Nebenbedingungen hat, aber in die entgegengesetzte Richtung weist.

$$\nabla_X F(X) \Big|_{X^*} = - \left(\sum_{i=1}^m \lambda_i^* \cdot \nabla_X G_i(X) \Big|_{X^*} + \sum_{j=1}^q \lambda_j^* \cdot \nabla_X G_j(X) \Big|_{X^*} \right) \quad (6.57)$$

Zur eindeutigen Bestimmung der λ_i und λ_j müssen die Gradienten

$$\nabla_X G_i(X) \Big|_{X^*} \text{ und}$$

$$\nabla_X G_j(X) \Big|_{X^*}$$

demnach linear unabhängig sein. Diese Bedingung wird *constraint qualification* (*Linear Independence Constraint Qualification (LICQ)*) genannt und dient der Vermeidung von pathologischen Lösungen für das Optimierungsproblem.

Die **Gln. 6.54** und **6.55** drücken die Restriktionen aus und mit **Gl. 6.57** wird sichergestellt, dass im Optimum entweder der Lagrange-Faktor oder die Schlupfvariable gleich Null ist. Notwendig und hinreichend für das Vorliegen eines lokalen Extremums ist, dass das Optimierungsproblem, also sowohl die Zielfunktion wie auch die Restriktionen, in einer beliebig kleinen Umgebung um X^* konvex²⁰ sind. Für ein globales Optimum ist diese Konvexität für den gesamten Bereich zu fordern.

Bei der SQP wird die Lagrange-Funktion benutzt, wobei die Zielfunktion $F(X)$ durch eine Taylorreihenentwicklung bis zum zweiten Glied quadratisch approximiert wird, während die Restriktionen linear approximiert werden. Die Optimierung beruht auf der direkten Lösung der so approximierten Kuhn-Tucker-Gleichungen, was zu einer Reihe von sequentiell abzuarbeitenden, quadratischen Unterproblemen führt.

¹⁹ Die Kuhn-Tucker-Bedingungen sind auch unter dem Namen Karush-Kuhn-Tucker- (KKT-) Bedingungen bekannt.

²⁰ Eine Funktion $f: \mathcal{H}^n \rightarrow \mathcal{H}$ heißt konvex, wenn für alle $x, y \in \mathcal{H}^n$ und $\lambda \in (0, 1)$ gilt:
 $f(\lambda x + (1-\lambda)y) \leq \lambda f(x) + (1-\lambda)f(y)$.

Auf der Suche nach einem neuen Parametervektor X_{k+1} in der k -ten Iteration wird zunächst in einer ersten Stufe die Suchrichtung Γ optimiert und anschließend in einer zweiten Stufe mit einem linearen Liniensuchverfahren die optimale Schrittweite über den Schrittweitenparameter β bestimmt.

Das Optimierungsproblem nach **Gl. 6.40** kann in Analogie zu den Newton- und Quasi-Newton-Verfahren als quadratische Näherung der Zielfunktion wie folgt formuliert werden. Hierbei ist zu beachten, dass die Zielfunktion durch die Lagrange-Funktion definiert wird.

$$\begin{aligned} \min \quad & \frac{1}{2} \cdot \Gamma^T \cdot \nabla_X^2 L(X_k, \lambda_k) \cdot \Gamma + \nabla_X F(X_k) \cdot \Gamma & X \in \mathbb{R}^n \\ & \nabla_X G_i(X_k) \cdot \Gamma + G_i(X_k) = 0 & i = 1, \dots, m \\ & \nabla_X G_j(X_k) \cdot \Gamma + G_j(X_k) \leq 0 & j = 1, \dots, q \end{aligned} \quad (6.63)$$

Zur vollständigen Formulierung fehlt noch die Schrittweitenoptimierung nach

$$\min F(X_k + \beta_k \cdot \Gamma_k). \quad (6.64)$$

Die Iterationsschleife läuft dann nach folgendem Schema ab:

- Update der Hesse-Matrix der Lagrange-Funktion $H_k = \nabla_X^2 L(X_k, \lambda_k)$
- lokales Lösen des Unterproblems nach **Gl. 6.63** zur Bestimmung der optimalen Suchrichtung Γ
- Bestimmung der optimalen Schrittweite

Anstelle der direkten Berechnung der Hesse-Matrix wird bei der SQP wie bei den Quasi-Newton-Verfahren diese aus der Hesse-Matrix des vorangegangenen Optimierungsschritts approximiert. Dabei konvergiert diese stets positiv definite und symmetrische Hesse-Matrix von der zunächst eingesetzten Einheitsmatrix erst mit zunehmender Annäherung an das Optimum gegen die eigentliche Hesse-Matrix der Lagrange-Funktion. Zur Approximation gibt es verschiedene Methoden, von denen die BFGS-Methode die weiteste Verbreitung gefunden hat.

Zu dem sehr umfangreichen Thema der nichtlinearen Optimierung existiert eine große Anzahl von Literaturquellen [30, 63, 27, 64], auf die für vertiefende Informationen verwiesen wird.

Wie bereits angesprochen, ist die Konvexität des Optimierungsproblems hinreichende Bedingung für das Vorliegen eines lokalen Extremums. Ist diese nicht für den gesamten Optimierungsraum gegeben, so läuft dieses Verfahren Gefahr, sich in lokalen Extrempunkten fest zu fahren. Abhilfe wird hier geschaffen, indem der Startvektor wiederholt auf zufällig ausgewählte Startpunkte gesetzt wird und somit die Chance vergrößert wird, dass sich unter den gefundenen Minima auch das globale Minimum befindet.

Mit zunehmender Dimensionalität des Suchraums stößt dieses Verfahren jedoch an seine Grenzen. So ist im Beispiel einer Dreibereichskorrelation die Dimension des Suchraums gleich 14. Bei einer Anzahl von (im Mittel) nur 10 Stützstellen pro Dimension ergibt sich bereits die Anzahl von 10^{14} Optimierungsläufen mit geändertem Startvektor. Das entspräche bei einer Rechenzeit für einen Optimierungslauf von 10 ms einer Gesamtrechenzeit von mehr als 31.700 Jahren.

Dass dieser Algorithmus in der praktischen Anwendung auch bei nicht konvexen Problemen trotzdem so gute Ergebnisse erzielt, liegt im vorliegenden Fall daran, dass eine Unterteilung des Suchraums in nur wenige konvexe Teilbereiche vorliegt und somit bereits nach wenigen Neustarts auch derjenige Bereich zufällig getroffen wird, in dem sich das globale Minimum befindet.

Pattern-Search-Verfahren nach Hooke und Jeeves

Das Pattern-Search²¹-Verfahren gehört zu den direkten Suchverfahren, die auch gradientenfreie Verfahren genannt werden, da keine Informationen über den Gradienten der Zielfunktion benötigt werden. Einfachstes und bekanntestes Beispiel für ein Verfahren dieser Gruppe ist die *sukzessive Variation der Variablen*, bei der die Führungsvariablen $X = \{x_1, \dots, x_n\}$ einzeln der Reihe nach variiert werden. Hierbei wird stets entlang der Einheitsvektoren E_k des durch die Führungsgrößen aufgespannten Koordinatensystems gesucht. Übersteigt die Zahl der Iterationen k die Dimension n des Suchraums, wird die Suche wieder mit dem ersten Einheitsvektor fortgesetzt, bis ein Abbruchkriterium erfüllt ist. **Gl. 6.65** beschreibt das Vorgehen für einen Optimierungsschritt.

$$X_{k+1} = X_k + \Gamma \cdot E_k \quad (6.65)$$

Zur Bestimmung der optimalen Schrittweite Γ_k kommen einfache, ableitungsfreie Liniensuchverfahren zum Einsatz, wie bspw. die Äquidistanzsuche.

Ein Nachteil dieser Suchmethode ist, dass die Suchrichtung Γ immer parallel zu den Einheitsvektoren E des Koordinatensystems verläuft. Weiterer Nachteil ist die hohe Zahl der benötigten Iterationen, bis die gewünschte Konvergenz eintritt. Die Methode ist jedoch vergleichsweise leicht zu implementieren und relativ robust.

Das in dieser Arbeit untersuchte Verfahren aus der Gruppe der direkten Suchverfahren, das *Pattern-Search-Verfahren*, benötigt für seine Durchführung keinerlei Informationen über die Zielfunktion, bis auf den jeweiligen Funktionswert nach einer Iteration. Somit werden auch keine Anforderungen an die Zielfunktion hinsichtlich Differenzierbarkeit oder Stetigkeit gestellt, noch bedarf sie eines deterministischen Charakters.

Beim Pattern-Search-Verfahren werden im Falle eines n -dimensionalen Suchraums $2 \cdot n$ Vektoren erzeugt. Das Verfahren richtet die neuen Suchpunkte nach einem festen Muster, analog einer Schablone (pattern) im Suchraum aus. Ausgangspunkt dieser Ausrichtung für die $(k+1)$ -te Iteration ist dabei immer der Bestpunkt aus der vorherigen Iteration k (zu Beginn ist dies ein zufällig gewählter Startpunkt). Es wird also immer nur im Umfeld des aktuellen Punktes gesucht. **Abb. 6.9** verdeutlicht das Suchschema am Beispiel einer Suche im 2-dimensionalen Raum. Zu Beginn ist die Grundlänge normiert.

Verglichen werden nur die Funktionswerte der Zielfunktion in den neuen Suchpunkten mit dem Wert des Ausgangspunkts. Tritt eine Verbesserung im Sinne des Optimierungsziels auf, verschiebt sich der Mittelpunkt der Schablone zu dem neuen Bestpunkt. In diesem Fall wird der Abstand der neuen Suchpunkte zu dem nun aktuellen Punkt verdoppelt. Besonders zu Beginn einer Suche kann somit die Schrittweite auf ein Vielfaches ihrer Ausgangslänge gedehnt werden.

²¹ Pattern heißt Schablone oder Muster

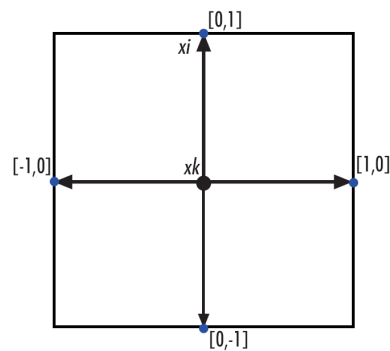


Abb. 6.9 Suchschema des Pattern-Search-Verfahrens [77]

Wird kein besserer Punkt gefunden, wird der aktuelle Punkt beibehalten und die Schrittweite wird verringert. Somit ist gewährleistet, dass zu Beginn der Suche recht schnell der Suchraum abgetastet wird, gegen Ende aber durch Verkleinerung der Schrittweite das (lokale) Optimum recht genau bestimmt wird. Die anfänglich große Schrittweite erhöht zwar die Wahrscheinlichkeit, das Globale Optimum innerhalb des Suchraums zu finden, kann dies aber nicht garantieren.

In **Abb. 6.10** ist im oberen Diagramm der Verlauf des Zielfunktionswertes über der Iterationsanzahl dargestellt. Im unteren Teil des Bildes ist die Maschenweite des Gitters oder auch Schrittweite dargestellt. Eine Verringerung der Schrittweite findet immer dann statt, wenn kein neuer Suchpunkt gefunden werden konnte, der zu einer Verbesserung des Zielfunktionswertes führt.

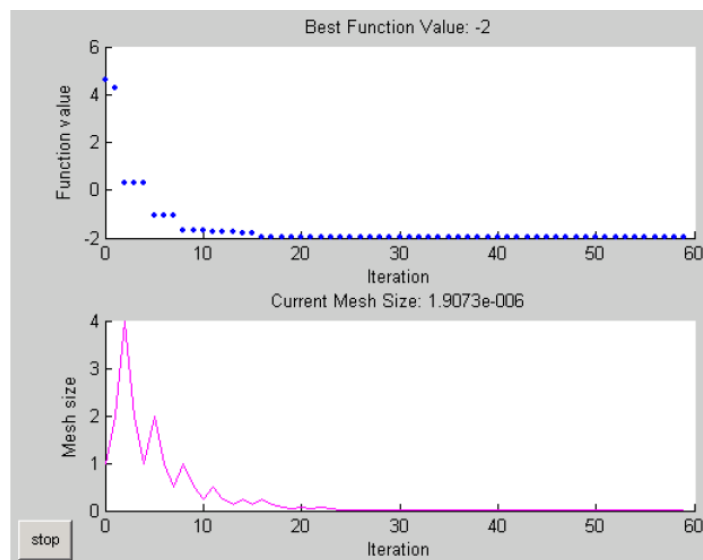


Abb. 6.10 Verlauf von Zielfunktionswert (oben) und Schrittweite (unten) für einen Optimierungslauf mit dem Pattern-Search-Verfahren [77]

Das Pattern-Search-Verfahren nach Hooke und Jeeves empfiehlt sich aufgrund seiner Einfachheit als universeller und schneller Suchalgorithmus, der jedoch nicht garantiert ein globales Minimum findet. Zudem bedarf es vieler Iterationen um zu einem Minimum zu gelangen. Durch wiederholte Durchläufe mit immer neuen Startvektoren erhöht sich aber die Wahrscheinlichkeit ein globales Minimum zu treffen [77].

Simulierte Abkühlung

Die simulierte Abkühlung gehört, wie auch die weiter unten beschriebenen Genetischen Algorithmen, zu den stochastischen Suchverfahren [64]. Die Unterscheidung zwischen Such- und Optimierungsverfahren (u.a. in [64]) weist bereits auf den grundlegenden Charakter hin. Diese Verfahren arbeiten ableitungsfrei und basieren somit nicht auf der mathematischen Formulierung einer Suchrichtung und der deterministischen Schrittweitenoptimierung. Sie durchschreiten den Suchraum, je nach Verfahren, mehr oder weniger zufällig und sind somit sehr gut in der Lage, lokale Optima zu überwinden. Eine Beschränkung auf konvexe Probleme besteht somit nicht. Der Nachteil dieser Verfahren liegt in der erforderlichen, sehr hohen Iterationszahl. Relativiert wird dieser Nachteil durch die in der Regel sehr schnelle Auswertung einer Iterationsstufe.

Verwendet werden diese Algorithmen insbesondere bei hochgradig nichtlinearen, nichtkonvexen Problemen, die sich einer analytischen Darstellung zumindest hinsichtlich der Gradienten entziehen. Die Unterschiede der einzelnen Verfahren liegen in wahrscheinlichkeits-theoretisch motivierten Strategien zur Eingrenzung des Suchraums im Verlaufe der Suche.

Diese Strategien orientieren sich oft an natürlichen Vorgängen. Im Falle der *Simulierten Abkühlung* ist der zugrunde liegende Prozess die Einnahme einer energieminimalen Lage durch die Moleküle einer langsam erstarrenden Schmelze. Dabei ist bei einer hohen Temperatur zu Beginn des Abkühlvorgangs mit einer hohen Wahrscheinlichkeit auch die Änderung der Anordnung zu höheren Energiezuständen möglich. Im Sinne der Optimierung bedeutet dies, dass auch Zustände akzeptiert werden, die eine Verschlechterung des Zielfunktionswertes bedeuten, und daher lokale Optima wieder verlassen werden können.

Die Akzeptanz einer Lösung der durch stochastische Erregung der Führungsgrößen generierten Auswahl an Funktionsauswertungen erfolgt mit der Wahrscheinlichkeit P mit:

$$P = \begin{cases} 1 & \text{für } F(X^{k+1}) - F(X^k) \leq 0 \\ P[F(X^{k+1}) - F(X^k)] = \exp\left[-\frac{F(X^{k+1}) - F(X^k)}{kT}\right] & \text{für } F(X^{k+1}) - F(X^k) > 0 \end{cases} \quad (6.66)$$

Im Falle der Verbesserung einer gefundenen Lösung wird diese stets akzeptiert. Tritt eine Verschlechterung im Sinne des Optimierungsziels $\min F(X)$, $X \in \mathbb{R}^n$ auf, wird diese nur akzeptiert, wenn eine zufällig erzeugte Zahl $[0, 1] \in \mathfrak{R}$ größer oder gleich der Wahrscheinlichkeit P ist. **Abb. 6.11** zeigt den prinzipiellen Verlauf der Akzeptanzwahrscheinlichkeit in Abhängigkeit vom Temperaturparameter T (gestrichelte Linie) und der Differenz der Funktionswerte zweier aufeinander folgenden Schritte k und $k+1$ (durchgezogene Linie).

Der Parameter k in **Gl. 6.66** entspricht der Boltzmann Konstanten der thermodynamischen Analogie des Abkühlungsprozesses und ist im Zusammenhang mit der Optimierung in seinem konkreten Wert von $k_B = 1,38 \cdot 10^{-23} \text{ J/K}$ nicht nur überflüssig, sondern bereitet auch numerische Schwierigkeiten. Der Wert k kann daher zu Eins gesetzt werden bzw. sollte der Wert $k \cdot T$ bei der Implementierung angepasst werden [42].

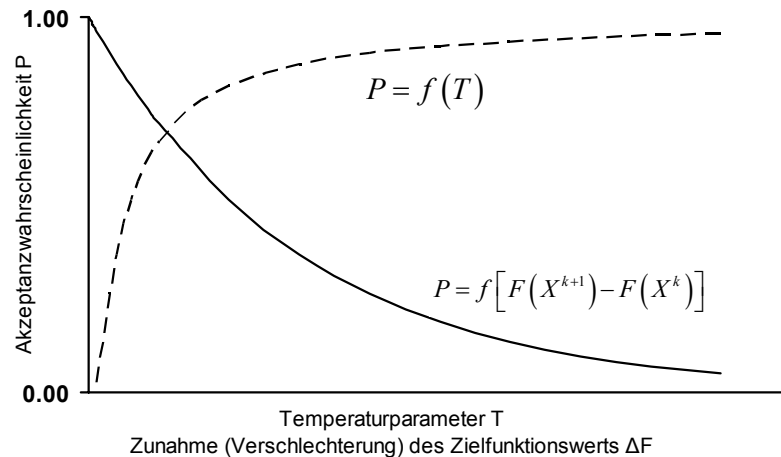


Abb. 6.11 Wahrscheinlichkeit der Akzeptanz eines neuen Punktes X^{k+1} bei Verschlechterung des Zielfunktionswertes $F(X^{k+1})$

Weitere Anpassungsparameter bilden beispielsweise die Starttemperatur T_0 , der Abkühlfaktor f_{SA} mit $T^{k+1} = f_{SA} \cdot T^k$, die Schrittweite sowie die Anzahl von Schritten, nach der die Schrittweite angepasst wird, und mögliche Abbruchkriterien.

Genetische Algorithmen

Die Genetischen Algorithmen gehören einer Gruppe evolutionärer Algorithmen an, die Mechanismen der Evolution auf mathematische Probleme übertragen und auch zur Lösung von Optimierungsproblemen geeignet sind. Diese Verfahren arbeiten nicht rein zufallsbasiert, sondern nutzen Informationen aus vorhergehenden Iterationsstufen, um den Suchraum einzugrenzen. Lösungen werden also verstärkt in den Bereichen gesucht, in denen mit einer hohen Wahrscheinlichkeit eine Verbesserung des Zielfunktionswertes zu erwarten ist. Auch bei diesen Verfahren wird keine Information über die Gradienten sondern nur die Zielfunktionsauswertung benötigt.

Neben der Genetischen und der Evolutionären Programmierung, deren Hauptanwendungsgebiet nicht unbedingt in der Parameteroptimierung liegt, gehört auch die von Rechenberg entwickelte Evolutionsstrategie [58] zur Gruppe der Genetischen Algorithmen. Der Unterschied zwischen Genetischen Algorithmen und der Evolutionsstrategie liegt hauptsächlich in der mathematischen Formulierung des Optimierungsproblems. Während in der Evolutionsstrategie die Beschreibung über die in der Optimierung üblichen realen Werte der Entwurfsvariablen erfolgt, wird bei den Genetischen Algorithmen mit binär codierten Parametern (Bitfolgen) gearbeitet. Da nahe beieinander liegende Zahlen in ihrer binären Codierung erhebliche Unterschiede aufweisen können und

daher, binär betrachtet, weit auseinander liegen können, wird statt des Standardbinärcodes alternativ mit dem Gray-Code²² gearbeitet.

Zu den grundlegenden Mechanismen aller Genetischen Algorithmen gehören in Anlehnung an die Nomenklatur der Darwinschen Evolutionstheorie:

- **Selektion:** Die Selektion entspricht der natürlichen Auslese und steuert die Evolution über die Entscheidung, welche Individuen für die Fortpflanzung ausgewählt werden und wie viele Nachkommen von diesen produziert werden. Dazu gibt es eine Reihe von Selektionsverfahren, die sich an der Fitness der Individuen orientieren.
- **Rekombination:** Bei der Rekombination werden zur Erzeugung der Nachkommen die Eigenschaften der Eltern miteinander kombiniert. Bei den Genetischen Algorithmen ist dies eine Rekombination binärer Variablen nach den so genannten Crossover-Verfahren, bei denen die "Chromosomenstrings" aus den Binärwerten $[0, 1]$ an einer oder mehreren bestimmten Stellen segmentweise aufgetrennt und untereinander vertauscht werden.
- **Mutation:** Hierbei handelt es sich um einen ungerichteten Suchprozess. Durch stochastische Abweichung wird eine zufällige Veränderung der neuen Individuen hervorgerufen. Bei den Genetischen Algorithmen werden die Binärwerte $[0, 1]$ an einer oder mehreren Stellen des "Chromosomenstrings" vertauscht, d.h. aus einer Eins wird eine Null und umgekehrt. Die Änderung der führenden Bits hat daher die größte Schrittweite zur Folge. Im Sinne der Optimierung dient die Mutation der Überwindung lokaler Optima.

Der Ablauf eines einfachen evolutionären Algorithmus unter Verwendung der bitweisen Codierung der Genetischen Algorithmen zeigt **Abb. 6. 12**.

Nach der Festlegung der Elternentwürfe und deren Berechnung werden im Falle einer nicht sofortigen Erfüllung der Abbruchkriterien geeignete Entwürfe ausgewählt, die die Basis für die nächste Generation bilden. Die Nachkommenvektoren werden durch Selektion, Rekombination (Kreuzung) und/oder Mutation ermittelt und nach Auswertung der Zielfunktion findet erneut die Überprüfung auf Erfüllung der Abbruchkriterien statt.

²² Beim Gray-Code handelt es sich um einen Binärcode, bei dem sich benachbarte Zahlen nur in einer einzigen binären Ziffer voneinander unterscheiden.

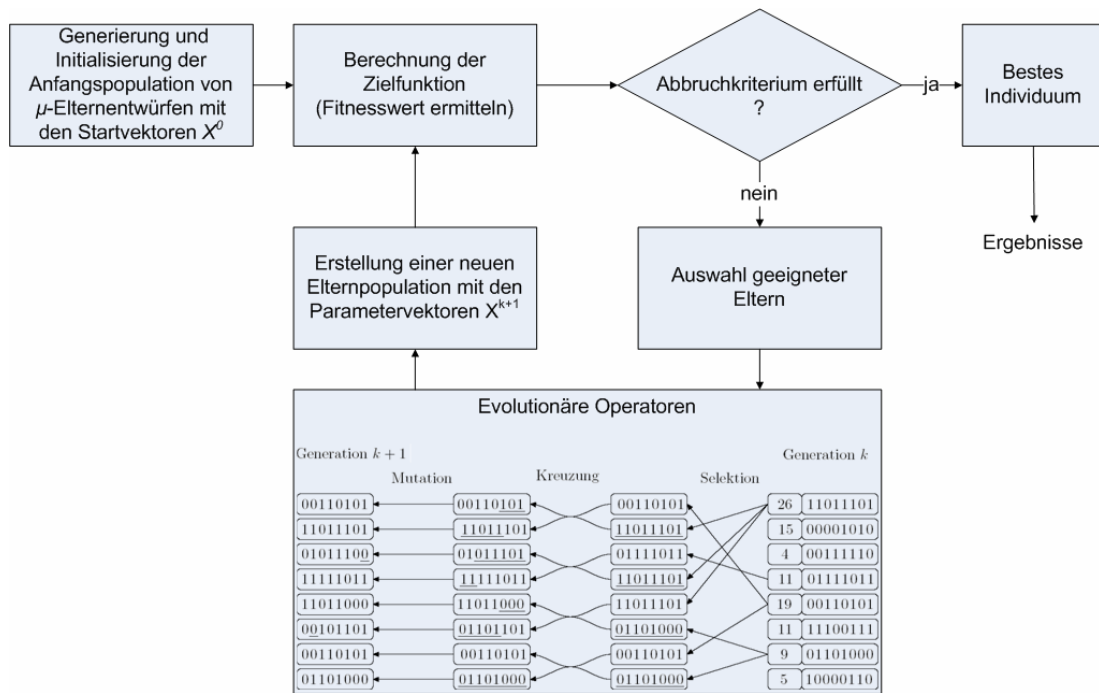


Abb. 6.12 Ablauf eines Evolutionsalgorithmus unter Verwendung von [65]

Zu den Vorteilen der Genetischen Algorithmen gehört, dass sie wie auch andere stochastische Suchverfahren, keine weiteren Informationen über die Zielfunktion außer deren Auswertung benötigen. Sie sind daher im Allgemeinen leicht anzuwenden, können aber nicht das Auffinden eines globalen Optimums garantieren. Als weiterer Nachteil kann aufgeführt werden, dass die Genetischen Algorithmen sehr sensibel auf die Einstellparameter des Algorithmus reagieren. Die wesentlichen Einstellparameter sind:

- Anzahl der Eltern
- Anzahl der Nachkommen
- Maximale Anzahl der Generationen
- Abbruchkriterien
- Schrittweite und ggf. Anpassung der Schrittweite während der Optimierung.

6.3.4 Programmtechnische Umsetzung

Zur schnellen und sequentiellen Abarbeitung mehrerer Rechnungen wurde ein Rechenprogramm unter MATLAB® erstellt [55]. Die graphische Benutzeroberfläche dieses Programms ist in **Abb. 6.13** dargestellt. Neben der graphischen Darstellung von berechneten Colburn-Zahlen oder Wärmeübergangskoeffizienten über der Reynolds-Zahl wurde auch die Ausgabe der wichtigsten Ergebnisse eines Optimierungslaufs vorgesehen. Einzelne Optimierungsläufe können zwischen einigen Minuten und mehrern Tagen Rechenzeit in Anspruch nehmen. Daher besteht die Möglichkeit, die Mess- und Geometriedaten sowie die Auswahl des Optimierers und dessen Parameter für eine beliebige Anzahl von Rechnungen einzugeben.

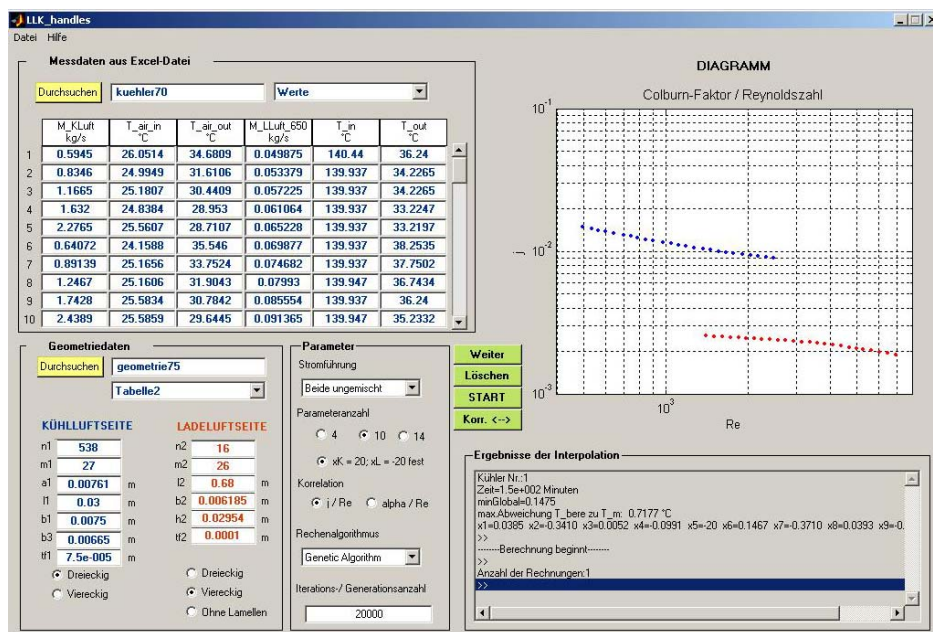


Abb. 6.13 Graphische Benutzeroberfläche des Optimierungsprogramms

Die am Prüfstand gemessenen Daten werden aus einer Datei eingelesen. Die zur Berechnung der Reynolds-Zahl erforderlichen geometrischen Daten werden dem Programm ebenfalls über eine Datei zur Verfügung gestellt. In beiden Fällen ist eine manuelle Anpassung möglich. Weitere Angaben, die vom Benutzer gemacht werden müssen, sind die Stromführung, die Art des Modells und der Optimierungsalgorithmus. Implementiert wurden die Routinen für die vier im vorangegangenen Abschnitt dargestellten Verfahren:

- Sequentielle quadratische Programmierung (SQP)
- Pattern Search (PS)
- Simulierte Abkühlung (SA)
- Genetische Algorithmen (GA).

Da von der Konvexität des Lösungsraums nicht ausgegangen werden kann, werden die Startvektoren für die gradientenbasierte SQP wiederholt und zufällig gesetzt. Auch die

Verfahren PS und SA werden mit der angegebenen Iterationszahl wiederholt. Bei den GA bezieht sich diese Angabe auf die Anzahl Generationen.

Der Ablauf der Programmroutine ist schematisch in **Abb. 6.14** dargestellt. Zunächst können nacheinander die Datensätze für mehrere Rechnungen eingelesen werden. In einem zweiten Schritt werden die benötigten Geometriedaten errechnet. Diese sind insbesondere die hydraulischen Ersatzdurchmesser und die primären und sekundären Wärmeaustauschflächen (**Gl. 6.44**). Basierend auf Polynomansätzen (siehe **Anhang**) werden die erforderlichen Stoffwerte anhand der zuvor eingelesenen Messwerte ermittelt und weitere, zur Aufstellung der Zielfunktion benötigte Kenngrößen, wie die dimensionslosen Temperaturänderungen (**Gl. 3.14**) und die dimensionslose Übertragungsfähigkeit (**Gl. 3.20**), ermittelt. In Abhängigkeit vom gewählten Modellansatz nach **Abschn. 6.3.1** wird die Zielfunktion, wie in **Abschn. 6.3.2** beschrieben, aufgestellt. Die Parameter der während der Eingabe ausgewählten Optimierungsverfahren, die zur Einstellung der Algorithmen zur Verfügung stehen, sind im Vorfeld getestet worden und dem jeweiligen Algorithmus fest zugeordnet. Der aus der Auswertung der Zielfunktion resultierende Fehlerwert wird mit dem bisherigen Minimum verglichen und im Falle einer Verbesserung gespeichert. Wurde die maximale Anzahl von Iterationen erreicht, werden alle Ergebnisse gesichert und die Berechnung mit den Werten für den nächsten Kühler gestartet.

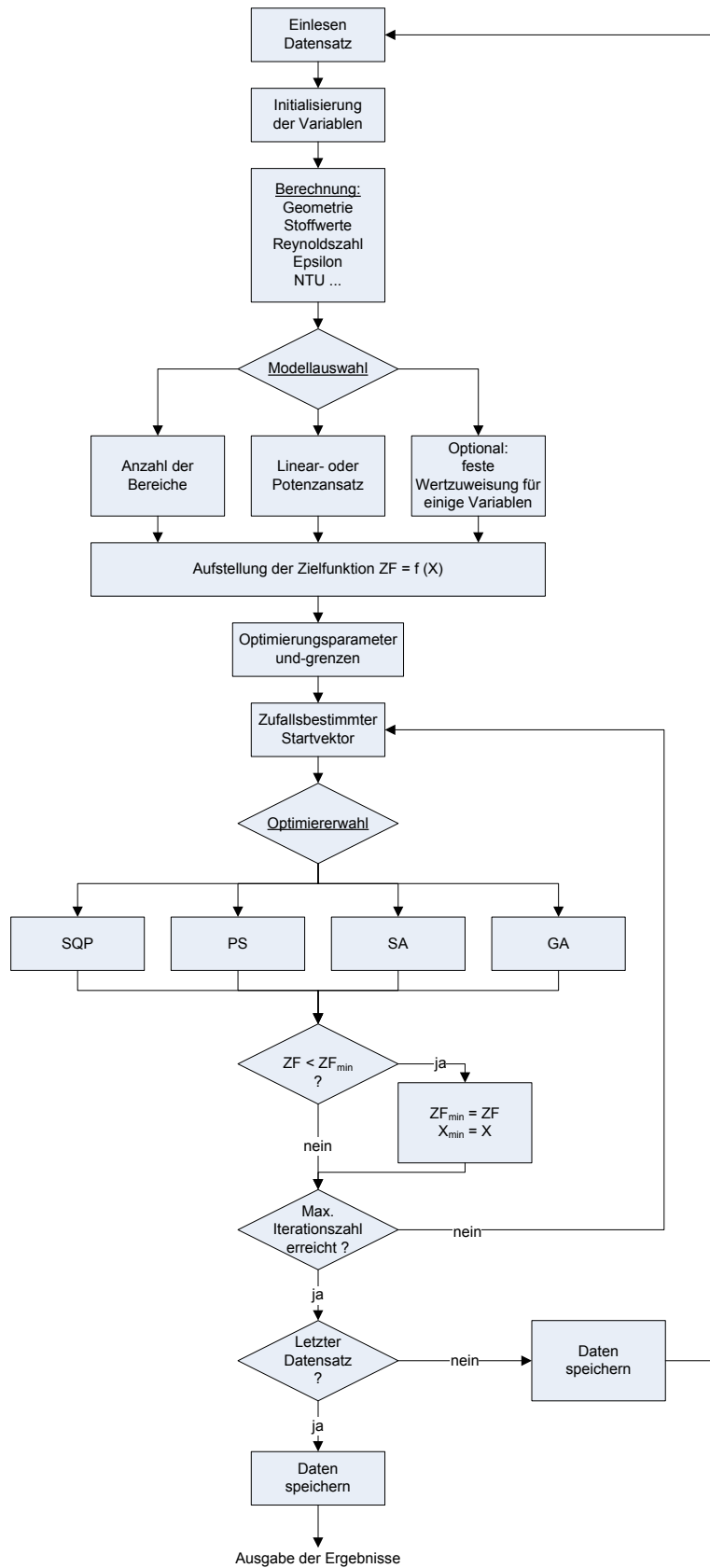


Abb. 6.14 Schematischer Ablauf des Optimierungsprogramms

6.4 Ergebnisse der Optimierungsrechnungen

In [55] wurde eine Untersuchung an 14 luftgekühlten Ladeluftkühlern durchgeführt, die über die gleichen Außen- und Netzaabmessungen verfügen. Die Unterschiede liegen in der Lamellendichte auf beiden Seiten sowie der Ausführung der Lamellen als geschlitzte bzw. ungeschlitzte Lamellen. Eine Übersicht der wichtigsten geometrischen Parameter befindet sich im Anhang.

Da die Daten für andere Zwecke ebenfalls benötigt wurden, wurde nach einem vollständigen Versuchsplan gearbeitet, bei dem 14 Versuchsträger mit 4 Optimierungsverfahren und 3 unterschiedlichen Zielfunktionsansätzen zu untersuchen waren. Für die Zielfunktion wurden die Potenz-Ansätze im Temperaturfehler nach **Abschn. 6.3.2** verwendet. Da die somit insgesamt 168 Berechnungen aus Zeitgründen auf mehreren Rechnern unterschiedlichen technischen Stands gleichzeitig abliefen, ist für eine Vergleichbarkeit der Rechenzeit die Aufteilung im Wesentlichen nach den Versuchsträgern vorgenommen worden. Hintergrund dafür ist die Überlegung, dass die Rechenzeit weniger vom untersuchten Individuum abhängt, sondern vielmehr von der Struktur bzw. den freien Parametern der Zielfunktion sowie dem verwendeten Algorithmus.

Detailliert können die Ergebnisse dieser Untersuchung in [55] nachgelesen werden. Im Folgenden sollen lediglich die Kernaussagen zusammengefasst werden.

Vergleich der Berechnungszeiten

Dazu ist zunächst in **Abb. 6.15** die Sensibilität der vier Optimierungsverfahren hinsichtlich der benötigten Rechenzeit auf die Zahl der Dimensionen des Optimierungsraums dargestellt. Die einzelnen Balken entsprechen in ihrem jeweiligen Wert dem Mittelwert aller 14 untersuchten Versuchsträger.

Um die unterschiedliche Leistungsfähigkeit der verwendeten Rechner zu berücksichtigen, wurden hier nur die prozentualen Veränderungen zwischen den einzelnen Algorithmen berücksichtigt, die bei Rechnungen auf demselben Computer ermittelt wurden. Bei sonst unveränderten Parametern für die Optimierung wurde lediglich die Dimension des Suchraums durch Verwendung des Ein-, Zwei bzw. Dreibereichs-Ansatzes (4, 10 bzw. 14 Parameter) erhöht. Die dargestellten relativen Zeitangaben beziehen sich auf die geringsten Zeiten für den jeweiligen Algorithmus, die erwartungsgemäß bei Verwendung des Einbereichs-Ansatzes mit nur 4 freien Parametern auftreten.

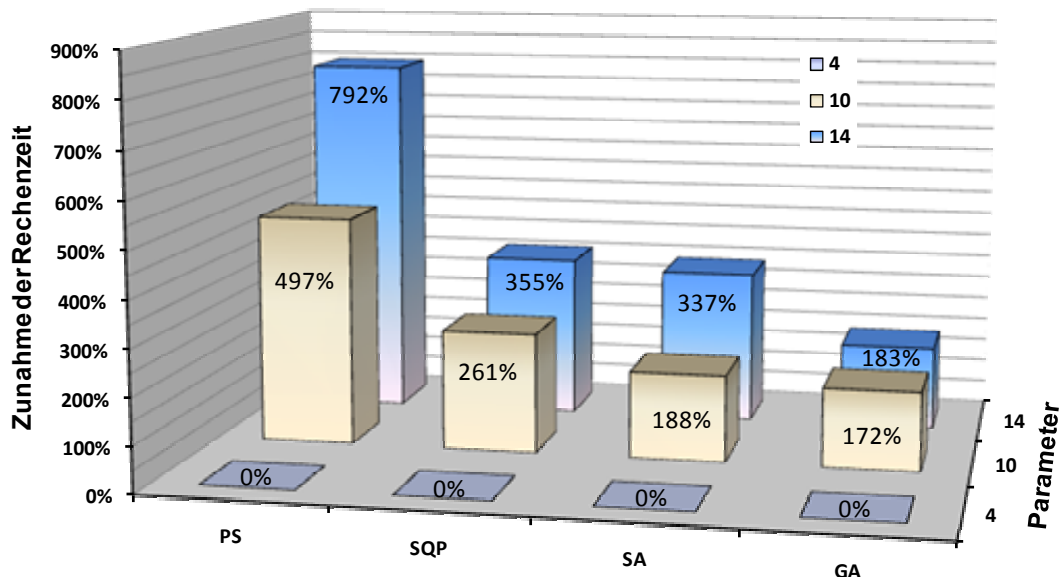
Erkennbar ist, dass die Genetischen Algorithmen sehr gut auch für höherdimensionale Suchräume geeignet sind. Zusammen mit den niedrigen Absolutzeiten qualifizieren sich die Genetischen Algorithmen damit im Sinne einer möglichst kurzen Rechenzeit für das vorliegende Optimierungsproblem.

Ausgehend von der Berechnungszeit im Falle der Genetischen Algorithmen wurden für die anderen Verfahren etwa folgende, in **Tab. 6.1** zusammengefasste Vervielfachungen der Rechenzeit sowie Absolutzeiten festgestellt:

Tab. 6.1 Vergleich der Berechnungszeiten für einen Optimierungslauf

Optimierungsverfahren	Vervielfachung der Rechenzeit zum schnellsten Algorithmus (GA)	Absolutzeit (Mittelwert aus 14 Rechnungen)
GA	-	20 – 55 min
SQP	3-5 fach	60 – 280 min
SA	5-8 fach	105 – 450 min
PS	30-100 fach	600 – 5500 min

Generell sind Zeitaussagen zu den Optimierungsverfahren kritisch zu betrachten und lediglich als Orientierung zu verstehen. Über die zur Anpassung des Optimierers an das zu lösende Problem zur Verfügung stehenden Einstellmöglichkeiten wird das Ergebnis sowohl hinsichtlich der Güte des gefundenen Optimums, als auch hinsichtlich des Rechenaufwands stark beeinflusst. Dass mit diesen, im Vorfeld anhand von Literaturempfehlungen und Versuchen ermittelten Werten die jeweilig günstigste Einstellung getroffen wurde, kann nicht vorausgesetzt werden.

**Abb. 6.15** Sensibilität der Optimierungsverfahren auf die Zahl der freien Parameter (Mittelwerte aus jeweils 14 Rechnungen)

Vergleich der Optimierungsergebnisse

Für diese Vergleichsrechnungen wurde ein Ansatz der Zielfunktion in dem arithmetischen Mittelwert der Abweichungen der gemessenen von den berechneten Austrittstemperaturen der Ladeluft und der Kühlluftseite nach **Gl. 6.49** gewählt. Der Zielfunktionswert repräsentiert damit einen recht anschaulichen Wert und wird direkt zum Vergleich der Optimierungsgüte verwendet.

In **Abb. 6.16** ist die relative Zunahme des durch den jeweiligen Optimierungslauf gefundenen, minimalen Zielfunktionswertes dargestellt. Ein Wert von bspw. 10% entspricht somit einer Vergrößerung des Fehlers bei der prognostizierten Austrittstemperatur um 10% im Mittel, verglichen mit dem jeweils besten Wert.

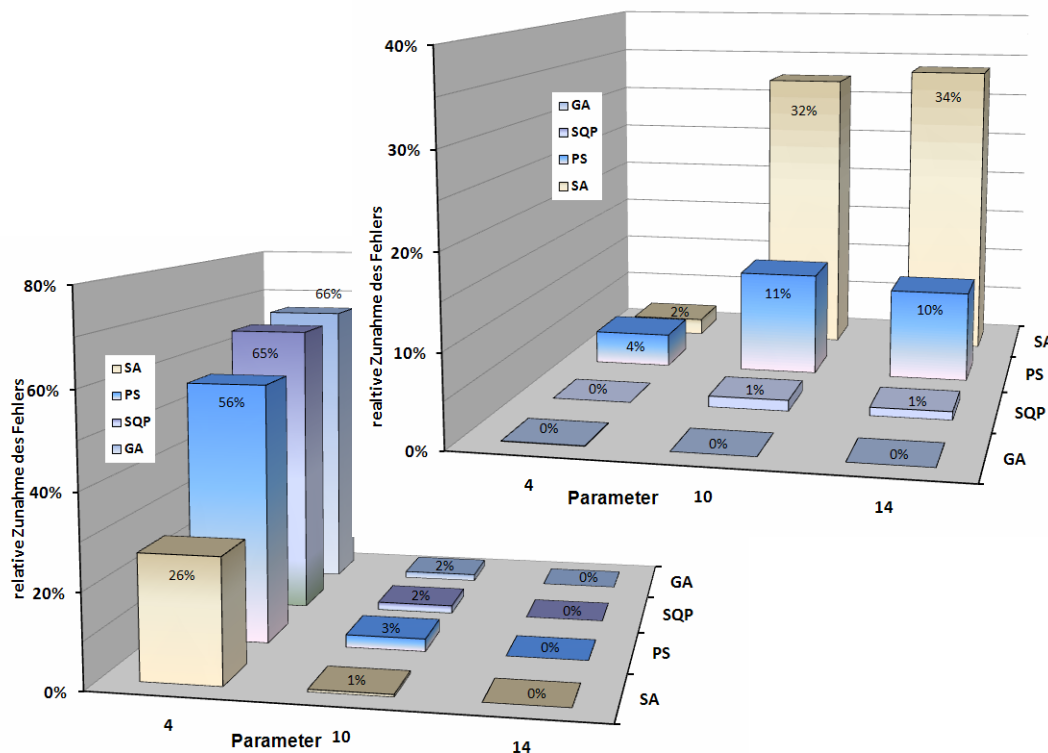


Abb. 6.16 Vergleich der Optimierungsgüte für die drei Modellansätze und vier Optimierer mit dem jeweils besten Wert.

Oben rechts: Einfluss des Optimierungsverfahrens

Unten links: Einfluss des Modellansatzes

Im Diagramm oben rechts der **Abb. 6.16** wurde mit den Genetischen Algorithmen dieser beste Wert bei jedem der drei Modellansätze gefunden. Die Sequentielle Quadratische Programmierung befindet sich bei allen Ansätzen etwa auf dem gleichen Niveau wie die Genetischen Algorithmen. Bei den beiden stochastischen Verfahren, Pattern Search und Simulierte Abkühlung, ist eine deutliche Vergrößerung des mittleren Temperaturfehlers um etwa 10% (PS) bzw. 33% (SA) bei den Ansätzen zu verzeichnen, die den Optimierungsraum auf 10 bzw. 14 Dimensionen vergrößern. Im Falle der mit 4 Parametern eher übersichtlichen Optimierungsprobleme des Einbereichs-Ansatzes ist die Zunahme der mittleren Abweichung mit 4% bzw. 2% vernachlässigbar.

Die Abhängigkeit von der Parameterzahl zeigt **Abb. 6.16** links unten. Hier ist deutlich zu erkennen, dass eine Unterteilung in drei Bereiche keine Vorteile in der Güte der Abbildung nach diesen Ansätzen verspricht. Die Verschlechterung beim Übergang von einem Dreibereichs-Ansatz zu einem Ansatz, der nur zwei Bereiche berücksichtigt, liegt mit 1% bis 3% im Bereich des Vernachlässigbaren. Das in **Abb. 6.5** dargestellte, stark ausgeprägte Übergangsverhalten kann bei den hier untersuchten Wärmeübertragern in der Form nicht beobachtet werden. Folglich ist auch kein großer Unterschied in der Abbildungsgüte zwischen drei und zwei Bereichen erkennbar. Der Fehler steigt erst an, wenn ein Einbereichs-Ansatz verwendet wird. Bei allen Algorithmen, mit Ausnahme der Simulierten Abkühlung, ist in diesem Fall eine Verschlechterung um etwa 60% zu beobachten. Da die Simulierte Abkühlung bereits bei dem besten (dem Dreibereichs-) Ansatz deutlich schlechtere Ergebnisse erzielt als die anderen Algorithmen, relativiert sich dieser vermeintliche Vorteil. Dargestellt ist dies in **Abb. 6.17**, in der die Ergebnisse aller Algorithmen auf den absolut besten Wert (ermittelt mit dem Dreibereichs-Ansatz durch die Genetischen Algorithmen) verglichen werden.

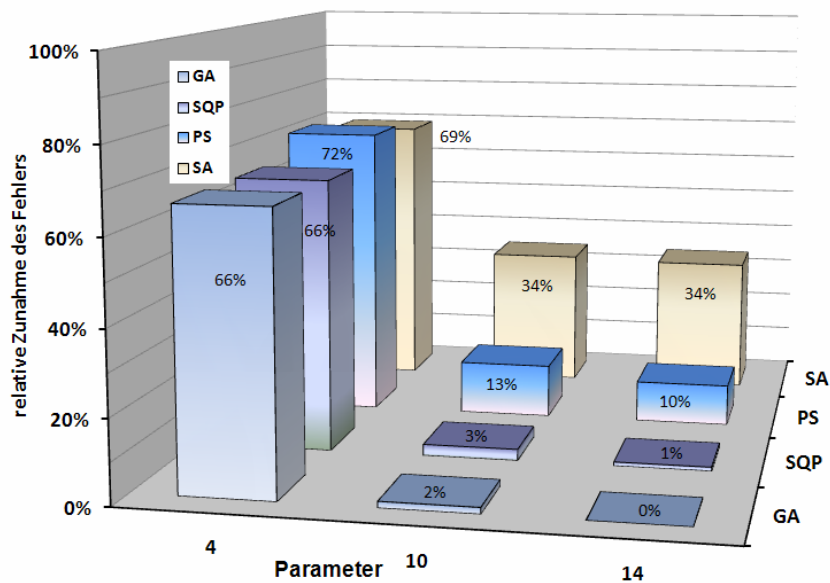


Abb. 6.17 Vergleich der Ergebnisse aller Rechnungen mit dem absolut besten Wert

In **Tab. 6.2** auf der nächsten Seite sind die Absolutwerte für die Temperaturfehler aller Optimierungsläufe dargestellt. Die einzelnen Werte stellen, wie auch zuvor, den arithmetischen Mittelwert über die 14 als Versuchsträger vermessenen Ladeluftkühler dar.

Tab. 6.2 Gegenüberstellung der ermittelten Temperaturfehler und der Standardabweichung aller Vergleichsrechnungen (gemittelte Werte über 14 Versuchsträger)

Mittelwert der Temperaturabweichungen	Dimension des Parameterraums		
	4	10	14
Algorithmus			
GA	0,31 K $\pm$ 0,11 K	0,19 K $\pm$ 0,03 K	0,19 K $\pm$ 0,04 K
SQP	0,31 K $\pm$ 0,11 K	0,19 K $\pm$ 0,03 K	0,19 K $\pm$ 0,04 K
PS	0,32 K $\pm$ 0,11 K	0,21 K $\pm$ 0,04 K	0,21 K $\pm$ 0,04 K
SA	0,32 K $\pm$ 0,11 K	0,25 K $\pm$ 0,07 K	0,25 K $\pm$ 0,06 K

Die geringen Werte mittlerer Temperaturabweichung von lediglich 0,2 K bis 0,3 K sind in ihrem Absolutwert allerdings nicht aussagekräftig für eine mögliche Abbildungsgüte im Sinne der Modellierung von Wärmeübertragern. Diese zeigt sich erst in der Übertragbarkeit auf andere als die der Vermessung zu Grunde liegenden Betriebsbedingungen. Vielmehr sind diese Fehlerwerte ein Maß dafür, inwieweit das abgebildete Verhalten den zugrunde gelegten physikalischen Prinzipien folgt. Im Einzelnen lassen sich bei ähnlichen Werten für den Zielfunktionswert recht unterschiedliche Aufteilungen des Wärmedurchgangswiderstands in einen inneren und einen äußeren Wärmeübergangswiderstand feststellen. Die Richtigkeit dieser Aufteilung kann sich aber erst beim Wechsel auf andere Betriebsbedingungen zeigen.

Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurden Verfahren vorgestellt, mit deren Hilfe die Leistungsdaten der einzelnen Übertragungsflächen von Wärmeübertragern getrennt voneinander ermittelt werden können. Der Wärmeübergang wird aufgeteilt in einen inneren und einen äußeren Wärmeübergang. Derartige Daten bieten neben der Möglichkeit zu einer differenzierten Bewertung des Gesamtsystems und der Anwendung so genannter Scale-up-Methoden zur überschlägigen Berechnung des Wärmeübertragungsverhaltens bei geänderter Geometrie auch die Basis für die Modellierung von Wärmeübertragern im Rahmen der Motorprozesssimulation, insbesondere bei der Modellierung dynamischen Verhaltens.

Zu diesem Zweck wurden zunächst die benötigten experimentellen Voraussetzungen geschaffen, die eine effiziente und den Genauigkeitsanforderungen entsprechende Bereitstellung der Leistungsdaten von Wärmeübertragern ermöglichen. Das Problem der genauen Bestimmung der energetisch relevanten Austrittstemperatur der Kühlluft wurde durch ein speziell entwickeltes Messsystem gelöst, das nicht nur sehr genaue Werte für die adiabate Mischungstemperatur liefert, sondern darüber hinaus auch für die Aufzeichnung von Temperatur- und Strömungsprofilen in Kanälen großen Querschnitts eingesetzt werden kann.

Zur Modellierung des Systems Ladeluftkühler wurden verschiedene Modelle entwickelt, deren physikalische Grundlagen erläutert und in die Motorprozessrechnungsumgebung THEMOS[®] integriert. Folgende Modelle kamen im Rahmen dieser Arbeit zum Einsatz und zur Untersuchung hinsichtlich ihres Verhaltens:

- Kennfeldmodell (stationär)
- j/Re-Modell (stationär)
- j/Re-Modell (dynamisch).

Als Testzyklus wurden zunächst die Daten eines dynamischen Testlaufs auf dem Komponentenprüfstand verwendet, die einen Rechnungs-/Messungsvergleich ermöglichten. Dabei ergaben die Werte, die mit dem stationären j/Re-Modell berechnet wurden bereits eine leichte Verbesserung gegenüber den Werten des klassischen Kennfeldmodells. Die mittlere Temperaturabweichung sank von 0,7 K auf 0,07 K und der mittlere Temperaturfehler von 1,2 K auf 0,9 K. Eine weitere Verbesserung, vor allem hinsichtlich des zeitlichen Verlaufs der Austrittstemperatur der Ladeluft, konnte mithilfe des dynamischen j/Re-Modell erzielt werden. Hier lag die mittlere Temperaturabweichung ebenfalls bei 0,07 K, der Wert des mittleren Temperaturfehlers sank hingegen noch weiter, auf 0,4 K.

Des Weiteren wurden alle Modelle in ein Fahrer-/Fahrzeugmodell integriert, wodurch Zustände am Eintritt und am Austritt des Ladeluftkühlers erzeugt werden konnten, die näher an der Realität liegen, als dies bei den isolierten Modellen in dem künstlichen Testzyklus der Fall war. Als Testzyklen kamen eine Vollastbeschleunigung aus dem Stand auf etwa 170 km/h sowie der amerikanische US06-Zyklus zum Einsatz. Hierbei zeigte sich der deutlichste Unterschied zwischen dem dynamischen und den beiden stationären Modellen. Insbesondere in Phasen mit starkem Lastwechsel, wie beispielsweise dem Gangwechsel, zeigt ein dynamikfähiges Modell Vorteile. Es bleibt allerdings anzumerken, dass im Rahmen der Genauigkeit der nulldimensionalen Simulationsumgebung der Einfluss auf relevante Motorbetriebsparameter, wie beispielsweise die effektive Leistung oder den Kraftstoffverbrauch gering ausfällt. Die größten Auswirkungen sind sicherlich im Bereich

der Schadstoffemissionen zu erwarten. Nulldimensionale Ansätze stoßen aber naturgemäß bei deren Berechnung an ihre Grenzen.

Die Bestimmung von Wärmeübergangskoeffizienten wärmeübertragender Flächen stellt im Zusammenhang mit der Untersuchung von Wärmeübertragern ein aufgrund der schwierig zu erfassenden Verteilung der Temperaturen der Wand und der beteiligten Medien ein besonderes Problem dar. Ein in dieser Arbeit entwickeltes Verfahren zur Extraktion der Wärmeübergangskoeffizienten aus Messwerten wird vorgestellt und anhand eines, aus insgesamt 14 Kühlern bestehenden, Versuchsprogramms umgesetzt.

Dieses Verfahren teilt den Wärmedurchgang (unter Vernachlässigung der Wärmeleitung in der Wand) des Wärmeübertragers in einen inneren und einen äußeren Wärmeübergang auf und setzt die Lösung eines hochdimensionalen nichtlinearen globalen Optimierungsproblems voraus. Da diese Aufteilung ohne Kenntnis der Wandtemperatur beliebig erfolgen könnte, wurden Zielfunktionen für die Optimierung benötigt, die das spezifische Systemverhalten der Wärmeübertragung von Kanälen beinhalten. Zwei mögliche Ansätze für diese Zielfunktion wurden beschrieben und auf ihre Eignung zur Lösung des vorliegenden Problems untersucht.

Es wurden verschiedene Optimierungsverfahren betrachtet, die für die Lösung des vorliegenden Optimierungsproblems geeignet erscheinen:

- Sequentielle quadratische Programmierung (SQP)
- Pattern Search (PS)
- Simulierte Abkühlung (SA)
- Genetische Algorithmen (GA).

und deren Grundlagen erläutert. Die Ergebnisse eines Programms von insgesamt 168 Optimierungsrechnungen, bei denen der verwendete Optimierer sowie die Anzahl der freien Parameter (und damit die Dimension des Suchraums) variiert und nach einem vollfaktoriellen Versuchsplan auf alle 14 Ladeluftkühler angewendet wurde, zeigten eine deutliche Überlegenheit der Genetischen Algorithmen. In allen Fällen ließen sich mit diesen in der kürzesten Rechenzeit das jeweils beste Ergebnis erzielen. Dabei hat sich auch gezeigt, dass eine Erhöhung der Dimension des Optimierungsraums von 10 auf 14 freie Parameter bei den in dieser Arbeit untersuchten Wärmeübertragern keine signifikante Verbesserung der Ergebnisse bewirkt. Da die Dimensionalität direkt aus dem zugrunde gelegten Wärmeübertragungsverhalten resultiert, muss diese Aussage aber nicht für alle Wärmeübertrager und vor allem nicht für alle Versuchsbedingungen gelten.

Literaturverzeichnis

- [1] **ACHAICHIA, A.; COWELL, T. A.:** *Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Flat Tube and Louvered Plate Fin Surfaces*, Experimental Thermal and Fluid Science Vol. 1, pp. 147-157, 1988
- [2] **ATKINSON, K. N.; DRAKULIC, R.; HEIKAL, M. R.; COWELL, T. A.:** *Two- and three-dimensional numerical models of flow and heat transfer over louvered fin arrays in compact heat exchangers*, Transactions of the ASME Vol. 37, pp. 47-70, 1915
- [3] **BAEHR, H.D.:** *Thermodynamik*, 3. Auflage, Springer Verlag, Berlin Heidelberg, 1973
- [4] **BAEHR, H. D.; STEPHAN, K.:** *Wärme- und Stoffübertragung*, 4. Auflage, Springer Verlag, Berlin Heidelberg, 2003
- [5] **BERGELES, A. E.; BLUMENKRANTZ, A. R.; TABOREK, J.:** *Performance Evaluation Criteria for Enhanced Heat Transfer Surfaces*, Proc. 4th International Heat Transfer Conference, Vol. 2, pp. 239-243, 1974
- [6] **BÖCKH, P. v.:** *Wärmeübertragung, Grundlagen und Praxis*, 2. Auflage, Springer Verlag, Berlin Heidelberg, 2006
- [7] **BRIGGS, D. E.; YOUNG, E. H.:** *Modified Wilson Plot Techniques for Obtaining Heat Transfer Correlations for Shell and Tube Heat Exchangers*, Chem. Eng. Progress Symposium Series, 65, pp. 35-45, 1969
- [8] **BROCKHAUS; F.A.:** *Der große Brockhaus in einem Band*, F. A. Brockhaus AG, Mannheim , 2003
- [9] **BRUNE, M.:** *Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Optimierung der Wärmeübertragung in Rekuperatorbrennern*, Dissertation, Ruhr-Universität Bochum, Bochum, 2005
- [10] **BUCHWALD, R.:** *Motorprozesssimulation als Werkzeug zur Optimierung von Ottomotoren*, Dissertation, TU Berlin, Wissenschaft und Technik Verlag, 2000
- [11] **COLBURN, A. P.:** *A method of correlating forced convective heat transfer data and a comparison with fluid friction* , Trans. Amer. Inst. Chem. Engineers, Vol. 29, pp. 174/210, 1933
- [12] **COWELL, T. A.:** *A General Method for the Comparison of Compact Heat Transfer Surfaces*, Transactions of the ASME Vol. 112, pp. 288-294, 1990
- [13] **COWELL, T. A.:** *Gesprächsnotizen* , persönliches Gespräch in Berlin im Dezember 2005
- [14] **DEJONG, N. C.; JACOBI, A. M.:** *Localized flow and heat transfer interactions in louvered-fin arrays*, International Journal of Heat and Mass Transfer Vol. 46 pp. 443-455, 2003
- [15] **DIN 1952:** *Durchflussmessung mit Blenden, Düsen und Venturirohren in voll durchströmten Rohren mit Kreisquerschnitt (VDI-Durchflussmessregeln)*, Deutsches Institut für Normung e.V., Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1982
- [16] **DIN EN 12599:** *Prüf- und Messverfahren für die Übergabe eingebauter raumlufitechnischer Anlagen*, Deutsches Institut für Normung e.V., Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2000

- [17] **DIN EN ISO 5167-3:** *Durchflussmessung von Fluiden mit Drosselgeräten in voll durchströmten Leitungen mit Kreisquerschnitt, Teil 3: Düsen und Venturidüsen*, Deutsches Institut für Normung e.V., Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2003
- [18] **DITTUS, F. W.; BOELTER, L. M. K.:** *Heat transfer in automobile radiators of the tubular type*, Publications in Engineering, University of California, Berkley, Vol. 2, pp. 433-448, 1930
- [19] **DONG, J.; CHEN, J.; CHEN, Z.; ZHANG, W.; ZHOU, Y.:** *Heat transfer and pressure drop correlations for the multi-louvered fin compact heat exchangers*, Energy Conversion and Management Vol. 48, pp. 1506-1515, 2007
- [20] **DURST, F.; RAY, S.; ÜNSAL, B.; BAYOUMI, O. A.:** *The development lengths of laminar pipe and channel flows*, J. Fluids Eng., 127, 2005
- [21] **EHLERS, M.; RÖSER, P.:** *Bestimmung und Einstellung der Windgeschwindigkeit im Windkanal der Fa. Modine*, 7. Fahrzeugklima-Symposium, Karlsruhe, 2006
- [22] **FRIEDRICH, I.:** *Motorprozess-Simulation in Echtzeit - Grundlagen und Anwendungsmöglichkeiten*, Dissertation, TU Berlin, Berlin, 2007
- [23] **GVOZDENAC, D. D.:** *Dynamic response of the crossflow heat exchanger with finite wall capacitance*, Wärme- und Stoffübertragung, 26, pp. 207-212, 1991
- [24] **HALICI, F.; TAYMAZ, I.; GÜNDÜZ, M.:** *The effect of the number of tube rows on heat, mass and momentum transfer in flat-plate finned tube heat exchangers*, Energy, Vol. 26, pp. 963-972, 2001
- [25] **HERRMANN, M.; HANNUSCH, L.:** *Windkanäle und Klimakammern bei Automobil-Zulieferunternehmen zur Untersuchung von Kfz-Klimaanlagen – Planer, Hersteller und Betreiber*, 7. Fahrzeugklima-Symposium, Karlsruhe, 2006
- [26] **HERWEG, H.:** *Wärmeübertragung A-Z*, Springer Verlag, Berlin Heidelberg, 2000
- [27] **HOFFMANN, U.; HOFMANN, H.:** *Einführung in die Optimierung*. Verlag Chemie GmbH, Weinheim, 1. Auflage, 1971
- [28] **HUCHO W.-H.:** *Windkanäle in Aerodynamik des Automobils*, 5. Auflage, Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, Wiesbaden, 2005
- [29] **INCOPERA, F. P.; DEWITT, D. P.:** *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 4. Auflage, John Wiley&Sons, New York, 1996
- [30] **JACOBI, H.-G.:** *Rechnergestützte Optimierung statischer und dynamischer Systeme*, Springer Verlag, Berlin Heidelberg, 1. Auflage, 1982
- [31] **JENZ, S.; WALLNER, R.; WILKEN, H.:** *Die Ladeluftkühlung im Kraftfahrzeug*, ATZ 83 (1981), S. 449-454
- [32] **KAYS, W. M.; CRAWFORD, M. E.:** *Convective heat and mass transfer*, 3. Auflage, McGraw Hill, New York, 1993

- [33] **KAYS, W. M.; LONDON, A. L.:** *Compact Heat Exchangers*, 3. Auflage (Reprint Edition), Krieger Publishing Company, Malabar, Florida, 1998
- [34] **KAYS, W. M.; LONDON, A. L.:** *Hochleistungswärmeübertrager*, 1. dt. Auflage, Akademie-Verlag, Berlin, 1973
- [35] **KIM, M. H.; BULLARD, C. W.:** *Air-side performance of brazed aluminum heat exchangers under dehumidifying conditions*, Int. Journal of Refrigeration Vol. 25, pp. 924-934, 2002
- [36] **KIM, M. H.; BULLARD, C. W.:** *Air-side thermal hydraulic performance of multi-louvered fin aluminum heat exchangers*, Int. Journal of Refrigeration Vol. 25, pp. 390-400, 2002
- [37] **KRAUSE, M.:** *Optimierungsprozess für große solarintegrierte Versorgungsanlagen*, Dissertation, Universität Kassel, Kassel, 2003
- [38] **KUMAR, R.; VARMA, H. K.; AGRAWAL, K. N.; MOHANTY, B.:** *A Comprehensive Study of Modified Wilson Plot Technique to Determine the Heat Transfer during Condensation of Steam and R-134a over Single Horizontal Plain and Finned Tubes*, Heat Transfer Engineering, 22, pp. 3-12, 2001
- [39] **MERKER, G. P.; SCHWARZ, C.:** *Technische Verbrennung – Simulation verbrennungsmotorischer Prozesse*, 1. Auflage, B.G. Teubner-Verlag, Stuttgart, 2001
- [40] **MERKER, G.; SCHWARZ, C.; STIESCH, G.; OTTO, F.:** *Verbrennungsmotoren, Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung*, 2. Auflage, B.G. Teubner-Verlag, Stuttgart, 2004
- [41] **MERTINS, F.:** *Gesprächsnotizen*, persönliches Gespräch in Berlin im Januar 2008
- [42] **MEYWERK, M.:** *CAE-Methoden in der Fahrzeugtechnik*, Springer Verlag, Berlin Heidelberg, 2007
- [43] **NAUMANN, T.:** *Wissensbasierte Optimierungsstrategien für elektronische Steuergeräte an Common-Rail-Dieselmotoren*, Dissertation, TU Berlin, Berlin, 2002
- [44] **NITSCHKE, W.; BRUNN, A.:** *Strömungsmesstechnik*, 2., aktualisierte und bearbeitete Auflage, Springer Verlag, Berlin Heidelberg, 2006
- [45] **N.N.:** *Typenauswahlblätter*, Produktbeschreibung, Konrad Reitz Ventilatoren GmbH & Co. KG, 2003
- [46] **N.N.:** *Einlaufmessdüsen*, Eichkurve für Einlaufmessdüse in Anlehnung an die DIN 1952, Konrad Reitz Ventilatoren GmbH & Co. KG, 2003
- [47] **N.N.:** *AIRFLOW-Staurohre aus Edelstahl mit elliptischer Kopfform*, Airflow Lufttechnik GmbH, Rheinbach, 2007
- [48] **N.N.:** *Betriebsanleitung Turbinenradgaszähler und Quantometer*, Elster-Instromet Production GmbH, Mainz-Kastel, 2005

- [49] **Nußelt, W.:** *Das Grundgesetz des Wärmeüberganges*; Gesundheitsingenieur Bd. 38, 1915
- [50] **OFFER, T.:** *Numerische Lösungskonzepte für die Motorprozeß-Simulation*, Dissertation, TU Berlin, Berlin, 1999
- [51] **OTTO, D.:** *Volumenstrommessung in Anlagen der Raumluftechnik in Meßtechnik in der Versorgungstechnik*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1997
- [52] **PACHECO-VEGA, B. S.:** *Simulation of Compact Heat Exchangers using Global Regression and Soft Computing*, Dissertation, University of Notre Dame, Notre Dame, Indiana, 2002
- [53] **PIROMPUGD, W.; WANG, C.-C.; WONGWISES, S.:** *Finite circular fin method for heat and mass transfer characteristics for plain fin-and-tube heat exchangers under fully and partially wet surface conditions*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 50, pp. 552–565, 2007
- [54] **PISCHINGER, R.; KLELL, M.; SAMS, T.:** *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, Der Fahrzeugantrieb*, 2. Auflage, Springer Verlag, Wien, 2002
- [55] **POHLE, M.:** *Vergleich verschiedener Verfahren der globalen Optimierung zur Extraktion von Wärmeübergangskoeffizienten von Wärmetauschern aus Messwerten*, Diplomarbeit, TU Berlin, Berlin, 2007
- [56] **POLIFKE, W.; KOPITZ, J.:** *Wärmeübertragung*, Pearson Studium, München, 2005
- [57] **PUCHER, H.:** *Ladungswechsel und Aufladung in Handbuch Dieselmotoren*, Mollenhauer, K.; Tschöke, H. (Hrsg.) Springer Verlag, 3., neu bearbeitete Auflage, Berlin Heidelberg, 2007
- [58] **RECHENBERG, I.:** *Evolutionsstrategie '94*, Frommann-Holzboog, Stuttgart, 1994
- [59] **ROETZEL, W.; SPANG, B.:** *Berechnung von Wärmeübertragern in VDI-Wärmeatlas*, 8. Auflage, VDI-Verlag Düsseldorf, S. Ca 1 – Ca, 1997
- [60] **SAHITI, N.:** *Thermal and Fluid Dynamic Performance of Pin Fin Heat Transfer Surfaces*, Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg, Erlangen, 2006
- [61] **SAHITI, N.; KRASNIQI, F.:** *Bewertung eines PIM-Wärmetauschers durch Entropieproduktion*, Chemie Ingenieur Technik, 74, S. 1568-1572, 2002
- [62] **SCHENK, B.:** *Einsatz experimenteller und numerischer Methoden zur Untersuchung der Lebensdauer von keramischen Rotorbauteilen für Hochtemperatur-Kleingasturbinen*, Dissertation, TU Berlin, Berlin, 1996
- [63] **SCHITTKOWSKI, K.:** *Mathematische Grundlagen von Optimierungsverfahren*, Lehrmaterial, Universität Bayreuth, 2007

- [64] **SCHUMACHER, A.:** *Optimierung mechanischer Strukturen, Grundlagen und industrielle Anwendungen*, Springer Verlag, Berlin Heidelberg, 2005
- [65] **SCHWARZBACH, C.; BÖRNER, R.-U.:** *Genetische Algorithmen und Simulated Annealing: Nichtlineare Optimierung am Beispiel der Widerstandsgeoelektrik*, in *Protokoll über das Kolloquium Elektromagnetische Tiefenforschung*, 19. Kolloquium: Burg Ludwigstein, S. 168–173, 2001
- [66] **SHAH, R. K.:** *Compact Heat Exchanger Surface Selection Methods*, Proc. 6th International Heat Transfer Conference, Toronto, Vol. 4, pp. 193-199, 1978
- [67] **SHAH, R. K.:** *Entropy Generation Extrema and Their Relationship With Heat Exchanger Effectiveness-Number of Transfer Unit Behaviour for Complex Flow Arrangements*, Transactions of ASME, Vol. 126, pp. 994-1002, 2004
- [68] **SHAH, R. K.:** *Exchanger Performance Behaviour Through Irreversibility Analysis for 1-2 TEMA G Heat Exchangers*, Transactions of ASME, Vol. 127, pp. 1296-1304, 2005
- [69] **SHAH, R. K.; SEKULIC', D. P.:** *Heat Exchangers in Handbook of Heat Transfer*, Rohsenow, W. M., Hartnett, J. P., Cho, Y. I. (Hrsg.) McGraw-Hill, 3. Auflage, New York, 1998
- [70] **SIEDER, E. N.; TATE, G. E.:** *Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes*, Ind. Eng. Chem., Vol. 28, pp. 1429-1435, 1936
- [71] **SIEKMANN, H. E.; THAMSEN, P. U.:** *Strömungslehre*; 2. Auflage, Springer Verlag; Berlin Heidelberg, 2007
- [72] **SPANG, B.:** *Wärmedurchgang und mittlere Temperaturdifferenz in Rekuperatoren*, Habilitationsschrift, Universität der Bundeswehr, Hamburg, 1998
- [73] **SPANG, B.; ROETZEL, W.:** *Neue Näherungsgleichung zur einheitlichen Berechnung von Wärmetauschern*, Heat and Mass Transfer, Vol. 30, Nr. 6, pp. 417-422, 1995
- [74] **STEFAN, K.:** *Wärmeübergang und Druckabfall laminarer Strömungen im Einlauf von Rohren und ebenen Spalten*, Dissertation, T.H. Karlsruhe, Karlsruhe, 1959
- [75] **STYRYLSKA, T. B.; LECHOWSKA, A. A.:** *Unified Wilson Plot Method for Determining Heat Transfer Correlations for Heat Exchangers*, Transactions of ASME, Vol. 125, pp. 752-756, 2003
- [76] **TANDOĞAN, E.:** *Optimierter Entwurf von Hochleistungswärmeübertragern*, Dissertation, Ruhr-Universität Bochum, Bochum, 2001
- [77] **THE MATHWORKS INC.:** *Genetic Algorithm and Direct Search Toolbox User's Guide – for use with Matlab® Version 2*; 2006
- [78] **URLAUB, A.:** *Verbrennungsmotoren – Grundlagen, Verfahrenstheorie, Konstruktion*, 2. neu bearbeitete Auflage, Springer Verlag, Berlin, 1994
- [79] **VDI/VDE 2640:** *Netzmessungen in Strömungsquerschnitten.*, Deutsches Institut für Normung e.V., Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1993

- [80] **VDI 2080:** *Meßverfahren und Meßgeräte für Raumlufotechnische Anlagen*, Deutsches Institut für Normung e.V., Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1996
- [81] **WANG, C. C.; FU, W. L.; CHANG, C. T.:** *Heat Transfer and Friction Characteristics of Typical Wavy Fin-and-Tube Heat Exchangers*, Experimental Thermal and Fluid Science Vol. 14, pp. 174-186, 1997
- [82] **WILSON, E. E.:** *A Basis for Rational Design of Heat Transfer Apparatus*, Transactions ASME, Vol. 37, pp. 47-70, 1915
- [83] **WÓJS, K.; TIETZE, T.:** *Effects of the temperature interference on the results obtained using the Wilson Plot technique*, Heat and Mass Transfer, Springer Verlag, Vol. 33, pp. 241-245, 1997
- [84] **ZHAO, X.:** *Performance of a Single-Row Heat Exchanger at Low In-Tube Flow Rates*, M.S. Thesis, University of Notre Dame, Notre Dame, Indiana, 1995

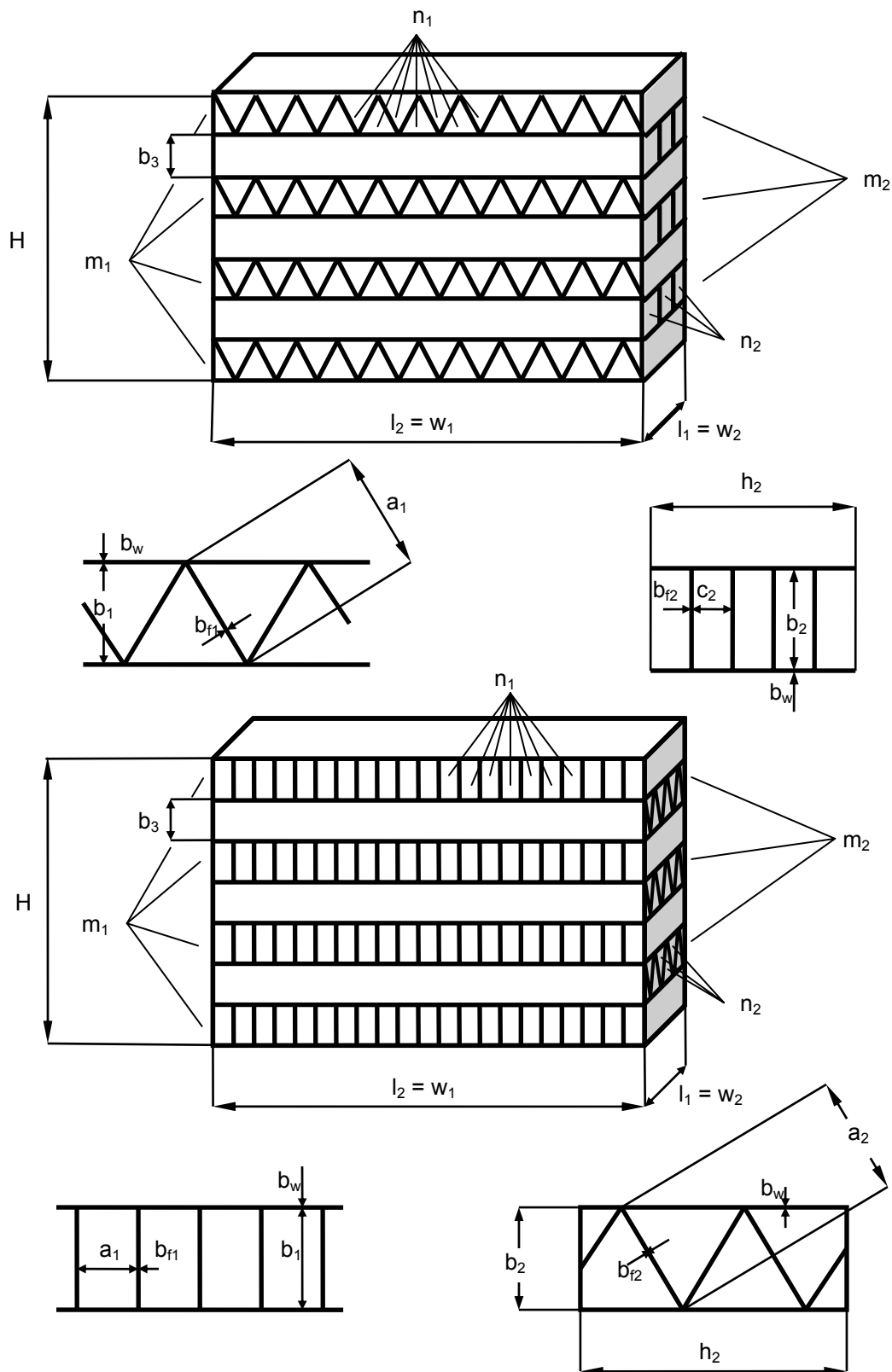
Anhang

A1 geometrische Parameter der untersuchten Wärmeübertrager

H	Gesamthöhe des Kühlnetzes	m
B	Gesamtbreite des Kühlnetzes	m
a ₁	Länge der Lamellen der Kühlluftseite (bei rechteckigem Querschnitt = b ₁)	m
a ₂	Länge der Lamellen der Ladeluftseite (bei rechteckigem Querschnitt = b ₂)	m
b ₁	freie innere Höhe der Kühlluftkanäle	m
b ₂	freie innere Höhe der Ladeluftkanäle	m
c ₁	freie innere Breite zwischen den Kühlluftlamellen	m
c ₂	freie innere Breite zwischen den Ladeluftlamellen	m
h ₂	freie innere Breite der Ladeluftkanäle	m
l ₁	Länge der Kühlluftkanäle	m
l ₂	Länge der Ladeluftkanäle	m
m ₁	Anzahl der Kühlluftkanäle	-
m ₂	Anzahl der Ladeluftkanäle	-
n ₁	Anzahl der Kanäle zwischen den Lamellen, Kühlluft	-
n ₂	Anzahl der Kanäle zwischen den Lamellen, Ladeluft	-
b _{f1}	Dicke der Rippen (f _{in}) der Kühlluftseite	m
b _{f2}	Dicke der Rippen (f _{in}) der Ladeluftseite	m
b _w	Dicke der Wärmetauscherwand	m
A _{1,K}	Primäre Wärmeaustauschfläche der Kühlluftseite	m ²
A _{1,L}	Primäre Wärmeaustauschfläche der Ladeluftseite	m ²
A _{2,K}	Sekundäre Wärmeaustauschfläche der Kühlluftseite	m ²
A _{2,L}	Sekundäre Wärmeaustauschfläche der Ladeluftseite	m ²

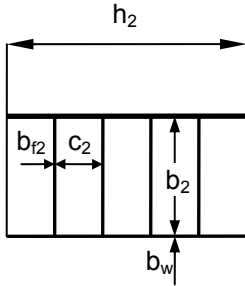
$A_{C,L}$	Frei durchströmbare Fläche der Ladeluftseite	m^2
$A_{C,K}$	Frei durchströmbare Fläche der Kühlluftseite	m^2
A_W	Wärmeleitfläche	m^2

A2 Geometriedaten der untersuchten Wärmeübertrager



A3 Berechnung des hydraulischen Ersatzdurchmessers für Kühlgitter

Ladeluftseite: viereckig

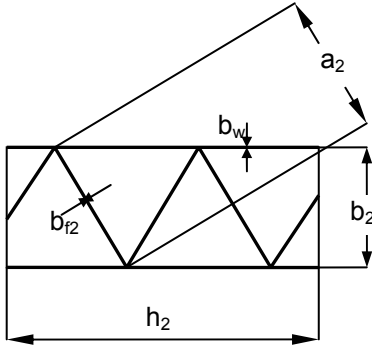


$$A_c = m_2 h_2 b_2 - (n_2 - 1) m_2 b_{f2} b_2 = m_2 b_2 (h_2 + b_{f2} - n_2 b_{f2})$$

$$U_b = m_2 (2h_2 + 2b_2 n_2) = 2m_2 (h_2 + b_2 n_2)$$

$$D_h = \frac{4m_2 b_2 (h_2 + b_{f2} - n_2 b_{f2})}{2m_2 (h_2 + b_2 n_2)} = \frac{2b_2 (h_2 + b_{f2} - n_2 b_{f2})}{h_2 + b_2 n_2}$$

Ladeluftseite: dreieckig

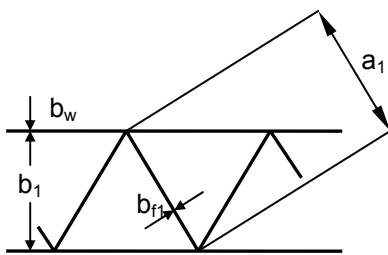


$$A_c = m_2 h_2 b_2 - n_2 m_2 b_{f2} a_2 = m_2 (b_2 h_2 - n_2 a_2 b_{f2})$$

$$U_b = m_2 (2h_2 + 2b_2 + 2a_2 n_2) = 2m_2 (h_2 + b_2 + a_2 n_2)$$

$$D_h = \frac{4m_2 (b_2 h_2 - n_2 a_2 b_{f2})}{2m_2 (h_2 + b_2 + n_2 a_2)} = \frac{2(b_2 h_2 - n_2 a_2 b_{f2})}{h_2 + b_2 + n_2 a_2}$$

Kühlluftseite: dreieckig

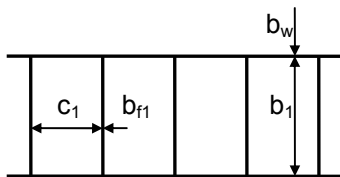


$$A_c = m_1 b_1 l_2 - m_1 n_1 b_{f1} a_1 = m_1 (l_2 b_1 - n_1 b_{f1} a_1)$$

$$P_b = m_1 (2l_2 + 2b_1 + 2n_1 a_1) = 2m_1 (l_2 + b_1 + n_1 a_1)$$

$$D_h = \frac{4m_1 (l_2 b_1 - n_1 b_{f1} a_1)}{2m_1 (l_2 + b_1 + n_1 a_1)} = \frac{2(l_2 b_1 - n_1 b_{f1} a_1)}{l_2 + b_1 + n_1 a_1}$$

Kühlluftseite: viereckig



$$A_c = m_1 b_1 l_2 - m_1 n_1 b_{f1} b_1 = m_1 b_1 (l_2 - n_1 b_{f1})$$

$$U_b = m_1 (2l_2 + 2n_1 b_1) = 2m_1 (l_2 + n_1 b_1)$$

$$D_h = \frac{4m_1 b_1 (l_2 - n_1 b_{f1})}{2m_1 (l_2 + n_1 b_1)} = \frac{2b_1 (l_2 - n_1 b_{f1})}{l_2 + n_1 b_1}$$

(3.17)

A4 Geometrische Daten der vermessenen Kühler

Nummer	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Anzahl der Lamellen der Kühltluftseite														
Anzahl der Kühltluftkanäle	$n1$	$[-]$	703	444	433	222	298	536	220	298	300	295	538	617
Länge Lamellen KL-Seite	$m1$	$[-]$	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27
Tiefe Ladeluftkühler	$a1$	$[m]$	0,0078	0,00811	0,00766	0,0081	0,00784	0,00761	0,00811	0,00784	0,00784	0,00785	0,00761	0,00758
Kanalhöhe KL-Seite	$l1$	$[m]$	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
Kanalhöhe LLK inkl. Wand	$b1$	$[m]$	0,0075	0,0075	0,0075	0,0075	0,0075	0,0075	0,0075	0,0075	0,0075	0,0075	0,0075	0,0075
Dicke Lamellen KL-Seite	$b3$	$[m]$	0,00665	0,00665	0,00665	0,00665	0,00665	0,00665	0,00665	0,00665	0,00665	0,00665	0,00665	0,00665
Hydr. Durchmesser KL-Seite	$ff1$	$[m]$	0,000075	0,000075	0,000075	0,000075	0,000075	0,000075	0,000075	0,000075	0,000075	0,000075	0,000075	0,000075
Freie Durchströmfläche KL-Seite	DK	$[m^2]$	0,003288	0,004017	0,002428	0,004007	0,003265	0,002015	0,004031	0,003265	0,003248	0,003289	0,002008	0,001773
Anzahl der Lamellen der Ladeluftseite	AcK	$[m^2]$	0,133009	0,134071	0,130984	0,134059	0,132969	0,12944	0,134087	0,132969	0,132937	0,133011	0,129409	0,128229
Länge Ladeluftkanäle	$n2$	$[-]$	16	16	13	16	13	13	13	16	16	13	16	13
Kanalhöhe LL-Seite	$m2$	$[-]$	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26
Höhe Ladeluftkühler	$l2$	$[m]$	0,68	0,68	0,68	0,68	0,68	0,68	0,68	0,68	0,68	0,68	0,68	0,68
Primäre Breite LL-Kanäle ohne Wand	$b2$	$[m]$	0,006185	0,006185	0,006185	0,006185	0,006185	0,006185	0,006185	0,006185	0,006185	0,006185	0,006185	0,006185
Dicke Lamellen LL-Seite	H	$[m]$	0,368	0,368	0,368	0,368	0,368	0,368	0,368	0,368	0,368	0,368	0,368	0,368
Abstand zw. Lamellen LL-Seite	$h2$	$[m]$	0,02954	0,02954	0,02954	0,02954	0,02954	0,02954	0,02954	0,02954	0,02954	0,02954	0,02954	0,02954
Hydr. Durchmesser LL-Seite	$ff2$	$[m]$	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001
Freie Durchströmfläche LL-Seite	$c2$	$[m]$	0,001846	0,001846	0,002272	0,001846	0,002272	0,002272	0,002272	0,001846	0,001846	0,002272	0,001846	0,002272
Kühltluftlamellen: geschlitzt (g.) / nicht geschlitzt (n.g.)	DL	$[m]$	0,002699	0,002699	0,002699	0,002699	0,002699	0,003189	0,003189	0,002699	0,002699	0,003189	0,002699	0,003189
	AcL	$[m^2]$	0,004509	0,004509	0,004557	0,004509	0,004557	0,004557	0,004557	0,004509	0,004509	0,004557	0,004509	0,004557

A5 Polynomansätze für verschiedene Stoffwerte von Luft

- Wärmeleitfähigkeit

$$\lambda_L = a_0 + a_1 \cdot T_L + a_2 \cdot T_L^2$$

- dynamische Viskosität:

$$\eta_L = \frac{a_0 + a_1 \cdot T_L + a_2 \cdot T_L^2 + a_3 \cdot T_L^3}{1000}$$

- spez. Wärmekapazität

$$c_{p,L} = a_0 + a_1 \cdot T_L + a_2 \cdot T_L^2 + a_3 \cdot T_L^3$$

(alle Temperaturwerte in °C)

Tab. A1 Polynomkoeffizienten zur Berechnung verschiedener Stoffwerte von Luft

	a₀	a₁	a₂	a₃
Wärmeleitfähigkeit, λ_L in $\frac{W}{K \cdot m}$	$2.413 \cdot 10^{-2}$	$7.968 \cdot 10^{-5}$	$-3.667 \cdot 10^{-8}$	-
Dynamische Viskosität, η_L in $\frac{kg}{m \cdot s}$	$1.716 \cdot 10^{-2}$	$4.958 \cdot 10^{-5}$	$-4.182 \cdot 10^{-8}$	$4.040 \cdot 10^{-11}$
Spezifische Wärmekapazität, $c_{p,L}$ in $\frac{J}{kg \cdot K}$	1003.75	$3.392 \cdot 10^{-2}$	$2.751 \cdot 10^{-4}$	$5.010 \cdot 10^{-7}$

A6 Lineare Funktionsansätze [41]

Funktionsansatz für die Zweibereichs-Korrelation

Ausgang:

$$y = a_1 |x - x_1| + a_2 x + y_0$$

beschreibt eine stückweise lineare Funktion, bestehend aus zwei Abschnitten. Die Lage der Abschnitte (der Knickpunkt) ist durch die Konstante x_1 vorgegeben. Die beiden einzelnen Geraden werden wie folgt definiert:

$$y_{(-)} = a_{(-)}x + y_{(-),0} \quad \text{und}$$

$$y_{(+)} = a_{(+)}x + y_{(+),0}$$

Der besseren Anschaulichkeit wegen kann eine Fallunterscheidung für folgende Fälle vorgenommen werden:

1. Fall: $x < x_1$:

$$|x - x_1| = -(x - x_1)$$

Für diesen Fall gilt für y :

$$y = -a_1(x - x_1) + a_2x + y_0 = (-a_1 + a_2)x + a_1x_1 + y_0$$

2. Fall: $x_1 \leq x$:

$$|x - x_1| = (x - x_1)$$

$$y = a_1(x - x_1) + a_2x + y_0 = (a_1 + a_2)x - a_1x_1 + y_0$$

Die Steigungen des linkseitigen bzw. rechtsseitigen Abschnitts ergeben sich damit wie folgt:

$$a_{(-)} = -a_1 + a_2, \quad a_{(+)} = a_1 + a_2$$

und nach Umstellen des Gleichungssystems folgt für a_1 bzw. a_2 :

$$a_1 = \frac{a_{(+)} - a_{(-)}}{2}, \quad a_2 = \frac{a_{(+)} + a_{(-)}}{2}$$

Analog kann für die Absolutglieder angesetzt werden:

$$y_{(-),0} = a_1x_1 + y_0, \quad y_{(+),0} = -a_1x_1 + y_0$$

woraus nach Umstellung des Gleichungssystems und Einsetzen von a_1 für x_1 und y_0 folgt:

$$x_1 = \frac{y_{(+),0} + y_{(-),0}}{a_{(-)} + a_{(+)}} , y_0 = \frac{y_{(-),0} - y_{(+),0}}{2}$$

Damit können die Annahmen zu möglichen Wertebereichen der freien Parameter in **Kap. 6** getroffen und eine sinnvolle Einschränkung des Suchraums für die Optimierung vorgenommen werden.

Funktionsansatz für die Dreibereichs-Korrelation

Ausgang:

$$y = a_1 |x - x_1| + a_2 |x - x_2| + a_3 x + y_0$$

beschreibt eine stückweise lineare Funktion, bestehend aus drei Abschnitten. Die Lage der Abschnitte (Knickpunkte) sind durch die Konstanten x_1 und x_2 vorgegeben. Die beiden einzelnen Geraden werden wie folgt definiert:

$$y_{(-)} = a_{(-)}x + y_{(-),0}$$

$$y_{(0)} = a_{(0)}x + y_{(0),0} \quad \text{und}$$

$$y_{(+)} = a_{(+)}x + y_{(+),0}$$

Die Fallunterscheidung liefert für folgende Fälle (wobei die Annahme getroffen wird, dass $x_1 < x_2$):

1. Fall: $x < x_1 < x_2$:

$$|x - x_1| = -(x - x_1) \quad \text{und}$$

$$|x - x_2| = -(x - x_2)$$

Für diesen Fall gilt für y :

$$y = -a_1(x - x_1) - a_2(x - x_2) + a_3x + y_0 = (-a_1 - a_2 + a_3)x + a_1x_1 + a_2x_2 + y_0$$

2. Fall: $x_1 \leq x \leq x_2$:

$$|x - x_1| = (x - x_1) \quad \text{und}$$

$$|x - x_2| = -(x - x_2)$$

$$y = a_1(x - x_1) - a_2(x - x_2) + a_3x + y_0 = (a_1 - a_2 + a_3)x - a_1x_1 + a_2x_2 + y_0$$

3. Fall $x > x_2 > x_1$:

$$\rightarrow |x - x_1| = (x - x_1) \quad \text{und}$$

$$\rightarrow |x - x_2| = (x - x_2)$$

$$y = a_1(x - x_1) + a_2(x - x_2) + a_3x + y_0 = (a_1 + a_2 + a_3)x - a_1x_1 - a_2x_2 + y_0$$

Die Steigungen der einzelnen Abschnitte ergeben sich damit wie folgt:

$$a_{(-)} = -a_1 - a_2 + a_3, \quad a_{(0)} = a_1 - a_2 + a_3, \quad a_{(+)} = a_1 + a_2 + a_3$$

und nach Umstellen des Gleichungssystems folgt für a_1 , a_2 bzw. a_3 :

$$a_1 = \frac{a_{(0)} - a_{(-)}}{2}, \quad a_2 = \frac{a_{(+)} - a_{(0)}}{2}, \quad a_3 = \frac{a_{(+)} - a_{(-)}}{2}$$

Die Absolutglieder ergeben folgendes Gleichungssystem zur Bestimmung der restlichen Unbekannten x_1 , x_2 und y_0 :

$$y_{(-),0} = a_1x_1 + a_2x_2 + y_0$$

$$y_{(0),0} = -a_1x_1 + a_2x_2 + y_0$$

$$y_{(+),0} = -a_1x_1 - a_2x_2 + y_0$$

Nach Umstellung des Gleichungssystems und durch Einsetzen der bekannten Steigungen a_1 und a_2 folgt für die restlichen Unbekannten:

$$x_1 = \frac{y_{(-),0} - y_{(0),0}}{a_{(0)} - a_{(-)}}$$

$$x_2 = \frac{a_{(0)} - a_{(-)} - a_{(+)}}{y_{(+),0} - y_{(0),0}}$$

$$y_{(0)} = \frac{a_{(+)}}{2}$$

A7 Beispiel einer vollständigen Zielfunktion mit Zweibereichsansätzen für die Optimierung

$$\begin{aligned}
 S_{k,4} = & \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N \left[\frac{b}{A_w \cdot \lambda} + \dots \right. \\
 & \left. \left(\frac{1}{A_a + \frac{\tanh \left(\frac{2 \cdot \left[\left(x_1 \cdot Re_{LL}^{x_2} \right)^{x_3} + \left(x_3 \cdot Re_{LL}^{x_4} \right)^{x_5} \right] \cdot \frac{1}{x_5} \cdot \frac{Re_a \cdot Pr_a^{1/3} \cdot \lambda_{L_a}}{D_{h_a}} \cdot L_a}{\lambda_R \cdot t_{R_a}} \right)}{2 \cdot \left[\left(x_1 \cdot Re_{LL}^{x_2} \right)^{x_3} + \left(x_3 \cdot Re_{LL}^{x_4} \right)^{x_5} \right] \cdot \frac{1}{x_5} \cdot \frac{Re_a \cdot Pr_a^{1/3} \cdot \lambda_{L_a}}{D_{h_a}} \cdot L_a}{\lambda_R \cdot t_{R_a}}} \right)}{A_{2_a}} \cdot \left[\left(x_1 \cdot Re_{LL}^{x_2} \right)^{x_3} + \left(x_3 \cdot Re_{LL}^{x_4} \right)^{x_5} \right] \cdot \frac{1}{x_5} \cdot \frac{Re_a \cdot Pr_a^{1/3} \cdot \lambda_{L_a}}{D_{h_a}} \right. \\
 & \left. \left. \left(\frac{1}{A_{l_i} + \frac{\tanh \left(\frac{2 \cdot \left[\left(x_1 \cdot Re_{KL}^{x_2} \right)^{-x_5} + \left(x_3 \cdot Re_{KL}^{x_4} \right)^{-x_5} \right] \cdot \frac{1}{-x_5} \cdot \frac{Re_i \cdot Pr_i^{1/3} \cdot \lambda_{L_i}}{D_{h_i}} \cdot L_i}{\lambda_R \cdot t_{R_i}}} \right)}{2 \cdot \left[\left(x_1 \cdot Re_{KL}^{x_2} \right)^{-x_5} + \left(x_3 \cdot Re_{KL}^{x_4} \right)^{-x_5} \right] \cdot \frac{1}{-x_5} \cdot \frac{Re_i \cdot Pr_i^{1/3} \cdot \lambda_{L_i}}{D_{h_i}} \cdot L_i}{\lambda_R \cdot t_{R_i}}} \right)}{A_{2_i}} \cdot \left[\left(x_1 \cdot Re_{KL}^{x_2} \right)^{-x_5} + \left(x_3 \cdot Re_{KL}^{x_4} \right)^{-x_5} \right] \cdot \frac{1}{-x_5} \cdot \frac{Re_i \cdot Pr_i^{1/3} \cdot \lambda_{L_i}}{D_{h_i}} \right] \right) \\
 & \left. - \left(\frac{1}{k \cdot A} \right)_m \right]
 \end{aligned}$$