



REIHE 08

MESS-,
STEUERUNGS-
UND REGELUNGS-
TECHNIK



Fortschritt- Berichte VDI

Dipl.-Ing. (FH) Stefan Geneder,
Graz

NR. 1276

Beitrag zur modellbasierten
Emulation von Fluidkühlern
zur Abbildung der
thermischen Zustände des
realen Fahrbetriebs am
Prüfstand

BAND

1 | 1

VOLUME

1 | 1

REIHE 08

MESS-,
STEUERUNGS-
UND REGELUNGS-
TECHNIK



Fortschritt- Berichte VDI

Dipl.-Ing. (FH) Stefan Geneder,
Graz

NR. 1276

Beitrag zur modellbasierten
Emulation von Fluidkühlern
zur Abbildung der
thermischen Zustände des
realen Fahrbetriebs
am Prüfstand

BAND

1 | 1

VOLUME

1 | 1**VDI verlag**

Dipl.-Ing. (FH) Geneder, Stefan

Beitrag zur modellbasierten Emulation von Fluidkühlern zur Abbildung der thermischen Zustände des realen Fahrbetriebs am Prüfstand

Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 08, Nr. 1276. Düsseldorf: VDI Verlag 2022.

218 Seiten, 115 Bilder, 20 Tabellen.

ISBN 978-3-18-527608-8, E-ISBN 978-3-18-627608-7, ISSN 0178-9546

76,00 EUR/VDI-Mitgliederpreis: 68,40 EUR

Für die Dokumentation: Thermomanagement – Prüfstand – realer Fahrbetrieb – Kühleremulation – Medienkonditionierung – Wärmeübertragermodell – Simulation – Echtzeit

Keywords: thermal management – test bed – real-world driving conditions – radiator – media conditioning – heat exchanger model – simulation – real time

Die vorliegende Arbeit wendet sich an Ingenieure und Wissenschaftler im Bereich der Mess- und Prüfstandstechnik von Kraftfahrzeugen. Sie befasst sich mit der Emulation von Fahrzeugkühlern zur Abbildung der thermischen Zustände des realen Fahrbetriebs am Prüfstand. Die zwei behandelten Themenschwerpunkte sind die Konzeption eines dynamischen Medienkonditioniersystems und die Entwicklung eines instationären echtzeitfähigen Kühlermodells für dessen Ansteuerung. Das zuerst vorgestellte Konzept zur Medienkonditionierung erlaubt es durch einen direkten Wärmeaustausch und eine modellbasierte Regelung transiente Temperaturverläufe, wie sie im realen Fahrbetrieb auftreten, am Prüfstand darzustellen. Mit der im zweiten Schwerpunkt behandelten sequenziellen wegbasierten Modellbildung als neuen physikalisch basierten Berechnungsansatz ist es erstmals möglich alle für das dynamische Wärmeübertragerverhalten wesentlichen Effekte in Echtzeit abzubilden.

Bibliographische Information der Deutschen Bibliothek

Die Deutsche Bibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliographische Daten sind im Internet unter www.dnb.de abrufbar.

Bibliographic information published by the Deutsche Bibliothek (German National Library)

The Deutsche Bibliothek lists this publication in the Deutsche Nationalbibliographie (German National Bibliography); detailed bibliographic data is available via Internet at www.dnb.de.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter bei der IVD Prof. Hohenberg GmbH.

Herrn Prof. Dr. Ulrich Jumar danke ich besonders für die mir gebotene Möglichkeit zur Promotion an der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, für sein Interesse an dieser Arbeit, für die wertvollen Anregungen und die immer sehr hilfreiche und freundliche Unterstützung.

Herrn Prof. Dr. Christian Beidl danke ich für das dieser Arbeit entgegengebrachte fachliche Interesse und die Übernahme des Korreferats sowie die sehr gute Zusammenarbeit mit dem Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Fahrzeugantriebe der TU Darmstadt.

Herrn Prof. Dr. Günter Hohenberg danke ich ganz herzlich für das entgegengebrachte Vertrauen und die Möglichkeit der Bearbeitung wissenschaftlicher Fragestellungen bei der IVD Prof. Hohenberg GmbH sowie für die fachlich intensiven und fruchtbaren Diskussionen und seine wertvollen Ratschläge.

Der AVL List GmbH danke ich für die finanzielle Förderung des Projektes. An dieser Stelle gilt mein besonderer Dank Herrn Prof. Dr. Theodor Sams für seine verlässliche Unterstützung des Vorhabens. Den Herren Dr. Heinz Petutschnig, Dr. Armin Traußnig und DI Andreas Ennemoser danke ich für die interessanten Diskussionen und Anregungen. Herrn DI Wolfgang Meixner danke ich für die Unterstützung bei den mechanischen Aufbauten und experimentellen Messungen am Prüfstand.

Herrn DI Werner Moser und meiner Familie danke ich für das Korrekturlesen der Arbeit.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	III
Inhaltsverzeichnis	V
Nomenklatur	VII
Kurzfassung	XIII
Abstract	XIV
1 Einleitung	1
1.1 Motivation der Arbeit.....	1
1.2 Wissenschaftliche Zielsetzung der Arbeit	6
1.3 Gliederung der Arbeit.....	8
2 Systemkonzeption einer dynamischen Medienkonditionierung	10
2.1 Stand der Wissenschaft und Technik	13
2.2 Hydraulische Grundstruktur der vorgeschlagenen Medienkonditionierung.....	20
2.3 Modellbasiertes Regelungskonzept des Konditioniersystems	26
2.3.1 Einfluss der Wahl der Stelleinrichtung	31
2.3.2 Regelung der Temperatur.....	33
2.3.3 Regelung des Wärmestroms	36
2.4 Analyse und Optimierung der Systemdynamik	37
2.4.1 Streckendynamik	37
2.4.2 Messung sich schnell ändernder Temperaturen	38
2.4.3 Dynamik des Ventilstellers und der Durchfluss-Sensorik.....	47
2.5 Anpassung des hydraulischen Verhaltens des substituierten Kühlers.....	47
2.5.1 Anpassung des Kühlwasservolumens	48
2.5.2 Anpassung des Druckwiderstands des Konditioniersystems.....	49
3 Wegbasiertes Kühler-Simulationsmodell	53
3.1 Stand der Wissenschaft und Technik	53
3.1.1 Grundlagen der Wärmeübertragung und Ähnlichkeitstheorie	53
3.1.2 Modellbildung von Wärmeübertragern	64
3.2 Geometrische Verhältnisse am realen Fahrzeugkühler	82
3.3 Anforderungen an das Modell.....	85
3.4 Vorüberlegungen zum Modellkonzept	89
3.5 Theorie der sequenziellen wegbasierten Modellbildung des Kühlers	92
3.5.1 Konzept der sequenziellen wegbasierten Modellierung	93
3.5.2 Berechnung bei niedrigen Massenströmen	98
3.5.3 Modellierung der Verteil- und Sammelbehälter	99

3.5.4	Übergang zwischen zeit- und wegbasierter Berechnung	102
3.6	Methodik zur Bestimmung der Wärmedurchgangsfähigkeiten	104
3.6.1	Bestimmung aus der Theorie	105
3.6.2	Bestimmung mittels Messung	114
3.6.3	Bestimmung mittels vereinfachter Vorgehensweise	115
3.6.4	Vergleich der verschiedenen Vorgehensweisen	118
3.7	Diskretisierung	119
3.7.1	Ausmaß der Diskretisierung	120
3.7.2	Einfluss auf die Temperaturdifferenz und die Wärmeübertragung	121
3.7.3	Berücksichtigung des Diskretisierungseinflusses	128
3.8	Einordnung der neuen Berechnungsmethodik	135
4	Validierung des neuen Wärmeübertragermodells	140
4.1	Ergebnisse der Kühlerberechnung	140
4.1.1	Temperaturverlauf im stationären Zustand	140
4.1.2	Synthetischer Temperatursprung	142
4.2	Validierung am Kühlerprüfstand	144
4.2.1	Prüfeinrichtung zur Identifikation des transienten Kühlerverhaltens	145
4.2.2	Vergleich von Experiment und Modellrechnung	151
5	Experimentelle Untersuchung der dynamischen Medienkonditionierung	155
5.1	Technische Ausführung des dynamischen Konditioniersystems	155
5.2	Validierung des Konzeptes	157
5.3	Anwendung am Antriebsstrangprüfstand	159
6	Zusammenfassung und Ausblick	165
Anhang A	Grundlagen	168
A.1	Korrelationen zur Beschreibung des Wärmeübergangs	168
A.2	Methoden zur Ermittlung der Wärmeübergangsbeziehungen	176
A.3	Wärmeübergang an berippten Rohren	180
A.4	Gegenüberstellung der stationären Berechnungskonzepte	183
Anhang B	Daten des untersuchten Wärmeübertragers	184
B.1	Technische Daten	184
B.2	Betriebsdaten	187
B.3	Instrumentierung Kühlerprüfstand	187
Anhang C	Verwendete Stoff- und Materialdaten	188
	Literaturverzeichnis	189

Nomenklatur

Formelverzeichnis

Nachfolgend werden die wichtigsten in der Arbeit verwendeten Symbole erläutert. Um nicht von der allgemein üblichen Bezeichnung abweichen zu müssen, werden einige Symbole mehrfach verwendet. Deren Bedeutung erschließt sich jedoch aus dem Kontext.

Symbol	Einheit	Bedeutung
α	[W/m ² K]	Wärmeübergangskoeffizient
αA	[W/K]	Wärmeübergangsfähigkeit
α_{ped}	[1]	Fahrpedalstellung
β	[1]	Ventilstellung
γ	[1]	Intermittenzfaktor
δ	[m]	Dicke
ε	[1]	normierte Temperaturänderung
η	[Pa s]	dynamische Viskosität
η_{r}	[1]	Rippenwirkungsgrad
θ	[°]	Louver-Winkel
κ	[1]	Korrekturfaktor
λ	[W/m K]	Wärmeleitfähigkeit
Λ	[1]	Funktion der Wärmeübergangszahl, Wärmeleitfähigkeit und Dicke einer Rippe
ν	[m ² /s]	kinematische Viskosität
ξ	[1]	Druckverlustbeiwert
ρ	[kg/m ³]	Dichte
σ	[-]	Standardfehler der Regression
τ	[s]	Zeitkonstante
φ	[°]	Winkel
χ	[1]	Mischungsverhältnis
a	[m ² /s]	Temperaturleitfähigkeit
A	[m ²]	Fläche
b	[m]	Breite
B	[1]	Funktion der dimensionslosen Übertragungsfähigkeiten
c	[-]	Konstante Kennfeldapproximation, Nußelt-Korrelation

C_{dis}	[1]	Faktor Laufzeitreduzierung durch Dispersion
C_f	[1]	Reibungsbeiwert
c_s	[J/m ² K]	Sensorkonstante
c_p	[J/kg K]	spezifische Wärmekapazität
C	[1]	Verhältnis der Wärmekapazitätsströme
C	[-]	Koeffizienten Wilson-Diagramm
d	[m]	Durchmesser
d	[1]	Störgröße
e	[-]	Fehler, Regeldifferenz
e_p	[kg]	Pumpenkonstante
f	[Hz]	Frequenz
F	[1]	Korrekturfaktor für mittlere Temperaturdifferenz
F	[-]	Streckenverhalten
F_d	[m]	Rippenbreite
F_l	[m]	Durchgangshöhe zwischen zwei Rohren
F_p	[m]	Rippenabstand
g	[m/s ²]	Fallbeschleunigung
h	[m]	Rippenhöhe
k	[1]	diskrete Zeit
k	[W/Km ²]	Wärmedurchgangskoeffizient
kA	[W/K]	Wärmedurchgangsfähigkeit
l	[m]	Länge
L_b	[m]	Louver-Breite
L_h	[m]	projizierte Louver-Höhe
L_l	[m]	mittlere Louver-Länge
L_p	[m]	projizierte Louver-Breite
m	[kg]	Masse
m	[1]	Exponent Prandtl-Zahl
\dot{m}	[kg/s]	Massenstrom
\dot{m}_0	[kg/s]	Hauptmassenstrom
\dot{m}_1	[kg/s]	Nebenmassenstrom
M	[1]	Anzahl an Diskretisierungselementen in Lufttrichtung
n	[1]	Exponent einer Strömungsgröße einer Wärmeübergangs- korrelation
n_p	[1/min]	Pumpendrehzahl
n_{rad}	[1/min]	Raddrehzahl

N	[1]	Anzahl an Diskretisierungselementen in Kühlwasser- richtung
N	[1]	dimensionslose Übertragungsfähigkeit, NTU
N_l	[1]	Anzahl an Louver-Reihen
p	[bar]	Druck
\dot{q}	[W/K]	spezifischer Wärmestrom
\dot{q}_A	[W/m ²]	Wärmestromdichte
Q	[J]	Wärme
\dot{Q}	[W]	Wärmestrom
R	[K/W]	Wärmewiderstand
R	[-]	Regler
R^2	[1]	Bestimmtheitsmaß
s	[1]	Abmaße Rippensegment und Louvergeometrie
t	[s]	Zeit
T	[-]	Übertragungsverhalten
T	[°C]	Temperatur
T_0	[°C]	Eingangstemperatur Mischung
T_1	[°C]	Temperatur Zumischung
T_2	[°C]	Ausgangstemperatur Mischung
\bar{T}	[°C]	Mischtemperatur
T_p	[m]	vertikaler Rohrmittenabstand
T_d	[m]	gesamte Rohrtiefe
u	[-]	Eingangsgröße
U	[m]	Umfang
v	[1]	Flächenverhältnis
v_{fzg}	[m/s]	Fahrzeuggeschwindigkeit
V	[-]	Vorsteuerung
V	[m ³]	Volumen
\dot{V}	[m ³ /s]	Volumenstrom
w	[m/s]	Strömungsgeschwindigkeit
\dot{W}	[W/K]	Wärmekapazitätsstrom
x	[m]	Ortskoordinate
X	[1]	dimensionslose Ortskoordinate
y	[m]	Ortskoordinate
Y	[1]	dimensionslose Ortskoordinate
z	[m]	Ortskoordinate

Indizes

0	Ausgangswert
Σ	Summe
A	Austritt
akt	aktiver Wärmeübertrager
d	Durchgang zwischen Rippen und Rohren
dis	gesamter Wärmeübertrager und Berücksichtigung der Dispersion
dyn	dynamisch
E	Eintritt
f	Rippen
F	Fluid
FA	Fluidaustritt
FE	Fluideintritt
gr	Grenzschicht
ges	Gesamt
H	Hydraulisch
i	Element i
kor	korrigiert
K	Kühlwasser
KA	Kühlwasseraustritt
KE	Kühlwassereintritt
lam	laminar
log	logarithmisch
lok	lokal
L	Luft
LA	Luftaustritt
LE	Lufteintritt
L_p	Luft, mit L_P als charakteristischer Länge
m	Mittelwert
max	Maximalwert
mess	gemessene Größe
min	Minimum
N	N-tel Teil

X

N/M	Anzahl an N Diskretisierungselementen in Kühlwasser- und M Elementen in Luftrichtung
o	Oberfläche
P	Prozesswasser
PA	Prozesswasseraustritt
PE	Prozesswassereintritt
pfr	gesamter Wärmeübertrager unter Annahme einer Pfropfenströmung
r	Kühlwasserrohr
ra	Kühlwasserrohr, außen
ri	Kühlwasserrohr, innen
R	Größe aus Regelung
s	konstante Rechenschrittweite
$soll$	Sollgröße
$stat$	stationär
sv	variable Rechenschrittweite
S	Sensor
tr	Übergang
tur	turbulent
T	thermisch
V	Größe aus Vorsteuerung
VR	Größe aus Vorsteuerung und Regelung
W	Wand
WT	Wassertank
$'$	Größen bei Medienkonditionierung am Prüfstand, mit Modell berechnete Werte

Dimensionslose Ähnlichkeitskennzahlen

Gr	Grashof-Zahl
J	Colburn-Zahl
Nu	Nußelt-Zahl
Pr	Prandtl-Zahl
Re	Reynolds-Zahl
St	Stanton-Zahl

Abkürzungen

ARX	engl. autoregressive model with exogeneous input
ARMAX	engl. autoregressive model with moving average and exogeneous input
CFD	engl. computational fluid dynamics, numerische Strömungsrechnung
DGL	Differentialgleichung
DoE	engl. design of experiments, statistische Versuchsplanung
FDM	Finite-Differenzen-Methode
FVM	Finite-Volumen-Methode
HiL	Hardware-in-the-Loop
LMTD	engl. Logarithmic Mean Temperature Difference, mittlere logarithmische Temperaturdifferenz
LPV	engl. linear parameter-varying, linear mit variierenden Parametern
NTU	engl. Number of Transfer Units dimensionslose Übertragungsfähigkeit
RDE	Real Driving Emissions
RMSE	engl. root-mean-square error Wurzel des mittleren quadratischen Fehlers

Kurzfassung

Die Bedeutung des Fahrzeugthermomanagements ist durch die zunehmende Elektrifizierung des Antriebs signifikant gestiegen. Besondere Herausforderungen sind hierbei u. a. die Batterietemperierung sowie die Abfuhr hoher Wärmemengen einer Brennstoffzelle oder beim Schnellladen einer Batterie. Zur Optimierung des Thermomanagements während der Entwicklung ist es wichtig, vor allem die Fahrzeugkühler als Hauptkomponente an Prüfständen emulieren zu können. Die vorliegende Arbeit liefert hierzu einen Beitrag. Die zwei behandelten Themenschwerpunkte sind:

- die Konzeption eines dynamischen Medienkonditioniersystems und
- die Entwicklung eines instationären echtzeitfähigen Kühlermodells zur modellbasierten Ansteuerung des dynamischen Medienkonditioniersystems.

So wird erstens ein neues Konzept zur dynamischen Medienkonditionierung vorgestellt, mit dem transiente Temperaturverläufe, wie sie im realen Fahrbetrieb auftreten, am Prüfstand dargestellt werden können. Das Konzept besitzt drei wesentliche Merkmale: Das Prinzip des direkten Wärmeaustausches durch Mischung ohne Beeinflussung der hydraulischen Verhältnisse im Kühlkreislauf, den Einsatz einer modellbasierten Regelung unter Nutzung der Mischtemperaturen sowie die konsequente Minimierung der Systemträgheiten und -laufzeiten. Damit ergeben sich gegenüber bisherigen Systemen folgende Vorteile: eine deutlich höhere Dynamik, eine Invarianz gegen Störungseinflüsse, eine robuste Funktion sowie eine einfache Handhabbarkeit ohne aufwendige Parametrierung.

Der zweite Schwerpunkt ist die sequenzielle wegbasierte Modellbildung als neuer physikalisch basierter Berechnungsansatz. Es werden hier erstmals alle für das dynamische Wärmeübertragerverhalten wesentlichen Effekte, d. h. die nichtlineare Wärmeübertragung, die thermische Trägheit, die Fluidlaufzeit sowie die Dispersion (Strömungsungleichverteilung), in Echtzeit abgebildet. Die Grundgedanken der Modellbildung sind eine ausreichend hohe Diskretisierung des Modells und eine wegbasierte Betrachtung, wodurch die Annahme eines quasistationären Zustandes für einen einzelnen Rechenschritt gestattet ist. So ist nur ein einfacher algebraischer Zusammenhang zu lösen, wodurch die echtzeitfähige Berechnung möglich wird.

Unter ausführlicher Analyse der Ähnlichkeitstheorie wird zusätzlich eine vereinfachte Vorgehensweise als evolutionärer Weg zur Bestimmung der Wärmedurchgangsfähigkeit vorgeschlagen.

Abstract

The importance of vehicle thermal management has increased significantly with the advent of the powertrain electrification. Challenges are here the conditioning of the battery and the dissipation of high amount of heat from a fuel cell or when fast charging the battery. For the optimization of the thermal management in the vehicle development process it is helpful that it is possible to emulate the radiator as the main component at the test bed. This work contributes to this topic. The two evaluated special issues are:

- The conception of a dynamic conditioning unit and
- the development of a transient real-time capable heat exchanger model for the model-based driving of the dynamic conditioning unit.

At first a novel concept for a dynamic conditioning unit is presented, that enables transient temperature profiles, as they occur during real driving, to be reproduced on a test bed. This concept has three significant features: the use of direct heat exchange through mixture without affecting the hydraulic behavior of the cooling circuit as the main principle, the application of a model-based control using the mixing temperatures as well as the consequent minimization of thermal inertia and transit times. This results in the following advantages compared to currents systems: high dynamic response, insensitivity to disturbances, a robust function as well as an ease of use, as no time-consuming parametrization is required.

The second issue is the sequential way-based modelling as a new physically based modelling approach. This approach allows for the first time the real-time calculation of the heat exchanger with for the dynamic behavior fundamental effects, which are the nonlinear heat transfer, the thermal inertia, the fluid transport time as well as the flow maldistribution. The key idea of the modelling is a sufficient discretization of the model and a way-based treatment. This allows quasi-stationary consideration for a single calculation step of a discrete element. Thus, it is possible to solve algebraic equations only instead of a system of differential equations which enables a calculation in real time.

Based on a detailed analysis of the similarity theory moreover, a simplified approach for the determination of the overall heat transfer as evolutionary path is recommended.

1 Einleitung

Der Forschungsgegenstand dieser Arbeit ist die modellbasierte Emulation von Fluidkühlern zur Abbildung der thermischen Zustände des realen Fahrbetriebs am Prüfstand, um dort das Fahrzeugthermomanagement untersuchen und entwickeln zu können. In diesem Kapitel sollen einleitend die Hintergründe der Arbeit erläutert werden. Im Anschluss daran erfolgt die Darstellung des Stands der Wissenschaft und Technik der zwei wesentlichen Forschungsaspekte: der dynamischen Medienkonditionierung und der echtzeitfähigen transienten Wärmeübertrager-Modellbildung. Das Kapitel schließt mit einer Übersicht zur Gliederung dieser Arbeit.

1.1 Motivation der Arbeit

Unter Thermomanagement¹ ist die Regulation des Wärmehaushalts eines Fahrzeugs durch die günstige Steuerung der Wärmeströme zwischen den einzelnen Wärmequellen (typ. Antriebskomponenten) und den Wärmesenken (typ. Wärmetauscher) zu verstehen. Dabei bestehen die Ziele:

- des thermischen Bauteilschutzes,
- des Fahrgastkomforts,
- der Verbrauchsreduktion,
- der Emissionsreduktion sowie neuerdings
- der Reichweitensteigerung bei Elektrofahrzeugen.

Bis in die 2000er Jahre waren die Aufgaben des Thermomanagements der Schutz vor Überhitzung bei Volllast und die Sicherstellung des Fahrgastkomforts. Mitte der 2000er Jahre kam ein schnelles Aufheizen des Verbrennungsmotors im Zertifizierungszyklus in den Fokus, vgl. Koller [Kol16], um eine Verbrauchs- und Emissionsreduktion zu erreichen. Das Thermomanagement war unkompliziert. Der Fahrzeugkreislauf bestand im Wesentlichen aus dem Verbrennungsmotor als wärmeeintragende Komponente, einem Fahrzeugg Kühler als wärmeabführende Komponente, einem Lufterhitzer für den Fahrgastinnenraum, einer mit dem Motor gekoppelten Strömungspumpe und einem Thermostat zur Regelung der Kühlwassertemperatur, vgl. Braess &

¹ auch Wärmemanagement, engl. thermal management

Seiffert [BS13b, S. 64 f.].² Die Thermomanagemententwicklung beschränkte sich auf die Auslegung des Systems für kritische Betriebszustände wie eine Bergfahrt mit Anhänger oder Hochgeschwindigkeitsfahrten.

Durch Elektrofahrzeuge wurden diese Zielstellungen um die Forderung der Reichweitensteigerung ergänzt. Zur Bereitstellung der Heizenergie, um die Batterie oder den Fahrgastraum zu konditionieren, ist ein elektrisches Zuheizen notwendig. Die hierfür notwendige elektrische Energie kann zu einer Reduktion der verfügbaren Reichweite um bis zu 40 % führen, vgl. Wawzyniak et al. [WAJ⁺17]. Daneben besteht für Elektrofahrzeuge die Herausforderung der Abfuhr hoher Wärmemengen beim Schnellladen einer Batterie, vgl. Cuenca Jaén & Paar [CC21]. Dies war der Anstoß, die Wärmemengen im Fahrzeug aktiv zu steuern. An dieser Stelle sei erwähnt, dass auch bei Brennstoffzellen hohe Wärmemengen in der Größenordnung der Nutzleistung abzuführen sind, vgl. Klell, Eichseder & Trattner [KET18, S. 173]. Die Schwierigkeit hierbei liegt in der niedrigen Temperaturdifferenz zur Umgebungsluft.

Bei elektrifizierten Fahrzeugen ergibt sich zudem die Herausforderung, dass die Komponenten eines komplexen Antriebs unterschiedliche Anforderungen hinsichtlich der Temperaturen haben (vgl. Abbildung 1).

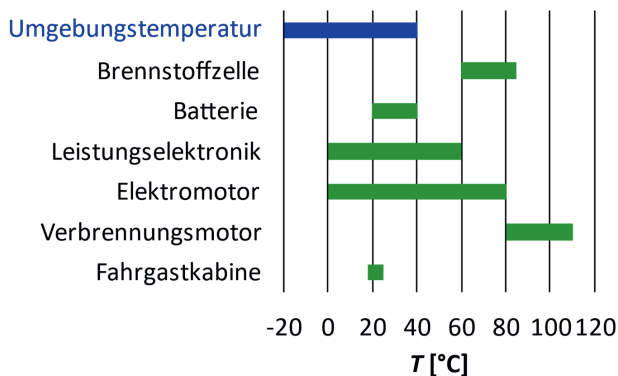


Abbildung 1: optimales Temperaturniveau unterschiedlicher Antriebskomponenten, vgl. [FRM19] [MT07, S. 347] [KET18, S. 173] [Kor13, S. 166]

² Je nach Konfiguration und Leistung waren weitere Komponenten wie ein Motorölkühler, Getriebeölkühler, Abgasturbolader Bestandteil des Kühlkreislafs und es war ggf. ein Thermostat bzw. Absperrventil für den Getriebeölkühler und den Kabinenheizer verbaut.

Nicht nur im reinen Elektrofahrzeug, auch im Brennstoffzellenfahrzeug, im Hybridfahrzeug oder im verbrennungsmotorischen Fahrzeug sind daher mittlerweile Mehrkreislaufsysteme zu finden. Wawzyniak et al. [WAJ⁺17] geben eine Übersicht über die Anforderungen und Architekturen der Fahrzeugthermalkreisläufe unterschiedlicher Antriebssysteme.

Das Thermalsystem eines Plug-in-Hybrids zeigt beispielsweise Abbildung 2, vgl. Traußnig [Tra16]. Es weist drei Kühlkreisläufe mit unterschiedlichen Temperaturniveaus auf: einen Hochtemperaturkreislauf für die Komponenten des Verbrennungsmotors, einen Niedertemperaturkreislauf für den Elektromotor und die Leistungselektronik sowie einen Kreislauf für die Batterie. Zusätzlich existieren ein Getriebe-Elektromotor-Ölkreislauf sowie ein Klimakreislauf. Zur günstigen Verteilung und Abfuhr der Wärme sind die Kreisläufe gekoppelt und mit vielen Aktuatoren ausgestattet. Für ein gutes Management der Kälte- und Wärmemengen sind intelligente Strategien notwendig.

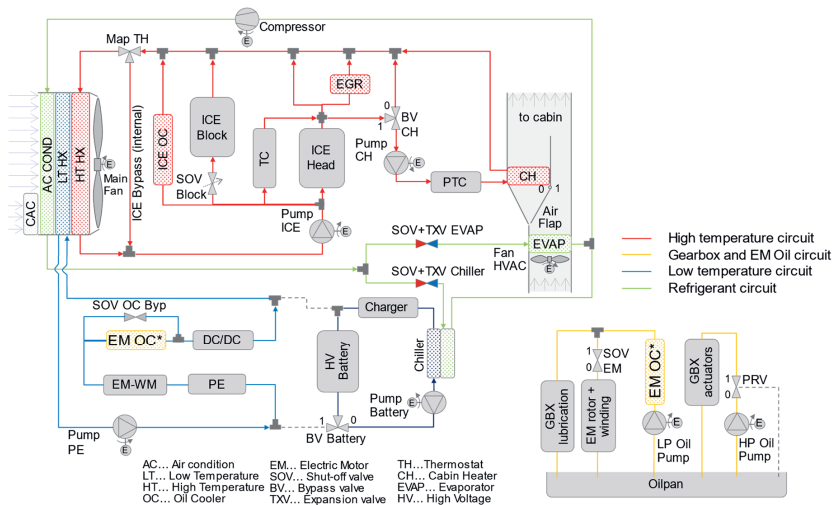


Abbildung 2: komplexe Mehrkreislaufrückführung eines Plug-in-Hybrid-Fahrzeuges (Elektrofahrzeug mit Range Extender), vgl. [Tra16, S. 10] (Wiedergabe mit freundlicher Genehmigung von Dr. Traußnig)

Einen Überblick zum Thermomanagement mit Schwerpunkt auf verbrennungsmotorischen Antrieben geben beispielsweise Almbauer et al. [AEP⁺18]. Das Thermomanagement von elektrifizierten Antrieben ist Gegenstand der aktuellen Forschung: Dies gilt sowohl für Hybridantriebe, vgl. z. B. [Tra16] [EGS⁺18], batterieelektrische

Antriebe, vgl. z. B. [Aue15] [FKK*18] [Kar16], und auch Brennstoffzellenantriebe, vgl. z. B. [WLT*20].

Der Einsatz von elektrischen Stellern, d. h. Ventilen und Kühlwasserpumpen, statt mechanischer Thermostate in Kühlkreisläufen führt zu einer erhöhten Dynamik mit Temperaturgradienten von bis zu 60 K/s sowie zu betriebspunktabhängigen Kühlwassertemperaturen, vgl. Beidl et al. [BHH*19].

Zur reproduzierbaren Entwicklung des Thermomanagements ist eine Übertragung auf den Prüfstand notwendig. Um den Wärmeeintrag von Antriebskomponenten (Verbrennungsmotor, E-Motor, Batterie, usw.) in den jeweiligen Kühlkreislauf abführen zu können, wird der jeweilige Fahrzeugkühler (Luft/Wasser-Wärmeübertrager) als wesentliche Kreislaufkomponente am Prüfstand durch eine dynamische Konditioniereinheit ersetzt (vgl. Abbildung 3).

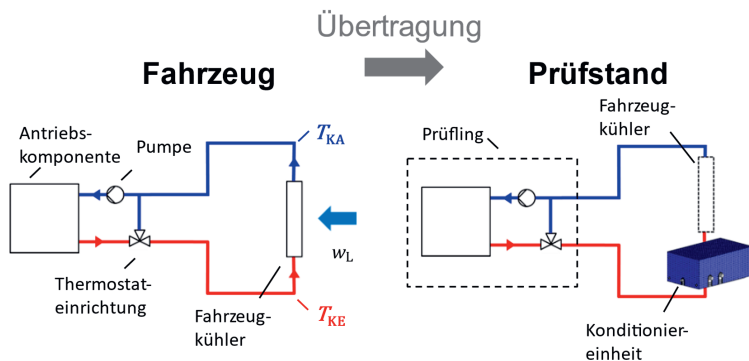


Abbildung 3: Übertragung vom Fahrzeug auf den Prüfstand durch Ersetzen des Fahrzeugkühlers durch eine dynamische Konditioniereinheit

Es sind hierbei zwei Varianten möglich, um eine Kreislaufkomponente abzubilden, vgl. Dellner [Del17, S. 96]:

- das vollständige Ersetzen der Komponente durch die Konditionierung sowie
- die Beibehaltung der Komponente und zusätzlich eine Integration der Konditionierung in den Kreislauf.

Die erste Variante stellt die heute übliche Variante dar, bei der die Komponente in ihrer thermischen und hydraulischen Wirkung durch eine Konditionierung nachgebildet wird.

Bei der zweiten Variante wird die hydraulische und die thermische Trägheit der Komponente durch diese selbst abgebildet, der Wärmeaustausch der Kreislaufkomponente wird hingegen durch eine zusätzliche Konditionierung nachgebildet.

Hierbei bestehen für diese Konditionierung hohe Anforderungen: Der Druckverlust und die Trägheit müssen gegenüber der realen Komponente vernachlässigbar sein.

Nachfolgend wird daher die erste Variante mit dem vollständigen Ersatz der Komponente, d. h. des Kühlers, betrachtet.

Für die Abbildung des thermischen Verhaltens zur Untersuchung von realen Fahrversuchen am Prüfstand ist die bisherige Vorgehensweise einer konstanten Medienkonditionierung nicht mehr ausreichend. Es muss vielmehr eine realitätsnahe, dynamische Konditionierung erfolgen, um einem vorgegebenen transienten Temperatursollwert folgen zu können.

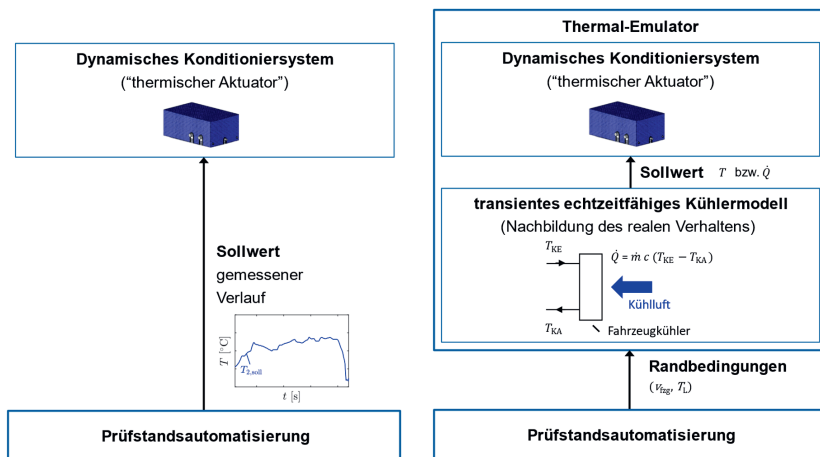


Abbildung 4: Thermal Emulator – Dynamische Konditioniereinheit und thermisches Simulationsmodell zur Sollwertvorgabe

Um Thermomanagementfunktionen am Prüfstand entwickeln und optimieren zu können, ist ein reines Nachfahren von gemessenen Temperaturverläufen nicht ausreichend. Der Kühler muss in seiner Interaktion mit der Umgebung nachgebildet werden, d. h. die Sollwertvorgabe muss durch ein echtzeitfähiges, transientes Modell erfolgen, um auf Änderungen im Kreislauf – zum Beispiel durch eine andere Regelstrategie – reagieren zu können. Nur die Kombination eines dynamischen Konditioniersystems und eines echtzeitfähigen transienten Modells ermöglicht eine vollständige Emulation des Kühlerverhaltens. Diese wird daher im Folgenden als Thermal-Emulator bezeichnet (vgl. Abbildung 4).

Für die Emulation von Fluidkühlern zur Verwirklichung realitätsnaher thermischer Bedingungen der Kühlmedien am Prüfstand ergeben sich dabei zwei Problemkreise, welche die Schwerpunkte der Arbeit darstellen:

- die Konzeption eines hochdynamischen Medienkonditioniersystems sowie
- die Entwicklung eines instationären echtzeitfähigen Kühlermodells zur modellbasierten Ansteuerung.

Eine besondere Herausforderung stellt bei beiden Punkten die hohe Dynamik des Fahrzeugkühlkreislaufes dar, welche durch sich schnell ändernde Volumenströme im Fluidkreislauf und Wärmeeinträge der Antriebskomponenten in den Kreislauf begründet ist.

Hinsichtlich des dynamischen Medienkonditioniersystems ergeben sich folgende Herausforderungen:

- eine dynamische Medienkonditionierung mit Temperaturgradienten bis zu 60 K/s,
- ein geringes Bauvolumen, um so den Wärmeübertrager direkt ersetzen zu können, ohne den Kreislauf durch zusätzliche Leitungslängen zu beeinflussen, sowie
- die Forderung, dass das zu untersuchende Fluidsystem des Thermalkreislaufes in seinem Verhalten nicht verändert werden darf.

Für das instationäre Kühlermodell bestehen folgende technischen Herausforderungen:

- die Möglichkeit der echtzeitfähigen Simulation zur Ansteuerung der Medienkonditioniereinheit,
- ein geringer Parametrieraufwand zur Adaption an unterschiedliche Wärmeübertrager sowie
- die Absicherung durch einen Vergleich von Messung und Rechnung zur Sicherstellung einer ausreichenden Modellierungsgüte.

1.2 Wissenschaftliche Zielsetzung der Arbeit

Ausgehend von dem übergeordneten Ziel einer modellbasierten Emulation von Fluidkühlern als wesentliches Element im Thermalkreislauf sollen im folgenden Abschnitt die wissenschaftlichen Zielsetzungen der Arbeit erläutert werden. Diese lassen sich dabei nach den zwei Schwerpunkten der Arbeit, der dynamischen Medienkonditionierung und dem transienten echtzeitfähigen Kühlermodell gliedern.

Hinsichtlich der Konzeption eines dynamischen Medienkonditioniersystems ergeben sich folgende wissenschaftliche Ziele:

- die Konzeption eines wissenschaftlich fundierten Lösungswegs einer neuartigen dynamischen Medienkonditionierung,
- die detaillierte Betrachtung und Optimierung der Systemdynamik sowie
- die Analyse des Systemverhaltens und der Entwurf eines geeigneten Regelungskonzeptes.

Das erste Ziel besteht in der Analyse der heute bekannten Konzepte zur Medienkonditionierung und der Untersuchung eines Verbesserungskonzepts sowie der Ableitung eines Lösungswegs unter Nutzung eines Vergleichs von Messung und Rechnung.

Ein weiterer Punkt ist die Erhöhung der Systemdynamik durch die konsequente Minimierung der Trägheiten und Laufzeiten des Systems. Wesentlich sind vor allem die Laufzeiten der Fluidstrecken durch eine günstige Komponentenanordnung zu verringern sowie geringe Verzögerungszeiten durch eine schnelle Temperaturerfassung zu erreichen.

Ein drittes Ziel ist der Entwurf eines geeigneten Regelungskonzeptes auf Basis der die Analyse des vorgestellten Systems. Die Regelung muss hierbei ein gutes Folgen der Sollwertvorgabe ermöglichen und invariant gegenüber schnellen Änderungen der in den Kreislauf eingebrachten Wärme des Prüflings und Schwankungen der Prozesswassertemperatur sein.

In Bezug auf das echtzeitfähige transiente Kühlermodell ergeben sich folgende wissenschaftliche Zielsetzungen:

- die echtzeitfähige Abbildung des dynamischen Kühlerverhaltens hinsichtlich der Wärmeübertragung, der thermischen Trägheit, der Fluidlaufzeit und der Dispersion (Strömungsungleichverteilung),
- die wissenschaftlich fundierte Bestimmung des Wärmeübergangs eines spezifischen Wärmeübertragers als Ausgangsbasis für das Simulationsmodell sowie
- die Untersuchung der Wechselwirkung der Modelldiskretisierung auf die für die Wärmeübertragung wesentliche Temperaturdifferenz und Wärmedurchgangsfähigkeit.

Das Grundziel der Arbeit ist die echtzeitfähige Abbildung des transienten Kühlerverhaltens. Dabei sind die vier wesentlichen Effekte, d. h. die nichtlineare Wärmeübertragung von einem Medium auf das andere, die thermische Trägheit des

Kühlermaterials, die Fluidlaufzeit sowie die Dispersion, zu berücksichtigen. Die bekannten physikalischen Wärmeübertragungsmodelle bilden meist lediglich die Wärmeübertragung sowie die Wandwärmekapazität ab. Die für das dynamische Verhalten wesentliche Fluidlaufzeit, welche ein variables Totzeitverhalten darstellt, und die Dispersion werden nur in wenigen Ansätzen berücksichtigt. Aufgrund des hohen Rechenaufwandes sind diese Modelle aber nicht echtzeitfähig.

Eine weitere Zielsetzung besteht in der Bestimmung des kühlwasser- und luftseitigen Wärmeübergangs eines spezifischen Wärmeübertragers als Basis für das Simulationsmodell. Dabei soll ausgehend von einer ausführlichen Betrachtung der Ähnlichkeitstheorie die rechnerische Bestimmung und eine aufwendige engmaschige Vermessung verglichen und daraus eine optimierte Methodik erarbeitet werden. Hierzu soll ein Ansatz in einer klassischen Kombination von Theorie und Experiment erarbeitet werden. Als Ergebnis liegt dann eine theoretisch fundierte Formulierung mit experimentell ermittelten Parametern vor.

Ein essenzieller Punkt ist die Untersuchung des Einflusses der räumlichen Diskretisierung auf die für die Wärmeübertragung wesentlichen Parameter. Die Diskretisierung hat Auswirkungen auf die „treibende“ Temperaturdifferenz, die bestimmend für die übertragene Wärme ist.

Es sei angemerkt, dass Teile zu dem in der vorliegenden Arbeit vorgestellten hochdynamischen Medienkonditioniersystem und instationären echtzeitfähigen Kühlermodells bereits veröffentlicht wurden, vgl. [GH20] bzw. [GJ21].

1.3 Gliederung der Arbeit

Diese Arbeit gliedert sich in sechs Kapitel. Einleitend werden die wissenschaftliche und technische Motivation erläutert sowie daraus abgeleitet die wissenschaftlichen Ziele beschrieben. Als wesentliche inhaltliche Schwerpunkte der Arbeit ergeben sich somit zwei Themenkreise: Die dynamische Medienkonditionierung sowie das echtzeitfähige transiente Kühlersimulationsmodell.

Kapitel 2 thematisiert die Konzeption der neuen dynamischen Medienkonditionierung. Einleitend wird im Abschnitt 2.1 der Stand der Wissenschaft und Technik dargestellt. In den darauffolgenden Abschnitten 2.2 bis 2.5 werden die einzelnen Problemstellungen betrachtet: Zuerst erfolgt die Konzeption eines Vorschlages für die hydraulische Grundstruktur einer dynamischen Medienkonditionierung. Der anschließende Abschnitt beschreibt die Analyse des

Systemverhaltens und den Entwurf eines geeigneten Regelungskonzeptes. Darauffolgend wird die Erhöhung der Systemdynamik durch die Betrachtung und konsequente Reduzierung der Verzögerungen und Laufzeiten des Systems diskutiert. Am Ende des Kapitels wird die Anpassung des hydraulischen Verhaltens des Konditioniersystems an den substituierten Kühler erläutert.

Das neuartige dynamische Kühlersimulationsmodell wird in Kapitel 3 präsentiert. In 3.1 werden die Grundlagen der Wärmeübertragung und der Stand der Wissenschaft und Technik zur Simulation von Wärmeübertragern dargelegt. Zunächst werden die geometrischen Verhältnisse am realen Kühler (Abschnitt 3.2) betrachtet und die Anforderung an ein echtzeitfähiges transientes Kühlersimulationsmodell (Abschnitt 3.3) erläutert. Anschließend werden in 3.4 Vorüberlegung zur Modellierung angestellt, bevor in 3.5 schließlich das Konzept des neuen echtzeitfähigen Simulationsmodells durch sequenzielle wegbasierte Modellbildung des Kühlers vorgestellt wird. Im folgenden Teilkapitel 3.6 wird die Bestimmung des Wärmeübergangs umfassend erörtert und eine neue vereinfachte Vorgehensweise aufgezeigt. Die Auswirkungen der räumlichen Modelldiskretisierung werden in Abschnitt 3.7 diskutiert. Zum Schluss erfolgt in 3.8 eine Einordnung der neuen Berechnungsmethodik.

In Kapitel 4 wird die rechnerische und experimentelle Validierung des neuen Wärmeübertragermodells behandelt. In Abschnitt 4.1 wird die Modellrechnung anhand künstlicher Vorgabedaten überprüft. In 4.2 schließlich erfolgt die Validierung des Simulationsmodells anhand eines Vergleiches von Messung und Rechnung inklusive Darstellung der realisierten experimentellen Prüfeinrichtung.

Die technische Realisierung und experimentelle Validierung des neuen dynamischen Medienkonditionierkonzeptes werden in Kapitel 5 behandelt. In Abschnitt 5.1 wird hierbei eine Ausführung des Konditionierkonzeptes zur Nachbildung eines Hauptwasserkühlers beschrieben. Die Anwendung und experimentelle Validierung des neuen dynamischen Medienkonditioniersystems werden schließlich in Abschnitt 5.2 vorgestellt.

Kapitel 6 fasst die wesentlichen Ergebnisse der Arbeit zusammen. Darüber hinaus wird ein Ausblick auf sich aus der Arbeit ergebende, weiterführende Forschungsfragestellungen gegeben.

2 Systemkonzeption einer dynamischen Medienkonditionierung

In diesem Kapitel wird die Konzeption der neuen dynamischen Medienkonditionierung erläutert. Einleitend wird in Abschnitt 2.1 der Stand der Wissenschaft und Technik dargestellt. In den darauffolgenden Abschnitten werden die einzelnen Problemstellungen betrachtet: Zuerst erfolgt die Konzeption der hydraulischen Grundstruktur einer dynamischen Medienkonditionierung. Anschließend wird das Systemverhalten analysiert und der Entwurf eines geeigneten Regelungskonzeptes vorgestellt. Schließlich wird die Erhöhung der Systemdynamik durch die Reduzierung der Verzögerungen und Laufzeiten diskutiert. Abschließend wird die Anpassung des hydraulischen Verhaltens des Konditioniersystems an den substituierten Kühler erläutert. Diese Problemstellungen stehen in einer Wechselbeziehung zueinander. Für eine Lösung der Aufgabenstellung war daher eine integrierte Betrachtung notwendig. Zum besseren Verständnis werden sie in den folgenden Unterkapiteln separat erläutert.

Motivation Thermomanagement-Entwicklung

Bei der Entwicklung des Thermomanagements mit Fokus auf das Fahrzeugkühlsystem sind die Hauptaufgabenstellungen:

- auf Komponentenebene: die Optimierung der Geometrie hinsichtlich der Strömungsführung und Wärmeübertragung;
- auf Systemebene:
 - + das Layout-Design und die Dimensionierung des Kreislaufkonzeptes und
 - + der Entwurf geeigneter Regel- und Steuerstrategien zur Wärmenutzung und -abfuhr.

In der Komponentenentwicklung wird vornehmlich die mehrdimensionale Strömungsrechnung (CFD, computational fluid dynamics) eingesetzt, um die Strömungsführung und den Wärmeaustausch zu optimieren. Die Validierung und die Vermessung des stationären Strömungs- und Wärmeübergangsverhaltens erfolgen auf Komponentenprüfständen (Kühler-, Pumpen-, Motorprüfstand, usw.).

Das Vorgehen der Thermomanagement-Entwicklung auf Systemebene illustriert Abbildung 5. In den Konzeptionsphasen zur Anforderungsdefinition und zum Systementwurf kommen null- und eindimensionale Simulationen zum Einsatz. Hier haben sich

proprietäre Simulationslösungen etabliert, wie beispielsweise KULI³ [ER93] [DBR+96] [HGR02], Simcenter FlomasterTM ⁴ [MKK98] [GKK04] [Ste16] oder GT⁵ [SBH+01]. In der Systemintegration werden bisher vorwiegend Kaltkreislaufprüfstände eingesetzt, vgl. Dellner [Del17, S. 31 ff. / 91 f.]. Hierbei wird der komplette Fahrzeugkreislauf mit realen Kreislaufkomponenten ohne Wärmeaustausch betrieben, d. h. es findet kein Wärmeeintrag durch Antriebskomponenten statt, da diese lediglich passiv integriert sind. Nur durch die Kreislaufpumpe kommt es zu einem geringfügigen Wärmeeintrag. Am Kaltkreislaufprüfstand werden die hydraulischen Eigenschaften vermessen sowie das Befüll- und Entlüftungsverhalten untersucht. Die Ergebnisse lassen sich unter Nutzung des dimensionslosen Druckverlustbeiwertes auf andere Temperaturverhältnisse (beheizten Betrieb) übertragen. Eine abschließende Abstimmung und Validierung des Thermomanagements findet bisher erst im Fahrzeug an klimatisierten Fahrzeugprüfständen oder im Fahrversuch statt, vgl. Kennerknecht et al. [KHH+11].

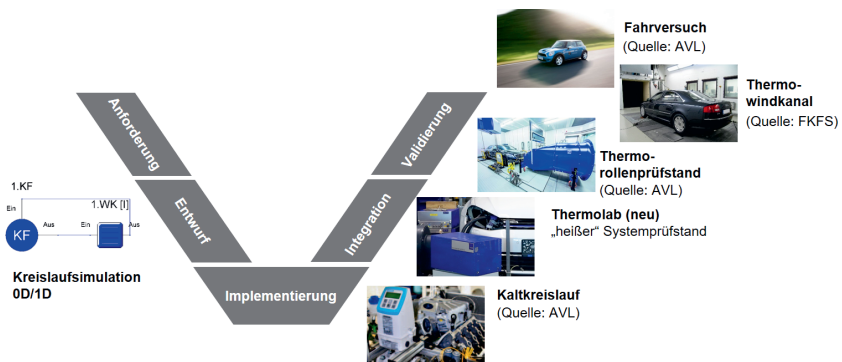


Abbildung 5: Thermomanagement-Systementwicklung im Entwicklungsprozess

Aufgrund der bereits in Abschnitt 1.3 erwähnten Komplexität der Mehrkreislaufsysteme elektrifizierter Fahrzeuge sind „heiße“ Systemprüfstände, sogenannte Thermolabs, Gegenstand der aktuellen Forschung. Sie sind Teil der Forschungsarbeiten, die sich mit dem Thermomanagement von elektrifizierten Fahrzeugen beschäftigen (vgl.

³ Simulationssoftware für Thermalkreisläufe des Herstellers MAGNA, vgl. [MAG21].

⁴ Simulationssoftware für Thermalkreisläufe des Herstellers Siemens, vgl. [Sie21]; frühere Bezeichnung Flowmaster.

⁵ Simulationssoftware für multiphysikalische Problemstellungen des Herstellers Gamma Technologies, vgl. [Gam21].

Abschnitt 1.3). Hierbei wird der Wärmeentzug durch Fahrzeugkühler durch Konditioniersysteme nachgebildet. Die Antriebskomponenten sind entweder real präsent und werden durch einen geeigneten Prüfstand (z. B. Hybridprüfstand, Batterieprüfstand) belastet oder werden in ihrer thermischen Wirkung ebenfalls durch eine Konditioniereinheit emuliert. Das Verhalten von emulierten Komponenten wird dabei durch ein geeignetes Simulationsmodell nachgebildet, das die Ansteuerung der Konditioniereinheiten übernimmt. Beispielhaft sind an dieser Stelle die Arbeiten

- von Balzer, Lichius et al. [BLG⁺14] [GLB⁺15],
- des X1T4-Projektes⁶ [BBK⁺16] [WH17],
- von Koller et al. [KRM⁺19],
- von Dellner [Del17] und
- Angermeier & Kerler [AK18]

zu nennen.

Balzer, Lichius et al. [BLG⁺14] [GLB⁺15] stellen eine Konfiguration zur Untersuchung eines Wärmespeichers im Hybridfahrzeug vor. Das Fahrzeug befindet sich auf einem Rollenprüfstand. In den Fahrzeugkühlkreislauf ist eine Medienkonditionierung eingebunden, die mittels Simulation angesteuert wird. Es wird dabei u. a. ein Wärmespeicher simulativ in Dymola⁷ nachgebildet, um dessen Auswirkungen auf die Reichweite zu untersuchen, vgl. Balzer et al. [BLG⁺14].

Das X1T4-Projekt beschäftigte sich mit einer durchgängigen Methodik und der Integration der physischen und realen Komponenten für die Kühlsystemauslegung. Die thermische Belastung eines am Motorenprüfstand betriebenen Hybridaggregates erfolgt dabei durch ein Konditioniersystem. Die Fahrzeuglängsdynamik wird über AVL CRUISETM ⁸ sowie MATLAB[®]/Simulink[®] ⁹ nachgebildet, der thermische Restkreislauf über KULI. Die Vernetzung der einzelnen Simulationen und die modellbasierte Ansteuerung des Prüfstands und des Konditioniersystems erfolgen mithilfe Co-Simulation, vgl. [BBK⁺16] [WH17].

⁶ Gefördertes Forschungsprojekt und Beteiligung von AVL List, IVD Prof. Hohenberg, Porsche und Virtual Vehicle, vgl. [BBK⁺16] [WH17].

⁷ Simulationssoftware für multiphysikalische Problemstellungen auf Basis Modellierungssprache Modelica des Herstellers Dassault Systèmes, vgl. [Das21].

⁸ Simulationssoftware für die Berechnung der Fahrzeuglängsdynamik des Herstellers AVL List, vgl. [AVL21a].

⁹ Berechnungs- und Simulationssoftware des Herstellers The MathWorks, vgl. [TMW21].

Koller et al. [KRM*19] zeigen eine Anwendung eines Elektroantriebs samt Hochvolt-batterie auf einem Antriebsstrangprüfstand, wobei je ein Konditioniersystem für den Antriebs- und den Batteriekreislauf zum Einsatz kommen. Dabei wird ebenfalls eine Co-Simulation durchgeführt, wobei die gleichen Simulationsumgebungen verwendet werden wie beim X1T4-Projekt.

Dellner [Del17, S. 91 ff.] zeigt einen kompletten Kühlkreislauf eines Hybridfahrzeugs mit passiven Antriebskomponenten. Dabei kommen acht Konditioniersysteme als Wärmequellen und -senken zum Einsatz. Auch hier wird eine Co-Simulation zur Kopplung der Simulationsmodelle und Ansteuerung der Konditioniersysteme eingesetzt. Der Niedertemperaturkühlkreislauf und der Kältekreislauf werden mit Dymola nachgebildet, der Hochtemperaturkreislauf mittels MATLAB® /Simulink® und KULI.

Angermeier & Kerler [AK18] beschreiben einen Aufbau zur Untersuchung eines Batteriekühlkreislaufs. Der Fahrzeugkühler und der Kondensator des Kältekreislaufs werden mit konditionierter Kühlluft beaufschlagt, die Wirkung der Batterie als Wärmequelle wird durch einen elektrischen Heizer abgebildet. Die Ansteuerung erfolgt laut den Autoren aus einem nicht näher beschriebenen „analytischen Simulationsmodell“.

2.1 Stand der Wissenschaft und Technik

Eine erhöhte Kreislaufdynamik (vgl. Abschnitt 1.1) bewirkt erhöhte Anforderungen an Konditioniersysteme. Nachfolgend sollen daher ein Überblick über den Stand der Wissenschaft und Technik in Bezug auf die Medienkonditionierung gegeben werden.

Zur Realisierung der Wärmeabfuhr verfügen Konditioniereinheiten über einen Wasser/Wasser-Wärmeübertrager als wesentliches Element. Dieser wird auf der Sekundärseite über kaltes Prozesswasser aus der Hauskälteversorgung gespeist, so dass dem primären Fahrzeugkreislauf Wärme entzogen werden kann.

Hinsichtlich der Funktionalität lassen sich Konditioniersysteme in zwei Klassen einteilen:

- reine Kühlsysteme sowie
- Universal-Konditioniersysteme.

Reine Kühlsysteme sind die häufigste Ausführung und dienen ausschließlich der Kühlung des Fahrzeugkühlkreislaufs, vgl. z. B. [KHP91] [PSK06] [MP07] [MSJ*10] [PL14, S. 149].

Universal-Konditioniersysteme verfügen über Zusatzeinrichtungen, wie eine Heizung und eine Pumpe, vgl. [VSB09] [PL14, S. 147 ff.] [BLG*14] [GLB*15] [HWS16]

[Del17, S. 95 ff.]. Sie ermöglichen dadurch Zusatzfunktionen über die eigentliche Kreislaufkühlung hinaus, wie das Aufheizen des Prüflings, ein Zuheizen im Teil-lastbereich oder das Ersetzen der Fahrzeugwasserpumpe.

Allen Systemen ist gemein, dass deren Ausführung sowohl hinsichtlich der eingesetzten Komponenten als auch des Aufbaus typisch für den Anlagenbau ist. Die Verbindung der einzelnen Komponenten erfolgt mit langen, geraden Rohren und 90°-Rohrbögen. Hierdurch ergeben sich selbst bei den reinen Kühlsystemen große Abmessungen, die eine Aufstellung in der Nähe des Prüflings oft behindern. Laut Koller et al. [KRM⁺19] stellt die Kompaktheit ein Hauptziel bei der zukünftigen Entwicklung von Konditioniersystemen dar.

Die langen Rohrleitungen des Konditioniersystems und die durch die prüflingsferne Aufstellung notwendigen Schlauchlängen bewirken eine Laufzeit, die sich zusätzlich negativ auf die erreichbare Dynamik auswirkt. Die langen Rohr- und Schlauchleitungen führen zudem zu einem konvektiven Wärmeverlust, der bei kleinen abzuführenden Wärmemengen eine merkbare Störung verursacht.

Bisherige Konditioniersysteme sind zumeist für den Stationärbetrieb konzipiert, um die Ein- oder Ausgangstemperatur konstant zu halten. Es sind zwar Anwendungen bekannt, bei denen ein am Rollenprüfstand gemessener Temperaturverlauf eines NEFZ (Neuer Europäischer Fahrzyklus) nachgebildet wurde, vgl. z. B. Paulweber & Lebert [PL14, S. 148]. Die hierbei auftretenden Temperaturänderungen sind aber relativ langsam. Erfahrungswerte zeigen, dass bisherige Konditioniersysteme Temperaturgradienten von 3-7 K/s erreichen, vgl. Beidl et al. [BHH⁺19]. Sowohl hinsichtlich des hydraulischen Systemaufbaus als auch des Regelungskonzepts sind die gezeigten Ansätze also nicht geeignet für eine dynamische Medienkonditionierung zur Nachbildung von realen Straßenfahrten.

Hydraulische Grundstruktur von Konditioniersystemen

Hinsichtlich der Anordnung der Stelleinrichtung zur Regelung der abzuführenden Wärmemenge existieren typischerweise zwei Grundstrukturen, die sich nach dem Stellort unterscheiden lassen (vgl. Abbildung 6):

- Stelleinrichtung auf der Prozesswasserseite (Sekundärseite) sowie
- Stelleinrichtung auf der Seite des Fahrzeugkreislaufs (Primärseite).

Die Variante mit Stelleinrichtung auf der Sekundärseite stellt die gebräuchlichste Ausführung dar, siehe beispielsweise [PSK06] [MSJ⁺10] [BLG⁺14] [GLB⁺15] [HWS16] [Del17, S. 97]. Dies liegt daran, dass der Wunsch besteht, den Fahrzeugkreislauf in seinem Druckverlust nicht zu verändern, damit die Strömungspumpe im Kreislauf den

identischen Volumenstrom fördert. Allerdings weist diese Variante ein träges Systemverhalten auf.

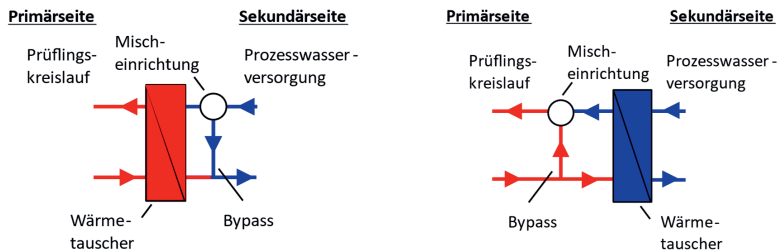


Abbildung 6: Gegenüberstellung der Grundstruktur von Konditioniersystemen: Variante mit Stelleinrichtung auf der Sekundärseite (links) und mit Stelleinrichtung auf der Primärseite (rechts)

Vereinzelte sind Anordnungen mit Stelleinrichtungen auf der Primärseite bekannt, z. B. [KHP91] [MP07, S. 115 ff.] [PL14, S. 149]. Martyr & Plint [MP07, S. 117] weisen bereits darauf hin, dass diese Variante ein deutlich dynamischeres Verhalten aufweist. Ohne entsprechend sorgfältige Auslegung ist damit bisher allerdings ein veränderter Fluidkreislauf verbunden. Deshalb wird diese Variante im Moment nur bei einfachen Aufgabenstellungen wie Mechanikuntersuchungen, z. B. Drehschwingungsuntersuchungen oder Dauerlaufversuchen, eingesetzt.

Regelung von bekannten Konditioniersystemen

Für die Regelung von Konditioniersystemen werden vorwiegend PID-Regelungen eingesetzt, sowohl in Form einschleifiger Regelkreise [HWS16] [MP07, S. 118] als auch in Kaskadenstruktur [Del17, S. 98 f.]. Aufgrund des nichtlinearen Verhaltens der Komponenten (Wärmetauscher, Ventil) sind diese einfachen Ansätze nicht ausreichend für eine Anwendung über einen weiten Betriebsbereich. Darüber hinaus besteht die Schwierigkeit, dass sich die Medieneingangstemperaturen und Volumenströme sehr dynamisch ändern.

Mohtasebi et al. [MSJ*10] beschreiben eine Fuzzy-Regelung, welche eine erhebliche Verbesserung gegenüber den bisherigen einfachen Ansätzen darstellt. Als Eingangsgrößen dienen die Regelabweichung, d. h. die Differenz aus gewünschter und gemessener Eingangstemperatur, sowie die Motorleistung. Diese ist eine implizite Größe für die Wärmeleistung des Prüflings und damit der Motorausgangstemperatur und des Kühlmittelmassenflusses. Der Wärmeeintrag ist je nach Prüfling unter-

schiedlich, so dass hier eine Anpassung notwendig ist. Eine Störung der Hauswassertemperatur und des Hauswasserdurchflusses, wie sie bei größeren Prüffeldern auftreten kann, wird allerdings nicht berücksichtigt.

Ein Universal-Konditioniersystem, bei welchem die Ausgangsströme eines Wärmeübertragers zur Kühlung und eines elektrischen Heizers über ein Dreiwegeventil gemischt werden, stellen Vermillion, Sun & Butts [VSB09] vor. Als Stellgrößen dienen die Heizleistung und die Ventilstellung. Zur Temperaturregelung dient eine PI-Regelung mit Vorsteuerung. Zur Vorsteuerung dienen offline ermittelte optimale Stellwerte für einen bestimmten Betriebspunkt in Abhängigkeit der Motordrehzahl, der Motorlast, der Eingangstemperatur und des Massenflusses. Das System zeigt ein verzögertes Folgeverhalten. Da ein Motormodell Bestandteil des Simulationsmodells ist, welches zur Ermittlung der optimalen Stellwerte verwendet wird, ist eine Ermittlung der Zusammenhänge für jeden Prüfling notwendig.

Gross-Weege et al. [GLB⁺15] zeigen eine modellbasierte prädiktive Regelung eines Universal-Konditioniersystems zur Regelung der Ausgangstemperatur. Das Kühlmedium wird hierbei zuerst durch einen Wärmeübertrager zur Kühlung und dann durch einen elektrischen Heizer geführt. Als Stellgrößen dienen dabei das Ventil des Wärmetauschers für die Prozesskühlung und die Leistung des elektrischen Heizers. Die Ausgangstemperatur des Wärmeübertragers wird über eine unterliegende PID-Regelung geregelt, wobei die Vorgabe der Temperatur durch die modellbasierte prädiktive Regelung erfolgt. Diese basiert auf einem Modell der elektrischen Heizeinrichtung. Das Verhalten der unterlagerten Kühlungsregelung wird über ein Verzögerungsglied erster Ordnung berücksichtigt. Die Eingangstemperatur des Mediums beim Einströmen in die Heizeinrichtung wird gemessen und als Störung berücksichtigt. Im Falle der Nutzung zukünftiger Sollwerte zeigt sich ein gutes Folgeverhalten; sofern nur der aktuelle Sollwert herangezogen wird, folgt die Ausgangstemperatur dem Sollwert mit einer Verzögerung von ca. 10 s.

Regelung von Wärmeübertragern in anderen Anwendungsgebieten

Bei Wärmeübertragern handelt es sich um ein nichtlineares Mehrgrößensystem, dessen Verhalten aufgrund des von der Strömungsgeschwindigkeit abhängigen Wärmeübergangs stark von den Volumenströmen der Medien abhängt. Hinzu kommt, dass das System bedingt durch den Fluidtransport eine volumenstromabhängige Totzeit aufweist.

So postulieren Fischer, Nelles & Isermann [FNI98]: „Eine Temperaturregelung über einen großen Arbeitsbereich stellt nach wie vor eine große Herausforderung dar“. Trotz

der nichtlinearen Eigenschaften finden in der industriellen Praxis meist lineare Ansätze Verwendung, vgl. [Mic15, S. 5]. Zur Regelung von Wärmetauschern existiert in der Literatur eine Vielzahl von leistungsfähigeren Konzepten. Hierzu soll nachfolgend ein Überblick gegeben werden.

Sahoo, Radhakrishnan & Sankar-Rao [SR17] verwenden einen IMC-Regler (Internal Model Control) zur Regelung der Wärmeübertragerausgangstemperatur unter Nutzung eines experimentell bestimmten, autoregressiven Modells. Der Anwendung liegt allerdings ein eingeschränkter Volumenstrombereich zugrunde. Al-Dawery, Alrahawi & Ayham [AAA12] vergleichen einen Fuzzy-Regler mit klassischen PI- und PID-Reglern. Katayama et al. [KIO⁺98] zeigen eine Optimalsteuerung auf Basis eines experimentell ermittelten Zustandsraummodells. Maidi, Diaf & Corriou [MDC09] nutzen eine Eingangs-/Ausgangslinearisierung zur Regelung eines Gegenstromwärmeübertragers. Kreuzinger, Bitzer & Marquardt [KBM08] zeigen eine flachheitsbasierte Vorsteuerung auf Basis eines verteilten Wärmeübertragermodells. Als Störgröße wird dabei die Eingangstemperatur explizit berücksichtigt.

Richalet, Darure & Mallet [RDM14] beschreiben einen modellbasierten Ansatz, bei dem die Ausgangstemperatur über ein Mischungsverhältnis (sog. Konvexität) der beiden Eingangstemperaturen abgebildet wird. Diese Konvexität beschreibt das Verhalten des Wärmeübertragers in Abhängigkeit der Volumenströme. Somit lässt sich die Stellgröße des Volumenstroms direkt bestimmen. Michel & Kugi [MK14] [Mic15] zeigen einen modellbasierten Ansatz, bei dem die gespeicherte Energie unter Einsatz eines Beobachters geregelt wird. Fischer, Nelles & Isermann [FNI98] schlagen einen prädiktiven Regler auf Basis eines Fuzzy-Modells vor.

Díaz et al. [DSY⁺01] nutzen ein künstliches neuronales Netz zur Wärmeübertragerregelung. Joshi, Murugan & Rhinehart [JMR97] vergleichen verschiedene Regelungskonzepte hinsichtlich ihrer Performance und Handhabung bei der Regelung von Wärmeübertragern, darunter modellbasierte, modellprädiktive Regelungen sowie Ansätze auf Basis von neuronalen Netzen und Fuzzy-Logik.

Verhältnis- oder Mischungsregelungen sind aus der Verbrennungssteuerung (Verhältnis Luft- zur Brennstoffmenge) oder der Verfahrenstechnik (Mischung zweier Medien) bekannt, vgl. [Web93, S. 137 ff.]. Leonhard [Leo92, S. 217 ff.] zeigt eine Mischungsregelung zweier Medien unterschiedlicher Temperaturen. Dabei werden beide Medien mittels Durchgangsventil reguliert. Es ergibt sich hierbei ein Mehrgrößenregelungsproblem, da neben der gewünschten Mischungstemperatur auch der Gesamtmedienstrom kontrolliert werden muss. Leonhard zeigt eine Entkopplung der Regelstrecke und weist darauf hin, dass auch eine mechanische Entkopplung durch

die Verwendung eines Misch- und Drosselventils möglich wäre. Die Anwendung einer Mischung am Wärmeübertrager erfolgt beispielsweise in [Nit12, S. 108] [KSA⁺19]. Der Zusammenhang der Mischtemperatur in Abhängigkeit der Temperaturen und Ströme beider Medien ist bekannt, vgl. z. B. [Leo92] [Nit12].

Kancsár et al. [KSA⁺19] erweitern den Zusammenhang durch die Einführung des von der Ventilstellung abhängigen Verhältnisses der Medienströme. Zur Regelung der Ausgangstemperatur setzen sie allerdings eine Kaskadenregelung ein. Sie zeigen weiter einen gemessenen Zusammenhang zwischen der Ausgangstemperatur und dem Massenstromverhältnis und weisen darauf hin, dass es vorteilhaft wäre, diese Charakteristik zur Vorsteuerung zu verwenden, um eine höhere Dynamik zu erzielen.

Technisches Fazit

Hinsichtlich des dynamischen Medienkonditioniersystems bestehen folgende Anforderungen (vgl. Abschnitt 1.1):

- eine dynamische Medienkonditionierung mit Temperaturgradienten bis zu 60 K/s,
- ein geringes Bauvolumen, um einen Wärmeübertrager direkt ersetzen zu können, ohne die Gesamtanordnung zu ändern sowie
- die Forderung, dass der zu untersuchende Thermalkreislauf in seinem Verhalten nicht verändert werden darf.

Sowohl hinsichtlich des hydraulischen Systemaufbaus als auch des Regelungskonzepts sind die gezeigten bisherigen Ansätze nicht geeignet, um Wärmeeinträge mit hohen Temperaturgradienten abzubilden und somit hoch transienten Temperaturverläufen folgen zu können.

Allen bekannten Konditioniersystemen ist gemein, dass deren Ausführung typisch für den Anlagenbau ist. Daraus resultieren große Bauvolumina, die eine prüflingsnahe Anwendung verhindern.

Als hinreichende Bedingung soll sich das Konditioniersystem identisch zu dem ersetzten Kühler verhalten. Dafür muss es dem Kühler in seinen hydraulischen Eigenschaften entsprechen, d. h. es soll über ein identisches, umlaufendes Kühlwasservolumen sowie einen identischen Druckverlust verfügen. Die Einhaltung des hydraulischen Verhaltens findet bisher nur insofern Beachtung, als dass der verwendete Wärmeübertrager denselben Druckverlust ausweist wie der zu ersetzende Kühler, vgl. [KHP91]. Das für das dynamische Verhalten wesentliche Fluidvolumen wird, sowohl hinsichtlich der Trägheit als auch der Fluidlaufzeit, nicht berücksichtigt.

Wissenschaftliches Fazit

Wie bereits in Abschnitt 1.2 angeführt, ergeben sich in Bezug auf ein dynamisches Medienkonditioniersystem folgende wissenschaftliche Zielstellungen:

- die Konzeption eines wissenschaftlich fundierten Lösungswegs einer neuartigen dynamischen Medienkonditionierung,
- die Analyse des Systemverhaltens und der Entwurf eines ebenfalls neuartigen Regelungskonzeptes, in dem durch direkte Messung und Berücksichtigung der Störgrößen ein gutes Störverhalten und durch eine modellbasierte Steuerung ein gutes Folgeverhalten erzielt wird sowie
- die Analyse und Optimierung der Systemdynamik durch die konsequente Minimierung der Trägheiten und Laufzeiten des Systems.

Hinsichtlich einer dynamischen Medienkonditionierung ist bisher weder eine fundierte Analyse der Erfordernisse noch eine systematische Konzeption bekannt.

Auch findet zur Regelung von Konditioniersystemen keine systematische Betrachtung statt. In Bezug auf die Regelung von Wärmetauschern als wesentlichem Element einer Konditionierung gibt es dagegen eine Vielzahl von Ansätzen. Für ein gutes Regelungsverhalten über den gesamten Betriebsbereich sind allerdings genaue Wärmeübertragermodelle erforderlich, die vor allem das nichtlineare Verhalten ausreichend abbilden. Die bekannten Anwendungen liegen vor allem im Bereich von mehreren 10 s bis 100 s. Für hochdynamische Systeme im Sekundenbereich wäre eine genaue Abbildung der Fluidlaufzeit des Wärmeübertragers notwendig. Im Gegensatz dazu lässt sich der Zusammenhang für eine Mischungstemperaturregelung durch eine Gleichung beschreiben, zur Regelung ist bisher die Messung oder Schätzung aller Mediengrößen notwendig.

Beim Entwurf von komplexen Systemen erfolgen die Systemkonzeption und der Regelungsentwurf typischerweise getrennt. Ein günstiges Systemverhalten, insbesondere hinsichtlich einer hohen Dynamik, erfordert allerdings eine integrierte Betrachtung. Es ist somit eine integrierte, fundierte Betrachtung und Konzeption einer dynamischen Medienkonditionierung hinsichtlich der Systemstruktur, eines geeigneten Regelungskonzeptes und einer optimierten Dynamik notwendig.

2.2 Hydraulische Grundstruktur der vorgeschlagenen Medienkonditionierung

Im folgenden Abschnitt wird das neuartige Konzept eines Konditioniersystems im Hinblick auf den Entwurf der hydraulischen Grundstruktur erläutert. Im Fokus der Betrachtungen steht dabei ein reines Kühlsystem. Die Erweiterung um eine Heizfunktion bedeutet lediglich eine Duplizierung des Systems. Wie zuvor bereits erwähnt, ist zur Abbildung der Kühlwirkung ein Wasser/Wasser-Wärmeübertrager notwendig, der über kaltes Prozesswasser (Sekundärkreislauf) dem Fahrzeugkreislauf (Primärkreislauf) Wärme entziehen kann.

Grundgedanke des neuen Ansatzes ist die Verwendung eines schnellen direkten Wärmeaustausches durch Mischung, anstatt eines indirekten durch einen Wärmedurchgang. Dazu wird dem Hauptstrom ein geregelter Teilstrom entnommen. Dieser wird gekühlt oder erhitzt und anschließend dem Hauptstrom wieder zugeführt (vgl. Abbildung 7). Der Hauptstrom wird dadurch in seinem Volumenstrom nicht verändert.

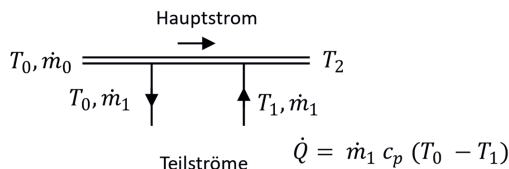


Abbildung 7: direkter physikalischer Wärmeaustausch durch Mischung

Um die Frage der maximal möglichen Dynamik der beiden Grundstrukturen (vgl. Abbildung 6) zu klären, wird nachfolgend ein dazu durchgeführtes Experiment beschrieben: Ein vorhandenes, bereits in seiner Bauform minimiertes System wird zuerst standardmäßig und danach mit vertauschter Primär- und Sekundärseite betrieben. In beiden Fällen wird ein Sprung der Ventilstellung von 0 auf 100 % vorgegeben, um so den jeweils maximal möglichen Temperaturgradienten bestimmen zu können. Der Fluid-Volumenstrom betrug in allen Fällen sowohl für die Primär- als auch die Sekundärseite 40 l/min.

Abbildung 8 zeigt den Vergleich der experimentell ermittelten Systemantworten der beiden Grundstrukturen: Die Sprungantwort des Systems, bei dem die Stelleinrichtung auf der Sekundärseite positioniert ist, zeigt einen langsamen Abfall der Ausgangstemperatur am Fahrzeugkreislauf. Die Trägheit des Wärmeübertragers führt hier zu einer erheblichen Dämpfung (näherungsweise PT₂-Verhalten).

Im Gegensatz dazu fällt die Ausgangstemperatur bei der Variante mit der Steller einrichtung auf der Primärseite sehr schnell auf den minimalen Wert ab (erste Phase). Die Geschwindigkeit hängt nur von der Dynamik der Steller einrichtung ab. Der schnelle Wärmeaustausch erfolgt dabei direkt durch Mischung. In einer zweiten Phase wird das im Kühler befindliche kalte Fluid von dem einströmenden Fluid verdrängt und die Ausgangstemperatur bleibt konstant. Danach wird in einer dritten Phase der initial kalte Wärmeübertrager auf die statische Endtemperatur des Wärmeübertragers aufgeheizt. Es zeigt sich ein näherungsweise PDT_2 -Verhalten.

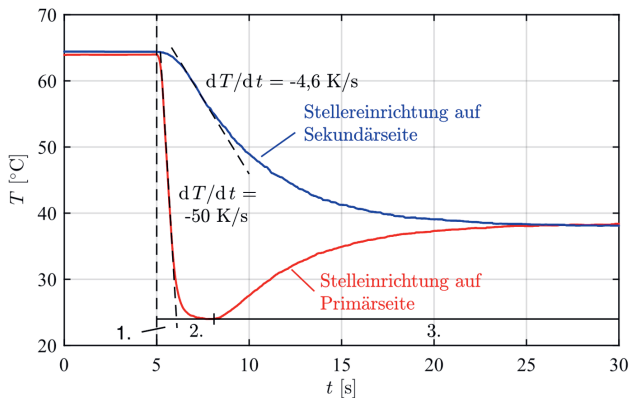


Abbildung 8: Vergleich der gemessenen Sprungantworten für beide Grundstrukturen: Steller einrichtung auf der Sekundärseite sowie auf der Primärseite

Da hier allein die Steller einrichtung für den erreichbaren Temperaturgradienten bestimmend ist, ist die Größe des Wärmeübertragers unerheblich. Es wäre sogar der Entfall des Wärmeübertragers und der Anschluss eines großen Flüssigkeitsreservoirs denkbar.¹⁰ Der eingesetzte Wärmetauscher stellt durch seine Wärmekapazität im Gegenteil noch eine zusätzliche Kühlreserve zur Verfügung.

Tabelle 1 stellt die Eigenschaften der beiden Ausführungen gegenüber: Der durchgeführte Vergleich der sprungförmigen Verstellung des Ventils zeigt, dass die Konfiguration mit Steller einrichtung auf der Primärseite deutlich dynamischer ist. Es ist ein um den Faktor 10 höherer Temperaturgradient erreichbar.

¹⁰ Da in den Kreisläufen typischerweise unterschiedliche Medien eingesetzt werden, ist der Wärmetauscher zur Medientrennung notwendig. Im Fahrzeugkreislauf wird ein Wasser-Glykol-Gemisch verwendet, im Prozesswasserkreislauf typischerweise Wasser mit zugesetzten Additiven.

Tabelle 1: Gegenüberstellung des Einflusses des Stellorts

Anordnung Stelleinrichtung:	Primärseite	Sekundärseite
Dynamik:	hoch (Faktor 10)	niedrig
Dynamik bestimmende Komponente:	Geschwindigkeit Stelleinrichtung	Trägheit Wärmeübertrager
Näherungsweise Übertragungs- verhalten: ¹¹	PDT ₂	PT ₂
Beeinflussung Fahrzeugkreislauf:	stark	gering

Um eine hohe Dynamik zu erreichen, muss also der Wärmeaustausch durch einen direkten schnellen Wärmeaustausch (Mischung) erfolgen und nicht durch einen langsamen Wärmedurchgang (Wärmetauscher). Das heißt, es ist ein System mit Stelleinrichtung auf Primärseite zu bevorzugen.

Simulation des Konditioniersystems

Ziel der Simulation des Konditioniersystems ist es, über die Kombination mit einer Messung die klassischen Vorteile der Simulation zu nutzen:

- das Erlangen eines besseren Systemverständnisses,
- die Verifizierung des Simulationsmodells und der Nachweis von zusätzlichen Einflüssen durch Vergleich von Messung und Rechnung,
- die Untersuchung des Einflusses der Aktordynamik als Auslegungsparameter.

Einige Ergebnisse der von Spitzer [Spi21] mittels MATLAB®/Simulink® durchgeführten Simulation eines für 150 kW ausgelegten Konditioniersystems mit Mischventil werden nachfolgend dargestellt. Abbildung 9 zeigt die Struktur des Simulationsmodells. Die mathematische Beschreibung der Zusammenhänge für das Mischventil samt Aktuator sowie Temperatursensoren findet sich in Abschnitten 2.3 und 2.4.2.

Die Modellierung des Plattenwärmetauschers erfolgt phänomenologisch. Die Wärmeübertragung wird durch ein stationäres Kennfeld für den spezifischen Wärmestrom $\dot{q} = f(\dot{m}_A, \dot{m}_B)$ beschrieben (vgl. 3.1.2). Die Trägheit des Wärmetauschers wird über eine Punktmasse abgebildet. Darüber hinaus wird die Fluidlaufzeit durch den Wärmeübertrager berücksichtigt.

¹¹ Wie bereits in Abschnitt 2.1 erwähnt handelt es sich eigentlich um ein nichtlineares System.

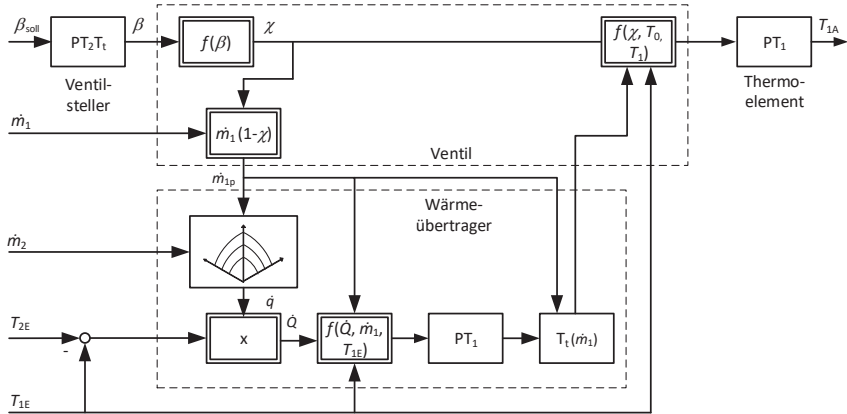


Abbildung 9: Struktur des Simulationsmodells der Konditioniereinheit

Den Vergleich der Antwort auf einen Sprung der Ventilstellung zwischen Messung und Rechnung zeigt Abbildung 10. Bei dem System mit Stelleinrichtung auf der Primärseite lassen sich sehr gut die bereits in Abschnitt 2.1 beschriebenen Phasen erkennen: In der ersten Phase fällt die Ausgangstemperatur durch Öffnen des Ventils sehr schnell auf den minimalen Wert ab. In einer zweiten Phase wird das im Kühler befindliche kalte Fluid ausgeschoben. In einer dritten Phase erfolgt ein durch die Wärmeübertrager-trägheit gedämpfter Anstieg auf die statische Endtemperatur.

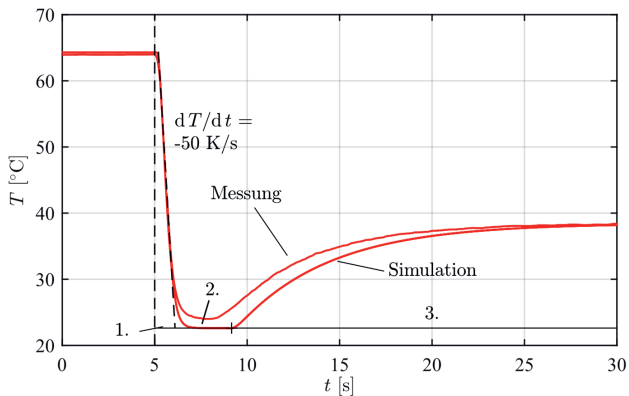


Abbildung 10: Vergleich der Reaktion auf einen Ventilsprung zwischen Messung und Rechnung

Auffällig ist hierbei, dass die Fluidlaufzeit in der Realität geringer ist als sich aus dem Verhältnis des Fluidstroms zum wirksamen Fluidvolumen errechnet. Ursache hierfür ist eine ungleichförmige Strömungsverteilung im Plattenwärmetauscher sowohl über alle Strömungskanäle als auch in jedem einzelnen Strömungskanal.

Abbildung 11 zeigt das Ergebnis einer 3D-CFD-Berechnung mit AVL Fire™ M¹² zur Untersuchung des Effektes der ungleichförmigen Strömungsverteilung im Plattenwärmeübertrager, vgl. [Spi21]. Es erfolgt eine vereinfachte Modellierung der Platten des Wärmetauschers mit glatter Oberfläche. Der durch die Plattenprägung hervorgerufene Druckverlust wurde parametrisch abgebildet.

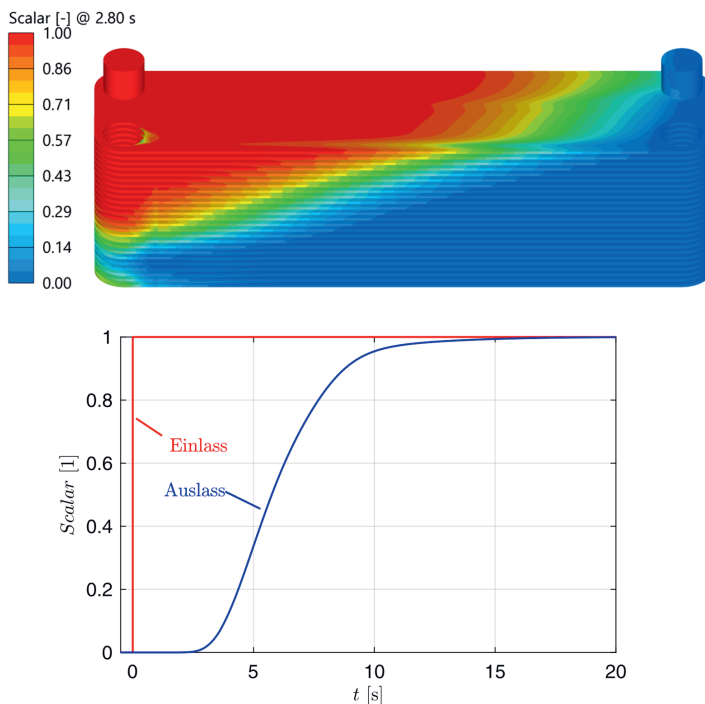


Abbildung 11: ungleichförmige Strömung im Plattenwärmeübertrager (oben) sowie zeitlicher Verlauf der Konzentration am Ausgang von am Eingang einströmenden Fluidteilchen (unten), vgl. [Spi21]

¹² Software für numerische Strömungsberechnungen des Herstellers AVL List, vgl. [AVL21b].

Wie zu erwarten, werden die Kanäle in der Nähe des Ein- und Austritts stärker durchströmt als weiter entfernte. Die Strömungsgeschwindigkeit in den oberen Platten ist somit höher als in den unteren. Hinzu kommt, dass das Fluid in den unteren Abschnitten eine längere Strecke zurücklegen muss. Insgesamt ergibt das eine kürzere Zeit bis zum Wiederanstieg der gemessenen Temperatur. Den Effekt der vertikalen Strömungsverteilung im Plattenwärmeübertrager haben beispielsweise Bassiouny & Martin [BM84] ausführlich untersucht. Im Kanal selbst ist der Hauptströmungsweg der direkte Weg zwischen Ein- und Auslass.

Der zeitliche Verlauf des sogenannten Scalars, interpretierbar als die Konzentration am Ausgang von am Eingang einströmenden Fluidteilchen (vgl. Abbildung 11 unten), bestätigt die Strömungsungleichverteilung als Ursache für den Unterschied zur theoretischen Fluidlaufzeit.

Sollen die Verhältnisse im instationären Betrieb des Plattenwärmetauschers hochgenau aufgelöst werden, ist es empfehlenswert, diese ungleiche Strömungsverteilung zu berücksichtigen. Ein einfacher Weg besteht z. B. in der phänomenologischen Berücksichtigung über ein Verzögerungsglied mit Totzeit.

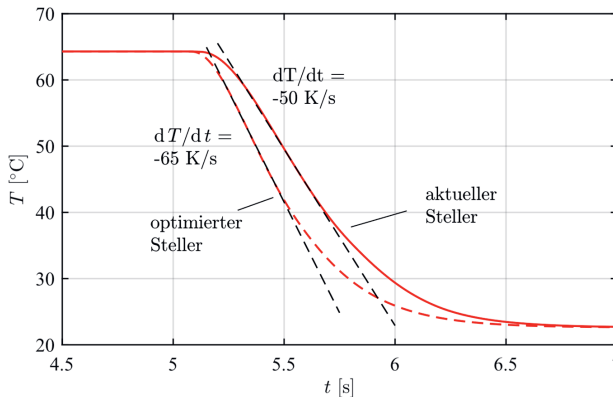


Abbildung 12: Einfluss eines Aktors mit 30 % niedriger Summenzeitkonstante auf die Systemdynamik

Wie bereits erwähnt, ist bei einem System mit der Stelleinrichtung auf der Primärseite die Aktorgeschwindigkeit für die Systemdynamik die limitierende Größe. Der Aktor des verwendeten Systems besitzt eine Summenzeitkonstante von 0,4 s und eine Totzeit von 0,3 s. Es wurde untersucht, inwieweit sich die Systemdynamik durch einen schnelleren Aktor noch weiter erhöhen lässt. Abbildung 12 zeigt das Ergebnis mit einem Steller mit um 30 % reduzierter Summenzeitkonstante. Wie daraus ersichtlich

ist, lässt sich damit ein höherer Temperaturgradient erreichen, da die Stellzeit entsprechend geringer ist. Es sei an dieser Stelle erwähnt, dass eine größere Temperaturspreizung durch eine höhere Medieneingangstemperatur oder durch eine niedrigere Kühlwassertemperatur ebenfalls höhere Temperaturgradienten ermöglicht.

2.3 Modellbasiertes Regelungskonzept des Konditioniersystems

Im nachfolgenden Abschnitt erfolgt die Erläuterung der Analyse des Systemverhaltens des Konditioniersystems und darauf aufbauend der Entwurf eines neuartigen Regelungskonzeptes.

Die Regelungsaufgabe ist wie folgt charakterisiert:

- Die zu regelnde Größe ist die Ausgangstemperatur oder der Ausgangswärmestrom des Konditioniersystems.
- Die Regelgröße soll einem vorgegebenen oder online berechneten Verlauf möglichst gut folgen.
- Auf die Regelgröße wirken die stark variierenden Eingangstemperaturen und Massenströme als Störungen ein.
- Beim Konditioniersystem handelt es sich um ein nichtlineares Mehrgrößensystem mit variabler Totzeit.

Als Regelgröße können abhängig von der Anwendung sowohl die Ausgangstemperatur T_{KA} als auch der Ausgangswärmestrom \dot{Q}_{KA} des Konditioniersystems dienen. Sie soll einem vorgegebenen zeitlichen Sollwertverlauf oder einem mittels Modells in Echtzeit berechneten Verlauf möglichst gut folgen. Dadurch, dass die Führungsgröße erst online berechnet wird, sind zukünftige Sollwerte nicht bekannt. Aufgrund der hohen Anforderungen an die Dynamik ist eine (Vor-)Steuerung sinnvoll, da dabei die Führungsgröße eine direkte Wirkung auf die Stellgröße hat.

Auf die Regelgröße wirken die stark variierenden Eingangstemperaturen und Massenströme störend ein (vgl. Abbildung 13). Zum einen ändern sich die Temperatur T_{KE} und der Massenstrom \dot{m}_K des vom Prüfling kommenden Kühlmediums sehr dynamisch. Zum anderen ergeben sich Schwankungen in der Temperatur T_{PE} und im Massenstrom \dot{m}_P des Prozesswassers zur Kühlung. Dies liegt an der thermischen Kopplung mehrerer Prüfstände, welche sich typischerweise in einem gemeinsamen Kühlsystemnetz befinden und sich dort gegenseitig beeinflussen.

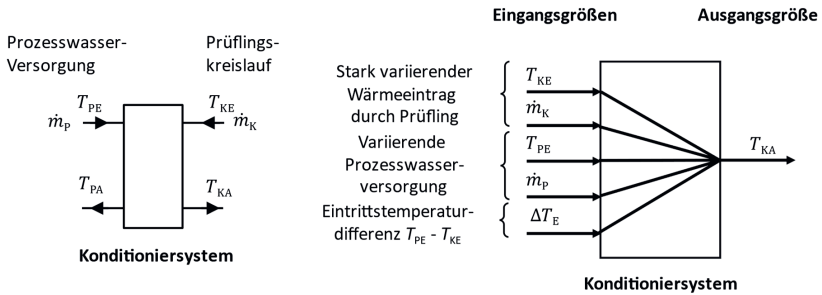


Abbildung 13: Ein- und Ausgangsgröße eines Konditioniersystems (links) sowie wirkungsmäßige Zusammenhänge (rechts)

Abbildung 14 zeigt eine prinzipielle Struktur eines Kreislaufkühlsystems zur Prozesswasserversorgung mit Kühlwasser. Diese Versorgung erfolgt meist zentral für ein Gebäude oder ein komplettes Prüfczentrum, in dem mehrere Prüfstände versorgt werden. In diesen befinden sich meist mehrere Verbraucher, d. h. mehrere Konditioniersysteme. Im Betrieb ergibt sich ein dynamischer Prozesswasser-verbrauch, d. h. die einzelnen Konditioniersysteme speisen eine zeitlich veränderliche Wärmeleistung ins Kühlsystem ein. Je nach Struktur des Kreislaufs, d. h. Ringleitung (Reihenschaltung) oder als Vor- und Rücklauf (Parallelschaltung) ergibt sich damit für die Konditioniersysteme eine variable Eingangstemperatur T_{PE} oder ein variabler Massenstrom \dot{m}_P . Darüber hinaus kann, unabhängig von der Struktur in ungünstigen Betriebsfällen, eine zusätzliche Störung der Eingangstemperatur beim Betrieb von großen Verbrauchern (z. B. Großmotoren) oder an heißen Sommertagen auftreten.

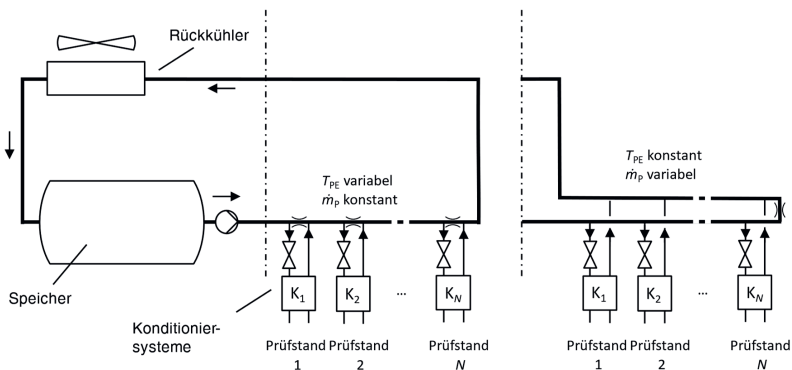


Abbildung 14: prinzipielle Struktur eines Kreislaufkühlsystems zur Prozesswasserversorgung mit Kühlwasser – Ringleitung (links) sowie Vor- und Rücklauf (rechts)

Da beide Eingangstemperaturen, T_{PE} und T_{KE} , starken Schwankungen unterliegen, ändert sich auch die Temperaturspreizung ΔT_E . Darüber hinaus handelt es sich bei einem Konditioniersystem um ein nichtlineares Mehrgrößensystem mit variabler Totzeit: Zum einen weist der Wärmeübergang im Wärmeübertrager ein nichtlineares Verhalten auf, das stark von den Medienströmen beeinflusst wird. Zum anderen ist auch der Zusammenhang für die Mischung nichtlinear. Verursacht durch den Fluidtransport tritt darüber hinaus eine vom Massenstrom abhängige, variable Totzeit auf. Um ein grundlegendes Prozessverständnis zu erlangen, soll im ersten Schritt das Verhalten des Systems untersucht werden. Dazu sind in Abbildung 15 die wesentlichen Größen dargestellt.

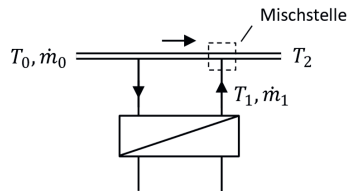


Abbildung 15: Bilanz der Wärmeströme des Wärmeaustausches an der Mischstelle

Die Wärmebilanz an der Mischstelle führt zu

$$T_2 c_p \dot{m}_0 = T_0 c_p (\dot{m}_0 - \dot{m}_1) + T_1 c_p \dot{m}_1 . \quad (2.1)$$

Damit ergibt sich eine direkte Abhängigkeit der Ausgangstemperatur T_2 , als der zu regelnden Größe, von der Eingangstemperatur T_0 , dem Eingangsmassenstrom \dot{m}_0 sowie der Temperatur T_1 und der Menge \dot{m}_1 des zugemischten Fluids.

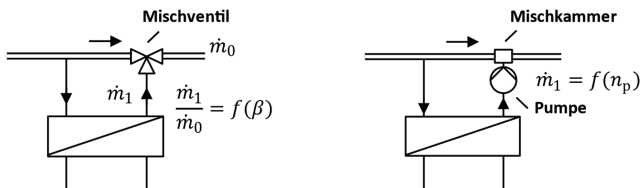


Abbildung 16: Fließschema möglicher Realisierungsvarianten – Mischventil (links) oder geregelte Pumpe mit Mischkammer (rechts)

Der Wärmeaustausch durch Mischung lässt sich über zwei Ausführungsvarianten realisieren (vgl. Abbildung 16):

- über ein Mischventil oder
- eine geregelte Pumpe mit Mischkammer.

Die Realisierung hat einen großen Einfluss auf die Regelung der dynamischen Konditionierung, wie nachfolgend gezeigt wird. Im Falle der Ausführungsvariante mit einem Mischventil ist die Stellgröße die Ventilposition β . Dabei wird das Verhältnis des über den Wärmetauscher fließenden Massenstroms \dot{m}_1 und des Massenstroms über den Bypass $\dot{m}_0 - \dot{m}_1$ verändert. Es wird also das Mischungsverhältnis beeinflusst.

Mit der Definition des Mischungsverhältnisses χ des am Wärmeübertrager vorbei über den Bypass strömenden Massenstroms $\dot{m}_0 - \dot{m}_1$ zum Gesamtmassenstrom \dot{m}_0

$$\chi = \frac{\dot{m}_0 - \dot{m}_1}{\dot{m}_0} = f(\beta), \quad \chi = 0 \dots 1 \quad (2.2)$$

ergibt sich mit der Bilanz der einfache Zusammenhang

$$\chi = \frac{T_2 - T_1}{T_0 - T_1} \quad (2.3)$$

bzw.

$$T_2 = T_1 + \chi (T_0 - T_1) . \quad (2.4)$$

Bei einem Mischventil ist das Mischungsverhältnis χ direkt abhängig von der Ventilstellung β (vgl. Abbildung 17). Man erhält also eine direkte Beziehung zwischen dem Mischungsverhältnis χ bzw. der Ventilstellung β und den Medientemperaturen. Das interessante dabei ist, dass der Zusammenhang unabhängig von den Massenströmen ist. Die Variationen der Fluidtemperaturen sind daher entkoppelt von den Variationen der Massenströme – ein Vorteil bei einer Temperaturregelung als Ziel.

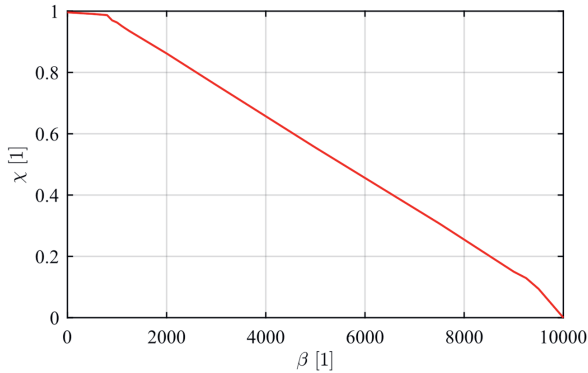


Abbildung 17: Betriebskennlinie des verwendeten Mischventils Siemens MXG461B32-12 bei linearer Einstellung

Bei der zweiten Ausführungsvariante erfolgt die Beeinflussung durch die Variation des Teilstroms \dot{m}_1 über eine Pumpe mit Mischkammer (vgl. Abbildung 16 rechts). Als besonders vorteilhaft erweist sich hier der Einsatz einer drehzahlgeregelten Verdrängerpumpe. Dabei ist der Massenstrom \dot{m}_1 in guter Näherung linear zur Pumpendrehzahl n_p . Damit lässt sich der Teilmassenstrom \dot{m}_1 über die Drehzahl n_p steuern. Es gilt:

$$\dot{m}_1 = e_p n_p . \quad (2.5)$$

Eine Umgruppierung von (2.1) liefert

$$T_2 \dot{m}_0 = T_0 \dot{m}_0 + (T_1 - T_0) \dot{m}_1 \quad (2.6)$$

bzw.

$$T_2 \dot{m}_0 = T_0 \dot{m}_0 + (T_1 - T_0) e_p n_p . \quad (2.7)$$

In (2.6) bzw. (2.7) ist also neben den Medientemperaturen und dem Teilmassenstrom \dot{m}_1 bzw. der Pumpendrehzahl n_p auch der Hauptmassenstrom \dot{m}_0 enthalten.

2.3.1 Einfluss der Wahl der Steleinrichtung

Hinsichtlich der Wahl der Steleinrichtung ist also die Variante mit dem Mischventil für eine Regelung der Temperatur vorteilhafter, wie dies auch bei der Nachbildung von Wärmetauschern der Fall ist (vgl. Abbildung 18 links).

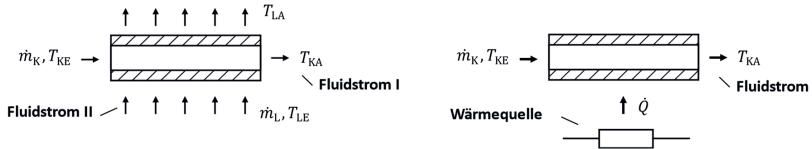


Abbildung 18: Unterscheidung der Regelgröße nach Wärmeeintrag - Temperatur (links) und Wärmestrom (rechts)

Soll eine Temperaturregelung mit der Variante Verdrängerpumpe erfolgen, so geht, wie gezeigt, der Hauptmassenstrom \dot{m}_0 in den Zusammenhang zwischen Regel- und Stellgröße mit ein (vgl. Tabelle 2). Der Hauptmassenstrom \dot{m}_0 muss für eine Steuerung gemessen werden. Dies bedeutet einen zusätzlichen Aufwand und stellt einen zusätzlichen Störeinfluss dar.

Tabelle 2: Einfluss der Realisierung der Steleinrichtung auf die Regelung

Stell-einrichtung	Regelgröße	Zusammenhang	Stellgröße	Messgrößen
Ventil	Temperatur T_2	$\chi = \frac{T_2 - T_1}{T_0 - T_1}$	Ventil- position β	Temperatur T_0, T_1
Pumpe	Temperatur T_2	$\dot{m}_1 = \frac{T_2 - T_0}{T_1 - T_0} \dot{m}_0$	Pumpen- drehzahl n_p	Temperatur T_0, T_1 Massenstrom \dot{m}_0
Ventil	Wärmestrom \dot{Q}	$\chi = 1 - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_0 c_p (T_1 - T_0)}$	Ventil- position β	Temperatur T_0, T_1 Massenstrom \dot{m}_0
Pumpe	Wärmestrom \dot{Q}	$\dot{m}_1 = \frac{\dot{Q}}{c_p (T_1 - T_0)}$	Pumpen- drehzahl n_p	Temperatur T_0, T_1

Dagegen ist eine Realisierung der Mischung mit Verdrängerpumpe für eine Wärme-stromregelung vorteilhafter, da hier der der Mischstelle zugeführte Wärmestrom geregelt wird und dieser direkt von der Pumpendrehzahl abhängig ist:

$$\dot{Q} = (T_1 - T_0) c_p \dot{m}_1 \quad (2.8)$$

bzw.

$$\dot{Q} = (T_1 - T_0) c_p e_p n_p \cdot \quad (2.9)$$

Für die Nachbildung von Komponenten des Kühlkreislaufes, die direkt einen Wärme-strom liefern, wie elektrische Heizer oder elektrische Antriebskomponenten, ist daher eine Umsetzung mit Pumpe vorteilhafter (vgl. Abbildung 18 rechts).

Tabelle 3: Gegenüberstellung der Eigenschaften der Steleinrichtungsvarianten

	Verdrängerpumpe mit Mischkammer	Mischventil
Stellgröße:	Pumpendrehzahl	Ventilposition
Bevorzugte Regelgröße:	Wärmestrom	Mischtemperatur
Störeinflüsse:	Leckage	Ventilhysterese Ventilautorität

Tabelle 3 stellt die Eigenschaften der Steleinrichtungsvarianten gegenüber. Das Ventilverhalten wird durch Hysterese des Stellers und die Ventilautorität beeinträchtigt, vgl. [Kal12, S. 307 ff.] bzw. [Ros12, S. 69 ff.]. Letztere macht sich hauptsächlich bei geringen Volumenströmen bemerkbar. Das lineare Verhalten einer Verdrängerpumpe wird durch eine innere Leckage beeinträchtigt, vgl. [Vet02, S. 210 ff.] Ursache ist eine Spaltströmung zwischen bewegten Teilen und feststehendem Pumpengehäuse, die vor allem bei niedrigen Volumenströmen und hoher Viskosität auftritt. Diese ist aber durch eine hohe Fertigungsgüte und eine Kalibrierung der Abweichungen beherrschbar.

Von praktischer Bedeutung ist, dass bei höheren Volumenflüssen das Bauvolumen einer solchen Pumpe im Gegensatz zum Ventil stark ansteigt. Eine Verdrängerpumpe ist also bei niedrigen Volumenströmen vorteilhafter, ein Ventil bei hohen.

2.3.2 Regelung der Temperatur

Abbildung 19 zeigt das Streckenverhalten der Realisierung eines dynamischen Konditioniersystems mit Mischventil. Das Ventil lässt sich durch die nichtlineare Kennlinie und den Mischungszusammenhang (2.4) beschreiben. Der direkte Wärmeaustausch durch Mischung selbst läuft im Hundertstelsekundenbereich ab und ist daher hinsichtlich der Zeitverhaltens vernachlässigbar.

Der Ventilaktuator zeigt ein PT_2T_1 -Verhalten. Abweichungen vom linearen Verhalten werden vor allem durch die Ventilhysterese hervorgerufen. Eine exemplarisch aufgenommene Kennlinie zeigt, dass die Ventilautorität bei den vorliegenden Fluidströmen beherrschbar ist (vgl. Abbildung 17). Die Eintrittstemperatur in das Konditioniersystem und die Temperatur des über den Wärmeübertrager geführten Volumenstroms werden als Störgrößen interpretiert.

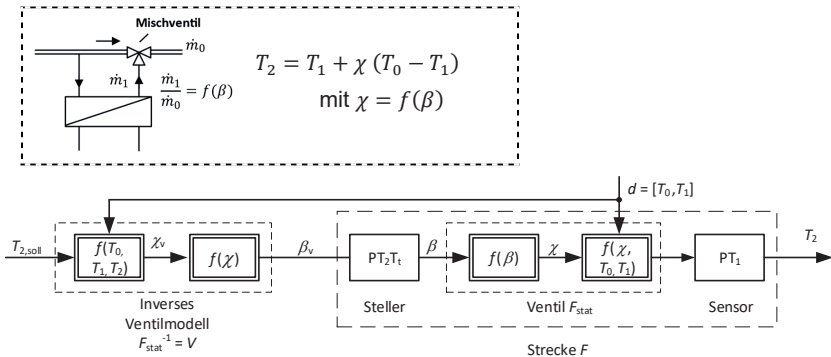


Abbildung 19: Signalfflussplan der Strecke eines Konditioniersystems mit Mischventil und modellbasierter Steuerung zur Temperaturregelung sowie Fließbild (links oben)

Die gefundenen Beziehungen lassen sich in Form eines inversen Modells unmittelbar zur Steuerung der Ausgangstemperatur nutzen. Die Möglichkeit der Steuerung stellt einen erheblichen Vorteil dar, um der sich schnell ändernden Führungsgröße folgen zu können. Durch die Messung der Temperaturen T_0 und T_1 können die Störgrößen direkt berücksichtigt werden. Dies ist insofern von Vorteil, da die Eingangstemperatur T_0 starken Schwankungen unterliegt. Störungen durch einen variierenden Kühlwasserstrom \dot{m}_0 korrigiert das System selbst, da das Verhältnis des Kühlwasserstroms \dot{m}_0 und des beigemischten Massenstroms \dot{m}_1 konstant bleibt. Damit wurde eine Möglichkeit gefunden, die gewünschte Zieltemperatur am Ausgang $T_{2,soll}$ in Abhängigkeit der gemessenen Kühlwassereintrittstemperatur T_0 und Wärmeübertrageraustrittstemperatur T_1 zu stellen. Die Steuerung erweist sich als sehr schnell und zeigt auch

eine gute stationäre Genauigkeit, vgl. Abschnitt 5.2. Ein weiterer Vorteil besteht in der Unabhängigkeit vom Verhalten des Wärmetauschers.

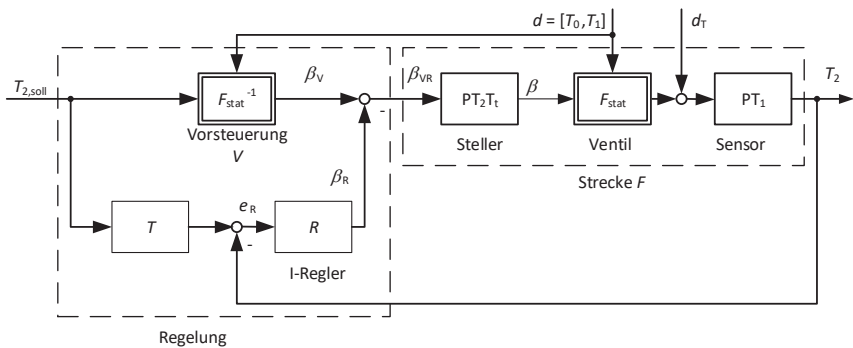


Abbildung 20: Signalfussplan eines Konditioniersystems mit Mischventil und Regelung mit modellbasierter Vorsteuerung

Die reine Steuerung erweist sich als ausreichend hinsichtlich einem akzeptablen Stationärverhalten mit einer Abweichung von wenigen zehntel Grad auch bei Modellierungsungenauigkeiten und Störungen im Ventilverhalten.

Für die Abweichung des Ventilhaltens ist eine überlagerte Regelung für den Stationärbetrieb von Vorteil (vgl. Abbildung 20). Zudem ergibt sich eine zusätzliche Robustheit gegenüber langfristigen Änderungen der Strecke durch eine Verschmutzung des Ventils.

Ausgehend vom Sollverlauf $T_{2,soll}$ generiert die statische Vorsteuerung V einen geeigneten Verlauf der Stellgröße β . Aufgrund von Verzögerungen und Totzeiten der Strecke F , d. h. des Stellers und der Sensorik, erreicht die Regelgröße T_2 die Sollgröße $T_{2,soll}$ erst nach einiger Zeit. Dieser Umstand ist bei einer reinen Steuerung weniger relevant, bei einer Ergänzung um eine Regelung ist dieser aber zu berücksichtigen, da die Kombination einer statischen Vorsteuerung mit einem Regler im Allgemeinen zu einem überschwingenden Verhalten führt.

Daher wird der Ansatz nach Kreiselmeier [Kre99] verwendet, bei welchem der zur Regeldifferenz e_R herangezogenen Führungsgröße $T_{2,soll}$ eine Übertragungsfunktion T aufgeschaltet ist. Dies ermöglicht eine unabhängige Gestaltung des Folge- und Störverhaltens. Es lässt sich unter Annahme eines linearen Systems zeigen, dass – sofern die Übertragungsfunktion T das dynamische Streckenverhalten $F_{dyn} = F / F_{stat}$ abbildet – das Folgeverhalten der Regelung mit Vorsteuerung identisch mit dem der reinen Vorsteuerung ist und der Regler hauptsächlich das Störverhalten beeinflusst.

Da die auftretenden Störgrößen, wie bereits erwähnt, durch die modellbasierte Steuerung berücksichtigt werden und der überlagerte Regler für den Ausgleich von Abweichungen der Ventilkennlinie im Stationärbetrieb zuständig ist, wurde die Integrationszeitkonstante des I-Reglers mit einem Wert von $0,0225\text{ s}$ moderat parametrisiert, so dass eine fiktive nichtmessbare Störung von 1 K nach weniger als $7,5\text{ s}$ ausgegelt ist.

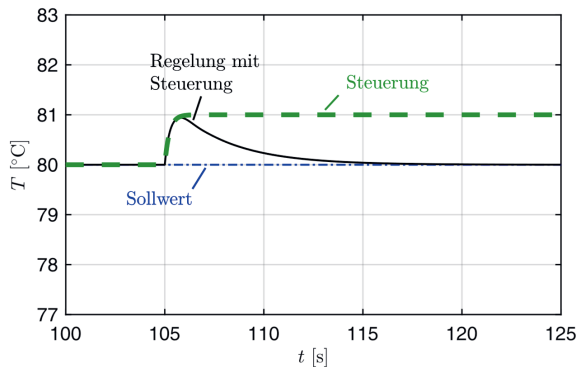


Abbildung 21: Simulation Untersuchung der Reaktion der reinen Steuerung und der Regelung mit Vorsteuerung auf eine fiktive Störung von 1 K

Es scheint sinnvoll, eine etwaige Änderung der Ventilkennlinie als zentralen Bestandteil des Konzepts zu erkennen. In zukünftigen Arbeiten wäre daher eine Erweiterung um eine Fehlerdiagnose sinnvoll, um einen Alarm an die übergeordnete Prüfstandsautomatisierung zu melden oder eine automatische Rekonfiguration der modellierten Kennlinie vorzunehmen.

Das vorgeschlagene Konzept ist insgesamt sehr einfach in der Handhabung: Es ist keine aufwendige Parametrierung bei der Inbetriebnahme bzw. beim Wechsel des Prüfstandes oder Prüflings erforderlich.

Die Charakteristika des Regelungskonzeptes lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- hohe stationäre Genauigkeit,
- gutes Folgen der sich schnell ändernden Temperaturvorgabe,
- Unempfindlichkeiten gegenüber Schwankungen der Temperatur und Volumenströme,
- Robustheit gegen langfristige Änderung der Strecke sowie
- eine einfache Handhabung.

Mit dem vorgeschlagenen Regelungskonzept ergeben sich damit gegenüber einem Standardregelkreis erhebliche Verbesserungen.

Anzumerken ist an dieser Stelle, dass die zuvor angeführten und in [HG18] berichteten Überlegungen neuerdings auch in einer anderen Entwicklung Anwendung finden: So erfolgt in [UML+20] die Regelung eines Wärmeübertragers zur Anwendung in einem Fernheiznetz nach ähnlichen Gesichtspunkten. Dies gilt als Hinweis für das Potential des hier vorgestellten Systems für einen zukünftigen breiten Einsatz in verschiedensten thermischen Anwendungen.

2.3.3 Regelung des Wärmestroms

Zur thermischen Emulation einer Antriebskomponente kann es zweckmäßiger sein, den Wärmestrom der Komponente als Regelgröße zu wählen. Dies liegt daran, dass insbesondere elektrische Komponenten, wie ein elektrischer Heizer oder elektrische Antriebskomponenten (Batterie, Elektromotor, Brennstoffzelle), einen Wärmestrom hervorrufen, der direkt von der elektrischen Leistung abhängt.

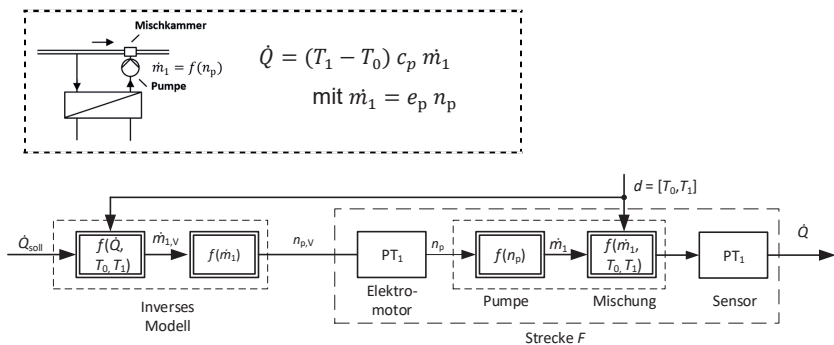


Abbildung 22: Signalfflussplan eines Konditioniersystems mit Verdrängerpumpe mit modellbasierter Steuerung zur Regelung des Wärmestroms sowie Fließbild (links oben)

Wie im vorherigen Abschnitt gezeigt, ist für eine Wärmestromregelung die Realisierung mit Pumpe vorteilhafter. Analog zum Vorgehen in 2.3.2 lässt sich eine entsprechende Regelung realisieren (vgl. Abbildung 22).

2.4 Analyse und Optimierung der Systemdynamik

Um eine möglichst hohe Dynamik des Gesamtsystems zu erzielen, ist eine integrierte Betrachtung aller Teilsysteme notwendig. Die vorhergehenden Kapitel 2.2 und 2.3 behandeln das Streckenverhalten in Bezug auf die hydraulische Grundstruktur sowie ein geeignetes Regelungskonzept. Der direkte physikalische Wärmeaustausch durch Mischung bietet einen verzögerungsfreien Wirkungsmechanismus. Entscheidenden Einfluss auf die Strecke hat aber auch die apparative Auslegung. Das beschriebene Regelungskonzept ermöglicht durch die modellbasierte Vorsteuerung und die Messung der wirkenden Störgrößen eine unmittelbare Reaktion. Hierfür ist aber eine hohe Dynamik bzw. niedrige Zeitkonstante der Mess- und Stellglieder Voraussetzung.

2.4.1 Streckendynamik

Wie zuvor erwähnt, ist der Wärmeaustausch durch Mischung nahezu verzögerungsfrei. Einfluss auf die Streckendynamik haben aber variable Laufzeiten durch den Fluidtransport. Für diese gilt:

$$t_F = \frac{l}{w} = \frac{V}{\dot{V}}. \quad (2.10)$$

Es ist daher notwendig, Verbindungsstrecken durch eine Verrohrung bzw. Verschlauchung möglichst kurz zu halten. Dabei sind vor allem die Strecke vom Wärmeübertrager zur Mischstelle l_1 und von der Mischstelle zum Prüflingseingang l_2 von Bedeutung (vgl. Abbildung 23).

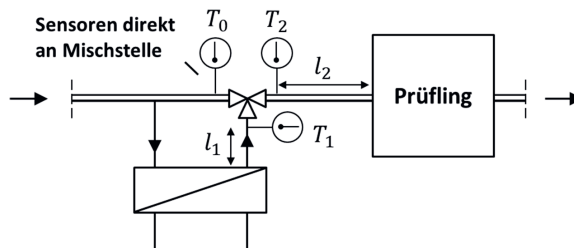


Abbildung 23: für die Dynamik der Strecke wesentliche Strömungsstrecken

Für eine unmittelbare Reaktion auf eine Kühlanforderung ist es notwendig, dass sofort kaltes Kühlmittel zugemischt werden kann. Strömt kein Kühlmittel durch den Kühler, so erwärmt sich das Kühlmittelvolumen zwischen Mischstelle und Wärmeübertrager durch Wärmeübergang vom heißen Ventilkörper. Bei einer Ventilöffnung muss im ungünstigen Fall erst der Weg l_1 zurückgelegt werden bis kaltes Kühlmittel an der Mischstelle zur Verfügung steht. Es ergibt sich nach (2.10) eine entsprechende Laufzeit. Alternativ zur Minimierung des Weges l_1 zwischen Wärmeübertrager und Mischstelle ließe sich die Problemstellung auch durch eine zusätzliche Zirkulation vom Wärmeübertragereintritt zur Mischstelle beheben, vergleichbar mit der Warmwasserbereitstellung in der Haustechnik.

Daneben ist die Wegstrecke von der Mischstelle zum Prüflingseingang l_2 von Bedeutung, damit das gemischte Kühlmittel nur einen kurzen Weg zurücklegen muss. Zum anderen kommt es zu keinem nennenswerten Temperaturunterschied zwischen der Mischungstemperatur und der Temperatur am Eingang des Prüflings. Hierfür ist eine prüflingsnahe Position erforderlich. Heute hingegen ist es oft üblich, dass die Medienkonditionierung an der Wand des Prüfraums oder in einem separaten Technikraum positioniert ist, wohingegen sich der Prüfling meist zentral im Prüfraum befindet.

2.4.2 Messung sich schnell ändernder Temperaturen

Bei einem Konditioniersystem ist das Ziel die Einhaltung einer Temperaturvorgabe des Mediums. Da man generell davon ausgehen muss, dass eine Reaktion auf eine Abweichung nicht schneller als deren Erfassung erfolgen kann, ist ersichtlich, dass die Dynamik der Temperaturmessung von besonderer Bedeutung ist. Dies gilt besonders für das zuvor vorgestellte Regelungskonzept, da hier drei Temperaturen erfasst und berücksichtigt werden.

Aus den Anforderungen der Temperaturmessung für ein dynamisches Konditioniersystem ergeben sich drei wesentliche Gesichtspunkte, hinsichtlich derer ein Kompromiss zu finden ist:

- eine hohe statische Genauigkeit,
- eine möglichst hohe Dynamik und
- eine mechanische Robustheit des Sensors.

In der industriellen Praxis haben sich Widerstandssensoren und Thermoelemente zur Temperaturmessung durchgesetzt. Zur Temperaturmessung in Konditioniersystemen werden aufgrund der höheren statischen Genauigkeit heute üblicherweise Platinwiderstandssensoren (Pt100, Pt1000) eingesetzt. Diese Art der Temperaturmessung

ist robust und stabil in der Auswertung. Allerdings haben Widerstandssensoren den entscheidenden Nachteil, dass sie aufgrund ihres konstruktiven Aufbaus langsamer auf Temperaturänderungen ansprechen.

Dagegen können Temperaturänderungen mit Thermoelementen bei gleichen Sensorabmessungen deutlich schneller erfasst werden. Die Messung mit Thermoelementen ist allerdings in der Absolutgenauigkeit schlechter zu beherrschen und aufwendiger in der Signalverarbeitung. Es müssen hierbei eine Spannungsmessung im Mikrovoltbereich, eine Kompensation der Kaltstelle und eine Linearisierung durchgeführt werden.

Nachfolgend werden der Stand der Wissenschaft und Technik der dynamischen Temperaturmessung, die Modellbildung des Sensorverhaltens, die experimentelle Bestimmung des dynamischen Sensorverhaltens, die Korrektur des dynamischen Messfehlers sowie das Verhalten im realen Fahrzeugbetrieb dargestellt.

Stand der Technik und Wissenschaften - Dynamische Temperaturmessung

Zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens von Temperatursensoren ist eine Vielzahl von Literaturstellen bekannt. Die meisten davon beschäftigen sich dabei mit dem Verhalten von Thermoelementen. Die Modellierung des Thermoelements erfolgt dabei zumeist als lineares System erster Ordnung. Das Sensorverhalten (PT_1) wird hierbei durch eine Zeitkonstante τ charakterisiert (vgl. Abbildung 24). Es sind sowohl physikalische Modelle auf Basis einer einfachen Wärmebilanz [Mic01, S. 285 f.] [Olc05] [KRS⁺04] als auch auf Basis der elektrothermischen Analogie [Ber14, S. 329 ff.] [GBA⁺13] [SS07] bekannt.

Bei der elektrothermischen Analogie werden der Wärmeübergang vom Messmedium auf den Temperaturfühler und die Wärmeleitung als Widerstand beschrieben. Die Wärmespeicherung im Sensormaterial wird als Kapazität modelliert, vgl. [Ber14, S. 68 ff.].

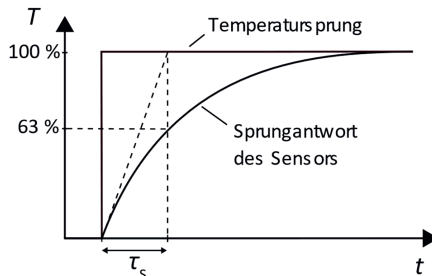


Abbildung 24: prinzipielles Verhalten eines Temperatursensors bei einem Temperatursprung

Die charakteristische Zeitkonstante τ_s wird zumeist auf Basis von experimentellen Messungen ermittelt, da eine analytische Bestimmung vor allem bei umhüllten Sensoren schwierig ist. Bei umhüllten Sensoren wird das Sensorelement von einem Schutzrohr umgeben; es ist dabei eingebettet in ein elektrisch isolierendes Keramikpulver (vgl. Abbildung 25 links). Das Schutzrohr liefert die mechanische Stabilität sowie eine chemische Beständigkeit. Für eine analytische Bestimmung ist eine Vereinfachung der Sensorgeometrie (z. B. als Kugel für Thermoelemente oder als Zylinder für Widerstandssensoren) sowie eine vollständige Modellierung der Elemente notwendig (vgl. Abbildung 25 rechts).

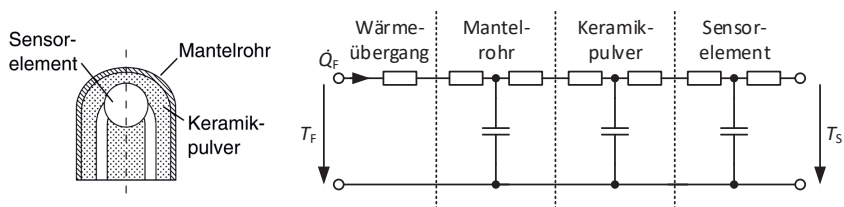


Abbildung 25: Längsschnitt durch ein isoliertes Mantelthermoelement (links) und Abbildung über die elektrothermische Analogie (rechts)

Insbesondere bei Sensoren mit großer räumlicher Ausdehnung ergibt sich ein Temperaturgradient zwischen der Sensoroberfläche und dem Sensorelement, so dass eine Approximation erster Ordnung nicht mehr ausreichend ist und die Wärmeleitung im Sensor zu berücksichtigen ist. Hinsichtlich der Modellierung höherer Ordnung sind wenig Literaturstellen bekannt. Darüber hinaus erfolgt meist nur eine empirische Approximation auf Basis von PT_n -Gliedern [LZW09] [GBA+13] [RKB13]. Bernhard [Ber14, S. 349 ff.] zeigt die komplette Modellierung eines Widerstandsthermometers mit Messrohr anhand des konstruktiven Aufbaus mittels elektrothermischer Analogie. Sarnes & Schrüfer [SS07] modellieren ein Mantelthermoelement mittels RC-Modell 567-ter Ordnung und reduzieren es auf ein Modell 2-ter Ordnung, da dies aufgrund der Unsicherheit bei der Annahme der Wärmeüberganskoeffizienten ausreichend zur Abbildung sei.

Bei strömenden Medien mit stark variierender Strömungsgeschwindigkeit ergibt sich ein entsprechend variierender Wärmeübergang, so dass die Annahme einer konstanten Zeitkonstante τ_s nicht mehr gültig ist. Im Bereich der Messung von Gasen wurden im Bereich der Verbrennungsmotoren daher nichtlineare Ansätze zur Abbildung der Zeitkonstante τ_s als Funktion des Fluidmassenstroms \dot{m}_F entwickelt, vgl. [SMF+16] [ZI10]. [Jam11] beschreibt den analytischen Zusammenhang zwischen der

Sensorzeitkonstante τ_s , der Sensorgeometrie, den Stoffdaten und der Reynolds-Zahl auf Basis der Nußelt-Korrelation. Für Flüssigkeiten sind keine Anwendungen bekannt, welche sich ändernde Strömungsbedingungen berücksichtigen.

Mit Hilfe eines Sensormodells besteht die Möglichkeit einer rechnerischen Korrektur des Sensorverhaltens, um eine höhere Dynamik der Temperaturmessung zu erreichen. Diese ist aus der Literatur bekannt. Laut Bernhard [Ber14, S. 455] "besteht das Ziel einer Dynamik-Korrektur meist darin, den zeitlichen Temperaturverlauf ausreichend richtig wiederzugeben, besonders hinsichtlich seiner maximalen Amplituden, oder zur möglichst unmittelbaren Reaktion des Messsystems auf schnelle Temperaturänderungen im Medium für Regelungs- und Überwachungseinrichtungen". Anwendung findet die Dynamik-Korrektur vor allem bei der instationären Messung von Gastemperaturen im Bereich von Gasturbinen [SS07] und von Verbrennungsmotoren [AFM⁺12] [Ber14, S. 464 ff.] [GBA⁺13] [KRS⁺04] [SMF⁺16] [ZI10]. Der verbreitete Einsatz bei der Messung von Gastemperaturen liegt daran, dass der Wärmeübergang in Gasen um Größenordnungen schlechter ist als in Flüssigkeiten. Bei diesen Applikationen besteht zudem die Anforderung einer hochdynamischen Temperaturmessung. Außerdem sind die Strömungsverhältnisse und die zu messenden Temperaturen dadurch gekennzeichnet, dass sie sich sehr dynamisch über einen großen Bereich ändern.

Es existieren zwei verschiedene Ansätze zur Kompensation des dynamischen Sensorverhaltens: Das Nachschalten eines inversen Sensormodells ("Direct Inverse Filtering") [SMF⁺16] [SS07] [ZI10] sowie die Nutzung eines Kalman-Filters [AFM⁺12] [KRS⁺04] [ZI10]. Nach Zimmerschied & Isermann [ZI10] sind beide Verfahren hinsichtlich ihrer Genauigkeit vergleichbar. Es sei angemerkt, dass hier nur Approximationen erster Ordnung getroffen wurden, d. h. also auch nur eine Zeitkonstante korrigiert wurde, was für schnelle Sensoren meist ausreichend ist. Es sind zwei nichtlineare Kompensationen bekannt, die die Abhängigkeit der Zeitkonstante τ_s vom Fluidmassenstroms \dot{m}_F berücksichtigen [SMF⁺16] [ZI10]. In [GBA⁺13] wird ein Thermo-element mittels eines Übertragungsgliedes 3.Ordnung modelliert und mittels eines Kalman-Filters zur Messung der Abgastemperatur eines Verbrennungsmotors korrigiert.

Bei Messungen in Flüssigkeiten ist die thermische Trägheit deutlich geringer. Es sind daher nur vereinzelte Anwendungen bei stationären Strömungsbedingungen bekannt. Lang, Zhang & Xiu [LZW09] zeigen den Einsatz eines Platinwiderstandssensors in Erdöl. Dieser wird über ein empirisches Modell 3.Ordnung approximiert und über ein inverses Modell auf das Verhalten eines Quecksilberthermometers abgebildet.

Durch die erhöhte Anforderung hinsichtlich der Dynamik im Bereich der Kühlkreisläufe von Verbrennungsmotoren (vgl. Kapitel 1) ergibt sich auch hier die Anforderung einer Kompensation der Sensorträgheit. Im Vergleich mit gasdynamischen Messungen ergeben sich zwar niedrigere Dynamikanforderungen, allerdings müssen aufgrund der um den Faktor Tausend höheren Dichte stabilere und damit trägere Temperatursensoren eingesetzt werden.

Vorgehensweise zur Modellbildung des dynamischen Verhaltens

Aufgrund der in der Literatur häufig angewendeten Beschreibung als lineares Modell erster Ordnung soll nachfolgend die Modellbildung des dynamischen Verhaltens eines Temperatursensors unter der vereinfachten Annahme eines konzentrierten Sensors homogenen Materials und der Vernachlässigung der Wärmeleitfähigkeit im Sensor aufgezeigt werden. Das Prinzip der Temperaturmessung besteht in der Wärmeübertragung von dem zu messenden Medium auf die Sensorspitze und die dazu örtlich ansteigende Temperatur. Zur Erfassung des dynamischen Sensorverhaltens wird eine Wärmebilanz an der Sensorspitze gebildet (siehe Abbildung 26).

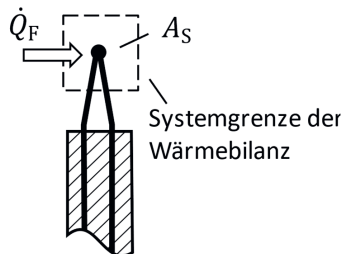


Abbildung 26: Wärmebilanz am Sensor

Die durch den Wärmeübergang dem Sensor zugeführte Wärmemenge ist

$$\dot{Q}_F = \alpha A_S [T_F(t) - T_S(t)] \quad (2.11)$$

mit

$T_S(t)$: Gemessene Temperatur des Sensors

$T_F(t)$: Reale Temperatur des Fluids, das den Sensor umgibt

A_S : Oberfläche des Sensors

α : Wärmeübergangskoeffizient.

Für den im Sensor gespeicherten Wärmehalt gilt

$$\dot{Q}_S = m_S c_{p,S} \frac{dT_S(t)}{dt}, \quad (2.12)$$

hierbei sind m_S die Masse des Sensors und $c_{p,S}$ die spezifische Wärmekapazität des Sensormaterials.

Ohne Wärmeableitung nach außen, d. h. entlang der Sensorhülle, gilt, dass die zugeführte Wärme \dot{Q}_F vollständig im Sensor gespeichert wird, d. h. gleich \dot{Q}_S ist. Mit der Annahme einer konstanten Temperaturverteilung im Sensor ergibt sich dann

$$\tau_S \frac{dT_S(t)}{dt} + T_S(t) = T_F(t) \quad (2.13)$$

mit der Zeitkonstante des Sensors

$$\tau_S = \frac{\rho_S c_{p,S} V_S}{\alpha A_S} \quad (2.14)$$

mit der Dichte des Sensormaterials ρ_S und dem Volumen des Sensors V_S .

Die geometrischen Variablen und die im Allgemeinen temperaturabhängigen Stoffwerte des Sensors können zur Konstante c_S zusammengefasst werden. Die Zeitkonstante des Sensors lässt sich damit vereinfachen zu

$$\tau_S = \frac{c_S}{\alpha}. \quad (2.15)$$

Die Zeitkonstante τ_S ist somit indirekt proportional zur Wärmeübergangszahl α , die letztlich vom Medium und der Strömungsgeschwindigkeit w_F abhängt: $\alpha = f(w_F^{0,8})$. Der Wärmeübertragungskoeffizient α ist für Fluide deutlich höher als für Gase. Daher fand die Trägheitskorrektur bisher überwiegend bei der Temperaturmessung von Gasströmungen Anwendung.

Der Zusammenhang zwischen der gemessenen Sensortemperatur T_S und der realen Fluidtemperatur T_F lässt sich dazu verwenden, die Fluidtemperatur T_F zu rekonstruieren. Für die geschätzte Fluidtemperatur $T_{F,kor}$ gilt unter der Annahme eines näherungsweisen PT₁-Verhaltens:

$$T_{F,kor}(t) = \tau_{S,kor} \frac{dT_S(t)}{dt} + T_S(t). \quad (2.16)$$

Wie ersichtlich ist, erfolgt hierbei eine Differenzierung. Die Korrektur besitzt damit ein aufrauendes Verhalten. Dies hat zur Folge, dass auch Messabweichungen durch Rauschen verstärkt werden. Vereinfacht wurde ein PT₁-Verhalten angenommen. Zudem wurden der nichtlineare Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit und die

Temperaturabhängigkeit der Stoffgrößen vernachlässigt. Um hier eine Überkompensation zu vermeiden, ist es also nicht empfehlenswert, eine vollständige Kompensation von τ_S durchzuführen, sondern nur einen Teil. Das Verhältnis zwischen Sensorzeitkonstante τ_S und Korrekturkonstante $\tau_{S,kor}$ wird im Folgenden als Kompensationsfaktor bezeichnet

$$\kappa_S = \frac{\tau_{S,kor}}{\tau_S} . \quad (2.17)$$

Untersuchung des dynamischen Zeitverhaltens von Temperatursensoren

Zur Untersuchung des dynamischen Verhaltens erfolgte ein Eintauchversuch unterschiedlicher Temperatursensoren. Abbildung 27 stellt deren Sprungantwort gegenüber. Ein offenes "Experimental-Thermoelement"¹³ dient als Referenz für den "wahren" Temperaturverlauf. Die Sensoren zeigen generell ein mehr oder weniger stark verzögerndes Verhalten.

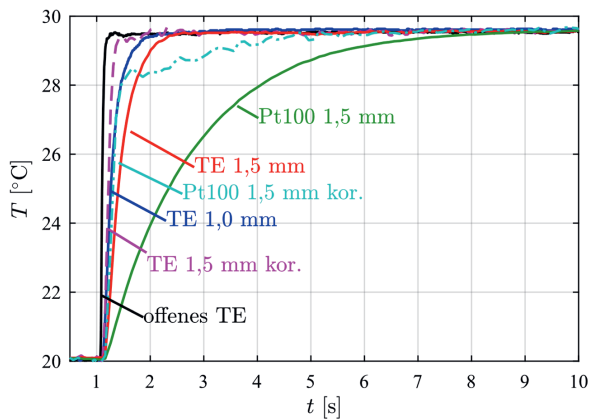


Abbildung 27: typische Sprungantwort verschiedener Temperatursensoren bei einem Eintauchversuch in ein Wasserbad ^{14 15}

¹³ Drahtthermoelement mit einem Leitungsdurchmesser von 0,25 mm, Hersteller Thermo Sensor.

¹⁴ Bei der Maßangabe handelt es sich um den Durchmesser des Sensors bzw. der Sensorspitze. Die Sensoren mit 1,0 mm Durchmesser verfügten über ein zusätzliches Stützrohr mit 1,5 mm.

¹⁵ Die Sensorträgheit des 1,5 mm Thermoelements und des Pt100 wurde rechnerisch korrigiert (vgl. nachfolgende Erläuterung).

Wie zu erkennen ist, liegt die Zeit bis zum Erreichen des neuen Endwertes auch bei schlanken Widerstandssensoren mit einem Durchmesser von 1,5 mm näherungsweise in der Größenordnung von ca. 8,4 s. Zur Erfassung von schnellen Temperaturänderungen ist dies deutlich zu langsam. Ein Thermoelement mit demselben Durchmesser benötigt dafür nur ca. 1,7 s. Tabelle 4 stellt die Zeitkennwerte der Sensoren bei Annahme eines PT_1 -Verhaltens τ_s sowie die damit erreichbare Grenzfrequenz $f = 1/2 \pi \tau_s$ gegenüber. Die Ermittlung der Werte erfolgte unter Annahme eines PT_1 -Verhaltens aus den gemessenen Sprungantworten mittels Regression.

Für eine niedrige Zeitkonstante ist eine geringe thermische Trägheit notwendig, d. h. die Abmessungen des Temperatursensors müssen klein sein. Dies steht in einem Zielkonflikt zur Forderung einer mechanischen Robustheit des Sensors, für die die Abmessung möglichst groß sein sollte. Ein Sensordurchmesser von 1,5 mm stellt hierbei einen praktikablen Kompromiss dar.

Tabelle 4: Vergleich des dynamischen Verhaltens unterschiedlicher Sensoren

Sensor	τ_s^{16} [s]	f [Hz]
offenes Thermoelement Typ K	0,037	4,3
Mantelthermoelement Typ K 1,0 mm	0,2	0,8
Mantelthermoelement Typ K 1,5 mm	0,33	0,48
Pt100 1,5 mm	1,68	0,09
Mantelthermoelement 1,5 mm (Sensorträgheit korrigiert $\kappa_s = 70$ %)	0,07	2,27
Pt100 1,5 mm (Sensorträgheit korrigiert $\kappa_s = 70$ %)	0,29	0,55

In Abbildung 27 sind zusätzlich die Ergebnisse mit der zuvor angeführten Korrektur des Thermoelements und des Platinwiderstandssensors mit einem Durchmesser von 1,5 mm gezeigt. Wie zu sehen, ist es mit der Korrektur des Thermoelements möglich, eine höhere Dynamik als mit einem 1 mm-Element zu erreichen (vgl. Tabelle 4). Der korrigierte Temperaturverlauf des Platinwiderstandssensors zeigt zwar einen deutlich beschleunigten Anstieg, nach 0,4 s kommt es allerdings zu einem langsamen Kriechen bis der Temperaturendwert erreicht ist. Die Ursache dafür liegt in einem langsamen

¹⁶ Die Zeitkonstante wurden mittels Regression aus den Sprungantworten ermittelt, einzig die Zeitkonstante für den korrigierten Pt100 1,5mm wurde über den Sprungwert bei 63 % bestimmt.

Temperaturausgleich im Sensor. Trotz der gleichen Abmessungen weist der Platinwiderstandssensor ein Verhalten höherer Ordnung auf.

Hierbei besteht noch ein erhebliches Verbesserungspotential: Weitere zu untersuchende Aspekte sind die Sensormodellierung und -korrektur höherer Ordnungen (PT_n -Verhalten), die Berücksichtigung der nichtlinearen Wärmeübergangsänderung für unterschiedliche Strömungsgeschwindigkeiten sowie die adaptive echtzeitfähige Signalaufbereitung.

Dynamik der Temperaturmessung im realen Fahrbetrieb

Im realen Fahrbetrieb treten Temperaturgradienten mit 3 bis 7 K/s in normalen und bis zu 60 K/s in extremen Fahrsituationen auf, vgl. Beidl et al. [BHH*19]. Daher soll nachfolgend die Auswirkung der Sensorträgheit näher untersucht werden.

Abbildung 28 links zeigt den Verlauf der Kühlerausgangstemperatur im normalen Fahrbetrieb. Es ist ersichtlich, dass ein dünner Platinwiderstandssensor mit 1,5 mm Durchmesser gegenüber einem Thermoelement eine Verzögerung von ca. 1 s aufweist. Es ergibt sich damit ein dynamischer Temperaturmessfehler von ca. 2 K. Für eine schnelle Temperaturregelung wäre der Sensor damit ungeeignet. Es ist aber möglich, den Platinwiderstandssensor zu korrigieren und so in die Nähe eines schnellen Thermoelements zu kommen. Damit wäre auch ein korrigierter Platinwiderstandssensor in normalen Anwendungen mit bis ca. 7 K/s nutzbar.

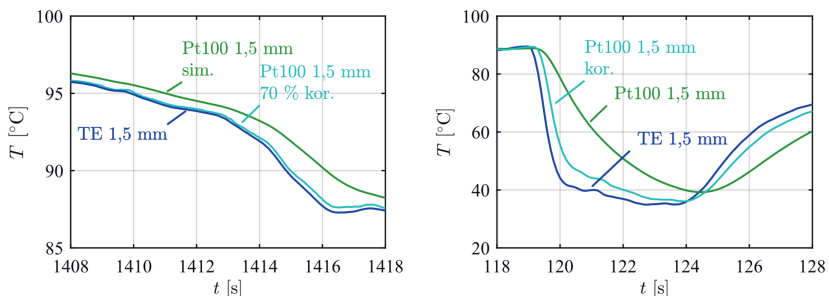


Abbildung 28: Verlauf der Kühlerausgangstemperatur im realen Fahrbetrieb (links) sowie in extremen Fahrsituationen (rechts)

In Abbildung 28 rechts ist der Temperaturverlauf in einer extremen Fahrsituation dargestellt. Dabei handelt es sich um eine Beschleunigung von 20 auf 90 km/h im 2. Gang. Dabei tritt das Phänomen auf, dass das elektrische Ventil (Thermostat) öffnet und kurzzeitig kaltes Kühlmittel aus dem Kühler geschoben wird. Für sehr hohe

Temperaturgradienten ist daher ein Thermoelement empfehlenswert. Für höchste Dynamikanforderungen kann zudem eine Korrektur der Sensorträgheit des Thermoelements sinnvoll sein.

2.4.3 Dynamik des Ventilstellers und der Durchfluss-Sensorik

Zur Beurteilung des Gesamtsystems sind ergänzend zu den vorherigen Betrachtungen auch die Dynamik des Ventilstellers und der Durchfluss-Sensorik relevant. In der vorliegenden Arbeit wurden dafür jeweils folgende Werte eingehalten:

- Der positionsgeregelte Steller des Ventils Siemens MXG461B32-12 hat eine gesamte Verstellzeit von 0,7 s.
- Die Durchfluss-Messturbine Natec NT besitzt eine Zeitkonstante von 4 ms [NAT17].

Der Steller des verwendeten Ventils Siemens MXG461B32-12 besitzt eine Summenzeitkonstante von 0,4 s und eine Totzeit von 0,3 s. Der Steller hat einen Magnetantrieb und verfügt über eine interne Elektronik zur Positionsregelung. Ein Eingriff und eine Verbesserung des dynamischen Verhaltens mit der vorhandenen Elektronik sind nicht möglich. Denkbar wäre es hier, durch einen anderen Steller für die Ventilansteuerung noch deutlich bessere Ergebnisse zu erzielen. Entsprechende Vorversuche mit einem Schrittmotorantrieb bestätigen dieses Potential.

Zur Bestimmung des Durchflusses werden Messturbinen Natec NT eingesetzt, die mit einer Zeitkonstante von 4 ms eine ausreichende Dynamik aufweisen. Diese Werte sind bereits relativ gut. Für einen optimalen Einsatz wäre es auch hier sinnvoll Verbesserungen zu erreichen.

Für eine ideale Überleitung des neuen Konzeptes in die Praxis ist es daher empfehlenswert, in zukünftigen Arbeiten das weitere Potenzial zur Verbesserung des Konditioniersystems zu erschließen.

2.5 Anpassung des hydraulischen Verhaltens des substituierten Kühlers

Eine wesentliche Voraussetzung für die Vergleichbarkeit der Ergebnisse von Fahrzeug und Prüfstand ist, dass das dynamische Verhalten identisch ist. Dafür ist es notwendig, dass das Kühlwasservolumen und der Druckverlust im Kühlkreislauf identisch sind. Hinsichtlich der Einhaltung der hydraulischen Randbedingungen des Originalkühlers am Prüfstand stand bisher nur der Druckverlust im Fokus. Dies ist wie erwähnt auch

der Grund für den bevorzugten Einsatz der Grundstruktur mit der Stelleinrichtung auf der Sekundärseite. Da sich die heute üblichen Konditioniersysteme aufgrund ihrer Abmessungen meist in räumlicher Distanz zum Prüfling befinden, werden darüber hinaus häufig prüflingsnahe Trennwärmetauscher eingesetzt, vgl. z. B. [HWS16]. Der Trennwärmetauscher wird dabei in den Prüflingskreislauf eingebunden, um den originalen Druckverlust einhalten zu können. Die Konditioniereinrichtung wird dann über lange Verbindungsleitungen mit dem Trennwärmetauscher angebunden. Das Fluidvolumen des Kühlers fand im Gegensatz dazu bisher keine Beachtung.

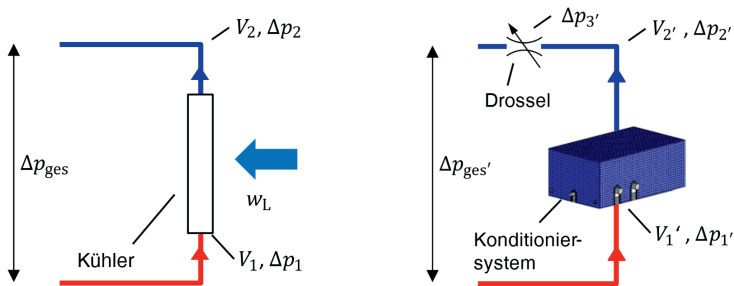


Abbildung 29: hydraulische Randbedingungen des Fahrzeugkühlers (links) sowie der dynamischen Konditionierung (rechts)

Die Voraussetzung für ein identisches dynamisches Verhalten ist, wie zuvor erwähnt, dass die hydraulischen Randbedingungen zwischen Konditioniereinrichtung und dem zu ersetzenden Kühler annähernd gleich sind (vgl. Abbildung 29). Dazu wird die Anpassung der hydraulischen Eigenschaften, d. h.

- des Druckverlusts und
- des umlaufenden Fluidvolumens

nachfolgend erläutert.

2.5.1 Anpassung des Kühlwasservolumens

Damit Fluidlaufzeiten, thermische Trägheiten und das Aufheizverhalten übereinstimmen, muss das umlaufende Kühlwasservolumen identisch sein: Das Umlaufvolumen des Konditioniersystems samt der Anbindung $V_{ges'}$ muss also ungefähr gleich dem des zu ersetzenden Kühlers V_{ges} sein, d. h.

$$V_{ges} \approx V_{ges'} \quad (2.18)$$

Das gesamte umlaufende Kühlwasservolumen V_{ges} besteht aus dem Anteil des Konditioniersystems V_1' und dem Anteil der Verbindungsleitungen V_2' zum Fahrzeugkreislauf:

$$V_{\text{ges}}' = V_1' + V_2'. \quad (2.19)$$

Es ist dabei zweckmäßig, das Kühlwasservolumen der Konditioniereinrichtung V_1' selbst gering zu halten. Eine variable Anpassung an das Kühlwasservolumen V_{ges} erfolgt über die Anschlussleitungen des Konditioniersystems an den Fahrzeugkühlkreislauf V_2' .

Die Verringerung des Kühlwasservolumens der Konditionierung durch kurze Leitungslängen der Verrohrung der Komponenten hat weitere positive Auswirkungen: Sie ermöglicht eine kompakte Bauweise des Konditioniersystems. Hierdurch wird eine prüflingsnahe Aufstellung ermöglicht, wodurch auch die externen Anbindungsleitungen kurzgehalten werden können. Die kurzen Strömungsstrecken führen zu niedrigen Laufzeiten und ermöglichen eine geringe Zeitkonstante der Konditioniereinrichtung. Zudem ergibt sich ein verringerter Druckverlust. Durch die reduzierten Leitungslängen werden auch konvektive Wärmeverluste minimiert, so dass auch niedrige Lasten gut abgebildet werden können.

2.5.2 Anpassung des Druckwiderstands des Konditioniersystems

Um sicherzustellen, dass die Strömungspumpe des Fahrzeugkühlkreislaufes bei einer bestimmten Pumpendrehzahl n denselben Kühlmittelstrom \dot{V} fördert, darf das Ersetzen des Kühlers durch ein Konditioniersystem nicht zu einer veränderten Anlagenkennlinie des Kühlsystems führen (vgl. Abbildung 30). Der Druckabfall des Konditioniersystems inkl. der Anschlussschläuche $\Delta p_{\text{ges}}'$ muss also identisch sein mit dem des zu ersetzenden Kühlers Δp_{ges} :

$$\Delta p_{\text{ges}} \approx \Delta p_{\text{ges}}'. \quad (2.20)$$

Um eine Nachbildung verschiedener Kühler zu ermöglichen, ist es zielführend, den Druckverlust der Konditionierung $\Delta p_1'$, bestehend aus Mischeinrichtung und Wärmetauscher sowie der Anschlussleitungen $\Delta p_2'$ so zu dimensionieren, dass diese einen möglichst niedrigen Druckverlust aufweisen. Zudem wird der Einfluss der Variation des Druckverlustes $\Delta p_1'$ durch Änderung der Position des Mischventils minimiert.

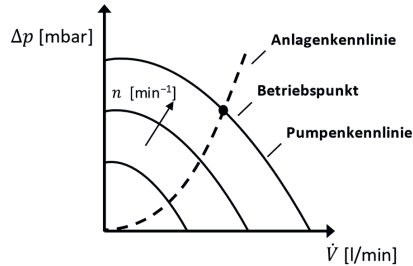


Abbildung 30: Betriebspunkt einer Strömungspumpe in geschlossenen Anlagen

Über eine verstellbare Drossel erfolgt die Anpassung $\Delta p_{3'}$, so dass der gesamte Druckverlust $\Delta p_{ges'}$

$$\Delta p_{ges'} = \Delta p_{1'} + \Delta p_{2'} + \Delta p_{3'} \quad (2.21)$$

die Forderung aus Gleichung (2.20) erfüllt. Abbildung 31 illustriert das Prinzip der Anpassung des Druckverlustes der dynamischen Konditionierung an den zu substituierenden Kühler. Der Druckverlust der Drossel $\Delta p_{3'}$ stellt dabei den dominanten Anteil dar.

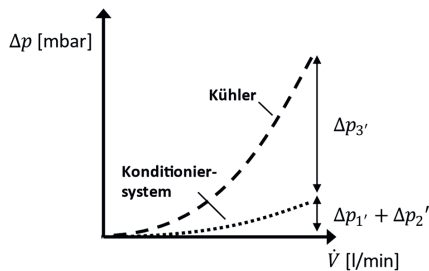


Abbildung 31: Anpassung des Druckverlustes der dynamischen Konditionierung an den zu substituierenden Kühler

Es kann somit trotz Eingriff in den Fahrzeugkühlkreislauf sichergestellt werden, dass sich der Kreislauf in seinem dynamischen Verhalten nicht ändert.

Fazit

In diesem Kapitel wurde ein neues Konzept eines dynamischen Medienkonditioniersystems vorgestellt, mit dem transiente Temperaturverläufe mit bis zu 60 K/s am Prüfstand dargestellt werden können. Um ein möglichst günstiges Systemverhalten hinsichtlich einer hohen Dynamik des Gesamtsystems zu erzielen, werden die Systemkonzeption und der Regelungsentwurf integriert betrachtet. Die drei wesentlichen Fortschritte sind hierbei:

- ein neues Systemkonzept für die dynamische Medienkonditionierung durch direkten Wärmeaustausch,
- ein neuartiges Regelungskonzept, in dem durch direkte Messung und Berücksichtigung der Störgrößen ein gutes Störverhalten und durch eine modellbasierte Steuerung ein gutes Folgeverhalten erzielt wird sowie
- eine hohe Systemdynamik durch eine günstige Systemgestaltung.

Zur Konzeption eines neuartigen, dynamischen Medienkonditioniersystems wurde eine fundierte Analyse von geeigneten Systemgrundstrukturen durchgeführt. Daraus resultiert ein System mit einem direkten, schnellen Wärmeaustausch im Primärkreislauf. Durch geeignete Auslegung ist es gelungen, die hydraulischen Eigenschaften der nachzubildenden Komponenten nicht zu beeinflussen.

Neben der Systemgrundstruktur ist auch die Systemgestaltung entscheidend für das dynamische Verhalten. Daher wurde die Systemdynamik näher untersucht und durch die konsequente Reduzierung der wesentlichen Trägheiten und Laufzeiten des Systems optimiert. Wie zu erwarten, sind kurze Strömungsstrecken für eine hohe Dynamik entscheidend. Als Begleiteffekt resultieren daraus auch geringe Abmessungen des dynamischen Medienkonditioniersystems, um so den Wärmeübertrager direkt ersetzen zu können, ohne die Gesamtanordnung zu ändern.

Des Weiteren erfolgte die Analyse und Modellierung des Systemverhaltens und darauf basierend der Entwurf eines neuartigen Regelungskonzeptes für eine dynamische Medienkonditionierung, das durch Messung und Berücksichtigung der Störgrößen vollkommen invariant gegenüber diesen ist und das durch die modellbasierte Steuerung ein gutes Folgeverhalten ermöglicht. Grundlage hierfür ist die Mischungsbeziehung, die einen direkten Zusammenhang zwischen den Medientemperaturen und -strömen sowie der Stellgröße beschreibt. Damit ergibt sich eine Entkopplung vom Verhalten des Wärmeübertragers und des Prüflings. Im Gegensatz zu bekannten Ansätzen ist es nicht notwendig, das Verhalten des Wärmeübertragers oder des Prüflings abzubilden, um eine hohe Regelgüte zu erzielen. Zudem ist keine

aufwendige Parametrierung bei der Inbetriebnahme und bei einem Wechsel des Prüfstands oder des Prüflings erforderlich. Das Konditioniersystem erweist sich in seiner Funktion als äußerst robust. Es wurde gezeigt, dass das Konzept sowohl für die Regelung der Temperatur als auch des Wärmestroms anwendbar ist.

3 Wegbasiertes Kühler-Simulationsmodell

Das vorliegende Kapitel beinhaltet die Vorstellung des neuen wegbasierten Kühler-simulationsmodells. Zunächst wird ein Überblick zum Stand der Wissenschaft und Technik zu den Grundlagen der Wärmeübertragung und zur Simulation von Wärmeübertragern gegeben. Anschließend werden die Herausforderungen und Auswirkungen der realen Verhältnisse am Kühler sowie die Anforderung an ein echtzeitfähiges, transientes Kühlersimulationsmodell erläutert. Schließlich wird das Konzept des neuen echtzeitfähigen Simulationsmodells durch sequenzielle wegbasierte Modellbildung des Kühlers beschrieben.

3.1 Stand der Wissenschaft und Technik

Der Überblick über den Stand der Wissenschaft und Technik zur Bestimmung des Wärmeübergangs und zur Simulation von Wärmeübertragern gliedert sich in zwei Teile: Einleitend werden die Grundlagen der Ähnlichkeitstheorie als Basis des Wärmeübergangs beschrieben. Danach erfolgt eine detaillierte Betrachtung der Modellbildung von Wärmeübertragern, sowohl hinsichtlich der statischen als auch dynamischen Berechnung. Für einen Überblick über Korrelationen zur Beschreibung des Wärmeübergangs sowie Methoden zur Ermittlung der Wärmeübergangsbeziehungen sei auf Anhang A verwiesen.

3.1.1 Grundlagen der Wärmeübertragung und Ähnlichkeitstheorie

In diesem Abschnitt sollen die Mechanismen der Wärmeübertragung und die Grundlagen der Ähnlichkeitstheorie dargestellt werden, soweit sie für das Verständnis der Abbildung von Wärmeübertragern notwendig sind. Für tiefer gehende Ausführungen sei auf die Literatur verwiesen, z. B. [BS13a] [VDI13] [ILB⁺07] [HM19]. Die nachfolgende Darstellung orientiert sich an Baehr & Stephan [BS13a].

3.1.1.1 Mechanismen der Wärmeübertragung

Die Mechanismen zur Wärmeübertragung aufgrund einer Temperaturdifferenz lassen sich in leitungsbasierte und strahlungsbasierte unterscheiden. Der strahlungsbasierte Mechanismus, d. h. des Energietransports durch elektromagnetische Strahlung, ist für die Betrachtung von Wärmeübertragern von untergeordneter Bedeutung.

Die nachfolgenden Ausführungen konzentrieren sich daher auf die leitungsbasierten Mechanismen, dies sind:

- die reine Wärmeleitung sowie
- der konvektive Wärmeübergang.

Beim Mechanismus der Wärmeleitung handelt es sich um einen Energietransport zwischen angrenzenden Stoffteilchen (Molekülen und Atomen) in einem Material aufgrund eines Temperaturgradienten. Dieser Energietransport erfolgt durch Stöße zwischen den um die Ruhelage schwingenden Teilchen. Dabei übertragen Teilchen mit höherer kinetischer Energie, d. h. höherer Temperatur, Energie an Teilchen niedriger Energie, d. h. niedriger Temperatur. In elektrisch leitfähigen Materialien kommt es zu einem zusätzlichen Energietransport durch freie Elektronen, vgl. [VDI13, S. 19 ff.]. Dieser erklärt auch die gute Wärmeleitung von Metallen.

Das Fourier'sche Wärmeleitungsgesetz beschreibt den proportionalen Zusammenhang für eine aufgrund eines Temperaturgradienten in einem Material verursachten Wärmestromdichte

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

Die Proportionalitätskonstante λ ist eine Materialeigenschaft, die als Wärmeleitfähigkeit bezeichnet wird. Für ein stationäres eindimensionales Problem vereinfacht sich (3.1) zu

$$\dot{q}_A = -\lambda \frac{dT}{dy}. \quad (3.2)$$

In einem strömenden Fluid erfolgt ein verstärkter Transport von Wärme durch die Fluidbewegung, welcher als Konvektion bezeichnet wird. Diese lässt sich nach der Ursache der Fluidbewegung unterscheiden in

- natürliche Konvektion und
- erzwungene Konvektion.

Bei der natürlichen oder freien Konvektion wird die Fluidbewegung durch eine Auftriebskraft infolge unterschiedlicher Dichte im Fluid aufgrund unterschiedlicher Temperatur hervorgerufen, wogegen die Strömung bei einer erzwungenen Konvektion durch eine Strömungs- oder Verdrängermaschine aufgeprägt wird.

Der Mechanismus des konvektiven Wärmeübergangs resultiert aus einer Überlagerung der Konvektion und der Wärmeleitung in der Fluidschicht direkt an der Wand, der sogenannten Grenzschicht. Dabei kommt es durch Wärmeleitung zu einer Erwärmung von Fluidteilchen, wobei diese durch die Strömung weiter transportiert

werden. Da durch neue Fluidteilchen ein hoher Temperaturgradient dT/dy bestehen bleibt, wird deutlich, weshalb mit höherer Fluidgeschwindigkeit w entsprechend mehr Wärme übertragen werden kann. Abbildung 32 illustriert dieses Verhalten und stellt den Temperaturverlauf bei reiner Wärmeleitung sowie bei konvektivem Wärmeübergang bei einer niedrigen (laminaren) und hohen (turbulenten) Strömungsgeschwindigkeit gegenüber.

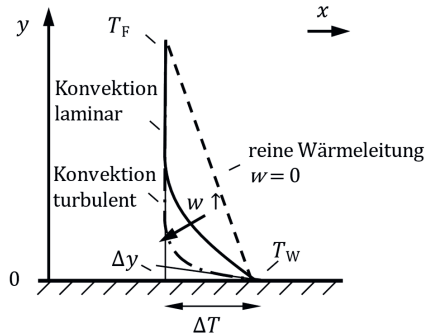


Abbildung 32: Vergleich Temperaturprofil bei reiner Wärmeleitung sowie bei konvektivem Wärmeübergang

Die Wärmestromdichte an der Wand \dot{q}_A bei einem konvektiven Wärmeübergang wird vom Temperatur- und Geschwindigkeitsfeld im Fluid bestimmt. Deren analytische Berechnung ist im Allgemeinen sehr komplex. Die Wärmestromdichte \dot{q}_A ist vom Temperaturunterschied zwischen der Wand und der Hauptströmung $T_W - T_F$ abhängig, so erfolgte die Definition

$$\dot{q}_A = \alpha_{\text{lok}} (T_W - T_F) \quad (3.3)$$

bzw.

$$\dot{Q}_w = \alpha_{\text{lok}} A (T_W - T_F) . \quad (3.4)$$

Bei dem Proportionalitätsfaktor α_{lok} handelt es sich um den lokalen Wärmeübergangskoeffizienten. Dieser beschreibt implizit die Verhältnisse des Strömungs- und Temperaturfeldes.

Da das Fluid aufgrund von Reibungskräften an der Wand die Geschwindigkeit null hat, liegt dort nur Wärmeleitung vor und das Fourier'sche Gesetz (3.2) gilt. Damit ergibt sich aus (3.3) für den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten

$$\alpha_{\text{lok}} = -\lambda_F \frac{\partial T}{\partial y} \bigg|_{y=0}, \quad (3.5)$$

hierbei ist λ_F die Wärmeleitfähigkeit des Fluids an der Wand. Der Wärmeübergangskoeffizient hängt damit vom Gradienten der Fluidtemperatur an der Wand $\partial T/\partial y$ ab, so dass für eine rechnerische Bestimmung das Temperaturfeld bekannt sein muss. Dieses wiederum ergibt sich erst aus dem Geschwindigkeitsfeld.

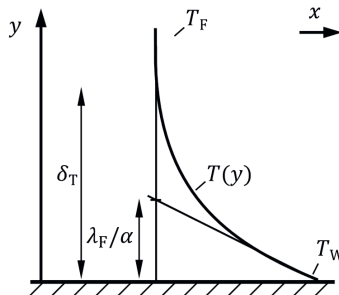


Abbildung 33: Temperaturprofil bei einer ausgebildeten Strömung über eine ebene Platte mit der Wandtangente in Anlehnung an [BS13a, S. 13]

Abbildung 33 visualisiert den Zusammenhang (3.5). Der Quotient der Wärmeleitzahl und des Wärmeübergangskoeffizienten λ_F/α liegt demnach im Größenbereich der thermischen Grenzschichtdicke δ_T . Sie beschreibt den Bereich eines Fluids, in dem sich die Temperatur von der Wandtemperatur T_W auf die ungestörte Temperatur des Fluids T_F ändert. Die Grenzschichtdicke δ_T kann damit als Maß für den Wärmeübergang α angesehen werden.

3.1.1.2 Dimensionslose Kennzahlen

Um den Wärmeübergangskoeffizienten α nach (3.5) zu berechnen, müssen das Temperatur- und Geschwindigkeitsfeld des strömenden Fluids bekannt sein. Eine rechnerische Bestimmung ist daher nur für sehr einfache Wärmeübergangsprobleme,

wie z. B. an einer ebenen Platte, möglich. Die Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten α erfolgt daher auf Basis von zumeist experimentell ermittelten Wärmeübergangs- oder Nußelt-Korrelationen (siehe nachfolgende Beschreibung).

Bei einer hohen Fluidgeschwindigkeit und Vernachlässigung des Effekts der natürlichen Konvektion ist der Wärmeübergang α grundsätzlich von acht Einflussgrößen abhängig, vgl. Nußelt [Nuß15b]:

$$\alpha = f(T_W, T_F, w, \lambda, \rho, c_p, \eta, d) . \quad (3.6)$$

Neben der Wandtemperatur T_W , der Fluidtemperatur T_F und der Fluidgeschwindigkeit w sind dies verschiedene Stoffgrößen des Fluids: Die Wärmeleitfähigkeit λ , die Dichte ρ , die Wärmespeicherung bestimmende spezifische Wärmekapazität c_p sowie die Viskosität η , welche ein Maß für die Fluidreibung darstellt. Zudem besteht eine Abhängigkeit von der vorherrschenden Geometrie, deren Dimensionen durch eine charakteristische Länge d beschrieben werden.

Um nach Baehr & Stephan [BS13a, S. 18] ein Wärmeübergangsproblem vollumfänglich zu lösen, ist es zur Bestimmung des Wärmeübergangs erforderlich, dass alle Einflussgrößen variiert werden. Für jedes Wärmeübergangsproblem müsste demnach eine neue experimentelle Bestimmung einer Wärmeübergangskorrelation erfolgen.

Die Ähnlichkeitstheorie ermöglicht die Übertragung von Wärmeübergangskorrelationen auf geometrisch ähnliche Wärmeübergangsprobleme, d. h. mit ähnlichem Geschwindigkeits- und Temperaturfeld. Die Ähnlichkeitstheorie der Wärmeübertragung wurde durch zwei Wege begründet:

- I. durch Ableitung aus den Differentialgleichungen der Felder,
- II. mittels Dimensionsanalyse.

Nußelt leitete im Jahr 1915 die dimensionslosen Beziehungen für den Wärmeübergangskoeffizient α sowohl für den Fall einer natürlichen als auch einer erzwungenen Konvektion aus den partiellen Differentialgleichungen für das Geschwindigkeits- und Temperaturfeld her, vgl. [Nuß15a] [Nuß15b]. Etwa zur selben Zeit beschreibt Buckingham eine Anwendung der allgemeinen Dimensionsanalyse auf ein Wärmeübergangsproblem, vgl. [Buc14]. Für eine anschauliche Herleitung der dimensionslosen Kenngrößen mittels Dimensionsbetrachtung sei auf Baehr & Stephan [BS13a, S. 17 ff.] verwiesen.

Nußelt-Zahl

Die dimensionslose Beschreibung des Wärmeübergangs erfolgt durch die Nußelt-Zahl Nu . Sie ist definiert als Verhältnis des Wärmeübergangskoeffizienten α und einer charakteristischen Länge d zur Wärmeleitfähigkeit λ des Fluids

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda} . \quad (3.7)$$

Da der Quotient aus Wärmeleitungszahl und des Wärmeübergangskoeffizienten λ_F/α wie zuvor beschrieben als Maß für die thermische Grenzschichtdicke δ_T angesehen werden kann, lässt sich die Nußelt-Zahl auch als Verhältnis der thermischen Grenzschicht zur charakteristischen Länge d auffassen, vgl. Hausen [Hau76, S. 15].

Für die erzwungene, konvektive Wärmeübertragung kann die Nußelt-Zahl als Funktion der Reynolds-Zahl und der Prandtl-Zahl dargestellt werden:

$$Nu = f(Re, Pr) . \quad (3.8)$$

Reynolds-Zahl

Die Reynolds-Zahl

$$Re = \frac{w d}{\nu} = \frac{\rho w d}{\eta} \quad (3.9)$$

beschreibt das Strömungsfeld bei erzwungener Konvektion. w ist hierbei die charakteristische Geschwindigkeit, d die charakteristische Länge, ρ die Fluideichte und ν die kinematische bzw. η die dynamische Viskosität des Fluids. Die Grenzschichtdicke der Strömung δ ist indirekt proportional zur Wurzel der Reynolds-Zahl, vgl. Baehr & Stephan [BS13a, S. 355 ff.], d. h. für steigende Reynolds-Zahlen Re ergibt sich eine dünnere Strömungsgrenzschicht δ .

Die Reynolds-Zahl drückt das Verhältnis der Trägheitskraft zur Reibungskraft aus. Bei niedrigen Reynolds-Zahlen, wo Zähigkeitskräfte vorherrschen, ergibt sich eine gleichförmige Strömung. Dieser Bereich wird als laminar bezeichnet. Bei hohen Reynolds-Zahlen überwiegen Trägheitskräfte und es überlagern sich ungeordnete Verwirbelungen der Hauptströmung. Diese Verwirbelungen führen zu einer erhöhten Wärmeleitfähigkeit λ_{eff} , vgl. [HM19, S. 63 ff.]. Es wird hier vom turbulenten Bereich gesprochen. Der Übergang zwischen beiden Strömungsbereichen wird durch die kritische Reynolds-Zahl markiert.

Prandtl-Zahl

Die Prandtl-Zahl Pr charakterisiert das Verhalten des Geschwindigkeits- und des Temperaturfeldes zueinander. Sie enthält nur Stoffwerte des Fluids und ist definiert als

$$Pr = \frac{\eta c_p}{\lambda} . \quad (3.10)$$

Mit der dynamischen Viskosität η , der spezifischen Wärmekapazität c_p und der Wärmeleitfähigkeit λ des Fluids. Die Prandtl-Zahl lässt sich auch darstellen als

$$Pr = \frac{\nu}{a} . \quad (3.11)$$

mit

$$a = \frac{\lambda}{c_p \rho} .$$

Hierbei ist ν die kinematische Viskosität und a die Temperaturleitfähigkeit des Fluids. Damit beschreibt die Prandtl-Zahl das Verhalten des Geschwindigkeitsfeldes und des Temperaturfeldes zueinander. Abbildung 34 stellt das Verhalten der Geschwindigkeits- δ und Temperaturgrenzschichten δ_T für unterschiedliche Prandtl-Zahlen gegenüber.

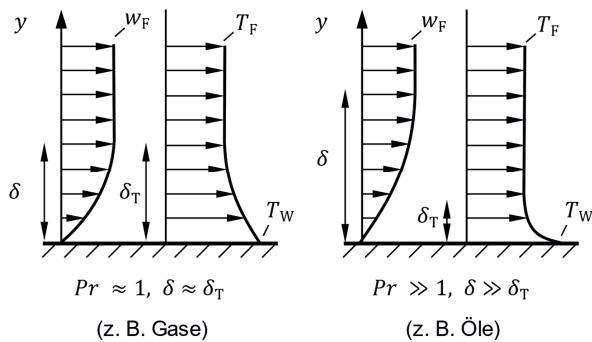


Abbildung 34: laminare Geschwindigkeits- und Temperaturgrenzschichten für unterschiedliche Prandtl-Zahlen in Anlehnung an [HM19, S.76] [Oer12, S. 408]

Bei Gasen mit einer Prandtl-Zahl von etwa eins sind die Geschwindigkeits- und Temperaturgrenzschicht näherungsweise gleich. Bei Ölen mit einer hohen Prandtl-Zahl ist die Temperaturgrenzschicht deutlich geringer.

Weitere dimensionslose Kennzahlen für den Wärmeübergang

Der Vollständigkeit halber seien drei weitere dimensionslose Kennzahlen aufgeführt:

- die Grashof-Zahl,
- die Stanton-Zahl sowie
- die Colburn-Zahl.

Im Fall der natürlichen Konvektion ergeben sich andere Abhängigkeiten des Wärmeübergangskoeffizienten α , vgl. [Nuß15a]. Die Nußelt-Zahl kann dabei als Funktion der Grashof-Zahl und der Prandtl-Zahl dargestellt werden:

$$Nu = f(Gr, Pr) . \quad (3.12)$$

Die Grashof-Zahl charakterisiert das Strömungsfeld bei natürlicher Konvektion. Sie stellt das Verhalten der Auftriebskräfte im Vergleich zu den Trägheits- und Reibungskräften in der Strömung dar, vgl. [VDI13, S. 22]. Die Grashof-Zahl ist festgelegt als

$$Gr = \frac{g d^3}{\nu^2} \frac{\rho_W - \rho_F}{\rho_F} . \quad (3.13)$$

Neben der charakteristische Länge d und den Stoffgrößen, d. h. der Fluidichte ρ und der kinematischen Viskosität des Fluids ν , ist diese von der Fallbeschleunigung g abhängig. Die Auftriebskraft als Ursache für die natürliche Konvektion resultiert aus der Temperaturabhängigkeit der Dichte. Die Stärke des Auftriebs ist bestimmt von der Größe des Dichteunterschieds $\rho_W - \rho_F$, der sich aus der Temperaturdifferenz $T_W - T_F$ ergibt. Im Gegensatz zur erzwungenen Konvektion ist damit bei der natürlichen Konvektion der Wärmeübergangskoeffizient α von der Temperaturdifferenz $T_W - T_F$ abhängig.

Vor allem in der angelsächsischen Literatur sind zur Beschreibung des Wärmeübergangs alternativ zur Nußelt-Zahl die Stanton-Zahl St und die Colburn-Zahl J gebräuchlich. Bei Verwendung der Stanton- oder der Colburn-Zahl haben die Wärmeübergangs-Korrelationen dann typischerweise die Form $St = f(Re)$ bzw. $J = f(Re)$.

Die Stanton-Zahl ist definiert als das Verhältnis der Nußelt-Zahl zur Reynolds- und Prandtl-Zahl

$$St = \frac{Nu}{Re Pr} = \frac{\alpha}{w \rho c_p} . \quad (3.14)$$

Für die Strömung in einem Kanal mit der Querschnittsfläche A und der Oberfläche A_o gilt

$$\dot{Q} = \alpha A \Delta T_m = w A \rho c_p (T_{FE} - T_{FA}) ,$$

woraus man für die Stanton-Zahl

$$St = \frac{A}{A_o} \frac{T_{FE} - T_{FA}}{\Delta T_m} \quad (3.15)$$

erhält. Sie wird damit vom Verhältnis der Fluidtemperaturänderung ($T_{FE} - T_{FA}$) zur treibenden Temperaturdifferenz ΔT_m bestimmt, vgl. Baehr & Stephan [BS13a, S. 24 f.]. Nach Grigull kennzeichnet sie daher „den Erfolg einer Wärmeübertragung zu ihrer Ursache“, vgl. [Gri88, S. 177].

Die Colburn-Zahl ergibt sich aus dem Produkt der Stanton-Zahl mit einer Potenz der Prandtl-Zahl

$$J = St Pr^{\frac{2}{3}} = \frac{Nu}{Re Pr^{\frac{1}{3}}} . \quad (3.16)$$

Im Gültigkeitsbereich der erweiterten Reynolds-Analogie ergibt sich damit ein Zusammenhang zum Strömungsbeiwert c_f , vgl. [ILB*07, S. 384 f.]:

$$J = \frac{c_f}{2} ; \quad 0,6 < Pr < 60 . \quad (3.17)$$

Mithilfe des Strömungsbeiwertes c_f lässt sich der Druckwiderstand bestimmen, vgl. beispielsweise [ILB*07, S. 490 f.]. Die Colburn-Zahl findet vor allem bei der Beschreibung des gaseitigen Wärmeübergangs Anwendung.

3.1.1.3 Örtlicher Wärmedurchgang

Beim Mechanismus des Wärmedurchgangs handelt es sich um einen kombinierten Vorgang der Wärmeübertragung zwischen zwei Fluiden unterschiedlicher Temperaturen, die durch eine feste Wand separiert sind. Hierbei kommt es zu einem Wärmeübergang von dem Fluid mit der höheren Temperatur an die Wand. Dort wird die Wärme durch Wärmeleitung in der Wand weitertransportiert und geht dann anschließend an das Fluid mit der niedrigeren Temperatur über.

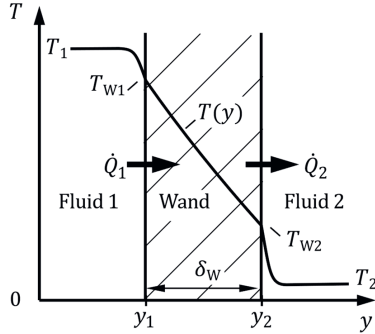


Abbildung 35: prinzipieller Temperaturverlauf beim Wärmedurchgang durch eine ebene Wand

Abbildung 35 zeigt den prinzipiellen Wärmedurchgang durch eine ebene Wand. Aus den Gleichungen für die beiden Wärmeübergänge und die Wärmeleitung in der Wand lässt sich die nachfolgende Beziehung für den Wärmedurchgang in Abhängigkeit der beiden Fluidtemperaturen T_1 und T_2 herleiten. Es gilt für die einzelnen Vorgänge

$$\dot{Q}_1 = \alpha_{1,\text{lok}} A (T_1 - T_{W1}), \quad (3.18)$$

$$\dot{Q}_W = \frac{\lambda_W}{\delta_W} A (T_{W1} - T_{W2}), \quad (3.19)$$

$$\dot{Q}_2 = \alpha_{2,\text{lok}} A (T_{W2} - T_2), \quad (3.20)$$

Im stationären Zustand sind die Wärmeströme gleich, d. h. es ist

$$\dot{Q} = \dot{Q}_1 = \dot{Q}_W = \dot{Q}_2. \quad (3.21)$$

Aus den Gleichungen (3.18) bis (3.20) und (3.21) erhält man durch Gleichsetzen und Substitution der Wandtemperaturen

$$\dot{Q} = \left[\frac{1}{\alpha_{1,\text{lok}} A} + \frac{\delta_W}{\lambda_W A} + \frac{1}{\alpha_{2,\text{lok}} A} \right]^{-1} (T_1 - T_2) \quad (3.22)$$

oder mit der Einführung der lokalen Wärmedurchgangszahl k_{lok}

$$\dot{Q} = k_{\text{lok}} A (T_1 - T_2) \quad (3.23)$$

mit

$$k_{\text{lok}} = \left[\frac{1}{\alpha_{1,\text{lok}}} + \frac{\delta_W}{\lambda_W} + \frac{1}{\alpha_{2,\text{lok}}} \right]^{-1}. \quad (3.24)$$

Darin bedeuten λ_w die Wärmeleitfähigkeit sowie δ_w die Dicke der Wand; $\alpha_{i,lok}$ sind Wärmeübergangskoeffizienten der jeweiligen Fluide und A stellt die Fläche des Wärmeübergangs dar.

3.1.1.4 Mittlerer Wärmeübergang

Bei technischen Wärmeübertragungsproblemen sind die Verhältnisse im Allgemeinen nicht, wie zuvor bei der ebenen Platte beschrieben, eindeutig definierbar. Die für die Wärmeübertragung relevanten Einflussgrößen der Geschwindigkeiten, der Wanddicke sowie der Wand- und der Fluidtemperaturen können örtlich sehr unterschiedlich sein. Bereits das Beispiel eines quer angeströmten Rohres zeigt, dass der Wärmeübergang lokal sehr unterschiedlich ist (vgl. Abbildung 36 links).

Am Fall des Rohres wird deutlich, dass auch eine einheitliche Fläche A für den Wärmedurchgang nicht definiert werden kann: so ist die Rohrrinnenfläche kleiner als die Rohraußenfläche. Bei einer Rohrrinnenströmung lässt sich zudem nicht wie bei der ebenen Platte oder einer Rohraußenströmung die von der Wandtemperatur ungestörte Fluidtemperatur als Bezugstemperatur verwenden, sondern es muss eine mittlere Temperatur über den Rohrquerschnitt verwendet werden.

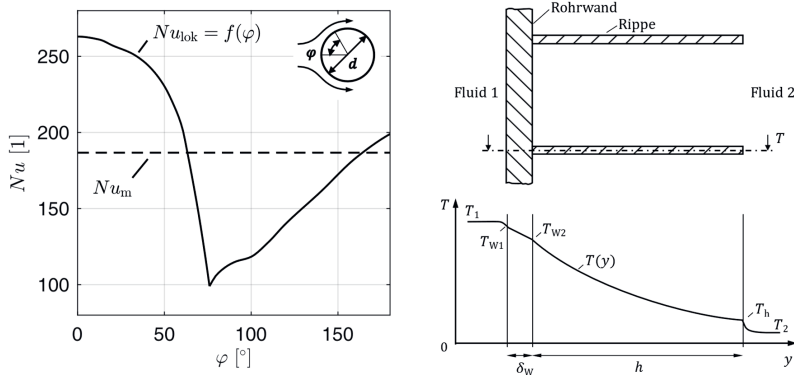


Abbildung 36: Vergleich örtlicher und mittlerer Wärmeübergangskoeffizient bei einem quer angeströmten Kreiszylinder für Re gleich 70 800 in Anlehnung an [BS13a, S. 400] (links) und prinzipieller Temperaturverlauf innerhalb einer Rippe in Anlehnung an [BS13a, S. 39] (rechts)

Eine Vergrößerung der Oberfläche durch Rippen (Finnen) bei schlechten Wärmeleitern wie Gasen führt zu lokal sehr unterschiedlichen Temperaturen: Es ist ein deutlicher Abfall der Temperatur innerhalb der Rippe von der Wandtemperatur am Fuß der Rippe bis zum Minimalwert an der Rippenspitze vorhanden (vgl. Abbildung 36

rechts). Entsprechend ergeben sich auch im Fluid 2 lokal sehr unterschiedliche Temperaturen.

Diese zwei einfachen Beispiele machen deutlich, dass eine lokale Betrachtung für viele Wärmeübertragungsprobleme mit komplexer Geometrie analytisch nicht oder nur aufwendig zu beherrschen ist. Daher erfolgt meist nur eine globale Betrachtung auf Apparateebene und man führt einen mittleren Wärmeübergangskoeffizienten α und einen mittleren Wärmedurchgangskoeffizienten k ein. Es gilt damit

$$\dot{Q} = \alpha A (T_W - T_F)_m \quad (3.25)$$

bzw.

$$\dot{Q} = k A \Delta T_m . \quad (3.26)$$

Hierbei ist A eine Bezugsfläche $(T_W - T_F)_m$ und ΔT_m sind mittlere Temperaturdifferenzen.

Bei komplexen Geometrien lässt sich die für die Wärmeübertragung wirksame Fläche A häufig nicht definieren, so dass das Produkt aus dem Wärmedurchgangskoeffizienten k und der wirksamen Übertragungsfläche A nicht getrennt werden können. kA wird im Folgenden in Anlehnung an Baehr & Stephan als Wärmedurchgangsfähigkeit und αA als Wärmeübergangsfähigkeit bezeichnet.¹⁷

An dieser Stelle sei angemerkt, dass bei den dimensionslosen Kennzahlen ebenso zu berücksichtigen ist, ob diese auf eine örtliche oder eine globale Betrachtung zurückzuführen sind. Die Problematik der Übertragung der örtlichen Verhältnisse auf ein Gesamtsystem wird nachfolgend in Abschnitt 3.7 für den Kreuzstromwärmeübertrager diskutiert.

3.1.2 Modellbildung von Wärmeübertragern

Die zuvor dargestellten Grundgesetze der Wärmeübertragung stellen die Basis für die Modellbildung eines Wärmeübertragers dar. Im Nachfolgenden soll ein Überblick über die unterschiedlichen Ansätze gegeben werden.

¹⁷ Baehr & Stephan verwenden für kA die Bezeichnung Übertragungsfähigkeit des Wärmeübertragers, vgl. [BS13a, S. 51].

3.1.2.1 Stationäre Berechnung

Die stationäre Berechnung von Wärmeübertragern ist allgemein gut verstanden und auch in der Grundlagenliteratur gut dokumentiert. Es existieren hierzu verschiedene gebräuchliche Ansätze:

- die analytische Lösung einer statischen Energiebilanz,
- das Konzept der mittleren Temperaturdifferenz,
- die NTU-Methodik sowie
- das Kennfeldmodell.

Analytische Lösung

Aus der analytischen Lösung einer statischen Energiebilanz auf Basis der in Abschnitt 3.1.1 beschriebenen Zusammenhänge lässt sich sowohl der Temperaturverlauf über dem Wärmeübertrager als auch das Verhalten als konzentriertes Element, d. h. an den Wärmeübertrageranschlüssen, bestimmen.

Konzept der mittleren Temperaturdifferenz

Ein ursprüngliches Vorgehen zur Berechnung und Dimensionierung von Wärmeübertragern ist die Nutzung von Zusammenhängen für die mittlere Temperaturdifferenz. Die gesamte, von einem Wärmeübertrager ausgetauschte Wärme lässt sich aus dem Produkt des mittleren Wärmedurchgangs kA sowie der mittleren Temperaturdifferenz ΔT_m berechnen, vgl. Gleichung (3.26)

Für die mittlere Temperaturdifferenz ΔT_m lässt sich aus der analytischen Lösung der statischen Energiebilanz eine Beziehung zu den Ein- und Ausgangstemperaturen der Fluide des Wärmeübertragers ableiten. Dabei ergibt sich im Fall eines Gegen- oder Gleichstromwärmeübertragers als mittlere Temperaturdifferenz ΔT_m die sogenannte mittlere logarithmische Temperaturdifferenz $\Delta T_{m,\log}$:

$$\Delta T_{m,\log} = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}} \quad (3.27)$$

Hierbei sind ΔT_{\max} und ΔT_{\min} die Temperaturdifferenzen zwischen den beiden Fluiden an den Anschlüssen des Wärmeübertragers. Für andere Wärmeübertragerbauarten, z. B. Kreuzstromwärmeübertrager, ist die mittlere Temperaturdifferenz ΔT_m von ihr verschieden und es ergeben sich komplexe Zusammenhänge, vgl. z. B. Smith [Smi34b].

Um auch eine einheitliche Berechnung unterschiedlicher Wärmeübertrager mit der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz $\Delta T_{m,\log}$ zu ermöglichen, wurde ein Korrekturfaktor F für die Berücksichtigung der Abweichungen eines vom Gleich- oder Gegenstrom unterschiedlichen Temperaturfelds eingeführt. Die gesamte von einem Apparat übertragene Wärme ergibt sich daher nach

$$\dot{Q} = F kA \Delta T_{m,\log} . \quad (3.28)$$

Spang und Roetzel geben eine allgemeine Näherungsgleichung für diesen Korrekturfaktor F in Abhängigkeit vom Verhältnis der Wärmekapazitätsströme C_1 und der dimensionslosen Übertragungsfähigkeit N_1 sowie vier Parametern an:

$$F = \frac{1}{(1+a C_1^{d b} N_1^b)^c} . \quad (3.29)$$

Ferner listen sie für eine Vielzahl unterschiedlicher Wärmeübertrager-Bauarten diese empirischen Parameter auf, vgl. [Spa98, S.130 ff.] [VDI13, S. 40 ff.]:

Das Konzept der mittleren Temperaturdifferenz eignet sich vor allem für die Berechnung und Dimensionierung von Wärmeübertragern nach dem Gleich- und Gegenstromprinzip, wobei für die Berechnung der Ausgangstemperaturen eine iterative Lösung erforderlich ist.

NTU-Methodik

Die NTU-Methodik (engl. Effectiveness-NTU Method) wurde im Jahr 1942 von London und Seban erstmals dargestellt, vgl. Roetzel, Luo & Chen [RLC20, S. 80]. Sie ermöglicht eine einfache Wärmeübertragerberechnung mittels eines Zusammenhangs für die normierte Temperaturänderung ε in Abhängigkeit des Verhältnisses der Wärmekapazitätsströme der Fluide C sowie der dimensionslosen Übertragungsfähigkeit N . Die Zusammenhänge für die NTU-Methodik ergeben sich aus der analytischen Lösung einer statischen Energiebilanz, vgl. beispielsweise Baehr & Stephan [BS13a, S. 63 ff.].

Die normierte Temperaturänderung ε_i ist definiert als Verhältnis der Temperaturänderung eines Fluids i $T_{iE} - T_{iA}$ zur Differenz der beiden Eingangstemperaturen $T_{1E} - T_{2E}$, d. h.

$$\varepsilon_i = \frac{T_{iE} - T_{iA}}{T_{1E} - T_{2E}} . \quad (3.30)$$

Sie wird auch als Wirkungsgrad oder Effektivität (engl. effectiveness) des Wärmeübertragers bezeichnet, vgl. [BS13a, S. 56].

Die dimensionslose Übertragungsfähigkeit (engl. Number of Transfer, NTU) ist festgelegt durch

$$N_i = \frac{kA}{\dot{W}_i} . \quad (3.31)$$

Aus der Energiebilanz ist zu erkennen, dass die dimensionslose Übertragungsfähigkeit damit auch das Verhältnis der Fluidtemperaturänderung ($T_{1E}-T_{1A}$) zur treibenden Temperaturdifferenz ΔT_m beschreibt:

$$N_1 = \frac{T_{1E}-T_{1A}}{\Delta T_m} . \quad (3.32)$$

Für das Verhältnis der Wärmekapazitätsströme beider Fluide gilt

$$C_1 = \frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_2} = \frac{N_2}{N_1} , \quad (3.33)$$

wobei der Wärmekapazitätsstrom eines Fluids i definiert ist als

$$\dot{W}_i = c_{p,i} \dot{m}_i . \quad (3.34)$$

Dieser kann interpretiert werden als die von einem Fluid transportierbare Wärme pro Kelvin.

Gleichungen für die verschiedenen Formen des Kreuzstromwärmeübertragers sind in Tabelle 5 gegenübergestellt, vgl. VDI Wärmeatlas [VDI13, S. 47].

Für den in dieser Arbeit wichtigen Fall eines einseitig quervermischten Kreuzstroms¹⁸ ergibt sich eine einfache Beziehung, die sich auch nach der dimensionslosen Übertragungsfähigkeit N auflösen lässt. Für einen Kreuzstrom mit n Rohrreihen ergibt sich ein komplexerer Zusammenhang. Mit zunehmender Anzahl von Rohrreihen erfolgt eine Annäherung an den reinen Kreuzstrom¹⁹. Dieser ist analytisch nicht lösbar und wurde von Nußelt durch eine Reihenentwicklung gelöst, vgl. [Nuß30].

¹⁸ Beim einseitig quervermischten Kreuzstrom erfährt eine Fluidströmung eine Temperaturänderung auch quer zur Strömungsrichtung. Kreuzstromwärmeübertrager mit ein oder zwei Rohrreihen und geringer Tiefe können näherungsweise als einseitig quervermischt betrachtet werden.

¹⁹ Gas/Gas-Wärmeübertrager wie direkte Ladeluftkühler, welche typischerweise in beiden Strömungspfad Rippen zur Vergrößerung der Oberfläche haben, sind als reiner Kreuzstrom zu betrachten.

Tabelle 5: Zusammenhänge für Kreuzstromwärmeübertrager, vgl. [VDI13, S. 47]

Stromführung	Zusammenhang ²⁰
Beidseitig quervermischter Kreuzstrom nach Smith [Smi34a] [Smi34b]	$\frac{1}{\varepsilon_i} = \frac{1}{1 - e^{-N_i}} + \frac{1}{1 - e^{-C_i N_i}} - \frac{1}{N_i}$ $i = 1, 2 \quad (3.35)$
Kreuzstrom mit einer Rohrreihe (einseitig quervermischt) nach Smith [Smi34a] [Smi34b]	$\varepsilon_1 = 1 - \exp \left[-\frac{1}{C_1} (1 - e^{-C_1 N_1}) \right] \quad (3.36)$
Kreuzstrom mit n Rohrreihen	$\varepsilon_1 = 1 - e^{-n B} \sum_{j=0}^{n-1} \left(1 - \frac{j}{n} \right) (v_j - a v_{j-1}) \quad (3.37)$ <p>mit</p> $v_{j-1} = 0 ; \quad v_0 = 1$ $v_{j+1} = \frac{1}{j+1}$ $\left[(n C_1 B^2 + 2 j a + a) v_j - j a^2 v_{j-2} \right]$ $j = 0, 1, 2, \dots$ $B = \frac{1}{C_1} (1 - a) ; \quad a = e^{-\frac{1}{n} N_1}$
Reiner Kreuzstrom (unvermischt) nach Nußelt [Nuß30]	$\varepsilon_i = \frac{1}{C_i N_i} \sum_{m=0}^{\infty} \left\{ \left[1 - e^{-N_i} \sum_{j=0}^m \frac{1}{j!} N_i^j \right] \cdot \left[1 - e^{-C_i N_i} \sum_{j=0}^m \frac{1}{j!} (C_i N_i)^j \right] \right\}$ $i = 1, 2 \quad (3.38)$

Die NTU-Methodik findet sowohl zur Berechnung der Ausgangstemperaturen als auch zur Dimensionierung²¹ von Wärmeübertragern Anwendung. Die NTU-Methodik weist dabei den Vorteil auf, dass für die Bestimmung der Ausgangstemperaturen keine iterative Berechnung notwendig ist.

²⁰ Strom 1 in den Rohren.

²¹ Der Bestimmung der Wärmeübertragungsfähigkeit kA bei vorgegebenen Ein- und Ausgangstemperaturen sowie Strömen.

Kennfeldmodell

Beim Kennfeldmodell wird der Wärmeaustausch des Wärmeübertragers in Abhängigkeit der Strömungsgrößen²² der beiden Fluide dargestellt. Hierbei sind vor allem drei Varianten der Darstellung des Wärmeaustausches typisch:

- die Darstellung durch einen spezifischen Wärmestrom \dot{q} ,
- durch die Betriebscharakteristik ε sowie
- mittels einer effektiven Nußelt-Zahl Nu^* .

Der spezifische Wärmestrom \dot{q} ist definiert als Quotient der übertragenen Wärme \dot{Q} zur Eintrittstemperaturdifferenz ΔT_E der beiden Fluide, d. h.

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{\Delta T_E} \quad (3.39)$$

mit

$$\Delta T_E = T_{1E} - T_{2E} . \quad (3.40)$$

Die Darstellung des spezifischen Wärmestroms \dot{q} in Abhängigkeit der beiden Fluidströme wird als Wärmeübertragerkennfeld bezeichnet. In Abbildung 37 wird das Wärmeübertragerkennfeld für einen Fahrzeugkühler gezeigt. Dabei wird der spezifische Wärmestrom \dot{q} als Funktion des Luftmassenstroms \dot{m}_L und des Kühlwasservolumenstroms \dot{V}_K dargestellt.

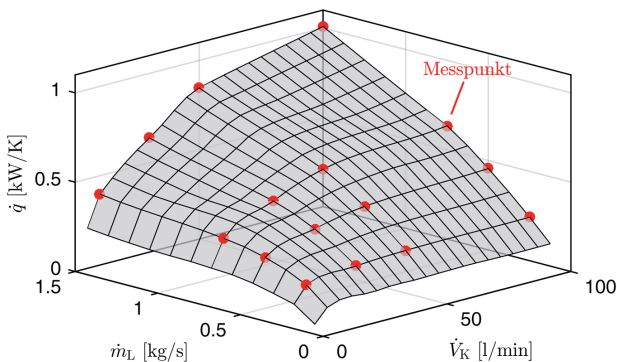


Abbildung 37: vermessenes Kennfeld für die spezifische Kühlleistung in Abhängigkeit der Fluidströme des Hauptwasserkühlers des VW Golfs VII

²² Massenstrom, Volumenstrom, Wärmekapazitätsstrom, Strömungsgeschwindigkeit, Reynolds-Zahl.

Das Wärmeübertragerkennfeld als Darstellungsform ist weit verbreitet, vgl. z. B. [App14, S. 35] [Gro10, S. 159] [Lec08, S. 59 f.] [Mül06, S. 23]. Es lässt sich direkt aus experimentellen Versuchen bestimmen und ist anschaulich zu interpretieren. Über eine vorgegebene Eintrittstemperaturdifferenz der beiden Fluide ΔT_E lässt sich über Gleichung (3.39) unmittelbar auf die übertragene Wärmeleistung \dot{Q} schließen.

Die Betriebscharakteristik ε_i nach Gleichung (3.30) ist direkt aus dem Verhältnis des Wärmestroms \dot{Q} zur Eintrittstemperaturdifferenz ΔT_E und zum Wärmekapazitätsstroms \dot{W}_i eines Fluids i zu bestimmen

$$\varepsilon_i = \frac{\dot{Q}}{\Delta T_E \dot{W}_i}. \quad (3.41)$$

Anwendung findet die Betriebscharakteristik z. B. in [ER93] [DBR⁺96].

[ER93] [DBR⁺96] [Lec08, S. 60] beschreiben die Definition einer effektiven Nußelt-Zahl Nu^* für den gesamten Wärmeübertrager und stellen diese als Kennfeld abhängig von den Reynolds-Zahlen der beiden Strömungen dar. Dabei erfolgt ein Bezug auf die Wärmedurchgangszahl k des Wärmeübertragers

$$Nu^* = \frac{k d}{\lambda}. \quad (3.42)$$

Die Vorteile der Modellierung eines Wärmeübertragers mittels eines Kennfeldes liegen in der einfachen Abbildung des nichtlinearen Verhaltens der Wärmeübertragung in Abhängigkeit der beiden Fluidströme sowie in einem niedrigen Rechenaufwand.

Eine Gegenüberstellung der Eigenschaften sowie eine Bewertung der verschiedenen stationären Berechnungskonzepte findet sich in Anhang A.4.

3.1.2.2 Dynamische Berechnung

Eine Literaturübersicht über die wesentlichen Ansätze zur Modellierung des dynamischen Verhaltens von Wärmeübertragern geben Roetzel, Luo & Chen [RLC20, S. 319 ff.].

In einer hier durchgeführten, vertiefenden Analyse wurden ergänzend dazu noch drei spezielle Ansätze identifiziert: Die instationäre NTU-Methode, der Moving-Water-Element-Ansatz und verschiedene empirische Modelle.

Nachfolgend ergibt sich ein Überblick über verschiedenen Ansätze zur Abbildung des dynamischen Wärmeübertragerverhaltens. Diese lassen sich einteilen:

- in physikalisch basierte Ansätze:
 - + der transienten NTU-Methode,
 - + Modelle mit örtlich verteilten Parametern,
 - + Modelle mit örtlich konzentrierten Parametern,
 - + Zellenmodelle,
 - + Axiale Dispersionsmodelle sowie
 - + den „Moving Water Element“-Ansatz und
- in empirische Modelle, wie z. B.
 - + lineare Modelle,
 - + lineare Systeme mit variierenden Parametern,
 - + künstliche neuronale Netze sowie
 - + Fuzzy-Modelle.

Transiente NTU-Methode

Für die physikalisch basierte, dynamische Berechnung eines Wärmeübertragers gibt es im Wesentlichen nur die Möglichkeit einer instationären Wärmebilanz. Zwar zeigen Gao et al. [GSG⁺14] eine Erweiterung der NTU-Methode für variierende Ströme, eine Abbildung der Wandträgheit und der Fluidlaufzeit ist aber nicht ersichtlich. Die Autoren definieren eine variable Effektivität (dimensionslose Temperaturänderung) sowie eine veränderliche dimensionslose Übertragungsfähigkeit NTU. Zur Berechnung werden laut Gao et al. eine bereits veröffentlichte Lösung der transienten Methode eines Gegenstromwärmeübertragers verwendet.

Modelle mit örtlich verteilten Parametern

Modelle mit örtlich verteilten Parametern ergeben sich aus den instationären Energiebilanzen. Änderungen sind sowohl vom Ort als auch von der Zeit abhängig. Für die Ortsabhängigkeit gilt nach Roetzel, Luo & Chen [RLC20, S. 322]: „Die Temperaturverteilung ist eindimensional entlang des Strömungskanal und die gesamte Temperaturverteilung ist eindimensional in einem Parallelstrom-Wärmeübertrager und zweidimensional in einem Kreuzstromwärmeübertrager.“

Die Lösung des Systems aus nichtlinearen, partiellen Differenzialgleichungen ist nicht ohne weiteres möglich, daher werden Lösungsmethoden der numerischen Strömungsmechanik eingesetzt. Häufig kommt die Finite-Differenzen-Methode (FDM)

zur Anwendung, vgl. beispielsweise [JA06] [Kor15] [KT15] [DH16] [GSG⁺14] [MDC09] [VTE11]. Michel & Kugi [MK13] [Mic15] zeigen einen Modellierungsansatz unter Nutzung der Finite-Volumen-Methode (FVM). Das entwickelte Modell wird zur Regelung eines Plattenwärmeübertragers verwendet. Kreuzinger, Bitzer & Marquardt [KBM08] nutzen das Galerkin-Verfahren zur Lösung der partiellen Differentialgleichung eines Gegenstromwärmeübertragers für einen Brenner. Es erfolgt eine Näherungslösung durch einen Reihenansatz mit „ortsabhängigen Ansatzfunktionen“ zum Einsatz in einem Beobachter. Zur Simulation des verteilten Modells wenden die Autoren die sogenannte Linienmethode mit einer Diskretisierung von 150 Teilen an.

Eine Linearisierung ermöglicht die analytische Lösung des partiellen Differenzialgleichungssystems zumeist unter Nutzung der Laplace-Transformation. So leiten sowohl Spiga & Spiga [SS92] als auch Gvozdenac [Gvo91] die Lösung des zweidimensionalen Temperaturverlaufs für beide Fluide und der Wand eines Kreuzstromwärmeübertragers für einen Sprung einer Eintrittstemperatur bei konstanten Massenströmen durch dreifache Laplace-Transformation her. Bartecki [Bar15] zeigt Übertragungsfunktionen in Abhängigkeit der Zeit und des Ortes für den Gegen- und Gleichstrombetrieb eines Doppelrohrwärmeübertrages durch Anwendung der Laplace-Transformation auf die Ortskoordinate und Lösung mittels Bestimmung der Eigenwerte. Für den Fall, dass keine Wärme übertragen wird, ergibt sich ein vom Volumenstrom abhängiges Totzeitverhalten.

Bender [Ben72] ermittelt für einen Kreuzstromwärmeübertrager unter mehrfacher Anwendung der Laplace Transformation eine Lösung für den Frequenzbereich in Abhängigkeit der beiden Ortskoordinaten und der Zeit her. Er leitet ferner die Übertragungsfunktionen für ein konzentriertes Modell her, vgl. [Ben72] [Ben73]. Für die Übertragungsfunktion der Wasseraustritts- in Abhängigkeit der Wassereintrittstemperatur schlägt er eine geschwindigkeitsabhängige Totzeit zur Berücksichtigung der Fluidlaufzeit vor. Zudem unterteilt Bender den Apparat in eine Anzahl konzentrierter Elemente und untersucht deren Einfluss auf den Frequenzgang der Wasseraustritts- zur Wassereintrittstemperatur.

Zur Abbildung eines Doppelrohrwärmeübertragers im Gegenstrom schlagen Ansari & Mortazavi [AM06] ein diskretisiertes Modell vor, bei dem die diskretisierten Zellen durch örtlich verteilte Parameter beschrieben werden. Sie stellen die Energiebilanz für beide Fluide und die Wärmeübertragerwand auf. Zur Abschätzung der Wandtemperatur einer Zelle verwenden Sie einen exponentiellen Ansatz. Durch Substitution der Wandtemperatur und unter Nutzung der Laplace-Transformation finden die Autoren eine Lösung für die orts- und zeitabhängigen Temperaturen.

Lalot & Desmet [LD19] modellieren einen Doppelrohrwärmeübertrager im Gegenstrombetrieb mit dem Ziel einer Frequenzganganalyse. Sie formulieren hierzu die Energiebilanzen der Fluide und der Wand. Dabei teilen sie die physikalischen Größen in einen stationären und transienten Anteil auf und linearisieren die Abhängigkeit des Wärmeübergangs von den Massenströmen. Aus einer Darstellung in „komplexer Notation“ und dem Ersetzen des Wandtemperaturzusammenhangs erhalten Lalot & Desmet ein System aus zwei Differentialgleichungen, das sie unter Nutzung von finiten Differenzen lösen.

Modelle mit örtlich konzentrierten Parametern

Bei Modellen mit örtlich konzentrierten Parametern erfolgt eine nulldimensionale Betrachtung. Das physikalische Verhalten ist dabei in einem Punkt konzentriert. Damit verschwindet die Ortsabhängigkeit des verteilten Systems und es ergeben sich gewöhnliche Differenzialgleichungen in Abhängigkeit der Zeit, deren Lösungen sich in einfacher Weise bestimmen lassen.

So leiteten Khadir & Ringwood [KR03] ein konzentriertes Modell für einen Plattenwärmeübertrager im Gegenstrom für einen festen Betriebspunkt zur Anwendung der Regelung einer Pasteurierungsanlage her. Hier wird die Wandträgheit mit der Begründung, dass die Wärmekapazität der Fluide deutlich größer ist als die der Wand, nicht berücksichtigt. Aus den Energiebilanzen für beide Fluide und der Zusammenfassung der Stoffdaten und physikalischen Einflussgrößen zu je zwei Parametern, einer Zeitkonstante und einem „Mischungsparameter“, erhalten sie je eine gewöhnliche Differentialgleichung für beide Ausgangstemperaturen.

Einen ähnlichen Weg geht Laszczyk [Las17]. Er zeigt ein vereinfachtes Modell eines Gegenstromwärmeübertragers, das aus der Energiebilanz für zwei Flüssigkeiten abgeleitet ist. Laszczyk erhält damit eine gewöhnliche Differenzialgleichung für die Flüssigkeitsausgangstemperatur in Abhängigkeit der Eingangstemperaturen. Die volumenstromabhängigen Parameter identifiziert er für einen weiten Betriebsbereich aus Messungen.

Yao et al. [YHM⁺13] modellieren einen Kreuzstromwärmeübertrager für Anwendungen in einer Klimaanlage. Sie unterscheiden dabei je nach Taupunkttemperatur der Luft zwischen trockenem und feuchtem Betrieb. Für beide Betriebsarten stellen sie für die Massen- und Energiebilanzen der Luft und des Wassers sowie die Energiebilanz für die Rohre mitsamt Rippen auf. Nach einer Linearisierung überführen sie das Modell in eine Zustandsraumdarstellung.

Ein konzentriertes Modell eines Fahrzeugkühlers wird von Hoppe [Hop17, S. 40 ff.] für Diagnoseanwendungen für einen Fahrzeugkühlkreislauf verwendet. Hoppe beschreibt das Kühlerverhalten durch ein System aus drei gewöhnliche Differenzialgleichungen: für das Kühlwasser, die Kühlerwand und die Luft. Für die Bestimmung der vom Kühlwasser an die Wärmeübertragerwand übergegangene Wärme wird die logarithmische Temperaturdifferenz zwischen Wand und Kühlwasser verwendet.

Ataer [Ata04] leitet eine analytische Lösung für die Ausgangstemperaturen für ein konzentriertes Modell eines Kreuzstromwärmeübertragers für einen Eingangstempertursprung unter Annahme konstanter Massenströme mittels direkter Lösung der Differenzialgleichungen her.

Ein weiteres Vorgehen zur Berechnung eines Ladeluftkühlers schlägt Lechmann [Lec08, S. 62 ff.] vor. Dabei geht er von einer stationären Berechnung aus und bestimmt die Temperaturänderungen für den nächsten Rechenschritt. Weiter bestimmt er die mittleren Temperaturen der Fluide und der Wand. Lechmann berechnet mit diesen dynamische Wärmeströme, mittels denen er die Temperaturänderungen bestimmt.²³

Zellenmodell

Beim Zellenmodell handelt es sich um einen quasidimensionalen Ansatz. Der Wärmeübertrager wird in eine finite Anzahl konzentrierter Elemente, d. h. Zellen, diskretisiert. Diese Zellen können dann durch gewöhnliche Differenzialgleichungen beschrieben werden. Mit dem Ansatz lassen sich zudem auch sehr komplexe Stromführungen, wie z. B. ein Kreuzgegenstrom mit mehreren Durchgängen, einfach behandeln. Der Vorteil liegt in der einfachen Berechenbarkeit, wobei trotzdem Aussagen über die örtliche Verteilung möglich sind.

Mathisen, Morari & Skogestad [MMS94] nutzen ein Zellenmodell zur Abbildung von Rohrbündelwärmeübertragern mit ein oder zwei Durchgängen zur Simulation eines Wärmeübertragernetzwerkes. Varga, Hangos & Szigeti [VHS95] bilden einen Rohrbündelwärmeübertrager mittels Zellenmodell ab, um die strukturelle Steuer- und Beobachtbarkeit von Wärmeübertragernetzen zu ermitteln.

Im Gegensatz zu den vorher beschriebenen Anwendungen berücksichtigen Bracco, Faccioli & Troilo [BFT07] die Wärmeleitung in der Wand in ihrem Zellenmodell eines Doppelrohrwärmeübertragers. Varbanov, Klemeš & Friedler [VKF11] zeigen das

²³ Das Vorgehen konnte nicht vollständig nachvollzogen werden.

Zellenmodell eines Gegenstromwärmeübertragers und geben einen guten Überblick über die Eigenschaften eines Zellenmodells.

Kabelac [Kab88] [Kab89] stellt eine Methodik zur dynamischen Berechnung von Wärmeübertrager vor, in dem der Gesamtapparat in Basiselemente aufgeteilt wird. Im Fall eines Kreuzstromwärmeübertragers sind dies Rohrelemente mit Rippen. Aus der Energiebilanz der Fluide und der Wand des Basiselementes bestimmt er mittels Laplace-Transformation die Übertragungsfunktion eines Elements. Das Modell des gesamten Wärmeübertragers ergibt sich durch Synthese der Übertragungsfunktionen der Basiselemente.

Traußnig [Tra16, S. 69 ff.] beschreibt ein Zellenmodell eines Fahrzeugkühlers für Regelungsanwendungen. Zur Berechnung der Luftausgangstemperatur einer Zelle wird die analytische Lösung der Temperaturerwärmung entlang der Zelle verwendet. Die Kühlwassertemperatur einer Zelle wird aus der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz zwischen Luft und dem Kühlwasser bestimmt.

Die Diskretisierung hat sowohl Einfluss auf das Zeitverhalten als auch auf das Wärmeübertragungsverhalten. Durch die Diskretisierung des Wärmeübertragers in Fluidelemente kommt es zu einer konstanten Verzögerung. Die Fluidlaufzeit ist hingegen eine Funktion der Strömungsgeschwindigkeit. Mathisen, Morari & Skogestad [MMS94] zeigen erstmals den Einfluss der Zellenanzahl auf die auftretende Totzeit. Durch die Diskretisierung ergibt sich auch eine andere mittlere Temperaturdifferenz als „treibende Kraft“. Um den gleichen Wärmestrom zu erhalten, ist eine Anpassung der Wärmeübergangskoeffizienten notwendig, worauf ebenfalls bereits Mathisen, Morari & Skogestad hingewiesen haben. Die Autoren erwähnen, dass bei Nutzung der logarithmischen mittleren Temperaturdifferenz für Zellen dieses Problem nicht besteht. Varbanov, Klemeš & Friedler [VKF11] zeigen eine schöne Illustration der Problematik. Zudem beschreiben diese Autoren ein Vorgehen zur Ermittlung der optimalen Zellenanzahl und die Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten der Zellen. Ferner weisen Sie darauf hin, dass eine unendliche Zellenzahl den Temperaturverlauf des verteilten Modells ergäbe. Bender [Ben72] [Ben73] vergleicht den Frequenzgang der Übertragungsfunktionen der Wasserausgangstemperatur in Abhängigkeit vom Wassermassenstrom bzw. der Wassereingangstemperatur für einen unterschiedlichen Grad der Diskretisierung und stellt fest, dass man ab 50 Elementen die exakte Lösung und ab 5 Elementen eine recht gute Näherung erhält.

„Moving Water Element“-Ansatz

Dostal & Hevlana [DH16] stellen mit dem „Moving Water Element“-Ansatz erstmals ein Konzept zur expliziten Berücksichtigung der Fluidlaufzeit vor. Dieser Ansatz soll daher näher diskutiert werden.

Beim „Moving Water Element“-Ansatz wird ein Kreuzstromwärmeübertrager in Strömungsrichtung des Wassers in eine Anzahl gleich großer Volumenelemente diskretisiert. Eine Berechnung der Energiebilanzen für das Wasser und die Wärmeübertragerwand erfolgt nur bei einer „Bewegung eines Elementes“. Die Luftausgangstemperatur wird nicht für jede Zelle berechnet, sondern nur eine gesamte Luftausgangstemperatur aus der gesamten an die Luft übertragenen Wärme.

Damit ergibt sich die Möglichkeit einer Differenzenberechnung und die Energiebilanzen können rein algebraisch berechnet werden ohne die Differenzialgleichungen zu lösen. Dostal & Hevlana beschreiben zwei Varianten: Ein „Hybrides Modell“, bei dem sie die Berechnungszeit aus dem Integral des Wassermassenstroms berechnen, sowie ein „Diskretes Modell“, bei dem die Berechnungszeit aus dem aktuellen Massenstrom bestimmt wird. Die Autoren geben an, dass das „Hybride Modell“ rechenintensiv sei und eine gute Genauigkeit aufweise. Das „Diskrete Modell“ zeigt gegenüber einer Berechnung mittels FDM und dem „Hybriden Modell“ eine künstliche Verzögerung im Bereich von 1,5 s.

Die Autoren gehen bereits auf den Zielkonflikt der Anzahl der Diskretisierungselemente ein: Eine große Anzahl ermöglicht zwar geringe Rechenzeiten des Modells bei geringen Wassermassenströmen, führt aber zu einem hohen Simulationsaufwand. Bei einer geringen Anzahl an Elementen und niedrigen Massenströmen kann hingegen die Rechenzeit des Modells sehr hoch sein. Im Extremfall bei Nullmassenstrom („Zero Flow“) wäre die Rechenzeit des Modells unendlich. Daher wechseln Dostal & Hevlana unterhalb eines minimalen Massenstroms auf eine Berechnung mittels FDM. Die Autoren lassen offen, wie ein Übergang von der Wärmeübertragerberechnung mit variabler Rechenschrittweite zu anderen Modellen mit konstanter Rechenschrittweite erfolgen soll. Es sei erwähnt, dass der wasserseitige Wärmeübergangskoeffizient mittels der Korrelation nach Gnielinski bestimmt wird, wogegen der luftseitige Koeffizient auf Basis von approximierten Werten einer nicht näher spezifizierten Datentabelle berechnet wird. Es erfolgt keine Anpassung des Wärmeübergangs an die Diskretisierung, wie sie beispielsweise von Mathisen, Morari & Skogestad [MMS94] für diskretisierte Zellenmodelle angegeben wird.

Axiales Dispersionsmodell

Axiale Dispersionsmodelle dienen der Abbildung von Abweichungen von der idealen Pfropfenströmung, bei welcher sich das Fluid überall gleichförmig, d. h. mit gleicher Geschwindigkeit, ausbreitet. Dabei handelt sich um Modelle mit verteilten Parametern, die um einen zusätzlichen Dispersionsterm erweitert sind, vgl. Roetzel, Luo & Chen [RLC20, S. 322 f.]. Die Abweichung von der Pfropfenströmung wird als Dispersion bezeichnet. Ursachen hierfür sind

- eine ungleiche Strömungsverteilung,
- Rückvermischungen,
- Totgebiete und
- Kurzschlussströmungen.

Bei Wärmeübertragern hat die Dispersion zwei Auswirkungen:

- I. eine unterschiedliche Verweilzeit des Fluids, d. h. einige „Fluidteilchen“ sind früher andere später durch den Wärmeübertrager geströmt sowie
- II. eine geringfügig reduzierte Wärmeübertragung

Die verringerte Verweilzeit ist nur in speziellen Fällen von Interesse. Ein Beispiel hierfür ist die Erhitzung von temperaturempfindlichen Lebensmitteln wie z. B. Milch, vgl. Roetzel & Balzereit [RB97]. Zur Berücksichtigung der geringfügigen Abweichung im Wärmeübergang durch unterschiedliche Strömungen in den verschiedenen Kanälen ist ein Korrekturterm für den Wärmeübergang verfügbar, vgl. [VDI13, S. 52].

Die Dispersion ist gänzlich von der Konstruktion eines Wärmeübertragers abhängig (Anzahl der Kanäle/Rohre, Anzahl an Durchgängen, Gestaltung der Wasserkästen und der Anschlüsse, ...). Sie lässt sich daher nur durch Experimente oder mittels einer CFD-Berechnung ermitteln. Dabei muss für das axiale Dispersionsmodell die Dispersion z. B. in Form einer sogenannten dispersiven Pécletzahl empirisch bestimmt werden, beispielsweise in Form eines Tracer-Experiments²⁴, vgl. Roetzel & Balzereit [RB97], oder in Form einer transienten Temperaturänderung²⁵, vgl. Luo, Roetzel &

²⁴ Roetzel & Balzereit [RB97] injizieren einen Salz-Impuls am Eingang des Wärmeübertragers und messen die Leitfähigkeit an den Ausgängen. Luo, Roetzel & Lüdersen [LRL01] weisen darauf hin, dass sich mit diesem Verfahren auch schwach ausgeprägte Dispersionen mit hoher Genauigkeit bestimmen lassen.

²⁵ Es sei angemerkt, dass bei diesem Vorgehen auch die Wandwärmeleitung implizit miterfasst und berücksichtigt wird, vgl. Luo, Roetzel & Lüdersen [LRL01].

Lüdersen [LRL01]. Der Dispersionskoeffizient (z. B. die dispersive Pécletzahl) lässt sich schließlich durch Anpassung einer Rechnung an die Messung bestimmen.

Besonders stark tritt der Effekt u. a. bei Plattenwärmetauschern auf, wozu daher eine Vielzahl von Untersuchungen durchgeführt wurde. Das et al. [DR95] [SRS+05] zeigen beispielsweise ein Dispersionsmodell für Plattenwärmeübertrager. Es handelt sich dabei um ein Modell mit örtlich verteilten Parametern auf Basis der Energiebilanzen der Platten und Fluidkanäle. Die Rückvermischung wird hierbei durch einen Dispersionsterm berücksichtigt, wogegen die Strömungsungleichverteilung durch eine Zeitverschiebung einer Sprungfunktion der einzelnen Kanäle abgebildet wird. Die Lösung des Systems erfolgt durch Lösung mittels Eigenwert-Methode im Laplace-Bereich und numerischer Rücktransformation.

Mishra, Das & Sarangi [MDS04] untersuchen den Einfluss der axialen Dispersion und der Wandwärmeleitung für einen reinen Kreuzstromwärmeübertrager mittels Simulation. Die Energiebilanz der Wand verfügt dazu über jeweils zwei Wärmeleitungsterme (für jede Strömungsrichtung). In den Energiebilanzen der Fluide ist jeweils ein Dispersionsterm enthalten. In ihrer Simulationsstudie kommen die Autoren zum Schluss, dass eine axiale Dispersion in beiden Fluiden dem Effekt der Wärmeleitung entgegenwirkt.

Empirische Modelle

Im Folgenden soll abschließend ein Überblick über verschiedene empirische Ansätze zur Abbildung von Wärmeübertragern gegeben werden. Da es sich dabei um nicht physikalisch basierte Modelle handelt, müssen diese Modelle aus einem geeigneten physikalischen Modell oder einer Vielzahl an Messungen abgeleitet werden. Die Gültigkeit der Modelle beschränkt sich dann nur auf den identifizierten Wärmeübertrager, dem Arbeitsbereich der zugrunde liegenden Messdaten und dem abgebildeten Zusammenhang. So wird beispielsweise nur die Abhängigkeit eines Teils der Einflussgrößen modelliert – die restlichen werden als konstant angenommen. Der große Vorteil dieser Modellkategorie besteht darin, dass die Modelle einen geringen Rechenzeitbedarf aufweisen.

Katayama et al. [KIO*98] bilden das Verhalten der Wasserausgangstemperatur eines Rohrbündelwärmeübertragers in Abhängigkeit der beiden Fluidmassenströme mittels ARX-Modell (Autoregressive model with exogenous input) und einer konstanten Totzeit ab. Dabei nehmen Sie an, dass die Eingangstemperaturen beider Fluidströme konstant sind. Die Totzeit entspricht einer mittleren Fluidlaufzeit. Sahoo, Radhakrishnan & Sankar-Rao [SRS17] zeigen einen ähnlichen Ansatz. Sie verwenden

ein ARMAX-Modell (Autoregressive model with moving average and exogeneous input) zur Nachbildung der Abhängigkeit einer Ausgangstemperatur von einem Fluidmassenstrom unter der Randbedingung, dass die restlichen Größen konstant bzw. näherungsweise konstant sind.

Chouaba et al. [CCO+12] bilden das vollständige Verhalten eines Gegenstromwärmeübertragers durch ein lineares System mit variierenden Parametern (Linear Parameter-Varying; LPV) ab. Das Stationärverhalten wird auf Basis von 36 gleichverteilten Messpunkten unter Nutzung des Levenberg-Marquardt-Verfahrens angepasst. Die Totzeiten werden in Abhängigkeit der Fluidvolumina und der Massenströme ermittelt. Das dynamische Modellverhalten wird anhand von Messergebnissen mit variierenden Eingangsgrößen angepasst.

Zum Abbilden des Verhaltens eines Kreuzstromwärmeübertragers nutzen Diaz et al. [DSY*01] ein künstliches neuronales Netz. Hierbei wird auch das durch das Kühlwasservolumen und die Fluidlaufzeit bedingte Ausschiebeverhalten nachgebildet, allerdings stark übersteigert.

Fischer, Nelles & Isermann [FNI98] beschreiben die Modellierung eines Kreuzstromwärmeübertragers mittels Fuzzylogik. Als Eingangsgrößen dienen die Lüfterdrehzahl, als äquivalente Größe für den Luftmassenstrom, sowie der Wasservolumenstrom. Im vorgeschlagenen Ansatz erfolgt eine Online-Adaption für den Fall sich ändernder Eintrittstemperaturen.

Wissenschaftliches Fazit

Die zuvor beschriebenen Ansätze zur dynamischen Wärmeübertrager-Berechnung sind in Tabelle 6 gegenübergestellt. Zudem enthält diese eine Einschätzung bzgl. der Eignung der verschiedenen Konzepte hinsichtlich der vorliegenden Problemstellung.

Tabelle 6: Gegenüberstellung der Konzepte zur dynamischen Wärmeübertrager-Berechnung

Berechnungskonzept:	Anmerkung:	Trägheit	Laufzeit	Dispersion	Rechenaufw.
Transiente NTU-Methode <i>Bedeutung: unüblich, keine echte transiente Methode, da wesentliche Effekte nicht abgebildet werden</i>	- Erweiterung der NTU-Methode für variierende Ströme mit veränderlicher Effektivität und dimensionsloser Übertragungsfähigkeit NTU - keine Abbildung der Wandträgheit und der Fluidlaufzeit	nein	nein	nein	niedrig
Modelle mit örtlich verteilten Parametern <i>Bedeutung: „Standard“ für Betrachtungen, bei denen der Temperaturverlauf von Interesse ist, v.a. im Bereich der Wärmeübertragung</i>	- instationäre Energiebilanzen führen zu partiellen DGLen - ermöglicht Berechnung einer instationären Temperaturverteilung - Lösung durch numerische Methoden oder nach Linearisierung mittels Laplace-Transformation	möglich	nein	nein	hoch
Modelle mit örtlich konzentrierten Parametern <i>Bedeutung: „Standard“ für Berechnungen, bei denen nur Ausgangstemperaturverhalten von Interesse</i>	- nulldimensionale Betrachtung, d. h. das physikalische Verhalten ist in einem Punkt konzentriert - gewöhnliche DGLen in Abhängigkeit der Zeit, deren Lösungen sich einfach bestimmen lassen - niedrige Rechenzeit	möglich	nein	nein	niedrig
Zellenmodelle	- quasidimensionaler Ansatz - Aufteilung in eine finite Anzahl konzentrierter Elemente (Zellen) - Zellen können durch gewöhnliche DGLen in Abhängigkeit der Zeit beschrieben werden - es lassen sich komplexe Stromführungen realisieren	möglich	nein	nein	niedrig

<i>Bedeutung: v.a. im Bereich der Regelungstechnik verbreitet</i>	<ul style="list-style-type: none"> - Diskretisierung hat Einfluss auf das Zeitverhalten (Totzeit) - die Diskretisierung verändert die mittlere Temperaturdifferenz, so dass das Wärmeübertragungsverhalten angepasst werden muss 				
Axiale Dispersionsmodelle <i>Bedeutung: eher für rein theoretische Betrachtungen</i>	<ul style="list-style-type: none"> - Abbildung von Abweichungen von der Pfropfenströmung - Modell mit verteilten Parametern mit Erweiterung für Dispersion - Strömungsverteilung muss aus Messung oder CFD-Simulation ermittelt werden 	ja	ja	ja	hoch
„Moving Water Element“-Ansatz <i>Bedeutung: neuer, bisher kaum beachteter Ansatz mit Potential für Anwendungen mit niedriger Rechenzeit; aktuell Probleme mit ver. Einschränkungen</i>	<ul style="list-style-type: none"> - expliziten Berücksichtigung der Fluidlaufzeit - Diskretisierung in Elemente - Berechnung der Energiebilanzen nur bei einer „Bewegung eines Fluidelementes“ - quasistationärer Ansatz ermöglicht rein algebraische Berechnung ohne die DGL zu lösen - geringe Rechenzeiten des Modells - bei geringen Wassermassenströmen geht Rechenschrittweite gegen unendlich, daher erfolgt dort eine Berechnung mittels FDM 	ja	ja	nein	mittel
Empirische Modelle <i>Bedeutung: Einsatz v.a. für Regelungsanwendungen</i>	<ul style="list-style-type: none"> - nicht physikalisch basiert - Ableitung aus geeignetem physikalischen Modell oder Messungen - Modellgültigkeit beschränkt auf identifizierten Wärmeübertrager, dem Arbeitsbereich der zugrunde liegenden Messdaten und dem abgebildeten Zusammenhang bzw. verwendeten Ansatz - extrem niedriger Rechenzeitbedarf 	möglich	möglich	möglich	niedrig

Wie aufgezeigt, existiert zwar eine Vielzahl an Berechnungskonzepten, aber kein Ansatz erfüllt alle Anforderungen um eine echtzeitfähige Abbildung des transienten Wärmeübertragerverhaltens zu ermöglichen. Am ehesten erfüllt der von Dostal & Hevlén gezeigte „Moving-Water-Element“-Ansatz die Anforderungen, wobei noch verschiedene Einschränkungen vorliegen (vgl. Beschreibung S. 76).

Um eine echtzeitfähige Abbildung des transienten Wärmeübertragerverhaltens mit einem vertretbaren Aufwand zu ermöglichen, sind folgende Anforderungen zu berücksichtigen (vgl. Abschnitt 3.3):

- ein geringer Rechenaufwand des Verfahrens,
- mit einer Simulationsfrequenz von mindestens 1 Hz bei normalen Betriebszuständen bis zu 10 Hz bei sprungförmigen Volumenstromänderungen zur Darstellung dynamischer Signalverläufe sowie
- die Abbildung der transienten physikalischen Effekte:
 - + der Fluidlaufzeit,
 - + der thermischen Wandkapazität und
 - + der Strömungsungleichverteilung sowie
 - + der nichtlinearen Wärmeübertragung.

Wie die Gegenüberstellung der heutigen Modelle zeigt, ist keines der heutigen Berechnungsansätze in der Lage, alle Anforderungen zu erfüllen. Es ist daher anzustreben, über einen neuen Weg eine vollständige Erfüllung zu erreichen.

3.2 Geometrische Verhältnisse am realen Fahrzeugkühler

Die Komplexität der Geometrie des realen Fahrzeugkühlers und deren Auswirkung auf die Strömung und Wärmeübertragung wird im vorliegenden Teil erläutert.

Beim beispielhaften betrachteten Kreuzstromwärmeübertrager, einem Fahrzeugkühler eines VW Golf VII, handelt es sich um einen Rippenrohrwärmeübertrager vom Typ „Plate-and-Tube Louver Fin Geometry“, vgl. Abbildung 38. Für technische Spezifikation siehe Anhang B. Die geometrischen Verhältnisse am Fahrzeugkühler stellen sich sowohl auf der Luft- als auch auf der Kühlwasserseite als relativ komplex dar, was Auswirkungen auf die realen Temperatur- und Strömungsverhältnisse hat.

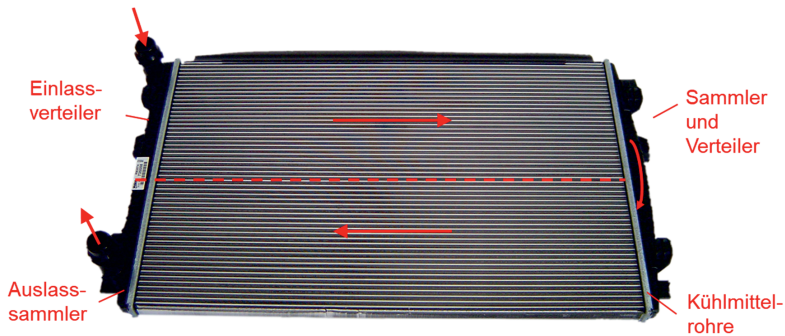


Abbildung 38: Fahrzeugkühler – Fotografie mit schematischem Verlauf der Kühlmittelströmung

Der betrachtete Fahrzeugkühler besitzt eine sogenannte U-Flow-Konfiguration, d. h. der Kühler besitzt zwei vertikale Durchgänge für den Kühlwasserstrom. Zudem verfügt der Kühler in der Horizontalen über zwei fluchtende Rohrreihen. Das einströmende Kühlmittel wird über den Einlassverteiler auf die Rohre des oberen Durchgangs verteilt. Nach der Durchströmung des ersten Durchgangs werden im Verteil- und Sammelkasten die Teilströmungen gesammelt, umgelenkt und auf die Rohre des zweiten Durchgangs verteilt. Die Strömung im zweiten Durchgang verläuft dabei entgegengesetzt zum ersten. Am Sammelkasten werden die Teilströmungen wieder zusammengeführt und am Auslass abgeführt.

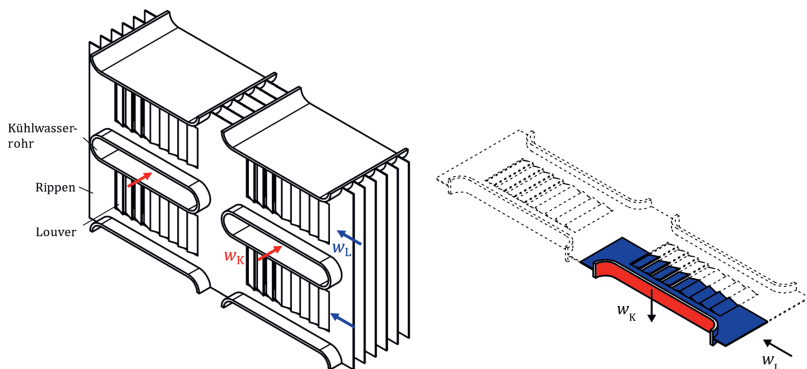


Abbildung 39: grundsätzlicher Aufbau eines Rippenrohrwärmeübertragers mit Louvern und zwei Rohrreihen (links) sowie Darstellung der Flächenverhältnisse an einem Basiselement mit eingefärbten Wärmeübertragungsflächen (rechts)

Auf der Luftseite sind zur Vergrößerung der Wärmeübertragungsfläche Rippen (engl. fins) auf den Rohren angefügt. Die Rippen verfügen über „kiemenartige Ausstellungen“, vgl. Mollenhauer & Tschöke [MT07, S. 359]. Diese werden als Louver bezeichnet und dienen der Erzeugung einer zusätzlichen Turbulenz um die Wärmeübertragung zu erhöhen, vgl. Abbildung 39 links. Das Verhältnis der wärmeübertragenden Flächen der Kühlwasserseite (rot) und Luftseite (blau) verdeutlicht Abbildung 39 rechts an einem Basiselement, als kleinster wiederkehrender Teilgeometrie: dieses liegt im Bereich von 1:7.

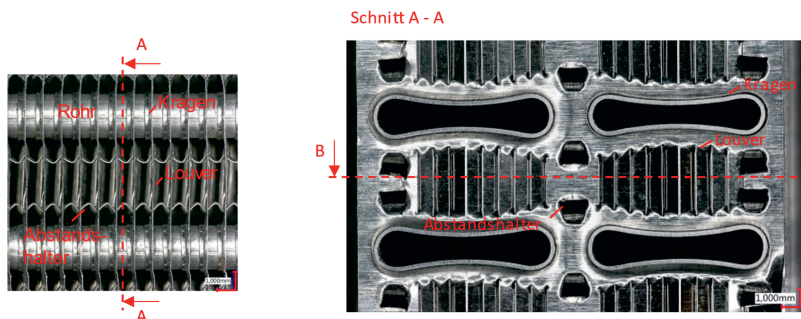


Abbildung 40: Mikroskopie-Aufnahme eines Fahrzeugkühlers – Frontansicht (links) sowie vertikaler Schnitt durch den Kühler (rechts)

Eine Mikroskopie-Aufnahme der Frontansicht des Kühlmittelkühlers sowie eines vertikalen Schnitts durch den Kühler zeigt Abbildung 40. Die Louver weisen unterschiedliche Höhen auf, wobei sie in der Mitte der biskottenförmigen Flachrohre ihr Maximum haben. Eine zusätzliche Turbulenz erzeugen die fertigungsbedingten Abstandshalter der einzelnen Rippen. Die Louver verengen den rechteckigen Durchgangskanal, was zu einer Verringerung des Durchgangskanalquerschnitts um etwa die Hälfte führt (vgl. Abbildung 40 links).

Schnitt B - B



Abbildung 41: Mikroskopie eines horizontalen Kühlerschnitts (oben) sowie geometrische Anordnung der Louver einer Rippe (unten)

Abbildung 41 zeigt die Anordnung der Louver in einer Mikroskopie eines horizontalen Kühlerschnittes (oben) sowie in einer Schemaskizze (unten).

3.3 Anforderungen an das Modell

Der folgende Abschnitt enthält die Anforderung an das Modell, die sich aus den realen Bedingungen am Fahrzeugkühler ergeben.

Da die meisten thermischen Prozesse eine hohe thermische Systemträgheit besitzen und somit keine hochdynamischen, sprunghaftigen Änderungen auftreten und diese auch nicht gewünscht sind, wurden bisher in instationären Betrachtungen nur moderate Anforderung an die Rechenschrittweite gestellt: Typischerweise liegt diese im Bereich von Sekunden, so dass die bisherigen Ansätze ausreichend waren.

Der Einsatz von elektrischen Stellern anstatt träger mechanischer Thermostate in Fahrzeugkühlkreisläufen wirkt sich, wie bereits erwähnt, durch eine stark erhöhte Dynamik aus, vgl. Beidl et al. [BHH⁺19]. Abbildung 42 zeigt das Beispiel einer extremen Fahrsituation einer Beschleunigung mit einem VW Golf VII. Der durch den Luftstrom gekühlte Hauptwasserkühler wird bei 118 s plötzlich von heißem Kühlwasser des Verbrennungsmotors durchströmt. Am Kühleraustritt strömt vorerst kaltes Kühlwasser aus. Dabei tritt ein Temperaturgradient von etwa 60 K/s auf. Das kalte Fluid benötigt ca. 5 s bis es aus dem Kühler ausgeströmt ist (Fluidlaufzeit). Danach erfolgt ein durch die Wärmeübertragerkapazität gedämpfter Anstieg auf ein statisches Temperaturniveau bei der konstanten Geschwindigkeit am Ende des Fahrmanövers.

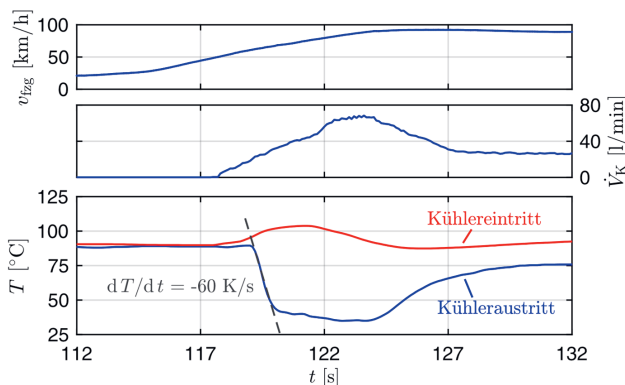


Abbildung 42: thermodynamische Größen am Hauptwasserkühler bei einer Beschleunigung von 20 auf 90 km/h im zweiten Gang

Für die Darstellung solch dynamischer Signalverläufe ist eine Rechenschrittweite von maximal 0,1 s (10 Hz) empfehlenswert, für normale Betriebszustände mit moderaten Signaländerungen sind 1 s ausreichend.

Die modellbasierte Ansteuerung der dynamischen Medienkonditioniereinheit erfordert eine Berechnung des instationären Kühlersimulationsmodells in Echtzeit. Als Plattform für die Ausführung des Modells sind das Automatisierungssystem des Prüfstands oder ein zusätzliches Hardware-in-the-Loop-System (HiL) mit einem Gesamtfahrzeugmodell vorgesehen. Das Kühlersimulationsmodell ist dabei nur ein Modell unter vielen. Bei modernen Fahrzeugkühlsystem-Architekturen sind zudem mehrere Kühler nachzubilden. Die Forderung der Echtzeitfähigkeit unter der Randbedingung einer geringen Rechenschrittweite bedingt daher Ansätze mit sehr niedrigem Rechenzeitbedarf.

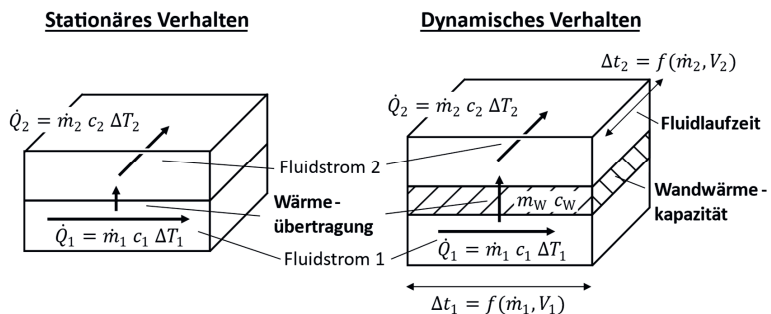


Abbildung 43: Gegenüberstellung der stationären (links) und dynamischen Modellierung eines Kreuzstromwärmeübertragers (rechts)

Abbildung 43 rechts verdeutlicht die für das dynamische Verhalten eines Wärmeübertragers wesentlichen physikalischen Effekte:

- die Fluidlaufzeit,
- die Wandwärmekapazität sowie
- die Wärmeübertragung.

Im Gegensatz dazu wird bei der stationären Modellbildung (Abbildung 43 links) lediglich die Wärmeübertragung von einem Medium auf das andere abgebildet. Für die Modellierung des dynamischen Verhaltens von Wärmeüberträgern sind zudem die Laufzeit der Fluide sowie der Effekt der thermischen Trägheit der Wärmetauscherwand und der Fluide zu berücksichtigen. Die Fluidlaufzeit findet in bisherigen Ansätzen zumeist keine Beachtung (vgl. Abschnitt 3.1.2.2). Aufgrund der erhöhten Dynamik des

Fluidkreislaufs beim Einsatz von hochdynamischen Stellern ist jedoch eine Berücksichtigung der Fluidlaufzeit notwendig, da diese eine variable, von der Strömungsgeschwindigkeit abhängige Totzeit darstellt.

Für die Wärmeübertragung muss das nichtlineare Verhalten über den gesamten Betriebsbereich, d. h. von null bis zu den maximalen Massenströmen, berücksichtigt werden, da sich sowohl der von der Fahrgeschwindigkeit abhängige Kühlluftstrom als auch der Kühlwasservolumenstrom innerhalb mehrerer Sekunden über einen weiten Betriebsbereich ändern (vgl. Abbildung 42). Da der Wärmeübergang eine Funktion der Strömungsgeschwindigkeit ist, variiert dementsprechend die Wärmeübertragung. Eine Vereinfachung in Form einer Linearisierung ist also nicht zulässig.

Untersuchungen mittels Thermographie und CFD-Rechnung haben gezeigt, dass es im Instationärbetrieb zu einem zusätzlichen Effekt in Form einer ungleichen Ausbreitung der Strömung im Wärmeübertrager kommt. Abbildung 44 zeigt eine Wärmebildaufnahme eines Kühlers am neuen Prüfstand (vgl. Abschnitt 4.2.1) nach einer sprungförmigen Durchströmung mit heißem Kühlwasser: Zum einen macht sie die Zweiteilung des Kühlers sichtbar. Des Weiteren ist die unterschiedliche Ausbreitung des Kühlmediums über die einzelnen Kühlmittelkanäle des Kühlers gut erkennbar.

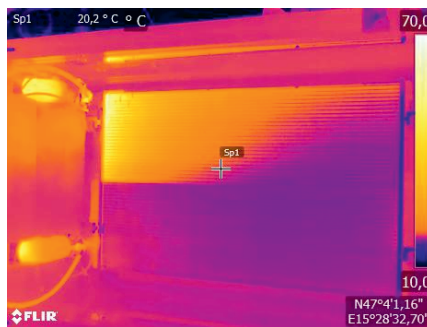


Abbildung 44: Thermographie-Aufnahme des Kühlers bei plötzlichem Durchströmen mit heißem Kühlwasser

Das Ergebnis einer 3D-CFD-Berechnung mit AVL Fire™ M zur näheren Untersuchung des Effektes der ungleichförmigen Strömungsverteilung am Fahrzeugkühler ist in Abbildung 45 dargestellt. Die CAD-Modellierung der Kühlwasserrohre erfolgte aus den zuvor gezeigten Mikroskopieaufnahmen, für die Wasserkästen wurden Vermessungen mittels Laserscanner durchgeführt. Für nähere Details siehe Spitzer [Spi21].

Ursächlich für die ungleiche Strömungsverteilung sind die Einström- und Umlenkrandbedingungen der Wasserkästen. Die Strömungspfade durch den Kühler sind unterschiedlich lang. So werden beispielsweise die Kühlwasserrohre in der Nähe des Einlasses eher durchströmt. Zusätzlich kommt es zu unterschiedliche Geschwindigkeiten in den Rohren durch die Druckverhältnisse im Kühler.

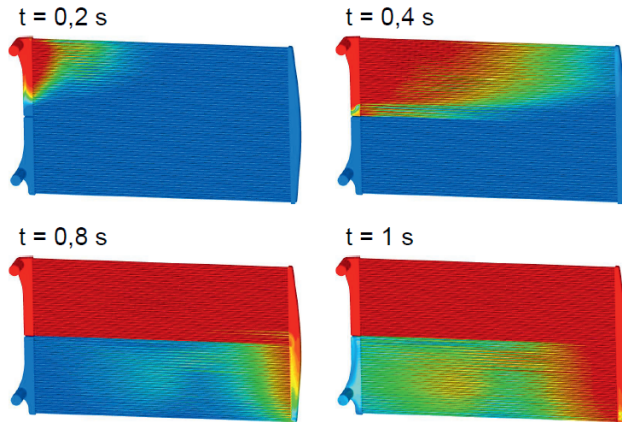


Abbildung 45: ungleichförmige Strömung im Fahrzeugkühler von am Eingang einströmenden Fluidteilchen, vgl. [Spi21]²⁶

Aus diesen Randbedingungen ergeben sich nachfolgend erläuterte Anforderungen für das Kühlermodell. Die Anforderungen seien nochmals zusammengefasst:

- ein geringer Rechenaufwand des Verfahrens,
- mit einer Simulationsfrequenz von mindestens 1 Hz bei normalen Betriebszuständen bis zu 10 Hz bei sprungförmigen Volumenstromänderungen zur Darstellung dynamischer Signalverläufe sowie
- die Abbildung der transienten physikalischen Effekte:
 - + der Fluidlaufzeit,
 - + der thermischen Wandkapazität,
 - + der Strömungsungleichverteilung (Dispersion) und

²⁶ Die dargestellte Berechnung zeigt eine Strömung eines Wasser-Glykol-Gemisch (50:50) bei einer Temperatur T_K von 35°C und einem Volumenstrom \dot{V}_K von 85 l/min. Der Zeitpunkt $t = 0$ s kennzeichnet, den Beginn des plötzlichen Einströmens der Fluidteilchen (Scalar).

- + die Abbildung der Wärmeübertragung über den gesamten Betriebsbereich einschließlich bei sehr niedrigen Massenströmen um null (Übergang Konvektion zu Wärmeleitung).

3.4 Vorüberlegungen zum Modellkonzept

Dem neuen Modell liegen folgende Überlegungen zugrunde: Wesentlich ist die Übertragung der Beziehungen von den komplexen realen Gegebenheiten am Wärmeübertrager mit deutlichen Unterschieden sowohl hinsichtlich Strömung als auch Medientemperaturen auf einen Rohrwärmeübertrager als Ersatzgeometrie (vgl. Abbildung 46) und der Annahme, dass das Zeitverhalten bei selber Wärmeübertragungsfähigkeit, selber Wärmeübertragermasse und selbem Fluidvolumen identisch ist.

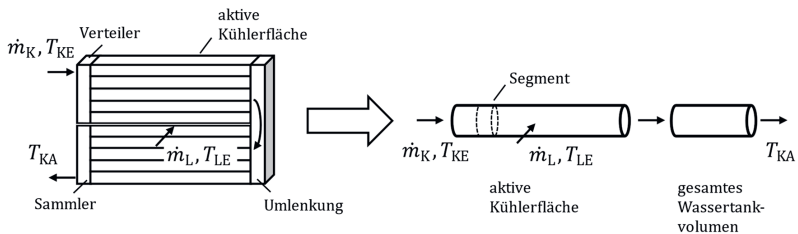


Abbildung 46: Rohrwärmeübertrager mit äquivalentem Zeitverhalten als Ersatzmodell

Eine wichtige Zielsetzung besteht in der Forderung der Echtzeitfähigkeit des Kühlersimulationsmodells. Dies setzt einen geringen Rechenaufwand des Modells voraus. Darum müssen rechenintensive Modellierungsansätze, die zur Berechnung eine hohe Anzahl an Iterationen benötigen, vermieden werden. Der vorgeschlagene wegbasierte Ansatz erlaubt eine rein algebraische Berechnung, die im Gegensatz zur numerischen Berechnung einer Differenzialgleichung erheblich weniger Rechenaufwand bedingt. Das wegbasierte Verfahren ist charakterisiert durch

- eine Diskretisierung,
- eine wegbasierte Berechnung sowie
- eine quasistationäre Wärmebilanz im jeweiligen Rechenintervall.

Nachfolgend erfolgt eine detaillierte Diskussion dieser drei Gesichtspunkte:

Aus der Wärmebilanz des Kühlwassers, der Luft sowie der Wärmeübertragerwand ergibt sich, wie nachfolgend für einen Kreuzstromwärmeübertrager gezeigt, ein

System nichtlinearer partieller Differenzialgleichungen.²⁷ Für die in der Wärmeübertragerwand gespeicherte Wärme gilt:

$$\dot{m}_W c_{p,W} \frac{\partial T_W}{\partial t} = \alpha_K A_K (T_K - T_W) - \alpha_L A_L (T_W - T_L) . \quad (3.43)$$

Aus der Energieerhaltung folgt für das Kühlwasser:

$$\dot{m}_K c_{p,K} L_K \frac{\partial T_K}{\partial x} + \dot{m}_K c_{p,K} \frac{\partial T_K}{\partial t} = \alpha_K A_K (T_W - T_K) . \quad (3.44)$$

Für die Luft ergibt sich:

$$\dot{m}_L c_{p,L} L_L \frac{\partial T_L}{\partial y} + \dot{m}_L c_{p,L} \frac{\partial T_L}{\partial t} = \alpha_L A_L (T_W - T_L) . \quad (3.45)$$

Deren unmittelbare Lösung ist nicht ohne weiteres möglich. Wie im vorhergehenden Kapitel aufgezeigt, ist für das vorliegende Problem aufgrund des großen Betriebsbereiches eine Linearisierung nicht möglich.

Eine Möglichkeit der Vereinfachung besteht in der Diskretisierung des Wärme-tauschers in konzentrierte Teile, so dass die Abhängigkeit von den Ortskoordinaten bzw. der Ortskoordinate verschwindet und sich eine gewöhnliche Differenzialgleichung in Abhängigkeit der Zeit ergibt. Es ergeben sich quasidimensionale Modelle (Zellenmodelle).

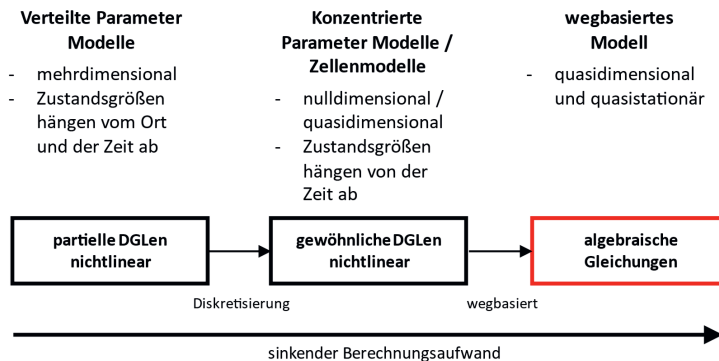


Abbildung 47: Möglichkeiten der Vereinfachung bei der theoretischen Modellbildung eines Wärmeübertragers

²⁷ Unter der Annahme einer vernachlässigbaren axialen Wärmeleitung und der Vernachlässigung der Wärmeleitung in der Wand und den Rippen.

Der Wärmeübertrager wird in Strömungsrichtung des Kühlwassers in N endliche Elemente diskretisiert. Ein bewährter Kompromiss zwischen zeitlicher Auflösung und Rechenaufwand stellt dabei eine Diskretisierung von $N = 100$ Elementen dar.

Eine weitere Vereinfachung ermöglicht ein wegbasierter Ansatz: Eine Berechnung wird hier erst durchgeführt, wenn der Weg eines Diskretisierungselements zurückgelegt wurde. Damit ergibt sich die Möglichkeit einer quasistationären Betrachtung, so dass eine rein algebraische Berechnung möglich wird (vgl. Abbildung 47). Der Aufwand für deren Lösung ist erfahrungsgemäß erheblich geringer als für die iterative Lösung von partiellen oder gewöhnlichen Differenzialgleichungen.

Es sei angemerkt, dass die Zeit dabei implizit durch den diskretisierten Weg abgebildet wird. Dieser Ansatz wurde von Hohenberg & Killmann [HK82] zur Echtzeitberechnung des Heizverlaufs aus dem Zylinder-Druckverlauf eines Verbrennungsmotors verwendet. Dostal & Hevlena [DH16] greifen diesen Weg zur Berechnung des Wärmeübergangs eines Wärmeübertragers auf. Ihr Modell besitzt aber Einschränkungen, insbesondere hinsichtlich der Genauigkeit durch eine fehlende Anpassung der Diskretisierung und der Berechnung der Momentanwerte der Eingangsgrößen (vgl. Abschnitt 3.1.2.2). In Anlehnung an die Zylinderdruckindizierung und im Gegensatz zu Dostal & Hevlena wird der hier vorgestellte Ansatz als wegbasiert bezeichnet.

Es erfolgt also eine Reduzierung auf eine eindimensionale Strömung des Kühlwassers. Der Wärmeübertrager wird in Strömungsrichtung des Kühlwassers in N endliche Elemente (Segmente) aufgeteilt, wobei für jedes Element eine quasistationäre Wärmebilanz gerechnet wird. Es wird dabei angenommen, dass die Fehler durch eine ausreichende Anzahl an Diskretisierungselementen vernachlässigbar sind.

Die Fluidlaufzeit des Kühlwassers ist abhängig vom Volumenstrom und dem Kühlwasservolumen des Kühlers. Also erfolgt die Berechnung in entsprechenden variablen Zeitschritten, d. h. erst dann, wenn der Volumenstrom einen bestimmten Weg im Kühler zurückgelegt hat und ein Volumenelement mit „frischem“ Kühlmedium gefüllt ist, also nicht wie zumeist bisher üblich in äquidistanten Zeitschritten. Dies stellt eine wichtige Voraussetzung dafür dar, dass die quasistationäre Berechnung zulässig ist. Dafür erfordert der Übergang zwischen der klassischen, zeitbasierten Berechnungswelt der Ausführungsplattform (äquidistante Rechenschrittweite) und der wegbasierten Berechnung (variable Rechenschrittweite) eine genauere Betrachtung.

Wie schon im Absatz Zellenmodell in Teilabschnitt 3.1.2.2 angesprochen, ergibt sich durch eine Diskretisierung eine veränderte mittlere Temperaturdifferenz. Es ist daher eine Berücksichtigung der Diskretisierung bei der Bestimmung des Wärmeübergangs

notwendig. Aufgrund der hohen Varianz der luftseitigen Wärmeübergangsbeziehungen ist eine wissenschaftlich fundierte Bestimmung des Wärmeübergangs eines spezifischen Wärmeübertragers als Ausgangsbasis für das Simulationsmodell notwendig.

Die einzelnen Aspekte des neuen Ansatzes werden nachfolgend diskutiert:

- Das wegbasiertes Berechnungskonzept hinsichtlich
 - + des Grundsatzkonzeptes,
 - + der Berechnung bei niedrigen Massenströmen,
 - + der Modellierung der Verteil- und Sammelbehälter und
 - + des Übergangs zwischen zeit- und wegbasierter Berechnung;
- der Diskretisierung und ihrer Auswirkungen;
- der Bestimmung des Wärmeüberganges
 - + aus der Theorie,
 - + aus einer Messung oder
 - + mittels einer vereinfachten Vorgehensweise sowie
 - + hinsichtlich der Berücksichtigung der Diskretisierung;
- die Berechnung des Wärmeübergangs beim Übergang von Konvektion zur Wärmeleitung.

3.5 Theorie der sequenziellen wegbasierten Modellbildung des Kühlers

Ziel der Arbeiten ist es, ein echtzeitfähiges Berechnungsmodell herzuleiten, welches physikalisch basiert ist und die für den Kühler wesentlichen dynamischen Effekte, d. h. die nichtlineare Wärmeübertragung, die Trägheit der Wärmeübertragerwand, die Fluidlaufzeit und die Strömungsungleichverteilung, abzubilden vermag. Nachfolgend erfolgt nun die Vorstellung des vorgeschlagenen wegbasierten Wärmeübertragermodells (vgl. Abbildung 48) hinsichtlich der unterschiedlichen Aspekte.

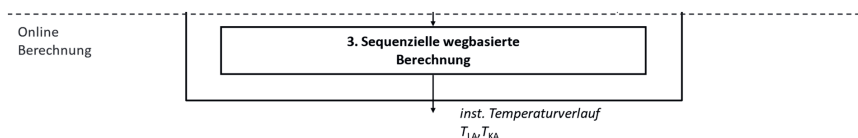


Abbildung 48: neue sequenzielle wegbasierte Berechnungsmethodik

Es sei darauf hingewiesen, dass nachfolgend zwischen dem wärmeübertragenden Teil, im Folgenden als Wärmeübertrager bezeichnet, und den passiven Wasserkästen des Kühlers unterschieden wird (vgl. Abbildung 46).

3.5.1 Konzept der sequenziellen wegbasierten Modellierung

Im Folgenden wird das Grundkonzept der sequenziellen wegbasierten Modellierung erläutert. Wie zuvor erwähnt, wird der Wärmeübertrager in Richtung der Kühlwasserströmung in N äquivalente Elemente unterteilt (vgl. Abbildung 49).

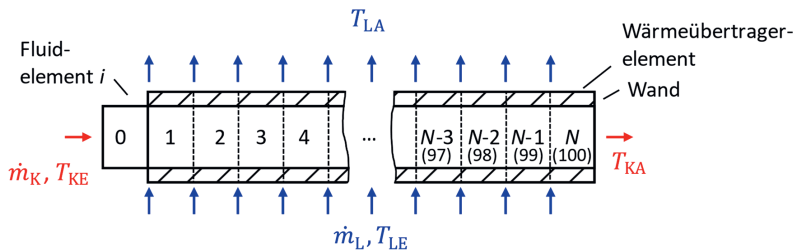


Abbildung 49: Diskretisierung des Wärmeübertragers in N äquivalente Elemente

Der Modellbildung liegen dabei folgende Annahmen zugrunde:

- die beiden Fluide liegen im einphasigen Zustand vor, d. h. es kommt zu keiner Phasenumwandlung,
- es handelt sich innerhalb eines Elementes um eine reine Pfropfenströmung,
- die Kühlwassergeschwindigkeit und Wärmeübergangskoeffizienten sind in jedem Element gleich,
- die Fluidzellen sind vollständig mit Fluid gefüllt,
- eine Fluidzelle eines Elementes ist ideal vermischt und besitzt eine einheitliche Temperatur,
- das Volumen der Fluidzelle ist von der Temperatur unabhängig,
- beide Fluide sind inkompressibel,
- der Wandwiderstand ist aufgrund des hohen Leitwertes und der niedrigen Rohrdicke unwesentlich,
- die axiale Wärmeleitung ist durch die Länge der Kühlwasserrohre sowohl im Fluid als auch in der Wand vernachlässigbar,
- die Laufzeit der Luft ist aufgrund der geringen Kühltiefe und der erheblich höheren Strömungsgeschwindigkeit marginal,

- die Stoffdaten der beiden Fluide sind eine Funktion der mittleren Fluidtemperatur des vorher berechneten Zeitschrittes, die Materialeigenschaften der Wand sind konstant.

Für nähere Informationen zu den verwendeten Stoffdaten des Kühlwassers (Wasser-Glykol-Gemisch) und der trockenen Luft sowie der Materialdaten der aktiven Kühlfläche siehe Anhang C. Der Anschaulichkeit wegen wird zudem eine gleichmäßig Geschwindigkeits- und Temperaturverteilung der Luftströmung angenommen. Mit dem Berechnungsansatz ist es aber möglich, für jedes Element eine eigene Strömung vorzugeben.

Jedes Teilelement umfasst ein Teilvolumen des gesamten Wärmeübertragers, d. h. $V_{K,N} = V_K/N$. Es wird von dem vollständigen Kühlwassermassenstrom \dot{m}_K durchströmt und von einem N-tel des Luftmassenstroms \dot{m}_L (vgl. Abbildung 50).

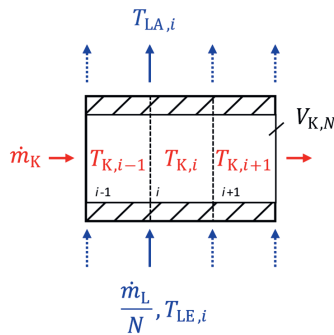


Abbildung 50: Betrachtung der Größen an einem Wärmeübertragerelement i

Des Weiteren besitzt ein Wärmeübertragerelement i ein N-tel der Wärmeübergangsfähigkeit des gesamten Wärmeübertragers, d. h.

$$\dot{q}_N = \frac{\dot{q}}{N} \quad (3.46)$$

bzw. für die Wärmeübergangsfähigkeiten

$$(\alpha_K A_K)_N = \frac{\alpha_K A_K}{N} \quad (3.47)$$

sowie

$$(\alpha_L A_L)_N = \frac{\alpha_L A_L}{N} . \quad (3.48)$$

Die in einem Wärmeübertragerelement i zum Zeitpunkt k^{28} vom Kühlwasser und der Wand übertragene Wärmeleistung ergibt sich zu

$$\Delta \dot{Q}_{K,i} = (\alpha_K A_K)_N (T_{KE,i} - T_{W,i}(k-1)) \quad (3.49)$$

mit

$T_{KE,i}$: Kühlwassereintrittstemperatur für die Berechnung des i -ten Elements,

$T_{W,i}$: Wandtemperatur des i -ten Elements.

Die Kühlwassereintrittstemperatur des i -ten Elements ist für das Initialelement hierbei gleich der neuen Kühlwassereintrittstemperatur T_{KE} bzw. für alle anderen Elemente gleich der berechneten Temperatur des Vorgängerelements $i-1$ aus der vorherigen Berechnung, d. h.

$$T_{KE,i} = \begin{cases} T_{KE} & \text{für } i = 1 \\ T_{K,i-1}(k-1) & \text{für } 1 < i \leq N \end{cases} .$$

Die Fluidelemente verweilen bei einer Pfropfenströmung eine Zeit $\Delta t = V_{K,N} / \dot{V}_K$ in dem Wärmeübertragerelement. Das Fluidelement gibt dabei eine Wärmemenge $\Delta Q_{K,i}$ ab:

$$\Delta Q_{K,i} = \Delta t \Delta \dot{Q}_{K,i} . \quad (3.50)$$

Die in einem Element von der Wand an die Luft abgegebene Wärmeleistung erhält man nach

$$\Delta \dot{Q}_{L,i} = (\alpha_L A_L)_N (T_{W,i}(k-1) - T_{LE,i}) \quad (3.51)$$

mit

$T_{LE,i}$: Lufteintrittstemperatur des i -ten Elements.

Entsprechend ergibt sich für die von Luft aufgenommene Wärmemenge

$$\Delta Q_{L,i} = \Delta t \Delta \dot{Q}_{L,i} . \quad (3.52)$$

Daraus lässt sich die vom aktuellen Wandelement gespeicherte bzw. abgegebene Wärme errechnen:

$$\Delta Q_{W,i} = \Delta Q_{K,i} - \Delta Q_{L,i} . \quad (3.53)$$

Es lassen sich damit die aktuellen Temperaturen berechnen. Die Temperaturänderung des Kühlwassers eines Elements erhält man aus dem Quotienten der Wärmeleistung und Wärmekapazität des Kühlwassers, nach

²⁸ Zur einfacheren Lesbarkeit beziehen sich Größen ohne weitere Angabe auf den Zeitpunkt k .

$$\Delta T_{K,i} = \frac{\Delta Q_{K,i}}{m_{K,N} c_{p,K}} \quad (3.54)$$

mit

$m_{K,N}$: Kühlwassermasse eines Elements,
 $c_{p,K}$: spezifische Wärmekapazität des Kühlwassers.

Für die Kühlwasseraustrittstemperatur des i-ten Elements ergibt sich schließlich

$$T_{K,i} = T_{K,i}' + \Delta T_{K,i} . \quad (3.55)$$

Für die Temperaturänderung der Wand erhält man

$$\Delta T_{W,i} = \frac{\Delta Q_{W,i}}{m_{W,N} c_{p,W}} \quad (3.56)$$

mit

$m_{W,N}$: Kühler-Teilmasse eines Elements,
 $c_{p,W}$: spezifische Wärmekapazität des Kühlermaterials.

Für die Wandtemperatur des i-ten Elements ergibt sich schließlich

$$T_{W,i} = T_{W,i}(k-1) + \Delta T_{W,i} . \quad (3.57)$$

Die Luftaustrittstemperatur des i-ten Elements errechnet sich nach

$$T_{LA,i} = T_{LE,i} + \frac{\Delta \dot{Q}_{L,i}}{\dot{W}_{L,N}} . \quad (3.58)$$

$\dot{W}_{L,N}$ stellt hierbei den N-ten Teil des gesamten Wärmekapazitätsstroms der Luft dar, d. h.

$$\dot{W}_{L,N} = \frac{c_{p,L} \dot{m}_L}{N} . \quad (3.59)$$

Für alle N Elemente wird die Berechnung sequenziell durchgeführt. Die Temperatur des letzten Elements $i = N$ stellt gleichzeitig die Ausgangstemperatur des gesamten Kühlers dar, d. h. $T_{KA} = T_{K,N}$.

Die nachfolgende Abbildung 51 soll den Ablauf zur Ermittlung des Temperaturverlaufs veranschaulichen. Zuerst wird das Initialisierungselement $T_{K,0}$ mit der aktuellen Kühlwassereintrittstemperatur T_{KE} belegt. Anschließend erfolgt die Berechnung der im Element 1 abgegebenen Wärme $\Delta\dot{Q}_{K,1}$ und der sich einstellenden Temperatur $T_{K,1}$.

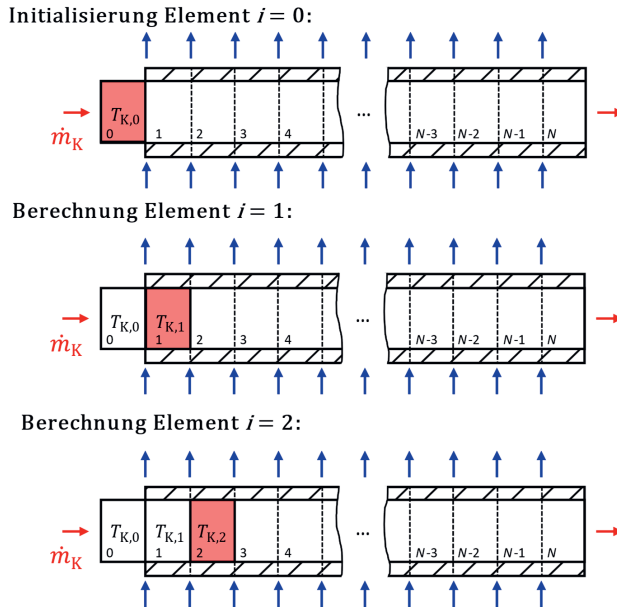


Abbildung 51: Illustration des Berechnungsablaufs

Anschließend werden der Reihe nach alle Elemente berechnet. Anschaulich lässt sich das Vorgehen als „Durchschieben“ der Elemente vorstellen, wobei das Element beim Übertreten einer Elementgrenze Wärme an die Wand abgibt.

Es sei erwähnt, dass sich der vorliegende Ansatz auch bei einer Diskretisierung in beide Strömungsrichtungen N/M anwenden lässt, vgl. Abbildung 52. Für die vorliegende Anwendung eines Fahrzeugkühlers geringer Tiefe ist eine Diskretisierung zwar nicht notwendig, aber beispielsweise für einen Ladeluftkühler mit deutlich größerer Bautiefe in Richtung der Luftströmung ist dies ggf. sinnvoll.

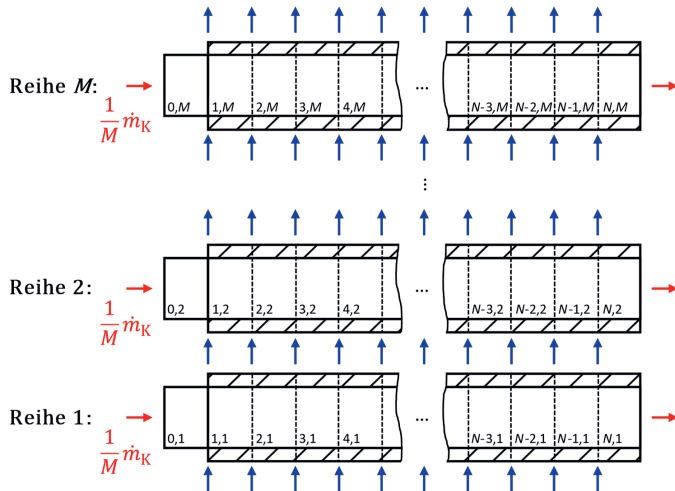


Abbildung 52: Diskretisierung sowohl in Richtung der Luft- als auch der Kühlwasserströmung

3.5.2 Berechnung bei niedrigen Massenströmen

Die wegbasierte Modellbildung mit einer variablen, vom Volumenstrom indirekt abhängigen Rechenschrittweiten führt dazu, dass bei sehr niedrigem Massenstrom die Rechenzeit des Modells sehr hoch wird. Im Extremfall eines sogenannten Nullmassenstroms („Zero Flow“) wäre die Rechenzeit des Modells unendlich. Beispielsweise ist für eine Rechenschrittweite kleiner als 1 s bei einem Kühler Volumen V_K von 1,08 l und einer Diskretisierung N von 100 ein minimaler Volumenstrom von $0,0108 \text{ l/s} = 0,684 \text{ l/min}$ erforderlich.

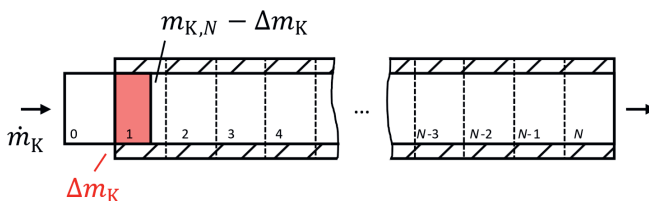


Abbildung 53: Mischung bei niedrigen Massenströmen

Damit auch bei sehr niedrigen Massenströmen eine Berechnung innerhalb einer festzulegenden maximalen Rechenzeit (z. B. 1 s) erfolgt, wird ein Mischungsansatz

vorgeschlagen, vgl. Abbildung 53. Dabei wird angenommen, dass es bei diesen niedrigen Volumenströmen zu keinen großen Änderungen kommt.

Für jedes Fluidelement i wird eine adiabate Mischungstemperatur berechnet.

$$\bar{T}_{KE,i} = \frac{\Delta m_K T_{KE,i} + (m_{K,N} - \Delta m_K) T_{KE,i+1}}{m_{K,N}} \quad (3.60)$$

mit

$$\Delta m_K = \Delta V_K c_{p,K}.$$

Hierbei stellt ΔV_K die Teilfüllung des initialen Fluidelements innerhalb der maximalen Rechenzeit dar. Es wird also nur ein Teilvolumen „weitergeschoben“. Die berechneten Mischungstemperaturen werden dann für die Berechnung der zuvor beschriebenen Wärmebilanzen verwendet. Der Ansatz nach Gleichung (3.60) erlaubt auch die Berechnung bei Nullmassenstrom. Dabei behält ein Element seine Position innerhalb des Wärmetauschers, so dass auch ein Abkühlverhalten abgebildet werden kann.

3.5.3 Modellierung der Verteil- und Sammelbehälter

Im vorliegenden Abschnitt erfolgt die Erläuterung der vereinfachten Abbildung der Verteil- und Sammelbehälter. Vereinfachend werden die drei Wasserkästen zusammengefasst in einem Volumen betrachtet. Die Wasserkästen bestehen aus dem Polyamid-Kunststoff PA66-GF35 (Polyamid 66 mit 35 % Glasfaser). Aufgrund der sehr niedrigen Wärmeleitfähigkeit (vgl. Anhang C) wird der Wassertank als ideal isolierend betrachtet. Zudem wird aufgrund der niedrigen Masse die Wärmekapazität (vgl. Anhang B.1) vernachlässigt.

Wie sich aus den in Kapitel 3.3 gezeigten Thermografie-Aufnahmen und Ergebnissen einer CFD-Rechnung erkennen lässt, kommt es bei dem betrachteten Fahrzeugkühler zu einer Strömungsungleichverteilung, der sogenannten Dispersion.

Eine nähere Betrachtung der von Spitzer [Spi21] durchgeführten CFD-Rechnung der Sprungantwort eines sogenannten Scalars verdeutlicht die Auswirkungen der Dispersion auf die Fluidlaufzeit (vgl. Abbildung 54): Die Laufzeit von Fluidteilchen ist nicht einheitlich. Im Vergleich mit der theoretischen Fluidlaufzeit einer idealisierten Pfropfenströmung kommen Teile schneller und andere langsamer am Ausgang des Wärmeübertragers an.

Zudem wird ersichtlich, dass vor allem der erste Wasserkasten (Verteiler) zur Dispersion beiträgt. Am Einlass werden die oberen Kühlwasserrohre direkt durchströmt. Die unteren Kühlwasserrohre werden hingegen auf Grund des längeren Weges später durchströmt (vgl. Abbildung 45 und Abbildung 54).

Neben den unterschiedlich langen Strömungspfaden durch den Kühler zeigt sich in der CFD-Untersuchung, dass es durch die Druckverhältnisse im Kühler auch zu unterschiedlichen Geschwindigkeiten in den einzelnen Kühlwasserrohren kommt.

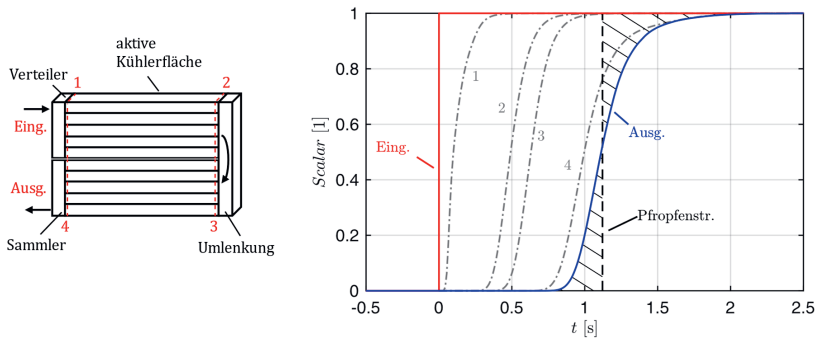


Abbildung 54: betrachtete Positionen am Kühler (links) und zeitlicher Verlauf der Konzentration an den unterschiedlichen Positionen von am Eingang einströmenden Fluidteilchen aus der CFD-Rechnung (rechts)²⁹

Wie bereits in Abschnitt 3.1.2.2 erläutert, ist die Dispersion nur phänomenologisch berücksichtigbar. Es bieten sich daher zwei Wege der Modellierung der Wasserkästen:

- I. Vernachlässigung des Dispersionseinflusses und Berechnung als Pfropfenströmung
- II. Berücksichtigung des Dispersionseinflusses über Übertragungsfunktion

Im ersten Fall beträgt die Durchlaufzeit für den ganzen Kühler

$$\Delta t_{K,pfr} = \frac{V_K}{\dot{V}_K}, \quad (3.61)$$

mit

$$\Delta t_{K,pfr} = \Delta t_{K,akt} + \Delta t_{K,WT}. \quad (3.62)$$

Hierbei ist $\Delta t_{K,akt}$ die Laufzeit des berechneten aktiven Wärmeübertragers, $\Delta t_{K,WT}$ ist die für die Wasserkästen zu berücksichtigende Laufzeit. Mit dieser Formulierung kann

²⁹ Die dargestellte Berechnung zeigt eine Strömung eines Wasser-Glykol-Gemisches (50:50) bei einer Temperatur T_K von 35 °C und einem Volumenstrom \dot{V}_K von 85 l/min. Die von Spitzer [Spi21] durchgeführten Berechnung fanden mit einem reduzierten Volumen V_K von 1,48 l statt. Die Zeit wurde daher auf das vorliegende Kühlervolumen von 1,58 l skaliert.

man die Gesamtlaufzeit durch den Kühler bestimmen und gleichzeitig eventuelle Laufzeitfehler durch die zeitliche Diskretisierung eliminieren (vgl. Abschnitt 4.1.2).³⁰

Im zweiten Fall werden die Auswirkungen der Dispersion auf das dynamische Verhalten der Durchlaufzeit mittels Übertragungsfunktion berücksichtigt.³¹ Wie in Abbildung 55 dargestellt, wird das Totzeitverhalten verringert. Die Laufzeit bei einer Dispersion $\Delta t_{K,dis}$ ist niedriger als die theoretische Laufzeit einer Pfropfenströmung durch den gesamten Kühler inkl. Wasserkasten $\Delta t_{K,pfr}$, d. h.

$$\Delta t_{K,dis} = \Delta t_{K,pfr} - \Delta t_{K,dis0} \quad (3.63)$$

Zur Bestimmung wurden mit den in Abschnitt 4.2.1 vorgestellten Prüfstand verschiedene Sprungversuche durchgeführt. In Abbildung 55 ist der reziproke Wert der gemessenen Laufzeit bei einer Dispersion $\Delta t_{K,dis}$ gegenüber dem Kühlwasservolumenstrom \dot{V}_K aufgetragen. Zudem sind die Laufzeiten der Pfropfenströmung $\Delta t_{K,pfr}$ für den gesamten Kühler samt Wasserkästen und den aktiven Kühlerteil $\Delta t_{K,akt}$, der ja im Modell berechnet wird, als Grenzen eingezeichnet.

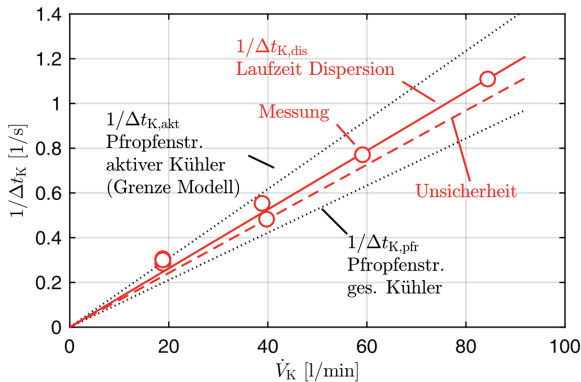


Abbildung 55: Vergleich der gemessenen und theoretischen Laufzeiten durch den Kühler

³⁰ Die Fluidlaufzeit im Wasserkasten lässt sich dann über ein variables Totzeit-Glied realisieren.

³¹ Die Auswirkung einer verringerten Wärmeübertragung wird durch die Nutzung eines vermessenen Kühlerkennfelds bereits berücksichtigt. Zudem ist anzunehmen, dass sie für den vorliegenden Fahrzeugkühler ohnehin vernachlässigbar gering sein dürfte.

Hierbei zeigen sich zwei Effekte:

- I. Bei hohen Volumenstrom ist die Dispersion niedrig, bei niedrigen Volumenströmen ist sie hoch.
- II. Die Dispersion scheint dabei im Verhältnis im unteren Volumenstrombereich stärker zuzunehmen.

Näherungsweise wird hier im ersten Schritt vereinfachend eine lineare Änderung der Dispersion angenommen. Zur Klärung der genauen Charakteristik sind zusätzliche Untersuchungen mit einem verbesserten Messaufbau notwendig.

Ausgehend von der Pfropfenströmung nach Gleichung (3.61) lässt sich somit die Laufzeit im Fall der Dispersion berechnen:

$$\frac{1}{\Delta t_{K,dis}} = c_{dis} \frac{1}{\Delta t_{K,pfr}} \quad (3.64)$$

mit

$$\Delta t_{K,dis} = \Delta t_{K,akt'} + \Delta t_{K,WT} \quad , \quad (3.65)$$

und der rechentechnisch begründeten Maßgabe $\Delta t_{K,dis} \geq \Delta t_{K,akt'}$.

Der Faktor c_{dis} , der die Reduzierung der Laufzeit beschreibt, lässt sich aus Messungen ermitteln (Abbildung 55) oder aus CFD-Berechnungen bestimmen.

Zur phänomenologischen Berücksichtigung des abweichenden Übergangsverhaltens kann schließlich für ausgewählte Messpunkte eine vom Kühlwasserstrom abhängige Übertragungsfunktion ermittelt werden, wobei sich im vorliegenden Fall ein PDT_1 -Glied empfiehlt.

3.5.4 Übergang zwischen zeit- und wegbasierter Berechnung

Der Übergang zwischen der klassischen zeitbasierten Berechnungswelt der Ausführungsplattform mit äquidistanter Rechenschrittweite und der wegbasierten Berechnung des Kühlermodells mit variabler Rechenschrittweite wird im Folgenden näher betrachtet.

Die Berechnung des vorgestellten wegbasierten Wärmeübertragermodells kann erst erfolgen, wenn das erste Diskretisierungselement $V_{K,N}$ mit „neuem“ Kühlmedium gefüllt und wieder ein quasistationärer Zustand erreicht ist. Für die Füllung eines Volumens gilt

$$\dot{V}_K = \frac{dV}{dt} \quad (3.66)$$

Die hierfür notwendige Zeit ist damit

$$\Delta t_{sv} = \int_0^{V_{K,N}} \frac{1}{\dot{V}_K} dV. \quad (3.67)$$

Bei konstantem Volumenstrom ergibt sich demnach eine konstante Rechenschrittweite, bei variablem Volumenstrom eine variable Rechenschrittweite Δt_{sv} .³² Dies ist ein wichtiger Unterschied zu bisher üblichen Berechnungen in äquidistanten Zeitschritten. Da die Zeit für die Füllung eines Rohrelementes identisch mit der Laufzeit ist, die das Fluid für das Zurücklegen der Strecke benötigt, wird hier von wegbasierter Berechnung gesprochen.

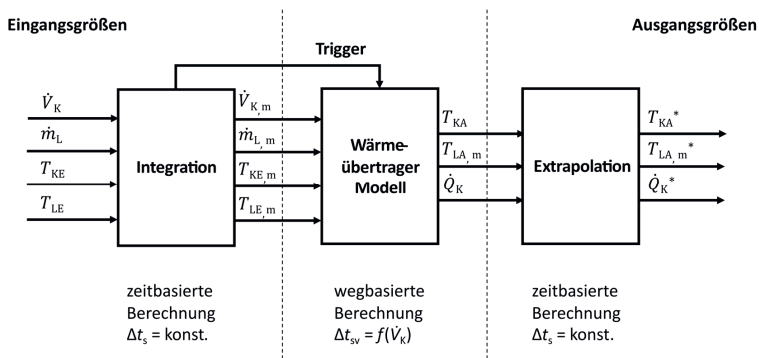


Abbildung 56: Struktur der Einbettung des wegbasierten Modells in die zeitbasierte Umgebung mit zwei Übergängen zwischen zeit- und wegbasierter Berechnung

Bei der Einbindung des wegbasierten Wärmeübertragermodells in eine zeitbasierte Berechnung kommt es zu zwei Übergängen (vgl. Abbildung 56):

- von der zeit- in die wegbasierte Welt sowie
- von der weg- in die zeitbasierte Berechnungswelt.

Um das wegbasierte Berechnungsmodell anzustoßen, ist es zum einen notwendig, zu bestimmen, wann das Eingangsfluidelement wieder mit „neuem“ Kühlwasser gefüllt ist. Dafür wird das in das initiale Fluidelement strömende Kühlwasser laufend aufintegriert:

$$V_{K,\Sigma} = \int_{t_0}^{t_0 + \Delta t_{sv}} \dot{V}_K dt, \quad (3.68)$$

³² Die konstante Rechenschrittweite der zeitbasierten Welt Δt_s muss größer sein als die Rechenschrittweite Δt_{sv} , die sich bei maximalem Fluidvolumenstrom ergibt \dot{V}_K .

t_0 ist hierbei der Zeitpunkt bei dem die letzte Berechnung durchgeführt wurde. Sobald das Fluidelement gefüllt ist, d. h. $V_{K,\Sigma} = V_{K,N}$ gilt, bzw. die maximale Rechenschrittweite überschritten ist, wird die wegbasierte Berechnung angestoßen. Es sei erwähnt, dass Dostal & Hevlena [DH16] bei ihrem „Hybriden Modell“ eine ähnliche Bedingung für die Berechnung des „Moving-Water-Elements“ angeben.

Im Hinblick auf die Energieerhaltung beim Übergang in die wegbasierte Welt werden die Eingangssignale, d. h. die Eingangstemperaturen und -ströme, über der Zeit der Elementfüllung gemittelt:

$$u_m = \frac{1}{\Delta t_{sv}} \int_{t_0}^{t_0 + \Delta t_{sv}} u \, dt. \quad (3.69)$$

Für einen Übergang zurück in die klassische zeitbasierte Rechnungswelt muss eine Extrapolation der Ergebnisgrößen erfolgen. Es wird hierbei ein Halten des Wertes bis zum nächsten Berechnungswert (Extrapolation erster Ordnung) vorgeschlagen, da bei schnellen Änderungen aufgrund der wegbasierten Natur ohnehin eine geringe Rechenschrittweite vorliegt. Trotzdem wäre es auch denkbar, signalbasierte Extrapolationsmethoden höherer Ordnung, vgl. Stettinger et al. [SZB⁺13], oder eine modellbasierte Extrapolation, vgl. Stettinger et al. [SBH⁺15], zu nutzen.

3.6 Methodik zur Bestimmung der Wärmedurchgangsfähigkeiten

Ausgangspunkt für die Wärmeübertragerberechnung sind die von den Fluidströmen abhängigen Wärmedurchgangsfähigkeiten. Für deren Bestimmung bieten sich grundsätzlich zwei Wege (vgl. Abbildung 57):

- die Bestimmung aus der Theorie sowie
- die experimentelle Ermittlung
 - + aus einer engmaschigen Kühlervermessung oder
 - + aus einer geringen Anzahl von Messpunkten und einer Approximation des Kennfeldes.

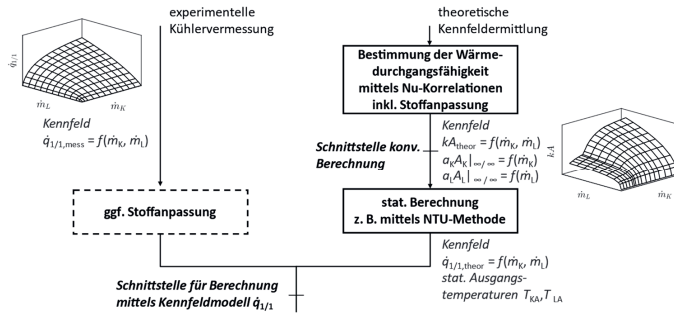


Abbildung 57: Methodik zur Bestimmung der Wärmedurchgangsfähigkeiten

3.6.1 Bestimmung aus der Theorie

Die theoretische Bestimmung der Wärmeübertragungsfähigkeiten erfolgt auf Basis der Nutzung der Wärmeübergangskorrelationen. In Anhang A.1 wird eine Übersicht über gebräuchliche Korrelationen gegeben: sowohl für die Rohrströmung des Kühlwassers als auch für die Strömung der Luftseite für Wärmeübertrager-Geometrien mit Louvern. Ergänzend wird in Anhang A.2 ein Überblick zu deren Ermittlung gegeben.

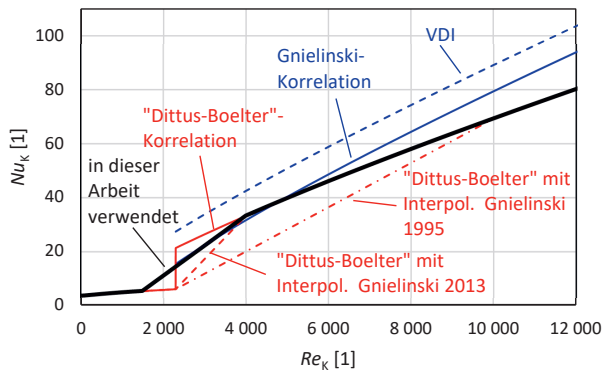


Abbildung 58: kühlwasserseitige Nußelt-Zahl in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl

Abbildung 58 zeigt die Berechnung der kühlwasserseitigen Nußelt-Zahl in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl für die Kühlwasserrohre des Fahrzeugkühlers. Für die Berechnung werden Wärmeübergangsbeziehungen kreisförmiger Rohre mit äquivalentem hydraulischem Durchmesser verwendet. Die Randbedingungen für die verschiedenen Strömungsbereiche werden nachfolgend dargestellt:

- Für die Bestimmung des Wärmeübergangs im laminaren Bereich wird die von Martin vorgeschlagene Gleichung (A.1) verwendet, unter der Annahme einer hydrodynamisch ausgebildeten Strömung, da die Länge der Kühlwasserrohre erheblich größer als deren hydraulischer Durchmesser ist.³³
- Im turbulenten Strömungsbereich werden sowohl der Zusammenhang von Gnielinski (A.7), die von Gnielinski im VDI-Wärmeatlas angegebene Beziehung (A.8), als auch die sogenannte Dittus-Boelter-Gleichung (A.4) dargestellt.
- Im Übergangsbereich erfolgt, wie von Gnielinski vorgeschlagen, eine lineare Interpolation (A.10).

Es zeigen sich deutliche Unterschiede sowohl in der Absolutgenauigkeit als auch im Bereich des Übergangs zwischen laminaren und turbulenten Bereich. Für die Genauigkeit von Wärmeübergangsbeziehungen für turbulente Rohrströmungen geben Incropera et al. einen Fehler von 10 - 25 % an, vgl. [ILB*07, S. 515]. Aufgrund dessen, dass für die Ermittlung der luftseitigen Korrelationen häufig die Dittus-Boelter-Gleichung zum Einsatz kommt (vgl. Anhang A.1), wird diese für die folgenden Berechnungen genutzt.

Als Grenze zwischen dem Übergangsbereich und dem voll turbulenten Bereich wird die von Gnielinski jüngst angegebene Reynolds-Zahl Re von 4 000 im Weiteren verwendet. Als kritische Reynolds-Zahl gilt für kreisförmige Rohre ein Wert von 2 300. Bei rechteckigen Flachrohren zeigen experimentelle Ergebnisse einen früheren Übergang: Garimella et al. [GDV*01] beobachten je nach Ausführung einen Übergang zwischen 800 und 2 000. Die Messergebnisse für einen Kühlwasserkühler von Reichler [Rei09] zeigen einen Übergang im Bereich von 1 500.

Die eigenen experimentellen Untersuchungen zeigen, dass sich der Übergangsbereich beim vorliegenden Kühler zwischen Re von 1 500 und 4 000 befindet.

³³ Für den Minimalwert $Nu_{K,min}$ wird vereinfacht der Wert für einen Kreisrohr verwendet 3,66. Die Werte für einen Rechteckkanal mit 3,39 und eine Ellipse mit 3,74 weichen geringfügig ab, vgl. zeigen Baehr & Stephan [BS13a, S. 418].

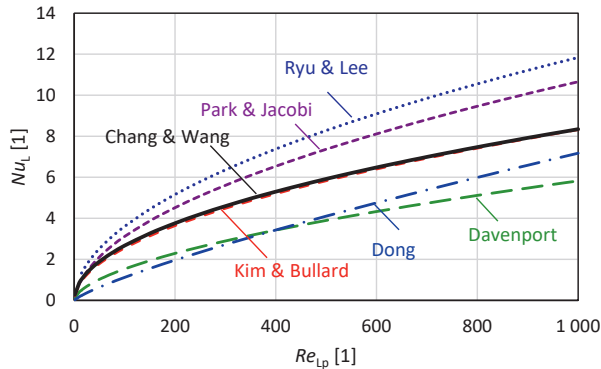


Abbildung 59: luftseitige Nußelt-Zahl in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl für unterschiedliche Korrelationen

In Abbildung 59 werden die luftseitigen Nußelt-Zahlen in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl für die unterschiedliche Wärmeübergangsbeziehungen (A.12) bis (A.17) dargestellt. Dabei zeigt sich ein relativ großer Streubereich. Die beiden gebräuchlichsten Korrelationen von Chang & Wang (A.13) und von Kim & Bullard (A.14) liegen in der Mitte des Streubereichs. Die Kurvenform hingegen ist ähnlich, d. h. es lässt sich kein signifikanter Unterschied zwischen den einfachen Potenzbeziehungen und den komplexeren Gleichungen erkennen, welche die Änderung von einer Durchströmung des Durchgangskanals zu einer Strömung parallel zu den Louvern berücksichtigen. Es sei angemerkt, dass für den Zusammenhang von Ryu & Lee (A.17) – soweit ersichtlich – keine Rippeneffizienz berücksichtigt wurde, vgl. [RL15], was die hohen Werte erklären würde. Anzumerken ist an dieser Stelle, dass die Gleichungen, bis auf die von Ryu & Lee (A.17), alle nur eingeschränkt hinsichtlich des Louver-Winkels anwendbar sind (vgl. Tabelle 10).

Im Weiteren wird daher die auch im Allgemeinen als zuverlässigste geltende Korrelation von Chang & Wang verwendet.

Diskussion der Varianz im Wärmeübergang

Die Ursachen für die hohe Varianz der Korrelationen sind in der Literatur, soweit bekannt, wenig diskutiert worden, daher sollen diese im Folgenden einmal umfassend

erörtert werden. Rose nennt folgende Einflussgrößen für die Wärmeübergangsbestimmung³⁴: die Genauigkeit der Messdaten, die Anzahl an Datenpunkten, den Bereich der Messdaten, die Gültigkeit der Ausdrücke zwischen dem Wärmestrom und der Temperaturdifferenz, die relativen Amplituden der Größen (Temperaturdifferenzen) sowie die Anzahl der zu bestimmenden Parameter, vgl. [Ros04].

Wang, Webb & Chi sind der Meinung, dass die „Datenreduktionsmethode [d. h. die Berechnung] für die luftseitigen Wärmeübergangskoeffizienten in der Literatur nicht auf einem einheitlichen Vorgehen basieren“. Als Erklärung für die Abweichungen der veröffentlichten Daten für luftseitige Wärmeübergangskoeffizienten geben Wang, Webb & Chi den Kontaktwiderstand zwischen Rippen und Rohren, das Berechnungsverfahren, die Aufteilung in einen luft- und einen wasserseitigen Anteil, die Berechnung des wasserseitigen Wärmeübergangs und die Messunsicherheiten an, vgl. [WWC00]. Taler [Tal04] sieht als Ursachen für die Ungenauigkeiten der luftseitigen Wärmeübergangskorrelationen die Annahme eines unendlich hohen kühlwasserseitigen Wärmeübergangskoeffizienten bzw. dessen Bestimmung aus einer bekannten Korrelation sowie die Berechnung von rechteckigen oder hexagonalen Rippen über äquivalente, kreisförmige Rippen.

Insgesamt bestehen folgende mögliche Ursachen für die Varianz der Korrelationen für einen speziellen Typ von Wärmeübertrager³⁵:

- die Messungenauigkeit bei der Fluidtemperaturbestimmung
- der betrachtete Strömungsbereich,
- die Berechnung des Wärmeübergangs besonders im Hinblick auf die Aufteilung in den luft- und kühlwasserseitigen Anteil und
- das genutzte Verfahren zur Bestimmung der Wärmeübergangskorrelationen.

Die Genauigkeit der Messung dürfte für den größten Einfluss verantwortlich sein. Dies trifft besonders für die Messung der Fluidtemperaturen zu, sowohl für die Kühlwasser- und besonders auch für die Luftseite.

Anhand einer simulativen Betrachtung zeigen Wójs & Tietze, dass der maximale Fehler des Wärmeübergangskoeffizienten bei einem Temperaturmessfehler (root mean square error, RMSE) von 0,01 K 2% beträgt, bei 0,1 K bereits 20%, vgl.

³⁴ Rose bezieht sich zwar auf die Wärmeübergangsermittlung nach der Wilson-Plot-Methode, die Ursachen gelten aber ebenso für andere Methoden.

³⁵ Es wird angenommen, dass eine Ähnlichkeit der Wärmeübertragungsprobleme besteht.

[WT97].³⁶ Selbst eine Bestimmung der Temperatur einer Rohrströmung mit einer Genauigkeit von 0,1 K erfordert einen hohen Aufwand hinsichtlich der Messung. Dies betrifft weniger die Genauigkeit der kalibrierten Messkette selbst, als vielmehr die korrekte Erfassung der mittleren Fluidtemperatur. Diese lässt sich mittels eines laminaren Mischers und der Vergrößerung der Sensoroberfläche über den Rohrquerschnitt, z. B. durch Rippen („Stern“) bestimmen. Zusätzlich empfiehlt sich eine Isolation des Rohres. Zur Vermeidung von Wärmeableitungsfehler sollte sich die Sensorspitze zudem in einer isothermen Schicht befinden. In der Literatur finden diese an sich bekannten Notwendigkeiten trotz der meist umfangreichen Erläuterung des Kühlerprüfstands und der eingesetzten Messtechnik äußerst selten Erwähnung. Eine der wenige Stellen sind beispielsweise bei Rose [Ros04] oder Hohenberg [Hoh80, S. 10] zu finden.

Wie bereits dargestellt sind die Strömungs- und Temperaturverhältnisse auf der Luftseite deutlich komplizierter: Es kommt zu einer Geschwindigkeits- und Temperaturverteilung über dem Querschnitt. Die Messung der mittleren Lufteingangs- und Luftausgangstemperaturen erfolgt dabei über Matrizen von Temperatursensoren, vgl. beispielsweise [CMD⁺11] [DCC⁺07] [Lec08, S. 43 ff.] [PHP67] [RLC20, S. 424 ff.] [Tal13] [YHM⁺13]. Ebenso wird die Luftströmung oft über eine über den Querschnitt verteilte Anzahl an Sensoren gemessen, vgl. beispielsweise [CMD⁺11] [DCC⁺07] [Kor15, S. 56] [Lec08, S. 43 ff.] [PHP67] [YHM⁺13].³⁷

Damit ist eine genaue Bestimmung der Änderung der Lufttemperatur ungleich schwieriger.³⁸ Hinzu kommt, dass in der Literatur auch teilweise der Mittelwert des Luft- und Kühlwasserwärmestroms für die Bestimmung des Wärmeübergangs herangezogen wird, vgl. z. B. [DCC⁺07] [DSY⁺01] [KB02], und nicht der verlässlichere Wert des Kühlwasserwärmestroms, wie z. B. bei Korzeń [Kor15, S. 49].

Auswirkungen des betrachteten Strömungsbereichs auf die Bestimmung des Wärmeübergangs bestehen zum einem im Hinblick auf die genaue Erfassung kleiner

³⁶ Wójs & Tietze nutzten für Betrachtung die Wilson-Plot-Methode; die Fehler des Wärmeübergangs dürften bei den gegebenen Temperaturmessfehlern aber allgemein in den angegebenen Größenordnungen liegen.

³⁷ Im Gegensatz zu den anderen Literaturstellen verwendet Lechmann keine feststehenden Sensoren, sondern ein Traversensystem zur Bestimmung der Matrix-förmig aufgeteilten Messstellen, vgl. [Lec08, S. 43 ff.]

³⁸ Eine quantitative Betrachtung des Einflusses hierzu ist nicht bekannt.

Temperaturdifferenzen im Niedriglastbereich (relative Genauigkeit) und zum anderen hinsichtlich der Größe des Strömungsbereiches. Je größer der untersuchte Strömungsbereich ist, desto besser lässt sich das charakteristische Kurvenverhalten bestimmen, welches sich im Exponenten der Reynolds-Zahl widerspiegelt. Da den verschiedenen Wärmeübergangsbeziehungen Messdaten über unterschiedliche Strömungsbereiche zugrunde liegen, vgl. Tabelle 10, ist hier ein Grund für die Varianz der Korrelationen zu sehen.

Das Vorgehen zur Berechnung des Wärmeübergangs stellt eine weitere Ursache dar: Die Wahl der Bezugsfläche führt zu verschiedenen Geschwindigkeiten. Die mittlere Temperaturdifferenz wird beeinflusst durch die Berechnungsmethode (LMTD, NTU), der Rippen-Berücksichtigung (Rippenwirkungsgrad, Oberflächenwirkungsgrad, Verwendung eines Korrekturfaktors)³⁹ und im Besonderen der Berücksichtigung der Kühlwasserseite, d. h. der verwendeten Korrelation.

Neben der Messgenauigkeit dürfte dies ein Haupteinfluss für die Unterschiede sein. Wie bereits Taler [Tal13] anmerkt, ergibt sich für einen zu großen kühlwasserseitigen Wärmeübergang ein zu kleiner luftseitiger und umgekehrt. Abbildung 60 illustriert die Problematik. Bei konstanter Wärmedurchgangsfähigkeit kA lässt sich der Anteil zwischen kühlwasserseitiger Wärmeübergangsfähigkeit $\alpha_K A_K$ und der luftseitigen Wärmeübergangsfähigkeit $\alpha_L A_L$ „verschieben“.

Eine Auswirkung der Aufteilung ist eine implizite Festlegung der mittleren Wandtemperatur. Eine messtechnische Erfassung der Wandtemperatur am Kühler mit den komplexen, filigranen Strukturen ohne eine Verfälschung stellt eine nahezu unlösbare Herausforderung dar.

³⁹ Der von Wang, Webb & Chi hervorgehobene Kontaktwiderstand zwischen Rippen und Rohren ist für die betrachteten Rippenrohrwärmeübertrager mit Louvern vernachlässigbar: Die untersuchten Exemplare hatten eine feste Verbindung. Bei der gefügten Bauart besteht außerdem ein flächiger Kontakt, vgl. Abbildung 40 links.

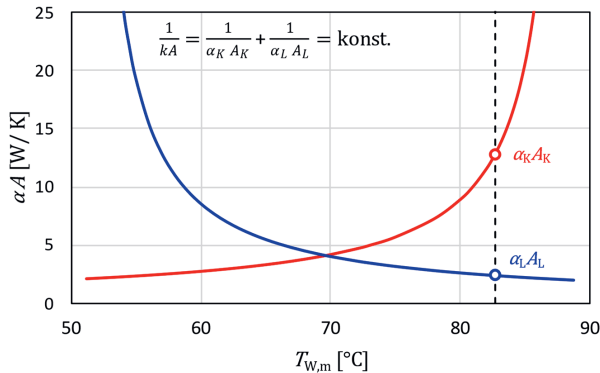


Abbildung 60: Problem der Aufteilung in luft- und kühlwasserseitiger Wärmeübergangsfähigkeit bei einer konstanten Wärmedurchgangsfähigkeit kA

Einen weiteren Einfluss auf die Wärmeübergangs-Korrelationen haben die Verfahren zu deren Bestimmung: Einmal hinsichtlich der verwendeten Methode, d. h. der Wilson-Plot-Methode oder einer nichtlinearen Regressionsanalyse. Sofern keine Korrelation für die kühlwasserseitige Rohrströmung angenommen wird, sondern die Wärmeübergangsbeziehungen auf beiden Seiten gleichzeitig bestimmt werden, nimmt die Regression Einfluss auf die zuvor beschriebene Aufteilung der Wärmeübergangsfähigkeiten. Bei den luftseitigen Korrelationen mit einer Vielzahl an Einflussparametern (vgl. Anhang A.1) besteht bei einer mehrfachen Regression das Problem der eindeutigen Zuordnung der Auswirkung eines Parameters. Der Vollständigkeit halber sei angemerkt, dass eine hohe Anzahl an Datensätzen verschiedener Wärmeübertrager mit entsprechend vielen Datenpunkte eine positive Auswirkung auf die Aussagefähigkeit einer Korrelation haben.

Zwar zeigen neuere Veröffentlichungen CFD-Berechnungen von mehreren Basiselementen zur Untersuchung des Einflusses der verschiedenen geometrischen Parameter auf den luftseitigen Wärmeübergang, vgl. z. B. [MMB07] [RL15] [SK17]. Es wäre aber sinnvoll, eine systematische Untersuchung beispielsweise mit Hilfe der statistischen Versuchsplanung (engl. Design of Experiments, DoE) durchzuführen, um so zu einer abgestützten Beziehung für den luftseitigen Wärmeübergang zu kommen. Bzgl. einer optimalen Vorgehensweise empfiehlt es sich, die verwendeten Korrelationen abzusichern und zumindest einen Punkt experimentell für das Absolutniveau zu bestimmen; darüber hinaus ist es ggf. sinnvoll, mehrere Messpunkte für die Erkennung des Übergangs laminar-turbulent zu ermitteln.

Bestimmung Wärmedurchgangsfähigkeit

Aus der kühlwasserseitigen Nußelt-Zahl Nu_K lässt sich die Wärmeübergangszahl α_K ermitteln. Als charakteristische Länge wird dabei der hydraulische Durchmesser $d_{H,r}$ für ein Rohr verwendet, der auf Basis der mittels Mikroskopie ermittelten inneren Rohrumfangs U_{ri} und der Rohrquerschnittsfläche A_{ri} bestimmt wurde. Die entsprechenden geometrischen Abmaße sind in Anhang B.1 zu finden. Mit der wärmeübertragenden Oberfläche der Kühlwasserrohre $A_{ri,o}$ lässt sich damit die kühlwasserseitige Wärmeübergangsfähigkeit $\alpha_K A_K^{40}$ berechnen (vgl. Abbildung 61). Es sei angemerkt, dass zur Bestimmung der notwendigen Stoffwerte die mittlere Kühlwassertemperatur im jeweiligen Betriebspunkt verwendet wurde.⁴¹

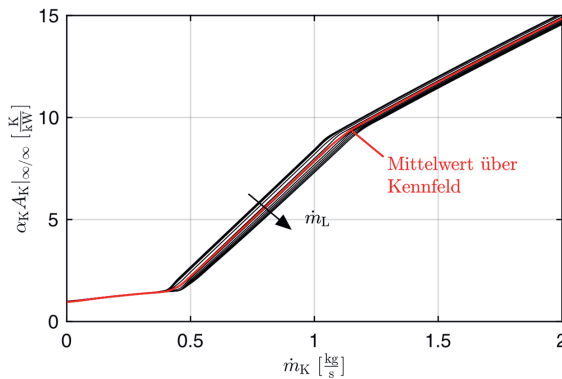


Abbildung 61: kühlwasserseitige Wärmeübergangsfähigkeit in Abhängigkeit des Kühlwassermassenstroms

Die luftseitige Wärmeübergangszahl α_L ergibt sich aus der entsprechenden Nußelt-Zahl Nu_L . Die charakteristische Länge ist hier die projizierte Louver-Breite L_p . Aufgrund der Temperaturabnahme in den Rippen trägt deren Oberfläche A_f nicht voll zur Wärmeübertragung bei, was durch einen sogenannten Rippenwirkungsgrad η_f berücksichtigt wird. Die luftseitige Wärmeübergangsfähigkeit ergibt sich nach

$$\alpha_L A_L = \alpha_L (A_{ra,o} + \eta_f A_f) . \quad (3.70)$$

Hierbei ist $A_{ra,o}$ die äußere, freie Rohroberfläche.

⁴⁰ Für analytische Berechnung wird nachfolgend die Angabe der Diskretisierung ∞/∞ weggelassen.

⁴¹ Die für die mittlere Fluidtemperatur notwendige Fluidausgangstemperatur wird zunächst geschätzt und dann durch die berechnete ersetzt, so dass sich ein iteratives Vorgehen ergibt.

Die Rippeneffizienz wurde nach Schmidt unter der Annahme gerader Rippen und einer äquivalenten Rippenhöhe ermittelt (vgl. Anhang A.3). Das Ergebnis der Berechnung zeigt Abbildung 62. Es sei erwähnt, dass als Bezugsfläche für die Strömungsgeschwindigkeit der Luft und damit auch der Reynolds-Zahl der minimale Strömungsquerschnitt herangezogen wird. Dessen Ermittlung erfolgte durch Mikroskopie-Messungen, vgl. Abbildung 115.

Der luftseitige Wärmeübergang ist, wie erkennbar, deutlich schlechter: Für Massenströme von 2,0 kg/s ergibt sich ein Verhältnis zwischen der Kühlwasserseite und Luftseite von etwa 6:1.

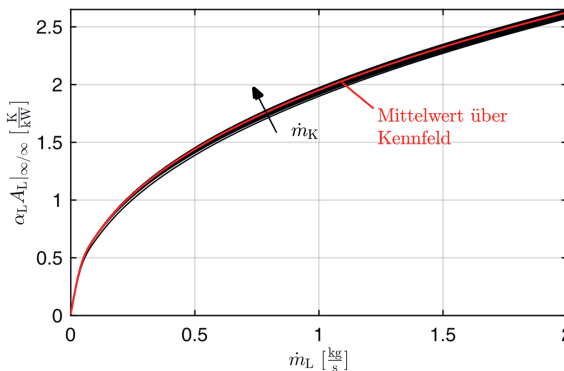


Abbildung 62: luftseitige Wärmeübergangsfähigkeit in Abhängigkeit des Luftmassenstroms

Mit Vernachlässigung der Wärmeleitung der Rohrwand⁴² ergibt sich die Wärmedurchgangsfähigkeit kA aus den luft- und kühlwasserseitigen Wärmeübergangsfähigkeiten, d. h. $\alpha_L A_L$ und $\alpha_K A_K$ (vgl. Abbildung 63 und Abbildung 64).

Trotz der Ungenauigkeit der Korrelationen stimmen die Ergebnisse gut mit der rückgerechneten Messung überein. Die Messergebnisse der statischen Vermessung des Kühlers am Windkanal der Forschungsgesellschaft Virtual Vehicle sind zusätzlich in Anhang B.2 aufgelistet.

⁴² Die Leitfähigkeit von Aluminium ist sehr hoch und die Wanddicke des Rohres ist sehr gering vgl. Anhang.

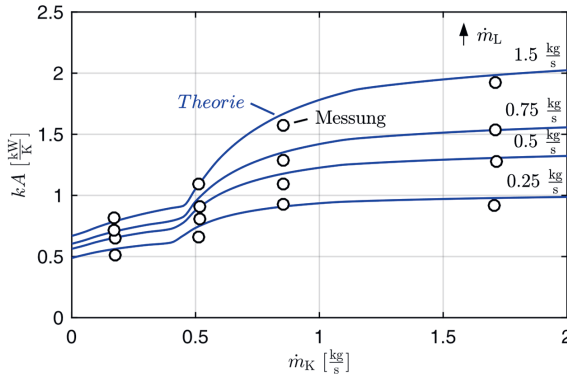


Abbildung 63: Wärmedurchgangsfähigkeit in Abhängigkeit des Kühlwassermassenstroms

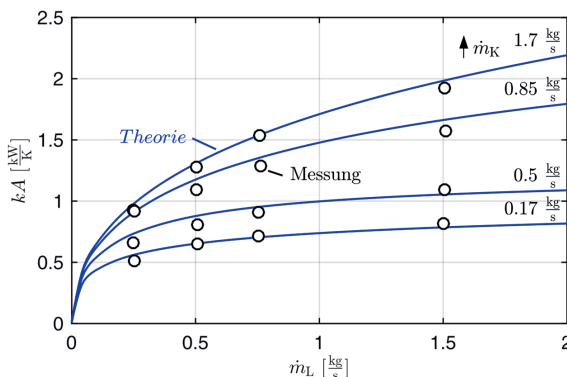


Abbildung 64: Wärmedurchgang in Abhängigkeit des Luftmassenstroms

Der Wärmestrom wird schließlich mittels NTU-Methode unter Nutzung der Gleichung (3.37) „Kreuzstrom mit n Rohrreihen“ berechnet. Die Ergebnisse sind in Abschnitt 3.6.4 den Messergebnissen gegenübergestellt.

3.6.2 Bestimmung mittels Messung

Aufgrund der Varianz der Wärmeübergangsbeziehungen in der Literatur und des Wunsches Aussagen über das Wärmeübertragungsverhalten eines spezifischen Wärmeübertragers machen zu können, erfolgt meist eine aufwendige engmaschige Vermessung mit einer hohen Dichte an Messpunkten, vgl. Abbildung 65.

Um zu einem geschlossenen Ausdruck zu kommen, werden in seltenen Fällen speziell für einen bestimmten Wärmeübertrager eigene Gleichungen aufgestellt, vgl. z. B. Lechmann [Lec08, S. 87 ff.], oder die Koeffizienten von vorhandenen Wärmeübergangsbeziehungen angepasst, vgl. z. B. Cuevas et al. [CMD*11], Korzeň [Kor15, S. 60 ff.] oder Taler [Tal13]. Grundlage hierfür ist aber eine engmaschige Vermessung mit einer Vielzahl an Messpunkten.

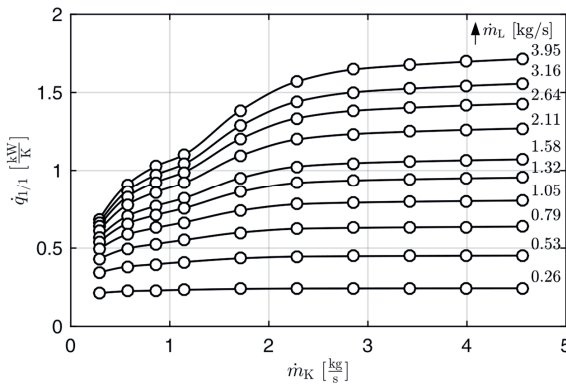


Abbildung 65: Messung mit einer Vielzahl an Messpunkten am Beispiel eines Fahrzeugkühlers eines SUVs

3.6.3 Bestimmung mittels vereinfachter Vorgehensweise

Einen sehr interessanten Ansatz zeigt Straßer [Str90, S. 15 ff.], der direkt die Wärmedurchgangsfähigkeit kA für einen Fahrzeugkühler mittels der Methode der kleinsten Fehlerquadrate bestimmt. Er stellt dazu die Wärmeübertragungsfähigkeit in Abhängigkeit des Luft- und Kühlwassermassenstroms dar:

$$\frac{1}{kA} = \frac{c_L}{\dot{m}_L^{n_L}} + \frac{c_K}{\dot{m}_K^{n_K}} \quad (3.71)$$

Die obenstehende Gleichung lässt sich einfach aus der Bestimmungsgleichung für den Wärmedurchgang unter Vernachlässigung des Wärmeleitungsterms der Wand, unter Annahme einer Potenzbeziehung für den Wärmeübergang und Verwendung der Definitionen der Nußelt- und Reynolds-Zahlen sowie der Proportionalität von Strömungsgeschwindigkeit und Massenstrom herleiten.

Da für die übertragene Wärme

$$\dot{Q} = kA \Delta T_{m,\log} = \dot{q}_{1/1} \Delta T_E \quad (3.72)$$

gilt, findet man für den spezifischen Wärmestrom schließlich

$$\frac{1}{\dot{q}_{1/1}} = \frac{c_L}{\dot{m}_L^{n_L}} + \frac{c_K}{\dot{m}_K^{n_K}}. \quad (3.73)$$

Es ergibt sich somit ein Zusammenhang zwischen dem spezifischen Wärmestrom und den Massenströmen der beiden Fluide.⁴³

Gleichung (3.72) verdeutlicht nochmals den bereits in Abschnitt 3.7.2 beschriebenen Effekt hinsichtlich des Einflusses der Diskretisierung auf die wirksame mittlere Temperaturdifferenz und die Wärmedurchgangsfähigkeit. Es sei an dieser Stelle erwähnt, dass das Verhältnis der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz $\Delta T_{m,\log}$ und der Eingangstemperaturdifferenz ΔT_E nicht konstant über den gesamten Betriebsbereich ist. Entsprechendes gilt auch für die Wärmedurchgangsfähigkeiten.

Die auf der rechten Seite der Gleichung (3.73) auftretenden Brüche entsprechen den auf die Eingangstemperatur bezogenen kühlwasser- und luftseitigen Wärmeübergangsfähigkeiten, d. h.

$$a_K A_K|_{1/1} = \frac{1}{c_K} \dot{m}_K^{n_K} \quad (3.74)$$

bzw.

$$a_L A_L|_{1/1} = \frac{1}{c_L} \dot{m}_L^{n_L}. \quad (3.75)$$

Die im Zusammenhang (3.73) auftretenden Faktoren und Exponenten lassen sich durch nichtlineare Regression, z. B. nach Levenberg-Marquardt, bestimmen.

Als Grenze der Exponenten setzt Straßer $0,5 \leq n_L \leq 0,8$ sowie $0,3 \leq n_K \leq 0,8$, vgl. [Str90, S. 17]. Straßer gibt an, dass ein mittlerer Exponent auf der Kühlwasserseite n_K bessere Ergebnisse zeige als bei einer Unterscheidung in einen laminaren und einen turbulenten Bereich, da der tatsächliche Umschlagspunkt aufgrund der inhomogenen Durchströmung sehr stark von der kritischen Reynolds-Zahl 2 300 abweiche.

Der Exponent für eine Rohrströmung kann als gesichert angenommen werden (vgl. Abschnitt 3.7.2), so dass im Folgenden der kühlwasserseitige Exponent n_K mit 0,8 festgesetzt wird. Bei der Untersuchung verschiedener Kühler hat sich diese Annahme

⁴³ Es sei darauf hingewiesen, dass sich die Faktoren c_L und c_K zwischen Gleichung (3.71) und (3.73) unterscheiden.

bewährt. Damit sind nur die übrigen drei Parameter, d. h. der Exponent der Luftseite n_L sowie die Faktoren c_K und c_K , aus der Regression zu bestimmen.

Es lässt sich somit ein approximiertes Wärmeübertragerkennfeld bestimmen. Der ermittelte Zusammenhang dafür lautet

$$\frac{1}{\dot{q}_{1/1}} = 0,4114 \, \dot{m}_K^{-0,8} + 1,059 \, \dot{m}_L^{-0,9059} . \quad (3.76)$$

Die Anpassungsgüte beträgt $R^2 = 0,996$ und der Standardfehler der Regression σ ist 0,084. Das mittels Regression geglättete Kennfeld samt am Kühlerprüfstand gemessener Punkte wird in Abbildung 66 dargestellt.

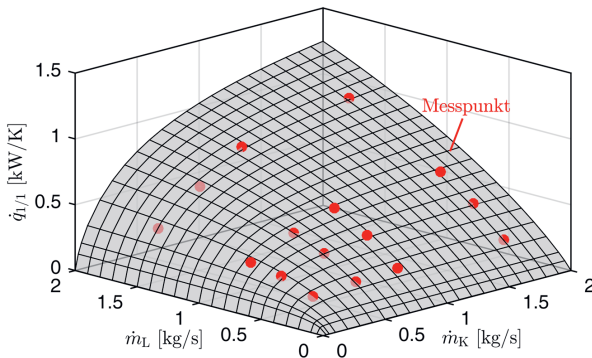


Abbildung 66: approximiertes Kühlerkennfeld samt den am Kühlerprüfstand gemessenen Punkten

Als evolutionäre Weiterentwicklung lässt sich das Kühlerkennfeld in Anlehnung an die zweidimensionale Wilson-Gerade (vgl. Anhang A.2) anschaulich als dreidimensionale Ebene in Abhängigkeit der Potenzen der Massenströme darstellen, vgl. Abbildung 67. Es wird dadurch eine vereinfachte Vorgehensweise möglich. Um diese Ebene zu bestimmen, sind neben dem Nullpunkt drei Messpunkte ausreichend, vgl. Gleichung (3.73). Damit lassen sich die beiden Steigungen c_L und c_K sowie der luftseitige Exponent n_L bestimmen. Wobei es sich naheliegender empfiehlt, die Messpunkte so zu wählen, dass sie in den Randpunkten der gesuchten Ebene liegen.

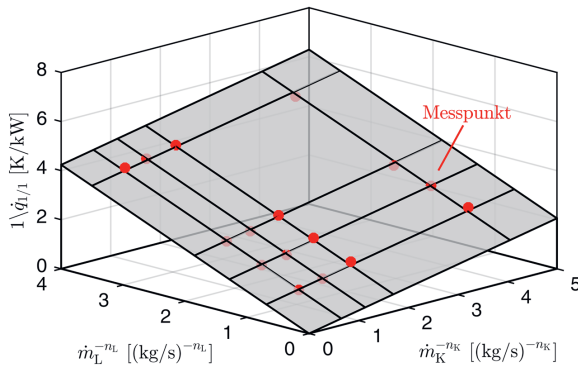


Abbildung 67: Darstellung des Kühlerkennfelds als Ebene in Abhängigkeit der Potenzen der Massenströme

3.6.4 Vergleich der verschiedenen Vorgehensweisen

Abbildung 68 und Abbildung 69 stellen den Wärmestrom bzw. den spezifischen Wärmestrom für die verschiedenen Vorgehensweisen gegenüber. Die Bestimmung aus der Theorie stimmt gut mit den gemessenen Werten überein.

Das vereinfachte Vorgehen mittels einer Kennfeldapproximation zeigt im Übergangsbereich bei hohem Luftmassenstrom die maximale Abweichung von etwa 9 % im Vergleich zum Messpunkt. Am Übergang von laminar zum Übergangsbereich ergäbe sich im Vergleich zur Theorie ein eine Abweichung von maximal 18 %. Im restlichen Kennfeld ist der Fehler kleiner 5 %. Mit der Annahme, dass bei hohen Luftmassenströmen und damit hohen Geschwindigkeiten im realen Fahrbetrieb auch mittlere bis hohe Kühlwassermassenströme verbunden sind, stellt die Abweichung im Übergangsbereich bei hohen Luftmassenströmen keine Beeinträchtigung hinsichtlich der Gesamtbetrachtung dar.

Die verschiedenen Vorgehensweisen lassen sich damit abschließend beurteilen:

- Eine engmaschige Vermessung ist sehr aufwendig. Vernünftiger ist es dagegen, wenige, aber besser abgesicherte Punkte zu verwenden und den Kurvenverlauf über die Ähnlichkeitstheorie zu bestimmen.
- Die vereinfachte Vorgehensweise über eine Kennfeldapproximation ist einfach und für den alltägigen Betrieb in der Praxis wie z. B. die Untersuchung von Verbrauch und Emissionen ausreichend.

- Für höhere Anforderungen an die Genauigkeit, wie beispielsweise bei Thermo-
management-Untersuchungen, empfiehlt sich eine über Messpunkte
abgesicherte Theorie.

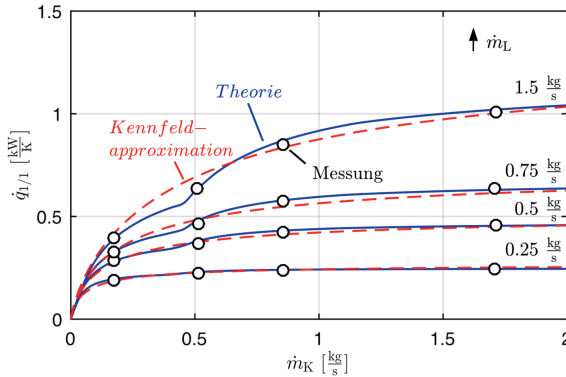


Abbildung 68: spezifischer Wärmestrom in Abhängigkeit des Kühlwassermassenstroms

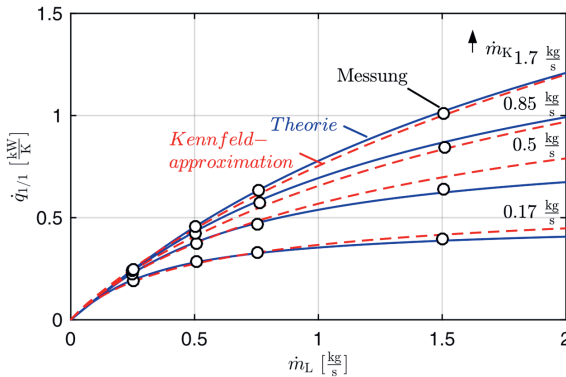


Abbildung 69: spezifischer Wärmestrom in Abhängigkeit des Luftmassenstroms

3.7 Diskretisierung

Eine nähere Untersuchung der Beeinflussung der räumlichen Modelldiskretisierung auf die für die Wärmeübertragung wesentlichen Parameter ist bisher nicht bekannt.

Daher soll diese im Folgenden detaillierter betrachtet werden. Es ergeben sich dabei zwei Themenkreise:

- I. die Diskussion des Ausmaßes der Diskretisierung,
 - + sowohl hinsichtlich der Luftseite,
 - + als auch der Kühlwasserseite und
- II. der Einfluss der Diskretisierung auf die mittlere Temperaturdifferenz und die damit entsprechend geänderte Wärmedurchgangsfähigkeit.

3.7.1 Ausmaß der Diskretisierung

Eine Gegenüberstellung der Strömungsverhältnisse der Luft- und Kühlwasserseite für den betrachteten Fahrzeugkühler zeigt Tabelle 7. Dort werden zwar die Daten des vorliegenden Fahrzeugkühlers dargestellt, aufgrund der geometrischen Ähnlichkeit können die Verhältnisse als charakteristisch für Fahrzeugkühler (Luft/Wasser-Wärmeübertrager) angesehen werden: Die Kühlerbreite ist typischerweise um ein Vielfaches größer als die Kühkertiefe (vgl. Abbildung 38 / Abbildung 112) und damit entsprechend auch die Länge des Strömungspfades (die Strömungslänge der Luftseite ist hier im Verhältnis zur Kühlwasserseite um den Faktor 62 kleiner). Zudem ist die maximale Strömungsgeschwindigkeit auf der Luftseite höher.

Tabelle 7: Gegenüberstellung der Strömungsverhältnisse der Luft- und Kühlwasserseite

	Kühlwasserseite:	Luftseite:
Strömungslänge:	$l_K = 2 \times 650 \text{ mm}$	$l_L = 24 \text{ mm}$
max. Strömungsgeschwindigkeit:	$w_{K,\max} = 2,3 \text{ m/s}$	$w_{L,\max} = 13,8 \text{ m/s}$
max. Änderung der Geschwindigkeit	hoch	niedrig

Luftseitige Diskretisierung

Die Fluidlaufzeit der Luft ist somit deutlich geringer als auf Kühlwasserseite und vernachlässigbar. Des Weiteren sind die Geschwindigkeitsänderung auf der Luftseite, hervorgerufen durch eine Fahrzeugbeschleunigung, deutlich geringer als auf der Kühlwasserseite bei Änderung eines Stellers (Ventil, Pumpe). Daher ist eine Diskretisierung von einem Element auf der Luftseite ausreichend.

Kühlwasserseitige Diskretisierung

Im Gegensatz dazu muss die kühlwasserseitige Fluidlaufzeit berücksichtigt werden. Hinsichtlich einer Diskretisierung wird hier eine Teilung in N von 100 Elementen als bewährter Kompromiss zwischen niedriger Rechenschrittweite und einem hohen Rechenaufwand vorgeschlagen. Ein Fluidelement liegt dabei zwischen einem Basiselement als kleinste wiederkehrende Teilgeometrie und der Betrachtung des Wärmeübertragers als konzentriertes Element (vgl. Abbildung 73).

Mit der Aufteilung in 100 Elemente ergibt sich bei einem maximalen Volumenstrom \dot{V}_K von 100 l/min und einem Kühlervolumen V_K von 1,08 l eine Rechenschrittweite Δt_{sv} von 6,5 ms. Für eine maximale Rechenschrittweite Δt_{sv} von 1 s ist ein minimaler Volumenstrom \dot{V}_K von 0,68 l/min notwendig. Es sei hier nochmals erwähnt, dass bei kleineren Volumenströmen die Berechnung so angepasst wird, dass zumindest jede Sekunde ein Wert vorliegt. (vgl. Abschnitt 3.5.2).

3.7.2 Einfluss auf die Temperaturdifferenz und die Wärmeübertragung

Im Gegensatz zum Rohr, wo die Verhältnisse des Strömungs- und Temperaturfeldes noch definierbar und analytisch lösbar sind, sind, wie bereits angemerkt, die Verhältnisse auf der Luftseite deutlich komplizierter: Die wärmeübertragende Fläche ist durch Rippen vergrößert. Zur Erhöhung des Wärmeübergangs sind die Rippen zusätzlich mit Louvern versehen. Die Verhältnisse sollen nachfolgend an einem Basiselement (kleinste wiederkehrende Teilfläche) genauer betrachtet werden (vgl. Abbildung 70).

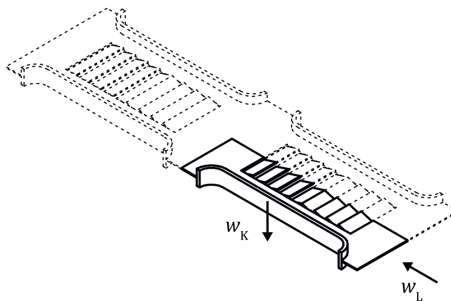


Abbildung 70: Basiselement als kleinste wiederkehrende Teilgeometrie

Die lokalen Gegebenheiten lassen sich hier nur mittels CFD-Rechnung, vgl. [JC15] [MMB07] [PC04] [SK17], oder aus einem Experiment an einer in der Größe skalierten Geometrie, vgl. [JC15], ermitteln. Dabei zeigen sich starke Unterschiede hinsichtlich:

- der lokalen Lufttemperatur,
- der lokalen Wandtemperatur,
- der lokalen Strömungsgeschwindigkeit und damit des lokalen Wärmeübergangs.

Zudem ändert sich der Strömungsverlauf der Luft in Abhängigkeit der Strömungsgeschwindigkeit. Die nachfolgenden Abbildungen illustrieren die einzelnen Punkte anhand CFD-Berechnungen von Perrotin & Clodic [PC04].

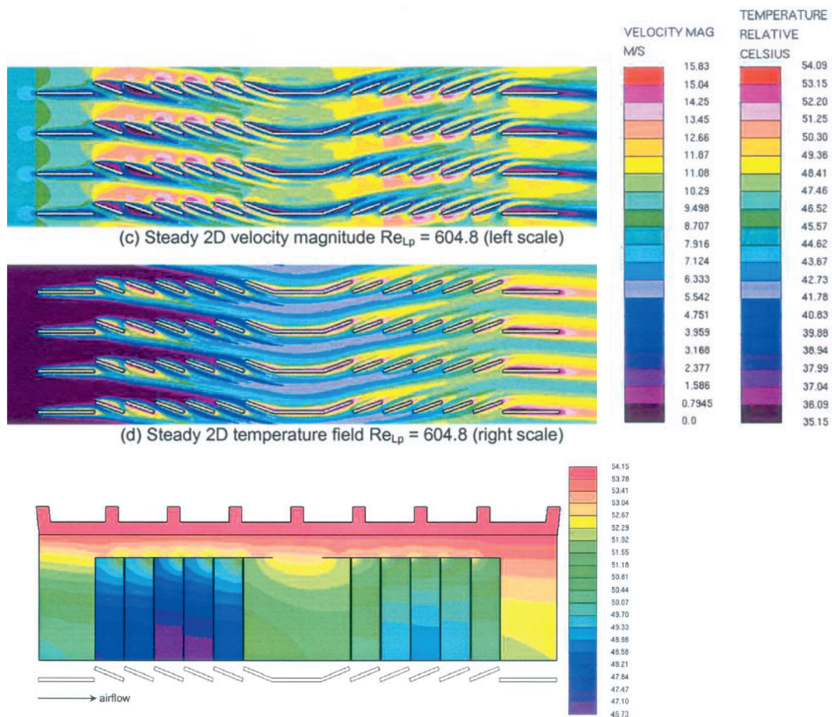


Abbildung 71: örtliche Geschwindigkeit und Temperatur der Luft beim Durchströmen eines Kühlerteils (oben) und örtliche Wandtemperatur an einem Basiselement (unten), vgl. Perrotin & Clodic [PC04] (Wiedergabe mit freundlicher Genehmigung des Elsevier Verlages)

Abbildung 71 oben zeigt das stark inhomogene Geschwindigkeits- und Temperaturfeld eines Kühlerteils: Es wird dabei deutlich, dass es durch die Louver zu lokal erhöhten

Geschwindigkeiten kommt. Auch die Lufttemperaturen sind örtlich sehr unterschiedlich. Durch die Wärmeleitung in den Rippen kommt es auch hier zu örtlich verschiedenen Wandtemperaturen (vgl. Abbildung 71 unten). Damit ergibt sich insgesamt auch eine örtlich variable Temperaturdifferenz.

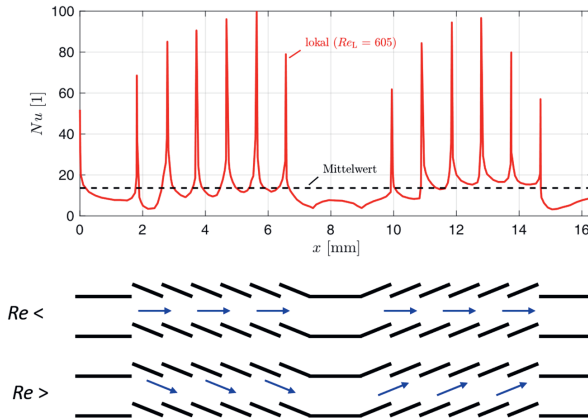


Abbildung 72: lokaler Wärmeübergang⁴⁴ an der Oberseite eines Basiselements in Anlehnung an Perrotin & Clodic [PC04] (oben) sowie der unterschiedliche Strömungsverlauf der Luft in Abhängigkeit der Strömungsgeschwindigkeit (unten), in Anlehnung an Cowell, Heikal & Achaichia [CHA95]

Die örtlichen Geschwindigkeitsunterschiede führen zu lokal verschiedenen Wärmeübergängen (vgl. Abbildung 72 oben). Wie erwähnt, ändert sich der Strömungsverlauf innerhalb des Kühlers in Abhängigkeit der Strömungsgeschwindigkeit der Luft: Während die Luft bei niedrigen Geschwindigkeiten gerade durch den Kühler strömt, kommt es mit zunehmender Geschwindigkeit zu einer Strömung, die parallel zu den Louvern ist (vgl. Abbildung 72 unten). Den Verlauf des mittleren Strömungswinkels in Abhängigkeit der luftseitigen Reynoldszahl zeigen beispielsweise [PC04] [CHA95].

Diese Ausführungen machen deutlich, dass eine lokale Betrachtung für viele Wärmeübertragungsprobleme mit komplexer Geometrie vollumfänglich nur in einer CFD-Rechnung zu beherrschen ist. Daher erfolgt meist nur eine globale Betrachtung und man führt, wie bereits in Abschnitt 3.1.1.1 erläutert, gemittelte Größen ein.

⁴⁴ Vereinfachte Darstellung ohne Strömungsabriss.

Typischerweise wird der Wärmeübertrager als Gesamtes betrachtet, sowohl als ein konzentriertes Element, als auch als verteiltes System, da sich sein Verhalten einfach aus Experimenten ermitteln lässt. Eine weitere Vorgehensweise besteht in der Berechnung der mittleren Verhältnisse eines Basiselements mittels CFD und deren Übertragung auf den gesamten Wärmeübertrager. Die einzelnen Betrachtungsbereiche stellt Abbildung 73 im Hinblick auf die Diskretisierung und die Auflösung des Wärmeübergangs und der Temperatur (örtlich bzw. gemittelt) gegenüber.

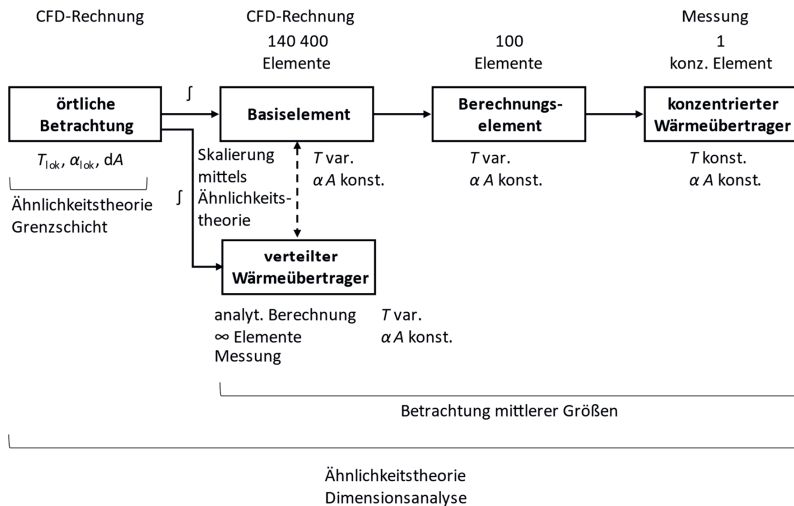


Abbildung 73: Gegenüberstellung der örtlichen und mittleren Betrachtungsbereiche mit den verschiedenen „Diskretisierungsstufen“

Die Ähnlichkeitstheorie gilt zwar für alle Betrachtungsbereiche, die Wärmeübergangsbeziehungen der Ähnlichkeitstheorie gelten aber erst einmal nur für den Bereich, für den sie bestimmt wurden und können nur bedingt auf andere übertragen werden. Es ist zu prüfen, inwieweit die Verhältnisse vor allem hinsichtlich der Temperaturverläufe zwischen dem Bereich, in dem eine Beziehung angewendet werden soll und dem Ursprungsbereich ähnlich sind. Bei einer Diskretisierung von 100 Elementen in Kühlwasserrichtung und 1 Element in Lufrichtung kann davon ausgegangen werden, dass die Verhältnisse ausreichende Ähnlichkeit haben und weitgehend die bekannten Gesetze aus der Wärmeübergangstheorie ($Re_K^{0.8}$) gelten.

An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass bei einer Betrachtung der gemittelten Größen kein expliziter Bezug mehr zu den Grenzschichten besteht. Zudem lassen sich die gemittelten Größen nur bei sehr einfachen Problemen, wie einem Rohr oder einer

ebenen Platte, aus einer einfachen Integration der lokalen Werte ermitteln. Die gemittelten Größen werden daher zumeist aus einer Messung bestimmt.

Es besteht hier noch weiterer Forschungsbedarf insbesondere im Hinblick auf den Einfluss der Diskretisierung in Bezug auf die Gestalt der Wärmeübergangsbeziehungen, wie z. B. auf die Veränderung des Exponenten der Reynolds-Zahl. Es wäre zudem auch interessant, zu untersuchen, inwieweit bei komplexen Geometrien die Ergebnisse für eine mittlere Betrachtung und einer Integration der Ergebnisse einer numerischen Berechnung übereinstimmen.

Betrachtung örtlich gemittelter Größen

Spang [Spa98] hat die Problematik der Definition eines mittleren Wärmeübergangs bzw. Wärmedurchgangs, deren Ableitung aus den lokalen Größen sowie den wechselseitigen Einfluss auf die mittlere Temperaturdifferenz bereits ausführlich erörtert.

In Ergänzung dazu wird nachfolgend die Mittelung am Beispiel eines Rohres als Ersatzmodell für einen Wärmeübertrager hinsichtlich einer räumlichen Diskretisierung diskutiert (vgl. Abbildung 74).

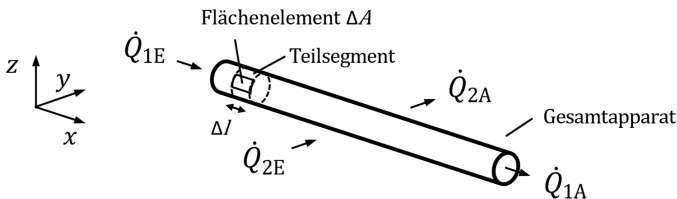


Abbildung 74: Wärmeströme am durchströmten Rohr zur Realisierung eines Wärmeübertragers

Prinzipiell kann man zwischen drei unterschiedlichen Betrachtungsebenen unterscheiden:

- einer globalen Betrachtungsweise, d. h. des Gesamtapparates,
- der Betrachtung eines Teilsegmentes sowie
- einem lokalen Fokus.

Im gesamten Apparat wird eine Wärme $\Delta\dot{Q}_{\text{ges}}$ von einem Fluidstrom 1 auf einen zweiten Fluidstrom 2 übertragen. Die übertragene Wärme $\Delta\dot{Q}_{\text{ges}}$ ist dabei gleich der Wärmestromdifferenz zwischen Eintritt und Austritt eines Fluids, wobei im stationären Zustand die Differenz beider Fluide gleich ist, d. h.

$$\Delta\dot{Q}_{\text{ges}} = \dot{Q}_{1\text{E}} - \dot{Q}_{1\text{A}} = -[\dot{Q}_{2\text{E}} - \dot{Q}_{2\text{A}}]. \quad (3.77)$$

Die gesamte Wärme $\Delta\dot{Q}_{\text{ges}}$ setzt sich zusammen aus der Summe der Teilsegmente des gesamten Apparates $\Delta\dot{Q}_i$

$$\Delta\dot{Q}_{\text{ges}} = \sum_i \Delta\dot{Q}_i . \quad (3.78)$$

Der Teilwärmestrom $\Delta\dot{Q}_i$ ergibt sich aus der Integration der lokalen Wärmeströme $d\dot{Q}$

$$\Delta\dot{Q}_i = \int_A k_{\text{lok}}(x, y, z) [T_1(x, y, z) - T_2(x, y, z)] dA . \quad (3.79)$$

Für einfache Geometrien wie z. B. Rohrelemente lässt sich daraus der Segmentwärmestrom $\Delta\dot{Q}_i$ bestimmen.

$$\Delta\dot{Q}_i = \int_{x=0}^{\Delta l} \int_{\varphi=0^\circ}^{360^\circ} r \cdot k_{\text{lok}}(\varphi, x) [T_1(\varphi, x) - T_2(\varphi, x)] d\varphi dx . \quad (3.80)$$

Für komplexe Geometrien ist eine Bestimmung des Wärmestroms eines Teilsegments aus den lokalen Zusammenhängen nur mittels numerischer Berechnung möglich. Daher erfolgt meist eine mittlere Betrachtung eines Basiselements oder des gesamten Wärmeübertragers. Für den Segmentwärmestrom gilt dann

$$\Delta\dot{Q}_i = k_i A_i (T_1 - T_2)_{m,i} . \quad (3.81)$$

Hierbei ist A_i eine Bezugsfläche, $(T_1 - T_2)_{m,i}$ ist die mittlere Temperaturdifferenz.

Da der lokale Wärmestrom $d\dot{Q}_{\text{lok}}$ von dem lokalen Wärmedurchgang k_{lok} , der Fläche dA und den Temperaturen abhängig ist, bedeutet eine Übertragung der örtlichen Verhältnisse auf das Gesamtsystem nicht nur eine Mittelwertbildung einer Größe. Die Größen sind nicht unabhängig voneinander.

Eine Änderung einer Größe bewirkt auch Änderungen in den anderen Größen. Die Mittelwertbildung eines Parameters, wie der mittleren Fluidtemperatur $(T_1 - T_2)_{m,i}$, beeinflusst damit auch der mittleren Wärmedurchgangsfähigkeit $k_i A_i$. Dies erklärt die in der Literatur teilweise sehr unterschiedlichen Richtwerte zur Wärmeübergangsrechnung und ist ein wesentlicher Gesichtspunkt zum Verständnis des vorgestellten echtzeitfähigen Wärmeübertrager-Simulationsmodells. Die dargelegten Überlegungen gelten entsprechend auch für die Wärmeübergangskoeffizienten.

Auswirkung der Diskretisierung auf die Temperaturdifferenz und die Wärmedurchgangsberechnung

Die Auswirkung der Diskretisierung auf die mittlere Temperaturdifferenz für den gesamten Kühler am Beispiel eines Betriebspunktes für einen Kühlwasserstrom \dot{V}_K von 100 l/min und einen Luftmassenstrom von \dot{m}_L von 1,51 kg/s zeigt Abbildung 75. Die analytische Berechnung mit einer Diskretisierung von ∞/∞ hat eine mittlere

Temperaturdifferenz $\Delta T_{\infty/\infty}$ von 39,2 K und eine Wärmedurchgangsfähigkeit $kA = \dot{q}_{\infty/\infty}$ von 1,925 kW/K. Für die Betrachtung als konzentriertes Element (1/1) ergibt sich eine mittlere Temperaturdifferenz $\Delta T_{1/1}$ von 74,9 K und eine Wärmedurchgangsfähigkeit $\dot{q}_{1/1}$ von 1,008 kW/K. Ein höherer Grad der Diskretisierung, d. h. einer geringen Anzahl an Diskretisierungselementen, führt zu einer scheinbar höheren mittleren Temperaturdifferenz. Die Änderung der mittleren Temperaturdifferenz ΔT durch die Diskretisierung hat Auswirkung auf die Wärmedurchgangsfähigkeit kA und muss berücksichtigt werden. Für einen gleichbleibenden Wärmestrom \dot{Q} sind daher niedrigere Wärmedurchgangsfähigkeiten kA notwendig.

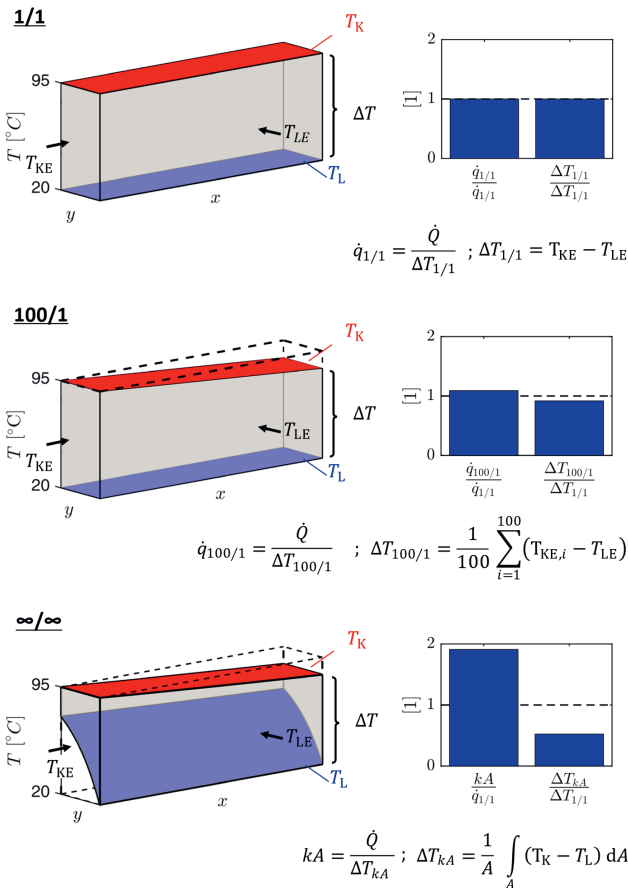


Abbildung 75: Temperaturverlauf bei unterschiedlicher Modelldiskretisierung mit Annahme einer einseitigen Quervermischung im Kühlwasser

Bei einer Diskretisierung von 100/1 stimmt der Kühlwassertemperaturverlauf in guter Näherung mit dem der analytischen Berechnung ∞/∞ überein. Die mittlere Temperaturdifferenz $\Delta T_{100/1}$ beträgt hier 68,7 K und die Wärmedurchgangsfähigkeit $\dot{q}_{100/1}$ ist 1,099 kW/K. Es wird damit deutlich, dass eine räumliche Diskretisierung des Modells bei der Bestimmung der Wärmedurchgangsfähigkeit zu berücksichtigen ist.

3.7.3 Berücksichtigung des Diskretisierungseinflusses

Aufgrund der Diskretisierung des Kühlermodells und der damit verbundenen Änderung der mittleren Temperaturdifferenz ist eine Anpassung der Wärmedurchgangsfähigkeit notwendig (vgl. Abschnitt 3.7.2). Für die Berücksichtigung der Wärmekapazität der Wärmeübertragerwand müssen die Wärmeübergangsfähigkeiten des Kühlwassers und der Luft bekannt sein. Diese müssen daher in einem weiteren Schritt aus den angepassten Wärmedurchgangsfähigkeiten bestimmt werden.

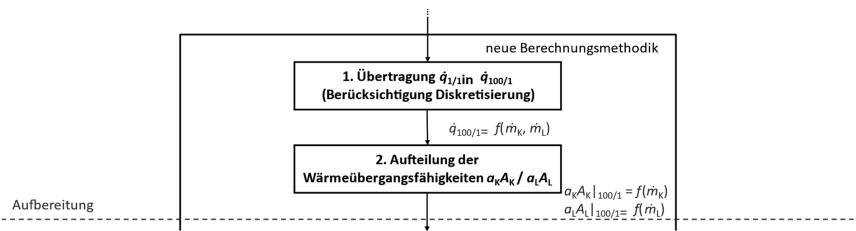


Abbildung 76: Vorgehen zur Anpassung des Wärmedurchgangs und der Aufteilung in einen kühlwasser- und luftseitigen Wärmeübergang

Das Vorgehen hierzu zeigt Abbildung 76. Es sei an dieser Stelle erwähnt, dass das Vorgehen allgemein unabhängig von der konkreten Diskretisierung n/m ist. Es wird im Folgenden zum besseren Verständnis am Beispiel von 100/1 erläutert.

3.7.3.1 Anpassung des Wärmestroms an das diskrete Kühlermodell

Die Bestimmung der an die diskretisierten angepassten Werte, hier $\dot{q}_{100/1}$, erfolgt durch statische Berechnung des diskretisierten Modells⁴⁵ und nichtlinearer Optimierung der quadratischen Abweichung des errechneten, hier $\dot{Q}_{100/1}$, und des bestimmten Wärmestroms, hier $\dot{Q}_{1/1}$, d. h.

$$\min_{\dot{q}_{100/1}} \left(\dot{Q}_{1/1} - \dot{Q}_{100/1}(\dot{q}_{100/1}) \right)^2. \quad (3.82)$$

Zur Anwendung hat sich der Nelder-Mead-Simplex-Algorithmus bewährt. Initialwert ist hierbei der spezifische Wärmestrom $\dot{q}_{1/1}$. Es sei angemerkt, dass kA ebenfalls als Initialwert herangezogen werden kann.

Das Verhältnis der angepassten, spezifischen Wärmeströme $\dot{q}_{100/1}$ zum spezifischen Wärmestrom $\dot{q}_{1/1}$ nähert sich mit zunehmenden Kühlwassermassenströmen einem nahezu konstanten Wert, bei niedrigen Kühlwassermassenströmen ergeben sich unterschiedliche Verhältnisse (vgl. Abbildung 77).

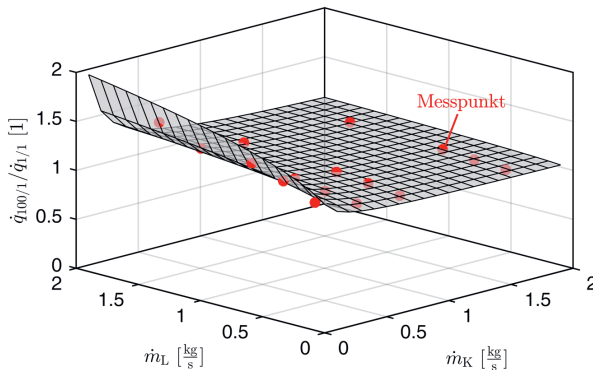


Abbildung 77: Verhältnis des angepassten spezifischen Wärmestroms zum spezifischen Wärmestrom

Dies resultiert aus der Tatsache, dass die Kühlwassertemperatur entlang des Wärmeübertragers bei niedrigen Kühlwasserströmen einen stärkeren logarithmischen Verlauf ausbildet, der sich bei hohen Strömen einem linearen Verlauf annähert. Dieses

⁴⁵ Die dynamischen Effekte werden dabei nicht berücksichtigt, d. h. es wird lediglich die statische Wärmeübertragung berechnet.

Verhalten hat eine unmittelbare Auswirkung auf die mittlere Temperaturdifferenz und damit auf die Wärmeübertragung. Bei einer höheren Diskretisierung in Luftrichtung, d. h. mehr Elemente, ist ein ähnliches Verhalten zu beobachten.

3.7.3.2 Ermittlung der Wärmeübergangsfähigkeiten

Eine physikalisch korrekte Aufteilung der Wärmedurchgangsfähigkeit in kühlwasser- und luftseitige Wärmeübergangsfähigkeit setzt die Kenntnis der Wandtemperatur voraus. Diese ist, wie bereits erwähnt, in der Regel nicht bekannt. Es sind daher Annahmen notwendig. Es bestehen dabei zwei Möglichkeiten der Aufteilung:

- durch Heranziehen der kühlwasserseitigen Wärmeübergangsfähigkeit aus der Theorie und
- mittels einer Regression.

Heranziehen der kühlwasserseitigen Wärmeübergangsfähigkeit aus der Theorie

Im Fall der Kennfeldbestimmung aus der Theorie ist die kühlwasserseitige Wärmeübergangsfähigkeit bereits bekannt (vgl. Abbildung 61). Mit der Annahme, dass bei einer ausreichend hohen Diskretisierung der Kühlwasserrichtung die Wärmeübergangsfähigkeiten übereinstimmen, d. h.

$$\alpha_K A_K|_{100/1} = \alpha_K A_K|_{\infty/\infty} . \quad (3.83)$$

ist, wird es möglich, die luftseitige Wärmeübergangsfähigkeit aus der angepassten Wärmedurchgangsfähigkeit zu bestimmen:

$$\alpha_L A_L|_{100/1} = \left[1/\dot{q}_{100/1} - 1/\alpha_K A_K|_{100/1} \right]^{-1} . \quad (3.84)$$

Der Verlauf der luftseitigen Wärmeübergangsfähigkeit wird in Abbildung 78 dargestellt.

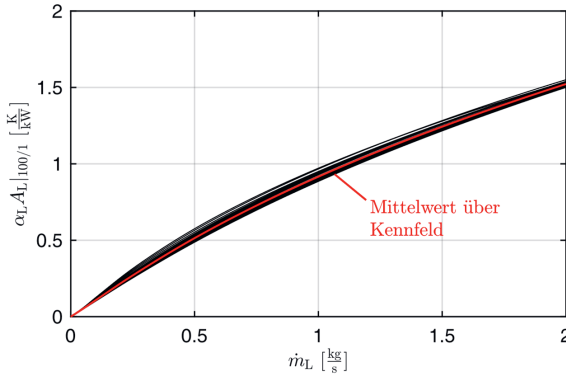


Abbildung 78: Verlauf der luftseitigen Wärmeübertragungsfähigkeit in Abhängigkeit der Luftströmung

Aufteilung mittels einer Regression

Im Fall der vereinfachten Vorgehensweise empfiehlt sich die Aufteilung der angepassten Wärmedurchgangsfähigkeit mittels einer weiteren Regression. Die Durchführung einer zweiten nichtlinearen Regression mit der Annahme eines konstanten Exponenten auf der Kühlwasserseite $n_L = 0,8$ liefert

$$\frac{1}{q_{100/1}} = 0,1705 \dot{m}_K^{-0,8} + 1,149 \dot{m}_L^{-0,8691}. \quad (3.85)$$

Die Anpassungsgüte beträgt $R^2 = 0,999$, der Standardfehler der Regression $\sigma = 0,030$. Es fällt hierbei auf, dass die Diskretisierung nicht nur einen Einfluss auf die Faktoren, sondern auch auf den Exponenten n_L hat. Es wäre interessant, dieses Verhalten in weiteren Arbeiten detaillierter zu untersuchen.

Damit ergibt sich für die kühlwasser- und luftseitige Wärmeübergangsfähigkeit:

$$\alpha_K A_K|_{100/1} = \frac{1}{0,1705} \dot{m}_K^{0,8} \quad (3.86)$$

bzw.

$$\alpha_L A_L|_{100/1} = \frac{1}{1,149} \dot{m}_L^{0,8691}. \quad (3.87)$$

Den Verlauf der kühlwasser- und luftseitigen Wärmeübertragungsfähigkeit über den Strömungsgrößen zeigen Abbildung 79 bzw. Abbildung 80. Bei niedrigen Massenströmen erfolgt dabei der Übergang von erzwungener Konvektion zur Wärmeleitung, welcher im nächsten Kapitel näher betrachtet wird.

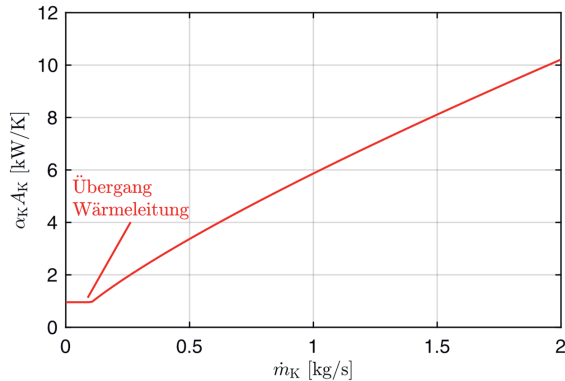


Abbildung 79: Verlauf der kühlwasserseitigen Wärmeübertragungsfähigkeit in Abhängigkeit der Kühlwasserströmung

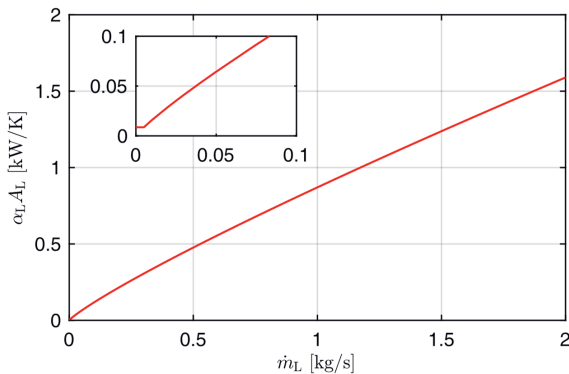


Abbildung 80: Verlauf der luftseitigen Wärmeübertragungsfähigkeit in Abhängigkeit der Luftströmung mit einem vergrößerten Ausschnitt des Übergangs zur Wärmeleitung

3.7.3.3 Berücksichtigung des Wärmeübergangs bei Massenströmen um Null

Nachfolgend wird der Wärmeübertragung bei sehr niedrigen Massenströmen um Null betrachtet. Dieser Bereich wird zumeist vernachlässigt, soll aber zur Vollständigkeit auch abgedeckt werden, da für die Bewertung bestimmter Thermomanagement-Maßnahmen (z. B. Wärmespeicher oder Motorraumkapselung) längere Betriebs-szenarien mit Abkühlphasen untersucht werden.

Untersuchungen mit einem VW Golf VII ergaben, dass das elektrische Stellventil im realen Fahrbetrieb mitunter komplett geschlossen wird, so dass es auf der Kühlwasserseite zum Nullmassenstrom durch den Kühler kommt. Im Gegensatz dazu

kommt dieser Zustand auf der Luftseite selten vor, da selbst in Stopp-Situationen der Kühllüfter meist in Betrieb ist.

Bei sehr niedrigem Massenstrom wird kaum mehr Wärme durch erzwungene Konvektion übertragen. Es überwiegen die Effekte der Wärmeleitung und der natürlichen Konvektion. Die dadurch übertragenen geringen Wärmemengen werden mittels einer vereinfachten Modellierung der Effekte berücksichtigt, da eine experimentelle Bestimmung an einem Kühler bei sehr niedrigen Strömungen messtechnisch schwierig zu beherrschen ist.

Auf der Kühlwasserseite wird sich aufgrund der flachen waagrechten Rohre keine natürliche Konvektion ausbilden, vielmehr überwiegt der Effekt der Wärmeleitung. Diese wird in den theoretischen Beziehungen bereits berücksichtigt, vgl. Gleichung (A.1)-(A.2). Dabei nähert sich der Wärmeübergang asymptotisch einem Minimalwert $Nu_{K,min}$ von 3,66. Dies ergibt für den vorliegenden Kühler eine minimale Wärmeübergangsfähigkeit $\alpha_K A_K|_{min}$ von 956 W/K. Bei der vereinfachten Vorgehensweise wird dieser Wert als minimaler Grenzwert festgelegt, so dass sich von null bis zum „Grenzmassenstrom“ eine konstante Funktion ergibt.

Auf der Luftseite kommt es bei sehr niedrigen Massenströmen zu einer Überlagerung von Wärmeleitung, natürlicher und ggf. erzwungener Konvektion. Nicht nur der Einfluss des jeweiligen Effektes lässt sich hier praktisch nicht bestimmen, schon die messtechnische Ermittlung des Gesamteffekts ist problematisch: So kommt es zu keiner gerichteten Luftströmung durch den Kühler. Die Strömung lässt sich deshalb nur schwer messen. Dies ist aber auch nicht von besonderer Bedeutung.

Es sei erwähnt, dass sich die Ausgestaltung des Anteils der natürlichen Konvektion sehr stark von Randbedingungen abhängt (z. B. freier Bauraum, Nachbarschaft zu heißen thermischen Massen, Windstärke und -richtung).

Es wird daher eine Methode zur Ermittlung der minimalen luftseitigen Wärmeübergangsfähigkeit $\alpha_L A_L|_{min}$ aus einer leicht zu messenden Auskühlkurve eines heißen Wärmeübertragers bei stehenden Fluiden vorgeschlagen. Es erfolgt hierfür eine vereinfachte Betrachtung (vgl. Abbildung 81).

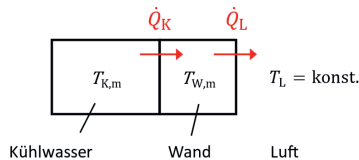


Abbildung 81: vereinfachte Betrachtung des Wärmeübertragers bei stehendem Kühlwasser und stehender Luft

Mit der Vernachlässigung des Fluidvolumens der Wasserkästen ergibt sich für die Energiebilanz des Kühlwassers:

$$\frac{dT_{K,m}}{dt} = -\frac{\alpha_K A_K}{c_{p,K} m_K} (T_{K,m} - T_{W,m}) \quad (3.88)$$

und der Wärmeübertragerwand

$$\frac{dT_{W,m}}{dt} = \frac{\alpha_K A_K}{c_{p,W} m_W} (T_{K,m} - T_{W,m}) - \frac{\alpha_L A_L}{c_{p,W} m_W} (T_{W,m} - T_L). \quad (3.89)$$

Zudem wird angenommen, dass das Kühlwasser und die Wand nach kurzer Zeit eine einheitliche mittlere Temperatur annehmen und dass die Lufttemperatur ungestört ist, d. h. $T_L = \text{konst.}$

Es zeigte sich, dass die Wärmeübergangsfähigkeit der Luft $\alpha_L A_L$ bei diesen niedrigen Massenströmen um den Faktor 100 kleiner ist als die Wärmeübergangsfähigkeit des Kühlwassers $\alpha_K A_K$ und es zu einem schnellen Ausgleich zwischen der Wand und dem Kühlwasser kommt, wogegen die eigentliche Abkühlung durch den niedrigen Wärmeübergang auf der Luftseite relativ langsam geschieht. Das Kühlwasser und die Wand lassen sich daher vereinfacht als eine Masse betrachten, so dass eine Reduzierung in ein Problem erster Ordnung möglich ist, d. h.

$$\frac{dT_{KW,m}}{dt} = -\frac{\alpha_L A_L}{c_{p,K} m_K + c_{p,W} m_W} (T_{KW,m} - T_L), \quad (3.90)$$

wobei $T_{KW,m}$ die Temperatur der Wand und des Kühlwassers darstellt. Somit lässt sich der luftseitige Wärmeübergang einfach aus der Zeitkonstante der Abkühlung nach

$$\tau_K = \frac{c_{p,K} m_K + c_{p,W} m_W}{\alpha_L A_L} \quad (3.91)$$

bestimmen. Für den vorliegenden Kühler mit einer angenommenen Auskühlzeit⁴⁶ von 60 min ergibt sich eine minimale Wärmeübergangsfähigkeit $\alpha_L A_L$ von gerundet 8,5 W/K. Dieser Wert wird sowohl für die theoretische als auch für die vereinfachte Bestimmung als minimaler Grenzwert der luftseitigen Wärmeübergangsfähigkeit festgelegt. Der Unterschied zwischen einer Betrachtung erster Ordnung ($\alpha_L A_L|_{\min} = 8,444$ W/K) und zweiter Ordnung ($\alpha_L A_L|_{\min} = 8,494$ W/K) ist mit 0,6 % sehr gering.

⁴⁶ Zeit bis die Temperatur um 99,3% abgekühlt ist.

Die berechnete Abkühlkurve des untersuchten Fahrzeugkühlers für eine mittlere initiale Kühlwasser- und Wandtemperatur $T_{KW,m}$ von $83,2\text{ °C}$ ⁴⁷ und eine Lufttemperatur T_L von 20 °C zeigt Abbildung 82.

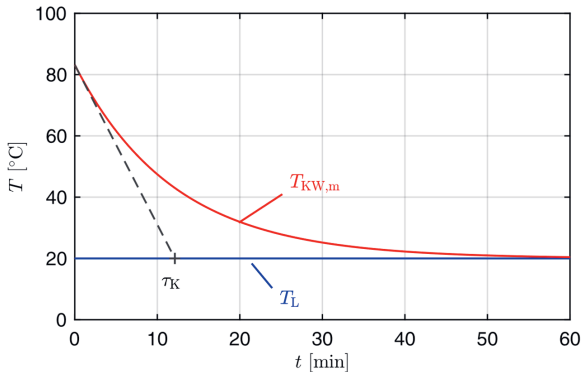


Abbildung 82: Abkühlkurve des Fahrzeugkühlers bei stehendem Kühlwasser und stehender Luft

3.8 Einordnung der neuen Berechnungsmethodik

Abbildung 83 zeigt die vorgeschlagene Berechnungsmethodik. Ausgangsbasis für die Modellbildung ist hierbei ein Kühlerkennfeld, das den spezifischen Wärmestrom $\dot{q}_{1/1}$ in Abhängigkeit der beiden Fluidströme darstellt. Das Kennfeld kann dabei entweder aus einer experimentellen Kühlervermessung bestimmt oder aus der Theorie berechnet werden. Besonders vorteilhaft ist die Kombination beider Wege in der Art, dass über die Ähnlichkeitstheorie gefundene Zusammenhänge anhand einiger Messpunkte in ihrem Absolutwert festgelegt werden. Ein weiterer Weg ist die schon erwähnte vereinfachte Vorgehensweise über eine Approximation als „Kennfeld-Ebene“ mit drei Messpunkten. Gegebenenfalls kann auch eine Anpassung an andere Stoffdaten mittels der Ähnlichkeitstheorie erfolgen.

Dieses Kühlerkennfeld ist dann die Schnittstelle sowohl für die bisherige konventionelle Berechnung unter stationären Bedingungen als auch für die neue wegbasierte Berechnungsmethodik für den instationären Betrieb.

⁴⁷ Mittelwert für den Kennfeld-Betriebspunkt $T_{KE} = 95\text{ °C}$, $T_{LE} = 20\text{ °C}$, $\dot{V}_K = 10\text{ l/min}$, $\dot{m}_L = 0,25\text{ kg/s}$.

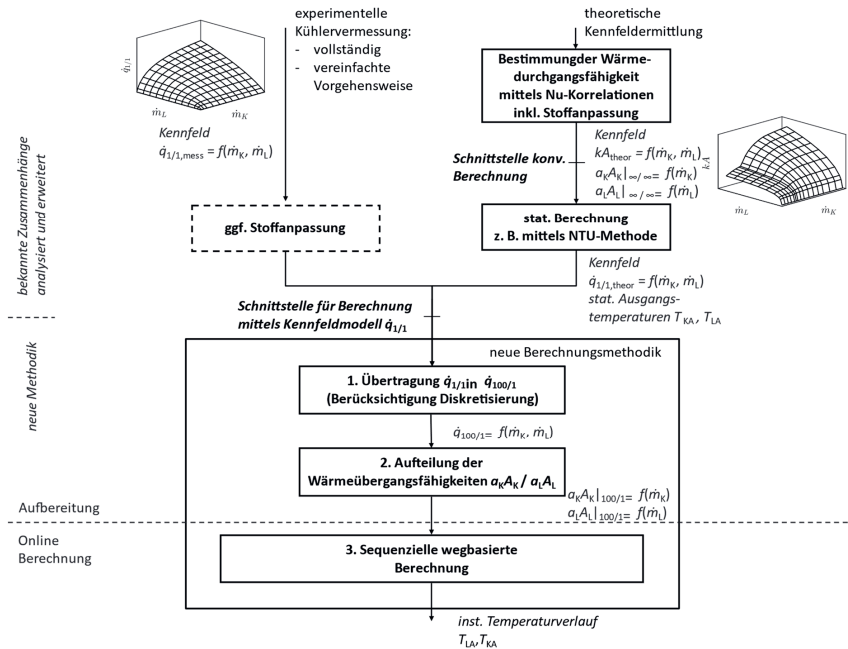


Abbildung 83: neue, sequenzielle wegbasierte Berechnungsmethodik im Überblick

Für die sequenzielle wegbasierte Berechnung ist als erster Schritt eine Berücksichtigung der Diskretisierung in der Wärmedurchgangsfähigkeit $\dot{q}_{100/1}$ erforderlich, d. h. es ist eine Übertragung von $\dot{q}_{1/1}$ in $\dot{q}_{100/1}$. Zudem erfolgt für die Berechnung der Wandwärme eine Aufteilung in eine kühlwasserseitige und luftseitige Wärmeübergangsfähigkeit, d. h. $a_K A_K|_{100/1}$ und $a_L A_L|_{100/1}$.

Die eigentliche sequenzielle wegbasierte Berechnung liefert dann sowohl die Ausgangstemperaturen des Kühlwassers und der Luft als auch deren instationären Temperaturverläufe über den Kühler in Echtzeit.

Die Einordnung der sequenziellen wegbasierten Berechnungsmethodik in die bekannten Berechnungsmethoden zeigt Abbildung 84. Im Gegensatz zur neuen Methodik und der statischen Kennfeldberechnung gehen die konventionellen physikalisch basierten Berechnungsansätze zumeist von der Wärmedurchgangsfähigkeit kA oder den Wärmeübergangsfähigkeiten $a_K A_K|_{\infty/\infty}$ und $a_L A_L|_{\infty/\infty}$ aus.

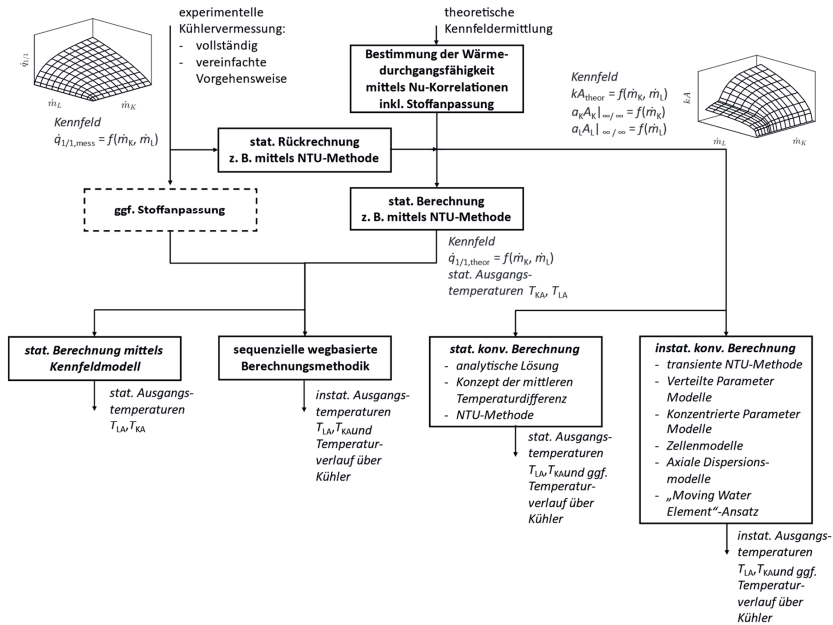


Abbildung 84: Einordnung der sequenziellen wegbasierten Berechnungsmethodik

Zusammenfassend folgt: Die klassische statische Berechnung mittels Kennfeldmodell stellt die Ausgangsbasis für das neue Instationärmodell dar. Durch Kombination mit dem Ansatz der sequenziellen wegbasierten Berechnungsmethodik wird die instationäre Berechnung inkl. aller vier wesentlichen Effekten mit niedrigem Rechenaufwand ermöglicht.

Fazit

Das hier vorliegende Kapitel beinhaltet zwei Schwerpunkte: die vertiefte Analyse der Wärmedurchgangsfähigkeit auf Basis der Ähnlichkeitstheorie und einen neuen Modellansatz für die transiente Wärmeübertragerberechnung. Die wesentlichen wissenschaftlichen Fortschritte in dem hier beschriebenen Kapitel sind:

- eine umfassende Analyse der Wärmeübertragung auf Basis der Ähnlichkeitstheorie,
- ein evolutionärer neuer Weg zur vereinfachten stationären Wärmeübertragerberechnung und

- ein neuer Ansatz zur sequenziellen wegbasierten Modellbildung zur Abbildung eines Wärmeübertragers im transienten Betrieb.

Ausgangspunkt der Arbeiten ist eine vertiefte Analyse des Stands der Wissenschaften hinsichtlich der Ähnlichkeitstheorie und der Modellbildung von Wärmeübertragern. In Bezug auf die Ermittlung der für die Wärmeübertragerberechnung notwendigen Wärmedurchgangsfähigkeiten werden zwei unterschiedliche Methodiken, d. h. die Bestimmung aus der Theorie sowie aus einer aufwendigen engmaschigen Vermessung, analytisch bewertet und daraus eine optimierte Methodik in Form einer Kombination von Theorie und Experiment erarbeitet.

Ausgehend von den Arbeiten von Straßer und Wilson wird zusätzlich eine vereinfachte Vorgehensweise zur Bestimmung der Wärmedurchgangsfähigkeit und der stationären Wärmeübertragerberechnung vorgeschlagen. Dabei wird das Kühlerkennfeld als dreidimensionale Ebene interpretiert. Für die Festlegung der Ebene sind letztlich nur drei Messpunkte mit möglichst hoher Genauigkeit erforderlich.

Anhand eines Basiselementes als kleinster charakteristischer Teil des Wärmeübertragers erfolgt eine Diskussion der örtlichen und gemittelten Betrachtung des Wärmeübergangs anhand der Ähnlichkeitstheorie. Darauf beruhend wurde erstmals die Wechselwirkung der Modelldiskretisierung auf die für die Wärmeübertragung wesentliche Temperaturdifferenz näher betrachtet. Durch die Diskretisierung ergibt sich für einen Teilbereich des Wärmeübertragers eine gemittelte wirksame Temperaturdifferenz, welche zu einer entsprechenden Änderung der zur Rechnung verwendeten Wärmedurchgangsfähigkeit kA bzw. spezifischen Wärmestrom \dot{q} führt und entsprechend zu berücksichtigen ist.

Vorangehende experimentelle Untersuchungen eines Fahrzeugkühlers in einem Fahrzeug und an einer eigens dafür konzipierten Prüfeinrichtung zeigen die für das dynamische Verhalten wesentlichen vier Effekte: die nichtlineare, von den Fluidströmen abhängige, Wärmeübertragung, die Trägheit des Wärmeübertragermaterials, die Fluidlaufzeit und die Strömungsungleichverteilung speziell in den Wasserkästen und im Kühler. Die bekannten physikalischen Wärmeübertragermodelle bilden diese Effekte zumeist nicht vollständig ab.

Daher wird in Anlehnung an den „Moving Water Element“-Ansatz ein neuer, physikalisch basierter Berechnungsansatz vorgeschlagen, der die Grundbedingung

der Echtzeitfähigkeit erfüllt und gleichzeitig die wesentlichen dynamischen Effekte abbildet. Die vorgestellte Methodik der sequenziellen wegbasierten Berechnung erlaubt es, dass durch die Diskretisierung einerseits und der Annahme eines quasistationären Zustandes andererseits anstatt eines Differenzialgleichungssystems nur mehr algebraische Zusammenhänge zu lösen sind. Eine ausreichend feine Diskretisierung erlaubt eine lineare Betrachtung innerhalb eines Diskretisierungselements. Bei der wegbasierten Berechnung wird die Zeitabhängigkeit implizit berücksichtigt, so dass eine quasistationäre Behandlung möglich wird. Die Lösung der algebraischen Zusammenhänge erfordert erheblich weniger Rechenaufwand, da eine direkte Berechnung ohne Iterationen erfolgt, so dass eine Ausführung des Wärmeübertragermodells in Echtzeit sichergestellt ist.

Als zusätzliche Aspekte für den praktischen Einsatz des neuen Wärmeübertragermodells werden die Berechnung bei niedrigen Massenströmen, die Modellierung der Verteil- und Sammelbehälter sowie der Übergang zwischen zeit- und wegbasierter Berechnung gelöst.

4 Validierung des neuen Wärmeübertragermodells

Im vorliegenden Abschnitt werden die Ergebnisse der sequenziellen wegbasierten Berechnung des untersuchten Fahrzeugkühlers diskutiert.

Das neue sequenzielle wegbasierte Wärmeübertragermodell wurde in MATLAB®/Simulink® realisiert. Für die modellbasierte Ansteuerung des dynamischen Konditioniersystems wird das neue Modell später auf einem Echtzeitsystem ausgeführt. Zielplattformen sind das Prüfstandautomatisierungssystem AVL PUMA 2™⁴⁸ oder das HiL-System IPG Xpack4⁴⁹. Die Randbedingungen der Simulation in MATLAB®/Simulink® wurden entsprechend der Anforderungen der oben genannten Echtzeitsysteme gewählt, d. h. ein fester Zeitschritt von 1 ms und als Solver „ode1 (Euler)“.

4.1 Ergebnisse der Kühlerberechnung

Nachfolgend wird zunächst die Validierung anhand künstlicher Vorgabedaten dargestellt, bevor im nächsten Schritt der Vergleich mit einem am Kühlerprüfstand gemessenen Volumenstromsprung erfolgt.

4.1.1 Temperaturverlauf im stationären Zustand

Zunächst wird der Temperaturverlauf im stationären Zustand der analytischen Berechnung gegenübergestellt.

Zur Bestimmung des Zusammenhangs für die NTU-Methodik zeigen Baehr & Stephan [BS13a, S. 63 ff.] die Herleitung der Zusammenhänge des einseitig quervermischten Kreuzstroms. Wie bereits erläutert, hängt beim einseitig quervermischten Kreuzstrom die Temperatur des Kühlwasserstroms T_K nur von der Ortskoordinate in Kühlwasserströmungsrichtung, d. h. x ab. Die Temperatur der querströmenden Luft T_L ändert sich hingegen in beiden Strömungsrichtungen und hängt somit von x und y ab. Den prinzipiellen Temperaturverlauf beider Fluide im einseitig quervermischten Kreuzstrom zeigt Abbildung 84.

⁴⁸ Automatisierungssystem des Herstellers AVL List für unterschiedliche Prüfstände zur Antriebs-erprobung, vgl. [AVL21c].

⁴⁹ HiL-System des Herstellers IPG Automotive, vgl. [IPG21].

Für die Temperaturänderung der Luft ergibt sich nach Baehr & Stephan

$$\frac{\partial T_L(X,Y)}{\partial Y} = N_L [T_K(X) - T_L(X,Y)] , \quad (4.1)$$

für die Temperaturänderung des Kühlwassers

$$\frac{dT_K(X)}{dX} = -\frac{N_K}{N_L} (1 - e^{-N_L}) [T_K(X) - T_{LE}] . \quad (4.2)$$

Hierbei sind N_L und N_K die dimensionslosen Übertragungsfähigkeiten, $X = x / l_K$ und $Y = y / l_L$ die dimensionslosen Ortskoordinaten und T_{LE} die Lufteintrittstemperatur.

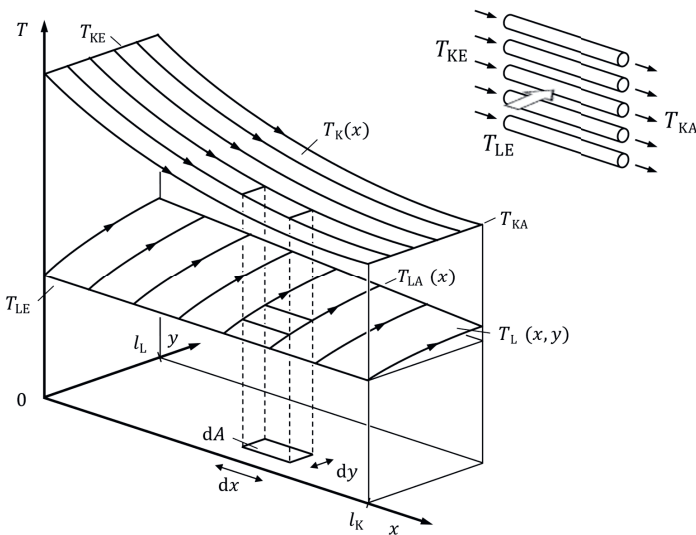


Abbildung 85: Temperaturverlauf bei einseitig quervermishtem Kreuzstrom (links), eine Rohrreihe als Beispiel einer Realisierung (rechts oben), vgl. [BS13a, S. 63]

Die Lösung der Differenzialgleichung (4.2) ergibt den Temperaturverlauf für die Luft

$$T_L(X,Y) = T_K(X) - [T_K(X) - T_{LE}] e^{-N_L Y} . \quad (4.3)$$

Mit Hilfe der Substitution von $T_K - T_{LE}$ lässt sich auch Differenzialgleichung (4.1) lösen. Damit ergibt sich für den Temperaturverlauf des Kühlwassers:

$$T_K(X) = T_{LE} + [T_{KE} - T_{LE}] e^{-B X} \quad (4.4)$$

mit

$$B = \frac{N_K}{N_L} [1 - e^{-N_L}] .$$

Abbildung 86 zeigt die Gegenüberstellung der bekannten analytischen Lösung eines einfach-quervermischten Kreuzstromwärmeübertragers mit der neuen sequenziellen wegbasierten Berechnung für einen Stationärzustand mit einer Kühlwassereingangstemperatur T_{KE} von 95 °C, einer Lufteingangstemperatur T_{LE} von 20 °C, einem Kühlwasservolumenstrom \dot{V}_K von 100 l/min und einem Luftmassenstrom \dot{m}_L von 1,5 kg/s.

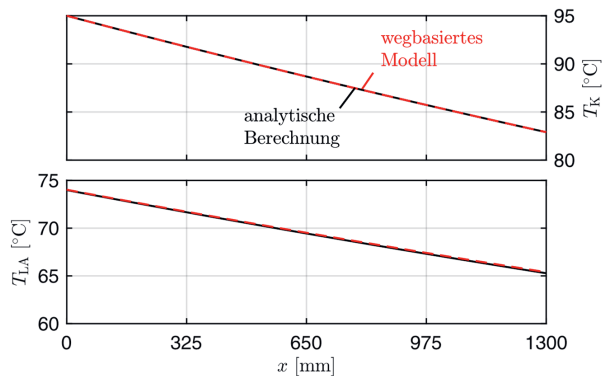


Abbildung 86: Vergleich der Temperaturverläufe der Kühlwassertemperatur im Kühler (oben) und der Luftausgangstemperatur (unten) bei analytischer und wegbasierter Berechnung

Sowohl der Verlauf der Kühlwassertemperatur im Kühler als auch der Luftausgangstemperatur ist über die gesamte Kühlerlänge identisch. Damit ist die Übereinstimmung der bisherigen und der neuen Berechnungsmethode bei stationären Vorgängen nachgewiesen.

4.1.2 Synthetischer Temperatursprung

Zur Überprüfung des dynamischen Modellverhaltens wurde ein künstlicher Sprung der Kühlwassereingangstemperatur von 20 °C auf 95 °C bei einer Lufteingangstemperatur T_{LE} von 20 °C sowie konstanten Volumenströmen des Kühlwassers \dot{V}_K von 100 l/min und der Luft \dot{m}_L von 1,5 kg/s vorgegeben (vgl. Abbildung 87). Im Ausgangspunkt befindet sich der gesamte Kühler initial auf einer Temperatur von 20 °C. Vereinfachend wurde angenommen, dass sich auch im Wassertank eine gleich verteilte Strömung befindet.

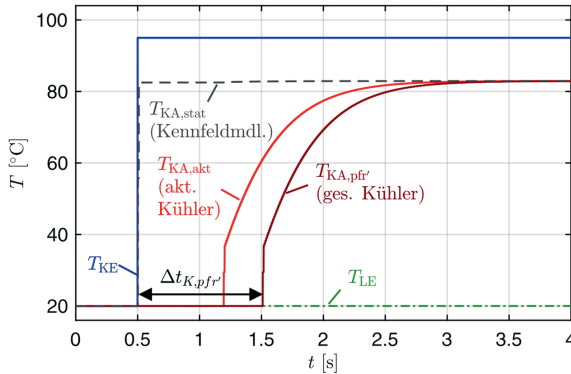


Abbildung 87: Verlauf ausgewählter Temperaturen nach einem künstlichen Sprung der Kühlwassertemperatur

Dabei zeigt sich, dass der Temperatursprung der Kühlmitteltemperatur erst nach einer Zeit $\Delta t_{K,pfr'} = 1,01$ s am Ausgang ankommt und sich danach langsam seinem stationären Endwert annähert.⁵⁰ Die beiden dynamischen Effekte der Laufzeit des Fluids und das Aufheizen der Wand werden deutlich sichtbar.

Die Fluidlaufzeit der Simulationsrechnung weicht bei dem maximalen Volumenstrom mit 0,064 s (6,7 %) geringfügig vom nach Gleichung (3.61) theoretischen errechneten Wert ab. Die Ursache hierfür liegt im Allgemeinen nicht ganzzahligen Verhältnis der Fluidlaufzeit eines Fluidelementes zur diskreten Ausführungszeit (z. B. 1 ms). Diese Abweichung nimmt mit niedrigeren Kühlwasservolumenströmen und damit längeren Fluidlaufzeiten somit auch rasch ab: So beträgt diese bei 50 l/min nur 0,8%. Insgesamt wird die Fluidlaufzeit gut abgebildet, wobei diese insbesondere bei niedrigen Strömen eine erhebliche Totzeit aufweist. Die minimale Abweichung ist zwar unbedeutend, es sei aber erwähnt, dass sich diese durch eine niedrigere Rechenschrittweite, beispielsweise von 0,1 ms (10 kHz), drastisch reduzieren lässt.

Der Vergleich der Kühlwasserausgangstemperatur der sequenziellen wegbasierten Berechnung mit einem Kennfeldmodell im stationären Zustand zeigt identische Temperaturen. Dies verdeutlicht den großen Vorteil der Methode, dass hier stationär dieselbe Wärme übertragen wird.

⁵⁰ Im Unterschied zu der in Abschnitt 3.5.3 beschriebenen Realisierung wurde hier auch der Wasserkasten diskret berechnet.

Zur Überprüfung der korrekten Abbildung der Trägheit des Wärmeübertragermaterials wird in Abbildung 88 die Erhöhung der mittleren Wandtemperatur $T_{W,m}$ sowie die während des Sprungs gespeicherte Wärme ΔQ_W betrachtet. Die Integration der in die Wand abgegebenen Wärmemenge im Bereich zwischen 0,5 s und 4 s ergibt 124 kJ, was identisch ist mit dem Wert zum Aufheizen der mittleren Wandtemperatur von 20,0 °C auf 80,5 °C. Damit wird auch der Effekt der Wandträgheit richtig abgebildet.

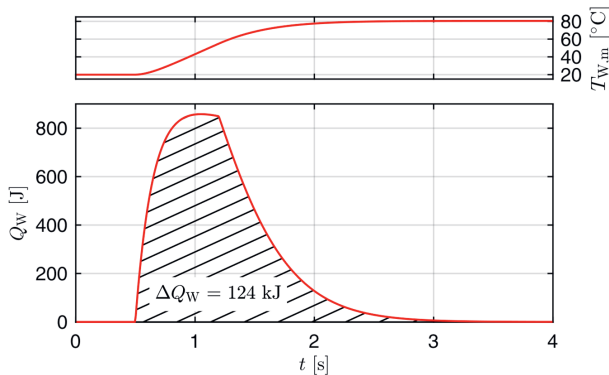


Abbildung 88: Verlauf ausgewählter Temperaturen und Wärmemengen nach dem Temperatursprung

Außerdem ist ersichtlich, dass die von der Wand aufgenommene Energie ansteigt bis das Kühlwasser das letzte Element des wärmeübertragenden Kühlerteils erreicht hat. Anschließend klingt sie auf 0 J ab, da im stationären Zustand die vom Kühlwasser abgegebene Wärme und die von der Luft aufgenommene Wärme gleich groß sind und keine Wärme in der Wand gespeichert wird.

Abschließend sei zu erwähnen, dass bei dem vorliegenden Luft/Wasser-Wärmeübertrager die Wärmekapazität der Wand im Vergleich zum Kühlwasser kleiner ist (ca. 1:2). Bei einem Luft/Wasser-Wärmeübertrager ist dessen Einfluss deutlich größer.

4.2 Validierung am Kühlerprüfstand

Die abschließende Validierung des neuen Wärmeübertragermodells wird anhand eines experimentell ermittelten Volumensprungs durchgeführt. Zur Bestimmung des transienten Zeitverhaltens eines Kühlers wurde eine neue Prüfeinrichtung konzipiert, die es ermöglicht, dem Kühler Mediensprünge aufzuprägen. In diesem Absatz wird

deren Aufbau beschrieben und das Ergebnis der Simulationsrechnung des neuen Modells mit einer Messung einer sprungförmigen Änderung des Kühlwasserstroms am Kühlerprüfstand verglichen.

4.2.1 Prüfeinrichtung zur Identifikation des transienten Kühlerverhaltens

Aus der Literatur ist eine Vielzahl von Prüfeinrichtungen für Kühler bekannt (vgl. Anhang A.2). Aufgrund ihres konstruktiven Aufbaus sind die meisten allerdings nur zur Durchführung von stationären Versuchen geeignet. Es existieren zwar auch „transiente Prüfstände“ zur Bestimmung des luftseitigen Wärmeübergangs⁵¹, dabei wird aber nur ein Teil des Wärmeübertragers mit geringem Abmaß beaufschlagt. Außerdem wird häufig nur ein Temperatursprung über ein elektrisches Heizgitter realisiert, vgl. z. B. [KJV11] [PHP67] [RLC20, S. 424 ff.] [RLK17]. Dagegen ist die Umsetzung eines Volumenstromsprunges technisch schwieriger. Es existieren daher nur vereinzelte Erwähnungen. Pucci, Howard & Piersall [PHP67] zeigen in ihrem ersten Prüfaufbau eine Umschaltung zwischen zwei Volumenströmen mit einem Schubkasten. Die Autoren gehen aber zu einem Konzept mit Heizgitter über, da der hydrodynamische Strom damit nicht gestört wird.

Einrichtungen zur hochdynamischen Prüfung eines ganzen Kühlers zur Bestimmung des transienten Verhaltens sind soweit nicht bekannt. Im Rahmen dieser Arbeit wurde deshalb die Entwicklung einer geeigneten Prüfeinrichtung erforderlich. Die Adaption eines vorhandenen Prüfstandes schien nicht zweckmäßig. Zur Bestimmung des dynamischen Kühlerverhaltens erfolgte die Konzeption einer Prüfeinrichtung mit der es möglich ist, einen annähernden Rechtecksprung des Volumenstroms sowohl auf der Luft- als auch auf der Kühlwasserseite zu realisieren.

Die Realisierung eines Luftsprungs bei einem Förderstrom \dot{V}_L von bis zu 10.400 m³/h stellt eine technische Herausforderung dar: Aufgrund der Trägheit des Gebläses kann der Luftstrom nur mit begrenztem Gradienten verstellt werden, ein Versperren des Strömungskanals durch eine Sperrklappe alleine würde ein hohes Stelmoment erfordern. Eine Lösung ermöglicht die Kombination einer Sperrklappe (Umschaltklappe) mit einer zweiten Klappe (Abluftklappe). Beide Klappen sind drehbar gelagert und ihre Bewegung ist über eine Schubstange synchronisiert. Ein Umschalten der

⁵¹ Die Fluidseite wird hierbei nicht konditioniert.

Sperrklappe führt zu einer Öffnung der Abluftklappe: Der komplette Luftstrom wird vollständig über die Umgebung „gebypassst“ (vgl. Abbildung 89). Damit wird eine schnelle Umschaltung ohne große Stellkraft ermöglicht.

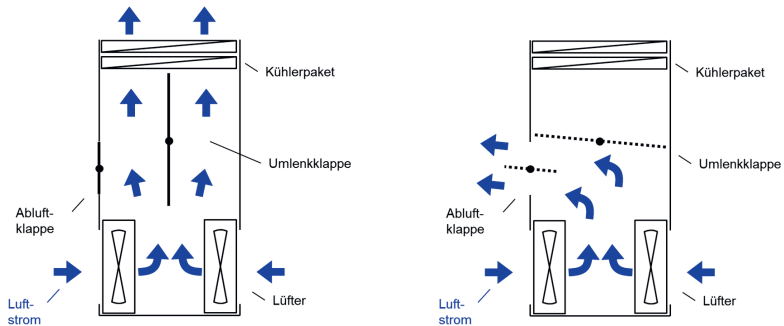


Abbildung 89: Realisierung der schnellen Umschaltung des Luftmassenstroms – durchströmtes (links) und nicht durchströmtes Kühlpaket (rechts)

Für die Realisierung des Volumenstromsprungs ist zudem ein kurzer Strömungskanal und damit eine kompakte Konstruktion notwendig. Der Aufbau wurde dabei modular konzipiert und besteht aus einem Teil mit den Lüftern und den Klappen und einem separaten Modul zur Aufnahme des Kühlers bzw. Kühlpaketes (vgl. Abbildung 93).

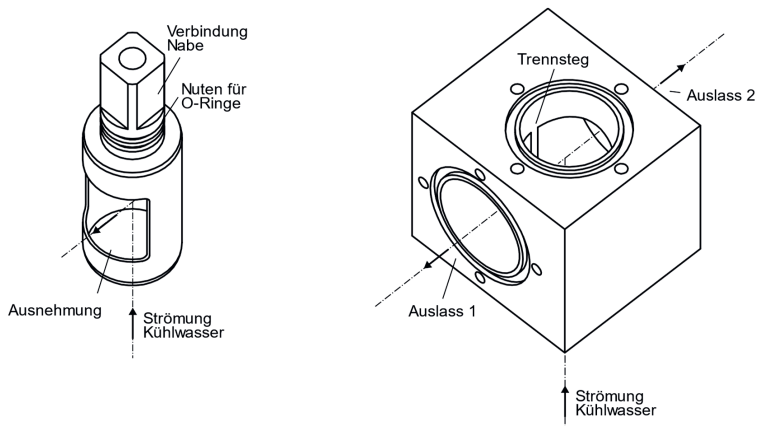


Abbildung 90: Drehschieber (links) und Ventilblock (rechts) zur Realisierung einer schnellen Umschaltung auf der Kühlwasserseite

Die Umsetzung des Kühlwassersprungs wird durch ein kühlernahes, eigens entwickeltes Drehschieberventil ermöglicht (vgl. Abbildung 90). Durch eine Ausnehmung im Drehschieber lässt sich der Kühlwasserstrom dabei schnell zwischen den beiden Auslassöffnungen „umschalten“. Im Kühlwasserkreislauf wird das Kühlwasser dabei entweder über den Fahrzeugkühler oder einen Bypass geführt (vgl. Abbildung 91). Damit lässt sich der volle Volumenstrom schnell und ohne große Stellkraft vom Kühleintritt auf den Bypass umlenken. Für ein schnelles Umschalten wurde die Strecke zwischen Umschaltventil und Kühlereintritt minimiert. Um am Kühleraustritt Rückwirkungen durch die Wärmeleitung des Kühlwassers zu verhindern, wurde der Bypass als Hosenrohr ausgeführt. Im Bypass befindet sich eine Drossel, mit der es möglich ist, den Druckverlust des Bypasses an den des untersuchten Kühlers anzupassen.

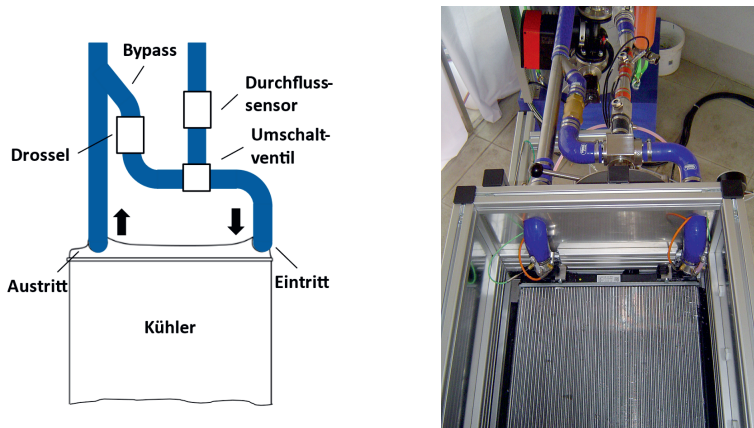


Abbildung 91: Realisierung einer schnellen Umschaltung auf der Kühlwasserseite – Prinzipskizze (links) sowie Fotografie der Umsetzung (rechts)

Mit der neuen Prüfeinrichtung ist es möglich, sowohl den Luftstrom als auch den Kühlwasserstrom in weniger als drei hundertstel Sekunden vollständig zu- oder wegzuschalten.

Den hydraulischen Fließplan des Prüfstands zeigt Abbildung 92. Zur Bereitstellung des heißen Kühlwassers dient ein adaptierter Kessel mit einem Volumen von 200 l und einer installierten Heizleistung von 15 kW. Um eine starke Durchmischung im Kessel zu verhindern, findet die Einführung und Entnahme über Rohreinsätze tangential zur Kesselachse statt. Zur Erzeugung eines variablen Kühlwasserstroms dient eine

drehzahlgeregelte Strömungspumpe Grundfos MAGNA3 40-100 mit 350 W. Eine kleine Zahnradpumpe Fluid-O-Tech FG 213 dient zur schnellen Abkühlung des Kühlers. Des Weiteren ermöglicht die Zahnradpumpe definierbare Ausgangsbedingungen, da sie verhindert, dass sich in der Strecke von Umschaltventil zum Kühlereintritt durch Wärmeleitung vom Ventil das Kühlwasser erhitzt. Für den Kühlluftstrom sorgen zwei drehzahlgeregelte Radialventilatoren ebm K3G400-PA27-71 mit einer Leistung von 3,3 kW. Damit ergibt sich bei dem installierten Golf-Kühlerpaket ein maximaler Luftvolumenstrom von etwa 10.400 m³/h.

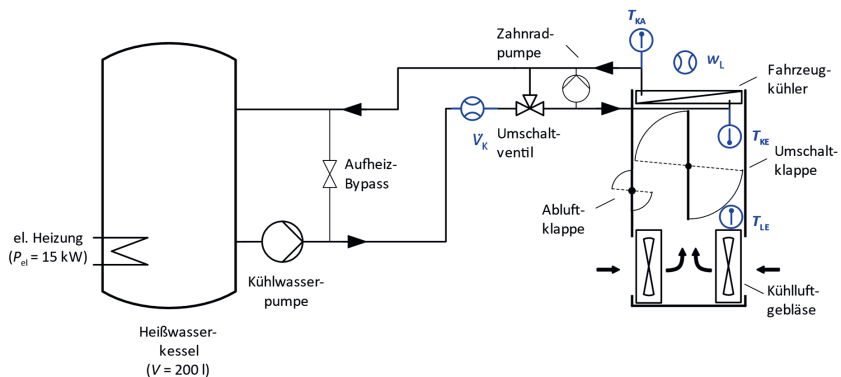


Abbildung 92: Prinzip-Fließplan des Kühlerprüfstands zur Identifikation des dynamischen Verhaltens des Fahrzeugkühlers

Die Kühlwassertemperaturen werden direkt im Schlauchadapter für den Kühleranschluss erfasst (vgl. Abbildung 91 rechts). An der Messstelle wird dabei sowohl ein schneller Platinwiderstandssensor als auch ein schnelles Thermoelement eingesetzt. Das Thermoelement dient hierbei zur dynamischen Temperaturmessung, der Platinwiderstandssensor wird zur Überprüfung des Stationärwertes des Thermoelements verwendet. Da sich die Lufteingangstemperatur während eines Versuches nicht wesentlich ändert, wird diese nach den Lüftern mit einem Platinwiderstandssensor gemessen. Zur Messung des Volumenstroms wird eine Durchfluss-Messturbine Natec NT verwendet. Mittels eines Testo Hitzdrahtanemometers wurde die Strömungsgeschwindigkeit der Luft bestimmt. Für eine Auflistung der verwendeten Sensorik siehe Tabelle 16. Zur Signalerfassung werden CSM CAN-Messmodule mit einer Abtastrate von 100 Hz verwendet, für die Aufzeichnung das Echtzeitsystem IPG

RoadBox⁵². Den vollständig aufgebauten und instrumentierten Kühlerprüfstand zeigt Abbildung 93.

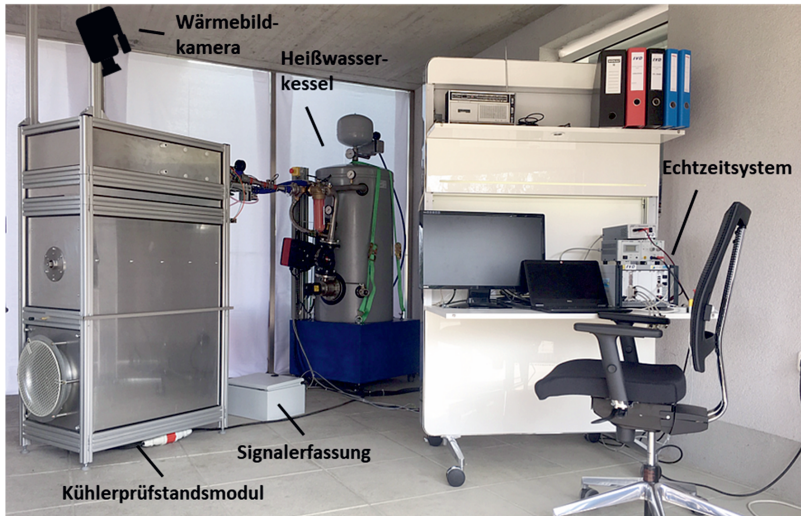


Abbildung 93: Fotografie des Kühlerprüfstands bestehend aus den wesentlichen Teilen Kühlerprüfstandsmodul, Heißwasserkessel sowie Echtzeitsystem mit Signalerfassung

Zur Visualisierung der Wärmeverteilung am Kühler wurde mit einer Wärmebildkamera FLIR T540 thermische Aufnahmen des nicht durchströmten und des von Kühlerwasser durchströmten Kühlers gemacht. Die Wärmebildkamera ist an einem Konstruktionsprofil befestigt und blickt von oben direkt auf den Kühler. Das Wärmebild des Kühlers im stationären Zustand bestätigt dessen homogene Durchströmung mit Kühlluft (vgl. Abbildung 94 oben links/ unten rechts), so dass von einer gleichverteilten Anströmung ausgegangen werden kann. Die Wärmebildaufnahme eines Kühlmediensprungs macht die Zweiteilung des Kühlers (sog. U-Flow) sichtbar (vgl. Abbildung 94 oben rechts / unten links).

⁵² Rapid Control Prototyping System auf Basis eines Xpack4 HiL-Systems.

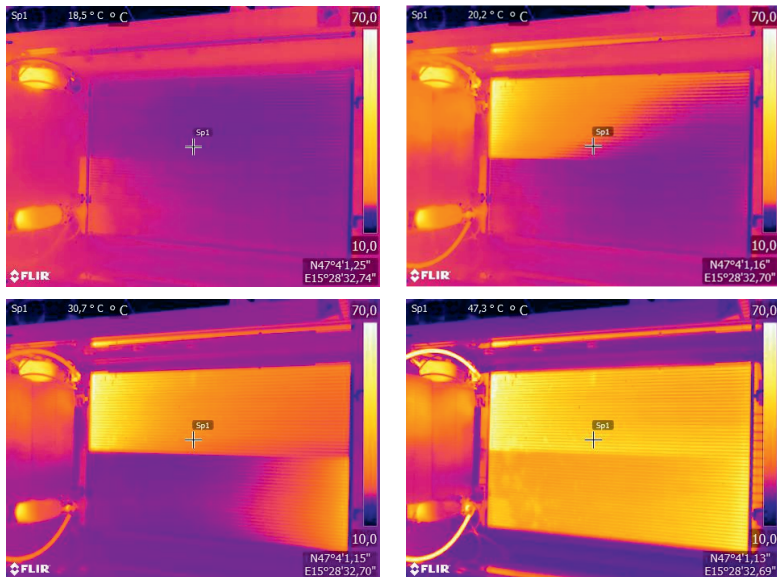


Abbildung 94: Thermographie-Aufnahmen des Kühlers zu verschiedenen Zeitpunkten bei plötzlichem Durchströmen mit heißem Kühlwasser

Abbildung 95 zeigt einen mit dem neuen Prüfstand durchgeführten Kühlwassersprung bei einem mittleren Kühlwasservolumenstrom von 84,5 l/min. Die vollständige Umschaltung des Volumenstroms erfolgt in weniger als 300 ms. Es sei erwähnt, dass auf die gemessenen Temperaturen eine Kompensation der thermischen Sensorträgeit angewendet wurde, um die „wahre“ Medientemperatur zu rekonstruieren.

Als Ergebnis des Kühlwassersprungs zeigt sich eine fluidabhängige Laufzeit zwischen Kühlwassereintritt und -austritt von 0,9 s. Die Verzögerung des Anstiegs der Ausgangstemperatur T_{KA} hängt von der Kühlerträgheit und dem Wärmeübergang ab. Es ergibt sich ein Gradient der trägheitskorrigierten Austrittstemperatur von etwa 49 K/s. Bei einer niedrigeren Fluidgeschwindigkeit von 38,9 l/min ergibt sich eine höhere Laufzeit von 1,8 s sowie ein niedrigerer Temperaturgradient von 29 K/s.

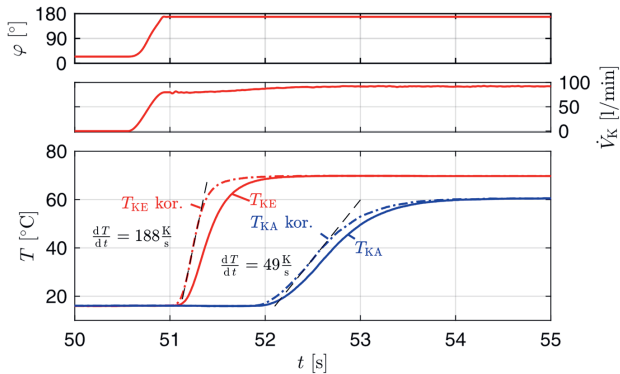


Abbildung 95: Kühlwassersprung zur Identifikation des dynamischen Verhaltens des Hauptwasserkühlers eines VW Golf VII

Die Messergebnisse des Kühlwassersprungs dienen als Basis zur nachfolgenden Validierung des neuen sequenziellen wegbasierten Kühlermodells.

4.2.2 Vergleich von Experiment und Modellrechnung

Abbildung 96 zeigt den Vergleich eines Experiments mit der Modellrechnung ohne Berücksichtigung der Dispersion für den zuvor dargestellten Kühlwasserstromsprung. Der Vergleich zeigt, dass die Laufzeit der Modellrechnung zu lang ist. Es ist naheliegend, dass die Abweichung durch den gemessenen Volumenstrom verursacht wird, da die Temperaturmessung mit denselben Sensoren erfolgt und zwischen der Messung der Ein- und Austrittstemperatur daher kein Laufzeitfehler entstehen kann.

Es wird deshalb ein Weg vorgeschlagen, mit dem die Volumenstrommessung über die Temperaturmessung kalibriert werden kann. Unter der Annahme, dass bei annähernd konstantem Volumenstrom die Pfropfenströmung die mittlere gemessene Strömung darstellt, müssen die beiden Flächen zwischen beiden Kurven gleich groß sein (vgl. Abbildung 54). Der gerechnete Temperaturverlauf muss also so verschoben werden, bis eine Flächengleichheit zwischen der berechneten und gemessenen Ausgangstemperatur besteht (vgl. Abbildung 97).

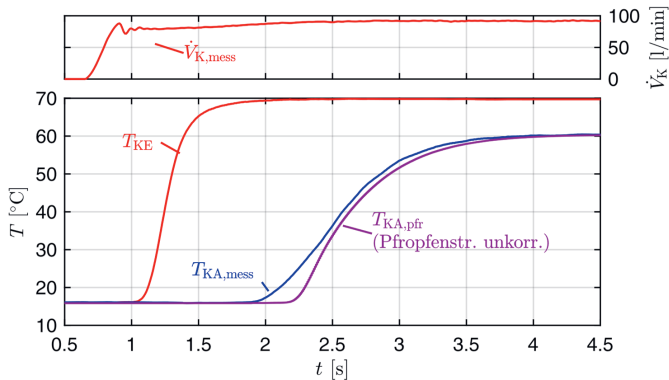


Abbildung 96: Vergleich der Modellrechnung und der Messung eines Kühlwassersprungs

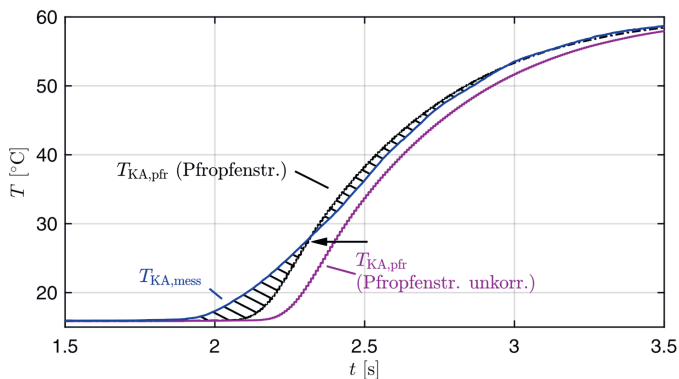


Abbildung 97: Ausschnitt des Vergleichs der Modellrechnung und der Messung eines Kühlwassersprungs

Auf diese Weise lässt sich (bei sehr schnellen Sprüngen) elegant der Fehler der Volumenstrommessung bestimmen: Für die aufgezeigte Messung ergeben sich ca. 8 %. Es sei hier nochmals darauf hingewiesen, dass nach heutigem Stand die Volumenstrommessung das schwächste Glied darstellt. Entsprechende Verbesserungen wären hier vorteilhaft und zu empfehlen.

Der Vergleich des experimentellen Kühlwassersprungs mit der Modellrechnung mit Berücksichtigung der Dispersion sowie der Pfropfenströmung mit korrigiertem Volumenstrom zeigt Abbildung 98. Wie zu erkennen ist, gelingt es durch die Korrektur des Laufzeitfehlers und ein PDT1-Glied die Rechnung und Messung befriedigend

anzugleichen. Sofern die Dispersion in der Rechnung berücksichtigt wird (vgl. Abschnitt 3.5.3), werden alle für das transiente Verhalten eines Wärmeübertragers wesentlichen Effekte abgebildet und es zeigt sich eine gute Übereinstimmung der Kühlwasserausgangstemperaturen von Messung $T_{KA, \text{mess}}$ und Rechnung $T_{KA, \text{dis}}$.⁵³

Für den Fall einer vereinfachten Berechnung als Pfropfenströmung ohne Berücksichtigung der Dispersion ($T_{KA, \text{pfr}}$) ergibt sich eine um 11 % verlängerte Totzeit.

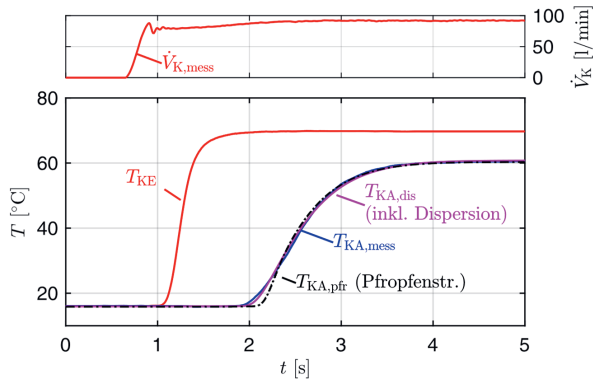


Abbildung 98: Vergleich der Modellrechnung und der Messung eines Kühlwassersprungs

Es ist anzumerken, dass es für gewöhnliche Problemstellungen ausreichend sein wird, den Dispersionseinfluss zu vernachlässigen und eine Pfropfenströmung anzunehmen. Für höhere Anforderungen an die Genauigkeit sollten die Auswirkungen der Dispersion berücksichtigt werden. Für eine bessere Abbildung ist allerdings eine Verbesserung der Messtechnik sowie zusätzlicher Forschungsbedarf notwendig.

Fazit

Der vorliegenden Abschnitt beinhaltet die Ergebnisse einer Validierung der sequenziellen wegbasierten Berechnung des untersuchten Fahrzeugkühlers. Die drei wesentlichen Schwerpunkte sind hierbei:

- eine rechnerische Überprüfung des neuen sequenziellen wegbasierten Wärmeübertragermodells,

⁵³ An dieser Stelle sei erwähnt, da die Bestimmung der Laufzeit für die Dispersion nach Gleichung (3.64) auf der Temperaturmessung basiert, die Volumenstromunsicherheit implizit berücksichtigt wird.

- die Konzeption eines neuartigen Kühlerprüfstands mit dem es erstmals möglich ist, hochdynamische Mediensprünge als Referenz zu einer transienten Modellrechnung realisieren zu können sowie
- die abschließende, erfolgreiche Validierung des transienten Zeitverhaltens des neuen Wärmeübertragermodells durch einen Vergleich der Berechnung mit einer Messung eines Kühlwassersprungs.

Eine Gegenüberstellung des Temperaturverlaufs einer stationären Berechnung des neuen Wärmeübertragermodells mit der analytischen Berechnung eines einseitig quervermischten Kreuzstroms zeigt, dass die Verläufe der Kühlwassertemperatur und der Luftausgangstemperatur über den Wärmeübertrager übereinstimmen.

Zur Überprüfung des dynamischen Modellverhaltens wurde ein synthetischer Kühlwassersprung vorgegeben: Es zeigt sich, dass die stationäre Wärmeübertragung, die Wandträgheit und die Fluidlaufzeit korrekt abgebildet werden. Die Nutzung eines Kühlerkennfeldes als Basis garantiert, dass die Wärmeübertragung stationär mit dem Ergebnis eines stationären Kennfeldmodells übereinstimmt.

Zur Bestimmung des transienten Zeitverhaltens eines Kühlers wurde eigens eine neue Prüfeinrichtung konzipiert und realisiert. Mit dieser lässt sich erstmals ein annähernder Rechtecksprung des Volumenstroms realisieren. Ermöglicht wird dies durch spezielle Umschalteneinrichtungen, in Kombination mit Bypässen und einer sehr kompakten Bauweise.

Die abschließende Validierung des neuen Wärmeübertragermodells erfolgt anhand einer experimentell ermittelten, sprungförmigen Änderung des Kühlwasserstroms. Der Vergleich eines gemessenen Kühlwassersprungs mit einer Modellrechnung zeigt eine sehr gute Übereinstimmung. Mit dem sequenziellen wegbasierten Wärmeübertragermodell ist es also möglich die Grundbedingung der Echtzeitfähigkeit einzuhalten und die für das Kühlerverhalten wesentlichen vier Effekte, d. h. die nichtlineare Wärmeübertragung, die Trägheit des Wärmeübertragermaterials, die Fluidlaufzeit und die Strömungsungleichverteilung, abzubilden.

5 Experimentelle Untersuchung der dynamischen Medienkonditionierung

Die nachfolgenden Abschnitte beschreiben die technische Realisierung des neuen dynamischen Konditioniersystems auf Basis der zuvor beschriebenen Erkenntnisse und deren experimentelle Validierung und Anwendung an einem Antriebsstrangprüfstand.

5.1 Technische Ausführung des dynamischen Konditioniersystems

Die Realisierung eines dynamischen Medienkonditioniersystems mit einem Mischventil als Stelleinrichtung zeigt Abbildung 99. Die Variante mit einer Kühlleistung von 150 kW wurde für den Ersatz des Fahrzeugkühlers des Hauptwasserkreislaufes ausgelegt.

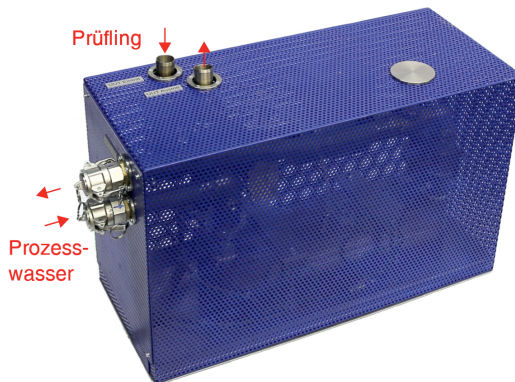


Abbildung 99: Gesamtansicht der dynamischen Medienkonditionierung für 150 kW Kühlleistung

Wie in Abbildung 100 zu sehen, wurden die Strömungswege soweit als konstruktiv möglich minimiert. So sitzt beispielsweise das Mischventil direkt auf dem Ausgang des Plattenwärmeübertragers. Der Ausgang zum Prüfling ist identisch mit dem Ausgang des Mischventils. Damit sind die für das dynamische Systemverhalten wesentlichen Strömungswege im Zentimeterbereich und es ergeben sich vernachlässigbare

Fluidlauf- und damit Totzeiten (vgl. Abschnitt 2.4.1). Darüber hinaus ist auch der Strömungsweg des Hauptstroms selbst, d. h. zwischen Ein- und Austritt, minimiert.

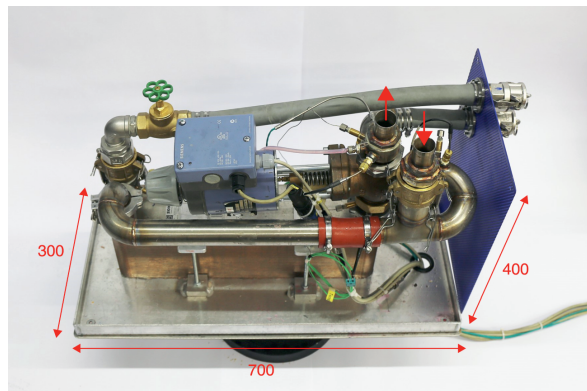


Abbildung 100: innerer Aufbau des ausgeführten Konditioniersystems

Es ist erkennbar, dass sich die für die Messung der Fluidtemperaturen T_0 , T_1 und T_2 notwendigen Temperatursensoren direkt an der Mischstelle, d. h. dem Mischventil, befinden. Bei den Temperatursensoren handelt es sich um Thermoelemente Typ K mit einem Durchmesser von 1,5 mm. An dieser Stelle sei erwähnt, dass, wie in Abbildung 100 zu sehen, die Messstellen zur Absicherung der Thermoelementmessung mehrfach mit zusätzlichen, hochgenauen Platinwiderstandssensoren (Pt100 3,0 mm Kl. A) bestückt waren. Insgesamt ergibt sich eine hinsichtlich der Dynamik optimale Ausführung des neuen Konditionierkonzeptes.

Tabelle 8: Übersicht über die technischen Daten der realisierten Ausführung

Abmessungen ($l \times b \times h$):	700 x 300 x 400 mm
Bauvolumen:	84 l
Leergewicht:	63 kg
Leistung Wärmeübertrager:	150-250 kW ⁵⁴
Max. Temperaturgradient:	60 °K/s ⁵⁵

⁵⁴ bei Eintrittstemperaturen von 85 °C und 25 °C, einem Prüflings-Volumenstrom von 100 l/min und einen Prozesswasser-Volumenstrom von 60-100 l/min

⁵⁵ bei Eintrittstemperaturen von 85 °C und 25 °C

Die Minimierung der Strömungsstrecken führt zudem zu einem äußerst kompakten Aufbau. Einen Überblick über die technischen Daten der realisierten Ausführung für das Ersetzen eines Fahrzeugkühlers des Hochtemperaturkreislaufes zeigt Tabelle 8.

Für kleine Wärmeleistungen wurde ein zweites dynamisches Konditioniersystem⁵⁶ mit einer Kühlleistung von 25 kW zum Ersetzen eines Niedertemperaturkühlers realisiert, welcher beispielsweise für den Kühlkreislauf der Ladeluft oder des Elektromotors und der Leistungselektronik eingesetzt wird. Die technische Ausführung entspricht der zuvor beschriebenen leistungsstärkeren 150 kW-Variante.



Abbildung 101: Gesamtansicht der dynamischen Medienkonditionierung für 25 kW Kühlleistung

5.2 Validierung des Konzeptes

Zur Validierung des Konzeptes und der zuvor beschriebenen Ausführung wurde ein negativer und positiver Temperatursprung von 10 °C vorgegeben (vgl. Abbildung 102). Hierbei war nur die Vorsteuerung aktiv. Der Volumenstrom des Prüflings war dabei konstant mit \dot{V}_0 gleich 44,8 l/min, ebenso der Medienstrom und die Eingangstemperatur der Prozesswasserversorgung mit \dot{V}_P gleich 39,1 l/min bzw. T_{PE} gleich 22,1 °C.

⁵⁶ Abmessungen ($l \times b \times h$): 260 x 500 x 300 mm

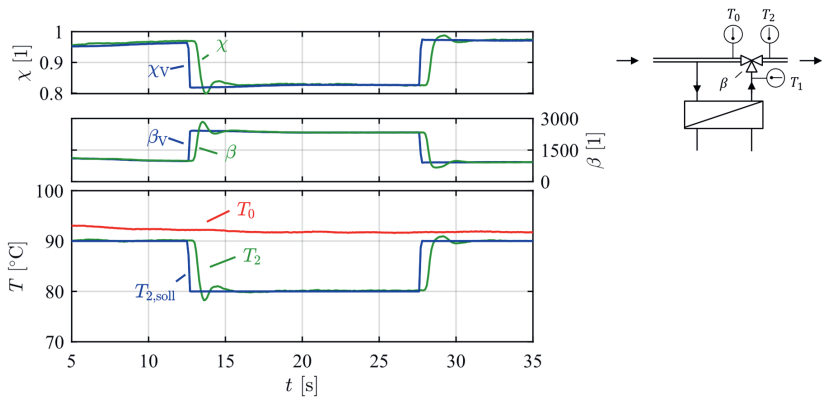


Abbildung 102: Validierung des Konzeptes durch Vorgabe eines Temperatursprunges

Im stationären Bereich liegt die Regelabweichung unter 0,2 K. Die gemessene Ausgangstemperatur des Konditioniersystems T_2 folgt der Vorgabe $T_{2,\text{soll}}$ mit einer durch den Ventilsteller verursachten Verzögerung, die genau der Ventiltotzeit von 0,4 s entspricht (vgl. Abschnitt 2.4.3). Darüber hinaus ist ein rasch abklingendes Überschwingen mit einer maximalen Überschwingweite von 1,77 K erkennbar. Der Grund hierfür liegt in der Positionsregelung des Ventilstellers, wie sich aus dem Vergleich der Vorgabe β_v und der Rückmeldung der Ventilposition β erkennen lässt.⁵⁷ Es ergibt sich eine Anregelzeit⁵⁸ von 0,9 s.

Die modellbasierte Steuerung zeigt ein gutes Folgeverhalten und es bestätigt sich, dass das Modell des Konditioniersystems eine ausreichende Güte besitzt. Zudem ist ersichtlich, dass das Systemverhalten einzig vom Ventilsteller limitiert ist und sich hier, wie bereits erwähnt, ein Verbesserungspotenzial für eine optimale Umsetzung des neuen Konditionierkonzeptes befindet.

⁵⁷ Es sei angemerkt, dass der Ventilsteller bei hohen Ventilöffnungen ein gedämpftes, bei niedrigen hingegen ein überschwingendes Verhalten aufweist.

⁵⁸ Zeit bis zum erstmaligen Erreichen des Sollwertes.

5.3 Anwendung am Antriebsstrangprüfstand

Im Rahmen eines allgemeinen Antriebsentwicklungsprojektes ergab sich eine praxisnahe Anwendungsmöglichkeit für das dynamische Medienkonditioniersystem. Ziel der nachfolgenden Anwendung ist es, das thermische Verhalten, insbesondere die Bedingungen der für den Energiehaushalt wesentlichen Kühlkreisläufe, an einem Antriebsstrangprüfstand realitätsnah abzubilden. Die klassische Konditionierung an Fahrzeugprüfständen über die Anströmung mit einem Prüfstandsgebläse (vgl. Abbildung 103) ist meist nur für Fahrzyklen ausgelegt. Es ergeben sich daher bei der Nachbildung des realen Fahrbetriebs (Real Driving Emissions, RDE) mit hohen Lasten folgende Probleme:

- Selbst bei maximaler Gebläseleistung lässt sich die Wärmeleistung über den Kühler nicht abführen;
- der Wärmeeintrag ist zu hoch für die Zellenklimatisierung und es kommt zu einer Temperaturerhöhung in der Zelle.

Die Nachbildung des realen Fahrbetriebs am Prüfstand ist daher nur bedingt möglich.



Abbildung 103: klassische Konditionierung an Fahrzeugprüfständen mittels Prüfstandsgebläse

Um die angeführten Kühlprobleme zu vermeiden, wurde erstmals ein dynamisches Konditioniersystem an einem Antriebsstrangprüfstand eingesetzt (vgl. Abbildung 104). Das im vorherigen Abschnitt beschriebene Konditioniersystem ersetzt den Hauptwasserkühler im Hochtemperaturkreislauf. Das zweite, für kleinere Wärmeströme ausgelegte Konditioniersystem ersetzt den Niedertemperaturkühler des Niedertemperaturkreislaufes (Ladeluftkühlung).



Abbildung 104: Einsatz eines dynamischen Konditioniersystems mit 25 kW bzw. 150 kW für den Niedertemperatur- (links) und den Hochtemperaturkreislauf (rechts) am Antriebsstrangprüfstand

Es zeigt sich, dass durch die kompakten Abmessungen eine direkte Aufstellung am Prüfling, d. h. am Fahrzeug, möglich ist. Die Anbindung der Konditioniersysteme an den Fahrzeugkreislauf erfolgte über kurze Schlauchleitungen durch die Scheinwerferöffnungen bzw. den Unterboden (vgl. Abbildung 105).



Abbildung 105: Anbindung des dynamischen Konditioniersystems an den Fahrzeugkreislauf

Das Konditioniersystem wurde direkt unter der Nutzung des Original-Anschlusses der Fahrzeugkühler mit den Fahrzeugkühlkreisläufen verbunden. Hierzu wurden speziell gefertigte Adapter für den Kühleranschluss verwendet. Damit wurde nicht in die Kühlkreisläufe eingegriffen, d. h. an der Fahrzeugverschlauchung wurde nichts verändert.

Diese Anbindung hat zudem den Vorteil, dass schnell zwischen Original-Fahrzeugkühler und Konditioniersystem gewechselt werden kann.

Das Konditioniersystem für den Hochtemperaturkreislauf hat ein umlaufendes Medienvolumen V_1 von 0,8 l. Mit dem Volumen der Anschlusschläuche V_2 von 0,9 l kommt man auf das Volumen des Hauptwasserkühlers $V_{\text{ges.}}$. Das umlaufende Fluidvolumen kann somit angepasst werden (siehe Tabelle 9).

Tabelle 9: Vergleich des Kühlwasservolumens des Hauptwasserkühlers und des angepassten Konditioniersystems

	V
Hauptwasserkühler $V_{\text{ges.}}$	1,6 l
Konditioniersystem $V_{\text{ges.}}$	1,7 l

Über eine verstellbare Drossel wurde der Druckverlust so angepasst, dass er dem im Fahrversuch ermittelten Druckwiderstand des jeweiligen Kühlers entspricht. Abbildung 106 zeigt beispielsweise die im Fahrzeug gemessene Druckkurve des Hauptwasserkühlers im Vergleich zur Druckkurve des angepassten Konditioniersystems.

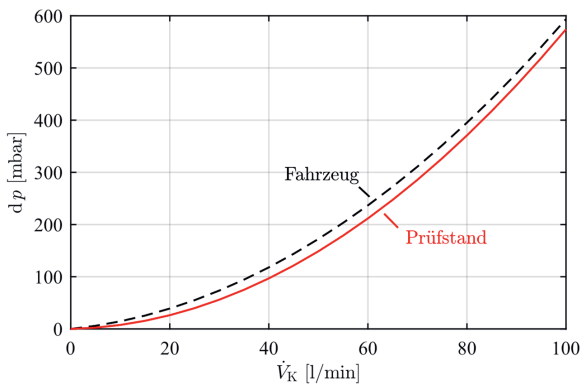


Abbildung 106: Vergleich der Druckkurven des Hauptwasserkühlers und des angepassten Konditioniersystems

Durch die Anpassung der hydraulischen Randbedingungen wurde sichergestellt, dass das Verhalten am Prüfstand identisch zum Verhalten in der Fahrzeugmessung ist.

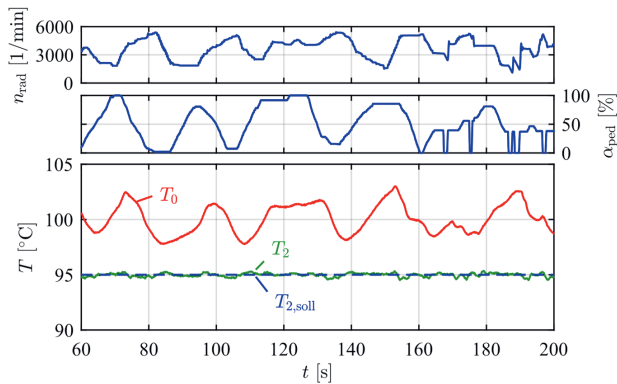


Abbildung 107: Unempfindlichkeit der Regelung bei hochdynamischer Lastwechsel-Messung Serienfahrzeug VW Golf VII

Um die Unempfindlichkeit gegen Störungen zu untersuchen, wurde zu Beginn ein Lastwechsel durchgeführt. Dazu wurden die Raddrehzahl n_{rad} und die Last α_{ped} variiert (vgl. Abbildung 107). Die Variation erfolgte manuell bis zur maximalen Änderungsrate der Drehzahl und der Last. Es zeigt sich, dass die Temperaturregelung unempfindlich gegenüber Störungen durch Laständerungen ist. Bei starkem Lastwechsel ergab sich lediglich eine maximale Abweichung von der Solltemperatur von $\pm 0,25\text{ }^{\circ}\text{C}$. Damit bestätigen sich die Vorteile des neuen Regelungskonzeptes mit Messung der Störgrößen.

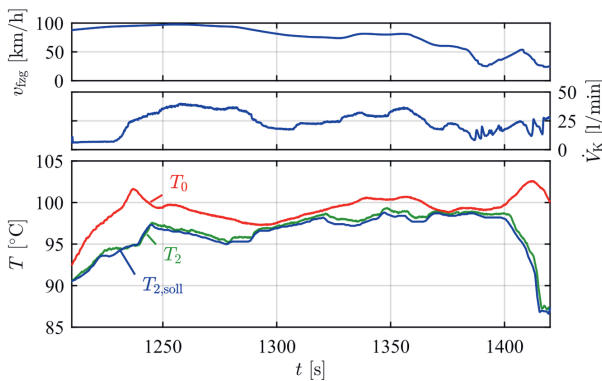


Abbildung 108: Vorgabe dynamischer Temperaturverlauf – Ausschnitt Messung am Serienfahrzeug Golf VII

Bei den eigentlichen motorischen Versuchen wurde eine Fahrzeugmessung am Antriebsstrangprüfstand nachgebildet. Dabei wurde der im Fahrzeug gemessene Temperaturverlauf am Motoreintritt vorgegeben. Die Konditioniereinheit kann der dynamischen Sollwertvorgabe gut folgen (vgl. Abbildung 108). Der geringe zeitliche Versatz resultiert aus der volumenstromabhängigen Fluidlaufzeit zwischen der Regelgröße am Austritt der Konditionierung sowie der Messstelle für die Vorgabegröße am Motoreintritt.

Ferner ist es auf diese Weise möglich, die realen thermischen Verhältnisse des Fahrzeugkühlsystems am Prüfstand einzuhalten und so einen wesentlichen Teilaspekt für die Nachbildung des realen Fahrbetriebs am Prüfstand zu lösen. Darüber hinaus lassen sich mit der beschriebenen Vorgehensweise Volllastversuche an Fahrzeugprüfständen durchführen: Über die Konditioniersysteme wird die volle Wärmemenge abgeführt und es kommt zu keinem Aufheizen der Prü fzelle. Die Zellenklimatisierung übernimmt nur die sekundären Wärmeeinträge der Antriebskomponenten durch Konvektion und Strahlung.

Fazit

Im vorliegenden Kapitel wurden die technische Umsetzung und die Validierung des neuen Konzeptes für ein dynamisches Konditioniersystem beschrieben. Drei wesentliche Punkte sind hierbei zu nennen:

- Die kompakte technische Realisierung, die durch kurze Strömungsstrecken eine hohe Systemdynamik ermöglicht, erlaubt eine prüflingsnahe Integration.
- Die experimentelle Validierung des modellbasierten Regelungskonzeptes bestätigt ein gutes Folgeverhalten und die Kompensation der Störgrößen.
- Die Anwendung des neuen, dynamischen Konditioniersystems an einem Antriebsstrangprüfstand, bei der ein Fahrzeugkühler in seinem hydraulischen und thermischen Verhalten korrekt nachgebildet werden konnte.

Die technische Realisierung des neuen Konzeptes weist kompakte Abmaße auf. Durch die minimierten Strömungsstrecken konnten die durch den Fluidtransport verursachten Totzeiten vernachlässigt und damit eine hohe Systemdynamik ermöglicht werden. Des Weiteren gestattet das geringe Bauvolumen eine prüflingsnahe Integration in den Fahrzeugkreislauf.

Die experimentelle Validierung des modellbasierten Regelungskonzeptes zeigt, dass das neue Konditioniersystem einem Temperatursprung gut folgen kann. Ein Lastwechselversuch mit stark variierenden Eingangstemperaturen und -volumenströmen

bestätigt die Invarianz gegenüber Störgrößen, welche durch die direkte Messung der Temperaturen sowie die Entkopplung des Volumenstroms ermöglicht wird.

Die Anwendung des neuen dynamischen Konditioniersystems am Antriebsstrangprüfstand, bei dem u. a. der Fahrzeugkühler des Hauptwasserkreislaufs ersetzt wird, zeigt, dass der Kühler in seinem hydraulischen Verhalten sowohl hinsichtlich des Fluidvolumens als auch hinsichtlich des Druckverlustes korrekt nachgebildet werden konnte. Darüber hinaus wurde ein vorgegebener, zuvor im Fahrzeug gemessener Temperaturverlauf am Prüfstand nachgefahren, wobei die dynamische Medienkonditioniereinheit ein gutes Folgen der transienten Temperaturvorgabe ermöglichte.

Es ist also möglich, gemessene Temperaturverläufe am Prüfstand oder in einem Thermolab nachzubilden. Ein weiterer, wesentlicher Fortschritt ist es, wenn der Sollwert parallel über eine Simulation in Echtzeit errechnet und vorgegeben wird und so das Verhalten des Prüflings unter beliebigen Umweltbedingungen Berücksichtigung findet. Diese Thematik ist Inhalt der Kapitel 3 und 4.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Die Bedeutung des Thermomanagements eines Fahrzeugs ist durch die zunehmende Elektrifizierung enorm gestiegen. Damit verbunden ist der Bedarf an geeigneten neuen Untersuchungsmethoden. Die vorliegende Arbeit liefert einen Beitrag zur modellbasierten Emulation von Fluidkühlern zur Abbildung der thermischen Zustände des realen Fahrbetriebs am Prüfstand. Für die Emulation müssen zwei Problemstellungen gelöst werden:

- die Konzeption eines dynamischen Medienkonditioniersystems sowie
- die Entwicklung eines instationären echtzeitfähigen Kühlermodells zur modellbasierten Ansteuerung.

Eine besondere Herausforderung stellt bei beiden Punkten neben der Echtzeitfähigkeit die hohe Dynamik des Fahrzeugkühlkreislaufes dar, welche durch schnell ändernde Volumenströme im Fluidkreislauf und Wärmeeinträge der Antriebskomponenten in den Kreislauf begründet wird.

Dynamisches Medienkonditioniersystem

Es wurde ein neues Konzept zur dynamischen Medienkonditionierung vorgeschlagen, mit dem transiente Temperaturverläufe am Prüfstand dargestellt werden können. Erreicht wurde dies durch zwei entscheidende Lösungsansätze: Erstens gelang es, durch das Prinzip des direkten Wärmeaustausches mittels Mischung ohne Beeinflussung der hydraulischen Verhältnisse im Kühlkreislauf die Reaktionszeit entscheidend zu verringern. Durch intelligente Anordnung der Komponenten konnte das neue Konzept ideal umgesetzt und in einer äußerst kompakten Form realisiert werden.

Der zweite wesentliche Ansatz besteht in einer modellbasierten Regelung. Diese basiert auf dem direkten Zusammenhang zwischen den Medientemperaturen und der Stellgröße. Die Regelung weist ein gutes Folgeverhalten auf und ist unempfindlich gegen Änderungen der in den Kreislauf eingebrachten Wärme und Schwankungen der Prozesswasserversorgung.

Das neue Medienkonditioniersystem wurde theoretisch ausgelegt, realisiert und erfolgreich validiert. Die Konditioniereinheit erweist sich als äußerst robust in ihrer Funktion. Zudem ist sie einfach in der Handhabung, da keine aufwendige Parametrierung bei der Inbetriebnahme und bei einem Wechsel des Prüfstands oder Prüflings erforderlich ist. Das vorgestellte Konditioniersystem weist eine erheblich

höhere Dynamik als bisherige Systeme auf (bis 60 K/s). Es wird damit erstmals möglich, hochtransiente Temperaturverläufe am Prüfstand nachzubilden.

Sequenzielles wegbasiertes Modell

Zwingende Zielsetzung war es einen neuen Ansatz für die physikalische Wärmeübertragermodellbildung zu finden, der es erlaubt, im Rahmen einer Gesamtfahrzeugsimulation mit bis zu sechs Wärmeübertragern zu simulieren.

Voruntersuchungen eines Fahrzeugkühlers zeigten für das dynamische Verhalten vier wesentlichen Effekte: die nichtlineare, von den Fluidströmen abhängige Wärmeübertragung, die Trägheit des Wärmeübertragermaterials, die Fluidlaufzeit und die Strömungsungleichverteilung. Die heute bekannten physikalischen Wärmeübertragermodelle bilden diese Effekte nicht vollständig ab bzw. sind aufgrund des Rechenaufwandes nicht echtzeitfähig.

Durch die Konzeption eines neuen physikalisch basierten Ansatzes können die vier wesentlichen dynamischen Effekte erstmals alle in Echtzeit abgebildet werden. Ausgehend von einer umfassenden Analyse der Wärmeübertragung auf Basis der Ähnlichkeitstheorie wird dann der Ansatz der sequenziellen wegbasierten Berechnung vorgestellt. Diese ermöglicht es, dass durch die Diskretisierung und die Annahme eines quasistationären Zustandes anstatt eines Differenzialgleichungssystems nur algebraische Zusammenhänge zu lösen sind.

Bei der wegbasierten Berechnung wird die Zeitabhängigkeit implizit berücksichtigt und es wird so eine quasistationäre Behandlung möglich. Die Lösung der algebraischen Zusammenhänge erfordert erheblich weniger Rechenaufwand, da eine direkte Berechnung ohne Iterationen erfolgt, so dass eine Ausführung des Wärmeübertragermodells in Echtzeit sichergestellt ist.

Das vorgeschlagene sequenzielle wegbasierte Wärmeübertragermodell wurde ausführlich anhand eines Vergleichs mit anderen Berechnungsmethoden und einer experimentellen Messung erfolgreich überprüft. Als besonders vorteilhaft erweist sich die Verwendung eines Kühlerkennfelds als Ausgangsbasis, da in stationären Zuständen die gleiche Wärme wie beim statischen Kennfeldmodell berechnet wird.

Zur Bestimmung des transienten Zeitverhaltens eines Kühlers wurde eigens eine neue Prüfeinrichtung konzipiert und realisiert. Durch spezielle Umschalteneinrichtungen in Kombination mit Bypässen und einer sehr kompakten Bauweise lassen sich erstmals annähernd Rechtecksprünge der Fluidströme verwirklichen. Der Vergleich der Modellrechnung mit Messungen so ermittelter sprungförmiger Änderungen des Kühlwasserstroms zeigt eine gute Übereinstimmung.

Zur Anwendung in der Praxis wird zudem ein evolutionärer Weg zur vereinfachten Bestimmung der Wärmedurchgangsfähigkeit vorgeschlagen. Dabei wird das Kühlerkennfeld in Anlehnung an die zweidimensionale Wilson-Gerade als dreidimensionale Ebene interpretiert. Für die Festlegung der Ebene sind letztlich nur drei Messpunkte mit möglichst hoher Genauigkeit erforderlich.

Ausblick

Mit der in der Arbeit beschriebenen Emulation von Wärmeübertragern liegt es nun nahe, diese Methodik in einem Thermolab zur Entwicklung intelligenter Thermo-management-Strategien einzusetzen. Hierbei besteht beispielsweise durch die Nutzung von prädiktiven Streckendaten (zukünftige Last, Geschwindigkeit, ...) noch deutliches Potential: Mittels Methoden der künstlichen Intelligenz (z. B. neuronalen Netzen) ist es möglich, die Gewohnheiten eines Fahrers zu lernen und abhängig von verschiedenen Randbedingungen (z. B. Wochentag, Uhrzeit, Geschwindigkeit) die wahrscheinlichste Route vorherzusagen. Diese Informationen können dann in einer geeigneten Strategie genutzt werden, z. B. um die Batterie vor dem Ladevorgang entsprechend zu konditionieren, d. h. vorzukühlen.

Hinsichtlich der Erweiterung der Methodik wäre es interessant, die in der Arbeit diskutierte Möglichkeit eines Konditioniersystems mit Wärmestromregelung speziell zur thermischen Emulation einer Antriebsbatterie zu realisieren.

Wie sich gezeigt hat, ist es sinnvoll, sowohl die Temperatur- als auch die Durchflussmesstechnik hinsichtlich der genauen Erfassung schneller Vorgänge zu verbessern. Im Hinblick auf die Temperaturmessung ist deshalb ein Ziel die Weiterentwicklung der Korrektur der Sensorträgheit hinsichtlich der Berücksichtigung des nichtlinearen Wärmeübergangs für unterschiedliche Strömungsgeschwindigkeiten sowie der Untersuchung der Grenzen der Korrektur eines Pt100.

Bezüglich der theoretischen Wärmeübergangskorrelationen von Rippenrohrwärmeübertragern mit Louvern stellte sich heraus, dass die heute gebräuchlichen Zusammenhänge Mängel in der Formulierung aufweisen: So wird z. B. der Wärmeübergang bei einem Louver-Winkel von null ebenfalls null. Zudem ist die Louver-Breite als charakteristische Größe alleine nicht ausreichend, um eine Ähnlichkeit der Geometrie und des Wärmeübertragungsproblems zu beschreiben. Hier wäre es wünschenswert, einen Gleichungsansatz mit einem erweiterten Gültigkeitsbereich zu entwickeln.

Anhang A Grundlagen

A.1 Korrelationen zur Beschreibung des Wärmeübergangs

Die für die Berechnungen notwendigen Wärmeübergangskoeffizienten werden auf Basis von Wärmeübergangskorrelationen bestimmt. Die Zusammenhänge sind zumeist experimentell ermittelt und können durch die Ähnlichkeitstheorie auf Anwendungen mit ähnlichen geometrischen Verhältnissen übertragen werden. Es existierte eine Vielzahl an Korrelationen für die unterschiedlichsten geometrischen Randbedingungen und Gültigkeitsbereiche der Reynolds- und Prandtl-Zahlen. Der vorliegende Abschnitt zeigt eine Auswahl von in der Literatur angegebenen Korrelationen für den Wärmeübergang in Rohren und Rippenrohrwärmeübertragern mit Louvern.

Korrelationen für Rohrströmungen

Wie bereits in Abschnitt 3.1.1 erwähnt, kommt es bei hohen Strömungsgeschwindigkeiten zu einer erhöhten Wärmeübertragung durch zusätzliche der Hauptströmung überlagerten Verwirbelungen. Für die Untersuchung und Ermittlung von Wärmeübergangsbeziehungen werden die Strömungsbereiche laminar und turbulent getrennt betrachtet. Ab einer kritischen Reynolds-Zahl kommt es zu einem Übergang von einer laminaren zu einer turbulenten Strömung. Dabei bildet sich die turbulente Strömung nicht sofort voll aus, sondern es kommt zu einem Übergangsbereich. Nachfolgend werden die Wärmeübergangsbeziehungen für Rohrströmungen für die verschiedenen Strömungsbereiche diskutiert.

Laminare Rohrströmung

Einen Zusammenhang für den Wärmeübergang bei laminaren Rohrströmungen für konstante Wandtemperaturen, welcher die von Shah theoretisch berechneten Werte mit einer Genauigkeit von $\pm 1\%$ wiedergibt, wurde von Martin [Mar87] angegeben zu

$$Nu_{\text{lam}} = \left[3,66^3 + 0,7^3 + \left(1,615 \left(Re \, Pr \frac{d_H}{l} \right)^{1/3} - 0,7 \right)^3 \right]^{1/3}, \quad (\text{A.1})$$

vgl. Gnielinski [Gni89]. Der Zahlenwert von $Nu = 3,66$ stellt dabei den Wärmeübergangskoeffizient bei thermisch voll ausgebildeter Laminarströmung bei konstanter

Wandtemperatur in einem Kreisrohr dar, vgl. Baehr & Stephan [BS13a, S. 415 ff.]. Diesem nähert sich Gleichung (A.1) für kleine Strömungsgeschwindigkeiten asymptotisch an.

Ist die Strömung hydraulisch und thermisch noch nicht voll ausgebildet, schlägt Martin [SM81] eine Erweiterung um einen dritten Term vor:

$$Nu_{\text{lam}} = \left[3,66^3 + 0,7^3 + \left(1,615 \left(Re Pr \frac{d_H}{l} \right)^{1/3} - 0,7 \right)^3 + \left(\frac{2 \left(Re Pr \frac{d_H}{l} \right)^3}{1 + 22 Pr} \right)^{1/2} \right]^{1/3}, \quad (\text{A.2})$$

vgl. [Gni89] [VDI13, S. 786]. Für eine Diskussion verschiedener Gleichungen für die laminare Rohrströmung siehe beispielsweise [Gni89] [RLC20, S. 13 ff.].

Turbulente Rohrströmung

Für turbulente Strömungen in Rohren existieren zwei typische Formen der Korrelationsbeziehungen, vgl. Hausen [Hau43]:

- eine basiert auf Arbeiten von Nußelt,
- die andere auf der Prandtl'schen Theorie,

Die erste, von Nußelt eingeführte Form ist die bekannte Potenzbeziehung in der Form:

$$Nu_{\text{tur}} = c Re^n Pr^m. \quad (\text{A.3})$$

Für Rohrströmungen mit kreisförmigem Querschnitt ist die Variante von Colburn⁵⁹ [Col33] weit verbreitet:

$$Nu_{\text{tur}} = 0,023 Re^{0,8} Pr^{1/3} \quad (\text{A.4})$$

oder in einer leicht abgewandelten, in der Literatur als „Dittus-Boelter“-Gleichung⁶⁰ bezeichneten Variante, mit unterschiedlichen Exponenten der Prandtl-Zahl für Heizen ($m = 0,4$) und Kühlen ($m = 0,3$), vgl. [ILB⁺07, S. 514]. Die Bezeichnung „Dittus-Boelter“-Gleichung hat sich mittlerweile für Korrelationen der Form (A.3) eingebürgert, vgl.

⁵⁹ Der originale Zusammenhang wurde in Form der nach Colburn benannten Zahl j angegeben.

⁶⁰ Der ursprünglich von Dittus und Boelter [DB85] vorgeschlagene Zusammenhang besaß für Heizen und Kühlen unterschiedliche, von 0,023 abweichende Faktoren.

Winterton [Win98]. An dieser Stelle sei angemerkt, dass diese einfache Form der Potenzgesetze durch zusätzliche Terme erweitert wurde, um etwa den Einfluss des Einlaufes bei kurzen Rohren oder die „Richtung“ des Wärmestroms, d. h. die Unterscheidung zwischen einem Heiz- oder Kühlvorgang, zu berücksichtigen, vgl. [Gni13] [Hau43].

Die zweite grundlegende Korrelationsform wurde von Prandtl aus einer Grenzschichtbetrachtung hergeleitet, vgl. [Pra10]. In einer weiterentwickelten Form lautet der Zusammenhang⁶¹

$$Nu_{\text{tur}} = \frac{\frac{\xi}{8} Re Pr}{1 + \frac{w_{\text{gr}}}{w_m} (Pr - 1)} . \quad (\text{A.5})$$

Hierbei ist w_{gr}/w_m das Verhältnis der Strömungsgeschwindigkeit an der Grenzschicht zur mittleren Geschwindigkeit, vgl. [Pra28]. Es zeigt eine Analogie zum Druckverlust ξ der Rohrströmung. Prandtl zeigt, dass Gleichung (A.5) mit der Blasius'schen Formel für den Druckverlust ξ und einer Beziehung für das Geschwindigkeitsverhältnis w_{gr}/w_m für Gase ($Pr \approx 1$) in eine Potenzfunktion übergeht, so dass Nu proportional zu $Re^{0,75}$ und für sehr zähe Medien mit geringer Wärmeleitfähigkeit ($Pr \approx \infty$) proportional zu $Re^{0,875}$ wird.

Prandtl gab schließlich die folgende Gleichung an:

$$Nu_{\text{tur}} = \frac{\frac{\xi}{8} Re Pr}{1 + 8,7 \sqrt{\frac{\xi}{8}} (Pr - 1)} ; \quad (\text{A.6})$$

Gnielinski schlägt eine verbesserte Variante der Form

$$Nu_{\text{tur}} = \frac{\frac{\xi}{8} (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{\xi}{8}} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (\text{A.7})$$

mit dem Druckverlustbeiwert für Strömungen in glatten Rohren nach Filonenko [Fil54]

$$\xi = (1,82 \lg Re - 1,64)^{-2}$$

vor, vgl. [Gni75] [Gni76].

⁶¹ Die Angabe von Prandtl erfolgte nicht in dimensionsloser Form.

Gnielinski gibt im VDI-Wärmeatlas [VDI13, S. 788] eine abweichende Gleichung ohne die Verschiebung der Reynolds-Zahl und einem vereinfachten Druckverlust an^{62 63}:

$$Nu_{\text{tur}} = \frac{\frac{\xi}{8} Re Pr}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{\xi}{8}} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (\text{A.8})$$

mit dem Druckverlustbeiwert

$$\xi = (1,8 \lg Re - 1,5)^{-2}.$$

Es sei darauf erwähnt, dass beide Gleichungen, (A.7) und (A.8), als Gnielinski-Korrelation bezeichnet werden, wobei erstere vor allem im englischen und letztere im deutschen Sprachraum verbreitet ist.

Bereits in der Literatur wird auf die deutlichen Unsicherheiten der Zusammenhänge für Rohrströmungen hingewiesen, welche an sich noch ein einfaches Wärmeübertragungsproblem darstellen. Incropera et al. [ILB*07, S. 515] geben einen Fehler von 25 % für einfache Beziehungen, wie die „Dittus-Boelter“-Gleichung, und von 10 % für komplexe Gleichungen, wie die Gnielinski-Korrelation, an. Die von Taler [Tal04] angeführten Abweichungen sind deutlich höher: Er gibt eine Genauigkeit von 40 % für die „Dittus-Boelter“-Gleichung und 20 % für die Gnielinski-Korrelation an. Incropera et al. empfehlen die Gnielinski-Korrelation bei Anforderung einer höheren Genauigkeit und merken an, dass diese einen sehr großen Gültigkeitsbereich aufweist, vgl. [ILB*07, S. 515].

Es sei angemerkt, dass bei beiden Gleichungsformen eine Berechnung auf Basis empirischer Zusammenhänge erfolgt: Während die Beziehungen vom Nu_{SELT}-Typ selbst empirischer Natur sind, sind bei den Gleichungen vom „Prandtl“-Typ empirische Druckverlust-Korrelationen notwendig.

Es existieren zwar spezielle Korrelationen für Rohre mit nicht kreisförmigem Querschnitt, diese lassen sich jedoch auch mit einem äquivalenten hydraulischen Durchmesser mit den zuvor dargestellten Wärmeübergangskorrelationen berechnen.⁶⁴ Der hydraulische Durchmesser errechnet sich mit dem Strömungsquerschnitt A und dem Umfang U des Rohrs:

$$d_H = \frac{4 A}{U}. \quad (\text{A.9})$$

⁶² Gnielinski gibt für die Gleichung zwar [Gni75] als Ursprung an, dort erscheint diese jedoch nicht.

⁶³ Die Wiedergabe des Zusammenhangs erfolgt ohne den Korrekturterm für kurze Rohrlängen.

⁶⁴ Für den turbulenten Bereich und Rohre ohne scharfe Ecken ist dies eine gute Näherung.

Übergangsbereich

Wie bereits erwähnt, vollzieht sich der Übergang von einer laminaren Strömung hin zu einer voll turbulenten Strömung nicht abrupt. Gnielinski schlägt daher eine Interpolation zwischen dem Beginn der turbulenten Strömung bei Re_1 und der vollständigen Ausbildung der turbulenten Strömung bei Re_2 vor:

$$Nu_{tr} = (1 - \gamma)Nu_{lam}|_{Re_1} + \gamma Nu_{turb}|_{Re_2} \quad (A.10)$$

mit dem Intermittenzfaktor

$$\gamma = \frac{Re - Re_1}{Re_2 - Re_1}, \quad (A.11)$$

vgl. [Gni95] [Gni13]. Dieser lässt sich als „Grad der Turbulenz“ interpretieren: Ein Wert von 0 entspricht einer voll laminaren Strömung, 1 einer voll turbulenten Strömung. Für kreisförmige Rohre gilt eine kritische Reynolds-Zahl Re_1 von 2300 als Grenze zwischen laminarem und turbulentem Bereich. Als Abschluss des Übergangs hatte Gnielinski ursprünglich eine Reynolds-Zahl Re_2 von 10 000 angegeben, vgl. [Gni95]. Aufgrund neuer Ergebnisse im Übergangsbereich korrigierte er die Grenze auf 4 000, vgl. [Gni13].

Korrelationen von Rippenrohrwärmeübertragern mit Louvern

Zur Beschreibung des luftseitigen Wärmeübergangs von Wärmeübertragern existiert eine Vielzahl an Korrelationen: Qasem & Zubair [QZ18] haben eine umfassende Übersicht von Korrelationen zur Ermittlung des luftseitigen Wärmeübergangs für die unterschiedlichsten Geometrien von Wärmeübertragern erstellt. Ein großer Teil widmet sich dabei den in der Fahrzeugtechnik eingesetzten Rippenrohrwärmeübertragern mit Louvern. Qasem & Zubair listen allein für diese Art von Wärmeübertragern 16 verschiedene Wärmeübergangsbeziehungen auf.

Zur Vergrößerung der wärmeübertragenden Fläche der Luftseite sind Rippen auf den Kühlwasserrohren angefügt. Die Rippen verfügen über sogenannte Louver, um die Wärmeübertragung zu erhöhen. Diese verengen zum einen den minimalen Strömungsquerschnitt für eine Erhöhung der mittleren Strömungsgeschwindigkeit, zum anderen erzeugen sie zusätzliche Turbulenzen.

Es existieren drei verschiedene Grundtypen bezüglich der Ausführung von Rippenrohrwärmeübertragern mit Louvern (vgl. Abbildung 109). Der Grund hierfür liegt in der Fertigung: Während beim Typ P die Verbindung der Rippen mit den Rohren durch Fügen hergestellt wird, werden die Typen R und T gelötet. Da der Rippenabstand und

die Gestaltung der Louver wesentlich für das Strömungsverhalten sind, ist anzunehmen, dass sich diese Ausführungsformen ähnlich verhalten.

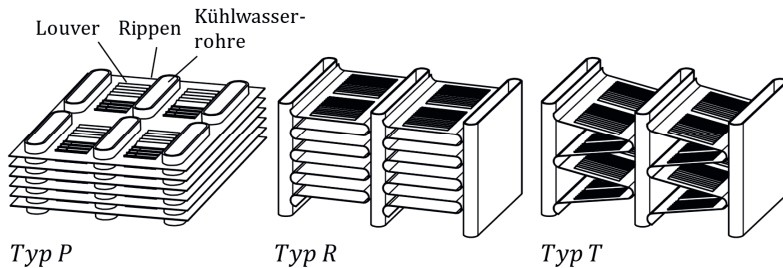


Abbildung 109: verschiedene Arten von Rippenrohrwärmeübertragern mit Louvern: Typ P „Plate-and-Tube Louver Fin Geometry“, Typ R „Corrugated Louver With Rectangular Channel“, Typ T „Corrugated Louver With Triangular Channel“ in Anlehnung an [CW97]

Eine Auswahl unterschiedlicher Korrelationen für den luftseitigen Wärmeübergang bei Rippenrohrwärmeübertragern mit Louvern samt deren Eigenschaften zeigt Tabelle 10.

Es lassen sich zwei typische Gleichungsformen erkennen:

- einfache Potenzgesetze mit geometrischen Parametern sowie
- komplexere Beziehungen zur Abbildung des Einflusses der Strömungsänderung.

Die einfachen Potenzgesetze bilden nur den Einfluss der Louver auf die Wärmeübertragung ab. Zur zusätzlichen Berücksichtigung der Änderung von einer geraden Kühlerdurchströmung zu einer Strömung parallel zu den Louvern existieren komplexere Gleichungen, wie beispielsweise die von Park & Jacobi [PJ09] oder Ryu & Lee [RL15]. Besonders erwähnenswert sind die Korrelationen von Davenport, Chang & Wang sowie Kim & Bullard. Davenport [Dav83] dürfte eine der frühesten Gleichungen für diesen speziellen Typ von Wärmeübertrager sein. Die Beziehung von Chang & Wang [CW97] gilt als die verlässlichste und liefert für einen großen Entwurfsbereich akzeptable Resultate, vgl. Park & Jacobi [PJ09]. Dies dürfte daran liegen, dass Chang & Wang für die Ermittlung ihrer Korrelation Daten von 91 Untersuchungen mit unterschiedlichsten Wärmeübertragern verschiedener Autoren herangezogen haben. Die Gleichung von Kim & Bullard ist ebenfalls sehr weit verbreitet.

Tabelle 10: Gegenüberstellung einer Auswahl an Wärmeübergangskorrelationen für Rippenrohrwärmeübertrager mit Louvern

Referenz	Korrelation	Typ	Geltungsbereich	Genauigkeit	Grundlage	Berechnung
Davenport 1983 [Dav83]	$J = 0,249 Re_{L,p}^{-0,42} \left(\frac{L_h}{2}\right)^{0,33} \left(\frac{L_1}{F_1}\right)^{1,1} F_1^{0,26}$ (A.12)	T	$250 \leq Re_{L,p} \leq 4\,000$ ⁶⁵	95 % der Daten innerhalb ± 6 %	Messdaten für 32 Wärme- übertrager	- Korrelation für die Rohrströmung: Dittus- Boelter - Rippenwirkungsgrad (rechteckige Rippe) - LMTD, vgl. [CW97]
Chang & Wang 1997 [CW97]	$J = 1,18 Re_{L,p}^{-0,505} \left(\frac{\theta}{90^\circ}\right)^{0,26} \left(\frac{F_1}{L_p}\right)^{-0,51}$ $\left(\frac{T_d}{L_p}\right)^{-0,26} \left(\frac{L_1}{L_p}\right)^{0,82} \left(\frac{T_p}{L_p}\right)^{-0,25} \left(\frac{\delta_f}{L_p}\right)^{-0,097}$ (A.13)	PRT	$100 \leq Re_{L,p} \leq 3\,000$	88 % der Daten innerhalb ± 15 %, mittlere Abweichung $\pm 8,21$ %	Messdaten für 91 Wärme- übertrager	- NTU und LMTD - überwiegend Rippenwirkungsgrad (rechteckige Rippe) ⁶⁶
Kim & Bullard 2002 [KB02]	$J = Re_{L,p}^{-0,487} \left(\frac{\theta}{90^\circ}\right)^{0,257} \left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-0,13} \left(\frac{F_1}{L_p}\right)^{-0,29}$ $\left(\frac{F_d}{L_p}\right)^{-0,235} \left(\frac{L_1}{L_p}\right)^{0,68} \left(\frac{T_p}{L_p}\right)^{-0,279} \left(\frac{\delta_f}{L_p}\right)^{-0,05}$ (A.14)	T	$100 \leq Re_{L,p} \leq 600$	RMSE $\pm 14,5$ %	Messdaten für 45 Wärme- übertrager	- Korrelation für rechteckigen Kanal - NTU (unvermischter Kreuzstrom) - Oberflächen- und Rippenwirkungsgrad (rechteckige Rippe)
Dong et al. 2007 [DCC+07]	$J = 0,26712 Re_{L,p}^{-0,1944} \left(\frac{\theta}{90^\circ}\right)^{0,257} \left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-0,5177}$ $\left(\frac{F_1}{L_p}\right)^{-1,9045} \left(\frac{L_1}{L_p}\right)^{1,7159} \left(\frac{F_d}{L_p}\right)^{-0,2147} \left(\frac{\delta_f}{L_p}\right)^{-0,05}$ (A.15)	T	$200 \leq Re_{L,p} \leq 2\,500$	95 % der Daten innerhalb 10 %, mittlere Abweichung 4,1 %	Messdaten für 20 Wärme- übertrager	- Korrelation für die Rohrströmung: nach Hausen (angepasst) - NTU (unvermischter Kreuzstrom) - Oberflächen- und Rippenwirkungsgrad für rechteckige Rippe

Tabelle 10: Gegenüberstellung einer Auswahl an Wärmeübergangskorrelationen für Rippenrohrwärmeübertrager mit Louvern [Fortsetzung]

Referenz	Korrelation	Typ	Geltungsbereich	Genauigkeit	Grundlage	Berechnung
Park & Jacobi 2009 [PJ09]	$J = 0,872 A B C \left(\frac{\theta}{180}\right)^{0,219} N_l^{-0,0881} \left(\frac{F_l}{L_p}\right)^{0,149}$ $\left(\frac{F_d}{F_p}\right)^{-0,259} \left(\frac{L_l}{r_l}\right)^{0,540} \left(\frac{F_l}{r_p}\right)^{-0,902} \left(1 - \frac{\delta_f}{L_p}\right) \left(\frac{L_p}{r_p}\right)^{0,301}$ $(A.16)$ <p>mit</p> $A = Re_{L_p} (-0,458 - 0,00874 \cosh(F_p/L_p - 1))$ $B = 1 - \frac{\sin\left(\frac{L_p}{F_p} \theta\right)}{\cosh\left(0,049 Re_{L_p} - 0,142 \frac{F_d}{N_l F_p}\right)}$ $C = 1 - 0,0065 \left(\frac{F_d}{N_l F_p}\right) \tan(\theta)$ $\cos\left(2 \pi \left(\frac{F_p}{L_p} \cot(\theta) - 1,8\right)\right)$	PRT	$27 \leq Re_{L_p} \leq 4\,132$	$RMSE \pm 11,5 \%$	Messdaten für 126 Wärmeübertrager	- k. A.
Ryu & Lee 2015 [RL15]	$J = Re_{L_p}^{-0,484 - \frac{1,887}{\ln Re_{L_p}} \left(\frac{F_d}{r_p}\right)^{0,157}}$ $\left(2,24 - 0,588 \ln \frac{F_p}{L_p \sin \theta}\right)$ $(A.17)$	RT	$100 < Re_{L_p} \leq 3\,000$	Daten innerhalb $\pm 15 \%$	CFD-Berechnung für Basis-element (81 Geometrien)	- aus Wärmeübergang - Bezug auf gesamte Oberfläche

⁶⁵ Der Geltungsbereich wurde einer Grafik entnommen.

⁶⁶ Die von Chang & Wang genutzten Daten weisen je nach Herkunft Unterschiede hinsichtlich der Berechnungsmethode und der Berücksichtigung der Rippeneffizienz auf.

Wie erwähnt, sind zur Berechnung der Korrelationen verschiedene geometrische Parameter notwendig. In Tabelle 11 sind daher die verschiedenen Parameter zur Beschreibung der luftseitigen Geometrie eines Rippenrohrwärmeübertragers mit Louvern aufgelistet. Für deren Definition siehe Abbildung 113 und Abbildung 114.

Tabelle 11: Parameter zur Beschreibung der luftseitigen Geometrie eines Rippenrohrwärmeübertragers mit Louvern

Symbol	Parameter
δ_f	Rippendicke
Θ	Louver-Winkel
F_d	Rippenbreite
F_l	Durchgangshöhe zwischen zwei Rohren
F_p	Rippenabstand
L_b	Louver-Breite
L_h	projizierte Louver-Höhe
L_l	mittlere Louver-Länge
L_p	projizierte Louver-Breite
N_l	Anzahl an Louver-Reihen
T_p	vertikaler Rohrmittenabstand
T_d	gesamte Rohrtiefe

Es sei darauf hingewiesen, dass bei den Korrelationen zur Bildung der Reynolds-Zahl die projizierte Louver Breite L_p als charakteristische Länge verwendet wird.

A.2 Methoden zur Ermittlung der Wärmeübergangsbeziehungen

Die Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten erfolgt, wie bereits erwähnt, auf Basis von experimentell ermittelten Wärmeübergangsbeziehungen. Es ergeben sich hierbei zwei Problemstellungen, welche nachfolgend kurz umrissen werden:

- die Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten sowie
- die Ermittlung der Wärmeübergangsbeziehungen.

Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten

Moreira, Colmanetti & Tibiricá [MCT19] geben eine umfassende Übersicht der unterschiedlichsten Methoden zur Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten. Die verschiedenen Verfahren sind:

- zur Ermittlung des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten:
 - + die direkte Bestimmung und
 - + die Bestimmung aus der Grenzschichtdicke;
- zur Ermittlung der mittleren Wärmeübergangskoeffizienten:
 - + die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten aus Analogien des Wärme-, Impuls- und Stoffaustausches,
 - + die Bestimmung aus transienten Messungen sowie
 - + die Bestimmung aus stationären Messungen.

Eine direkte Bestimmung aus der Beziehung des Wärmeübergangs nach Gleichung (3.3) erfordert die Messung der Fluid- und Wandtemperatur. Zudem muss der übertragene Wärmestrom bekannt sein.

Eine Ermittlung des Wärmeübergangs durch Messung der Grenzschichtdicke setzt deren Messbarkeit und die theoretische Beziehung zwischen Wärmeübergangskoeffizienten und Grenzschichtdicke voraus. Die messtechnische Erfassung mittels Wärmeübergangskoeffizient-Sonden verlangt deren mechanische Integrierbarkeit in die zu untersuchende Geometrie. Darüber hinaus muss eine Störung der Grenzschicht vermieden werden.

Die beschriebenen Verfahren besitzen eher experimentellen Charakter und sind primär für einfache Geometrien bzw. die Bestimmung lokaler Verhältnisse geeignet.

Die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten aus Analogien des Wärme-, Impuls- und Stoffaustausches setzt deren theoretische Ableitung bzw. eine experimentelle Identifikation voraus.

Für die Bestimmung des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten von komplexen geometrischen Wärmeübertragungsproblemen sind aber vor allem zwei Methoden verbreitet:

- transiente Verfahren und insbesondere
- Stationärvermessungen.

Daher sollen diese für den Fall eines Kreuzstromwärmeübertragers im Folgenden detaillierter ausgeführt werden. Bei beiden Verfahren werden dabei Messungen an einem Kühlerprüfstand durchgeführt.

Beim transienten Verfahren erfährt der über eine Wärmeübertragungsfläche strömende Fluidstrom eine plötzliche Änderung in der Eintrittstemperatur, vgl. Roetzel, Luo & Chen [RLC20, S. 408]. Bei der Single-Blow-Methode zur Bestimmung des luftseitigen Wärmeübergangskoeffizienten eines Kreuzstromwärmeübertragers wird beispielsweise der in den Kühlerprüfstand einströmende Luftstrom über ein elektrisches Heizgitter sprungförmig in der Temperatur erhöht, vgl. z. B. [KJV11] [LRL01] [PHP67] [RLC20, S. 424 ff.] [RLK17]. Die Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten erfolgt dann aus der Anpassung eines instationären Modelles an die Messung. Der instrumentelle Aufwand für die transiente Methode ist im Vergleich zur Stationärmessung etwas niedriger, da nur die Luftseite des Wärmeübertragers beaufschlagt wird. Der Zeitaufwand dürfte vergleichbar sein, da für beide Fälle ein stationärer Zustand Voraussetzung ist. Von besonderem Vorteil bei der transienten Methode ist, dass die zweite Fluidseite des Wärmeübertragers keinen Einfluss hat. Laut Taler [Tal13] hängt die Genauigkeit aber stark von der Güte der Messung der transienten Fluidmassenströme und der mittleren Lufttemperaturen vor und nach dem Wärmetauscher ab. Zudem hängt die Genauigkeit des Verfahrens von dem verwendeten instationären Modell und dem Verfahren zur Bestimmung des Wärmeübergangs ab, vgl. Ranganayakulu, Luo & Kabelac [RLK17]. Für eine ausführliche Darstellung von Ausprägungen und Anwendung des transienten Verfahrens sei auf Moreira, Colmanetti & Tibiriçá [MCT19] und insbesondere Krishnakumar, Anish & Venkatarathnam [KJV11] verwiesen.

Stationärvermessungen von Wärmeübertragern dürften am häufigsten zur Bestimmung von Wärmeübergangskoeffizienten eingesetzt werden, und zwar bei Kreuzstromwärmeübertragern an speziellen für diesen Zweck vorgesehenen Prüfständen oder an „kleinen“ Windkanälen. Dies belegt eine Vielzahl von Literaturstellen. Aufgrund der Einfachheit dominiert dabei die offene Bauform [Lec08, S. 35] [DCC+07] [KB02] [Tal13] [Tra16, S. 126] [Kor15, S. 51 ff.] [DSY*01] [YHM*13] gegenüber der aufwendigeren geschlossenen Bauform [CMD*11] [RL15]. Die geschlossene Bauart, bei der die Luft in einem geschlossenen Kreislauf strömt, ermöglicht gegenüber der einfacheren offenen Bauform eine Konditionierung des absoluten Druckniveaus. Für eine detaillierte Diskussion der beiden Ausführungen siehe Schütz [Sch13, S. 834 ff.].

Im Gegensatz zum transienten Verfahren ist kein instationäres Modell notwendig und die Auswertung der Wärmeübergangskoeffizienten ist einfacher. Die stationäre

Messung ist zudem einfacher hinsichtlich der erforderlichen Messgenauigkeit handzuhaben. Darüber hinaus ist für eine Leistungsbemessung eines Wärmeübertragers ohnehin ein Wärmeübertragerkennfeld von Interesse. Aus diesem lassen sich die Wärmeübergangskoeffizienten ableiten.

Es sei abschließend erwähnt, dass sich neben diesen experimentellen Verfahren mittlere Wärmübergangskoeffizienten mittlerweile auch mittels numerischer Berechnungen bestimmen lassen. So zeigen beispielsweise Perrotin & Clodic [PC04], Ryu & Lee [RL15] und Taler [Tal04] CFD-Berechnungen zur Ermittlung des luftseitigen Wärmeübergangs mehrerer Basiselemente eines Kreuzstromwärmeübertragers. Dabei stellen Perrotin & Clodic und auch Taler sowohl die lokalen als auch die mittleren Verhältnisse dar, wobei letzterer den mittleren Wärmeübergang aus einer Integration der lokalen Werte bestimmt. Dieses Vorgehen erfordert für eine akkurate, d. h. nicht gemittelte, Abbildung der für den Wärmeübergang wesentlichen Turbulenz einen hohen Rechenaufwand.

Verfahren zur Bestimmung der Wärmeübergangs-Korrelationen

Bei der Wilson-Plot-Methode handelt es sich um ein von Wilson im Jahre 1915 entwickeltes Verfahren zur Bestimmung der „Konvektionskoeffizienten“ einer Seite eines Wärmeübertragers, vgl. Fernández-Seara et al. [FUS⁺07]. Der Wärmewiderstand, d. h. die inverse Wärmedurchgangsfähigkeit, wird dabei in einen Anteil für die Fluidseite, für die der Wärmeübergang bestimmt werden soll, und einen konstanten Anteil für den Wärmeübergang der Seite mit einer konstanten Strömung und der Wandwärmeleitung aufgeteilt. Für den Wärmewiderstand gilt:

$$R = \frac{1}{kA} = \frac{1}{\alpha_1 A_1} + \left[\frac{\delta_W}{\lambda_W A} + \frac{1}{\alpha_2 A_2} \right]. \quad (\text{A.18})$$

Mit Annahme einer Potenzbeziehung für die Wärmeübergangskorrelation ergibt sich, dass der Wärmeübergangskoeffizient proportional zur Potenz der Strömungsgeschwindigkeit des Fluids der zu untersuchenden Seite ist. Damit ergibt sich für den Wärmewiderstand eine einfache Geradengleichung

$$R = \frac{1}{C_1 A_1} \frac{1}{w_1^{n_1}} + C_2. \quad (\text{A.19})$$

Aus dem Wilson-Plot lassen sich die Koeffizienten C_1 und C_2 grafisch bestimmen (siehe Abbildung 110). Voraussetzung ist allerdings, dass der Exponent der Strömungsgeschwindigkeit n_1 bekannt ist bzw. ein Wert für diesen angenommen wird.

Die Wilson-Plot-Methode unterliegt verschiedenen Einschränkungen. Sie ermöglicht lediglich eine lineare Regression, eine Fluidseite muss einen konstanten Widerstand haben und sie kann nur für Potenzbeziehungen verwendet werden, vgl. Taler [Tal13]. Eine umfassende Übersicht über die Wilson-Plot-Methode und deren Weiterentwicklungen zeigen Fernández-Seara et al. [FUS⁺07].

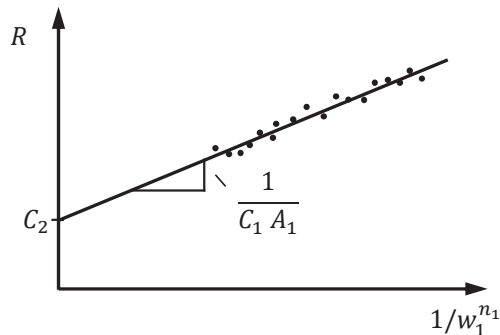


Abbildung 110: Wilson-Plot zur grafischen Bestimmung der Wärmeübergangsbeziehungen

Durch die zur Verfügung stehende Rechentechnik werden heute vor allem nichtlineare Regressionen zur Bestimmung von Wärmeübergangsbeziehungen verwendet, siehe beispielsweise [Kor15, S. 60 ff.] [Lec08, S. 87 ff.] [Tal04] [Tal13] [SL03] [KC92]. Damit lässt sich eine beliebige Anzahl an Parametern gleichzeitig identifizieren. Das Vorgehen ist dabei unabhängig von der Gestalt der Wärmeübergangsbestimmung, d. h. es kann sowohl für einfache Potenzansätze als auch komplexere Ausdrücke angewendet werden. Zudem ist es hier auch möglich, die Exponenten der Strömungsgrößen zu bestimmen.

A.3 Wärmeübergang an berippten Rohren

Eine Vergrößerung der wärmeübertragenden Oberfläche durch Rippen führt nicht zu einer proportionalen Erhöhung der Wärmeübergangsfähigkeit. Ursache hierfür ist der Abfall der Temperatur innerhalb der Rippe von der Wandtemperatur am Fuß der Rippe bis zum Minimalwert an der Rippenspitze (vgl. Abbildung 36 rechts).

Die Wirksamkeit der Rippen wird durch den Rippenwirkungsgrad berücksichtigt. Er ist definiert als Verhältnis der mittleren Temperaturdifferenz von der Rippe zum Fluid,

d. h. $T_f - T_L$, zur Temperaturdifferenz für den Fall, dass die gesamte Rippe die Temperatur des Rippenfußes, d. h. $T_{f0} - T_L$, hätte:

$$\eta_f = \frac{T_f - T_L}{T_{f0} - T_L} \quad (\text{A.20})$$

Für eine Herleitung und nähere Betrachtung des Rippenwirkungsgrades sei auf Baehr & Stephan [BS13a, S. 38 ff.] verwiesen.

Einfluss auf die Rippenwirksamkeit haben sowohl die Wärmeleitung in der Rippe als auch der Wärmeübergang an ihrer Oberfläche. Wesentliche Einflussgrößen sind neben der Geometrie die Wärmeleitfähigkeit des Werkstoffes und der Wärmeübergangskoeffizient, vgl. Baehr & Stephan [BS13a, S. 40]. Mit der Voraussetzung eines vollen Kontakts jeder Rippe zu den entsprechenden Rohren, der Vernachlässigung der Rippenschneiden und der Annahme eines gleichen Wärmeübergangskoeffizienten an der freien Rohr- und Rippenoberfläche lässt sich dann der gesamte Wärmeübergang berechnen, vgl. Gleichung (3.70).

Eine einfache Näherung des Rippenwirkungsgrades für kreisförmige Scheibenrippen auf einem Rohr zeigt Schmidt [Sch45] [Sch49]⁶⁷:

$$\eta_f = \frac{\tanh(\kappa_f \Lambda h)}{\kappa_f \Lambda h} \quad (\text{A.21})$$

mit dem Korrekturfaktor

$$\kappa_f = 1 + 0,35 \ln \left(1 + 2 \frac{h}{d_r} \right).$$

Schmidt weist darauf hin, dass sich Gleichung (A.21) für eine gerade Rippe auf einer ebenen Grundfläche vereinfacht zu

$$\eta_f = \frac{\tanh(\Lambda h)}{\Lambda h}. \quad (\text{A.22})$$

vgl. [Sch45] [Sch49]. Die Kenngröße Λ ist eine Funktion der Wärmeübergangszahl, der Leitfähigkeit und der Dicke einer Rippe.

$$\Lambda = \sqrt{\frac{2 \alpha_L}{\lambda_f \delta_f}} \quad (\text{A.23})$$

⁶⁷ Die Darstellung der Zusammenhänge orientiert sich an Baehr & Stephan [BS13a]. Diese ergeben sich durch Umformung der von Schmidt angegebenen Form, vgl. [Sch45] [Sch49].

h ist die Rippenhöhe, die sich für eine kreisförmige Rippe aus der halben Differenz des Rippendurchmessers und Rohrdurchmesser berechnen lässt $h = \frac{1}{2} (d_r - d_r)$.

Näherungsweise lassen sich rechteckige oder sechseckige Scheibenrippen über äquivalente kreisförmige Rippen, d. h. mit gleicher Oberfläche, berechnen, vgl. Baehr & Stephan [BS13a, S. 153]. Danach lässt sich für eine Rechteckrippe gleichmäßiger eine äquivalente Rippenhöhe bestimmen:

$$h = \sqrt{\frac{s_1 s_2}{\pi}} - \frac{d_r}{2}. \quad (\text{A.24})$$

Hierbei sind s_1 und s_2 die Abmessungen eines rechteckigen Rippensegments, d_r ist der Rohrdurchmesser (vgl. Abbildung 111).

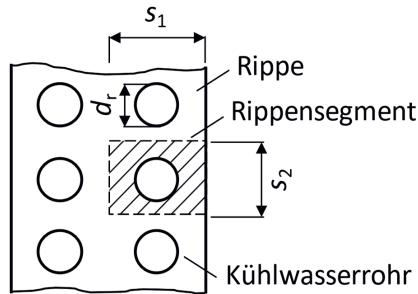


Abbildung 111: Kühler mit mehreren Rohrreihen in fluchtender Anordnung und rechteckigen Scheibenrippen

Schmidt [Sch45] selbst hat einen anderen Zusammenhang angegeben⁶⁸:

$$h = 0,64 \sqrt{s_2(s_1 - 0,2 s_2)} - \frac{d_r}{2}. \quad (\text{A.25})$$

Dabei gilt $s_1 \geq s_2$, vgl. [VDI13, S. 1461]. Laut Hong & Webb [HW96] weise die Schmidt-Methode für äquivalente kreisförmige Rippen einen Fehler bis 18 % auf. Für rechteckige Rippen mit $s_1 / d_r \approx 1$ vergrößere sich der Fehler.

Für eine umfassendere Diskussion weiterer Ansätze zur Rippenberechnung siehe Baehr & Stephan [BS13a, 151 ff.] und Hong & Webb [HW96].

⁶⁸ In der späteren Veröffentlichung [Sch49] enthalten die Formeln für die rechteckige und hexagonale Scheibenrippe Druckfehler.

A.4 Gegenüberstellung der stationären Berechnungskonzepte

Tabelle 12: Gegenüberstellung der stationären Berechnungskonzepte

Berechnungskonzept:	Charakteristik:
Analytische Lösung einer statischen Energiebilanz <i>Bedeutung: heute vor allem für die Berechnung des Temperaturverlaufs</i>	<ul style="list-style-type: none"> - Lösung der Differenzialgleichung notwendig - Ermöglicht sowohl Bestimmung der Zusammenhänge des Temperaturverlaufs über den Wärmeübertrager als auch für die Ausgangstemperaturen
Konzept der mittleren Temperaturdifferenz <i>Bedeutung: vor allem zur Berechnung von Gleich- und Gegenstrom</i>	<ul style="list-style-type: none"> - Eignet sich vor allem für die Berechnung der Ausgangstemperaturen und Dimensionierung von Gleich- und Gegenstromwärmeübertragern - Explizite Lösung für Wärmeübertrager-Auslegung - Für die Berechnung der Ausgangstemperaturen ist eine iterative Lösung nötig - Für andere Wärmeübertrager Korrekturfaktor notwendig
NTU-Methodik <i>Bedeutung: „Standard“ für unterschiedlichste Wärmeübertrager-Bauarten</i>	<ul style="list-style-type: none"> - Sowohl zur Berechnung der Ausgangstemperaturen als auch zur Dimensionierung von Wärmeübertragern - Vielzahl von Zusammenhängen für unterschiedlichste Wärmeübertrager verfügbar - Expliziter Zusammenhang für die Bestimmung der Ausgangstemperaturen
Berechnung mittels Kennfeld <i>Bedeutung: Zur Visualisierung und für Anwendungen mit niedrigem Rechenaufwand</i>	<ul style="list-style-type: none"> - Einfache Abbildung des nichtlinearen Verhaltens der Wärmeübertragung in Abhängigkeit der beiden Fluidströme - Niedriger Rechenaufwand

Anhang B Daten des untersuchten Wärmeübertragers

B.1 Technische Daten

Spezifikation

Tabelle 13: Spezifikation des untersuchten Hauptwasserkühlers eines VW Golf VII

Teilenummer:	VW 5Q0 121 251 EM
Hersteller:	Valeo
Typ:	„Plate-and-Tube Louver Fin Geometry“
Anzahl der Kühlmittelrohre:	54 x 2
Durchgänge:	2

Geometrische Abmessungen

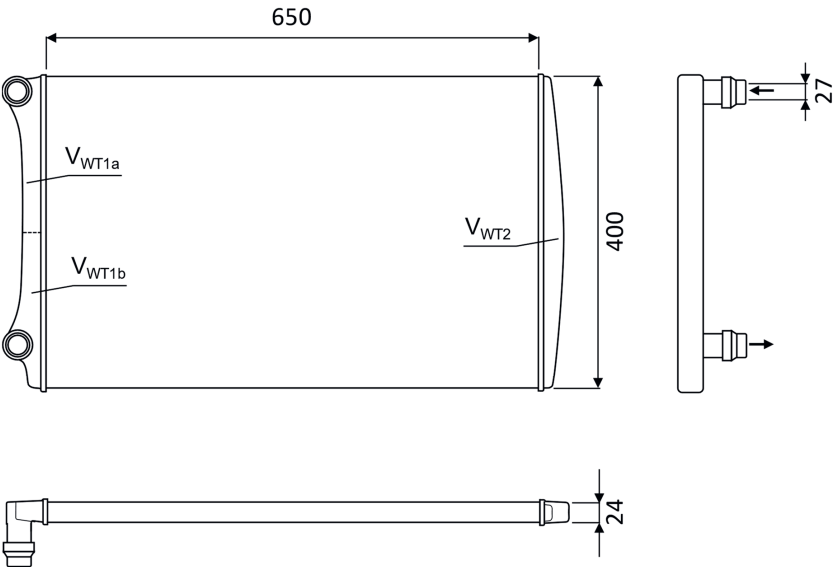
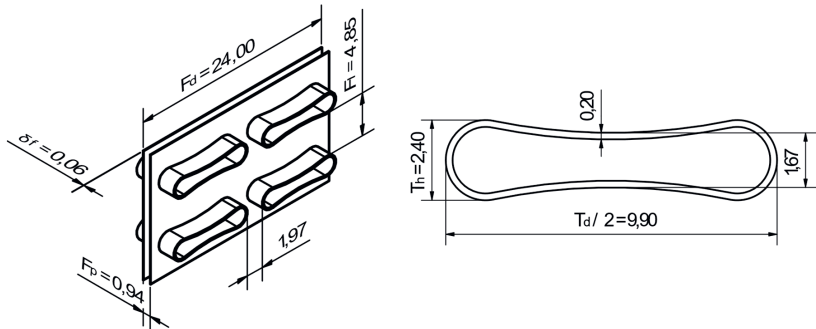
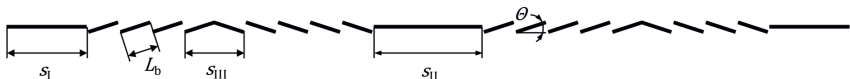


Abbildung 112: Abmessung der Kühlermatrix und der Anschlüsse



$A_{ri,o} = 1,551 \text{ m}^2$	innere Rohroberfläche	$A_{ri} = 13,74 \text{ mm}^2$	innerer Rohrquerschnitt
$A_{ra,o0} = 1,642 \text{ m}^2$	äußere Rohroberfläche	$A_{ra} = 18,45 \text{ mm}^2$	äußerer Rohrquerschnitt
$A_{ra,o} = 1,543 \text{ m}^2$	freie Rohroberfläche	$U_{ra} = 23,39 \text{ mm}$	äußerer Rohrumfang
$A_f = 9,890 \text{ m}^2$	Rippenoberfläche, ohne Kanten und Rohre	$U_{ri} = 22,10 \text{ mm}$	innerer Rohrumfang
$A_{rf} = 0,10 \text{ m}^2$	Versperrung durch Rohre und Rippen	$d_{H,r} = 2,487 \text{ mm}$	hydr. Rohrrinnen-durchmesser
$A_L = 0,16 \text{ m}^2$	freie durchströmbare Kühlerfläche ohne Louver		
$v_{rf} = 0,62$	Versperrung durch Rohre und Rippen		
$n_f = 10 \text{ 1/cm}$	spez. Rippenanzahl		

Abbildung 113: Rippenabmessungen und Rohrabstände (links) sowie Abmessungen des Kühlmittelrohres aus Mikroskopie (rechts)



$\Theta = 17,8^\circ$	Louver-Winkel	$L_p = \cos \Theta \cdot L_b$	projizierte Louver-Breite
$L_b = 0,87 \text{ mm}$	Louver-Breite	$= 0,83 \text{ mm}$	
$s_I = 2,33 \text{ mm}$	Eingangslänge	$L_h = \sin \Theta \cdot L_b$	projizierte Louver-Höhe
$s_{II} = 2,92 \text{ mm}$	Länge Mittensteg	$= 0,27 \text{ mm}$	
$s_{III} = 1,66 \text{ mm}$	Basis Louver-Dreieck	$T_p = F_I + T_h$	vertikaler Rohrmittenabstand
		$= 6,52 \text{ mm}$	

Abbildung 114: Louver-Geometrie aus Mikroskopie



- U_{d0} = 11,58 mm
- Umfang Durchgang
ohne Louver
- A_{d0} = 4,56 mm²
- Querschnitt Durch-
gang ohne Louver
- A_d = 2,61 mm²
- freier durchströmbarer
Durchgang
- U_d = 11,85 mm
- Umfang freier Durch-
gang
- d_{i+d} = 0,88 mm
- hydr. Durchmesser
freier Durchgang
- v_d = 0,57
- Kanalversperung
durch Louver A_d / A_{d0}

Abbildung 115: frei durchströmbare Fläche aus Mikroskopie

Massen- und Volumendaten

Tabelle 14: Massen- und Volumendaten des Kühlers aus Wägung und „Ausliterung“

	<i>m</i>
Leermasse Kühler:	2,62 kg
Verteil- und Sammelkasten WT1:	222 g
Verteil- und Sammelkasten WT2:	148 g
	<i>V</i>
Gesamtes Fluidvolumen des Kühlers:	1,58 l
Verteilkasten Einlass WT1a:	163 ml
Sammelkasten Auslass WT1b:	157 ml
Verteil- und Sammelkasten WT2:	176 ml

B.2 Betriebsdaten

Tabelle 15: Stationäre Vermessungsdaten des untersuchten Kühlers

\dot{V}_K l/min	\dot{m}_L kg/s	Δp_K mbar	p_{LE} Pa	T_{KE} °C	T_{KA} °C	T_{LE} °C	T_{LA} °C	\dot{Q}_K kW	\dot{q} kW/K
10,2	0,25	31,8	25,8	95,2	72,4	20,2	76,3	14,3	0,191
30,1	0,25	98,6	27,0	95,0	86,0	20,1	86,7	16,8	0,224
49,9	0,25	230,6	26,3	95,2	89,4	20,3	91,9	17,9	0,239
99,9	0,25	775,2	34,0	95,0	92,1	19,9	92,4	18,3	0,244
10,3	0,51	35,1	47,1	95,2	61,4	20,1	61,7	21,4	0,284
30,2	0,51	102,2	49,3	95,0	80,2	20,2	74,3	27,8	0,371
50,1	0,50	228,3	53,6	95,0	84,8	20,0	82,7	31,8	0,424
100,3	0,51	783,8	57,8	95,1	89,6	20,0	87,2	34,2	0,455
10,1	0,75	37,0	75,5	95,2	55,1	20,1	52,8	24,8	0,330
30,2	0,76	104,0	72,0	95,0	76,3	20,2	66,1	34,9	0,467
50,0	0,76	229,7	84,7	95,1	81,2	20,1	76,1	42,9	0,573
100,1	0,76	780,2	83,9	95,1	87,4	20,1	82,3	47,5	0,634
10,1	1,50	41,6	188,5	95,0	46,7	20,0	39,6	29,8	0,397
29,9	1,50	108,3	193,3	95,3	69,3	20,3	51,9	47,9	0,638
50,1	1,51	234,7	197,5	95,1	74,6	20,0	61,9	63,6	0,847
100,3	1,51	799,1	203,0	95,0	82,9	20,1	69,9	75,5	1,008

B.3 Instrumentierung Kühlerprüfstand

Tabelle 16: am Kühlerprüfstand eingesetzte Sensoren

Messstelle	Benennung	Sensor
Kühlwassereingangs- temperatur	T_{KE}	SAB Mantelthermoelement Typ K 1,5 mm x 100 mm, Kl. 1 Rössel Pt100 1,5 - 1,0 mm x 60 - 5 mm Kl. A
Kühlwasserausgangs- temperatur	T_{KA}	SAB Mantelthermoelement Typ K 1,5 mm x 100 mm, Kl. 1 Rössel Pt100 1,5 - 1,0 mm x 60 - 5 mm Kl. A
Lufteingangs- temperatur	T_{LE}	PMR Pt100 3,0 mm x 250 mm Kl. A
Kühlwasser- volumenstrom	\dot{V}_K	NATEC NT 20
Luftgeschwindigkeit	w_L	Testo 425

Anhang C Verwendete Stoff- und Materialdaten

Tabelle 17: Regressionsfunktion der Stoffdaten von Kühlwasser – Wasser-Glysantin® -Gemisch (50:50) nach [BAS18]

Regressionsgleichungen	Gültigkeitsbereich
$c_{p,K} = - 0,0000211 (T_{K,m}/^{\circ}\text{C})^2 + 0,0069 (T_{K,m}/^{\circ}\text{C}) + 3,182$ [kJ/kg K]	-35-100°C
$\rho_K = - 0,0013 (T_{K,m}/^{\circ}\text{C})^2 - 0,498 (T_{K,m}/^{\circ}\text{C}) + 1084$ [kg/m³]	0-100°C
$\nu_K = \exp(- 29,54 + 6048 / (T_{K,m}/\text{K}) + 0,03521 (T_{K,m}/\text{K}))$ [mm²/s]	-35-100°C
$\lambda_K = 0,000616 (T_{K,m}/^{\circ}\text{C}) + 0,3792$ [W/m K]	-35-100°C
$Pr_K = \exp(24,02 + 504/(T_{K,m}/\text{K}) - 0,1199 (T_{K,m}/\text{K}) + 0,000153 (T_{K,m}/\text{K})^2)$ [1]	-35-100°C

Tabelle 18: Regressionsfunktion der Stoffdaten für trockene Luft bei 1 bar nach [VDI13, S. 197]

Regressionsgleichungen	Gültigkeitsbereich
$c_{p,L} = -7,125 \text{ E-}12 (T_{L,m}/^{\circ}\text{C})^4 + 6,427 \text{ E-}7 (T_{L,m}/^{\circ}\text{C})^2 + 1,006$ [kJ/kg K]	0-100°C
$\rho_L = 9,826 \text{ E-}6 (T_{L,m}/^{\circ}\text{C})^2 - 0,004398 (T_{L,m}/^{\circ}\text{C})^2 + 1,274$ [kg/m³]	0-100°C
$\nu_L = (0,001074 (T_{L,m}/^{\circ}\text{C})^2 + 0,8881 (T_{L,m}/^{\circ}\text{C}) + 135)/10$ [mm²/s]	-40-120°C
$\lambda_L = -3,861 \text{ E-}5 (T_{L,m}/^{\circ}\text{C})^2 + 0,07654 (T_{L,m}/^{\circ}\text{C}) + 24,35$ [mW/m K]	-40-120°C
$Pr_L = 4,898 \text{ E-}7 (T_{L,m}/^{\circ}\text{C})^2 - 0,0001551 (T_{L,m}/^{\circ}\text{C}) + 0,711$ [1]	-40-120°C

Tabelle 19: Materialdaten Aluminium, vgl. [VDI13, S. 629/637]

Stoffgröße
$c_{p,W} (T_W = 100^{\circ}\text{C}) = 910 \text{ J/kg K}^{69}$
$\lambda_W (T_W = 100^{\circ}\text{C}) = 240 \text{ W/m K}$

Tabelle 20: Materialdaten PA 66-GF 35, vgl. [EEH12, S. 634]

Stoffgröße
$c_{p,WT} = 1,4 \text{ kJ/kg K}$
$\lambda_{WT} = 0,23 \text{ W/m K}$

⁶⁹ Lineare Interpolation zwischen 0 °C und 200 °C.

Literaturverzeichnis

- [AAA12] Al-Dawery, S. K.; Alrahawi, A. M.; Al-Zobai, K. M.: Dynamic modeling and control of plate heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 55 (2012), Nr. 23-24, S. 6873-6880.
- [AFM⁺12] Augustin, S.; Fröhlich, T.; Mammen, H.; Ament, C.; Güther, T.: Thermo-elemente für den Einsatz in Abgassystemen von Verbrennungsmotoren. *tm – Technisches Messen* 79 (2012), Nr. 10, S. 472-477.
- [AEP⁺18] Almbauer, R.; Ennemoser, A.; Petutschnig, H.; Traußnig, A.: Thermo-management. In: Merker, G. P. (Hrsg.); Teichmann, R. (Hrsg.): *Grundlagen Verbrennungsmotoren*. 8. Aufl., Wiesbaden: Springer Vieweg, 2018, S. 809-848.
- [AK18] Angermeier, S.; Kerler, B.: Instrumentation of a battery thermal management system test bench for electric city busses. In: Grundmann, S. (Hrsg.); Ruck, B. (Hrsg.); Leder, A. (Hrsg.): *Experimentelle Strömungsmechanik*. Karlsruhe: Deutsche Gesellschaft für Laser-Anemometrie, 2018, S. 38.1-38.6.
- [AM06] Ansari, M. R.; Mortazavi, V.: Simulation of dynamical response of a countercurrent heat exchanger to inlet temperature or mass flow rate change. *Applied Thermal Engineering* 26 (2006), Nr. 17-18, S. 2401-2408.
- [App14] Appelt, C.: *Modellbasierte Optimalsteuerung im Energiemanagement des Kraftfahrzeugs*. TU Berlin, Diss., 2014.
- [Ata04] Ataer, Ö. E.: An approximate method for transient behavior of finned-tube cross-flow heat exchangers. *International Journal of Refrigeration* 27 (2004), Nr. 5, S. 529-539.
- [AVL21a] AVL List: AVL CRUISE. [Letzter Zugriff: 7.7.2021].
<https://www.avl.com/de/cruise>
- [AVL21b] AVL List: AVL FIRE M. [Letzter Zugriff: 7.7.2021].
<https://www.avl.com/de/fire-m>
- [AVL21c] AVL List: AVL PUMA 2. [Letzter Zugriff: 7.7.2021].
<https://www.avl.com/-/avl-puma-2>
- [Aue15] Auer M.: Ein Beitrag zur Erhöhung der Reichweite eines batterieelektrischen Fahrzeugs durch prädiktives Thermomanagement. Universität Stuttgart, Diss., 2015.

- [Bar15] Bartecki, K.: Transfer function-based analysis of the frequency-domain properties of a double pipe heat exchanger. *Heat and Mass Transfer* 51 (2015), Nr. 2, S. 277-287.
- [BAS18] BASF: GLYSANTIN Graphs. Ludwigshafen, 2018.
- [BBK*16] Benedikt, M.; Bacher, C.; Koller, A.; Lemke, T.; Lang, G.; Puntigam, W.; Hohenberg G.: Consistent Vehicle Development via SW/HW Integration. 18. Kongress SIMVEC – Simulation und Erprobung in der Fahrzeugentwicklung, 22./23. 11. 2016, Baden-Baden, 2016.
- [Ben72] Bender, E.: Das dynamische Verhalten von Kreuzstromwärmeaustauschern für Massenstromvariationen. *Regelungstechnik und Prozeß-Datenverarbeitung [at – Automatisierungstechnik]* 20 (1972), Nr. 1, S. 13-20.
- [Ben73] Bender, E.: Zum regelungstechnischen Verhalten von Kreuzstromwärmeaustauschern. *Chemie Ingenieur Technik* 45 (1973), Nr. 6, S. 350-356.
- [Ber14] Bernhard, F.: *Handbuch der Technischen Temperaturmessung*. 2. Aufl., Berlin: Springer, 2014.
- [BFT07] Bracco, S.; Faccioli, I.; Troilo, M.: Dynamic Simulation Model of a Two-Fluids Heat Exchanger Based on a Numerical Discretization Method. 6th WSEAS International Conference on System Science and Simulation in Engineering. 2007.
- [BHH*19] Beidl, C.; Hipp, J.; Hohenberg, G.; Geneder, S.: RDE thermal management – From road to rig. In: Bargende, M. (Hrsg.): 19. Internationales Stuttgarter Symposium. Bd. 2, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2019, S. 43-63.
- [BLG*14] Baltzer, S.; Lichius, T.; Gissing, J.; Jeck, P.; Eckstein, L.; Küfen, J.: Hardware In The Loop Simulation with Modelica – A Design Tool for Thermal Management Systems. In: Tummescheit, H. (Hrsg.); Årzén, K.-E.: *Proceedings of the 10th International Modelica Conference*. Linköping: Linköping University Electronic Press, 2014, S. 401-408.
- [BM84] Bassiouny, M. K.; Martin, H.: Flow distribution and pressure drop in plate heat exchangers – I. *Chemical Engineering Science* 39 (1984), Nr. 4, S. 693-700.
- [BS13a] Baehr, H. D.; Stephan, K.: *Wärme- und Stoffübertragung*. 8. Aufl., Berlin: Springer, 2013.
- [BS13b] Braess, H.-H. (Hrsg.); Seiffert, U. (Hrsg.): *Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. 7. Aufl., Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013.
- [Buc14] Buckingham, E.: On physically similar systems; illustrations of the use of dimensional equations. *Physical Review* 4 (1914), Nr. 4, S. 345–376.

- [CC21] Cuenca Jaén, I.; Paar, C.: Technologische Aspekte bei Hochleistungs-Elektrofahrzeugen. ATZ 123 (2021), Nr. 3, S. 58-63.
- [CCO*12] Chouaba, S. E.; Chamroo, A.; Ouvrard, R.; Poinot, T.: A counter flow water to oil heat exchanger: MISO quasi linear parameter varying modeling and identification. Simulation Modelling Practice and Theory 23 (2012), S. 87-98.
- [CHA95] Cowell, T. A.; Heikal, M. R.; Achaichia, A.: Flow and heat transfer in compact louvered fin surfaces. Experimental Thermal and Fluid Science 10 (1995), Nr. 2, S. 192-199.
- [Col33] Colburn A. P.: A method of correlating forced convection heat transfer data and a comparison with fluid friction. Transactions of the AIChE 29 (1933), S. 174-210.
- [CMD*11] Cuevas, C.; Makaire, D.; Dardenne, L.; Ngendakumana, P.: Thermo-hydraulic characterization of a louvered fin and flat tube heat exchanger. Experimental Thermal and Fluid Science 35 (2011), Nr. 1, S. 154-164.
- [CW97] Chang, Y. J.; Wang, C. C.: A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry. International Journal of Heat and Mass Transfer 40 (1997), Nr. 3, S. 533-544.
- [Dav83] Davenport C. J.: Correlations for heat transfer and flow friction characteristics of louvered fin. In: Heat Transfer – Seattle. AIChE Symposium Series. New York: American Institute of Chemical Engineers, 1983, S. 19-27.
- [Das21] Dassault Systèmes: DYMOLA Systems Engineering. [Letzter Zugriff: 7.7.2021].
<https://www.3ds.com/de/produkte-und-services/catia/produkte/dymola/>
- [DB85] Dittus, F. W., Boelter, L. M. K.: Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. International Communications in Heat and Mass Transfer 12 (1985), Nr. 1, S. 3-22.
- [DBR*96] Dietz, S.; Binder W., Raab, G.; Hager, J.; Raup, M: Kühlsystementwicklung im Pkw mit Unterstützung von Simulationswerkzeugen. In: Berechnung und Simulation im Fahrzeugbau. VDI-Berichte Nr. 1283. Düsseldorf: VDI-Verl., 1996, S. 461-476.
- [DCC*07] 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 48 (2007), Nr. 5, S. 1506-1515.

- [Del17] Dellner, M.: Modellbasierte Applikation Thermomanagement. KIT, Diss., 2017.
- [DH16] Dostal, J.; Havlena, V.: Convection oriented heat exchanger model. In: 2016 12th IEEE International Conference on Control and Automation (ICCA). IEEE, 2016, S. 347-352.
- [DR95] Das, S. K.; Roetzel, W.: Dynamic analysis of plate heat exchangers with dispersion in both fluids. International Journal of Heat and Mass Transfer 38 (1995), Nr. 6, S. 1127-1140.
- [DSY*01] Díaz, G.; Sen, M.; Yang, K. T.; McClain, R. L.: Dynamic prediction and control of heat exchangers using artificial neural networks. International Journal of Heat and Mass Transfer 44 (2001), Nr. 9, S. 1671-1679.
- [EEH12] Elsner, P.; Eyerer, P.; Hirth, T.: Kunststoffe - Eigenschaften und Anwendungen., 8. Aufl., Heidelberg: Springer, 2012.
- [EGS*18] Engbroks, L.; Görke, D.; Schmiedler, S.; Strenkert, J.; Geringer, B.: Applying forward dynamic programming to combined energy and thermal management optimization of hybrid electric vehicles. IFAC-PapersOnLine 51 (2018), Nr. 31, S. 383-389.
- [ER93] Eichseder, W.; Raab, G.: Calculation and Design of Cooling Systems. SAE Technical Paper, Nr. 931088, 1993.
- [Fil54] Filonenko, G.: Gidravlicheskiye soprotivleniye v trubakh (Hydraulic resistance in pipes). Teploenergetika 1 (1954), Nr. 4, S. 40-44.
- [FKK*18] Fischer, T.; Kraus, T.; Kirches, C.; Gauterin, F.: Demonstration of a nonlinear model predictive control of a thermal management system for electric Vehicles in Real-Time. In: 2018 IEEE Conference on Control Technology and Applications (CCTA). IEEE, 2018, S. 676-682.
- [FNI98] Fischer, M.; Nelles, O.; Isermann, R.: Adaptive predictive control of a heat exchanger based on a fuzzy model. Control Engineering Practice 6 (1998), Nr. 2, S. 259-269.
- [FRM19] Fussey, P.; Rouaud, C.; Martin, P.: xEV thermal system control - solving the multi-variable constrained control challenge. JSAE Paper, Nr. 20195046, 2019, S. 1-6.
- [FUS*07] Fernández-Seara, J.; Uhía, F. J.; Sieres, J.; Campo, A.: A general review of the Wilson plot method and its modifications to determine convection coefficients in heat exchange devices. Applied Thermal Engineering 27 (2007), Nr. 17/18, S. 2745-2757.
- [Gam21] Gamma Technologies: GT-SUITE Overview. Letzter Zugriff: 7.7.2021. <https://www.gtisoft.com/gt-suite/gt-suite-overview/>

- [GBA*13] Güther, T.; Bönicke, H.; Ament, C.; Augustin, S.; Fröhlich, T.: A model-based temperature estimator for improving sensor dynamics in vehicle exhaust systems. In: IECON 2013 - 39th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society. IEEE, 2013, S. 3852-3857.
- [GDV*01] Garimella, S.; Dowling, W. J.; Veen, M. van der; Killion, J. D.: The effect of simultaneously developing flow on heat transfer in rectangular tubes. *Heat Transfer Engineering* 22 (2001), Nr. 6, S. 12-25.
- [GH20] Geneder, S.; Hohenberg, G.: Novel dynamic conditioning unit for the reproduction of real driving conditions on a test bed. *Automotive and Engine Technology* 5 (2020), Nr. 3/4, S. 199-213.
- [GJ21] Geneder, S.; Jumar, U.: Neuartiges wegbasiertes Modell zur Abbildung des Zeitverhaltens eines Kreuzstromwärmeübertragers. at – Automatisierungstechnik (2021). – in Veröffentlichung.
- [GKK04] Ganser, J.; Kleppmann, W.; Kolb, A.; Schwelberger, W.; Trefzger, B.: Kühlkreislauf-Entwicklung mittels DoE. *MTZ* 65 (2004), Nr. 9, S. 670-677.
- [GLB*15] Gross-Weege, C.; Lichius, T.; Baltzer, S.; Abel, D.: Control Design for a Thermal Hardware-in-the-Loop Test Bench for Automobile Thermal Management Systems. *IFAC-PapersOnLine* 48 (2015), Nr. 15, S. 441-447.
- [Gni75] Gnielinski, V.: Neue Gleichungen für den Wärme- und den Stoffübergang in turbulent durchströmten Rohren und Kanälen. *Forschung im Ingenieurwesen A* 41 (1975), Nr. 1, S. 8-16.
- [Gni76] Gnielinski, V.: New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *International Chemical Engineering* 16 (1976), Nr. 2, S. 359-368.
- [Gni89] Gnielinski, V.: Zur Wärmeübertragung bei laminarer Rohrströmung und konstanter Wandtemperatur. *Chemie Ingenieur Technik* 61(1989), Nr. 2, S. 160-161.
- [Gni95] Gnielinski, V.: Ein neues Berechnungsverfahren für die Wärmeübertragung im Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Rohrströmung. *Forschung im Ingenieurwesen* 61 (1995), Nr. 9, S. 240-248.
- [Gni13] Gnielinski, V.: On heat transfer in tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 63 (2013), S. 134-140.
- [Gri88] Grigull, U.: Die Grundgesetze der Wärmeübertragung. 3. Aufl., Berlin: Springer, 1988.
- [Gro10] Großmann, H.: Pkw-Klimatisierung. Berlin: Springer, 2010.
- [GSG*14] Gao, T.; Sammakia, B. G.; Geer, J. F.; Ortega, A.; Schmidt, R.: Dynamic analysis of cross flow heat exchangers in data centers using transient

- p effectiveness method. IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology 4 (2014) Nr. 12, S. 1925-1935.
- [Gvo91] Gvozdenac, D. D.: Dynamic response of the crossflow heat exchanger with finite wall capacitance. Wärme- und Stoffübertragung 26 (1991), Nr. 4, S. 207-212.
- [Hau43] Hausen, H.: Darstellung des Wärmeüberganges in Rohren durch verallgemeinerte Potenzbeziehungen. Zeitschrift VDI-Beiheft Verfahrenstechnik. (1943), Nr. 4, S. 91-105.
- [Hau76] Hausen, H.: Wärmeübertragung im Gegenstrom, Gleichstrom und Kreuzstrom. 2. Aufl., Berlin: Springer, 1976.
- [HG18] Hohenberg, G.; Geneder, S.; Dokumentation Dynamik Modul II plus – Konzept und Aufbau eines dynamischen Konditioniermoduls. Projektabschlussbericht, Graz, 27.5.2018.
- [HGR02] Hager, J.; Gumpoldsberger, T.; Reitbauer, R.: Einsatz transienter thermischer Simulation von Nutzfahrzeugen zur Erhöhung von deren Wirtschaftlichkeit. In: Deußen, N. (Hrsg.): Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs III. Renningen: expert-Verl., 2002, S. 39-60.
- [HK82] Hohenberg, G.; Killmann, I.: Basic findings obtained from measurement of the combustion process. In: SAE (Hrsg.): Proceedings of the 19th International Fisita Congress. Parkville (Australia), 1982, S. 126.1-126.8.
- [HM19] Herwig, H.; Moschallski, A.: Wärmeübertragung. 4. Aufl., Wiesbaden: Springer Vieweg, 2019.
- [Hoh80] Hohenberg, G.: Experimentelle Erfassung der Wandwärme von Kolbenmotoren. TU Graz, Habil., 1980.
- [Hop17] Hoppe, M. H.-G.: Modellbasierte Entwicklung und Applikation von Diagnosefunktionen im Kühlkreislauf des Kraftfahrzeugs. RWTH Aachen, Diss., 2017.
- [HW96] Hong, K. T., Webb, R. L.: Calculation of fin efficiency for wet and dry fins. HVAC&R Research 2 (1996), Nr. 1, S. 27-41.
- [HWS16] Höhn, P.; Widdershoven, J.; Stommel, P.: Simulation of a cooling fluid conditioning system for combustion engines using Simscape. 3rd Biennial International Conference on Powertrain Modelling and Control Testing, Mapping and Calibration. Loughborough, 7.-9. September 2016.
- [ILB*07] Incropera, F. P.; Lavine, A. S.; Bergman, T. L.; DeWitt, D. P.: Fundamentals of heat and mass transfer. 6. Aufl., Hoboken: Wiley, 2007.
- [IPG21] IPG Automotive: Real-time Hardware. [Letzter Zugriff: 3.4.2021].
<https://ipg-automotive.com/de/produkte-services/real-time-hardware/>

- [JA06] Jung, D.; Assanis, D. N.: Numerical modeling of cross flow compact heat exchanger with louvered fins using thermal resistance concept. SAE Technical Paper, Nr. 2006-01-0726, 2006.
- [Jam11] Jamroz, P.: Relationship between dynamic coefficients of two temperature sensors under nonstationary flow conditions. IEEE Sensors Journal 11 (2011), Nr. 2, S. 335-340.
- [JC15] Jang, J.-Y.; Chen, C.-C.: Optimization of louvered-fin heat exchanger with variable louver angles. Applied Thermal Engineering 91 (2015), S. 138-150.
- [JMR97] Joshi, N.; Murugan, P.; Rhinehart, R.: Experimental comparison of control strategies. Control Engineering Practice 5 (1997), Nr. 7, S. 885–896.
- [Kab88] Kabelac, S.: Zur Berechnung des Zeitverhaltens von Wärmeübertragern. Wärme- und Stoffübertragung 23 (1988), Nr. 6, S. 365-370.
- [Kab89] Kabelac, S.: The transient response of finned crossflow heat exchangers. International Journal of Heat and Mass Transfer 32 (1989), Nr. 6, S. 1183-1189.
- [Kal12] Kallenbach, E.: Elektromagnete: Grundlagen, Berechnung, Entwurf und Anwendung. 4. Aufl., Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2012.
- [Kar16] Karras, N.: Optimierung der Wärmeabfuhr eines Fahrzeug-Elektromotors und Auswirkungen auf den Gesamtkühlkreislauf. Universität Stuttgart, Diss., 2016.
- [KB02] Kim, M.-H.; Bullard, C. W.: Air-side thermal hydraulic performance of multi-louvered fin aluminum heat exchangers. International Journal of Refrigeration 25 (2002), Nr. 3, S. 390-400.
- [KBM08] Kreuzinger, T.; Bitzer, M.; Marquardt, W.: Beladungsregelung einer Brennwerttherme mit Schichtladespeicher. at - Automatisierungstechnik 56 (2008), Nr. 8, S. 406-415.
- [KC92] Khartabil, H. F.; Christensen, R. N.: An improved scheme for determining heat transfer correlations from heat exchanger regression models with three unknowns. Experimental Thermal and Fluid Science 5 (1992), Nr. 6, S. 808-819.
- [KET18] Klell, M.; Eichseder, H.; Trattner, A.: Wasserstoff in der Fahrzeugtechnik. 4. Aufl., Wiesbaden: Springer Vieweg, 2018.
- [KHH*11] Kennerknecht, T.; Hötendorfer, H.; Hornreich, C.; Steinberg, P.: Modellbasierte Kalibrierung im Thermischen Windkanal. ATZ 113 (2011), Nr. 11, S. 838-843.

- [KHP91] Kohlhepp, W.; Hartmann, V.; Peter, C.: Neuer Prüfstand für die Wärmebilanz der Medien Kühlmittel und Öl – Teil I: Entwicklung und Ausführung des Motorenprüfstandes. ATZ 93 (1991), Nr. 2, S. 76-79.
- [KIO*98] Katayama, T.; Itoh, T.; Ogawa, M.; Yamamoto, H.: Optimal tracking control of a heat exchanger with change in load condition. In: 29th IEEE Conference on Decision and Control. IEEE, 1990, S. 1584-1589.
- [KJV11] Krishnakumar, K.; Anish, K. J.; Venkatarathnam, G.: A review on transient test techniques for obtaining heat transfer design data of compact heat exchanger surfaces. Experimental Thermal and Fluid Science 35 (2011), Nr. 4, S. 738-743.
- [Kol16] Koller, A.: Simulation in thermal management – Looking back, status and outlook of an exciting discipline. In: Bargende, M. (Hrsg.), Reuss, H.-C. (Hrsg.); Wiedemann, J. (Hrsg.): 16th Stuttgart International Symposium. Bd. 2, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2016, S. 647-657.
- [Kor13] Korthauer, R.: Handbuch Lithium-Ionen-Batterien. Berlin: Springer, 2013.
- [Kor15] Korzeń A.: Mathematical modelling of the operation of cross-flow finned-tube heat exchangers. TU Krakau, Diss., 2015.
- [KR03] Khadir, M. T.; Ringwood J. V.: First principles modelling of a pasteurisation plant for model predictive control. Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems 9 (2003), Nr. 3, S. 281-301.
- [Kre99] Kreisselmeier, G.: Struktur mit zwei Freiheitsgraden. at - Automatisierungstechnik 47 (1999), Nr. 6, S. 266-269.
- [KRS*04] Kar, K.; Roberts, S.; Stone, R.; Oldfield, M.; French, B.: Instantaneous exhaust temperature measurements using thermocouple compensation techniques. SAE Technical Paper, Nr. 2004-01-1418, 2004.
- [KRM*19] Koller, A.; Raiser, H.; Mayr, C.; Walcher, M.; Ciglar, D.: ThermoLab for Battery Electric Vehicle – Thermal Development on Testbeds. In: Proceedings 8th Int. Symposium on Development Methodology. Wiesbaden, 2019, S. 1-18.
- [KSA*19] Kancsár, J.; Striednig, M.; Aldrian, D.; Trattner, A.; Klell, M.; Kügele, C.; Jakubek, S.: A novel approach for dynamic gas conditioning for PEMFC stack testing. International Journal of Hydrogen Energy 42 (2017), Nr. 48, S. 28898-28909.
- [KT15] Korzeń, A.; Taler, D: Modeling of transient response of a plate fin and tube heat exchanger. International Journal of Thermal Sciences 92 (2015), S. 188-198.

- [Las17] Laszczyk, P.: Simplified modeling of liquid-liquid heat exchangers for use in control systems. *Applied Thermal Engineering* 119 (2017), S. 140-155.
- [LD19] Lalot, S., Desmet, B.: The harmonic response of counter-flow heat exchangers – Analytical approach and comparison with experiments. *International Journal of Thermal Sciences* 135 (2019), S. 163-172.
- [Lec08] Lechmann, A.: Modellierung von Wärmeübertragern in den Gaswechselsystemen von Verbrennungsmotoren. TU Berlin, Diss., 2008.
- [Leo92] Leonhard, W.: Einführung in die Regelungstechnik. 6. Aufl., Braunschweig: Vieweg, 1992.
- [LRL01] Luo, X., Roetzel, W., Lüdersen, U.: The single-blow transient testing technique considering longitudinal core conduction and fluid dispersion. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 44 (2001), Nr. 1, S. 121-129.
- [LZW09] Lang, Q.; Zhang, Y.; Xiu, W.: Dynamic compensation of Pt100 temperature sensor in petroleum products testing based on a third order model. In: IEEE (Hrsg.): 2009 International Workshop on Intelligent Systems and Applications. Wuhan, 2009, S. 1-4.
- [MAG21] MAGNA: KULI software. [Letzter Zugriff: 7.7.2021].
<https://kuli.magna.com/>
- [Mar87] Martin, H.: Vorlesung Wärmeübertragung II, Universität Karlsruhe, 1987.
- [MCT19] Moreira, T. A.; Colmanetti, A. R. A.; Tibiriçá C. B.: Heat transfer coefficient: a review of measurement techniques. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering* 41 (2019), Nr. 6, S. 1-25.
- [MDC09] Maidi, A.; Diaf, M.; Corriou, J.-P.: Boundary geometric control of a counter-current heat exchanger. *Journal of Process Control* 19 (2009), Nr. 2, S. 297-313.
- [MDS04] Mishra, M., Das, P. K., Sarangi, S.: Transient behavior of crossflow heat exchangers with longitudinal conduction and axial dispersion. *Journal of Heat Transfer* 126 (2004), Nr. 3, S. 425-433.
- [Mic01] Michalski, L.: Temperature measurement. 2. Aufl., Chichester: Wiley. 2001
- [Mic15] Michel, A.: Modellbasierte Regelung von industriellen Wärmeübertragern. TU Wien, Diss., 2015.
- [MK13] Michel, A.; Kugi, A.: Accurate low-order dynamic model of a compact plate heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 61 (2013), S. 323-331.

- [MK14] Michel, A.; Kugi, A.: Model based control of compact heat exchangers independent of the heat transfer behavior. *Journal of Process Control* 24 (2014), Nr. 4, S. 286-298.
- [MKK98] Müller, U.; Klingebiel, F.; Kahlstorf, U.: Rechnersimulation von Kfz-Kühlkreisläufen. *ATZ* 100 (1998), Nr. 7-8, S. 552-556.
- [MMB07] Malapure, V. P.; Mitra, S. K.; Bhattacharya, A.: Numerical investigation of fluid flow and heat transfer over louvered fins in compact heat exchanger. *International Journal of Thermal Sciences* 46 (2007) Nr. 2, S. 199-211.
- [MMS94] Mathisen, K. W.; Morari, M.; Skogestad, S.: Dynamic models for heat exchangers and heat exchanger networks. *Computers & Chemical Engineering* 18 (1994), S. S459-S463. – „Extended Version“ S. 1-16. [Letzter Zugriff: 10.4.2021].
https://folk.ntnu.no/skoge/publications/1993/escape3_Dynamic/escape3_Dynamic.extended.pdf
- [MP07] Martyr, A.; Plint, M.: *Engine testing - Theory and Practice*. 3. Aufl., Oxford: Elsevier, 2007.
- [MSJ*10] Mohtasebi, S. S.; Shirazi, F. A.; Javaheri, A.; Nava, G. H: Modeling and fuzzy control of the engine coolant conditioning system in an IC engine test bed. *Journal of Mechanical Science and Technology* 24 (2010), Nr. 11, S. 2323-2331.
- [MT07] Mollenhauer, K., Tschöke, H.: *Handbuch Dieselmotoren*. 3. Aufl., Berlin: Springer, 2007.
- [Mül06] Müller, E. A.: *Optimal control of thermal systems Engineering applications*. ETH Zürich, Diss., 2006.
- [NAT17] NATEC Sensors: NT-Messturbinen. Firmenschrift, Garching, 2017.
- [Nit12] Nitsche M.: *Wärmetausch-Fibel* 1. Essen: Vulkan-Verl., 2012.
- [Nuß15a] Nußelt, W.: Das Grundgesetz des Wärmeüberganges. *Gesundheits-Ingenieur* 38 (1915), Nr. 42, S. 477-482.
- [Nuß15b] Nußelt, W.: Das Grundgesetz des Wärmeüberganges. *Gesundheits-Ingenieur* 38 (1915), Nr. 43, S. 490-496. – Fortsetzung.
- [Nuß30] Nußelt, W.: Eine neue Formel für den Wärmedurchgang im Kreuzstrom. *Technische Mechanik und Thermodynamik* 1 (1930), S. 417–422.
- [Oer12] Oertel, H. jr. (Hrsg.): *Prandtl – Führer durch die Strömungslehre*. 13. Aufl., Wiesbaden: Springer Vieweg, 2012.
- [Olc05] Olczyk, A.: Modelowanie własności dynamicznych przetworników niestacjonarnej temperatury gazu (Modelling of dynamic properties of unsteady gas temperature sensors). In: Gajda, J. (Hrsg.): *Materiały XV*

- Symposium Modelowanie i Symulacja Systemow Pomiarowych (XV Symposium on Measuring Systems – Modelling and Simulation). Krakau: Wydawn. Katedry Metrologii AGH, 2005, S. 71-80.
- [PC04] Perrotin, T.; Clodic, D.: Thermal-hydraulic CFD study in louvered fin-and-flat-tube heat exchangers. *International Journal of Refrigeration* 27 (2004), Nr. 4, S. 422-432.
- [PHP67] Pucci, P. F.; Howard, C. P.; Piersall Jr., C. H.: The single-blow transient testing technique for compact heat exchanger surfaces. *Journal of Engineering for Power* 89 (1967), Nr. 1., S. 29-38.
- [PJ09] Park, Y.-G.; Jacobi, A. M.: Air-side heat transfer and friction correlations for flat-tube louver-fin heat exchangers. *Journal of Heat Transfer* 131 (2009), Nr. 2, S. 021801-1 - 021801-12.
- [PL14] Paulweber, M.; Lebert, K.: Mess- und Prüfstandstechnik. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014.
- [Pra10] Prandtl, L.: Eine Beziehung zwischen Wärmeaustausch und Strömungswiderstand der Flüssigkeiten. *Physikalische Zeitschrift* 11 (1910): S. 1072-1078. Abgedruckt in: Tollmien, W., Schlichting, H., Görtler, H.: Ludwig Prandtl Gesammelte Abhandlungen zur angewandten Mechanik, Hydro- und Aerodynamik. Bd. 2, Berlin: Springer, 1961, S. 585-596.
- [Pra28] Prandtl, L.: Bemerkung über den Wärmeübergang im Rohr. *Physikalische Zeitschrift* 29 (1928), S. 487-489.
- [PSK06] Poruba, C.; Seider, G.; Kröner, M.: Energiebilanzierung im Entwicklungsprozess von Motoren. In: Steinberg, P. (Hrsg.): *Wärmemanagement des Kraftfahrzeuges V*. Renningen: expert-Verl., 2006, S. 54-80.
- [QZ18] Qasem, N. A.; Zubair, S. M.: Compact and microchannel heat exchangers: A comprehensive review of air-side friction factor and heat transfer correlations. *Energy Conversion and Management* 173 (2018): S. 555-601.
- [RB97] Roetzel, W., Balzereit, F.: Determination of axial dispersion coefficients in plate heat exchangers using residence time measurements. *Revue Générale de Thermique* 36 (1997), Nr. 8, S. 635-644.
- [Rei09] Reichler, M.: Theoretische Untersuchungen zur Kühlleistungssteigerung durch innovative Kühlsysteme für Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuge. Universität Stuttgart, Diss., 2009.
- [RDM14] Richalet, J.; Darure, T.; Mallet, J.: Predictive Functional Control of counter current heat exchangers. *IFAC Proceedings Volumes* 47 (2014), Nr. 3, S. 5345-5350.

- [RKB13] Rupnik, K.; Kutin, J.; Bajsić, I.: Identification and prediction of the dynamic properties of resistance temperature sensors. *Sensors and Actuators A* 197 (2013), S. 69-75.
- [RL15] Ryu, K.; Lee, K.-S.: Generalized heat-transfer and fluid-flow correlations for corrugated louvered fins. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 83 (2015), S. 604-612.
- [RLC20] Roetzel, W.; Luo, X.; Chen, D.: Design and operation of heat exchangers and their networks. London: Academic Press, 2020.
- [RLK17] Ranganayakulu, C.; Luo, X.; Kabelac, S.: The single-blow transient testing technique for offset and wavy fins of compact plate-fin heat exchangers. *Applied Thermal Engineering* 111 (2017), S. 1588-1595.
- [Ros04] Rose, J. W.: Heat-transfer coefficients, Wilson plots and accuracy of thermal measurements. *Experimental Thermal and Fluid Sciences* 28 (2004), S. 77-86.
- [Ros12] Roos, H.: *Hydraulik der Wasserheizung*. 5. Aufl., München: Oldenbourg-Industrieverl., 2002.
- [SBH*01] Seider, G.; Bet, F.; Heid, T.; Hess, U.; Klein, T.; Sauer, J.: A numerical simulation strategy for complex automotive cooling systems. *SAE Technical Paper*, Nr. 2001-01-1722, 2001.
- [SBH*15] Stettinger, G.; Benedikt, M.; Horn, M.; Zehetner, J.: Modellbasierte Echtzeit-Co-Simulation: Überblick und praktische Anwendungsbeispiele. *Elektrotechnik und Informationstechnik* 132 (2015). Nr. 4, S. 207-213.
- [Sch45] Schmidt, T. E.: La production calorifique des surfaces munies d'ailettes. *Bulletin de l'Institut International du Froid. Annexes*. (1945), S. G5-1 – G5-12.
- [Sch49] Schmidt, T. E.: Heat transfer calculations for extended surfaces. *Refrigerating Engineering* 57 (1949), Nr. 4, S. 351-357.
- [Sch13] Schütz, T.: *Aerodynamik des Automobils*. 6. Aufl., Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013.
- [Sie21] Siemens: Simcenter Flomaster. [Letzter Zugriff: 7.7.2021].
<https://www.plm.automation.siemens.com/global/en/products/simcenter/flomaster.html>
- [SK17] Saleem, A.; Kim, M.-H.: CFD analysis on the air-side thermal-hydraulic performance of multi-louvered fin heat exchangers at low Reynolds numbers. *Energies* 10 (2017), Nr. 6, S.1-22.

- [SL03] Styrylska, T. B.; Lechowska, A. A.: Unified Wilson plot method for determining heat transfer correlations for heat exchangers. *Journal of Heat Transfer* 125 (2003), Nr. 4, S. 752-756.
- [SM81] Schlünder, E.-U., Martin, H. (Mitarb.): Einführung in die Wärmeübertragung. 3. Aufl., Braunschweig: Vieweg, 1981.
- [SMF*16] Schaal, P.; Mason, B.; Filippou, S.; Souflas, I.; Cary, M.: Robust Methodology for Fast Crank Angle Based Temperature Measurement. SAE Technical Paper, Nr. 2016-01-1072, 2016.
- [Smi34a] Smith, D. M.: Mean temperature difference in cross flow – Part I. *Engineering* 138 (1934), S. 479–481.
- [Smi34b] Smith, D. M.: Mean temperature difference in cross flow – Part II. *Engineering* 138 (1934), S. 606–607.
- [Spa98] Spang B.: Wärmedurchgang und mittlere Temperaturdifferenz in Rekuperatoren. Universität der Bundeswehr Hamburg, Habil., 1998.
- [Spi21] Spitzer, F.: Untersuchungen zur Darstellung RDE naher thermischer Bedingungen am Prüfstand. TU Graz, Masterarbeit (in Bearbeitung), 2021.
- [SRS*05] Srihari, N.; Rao, B. P.; Sunden, B.; Das, S. K.: Transient response of plate heat exchangers considering effect of flow maldistribution. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48 (2005), Nr. 15, S. 3231-3243.
- [SRS17] Sahoo, A.; Radhakrishnan, T.; Sankar-Rao, C.: Modeling and control of a real time shell and tube heat exchanger. *Resource-Efficient Technologies* 3 (2017), Nr. 1, S. 124–132.
- [SS92] Spiga, M.; Spiga, G.: Step response of the crossflow heat exchanger with finite wall capacitance. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 35 (1992), Nr. 2, S. 559-565.
- [SS07] Sarnes, B.; Schrüfer, E.: Determination of the time behaviour of thermocouples for sensor speedup and medium supervision. In: *Proceedings of the Estonian Academy of Sciences: Engineering* 13 (2007), Nr. 4, S. 295-310.
- [Ste16] Stegmann, B.: Ein Beitrag zur Modellierungsgenauigkeit im Bereich ein-dimensionaler Simulation von Pkw-Kühlsystemen. Universität Stuttgart, Diss., 2016.
- [Str90] Straßer, K.: Ein Beitrag zur Berechnung der Pkw-Motorkühlung unter Berücksichtigung des Verbrennungsverfahrens. TU München, Diss., 1990.
- [SZB*13] Stettinger, G.; Zehetner, J.; Benedikt, M.; Thek, N.: Extending co-simulation to the real-time domain. SAE Technical Paper, Nr. 2013-01-0421, 2013.

- [Tal04] Taler, D.: Determination of heat transfer correlations for plate-fin-and-tube heat exchangers. Heat and Mass Transfer 40 (2004), Nr. 10, S. 809-822.
- [Tal13] Taler, D.: Experimental determination of correlations for average heat transfer coefficients in heat exchangers on both fluid sides. Heat and Mass Transfer 49 (2013), Nr. 8, S. 1125-1139.
- [TMW21] The MathWorks: Entwickler von MATLAB und Simulink. [Letzter Zugriff: 8.4.2021].
<https://de.mathworks.com>
- [Tra16] Traußnig, A.: A framework for model based development and assessment of vehicle thermal control. TU Graz, Diss., 2016.
- [UML+20] Unterberger, V.; Muschick, D.; Loidl, A.; Poms, U.; Gölles, M.; Horn, M.: Model-based control of hydraulic heat distribution systems – Theory and application. Control Engineering Practice 101 (2020), Nr. 104464.
- [VDI13] VDI (Hrsg.): VDI-Wärmeatlas. 11. Aufl., Berlin: Springer, 2013.
- [Vet02] Vetter, G.: Handbuch Dosieren. 2. Aufl., Essen: Vulkan-Verl., 2002.
- [VHS95] Varga, E. I.; Hangos, K. M.; Szigeti, F.: Controllability and observability of heat exchanger networks in the time-varying parameter case. Control Engineering Practice 3 (1995), Nr. 10, S. 1409-1419.
- [VKF11] Varbanov, P. S.; Klemeš, J. J.; Friedler, F.: Cell-based dynamic heat exchanger models - Direct determination of the cell number and size. Computers & Chemical Engineering 35 (2011), Nr. 5, S. 943-948.
- [VSB09] Vermillion, C.; Sun, J.; Butts, K.: Modeling, control design, and experimental validation of an overactuated thermal management system for engine dynamometer applications. IEEE Transactions on Control Systems Technology 17 (2008), Nr. 3, S. 540-551.
- [VTE11] Vaisi, A.; Talebi, S.; Esmaeilpour, M.: Transient behavior simulation of fin-and-tube heat exchangers for the variation of the inlet temperatures of both fluids. International Communications in Heat and Mass Transfer 38 (2011), Nr. 7, S. 951-957.
- [WAJ+17] Wawzyniak, M.; Art, L.; Jung, M.; Ahmed, F. B.: Thermomanagement als Grundvoraussetzung für die elektrische Mobilität. ATZ 119 (2017), Nr. 9, S. 52-57.
- [Web93] Weber, D.: Regelungstechnik: Wirkungsweise und Einsatz elektronischer Regler. Renningen: expert-Verl., 1993.
- [WH17] Weiß, G. B.; Holzinger F.: X1T4 - Durchgängige Gesamtfahrzeugentwicklung durch SW/HW Integration. Forschungsbericht COMET K2, ViF-AB-021, Graz, 2017.

- [Win98] Winterton, R. H. S.: Where did the Dittus and Boelter equation come from? International Journal of Heat and Mass Transfer 41 (1998), Nr. 4-5, S. 809-810.
- [WLT*20] Wang, Y.; Li, J.; Tao, Q.; Bargal, M. H.; Yu, M.; Yuan, X.; Su, C.: Thermal management system modeling and simulation of a full-powered fuel cell vehicle. Journal of Energy Resources Technology 142 (2020), Nr. 6, S. 061304-1 – 061304-12.
- [WT97] Wójs, K.; Tietze, T.: Effects of the temperature interference on the results obtained using the Wilson plot technique. Heat and Mass Transfer 33 (1997), Nr. 3, S. 241-245.
- [WWC00] Wang, C.-C.; Webb, R. L.; Chi, K.-Y.: Data reduction for air-side performance of fin-and-tube heat exchangers. Experimental Thermal and Fluid Science 21 (2000), Nr. 4, S. 218-226.
- [YHM*13] Yao, Y.; Huang, M.; Mo, J.; Dai, S.: State-space model for transient behavior of water-to-air surface heat exchanger. International Journal of Heat and Mass Transfer 64 (2013): S. 173-192.
- [ZI10] Zimmerschied, R.; Isermann, R.: Nonlinear time constant estimation and dynamic compensation of temperature sensors. Control Engineering Practice 18 (2010), Nr. 3, S. 300-310.

Alle 23 Reihen der „Fortschritt-Berichte VDI“
in der Übersicht – bequem recherchieren unter:
elibrary.vdi-verlag.de

Und direkt bestellen unter:
www.vdi-nachrichten.com/shop

- Reihe 01** Konstruktionstechnik/
Maschinenelemente
- Reihe 02** Fertigungstechnik
- Reihe 03** Verfahrenstechnik
- Reihe 04** Bauingenieurwesen
- Reihe 05** Grund- und Werkstoffe/Kunststoffe
- Reihe 06** Energietechnik
- Reihe 07** Strömungstechnik
- Reihe 08** Mess-, Steuerungs- und Regelungstechnik
- Reihe 09** Elektronik/Mikro- und Nanotechnik
- Reihe 10** Informatik/Kommunikation
- Reihe 11** Schwingungstechnik
- Reihe 12** Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik
- Reihe 13** Fördertechnik/Logistik
- Reihe 14** Landtechnik/Lebensmitteltechnik
- Reihe 15** Umwelttechnik
- Reihe 16** Technik und Wirtschaft
- Reihe 17** Biotechnik/Medizintechnik
- Reihe 18** Mechanik/Bruchmechanik
- Reihe 19** Wärmetechnik/Kältetechnik
- Reihe 20** Rechnergestützte Verfahren
- Reihe 21** Elektrotechnik
- Reihe 22** Mensch-Maschine-Systeme
- Reihe 23** Technische Gebäudeausrüstung



INGENIEUR.de
TECHNIK - KARRIERE - NEWS

powered by VDI Verlag

Starten Sie durch – auf INGENIEUR.de!

**Das TechnikKarriereNews-Portal für
Ingenieure und IT-Ingenieure.**

Was immer Sie für Ihre Karriere brauchen – Sie finden es auf ingenieur.de:
Auf Sie zugeschnittene Infos und Services, Stellenangebote in der Jobbörse,
Firmenprofile, Fachartikel, Gehaltstest, Bewerbungstipps, Newsletter und alles
zu den VDI nachrichten Recruiting Tagen.



REIHE 08

MESS-,
STEUERUNGS-
UND REGELUNGS-
TECHNIK



NR. 1276

ISBN 978-3-18-527608-8

E-ISBN 978-3-18-627608-7

BAND

1 | 1

VOLUME

1 | 1