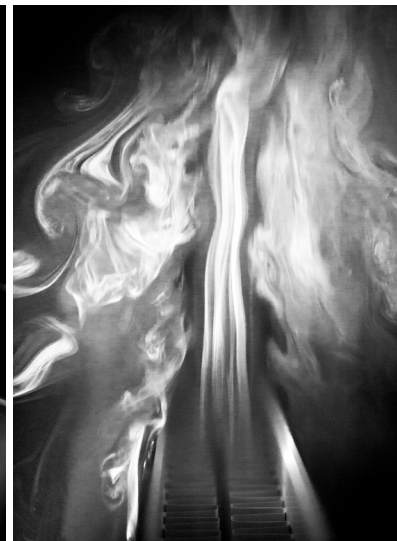
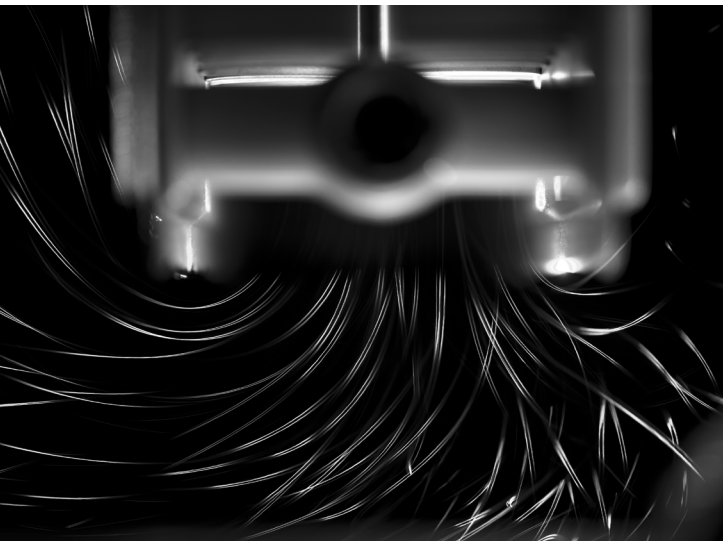


Betriebsverhalten freier Heizflächen unter zeitlich variablen Randbedingungen

Nina Kopmann



Betriebsverhalten freier Heizflächen unter zeitlich variablen Randbedingungen

Operating Conditions of Radiators
with Time Dependent Boundary Conditions

Von der Fakultät für Maschinenwesen der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule
Aachen zur Erlangung des akademischen Grades einer Doktorin der Ingenieurwissenschaften
genehmigte Dissertation

vorgelegt von

Nina Kopmann

Berichter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dirk Müller
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Reinhold Kneer

Tag der mündlichen Prüfung: 12. Mai 2017

Diese Dissertation ist auf den Internetseiten der Universitätsbibliothek online verfügbar.

Bibliographische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb-nb.de> abrufbar.

D 82 (Diss. RWTH Aachen University, 2017)

Herausgeber:

Univ.-Prof. Dr. ir. Dr. h. c. Rik W. De Doncker

Direktor E.ON Energy Research Center

Institute for Energy Efficient Buildings and Indoor Climate (EBC)

E.ON Energy Research Center

Mathieustraße 10

52074 Aachen

E.ON Energy Research Center | 48. Ausgabe der Serie

EBC | Energy Efficient Buildings and Indoor Climate

Copyright Nina Kopmann

Alle Rechte, auch das des auszugsweisen Nachdrucks, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe, der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, vorbehalten.

Printed in Germany

ISBN: 978-3-942789-47-9

1. Auflage 2017

Verlag:

E.ON Energy Research Center, RWTH Aachen University

Mathieustraße 10

52074 Aachen

Internet: www.eonerc.rwth-aachen.de

E-Mail: post_erc@eonerc.rwth-aachen.de

Herstellung:

Reintjes Printmedien GmbH

Hammscher Weg 74

47533 Kleve

NINA KOPMANN

Betriebsverhalten freier Heizflächen unter zeitlich variablen Randbedingungen

DANKE

allen, die mich bei der Erstellung dieser Dissertation unterstützt haben.

Zusammenfassung

Ein großer Anteil der eingesetzten Endenergie in Deutschland entfällt auf die Bereitstellung von Wärme in bestehenden Wohngebäuden. Zur Verminderung des hohen Energieverbrauchs im Gebäudebestand sind neue, innovative Strategien für die Raumtemperaturregelung in Heizungssystemen gefragt. Für die Entwicklung solcher Systeme stellt die vorliegende Arbeit eine Testumgebung vor, die das hydraulische Heizungsnetz einer Wohnung inklusive der Wärmeübergabe in den Raum im Labormaßstab nachbildet. Das dynamische Verhalten der Raumtemperaturänderungen wird dabei durch die Abbildung zeitlich variabler Randbedingungen kontrollierbar wiedergegeben.

Zur realitätsnahen Nachbildung des Betriebsverhaltens werden die zu untersuchenden Heizkörper und Regelventile als Hardware in der Testumgebung eingesetzt. Um den Platzbedarf zu verringern, wird das den Heizkörper umschließende Raumvolumen verkleinert. Die Herausforderung besteht darin, die Wärmeübertragungsprozesse zwischen Heizfläche und Raum von einem Raum mit normalen Abmessungen auf die verkleinerte Umgebung (Kabine) zu übertragen. Anhand von theoretischen Überlegungen und messtechnischen Untersuchungen werden im Rahmen dieser Arbeit die notwendigen Umrechnungsvorschriften für den radiativen und konvektiven Wärmeübergang zwischen Raum und Kabine definiert. Zur Validierung des Konzeptes werden Messungen in einem Referenzraum mit Standardabmessungen zum dynamischen Verhalten von Heizkörpern durchgeführt und mit Messungen in der reduzierten Raumumgebung verglichen.

Die kontrollierte Abbildung der zeitlich variablen Randbedingungen erfolgt über die Kopplung des Prüfstands mit einem Simulationsmodell, der sogenannten Hardware-in-the-Loop-Kopplung (HiL). Das Simulationsmodell gibt dabei das Verhalten eines Raumes mit normalen Abmessungen vor. Folgende Parameter beschreiben die Systemgrenze zwischen hardwareseitigem Heizkörper und simuliertem Raum und werden für die Umrechnung in die reduzierte Umgebung benötigt: (1) die in den Kabinen gemessene Heizleistung des Heizkörpers und (2) die simulierten Raumluf- und Wandtemperaturen.

Um die erfolgreiche Umsetzung des Verfahrens zur Nachbildung des Betriebsverhaltens freier Heizflächen zu zeigen, wird ein System zur Regelung der Raumtemperatur in den Kabinen eingesetzt. Durch die Anpassung des Volumenstroms des Heizmediums wird die Wärmeübergabe an den Raum beeinflusst und so die Raumtemperatur geregelt. Die dynamischen Änderungen der Raumzustände können mit dem beschriebenen Konzept der reduzierten Raumumgebung abgebildet werden. In weiterführenden Projekten lassen sich somit neu entwickelte Systeme und Komponenten in den Kabinen testen und mit bestehenden Systemen unter reproduzierbaren Randbedingungen vergleichen.

Abstract

New and innovative strategies for the control of room temperature in heating systems need to be developed to reduce the high energy consumption for the heat supply in german households. For this purpose this thesis describes a test bench that reproduces the hydraulic network of a flat including the heat supply for the rooms on a laboratory scale. The challenge is to reproduce the dynamic behaviour of the room temperature variations in controlled and time variant boundary conditions.

For the realistic reproduction of the operating behaviour the radiators and control valves under test are installed in the test bench as hardware. To reduce the space requierements, the room volume around the radiator is decreased. The challenge is to convert the heat transfer processes between radiator and room from a room with normal sized dimensions into the reduced volume (cabin). The necessary conversion rules are defined in this thesis by using theoretical considerations and analyses of experiments about the radiative and convective heat transfer between room and cabin. Measurements about the dynamic behaviour of radiators in a reference room are used for the validation of the test bench concept with reduced space.

The emulation of the time variant boundary conditions is realized by coupling the test bench with a simulation model, a so called Hardware-in-the-Loop system (HiL). The simulation model calculates the behaviour of a normal sized room. The following parameter describe the system boundaries between hardware and simulation and are used for the conversion: (1) the measured heat output of the radiator and (2) the simulated room and wall temperatures.

For ensuring a succesful implementation of the test bench concept, a system for the control of the room temperature inside the cabins is examined. By adapting the volume flow of the heating medium, the heat supply into the room is affected and the room temperature can be controlled. The dynamic response of the conditions in the heated rooms can be reproduced with the described concept of the reduced volumes. This means that within future projects new developed systems and components can be tested inside the test bench and compared with existing systems under controllable boundary conditions.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	xix
Tabellenverzeichnis	xxi
1 Einleitung	1
2 Konzeption zur Nachbildung des Betriebsverhaltens freier Heizflächen	3
2.1 Reduzierung des Raumvolumens	5
2.1.1 Luftströmungen im Raum beim Heizbetrieb	5
2.1.2 Aufbau der reduzierten Raumumgebung	7
2.2 Abbildung von zeitlich variablen Randbedingungen	8
3 Grundlagen zum Betriebsverhalten freier Heizflächen	11
3.1 Wärmeübertragung zwischen Heizfläche und Raum	11
3.1.1 Konvektiver Wärmeübergang an freien Heizflächen	13
3.1.2 Strahlungsaustausch zwischen Heizfläche und Raum	13
3.1.3 Auslegung von freien Heizflächen nach Norm	17
3.2 Einflussfaktoren auf das dynamische Verhalten eines beheizten Raums	18
3.2.1 Art der Wärmeübergabe	19
3.2.2 Einfluss der Wärmeerzeugung	19
3.2.3 Bedeutung der Außenwandflächen und des Wetters	20
3.2.4 Einfluss der Gebäudestruktur	20
3.2.5 Beeinflussung durch den Nutzer	21
3.3 Definition von Hardware-in-the-Loop	24
3.4 Einzelraumregelungssysteme	27
3.4.1 Elektronisches Thermostatventil	27
3.4.2 Ventilcharakteristik	28
4 Messeinrichtungen für die Untersuchung freier Heizflächen	31
4.1 Referenzraum zur Durchführung von thermischen Messungen	31
4.1.1 Wandaufbau	31
4.1.2 Hydraulische Versorgung	33
4.2 HiL-Kabinen zur Abbildung eines hydraulischen Heizungsnetzes	34
4.2.1 Aufbau der reduzierten Raumgeometrie (Kabinen)	35
4.2.2 Emissionsgrade der Umschließungsflächen in der Kabine	37

4.2.3	Hydraulische Versorgung und Datenerfassung	38
4.2.4	Positionierung der Sensoren zur Messung der Oberflächentemperatur	43
4.2.5	Beschreibung der Funktionalitäten	45
4.3	Messtechnische Ausstattung	50
4.3.1	Mess- und Steuerungseinheit	51
4.3.2	Temperaturmesstechnik	51
4.3.3	Thermographie	52
4.3.4	Geschwindigkeitsmessung	52
4.3.5	Visualisierung	53
5	Wärmeübertragung an freien Heizflächen in einer reduzierten Raumumgebung	55
5.1	Abbildung der Strahlungsbilanz	55
5.1.1	Bestimmung der Sichtfaktoren	56
5.1.2	Temperaturen der untemperierten Oberflächen	58
5.1.3	Ermittlung der Oberflächentemperatur in der Kabine	60
5.1.4	Fazit zum Strahlungsaustausch	61
5.2	Einhaltung der freien Konvektionsströmung	62
5.2.1	Ermittlung der Zulufttemperatur in der Kabine	63
5.2.2	Bestimmung des Zuluftvolumenstroms	66
5.2.3	Fazit zur konvektiven Wärmübertragung in der reduzierten Umgebung	71
6	Dynamisches Verhalten von freien Heizflächen in reduzierter Raumumgebung	73
6.1	Durchführung der Referenzmessungen	73
6.1.1	Beschreibung der Messreihen und der Messpositionen	74
6.1.2	Auftretende Phänomene im Referenzraum	76
6.1.3	Bereitstellung der Randbedingungen für die Kabine	77
6.2	Grundlagen zur Auswertung der Aufheiz- und Abkühlvorgänge	79
6.2.1	Definition der Verzugs- und Ausgleichszeit	79
6.2.2	Festlegung des Übertragungsbeiwerts	80
6.2.3	Festlegung der Vergleichsmessstelle für die Raumluft	80
6.3	Dynamisches Verhalten der Raumluft	82
6.3.1	Interpretation der Verzugszeiten	82
6.3.2	Interpretation der Ausgleichszeiten	83
6.3.3	Interpretation der Übertragungsbeiwerte	85
6.4	Temperaturen und Geschwindigkeiten in Heizkörpernähe	86
6.4.1	Interpretation der Lufttemperaturen in Heizkörpernähe	86
6.4.2	Interpretation der Strömungsgeschwindigkeiten in Heizkörpernähe	87
6.4.3	Interpretation der Strahlungstemperaturen	90
6.5	Dynamik der Heizleistung	92

6.6	Grenzen der Systembetrachtung	93
6.6.1	Heizkörpergröße und Typ	93
6.6.2	Einfluss der Umgebungsbedingungen	93
6.6.3	Verschiebung zwischen Strahlung und Konvektion	94
6.6.4	Abbildung von Stoßlüftung	94
7	Simulationskopplung zur Abbildung zeitlich variabler Randbedingungen	99
7.1	Übertragung der Heizleistung in die Simulationsumgebung	100
7.1.1	Berechnung der Heizleistung mit dem Energieerhaltungssatz	100
7.1.2	Heizkörpermodell	101
7.1.3	Validierung des Modells zur Abbildung der Heizleistung mit Referenzmessdaten	102
7.2	Vereinfachtes Raummodell	103
7.2.1	Beschreibung des Simulationsmodells	104
7.2.2	Datenaustausch zwischen Kabinen und Simulation	104
7.3	Beschreibung der dynamischen Kopplung anhand von Testszenarien	105
7.3.1	Auswertung der Testszenarien	105
7.3.2	Fazit der dynamischen Kopplung	106
8	Anwendung eines Einzelraumregelungssystems	109
8.1	Wohnungsmodell zur Abbildung der gekoppelten Räume	109
8.1.1	Allgemeine Beschreibung der Parametrierung	109
8.1.2	Parametrierung des Wohnungsmodells für die Messungen	110
8.2	Raumtemperaturregelung mit elektrischen Stellventil (PI-Regler)	112
8.2.1	Auslegungskriterien des elektrischen Stellventils	112
8.2.2	Einstellparameter für die PI-Regelung	115
8.2.3	Interpretation der Raumtemperaturregelung	116
8.3	Fazit zur Anwendung der Raumtemperaturregelung in den HiL-Kabinen	124
9	Fazit und Ausblick	125
9.1	Fazit	125
9.2	Ausblick	127
	Literaturverzeichnis	129
A	Anhang	135

Nomenklatur

Lateinische Formelzeichen

Symbol	Bedeutung	Einheit
a	Koeffizient der Blendenkennlinie	-
a_V	Ventilautorität	-
A	Fläche	m^2
b	Grad der Blendenkennlinie	-
B	Breite	m
c	Geschwindigkeit	m/s
c_p	spezifische und temperaturabhängige Wärmekapazität	J/kgK
e	Regeldifferenz	-
E_i	spezifische, eingehende Strahlungsdichte der Fläche i	W/m^2
F	Sichtfaktor	-
H	Höhe / Förderhöhe einer Pumpe	m
H_i	spezifische, ausgehende Strahlungsdichte der Fläche i	W/m^2
K	Übertragungsbeiwert	-
K_m	Konstante Heizkörperkennlinie	-
K_p	Proportionalbeiwert einer PI-Regelung	-
K_{vs}	Durchflusskoeffizient bei Nennhub	m^3/h
L	Länge	m
L	Strahldichte	$\text{W}/\text{m}^2\text{sr}$
$\dot{m}$	Massenstrom	kg/s
M_i	Eigenemission der Fläche i	W/m^2
n	Heizkörperexponent	-
N	Fensterlänge	-
Δp	Druckverlust	mbar
$\dot{q}$	spez. Wärmestrom	W/m^2
$\dot{Q}$	Wärmestrom	W
r	Radius	mm
R	Wärmeübergangswiderstand	$\text{m}^2\text{K}/\text{W}$
s	Strahlungsanteil	-
S	Hubweg	mm
t	Zeit	s

Lateinische Formelzeichen

Symbol	Bedeutung	Einheit
t_0	Startzeitpunkt	s
t_{an}	Anregelzeit	s
t_{aus}	Ausregelzeit / Ausschaltzeitpunkt	s
t_G	Ausgleichszeit	s
t_U	Verzugszeit	s
t_{tot}	Totzeit	s
T	Temperatur	K
T_i	Nachstellzeit einer PI-Regelung	-
T_U	Turbulenzgrad der Strömungsgeschwindigkeit c	-
$\dot{V}$	Volumenstrom hydraulisch	l/min
$\dot{V}$	Volumenstrom gasförmig	m ³ /h
Y	Stellsignal einer PI-Regelung	-

Griechische Formelzeichen

Symbol	Bedeutung	Einheit
α	Wärmeübergangskoeffizient	W/m ² K
α_{Str}	Absorptionsgrad	-
β	Winkel	°
ε	Emissionsgrad	-
λ	Wellenlänge	nm
λ_{th}	Wärmeleitfähigkeit	W/mK
ϑ	Temperatur	°C
$\Delta\vartheta$	Übertemperatur / Temperaturdifferenz	K
ρ	Dichte	kg/m ³
ρ_{Str}	Reflexionsgrad	-
σ	Stefan-Boltzmann-Konstante	W/m ² K ⁴
τ_{Str}	Transmissiongrad	-

Indizes und Abkürzungen

Symbol	Bedeutung
0	Startwert
<i>a</i>	außen
<i>aus</i>	Positionskennzeichnung Ausströmöffnung Kabine
<i>B</i>	Boden / Blende
<i>D</i>	Decke
<i>DGV</i>	Durchgangsventil
<i>DP</i>	Druckverlustmessstelle
<i>DWV</i>	Dreiwegeventil
<i>ein</i>	Positionskennzeichnung Einströmöffnung Kabine
<i>EnEV</i>	Energieeinsparverordnung
<i>FA</i>	Fensterflächenanteil
<i>FU</i>	Frequenzumrichter
<i>FW</i>	Fremdwärme
<i>g</i>	Grenzabweichung
<i>ges</i>	Gesamt
<i>Gi</i>	Positionskennzeichnung über Heizkörpergitter
<i>Gr</i>	Grashof-Zahl
<i>HiL</i>	Hardware-in-the-Loop
<i>HK</i>	Heizkörper
<i>HL</i>	Heizlast
<i>hyp</i>	hypothetisch
<i>i</i>	Kennzeichnung Oberfläche i
<i>in</i>	innen
<i>j</i>	Kennzeichnung Oberfläche j
<i>Kab</i>	Kabine
<i>KM</i>	Kapillarrohrmatten
<i>Konv</i>	Konvektion
<i>KU</i>	Luftkühleinheit
<i>L</i>	Luft
<i>log</i>	logarithmisch
<i>m</i>	Positionskennzeichnung Mitte
<i>mo</i>	Positionskennzeichnung Mitte oben
<i>mu</i>	Positionskennzeichnung Mitte unten
<i>min</i>	Mindestbedarf
<i>n</i>	Normbedingungen
<i>NE</i>	Nacherhitzer

Indizes und Abkürzungen

Symbol	Bedeutung
<i>NNE</i>	nach dem Nacherhitzer
<i>nt</i>	untemperierte Oberfläche
<i>o</i>	Positionskennzeichnung oben
<i>O</i>	Oberfläche
<i>OF</i>	Oberflächentemperatur
<i>op</i>	operative Raumtemperatur
<i>PI</i>	Proportional-Integral-Regler
<i>Ra</i>	Rayleigh-Zahl
<i>Re</i>	Reynolds-Zahl
<i>Ri</i>	Raum i
<i>Ref</i>	Referenzraum
<i>RL</i>	Rücklauf
<i>SD</i>	Standardabweichung
<i>Sim</i>	simuliert
<i>stat</i>	Stationärer Zustand
<i>Str</i>	Strahlung
<i>SW</i>	Seitenwand
<i>temp</i>	temperierte Oberfläche
<i>th</i>	thermisch
<i>Thermo</i>	Thermogramm
<i>TRY</i>	Testreferenzjahr
<i>TVR</i>	Volumenstromregler
<i>u</i>	Positionskennzeichnung unten
<i>uHK</i>	Positionskennzeichnung unter Heizkörper
<i>V</i>	Ventil
<i>V100</i>	vollständig geöffnetes Ventil
<i>VL</i>	Vorlauf
<i>VNE</i>	vor dem Nacherhitzer
<i>W</i>	Wand / Wasser
<i>WSchV</i>	Wärmeschutzverordnung
<i>WÜ</i>	Wärmeübergang in den Raum
<i>ZL</i>	Zuluft

Abbildungsverzeichnis

2.1	Schematische Darstellung des Heizungsnetzes inkl. simulierter Umgebung	4
2.2	Ausgebildete Raumluftrömung nach Katz [1984]	6
2.3	Numerische Betrachtungen der Raumluftrömungen in einem beheizten Raum.	7
2.4	Ausbildung der Raumluftrömung im Heizfall	8
2.5	Schema der HiL-Kopplung	9
3.1	Wärmeübertragung durch Konvektion und Strahlung an einer beheizten Fläche	12
3.2	Geometrische Randbedingungen für die Ermittlung der Sichtfaktoren	15
3.3	Beispiel für die Berechnung der Sichtfaktoren	16
3.4	Aufheizvorgang in einem Raum nach Embaye u. a. [2016]	21
3.5	Zyklischer Aufheiz- und Abkühlvorgang nach Hansen [1997]	22
3.6	Stoßlüftung durch gekippt geöffnete und offene Fenster nach Heiselberg u. a. [2001]. . .	23
3.7	Temperaturverläufe eines Raumes bei Stoßlüftung nach Fracastoro u. a. [2002]	24
3.8	Unterscheidung der Hardware-Ebenen im elektrischen Antrieb	25
3.9	Fünf Ebenen der HiL-Simulation am Beispiel eines elektrischen Stellantriebs	26
3.10	Signalflussplan für die Regelstrecke der Raumtemperatur	27
3.11	Wirkplan Regelstrecke Stellventil und Heizkörper	28
3.12	Linearisierung der Regelstrecken-Kennlinie	29
4.1	Referenzraum für thermische Referenzmessungen	32
4.2	Schematischer Aufbau der Wandelemente in Schnittdarstellung	32
4.3	Wandelemente mit homogener Temperaturverteilung	33
4.4	Schematische Darstellung der Hydraulik des Referenzraums	34
4.5	HiL-Kabinen zur Abbildung eines hydraulischen Heizungsnetzes	35
4.6	Aufbau der HiL-Kabine mit reduzierter Raumgeometrie	36
4.7	Kapillarrohrmatte mit gerader Durchströmungsstruktur	37
4.8	Thermogramm zur Bestimmung eines Emissionsgrads	38
4.9	Zustandserfassung der Kabinen	39
4.10	Bereitstellung der emulierten Wärmeerzeugung	40
4.11	Schema der Zuluft-Versorgung der Kabinen	41
4.12	Schema der Oberflächentemperierung	42
4.13	Thermogramm der dem Heizkörper gegenüberliegenden Oberfläche	44
4.14	Oberflächentemperatur hinter dem Heizkörper	44
4.15	Zeitverlauf der Regelgröße nach einem Sprung der Führungsgröße	47

4.16 Zeitverläufe der Regelgröße für die Oberflächentemperierung	48
4.17 Zeitverläufe der Regelgröße für die Zulufttemperierung	49
4.18 Globe-Thermometer.	52
4.19 Hitzdrahtanemometer	53
4.20 Filterung der Messdaten bei Geschwindigkeitsmessung	54
5.1 Festlegung der Halbräume beim Strahlungsaustausch im Raum	57
5.2 Bezeichnung der Umschließungsflächen zur Bestimmung der Sichtfaktoren	58
5.3 Thermogramm einer untemperierten Oberfläche	59
5.4 Bezeichnung der Oberflächentemperaturen	61
5.5 Visualisierung der Luftströmung am Heizkörper	62
5.6 Visualisierung der ausströmenden Luft oberhalb des Heizkörpers	63
5.7 Messstelle der Zulufttemperatur	64
5.8 Zulufttemperaturen bei verschiedenen Heizszenarien	64
5.9 Vergleich zwischen der gemessenen Zulufttemperatur und dem berechneten Sollwert .	65
5.10 Phänomene bei der Strömungsvisualisierung in der Kabine	67
5.11 Geschwindigkeitsmessung unterhalb des Heizkörpers	68
5.12 Messpositionen für Geschwindigkeitsprofile vor dem Heizkörper	69
5.13 Profil der Geschwindigkeiten und Turbulenzgrade vor dem Heizkörper	69
5.14 Heizkörperleistung in Abhängigkeit des Zuluftvolumenstroms.	71
6.1 Symbole zur Kennzeichnung der verschiedenen Mesreihen	75
6.2 Messpositionen in den Prüfraumen	76
6.3 Bereitstellung der Randbedingungen in der Kabine	77
6.4 Sollwertanpassung	78
6.5 Auswerteverfahren für den Vergleich dynamischer Vorgänge.	79
6.6 Verzugs- und Ausgleichszeiten der Lufttemperaturen	80
6.7 Temperaturunterschiede der Luft zwischen Beginn und Ende des Aufheizvorgangs . .	81
6.8 Verzugszeiten bei schweren Wänden	83
6.9 Ausgleichszeiten bei schweren Wänden	84
6.10 Übertragungsbeiwerte beim Aufheizen mit schweren Wänden	85
6.11 Lufttemperaturen in Heizkörperrnähe für die Messreihe 4510	87
6.12 Vergleich der Geschwindigkeiten und Turbulenzgrade in Referenzraum und Kabine . .	88
6.13 Strömungsgeschwindigkeiten in Heizkörperrnähe für die Messreihe 7520	89
6.14 Strahlungstemperatur 40 cm vor dem Heizkörper für die Messreihen 4510 u. 4510u . .	90
6.15 Vergleich der Strahlungstemperaturen im stationären Zustand	91
6.16 Verlauf der Heizkörperleistung für die Messreihe 7510.	92
6.17 Vergleich der Heizleistungen im stationären Zustand	93
6.18 Sollwertverläufe für Zuluft und Oberflächen beim Stoßlüftungsvorgang	95
6.19 Verlauf der Zuluftbedingungen bei der Stoßlüftung	96

6.20 Temperaturverlauf bei Stoßlüftung in Literatur und Kabine	97
7.1 Austauschparameter bei der HiL-Kopplung	99
7.2 Berechnete Heizleistung für den Aufheiz- und Abkühlvorgang	101
7.3 Diskretisierung des Heizkörpermodells in Dymola	102
7.4 Validierung des Heizkörpermodells mit Messwerten	103
7.5 Übergabeparameter beim Datenaustausch	104
7.6 Aufprägung einer sinusförmigen Änderung der Eingangsgrößen	107
8.1 Grundriss des simulierten Wohnungsmodells für die thermische Kopplung	110
8.2 Profil zur Einbringung der internen Lasten	111
8.3 Außentemperaturprofil für Tag 12 des TRY	111
8.4 Betriebskennlinien für die hydraulische Schaltung der HiL-Kabinen	113
8.5 Relative Betriebskennlinie von Raum 2	114
8.6 Regelstreckenkennlinie der HiL-Kabinen	115
8.7 Vergleich der Außentemperatur und der Heizleistung in Raum R1	117
8.8 Darstellung der Lufttemperatur und der Heizleistung in Raum R2	118
8.9 Vergleich der Lufttemperatur und der Ventilstellung in Raum R3	118
8.10 Darstellung der Lufttemperatur, der Ventilstellung und der Heizleistung in Raum R4 . .	119
8.11 Dynamischer Verlauf der hydraulischen Parameter beim Einsatz des PI-Reglers	121
8.12 Dynamischer Verlauf der Raumtemperaturen beim Einsatz des PI-Reglers	122
8.13 Verlauf der Oberflächen- und Zulufttemperaturen beim Einsatz des PI-Reglers	123
A.1 Ermittlung der Sichtfaktoren zwischen Heizkörper und dazu parallele Wandfläche . . .	135
A.2 Umrechnung der Sichtfaktoren bei nicht stoßenden Ecken.	136
A.3 Ermittlung der Sichtfaktoren zwischen Heizkörper und senkrechter Wandfläche	136
A.4 Verzugszeiten bei leichten Wänden	139
A.5 Ausgleichszeiten bei leichten Wänden	140
A.6 Lufttemperaturen in Heizkörpernähe für die Messreihe 4520u	142
A.7 Strömungsgeschwindigkeiten in Heizkörpernähe für die Messreihe 4520u	143

Tabellenverzeichnis

3.1	Wärmetransportmechanismen zwischen Heizmedium und Raum	12
3.2	Sichtfaktoren in einem Standardraum für zwei ausgewählte Flächen	17
4.1	Emissionsgrade für die Oberflächen in den Kabinen	38
4.2	Auslegungsmerkmale des Durchgangsventil in den Kabinen	39
4.3	Blenden-Kennlinie für drei verschiedene Blendendurchmesser	41
4.4	Heizlast bei statischen Randbedingungen	45
4.5	Reproduzierbarkeit der Messergebnisse in der skalierten Umgebung	46
4.6	Regelverhalten der Oberflächentemperierung	49
4.7	Regelverhalten der Zulufttemperierung	50
5.1	Sichtfaktoren der jeweiligen Flächen auf den Heizkörper	57
5.2	Abweichungen zwischen der Lufttemperatur und den Oberflächentemperaturen	59
5.3	Oberflächentemperatur bei unterschiedlichen Raumumschließungsflächen	61
5.4	Mindestzuluftvolumenstrom aus Strömungsvisualisierung.	66
5.5	Geschwindigkeitsmessungen unterhalb des Heizkörpers	68
5.6	Über die Höhe gemittelte Geschwindigkeiten und Turbulenzgrade	70
6.1	Messreihen zur Untersuchung der Dynamik.	74
6.2	Änderung der Verzugszeit bei Verdopplung des Volumenstroms für schwere Wände . .	82
6.3	Änderung der Ausgleichszeit für schwere Wände	84
6.4	Parameter für den Stoßlüftungsvorgang	95
7.1	Parametrierung des Heizkörpermodells	102
7.2	Eingangsgrößen für die dynamische Untersuchung	105
7.3	Auswertung der dynamischen Kopplung anhand der Amplituden	106
8.1	Parametrierung des Wohnungsmodells	112
8.2	Heizkörperleistung und Volumenstrom unter Normbedingungen	113
A.1	Randbedingungen für die Auslegung der Blenden	137
A.2	Relevante Messstellen bei der Versorgung des HiL-Gesamtaufbaus.	138
A.3	Verzugszeit bei Volumenstromänderung für leichte Wände	139
A.4	Heizleistung nach Erreichen eines stationären Zustands.	141
A.5	Lufttemperaturen vor dem Aufheizvorgang und im stationären Zustand.	142
A.6	Strahlungstemperaturen 40 cm vor dem Heizkörper	143

1 Einleitung

Für die Bereitstellung von Wärme in Gebäuden wird in Deutschland etwa ein Viertel des gesamten Endenergieverbrauchs benötigt. Aufgrund der geringen Neubaurate von Wohngebäuden (ca. 1 %) liegen große Einsparpotentiale in der energetischen Sanierung von bestehenden Wohngebäuden. Diese wird jedoch behindert durch das sogenannte Vermieter-Mieter-Dilemma: während der Vermieter die Kosten der energetischen Sanierung trägt, ist es der Mieter, der einen Nutzen durch geringere Heizkosten verzeichnet. Ein Ansatz zur Lösung des Problems ist es, geringinvestive Maßnahmen zu finden, die vom Endnutzer (Mieter) akzeptiert und vor allem angeschafft werden können. Ein großes Potential hat hier die Einzelraumtemperaturregelung, da erstens die dafür eingesetzten Komponenten kostengünstig sind und zweitens bei Systemänderungen kein Eingriff in die Hydraulik des Heizungssystems erforderlich ist.

Für die Einzelraumtemperaturregelung beim Heizbetrieb werden in Deutschland am häufigsten Thermostatventile eingesetzt, deren Technik schon vor mehr als 50 Jahren entwickelt wurde. Thermostatventile zeichnen sich dadurch aus, dass sie zum einen für den Nutzer einfach zu bedienen sind und zum anderen keine Hilfsenergie für die Regelung der Raumtemperatur benötigen. Ein Nachteil dieser Technik besteht darin, dass keine Kommunikation zwischen den Thermostatventilen und anderen Komponenten des Heizungs- oder Hausautomationssystems möglich ist. Um innovative Strategien für die Regelung des Heizungssystems umsetzen zu können, ist eine solche Kommunikation notwendig, da sie Informationen zur Wärmeübergabe an den Raum liefert. Die neue, noch unausgereifte Technik der elektrischen Thermostatventile bietet hier eine Lösung, da sie die Kommunikation ermöglicht und somit die Informationen an das Heizungssystem liefern kann. Die Entwicklung der elektrischen Thermostatventile bietet demnach die Möglichkeit die Energiesysteme insbesondere von Bestandsgebäuden effizienter zu machen, indem die Einzelraumtemperaturregelung optimiert wird.

Die Entwicklung und das Testen von neuen Komponenten und Strategien für die Einzelraumtemperaturregelung erfordert eine Prüfumgebung, deren Herausforderung darin besteht, das dynamische Verhalten der Raumtemperaturänderung kontrollierbar nachzubilden.

Für die Messung der Leistungsabgabe von freien Heizflächen oder zur Prüfung von Thermostatventilen gibt es zwei Arten von Untersuchungen, welche sich maßgeblich bei der Bereitstellung der Randbedingungen unterscheiden. Zum einen können normierte Untersuchungen unter kontrollierten und stationären Randbedingungen durchgeführt werden, die allerdings keinen Aufschluss über die Dynamik des Systems geben. Zum anderen bietet der Einsatz in bestehenden Gebäuden eine Möglichkeit für die Untersuchung des dynamischen Raumverhaltens, wobei die Randbedingungen jedoch nicht

kontrolliert werden können. Die Verbindung der Vorteile der beiden Möglichkeiten bietet das Hardware-in-the-Loop-Verfahren (kurz HiL). Bei diesem Verfahren können Systeme unter kontrollierbaren und gleichzeitig dynamischen Randbedingungen untersucht werden. Dazu wird die Umgebung um die zu untersuchende Hardware simuliert und die Parameter, die den Zustand der Systemgrenze zwischen Hardware und Simulation beschreiben, werden ausgetauscht.

Das HiL-Verfahren wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit eingesetzt, um das Betriebsverhalten von freien Heizflächen unter zeitlich variablen Randbedingungen zu untersuchen. Bei der Konzeption des Verfahrens liegt der methodische Fokus bei den folgenden zwei Aufgaben:

1. Der realitätsnahen Nachbildung des Betriebsverhalten freier Heizflächen in einer Testumgebung mit möglichst geringem Platzbedarf.
2. Der kontrollierten Abbildung der zeitlich variablen Randbedingungen.

Die Entwicklung und die Umsetzung des HiL-Verfahrens wird inhaltlich in den folgenden acht Kapiteln beschrieben. In Kapitel 2 wird die Konzeption des im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Prüfstands vorgestellt. Dieser zeichnet sich zum einen durch eine reduzierte Raumumgebung zur Verringerung des Platzbedarfs und zum anderen durch die Kopplung mit einer Simulationsumgebung aus. In Kapitel 3 werden die Grundlagen vorgestellt, um ein Verständnis für die wärmeübertragenden Prozesse (Strahlung und Konvektion) zwischen Heizfläche und Raum sowie die sich ausbildende Raumluchtströmung beim Heizbetrieb zu schaffen, die dann im weiteren Verlauf der Arbeit auf die reduzierte Prüfumgebung übertragen werden. Des Weiteren wird in diesem Kapitel eine Übersicht über die verfügbaren Beschreibungen von dynamischen Prozessen in beheizten Räumen gegeben. Für das verwendete HiL-Verfahren werden die verschiedenen Möglichkeiten der HiL-Kopplung am Beispiel eines elektrischen Stellventils vorgestellt, die durch die Festlegung der Systemgrenzen zwischen Hardware und Simulation definiert werden. Zudem wird die Funktionsweise eines Einzelraumregelungssystems mit Hilfe eines elektrischen Stellventils beschrieben, welches für die Untersuchung der Prüfstandsfunktionalität im weiteren Verlauf der Arbeit eingesetzt wird. Kapitel 4 beschreibt den Aufbau und die Versorgungsstrukturen der Prüfeinrichtungen und die eingesetzte Messtechnik für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Messungen. Zur korrekten Abbildung des Verhaltens freier Heizflächen, werden in Kapitel 5 die notwendigen Überlegungen zur Reduzierung des Raumvolumens und die daraus resultierenden Umrechnungen vorgestellt. Kapitel 6 vergleicht die dynamischen Vorgänge in einem Referenzraum mit Standardabmessungen mit dem dynamischen Verhalten der reduzierten Umgebung anhand von definierten Testszenarien. Damit wird die Machbarkeit der Raumreduzierung nachgewiesen und mögliche Einschränkungen definiert. Für die Abbildung der zeitlich variablen Randbedingungen wird in Kapitel 7 die Kopplung zwischen Hardware und Simulation vorgestellt und in Kapitel 8 mit einem vorhandenen Einzelraumregelungssystem angewendet. Im letzten Kapitel werden die Ergebnisse zusammengefasst und ein Ausblick gegeben.

2 Konzeption zur Nachbildung des Betriebsverhaltens freier Heizflächen

Zur Beurteilung der Wärmeabgabe von Heizkörpern oder der Betrachtung von Raumtemperaturreglern in Form eines einfachen Thermostatventils gibt es etablierte Prüfverfahren, die vom Deutschen Institut für Normung vorgeschrieben werden [Norm DIN EN 442-2, 2013; Norm DIN EN 215, 2007]. Diese Prüfverfahren werden allerdings ausschließlich unter stationären Bedingungen durchgeführt. Dynamische Testverfahren, die variierende Einflüsse berücksichtigen, werden derzeit nur in realen Gebäuden realisiert. Der Nachteil der dynamischen Untersuchungen in realen Gebäuden besteht darin, dass die zeitlich variablen Außen- und Nutzungsbedingungen, denen die Gebäude ausgesetzt sind, nicht kontrollierbar sind [Sinnesbichler u. Heusler, 2015].

Im Rahmen der Arbeit wird die Entwicklung und die Umsetzung eines Versuchsaufbaus beschrieben, der das Betriebsverhalten freier Heizflächen in einer Wohnung mit vier Räumen unter der Berücksichtigung der dynamischen Prozesse beim Heizbetrieb nachbildet. Freie Heizflächen zeichnen sich dadurch aus, dass sie nicht in die Umfassungsfläche eines Raumes integriert sind und somit im Raum frei angeordnet werden können [Haller, 2003]. In der hier vorliegenden Dissertation werden freie Heizflächen in Form von Standard-Plattenheizkörpern untersucht. Dazu werden die Heizkörper in einer Testumgebung aufgebaut, die das hydraulische Heizungsnetz einer Wohnung abbildet. Um die dynamischen Vorgänge beim Heizbetrieb zu berücksichtigen, werden dem Versuchsaufbau zeitlich variable Randbedingungen aufgeprägt, die in einem Simulationsmodell bereitgestellt werden. Abbildung 2.1 zeigt die schematische Darstellung des nachgebildeten Heizungsnetzes (rot) und der simulierten Umgebung (grau).

Bei der Auslegung und der Entwicklung des Versuchsaufbaus zur Untersuchung freier Heizflächen waren die folgenden Anforderungen zu erfüllen:

1. Möglichst geringer Platzbedarf der einzelnen Räume,
2. kontrollierte Wärmeübertragung durch Konvektion,
3. Strahlungsaustausch zwischen Heizflächen und Wänden einstellbar,
4. realistische Nachbildung der Luftströmungen um die Heizflächen und
5. flexible Montage der Heizflächen und der Regelungskomponenten.

Um die Abmessungen des Versuchsaufbaus gering zu halten, wird das Raumvolumen, welches in einem Standardraum¹ etwa 50 m^3 beträgt, auf weniger als 2 m^3 um den zu untersuchenden Heizkörper

¹Ein Standardraum wird im Rahmen der Arbeit mit einer Breite von 4 m, einer Länge von 4 m und einer Höhe von 3 m definiert, die angelehnt an die Abmessungen der Norm-Prüfkabine für die Leistungsmessung von Heizkörper sind [Norm DIN EN 442-2, 2013].

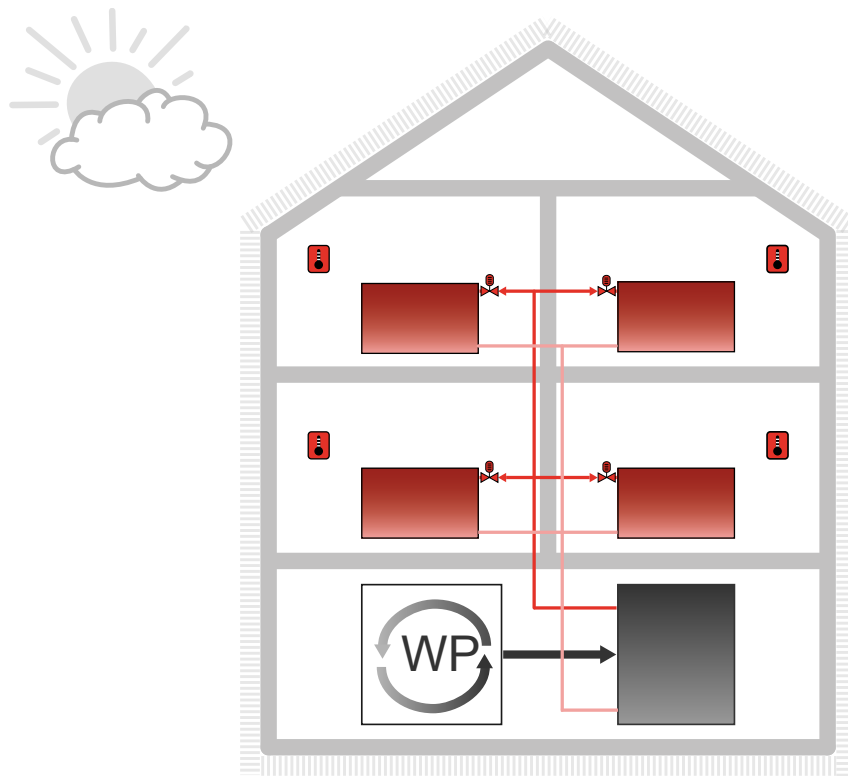


Abbildung 2.1: Schematische Darstellung des im Prüfstand abgebildeten Heizungsnetzes (rot) und der simulierten Umgebung (grau).

inklusive Regelventil reduziert. Die dynamischen Vorgänge in den verkleinerten Raumumgebungen können durch das Aufprägen von zeitlich variablen Randbedingungen korrekt abgebildet werden. Um die variablen Randbedingungen bereitzustellen, werden die Raumumgebungen mit einer thermo-hydraulischen Simulation gekoppelt. Die Simulation ermöglicht es, verschiedene Lastverläufe, Raumgeometrien, Wärmeerzeuger und Gebäudestrukturen zu betrachten, um unterschiedliche Heizungssysteme am Versuchsaufbau vergleichen zu können.

Die Methode der Raumreduzierung wird erstmals in Hansen [1997] vorgestellt. Darin wird eine Box beschrieben, in der Heizkörper und Ventil in ein Volumen von weniger als 1 m^3 integriert sind. Basierend auf zuvor berechneten Profilen wird die in das Volumen eingebrachte Wärme des Heizkörpers durch den Einsatz von Rückkühl-Elementen abgeführt. Die Randbedingungen werden in dem vorgestellten Verfahren nicht dynamisch an das Verhalten des zu testenden Heizkörpers inklusive Ventil angepasst.

Das Prinzip der Raumreduzierung mit realitätsnaher Nachbildung der zeitlich variablen Randbedingungen hat nach vorliegenden Erkenntnissen in der Praxis bisher noch keine Anwendung gefunden. Der Schwerpunkt der vorliegenden Dissertation liegt deshalb in der praktischen Anwendung des Prinzips der Raumreduzierung unter Berücksichtigung der zeitlich variablen Randbedingungen beim Betrieb von freien Heizflächen.

Die folgenden Unterkapitel erläutern zunächst die Grundlagen, d.h. das Prinzip der Raumreduzierung zur Verringerung des Platzbedarfs und den Aufbau der dynamischen Kopplung zur Abbildung der zeitlich variablen Randbedingungen. Die Grundlagen sind für die spätere Anwendung des Verfahrens von Bedeutung.

2.1 Reduzierung des Raumvolumens

Die Übertragung von Strömungsprozessen auf einen verkleinerten Maßstab findet im Flugzeug- und Fahrzeugbau bereits häufig Anwendung. Bei den Strömungen im Flugzeug- und Fahrzeugbau ist hauptsächlich erzwungene Konvektion zu beobachten. Bei einer Reduzierung des Modells ist es erforderlich, die charakteristische hydrodynamische Kenngröße Reynoldszahl (Re) zum Original konstant zu halten. Dies wird durch den Einsatz der Ähnlichkeitstheorie ermöglicht. Dazu wird bei Verringerung der charakteristischen Länge, die die Geometrie des betrachteten Modells beschreibt, die Geschwindigkeit des Anströmvorgangs erhöht [Bertram u. Hilger, 2002].

Beim Betrieb von freien Heizflächen bildet sich an der Oberfläche durch die Wärmeübertragung an die Raumluft eine freie Konvektionsströmung aus. Die Geschwindigkeit des Strömungsvorgangs wird durch den Wärmeübergang zwischen Heizfläche und Raumluft bestimmt und kann nicht als Randbedingung definiert werden. Damit lässt sich die Reynoldszahl bei Skalierung der Geometrie nicht durch Anpassung der Geschwindigkeit konstant halten. Des Weiteren ändern sich durch eine Verringerung der charakteristischen Länge die Wärmeübertragungsverhältnisse an der Heizfläche, die mit der Rayleighzahl (Ra) beschrieben werden. Dies kann nur durch Änderung der Fluideigenschaften ausgeglichen werden [Körner u. a., 2011].

Aus den zuvor genannten Gründen ist es für die Reduzierung des Platzbedarfs nicht möglich, die gesamte Testumgebung bestehend aus Raum mit integrierter Heizfläche auf einen Modellmaßstab zu verringern. Deswegen wird der Versuchsaufbau mit konventionellen Heizkörpern ausgestattet und lediglich das umschließende Raumvolumen verkleinert. Die Strömung um den Heizkörper soll dabei weitestgehend nicht beeinflusst werden. Um die Geometrie der reduzierten Raumumgebung festlegen zu können, werden im Folgenden zunächst die Strömungsvorgänge in einem beheizten Raum beschrieben.

2.1.1 Luftströmungen im Raum beim Heizbetrieb

Die grundlegenden Strömungsphänomene in einem durch einen Heizkörper beheizten Raum beschreibt Katz [1984] in einer Studie bereits Mitte der 1980er Jahre. Die experimentellen Untersuchungen in dieser Studie zeigen, dass sich in einem ungestörten Raum beim Einsatz eines Heizkörpers eine stabile Strömung mit zwei wesentlichen Raumluftwirbeln ausbildet (siehe Abbildung 2.2). Der erste Raumluftwirbel entsteht an der Fensterfläche aufgrund der hohen Temperaturdifferenzen zwischen einer schlecht gedämmten, kalten Fensterfläche und der warmen Raumluft (siehe blaue Pfeile

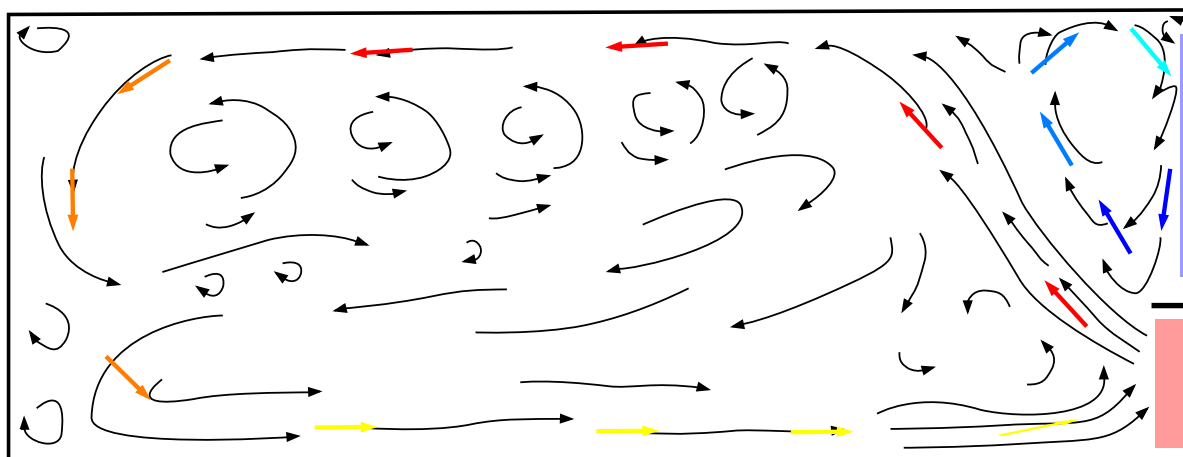


Abbildung 2.2: Ausgebildete Raumluftströmung bei Einsatz eines Heizkörpers nach Katz [1984].

in Abbildung 2.2). Die Wärme wird dabei hauptsächlich durch Konvektion zwischen Raumluft und Fensterfläche übertragen. Der Kaltluftwirbel wird durch den vom Heizkörper aufsteigenden Warmluftstrom begrenzt, der den zweiten Raumluftwirbel bildet (siehe rote Pfeile in Abbildung 2.2). Dieser Primärwirbel steigt schräg bis zur Decke auf und strömt entlang der Decke bis zu der dem Heizkörper gegenüberliegenden Wand. Dort sinkt der Luftstrom ab und strömt entlang des Bodens zum Heizkörper zurück. Innerhalb des Primärwirbels bilden sich zwei Sekundärwirbel, die für die weiteren Betrachtungen keine Relevanz haben und deswegen nicht weiter erläutert werden².

Die Beschreibung von zwei charakteristischen Raumluftwirbeln nach Katz [1984] wird von Lankhorst u. Hoogendoorn [1990] anhand von zweidimensionalen, numerischen Berechnungen bestätigt. Im vorliegenden Berechnungsmodell der Raumluftströmung, welches den Strahlungsaustausch der Wände berücksichtigt, entstehen zwei etwa gleich große Wirbel (siehe Abbildung 2.3 (a)): ein Warmluftwirbel im unteren Teil des Raumes, der sich aufgrund der warmen Luft die im Heizkörper aufsteigt bildet, und ein zweiter Kaltluftwirbel, der durch die am Fenster kalt abfallende Luft entsteht. Die Trennlinie zwischen den beiden Wirbeln verläuft nach den vorliegenden Ergebnissen in Lankhorst u. Hoogendoorn [1990] fast horizontal durch den Raum.

Die Ausbildung von zwei Raumluftwirbeln wird ebenfalls anhand dreidimensionaler Berechnungen durch Sigey u. a. [2004] bestätigt. Diese zeigen die Bildung eines großen Primärwirbels im Raum und eines kleineren Wirbels am Fenster (siehe Abbildung 2.3 (b)), genau wie in Katz [1984] beschrieben. Mit Hilfe der dreidimensionalen Berechnung lässt sich auch eine Bewegung quer zum Heizkörper feststellen, die aufgrund des höheren Impulses in der Mitte des Heizkörpers entsteht.

In der unmittelbaren Umgebung um den Heizkörper zeigen die hier beschriebenen Untersuchungen eine vergleichbare Strömungsstruktur. Allerdings ist zu beachten, dass die vorgestellten Ergebnisse bei starkem Kaltluftabfall entstehen, der bei schlecht gedämmten Fensterflächen auftritt. Im gegenwärtigen Gebäudebestand sind allerdings hauptsächlich Fenster mit besseren Wärmedurchgangs-

²Weiterführende Beschreibungen der im Text erwähnten Sekundärwirbel können in Katz [1984] nachgelesen werden.

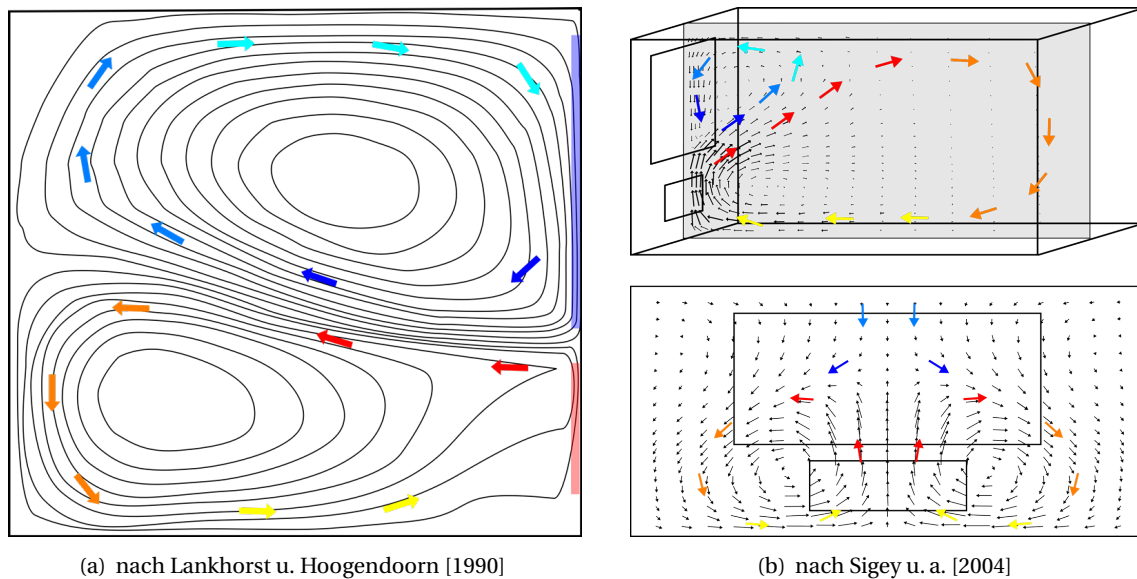


Abbildung 2.3: Numerische Betrachtungen der Raumluftrömungen in einem beheizten Raum.

koeffizienten zu finden. Beim Einsatz dieser Fenster wird die Gegenströmung durch den Kaltluftabfall nahezu ausbleiben, wodurch sich die Strömung im Raum ändert. In der Literatur sind zu einer Luftströmung bei geringfügigem Kaltluftabfall weder numerische Berechnungen noch experimentelle Untersuchungen zu finden.

2.1.2 Aufbau der reduzierten Raumumgebung

Um den gegenwärtigen Gebäudebestand mit gut gedämmten Fenstern abzubilden, wird für die folgenden Betrachtungen die Raumlufthalze für einen geschlossenen, beheizten Raum ohne Kaltluftabfall an den Fensterflächen angenommen. Die charakteristische Raumlufthalze ist in Abbildung 2.4 schematisch dargestellt. In der reduzierten Raumumgebung wird das Raumvolumen auf den gestrichelten Ausschnitt des Raumes begrenzt, wodurch das Raumvolumen der Kabinen nur noch etwa 2 m^3 beträgt.

Die Herausforderung bei der Raumreduzierung besteht darin, dem Heizkörper die korrekten Randbedingungen aufzuprägen, damit er ein ähnliches Verhalten wie in einem Standardraum aufweist. Dazu müssen die grundlegenden Phänomene bei der Wärmeübertragung erhalten bleiben, die beim Betrieb von freien Heizflächen in einem Raum mit normalen Abmessungen entstehen. Neben dem konvektiven Wärmeübergang und der ausgetauschten Wärmestrahlung spielt auch die Abbildung der Luftströmungen im Raum eine wichtige Rolle. Zur Nachbildung der Strahlungsverhältnisse werden die zwei umschließenden Flächen der Kabinen temperiert, die den größten Einfluss auf die abgegebene Strahlungsleistung des Heizkörpers haben. Mit einer konditionierten Zuluftströmung in die Kabine ist es möglich, die Luftströmung im Standardraum abzubilden, die sich hauptsächlich durch die konvektive Wärmeübertragung einstellt.

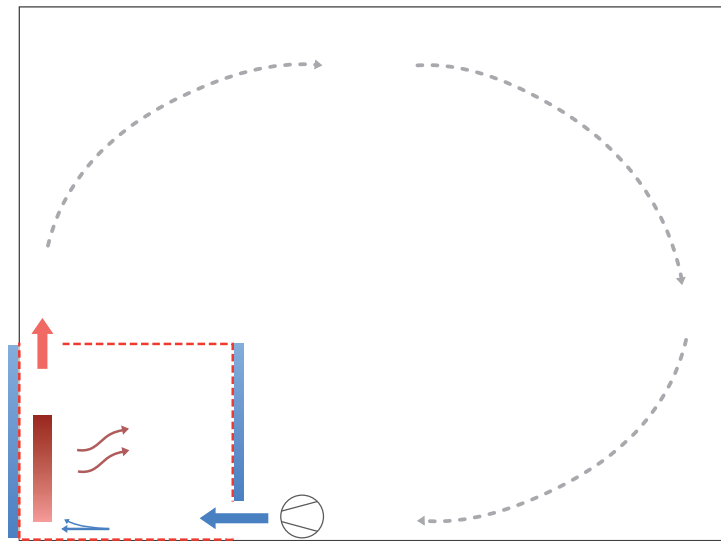


Abbildung 2.4: Ausbildung der Raumluftwalze im Heizfall und entsprechender Ausschnitt der verkleinerten Raumgeometrie mit den Einrichtungen zur Nachbildung der Strömungsphänomene und der Wärmeübertragung.

2.2 Abbildung von zeitlich variablen Randbedingungen

Für die Nachbildung der dynamischen Vorgänge eines beheizten Raums ist es aufgrund der veränderten Kapazitäten in den reduzierten Kabinen erforderlich, die bestehende Hardware mit einem Simulationsmodell zu koppeln. Abbildung 2.5 zeigt das Schema der HiL-Kopplung zwischen Simulation und Kabinen. Für die Durchführung der HiL-Kopplung ist es notwendig, die Systemgrenze zwischen Hardware und Simulation festzulegen. In der vorliegenden Arbeit wird die Grenze an der Oberfläche des Heizkörpers definiert, an der die Wärme in den Raum eingebracht wird. Die Parameter, die die Systemgrenze hardwareseitig beschreiben, sind der Heizkörperdurchfluss und die Vor- und Rücklauftemperaturen am Heizkörper. Diese Parameter werden in den Kabinen gemessen und an die Simulation übergeben. Die daraus resultierenden Raum- und Wandtemperaturen im Simulationsmodell stellen die Systemgrenze auf der Softwareseite dar und werden als Führungsgrößen an die Kabinen übermittelt. In der Simulation können die physikalischen Größen wie Gebäudestruktur und Raumgeometrie geändert werden, um die Dynamiken der simulierten Räume zu verändern. Das Nutzerverhalten wird über festgelegte Profile für die Solltemperaturen und für die inneren Lasten aufgeprägt.

Das Ergebnis der dynamischen Kopplung zwischen der Simulation und den Kabinen wird durch die Anwendung eines einfachen Einzelraumregelungssystems gezeigt, das dem System ein dynamisches Verhalten aufprägt.

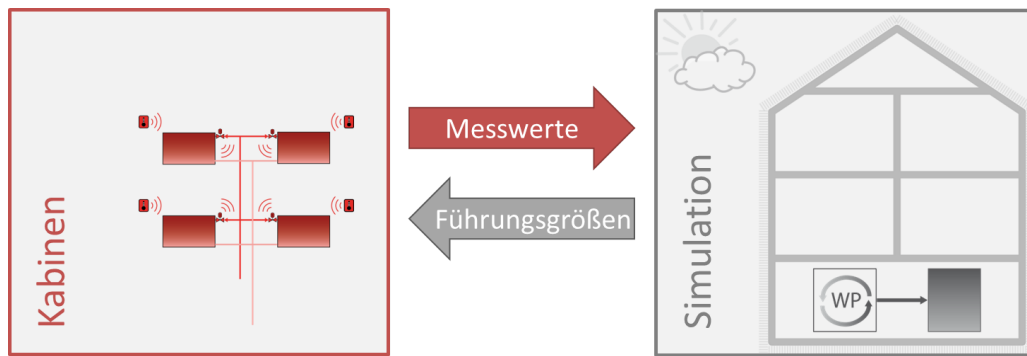


Abbildung 2.5: Schema der HiL-Kopplung zwischen Kabinen und Simulation.

3 Grundlagen zum Betriebsverhalten freier Heizflächen

Um die Konzeption zur Nachbildung des Betriebsverhaltens freier Heizflächen in einem verkleinerten Raumvolumen umzusetzen, ist die Kenntnis der Wärmeübertragung zwischen Heizfläche und Raum notwendig. Deswegen werden im folgenden Kapitel die wichtigsten Phänomene bei der Wärmestrahlung zwischen Heizfläche und Umschließungsflächen und dem konvektiven Wärmeübergang an der Heizfläche vorgestellt. Des Weiteren werden die dynamischen Vorgänge während der Beheizung eines Raums anhand von Ergebnissen aus Literaturquellen beschrieben. Zur Nachbildung des dynamischen Verhaltens von freien Heizflächen werden dem Versuchsaufbau mit der *Hardware-in-the-Loop*-Kopplung (HiL) die Randbedingungen sowohl zeitlich variabel als auch kontrolliert aufgeprägt. Die Unterscheidungen beim Einsatz von HiL werden am Beispiel eines elektrischen Stellventils erläutert. Abschließend wird der Stand der Technik für die Raumregelung vorgestellt, die in der vorliegenden Arbeit für die Beschreibung der Prüfstandsfunktionalität eingesetzt wird.

3.1 Wärmeübertragung zwischen Heizfläche und Raum

Das Betriebsverhalten freier Heizflächen wird durch die Wärmeübertragungsprozesse zwischen der Heizfläche und der Umgebung bestimmt. Die in einem Raum aufgestellten freien Heizflächen übertragen die Wärme an die Raumluft und die umliegenden Wände durch *Konvektion* und *Strahlung*. Durch den konvektiven Wärmeübergang zwischen Heizfläche und Raumluft bildet sich im Raum eine charakteristische Luftwalze aus. Die Strahlungswärme der Heizfläche wird über die Oberflächentemperatur der umschließenden Wandflächen beeinflusst. Um das Betriebsverhalten der Heizflächen in einer verkleinerten Umgebung nachzubilden, müssen zunächst die Phänomene hinsichtlich der Wärmeübertragungsprozesse vom Heizmedium an den Raum nachvollzogen werden, die sich nach Glück [1990] durch die folgenden Wärmetransportmechanismen auszeichnen:

- innerer Wärmeübergangswiderstand R_{in} : Heizmedium $\leftrightarrow$ Wand des Strömungskanals
- Wärmeleitwiderstand R_{th} : Wand des Strömungskanals $\leftrightarrow$ Außenfläche des Heizkörpers
- äußerer Wärmeübergangswiderstand R_a : Außenfläche des Heizkörpers $\leftrightarrow$ Raum

Die Größenordnungen der drei Widerstände für einen Plattenheizkörper, wie er in den folgenden Untersuchungen eingesetzt wird, sind Tabelle 3.1 zu entnehmen. Da der äußere Wärmeübergangswiderstand R_a die höchsten Werte aufweist, wird die Wärmeübergabe vom Heizmedium (im Allgemeinen Wasser) an den Raum maßgeblich vom äußeren Wärmeübergang bestimmt. Außerdem werden für die folgenden Untersuchungen keine Änderungen an den Heizkörpern vorgenommen, sodass der innere Wärmeübergang R_{in} und die Wärmeleitung R_{th} unverändert bleiben.

Tabelle 3.1: Wärmetransportmechanismen zwischen dem Heizmedium (Wasser) und dem Raum in einem Plattenheizkörper bezogen auf eine Fläche von 1 m² nach Glück [1990].

Wärmetransportmechanismus	Symbol	Größenordnung
innerer Wärmeübergang	R_{in}	0,003...0,0002 K/W
Wärmeleitung	R_{th}	0,0001...0,00002 K/W
äußerer Wärmeübergang	R_a	0,1...0,003 K/W

Der in die Heizfläche eingebrachte Wärmestrom lässt sich nach dem Energieerhaltungssatz für stationäre Zustände wie folgt berechnen:

$$\dot{Q}_{HK} = \dot{m}_{HK} \cdot c_p \cdot (\vartheta_{HK,VL} - \vartheta_{HK,RL}). \quad (3.1)$$

Darin sind $\dot{m}_{HK}$ der Massenstrom, c_p die spezifische, temperaturabhängige Wärmekapazität¹ und $\vartheta_{HK,VL/RL}$ die Vor- bzw. Rücklauftemperatur der Heizfläche [Zahoransky, 2007].

Die Wärmeübergabe der Heizfläche an den Raum findet grundsätzlich aufgrund der beiden physikalischen Phänomene *Konvektion* und *Strahlung* statt (siehe Abbildung 3.1). Die von der Heizfläche an die Umgebung abgegebene Wärme ist gegeben durch die Summe dieser beiden Wärmeübertragungsmechanismen Konvektion $\dot{Q}_{Konv}$ und Strahlung $\dot{Q}_{Str}$.

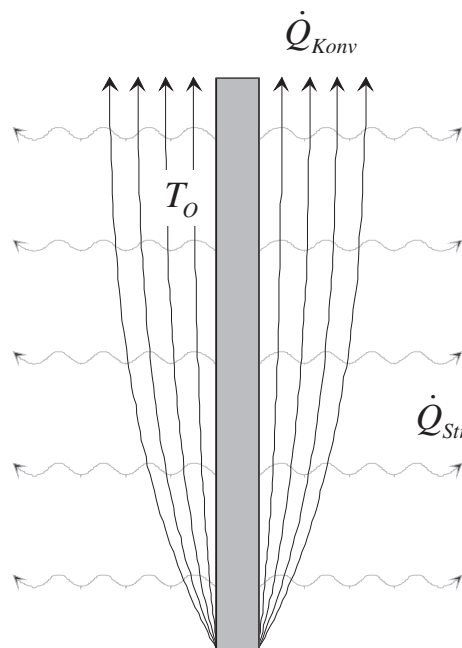


Abbildung 3.1: Wärmeübertragungsmechanismen durch Konvektion und Strahlung an einer beheizten Fläche mit der Oberflächentemperatur T_o [Frigge, 2004].

¹Für die Untersuchungen im Rahmen der Arbeit wird die spezifische Wärmekapazität über die betrachteten Temperaturbereiche als konstant angenommen.

3.1.1 Konvektiver Wärmeübergang an freien Heizflächen

Aufgrund des Temperaturgefälles zwischen der warmen Heizkörperoberfläche und der kühleren Raumluft findet an der beheizten Oberfläche ein Wärmeaustausch statt. Durch die Wärmeleitung zwischen Festkörper und Fluid erwärmen sich zunächst die wandnahen Luftteilchen. Die daraus entstehenden Dichteunterschiede bewirken aufgrund der Schwerkraft eine Aufwärtsströmung der warmen Luft. Die Wärme wird dabei mit den Luftteilchen mitgeführt und es entsteht freie Konvektion. Das Phänomen der freien Konvektion ist somit immer an einen Energietransport aufgrund von Wärmeleitung direkt an der Heizkörperoberfläche gekoppelt [Frigge, 2004].

Nach Frigge [2004] lässt sich der Wärmestrom zwischen der Heizkörperoberfläche A_O mit der Oberflächentemperatur T_O und der Raumluft mit der Temperatur T_L wie folgt beschreiben:

$$\dot{Q}_{Konv} = \alpha \cdot A_O \cdot (T_O - T_L) \quad (3.2)$$

Dabei ist α der Wärmeübergangskoeffizient. Unter Berücksichtigung der Nusselt-Korrelationen für freie Konvektion lässt sich bei einer laminaren Grenzschichtströmung, wie sie bei freien Heizflächen zu erwarten ist, eine Abhängigkeit in der Form $\alpha \sim \Delta T^{1/4}$ finden [Frigge, 2004].

Wie bereits im Unterkapitel 2.1 beschrieben, ist es nicht möglich, die freie Konvektionsströmung basierend auf Wärmeübertragungsprozessen an Heizflächen auf einen verkleinerten Maßstab zu skalieren. Deshalb wird in der vorliegenden Arbeit eine Möglichkeit vorgestellt, stattdessen das umschließende Raumvolumen zu verringern. Die in die verkleinerte Umgebung eingebrachte Zuluft zur Nachbildung der charakteristischen Raumluftwalze darf den zuvor beschriebenen konvektiven Wärmeübergang an der Heizfläche möglichst geringfügig beeinflussen.

3.1.2 Strahlungsaustausch zwischen Heizfläche und Raum

Neben der Konvektion ist der Strahlungsaustausch zwischen Heizfläche und Raum ein wichtiger Wärmetransportmechanismus beim Betrieb von Heizflächen. In den Kabinen wird der Strahlungsaustausch über zwei temperierbare Flächen nachgebildet (vergleiche Abschnitt 4.2.1). Für die Umrechnung der Strahlungsverhältnisse in einem Standardraum² auf eine reduzierte Geometrie wird angenommen, dass sich freie Heizflächen und Raumumschließungsflächen wie ein diffus strahlender, grauer Körper verhalten. Nach dem Stefan-Boltzmann-Gesetz emittiert eine Fläche i die Eigenemission M_i in den Halbraum[Baehr, 2010]:

$$M_i = \varepsilon_i \cdot \sigma \cdot T_i^4 \quad (3.3)$$

darin sind ε_i der Emissionskoeffizient, σ die Stefan-Boltzmann-Konstante und T_i die Oberflächentemperatur in K. Ein Emissionskoeffizient ε , der unabhängig von der Wellenlänge λ ist, beschreibt

²Ein Standardraum wird im Rahmen der Arbeit mit einer Breite von 4 m, einer Länge von 4 m und einer Höhe von 3 m definiert, die angelehnt an die Abmessungen der Norm-Prüfkabine für die Leistungsmessung von Heizkörper sind [Norm DIN EN 442-2, 2013].

die emittierte Energie eines grauen Strahlers. Nach dem Kirchhoffschen Gesetz (Gleichung 3.4) gilt, dass der spektrale Emissionsgrad ε identisch mit dem spektralen Absorptionsgrad α_{Str} bei gleicher Temperatur ist:

$$\varepsilon(T) = \alpha_{Str}(T) < 1, \quad (3.4)$$

wobei aufgrund des Energieerhaltungssatzes der Emissionsgrad kleiner eins ist. Die Richtungsabhängigkeit des Emissionsgrades bei real strahlenden Oberflächen wird für die hier folgenden Betrachtungen vernachlässigt [Baehr, 2010].

Die Wärmestrahlung, die auf ein Bauteil trifft, kann reflektiert, absorbiert oder transmittiert werden. Aufgrund der Energieerhaltung muss die Summe des Reflexionsgrades ρ_{Str} , des Absorptionsgrades α_{Str} und des Transmissionsgrades τ_{Str} eins ergeben:

$$\rho_{Str} + \alpha_{Str} + \tau_{Str} = 1 \quad (3.5)$$

Da die Transmission der Wärmestrahlung nur bei transparenten Materialien auftritt, gilt in Verbindung mit dem Kirchhoffschen Gesetz der folgende Zusammenhang zwischen dem Emissions- und dem Reflexionsgrad einer Wandfläche ($\tau_{Str} = 0$):

$$\rho_{Str} = 1 - \varepsilon \quad (3.6)$$

3.1.2.1 Strahlungsaustausch nach der Methode des umschlossenen Raumes

Um den Strahlungsaustausch zwischen einer Heizfläche und den umschließenden Wandflächen zu beschreiben, muss die Strahlungsdichte H_i , die von allen raumbegrenzenden Oberflächen ausgeht, bekannt sein. Für die Berechnung dieses Strahlungsaustausches wird die Methode des umschlossenen Raumes (in der Literatur auch Bruttomethode genannt) eingesetzt [Glück, 1997].

Bei Anwendung der Methode werden die Eigenemission der Oberfläche M_i und die einfallende und von der Fläche reflektierte Strahlung $\rho_{Str,i} \cdot E_i$ zu einer resultierenden Gesamtenergiestromdichte H_i zusammengefasst [VDI-Gesellschaft, 2013]:

$$H_i = M_i + \rho_{Str,i} \cdot E_i \quad (3.7)$$

Diese insgesamt von der Fläche i ausgehende Strahlung wird auch als Flächenhelligkeit bezeichnet.

Die einfallende Strahlung $A_i \cdot E_i$ berechnet sich aus der Summe der Flächenhelligkeiten H_j aller umliegenden Flächen j, die jeweils mit dem Sichtfaktor $F_{j,i}$ gewichtet sind:

$$A_i \cdot E_i = \sum_{j=1}^n A_j \cdot F_{j,i} \cdot H_j \quad (3.8)$$

Mit der Reziprozitätsbeziehung $F_{j,i} \cdot A_j = F_{i,j} \cdot A_i$ und der Zusammenhang $\rho_{Str,i} = 1 - \varepsilon_i$ kann die

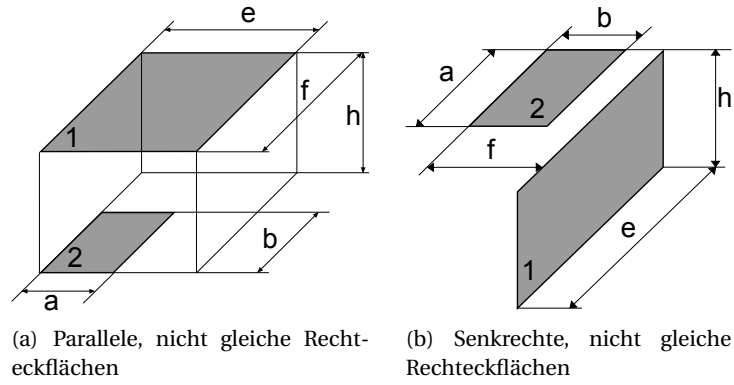


Abbildung 3.2: Geometrische Randbedingungen für die Ermittlung der Sichtfaktoren zwischen Heizkörper und Wandflächen in einem Raum.

flächenspezifische Energiestromdichte H_i für einen grauen Strahler wie folgt berechnet werden:

$$H_i = M_i + (1 - \varepsilon_i) \sum_{j=1}^n F_{i,j} \cdot H_j \quad (3.9)$$

Darin sind M_i die Eigenemission, ε_i der Emissionsgrad der Fläche i und H_j die Flächenhelligkeit der umschließenden Flächen. Für die Berechnung des Strahlungsaustausches zwischen Flächen beliebiger Lage, wie es in einem beheizten Raum zu finden ist, wird nach Glück [1990] der Sichtfaktor $F_{i,j}$ eingeführt. Die Ermittlung der Sichtfaktoren wird im folgenden Kapitel beschrieben.

3.1.2.2 Ermittlung von Sichtfaktoren

Der Sichtfaktor ist ein Maß für den Teil der Strahlung, die von der Fläche A_1 auf eine andere Fläche A_2 trifft. Unter Annahme einer konstanten Strahldichte L_1 (Voraussetzungen: diffuse Strahlung, konstante Oberflächentemperatur und gleichmäßige Strahlungseigenschaften) kann nach Baehr [2010] unter Berücksichtigung des *photometrischen Grundgesetzes*³ der Sichtfaktor wie folgt bestimmt werden:

$$F_{1,2} = \frac{H_{1,2}}{H_1} = \frac{1}{\Pi A_1} \int_{A_1} \int_{A_2} \frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{r^2} dA_1 dA_2 \quad (3.10)$$

Dabei ist $H_{1,2}$ die Strahlungsdichte, die von der Fläche A_1 ausgeht und die Fläche A_2 trifft, und H_1 die Strahlungsdichte, die von der Fläche A_1 in den Halbraum emittiert wird [Baehr, 2010]. Mit dem Radius r und den Winkeln β_1 und β_2 werden die geometrischen Verhältnisse zwischen den beiden Flächen A_1 und A_2 beschrieben. Mit der Reziprozitätsbeziehung der Sichtfaktoren lässt sich die Einstrahlzahl $F_{2,1}$ bei Kenntnis der Flächen A_1 und A_2 bestimmen:

$$A_1 \cdot F_{1,2} = A_2 \cdot F_{2,1} \quad (3.11)$$

³Nach dem *photometrischen Grundgesetz* nimmt der Strahlungsfluss, der auf die Fläche A_2 trifft, mit dem Quadrat des Abstandes r zwischen Strahlungsquelle und -empfänger ab. Die Orientierung der Flächenelemente zu ihrer Verbindungsgeraden spielt ebenfalls eine Rolle [Baehr, 2010].

In Glück [1990] werden Standardlösungen für einige geometrische Randbedingungen vorgestellt. Für die Bestimmung der Strahlungsverhältnisse zwischen Heizfläche und Umschließungsflächen, werden die in Abbildung 3.2 gezeigten Geometrien angewendet. Die ausführlichen Berechnungsformeln für parallele und senkrechte, nicht gleiche Rechteckflächen finden sich in Anhang A.

Für einen mit einer Heizfläche ausgestatteten Standardraum (siehe Abbildung 3.3 (a)) wird eine vereinfachte Beispielrechnung für eine senkrechte und eine parallele Fläche vorgestellt. Die Vereinfachungen bestehen darin, dass keine Tiefe der Heizfläche und keine Abstände zwischen Heizfläche und Boden oder Wand berücksichtigt werden. Die ausgewählten Beispielwände sind in Abbildung 3.3 (b) und (c) dargestellt und die berechneten Sichtfaktoren sind Tabelle 3.2 zu entnehmen.

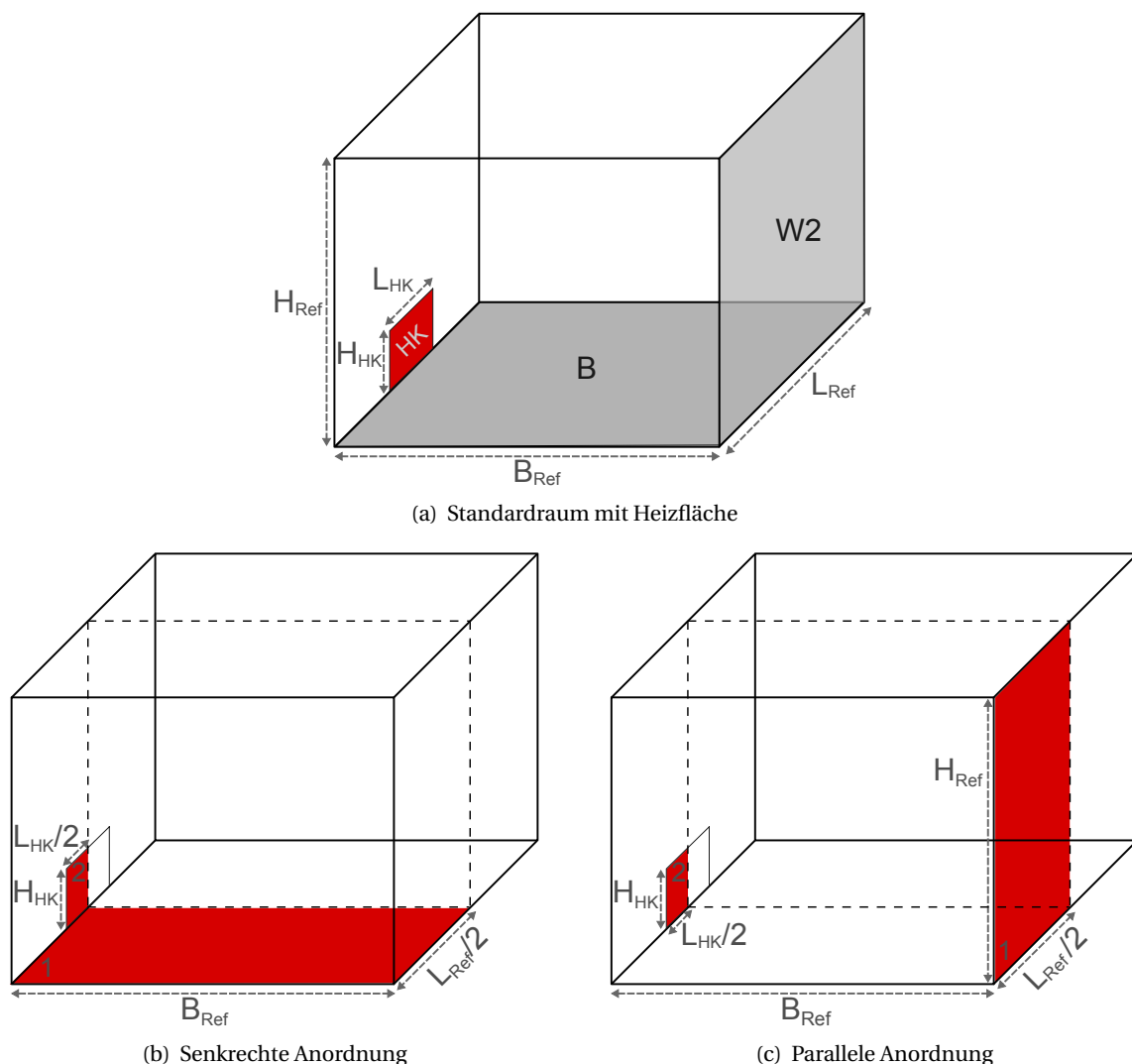


Abbildung 3.3: Beispiel für die Berechnung der Sichtfaktoren in einem Standardraum ausgestattet mit einer Heizfläche. Die Tiefe der Heizfläche und ein Abstand zur Wand bzw. zum Boden wurden bei der Beispielrechnung nicht berücksichtigt.

Tabelle 3.2: Sichtfaktoren zwischen einer Heizfläche und einem Standardraum für zwei ausgewählte Flächen. Bei der Berechnung wurde keine Tiefe der Heizfläche und kein Abstand zwischen Heizfläche und Wand bzw. Boden berücksichtigt.

Anordnung	A_1	A_2	$F_{1,2}$	$F_{2,1}$	a	b	e	f	h
Senkrecht	B	HK	0,02	0,58	$\frac{L_{HK}}{2}$ 0,45 m	H_{HK} 0,6 m	$\frac{L_{Ref}}{2}$ 2 m	H_{HK} 0,6 m	B_{Ref} 4 m
Parallel	W2	HK	0,01	0,13	$\frac{L_{HK}}{2}$ 0,45 m	H_{HK} 0,6 m	$\frac{L_{Ref}}{2}$ 2 m	H_{Ref} 3 m	B_{Ref} 4 m

3.1.3 Auslegung von freien Heizflächen nach Norm

Für die Bereitstellung von Wärme mit Raumheizkörpern gelten in Deutschland die Norm DIN EN 442-2 [2013], die Norm DIN 4704-2 [1999] und die VDI-Richtlinie 6030 [2002]. In der VDI-Richtlinie 6030 [2002] werden Regeln für die Bestimmung der Heizflächenabmessung, der Heizflächen-Übertemperatur und der Normleistung der entsprechenden freien Raumheizfläche vorgegeben. Mit Hilfe der VDI-Richtlinie sollen neben der Deckung der Heizlast auch mögliche Behaglichkeitsdefizite gemindert oder sogar beseitigt werden. Beachtet werden Strahlungsdefizite, die durch kalte Umschließungsflächen entstehen können, oder Fallluftströmungen in der unmittelbaren Umgebung von kalten Fensterflächen.

3.1.3.1 Heizkörpergleichung

Um die marktüblichen Heizkörper vergleichen zu können, werden Leistungswerte unter Normbedingungen entsprechend der Norm DIN EN 442-2 [2013] oder der Norm DIN 4704-2 [1999] für jeden Heizkörper in anerkannten Prüfstellen erfasst. Als Ergebnis der Normprüfung wird die Wärmeleistung des Heizkörpers als Funktion der Übertemperatur bei konstantem Volumenstrom des Heizmediums dargestellt. Die Übertemperatur ist definiert als Differenz zwischen der arithmetisch gemittelten Wassertemperatur und der Bezugs-Lufttemperatur. Der Volumenstrom des Heizmediums richtet sich nach der Norm-Übertemperatur ⁴ $\Delta\vartheta_n$ von 50 K. Die daraus ermittelte charakteristische Gleichung kann wie folgt dargestellt werden:

$$\dot{Q}_{HK} = K_m \cdot \Delta\vartheta^n \quad (3.12)$$

$$\text{mit: } \Delta\vartheta = \frac{\vartheta_{HK,VL} - \vartheta_{HK,RL}}{2} - \vartheta_L \quad (3.13)$$

Dabei ist K_m die ermittelte Konstante für das untersuchte Modell, $\Delta\vartheta$ die arithmetische Übertemperatur und n der Exponent des Heizkörper-Modells entsprechend der charakteristischen Gleichung.

Bei hohen Temperaturspreizungen zwischen Vor- und Rücklauf des Heizkörpers wird die Auslegung

⁴Norm-Übertemperatur von 50 K entspricht einer Vorlauftemperatur von 75 °C, einer Rücklauftemperatur von 65 °C und einer Bezugs-Lufttemperatur von 20 °C.

auf Grundlage der arithmetischen Übertemperatur $\Delta\vartheta$ ungenauer, sodass Recknagel u. a. [2009] ab einem Verhältnis von

$$\frac{\vartheta_{HK,RL} - \vartheta_L}{\vartheta_{HK,VL} - \vartheta_L} < 0,7 \quad (3.14)$$

die Berechnung der Heizleistung über die logarithmische Übertemperatur $\Delta\vartheta_{log}$ empfiehlt. Die logarithmische Übertemperatur wird folgendermaßen berechnet:

$$\Delta\vartheta_{log} = \frac{\vartheta_{HK,VL} - \vartheta_{HK,RL}}{\ln \frac{\vartheta_{HK,VL} - \vartheta_L}{\vartheta_{HK,RL} - \vartheta_L}}. \quad (3.15)$$

Nach Glück [1990] beschreibt die Heizkörpergleichung 3.16 das Verhältnis der Wärmeabgabe $\dot{Q}_{HK}$ zweier Heizkörper mit den Oberflächen A_1 und A_2 an die Raumluft:

$$\frac{\dot{Q}_{HK,1}}{\dot{Q}_{HK,2}} = \frac{A_1}{A_2} \cdot \left(\frac{\Delta\vartheta_{log,1}}{\Delta\vartheta_{log,2}} \right)^n \quad (3.16)$$

Für die Umrechnung der Normleistung eines Heizkörper $\dot{Q}_{HK,n}$ gilt $\frac{A_1}{A_2} = 1$. Durch Einsetzen der Normbedingungen ergibt sich somit nach Umstellen von Gleichung 3.16 die folgende charakteristische Gleichung:

$$\dot{Q}_{HK} = \dot{Q}_{HK,n} \cdot \left(\frac{\Delta\vartheta_{log}}{49,8K} \right)^n \quad (3.17)$$

3.1.3.2 Strahlungsanteil s der Wärmeübergabe einer freien Heizfläche

Der Anteil der Strahlungswärme $\dot{Q}_{HK,Str}$ wird in der Norm DIN EN 442-2 [2013] mit dem Strahlungsanteil s beschrieben:

$$s = \frac{\dot{Q}_{HK,Str}}{\dot{Q}_{HK}} \quad (3.18)$$

Der Emissionswert ε wird beim normativen Strahlungsanteil nicht berücksichtigt, da die spezielle Heizkörperlackierung standardmäßig einen hohen Emissionswert ($\varepsilon > 0,95$) aufweist. Bei der Betrachtung der Abhängigkeiten von *Strahlung* und *Konvektion* von der Übertemperatur fällt auf, dass bei sinkender Übertemperatur der Strahlungsanteil gegenüber der Wärmeabgabe über Konvektion zunimmt. Nach Kast u. Klan [1984] kann der Strahlungsanteil für eine Übertemperatur $\Delta\vartheta_{log} > 30K$ als konstant angenommen werden. Unterhalb einer Übertemperatur von 30 K weist der Strahlungsanteil einen exponentiellen Anstieg auf.

3.2 Einflussfaktoren auf das dynamische Verhalten eines beheizten Raums

Bei der Einbringung von Wärme in einen Raum verändert sich der thermische Zustand eines Raumes mit der Zeit. Dieser dynamische Vorgang lässt sich maßgeblich mit den Zustandsgrößen

- Temperatur der Raumluft,

- Temperatur der Wandoberflächen und
- Luftgeschwindigkeit im Raum

beschreiben. Nach Rietschel u. a. [2005] werden die dynamischen Vorgänge in einem beheizten Raum durch die Parameter

- Wärmeübergabe: Heizkörper, Fußbodenheizung, ...
- Wärmeerzeugung: Heizkessel, Brennwertgerät, Wärmepumpe,...
- Kontaktflächen: Anzahl Außenwände, angrenzende Räume, Kontakt mit Erdreich,...
- Wetter: Außentemperatur, solare Einstrahlung, ...
- Nutzerverhalten: innere Lasten, Sollwerte, Lüftungsverhalten, ...
- Gebäudestruktur: Abmessungen, Dämmstandard, Wärmespeicherfähigkeit der Wände, ...

beeinflusst. Die vorliegenden Abschnitte geben einen kurzen Überblick über den Einfluss der Parameter und nehmen dabei Bezug auf die anstehenden Untersuchungen der dynamischen Vorgänge in der reduzierten Umgebung.

3.2.1 Art der Wärmeübergabe

Durch die Art der Wärmeübergabe werden hauptsächlich die Systemträgheiten und die notwendigen Vorlauftemperaturen für die Temperierung eines Raumes festgelegt. Eine Fußbodenheizung mit einer großen wärmeübertragenden Fläche benötigt niedrigere Übertemperaturen und somit Systemvorlauftemperaturen, als ein Heizkörper, der die gleiche Wärme auf kleinerer Fläche übertragen muss. Demgegenüber zeichnen sich Heizkörper durch eine geringere Speicherkapazität aus, wodurch sich geringere Trägheiten bei Raumtemperaturänderungen ergeben.

In dem vorgestellten Konzept ist es nicht möglich, verschiedene Arten der Wärmeübergabe zu untersuchen, da handelsübliche Heizkörper in die reduzierte Umgebung eingebaut werden. Allerdings kann der Typ und die Größe der Heizkörper innerhalb der Abmessungen und der Leistungsgrenzen der Kabinen variiert werden, wodurch die Trägheit und die notwendige Übertemperatur in dem betrachteten beheizten Raum beeinflusst werden.

3.2.2 Einfluss der Wärmeerzeugung

Verschiedene Arten der Wärmeerzeugung haben Einfluss auf die Dynamik in einem beheizten Raum, da sich die Vorlauftemperaturen im System unterscheiden. Niedrige Heizkreisvorlauftemperaturen beim Betrieb von Wärmepumpen führen zu größerer Trägheit im System als hohe Vorlauftemperaturen in einem Heizkesselsystem. Zudem kann bei höheren Vorlauftemperaturen mehr Wärme in den Raum eingebracht werden, wodurch sich wiederum höhere mögliche Raumtemperaturen ergeben.

Der Einfluss der Wärmeerzeugung auf die Dynamik kann entweder direkt durch Kopplung mit realen Erzeugern (Brennwertkessel, etc.) untersucht werden oder die unterschiedlichen Wärmeerzeuger werden in der Simulation nachgebildet und an den HiL-Kabinen emuliert.

3.2.3 Bedeutung der Außenwandflächen und des Wetters

Der Einfluss der Außenflächen in einem Raum auf die Dynamik beim Heizbetrieb wird maßgeblich durch das Wetter (Außentemperatur und solare Einstrahlung) vorgegeben. So führen niedrige Außentemperaturen zu geringeren Wandtemperaturen, die wiederum eine höhere Heizleistung erfordern, um die Raumtemperatur konstant zu halten. Bei großen Fensterflächen kann sich die solare Einstrahlung direkt auf die Raumtemperatur auswirken. Der Einfluss der Kontaktflächen zu angrenzenden Räumen auf die Dynamik beim Heizbetrieb ist gering, da sich die Temperaturen zwischen den Räumen nur geringfügig unterscheiden. In der vorliegenden Arbeit wird der dynamische Einfluss der Außenflächen, der Kontaktflächen zu angrenzenden Räumen und des Wetters im Simulationsmodell abgebildet und mit Hilfe der Kopplung auf die HiL-Kabinen und somit die freien Heizflächen übertragen.

3.2.4 Einfluss der Gebäudestruktur

Durch die Gebäudestruktur wird die Wärmespeicherfähigkeit der Wände und die Trägheit der Raumlufttemperatur durch unterschiedliche Geometrien und Dämmstandards festgelegt. Die Größe des Raumes ist ein wichtiger Faktor bezüglich der Trägheit der Raumtemperaturänderung, da in einem größeren Raumvolumen für die gleiche Raumtemperaturänderung mehr Wärme in den Raum eingebracht werden muss, wofür bei gleichem Wärmestrom mehr Zeit benötigt wird. Die Wärmespeicherfähigkeit der Umschließungsflächen wird maßgeblich durch den Wandaufbau vorgegeben. In der Literatur wird im Wesentlichen zwischen Wänden in *Leichtbauweise* und in *Massivbauweise* unterschieden [Hesse, 2012].

Schwere Wände, sprich Wände in massiver Bauweise, weisen eine hohe Wärmespeicherfähigkeit auf und die Reaktion solcher Wandaufbauten auf Temperaturänderungen ist in der Regel träge. Im Extremfall hat die eingebrachte Heizleistung keinen Einfluss auf die Wandtemperatur. Solche Wände sind aus Materialien mit hoher Dichte wie Beton oder Ziegel erstellt.

Leichte Wände haben eine geringe Wärmespeicherfähigkeit und reagieren schnell auf Temperaturänderungen im Raum. Der Temperaturverlauf der Wände folgt im Extremfall direkt den Temperaturänderungen der Raumluft. Die entsprechenden Wände haben ein Ständerwerk aus Holz oder Stahl beplankt mit Gipskarton und ausgefüllt mit Dämmmaterial.

Der Dämmstandard von Gebäuden wird in der Praxis mit Standard-Werten der unterschiedlichen Wärmeschutz-Verordnung bzw. Energie-Einsparverordnung definiert. Einen Überblick über die verschiedenen Baualtersklassen mit den entsprechenden Dämmstandards bietet die Studie IWU [2003].

3.2.5 Beeinflussung durch den Nutzer

Der Nutzer kann direkt Einfluss auf die Dynamik des Raumes haben, in dem er bei einem Stoßlüftungsvorgang die Raumlufttemperatur in kurzer Zeit stark abfallen lässt oder den Sollwert für die Raumtemperatur absenkt oder anhebt und dadurch die erforderliche Heizleistung des Raumes verändert. Die Änderung der eingebrachten Heizleistung führt wiederum zu Aufheiz- bzw. Abkühlvorgängen im Raum. Ein indirekter Einfluss des Nutzers ist gegeben durch zusätzliche Wärmelasten, die er in Form von Körperwärme oder Abwärme von technischen Geräten (Herd, Computer, etc.) in den Raum einbringt.

In den folgenden Abschnitten werden die in der Literatur verfügbaren Ergebnisse für die Beschreibung des dynamischen Raumverhaltens bei Aufheiz- und Abkühlvorgängen und bei Stoßlüftung vorgestellt.

3.2.5.1 Aufheiz- und Abkühlvorgänge

Die dynamischen Vorgänge beim Aufheizen bzw. Abkühlen eines Raums werden durch Änderung der abgegebenen Wärmeleistung der Heizfläche hervorgerufen. Ein größerer Sollwert am Thermostatventil führt zu einem höheren Volumenstrom, wodurch ein größerer Wärmestrom in den Raum eingebracht wird.

In den Untersuchungen von Embaye u. a. [2016] wird ein typischer Aufheizvorgang bei Beheizung mit einem Heizkörper gezeigt (siehe Abbildung 3.4). In der Aufheizphase, die bei der Aufheizung der Raumluft von 7 °C auf 20 °C etwa 12 Minuten dauert, steigt die Temperatur der Raumluft zunächst linear an. Aufgrund der abnehmenden Übertemperatur der Heizfläche gegenüber der Umgebung wird

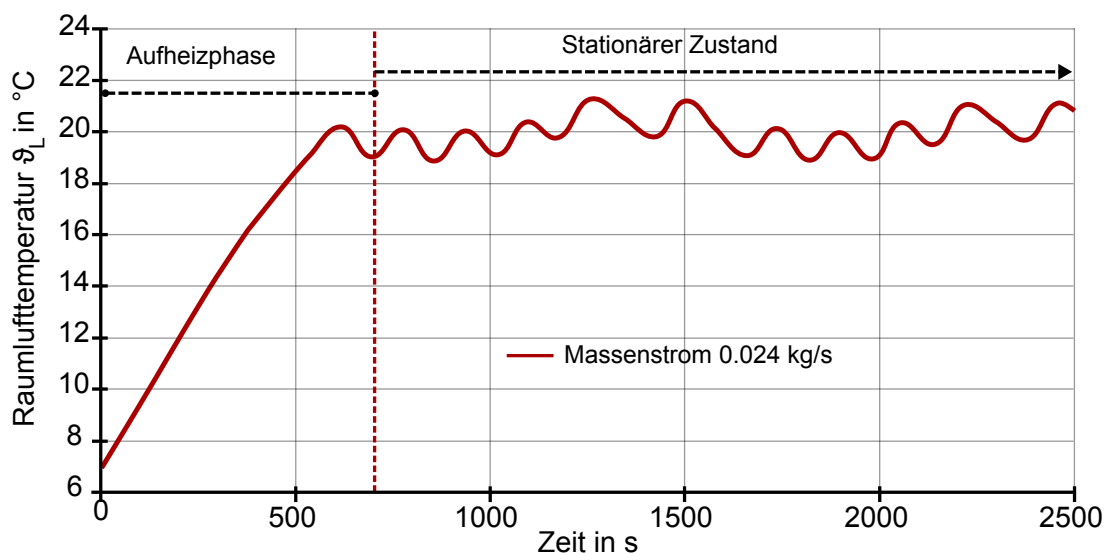


Abbildung 3.4: Aufheizvorgang in einem mit Heizkörper beheizten Raum mit konstantem Volumenstrom nach Embaye u. a. [2016].

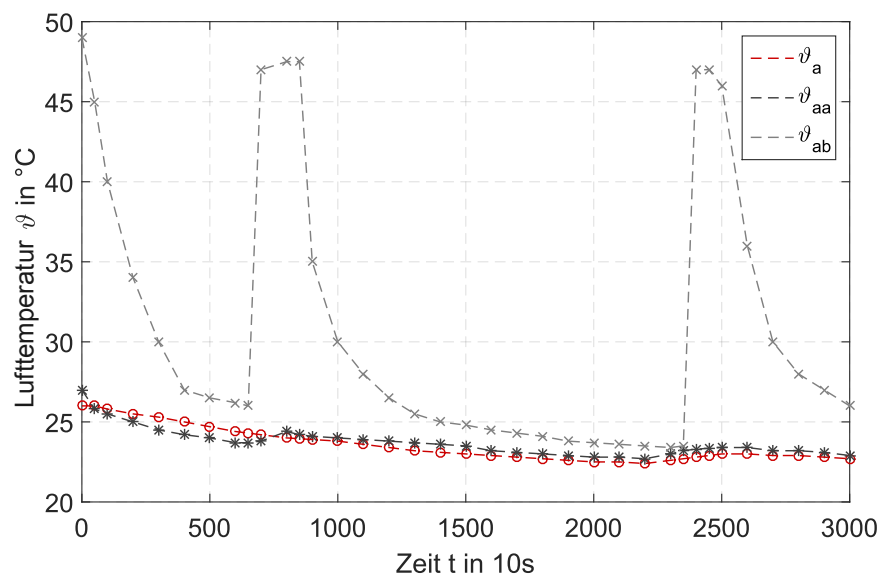


Abbildung 3.5: Zyklischer Aufheiz- und Abkühlvorgang einer Heizfläche in einem Raum nach Hansen [1997]: ϑ_a Raumlufttemperatur, ϑ_{aa} Temperatur direkt unter dem Heizkörper, ϑ_{ab} Temperatur direkt über dem Heizkörper.

der Temperaturanstieg in der Nähe des Sollwerts geringer [Norm DIN EN 442-2, 2013]. Die Schwankungen im stationären Zustand ergeben sich aufgrund von Volumenstromänderungen durch die Regelung mit einem Thermostatventil.

Die ausführlichen dynamischen Untersuchungen an Heizflächen in Hansen [1997] zeigen ein zyklisches 25-minütiges Durchströmen der Heizfläche mit 67 °C temperierten Wasser und den anschließenden vierstündigen Abkühlvorgang. In Abbildung 3.5 sind die Verläufe der Temperaturen im Raum und unterhalb und oberhalb des Heizkörpers aufgezeichnet. Bei den kurzen Aufheizphasen werden die Raumlufttemperatur ϑ_a und die Temperatur direkt unter dem Heizkörper ϑ_{aa} kaum beeinflusst. Die Temperatur oberhalb des Heizkörpers ϑ_{ab} steigt bei der Vorlauftemperatur im Heizkreis von 67 °C schnell an und erreicht innerhalb weniger Minuten die maximale Spreizung von etwa 20 K.

Die hier vorgestellte Literatur beschreibt die Vorgänge bei dynamischen Änderungen der Heizleistung und gibt Anhaltswerte für die Dauer solcher Prozesse. Die Ergebnisse sind jedoch stark abhängig von den Systemparametern und können deshalb für einen Vergleich nur qualitativ herangezogen werden. Die Ergebnisse aus der Literatur bieten zudem keine Grundlage für die anstehenden Untersuchungen der Lufttemperatur, der Strahlungsverhältnisse und der konvektiven Vorgänge in der näheren Umgebung eines Heizkörpers. Diese Untersuchungen sind erforderlich, um die korrekte Nachbildung der wärmeübertragenden Prozesse in den HiL-Kabinen nachzuweisen, die nur die nähere Umgebung um den Heizkörper abbilden. Deshalb wird ein Vergleich mit den Ergebnissen anderer Forschungsarbeiten im Rahmen dieser Arbeit nicht weiterverfolgt.

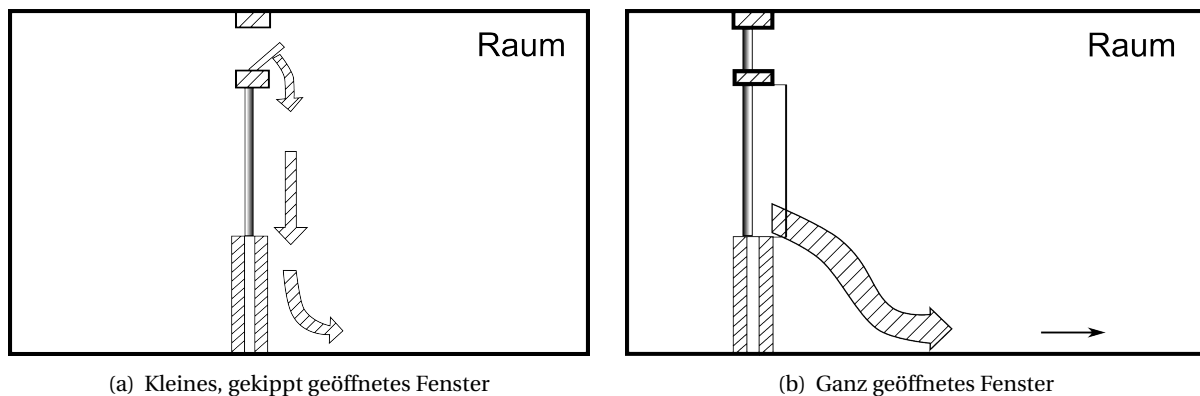


Abbildung 3.6: Stoßlüftung durch gekippt geöffnete (a) und offene Fenster (b) bei einer Temperaturdifferenz $\Delta\theta = 20\text{ K}$ zwischen Außen- und Raumluft nach Heiselberg u. a. [2001].

3.2.5.2 Dynamik bei der Stoßlüftung

Recknagel u. a. [2009] beschreibt die Stoßlüftung als eine spezielle Form der Fensterlüftung, bei der durch kurzzeitiges Öffnen der gesamten Fensterfläche die Raumluft ausgetauscht wird und die Raumlufttemperatur dabei an die Außenlufttemperatur angenähert wird. Der Unterschied zu einer Kipp-
 lüftung wird in Abbildung 3.6 nach Heiselberg u. a. [2001] dargestellt. Bei der kleinen Kippöffnung im oberen Fensterbereich fällt ein Zuluftvolumenstrom in unmittelbarer Nähe zum Fenster auf den Boden (siehe Abbildung 3.6 (a)). Bei einem vollständig geöffneten Fenster findet ein größerer Luftaustausch statt und die kalte Außenluft strömt weiter in den Raum ein, bevor sie auf den Boden fällt (siehe Abbildung 3.6 (b)).

In Fracastoro u. a. [2002] wird der Lüftungsvorgang in einem Raum durch einströmende Kaltluft ($8,7^\circ\text{C}$) messtechnisch bewertet. Der untersuchte Raum hat eine Breite von 4,0 m, eine geringe Tiefe von nur 2,6 m und eine hohe Decke mit 3,6 m. In Abbildung 3.7 werden die Temperaturverläufe 1,3 m vor dem Fenster in drei Höhen (unten: 0,9 m, Mitte: 1,8 m, oben: 2,7 m) für einen Abkühlvorgang durch Stoßlüftung bei niedrigen Außentemperaturen aufgezeichnet. Die Ergebnisse von Fracastoro u. a. [2002] zeigen, dass in dem hier vorliegenden Messaufbau die Temperatur im oberen Teil des Raums durch die Stoßlüftung kaum beeinflusst wird (Temperaturabfall von nur 1 K). Die Temperaturen in der Mitte und im unteren Teil des Raumes fallen innerhalb von vier Minuten um 5 K (Mitte) bzw. 3,5 K (unten) auf einen konstanten Wert. Die weitere Auskühlung wird durch die im Raum gespeicherte Wärme soweit verlangsamt, dass in dem betrachteten Zeitraum ein stationärer Zustand vorliegt. Die höhere Temperatur im unteren Teil der Messachse ist darauf zurückzuführen, dass die kalte Luft so weit in den Raum einströmt, dass der Luftstrom erst hinter der Messachse auf den Boden abfällt und somit den unteren Temperatursensor nicht vollständig trifft. Die Wandtemperaturänderung der Raumschließungsflächen ist für den untersuchten Zeitraum zu vernachlässigen, was anhand von Oberflächentemperaturmessungen vor und nach der Versuchsdurchführung festgestellt wird [Fracastoro u. a., 2002].

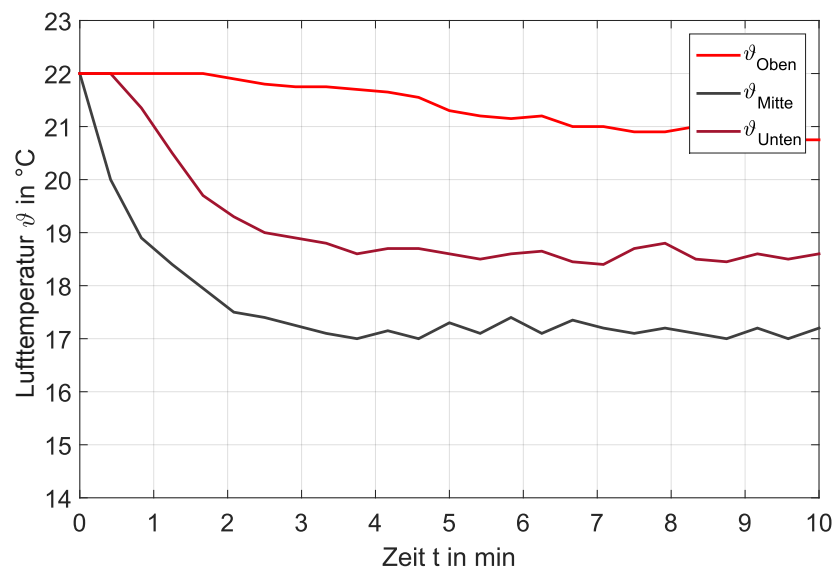


Abbildung 3.7: Temperaturverläufe eines beheizten Raumes bei Stoßlüftung nach Fracastoro u. a. [2002] (Außentemperatur: 8,7 °C und Wandtemperatur: 21,6 °C).

Die hier gezeigten Ergebnisse von Fracastoro u. a. [2002] bieten eine Vergleichsgrundlage zur Einschätzung der möglichen Nachbildung von Stoßlüftungsvorgänge in den HiL-Kabinen. Die Versuchseinrichtungen am Institut bieten derzeit noch keine Möglichkeit Lüftungsvorgänge an einem Fenster realistisch nachzubilden, wodurch keine messtechnischen Ergebnisse für den Vergleich zur Verfügung stehen.

3.3 Definition von Hardware-in-the-Loop

Für die Entwicklung und den Test neuer Produkte ist es erforderlich, die Funktionsweise bereits in frühen Projektphasen zu untersuchen. Die im Entwicklungsstadium befindlichen Produkte sind häufig noch nicht für den Einsatz in realen Anwendungen geeignet und werden deshalb zunächst in Testeinrichtungen geprüft. Die Spannbreite der vorhandenen Testeinrichtungen reicht dabei je nach Anwendung von einem klassischen Testbetrieb mit ausschließlich realen Komponenten bis hin zu reinen simulationsbasierten Tests [Barth u. a., 2010]. Beim Test von bereits fertiggestellter Hardware in einer simulierten Umgebung spricht man von der sogenannten *Hardware-in-the-Loop*-Simulation (kurz HiL). Bisher werden HiL-Untersuchungen in der Gebäudetechnik bereits für die Untersuchung von Wärmeerzeugern durchgeführt, um die Regelungsstrategien unter zeitlich variablen Randbedingungen testen zu können. Das E.ON Energieforschungszentrum verfügt über einen HiL-Prüfstand mit dem Wärmeerzeuger untersucht werden. Dabei kann neben dem hydraulischen Umfeld des Wärmeerzeugers auch das elektrische Netz durch den Prüfstand emuliert werden [Chen u. a., 2012]. In der vorliegenden Dissertation wird eine HiL-Kopplung angewendet, um das Betriebsverhalten von freien Heizflächen unter zeitlich variablen Randbedingungen untersuchen zu können.

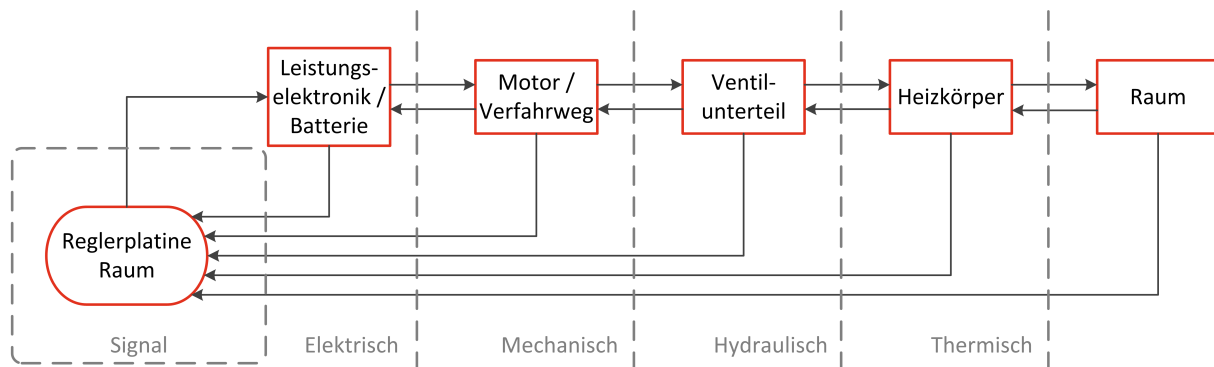


Abbildung 3.8: Unterscheidung der Teilebenen für die HiL-Simulation eines elektrischen Thermostatventils.

Je nachdem, an welcher Stelle die Systemgrenze für die Hardware gezogen wird, können verschiedene Ebenen der HiL-Simulation unterschieden werden. Angelehnt an Bouscayrol [2008], der für das System eines Elektroantriebs drei verschiedene HiL-Ebenen vorstellt, werden im Folgenden die möglichen HiL-Simulationen für einen Raumtemperaturregler am Beispiel eines elektrischen Thermostatventils vorgestellt, um den im Kapitel 2 beschriebenen Versuchsaufbau einzuordnen.

Das System eines elektrischen Thermostatventils, welches die Raumtemperatur bei Heizvorgängen regelt, kann in die fünf Ebenen unterteilt werden, die in Abbildung 3.8 dargestellt sind. Die Regelung der Raumtemperatur und die Signalverarbeitung der verschiedenen Ebenen erfolgt auf der Reglerplatine. Über die Leistungselektronik wird das Stellsignal in eine Spannung umgewandelt, die den Motor anspricht. Dieser greift über die Hubanpassung in das hydraulische Netz des Heizungssystems ein, in dem es den Durchfluss des Heizungswasser durch das Ventilunterteil verändert. Der Heizkörper wiederum gibt die Wärme abhängig vom anliegenden Durchfluss über Konvektion und Strahlung an den Raum weiter und verändert somit die Raumtemperatur.

Für den Fall, dass nur die Reglerplatine untersucht wird, handelt es sich um eine HiL-Kopplung auf *Signalebene* (siehe Abbildung 3.9 (a)). Dabei werden elektrische Signale zwischen der Hardware und der Echtzeit-Simulation ausgetauscht. Zum Einsatz kommt eine solche Kopplung zum Beispiel bei der Prüfung einer Warmwasserheizungsregelung nach der Norm DIN EN 12098-1 [2013].

Die *elektronische* HiL-Kopplung wird für den Test eines elektrischen Stellantriebs eher selten eingesetzt, da an dieser Stelle häufig das gesamte Bauteil direkt auf der *mechanischen* Ebene mit einer Simulation gekoppelt wird (siehe Abbildung 3.9 (b) und (c)). Um die Energiebereitstellung des Motors zu untersuchen, muss die Kraftaufnahme für die Hubverstellung durch eine mechanische Gegenkraft aufgeprägt werden. Das hydraulische und thermische System wird in diesem Testszenario simuliert.

Für die dynamische Prüfung der hydraulischen Daten des Stellantriebs ist die *hydraulische* HiL-Kopplung ausreichend (siehe Abbildung 3.9 (d)). Hierbei wird nur das hydraulische Netz um das Ventilunterteil aufgebaut. Die Heizkörper und Wärmeerzeuger werden simuliert und geben die hydraulischen Größen wie Systemdifferenzdruck und Volumenstrom vor. In diesem Testszenario kann der Einfluss

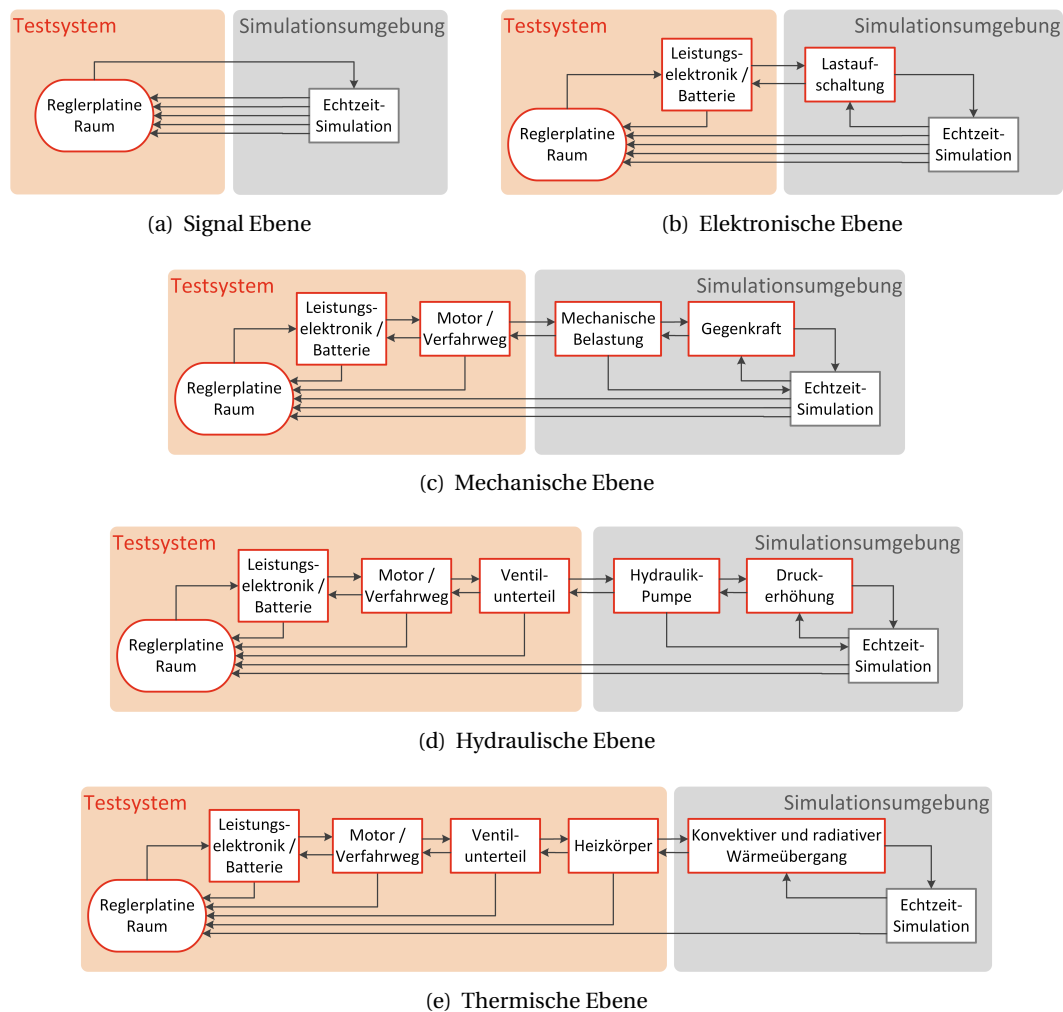


Abbildung 3.9: Fünf Ebenen der HiL-Simulation am Beispiel eines elektrischen Stellantriebs für die Raumtemperaturregelung. Der HiL-Prüfstand zur Nachbildung des Betriebsverhaltens freier Heizflächen wird auf der thermischen Ebene gekoppelt.

des Stellantriebs wie Ventilautorität und Ventilkennlinie auf das hydraulische Netz getestet werden.

Bei der *thermischen* HiL-Kopplung (siehe Abbildung 3.9 (e)) wird das gesamte Heizungsnetz aufgebaut und die Wärmeabgabe der einzelnen Heizkörper an die entsprechende Umgebung realitätsnah eingestellt. Lediglich die Gebäudeeigenschaften wie Wandaufbau und Raumgröße werden simuliert, und übertragen die Dynamik auf den HiL-Prüfstand. Aufgrund der komplexen Vorgänge bei der Wärmeübertragung von freien Heizflächen ist die thermische HiL-Kopplung auf Raumebene eine aufwändige Methode, da für die korrekte Einstellung der Randbedingungen die Systemprozesse bekannt sein müssen. Nach den vorliegenden Erkenntnissen hat die thermische Kopplung auf Raumebene in der Praxis bisher noch keine Anwendung gefunden. Der im Rahmen der Dissertation vorgestellte HiL-Prüfstand nutzt die thermische Kopplung zur Untersuchung von Komponenten und Strategien für die Einzelraumtemperaturregelung.

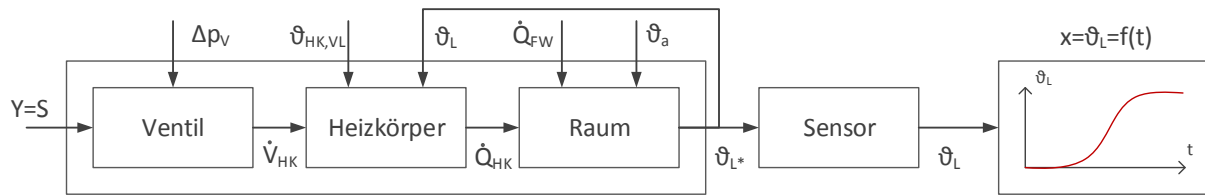


Abbildung 3.10: Detaillierter Signalflussplan für die Regelstrecke zwischen Ventil, Heizkörper und Raum [Büchel u. a., 2010].

3.4 Einzelraumregelungssysteme

Die Aufgabe der Einzelraumregelung ist es, die vom Nutzer geforderte Raumtemperatur zu regeln, indem die Störeinflüsse auf die einzelnen Glieder der Regelstrecke durch Anpassung der Wärmeabgabe der Heizfläche an den Raum ausgeglichen werden. Abbildung 3.10 zeigt den Signalflussplan für die Regelstrecke der Raumtemperatur. Mit der Hubänderung ΔS am Ventil wird der Volumenstrom $\dot{V}_{HK}$ in den Heizkörper angepasst, wodurch sich die Wärmeabgabe $\dot{Q}_{HK}$ in den Raum verändert. Mit dem Temperatursensor wird die daraus resultierende Raumlufttemperatur ϑ_L erfasst. Folgende Störgrößen beeinflussen die Regelstrecke: der Druckverlust Δp_V (Ventil), die Vorlauftemperatur $\vartheta_{HK,VL}$ und die Raumlufttemperatur ϑ_L (Heizkörper), sowie der Fremdwärmeintrag $\dot{Q}_{FW}$ und die Außentemperatur ϑ_a (Raum) [Büchel u. a., 2010].

Die Regelung der Raumtemperatur hat einen maßgeblichen Einfluss auf das dynamische Verhalten eines beheizten Raumes. Im Rahmen der Arbeit wird ein elektrisches Stellventil für die Einzelraumregelung eingesetzt, um die Funktionalität des im Kapitel 2 beschriebenen Konzepts zu zeigen.

3.4.1 Elektronisches Thermostatventil

Elektronische Thermostatventile werden seit 1982 für alle gängigen Ventilunterteile angeboten. Dabei handelte es sich zunächst um elektronische Sollwertsteller und keine stetigen Regler. Eine Übersicht dieser Heizkörperthermostate mit Hilfsenergie ist in Pfannstiel [2009a] zusammengestellt. In der Literatur, die die Grundlagen der Heizungstechnik beschreibt, werden die elektronischen Stellventile für die stetige Regelung der Heizfläche in Räumen bis heute kaum berücksichtigt [Recknagel u. a., 2009; Rietschel u. a., 2005]. Es gibt wenige Hersteller, die elektronische Stellventile speziell für den Einsatz als Heizkörper-Thermostat anbieten [Pfannstiel, 2009b]. Der Vorteil beim Einsatz von elektronischen Stellventilen ist, dass durch die Anwendung der PI-Regelung bleibende Abweichungen vermieden werden können, die sich beim Einsatz des klassischen Thermostatventils als einfacher P-Regler einstellen [Büchel u. a., 2010]. Außerdem können die elektronischen Stellventile aufgrund der Signalbereitstellung in ein Regelungssystem eingegliedert werden, mit dem die gesamte Wärmeübergabestrecke berücksichtigt wird: von der Wärmeerzeugung im Kessel oder in der Wärmepumpe, über die Hydraulik bis hin zur Wärmeübergabe in den Raum.

3.4.2 Ventilcharakteristik

Zur Regelung der Wärmeabgabe in Räumen werden Ventile eingesetzt, die durch eine Änderung der über dem Ventil anliegenden Druckdifferenz auf den Volumenstrom Einfluss nehmen. Für eine gute Regelung der Raumtemperatur ist es notwendig, die Ventilcharakteristik möglichst optimal an das Gesamtsystem anzupassen. Wichtig für die Auslegung des Heizkörperventils sind:

- Ventilkennlinie
- Ventilautorität
- K_{vs} -Wert

Um die Ventilkennlinie festzulegen, wird die Regelstrecke bestehend aus Stellventil und Heizkörper betrachtet (siehe Abbildung 3.11).

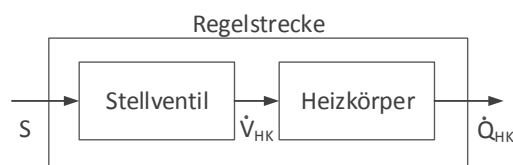


Abbildung 3.11: Wirkschaltbild für die Regelstrecke bestehend aus Stellventil und Heizkörper.

Bei der Wärmeabgabe von Heizkörpern ist zu beachten, dass aufgrund des Verlaufs der Heizkörper-Kennlinie im Bereich von niedrigen Volumenströmen (z.B. 20 % des Auslegungsvolumenstroms) schon 50 % der Auslegungsleistung des Heizkörpers erreicht werden. Somit wirken sich Volumenstromänderungen im niedrigen Bereich deutlich stärker auf die Heizleistung aus als im hohen Bereich. Die entsprechende Kennlinie ist in Abbildung 3.12 in der Mitte dargestellt. Um eine gute Regelung zu ermöglichen, ist es sinnvoll, die Regelstrecken-Kennlinie zwischen Hub und Heizleistung zu linearisieren. Für die hier vorliegende Regelstrecke bedeutet das, dass die Kennlinie des Ventils bei 50 % des Ventilhubes erst 20 % des Volumenstroms zulässt. Die daraus resultierende Ventilkennlinie hat eine gleichprozentige Grundform und ist in Abbildung 3.12 auf der linken Seite dargestellt [Büchel u. a., 2010].

Neben der Kennlinien-Grundform eines Ventils ist auch der Druckabfall über dem Ventil eine wichtige Auslegungsgröße, wodurch sich die sogenannte Betriebskennlinie ergibt. Das Maß für die Abweichung der Betriebskennlinie von der Grundform ist die Ventilautorität a_V . Diese ist definiert als das Verhältnis des Druckverlustes über das vollständig geöffnete Ventil Δp_{V100} zum Druckverlust der gesamten hydraulischen Verschaltung Δp_{ges} :

$$a_V = \frac{\Delta p_{V100}}{\Delta p_{ges}} \quad (3.19)$$

Je größer die Ventilautorität a_V ist, umso größer ist der Einfluss der Druckverluständerung auf das Gesamtsystem, was zu einem verbesserten Regelverhalten führt. In Roos [1999] wird vorgegeben, dass

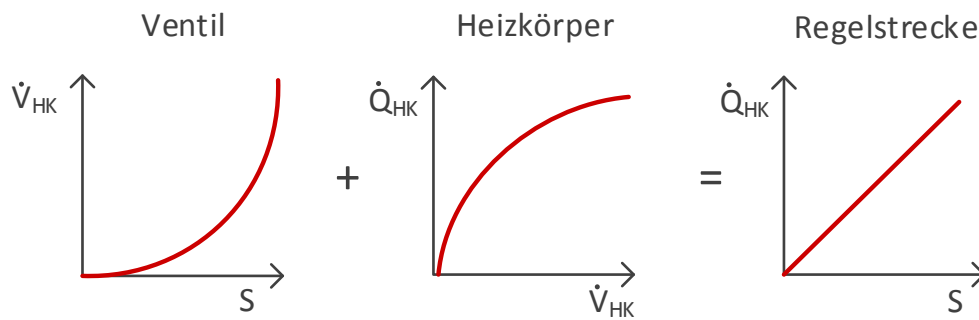


Abbildung 3.12: Linearisierung der Kennlinie für die Regelstrecke bestehend aus Stellventil und Heizkörper.

die Ventilautorität für ein stabiles Regelverhalten in einem Heizungssystem im Bereich zwischen 0,3 bis 0,5 liegen soll. Für die Auslegung des Ventils ist es somit notwendig, die Druckverluste der hydraulischen Versorgung zu ermitteln. Dies kann sowohl theoretisch als auch messtechnisch erfolgen.

Abschließend wird der K_{VS} -Wert des Ventils bestimmt, um ein geeignetes Ventil auszuwählen. Mit dem Auslegungsvolumenstrom $\dot{V}_{HK,n}$, dem Druckverlust bei vollständig geöffnetem Ventil Δp_{V100} und der Dichte bei der entsprechenden Temperatur ρ_{V100} lässt sich der K_{VS} -Wert wie folgt berechnen:

$$K_{VS} = \dot{V}_{HK,n} [\text{m}^3/\text{h}] \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p_{V100}} \cdot \frac{\rho_{V100}}{\rho_0}} \quad (3.20)$$

Dabei beträgt die Dichte $\rho_0 = 1000 \text{ kg/m}^3$ und der Druckverlust $\Delta p_0 = 1 \text{ bar}$.

4 Messeinrichtungen für die Untersuchung freier Heizflächen

Nach der Einführung in die theoretischen Grundlagen ist es für die Beschreibung der praktischen Untersuchungen im weiteren Verlauf der Arbeit erforderlich, zunächst die Versuchsaufbauten und die Messeinrichtungen darzustellen. Als Grundlage für die Validierung des im Kapitel 2 vorgestellten Konzepts der Kabinen mit verkleinerten Raumumgebungen, werden thermische Messungen der dynamischen Vorgänge in einem Referenzraum mit Standardabmessungen¹ durchgeführt. Neben der Darstellung des Referenzraums wird im folgenden Kapitel auch die konstruktive Umsetzung der verkleinerten Raumumgebungen und die hydraulische Kopplung der vier Kabinen zur Abbildung des Heizungsnetzes einer Wohnung beschrieben. Abschließend wird die im Rahmen der Arbeit eingesetzte Messtechnik (Luftgeschwindigkeiten, Temperaturen, etc.) zur Beschreibung der Wärmeübertragungsprozesse an freien Heizflächen vorgestellt.

4.1 Referenzraum zur Durchführung von thermischen Messungen

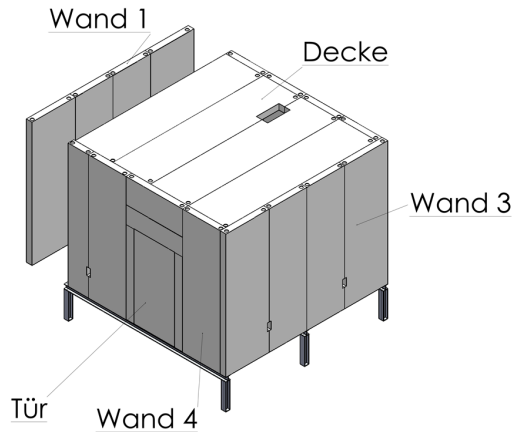
Für die Validierung der HiL-Kabinen steht ein thermischer Prüfraum mit Standardabmessungen (im Folgenden als Referenzraum bezeichnet) zur Verfügung, in dem die Temperaturverhältnisse und Wärmeübertragungsvorgänge eines Raumes nachempfunden werden können. Dies wird erreicht, in dem die innenliegenden Raumflächen des Prüfstands mittels wasserdurchströmter Wandelemente auf individuell festgelegte Temperaturniveaus eingestellt werden. Der Referenzraum selbst ist ein Raum mit den Innenmaßen 4 m x 4 m x 3 m (siehe Abbildung 4.1 (a)). Die Raumumschließungsflächen setzen sich aus vier Elementen zusammen (Ausnahme Wand 4 aufgrund der Türfläche). Die Abmessungen des Innenraumes entsprechen den Maßen der Referenzprüfkabine zur Prüfung von Heizkörpern und Konvektoren nach der Norm DIN EN 442-2 [2013]. Der Referenzraum wurde am Institut für Untersuchungen von Komponenten für die Heizungs- und Klimatechnik (Heizkörper, Luftauslässe, etc.) aufgebaut².

4.1.1 Wandaufbau

Der Wandaufbau zeichnet sich dadurch aus, dass sowohl die innenliegenden als auch die außenliegenden Wandflächen temperierbar sind. Durch die einheitliche Temperierung der Innen- und Außenflächen werden potentielle Wärmeströme durch die Wand vermieden, die eine Leistungsmessung

¹Mit Standardabmessungen werden im Rahmen der Arbeit die Abmessungen einer Prüfkabine nach der Norm DIN EN 442-2 [2013] bezeichnet, mit der die Leistungsabgabe von Heizkörpern gemessen wird.

²Das Konzept und die Umsetzung der hydraulischen Versorgungsstruktur wurde im Rahmen der Diplomarbeit von Teichmann [2011] bearbeitet. Betreut wurde die Arbeit von der Autorin dieser Dissertationsschrift.



(a) Schematische Darstellung



(b) Außenansicht

Abbildung 4.1: Thermischer Referenzraum mit Standard-Raumabmessungen zur Durchführung von Validierungsmessungen.

im Inneren des Raumes verfälschen können. Der schematische Aufbau der Wand ist Abbildung 4.2 zu entnehmen. Auf die außenliegende Blechbeschichtung werden die wasserdurchströmten Kapillarrohrmatten in einem wärmeleitenden Kleber eingebettet. Die innenliegenden Aluminiumbleche haben eine mattschwarze Lackierung, um die Reflexionen bei der Visualisierung von Raumluftströmungen im Innern der Kabine zu minimieren. Abschließend wird der Zwischenraum zwischen den Blechen mit einer 15 cm starken Polyurethan-Schicht ausgeschäumt, die den Innenraum gegen äußere thermische Einflüsse abschirmt.

Die Kapillarrohrmatten werden in der sogenannten S-Form, siehe Abbildung 4.3 (a), in die Wand eingebaut. Durch die spezielle Durchströmungsstruktur liegen die Vor- und Rücklaufkapillare direkt ne-

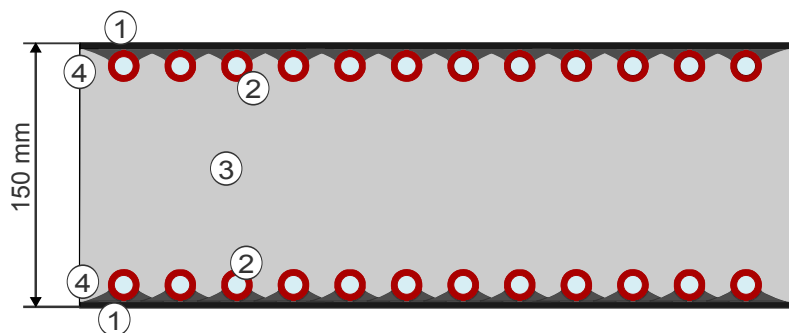


Abbildung 4.2: Schematischer Aufbau der Wandelemente in Schnittdarstellung: 1) Blechbeschichtung, 2) Kapillarrohrmatten, 3) Polyurethan-Hartschaum, 4) Kleber-Einbettung.

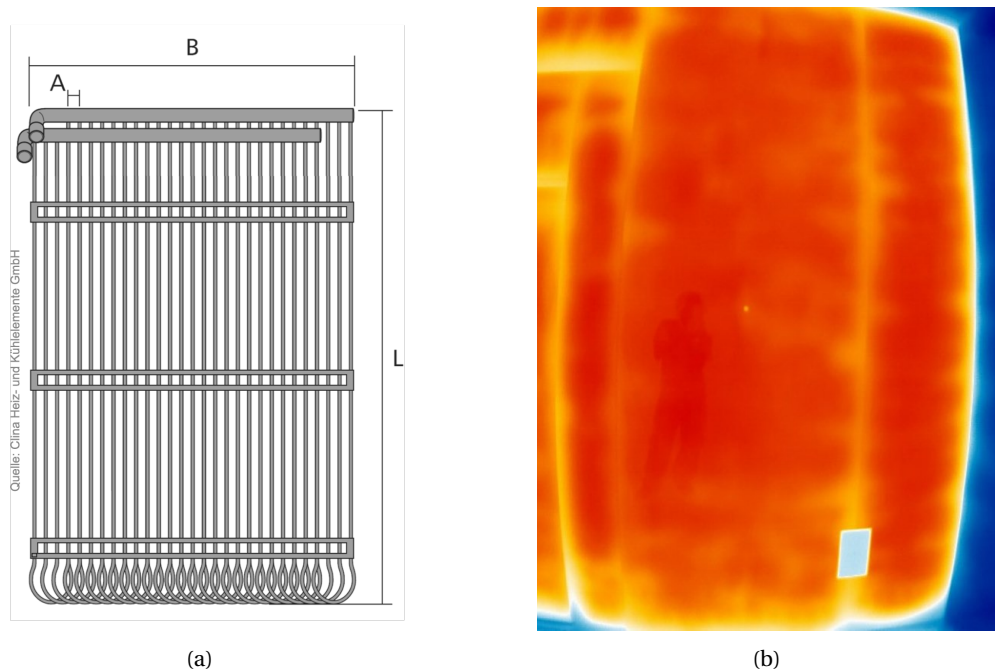


Abbildung 4.3: Kapillarrohrmatten in S-Form (a) und die dadurch erreichbare homogene Temperaturverteilung an einer Wand im Referenzraum (b). Das helle Rechteck im rechten unteren Teil des Thermogramms ist eine nicht temperierte Kabeldurchführung.

beneinander, wodurch eine homogene Temperaturverteilung an der Wandoberfläche entsteht. Anhand der Thermographie-Aufnahme 4.3 (b) wird die homogene Temperaturverteilung beim Beheizen der Wand deutlich.

4.1.2 Hydraulische Versorgung

Der Referenzraum wird über ein Fernwärme- bzw. Fernkältenetz gespeist, welches das entsprechende Temperaturniveau bereitstellt. Abbildung 4.4 zeigt die schematische Darstellung der hydraulischen Versorgungsstruktur. Zur Vorregulierung der Temperaturen gibt es jeweils einen Heiz- und Kühlkreis, in denen durch Mischventile jeweils eine konstante Vorlauftemperatur für die beiden Verteiler bereitgestellt wird. Aus dem Verteilerkreis können die wasserdurchströmten Kapillarrohrmatten der vier Wände, des Bodens und der Decke einzeln mit der Vorlauftemperatur versorgt werden, die für die entsprechende Oberfläche gefordert wird. Jede Wand sowie der Boden und die Decke bestehen jeweils aus vier Wandelementen, welche manuell über einen Kugelhahn abgesperrt werden können. Damit lässt sich mit nur einem temperierten Element einer der Umschließungsflächen eine mögliche kalte Tür oder ein kaltes Fenster im Inneren des Referenzraumes nachbilden.

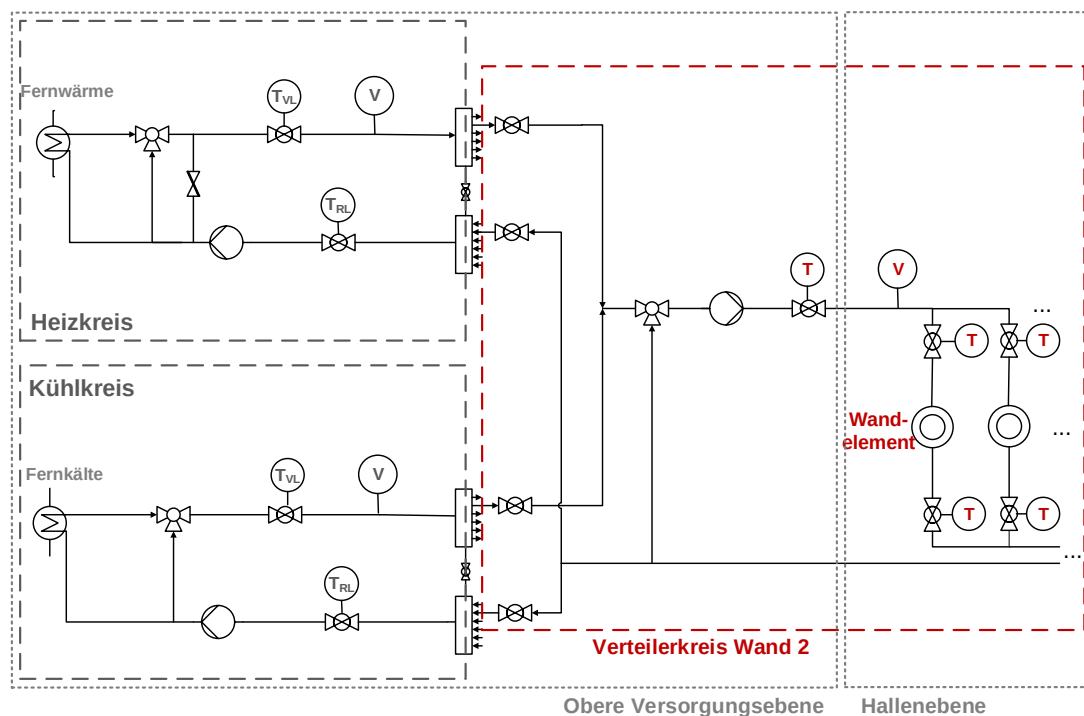


Abbildung 4.4: Schematische Darstellung der hydraulischen Versorgungsstruktur des Prüfraums für die thermischen Referenzmessungen.

4.2 HiL-Kabinen zur Abbildung eines hydraulischen Heizungsnetzes

Der Gesamtaufbau besteht aus vier hydraulisch verbundenen Heizkörpern, die jeweils in eine verkleinerte Raumumgebung eingesetzt sind und das Heizungsnetz einer Wohnungseinheit abbilden (vergleiche Kapitel 2). Die reduzierten Raumgeometrien (im Folgenden als Kabinen bezeichnet) sind in einer Regalkonstruktion aufgebaut, die es ermöglicht, die zu untersuchenden Ventilunterteile, Regelventile und Heizkörper mit wenig Aufwand individuell auszutauschen (siehe Abbildung 4.5). Dazu kann die Hydraulik und die Elektronik der Kabinen abgekoppelt und die Kabinen aus dem Gestell herausgehoben werden. Für die Untersuchungen im Rahmen der Arbeit werden Standard-Heizkörper mit einer Breite von 900 mm und einer Höhe von 600 mm eingesetzt. Drei Kabinen sind mit Heizkörpern des Typs³ 22 mit einer Nennheizleistung von 1649 W bei 75/65/20⁴ ausgestattet. Die vierte Kabine wird mit einem Heizkörper des Typs 11 mit einer Nennheizleistung von 893 W versorgt [RET-TIG, 2010]. Der Einfluss des Heizkörpertyps auf die Dynamik des Raumverhaltens wurde in Unterkapitel 3.2 beschrieben. Die Hydraulik kann mit einem handelsüblichen Ventilunterteil ausgestattet werden [Heimeier, 2014], auf das die verschiedenen Stellglieder (Thermostatventil oder elektrische Stellantriebe) aufgesetzt werden können.

³Die Kennzeichnung des Heizkörpertyps gibt als erste Ziffer die Anzahl der wasserdurchströmten Platten und als zweite Ziffer die Anzahl an Konvektoren an.

⁴Entspricht: Vorlauftemperatur / Rücklauftemperatur / Raumtemperatur in °C.

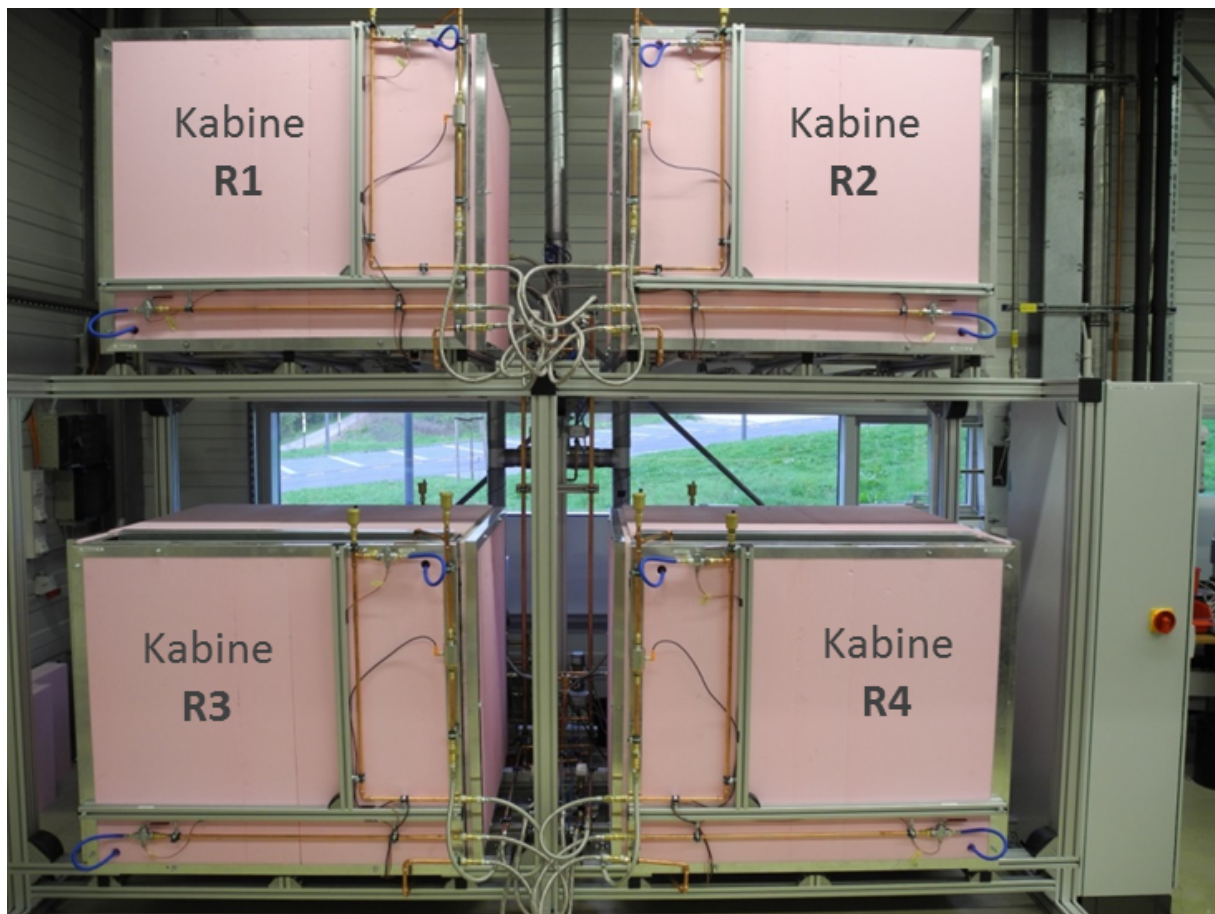


Abbildung 4.5: Gesamtansicht der HiL-Kabinen zur Abbildung eines hydraulischen Heizungsnetzes einer Wohnung mit vier Räumen.

4.2.1 Aufbau der reduzierten Raumgeometrie (Kabinen)

Der Aufbau einer einzelnen Kabine ist in Abbildung 4.6 zu sehen⁵. Der Heizkörper (1) wird in ein Gestell aus Strebenprofilen gehängt und die Raumbegrenzungsflächen für das Volumen von etwa 2 m³ werden mit Styrodurplatten erstellt.

Um die grundlegenden Phänomene der Luftströmung in einem beheizten Raum abzubilden, ist die konditionierbare Zuluft im unteren Bereich der Kabine der Strömungsstruktur der Raumluft bei Heizbetrieb nachempfunden. Für die Einstellung der entsprechenden Zuluftbedingungen wird der Volumenstrom und die Temperatur der Zuluft geregelt. Dies ist notwendig, um den konvektiven Wärmeübergang zwischen Heizkörper und Raumluft abzubilden. Die erforderliche Umrechnungsvorschrift zur Einhaltung der freien Konvektionsströmung wird im Rahmen der Arbeit definiert. Die Luft wird über einen Zuluftkasten (2) eingebracht, der sich über die gesamte Breite der Kabine erstreckt (siehe

⁵Die Entstehung des ersten Prototyps und die Entwicklung der Kabinen kann in der Projektarbeit von Odendahl u. Rau [2011] und der Bachelorarbeit von Morguet [2011] nachgelesen werden. Beide Arbeiten wurden am Institut erstellt und von der Autorin dieser Dissertationsschrift betreut.

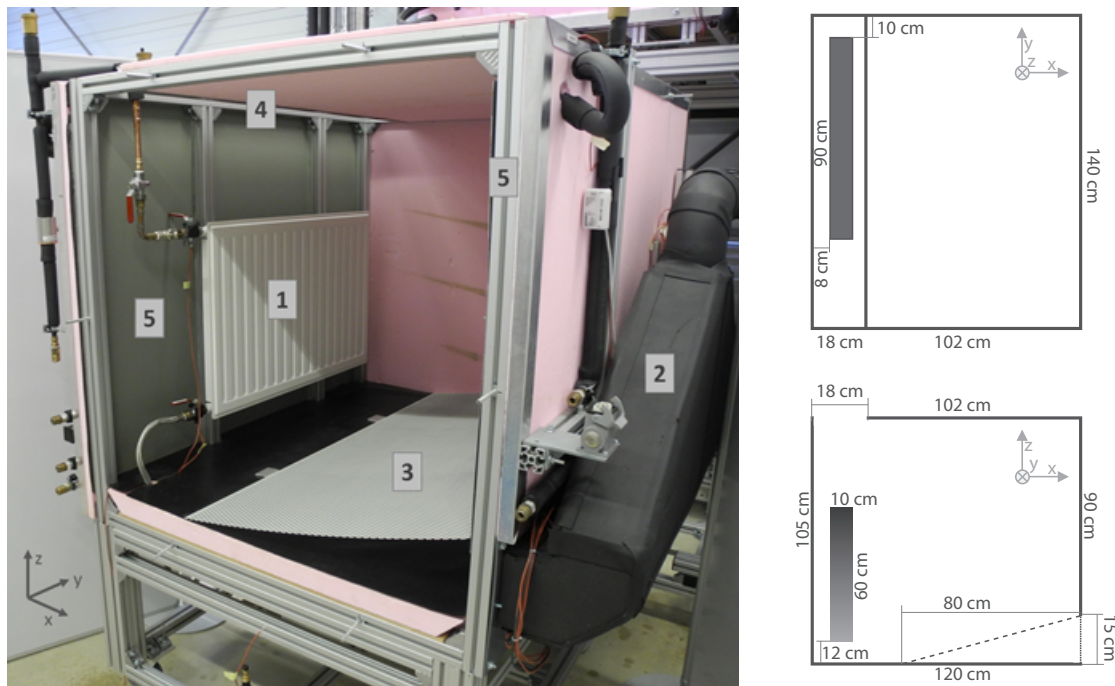


Abbildung 4.6: Aufbau der HiL-Kabine mit reduzierter Raumgeometrie: 1) Heizkörper, 2) Zuluftkasten, 3) Lufteinlassfläche, 4) Ausströmöffnung, 5) temperierbare Wände.

Abbildung 4.6). Um eine homogene Luftverteilung in der Kabine zu gewährleisten, wird am Einlass in die Kabine ein Vlies eingesetzt. Vor dem Einströmen in den Heizkörper sind niedrige Geschwindigkeiten einzuhalten ($< 0,15 \text{ m/s}$), die anhand von Messungen an einem Heizkörper im Referenzraum festgestellt wurden. Die niedrigen Geschwindigkeiten werden erreicht, in dem die Ausströmfläche über ein schräg verlaufendes Lochblech vergrößert wird (3). Die erwärmte Luft strömt oberhalb des Heizkörpers durch eine freie Abluftöffnung aus der Kabine aus, siehe Ziffer (4) in Abbildung 4.6.

Die mit der Ziffer (5) gekennzeichneten, temperierten Oberflächen nehmen hauptsächlich die Wärme des Heizkörpers auf, die über Strahlung eingebracht wird. Für die korrekte Nachbildung ist es erforderlich, den Strahlungsaustausch zwischen Heizfläche und Raum beschreiben zu können (vergleiche Abschnitt 3.1.2). Aufgrund der veränderten Strahlungsverhältnisse in der Kabine (temperierte Oberflächen: 3 m^2 ; nicht temperierte Oberflächen: 6 m^2) entspricht die einzustellende Oberflächentemperatur nicht exakt der Wandtemperatur in einem Standardraum. Deshalb wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit für die Einstellung der Oberflächentemperatur in der Kabine eine Umrechnung in Abhängigkeit der Wandtemperatur eines Standardraums hergeleitet.

Die Oberflächen hinter und gegenüber dem Heizkörper (5) können durch die Anwendung von Kapillarrohrmatten mit temperiertem Wasser durchströmt werden und so die Temperatur der Oberflächen vorgeben. Aufgrund des hohen wasserseitigen Wärmekapazitätsstrom, der sich auf dem kurzen Durchströmungsweg von weniger als 1 m ergibt, ist eine geringe Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf der Kapillarrohrmatten zu erwarten. Deswegen wird sich auch bei der verwen-

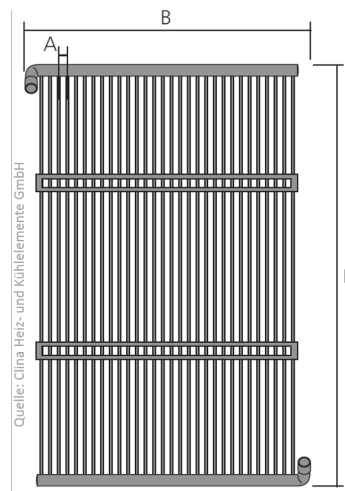


Abbildung 4.7: Kapillarrohrmatte mit gerader Durchströmungsstruktur zur Verwendung in den Kabinen.

deten geraden Durchströmungsform (siehe Abbildung 4.7) eine ausreichend homogene Temperaturverteilung auf den temperierten Oberflächen einstellen. Auf der innenliegenden Aluplatte wird die Kapillarrohrmatte mit einer wärmeleitenden Klebeverbindung angebracht und durch Dämmmaterial zur Umgebung abgegrenzt. Das Aluminium wird als Wandmaterial eingesetzt, da durch die hohe Wärmeleitfähigkeit ($\lambda_{Alu} = 236 \text{ W/mK}$) die Oberfläche schnell die Temperatur der Kapillarrohrmatte annimmt und sich ein einheitliches Temperaturniveau auf der Oberfläche einstellt. Aufgrund des niedrigen Emissionsgrads ($\epsilon_{Alu} = 0,04$) ist es für die Aufnahme der Strahlungsleistung notwendig, eine Lackierung zur Erhöhung des Emissionsgrades der Oberfläche aufzutragen.

4.2.2 Emissionsgrade der Umschließungsflächen in der Kabine

Für die folgenden Betrachtungen der Strahlungsverhältnisse in der Kabine müssen ausreichend hohe Emissionsgrade der Umschließungsflächen sichergestellt werden ($\epsilon > 0,9$). Die Emissionswerte ϵ_i der Umschließungsflächen können mit Hilfe einer Thermographie-Kamera ermittelt werden. Dazu wird ein Material mit bekanntem Emissionsgrad (z.B. Kreppband mit $\epsilon_{krepp} \approx 0,95$) auf die Oberfläche in Region R1 aufgebracht, mit der die Referenztemperatur vorgegeben wird (siehe Abbildung 4.8). Der Emissionsgrad in Region R2 wird so angepasst, dass die Temperaturen der beiden Messregionen gleich angezeigt werden.

Die daraus resultierenden Emissionsgrade für die Oberflächen der Kabine sind in Tabelle 4.1 zusammengefasst. Alle vorhandenen Umschließungsflächen weisen einen Emissionsgrad größer als 0,9 auf, was für die weiteren Untersuchungen relevant ist.

Tabelle 4.1: Aus einem Thermogramm ermittelte Emissionsgrade für die Oberflächen in den Kabinen. Die schwarze Lackierung ist in einer der vier Kabinen aufgetragen, um für Visualisierungsversuche die Reflexionen an den Wänden zu vermeiden.

Wandmaterial	Eigenschaft	Oberflächenbehandlung	Emissionsgrad ϵ
Styrodur	nichttemperierte Wand	-	0,95
Styrodur	nichttemperierte Wand	schwarz lackiert	0,93
Alublech	temperierte Wand	grau lackiert	0,92
Alublech	temperierte Wand	schwarz lackiert	0,92
Heizkörper	-	-	1

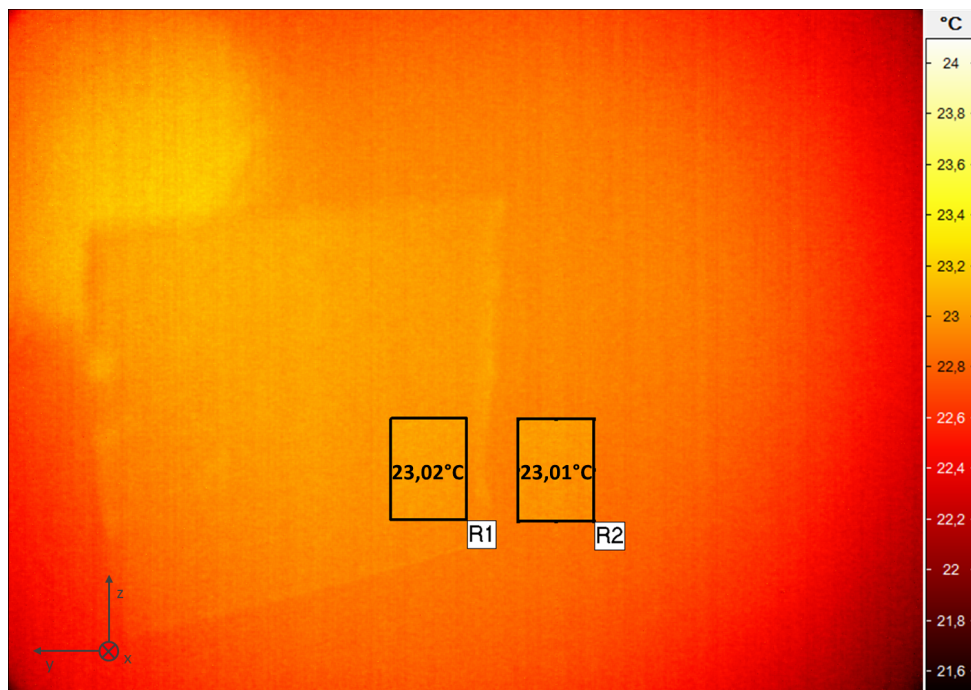


Abbildung 4.8: Thermogramm zur Bestimmung des Emissionsgrads einer Oberfläche in der Kabine: R1 - Referenzfläche, R2 - Messfläche.

4.2.3 Hydraulische Versorgung und Datenerfassung

Die Versorgungsperipherie des Prüfstands setzt sich aus vier Bereichen zusammen:

Kabine:	Datenerfassung zur Zustandsbewertung
Heizkreis:	Bereitstellung des Wärmestroms für die Heizkörper
Zuluft:	Konditionierung des Zuluftvolumenstroms für die Kabinen
Kühlkreis:	Temperierung der Oberflächen der Kabinen

4.2.3.1 Datenerfassung in den Kabinen

Für die Untersuchung der Regelstrategien und entsprechenden Komponenten werden die relevanten Messwerte in jeder Kabine erfasst (siehe Abbildung 4.9). Die momentane Heizleistung jedes Heizkörpers kann mit den Vor- und Rücklauftemperaturen ($\vartheta_{Ri,HK,VL}$, $\vartheta_{Ri,HK,RL}$) und dem Volumenstrom $\dot{V}_{Ri,HK}$ nach Gleichung 3.1 auf Seite 12 für den stationären Zustand berechnet werden. Der Zustand der Kabinenluft wird mit der Temperatur in der Kabine $\vartheta_{Ri,L}$ beschrieben. Die genaue Positionierung der Lufttemperaturmessstelle für den Vergleich mit der simulierten Raumtemperatur wird aus den Messergebnissen der dynamischen Untersuchungen in Kapitel 6 ermittelt.

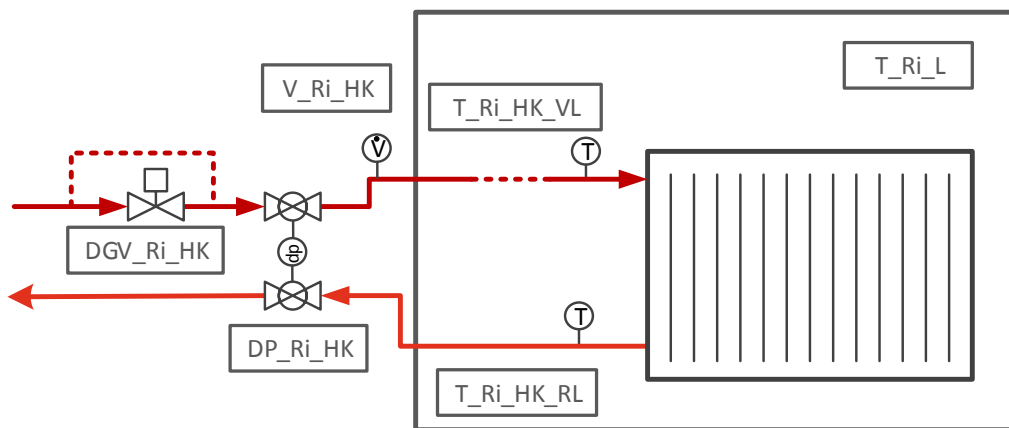


Abbildung 4.9: Datenerfassung für die Bewertung des Zustandes der reduzierten Raumumgebung.

Das eingebaute Durchgangsventil $DGV_{Ri,HK}$ kann für eine stetige Raumtemperaturregelung eingesetzt werden. Die Wirkungsweise der Regelungskomponente mit entsprechender Regelstrategie wird über den am Heizkörper anliegenden Druckverlust $\Delta p_{Ri,HK}$ und die Stellung des $DGV_{Ri,HK}$ erfasst. Weitere Testventile können in die Hydraulik der Kabine integriert werden, in dem die eingebauten $DGV_{Ri,HK}$ umgangen und so einheitliche hydraulische Zustände erreicht werden. Die Merkmale des eingebauten Durchgangsventil sind in Tabelle 4.2 zusammengefasst.

Tabelle 4.2: Auslegungsmerkmale des eingebauten Durchgangsventils $DGV_{Ri,HK}$ in den Kabinen.

Ventilkennlinie	gleichprozentig oder linear
K_{vs} -Wert	$0,6 \text{ m}^3/\text{h}$
Ventilautorität	0,47
Stellgeschwindigkeit	< 2 s
Stellschritte	1:1000
Stellantrieb	magnetisch

4.2.3.2 Wärmebereitstellung der emulierten Wärmeerzeugung

Für die Bereitstellung der Vorlauftemperatur des simulierten Wärmeerzeugers können die Heizkörper über einen Wärmeübertrager mit der vorgegebenen Vorlauftemperatur $\vartheta_{HK,VL}$ versorgt werden. Die maximale Versorgungstemperatur beträgt etwa 80°C . Die Temperatur wird über eine Rücklaufbeimischung geregelt (siehe Abbildung 4.10). Um die Heizleistung des Gesamtsystems zu erfassen wird die Vor- und Rücklauftemperatur ($\vartheta_{HK,VL}, \vartheta_{HK,RL}$) und der Volumenstrom $\dot{V}_{HK}$ gemessen. Mit der regelbaren Pumpe $STRATOS_{HK}$ kann entweder der Gesamtvolumenstrom $\dot{V}_{HK,soll}$ oder die gesamte Druckdifferenz über die vier Kabinen DP_{HK} geregelt werden.

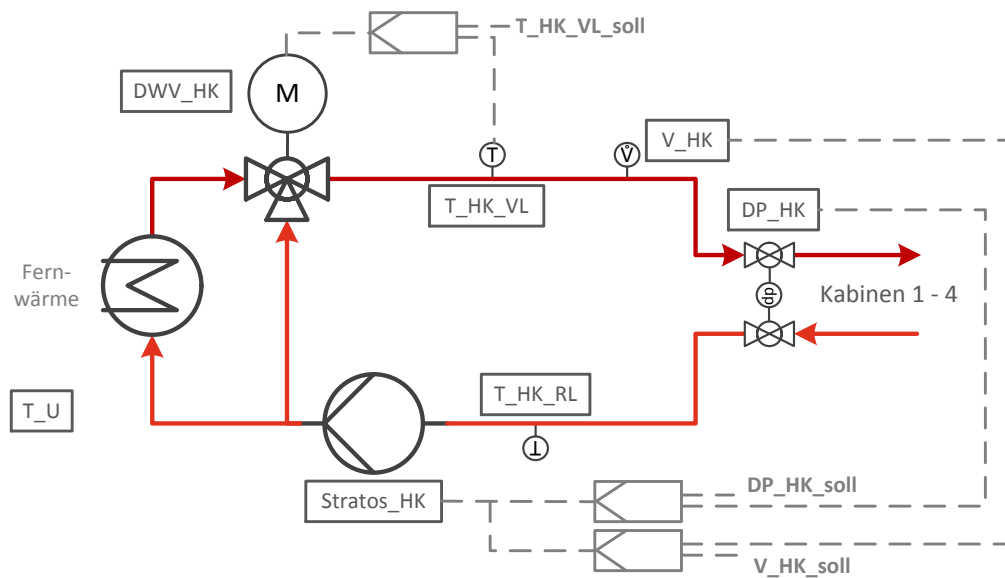


Abbildung 4.10: Bereitstellung des Wärmestroms zur Abbildung des emulierten Wärmeerzeugers.

4.2.3.3 Konditionierung der Zuluftbedingungen

Für die Nachbildung der Raumluftwalze werden die einzelnen Kabinen mit konditionierter Luft versorgt. Dazu wird Hallenluft angesaugt, die zunächst in einem Luft-Wasser-Wärmeübertrager auf ein minimales Temperaturniveau ϑ_{VNE} von etwa 13°C gebracht wird. Der Gesamtvolumenstrom $\dot{V}_{ZL,ist}$ wird über einen Volumenstromregler in einem Bereich von 0 bis $550 \text{ m}^3/\text{h}$ geregelt. Nach der Verteilung wird die Temperatur $\vartheta_{Ri,ZL}$ für jede einzelne Kabine über einen Nacherhitzer $NE_{Ri,ZL}$ eingestellt. Die Zulufttemperatur wird unmittelbar vor Eintritt in die Kabine im Zuluftkasten an zwei Positionen gemessen. Zur besseren Regelbarkeit wird eine Kaskadierung der Regelung aufgebaut, die in Abbildung 4.11 dargestellt ist. Der Sollwert für die Zulufttemperatur beeinflusst somit den Sollwert für die Lufttemperatur $\vartheta_{Ri,NNE}$ direkt hinter dem Nacherhitzer.

Der einströmende Volumenstrom $\dot{V}_{Ri,ZL}$ kann über die Druckverlustmessung $\Delta p_{Ri,B}$ an einer Blende berechnet werden. Der Zusammenhang zwischen Volumenstrom und Druckverlust kann mit Hilfe

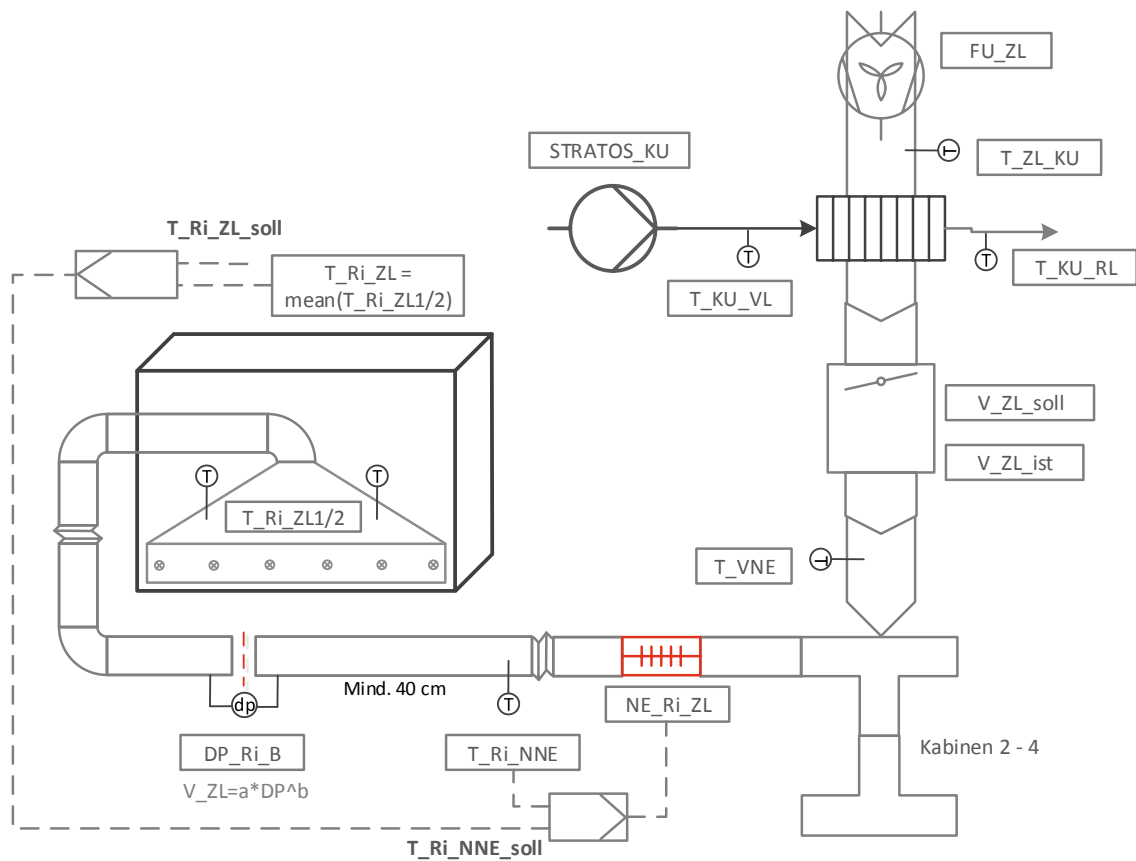


Abbildung 4.11: Schematische Darstellung der Zuluft-Versorgung der Kabinen.

der Berechnung aus der Norm DIN EN ISO 5167-2 [2004] ermittelt und anhand der Näherungsgleichung 4.1 ausgedrückt werden:

$$\dot{V}_B = a \cdot \Delta p_B^b \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{hPa}^b} \quad (4.1)$$

Die Koeffizienten a und b sind in Tabelle 4.3 für drei verschiedene Blendendurchmesser mit den empfohlenen Volumenstrombereichen (Gesamtvolumenstrom $\dot{V}_{ZL,ist}$) aufgeführt. Die notwendigen Randbedingungen für die Berechnung in der Norm DIN EN ISO 5167-2 [2004] sind in Tabelle A.1 im Anhang zusammengefasst.

Tabelle 4.3: Blenden-Kennlinie nach der Norm DIN EN ISO 5167-2 [2004] für drei verschiedene Durchmesser mit dem empfohlenen Bereich des Gesamtvolumenstroms $\dot{V}_{ZL,ist}$.

Blenden-Ø	$\dot{V}_{ZL,ist}$	a	b
50 mm	< 80 m ³ /h	5,8909	0,4938
60 mm	80 ... 350 m ³ /h	8,8652	0,4924
70 mm	> 350 m ³ /h	12,917	0,4902

4.2.3.4 Bereitstellung der Oberflächentemperaturen

Die Wandelemente der Kabinen werden über einen Fernkälte-Anschluss mit einer minimalen Temperatur von $8,0^{\circ}\text{C}$ versorgt (siehe Abbildung 4.12). Um eine konstante Versorgungstemperatur zu gewährleisten, wird die gesamte Vorlauftemperatur $\vartheta_{KM,VL}$ über eine Rücklaufbeimischung geregelt. Der Sollwert für die Regelung ergibt sich aus der minimalen Vorlauftemperatur $\vartheta_{Ri,KM,VL,soll}$ aller Kapillarrohrmatten abzüglich einer definierten Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{KM,VL,soll}$. Die Differenz ist zum einen erforderlich, um die Leitungsverluste auszugleichen. Zum anderen ist sie sinnvoll, um kleinere Temperaturschwankungen der Regelung schneller ausgleichen zu können.

Mit dem temperierten Wasser werden Kapillarrohrmatten in der Fläche hinter dem Heizkörper und gegenüber vom Heizkörper gespeist und so die Temperatur der Oberflächen in der Kabine vorgegeben. Jede Kabine verfügt über eine Heizkartusche $NE_{Ri,KM}$, die über ein 0 - 10 V Signal angesteuert werden kann und für die Temperierung der Oberflächen jeder Kabine verantwortlich ist. Aufgrund der großen Totzeiten im System wird die Oberflächentemperatur $\vartheta_{Ri,OF}$ über eine Kaskadierung ge-

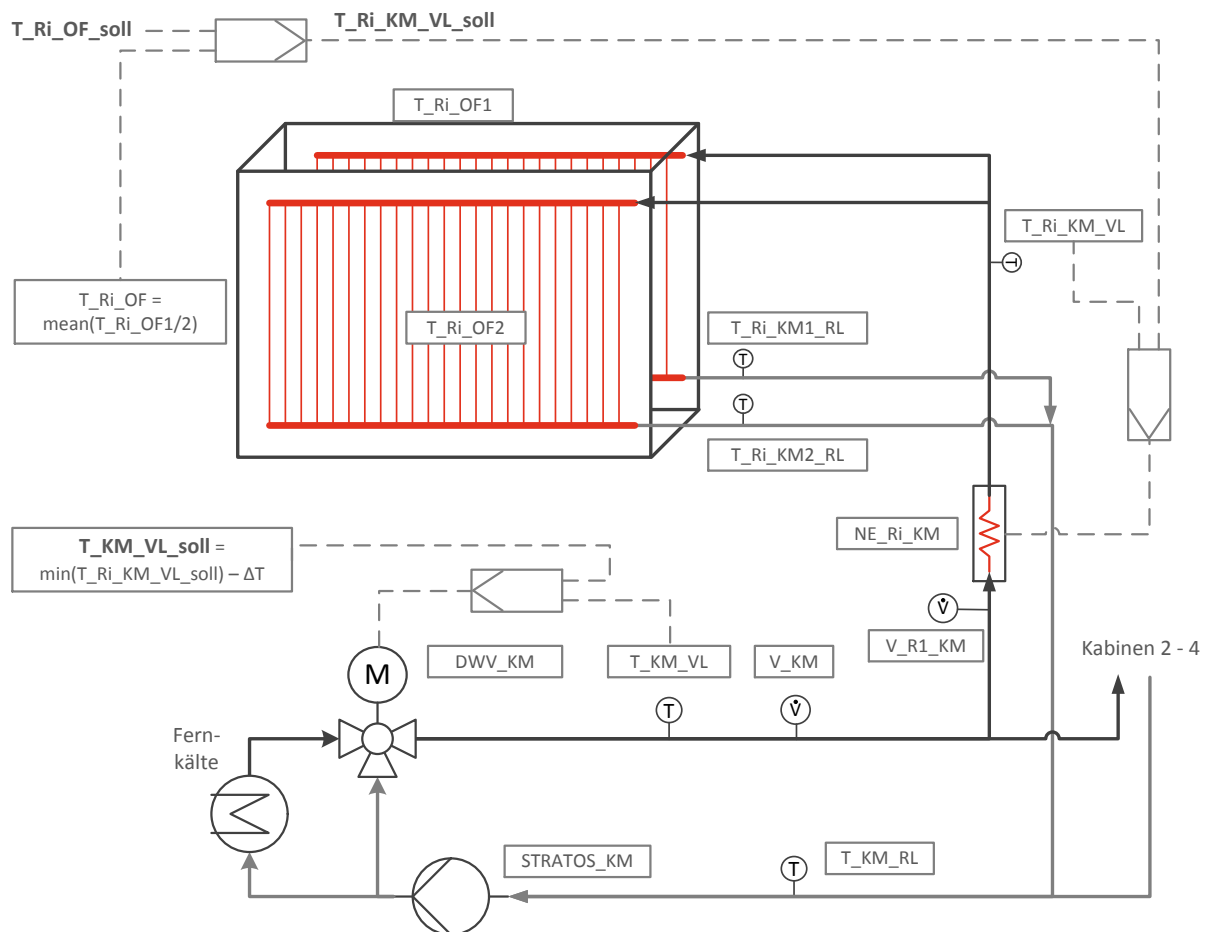


Abbildung 4.12: Schematische Darstellung der Versorgung zur Oberflächentemperierung der Kabinen.

regelt, indem die Regelung der Oberflächentemperatur den Sollwert für die Vorlauftemperatur der Kapillarrohrmatten $\vartheta_{Ri,KM,VL,soll}$ ausgibt. Die innere Kaskade hat als Ausgabe das Stellsignal für den Nacherhitzer (siehe Abbildung 4.12).

Die mittlere Oberflächentemperatur $\vartheta_{Ri,OF}$ wird mit Oberflächentemperatursensoren erfasst, die auf beiden temperierten Oberflächen in der Kabine aufgebracht sind. Die Positionierung der Sensoren zur Messung der Oberflächentemperatur wird im folgenden Abschnitt 4.2.4 beschrieben.

4.2.4 Positionierung der Sensoren zur Messung der Oberflächentemperatur

Aufgrund der wärmetechnischen Vorgänge an den temperierten Oberflächen in der Kabine ist nicht von einer einheitlichen Oberflächentemperatur auszugehen. Deswegen sind für die Messung der Oberflächentemperatur die Positionen der Temperatursensoren festzulegen.

4.2.4.1 Positionierung gegenüber Heizkörper

Für die Festlegung einer Messposition auf der Oberfläche, die dem Heizkörper gegenüberliegt, wird eine Thermographie-Aufnahme der Oberfläche ausgewertet. Abbildung 4.13 zeigt die Thermographie-Aufnahme der Wand bei einer mittleren Heizflächentemperatur $\bar{\vartheta}_{HK,VL/RL}$ von 53,5 °C. Die Reflexion der hohen Heizkörperübertemperatur ist in der Mitte der Aufnahme zu erkennen. In der Region R1 des Thermogramms ergibt sich eine gemittelte Oberflächentemperatur ϑ_{Thermo} von 16,5 °C. Die Positionierung des Oberflächentemperatursensors erfolgt unterhalb der Reflexionen des Heizkörpers. Die gemessene Oberflächentemperatur ϑ_{OF2}^{Kab} an dieser Stelle liegt zwischen den minimalen und maximalen Werten des Thermogramms bei 15,4 °C. Die festgelegte Messposition befindet sich mittig auf der Wandbreite und 40 cm über dem Zuluftkasten.

4.2.4.2 Positionierung hinter Heizkörper

Die Oberflächentemperatur hinter dem Heizkörper kann aufgrund der Zugänglichkeit nicht mit der Thermographie-Kamera aufgenommen werden. Deshalb wird hier eine Temperaturverteilung mit zwölf Oberflächentemperatursensoren, die gleichverteilt auf der Oberfläche angebracht sind, aufgenommen. Das Ergebnis der Messung zeigt Abbildung 4.14 für eine mittlere Heizflächentemperatur von 55 °C, einer Kapillarrohrmattentemperatur von 10 °C und einer Zulufttemperatur von 16 °C. Dabei ist zu beachten, dass der Heizkörper konstruktionsbedingt auf einer Breite von 40 cm bis 130 cm steht, wodurch die Asymmetrie der Temperaturverteilung zu erklären ist. Über alle gemessenen Szenarien hat die Temperatur an der Position 5 die geringsten Abweichungen zur mittleren Oberflächentemperatur. Deswegen wird für die folgenden Messungen der Sensor zur Erfassung der Oberflächentemperatur ϑ_{OF1}^{Kab} 18 cm von der Seite auf einer Höhe von 55 cm angebracht.

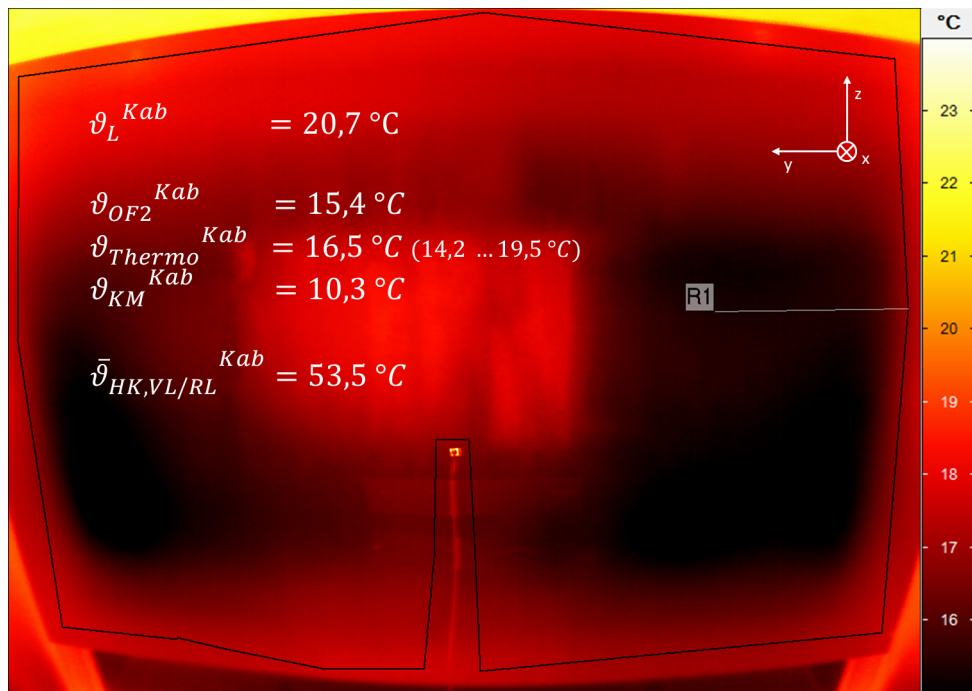


Abbildung 4.13: Thermogramm der temperierten Oberfläche in der Kabine, die dem Heizkörper gegenüberliegt, bei $\vartheta_{HK,VL} = 60\text{ °C}$, $\bar{\vartheta}_{KM} = 10\text{ °C}$ und $\vartheta_{ZL} = 16\text{ °C}$.

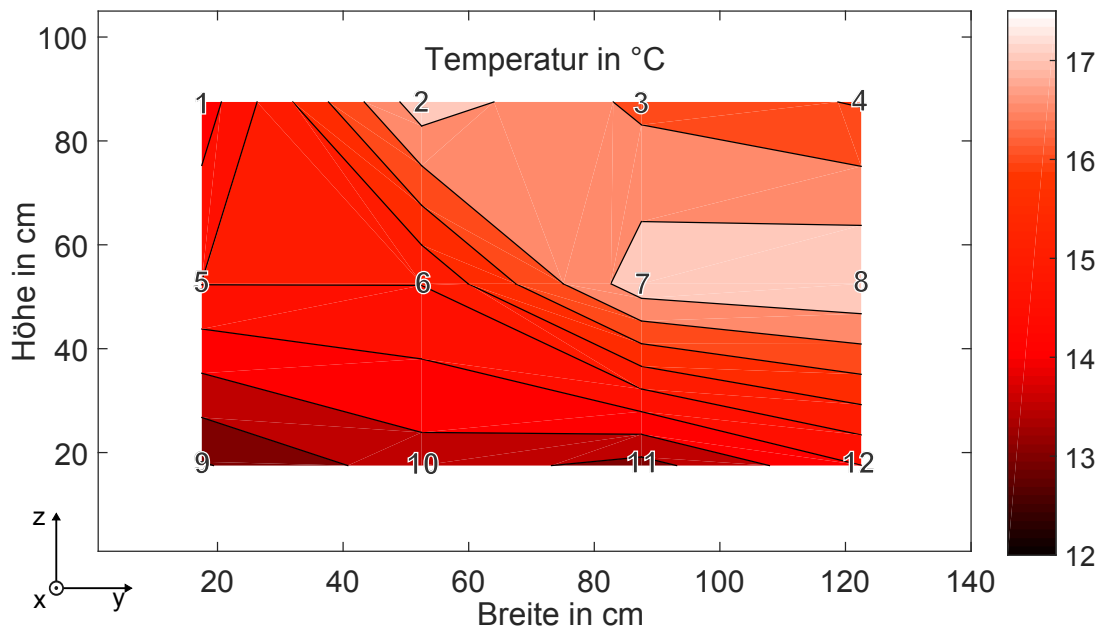


Abbildung 4.14: Temperaturverteilung der temperierten Oberfläche hinter dem Heizkörper bei $\vartheta_{HK,VL} = 60\text{ °C}$, $\bar{\vartheta}_{KM} = 10\text{ °C}$ und $\vartheta_{ZL} = 16\text{ °C}$. Die Zahlen geben die Positionierung der Sensoren auf der Wand an.

4.2.5 Beschreibung der Funktionalitäten

Um die Einsatzgrenzen und die Funktionalitäten der Versorgungsstruktur der Kabinen zu zeigen, werden im folgenden Abschnitt die Ergebnisse von Messungen mit statischen Randbedingungen (ohne Simulationskopplung) und ohne den Einsatz eines Einzelraumregelungssystems beschrieben. Zunächst wird die maximal abführbare Heizleistung ermittelt, indem möglichst niedrige Temperaturen für die Konditionierung von Oberfläche und Zuluft ($\vartheta_{Ri,OF}$, $\vartheta_{Ri,ZL}$) aufgeprägt werden. Des Weiteren wird die Reproduzierbarkeit der Messungen untersucht und die Einregelung des Systems gezeigt. Um den Einfluss des Temperaturniveaus der Wärmeübergabe zu zeigen, werden zwei Vorlauftemperaturen $\vartheta_{HK,VL}$ (75 °C, 45 °C) eingestellt. Für die beschriebenen Messreihen werden die Heizkörper jeweils mit dem Volumenstrom beaufschlagt, der sich bei den Normbedingungen 75/65/20⁶ ergibt. Für die Heizkörper mit Typ 22 in den Kabinen R1, R2 und R3 bedeutet das einen Volumenstrom von $\dot{V}_{R1-3,HK} = 2,4$ l/min. Aufgrund der geringeren Nennleistung des Heizkörpers mit Typ 11 ergibt sich für Kabine R4 ein Volumenstrom von $\dot{V}_{R4,HK} = 1,3$ l/min. Der Gesamtvolumenstrom $\dot{V}_{HK}$ beträgt in dem Fall 8,5 l/min. Der gesamte Zuluftvolumenstrom $\dot{V}_{ZL,ist}$ wird auf 480 m³/h geregelt. Die Höhe des Volumenstroms wird mit Hilfe von Messungen der Geschwindigkeiten in der Nähe des Heizkörpers begründet, die in Unterkapitel 5.2 beschrieben werden.

4.2.5.1 Leistungsgrenzen

In Tabelle 4.4 sind die aufsummierten Heizleistungen der vier Kabinen bei den zwei Vorlauftemperaturen dargestellt. Die Oberflächentemperaturen der Kabinen $\vartheta_{Ri,OF}$ und die Zulufttemperaturen $\vartheta_{Ri,ZL}$ werden in beiden Messreihen auf die untere Grenze der Bereitstellung geregelt.

Tabelle 4.4: Gesamte abgeführte Heizlast unter statischen Randbedingungen für zwei Vorlauftemperaturen (SD=Standardabweichung).

Messreihe	$\bar{\vartheta}_{HK,VL}$ °C	$\sum \dot{Q}_i$ W	$\bar{\vartheta}_{Ri,L}$ °C	$\bar{\vartheta}_{Ri,OF}$ °C	$\bar{\vartheta}_{Ri,ZL}$ °C
75N	74,99	5998	21,22 SD = 0,07 K	14,40 SD = 0,02 K	15,00 SD = 0,01 K
45N	45,00	2340	17,12 SD = 0,03 K	14,40 SD = 0,02 K	15,00 SD = 0,01 K

Die maximal abgeführte Leistung erreicht bei der Vorlauftemperatur $\vartheta_{HK,VL}$ von 75 °C insgesamt 6 kW. Die aufgeführte Temperatur im Innern der Kabine $\bar{\vartheta}_{Ri,L}$ stellt den Mittelwert über alle vier Kabinen dar. Sie ist mit 21,2 °C etwa 4 K wärmer als bei der niedrigen Vorlauftemperatur (17,1 °C), mit der allerdings nur 40 % der maximalen Heizleistung in die Kabinen übertragen wird. Mit der Kenntnis der maximalen Heizleistung ist es möglich, die Dimensionierung der Wärmeerzeuger, die im Si-

⁶Entspricht: Vorlauftemperatur / Rücklauftemperatur / Raumtemperatur in °C

mulationsmodell berechnet werden, festzulegen. Die Dimensionierung hat Einfluss auf das gesamte Systemverhalten.

4.2.5.2 Reproduzierbarkeit

Für den Test und die Entwicklung von Komponenten und Systemen für die Einzelraumtemperaturregelung ist die Reproduzierbarkeit der Messungen ein wichtiger Aspekt. Für die reduzierten Raumumgebungen, die im Rahmen der Arbeit vorgestellt werden, bedeutet Reproduzierbarkeit, dass die Regelung der Randbedingungen für die Oberflächen und die Zuluft stabil verläuft und sich die Verhältnisse in der Kabine bei gleichen Randbedingungen nicht verändern. Tabelle 4.5 zeigt dazu vergleichende Messreihen für die Vorlauftemperaturen $\vartheta_{HK,VL}$ mit 75 °C und 45 °C. Die Randbedingungen werden zunächst auf ein niedriges Niveau eingestellt und für die zweite Messreihe wird die einzuregelnde Oberflächentemperatur $\vartheta_{Ri,OF}$ und Zulufttemperatur $\vartheta_{Ri,ZL}$ erhöht.

Alle vier Messreihen weisen sowohl in der Heizleistung $\sum \dot{Q}_i$ als auch in der sich einstellenden Raumtemperatur $\bar{\vartheta}_{Ri,L}$ nahezu identische Ergebnisse vor. Die Abweichungen liegen in allen Fällen deutlich unter 1 %. Dabei zeigen die beiden Messreihen mit höheren Temperaturen für Oberfläche und Zuluft eine geringfügig schlechtere Vergleichbarkeit bei der Heizleistung (0,2 % zu 0,6 bzw. 0,8 % in $\sum \dot{Q}_i$).

Tabelle 4.5: Darstellung der Reproduzierbarkeit in der skalierten Umgebung anhand von zwei Messreihen bei unterschiedlichen Vorlauftemperaturen und zwei Konfigurationen der Randbedingungen.

Messreihe	$\bar{\vartheta}_{HK,VL}$ °C	$\sum \dot{Q}_i$ W	$\Delta \dot{Q}_i$ W	$\bar{\vartheta}_{Ri,L}$ °C	$\Delta \vartheta_{Ri,L}$ K	$\bar{\vartheta}_{Ri,KM}$ °C	$\bar{\vartheta}_{Ri,ZL}$ °C
75N	75,01	5985	+ 13	21,15	+ 0,07	15,00	14,40
	74,99	5998	+ 0,2 %	21,22	+ 0,3 %	15,00	14,40
75H	75,00	5607	+ 43	23,72	- 0,17	19,00	18,00
	75,03	5650	+ 0,8 %	23,56	- 0,7 %	19,00	18,00
45N	45,00	2340	+ 6	17,12	- 0,02	15,00	14,40
	45,00	2346	+ 0,2 %	17,10	- 0,1 %	15,00	14,41
45H	45,00	2013	- 11	20,53	+ 0,02	19,00	18,00
	45,00	2002	- 0,6 %	20,55	+ 0,1 %	19,00	18,00

4.2.5.3 Einregelverhalten der Randbedingungen

Für die Abbildung des dynamischen Raumverhaltens ist es notwendig, dass sich die Randbedingungen der Kabinen im Rahmen der zu erwartenden Systemträgheit auf Änderungen der Sollwerte einregeln. Die Grenzen der Nachbildung der Systemträgheit werden in Kapitel 7 im Detail untersucht. Um die dynamische Anpassung der Randbedingungen zu untersuchen, wird im folgenden Abschnitt die Temperaturregelung der Oberflächen und der Zuluft mit zwei unterschiedlichen Sollwertsprüngen

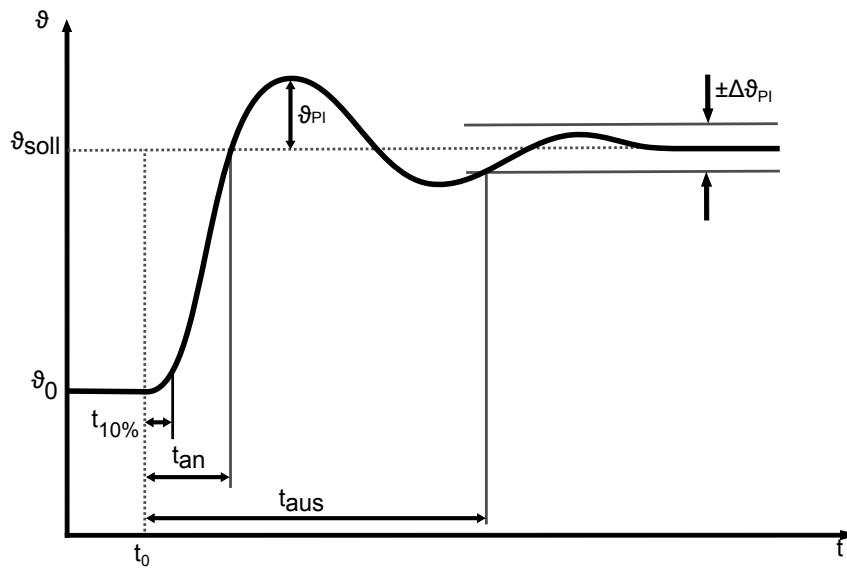


Abbildung 4.15: Zeitverlauf der Regelgröße nach einem Sprung der Führungsgröße zur Erläuterung der Gütekriterien nach Büchel u. a. [2010].

(jeweils Abkühlen und Aufheizen) beaufschlagt. Für die Bewertung des Zeitverlaufs einer Regelgröße nach einem Sprung können nach Büchel u. a. [2010] folgende Gütekriterien (siehe Abbildung 4.15) herangezogen werden:

Anregelzeit t_{an} : Zeit bis die Regelgröße *erstmalig* in den Toleranzbereich eintritt.

Ausregelzeit t_{aus} : Zeit bis die Regelgröße *letztmalig* in den Toleranzbereich eintritt.

Anfahrzeit $t_{10\%}$: Zeit bis die Regelgröße 10 % des Sollwertsprungs überwunden hat.

Überschwingweite θ_{PI} : Größte vorübergehende Regeldifferenz.

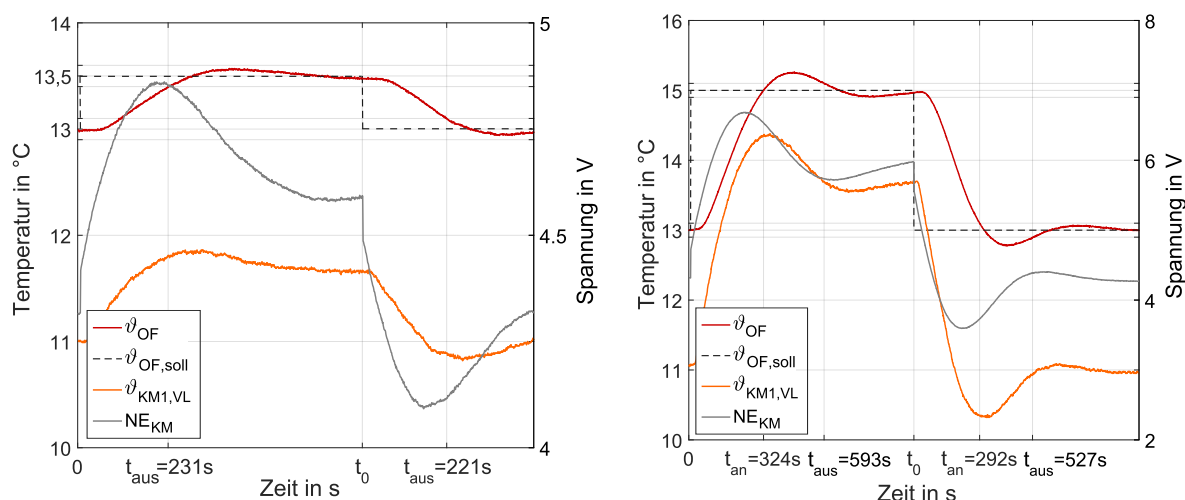
Toleranzbereich $\Delta\theta_{PI}$: Maximal zulässige bleibende Abweichung vom Sollwert.

Sowohl für die Oberflächen- als auch die Zulufttemperatur werden PI-Regler eingesetzt, die sich durch eine schnelle und stabile Regelung auszeichnen, die gleichzeitig keine bleibenden Regelabweichungen aufweisen. Der Proportionalbeiwert K_p und die Nachstellzeit T_i werden empirisch ermittelt, wobei ein Optimum zwischen dem Überschwingen der Regelgröße und der Regeldynamik gefunden werden muss. Das Stellsignal Y_{PI} des PI-Reglers in Bezug auf die Regeldifferenz e wird folgendermaßen ermittelt:

$$Y_{PI} = Y_0 + K_p \left(e + \frac{1}{T_i} \int e dt \right) \quad (4.2)$$

Regelung Oberflächentemperatur

Die Oberflächentemperierung ist erforderlich, um die in der Simulation berechneten Wandtemperaturen in den Kabinen einzustellen. Aufgrund der Wärmekapazität in Wandaufbauten von Standardräumen weisen die Temperaturverläufe große Zeitkonstanten auf. Um die Trägheit in die Kabinen



(a) Sollwertsprung von 13 °C auf 13,5 °C und umgekehrt

(b) Sollwertsprung von 13 °C auf 15 °C und umgekehrt

Abbildung 4.16: Zeitverläufe der Regelgröße für die Oberflächentemperierung nach einem Sprung der Führungsgröße ($K_p = 1,0$, $T_i = 1,5$).

zu übertragen, werden in Unterkapitel 5.1 die erforderliche Umrechnungsvorschrift für die Oberflächentemperatur eingeführt.

Das Regelverhalten der Oberflächentemperierung wird anhand von zwei Sollwertsprüngen im Folgenden beschrieben. Abbildung 4.16 (a) zeigt einen Aufheizvorgang von 13,0 auf 13,5 °C sowie die entsprechende Abkühlung. In Abbildung 4.16 (b) wird ein Sprung von 13,0 auf 15,0 °C und umgekehrt dargestellt. Mit den Sollwertsprüngen ist es möglich, das Regelverhalten der Kabinen zu beschreiben. Im Versuchsbetrieb bei Kopplung mit einem Simulationsmodell werden die Sollwerte für die Oberflächentemperierung kontinuierlich angepasst. Die Nachführung der Oberflächentemperierung bei kontinuierlicher Sollwertänderung ist für die Kopplung mit der Simulation notwendig und wird in Kapitel 7 beschrieben. Durch empirische Ermittlung konnten folgende Einstellwerte des PI-Reglers gefunden werden, die den Endwert möglichst schnell erreichen, ohne stark zu überschwingen: $K_p = 1,0$ und $T_i = 1,5$.

Für den Aufheiz- und Abkühlvorgang bei kleinem Sollwertsprung von 0,5 K ist die Anregelzeit t_{an} mit 3 min 51 s bzw. 3 min 41 s etwa gleich lang und entspricht aufgrund der geringen Überschwingweite von +0,07 K bzw. -0,06 K gleichzeitig der Ausregelzeit t_{aus} (siehe Tabelle 4.6). Die aufgetragene Stellgröße NE_{KM} in Abbildung 4.16 (a) zeigt, dass die Zeitverzögerung auf die Systemträgheit zurückzuführen ist. Der steile Anstieg der Spannung des Nacherhitzers NE_{KM} zeigt sich bereits verzögert und mit geringerer Steigung bei der Temperaturerhöhung in der Vorlauftemperatur der Kapillarrohrmatte $\vartheta_{KM,VL}$. Die Strecke zwischen Vorlauf- und Oberflächentemperatur bringt eine weitere Verzögerung in die Regelung ein. Die Anfahrzeit $t_{10\%}$ ist ein Maß für die Reaktionsverzögerung des Systems und liegt für den Sollwertsprung von 0,5 K bei etwa einem Drittel der Anregelzeit t_{an} . Dies entspricht dem Verhalten eines trägen Systems.

Tabelle 4.6: Charakterisierung des Regelverhaltens der Oberflächentemperierung ($K_p = 1,0$, $T_i = 1,5$).

	13,0 → 13,5 → 13,0 °C		13,0 → 15,0 → 13,0 °C	
t_{an}	3 min 51 s	3 min 41 s	5 min 24 s	4 min 52 s
t_{aus}	3 min 51 s	3 min 41 s	9 min 53 s	8 min 47 s
ϑ_{PI}	+ 0,07 K	- 0,06 K	+ 0,27 K	- 0,22 K
$\Delta\vartheta_{PI}$	0,1 K	0,1 K	0,1 K	0,1 K
$\vartheta_{10\%}$	13,05 °C	13,45 °C	13,2 °C	14,8 °C
$t_{10\%}$	83 s	71 s	79 s	87 s
	36 % t_{an}	32 % t_{an}	24 % t_{an}	30 % t_{an}

Bei einem Sollwertsprung von 2 K, dargestellt in Abbildung 4.16 (b), dauert es fast 10 min bis die Oberflächentemperatur im Toleranzbereich von 0,1 K bleibt. Die Ausregelzeit t_{aus} ergibt sich aufgrund der Überschwingung von 0,22 bzw. 0,27 K. Die Anfahrzeit $t_{10\%}$ liegt in der gleichen Größenordnung wie bei dem kleinen Sollwertsprung, was auch zu erwarten ist, da die Anfahrzeit eine systembedingte Größe ist.

Regelung der Zulufttemperatur

Mit der Zulufttemperierung wird der geforderte Zustand der Raumluft, der im Referenzraum gemessen oder in der Simulation berechnet wird, eingestellt. Die Berechnung der Zulufttemperatur in Abhängigkeit der Raumlufttemperatur wird in Unterkapitel 5.2 beschrieben.

Für die Bewertung der Zulufttemperaturregelung wird der Sollwert ausgehend von 17,0 °C um 0,5 K

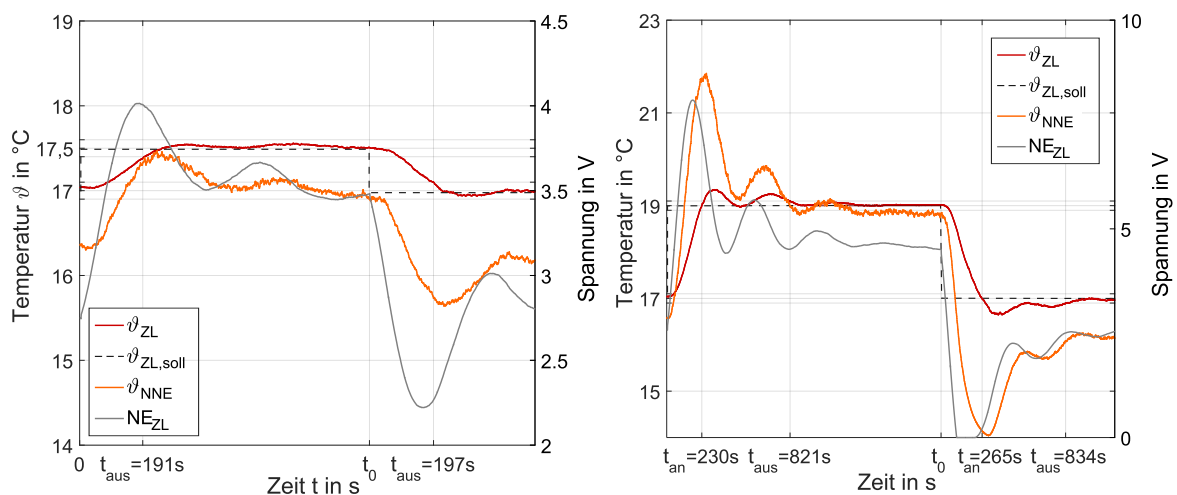


Abbildung 4.17: Zeitverläufe der Regelgröße für die Zulufttemperierung nach einem Sprung der Führungsgröße ($K_p = 1,0$, $T_i = 1,2$).

Tabelle 4.7: Charakterisierung des Regelverhaltens der Zulufttemperierung ($K_p = 1,0$, $T_i = 1,2$).

	17,0 → 17,5 → 17,0 °C		17,0 → 19,0 → 17,0 °C	
t_{an}	3 min 17 s	3 min 17 s	3 min 55 s	4 min 32 s
t_{aus}	3 min 17 s	3 min 17 s	13 min 46 s	13 min 53 s
ϑ_{PI}	+ 0,06 K	- 0,07 K	+ 0,34 K	- 0,35 K
$\Delta\vartheta_{PI}$	0,1 K	0,1 K	0,1 K	0,1 K
$\vartheta_{10\%}$	17,05 °C	17,45 °C	17,2 °C	18,8 °C
$t_{10\%}$	52 s	70 s	63 s	72 s
	26 % t_{an}	35 % t_{an}	27 % t_{an}	27 % t_{an}

und um 2 K angehoben und wieder gesenkt. Größere Sollwertsprünge als 2 K sind nur bei einem Lüftungsvorgang im Raum zu erwarten und werden im Abschnitt 6.6.4 im Detail untersucht. Die Verläufe der Sprungantworten sind in Abbildung 4.17 (a) und (b) aufgetragen. Die zuvor beschriebenen Auswertegrößen zur Charakterisierung des Regelverhaltens werden in Tabelle 4.7 im Detail dargestellt. Für die Zulufttemperierung wurden die folgenden, optimalen Einstellwerte empirisch ermittelt: $K_p = 1,0$ und $T_i = 1,2$.

Bei dem kleinen Sollwertsprung von 17,0 auf 17,5 °C ist die Anregelzeit t_{an} mit 3 min 17 s für das Aufheizen und das Abkühlen gleich lang. Da die Überschwingweite ϑ_{PI} außerdem in beiden Fällen unter dem Toleranzbereich $\Delta\vartheta_{PI}$ von 0,1 K bleibt, hat auch die Ausregelzeit t_{aus} den gleichen Wert. Die Trägheit der Temperierung ist systembedingt und nur in geringem Maße auf die Regelparameter zurückzuführen. Dies geht aus folgendem Grund aus Abbildung 4.17 hervor: die Änderung der Temperatur $\vartheta_{Ri,NNE}$ innerhalb der Kaskade ist mehr als doppelt so schnell wie die der zu regelnden Zulufttemperatur $\vartheta_{Ri,ZL}$, und folgt mit einem kleinen zeitlichen Versatz der Spannungsänderung im Nacherhitzer. Die Systemträgheit wird auch anhand der Zeit $t_{10\%}$ deutlich, bei der die Regelgröße 10 % des Sollwertsprungs erreicht hat. Diese beträgt beim Aufheizvorgang 52 s, was 26 % der Anregelzeit entspricht, und beim Abkühlvorgang mit 70 s sogar 35 % der Anregelzeit.

Für den Sollwertsprung von 2 K fällt positiv auf, dass die Anregelzeit t_{an} nur 20 % länger ist als bei kleinem Sollwertsprung (siehe Tabelle 4.7). Für den Sollwertsprung von 2 K benötigt der Abkühlvorgang für das erste Erreichen des Toleranzbereichs jedoch 37 s länger als beim Aufheizen. Die Anfahrzeit $t_{10\%}$ liegt für beide Vorgänge bei 27 % und somit in der gleichen Größenordnung wie schon beim kleinen Sollwertsprung. Die Ausregelzeit t_{aus} ist beim Aufheizen und beim Abkühlen etwa gleich schnell, beträgt aber aufgrund einer Überschwingweite $\Delta\vartheta_{PI}$ von 0,34 K bzw. 0,35 K in etwa das vierfache der Anregelzeit t_{an} .

4.3 Messtechnische Ausstattung

Um die Zustände im Referenzraum und in den Kabinen vergleichen zu können, wird das Strömungs- und Temperaturfeld im Raum und speziell in der Nähe der freien Heizfläche erfasst. Die dabei eingesetzte Messtechnik wird in den folgenden Abschnitten beschrieben.

4.3.1 Mess- und Steuerungseinheit

Die eingesetzten Komponenten (Pumpen, Dreiwegeventile, Nacherhitzer, Temperatursensoren, etc.) werden über ein System der Firma ICP DAS ausgelesen und angesteuert, um die erforderlichen Temperaturen, Volumenströme und Druckdifferenzen einzustellen. Das System ermöglicht es, über die entsprechenden Module die Spannungs- und Stromsignale zu digitalisieren und die Steuersignale für die Regelung an die Komponenten weiterzugeben. Die Bedienungssoftware wird in der Entwicklungsumgebung LabVIEW der Firma National Instruments entwickelt. In der Software werden die Stellgrößen für die verschiedenen Regelstrecken zur Temperierung und Volumenstromanpassung bereitgestellt und die Daten aufgezeichnet.

4.3.2 Temperaturmesstechnik

Die Temperaturen werden mit Widerstandsthermometern aus Platin (Pt) erfasst, die den elektrischen Widerstand in Abhängigkeit der Temperatur messen. Die nach der Norm DIN EN 60751 [2009] aufgebauten Pt1000-Elemente messen bei 0 °C einen elektrischen Widerstand von 1 kΩ. Die Genauigkeitsklasse 1/3 Klasse B ergibt nach der Norm DIN EN 60751 [2009] eine Grenzabweichung von:

$$\vartheta_g = 0,10^{\circ}\text{C} + 0,00167 \cdot t \quad (4.3)$$

Im Messaufbau werden Sensoren zur Erfassung der Temperatur von Luftströmung, Oberfläche, Fluid und Strahlung eingesetzt, die im Folgenden kurz beschrieben werden. Um die Störeinflüsse bei der Signalübertragung zu minimieren, werden die Messfühler über eine Vierleiterschaltung mit dem Messumformer verbunden.

Lufttemperatursensoren

Für die Erfassung der Lufttemperatur werden ungekapselte Sensoren eingesetzt, die eine geringe thermische Masse haben und somit schnell auf Temperaturänderungen in der Luft reagieren.

Einschraubfühler

Die Einschraubfühler lassen sich in die Hydraulik mit Hilfe von handelsüblichen Kugelhähnen mit Messstelle einsetzen und erfassen die Temperatur des durchströmenden Mediums.

Oberflächentemperatursensoren

Zur Erfassung der Oberflächentemperatur wird das Platin-Element auf eine Kupfer-Platte aufgelötet. Bei Anbindung an die Wand mit einer thermisch leitenden Paste kann somit auf die Oberflächentemperatur geschlossen werden.

Strahlungstemperatur

Die Strahlungstemperatur in einem Raum kann nur indirekt erfasst werden. Dazu wird die operative Temperatur mit Hilfe eines Globe-Thermometers aufgezeichnet. Für Luftgeschwindigkeiten unter 0,2 m/s erfassen Globe-Thermometer den Mittelwert aus Luft- und Strahlungstemperatur an der Messstelle [Norm DIN EN ISO 7730, 2006]. Der Sensor besteht aus einem Pt1000-Element, das in eine schwarz lackierte Kunststoffkugel eingesetzt wird, dargestellt in Abbildung 4.18. Der Normdurchmesser nach der Norm DIN EN ISO 7726 [2002] beträgt 150 mm. Nach den Ergebnissen von Glück [2006] sind für übliche Raumlufzustände kleinere Durchmesser besser geeignet, sodass für die vorliegenden Messungen ein Durchmesser von 40 mm gewählt wird. Die Strahlungstemperatur ϑ_{Str} lässt sich aus den gemessenen Temperaturen ϑ_{op} und ϑ_L wie folgt berechnen:

$$\vartheta_{Str} = 2 \cdot \vartheta_{op} - \vartheta_L \quad (4.4)$$

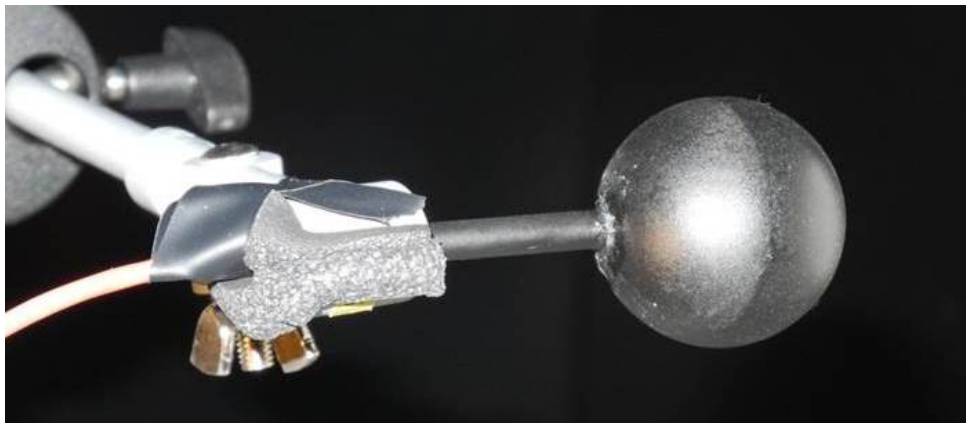


Abbildung 4.18: Globe-Thermometer zur Erfassung der operativen Raumtemperatur

4.3.3 Thermographie

Zur Erstellung eines Thermogramms wird eine Wärmebildkamera *VarioCAM hr* der Firma InfraTec eingesetzt, die die Strahlungsintensität in einem Wellenlängenbereich von $7,5 \mu\text{m}$ bis $14 \mu\text{m}$ misst und daraus die Oberflächentemperatur berechnet. Der Temperaturmessbereich der Kamera umfasst -40°C bis 1200°C mit einer Genauigkeit von $\pm 1,5 \text{ K}$ für den Messbereich von 0°C bis 100°C . In einem Thermogramm lässt sich die Temperaturverteilung der Oberfläche grafisch darstellen.

4.3.4 Geschwindigkeitsmessung

Für die Aufzeichnung der Strömungsgeschwindigkeiten werden Hitzdrahtanemometer der Firma Dantec Dynamics verwendet (siehe Abbildung 4.19). Mit den Messsonden werden Geschwindigkeiten im Bereich von 0,05 m/s bis 1,0 m/s mit einer Genauigkeit von $\pm 0,01 \text{ m/s}$ erfasst [Dantec Dynamics,

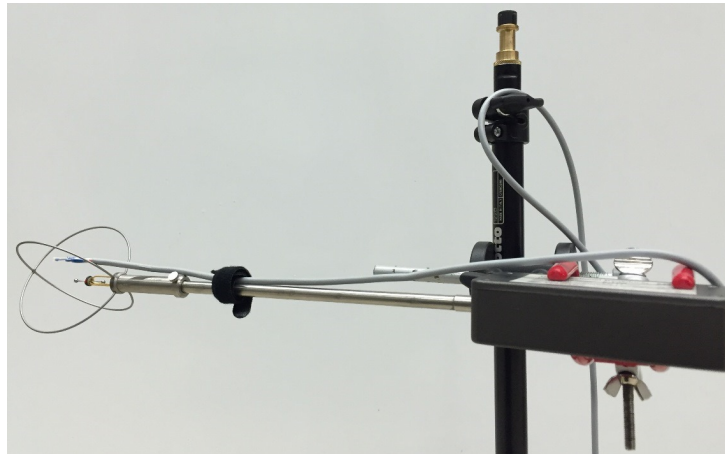


Abbildung 4.19: Hitzdrahtanemometer der Firma Dantec Dynamics zur Erfassung der Luftströmungsgeschwindigkeit.

2004]. Die Antwortzeit der Messwerterfassung liegt unterhalb von 0,1 s. Die Absolutwerte der Geschwindigkeit werden sekundlich erfasst und geben aufgrund der omnidirektionalen Messmethode keinen Aufschluss über die Strömungsrichtung. Die räumliche Einordnung des Geschwindigkeitsbetrags kann mit Hilfe von Strömungsvisualisierungen erfolgen.

Die aufgezeichneten Geschwindigkeiten unterliegen teilweise großen Schwankungen, die eine Darstellung der Geschwindigkeit über einen langen Zeitraum erschweren (siehe Abbildung 4.20 (a)). Deswegen wird zur Auswertung der Luftgeschwindigkeiten ein Filter eingesetzt, der jeweils aus 60 aufeinanderfolgenden Messwerten einen Mittelwert mit der folgenden Funktion bildet:

$$c_{Filter}(n) = \frac{1}{N} (c(n) + c(n-1) + \dots + c(n-(N-1))) \quad (4.5)$$

Mit der Geschwindigkeit c , der Anzahl an Datenpunkten n und der Fensterlänge N . Abbildung 4.20 (b) zeigt den geglätteten Verlauf der Geschwindigkeit $c_{aus,HiL,Filter}$.

Um die Information über die Turbulenz der Strömung zu erhalten, werden in den stationären Zuständen die Turbulenzgrade T_U mit der folgenden Funktion bestimmt:

$$T_U = \frac{SD}{\bar{c}_{stat}} \quad (4.6)$$

Dabei ist SD die Standardabweichung und $\bar{c}_{stat}$ die gemittelte Geschwindigkeit im stationären Zustand.

4.3.5 Visualisierung

Für die Visualisierung der Luftströmung werden Partikel (Nebel oder dichteneutrale, heliumgefüllte Blasen) in die Luftströmung eingebracht. Dies geschieht entweder durch die Zuluftkanäle und

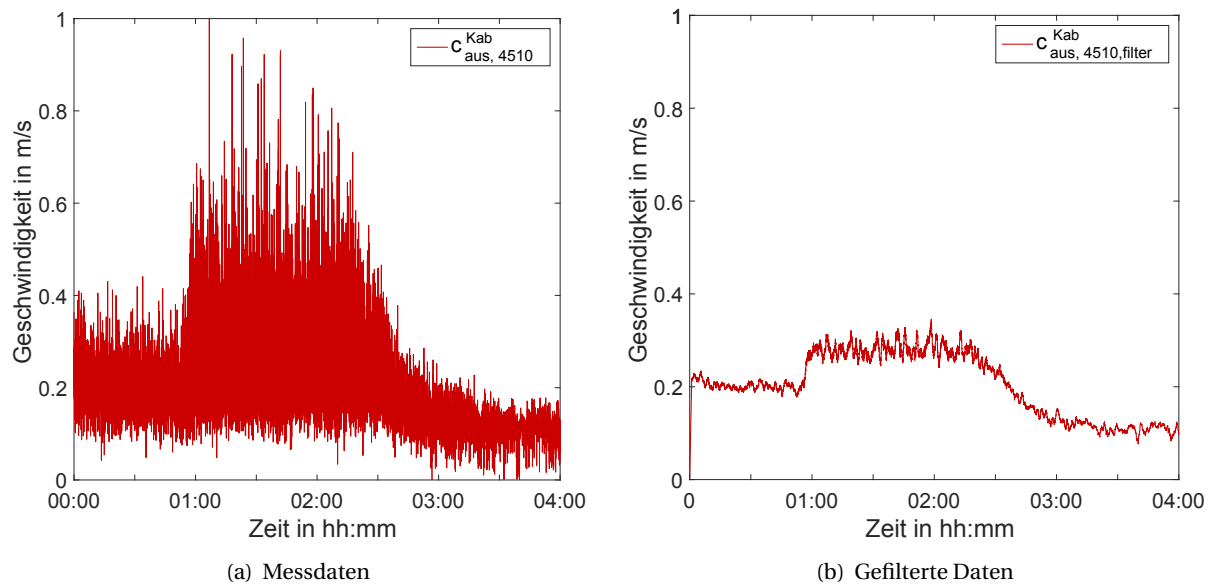


Abbildung 4.20: Beispiel für die Filterung der Messdaten bei der Auswertung der Geschwindigkeitsmessung.

entsprechende Luftauslässe der zu betrachtenden Geometrien (wie in der reduzierten Kabine) oder durch direktes Beifügen in die Raumluftströmung (wie im Referenzraum), wenn kein Zuluftkanal vorhanden ist. Diese Strömungspartikel werden durch ein LED-Lichtschnittsystem beleuchtet und die Reflektionen lassen sich mit Hilfe einer hochauflösenden Digital-Kamera erfassen und so die Strömungsstrukturen visualisieren.

5 Wärmeübertragung an freien Heizflächen in einer reduzierten Raumumgebung

Die vom Heizkörper an den Raum übertragene Wärme ist maßgeblich auf die beiden Phänomene Strahlung und Konvektion zurückzuführen. Um die Wärmeübertragungsprozesse in der verkleinerten Raumumgebung abzubilden, werden Umrechnungsvorschriften mit Hilfe von theoretischen Überlegungen und messtechnischen Ergebnissen hergeleitet. Die beschreibenden Zustandsparameter Raumluft- und Wandtemperatur werden dabei in dem gekoppelten Simulationsmodell bereitgestellt, um die Raumträgheiten eines Standardraumes nachzubilden. Um die Phänomene beim Wärmeübergang vom Heizkörper an den Raum aus einem Standardraum in die verkleinerte Umgebung übertragen zu können, sind Funktionen herzuleiten, die auf den simulierten Parametern basieren.

Für die Abbildung der Strahlungsbilanz werden die veränderten Strahlungsverhältnisse in der reduzierten Raumgeometrie durch Betrachtung der Sichtfaktoren und die Temperaturen der untemperierten Oberflächen berücksichtigt. Für die korrekte Zuluftkonditionierung, welche die Struktur der Raumluftwalze nachbildet, werden Messungen des Temperatur- und Geschwindigkeitsprofils im Referenzraum ausgewertet und für die Bestimmung der Umrechnungsvorschrift interpretiert.

5.1 Abbildung der Strahlungsbilanz

Um die Strahlungsverhältnisse zwischen der freien Heizfläche und den Umschließungsflächen in der Kabine korrekt nachzubilden, ist es notwendig, die Gesamtenergiestromdichte, die vom Heizkörper ausgeht, in der Kabine an den Referenzraum anzugleichen:

$$(A_{HK} H_{HK})^{Kab} = (A_{HK} H_{HK})^{Ref} \quad (5.1)$$

Da die Heizkörperfläche gleich bleibt ($A_{HK}^{Kab} = A_{HK}^{Ref}$) sind die Flächenhelligkeiten H_i gleichzusetzen:

$$H_{HK}^{Kab} = H_{HK}^{Ref} \quad (5.2)$$

Wenn die Eigenemission des Heizkörpers M_{HK} , die Flächenhelligkeiten der umschließenden Oberflächen H_j und die entsprechenden Sichtfaktoren $F_{HK,j}$ bekannt sind, lassen sich die Flächenhelligkeiten des Heizkörpers in der Kabine und im Referenzraum mit Gleichung 3.9 auf Seite 15 aus-

drücken:

$$H_{HK}^{Kab} = M_{HK}^{Kab} + (1 - \varepsilon_{HK}) \cdot \sum_{j=1}^n F_{HK,j}^{Kab} \cdot H_j^{Kab} \quad (5.3)$$

$$H_{HK}^{Ref} = M_{HK}^{Ref} + (1 - \varepsilon_{HK}) \cdot \sum_{j=1}^n F_{HK,j}^{Ref} \cdot H_j^{Ref} \quad (5.4)$$

Unter der Voraussetzung, dass der Emissionsgrad ε_{HK} und die Oberflächentemperatur T_{HK} des Heizkörpers in der Kabine und im Referenzraum gleich sind, kann die Eigenemission des Heizkörpers M_{HK} in der Kabine und im Referenzraum mit der Gleichung 3.3 auf Seite 13 gleich gesetzt werden:

$$M_{HK}^{Kab} = \varepsilon_{HK} \cdot \sigma \cdot T_{HK}^4 = M_{HK}^{Ref} \quad (5.5)$$

Für hohe Emissionsgrade ($\varepsilon_j > 0,9$) kann nach Glück [1997] eine Näherung angewendet werden, um eine umfangreiche Strahlungsaustauschberechnung zur Bestimmung der Flächenhelligkeiten H_j zu umgehen. Bei Kenntnis der Oberflächentemperatur können dann die Flächenhelligkeiten H_j mit der jeweiligen Eigenemission der Fläche M_j gleichgesetzt werden. Die in Abschnitt 4.2.2 ermittelten Emissionsgrade zeigen, dass alle Oberflächen in der Kabine einen Emissionsgrad größer als 0,9 aufweisen, sodass im Folgenden die Näherung angewendet wird:

$$H_j^{Kab} = M_j^{Kab} = \varepsilon_j^{Kab} \cdot \sigma \cdot (T_j^{Kab})^4 \quad (5.6)$$

$$H_j^{Ref} = M_j^{Ref} = \varepsilon_j^{Ref} \cdot \sigma \cdot (T_j^{Ref})^4 \quad (5.7)$$

Mit der Annahme, dass die Emissionsgrade der Wände ε_j nicht temperaturabhängig, über die Fläche konstant und ungefähr gleich eins sind ($\varepsilon_j^{Kab} \approx \varepsilon_j^{Ref} \approx 1$), ergibt sich der folgende Zusammenhang für die Umrechnung der Strahlungsbilanz aus dem Referenzraum in die reduzierte Raumumgebung:

$$\cancel{M_{HK}^{Kab}} + (1 - \varepsilon_{HK}) \sum_{j=1}^n F_{HK,j}^{Kab} \cancel{\varepsilon_j^{Kab}} \sigma (T_j^{Kab})^4 \approx \cancel{M_{HK}^{Ref}} + (1 - \varepsilon_{HK}) \sum_{j=1}^n F_{HK,j}^{Ref} \cancel{\varepsilon_j^{Ref}} \sigma (T_j^{Ref})^4 \quad (5.8)$$

$$\Rightarrow \sum_{j=1}^n F_{HK,j}^{Kab} (T_j^{Kab})^4 = \sum_{j=1}^n F_{HK,j}^{Ref} (T_j^{Ref})^4 \quad (5.9)$$

Um die Umrechnungsfunktion für die Strahlungsbilanz als Funktion $\vartheta_{OF}^{Kab} = f(\vartheta_W^{Sim}, \vartheta_{nt}^{Kab})$ zu definieren, werden in den folgenden Abschnitten zunächst die Sichtfaktoren im Referenzraum und in der Kabine berechnet und die Oberflächentemperatur der untemperierten Flächen in der Kabine bestimmt.

5.1.1 Bestimmung der Sichtfaktoren

Um die Sichtfaktoren nach der Beschreibung des Beispiels in Abschnitt 3.1.2 zu berechnen, ist es zunächst erforderlich, die Strahlungsaustauschflächen in drei Halbräume zu unterteilen (siehe Abbil-

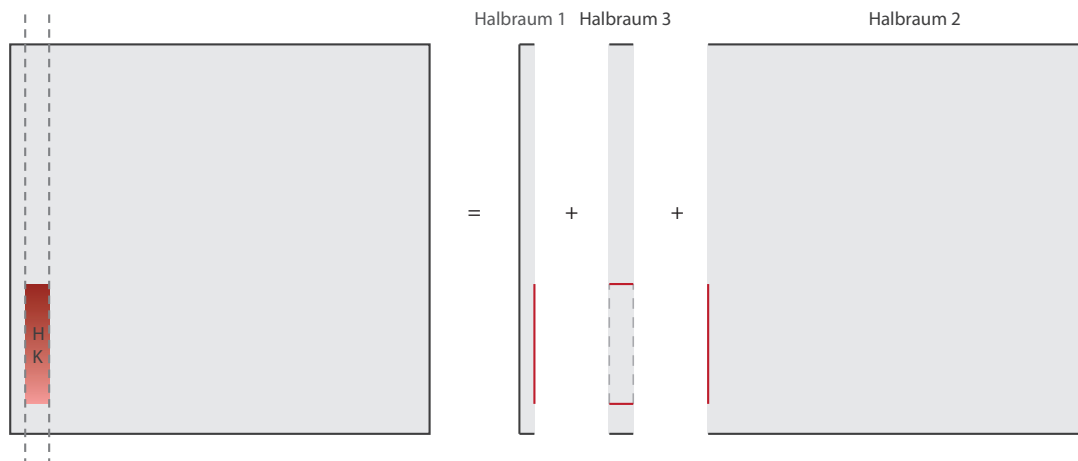


Abbildung 5.1: Festlegung der Halbräume beim Strahlungsaustausch zwischen Heizkörper und Umschließungsflächen.

dung 5.1). Für die Berechnung der Sichtfaktoren wird in der folgenden Betrachtung der Halbraum 3, der die horizontalen und seitlichen Flächen berücksichtigt, vernachlässigt. Die geometrischen Randbedingungen für die Halbräume 1 und 2 sind in Abbildung 5.2 für den Referenzraum und die Kabine dargestellt. Bei der Berechnung wird der Abstand zwischen Heizkörper und Wand bzw. Boden berücksichtigt, indem die in Anhang A beschriebene Berechnung bei nicht eckstoßenden Flächen angewendet wird.

Für die geometrischen Verhältnisse im Referenzraum und in der Kabine sind die berechneten Anteile, die der Heizkörper von der jeweiligen Fläche sieht, in Tabelle 5.1 eingetragen. Der Sichtfaktor $F_{HK,W1}$ ist annähernd eins, da hiermit die Rückseite des Heizkörpers abgebildet wird, die fast ausschließlich die Wand W1 hinter dem Heizkörper „sieht“ (der geringe Anteil, der sich durch den Abstand des Heizkörpers von der Wand ergibt, wird für die weiteren Betrachtungen vernachlässigt). Durch die geometrischen Veränderungen zwischen Referenzraum und Kabine verschieben sich die Verhältnisse auf der Vorderseite des Heizkörpers, sodass der Boden B weniger Einfluss und die dem Heizkörper gegenüberliegende Wand W2 mehr Einfluss auf die übertragene Strahlungsleistung hat. Aufgrund von geometrischen Vereinfachungen (Nichtberücksichtigung der Auslassöffnung über dem Heizkörper, etc.) ist die Summe der Sichtfaktoren in der Kabine auf der Vorderseite des Heizkörpers nicht exakt eins.

Tabelle 5.1: Sichtfaktoren der jeweiligen Flächen auf den Heizkörper im Referenzraum und in der Kabine.

	$F_{HK,W1}$ Halbraum 1	$F_{HK,W2}$	$F_{HK,B}$ Halbraum 2	$F_{HK,D}$	$F_{HK,2-SW}$
Referenzraum	0,98	0,13	0,58	0,15	0,14
Kabine	0,96	0,2	0,4	0,21	0,15

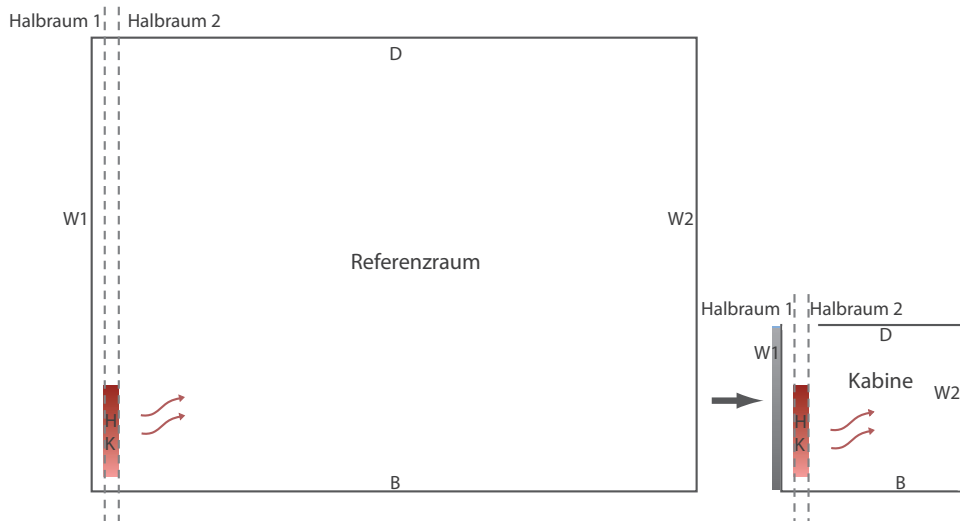


Abbildung 5.2: Bezeichnung der Umschließungsflächen zur Ermittlung der Sichtfaktoren im Referenzraum und in der Kabine.

5.1.2 Temperaturen der untemperierten Oberflächen

Um die Strahlungsbilanz in der Kabine abzubilden, sind die Temperaturen der nicht temperierten Oberflächen in der Kabine (Decke, Boden und Seitenwände) zu bestimmen. Dazu werden Thermographie-Aufnahmen und Oberflächentemperaturen der untemperierten Oberflächen ausgewertet. Abbildung 5.3 zeigt das Thermogramm einer untemperierten Seitenwand in der Kabine bei einer mittleren Heizflächentemperatur von $53,7^{\circ}\text{C}$. Die gemessene Lufttemperatur ϑ_L^{Kab} beträgt in dem Fall $22,2^{\circ}\text{C}$ und für die Oberflächen werden Temperaturen von $22,9^{\circ}\text{C}$ mit einem Oberflächentemperatursensor ϑ_{nt}^{Kab} und $22,8^{\circ}\text{C}$ mit der Thermographie-Kamera ϑ_{Thermo}^{Kab} gemessen. Die Temperatur ϑ_{Thermo}^{Kab} im Thermogramm 5.3 wird über den gesamten Bereich R1 gemittelt.

Die Oberflächentemperaturen werden für alle nicht temperierten Flächen in der Kabine bei insgesamt acht Messreihen ausgewertet. Die variierten Randbedingungen unterscheiden sich in den Temperaturen der Zuluft (17 und 20°C), der Oberflächen (15 und 18°C) und des Heizkörpervorlaufs (55 und 70°C). Aufgrund der gedämmten Ausführung und der geringen Speicherfähigkeit der Wände in der Kabine wird angenommen, dass die untemperierten Oberflächen die Temperatur der Kabinenluft annehmen.

Um diese Annahme zu begründen, sind in Tabelle 5.2 die Abweichungen zwischen der Lufttemperatur in der Kabine ϑ_L^{Kab} und der gemessenen Oberflächentemperatur mit einem Temperatursensor ϑ_{nt}^{Kab} bzw. dem Thermogramm ϑ_{Thermo}^{Kab} für die untemperierten Flächen gemittelt über die acht Messreihen aufgeführt. Für die beiden Seitenwände und den Boden sind die mittleren Abweichungen sowohl für den Temperatursensor als auch für das Thermogramm kleiner als 1 K . Die höhere Abweichung zwischen Luft- und Oberflächentemperatur von $2,5\text{ K}$ bei der nicht temperierten Decke ist aufgrund der aufsteigenden warmen Luft in einem beheizten Raumvolumen zu erwarten. Der flä-

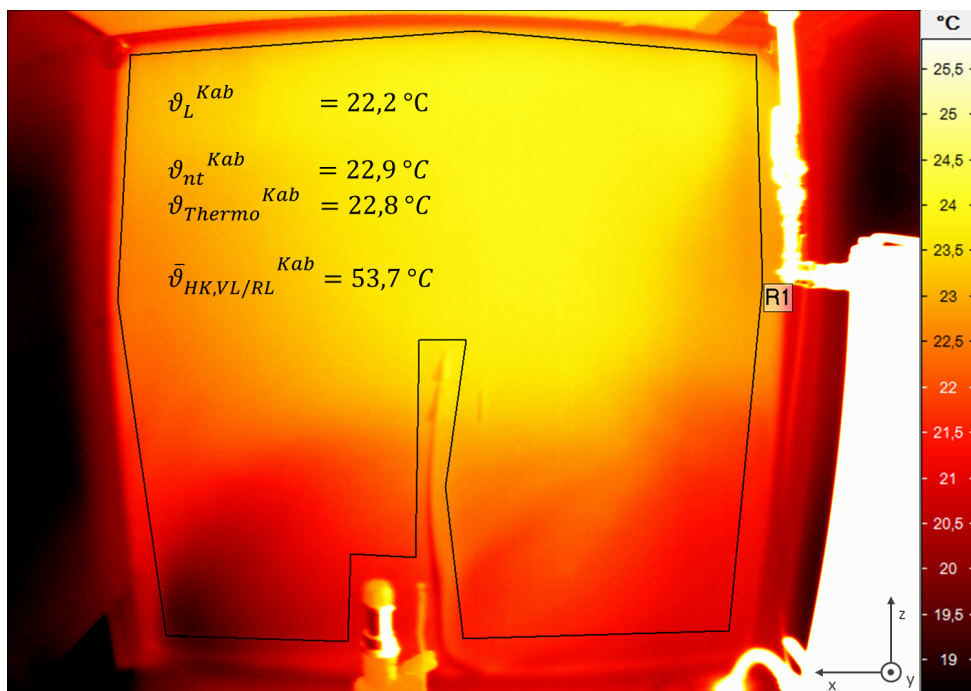


Abbildung 5.3: Thermogramm einer untemperierten Seitenwand in der Kabine.

chenbezogene Mittelwert über alle Oberflächen von 1,0 K (Oberflächentempersensor) wird als ausreichend klein angesehen. Für die folgenden Überlegungen zur Bestimmung der Umrechnungsvorschrift wird für die Temperaturen der untemperierten Oberflächen in der Kabine somit die gemessene Kabinentemperatur ϑ_L^{Kab} angenommen.

Tabelle 5.2: Abweichungen zwischen der Lufttemperatur in der Kabine ϑ_L^{Kab} und der gemessenen Oberflächentemperatur mit einem Temperatursensor ϑ_{nt}^{Kab} bzw. dem Thermogramm ϑ_{Thermo}^{Kab} für die untemperierten Flächen gemittelt über acht Messreihen mit variierten Randbedingungen (Temperaturen der Zuluft, der Oberflächen und des Heizkörpervorlaufs) .

Bezeichnung	$\overline{\vartheta_L^{Kab} - \vartheta_{nt}^{Kab}}$ K	$\overline{\vartheta_L^{Kab} - \vartheta_{Thermo}^{Kab}}$ K	Fläche m ²
Seitenwand	0,4	1,0	2 · 1,26 (45 %)
Boden	0,8	0,6	1,68 (30 %)
Decke	2,5	2,6	1,43 (25 %)
Mittelwert	1,0	1,3	

5.1.3 Ermittlung der Oberflächentemperatur in der Kabine

Die Oberflächentemperatur in der Kabine wird bei der HiL-Kopplung in Abhängigkeit der simulierten Wandtemperatur ϑ_W^{Sim} eingestellt. Im folgenden Abschnitt wird der Zusammenhang zunächst auf die geometrischen Verhältnisse und die Wandtemperatur ϑ_W^{Ref} im Referenzraum bezogen. Die Oberflächentemperatur in der Kabine ϑ_{OF}^{Kab} ist definiert als die mittlere Temperatur der beiden temperierten Oberflächen ϑ_{OF1}^{Kab} und ϑ_{OF2}^{Kab} .

Um die Umrechnungsfunktion $\vartheta_{OF}^{Kab} = f(\vartheta_W^{Ref}, \vartheta_{nt}^{Kab})$ für die Bereitstellung der Oberflächentemperatur zu definieren, wird die Umschließungsfläche der Kabine im Zusammenhang 5.9 aufgeteilt in die temperierten Oberflächen mit der Temperatur T_{OF}^{Kab} und die untemperierten mit T_{nt}^{Kab} :

$$\sum_{j=1}^n F_{HK,j}^{Kab} (T_j^{Kab})^4 = \sum F_{HK,OF}^{Kab} (T_{OF}^{Kab})^4 + \sum F_{HK,nt}^{Kab} (T_{nt}^{Kab})^4 \cong \sum F_{HK,W}^{Ref} (T_W^{Ref})^4 \quad (5.10)$$

Daraus ergibt sich der folgende Zusammenhang zur Berechnung der Oberflächentemperatur:

$$T_{OF}^{Kab} = \left[\frac{1}{\sum F_{HK,OF}^{Kab}} \left(\sum F_{HK,W}^{Ref} \cdot (T_W^{Ref})^4 - \sum F_{HK,nt}^{Kab} \cdot (T_{nt}^{Kab})^4 \right) \right]^{0,25} \quad (5.11)$$

Mit der zuvor belegten Annahme, dass die Temperatur der untemperierten Oberflächen der Lufttemperatur in der Kabine entspricht, kann die Oberflächentemperatur als Funktion der Wandtemperatur ϑ_W^{Ref} und der Lufttemperatur innerhalb der Kabine¹ ϑ_L^{Kab} ausgedrückt werden. In die Berechnung der Funktion $\vartheta_{OF}^{Kab} = f(\vartheta_W^{Ref}, \vartheta_L^{Kab})$ geht aufgrund der Berücksichtigung der Sichtfaktoren außerdem die Umschließungsfläche des Referenzraumes A_{ges}^{Ref} mit ein. Für den Referenzraum mit der Grundfläche 4 m x 4 m und einer Höhe von 3 m kann der folgende Zusammenhang für die Berechnung der Oberflächentemperatur ermittelt werden:

$$\vartheta_{OF}^{Kab} = -0,132^\circ\text{C} - 0,738 \cdot \vartheta_L^{Kab} + 1,738 \cdot \vartheta_W^{Ref} \quad (5.12)$$

Bei der Kopplung mit dem simulierten Raum ist es möglich, die geometrischen Verhältnisse des Raumes und damit die Sichtfaktoren zu variieren. Da zwischen der Umschließungsfläche eines Standardraumes (80 m²) und der temperierbaren Fläche in der Kabine (4 m²) ein Faktor von 20 liegt, ist davon auszugehen, dass Änderungen in der Umschließungsfläche des simulierten Raumes geringen Einfluss auf die Berechnung des Sichtfaktors und somit auf die Bestimmung der Funktion $\vartheta_{OF}^{Kab} = f(\vartheta_W^{Sim}, \vartheta_L^{Kab})$ haben. Zur Überprüfung der Annahme sind in Tabelle 5.3 für eine Wandtemperatur $\vartheta_W^{Sim} = 18^\circ\text{C}$ und eine Kabinentemperatur $\vartheta_L^{Kab} = 20^\circ\text{C}$ die Oberflächentemperaturen ϑ_{OF}^{Kab} für drei verschiedene Umschließungsflächen berechnet. Trotz der Änderung in der Umschließungsfläche von mehr als 30 % weichen die berechneten Oberflächentemperaturen nur um 0,6 bzw. 0,8 K voneinander ab. Dies entspricht einer maximalen Abweichung von 5 %, die einen weiten Bereich von

¹Die Lufttemperatur innerhalb der Kabine steht für die Temperatur der untemperierten Oberflächen.

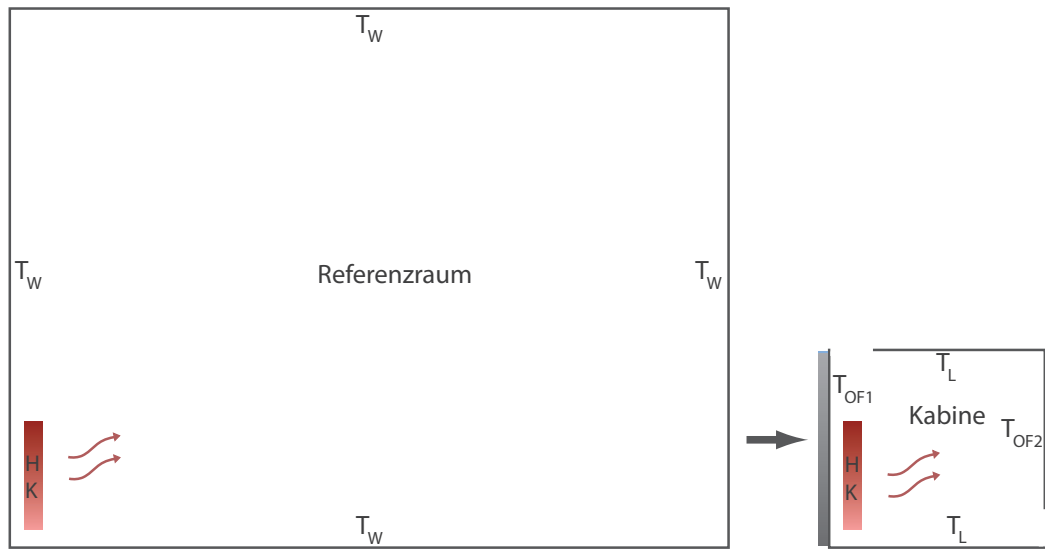


Abbildung 5.4: Bezeichnung der Oberflächentemperaturen für die Umrechnung der Strahlungsverhältnisse vom Referenzraum in die Kabine.

Wand- und Kabinentemperatur abdeckt und für den jeweiligen Zustand reproduzierbar ist. Aus diesen Gründen wird im weiteren Verlauf der Arbeit für die Umrechnung der Wandtemperatur für alle simulierten Raumabmessungen die Funktion 5.12 verwendet.

Tabelle 5.3: Oberflächentemperatur ϑ_{OF}^{Kab} nach Gleichung 5.12 mit einer Wandtemperatur $\vartheta_W^{Sim} = 18^\circ\text{C}$ und einer Kabinentemperatur $\vartheta_L^{Kab} = 20^\circ\text{C}$ für verschiedene Umschließungsflächen des simulierten Raums.

Abmessungen B x L x H	A_{ges}^{Sim} m^2	ϑ_{OF}^{Kab} $^\circ\text{C}$
3 m x 4 m x 3 m	66	16,0
4 m x 4 m x 3 m	80	16,6
5 m x 6 m x 3 m	126	17,4

5.1.4 Fazit zum Strahlungsaustausch

Mit der Nachbildung der Strahlungsbilanz in der reduzierten Raumumgebung werden die in der Simulation berechneten Wandtemperaturen in der Kabine wiedergegeben. Aufgrund der getroffenen Annahmen bei der Anwendung der Näherung nach Glück [1997] (Emissionsgrade ungefähr gleich eins, Temperatur der untemperierten Wände entspricht der Kabinentemperatur, etc.) ist davon auszugehen, dass es bei dem Vergleich mit einem realen Raum zu Abweichungen in der Strahlungsbilanz kommen kann. Die beschriebene Umrechnungsfunktion, mit der die Oberflächentemperatur in Abhängigkeit der simulierten Raumtemperatur berechnet wird, ermöglicht es allerdings, die Effekte des Strahlungsaustausches im simulierten Raum für die Anwendungen in der Kabine nachzubilden.

5.2 Einhaltung der freien Konvektionsströmung

Für die Übertragung der Parameter aus einem Raum mit normalen Abmessungen in die HiL-Kabine ist es notwendig, neben der Strahlungsbilanz auch die freie Konvektionsströmung am Heizkörper anzupassen. Dazu strömt Luft in die Kabine ein, deren Temperatur und Volumenstrom vorgegeben wird (vergleiche Abschnitt 4.2.1). Zur Beschreibung des konvektiven Vorgangs werden zunächst Visualisierungsaufnahmen in der näheren Umgebung des Heizkörpers beschrieben. Für die Bestimmung der Umrechnungsvorschrift werden Messungen des Geschwindigkeits- und Temperaturfeldes im Referenzraum und in der Kabine verglichen (Beschreibung siehe Kapitel 4).

Die Effekte der freien Konvektion werden mit Visualisierungsaufnahmen aus dem Referenzraum aufgezeigt, die die Strömung um den Heizkörper veranschaulichen². Abbildung 5.5 (a) zeigt, dass der Heizkörper einen Luftstrom aus dem Raum ansaugt. Der größte Teil der Luft aus dem Raum wird zwischen die beiden Platten des Heizkörpers transportiert und nur ein kleiner Teil strömt an der äußeren Oberfläche des Heizkörpers nach oben. In Abbildung 5.5 (b) ist zu sehen, dass die von links aus dem Raum einströmende Luft nahezu den gesamten Zwischenraum des Heizkörpers ausfüllt. Hinter dem Heizkörper verweilt die Luft in einer langsamen Wirbelstruktur.

Die Luft verlässt den Heizkörper mit einer laminaren Struktur und einem hohen Impuls. Abbildungen 5.6 (a) und (b) zeigen die laminare Struktur der aus dem Heizkörper ausströmenden Luft. Beim Eintritt in die Heizflächen wird die Luft beschleunigt. In Abbildung 5.6 (a) ist zu erkennen, dass die Luftströmung, die vor dem Heizkörper aufströmt, von der Luft, die zwischen den Heizplatten durchströmt und einen größeren Auftrieb erfährt, induziert wird. In Abbildung 5.6 (b) ist der Umschlagpunkt in eine turbulente Strömung auf einer Höhe von ca. 30 cm oberhalb des Heizkörpers auszumachen.

Mit der Zuluftkonditionierung sollen die simulierten Raumparameter eingestellt werden, ohne die hier gezeigten konvektiven Eigenschaften der Wärmeübertragung an der Heizfläche zu verfälschen.

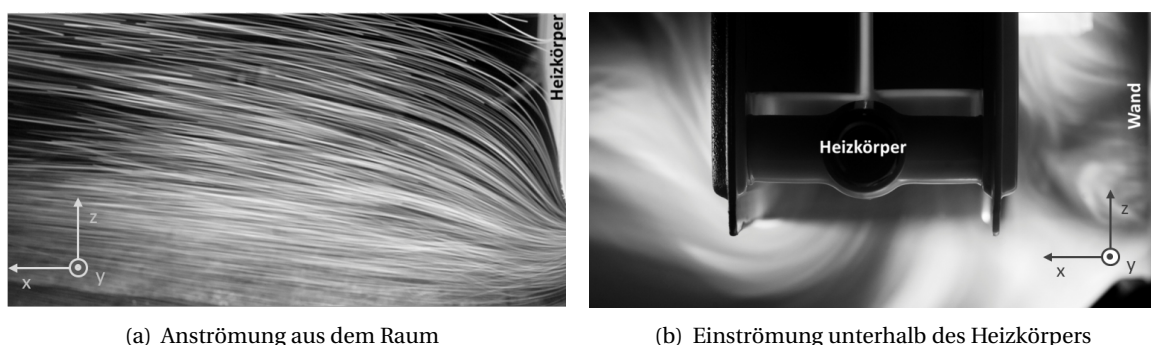


Abbildung 5.5: Visualisierung der Luftströmung am Heizkörper in der Seitenansicht.

²Die hier vorgestellten Bilder sind im Rahmen der Projektarbeit von Hahn u. Laukemper [2012] entstanden. Die Arbeit wurde von der Autorin dieser Dissertationsschrift betreut.

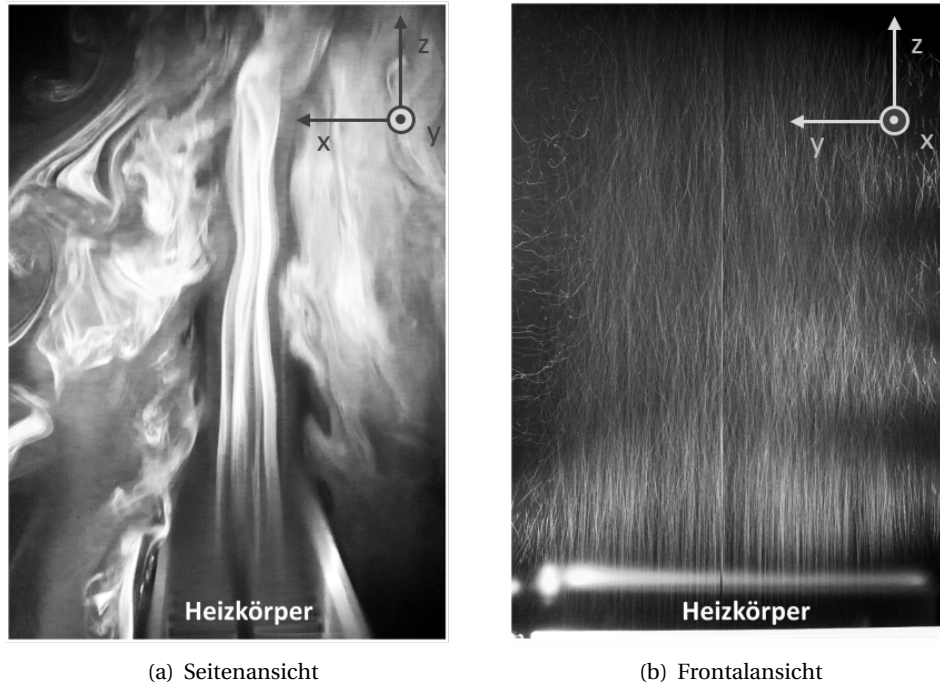


Abbildung 5.6: Visualisierung der ausströmenden Luft oberhalb des Heizkörpers in der Seiten- und der Frontalansicht (Positionierung ca. 1 m vor dem Heizkörper).

5.2.1 Ermittlung der Zulufttemperatur in der Kabine

Für die Bestimmung der Zulufttemperatur $\vartheta_{ZL,soll}^{Kab}$ wird die Temperatur im Referenzraum ϑ_{ZL}^{Ref} an der gleichen Stelle gemessen, an der sich die Zuluftöffnung in der reduzierten Raumumgebung befindet (siehe Abbildung 5.7). Die Messungen werden im eingeschwungenen Zustand für unterschiedliche Vorlauftemperaturen und Raumtemperaturen durchgeführt. Neben der Temperatur an der Position der Zuluftöffnung in der Kabine ϑ_{ZL}^{Ref} wird die Raumtemperatur ϑ_L^{Ref} und die Heizleistung des Heizkörpers $\dot{Q}_{HK}^{Ref}$ aufgezeichnet. Um verschiedene Raumtemperaturen zu erreichen, werden die Wandtemperaturen des Referenzraums unterschiedlich temperiert. Eine Variation der Heizleistung wird zudem noch über eine Änderung der Vorlauftemperatur des Heizkörpers erreicht.

Der daraus resultierende Zusammenhang zwischen der Temperaturdifferenz $\vartheta_L^{Ref} - \vartheta_{ZL}^{Ref}$ und der entsprechenden Heizleistung $\dot{Q}_{HK}^{Ref}$ ist in Abbildung 5.8 dargestellt. Mit einer linearen Näherung lässt sich damit wie folgt die Zulufttemperatur berechnen:

$$\vartheta_{ZL,soll}^{Kab} = \vartheta_L^{Ref} - 1,017 \cdot 10^{-3} \cdot \dot{Q}_{HK}^{Ref} \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}} + 0,344^{\circ}\text{C} \quad (5.13)$$

Dabei ist zu berücksichtigen, dass der vorliegende Zusammenhang bei stationären Zuständen aufgenommen wird. Bei dynamischen Vorgängen entstehen Abweichungen, die in der Abbildung 5.9 anhand eines Aufheizvorgangs im Referenzraum gezeigt werden. In der Messung wird die Vorlauftemperatur $\vartheta_{HK,VL}^{Ref}$ (obere Grafik) nach drei Minuten von 30 °C auf 70 °C erhöht. Der Volumenstrom wird

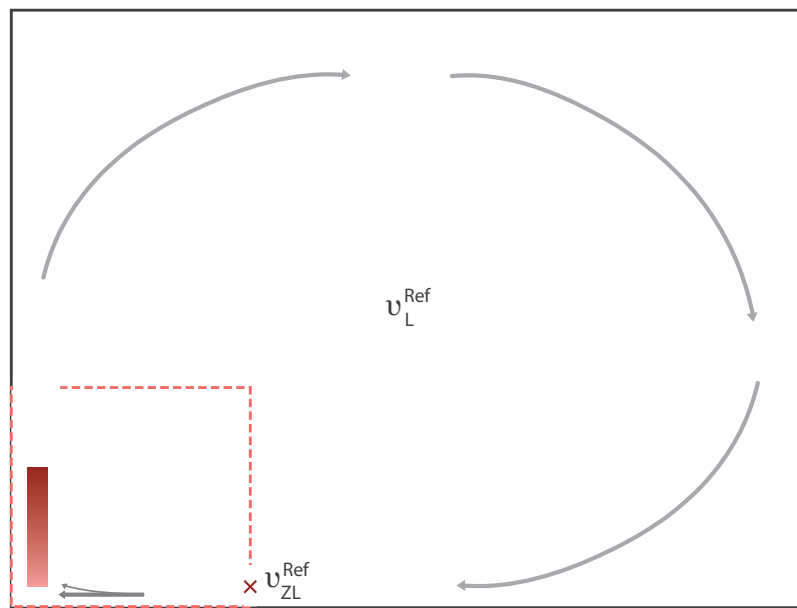


Abbildung 5.7: Messstelle zur Bestimmung der Zulufttemperatur im Referenzraum. Der Rahmen entspricht den Abmessungen der Kabine.

dabei konstant auf 2 l/min gehalten. Die Rücklaftemperatur $\vartheta_{HK,RL}^{Ref}$ folgt der Vorlaftemperatur mit einem Versatz von vier Minuten, wodurch sich der mit dem Energieerhaltungssatz berechnete Verlauf der Heizleistung $\dot{Q}_{HK}^{Ref}$ in der zweiten Grafik von oben ergibt. Um die Speichereffekte beim Aufheizen des Heizkörpers zu berücksichtigen, kann die in den Raum abgegebene Wärme $\dot{Q}_{WÜ}^{Ref}$ mit der gestrichelten Linie angenähert werden. Durch das Aufheizen des Raumes ergibt sich der Temperaturverlauf

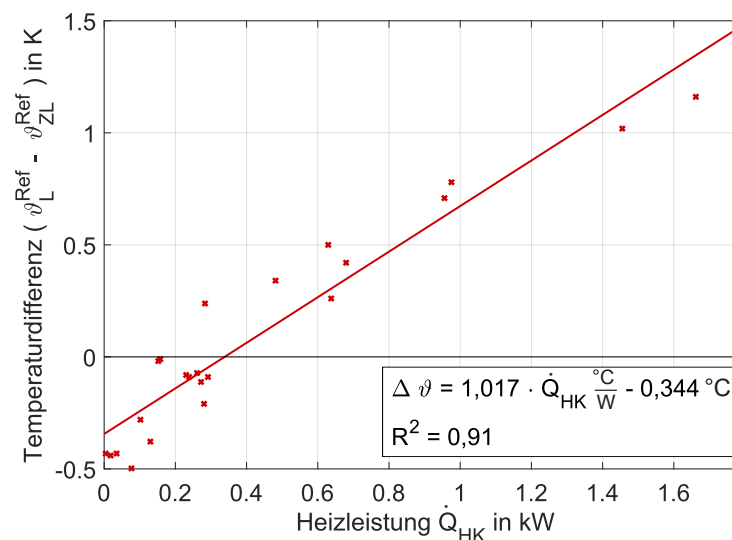


Abbildung 5.8: Temperaturdifferenz $\vartheta_L^{Ref} - \vartheta_{ZL}^{Ref}$ bei verschiedenen Heizszenarien im Referenzprüfraum zur Bestimmung der Zulufttemperatur in der Kabine $\vartheta_{ZL,soll}^{Kab}$.

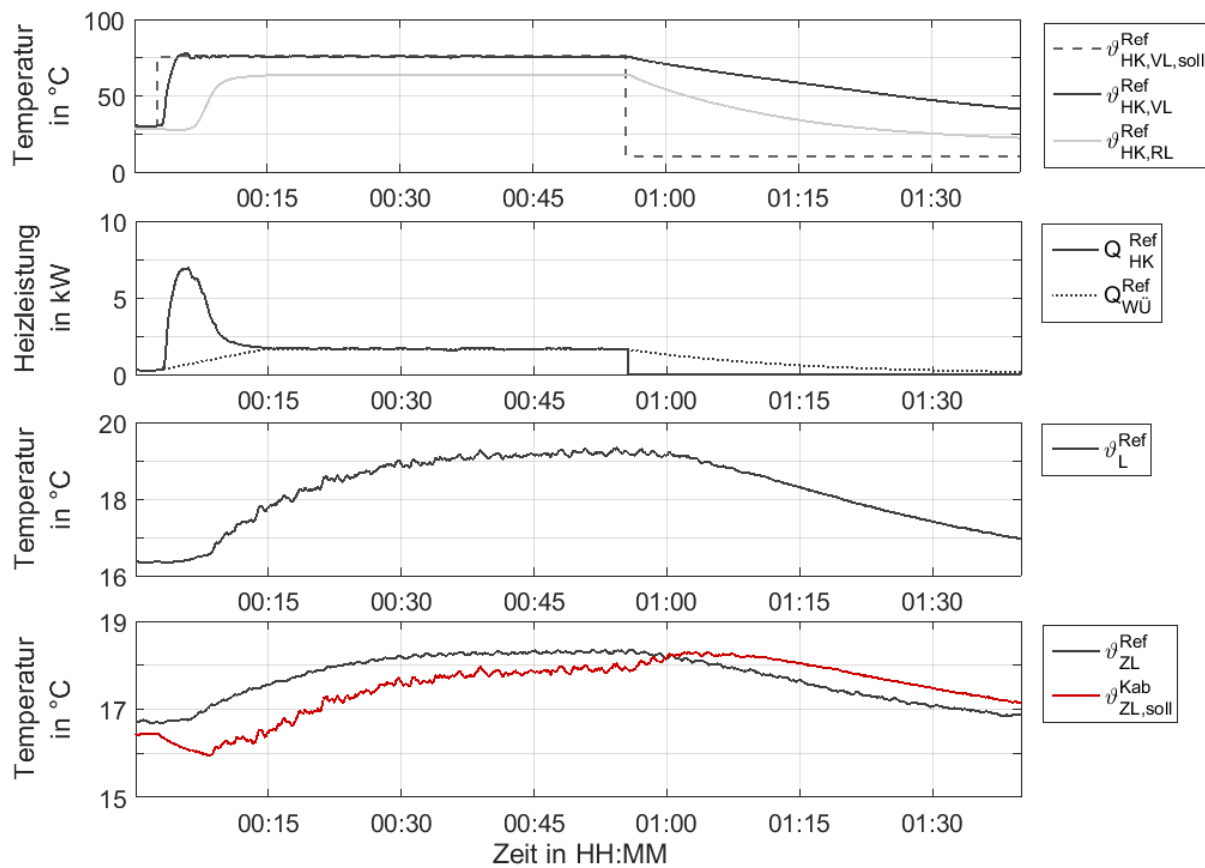


Abbildung 5.9: Vergleich zwischen der im Referenzraum gemessenen Temperatur an der Stelle der Zuluftöffnung in der Kabine ϑ_{ZL}^{Ref} mit der über die Umrechnungsvorschrift berechneten Solltemperatur $\vartheta_{ZL,soll}^{Kab}$.

der Raumluft ϑ_L^{Ref} in der dritten Grafik von oben und die im Referenzraum gemessene Lufttemperatur ϑ_{ZL}^{Ref} an der Stelle der Eintrittsströmung der Kabine in der untersten Grafik. Mit Gleichung 5.13 ergibt sich mit den Werten für die angepasste Heizleistung $\dot{Q}_{WÜ}^{Ref}$ und die Lufttemperatur ϑ_L^{Ref} eine Solltemperatur $\vartheta_{ZL,soll}^{Kab}$ für die Temperierung des Zuluftvolumenstroms in der Kabine. Bei dem Vergleich der gemessenen Zulufttemperatur ϑ_{ZL}^{Ref} und der Solltemperatur $\vartheta_{ZL,soll}^{Kab}$ in der Abbildung 5.9 unten sind zwei Auffälligkeiten festzuhalten. Zum einen kommt es zu Beginn des Aufheizvorgangs zu einer Absenkung der Solltemperatur, was physikalisch beim Aufheizen eines Raumes nicht sinnvoll ist. Zum anderen wird zu Beginn des Abkühlvorgangs nach Ablauf einer Stunde die negative Differenz zwischen berechnetem Sollwert und gemessener Temperatur in eine positive Differenz umgewandelt. Die Differenz beträgt für den gesamten Bereich weniger als 0,5 K.

Mit dem Sollwertsprung von 30 °C auf 70 °C und dem großen Volumenstrom wird ein Prozess mit einer hohen Dynamik dargestellt. Der sich ergebende Fehler in der Nachbildung der Zulufttemperatur an der Stelle der Einströmung in die Kabine fällt bei geringerer Dynamik kleiner aus und wird für die nachfolgenden Messungen vernachlässigt.

5.2.2 Bestimmung des Zuluftvolumenstroms

Mit dem Zuluftvolumenstrom wird die temperierte Zuluft in die HiL-Kabine gefördert, wobei die Strömungsphänomene in der Umgebung des Heizkörpers möglichst wenig beeinflusst werden sollen. Im folgenden Abschnitt werden vergleichende Messungen zwischen Referenzraum und HiL-Kabine vorgestellt, die zur Bestimmung eines definierten Zuluftvolumenstroms herangezogen werden. Für die Erfassung der Strömungsgeschwindigkeit werden omnidirektionale Geschwindigkeitssonden eingesetzt, die jedoch keine Information über die Richtung der Luftströmung geben (vergleiche Unterkapitel 4.3). Deshalb wird zunächst eine Strömungsvisualisierung durchgeführt, um ein Bild über die Strömungsverhältnisse in der HiL-Kabine zu erhalten. Zur Erfassung der Zuluftbedingungen wird die Geschwindigkeit in einer Ebene unter dem Heizkörper gemessen und das Geschwindigkeitsprofil vor dem Heizkörper aufgezeichnet.

5.2.2.1 Visualisierung der Luftströmung in der reduzierten Raumumgebung

Mit der Visualisierung der Luftströmung werden die auftretenden Strömungsphänomene in der Kabine erfasst. Damit wird zum einen der Einfluss der Randbedingungen auf die Strömung innerhalb der Kabine betrachtet und zum anderen die Richtungsinformation zur Auswertung der Geschwindigkeitssonden ermittelt. Aufgrund der schwierigen Lichtverhältnisse liegen allerdings keine Aufnahmen der Visualisierung vor, sodass im Folgenden lediglich die betrachteten Phänomene beschrieben werden. Während der Visualisierung werden die Randbedingungen hinsichtlich Heizkörpervorlauftemperatur, Zulufttemperatur und -volumenstrom variiert.

In Abbildung 5.10 sind die Positionen der betrachteten Phänomene aufgeführt. Die einströmende Zuluft bewegt sich im unteren Teil der Kabine in der Region (1) in Richtung Heizkörper. Für die Höhe dieses Luftstroms kann eine Abhängigkeit vom Zuluftvolumenstrom beobachtet werden. Je höher dieser ist, um so weiter nach oben breitet sich der auf den Heizkörper zuströmende Luftstrom aus. Der gleiche Effekt wird bei Erhöhung der Zulufttemperatur beobachtet. Die Luft oberhalb dieser Schicht in der Region (2) weist nur geringe Bewegung auf. Bei sehr kleinen Zuluftvolumenströmen ist im Bereich (2) eine abfallende Luftströmung von der Decke aus Richtung des Heizkörpers bzw. der Auslassöffnung zu beobachten. Die oberhalb des Heizkörpers ausströmende Luft an der Position (3) hat turbulentere Strukturen als in einer normalen Umgebung (vergleiche Abbildung 5.6 (b)). Bei nied-

Tabelle 5.4: Festlegung eines Mindestzuluftvolumenstroms aus den Beobachtungen bei der Strömungsvisualisierung zur Vermeidung von Hallenlufteinströmung in die HiL-Kabine.

$\vartheta_{HK,VL}$ °C	$\dot{V}_{ZL,min}$ m ³ /h
45	80
60	90
75	100

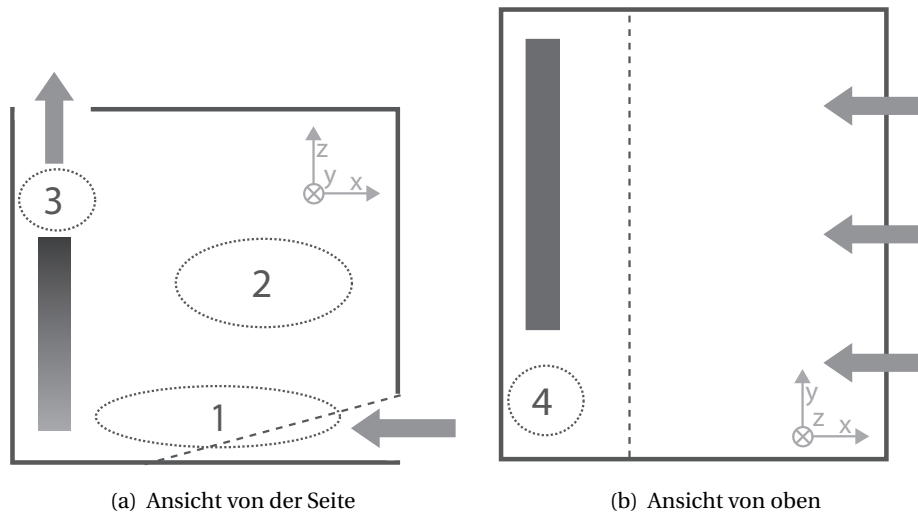


Abbildung 5.10: Phänomene bei der Strömungsvisualisierung in der Kabine.

rigen Zuluftvolumenströmen ($< 80 \text{ m}^3/\text{h}$) strömt Hallenluft durch die Kabinenöffnung oberhalb des Heizkörpers ein. Da der Heizkörper zur Anbringung des Ventils etwas verschoben in der Kabine steht, ist die Einströmung der Hallenluft besonders an der offeneren Seite in der Region (4) zu beobachten. Um die Kabinenbedingungen durch die einströmende Hallenluft nicht zu beeinflussen, werden anhand der Beobachtungen Mindestvolumenströme festgehalten, die ein Einströmen der Hallenluft weitestgehend verhindern. Die Ergebnisse sind in Tabelle 5.4 zusammengefasst.

5.2.2.2 Strömungsgeschwindigkeit unterhalb des Heizkörpers

In Abbildung 5.5 (a) und (b) wird deutlich, dass der größte Teil der Luftströmung in der unmittelbaren Umgebung des Heizkörpers durch den Konvektorschacht zwischen den beiden wasserdurchströmten Platten strömt. Um die Größenordnung des durch den Heizkörper strömenden Luftvolumenstroms zu bestimmen, wird zunächst die Strömungsgeschwindigkeit unterhalb des Heizkörpers erfasst. Dazu werden die Luftgeschwindigkeiten an sieben Positionen unter dem Heizkörper in der Mitte der Einströmfläche A_{uHK} im Referenzraum und in der Kabine gemessen. Der entsprechende Messaufbau ist in Abbildung 5.11 für die Kabine gezeigt (gleiche Positionierung im Referenzraum). Mit den über die Länge des Heizkörpers gemittelten Geschwindigkeiten $\bar{c}_{uHK}^{Ref}$ aus der Messung im Referenzraum wird ein hypothetischer Volumenstrom an der Einströmfläche berechnet:

$$\dot{V}_{ZL,hyp} = A_{uHK} \cdot \bar{c}_{uHK}^{Ref} \quad (5.14)$$

Aufgrund der punktuellen Messung wird dabei das Geschwindigkeitsprofil über die Tiefe des Heizkörpers nicht berücksichtigt, sodass dieser Volumenstrom lediglich als Orientierung zur Einstellung des Zuluftvolumenstroms an der Kabine dient.

In Tabelle 5.5 sind die gemittelten Geschwindigkeiten $\bar{c}_{uHK}^{Ref}$ aus dem Referenzraum und die wie zuvor

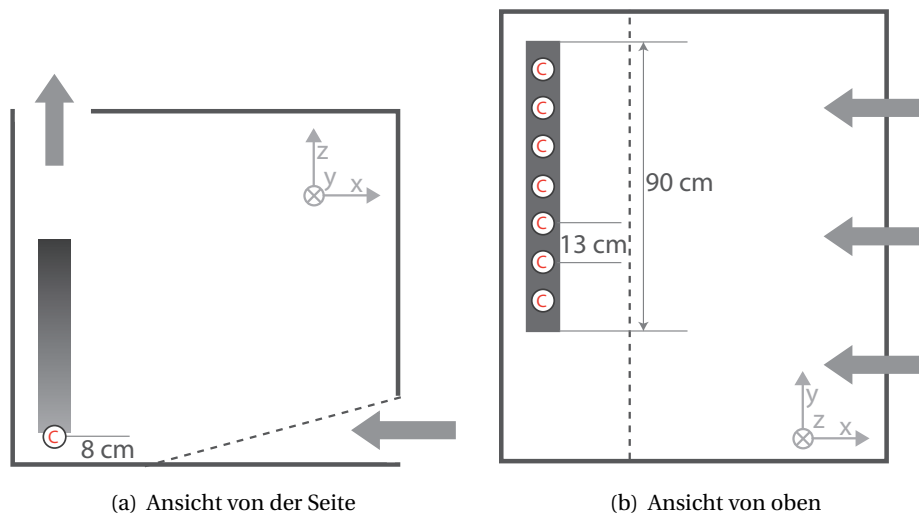


Abbildung 5.11: Positionen der Geschwindigkeitsmessung in der Mitte der Einströmfläche unterhalb des Heizkörpers in der Kabine $\bar{c}_{uHK}^{Kab}$.

beschriebenen hypothetischen Volumenströme bei verschiedenen Szenarien aufgeführt. Die in der Kabine gemessenen, mittleren Geschwindigkeiten $\bar{c}_{uHK}^{Kab}$ an der gleichen Position unterhalb des Heizkörpers weichen in den betrachteten Szenarien um etwa 30 % nach unten ab. Somit ist davon auszugehen, dass die Einstellung des eingeführten hypothetischen Zuluftvolumenstroms $\dot{V}_{ZL,hyp}$ keine zufriedenstellenden Ergebnisse liefert.

5.2.2.3 Geschwindigkeitsprofil vor dem Heizkörper

Als letzter Schritt zur Ermittlung des Zuluftvolumenstroms wird ein Geschwindigkeitsprofil in einer Ebene vor dem Heizkörper aufgezeichnet und wiederum zwischen Referenzraum und Kabine verglichen. Für die Messungen werden acht Geschwindigkeitssonden in einer Entfernung von 10 cm vor dem Heizkörper und einer Höhe von 2 cm bis 32 cm über dem Boden aufgebaut. Außerdem werden die acht Sonden nacheinander an drei Positionen im Abstand von 20 cm vor dem Heizkörper aufgestellt. Die Positionierung der Messsonden ist in Abbildung 5.12 dargestellt.

Tabelle 5.5: Ergebnisse der Geschwindigkeitsmessungen an der Einströmfläche unterhalb des Heizkörpers A_{uHK} bei Einstellung des hypothetischen Zuluftvolumenstroms $\dot{V}_{ZL,hyp}$.

Randbedingungen	$\bar{c}_{uHK}^{Ref}$ m/s	$\dot{V}_{ZL,hyp}$ m ³ /h	$\Delta\bar{c}_{uHK}^{Ref-Kab}$ %
45 °C, 2,0l/min	0,23	59	- 30
60 °C, 1,0l/min	0,26	64	- 24
60 °C, 2,0l/min	0,28	66	- 30
75 °C, 2,0l/min	0,32	71	- 31

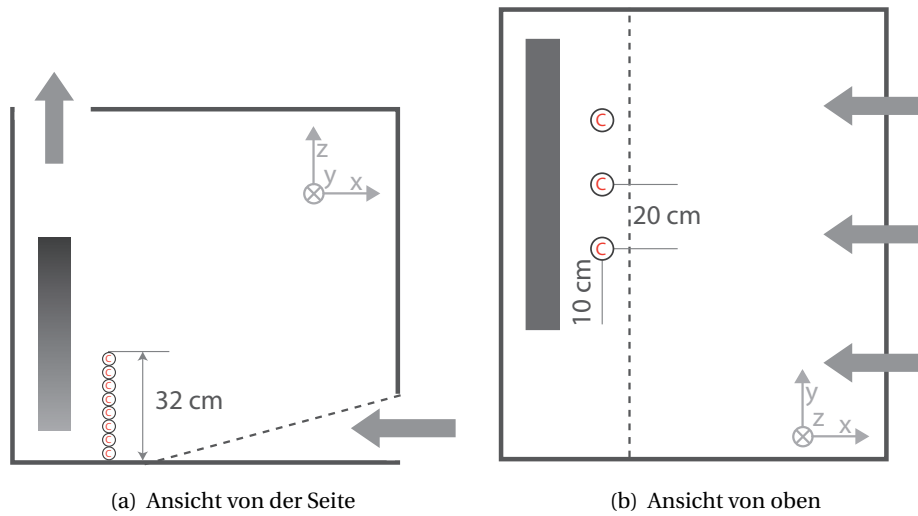


Abbildung 5.12: Messpositionen zur Aufnahme eines Geschwindigkeitsprofils in einer Ebene vor dem Heizkörper in der Kabine.

Um den Einfluss des Zuluftvolumenstroms $\dot{V}_{ZL}^{Kab}$ auf das Geschwindigkeitsprofil zu untersuchen, ist in Abbildung 5.13 das Geschwindigkeits- und Turbulenzgradprofil in der Kabine bei Variation des Zuluftvolumenstroms aufgetragen. Die Auswertung der Profile hat keine Asymmetrie zwischen den drei Positionen vor dem Heizkörper ergeben, sodass in Abbildung 5.13 jeweils der Mittelwert der drei Positionen dargestellt wird. Die Höhe des Zuluftvolumenstroms wird ausgehend von dem hypothetischen Volumenstrom $\dot{V}_{ZL,hyp}$ aus den Ergebnissen des vorherigen Abschnitts nach oben variiert. Die

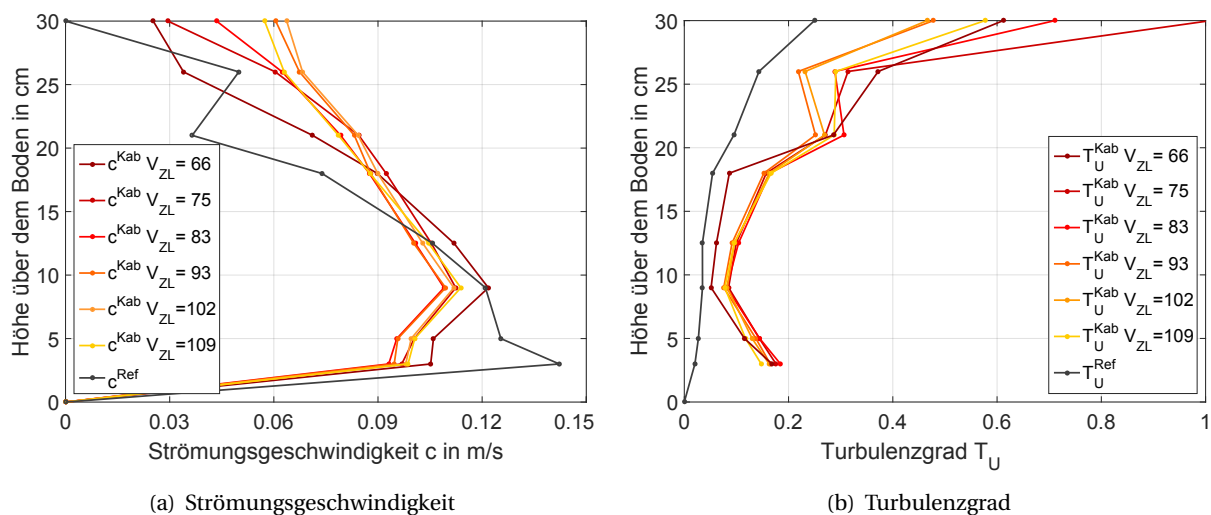


Abbildung 5.13: Verteilung der Geschwindigkeiten und der Turbulenzgrade über der Höhe im Abstand von 10 cm vor dem Heizkörper in der Kabine bei Variation des Zuluftvolumenstroms und im Referenzraum bei einer Heizkörpervorlauftemperatur von 60 °C und einem Durchfluss von 2,0 l/min.

Tabelle 5.6: Mittelung der Geschwindigkeiten und Turbulenzgrade jeweils über eine Höhe von 10 cm und vergleichende Darstellung zwischen Kabine und Referenzraum.

Position	$\bar{c}_p^{Ref}$	$\bar{c}_p^{Kab}$	$\Delta \bar{c}_p^{Kab-Ref}$	$\bar{T}_U^{Ref}$	$\bar{T}_U^{Kab}$	$\frac{\bar{T}_U^{Kab}}{\bar{T}_U^{Ref}}$
	m/s	m/s	%	-	-	-
0 - 10 cm	0,130	0,103	- 20	0,027	0,125	4,6
10 - 20 cm	0,090	0,097	+ 9	0,045	0,12	2,7
20 - 30 cm	0,029	0,062	+ 115	0,163	0,402	2,5

Abbildung zeigt außerdem das Geschwindigkeitsprofil im Referenzraum bei den gleichen Randbedingungen des Heizkörpers und der Raumluft. Während der Messungen in Abbildung 5.13 beträgt die Heizkörpervorlauftemperatur 60 °C und der Durchfluss 2,0 l/min. Die graue Linie kennzeichnet die Referenzmessung und weist höhere Geschwindigkeiten im unteren Teil des Profils auf als in der Kabine. Dies ist durch die Beschleunigung der in den Heizkörper einströmenden Luft aufgrund der freien Konvektion zu erklären. Die Strömung ist im Referenzraum im unteren Bereich gerichtet und weist niedrige Turbulenzgrade auf. Aufgrund des Impulses der einströmenden Luft in die Kabine wird die Beschleunigung durch den Heizkörper verringert, woraus die niedrigeren Strömungsgeschwindigkeiten und höheren Turbulenzgrade im unteren Bereich resultieren.

Mit den Ergebnissen in Abbildung 5.13 können die Mediane der Geschwindigkeiten $\bar{c}_p$ und Turbulenzgrade $\bar{T}_U$ über die Höhe bei gleichbleibenden Volumenstrom $\dot{V}_{ZL}$ berechnet werden. Die Mediane der Geschwindigkeiten $\bar{c}_p$ in der Kabine sind im Vergleich zum Referenzraum in allen Messreihen etwa 20 % größer. Die Mediane der Turbulenzgrade $\bar{T}_U$ sind in der Kabine 3,5 bis 4,5-mal höher als im Referenzraum.

In Tabelle 5.6 sind die Geschwindigkeiten und Turbulenzgrade jeweils über eine Höhe von 10 cm gemittelt. Die niedrigen Geschwindigkeiten $\bar{c}_{uHK}$, die im vorherigen Abschnitt an der Einströmfläche unterhalb des Heizkörpers gemessen wurden, sind auch im Geschwindigkeitsprofil vor dem Heizkörper zu finden. Bei einer Höhe von 10 cm ergeben sich höhere Geschwindigkeiten in der Kabine, die auf einer Höhe von 30 cm mehr als das Doppelte messen. Aufgrund der niedrigen Geschwindigkeiten im unteren Bereich und der gleichzeitig hohen Turbulenzgrade, ist von einer Beeinflussung durch die einströmende Zuluft auszugehen. Positiv ist zu vermerken, dass eine Erhöhung des Volumenstroms nahezu keinen Effekt auf das Geschwindigkeitsprofil hat.

5.2.2.4 Einfluss des Zuluftvolumenstroms auf die Heizleistung

Die Ergebnisse der Strömungsvisualisierung und der Geschwindigkeitsmessungen zeigen, dass der Zuluftvolumenstrom in die Kabine nicht zu niedrig gewählt werden darf. Zum einen sind die Geschwindigkeiten unterhalb des Heizkörpers geringer als im Referenzraum und zum anderen findet bei zu niedrigen Volumenströmen ein Lufteintrag aus der Hallenumgebung statt. Ein hoher Zuluft-

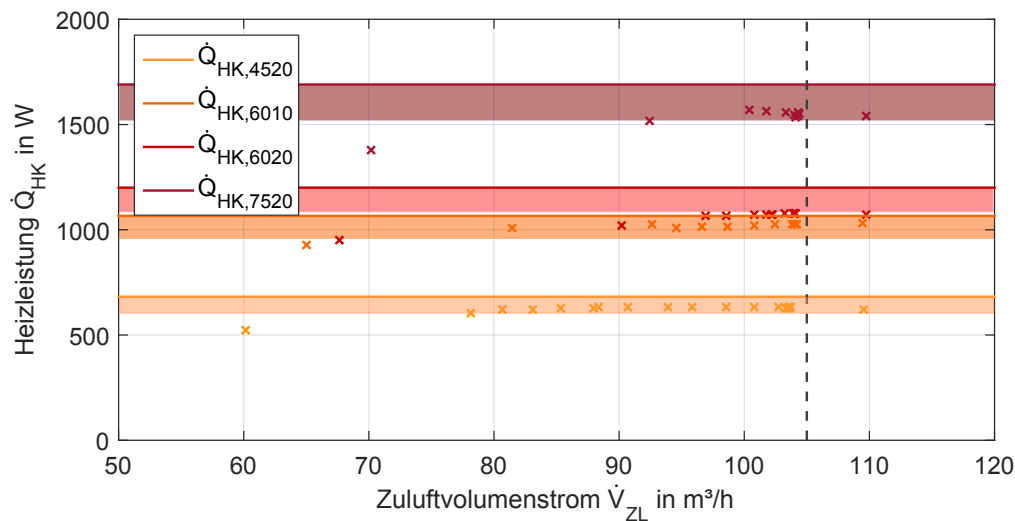


Abbildung 5.14: Heizkörperleistung in Abhängigkeit des Zuluftvolumenstroms bei verschiedenen Vorlauftemperaturen und Volumenströmen in der Kabine (Messpunkte) und die entsprechende Referenzmessung (Linien).

volumenstrom hat demgegenüber keinen messbaren negativen Einfluss. Dies wird anhand der in Abbildung 5.14 aufgetragenen Heizleistung in Abhängigkeit des Zuluftvolumenstroms noch einmal bestätigt. Für alle Vorlauftemperaturen stellt sich ab einem gewissen Zuluftvolumenstrom eine Sättigung der Heizkörperleistung ein, die in allen Szenarien unterhalb der gemessenen Leistung im Referenzraum liegt. Für einen ausreichend hohen Zuluftvolumenstrom liegt die Abweichung in allen Fällen unterhalb von 10 % (farbige Flächen). Da der maximal erreichbare Zuluftvolumenstrom bei etwa 109 m³/h liegt, wird für die folgenden Messungen der Zuluftvolumenstrom auf 105 m³/h festgelegt, um die Regelbarkeit des Zuluftvolumenstroms in allen Szenarien zu gewährleisten.

5.2.3 Fazit zur konvektiven Wärmeübertragung in der reduzierten Umgebung

Für die Berechnung der Zulufttemperatur können Messungen in einem Referenzraum herangezogen werden, die einen nachvollziehbaren Zusammenhang zwischen den simulierten Raumbedingungen und der Zulufttemperatur ermöglichen. Wie zu erwarten ist die Nachbildung einer freien Konvektionsströmung mit einer erzwungenen Zuluftströmung nur in Grenzen möglich. Die in diesem Kapitel vorgestellten Untersuchungen zur Geschwindigkeitsverteilung in der reduzierten Raumumgebung ermöglichen es jedoch, den Einfluss des Zuluftvolumenstroms auf die freie Konvektionsströmung an der Heizfläche zu minimieren. Insgesamt ist davon auszugehen, dass mit den vorgestellten Einstellungen die konvektive Wärmeabgabe des Heizkörpers nur geringfügig beeinträchtigt wird und reproduzierbare Ergebnisse geliefert werden. Aufgrund der geringeren Geschwindigkeiten und gleichzeitig höheren Turbulenzgrade vor dem Heizkörper ist von einer Beeinflussung durch die einströmende Zuluft auszugehen. Eine daraufhin optimierte Zuluftöffnung wurde im Rahmen dieser Arbeit nicht untersucht, ist aber bei einer weiterführenden Arbeit anzustreben.

6 Dynamisches Verhalten von freien Heizflächen in reduzierter Raumumgebung

Das Ziel des folgenden Kapitels ist es, die Potentiale der Nachbildung von dynamischen Prozessen beim Betrieb von freien Heizflächen in der reduzierten Raumumgebung mit den im vorherigen Kapitel definierten Umrechnungsvorschriften zu untersuchen. Dazu werden Aufheiz- und Abkühlvorgänge festgelegt, die zunächst im Referenzraum vermessen werden. Mit diesen Messungen werden die Randbedingungen für die Umrechnung in die Kabine bereitgestellt, da an dieser Stelle noch keine Kopplung mit der Simulation stattfindet. Die Ergebnisse der Referenzmessung dienen gleichzeitig als Grundlage für den Vergleich zwischen Kabine und Referenzraum¹.

Für die Untersuchung der Vorgänge werden die in Unterkapitel 3.2 aufgeführten Zustandsgrößen, die das thermische Verhalten eines Raumes beim Heizbetrieb beschreiben, aufgezeichnet und ausgewertet. Für den Vergleich der Raumtemperaturverläufe bei unterschiedlichen Zuständen wird ein Auswerteverfahren aus der Regelungstechnik vorgestellt. Ein wichtiger Aspekt ist die Betrachtung der Heizleistung hinsichtlich des zeitlichen Verlaufs und des Betrags. Außerdem werden die Lufttemperaturen, Strahlungstemperaturen und die Strömungsgeschwindigkeiten der Raumluft in der Nähe des Heizkörpers zwischen Referenzraum und Kabine gegenüberstellend betrachtet. Mit den gewonnenen Erkenntnissen werden im abschließenden Unterkapitel die Grenzen der Systembetrachtung eines beheizten Raumes in reduzierter Umgebung aufgezeigt.

6.1 Durchführung der Referenzmessungen

Die dynamischen Vorgänge in einem Raum entstehen aufgrund von Energiezufuhr oder -abfuhr, wodurch die thermischen Zustandsgrößen verändert werden. Die Energie wird dabei nicht zwangsläufig vom Heizkörper in den Raum eingebracht, sondern kann auch durch innere Lasten (Menschen, Computer, etc.) oder äußere Einflüsse (solare Einstrahlung, etc.) zugeführt werden. Bei gleichbleibender Heizkörperleistung verändert sich bei Einbringung zusätzlicher Lasten der Zustand der Raumluft und der Wände.

Für die Durchführung von Referenzmessungen müssen Szenarien festgelegt werden, die den Vergleich zwischen den beiden Versuchsaufbauten ermöglichen. Im Rahmen dieser Arbeit werden dazu einfache Aufheiz- und Abkühlvorgänge vorgestellt, bei denen ein definierter Wärmestrom ausgehend

¹Die Ergebnisse zum dynamischen Verhalten von freien Heizflächen in der reduzierten Raumumgebung sind im Rahmen der Masterarbeit von Simmer [2015] entstanden. Betreut wurde die Arbeit von der Autorin dieser Dissertationsschrift.

von einem stationären Raumzustand so lange eingebracht wird, bis sich wieder ein stationärer Zustand auf einem höheren Niveau einstellt. Anschließend wird die Wärmezufuhr unterbrochen und der Abkühlvorgang beobachtet.

6.1.1 Beschreibung der Messreihen und der Messpositionen

Die instationären Vorgänge werden durchgeführt, indem ausgehend von einem einheitlichen Startzustand (Starttemperatur $\vartheta_{HK,VL,0} = 30\text{ K}$ und definierter Heizkreisvolumenstrom $\dot{V}_{HK}$) die Vorlauftemperatur angehoben und so lange gehalten wird, bis sich ein stationärer Zustand einstellt. Zu dem Zeitpunkt wird die Wärmezufuhr in das System unterbrochen, indem der Volumenstrom auf Null gesetzt wird. Eine Messreihe ist beendet, sobald wieder ein stationärer Zustand der Raumlufttemperatur erreicht wird. Um die verschiedenen Einflüsse auf das Aufheiz- und Abkühlverhalten der Kabine zu untersuchen, werden insgesamt zwölf Messreihen im Referenzraum und in der Kabine durchgeführt. Dabei werden die folgenden Einflussgrößen variiert:

- Wandtyp
- Heizkörpervorlauftemperatur
- Heizkörpervolumenstrom

In Tabelle 6.1 sind die Merkmale der einzelnen Messreihen dargestellt, die ohne Kopplung zwischen Hardware und Simulation durchgeführt werden. Der Wandtyp wird nach den Beschreibungen in Abschnitt 3.2.4 als *schwer* und *leicht* nachgebildet. Dazu wird bei Messungen mit *schweren* Wänden die Oberflächentemperatur im Referenzraum auf einem konstanten niedrigen Niveau gehalten. Die Messungen bei *leichten* Wänden werden mit nicht temperierten, gut isolierten Wänden durchgeführt, sodass die Oberflächen hier nahezu Raumtemperatur annehmen. Des Weiteren werden verschiedene Leistungsklassen des Heizkörpers untersucht, die sich durch die Variation der Vorlauftemperatur $\vartheta_{HK,VL}$ und des Volumenstroms $\dot{V}_{HK}$ auszeichnen.

Für die Beschreibung der unterschiedlichen Messreihen und zur Kennzeichnung des entsprechenden dynamischen Vorgangs werden im weiteren Verlauf Symbole verwendet. Die linken Symbole in

Tabelle 6.1: Messreihen zur Untersuchung der Dynamik bei Aufheiz- und Abkühlvorgängen.

$\vartheta_{HK,VL}$ °C	$\dot{V}_{HK}$ l/min	Messreihe - Wandtyp	Messreihe - Wandtyp
45	1,0	4510 - schwer	4510u - leicht
45	2,0	4520 - schwer	4520u - leicht
60	1,0	6010 - schwer	6010u - leicht
60	2,0	6020 - schwer	6020u - leicht
75	1,0	7510 - schwer	7510u - leicht
75	2,0	7520 - schwer	7520u - leicht

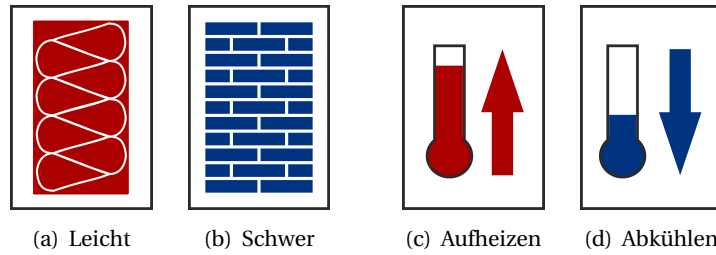


Abbildung 6.1: Symbole zur Kennzeichnung der verschiedenen Messreihen: leichte (a) und schwere (b) Wand und Aufheiz- (c) und Abkühlvorgang (d).

Abbildung 6.1 stehen für die Vorgänge mit leichten (a) und schweren Wänden (b). Aufheiz- und Abkühlvorgänge werden mit den Symbolen in Abbildung 6.1 (c) und (d) gekennzeichnet.

Der thermische Zustand in einem beheizten Raum wird durch die Temperatur der Raumluft, die Temperatur der Wandoberflächen und die Luftgeschwindigkeit beschrieben. Die notwendige Messtechnik zur Erfassung der Zustandsgrößen wird in Unterkapitel 4.3 vorgestellt. Zum Vergleich des Raumzustands in Referenzraum und Kabine wird die verwendete Messtechnik in beiden Versuchsaufbauten gleich positioniert. Die Anordnung der Sensoren ist in Abbildung 6.2 schematisch dargestellt.

Insgesamt werden sieben Geschwindigkeitssonden eingesetzt, die mit einem schwarzen **C** in Abbildung 6.2 gekennzeichnet sind. Die Luftgeschwindigkeit wird unterhalb des Heizkörpers (Abstand vom Boden: 8 cm) und an zwei Positionen oberhalb des Heizkörpers (Abstand vom Boden: 0,75 m und 1,0 m) jeweils in zwei parallelen Ebenen (Abstand 20 cm) gemessen (c_{uHK} , c_{Gi} und c_{aus}). Die siebte Sonde wird mittig vor dem Heizkörper in einer Entfernung von 1,0 m von der Heizkörperwand und 8 cm über dem Boden aufgestellt (c_{ein}). Zusätzlich wird die Temperatur an den Positionen der Geschwindigkeitssonden mit Luftfühlern aufgezeichnet.

Angelehnt an die Norm DIN EN 442-2 [2013] zur Erfassung der Heizleistung werden vier Luftfühler (rotes **T**) in der Mitte des Referenzraumes auf der vertikalen Achse des Raumes angebracht ($\vartheta_{L,u}^{Ref}$, $\vartheta_{L,mu}^{Ref}$, $\vartheta_{L,m}^{Ref}$ und $\vartheta_{L,o}^{Ref}$). Die Wandtemperaturen ϑ_W^{Ref} im Referenzraum werden mit sechs Oberflächentempersensoren (oranges **O**) in der Mitte der entsprechenden Raumumschließungsfläche erfasst. Eine Ausnahme ergibt sich bei der Wand hinter dem Heizkörper, an der der Sensor um 0,7 m zur Mitte verschoben angebracht wird. Damit wird die Beeinflussung durch die aufströmende, warme Heizkörperluft vermieden.

Unmittelbar vor dem Heizkörper wird an vier Messpositionen die operative Raumtemperatur mit Globe-Thermometern (graues **G**) gemessen ($\vartheta_{op,mu}$, $\vartheta_{op,mo}$). Auf der Mittelachse des Heizkörpers 60 cm vor dem Heizkörper befinden sich zwei Globe-Thermometer und vier Luftfühler. Die Mittelachse des Heizkörpers ist konstruktionsbedingt 25 cm zur Mittelachse der Kabine verschoben. Die Positionierung der Luftfühler auf der Mittelachse des Heizkörpers wird in Anlehnung an die DIN-Messstellen festgelegt ($\vartheta_{L,u}$, $\vartheta_{L,mu}$, $\vartheta_{L,mo}$ und $\vartheta_{L,o}$). Durch den Einsatz der Globe- und Luft-Thermometer lassen sich mit Gleichung 4.4 auf Seite 52 die Strahlungstemperaturen (rosa **S**) auf der mittleren Höhe der Kabine berechnen ($\vartheta_{Str,mu}$ und $\vartheta_{Str,mo}$). Mit einem weiteren Luftfühler $\vartheta_{L,m}^{Kab}$ wird die

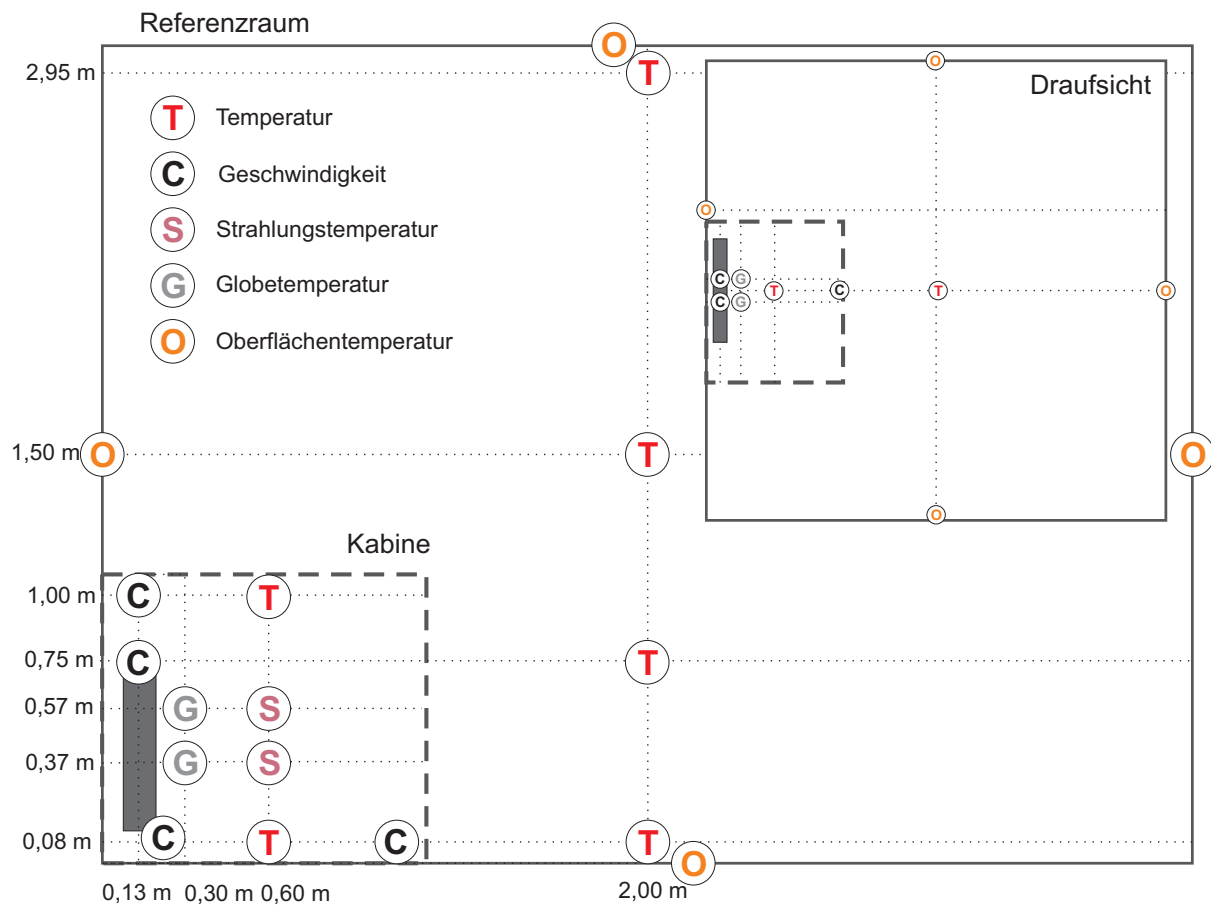


Abbildung 6.2: Positionen der verwendeten Messtechnik im Referenzraum und in der Kabine (innerhalb gestrichelter Linie), dargestellt in einer gemeinsamen Abbildung.

Temperatur in der Mittelachse der Kabine auf einer Höhe von 40 cm aufgezeichnet.

6.1.2 Auftretende Phänomene im Referenzraum

Um einen Eindruck über den Einfluss der in den Messreihen variierten Parameter Wandtyp, Vorlauf-temperatur und Volumenstrom zu bekommen, werden zunächst die auftretenden Phänomene im Referenzraum beschrieben.

Für *schwere* und *leichte* Wände werden unterschiedlich hohe Raumtemperaturen nach Abschluss der Aufheizphase erreicht. Bei einer Vorlauf-temperatur $\vartheta_{HK,VL}$ von 45°C und einem Volumenstrom $\dot{V}_{HK}$ von $2,0\text{ l/min}$ wird bei *schweren* Wänden eine niedrige Raumtemperatur $\vartheta_{L,m}^{Ref}$ von $17,7^\circ\text{C}$ und bei *leichten* Wänden eine deutlich höhere von $32,8^\circ\text{C}$ erreicht. Dieses Verhältnis der Innenraum-temperatur $\vartheta_{L,m}^{Ref}$ zwischen *schweren* und *leichten* Wänden findet sich im Mittel in allen Messrei-
hen ($\vartheta_{L,m,schwer}^{Ref} \approx 0,47 \cdot \vartheta_{L,m,leicht}^{Ref}$). Die Aufheizphase bis zum stationären Zustand dauert aufgrund der größeren zu überwindenden Temperaturdifferenz bei *leichten* Wänden sieben- bis neunmal län-
ger. Dabei beträgt die in den Raum eingebrachte Heizleistung im Mittel nur 42 % der Heizleistung

bei *schweren* Wänden. Die Strahlungstemperaturen betragen aufgrund der hohen Raumtemperatur bei *leichten* Wänden im Mittel das eineinhalbfache der Strahlungstemperaturen bei *schweren* Wänden. Demgegenüber sind die Strömungsgeschwindigkeiten in der Nähe des Heizkörpers aufgrund der niedrigeren Heizleistung geringer und die Luftströmung ist weniger turbulent. Lediglich die Temperatur der ausströmenden Luft direkt oberhalb des Heizkörpers wird nicht durch den Wandtyp beeinflusst.

Bei Erhöhung der Vorlauftemperatur um 15 K (von 45 °C auf 60 °C bzw. von 60 °C auf 75 °C) nimmt die abgegebene Heizleistung im Mittel jeweils um ein Drittel zu. Durch die höhere Vorlauftemperatur wird die Übertemperatur der Heizfläche erhöht, wodurch der Wärmeübergangskoeffizient ansteigt und mehr Wärme in den Raum eingebracht wird. Neben der Heizleistung vergrößert sich auch die Raumtemperaturänderung zwischen Beginn und Ende der Aufheizphase und es treten größere Temperaturgradienten der Raumluft auf. Des Weiteren lassen sich höhere Strömungsgeschwindigkeiten und Strahlungstemperaturen beobachten und die Turbulenz der Strömung nimmt mit höheren Vorlauftemperaturen zu.

Die Anhebung des Heizmittelvolumenstroms führt aufgrund der geringeren Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf ebenso zu einer Erhöhung der Übertemperatur der Heizfläche, wodurch sich die gleichen Phänomene betrachten lassen wie bei Erhöhung der Vorlauftemperatur. Aufgrund der geringeren Zunahme der Heizleistung im Mittel um 11 % bei Verdoppelung des Volumenstroms von 1,0 l/min auf 2,0 l/min sind die Auswirkungen auf die Luft- und Strahlungstemperaturen sowie Strömungsgeschwindigkeiten weniger ausgeprägt als bei Erhöhung der Vorlauftemperatur.

6.1.3 Bereitstellung der Randbedingungen für die Kabine

Um die Ergebnisse zur Dynamik des Heizvorgangs im Referenzraum mit der Kabine vergleichen zu können, werden die Randbedingungen des Referenzraums entsprechend der in Kapitel 5 vorgestellten Vorschrift umgerechnet. Dazu werden die Sollwerte für die Zuluft- und die Oberflächentemperatur in der Kabine minütlich aus den im Referenzraum gemessenen Raumluft- und Wandtemperaturen und der übertragenen Heizleistung ermittelt (siehe Abbildung 6.3). Der Zuluftvolumenstrom

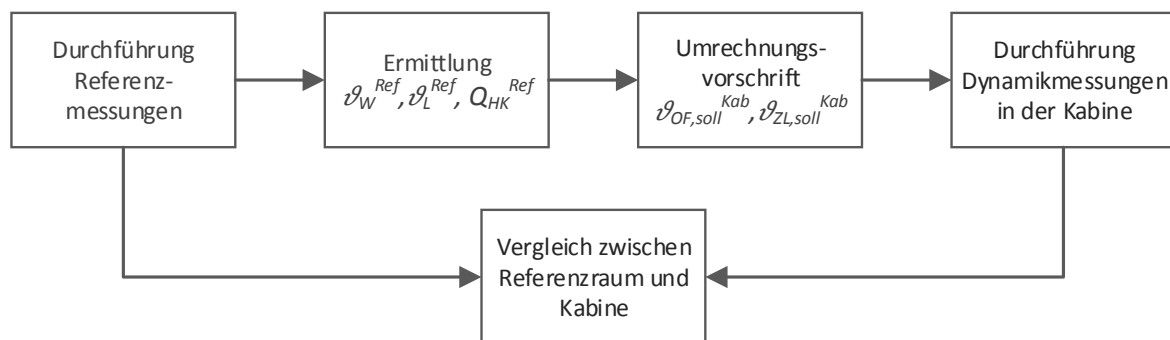


Abbildung 6.3: Bereitstellung der Randbedingungen für die dynamischen Messungen in der Kabine.

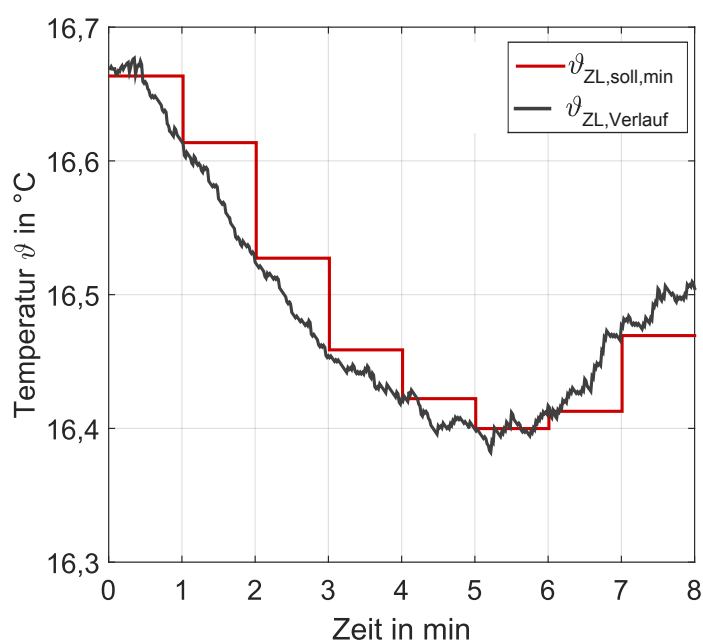


Abbildung 6.4: Minütliche Sollwertanpassung im Vergleich zur sekundlichen Sollwertberechnung.

wird konstant auf $105 \text{ m}^3/\text{h}$ geregelt (vergleiche Unterkapitel 5.2). Das Vorgehen ist angelehnt an das HiL-Verfahren, bei dem die Randbedingungen aus dynamischen Simulation bereitgestellt werden. Da bei den folgenden Messreihen allerdings keine Simulationskopplung stattfindet, hat der Zustand innerhalb der Kabinen keinen Einfluss auf die definierten Randbedingungen aus dem Referenzraum.

Für die in Tabelle 6.1 beschriebenen Szenarien liegen für den Referenzraum für alle Messreihen Ergebnisse vor. Bei den hohen Raumluft- und Wandtemperaturen der Messreihen 7510u und 7520u kommt die Versorgungsstruktur der Kabine an ihre Grenzen, sodass die Messungen nur noch mit speziellen Maßnahmen durchgeführt werden können und sich daraus eine maximale Messdauer von zehn Stunden ergibt. Für die Messreihen 7510u und 7520u wird aufgrund der Dauer von mehr als 24 Stunden die Durchführung deshalb nicht umgesetzt. Die hohen Raumlufttemperaturen $\vartheta_{L,m}^{Ref}$ in den beiden Messreihen von über 40°C sind bei der Beheizung von Wohngebäuden allerdings nur selten aufzufinden. Somit ist durch den fehlenden Vergleich der Messreihen keine Beeinträchtigung bei der Untersuchung des Betriebsverhaltens freier Heizflächen in der Kabine zu erwarten.

Durch die Aufprägung der minütlichen Sollwerte soll die Trägheit der Kabine an den Referenzraum angepasst werden. In Abbildung 6.4 ist die minütliche Anpassung der Sollwerte für die Zulufttemperatur $\vartheta_{ZL,soll}^{Kab}$ mit der Umrechnungsfunktion 5.13 auf Seite 63 dargestellt. Durch die Nachführung der Randbedingungen wird die Trägheit des Referenzraumes in die verkleinerte Umgebung übertragen. Um die Notwendigkeit der Angleichung zu beschreiben, wird die Messung bei einer Vorlauftemperatur $\vartheta_{HK,VL}$ von 45°C und einem Volumenstrom $\dot{V}_{HK}$ von $1,01/\text{min}$ exemplarisch mit einem einfachen Sollwertsprung der Randbedingungen durchgeführt, der sich durch die stationären Zustände am Ende des Aufheizvorgangs ergibt. Der stationäre Zustand wird im Fall des Sollwertsprungs bereits nach

54 min erreicht (statt 83 min bei minütlicher Anpassung) und ist somit 35 % kürzer als mit dynamischer Anpassung der Randbedingungen. Die Ergebnisse sind hier nicht grafisch dargestellt.

6.2 Grundlagen zur Auswertung der Aufheiz- und Abkühlvorgänge

Da die zu vergleichenden Ergebnisse der dynamischen Messungen im Referenzraum und in der Kabine sowohl hinsichtlich der Absolutwerte als auch der Gradienten unterschiedlich sind, werden die Ergebnisse angelehnt an die Analyse von Sprungantworten aus der Regelungstechnik ausgewertet [Büchel u. a., 2010].

6.2.1 Definition der Verzugs- und Ausgleichszeit

Für die Auswertung der dynamischen Verläufe wird eine Tangente durch den Wendepunkt des Aufheiz- bzw. Abkühlvorgangs gelegt, siehe rote Gerade in Abbildung 6.5. Der Schnittpunkt der Wendetangente mit der Horizontalen der Starttemperatur ϑ_0 ergibt die Verzugszeit t_U . Diese ist ein Maß für die Trägheit des Systems. Je größer die Verzugszeit ist, umso später erfolgt die Reaktion des Systems auf eine Änderung. Der Schnittpunkt der Wendetangente mit der Horizontalen der Endtemperatur ϑ_{stat} ergibt die Ausgleichszeit t_G . Die Ausgleichszeit berücksichtigt sowohl die Temperaturdifferenz zwischen Beginn und Ende des dynamischen Vorgangs als auch die Änderungsgeschwindigkeit. Sie erhöht sich bei größeren Temperaturdifferenzen sowie bei geringeren Temperaturgradienten.

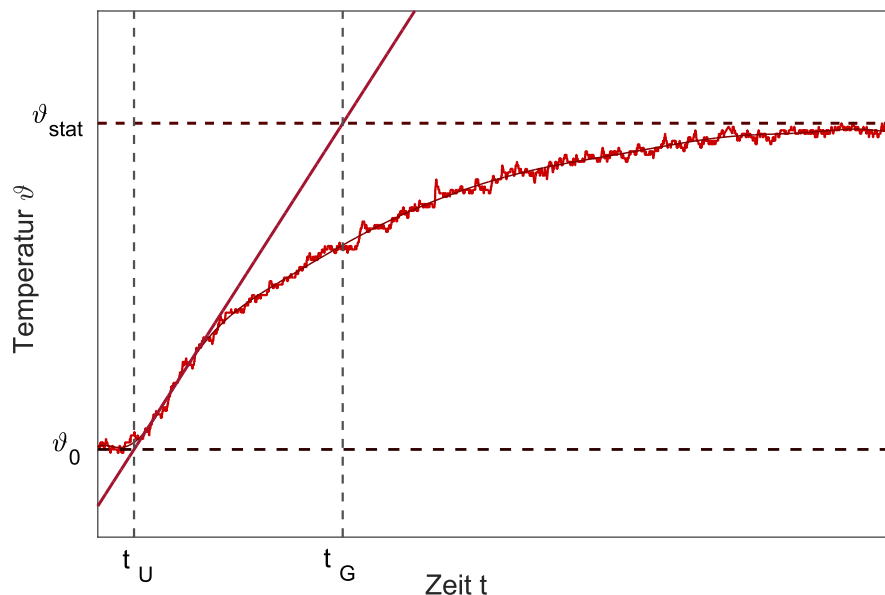


Abbildung 6.5: Darstellung des Auswerteverfahrens für den Vergleich der dynamischen Vorgänge am Beispiel eines gemessenen Aufheizvorgangs.

6.2.2 Festlegung des Übertragungsbeiwerts

Ein weiterer charakteristischer Parameter zur Beschreibung von Sprungantworten ist der Übertragungsbeiwert K . Dieser berechnet sich aus dem Verhältnis zwischen der Differenz der Systemantwort und der Änderung der Sollgröße. Für die Interpretation der Raumlufttemperatur setzt sich der Übertragungsbeiwert somit wie folgt zusammen:

$$K = \frac{\vartheta_{stat} - \vartheta_0}{\Delta\vartheta_{HK,VL}} \quad (6.1)$$

Die Differenz im Nenner entspricht dabei der anliegenden Änderung der Vorlauftemperatur ausgehend vom Startzustand bei 30 °C. Ein Temperaturhub von 0 % bedeutet also eine gleichbleibende Temperatur von 30 °C und ein Hub von 100 % eine Änderung von 30 °C auf 75 °C. Mit dem Übertragungsbeiwert lässt sich in Abhängigkeit der Vorlauftemperaturerhöhung eine Raumtemperaturänderung prognostizieren. Der dabei entstehende lineare Zusammenhang bildet zwar nicht die Realität der Wärmeübertragung zwischen Heizkörpervorlauf- und Raumtemperatur ab, bietet aber eine weitere Vergleichsmöglichkeit zwischen den beiden Versuchsaufbauten [Büchel u. a., 2010].

6.2.3 Festlegung der Vergleichsmessstelle für die Raumluft

Aufgrund der Reduzierung des Raumvolumens in der Kabine ist es nicht möglich, die Raumtemperatur an der in der Norm DIN EN 442-2 [2013] festgelegten Position $\vartheta_{L,m}^{Ref}$ zu messen. Deswegen ist die Definition einer Vergleichsmessstelle für die Raumluft in der reduzierten Raumumgebung notwendig. Mit Hilfe der Ergebnisse der dynamischen Messreihen wird im Folgenden die Position gesucht,

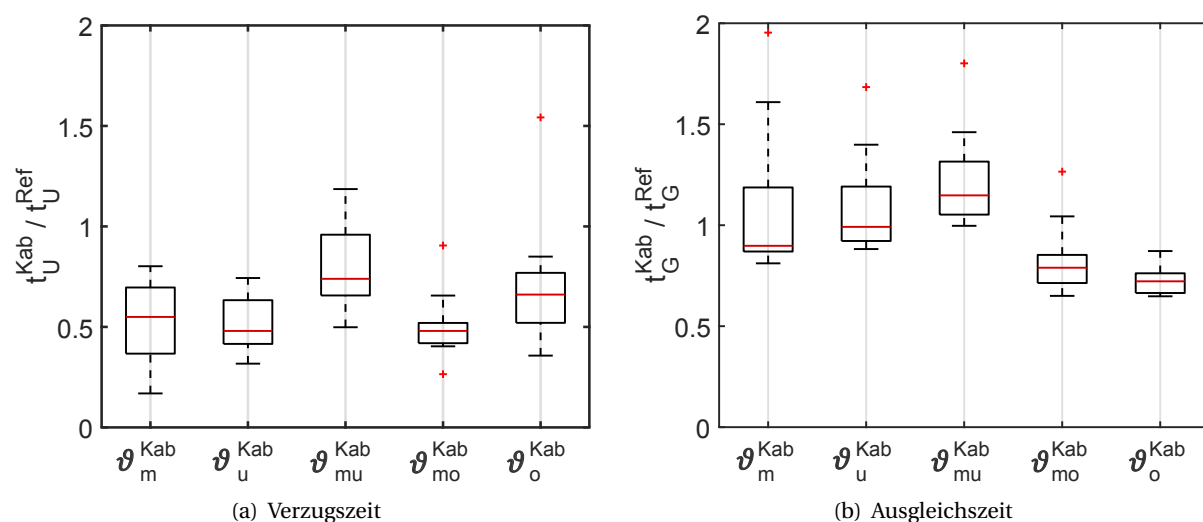


Abbildung 6.6: Verhältnis der Verzugs- und Ausgleichszeiten für die Lufttemperaturmessstellen der Kabine (m, u, mu, mo, o) zur Normmessstelle des Referenzraums $\vartheta_{L,m}^{Ref}$ als Medianwert über alle Messreihen (rote Linien) sowie der Verteilung der Messwerte.

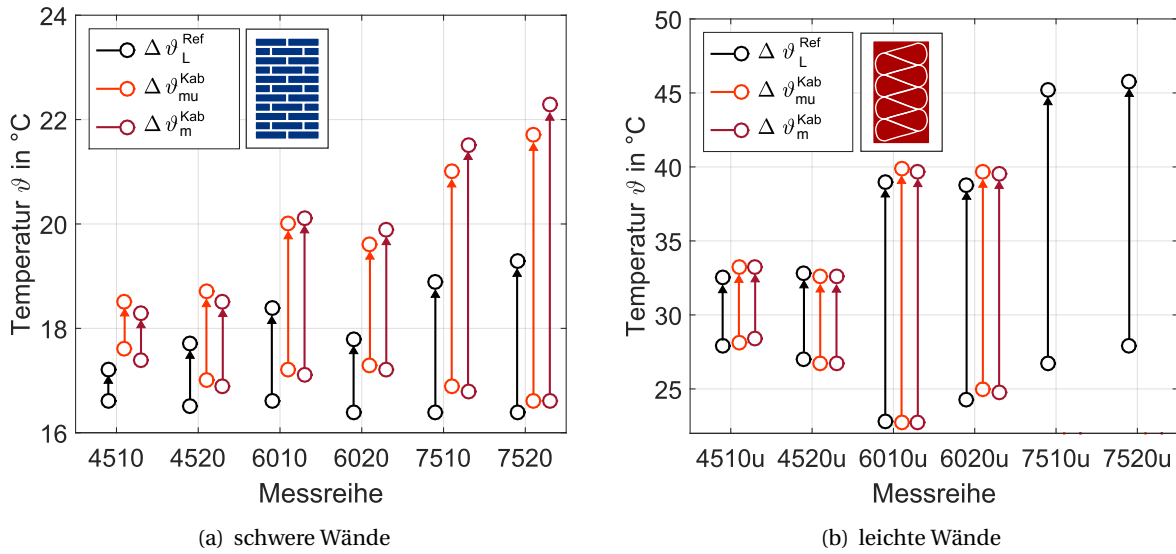


Abbildung 6.7: Temperaturunterschiede der Luft zwischen Beginn und Ende des Aufheizvorgangs an zwei Positionen in der Kabine im Vergleich zur Normmesstelle im Referenzraum bei schweren und leichten Wänden.

die die geringsten Abweichungen zu der Normmesstelle im Referenzraum aufweist. In Abbildung 6.6 sind dazu die Verzugs- und die Ausgleichszeiten der Temperaturmessstellen in der Kabine im Verhältnis zum Ergebnis im Referenzraum dargestellt. Die Positionen der Temperaturmessstellen sind der Abbildung 6.2 zu entnehmen. Aufgrund der konstruktionsbedingten Nähe zum Heizkörper sind die Verzugszeiten t_U an allen Positionen geringer als im Referenzraum. Bei der Ausgleichszeit t_G gibt es Positionen mit längeren als auch mit kürzeren Zeiten als im Referenzraum.

Bei Betrachtung der Ausgleichszeiten in Abbildung 6.6 (b) haben die drei Positionen $\vartheta_{L,m}^{Kab}$, $\vartheta_{L,u}^{Kab}$ und $\vartheta_{L,mu}^{Kab}$ die geringsten Abweichungen zum Referenzraum. Die anderen beiden Positionen fallen schlechter aus. Bei zusätzlicher Berücksichtigung der Verzugszeiten in Abbildung 6.6 (a) kann die Position $\vartheta_{L,mu}^{Kab}$ als am besten geeignet angesehen werden.

Um dieses Ergebnis zu unterstreichen, wird ein weiteres Kriterium zur Festlegung der Vergleichsmessstelle herangezogen. Dabei handelt es sich um die Temperaturdifferenzen zu Beginn und Ende des Aufheizvorganges, die in Abbildung 6.7 für die beiden Messpositionen $\vartheta_{L,mu}^{Kab}$ und $\vartheta_{L,m}^{Kab}$ dargestellt sind². Es fällt auf, dass bei der Durchführung mit *leichten* Wänden nahezu keine Unterschiede zwischen Referenzraum und Kabine auszumachen sind (siehe Abbildung 6.7 (b)). Die Abweichungen liegen im Mittel bei nur 3 %. Demgegenüber zeichnen sich bei den Messreihen mit *schweren* Wänden deutliche Unterschiede ab. Die Temperaturen zu Beginn des Vorgangs liegen bereits höher als im Referenzraum, hinzu kommt eine größere Temperaturdifferenz. Die Position $\vartheta_{L,mu}^{Kab}$ weist dabei mit im Mittel 38 % zu hohen Temperaturdifferenzen eine größere Ähnlichkeit auf als die Messstelle

²Die Messstelle $\vartheta_{L,u}^{Kab}$ wird hier nicht weiter betrachtet, da durch die bodennahe Positionierung ein zu großer Einfluss der Zulufttemperierung zu erwarten ist.

$\vartheta_{L,m}^{Kab}$ mit 44 % . Daraus folgend wird die Messstelle $\vartheta_{L,mu}^{Kab}$ als Vergleichsposition zur Normmessstelle im Referenzraum $\vartheta_{L,m}^{Ref}$ herangezogen. Im weiteren Verlauf der Arbeit werden die Temperaturen zur Beschreibung der Raumlufte als ϑ_L^{Ref} für die Normtemperatur $\vartheta_{L,m}^{Ref}$ im Referenzraum und als ϑ_L^{Kab} für die Temperatur $\vartheta_{L,mu}^{Kab}$ in der Kabine bezeichnet.

6.3 Dynamisches Verhalten der Raumlufte

Eine wichtige Größe für die Beschreibung von dynamischen Vorgängen beim Betrieb von freien Heizflächen ist der Verlauf der Raumlufte-temperatur. Zur Beschreibung des Verhaltens in den vorgestellten Messreihen werden im Folgenden die Ergebnisse für die Raumlufte-temperatur im Referenzraum an der Normmessstelle ϑ_L^{Ref} und in der Kabine ϑ_L^{Kab} hinsichtlich Verzugszeit t_U , Ausgleichszeit t_G und Übertragungsbeiwert K analysiert. Die Temperatur der Raumlufte wird entsprechend der im Abschnitt 6.2.3 festgelegten Position ϑ_L^{Kab} gemessen. Für die Auswertung werden maßgeblich die Messreihen mit *schweren* Wänden betrachtet. Die Ergebnisse für *leichte* Wände sind im Anhang A zu finden.

6.3.1 Interpretation der Verzugszeiten

Beim **Aufheizvorgang** mit *schweren* Wänden ergeben sich für die Kabine im Mittel 30 % kürzere Verzugszeiten t_U als im Referenzraum (siehe Abbildung 6.8 (a)). Die Messreihen mit *schweren* Wänden zeigen nur eine geringe Abhängigkeit von der Vorlauftemperatur $\vartheta_{HK,VL}$. Für den Heizkreisvolumenstrom $\dot{V}_{HK} = 1,0 \text{ l/min}$ weichen die Verzugszeiten t_U im Referenzraum und in der Kabine um weniger als 10 % vom Mittelwert ab. Demgegenüber hat die Höhe des Heizkörpervolumenstroms $\dot{V}_{HK}$ größeren Einfluss auf die Verzugszeit t_U . Bei einer Verdoppelung des Volumenstroms verringert sich die Verzugszeit beim Aufheizen im Referenzraum im Mittel um 40 % und in der Kabine sogar um 44 % . In Tabelle 6.2 sind die relativen Änderungen bei der Verdoppelung des Heizkörpervolumenstroms im Detail aufgeführt.

Tabelle 6.2: Relative Änderung der Verzugszeit t_U bei Verdoppelung des Heizkörpervolumenstroms $\dot{V}_{HK}$ von 1,0 l/min auf 2,0 l/min für schwere Wände.

$\vartheta_{HK,VL}$ °C	Vorgang	Referenzraum %	Kabine %
45	Aufheizen	- 44	- 38
60	Aufheizen	- 28	- 50
75	Aufheizen	- 47	- 43
45	Abkühlen	+ 52	+ 58
60	Abkühlen	- 57	- 53
75	Abkühlen	+ 15	- 3

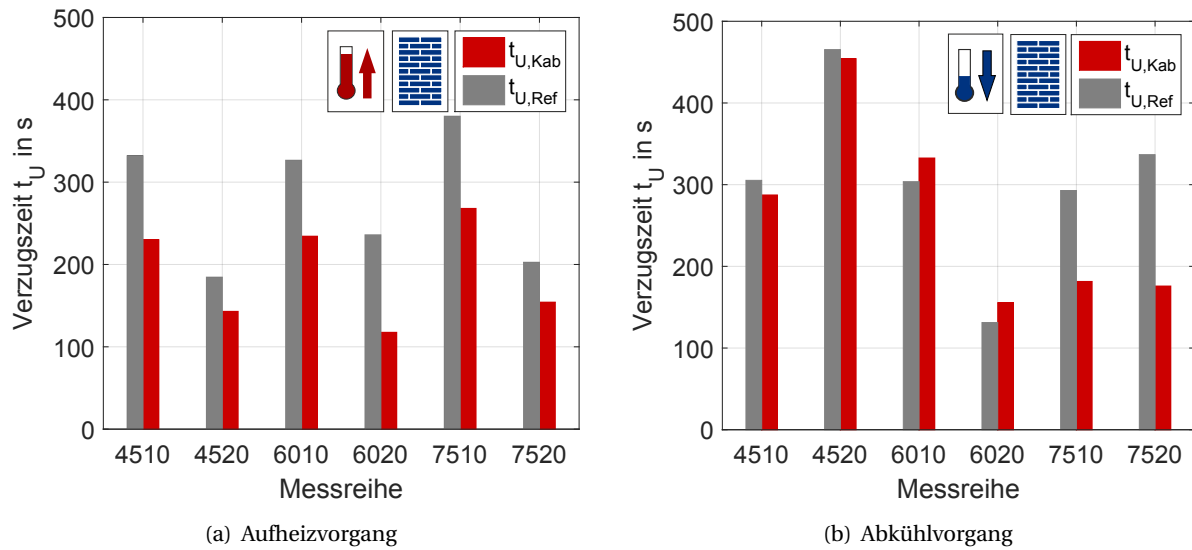


Abbildung 6.8: Verzugszeiten t_U für schwere Wände beim Aufheizen (a) von $\vartheta_{HK,VL,0} = 30^\circ\text{C}$ auf einen stationären Zustand und Abkühlen (b) bis zum Erreichen eines stationären Raumzustands.

Die Verzugszeiten t_U beim **Abkühlvorgang** mit schweren Wänden werden in Abbildung 6.8 (b) dargestellt. Für die vier Messreihen mit den Vorlauftemperaturen $\vartheta_{HK,VL}$ von 45°C und 60°C wird die Dynamik des Referenzraums in der Kabine gut abgebildet. Die Verzugszeit t_U weicht im Mittel dieser vier Messreihen nur um 9 % von den Verzugszeiten im Referenzraum ab. Bei hohen Heizleistungen mit einer Vorlauftemperatur von $\vartheta_{HK,VL} = 75^\circ\text{C}$ ist die Differenz mit 43 % deutlich größer. Der Grund für die Abweichungen bei hohen Vorlauftemperaturen kann nicht endgültig geklärt werden, liegt aber voraussichtlich an einer Verschiebung zwischen Strahlung und Konvektion bei hohem Wärmeeintrag in die Kabine. Bei dem Vergleich der Messreihen mit den Vorlauftemperaturen $\vartheta_{HK,VL}$ von 45°C und 60°C fällt auf, dass bei Verdoppelung des Heizkörpervolumenstroms $\dot{V}_{HK}$ von $1,0\text{ l/min}$ auf $2,0\text{ l/min}$ die Verzugszeiten t_U ein gegensätzliches Verhalten aufweisen. Mit den resultierenden Randbedingungen für die Kabine kann das gegensätzliche Verhalten der Verzugszeiten auch in der Kabine erreicht werden. Die Werte sind in Tabelle 6.2 im Detail aufgeführt.

Abschließend lässt sich für die Verzugszeiten bei *schweren* Wänden festhalten, dass die Absolutwerte in der Kabine zwar insgesamt niedriger sind, insbesondere aber die Änderungen durch die Verdoppelung des Volumenstroms gut nachgebildet werden.

6.3.2 Interpretation der Ausgleichszeiten

Die Ausgleichszeiten t_G für den **Aufheizvorgang** zeigen für die Messreihen mit *schweren* Wänden gute Übereinstimmungen zwischen Referenzraum und Kabine (siehe Abbildung 6.9 (a)). Im Mittel sind die Werte für die Kabine um 11 % höher als im Referenzraum. Die Abweichungen können im Detail Tabelle 6.3 entnommen werden. Die höheren Ausgleichszeiten sind bei *schweren* Wänden aufgrund der

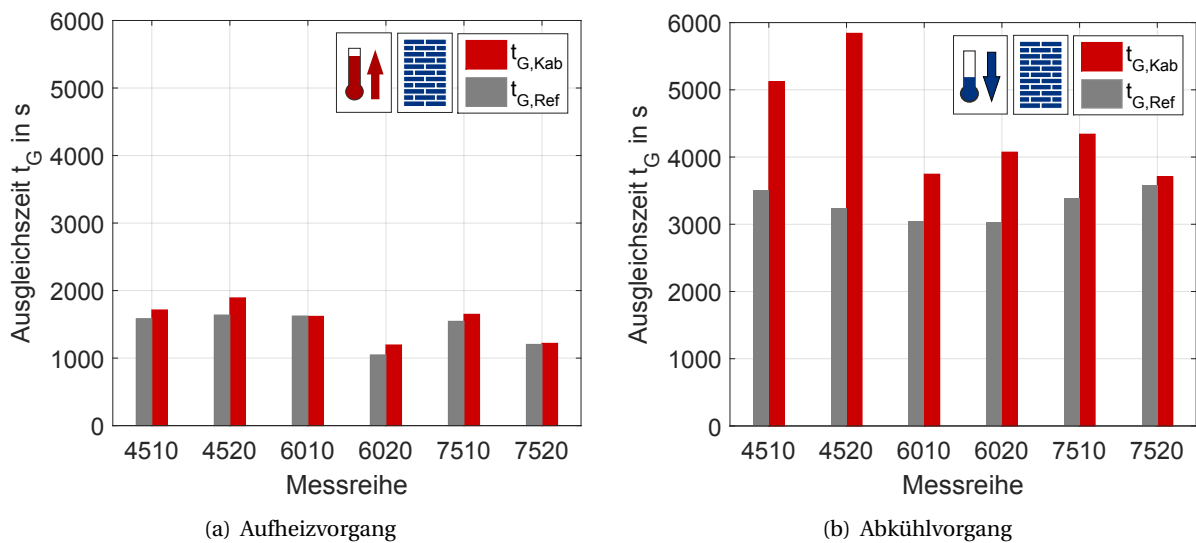


Abbildung 6.9: Ausgleichszeiten t_G für schwere Wände beim Aufheizen (a) von $\vartheta_{HK,VL,0} = 30^\circ\text{C}$ auf einen stationären Zustand und Abkühlen (b) bis zum Erreichen eines stationären Raumzustands.

höheren Temperaturdifferenz der Kabinentemperatur ϑ_L^{Kab} zwischen Beginn und Ende des Aufheizvorgangs zu erwarten. In Abbildung 6.7 sind die Temperaturdifferenzen für die verschiedenen Messreihen dargestellt, die bei *schweren* Wänden in der Kabine das eineinhalb- bis zweifache der Differenz im Referenzraum betragen. Für die Messreihen mit den Vorlauftemperaturen $\vartheta_{HK,VL}$ von 60°C und 75°C ist eine ähnliche Abhängigkeit vom Heizkörpervolumenstrom $\dot{V}_{HK}$ wie bei der Verzugszeit t_U zu erkennen. Die Verringerung der Ausgleichszeit t_G liegt bei Verdoppelung des Volumenstroms bei 25 bis 30 %. Für die Vorlauftemperatur $\vartheta_{HK,VL}$ von 45°C ist die Abhängigkeit der Ausgleichszeit von der Volumenstromänderung nicht erkennbar, ähnlich der Verzugszeit t_U für den Abkühlvorgang bei einer Vorlauftemperatur von 60°C . Durch die Aufprägung der Randbedingungen wird auch hier das unerwartete Verhalten des Referenzraums hinsichtlich der Ausgleichszeit in der Kabine gut nachgebildet.

Tabelle 6.3: Relative Änderung der Ausgleichszeit t_G zwischen Referenzraum und Kabine für schwere Wände.

$\vartheta_{HK,VL}$ $^\circ\text{C}$	$\dot{V}_{HK}$ l/min	Aufheizen %	Abkühlen %
45	1,0	+ 8	+ 32
45	2,0	+ 13	+ 44
60	1,0	0	+ 19
60	2,0	+ 12	+ 26
75	1,0	+ 6	+ 22
75	2,0	+ 1	+ 4

Aufgrund der höheren zu überwindenden Temperaturdifferenz in der Kabine stellen sich auch beim **Abkühlvorgang** längere Ausgleichszeiten in der Kabine als im Referenzraum ein. Im Mittel liegt die Abweichung bei 24 %. Die Ausgleichszeiten t_G für den Abkühlvorgang bei *schweren* Wänden sind in Abbildung 6.9 (b) dargestellt und die Abweichungen zwischen Referenzraum und Kabine werden in Tabelle 6.3 aufgeführt. Hin zu höheren Leistungsklassen verringern sich die Abweichungen der Ausgleichszeiten bei *schweren* Wänden. In Abbildung 6.9 (b) fällt für die Ausgleichszeiten im Referenzraum nur eine geringe Schwankung von etwa 8 % zwischen den sechs Messreihen auf. Diese Ähnlichkeit der Ausgleichszeiten kann in der Kabine nicht in gleicher Form beobachtet werden.

Zusammenfassend lässt sich eine gute Übereinstimmung der Ausgleichszeiten festhalten, die sich besonders bei den geringen Abweichungen zwischen Referenzraum und Kabine für die Aufheizevorgänge zeigt.

6.3.3 Interpretation der Übertragungsbeiwerte

In Abbildung 6.10 werden die im Abschnitt 6.2.2 definierten Übertragungsbeiwerte K für die sechs Messreihen bei *schweren* Wänden dargestellt. Die Übertragungsbeiwerte zeigen die Differenz der Raumtemperatur zwischen Beginn und Ende des Aufheizevorgangs in Abbildung 6.10 (a) für den Referenzraum und (b) für die Kabine. Der Übertragungsbeiwert jeder Messreihe gibt für jede Vorlauftemperaturänderung eine prognostizierte Raumtemperaturänderung an. Die dargestellte Gerade kennzeichnet den Mittelwert der Steigungen aus den sechs Messreihen.

Die Übertragungsbeiwerte K zeigen mit der größeren Steigung der zu erwartenden Raumtempera-

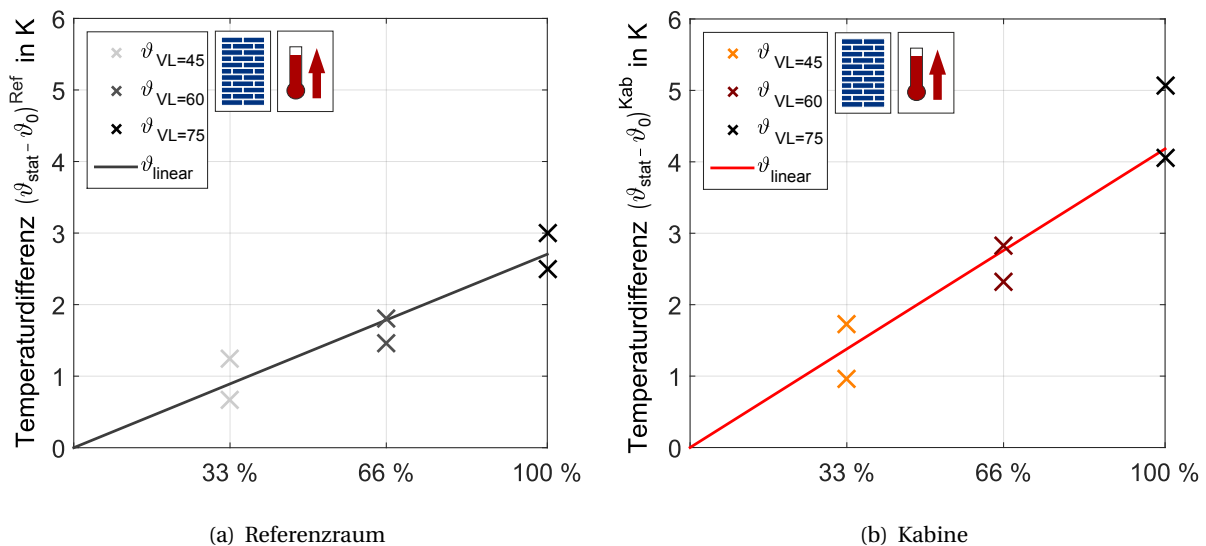


Abbildung 6.10: Übertragungsbeiwerte K beim Aufheizen mit schweren Wänden von $\vartheta_{HK,VL,0} = 30^\circ\text{C}$ auf die entsprechenden Endzustände sowie die gemittelte Gerade jeweils für den Referenzraum (a) und die Kabine (b).

turänderung noch einmal die höheren Temperaturdifferenzen der Raumluft in der Kabine gegenüber dem Referenzraum. Beim Vergleich des Übertragungsbeiwertes in jedem Messpunkt ist zu beobachten, dass die durch den linearisierten Zusammenhang prognostizierte Raumtemperaturänderung nicht exakt erreicht wird, allerdings alle Messreihen im Schnitt nur 16 % von der gemittelten Geraden abweichen. Die Übertragungsbeiwerte bei einem Heizkreisvolumenstrom $\dot{V}_{HK}$ von 1,0 l/min liegen sowohl im Referenzraum als auch in der Kabine unterhalb der gemittelten Prognose. Bei Verdoppelung des Volumenstroms liegen sowohl der Referenzraum als auch die Kabine oberhalb der ermittelten Prognose. Dies spricht wieder für eine gute Nachbildung der dynamischen Prozesse in der reduzierten Umgebung.

6.4 Temperaturen und Geschwindigkeiten in Heizkörpernähe

Weitere Zustandsgrößen für die Beschreibung von dynamischen Vorgängen in einem Raum bei Heizbetrieb sind neben der mittleren Raumlufttemperatur die Luft- und Strahlungstemperaturen sowie die Strömungsgeschwindigkeiten in der Nähe der freien Heizfläche. Die ausführliche Auswertung der Verzugs- und Ausgleichzeiten bringt hier keine neuen Erkenntnisse, sodass im Folgenden qualitativ der Verlauf der genannten Zustandsgrößen betrachtet wird und die stationären Zustände verglichen werden. Die Positionierung der Temperatur- und Geschwindigkeitssensoren ist in Abbildung 6.2 auf Seite 76 dargestellt.

6.4.1 Interpretation der Lufttemperaturen in Heizkörpernähe

In Abbildung 6.11 sind die Lufttemperaturen in der Nähe des Heizkörpers für einen dynamischen Vorgang bei *schweren* Wänden abgebildet. Zum Zeitpunkt 0 h 0 min wird die Vorlauftemperatur im Heizkreis $\vartheta_{HK,VL}$ von 30 °C auf 45 °C erhöht. Nur wenige Minuten nach Erhöhung der Vorlauftemperatur steigen die Lufttemperaturen oberhalb des Heizkörpers ϑ_{Gi} und ϑ_{aus} mit einem großen Gradienten an. Dieses Verhalten ist nach den Ergebnissen von Hansen [1997] zu erwarten (vergleiche Unterkapitel 3.2). Direkt über dem Gitter oberhalb des Heizkörpers steigen die Temperaturen ϑ_{Gi} sowohl im Referenzraum als auch in der Kabine mit einem Gradienten von 0,98 °C/min an und erreichen eine nahezu gleiche Endtemperatur ($\vartheta_{Gi}^{Ref} = 33,1$ °C, $\vartheta_{Gi}^{Kab} = 33,0$ °C). Im Mittel weichen die Temperaturen am Auslassgitter ϑ_{Gi} im Vergleich zwischen Referenzraum und Kabine um 0,9 % in allen Messreihen voneinander ab. Die Endzustände werden bei *schweren* Wänden oberhalb des Heizkörpers ϑ_{Gi} und ϑ_{aus} bereits nach 20 min erreicht. Unterhalb des Heizkörpers ϑ_{uHK} benötigt die Luft etwa 60 min bis zum Erreichen eines stationären Zustands. Die Absolutwerte der Temperaturen, auch für die Messreihen mit leichten Wänden, sind im Anhang A.5 aufgeführt.

An der Auslassöffnung der Kabine 28 cm oberhalb des Heizkörpers sind die Temperaturen ϑ_{aus} im Mittel 9 % kleiner als im Referenzraum. Der Grund hierfür ist voraussichtlich die Nähe zur Öffnung der Kabine, wodurch die Messposition durch die Umgebungsluft beeinflusst werden kann. Der Gradient der Temperaturzunahme ist bei niedrigen Vorlauftemperaturen im Heizkreis in der Kabine kleiner

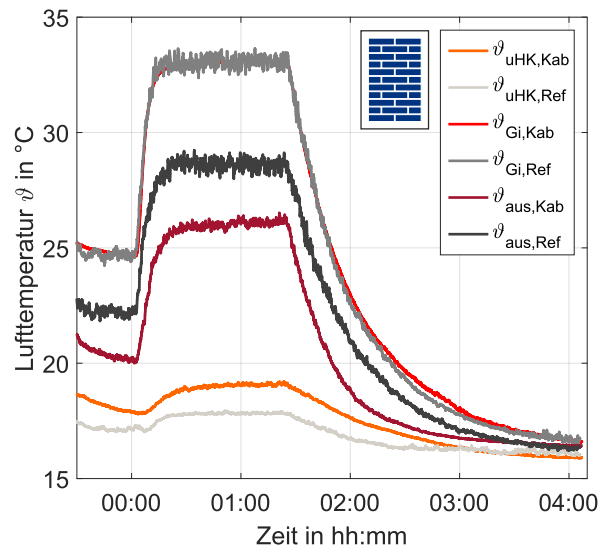


Abbildung 6.11: Vergleich der Lufttemperaturen in Heizkörpernähe beim Aufheizvorgang von einer Vorlauftemperatur $\vartheta_{HK,VL}$ von 30°C auf 45°C und einem Heizkörpervolumenstrom $\dot{V}_{HK} = 1,01/\text{min}$ und anschließendem Abkühlvorgang bei schweren Wänden (Mittelwerte der Ebenen A und B).

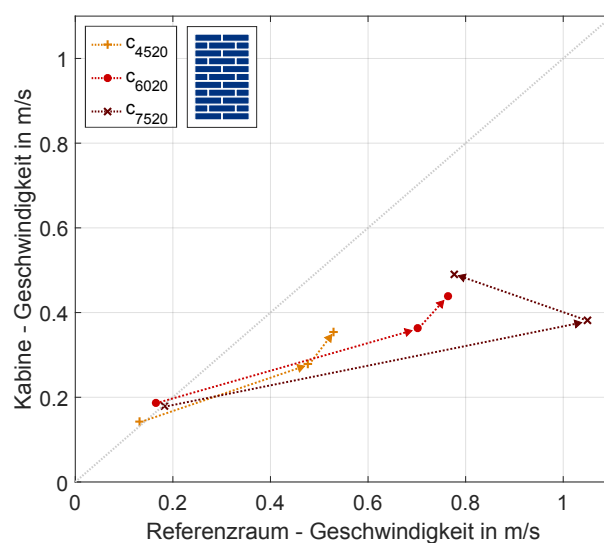
als im Referenzraum, gleicht sich bei höheren Vorlauftemperaturen jedoch an. Der Abkühlvorgang beginnt in Abbildung 6.11 nach 1 h 25 min und läuft für die Messposition ϑ_{aus} in der Kabine schneller ab als im Referenzraum. Vermutlich wird diese Temperatur in der Kabine durch die Zuluft einbringung beeinflusst und deswegen schneller abgekühlt.

Das Temperaturniveau unterhalb des Heizkörpers ϑ_{uHK} ist in allen Messreihen in der Kabine höher als im Referenzraum. Die Absolutwerte der Temperaturmessstellen können Tabelle A.5 im Anhang entnommen werden. Die höheren Temperaturen unterhalb des Heizkörpers ϑ_{uHK}^{Kab} in der Kabine lassen sich aufgrund der höheren Innenraumtemperaturen in der Kabine ϑ_L^{Kab} im Vergleich zum Referenzraum erklären.

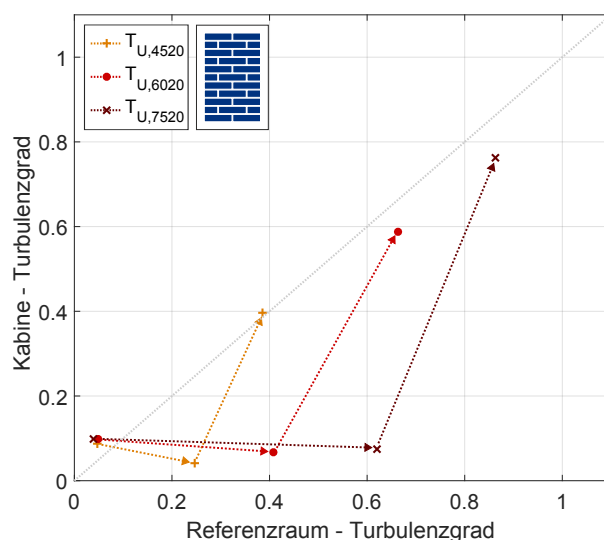
6.4.2 Interpretation der Strömungsgeschwindigkeiten in Heizkörpernähe

Für den Vergleich der Strömungsgeschwindigkeiten in Heizkörpernähe sind die gemittelten Werte für den stationären, aufgeheizten Zustand in Abbildung 6.12 (a) dargestellt. Der in Abbildung 6.12 (b) aufgetragene Turbulenzgrad ist berechnet nach Gleichung 4.6 auf Seite 53.

In allen Messreihen ist die Geschwindigkeit vor dem Heizkörper c_{uHK} im Referenzraum und in der Kabine vergleichbar. Der Turbulenzgrad $T_{U,uHK}$ ist an dieser Stelle in der Kabine höher, was aufgrund des durch die Zuluft eingebrachten Impulses zu erklären ist. Im Referenzraum strömt die Luft aufgrund der freien Konvektion gerichtet auf den Heizkörper zu. Der größte Unterschied zwischen Kabine und Referenzraum ist an der Messposition direkt oberhalb des Heizkörpers c_{Gi} auszumachen. Die Geschwindigkeit in der Kabine ist nur etwa halb so hoch wie im Referenzraum und nimmt bei steigen-



(a) Geschwindigkeit



(b) Turbulenzgrad

Abbildung 6.12: Vergleich der Geschwindigkeiten und Turbulenzgrade im stationären, aufgeheizten Zustand für drei Vorlauftemperaturen bei einem Volumenstrom von 1,0 l/min und schweren Wänden. Dargestellt als Verlauf der Positionen $u_{HK} \rightarrow Gi \rightarrow aus$.

der Heizleistung deutlich weniger zu ($c_{Gi,4520}^{Kab} \hat{=} 75\% c_{Gi,7520}^{Kab}$, $c_{Gi,4520}^{Ref} \hat{=} 45\% c_{Gi,7520}^{Ref}$). Das Gleiche gilt auch für den Turbulenzgrad, der oberhalb des Heizkörpers in der Kabine bei einer Vorlauftemperatur von 75 °C nur 10 % des Turbulenzgrades im Referenzraum entspricht ($T_{U,Gi,7520}^{Kab} \hat{=} 10\% T_{U,Gi,7520}^{Ref}$). An der Messposition, die der Ausströmöffnung der Kabine entspricht, sind die Geschwindigkeiten c_{aus} noch niedriger, die Turbulenzgrade $T_{U,aus}$ jedoch vergleichbar.

Um den dynamischen Vorgang darzustellen, sind die Strömungsgeschwindigkeiten für die Messreihe 7520 im Referenzraum und in der Kabine in Abbildung 6.13 gefiltert dargestellt (vergleiche Ab-

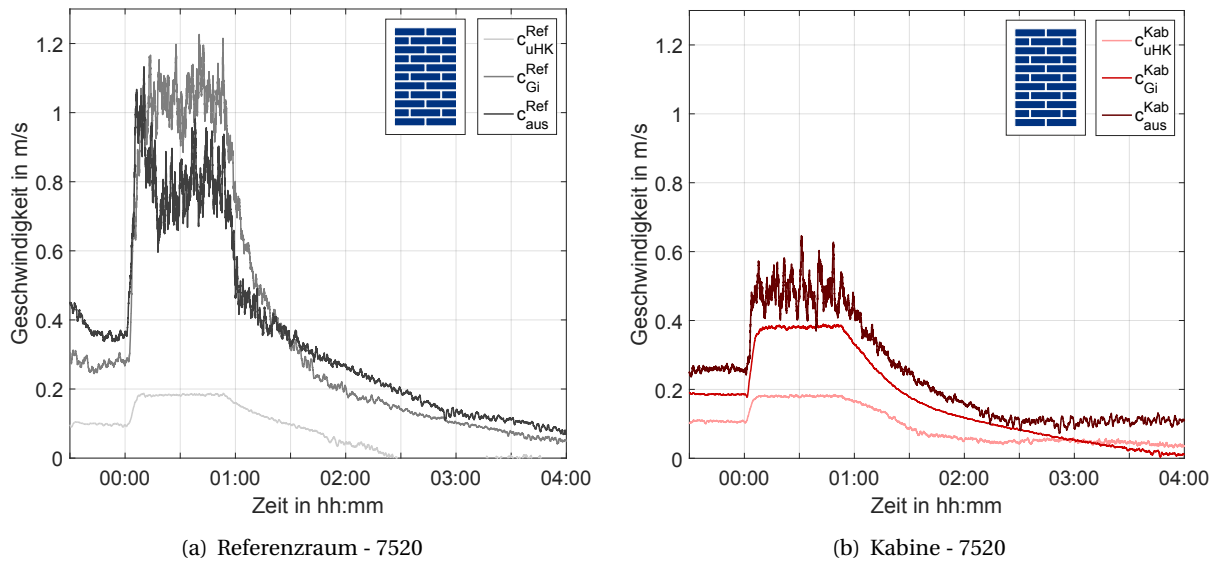


Abbildung 6.13: Vergleich der Strömungsgeschwindigkeiten in Heizkörpernähe beim Aufheizvorgang mit schweren Wänden von einer Vorlauftemperatur $\vartheta_{HK,VL}$ von 30°C auf 75°C und einem Heizkörpervolumenstrom $\dot{V}_{HK} = 2,01/\text{min}$ und anschließendem Abkühlvorgang (Mittelwerte der Ebenen A und B).

schnitt 4.3.4). Die Geschwindigkeiten werden gemittelt aus den Messpositionen der Ebenen A und B (siehe Abbildung 6.2 auf Seite 76).

Die Änderungen der Geschwindigkeiten während der Aufheiz- bzw. Abkühlvorgänge werden für den Vergleich zwischen Referenzraum und Kabine qualitativ ausgewertet. Die Gradienten der Geschwindigkeit unterhalb des Heizkörpers c_{uHK} sind sowohl im Referenzraum als auch in der Kabine kleiner als in den beiden anderen Messpositionen. Aufgrund der Durchströmung des heißen Wassers von oben nach unten durch den Heizkörper erwärmt sich die Oberfläche an der unteren Kante des Heizkörpers langsamer als im oberen Bereich. Durch die niedrigeren Temperaturen wird die Wärmeübertragung durch freie Konvektion beeinflusst und die Geschwindigkeiten der Luftströmung sind langsamer. Dieser Effekt verstärkt sich bei der Halbierung des Heizkörpervolumenstroms aufgrund der größeren Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauftemperatur im Heizkörper. Der Gradient oberhalb des Heizkörpers ist hoch. Die Endwerte im Referenzraum und in der Kabine werden etwa zeitgleich erreicht, was trotz der größeren Geschwindigkeitsspreizung im Referenzraum durch einen schnelleren Anstieg möglich ist.

Zu Beginn des Abkühlvorgangs in Abbildung 6.13 nach 1 h 0 min verläuft die Reduktion der Strömungsgeschwindigkeit zunächst im Referenzraum und in der Kabine ähnlich. Bei der immer geringer werdenden Heizleistung zum Zeitpunkt 2 h 0 min wird die erzwungene Luftströmung durch die Zulufteinbringung in die Kabine sichtbar. Die Strömungsgeschwindigkeit unterhalb des Heizkörpers c_{uHK}^{Kab} bleibt konstant auf einer Geschwindigkeit von $0,06\text{ m/s}$, während die Geschwindigkeit im Referenzraum c_{uHK}^{Ref} bis zum Zeitpunkt 2 h 30 min weiter auf 0 m/s abfällt.

Oberhalb des Heizkörpers hat der gesamte Abkühlvorgang in beiden Versuchsaufbauten einen vergleichbaren Verlauf. Sowohl die Geschwindigkeitsschwankungen, die im Referenzraum schnell niedriger werden und sich nach wenigen Minuten denen in der Kabine angleichen, als auch die Gradienten der abfallenden Strömungsgeschwindigkeiten c_{Gi} sind ähnlich. Aufgrund des Druckverlustes der Konvektorbleche zwischen den Heizkörperplatten strömt die eingebrachte Luft vor dem Heizkörper zur Kabinenöffnung, wodurch die Geschwindigkeit oberhalb des Heizkörpers auf Null abfällt.

Der Gradient der Strömungsgeschwindigkeit 28 cm oberhalb des Heizkörpers c_{aus} ist beim Abkühlvorgang im Referenzraum höher als in der Kabine. In der Stunde von 1 h 45 min bis 2 h 45 min gleichen sich die Verläufe an, bis die Strömungsgeschwindigkeit in der Kabine c_{aus}^{Kab} aufgrund der eingebrachten Zuluftströmung einen stationären Wert von 0,11 m/s erreicht.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass die Geschwindigkeiten in der reduzierten Umgebung durch die eingebrachte Zuluftströmung beeinflusst werden und sich deshalb die Absolutwerte und die Turbulenzgrade der Geschwindigkeiten unterscheiden. Aufgrund der niedrigeren Strömungsgeschwindigkeiten nach dem Heizkörper c_{Gi} ist davon auszugehen, dass die konvektive Wärmeübertragung des Heizkörpers in der reduzierten Umgebung geringer ist.

6.4.3 Interpretation der Strahlungstemperaturen

Die Strahlungstemperatur kann mit Gleichung 4.4 auf Seite 52 aus den aufgezeichneten Globe- und Lufttemperaturen an den beiden Messstellen in der Mitte der Kabine berechnet werden. Abbildung 6.14

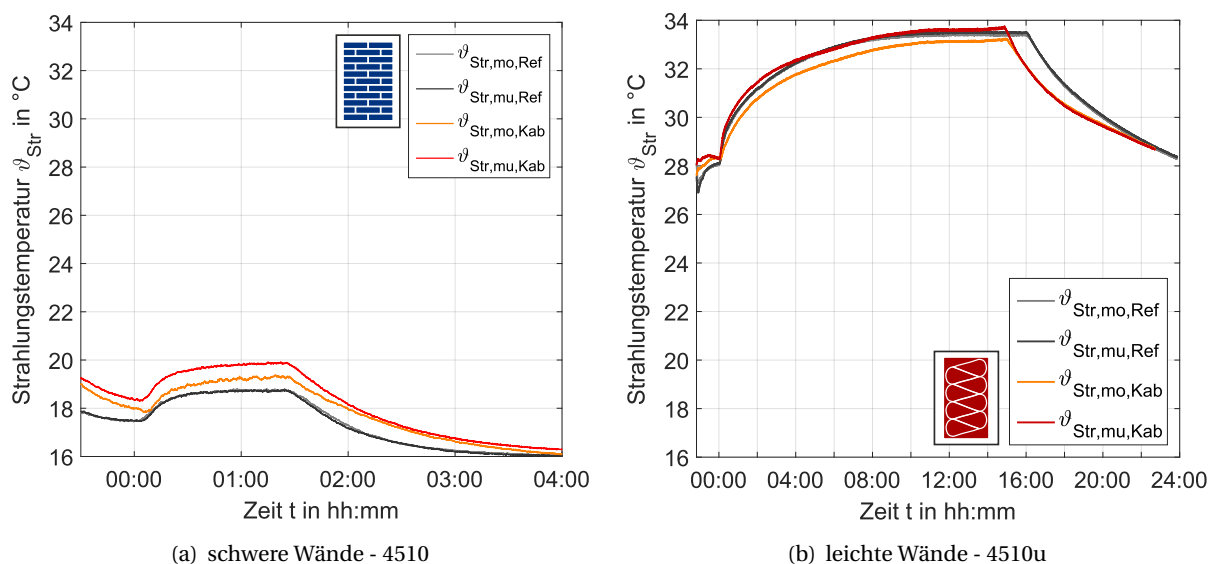


Abbildung 6.14: Verlauf der Strahlungstemperaturen 40 cm vor dem Heizkörper im Referenzraum und in der Kabine beim Aufheizen von einer Vorlauftemperatur $\vartheta_{HK,VL}$ von 30 °C auf 45 °C und einem Heizkörpervolumenstrom $\dot{V}_{HK}$ von 1,0 l/min und anschließendem Abkühlvorgang für schwere (a) und leichte Wände (b).

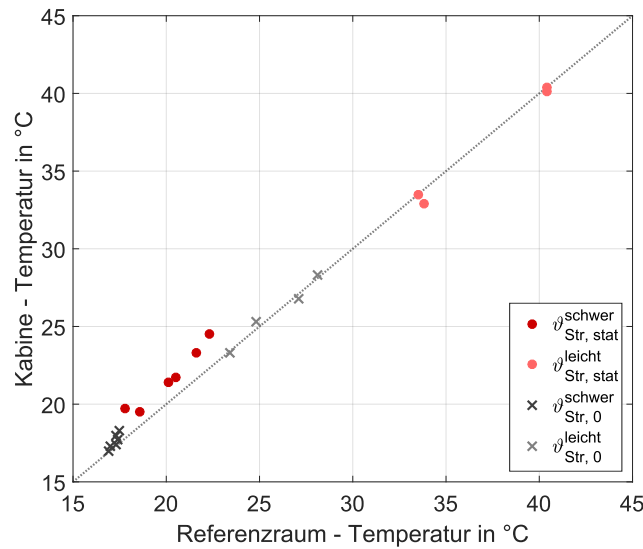


Abbildung 6.15: Vergleich der Strahlungstemperaturen im stationären Zustand vor dem Aufheizen $\vartheta_{Str,0}$ und nach Erreichen des aufgeheizten Zustandes $\vartheta_{Str,stat}$ zwischen Referenzraum und Kabine.

zeigt die Verläufe der Strahlungstemperaturen $\vartheta_{Str,mo}$ und $\vartheta_{Str,mu}$ für *schwere* (a) und *leichte* Wände (b) für die Messreihen 4510 und 4510u. Die Absolutwerte für alle Messreihen können in Tabelle A.6 im Anhang eingesehen werden. Der Abkühlvorgang der Messreihe 4510u in Abbildung 6.14 (b) beginnt in der Kabine eine Stunde früher als im Referenzraum, wodurch die Strahlungstemperaturen hier früher abfallen.

Nach 0 h 35 min erreichen die Strahlungstemperaturen im Referenzraum ϑ_{Str}^{Ref} bei *schweren* Wänden einen stationären Zustand, während die Temperaturen in der Kabine ϑ_{Str}^{Kab} bis zum Abkühlvorgang leicht ansteigen (siehe Abbildung 6.14 (a)). Der Grund hierfür liegt vermutlich in den Oberflächentemperaturen in der Kabine ϑ_{OF}^{Kab} , die sich in Abhängigkeit der Raumtemperatur verändern. Im Referenzraum liegen die Wandtemperaturen auf einem konstanten Niveau von 16 °C. Die Verläufe beim Abkühlvorgang sind in beiden Prüfräumen für *schwere* Wände ähnlich. Die Differenz zwischen $\vartheta_{Str,mu}^{Kab}$ und $\vartheta_{Str,mo}^{Kab}$ von 0,6 K ist nur bis zum Zeitpunkt 2 h 0 min zu finden. Der Gradient der Strahlungstemperatur $\vartheta_{Str,mu}$ liegt beim Abkühlvorgang sowohl bei *schweren* als auch bei *leichten* Wänden bei 0,02 °C/min.

Zur anschaulichen Darstellung sind die Temperaturen der stationären Zustände vor dem Aufheizen $\vartheta_{Str,0}$ und nach Erreichen des stationären Zustandes $\vartheta_{Str,stat}$ in Abbildung 6.15 dargestellt. Bei den Messreihen mit *schweren* Wänden sind die Strahlungstemperaturen in der reduzierten Umgebung in allen Messreihen höher als im Referenzraum. Die Differenz zwischen Kabine und Referenzraum steigt mit höheren Vorlauftemperaturen $\vartheta_{HK,VL}$. Bei *leichten* Wänden ist der Mittelwert der beiden Messpositionen $\vartheta_{Str,mu}$ und $\vartheta_{Str,mo}$ in der Kabine genauso hoch wie im Referenzraum. Dieses Ergebnis spiegelt das Verhalten der Innenraumtemperatur wieder, die ebenfalls nahezu keine Differenz zwischen Kabine und Referenzraum bei *leichten* Wänden aufweist.

Die Unterschiede in den Strahlungstemperaturen liegen voraussichtlich in den komplexeren Strahlungsverhältnissen in der reduzierten Raumumgebung, die sich aufgrund der unterschiedlichen Temperaturen der Umschließungsflächen in der Kabine ergeben. Im Referenzraum haben alle Umschließungsflächen eine einheitliche Wandtemperatur, lediglich der Heizkörper weist eine höhere Strahlungstemperatur auf. In der Kabine werden die temperierten Oberflächen an die Bedingungen im Referenzraum angepasst, die nichttemperierten Oberflächen weisen näherungsweise Raumtemperatur auf (vergleiche Abschnitt 5.1.3). Zudem wird die großflächige Einströmfläche am Boden der Kabine in der Nähe der Temperaturmessstellen von der Zuluft beeinflusst, wodurch sich an dieser Fläche kältere Temperaturen ergeben. Die niedrigeren Temperaturen an der unteren Position $\vartheta_{Str,mu}^{Kab}$ können darauf zurückgeführt werden.

6.5 Dynamik der Heizleistung

Ein letzter wichtiger Aspekt zur Beschreibung der dynamischen Vorgänge von freien Heizflächen ist der Verlauf der abgegebenen Heizleistung. Abbildung 6.16 zeigt die Entwicklung der Heizleistungen im Referenzraum und in der Kabine für die Messreihe 7510 mit *schweren* Wänden, die qualitativ einen ähnlichen Verlauf aufweist. Die Schwankungen der Heizleistung im Referenzraum sind auf die Regelung der Vorlauftemperatur zurückzuführen, die durch eine Störung in der Versorgung verursacht wurde.

Im Mittel aller durchgeführten Messungen ist die Heizleistung im stationären Zustand, berechnet nach Gleichung 3.1 auf Seite 12, in der Kabine nach dem Aufheizvorgang um 10 % niedriger als im

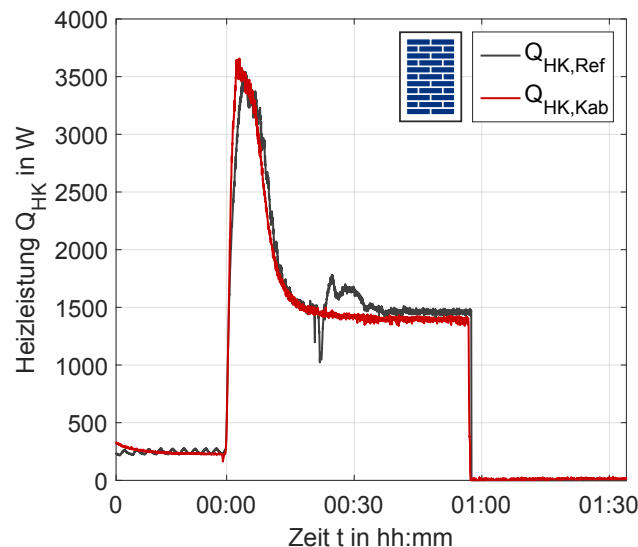


Abbildung 6.16: Verlauf der Heizkörperleistung in beiden Prüfräumen mit schweren Wänden beim Aufheizvorgang von einer Vorlauftemperatur $\vartheta_{HK,VL}$ von 30 °C auf 75 °C und einem Heizkörpervolumenstrom von 1,0 l/min und anschließendem Abkühlvorgang auf einen stationären Raumzustand.

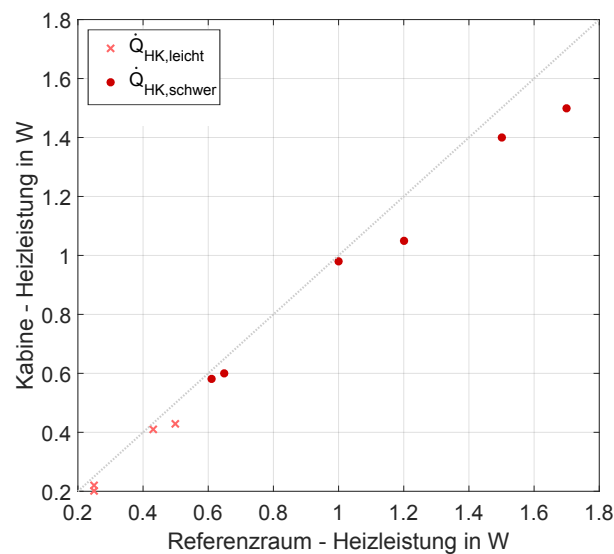


Abbildung 6.17: Vergleich der Heizleistungen $\dot{Q}_{HK,stat}$ nach Erreichen des aufgeheizten Zustandes zwischen Referenzraum und Kabine.

Referenzraum. In Abbildung 6.17 sind die stationären Werte der Heizleistung von Referenzraum und Kabine gegenübergestellt. Die Werte lassen sich in Tabelle A.4 im Anhang nachlesen.

6.6 Grenzen der Systembetrachtung

6.6.1 Heizkörpergröße und Typ

Aufgrund der Größe der verkleinerten Raumgeometrie können alle freien Heizflächen bis zu einer Breite von 1,10 m und einer Höhe von 0,75 m bauseitig eingesetzt werden. Hinsichtlich des Heizkörpertyps (z.B. Typ 10 oder Typ 22) gibt es keine Einschränkungen aus baulicher Seite. Die Bestimmung der Leistungsgrenzen im Abschnitt 4.2.5 hat gezeigt, dass in der Kabine bei einer Heizleistung auf Raumebene von etwa 1550 W eine Lufttemperatur von 23 °C realisiert werden kann. Höhere Heizleistungen sind somit nicht zu empfehlen, da Temperaturen im Raum entstehen, die dem thermischen Komfort nicht angemessen sind.

6.6.2 Einfluss der Umgebungsbedingungen

Die eingesetzte Kaskadenregelung der Randbedingungen Zuluft- und Oberflächentemperatur ermöglicht es, die Räume unabhängig von den Bedingungen in der Hallenumgebung oder äußeren Einflüssen zu betreiben. Die in Unterkapitel 4.2 beschriebene Versorgungsstruktur regelt über die Kaskadenschaltung direkt die in den Prüfstand einströmende Zulufttemperatur bzw. die in der Kabine gemessene Oberflächentemperatur.

Durch die leicht versetzte Aufstellung der Räume wird eine Beeinflussung der oberen Räume R1 und R2 durch die unteren Räume R3 und R4 vermieden. Um dies zu zeigen, werden zunächst alle vier Räume mit einer Heizkreisvorlauftemperatur $\vartheta_{HK,VL} = 75^\circ\text{C}$ versorgt. Die Randbedingungen für die Zu-
luftkonditionierung und die Oberflächentemperierung werden dabei in den vier Räumen gleich eingestellt. Nach 60 min wird in den beiden unteren Räumen R3 und R4 die Wärmezufuhr mit Heizwasser eingestellt, was zu einem leicht verzögertem Temperaturabfall in den Kabinen R3 und R4 führt. 90 min nach Unterbrechung der Wärmezufuhr ist die Temperatur in den beiden unteren Kabinen um fast 5 K abgesunken. Die Lufttemperaturen in den oberen beiden Räumen R1 und R2 werden davon kaum beeinflusst ($\Delta\vartheta = 0,1\text{ K}$).

6.6.3 Verschiebung zwischen Strahlung und Konvektion

Aufgrund der komplexen Vorgänge beim Wärmeübergang an freien Heizflächen lässt sich trotz der umfangreichen Messungen nicht eindeutig belegen, wodurch die Differenzen der Heizleistung zwischen Referenzraum und reduzierter Raumumgebung zustande kommen (vergleiche Unterkapitel 6.5). Die höhere Strahlungstemperatur in der Mitte der Kabine im Vergleich zum Referenzraum lässt auf eine geringere Strahlungsleistung der Vorderseite des Heizkörpers schließen. Aufgrund der Umrechnungsvorschriften für die Raumreduzierung sind die Oberflächentemperaturen hinter dem Heizkörper geringer als im Referenzraum, wodurch sich niedrigere Strahlungstemperaturen und daraus resultierende höhere Strahlungsleistungen auf der Rückseite des Heizkörpers in der Kabine ergeben. Bei der Strömungsvisualisierung zeigt sich in der Kabine eine erhöhte Luftströmung entlang der Außenflächen des Heizkörpers, was in dem Bereich die konvektive Wärmeübertragung etwas erhöht. Die konvektive Wärmeübertragung im Innern des Heizkörpers ist aufgrund der geringeren Temperatur- und Geschwindigkeitsdifferenzen zwischen den Messstellen unterhalb und oberhalb des Heizkörpers in der Kabine niedriger zu erwarten.

6.6.4 Abbildung von Stoßlüftung

Der Nutzer kann neben der Einbringung von Wärmelasten und der Einstellung der Solltemperaturen die Innenraumtemperaturen maßgeblich durch einen Stoßlüftungsvorgang beeinflussen (vergleiche Abschnitt 3.2.5.2). Im folgenden Abschnitt wird die mögliche Nachbildung von Stoßlüftungsvorgängen in der reduzierten Umgebung geprüft. Da der am Institut zur Verfügung stehende Referenzraum keine Untersuchung von Stoßlüftungsvorgängen unter definierten Randbedingungen ermöglicht, werden für die anstehenden Messungen die Daten von Fracastoro u. a. [2002] als Referenz herangezogen.

6.6.4.1 Definition der Randbedingungen mit Referenzdaten

Der Raumtemperaturverlauf wird in Fracastoro u. a. [2002] an drei Messstellen unterschiedlicher Höhe vor dem Fenster im Raum für eine Messdauer von 10 min aufgezeichnet. Nach nur 4 min ist der

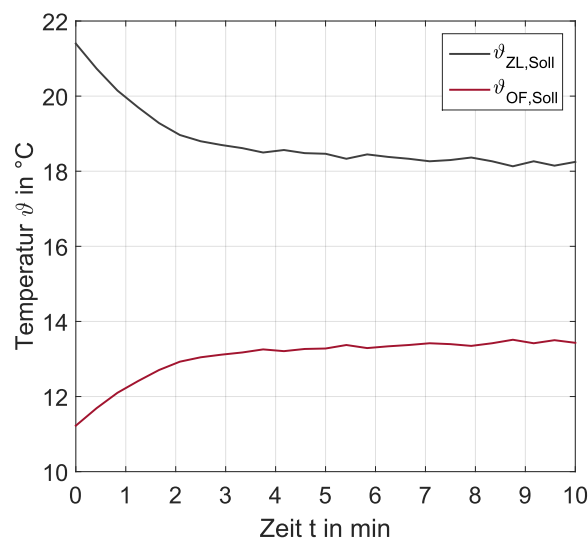
Tabelle 6.4: Parameter für die Bereitstellung des Startzustands beim Stoßlüftungsvorgang nach Fracastoro u. a. [2002].

Kabinenlufttemperatur	ϑ_L^{Kab}	22,5	°C
Heizkörpervorlauftemperatur	$\vartheta_{HK,VL}^{Kab}$	60	°C
Heizkörpervolumenstrom	$\dot{V}_{HK}^{Kab}$	2,0	l/min
Heizleistung	$\dot{Q}_{HK}^{Kab}$	940	W
Zulufttemperatur	ϑ_{ZL}^{Kab}	21,43	°C
Zuluftvolumenstrom	$\dot{V}_{ZL}^{Kab}$	105	m ³ /h
Oberflächentemperatur	ϑ_{OF}^{Kab}	11,2	°C

Abkühlvorgang abgeschlossen und die Raumluft hat sich ausgehend von 22 °C um 3,2 K abgekühlt.

Da die Heizleistung in Fracastoro u. a. [2002] nicht angegeben wird, muss zunächst ein Zustand in der Kabine gefunden werden, der den Bedingungen der vorliegenden Referenzdaten entspricht. Die in Tabelle 6.4 aufgeführten Parameter haben sich als geeignet herausgestellt.

Die Sollwerte für die Zuluft- und die Oberflächentemperatur werden nach Beginn des Stoßlüftungsvorgang mit der zeitlichen Auflösung der Messdaten von 25 s angepasst. Dabei wird die Heizleistung und die Wandtemperatur für den zehnminütigen Vorgang als konstant angenommen ($\dot{Q}_{HK}^{Kab} = 940$ W, $\vartheta_W^{Ref} = 21,6$ °C). Der Raumtemperaturverlauf wird aus den Messdaten von Fracastoro u. a. [2002] gebildet (siehe Abbildung 3.7 auf Seite 24). Mit den Umrechnungsvorschriften aus Kapitel 5 kann der in Abbildung 6.18 gezeigte Verlauf der Randbedingungen für die Zuluft- und die Oberflächentemperatur $\vartheta_{ZL,soll}^{Kab}$ und $\vartheta_{OF,soll}^{Kab}$ berechnet werden. Nach der zehnminütigen Anpassungsphase werden die Rand-

**Abbildung 6.18:** Sollwertverläufe der Zulufttemperatur $\vartheta_{ZL,soll}^{Kab}$ und der Oberflächentemperatur $\vartheta_{OF,soll}^{Kab}$ für den Stoßlüftungsvorgang.

bedingungen so lange konstant gehalten, bis sich ein stationärer Zustand der Kabinenlufttemperatur ϑ_L^{Kab} einstellt. Der Anstieg in der Oberflächentemperatur ergibt sich aufgrund der Umrechnung nach Gleichung 5.12 auf Seite 60, die bei konstanter Wandtemperatur und abfallender Raumlufttemperatur eine steigende Oberflächentemperatur vorgibt.

6.6.4.2 Umsetzung der Randbedingungen in der Kabine

Da der Sollwert für die Oberflächentemperatur während des Stoßlüftungsvorgangs ansteigt und somit keinen Beitrag zur Absenkung der Kabinenlufttemperatur leistet, wird nur die Umsetzung der Zuluftbedingung während des Vorgangs genauer betrachtet. In Abbildung 6.19 (a) ist der Verlauf der Solltemperatur (grau) und die erreichte Zulufttemperaturabsenkung (rot) für den Stoßlüftungsvorgang aufgetragen. Nach 50 s ist der Sollwert bereits um 2,1 K abgesunken. Diese Temperaturdifferenz wird in der Zulufttemperatur erst nach 5 min erreicht. Nach 2 min ist der Sollwert um 3 K gefallen, was von der Zulufttemperatur erst nach 18 min erreicht wird. Insgesamt benötigt die Abkühlung der Zuluft dreimal so lange wie vom Sollwert gefordert. Um eine zu träge Regelung der Zulufttemperatur als Grund für die langsame Abkühlung auszuschließen, ist in Abbildung 6.19 (b) der Verlauf der Nacherhitzerspannung NE_{ZL} gezeigt. Die Reglerspannung erreicht demnach nach nur 3 min ihren Minimalwert von 3,5 V und ist somit für die Trägheit der Zulufttemperatur nicht verantwortlich. Diese muss zunächst die im System gespeicherte Wärme abführen, was den Temperaturabfall verzögert.

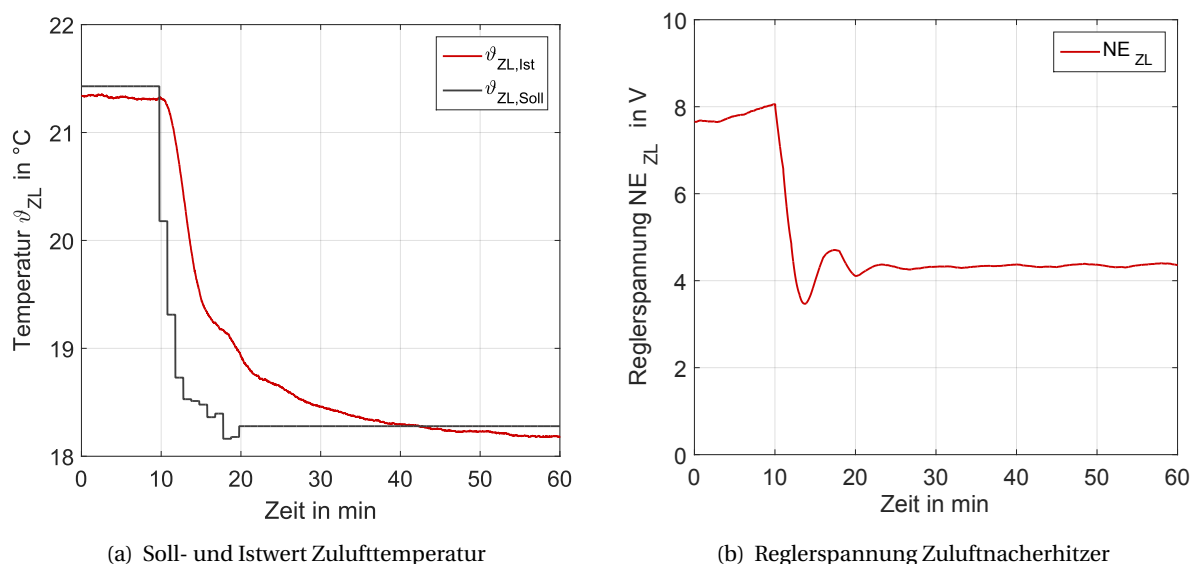


Abbildung 6.19: Beschreibung des Verlaufs der Zulufttemperatur ϑ_{ZL}^{Kab} und der entsprechenden Stellgröße NE_{ZL}^{Kab} beim Stoßlüftungsvorgang.

6.6.4.3 Änderung der Raumlufthtemperatur

Um den Stoßlüftungsvorgang in der Kabine zu bewerten, sind in Abbildung 6.20 die Verläufe der Raumtemperatur $\vartheta_{L,soll}^{Ref}$ nach Fracastoro u. a. [2002] und der Lufttemperatur in der Kabine ϑ_L^{Kab} gegenübergestellt. Dabei wird deutlich, dass die geforderte Abkühlung der Kabinentemperatur mit den eingestellten Randbedingungen nicht erreicht wird. Nach 50 min erreicht die Kabinentemperatur bei 20,7 °C einen stationären Zustand. Die dabei erreichte Abkühlung beträgt nur 1,8 K im Gegensatz zu 3,2 K des Sollwerts. Zudem ist der Vorgang in der Kabine zu träge. Die Sollvorgabe nach Fracastoro u. a. [2002] erreicht nach 10 min ihr Minimum, zu diesem Zeitpunkt wird in der Kabine eine Abkühlung von nur 1 K erreicht.

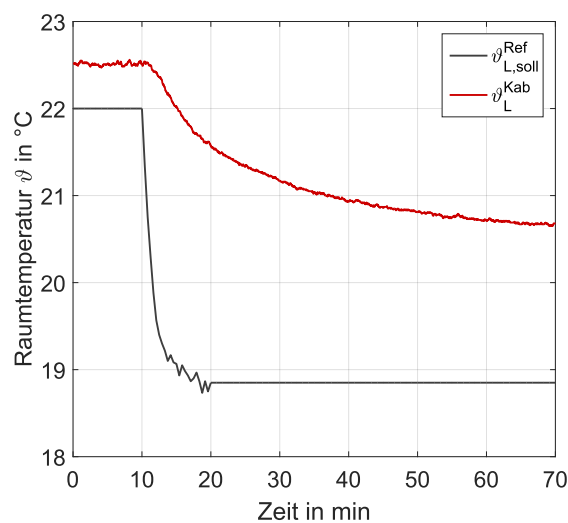


Abbildung 6.20: Temperaturverlauf bei Stoßlüftung nach Fracastoro u. a. [2002] und erreichter Verlauf der Raumlufthtemperatur ϑ_L^{Kab} in der Kabine.

7 Simulationskopplung zur Abbildung zeitlich variabler Randbedingungen

Die Ergebnisse in Kapitel 6 haben gezeigt, dass es möglich ist, das dynamische Verhalten von freien Heizflächen in einer reduzierten Raumumgebung abzubilden. Da für die Bereitstellung der dynamischen Randbedingungen im laufenden Versuchsbetrieb keine detaillierten Messdaten aus einem Referenzraum vorliegen, werden die Kabinen mit einer thermo-hydraulischen Simulationsumgebung gekoppelt. Dies ist erforderlich, um die veränderten Kapazitäten in den Kabinen an Standardräume anzupassen. Dazu wird mit Hilfe der Entwicklungsumgebung Dymola durch den Zusammenschluss einzelner Übertragungsblöcke und Submodelle ein thermisches Wohnungsmodell in der Programmiersprache Modelica erstellt. Mit den am Institut verfügbaren Bibliotheken lässt sich ein komplexes Wohnungsmodell aufbauen, welches die in Unterkapitel 2.2 beschriebenen Einflüsse in Betracht zieht [Fuchs u. a., 2015]. Bei der thermischen HiL-Kopplung zwischen Kabinen und Simulation werden die Parameter ausgetauscht, die den thermischen Zustand der Heizfläche in den Kabinen (Heizleistung) und des Raums in der Simulation (Raum- und Wandtemperatur) beschreiben.

Im folgenden Kapitel wird die Umsetzung und die Funktionalität der Kopplung am Beispiel eines vereinfachten Raummodells vorgestellt. Dazu wird die Heizleistung bei dynamischen Vorgängen betrachtet, indem der Volumenstrom und die Vorlauftemperatur dynamisch angeregt werden¹.

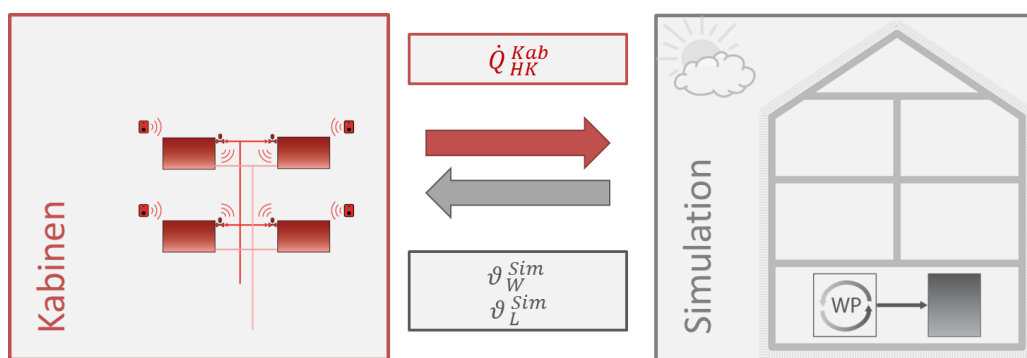


Abbildung 7.1: Austauschparameter bei der thermischen HiL-Kopplung zwischen Simulation und Kabinen.

¹Der Aufbau des Simulationsmodells ist im Rahmen der Masterarbeit von Krause [2015] entstanden. Betreut wurde die Arbeit von der Autorin dieser Dissertationsschrift.

7.1 Übertragung der Heizleistung in die Simulationsumgebung

Bei der thermischen Kopplung zwischen Kabinen und Simulation wird die gemessene Heizleistung des Heizkörpers an die Simulation übergeben, um die thermischen Zustandsänderungen im simulierten Raum durch die Einbringung der Heizleistung zu berechnen. Die Systemgrenze zwischen Kabinen und Simulation liegt dabei an der Oberfläche des Heizkörpers, an der die Wärme in den Raum abgegeben wird. Im folgenden Abschnitt werden die Möglichkeiten zur Übertragung der Heizleistung an das Simulationsmodell diskutiert.

7.1.1 Berechnung der Heizleistung mit dem Energieerhaltungssatz

Mit der vorhandenen Messtechnik ist es möglich, die Heizleistung $\dot{Q}_{HK}^{Ref}$ nach dem Energieerhaltungssatz (siehe Gleichung 3.1 auf Seite 12) zu berechnen. Das Ergebnis für den dynamischen Prozess eines Aufheiz- und Abkühlvorgangs ist in Abbildung 7.2 (a) dargestellt. Die gemessenen Werte für den Volumenstrom $\dot{V}_{HK}^{Ref}$ und die Vor- und Rücklauftemperaturen $\vartheta_{HK,VL/RL}^{Ref}$ sind einer Messung im Referenzraum zum dynamischen Verhalten von freien Heizflächen entsprechend Kapitel 6 entnommen (siehe Abbildung 7.2 (b)). Die bleibenden Schwankungen in der Vorlauftemperatur und in der Heizleistung sind auf Schwankungen bei der Vorlauftemperaturregelung zurückzuführen.

Zu Beginn der Messung wird der Heizkörper mit einem konstanten Volumenstrom $\dot{V}_{HK}^{Ref}$ und einer niedrigen Vorlauftemperatur $\vartheta_{HK,VL}^{Ref}$ versorgt. Zum Zeitpunkt t_0 wird der Sollwert der Vorlauftemperatur $\vartheta_{HK,VL,soll}^{Ref}$ um einen definierten Wert erhöht, was zu einem schnellen Anstieg der Vorlauftemperatur $\vartheta_{HK,VL}^{Ref}$ führt. Die Rücklauftemperatur $\vartheta_{HK,RL}^{Ref}$ reagiert erst nach Ablauf einer Totzeit t_{tot} auf die Änderung im Vorlauf, was hauptsächlich auf die Verdrängung des im Heizkörper befindlichen Wassers zurückzuführen ist. Wenige Sekunden nach dem Anheben der Vorlauftemperatur wird aufgrund der großen Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf mit der Gleichung 3.1 eine hohe Heizleistung berechnet. Dieser Wert liefert Erkenntnisse über die im Heizkörper gespeicherte Energie, jedoch keine Informationen über den an den Raum übertragenen Wärmestrom.

Der Aufheizvorgang ist zum Zeitpunkt t_{stat} abgeschlossen, bei dem die Rücklauftemperatur einen stationären Wert annimmt und die Heizleistung konstant ist. Im stationären Fall lässt sich die von der Heizfläche an den Raum übertragene Wärme mit dem Energieerhaltungssatz (Gleichung 3.1) berechnen.

Zur Betrachtung der Abkühlphase wird zum Zeitpunkt t_{aus} die Pumpe ausgeschaltet, sodass der Durchfluss durch den Heizkörper null ist. Die berechnete Heizleistung nach Gleichung 3.1 ist somit ebenfalls null, was aber aufgrund der im Heizkörper gespeicherten Wärme physikalisch nicht richtig ist. Diese Wärme wird solange an die Umgebung abgegeben, wie eine Temperaturdifferenz zwischen dem Heizmedium und der Umgebung besteht.

Die Berechnung der Heizleistung nach Gleichung 3.1 ist somit nur für den stationären Zustand gültig und für die Nachbildung der Wärmeübergabe zwischen Heizfläche und Raum in dynamischen Pro-

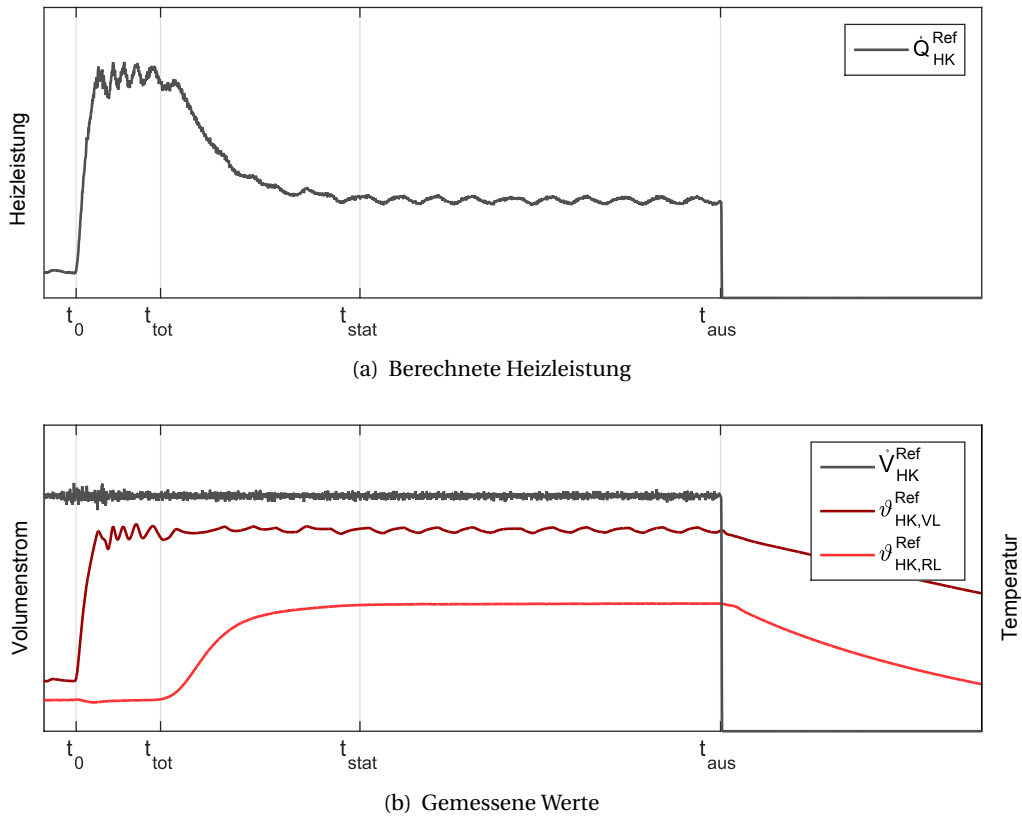


Abbildung 7.2: Berechnete Heizleistung nach dem Energieerhaltungsgesetz für den Aufheizvorgang (t_0 bis t_{stat}) und den Abkühlvorgang ($> t_{aus}$).

zessen nicht geeignet. Aufgrund der komplexen Wärmeübertragungsvorgänge an einer freien Heizfläche ist es mit moderatem messtechnischen Aufwand nicht möglich, direkt die Wärme zu messen, die vom Heizkörper an den Raum abgegeben wird. Um die dynamische Wärmeübergabe im Gebäudemodell trotzdem anhand der in den Kabinen gemessenen Werte abzubilden, wird im Folgenden der Einsatz eines Heizkörpermodells in der Simulationsumgebung diskutiert.

7.1.2 Heizkörpermodell

Die Anwendung eines am Institut entwickelten und validierten Heizkörpermodells² bietet eine Möglichkeit die Heizleistung $\dot{Q}_{HK}^{Kab}$ in das Raummodell einzubringen. Das Heizkörpermodell berechnet die Wärmeübertragung in den simulierten Raum auf Grundlage der gemessenen Vorlauftemperatur $\vartheta_{HK,VL}^{Kab}$ und des gemessenen Volumenstroms $\dot{V}_{HK}^{Kab}$ des Heizmediums im Heizkörper in der Kabine.

Das diskretisierte Modell teilt das Heizkörpervolumen in der Höhe in N Schichten auf (siehe Abbildung 7.3). In jeder Schicht wird über eine Bilanzierung des eintretenden Energiestroms und der

²Die Validierung des Heizkörpermodells ist im Rahmen einer Bachelorarbeit von Schulz von Thun, Felix [2011] erfolgt. Betreut wurde die Arbeit von Michael Adolph mit Unterstützung der Autorin dieser Dissertationsschrift.

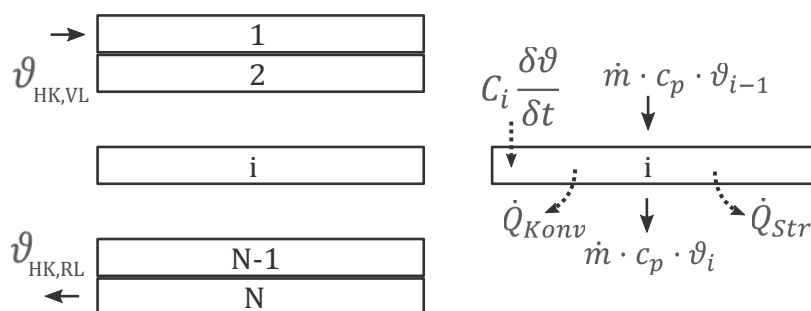


Abbildung 7.3: Darstellung der Diskretisierung des Heizkörpermodells in Dymola.

Wärmeabgabe an den Raum über Konvektion und Strahlung die Temperatur des austretenden Energiestroms berechnet. Die konvektive Wärmeübergabe $\dot{Q}_{HK,Konv}^{Sim}$ wird darin über die laut Herstellerangaben festgelegte Nennheizleistung $\dot{Q}_{HK,n}$ abzüglich des für den Heizkörpertyp festgelegten Strahlungsanteils s_n bestimmt. Die übertragene Strahlungsleistung $\dot{Q}_{HK,Str}^{Sim}$ wird im Simulationsmodell über das Stefan-Boltzmann-Gesetz mit der Temperatur des in die Schicht eintretenden Massenstroms berechnet (siehe Gleichung 3.3 auf Seite 13). Mit höherer Anzahl der Schichten wird die Berechnung der Wärmeabgabe genauer, allerdings steigt auch der Berechnungsaufwand.

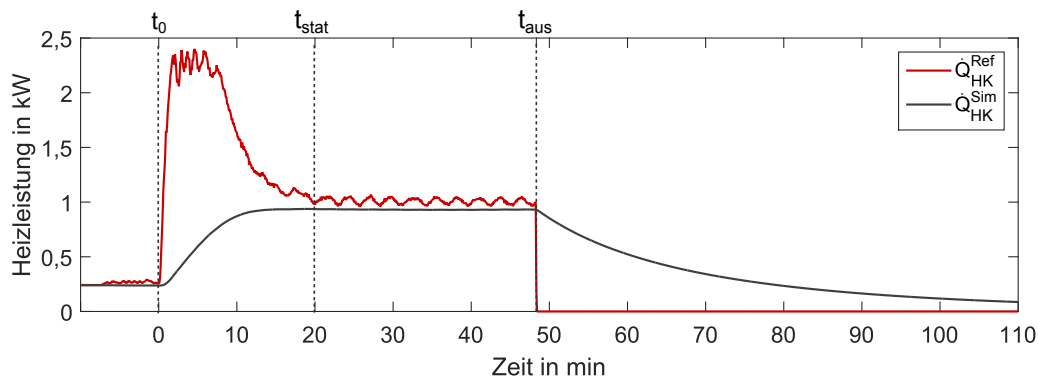
In der vorliegenden Arbeit wird das Heizkörpermodell entsprechend der Herstellerangaben gemäß Tabelle 7.1 parametrisiert. Modellspezifische Parameter werden aus den Voreinstellungen übernommen.

7.1.3 Validierung des Modells zur Abbildung der Heizleistung mit Referenzmessdaten

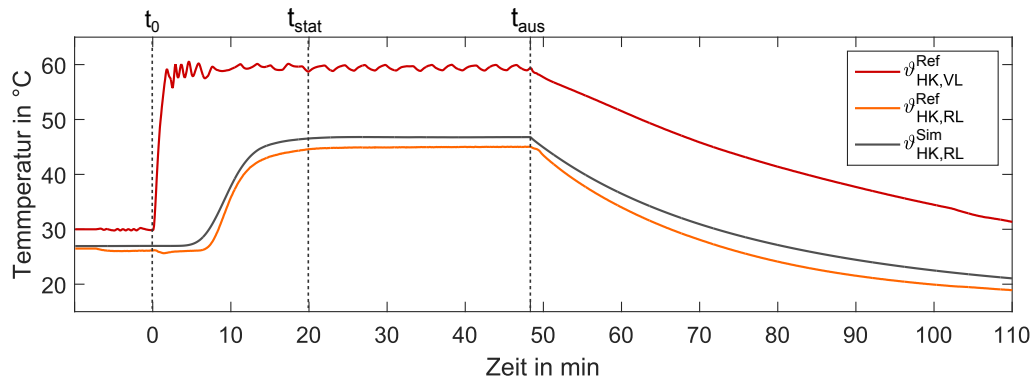
Zur Validierung des Heizkörpermodells werden Daten der Referenzmessungen zum dynamischen Verhalten aus Kapitel 6 herangezogen. Für die Validierung liegen Messdaten des Heizmediumstroms $\dot{V}_{HK}^{Ref}$ und der Vor- und Rücklauftemperaturen $\vartheta_{HK,VL/RL}^{Ref}$ für einen Aufheiz- und Abkühlvorgang vor. In Abbildung 7.4 (a) sind die berechneten bzw. simulierten Werte für die Heizleistung dargestellt. Die aus dem Energieerhaltungssatz berechnete Heizleistung $\dot{Q}_{HK}^{Ref}$ erreicht nach 20 min einen stationären Zustand, da zu diesem Zeitpunkt die Rücklauftemperatur $\vartheta_{HK,RL}^{Ref}$ einen konstanten Wert annimmt.

Tabelle 7.1: Herstellerspezifische Angaben für die Parametrierung des Heizkörpermodells nach RET-TIG [2010].

Heizkörpertyp	22	
Nennheizleistung	1649	W
Normbedingungen	75/65/20	°C
Strahlungsanteil	0,2	
Länge	900	mm
Breite	600	mm
Volumen/Länge	6,16	l/m
Gewicht/Länge	31,97	kg/m



(a) Heizleistungen



(b) Temperaturen

Abbildung 7.4: Vergleich der simulierten Heizleistungen des Heizkörpermodells $\dot{Q}_{HK}^{Sim}$ mit der berechneten Heizleistung $\dot{Q}_{HK}^{Ref}$ aus Referenzmessdaten und die entsprechenden gemessenen bzw. simulierten Temperaturen. Die Schwankungen in der Referenzmessung sind auf die Regelung der Vorlauftemperatur zurückzuführen.

Abbildung 7.4 (b) zeigt die gemessenen Vor- und Rücklauftemperaturen $\vartheta_{HK,VL/RL}^{Ref}$ sowie die im Heizkörpermodell berechnete Rücklauftemperatur $\vartheta_{HK,RL}^{Sim}$, die einen etwas anderen Verlauf aufweist als der gemessene Wert.

Die mit dem Heizkörpermodell berechnete Heizleistung $\dot{Q}_{HK}^{Sim}$ erreicht ihr Maximum zum Zeitpunkt t_{stat} . Der Absolutwert der Heizleistung weicht im stationären Zustand etwa 7 % nach unten zur gemessenen Heizleistung $\dot{Q}_{HK}^{Ref}$ ab.

7.2 Vereinfachtes Raummodell

Mit dem vereinfachten Raummodell wird das thermische Verhalten der Raumluft und der Wärmeaustausch der Wände über Strahlung und Konvektion nachgebildet. Äußere dynamische Einflüsse auf die Raumhülle durch das Wetter, die Wärmeleitung zwischen den Räumen und innere Lasten werden zunächst vernachlässigt. Mit dem vereinfachten Ansatz können die Einflüsse der Umrechnung der Übergabegrößen und deren Übertragung zwischen Simulation und Hardware identifiziert werden.

7.2.1 Beschreibung des Simulationsmodells

Die gemessenen Parameter Vorlauftemperatur $\vartheta_{HK,VL}^{Kab}$ und Volumenstrom $\dot{V}_{HK}^{Kab}$ werden über die Schnittstelle von der Hardware an das Simulationsmodell übergeben. Die mit dem Heizkörpermodell berechnete, in den Raum abzugebende Wärmeleistung wird über zwei *Knoten* (Konvektion und Strahlung) in das Raummodell eingebracht. Anschließend wird aus der konvektiven Wärmeübertragung des Heizkörpers und der Wände die Temperatur des massebehafteten Luftknotens, die die Lufttemperatur des simulierten Raums ϑ_L^{Sim} wiedergibt, berechnet. Die Raumumschließungsflächen werden mit einem vereinfachten, mehrschichtigen Wandmodell abgebildet. Das Modell stellt die Wärmeleitung innerhalb der Wand über thermische Widerstände und Kapazitäten dar und berücksichtigt den Wärmeaustausch über Konvektion und Strahlung raumseitig. Die simulierte Wandtemperatur ϑ_W^{Sim} wird über alle Umschließungsflächen, gewichtet nach der Größe der jeweiligen Wand, berechnet. Abschließend werden die Eingangsgrößen $\vartheta_{OF,soll}^{Kab}$ und $\vartheta_{ZL,soll}^{Kab}$ für den Prüfstand entsprechend der in Kapitel 5 definierten Gleichung 5.12 auf Seite 60 für die Strahlung und Gleichung 5.13 auf Seite 63 für die Konvektion umgerechnet.

7.2.2 Datenaustausch zwischen Kabinen und Simulation

Die Voraussetzung für die Kopplung zwischen Simulation und Hardware ist die Echtzeitfähigkeit des Simulationsmodells, was für den vorgestellten Simulationsumfang in Dymola kein Problem darstellt. Mit Hilfe des in Dymola integrierten *Dynamic Data Exchange* (DDE) Servers können Textdateien beschrieben bzw. ausgelesen werden. Die Ausgabegrößen des Prüfstands werden von der Prüfstandssoftware aus LabView in die Datei *input_dymola* geschrieben und von Dymola zu definierten Zeitschritten eingelesen. Die Übergabeparameter aus der Simulation werden in die Datei *output_dymola* geschrieben und entsprechend von der Prüfstandssoftware als Randbedingungen eingelesen. Für die betrachteten Phänomene der Wärmeübertragung in einem Raum ist eine Datenübertragung in einem Zeitintervall von 5 s ausreichend. In Abbildung 7.5 sind die Übergabegrößen für die Textdateien zusammenfassend dargestellt. Der Index i steht hier für den entsprechenden Raum.

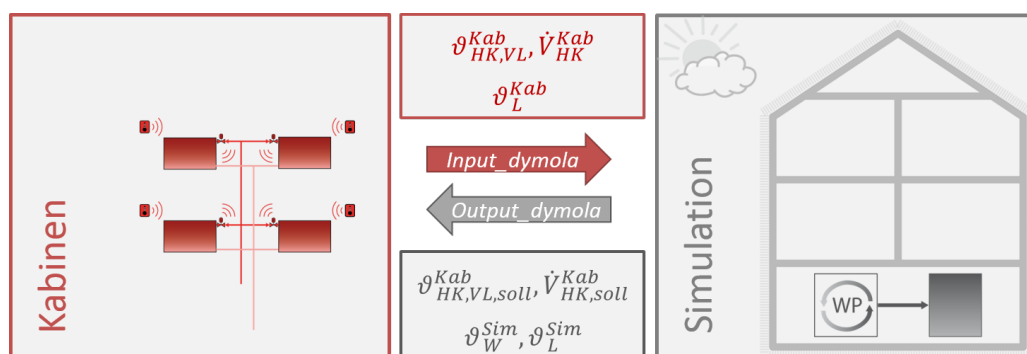


Abbildung 7.5: Übergabeparameter beim Datenaustausch zwischen Simulation und Kabinen.

7.3 Beschreibung der dynamischen Kopplung anhand von Testszenarien

Um die Grenzen der dynamischen Anpassung der Randbedingungen zwischen Simulation und Hardware zu identifizieren, wird dem System eine Dynamik aufgeprägt. Dazu werden die beiden Eingangsgrößen Volumenstrom $\dot{V}_{HK,soll}^{Kab}$ und Vorlauftemperatur $\vartheta_{HK,VL,soll}^{Kab}$ sinusförmig variiert. Die Untersuchung zeigt, wie gut sich die aus den simulierten Parametern berechneten Randbedingungen ($\vartheta_{OF,soll}^{Kab}$ und $\vartheta_{ZL,soll}^{Kab}$) am Prüfstand einstellen lassen und ob sich die gemessene Kabinentemperatur ϑ_L^{Kab} und die simulierte Raumtemperatur ϑ_L^{Sim} angleichen.

Die Eingangsgrößen in Tabelle 7.2 für die Sinusschwingung des Volumenstroms $\dot{V}_{HK,soll}^{Kab}$ und der Vorlauftemperatur $\vartheta_{HK,VL,soll}^{Kab}$ sind so gewählt, dass eine hohe Leistungsschwankung des Heizkörpers zu erwarten ist.

7.3.1 Auswertung der Testszenarien

In Abbildung 7.6 sind die Ergebnisse für den zuvor beschriebenen Funktionstest grafisch dargestellt. Die vier oberen und vier mittleren Diagramme zeigen die Abbildung der geforderten Randbedingungen für die Zuluft- und die Oberflächentemperierung. Die Oberflächentempersensoren messen die Temperaturen der beiden temperierbaren Flächen an den zuvor definierten Positionen (vergleiche Abschnitt 4.2.4). Die vier unteren Abbildungen zeigen jeweils den Vergleich zwischen gemessener Kabinentemperatur ϑ_L^{Kab} und simulierter Raumtemperatur ϑ_L^{Sim} bei den vier Testszenarien aus Tabelle 7.2. Die Kabinentemperatur wird an der im Abschnitt 6.2.3 definierten Messposition gemessen.

Die Schwingung der Eingangsgrößen $\dot{V}_{HK,soll}^{Kab}$ und $\vartheta_{HK,VL,soll}^{Kab}$ wird in beiden Messreihen vom Prüfstand mit einer Phasenverschiebung von wenigen Sekunden umgesetzt. Diese Verschiebung ist auf die Taktung der Kommunikation und auf die Verzögerung der Regelung zurückzuführen, hat aber auf die Dynamik keinen Einfluss, da die Amplituden in beiden Fällen eingehalten werden.

Die Temperierung der Oberflächen und der Zuluft folgt den Sollwerten aus der Simulation $\bar{\vartheta}_{OF,soll}^{Kab}$ und $\bar{\vartheta}_{ZL,soll}^{Kab}$ in allen vier Messreihen ohne Abweichung in der mittleren Temperatur, wie der Abbildung 7.6 zu entnehmen ist. Die Abweichungen der Amplituden der gemessenen Oberflächentemperatur $\hat{\vartheta}_{OF}^{Kab}$ und Zulufttemperatur $\hat{\vartheta}_{ZL}^{Kab}$ von der jeweiligen Sollwertamplitude von weniger als 0,05 K ist

Tabelle 7.2: Eingangsgrößen für die Untersuchung der dynamischen Kopplung.

Messreihe	Frequenz Hz	$\dot{V}_{HK,soll}^{Kab}$ l/min		$\vartheta_{HK,VL,soll}^{Kab}$ °C	
		min	max	min	max
dynV1800	1/1800	0,7	1,6	60	
dynV900	1/ 900	0,7	1,6	60	
dynT1800	1/1800		1,4	50	70
dynT900	1/ 900		1,4	50	70

Tabelle 7.3: Auswertung der dynamischen Kopplung anhand der Amplituden der dynamischen Zustandsgrößen und Randbedingungen.

Messreihe		dynV 1800		dynV 900		dynT 1800		dynT 900	
$\hat{\vartheta}_{OF}^{Kab}$	K	0,10	+0,02	0,06	+0,01	0,32	+0,01	0,11	+0,01
$\hat{\vartheta}_{OF,soll}^{Kab}$	K	0,08		0,05		0,31		0,10	
$\hat{\vartheta}_{ZL}^{Kab}$	K	0,14	+0,03	0,07	+0,01	0,44	+0,04	0,19	+0,02
$\hat{\vartheta}_{ZL,soll}^{Kab}$	K	0,11		0,06		0,40		0,17	
$\hat{\vartheta}_L^{Kab}$	K	0,13	-0,01	0,08	+0,01	0,50	+0,00	0,17	-0,02
$\hat{\vartheta}_L^{Sim}$	K	0,14		0,07		0,50		0,19	

zu vernachlässigen. Die Werte finden sich im Detail in Tabelle 7.3. Bei der Bereitstellung der Randbedingungen kann eine Phasenverschiebung von ca. 3,5 min bei der Oberflächentemperierung in den oberen Abbildungen 7.6 und etwa 3 min bei der Zulufttemperierung in den mittleren Abbildungen 7.6 festgestellt werden. Diese Verschiebung ist auf die Totzeit der Nacherhitzer, die als Stellglieder für die Regelung eingesetzt werden (siehe Abschnitt 4.2.3), zurückzuführen.

Beim Vergleich der gemessenen Kabinentemperatur ϑ_L^{Kab} und der simulierten Raumtemperatur ϑ_L^{Sim} wird deutlich, dass die Variation der Vorlauftemperatur einen größeren Einfluss auf die Dynamik hat als die Änderung des Volumenstroms. Bei gleicher Schwingungsfrequenz ist die Amplitude um das doppelte bzw. vierfache höher. Die entsprechenden Werte sind für die Messreihen in Tabelle 7.3 dargestellt. Aufgrund der kürzeren Schwingungsdauer verringern sich die Amplituden der gemessenen und simulierten Raumtemperatur von 1/1800 Hz auf 1/900 Hz um das doppelte bzw. dreifache. Die Amplituden der Randbedingungen für die Oberfläche bzw. Zuluft verändern sich bei Verdoppelung der Schwingfrequenz um die gleiche Größenordnung. Bei dem Vergleich der Mittelwerte der Kabinenlufttemperatur $\bar{\vartheta}_L^{Kab}$ und der simulierten Raumtemperatur $\bar{\vartheta}_L^{Sim}$ fällt auf, dass die Kabinentemperatur in allen Messreihen etwas mehr als 2 K über der simulierten Raumtemperatur liegt. Dies ist auf die Messposition in der Nähe des Heizkörpers (siehe Abschnitt 6.2.3) zurückzuführen und lässt sich in dem bestehenden Konzept nicht vermeiden.

7.3.2 Fazit der dynamischen Kopplung

Mit den durchgeführten Messreihen wird die Funktionalität der dynamischen Kopplung gezeigt. Selbst bei der hohen Dynamik mit einer Vorlauftemperaturspreizung von 20 K in nur 15 min können die Randbedingungen der Zuluft- und der Oberflächentemperierung mit weniger als 10 % Abweichung in den Amplituden folgen. Die Amplituden der Kabinentemperatur weisen in allen Messreihen weniger als 0,02 K Temperaturdifferenz zu den Amplituden der simulierten Raumtemperatur auf. Aufgrund der Positionierung des Temperatursensors in der Nähe des Heizkörpers, die wegen der reduzierten

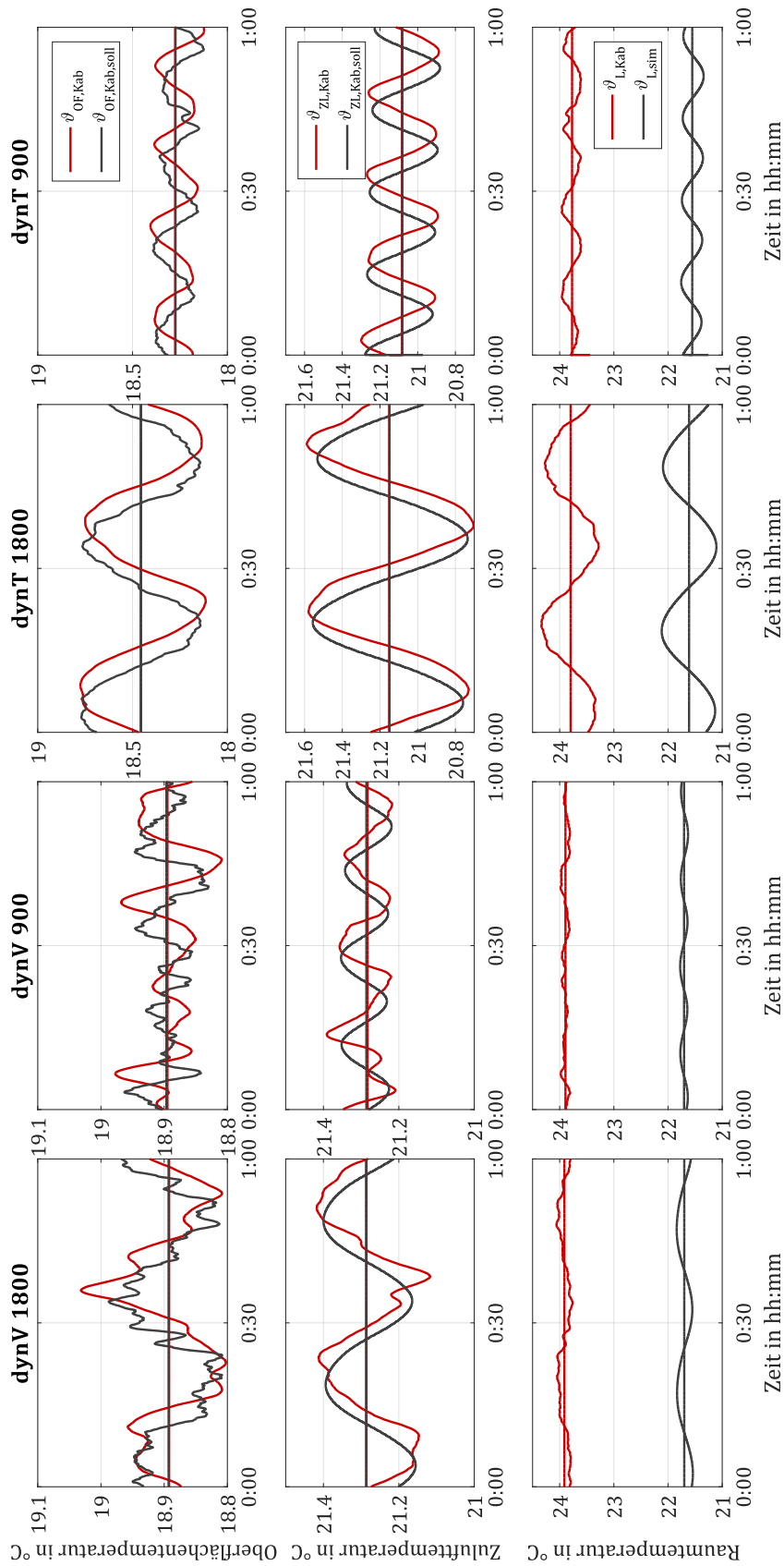


Abbildung 7.6: Ergebnisse der simulierten und gemessenen Daten bei der Aufprägung einer dynamischen, sinusförmigen Änderung der Eingangsgroßen Volumenstrom $\dot{V}_{HK,\text{soll}}^{Kab}$ und Vorlauftemperatur $\vartheta_{HK,VL,\text{soll}}^{Kab}$ für die Kopplung eines einzelnen simulierten Raumes mit einer Kabine. (dynV: Variation des Volumenstroms; dynT: Variation der Vorlauftemperatur; 1800/900: Kennzeichnung der Frequenz.)

Raumumgebung notwendig ist, liegen die Mittelwerte der Kabinentemperatur $\bar{\vartheta}_L^{Kab}$ in allen Messreihen höher als die simulierte Raumtemperatur $\bar{\vartheta}_L^{Sim}$.

8 Anwendung eines Einzelraumregelungssystems

Im abschließenden Teil der Arbeit werden die Anwendungsmöglichkeiten des vorgestellten HiL-Verfahrens beim Einsatz eines Einzelraumregelungssystems als PI-Regler untersucht. Der PI-Regler wird umgesetzt mit einem einfachen Durchgangsventil. Der Fokus der Untersuchung liegt bei der Auswertung der dynamischen Antwort des Systems. Die Optimierung der Einzelraumregelung wird im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter betrachtet. Für die Anwendung wird das im vorherigen Kapitel 7 vorgestellte vereinfachte Raummodell für die Abbildung einer Wohnung mit vier Räumen erweitert.

8.1 Wohnungsmodell zur Abbildung der gekoppelten Räume

8.1.1 Allgemeine Beschreibung der Parametrierung

Um verschiedene Szenarien bei der thermischen Kopplung zwischen der Simulation und den Kabinen untersuchen zu können, ist es möglich, die folgenden Parameter im Simulationsmodell in Modelica zu variieren:

- Grundfläche: 63 m² oder 80 m²
- Raumfläche: 12 m² bis 30 m²
- Außenanbindung: Freistehend, nicht freistehend
- Anteil Fensterfläche: 15 % oder 30 %
- Dämmstandard: WSchV 1984, WSchV 1995 oder EnEV 2009
- Wettermodell: Außentemperatur, solare Einstrahlung und Windgeschwindigkeit
- Nutzerprofil: Wohnen, Schlafen, Kochen, Bad
- Wärmeerzeuger: Heizkessel, Wärmepumpe

Für die Umsetzung der thermischen Kopplung kann die Grundfläche und damit auch die Raumgröße nur eingeschränkt variiert werden und die Lage der Räume zueinander wird nicht verändert. Diese Einschränkungen werden umgesetzt, um die Schritte zur Änderung der Simulationsumgebung möglichst einfach zu halten. Der dargestellte Grundriss in Abbildung 8.1 zeigt die Anordnung der Räume zueinander. Die Grundfläche kann zwischen zwei Größen variiert werden und wird als Rechteck aufgebaut. Die Räume sind, wie in Abbildung 8.1 dargestellt, untereinander verbunden. Die Grundfläche der Wohnung beträgt insgesamt entweder 63 m² mit einer Länge von 9 m und einer Breite von 7 m oder 80 m² mit einer Länge von 10 m und einer Breite von 8 m. Die Räume haben eine Höhe

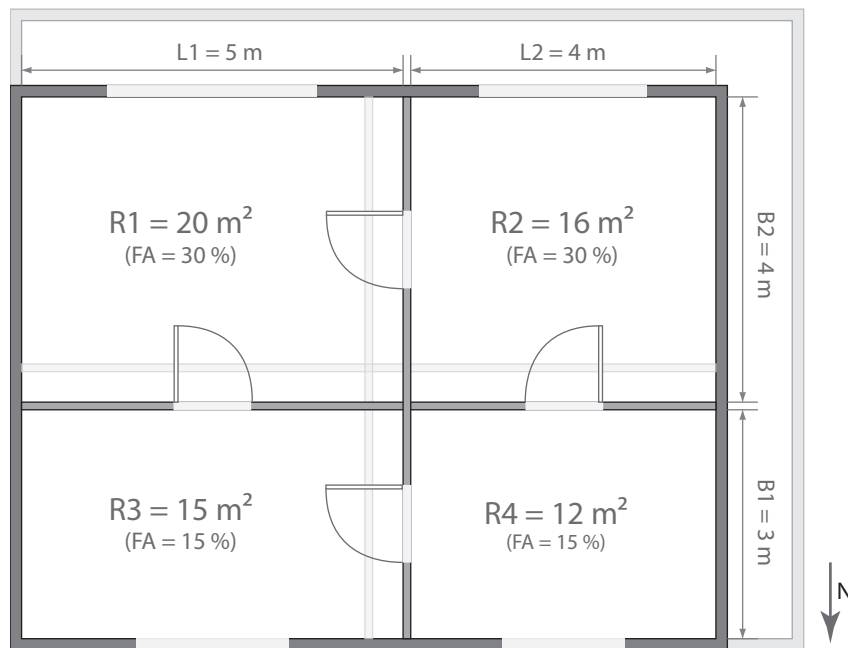


Abbildung 8.1: Vereinfachter Grundriss des simulierten Wohnungsmodells für die thermische Kopp-
lung beispielhaft für die Grundfläche von 63 m^2 . (FA = Fensterflächenanteil)

von 2,5 m und jeweils zwei Außen- und zwei Innenwände. Der Boden grenzt an einen Keller mit einer festen Temperatur von 15°C . Die Decke ist entweder eine Außenfläche mit dem entsprechenden Dämmstandard oder schließt an eine Wohnung an¹. Die beiden oberen Räume R1 und R2 sind nach Süden und die beiden unteren Räume R3 und R4 nach Norden ausgerichtet. Die Fensterflächen sind in der Mitte der beiden außenliegenden Längsseiten angeordnet. Die Heizkörper stehen mittig unter den Fenstern. Mit der Angabe der Raumnutzung (Wohnen, Schlafen, Kochen, Bad) wird automatisch ein Nutzerprofil hinterlegt, mit dem interne Lasten definiert werden. Die Profile der internen Lasten für die entsprechende Raumnutzung sind in Abbildung 8.2 dargestellt. Die Raumsolltemperaturen können individuell für jeden Raum vorgegeben werden.

Die Luftwechselrate zwischen Wohnung und Umgebung erfüllt den hygienischen Mindestluftwechselbedarf von 0,5 /h, das heißt die Raumluft wird innerhalb von 2 Stunden komplett ausgetauscht [Norm DIN 1946-6, 2009]. Die Wärmeerzeuger können mit den am Institut entwickelten Modellen simuliert werden [Fuchs u. a., 2015]. Für die Definition der Wetterdaten können typische Zeiträume aus den Testreferenzjahren nach Christoffer u. a. [2004] entnommen werden.

8.1.2 Parametrierung des Wohnungsmodells für die Messungen

Für die Anwendung der Einzelraumregelung im Rahmen dieser Arbeit wird für das Wohnungsmodell die Parametrierung wie folgt vorgenommen. Die Grundfläche beträgt 80 m^2 und die Größe der

¹Die angrenzende Wohnung weist konstante Raumtemperaturen auf, die individuell eingestellt werden können.

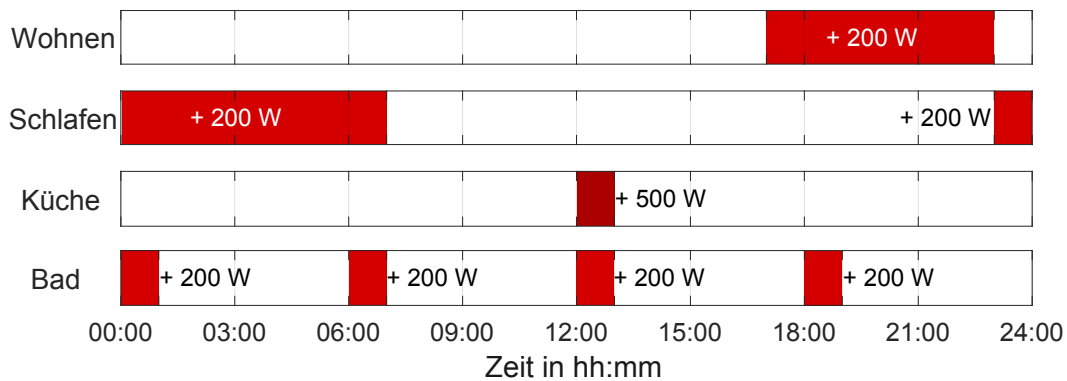


Abbildung 8.2: Profil zur Einbringung der internen Lasten entsprechend der Raumnutzung im Simulationsmodell.

Räume ist in Tabelle 8.1 aufgelistet. Die Außenwände sind mit den Standardwerten nach der WSchV von 1984 ausgelegt und der Fensterflächenanteil beträgt 30 %. Die Räume sind thermisch nur über die Innenwände gekoppelt, das heißt es findet kein Wärmeaustausch durch verstärkten Luftwechsel (offene Türen oder ähnliches) statt. Bei den vorliegenden Ergebnissen wird kein Wärmeerzeuger im Simulationsmodell gerechnet, sondern eine konstante Vorlauftemperatur von 60 °C vorgegeben. Das Außentemperaturprofil ist in Abbildung 8.3 dargestellt und entspricht dem 12. Januar aus dem Testreferenzjahr [Christoffer u. a., 2004].

Für die in Tabelle 8.1 aufgeführten Raumsolltemperaturen $\vartheta_{L,soll}$ kann mit der Norm DIN EN 12831 [2003] der Wärmebedarf $\dot{Q}_{HL,i}$ für die Räume berechnet werden. Mit der ebenfalls in Tabelle 8.1 aufgeführten installierten Heizkörperleistung $\dot{Q}_{n,i}$ unter den Normbedingungen 75/65/20 ergibt sich die resultierende Unter- bzw. Überdimensionierung $\Delta\dot{Q}_i$ des beheizten Raums.

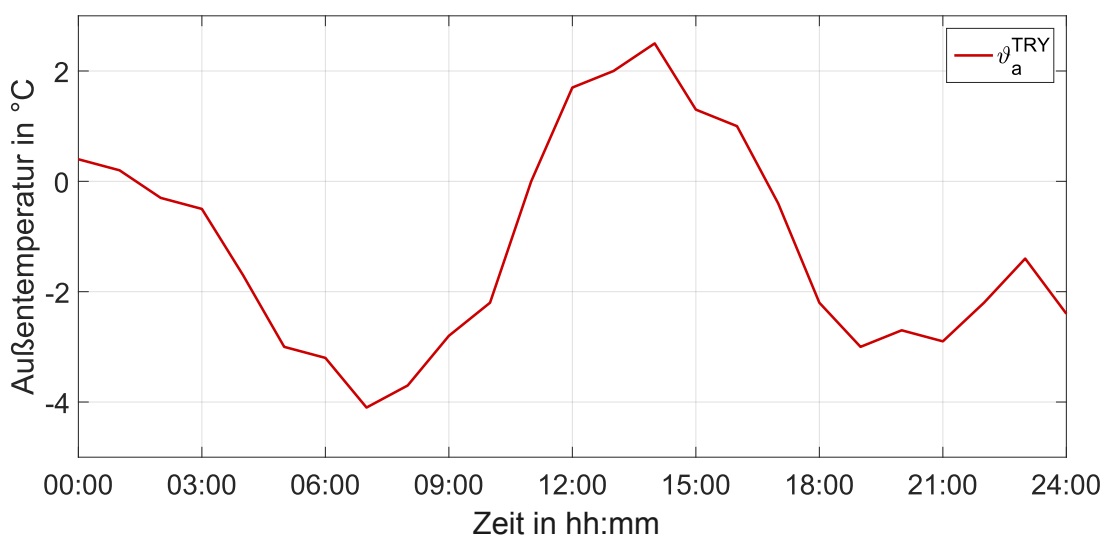


Abbildung 8.3: Außentemperaturprofil vom 12. Januar des Testreferenzjahres [Christoffer u. a., 2004].

Tabelle 8.1: Parametrierung des Wohnungsmodells für die Anwendung der Einzelraumtemperaturregelung in den HiL-Kabinen.

Raum	A m ²	L m	B m	Nutzerprofil	$\theta_{L,soll}$ °C	$\dot{Q}_{HL,i}$ W	$\dot{Q}_{n,i}$ W	$\Delta\dot{Q}_i$ %
R1	30	6	5	Wohnen	22	2619	1649	- 58 %
R2	20	4	5	Schlafen	18	1553	1649	+ 6 %
R3	18	6	3	Küche	20	1492	1649	+ 10 %
R4	12	4	3	Bad	24	1315	893	- 47 %

8.2 Raumtemperaturregelung mit elektrischen Stellventil (PI-Regler)

Für die Raumtemperaturregelung mit einem elektrischen Stellventil als PI-Regler werden die Durchgangsventile eingesetzt, die von der Versorgungsperipherie des Prüfstandes bereitgestellt werden (vergleiche Unterkapitel 4.2). Dabei handelt es sich um Ventile, die nicht speziell für den Einsatz am Heizkörper in einem bewohnten Raum vorgesehen sind. Die eingesetzten Ventile zeichnen sich durch bessere Regelungseigenschaften aus, als die auf dem Markt verfügbaren elektrischen Heizkörper-Thermostate (vergleiche Unterkapitel 3.4).

8.2.1 Auslegungskriterien des elektrischen Stellventils

Um die Charakteristik eines Stellventils zu beurteilen, ist die Betrachtung des gesamten hydraulischen Systems erforderlich. Bei der Auslegung von Stellgliedern in der Einzelraumtemperaturregelung sind nach Büchel u. a. [2010] folgende Kriterien zu berücksichtigen:

- Nennvolumenstrom der Heizfläche bereitstellen,
- Regelbarkeit im Mindestlastbereich einhalten,
- Ausreichende Ventilautorität gewährleisten und
- Linearität der Regelstreckenkennlinie anstreben.

8.2.1.1 Bereitstellen des Nennvolumenstroms

Der Nennvolumenstrom der Heizfläche wird über die Nennleistung $\dot{Q}_{HK,n}$ bei Normbedingungen (75/65/20) definiert. Mit dem Energieerhaltungssatz 3.1 auf Seite 12 ergibt sich ein Nennvolumenstrom von 2,41 l/min (siehe Tabelle 8.2).

Die Abhängigkeit des Volumenstroms im Gesamtsystem von der Förderhöhe der Pumpe bei vollständig geöffneten Ventilen ist in Abbildung 8.4 (a) in Form der Betriebskennlinie des Gesamtsystems dargestellt. Wegen der hydraulischen Parallelschaltung und dem gleichen hydraulischen Aufbau der vier Räume weist die Betriebskennlinie für den Raum 3 in Abbildung 8.4 (b) die gleiche Charakteristik bei

Tabelle 8.2: Heizkörperleistung und Volumenstrom eines Heizkörpers Typ22 unter Normbedingungen.

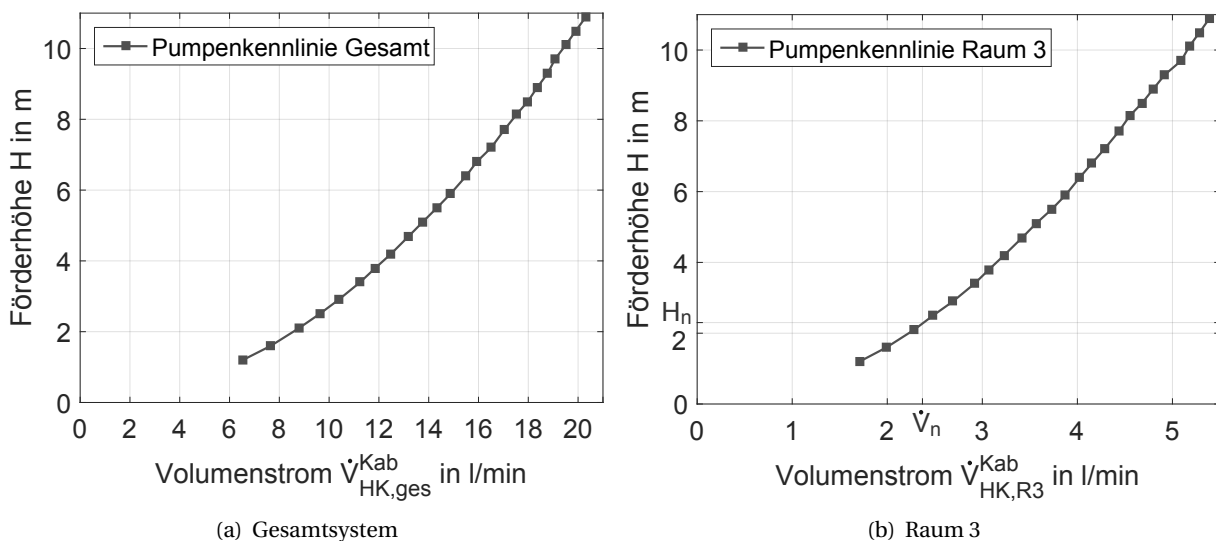
Nennleistung Typ22	$\dot{Q}_{HK,n}$	1649	W
Temperaturdifferenz	$\Delta\vartheta_{HK,VL/RL}$	10	K
Mittlere Wärmekapazität bei 70 °C	$c_{p,W}$	4,19	kJ/kgK
Mittlere Dichte bei 70 °C	ρ_W	977,8	kg/m ³
Nennvolumenstrom Typ22	$\dot{V}_{HK,n}$	2,41	l/min

kleinerem Volumenstrom auf. Die erforderliche Förderhöhe der Pumpe zur Bereitstellung des Nennvolumenstroms $\dot{V}_n$ kann mit der vorliegenden Kennlinie bestimmt werden ($H_n = 2,3$ m).

Um die Beeinträchtigung der Druckverluste im volumenstromvariablen Teil der Hydraulik (Teilstrang über den Wärmeübertrager) zu verhindern, ist die Versorgung über eine Druckdifferenzregelung unmittelbar vor der Teilung der Stränge in die Räume ausgestattet (vergleiche Unterkapitel 4.2.3). Bei der erforderlichen Förderhöhe H_n von 2,3 m ergibt sich eine Druckdifferenz des Gesamtsystems $\Delta P_{HK,ges}^{Kab}$ von 0,18 bar.

8.2.1.2 Regelbarkeit im Mindestlastbereich

Der Mindestlastbereich in der Regelung von Heizflächen ist durch den Volumenstrom bei einer Ventilstellung von $\frac{S}{S_{V100}} = 0,1$ definiert [Büchel u. a., 2010]. Mit der Ventilkennlinie für Raum 2 in Abbildung 8.5 kann der Volumenstrom im Mindestlastbereich abgelesen werden, der für Raum 2 0,26 l/min beträgt ($\frac{\dot{V}}{\dot{V}_{V100}} \approx 0,12$). Mit einem Anteil von 11 % am Nennvolumenstrom kann der Bereich als ausreichend klein angesehen werden. Auffällig bei Betrachtung der Ventilkennlinie ist, dass zum einen

**Abbildung 8.4:** Betriebskennlinien für die hydraulische Schaltung der Förderpumpe vom Gesamtsystem und von Raum 3.

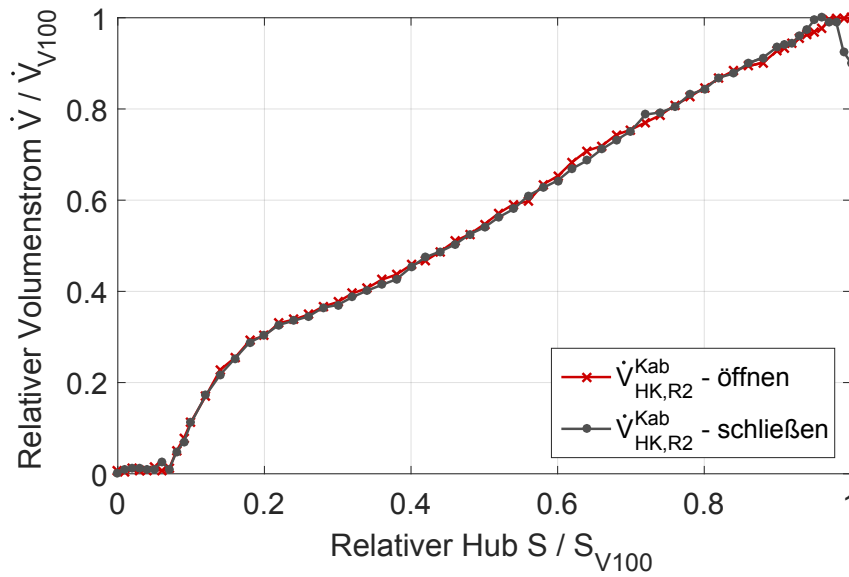


Abbildung 8.5: Relative Betriebskennlinie des Stellventils in Raum 2.

kein Leakagestrom vorliegt und zum anderen bis zu einer Ventilöffnung von $\frac{S}{S_{V100}} = 0,07$ kein Volumenstrom fließt. Zudem zeichnet sich die Kennlinie im Bereich von $\frac{S}{S_{V100}} = 0,2$ bis 0,95 durch einen linearen Verlauf aus.

8.2.1.3 Betrachtung der Ventilautorität

Um eine stabile Regelung der Raumtemperatur zu gewährleisten, sollte das Stellventil nach Roos [1999] eine Ventilautorität $a_{V,soll}$ größer als 0,5 aufweisen. Dadurch ergibt sich mit Gleichung 3.19 auf Seite 28 der folgende Zusammenhang zwischen dem Druckverlust bei vollständig geöffnetem Ventil $\Delta p_{V100,soll}$ und dem Druckverlust des Gesamtsystems Δp_{ges} :

$$\Delta p_{V100,soll} = \frac{\Delta p_{ges}}{2} \quad \text{mit} \quad a_V = 0,5 \quad (8.1)$$

Der erforderliche Durchflusskennwert $K_{vs,soll}$ des Stellventils berechnet sich mit Gleichung 3.20 auf Seite 29 für eine Dichte $\rho_{V100} = 1000 \text{ kg/m}^3$ somit folgendermaßen:

$$K_{vs,soll} = \dot{V}_{HK,n} [\text{m}^3/\text{h}] \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 1 \text{ bar}}{\Delta p_{ges}}} \quad \text{mit} \quad a_V = 0,5 \quad (8.2)$$

Für die hier betrachtete hydraulische Schaltung ergibt sich somit ein erforderlicher Durchflusskennwert $K_{vs,soll}$ von $0,42 \text{ m}^3/\text{h}$. Mit dem etwas höheren Durchflusskennwert $K_{vs,ist}$ des eingebauten Ventils von $0,6 \text{ m}^3/\text{h}$ wird sichergestellt, dass der Auslegungsvolumenstrom der Heizfläche $\dot{V}_{HK,n}$ erreicht wird. Die Ventilautorität $a_{V,ist}$ beträgt im eingebauten Zustand 0,47, wodurch die Voraussetzung für eine stabile Regelung gegeben ist.

8.2.1.4 Regelstreckenkennlinie

Für die gesamte Regelstrecke bestehend aus Stellventil und Heizkörper wird eine lineare Kennlinie angestrebt. Durch die deformierte Betriebskennlinie des Stellventils (siehe Abbildung 8.5) wird im eingebauten Zustand allerdings keine Linearität erreicht. Abbildung 8.6 zeigt die Regelstreckenkennlinie, die sich aus der Betriebskennlinie des Stellventils und der Wärmeübertragerkennlinie des Heizkörpers ergibt. Eine weiterführende Optimierung der Regelstrecke wird im Rahmen der vorliegenden Dissertation nicht betrachtet, sondern ist Teil von weiterführenden Projekten.

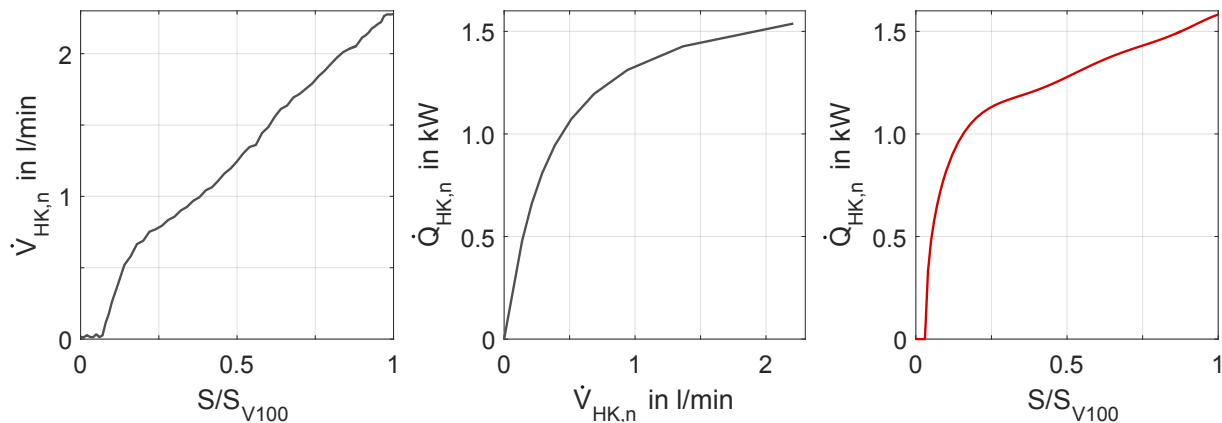


Abbildung 8.6: Regelstreckenkennlinie (rot) der Einzelraumregelung, die sich ergibt aus der Betriebskennlinie des Stellventils und der Wärmeübertragerkennlinie des Heizkörpers in den HiL-Kabinen.

8.2.2 Einstellparameter für die PI-Regelung

Mit den korrekten Einstellungen für die PI-Regelung der Einzelraumtemperaturregelung wird das zeitliche Verhalten der Regelstrecke berücksichtigt. In Kapitel 6 werden exemplarische Aufheiz- und Abkühlvorgänge beim Betrieb von freien Heizflächen detailliert beschrieben. Auffällig für die Regelung sind dabei die langen Zeitkonstanten des Systems, die eine stabile Regelung erschweren.

Bei der Ermittlung der Einstellparameter sind folgende Kriterien zu berücksichtigen:

- Geringe Schwankung im eingeregelten Zustand,
- kleine Überschwingweite und
- Ausgleich von Störgrößen.

Um den thermischen Komfort des Nutzers zu gewährleisten, darf die Raumtemperatur im eingeregelten Zustand nur eine geringe Schwankung aufweisen. Für einen energieeffizienten Betrieb müssen Sollwertänderungen schnell und trotzdem mit möglichst kleiner Überschwingweite angepasst werden. Des Weiteren ist es erforderlich, Störgrößen auszugleichen.

Aufgrund der großen Zeitkonstanten ist es bei dem vorhandenen System nicht möglich, die klassischen Auslegungsverfahren für die Bestimmung von Reglereinstellungen zu verwenden (Ziegler/Nichols oder Chien/Hrones/Reswick). Deswegen ist in Voruntersuchungen von Krause [2015] eine Parametervariation durchgeführt worden, bei der folgende Einstellwerte das stabilste Regelverhalten mit der kleinsten Überschwingweite und einer geringen Zeitverzögerung aufweisen:

$$K_P = 6, T_i = 4.$$

8.2.3 Interpretation der Raumtemperaturregelung

Um das zeitlich variable Verhalten der Heizkörper in den Kabinen beim Einsatz einer Raumtemperaturregelung zu zeigen, sind in Abbildung 8.11 auf Seite 121 die folgenden Parameter für alle Räume gegenübergestellt: die simulierte Heizleistung $\dot{Q}_{HK,Ri}^{Sim}$ (Wärmeübertragung zwischen Heizkörper und Raum kann mit einfacher messtechnischer Ausstattung nicht erfasst werden), die gemessene Vorlauftemperatur am Heizkörper $\vartheta_{HK,VL,Ri}^{Kab}$, der gemessene Heizkörperdurchfluss $\dot{V}_{HK,Ri}^{Kab}$ und die Stellung des Durchgangsventils $S_{HK,Ri}^{Kab}$. Die Zustände in den vier Räumen sind aufgrund der verschiedenen simulierten Raumgrößen und Nutzerprofile bei Anwendung der PI-Regelung unterschiedlich. Die sich ergebenden dynamischen Verläufe der geregelten Lufttemperatur in den Kabinen $\vartheta_{L,Ri}^{Kab}$ und die simulierten Raumtemperaturen $\vartheta_{L,Ri}^{Sim}$ sind in Abbildung 8.12 auf Seite 122 für alle vier Räume aufgeführt.

Im Folgenden wird auf einzelne Phänomene in den Räumen eingegangen, um die Funktionsweise der HiL-Kabinen zu beschreiben:

- Auswirkung der Außentemperatur auf die Heizleistung im Raum,
- Raumtemperaturen über Sollwert,
- Über- und Underdimensionierung der Heizfläche,
- Vergleich zwischen gemessener und simulierter Raumtemperatur.

8.2.3.1 Raum 1: Auswirkung der Außentemperatur auf die Heizleistung im Raum

Die obere Grafik in Abbildung 8.12 auf Seite 122 zeigt für die Regelung in Raum R1 (30 m²), dass die Solltemperatur von 22 °C über den gesamten Zeitraum ohne Regelabweichung eingestellt wird ($\bar{\vartheta}_{L,R1}^{Kab} = 22^\circ\text{C}$, $\hat{\vartheta}_{L,R1}^{Kab} = 0,07\text{K}$). Durch die schwankende Außentemperatur ϑ_a^{TRY} ergibt sich der Verlauf der Heizleistung, der in Abbildung 8.7 dargestellt ist. Aufgrund der sinkenden Außentemperatur in den ersten sieben Stunden steigt die Heizleistung kontinuierlich an. Mit einer zeitlichen Verzögerung reagiert die Heizleistung auf die steigenden Außentemperaturen ab dem Zeitpunkt 7 h 0 min. Aufgrund der Einbringung der internen Last von 200 W ab dem Zeitpunkt 17 h 0 min (roter Bereich in Abbildung 8.7) fällt die durch den Heizkörper eingebrachte Heizleistung an dieser Stelle trotz sinkender Außentemperatur ab und steigt dann langsam wieder an. Ab dem Zeitpunkt 23 h 0 min wird keine zusätzliche Wärme durch interne Lasten in den Raum eingebracht, sodass die über den Heizkörper eingebrachte Wärme um den fehlenden Wärmeeintrag durch interne Last von 200 W ansteigt.

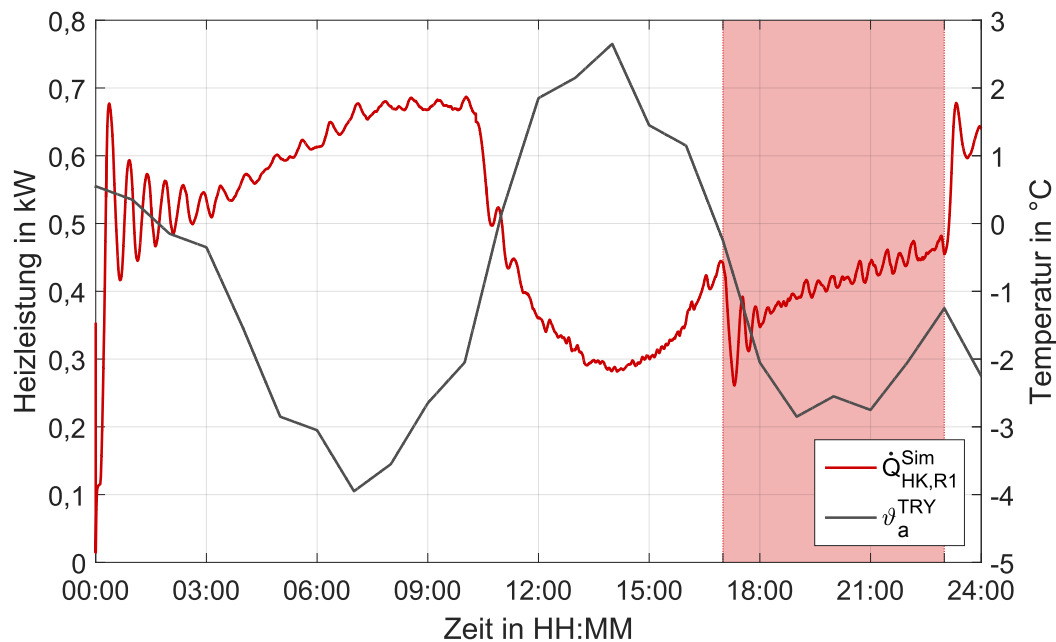


Abbildung 8.7: Vergleichende Darstellung der Außentemperatur ϑ_a^{TRY} und der über den Heizkörper eingebrachten Heizleistung $\dot{Q}_{HK,R1}^{Sim}$ in Raum R1.

8.2.3.2 Raum 2: Raumtemperatur über dem Sollwert

Die geforderte Raumsolltemperatur von 18 °C wird in Raum R2 (20 m²) nur an etwa fünf Stunden des Messzeitraums erreicht. Bei Betrachtung der Abbildung 8.8 wird deutlich, dass dies auf zwei Gründe zurückzuführen ist. Zum einen führt die interne Last von 200 W bis zum Zeitpunkt 7 h 0 min (roter Bereich in Abbildung 8.8) zu einer höheren Raumtemperatur, zum anderen wird die Raumsolltemperatur von 18 °C bei einer Außentemperatur größer als -2 °C überschritten. Die resultierende Heizleistung ist in den Zeiträumen, die eine Raumtemperatur höher als 18 °C aufweisen, dementsprechend nahezu null. Die Regelung der Raumtemperatur ist nur in den Zeiträumen 7 h bis 10 h 30 min und 20 h bis 23 h aktiv.

8.2.3.3 Raum 3: Überdimensionierung der Heizfläche

In Raum R3 (18 m²) ist die Auswirkung der Überdimensionierung der Heizfläche zu erkennen. Durch die hohe installierte Heizleistung des Heizkörpers ist die Raumtemperaturregelung mit den eingestellten Regelparametern nur eingeschränkt möglich. Dies äußert sich in einer schwingenden Raumtemperatur mit einer Amplitude von bis zu 0,7 K und einer bleibenden Regelabweichung von 0,4 K. In Abbildung 8.9 ist der Verlauf der Raumtemperatur $\vartheta_{L,R3}^{Kab}$ der Stellung des Durchgangsventils $S_{HK,R3}^{Kab}$ gegenübergestellt. Der Verlauf der Stellgröße ähnelt dem Verhalten eines Zweipunktreglers, wobei die größeren Ventilöffnungen (vergleiche Zeitpunkt 9 h 0 min) in höheren Amplituden in der Raumtemperatur resultieren. Zum Zeitpunkt 12 h 0 min wird eine interne Last von 500 W in den Raum einge-

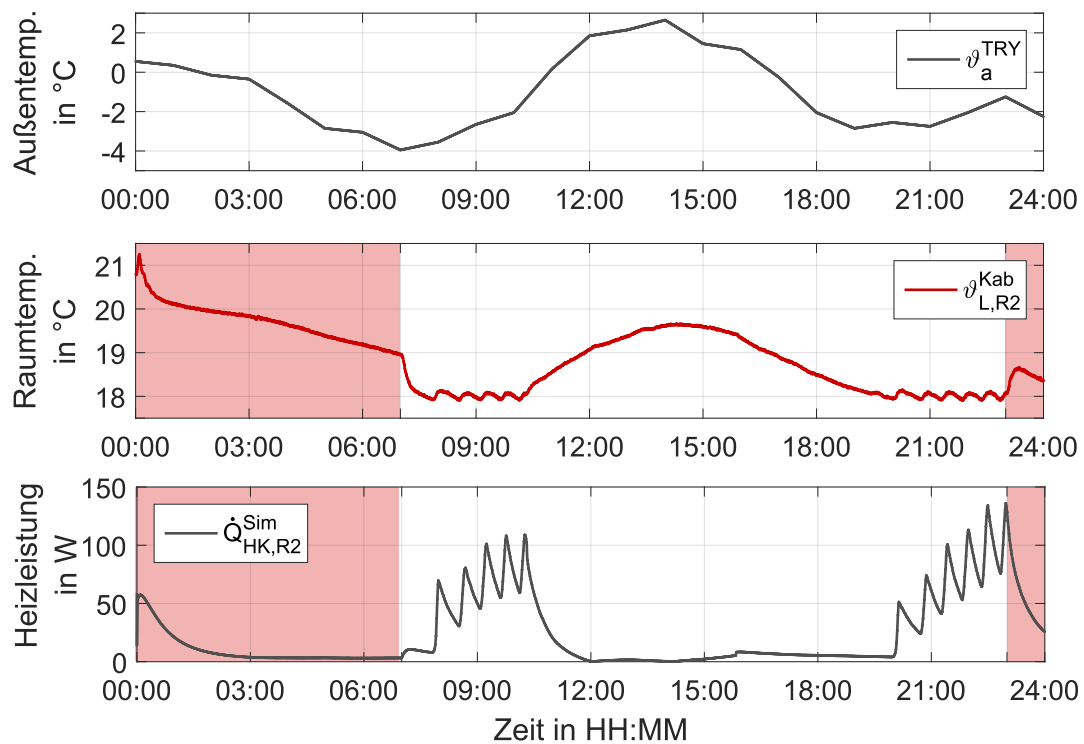


Abbildung 8.8: Darstellung der gemessenen Lufttemperatur $\vartheta_{L,R2}^{Kab}$ (Mitte) und der über den Heizkörper eingebrachten Heizleistung $\dot{Q}_{HK,R2}^{Sim}$ (unten) in Raum R2 unter Berücksichtigung der Außentemperatur ϑ_a^{TRY} (oben).

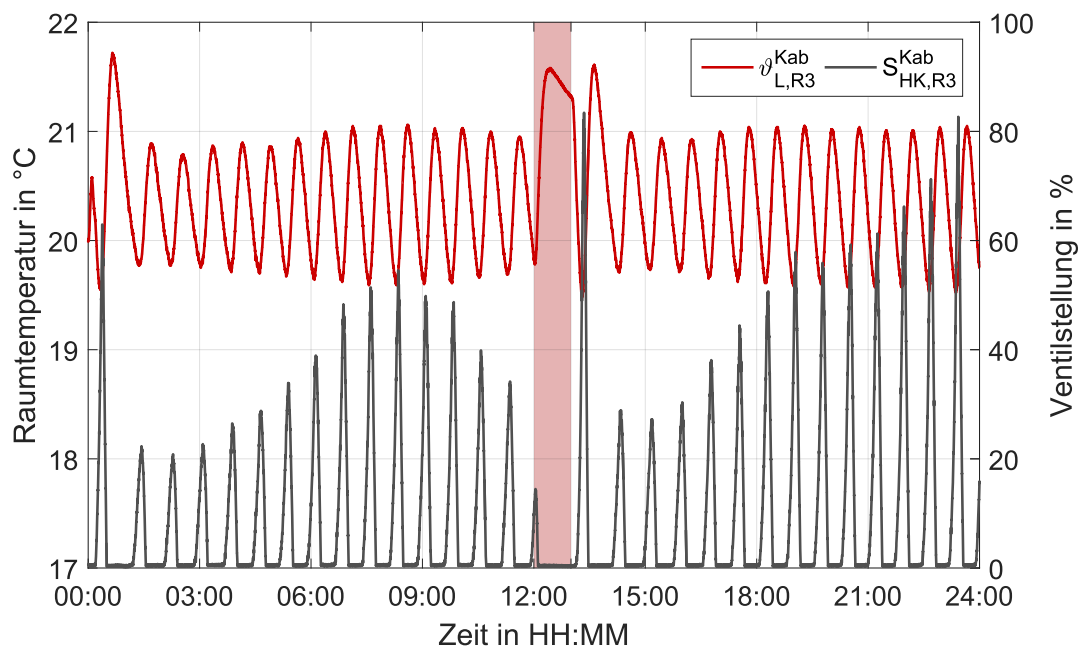


Abbildung 8.9: Vergleichende Darstellung der Lufttemperatur $\vartheta_{L,R3}^{Kab}$ in Raum R3 und der Stellung des elektrischen Stellventils zur Raumtemperaturregelung $S_{HK,R3}^{Kab}$.

bracht, wodurch die Raumtemperatur ansteigt, obwohl das Ventil geschlossen ist.

8.2.3.4 Raum 4: Unterdimensionierung der Heizfläche

Zur Beschreibung des Zustandes in Raum R4 (12 m^2) sind die Verläufe der Außentemperatur ϑ_a^{TRY} , der zu regelnden Raumtemperatur $\vartheta_{L,R4}^{Kab}$, der Stellung des Durchgangsventils $S_{HK,R4}^{Kab}$ und der Heizleistung $\dot{Q}_{HK,R4}^{Sim}$ in Abbildung 8.10 dargestellt. In Raum R4 führt die Unterdimensionierung der Heizfläche dazu, dass die geforderte Raumtemperatur von 24°C nur in den Zeiträumen erreicht wird, in denen zusätzliche Wärme (+ 200 W) in den Raum eingebracht wird (rote Bereiche in Abbildung 8.10). In den Zeiträumen 0 h bis 1 h und 12 h bis 13 h wird der Durchfluss im Heizkörper durch die Androssung des Stellventils auf 25 % so weit verringert, dass die vom Heizkörper abgegebene Wärme um mehr als 50 W absinkt. In den Zeiträumen 6 h bis 7 h und 18 h bis 19 h führt die zusätzlich eingebrachte Wärme zu einer Erhöhung der Raumtemperatur um 1 K, sodass der Sollwert eingeregelt werden kann. Aufgrund der geringen Außentemperaturen von -4 bzw. -3°C wird in den Zeiträumen die Heiz-

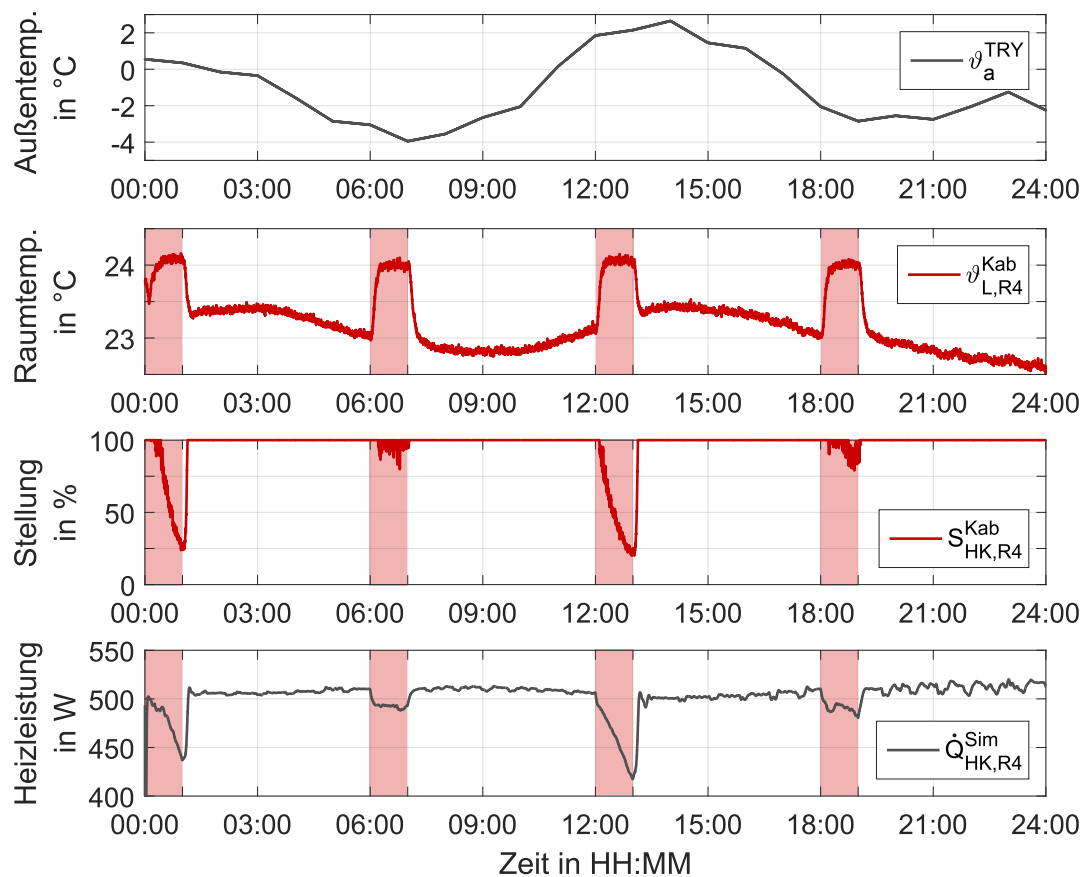


Abbildung 8.10: Darstellung der gemessenen Lufttemperatur $\vartheta_{L,R4}^{Kab}$ (Mitte oben), der Stellung des Stellventils $S_{HK,R4}^{Kab}$ (Mitte unten) und der über den Heizkörper eingebrachten Heizleistung $\dot{Q}_{HK,R4}^{Sim}$ (unten) in Raum R4 unter Berücksichtigung der Außentemperatur ϑ_a^{TRY} (oben).

leistung des Heizkörpers kaum reduziert. Da in den Zeiträumen ohne interne Last keine Regelung der Raumtemperatur möglich ist ($\vartheta_{L,R4}^{Kab} < \vartheta_{L,Soll} = 24^\circ\text{C}$), ist die Abhängigkeit von der Außentemperatur zu beobachten. Die Schwankung der Außentemperatur um etwa 6 K resultiert in einer Schwankung der Raumtemperatur von 0,7 K in Raum R4.

8.2.3.5 Vergleich zwischen gemessener und simulierter Raumtemperatur

Bei Betrachtung der Raumtemperaturverläufe in Abbildung 8.12 auf Seite 122 ist auffällig, dass die simulierte Raumtemperatur $\vartheta_{L,Ri}^{Sim}$ in allen Räumen einen Offset zur gemessenen Kabinenlufttemperatur $\vartheta_{L,Ri}^{Kab}$ aufweist. Je nach Raumzustand beträgt der Offset 2 K (Räume R1 und R4) oder auch nur 1 K in Raum R2. Die Verringerung des Offsets in Raum R1 zum Zeitpunkt 12 h 0 min ist durch zu niedrige eingestellte Oberflächentemperaturen $\vartheta_{OF,R1}^{Kab}$ zu erklären, die auf eine nicht ausreichend installierte Nacherhitzung zurückzuführen ist (siehe Abbildung 8.13 auf Seite 123 oben links). Der Grund für die Abweichungen zwischen gemessener Kabinentemperatur $\vartheta_{L,Ri}^{Kab}$ und simulierter Raumtemperatur $\vartheta_{L,Ri}^{Sim}$ liegt vermutlich an der Umrechnungsvorschrift zwischen dem simulierten Raum und der reduzierten Umgebung in den Kabinen. Um die Umrechnungsvorschrift definieren zu können, sind sowohl bei der Nachbildung der Strahlung als auch der Konvektion begründete Annahmen getroffen worden, die voraussichtlich zu der Abweichung zwischen simuliertem Raum und verkleinerter Raumumgebung führen können. Mit den zur Verfügung stehenden Ergebnissen ist es im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht gelungen, weitere Maßnahmen zu identifizieren, die mit moderatem Aufwand umsetzbar sind und trotzdem zu einer verbesserten Nachbildung der Simulation in den Kabinen führt.

8.2.3.6 Betrachtung der Randbedingungen

Abbildung 8.13 auf Seite 123 zeigt die Umsetzung der vorgegebenen Randbedingungen für die Oberflächen- und Zulufttemperatur in den Kabinen. Bis auf die nicht ausreichende Leistung des Nacherhitzers in den Räumen R1 und R2 im Zeitraum 12 h bis 16 h werden alle Sollwerte ohne zeitliche Verzögerung und ohne bleibende Regelabweichung eingestellt.

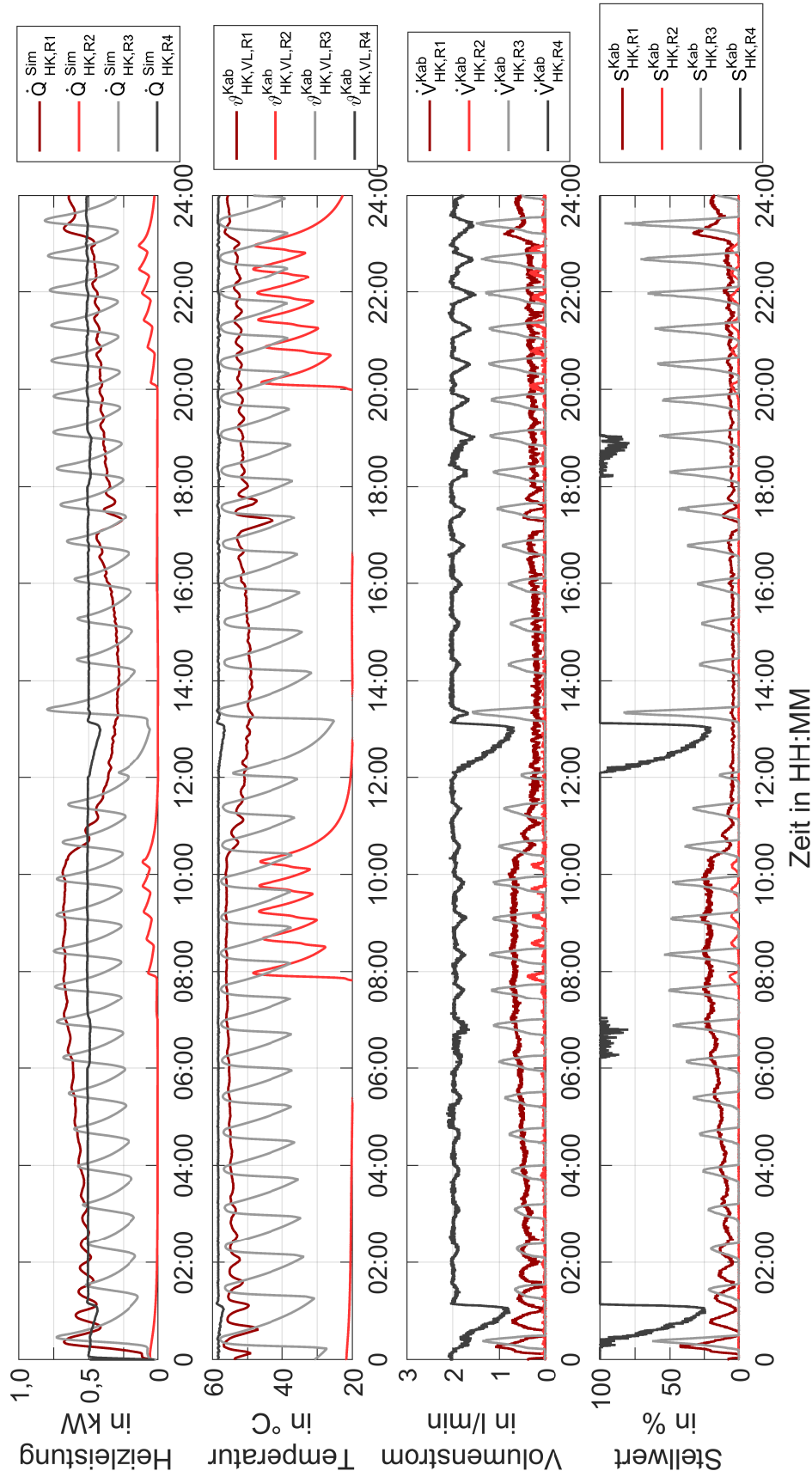


Abbildung 8.11: Dynamischer Verlauf der simulierten Heizleistungen $\dot{Q}_{HK,Ri}^{Sim}$, der gemessenen Vorlauftemperatur am Heizkörper $\vartheta_{HK,VL,Ri}^{Kab}$, der gemessenen Volumenströme $\dot{V}_{HK,Ri}^{Kab}$ und des zurückgelegten Hubwegs $S_{HK,Ri}^{Kab}$ beim Einsatz des Durchgangsventil als Raumtemperaturregler in der reduzierten Raumumgebung.

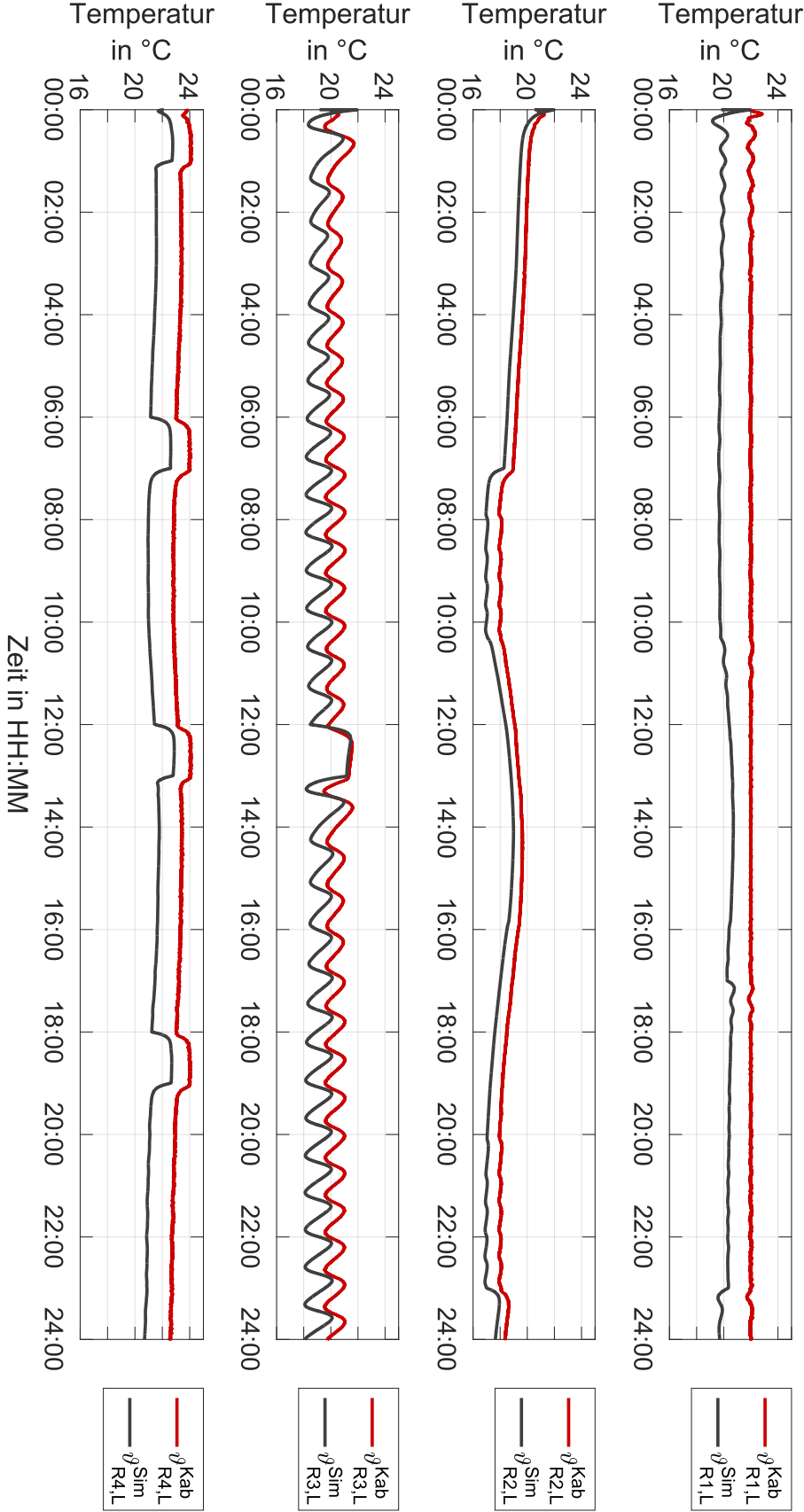


Abbildung 8.12: Dynamischer Verlauf der gemessenen Kabinentemperatur $\vartheta_{L,Ri}^{Kab}$ und der simulierten Raumtemperatur $\vartheta_{L,Ri}^{Sim}$ beim Einsatz des Durchgangsventils als Raumtemperaturregler in der reduzierten Raumumgebung.

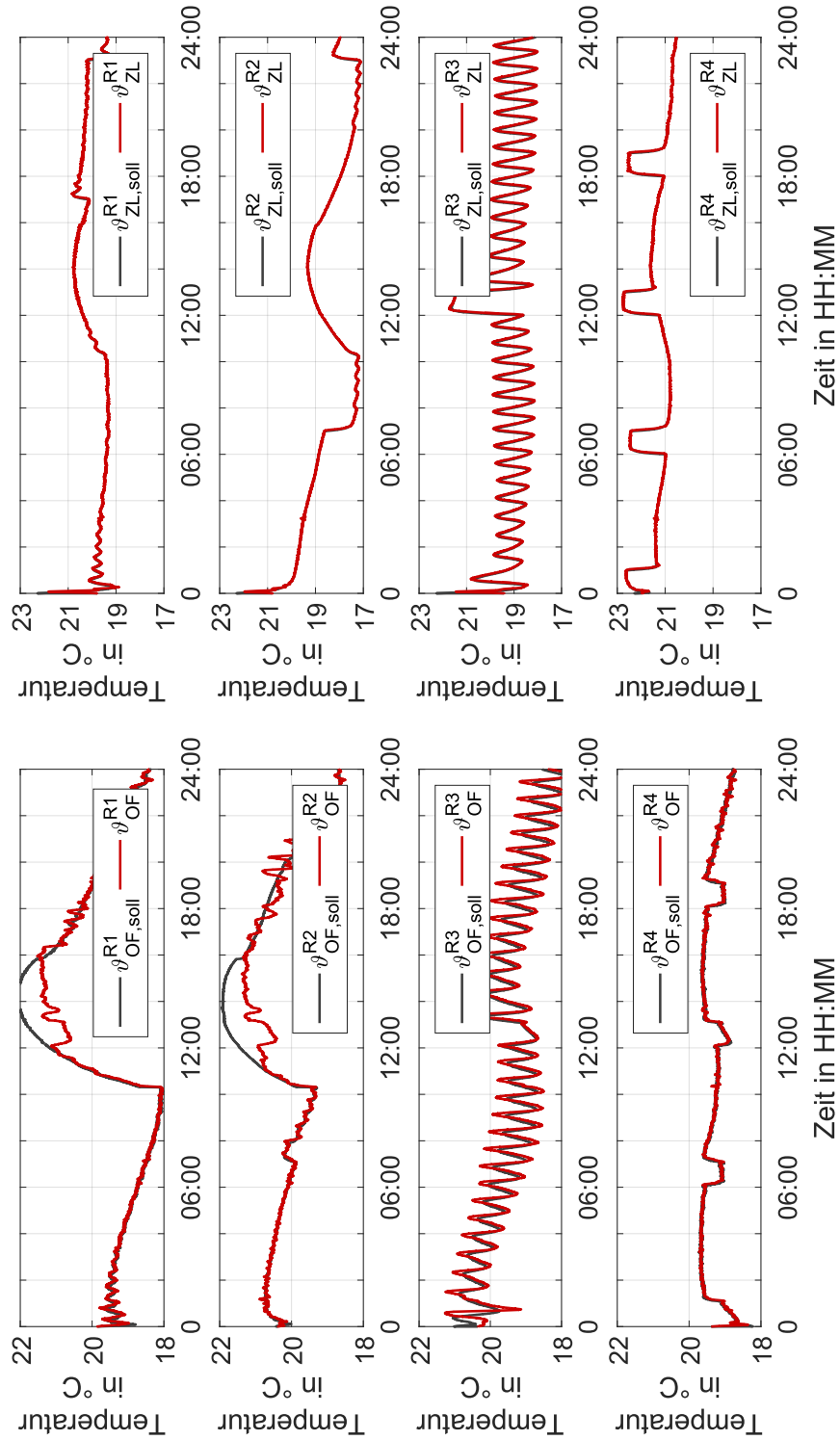


Abbildung 8.13: Dynamischer Verlauf der Oberflächentemperaturen $\vartheta_{OF,Ri}^{Kab}$ und der Zulufttemperaturen $\vartheta_{ZL,Ri}^{Kab}$ beim Einsatz des Durchgangsventils als Raumtemperaturregler in der reduzierten Raumumgebung.

8.3 Fazit zur Anwendung der Raumtemperaturregelung in den HiL-Kabinen

Mit den vorliegenden Ergebnissen der thermischen Kopplung zwischen Simulation und Kabinen wird gezeigt, dass mit den Kabinen das dynamische Verhalten der simulierten Räume nachgebildet werden kann. Damit können Regeleinrichtungen für die Raumtemperatur in Verbindung mit freien Heizflächen im Labor untersucht werden. Neben der erfolgreichen Umsetzung der HiL-Kabinen zeigen sich bei der Auswertung bleibende Abweichungen zwischen der simulierten Raumtemperatur und der Lufttemperatur in den Kabinen. Der Grund dafür kann im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht endgültig geklärt werden. Es ist davon auszugehen, dass die Abweichungen auf die Annahmen zurückzuführen sind, die zur Herleitung der Umrechnungsvorschrift für die Nachbildung der Wärmeübertragungsphänomene in der verkleinerten Raumumgebung getroffen wurden.

Die Auswertung der Ergebnisse zeigen das Potential der Beurteilung von Einzelraumregelungssystemen in den HiL-Kabinen. Durch die Unter- und Überdimensionierung der Heizflächen in den simulierten Räumen mit unterschiedlichen Raumgrößen werden zum Beispiel die Grenzen der Raumtemperaturregelung mit einem PI-Regler aufgezeigt.

9 Fazit und Ausblick

9.1 Fazit

Die vorliegende Arbeit stellt eine Methode vor, die Wärmeabgabe von freien Heizflächen an einen Raum unter kontrollierbaren und gleichzeitig dynamischen Randbedingungen nachzubilden. Der Fokus liegt zum einen in der Nachbildung der Wärmeübertragungsprozesse zwischen Heizfläche und Raum in einer reduzierten Raumumgebung und zum anderen in der Abbildung von zeitlich variablen Randbedingungen. Der Wärmetransport zwischen Heizfläche und Raum findet aufgrund von Strahlung und Konvektion statt und beeinflusst maßgeblich die Zustandsparameter Raumluft- und Wandtemperatur des betrachteten Raums.

Das Konzept der reduzierten Raumumgebung ermöglicht es, das Heizungsnetz einer Wohnungseinheit mit vier beheizten Räumen im Labormaßstab nachzubilden. Die Herausforderung der Raumreduzierung besteht darin, die Wärmeübertragungsprozesse zwischen Heizfläche und Raum (Strahlung und Konvektion) von einem Raum mit normalen Abmessungen in die verkleinerte Umgebung (Kabine) zu übertragen. Die notwendigen Umrechnungsvorschriften zwischen Raum und Kabine wurden im ersten Teil der Arbeit anhand von theoretischen Überlegungen und messtechnischen Untersuchungen definiert.

Die Nachbildung der Strahlungsleistung, die über die Wandtemperatur des beheizten Raums vorgegeben wird, erfolgt über temperierte Oberflächen in der Kabine. Unter Berücksichtigung der Sichtfaktoren für die unterschiedlichen Geometrien der Umschließungsflächen im Raum und in der Kabine konnte eine theoriegestützte Funktion für die Umrechnung der Oberflächentemperatur aus der Wandtemperatur bestimmt werden. Wegen der inhomogenen Strahlungsverhältnisse in der Kabine war es zudem erforderlich, Untersuchungen für die Positionierung der Oberflächentemperaturmessung durchzuführen. Bei der Ermittlung der Umrechnungsvorschrift für die Strahlungsbilanz wurden begründete Annahmen getroffen, die womöglich eine Abweichung zwischen Simulation und Prüfstand hervorrufen. Diese Abweichung zeigt sich in veränderten Strahlungstemperaturen in der Nähe des Heizkörpers.

Die konvektive Wärmeübertragung wird auf der Raumseite durch die Raumlufttemperatur beeinflusst und bewirkt die Ausbildung der charakteristischen Raumluftwalze in einem beheizten Raum. Um die Luftströmung nachzubilden, verfügt die Kabine über eine konditionierte Zuluft einbringung. Die Funktion zur Einstellung der Zulufttemperatur wurde anhand von Messungen in einem Referenzraum definiert. Für den Zuluftvolumenstrom konnte weder mit theoretischen Überlegungen noch mit praktischen Messungen ein akzeptables Ergebnis für die Umrechnungsvorschrift gefunden werden. Dementsprechend wurde mit der Auswertung von Visualisierungen und Messergebnissen ein

Zuluftvolumenstrom festgelegt, mit dem ein möglichst geringer Einfluss auf die Wärmeabgabe des Heizkörpers zu erwarten ist.

Für die Validierung des neu entwickelten Konzepts wurde das dynamische Verhalten von Heizkörpern in einem Referenzraum vermessen und mit Messungen in der Kabine verglichen. Dazu wurde das Temperatur- und Geschwindigkeitsfeld in der Nähe des Heizkörpers mit aufwändiger Messtechnik erfasst. Während der Messungen wurden Parameter variiert, die das dynamische Verhalten des Systems verändern. Bei diesen Parametern handelt es sich um die Vorlauftemperatur in die Heizflächen, den Volumenstrom des Heizmediums und die Wärmekapazität der Raumumschließungsflächen. Das Ergebnis der Vergleichsmessung ist, dass die verkleinerte Umgebung zwar geringere Trägheiten aufweist, der Einfluss der geänderten Parameter auf die Dynamik aber korrekt nachgebildet wird. Somit ist festzuhalten, dass die Methode der Raumreduzierung erfolgreich umgesetzt und validiert wurde.

Im zweiten Teil der Arbeit wurde die Kopplung zwischen Prüfstand und Simulationsmodell aufgebaut, um die zeitlich variablen Randbedingungen abzubilden. Da sich die an der Bilanzgrenze übertragene Wärme zwischen Heizkörper und Raum mit moderatem messtechnischem Aufwand nicht messen lässt, waren zunächst Überlegungen zur Übertragung der Heizleistung in das Simulationsmodell notwendig. Die Umsetzung erfolgte mit dem am Institut entwickelten Heizkörper-Modell, welches die Wärmeübergabe in den Raum simulationsseitig berechnet. Die Eingangsparameter für das Heizkörper-Modell sind dabei die Messwerte aus der Kabine, die den wasserseitigen Wärmetransport in den Heizkörper beschreiben (Volumenstrom und Vorlauftemperatur). Im Simulationsmodell können die Gebäudestruktur und die -geometrie sowie die Außenbedingungen definiert werden, wodurch sich das dynamische Verhalten des Raums verändert. Die Parameter, die die Systemgrenze zwischen Heizkörper und Raum im Simulationsmodell beschreiben und für die Umrechnung in die reduzierte Umgebung benötigt werden, sind die Raum- und die Wandtemperaturen.

Die Funktionalität der HiL-Kopplung wurde zunächst mit einem vereinfachten Einraum-Modell demonstriert. Dabei wurde die übertragene Heizleistung und die Raumtemperaturverläufe in den Kabinen bei dynamischen Vorgängen betrachtet, indem der Volumenstrom und die Vorlauftemperatur dynamisch angeregt wurden. Abschließend wurde eine Einzelraumtemperaturregelung im Gesamtsystem eingesetzt, die durch die Anpassung des Volumenstroms zur Raumtemperaturregelung das dynamische Verhalten des Raums beeinflusst. Die vorliegenden Ergebnisse zeigen das Potential zur Beurteilung des dynamischen Verhaltens unterschiedlicher Systeme bei variablen, kontrollierbaren Randbedingungen (Anpassung der Raumgeometrie und -ausrichtung, Wettereinflüsse, Berücksichtigung des Nutzers, etc.)

9.2 Ausblick

Neben der erfolgreichen Umsetzung der dynamischen Untersuchungen von freien Heizflächen, zeigen die Vergleichsmessungen und die Ergebnisse der HiL-Kopplung auch die Einschränkungen des vorgestellten Konzepts der reduzierten Raumumgebung. Diese resultieren in den folgenden, offensichtlichen Abweichungen in der Kabine im Vergleich zum Raum:

- Höhere Strahlungstemperaturen vor dem Heizkörper bei hohem Wärmeeintrag in den Raum (1 bis 3 K).
- Niedrigere Luftgeschwindigkeiten beim Ausströmen aus dem Heizkörper (Faktor > 2).
- Höhere Turbulenz der Luftgeschwindigkeit in Bodennähe vor dem Heizkörper (Faktor > 3).
- Differenz zwischen gemessener Kabinentemperatur und simulierter Raumtemperatur je nach Zustand von 1 bis 2 K.

Die höheren Strahlungstemperaturen in der Kabine sind möglicherweise auf die Annahme zurückzuführen, dass die untemperierten Oberflächen in der Kabine die Lufttemperatur annehmen. Die Abweichungen der Strahlungstemperaturen zwischen Referenzraum und Kabine treten besonders bei Zuständen auf, bei denen hohe Heizleistungen bei niedrigen Lufttemperaturen abgegeben werden. In diesen Fällen war die ermittelte Differenz zwischen der Temperatur der untemperierten Oberfläche und der gemessenen Lufttemperatur am höchsten. Eine weitere mögliche Erklärung für die Abweichung ist, dass bei der Umrechnung der Strahlungsbilanz die konvektive Wärmeabgabe an den Wänden, die Einfluss auf die Wandtemperatur hat, nicht berücksichtigt wurde. Aufgrund der dreifachen charakteristischen Länge der Wände im Referenzraum ($L_h^{Ref} = 3\text{ m}$) im Vergleich zur Kabine ($L_h^{Kab} = 1,02\text{ m}$) liegt zwischen der Grashof-Zahl ($Gr \cdot Pr$) im Referenzraum und in der Kabine ein Faktor von 10: $Gr^{Ref} = -6,1 \cdot 10^9$ und $Gr^{Kab} = -7,6 \cdot 10^8$. Die Kennzahl wurde berechnet bei einer Vorlauftemperatur von 75°C und den Differenzen zwischen Wand- und Raumtemperatur: $\Delta\vartheta^{Ref} = 2,2\text{ K}$ und $\Delta\vartheta^{Kab} = 5,0\text{ K}$. Dadurch ergibt sich für den konvektiven Wärmeübergang an der Wand im Referenzraum ein turbulenter und in der Kabine ein laminarer Zustand. Die daraus resultierende Nusselt-Zahl Nu_L , die ein Maß für den konvektiven Wärmeübergang zwischen Luft und Wand ist, ist im Referenzraum nahezu viermal so hoch wie in der Kabine: $Nu_L^{Ref} = 238$ und $Nu_L^{Kab} = 86$. Mit der Berücksichtigung des konvektiven Wärmeübergangs in der Kabine lassen sich die Strahlungsbedingungen möglicherweise auch bei hohen Heizleistungen anpassen.

Neben der Berücksichtigung des Wärmeübergangs der Wände erscheint es sinnvoll, die Wärmeabgabe des Heizkörpers detaillierter zu betrachten. Vermutlich lassen sich die Abweichungen der Geschwindigkeiten beim Ausströmen aus dem Heizkörper durch eine Verschiebung der Wärmeabgabe erklären. Diese kann sich entweder zwischen der radiativen und konvektiven Wärmeabgabe oder zwischen der konvektiven Wärmeabgabe an den innen- und außenliegenden Flächen des Heizkörpers einstellen. Bei der Verschiebung zwischen Strahlung und Konvektion wäre aufgrund der geringeren Geschwindigkeiten beim Ausströmen des Heizkörpers bei vergleichbarer Einströmgeschwindigkeit von einer geringeren konvektiven Wärmeabgabe des Heizkörpers auszugehen. Resultierend würde

sich die Strahlungsleistung des Heizkörpers erhöhen, was nur durch höhere Temperaturdifferenzen zwischen Heizfläche und umschließenden Flächen möglich ist. Aufgrund der höheren Strahlungstemperaturen vor dem Heizkörper in der Kabine ist jedoch eher von einem geringeren radiativen Wärmeübergang auszugehen. Für die Verschiebung zwischen dem Wärmeübergang an der innen- und außenliegenden Heizfläche spricht, dass die Geschwindigkeiten vor dem Heizkörper, aufgezeichnet an der Eintrittskante oder als Profil vor dem Heizkörper, ähnliche Größenordnungen aufweisen. Die niedrigen Geschwindigkeiten innerhalb des Heizkörpers, die in einer geringeren konvektiven Wärmeabgabe an den Innenflächen resultieren, würden sich mit einem erhöhten Wärmeübergang an den Außenflächen des Heizkörpers ausgleichen. Mit hochaufgelösten Messungen des Geschwindigkeitsfeldes in der Nähe des Heizkörpers, die mit einer laserunterstützten Methode durchgeführt werden können, ließe sich möglicherweise eine Aussage über den konvektiven Wärmeübergang an den Oberflächen des Heizkörpers im Referenzraum und in der Kabine treffen.

Die höheren Turbulenzgrade in Bodennähe vor dem Heizkörper gehen einher mit niedrigeren Geschwindigkeiten in der Kabine im Vergleich zu Messungen im Referenzraum. Es ist davon auszugehen, dass die Zuluftbringung in der Kabine das Profil der Luftströmung vor dem Heizkörper beeinflusst. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit ist keine Optimierung der Zuluftbringung vorgenommen worden. Bei weiterführenden Arbeiten ist allerdings eine Änderung der Zuluftöffnung (z.B. als Quellturbinendurchlass) anzustreben.

Die betrachteten Abweichungen beim Wärmeübergang vom Heizkörper an den Raum sind möglicherweise ein Grund für die Differenz zwischen der gemessenen Kabinentemperatur und der simulierten Raumtemperatur. Eine weitere Ursache könnte auch die Positionierung des Temperatursensors in der Kabine in der Nähe des Heizkörpers sein, die sich aufgrund der verkleinerten Raumumgebung jedoch nicht vermeiden lässt. Eine Referenz-Messstelle für eine Raumtemperatur ist jedoch erforderlich, um das System einer Einzelraumtemperaturregelung bestehend aus Stellventil und Raumtemperatursensor in den Kabinen testen zu können. Eine bleibende Differenz zwischen Simulation und Kabine an der Referenz-Messstelle müsste mit einer definierten Funktion berücksichtigt werden.

Ein weiterer Aspekt bei der Betrachtung von Einzelraumregelungssystemen ist das Zusammenwirken mit dem Wärmeerzeuger, was im Rahmen dieser Arbeit nicht berücksichtigt wurde. Mit den am Institut verfügbaren Bibliotheken in Modelica ist es möglich, die Modelle für Wärmeerzeuger wie Wärmepumpen oder Brennwertgeräte bereitzustellen und die thermische Kopplung zu realisieren. Von dem simulierten Wärmeerzeuger wird der Druckverlust und die Vorlauftemperatur an die HiL-Kabinen übergeben und von der Versorgungsperipherie eingeregelt. Der gesamte Volumenstrom der vier Räume und die Rücklauftemperatur gehen als Randbedingung in die Simulation. Neben den simulierten Wärmeerzeuger verfügt das Institut auch über einen HiL-Prüfstand, mit dem Wärmeerzeuger unter dynamischen und kontrollierten Randbedingungen getestet werden können. Es besteht die Möglichkeit den HiL-Prüfstand für Wärmeerzeuger mit den HiL-Kabinen virtuell zu koppeln und so das gesamte Heizungssystem von der Wärmeerzeugung mit zur Wärmeübergabe in den Raum im Labor abzubilden.

Literaturverzeichnis

- [Baehr 2010] BAEHR, Hans D.: *Wärme- und Stoffübertragung*. 7. Auflage. Berlin : Springer, 2010. – ISBN 978–3–642–05500–3
- [Barth u. a. 2010] BARTH, M. ; FAY, A. ; WAGNER, F. ; FREY, G.: Effizienter Einsatz Simulations-basierter Tests in der Entwicklung automatisierungstechnischer Systeme. In: *Automation 2010: 11. VDI-Kongress zur Mess- und Automatisierungstechnik, Baden-Baden, 2010*
- [Bertram u. Hilger 2002] BERTRAM, T. ; HILGER, J.: Fahrversuche mit skalierten Fahrzeugen als Entwicklungsmethode - Ansatz zur experimentellen Überprüfung zukünftiger Fahrzeugführungssysteme. In: *Automotive Electronics EXTRA, ATZ/MTZ/Automotive Engineering Partners - Sonderausgabe* (2002), S. 52–58
- [Bouscayrol 2008] BOUSCAYROL, A.: Different types of Hardware-In-the-Loop simulation for electric drives. In: *IEEE Transactions on Industrial Electronics* (2008), Nr. 57, S. 2146–2151
- [Büchel u. a. 2010] BÜCHEL, M. ; SCHIELE, J. ; FROMM, B. ; TIERSCH, G. ; FETZER, G. ; PAERSCHKE, H. ; HEISER, M. ; SCHERNUS, G.-P. ; STRIEBEL, D. ; KRINNINGER, H. ; BAUMGARTH, S. ; BOLLIN, E. ; BECKER, M.: *Regelungs- und Steuerungstechnik in der Versorgungstechnik*. 6. Auflage. Berlin : VDE-Verlag, 2010. – ISBN 978–3–8007–3259–3
- [Chen u. a. 2012] CHEN, K. ; STREBLOW, R. ; MÜLLER, D. ; MOLITOR, C. ; BENIGNI, C. ; MONTI, A. ; STIENEKER, M. ; DeDONCKER, R.W.: *Hardware-in-the-Loop Test Bed for Home Energy Systems*. Aachen : E.ON Energy Research Center, RWTH Aachen University, 2012
- [Christoffer u. a. 2004] CHRISTOFFER, J. ; DEUTSCHLÄNDER, T. ; WEBS, M.: Testreferenzjahre von Deutschland für mittlere und extreme Witterungsverhältnisse TRY. In: DEUTSCHER WETTERDIENST (Hrsg.): *Klimastatusbericht*. Offenbach : Selbstverlag Deutscher Wetterdienst, 2004. – ISBN 3–88148–402–7, S. 199–204
- [Dantec Dynamics 2004] DANTEC DYNAMICS: *Omnidirektionale Geschwindigkeitssonde 54T21*. Datenblatt, 2004
- [Embaye u. a. 2016] EMBAYE, M. ; AL-DADAH, R. K. ; MAHMOUD, S.: Effect of flow pulsation on energy consumption of a radiator in a centrally heated building. In: *International Journal of Low-Carbon Technologies* (2016), Nr. 11, S. 119–129. – ISSN 1748–1317
- [Fracastoro u. a. 2002] FRACASTORO, G. V. ; MUTANI, G. ; PERINO, M.: Experimental and theoretical analysis of natural ventilation by windows opening. In: *Energy and Buildings* (2002), Nr. 34, S. 817–827. – ISSN 0378–7788

- [Frigge 2004] FRIGGE, M.: *Phänomenologische Analyse von Raumheizsystemen mittels objektorientierter Modellbildung und Simulation*. Paderborn, Universität Paderborn, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Dissertation, 2004
- [Fuchs u. a. 2015] FUCHS, M. ; CONSTANTIN, A. ; LAUSTER, M. ; REMMEN, P. ; STREBLOW, R. ; MÜLLER, D.: Structuring the building performance modelica library AixLib for open collaborative development. In: *BS2015: 14th International Conference of the International Building Performance Simulation Association, Hyderabad, India*, 2015
- [Glück 1990] GLÜCK, B.: *Wärmeübertragung: Wärmeabgabe von Raumheizflächen und Rohren*. 2. Auflage. Berlin : Verlag für Bauwesen, 1990 (Bausteine der Heizungstechnik Berechnung, Software). – ISBN 3–345–00515–8
- [Glück 1997] GLÜCK, B.: Strahlungstemperatur der Umgebung. In: *Gesundheits-Ingenieur* (1997), Nr. 6, S. 305–309
- [Glück 2006] GLÜCK, B.: Ein Vorschlag zur verbesserten Darstellung und Messung der operativen Raumtemperatur. In: *Gesundheits-Ingenieur* (2006), Nr. 2, S. 76–82
- [Hahn u. Laukemper 2012] HAHN, J. ; LAUKEMPER, M.: *Untersuchung und Visualisierung der Strömung an freien Heizflächen: PA014*. Aachen, RWTH Aachen University, Fachbereich 4, Unveröffentlichte Projektarbeit, 2012
- [Haller 2003] HALLER, R.: Auslegung von Raumheizkörpern: Auslegung von freien Raumheizflächen nach VDI 6030. In: *VDI-Berichte* Bd. 1737. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2003. – ISBN 3–18–091737–7
- [Hansen 1997] HANSEN, L.H.: *Stochastic Modelling of central heating systems*. Lyngby, Technical University of Denmark, Department for Mathematical Modelling, Dissertation, 1997
- [Heimeier 2014] HEIMEIER: *Ventilunterteil V-Exakt 2*. <http://www.waerme24.de/media/pdf/3711-01.000.pdf>. Version: 2014
- [Heiselberg u. a. 2001] HEISELBERG, P. ; SVIDT, K. ; NIELSEN, P. V.: Characteristics of airflow from open windows. In: *Building and Environment* (2001), Nr. 36, S. 859–869. – ISSN 0360–1323
- [Hesse 2012] HESSE, M.: Gebäudehülle: G2.2 Außenwand. In: DENA (Hrsg.): *Planungshandbuch Energieeffizientes Bauen und Sanieren*. 2012
- [IWU 2003] IWU ; INSTITUT WOHNEN UND UMWELT GMBH (Hrsg.): *Deutsche Gebäudetypologie: Systematik und Datensätze*. Darmstadt : Dokumentation, 2003
- [Kast u. Klan 1984] KAST, W. ; KLAN, H.: *Heizflächenvergleich bei verschiedenen Betriebsweisen*. Stuttgart : Fraunhofer IRB Verlag, 1984

- [Katz 1984] KATZ, P.: Temperaturverhältnisse und Luftströmungen in Räumen: mit Radiatoren-, Fußboden- und Kachelofenheizung unter Berücksichtigung des Fenstereinflusses. In: *IKZ* (1984), Nr. 17, S. 70–76
- [Körner u. a. 2011] KÖRNER, M. ; RESAGK, C. ; THESS, A.: Experimentelle Untersuchung großskaliger Strömungsstrukturen einer Raumluftrömung mit Laser-Lichtschnitt-Visualisierung und LDV-Messungen. In: *19. Fachtagung zu Lasermethoden in der Strömungsmesstechnik, Rostock, 2011*
- [Krause 2015] KRAUSE, F.: *Entwicklung der Kopplung zwischen Simulation und realer Komponente in einem Hardware-in-the-Loop Prüfstand für Einzelraumregelungssysteme: MA096*. Aachen, RWTH Aachen University, Fachbereich 4, Unveröffentlichte Masterarbeit, 2015
- [Lankhorst u. Hoogendoorn 1990] LANKHORST, A.M. ; HOOGENDOORN, C.J.: Numerical computation of high Rayleigh number natural convection and prediction of hot radiator induced room air motion. In: *Applied Scientific Research* (1990), Nr. 47, S. 301–322
- [Morguet 2011] MORGUET, S.: *Untersuchung des Geschwindigkeit- und Temperaturfeldes an einem Heizkörper: BA002*. Aachen, RWTH Aachen University, Fachbereich 4, Unveröffentlichte Bachelorarbeit, 2011
- [Norm DIN 1946-6 2009] NORM DIN 1946-6: *Raumluftechnik - Teil 6: Lüftung von Wohnungen - Allgemeine Anforderungen, Anforderungen zur Bemessung, Ausführung und Kennzeichnung, Übergabe/Übernahme (Abnahme) und Instandhaltung*. 2009
- [Norm DIN 4704-2 1999] NORM DIN 4704-2: *Wärmetechnische Untersuchung von Raumheizkörpern - Teil 2: Offene Prüfkabine*. 1999
- [Norm DIN EN 12098-1 2013] NORM DIN EN 12098-1: *Mess-, Steuer- und Regeleinrichtungen für Heizungen - Teil 1: Regeleinrichtungen für Warmwasserheizungen*. 2013
- [Norm DIN EN 12831 2003] NORM DIN EN 12831: *Heizungsanlagen in Gebäuden - Verfahren zur Berechnung der Norm-Heizlast*. 2003
- [Norm DIN EN 215 2007] NORM DIN EN 215: *Thermostatische Heizkörperventile - Anforderungen und Prüfung*. 2007
- [Norm DIN EN 442-2 2013] NORM DIN EN 442-2: *Heizkörper und Konvektoren - Teil 2: Prüfverfahren und Leistungsabgabe*. 2013
- [Norm DIN EN 60751 2009] NORM DIN EN 60751: *Industrielle Platin-Widerstandsthermometer und Platin-Temperatursensoren*. 2009
- [Norm DIN EN ISO 5167-2 2004] NORM DIN EN ISO 5167-2: *Durchflussmessung von Fluiden mit Drosselgeräten in voll durchströmten Leitungen mit Kreisquerschnitt - Teil 2: Blenden*. 2004

- [Norm DIN EN ISO 7726 2002] NORM DIN EN ISO 7726: *Umgebungsklima - Instrumente zur Messung physikalischer Größen*. 2002
- [Norm DIN EN ISO 7730 2006] NORM DIN EN ISO 7730: *Ergonomie der thermischen Umgebung - Analytische Bestimmung und Interpretation der thermischen Behaglichkeit durch Berechnung des PMV- und PPD-Indexes und Kriterien der lokalen thermischen Behaglichkeit*. 2006
- [Odendahl u. Rau 2011] ODENDAHL, O. ; RAU, M.: *Konzeptfindung und Konstruktion eines Prüfstandmoduls zur Optimierung eines hydraulischen Heizungsnetzwerks: PA003*. Aachen, RWTH Aachen University, Fachbereich 4, Unveröffentlichte Projektarbeit, 2011
- [Pfannstiel 2009a] PFANNSTIEL, D.: Energieeinsparung und Komfortverbesserung: Einsatz von elektronischen Einzelraumtemperaturregelungen oder Hausautomationssystemen - Teil 1. In: *HLH* (2009), Nr. 1, S. 39–44
- [Pfannstiel 2009b] PFANNSTIEL, D.: Energieeinsparung und Komfortverbesserung: Einsatz von elektronischen Einzelraumtemperaturregelungen oder Hausautomationssystemen - Teil 2. In: *HLH* (2009), Nr. 2, S. 115–119
- [Recknagel u. a. 2009] RECKNAGEL, H. ; SPRENGER, E. ; SCHRAMEK, E.-R.: *Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik: Einschließlich Warmwasser- und Kältetechnik*. 74. Auflage. München : Oldenbourg Industrieverlag, 2009. – ISBN 978–3–8356–3134–2
- [RETTIG 2010] RETTIG: *Kompaktheizkörper - Radson Compact*. http://www.radson.com/docs/TPB_Radson_BE-NL_-_versie_10-2010.pdf. Version: 2010
- [Rietschel u. a. 2005] RIETSCHEL, H. ; FITZNER, K. ; ESDORN, H.: *Raumklimatechnik: Band 3 - Raumheiztechnik*. 16. Auflage. Berlin : Springer Verlag, 2005. – ISBN 3540571809
- [Roos 1999] ROOS, Hans: *Hydraulik der Wasserheizung*. 4. Auflage. München : Oldenbourg, 1999. – ISBN 3–486–26399–4
- [Schulz von Thun, Felix 2011] SCHULZ VON THUN, FELIX: *Validierung eines Heizkörpermodells anhand von experimentellen Messungen*. Aachen, RWTH Aachen University, Fachbereich 4, Unveröffentlichte Bachelorarbeit, 2011
- [Sigey u. a. 2004] SIGEY, J. K. ; GATHERI, F. K. ; KINYANJUI, M.: Numerical study of free convection turbulent heat transfer in an enclosure. In: *Energy Conversion and Management* (2004), Nr. 45, S. 2571–2582
- [Simmer 2015] SIMMER, M.: *Untersuchung des dynamischen Verhaltens von Heizkörpern unter kontrollierten Randbedingungen: MA097*. Aachen, RWTH Aachen University, Fachbereich 4, Unveröffentlichte Masterarbeit, 2015
- [Sinnesbichler u. Heusler 2015] SINNESBICHLER, H. ; HEUSLER, I.: Zwillingsforschung in der Bauphysik. In: *HLH* (2015), Nr. 5, S. 68–72

- [Teichmann 2011] TEICHMANN, J.: *Planung und Aufbau der Versorgungsperipherie eines Prüfstands zur Leistungsmessung von Komponenten für die Heizungs- und Raumklimatechnik: DA016*. Aachen, RWTH Aachen University, Fachbereich 4, Unveröffentlichte Diplomarbeit, 2011
- [VDI-Gesellschaft 2013] VDI-GESELLSCHAFT: *VDI-Wärmeatlas*. 11. Auflage. Berlin : Springer Verlag, 2013. – ISBN 978–3–642–19980–6
- [VDI-Richtlinie 6030 2002] VDI-RICHTLINIE 6030: *Auslegung von Raumheizflächen - Grundlagen*. 2002
- [Zahoransky 2007] ZAHORANSKY, R.: *Energietechnik: Systeme zur Energieumwandlung*. 3. Auflage. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag, 2007 (Studium Technik). – ISBN 978–3–8348–0215–6

Anhang

A Anhang

Ermittlung von Sichtfaktoren

Parallele nicht gleiche Rechteckflächen

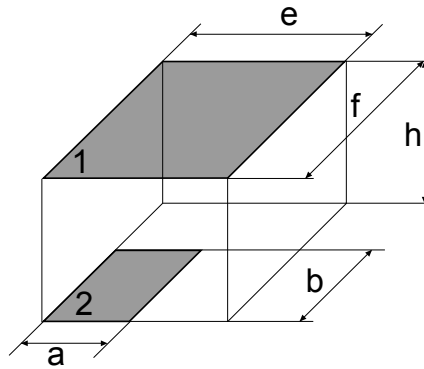


Abbildung A.1: Geometrische Randbedingungen für die Ermittlung der Sichtfaktoren zwischen Heizkörper und dazu parallele Wandfläche in einem Raum.

$$\begin{aligned}
 F_{1,2} = & \frac{1}{2\Pi\bar{e}\bar{f}} \left\{ \bar{f}E \arctan \frac{\bar{f}}{E} + \bar{f}A \arctan \frac{\bar{f}}{A} - \bar{f}C \arctan \frac{\bar{f}}{C} - \bar{f} \arctan \bar{f} \right. \\
 & + \bar{e}F \arctan \frac{\bar{e}}{F} - \bar{e}D \arctan \frac{\bar{e}}{D} + \bar{e}B \arctan \frac{\bar{e}}{B} - \bar{e} \arctan \bar{e} \\
 & + \bar{a}F \arctan \frac{\bar{a}}{F} - \bar{a}D \arctan \frac{\bar{a}}{D} + \bar{a}B \arctan \frac{\bar{a}}{B} - \bar{a} \arctan \bar{a} \\
 & - \bar{d}E \arctan \frac{\bar{d}}{E} - \bar{d}A \arctan \frac{\bar{d}}{A} + \bar{d}C \arctan \frac{\bar{d}}{C} + \bar{d} \arctan \bar{d} \\
 & + \bar{b}E \arctan \frac{\bar{b}}{E} + \bar{b}A \arctan \frac{\bar{b}}{A} - \bar{b}C \arctan \frac{\bar{b}}{C} - \bar{b} \arctan \bar{b} \\
 & \left. - \bar{c}F \arctan \frac{\bar{c}}{F} + \bar{c}D \arctan \frac{\bar{c}}{D} - \bar{c}B \arctan \frac{\bar{c}}{B} + \bar{c} \arctan \bar{c} \right. \\
 & \left. + \frac{1}{2} \ln \frac{(D^2 + \bar{e}^2)(A^2 + \bar{d}^2)(B^2 + \bar{c}^2)(C^2 + \bar{f}^2)A^2B^2E^2F^2}{(B^2 + \bar{e}^2)(A^2 + \bar{b}^2)(E^2 + \bar{f}^2)(A^2 + \bar{f}^2)(C^2 + \bar{d}^2)D^2C^2} \right\}
 \end{aligned}$$

Mit:

$$c = e - a; \quad d = f - b$$

$$\bar{a} = a/h; \quad \bar{b} = b/h; \quad \bar{c} = c/h; \quad \bar{d} = d/h; \quad \bar{e} = e/h; \quad \bar{f} = f/h$$

$$A = \sqrt{\bar{a}^2 + 1}; \quad B = \sqrt{\bar{b}^2 + 1}; \quad C = \sqrt{\bar{c}^2 + 1}; \quad D = \sqrt{\bar{d}^2 + 1}; \quad E = \sqrt{\bar{e}^2 + 1}; \quad F = \sqrt{\bar{f}^2 + 1}$$

Parallele nicht gleiche Rechteckflächen - nicht eckstoßend

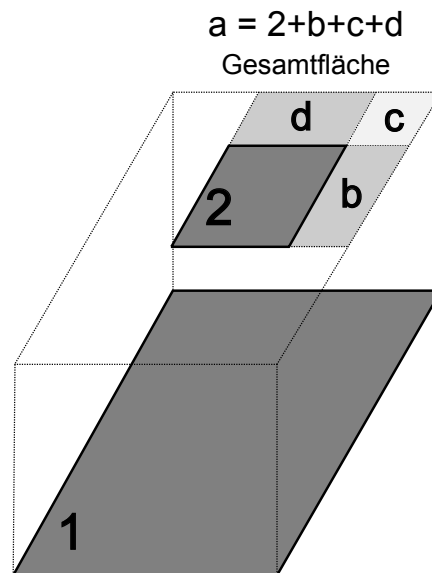


Abbildung A.2: Umrechnung der Sichtfaktoren zwischen Heizkörper und dazu paralleler Wandfläche in einem Raum, wenn die Ecken nicht stoßend sind.

$$F_{1,2} = F_{1,a} - F_{1,(b+c)} - F_{1,(c+d)} + F_{1,c}$$

Senkrechte nicht gleiche Rechteckflächen

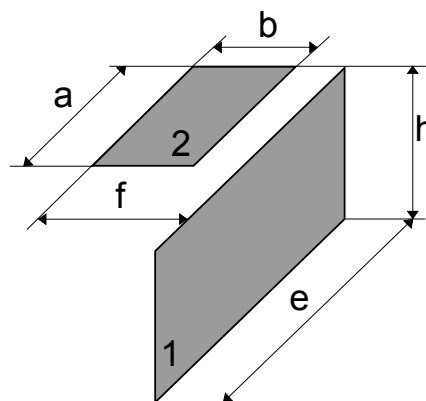


Abbildung A.3: Geometrische Randbedingungen für die Ermittlung der Sichtfaktoren zwischen Heizkörper und dazu senkrechter Wandfläche in einem Raum.

$$\begin{aligned}
F_{1,2} = & \frac{1}{2\Pi} \left\{ \bar{f} \arctan \frac{\bar{e}}{\bar{f}} + \frac{\bar{a}\bar{f}}{\bar{e}} \arctan \frac{\bar{a}}{\bar{f}} - \frac{\bar{c}\bar{f}}{\bar{e}} \arctan \frac{\bar{c}}{\bar{f}} - \bar{d} \arctan \frac{\bar{e}}{\bar{d}} \right. \\
& - \frac{\bar{a}\bar{d}}{\bar{e}} \arctan \frac{\bar{a}}{\bar{d}} + \frac{\bar{c}\bar{d}}{\bar{e}} \arctan \frac{\bar{c}}{\bar{d}} - F \arctan \frac{\bar{e}}{F} + D \arctan \frac{\bar{e}}{D} \\
& - \frac{\bar{a}}{\bar{e}} \left(F \arctan \frac{\bar{a}}{F} - D \arctan \frac{\bar{a}}{D} \right) + \frac{\bar{c}}{\bar{e}} \left(F \arctan \frac{\bar{c}}{F} - D \arctan \frac{\bar{c}}{D} \right) \\
& - \frac{\bar{e}}{4} \ln \frac{(F^2 + \bar{e}^2)(\bar{e}^2 + \bar{d}^2)}{(D^2 + \bar{e}^2)(\bar{e}^2 + \bar{f}^2)} - \frac{\bar{a}^2}{4\bar{e}} \ln \frac{(F^2 + \bar{a}^2)(\bar{a}^2 + \bar{d}^2)}{(D^2 + \bar{a}^2)(\bar{a}^2 + \bar{f}^2)} \\
& + \frac{\bar{f}^2}{4\bar{e}} \ln \frac{(F^2 + \bar{e}^2)(F^2 + \bar{a}^2)(\bar{c}^2 + \bar{f}^2)\bar{f}^2}{(F^2 + \bar{c}^2)(\bar{e}^2 + \bar{f}^2)(\bar{a}^2 + \bar{f}^2)F^2} - \frac{\bar{d}^2}{4\bar{e}} \ln \frac{(D^2 + \bar{e}^2)(D^2 + \bar{a}^2)(\bar{c}^2 + \bar{d}^2)\bar{d}^2}{(D^2 + \bar{c}^2)(\bar{e}^2 + \bar{d}^2)(\bar{a}^2 + \bar{d}^2)D^2} \\
& \left. + \frac{1}{4\bar{e}} \ln \frac{(F^2 + \bar{e}^2)(F^2 + \bar{a}^2)(D^2 + \bar{c}^2)D^2}{(D^2 + \bar{e}^2)(D^2 + \bar{a}^2)(F^2 + \bar{c}^2)F^2} + \frac{\bar{c}^2}{4\bar{e}} \ln \frac{(F^2 + \bar{c}^2)(\bar{c}^2 + \bar{d}^2)}{(D^2 + \bar{c}^2)(\bar{f}^2 + \bar{c}^2)} \right\}
\end{aligned}$$

Mit:

$$c = e - a; \quad d = f - b$$

$$\bar{a} = a/h; \quad \bar{c} = c/h; \quad \bar{d} = d/h; \quad \bar{e} = e/h; \quad \bar{f} = f/h$$

$$D = \sqrt{\bar{d}^2 + 1}; \quad F = \sqrt{\bar{f}^2 + 1}$$

Randbedingungen zur Berechnung der Blenden-Kennlinie

Tabelle A.1: Randbedingungen zur Berechnung der Blenden-Kennlinie nach der Norm DIN EN ISO 5167-2 [2004].

Außen-Ø(Rohr)	110 mm
Innen-Ø(Rohr)	106,4 mm
Umgebungstemperatur	18 °C
Absolutdruck	101325 Pa
Relative Feuchte	50 %
Druckentnahme	D- D/2

Tabelle A.2: Relevante Messstellen bei der Versorgung des Hil-Gesamtaufbaus.

Bereich	Kennzeichnung	Messbereich	Einheit	Messtechnik
Raum	$\vartheta_{Ri,Kab}$		°C	Luftfühler Pt1000 1/3 Kl. B
	$\vartheta_{Ri,HK,VL/RL}$		°C	Einschraubfühler Pt1000 1/3 Kl. B
	$\dot{V}_{Ri,HK}$	0...25	l/min	ifm sm6050: magnetisch induktiver Durchflussmesser
	$S_{Ri,Hub}$	0...6	mm	Mahr 1075 R: Digitale Messuhr
	$DP_{Ri,HK}$	0...0,6	bar	Titec FDE28: Differenzdruck
WE	$DGV_{Ri,HK}$	0...100	%	Siemens MXG461.15-06: Magnetisches Durchgangsventil
	$\vartheta_{HK,VL/RL}$		°C	Einschraubfühler Pt1000 1/3 Kl. B
	ϑ_U		°C	Luftfühler Pt1000 1/3 Kl. B
	$\dot{V}_{HK}$	0...32	l/min	Huba 210: Vortex-Sensor DN10
	DP_{HK}	0...1	bar	Titec FDE28: Differenzdruck
KM	DWV_{HK}	0...100	%	Samson Typ 3226/5857 DN15: Dreiwegeventil
	$STRATOS_{HK}$	1400...3700	U/min	Wilo Stratos Z25/1-8: Pumpe
	$\vartheta_{Ri,OF1/2}$		°C	Oberflächentempersensor Pt1000 1/3 Kl. B
	$\vartheta_{Ri,KM,VL/RL}$		°C	Einschraubfühler Pt1000 1/3 Kl. B
	$\vartheta_{KM,VL/RL}$		°C	Einschraubfühler Pt1000 1/3 Kl. B
ZL	$\dot{V}_{Ri,KM}$	0...15	l/min	Huba 210: Vortex-Sensor DN8
	$\dot{V}_{KM}$	0...32	l/min	Huba 210: Vortex-Sensor DN10
	$NE_{Ri,KM}$	0...10	V	Heizkartusche
	$STRATOS_{KM}$	1400...3700	U/min	Wilo Stratos Z25/1-8: Pumpe
	DWV_{KM}	0...100	%	Samson Typ 3226/5857 DN15: Dreiwegeventil
ZL	$\vartheta_{Ri,ZL}$		°C	Luftfühler Zuluftkanal Pt1000 1/3 Kl. B
	$\vartheta_{Ri,NNE}$		°C	Luftfühler Pt1000 1/3 Kl. B
	ϑ_{VNE}		°C	Luftfühler Pt1000 1/3 Kl. B
	$\vartheta_{ZL,KU}$		°C	Luftfühler Pt1000 1/3 Kl. B
	$\vartheta_{KU,VL/RL}$		°C	Einschraubfühler Pt1000 1/3 Kl. B
	$DP_{Ri,B}$	0...500	Pa	sensirion sdp2000L: Differenzdruck
	$NE_{Ri,ZL}$	0...10	V	Luft-Nacherhitzer
	$\dot{V}_{ZL}$	0...550	m³/h	TVR Easy: Volumenstromregler
	FU_{ZL}	0...3000	U/min	Ventilator
	$STRATOS_{KU}$	1400...3700	U/min	Wilo Stratos: Pumpe

Verhalten der Raumluft

Verzugszeiten für leichte Wände

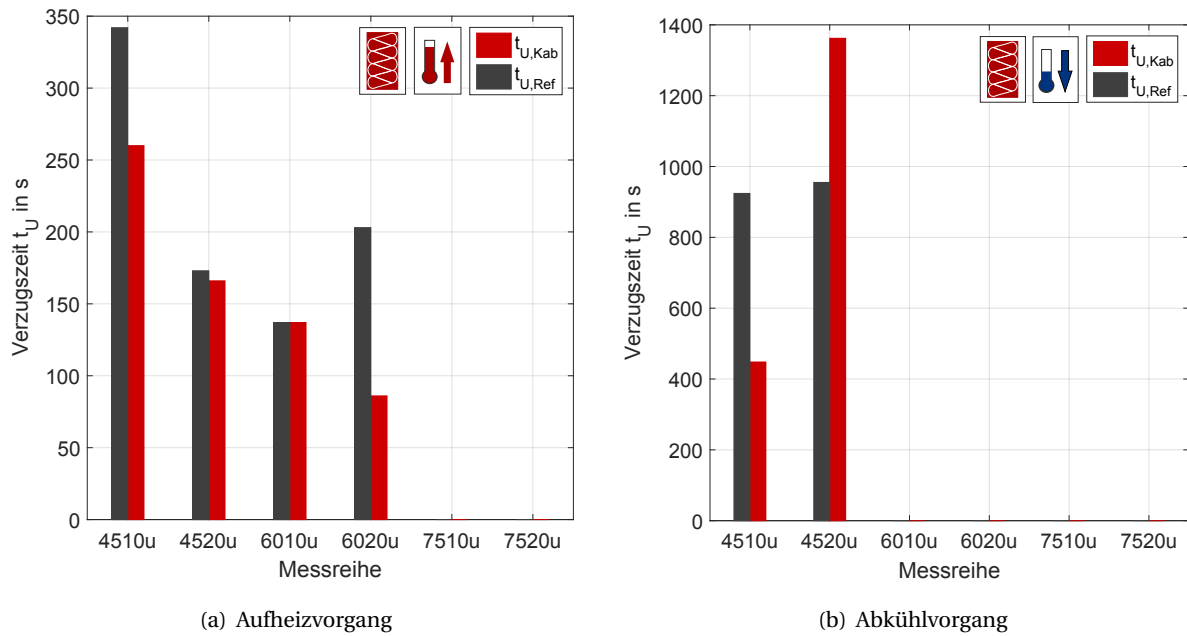


Abbildung A.4: Verzugszeiten t_U für leichte Wände beim Aufheizen (a) von $\vartheta_{HK,VL,0}=30^\circ\text{C}$ auf die entsprechenden Endzustände und Abkühlen (b) auf einen einheitlichen Endzustand der Temperatur im Referenzraum ϑ_L^{Ref} bzw. in der Kabine ϑ_L^{Kab} .

Tabelle A.3: Relative Änderung der Verzugszeit t_U bei Verdoppelung des Heizkörpervolumenstroms $\dot{V}_{HK}$ von 1,0 l/min auf 2,0 l/min für leichte Wände.

$\vartheta_{HK,VL}$ °C	Wandtyp	Referenzraum %	HiL-Kabine %
45	leicht	- 49	- 36
60	leicht	+ 48	- 37

Ausgleichszeiten für leichte Wände

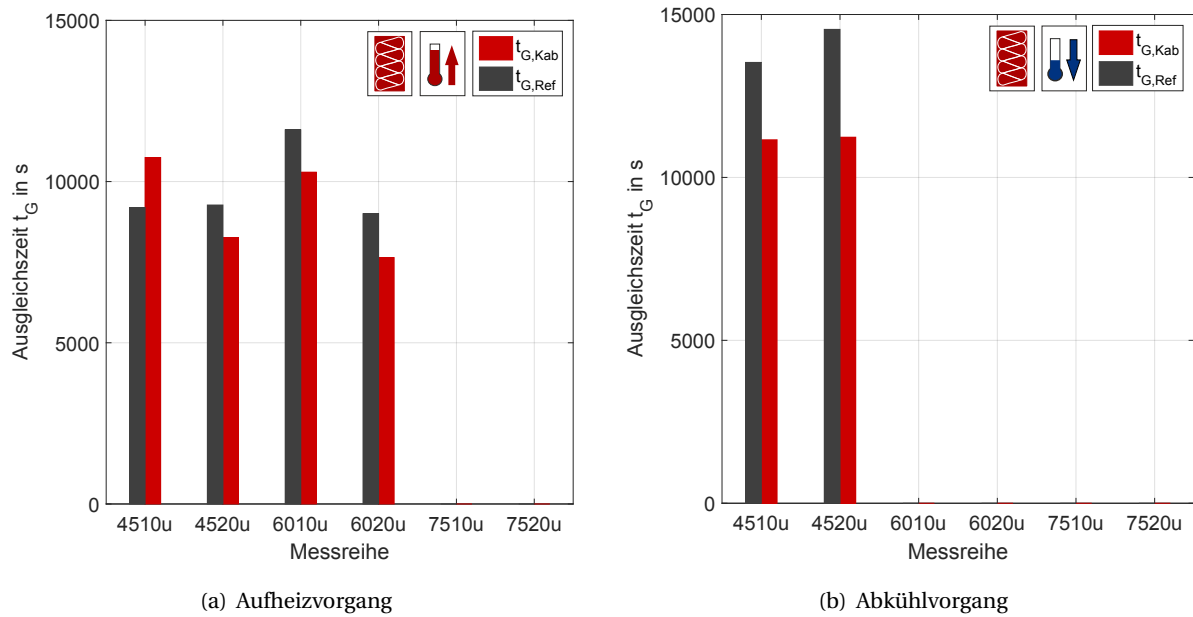


Abbildung A.5: Ausgleichszeiten t_G für leichte Wände beim Aufheizen (a) von $\vartheta_{HK,VL,0} = 30^\circ\text{C}$ auf die entsprechenden Endzustände und Abkühlen (b) auf einen einheitlichen Endzustand der Temperatur im Referenzraum ϑ_L^{Ref} bzw. in der Kabine ϑ_L^{Kab} .

Dynamik der Heizkörperleistung und beeinflussende Größen

Abgegebene Heizleistung

Tabelle A.4: Abgegebene Heizleistung nach Erreichen eines stationären Zustands für die verschiedenen Szenarien im Referenzraum und in der HiL-Kabine.

$\vartheta_{HK,VL}$ °C	$\dot{V}_{HK}$ l/min	Wandtyp	$\dot{Q}_{HK}^{Ref}$ W	$\dot{Q}_{HK}^{Kab}$ W
45	1,0	schwer	610	580
45	2,0	schwer	650	600
60	1,0	schwer	1000	980
60	2,0	schwer	1200	1050
75	1,0	schwer	1500	1400
75	2,0	schwer	1700	1500
45	1,0	leicht	250	200
45	2,0	leicht	250	220
60	1,0	leicht	430	410
60	2,0	leicht	500	430
75	1,0	leicht	650	
75	2,0	leicht	750	

Temperaturen in Heizkörpernähe

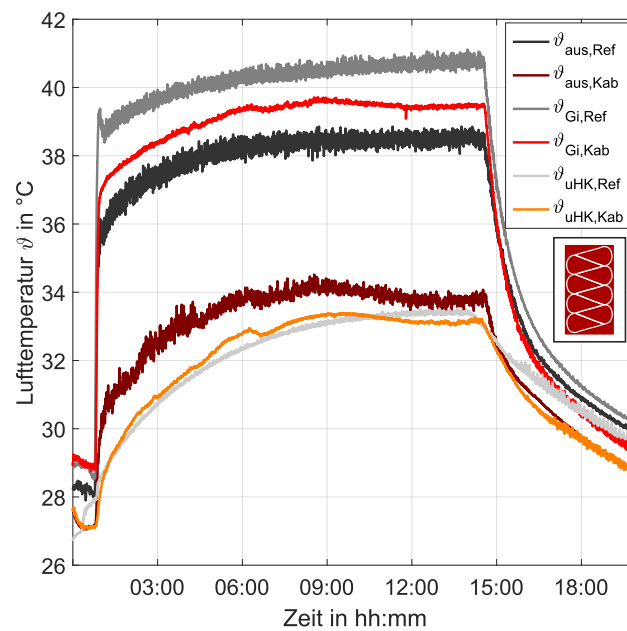


Abbildung A.6: Vergleich der Lufttemperaturen in Heizkörpernähe beim Aufheizvorgang von einer Vorlauftemperatur $\vartheta_{HK,VL}$ von 30 °C auf 45 °C und einem Heizkörpervolumenstrom $\dot{V}_{HK} = 2,0 \text{ l/min}$ und abschließendem Abkühlvorgang bei leichten Wänden (Mittelwerte der Ebenen A und B).

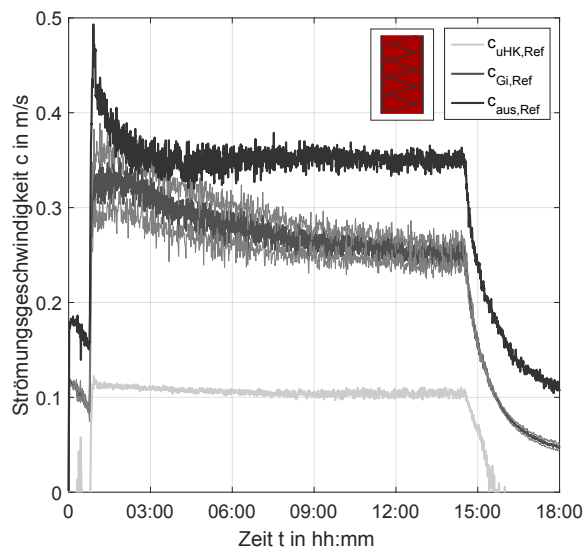
Tabelle A.5: Temperaturen unterhalb des Heizkörpers ϑ_{uHK} und direkt oberhalb des Heizkörpers ϑ_{Gi} vor dem Aufheizvorgang *0* und nach Erreichen des stationären Zustands *stat* im Vergleich zwischen den beiden Prüfräumen.

$\vartheta_{HK,VL}$	$\dot{V}_{HK}$	Wandtyp	$\vartheta_{uHK,0}$		$\vartheta_{uHK,stat}$		$\vartheta_{Gi,0}$		$\vartheta_{Gi,stat}$	
			Ref	Kab	Ref	Kab	Ref	Kab	Ref	Kab
°C	l/min		°C		°C		°C		°C	
45	1,0	schwer	17,1	17,9	17,9	18,9	25,0	24,8	33,0	33,1
45	2,0	schwer	17,1	17,4	18,4	19,3	25,0	24,6	33,7	33,4
60	1,0	schwer	17,1	17,5	18,9	20,9	25,0	24,6	41,0	41,4
60	2,0	schwer	17,1	17,7	18,9	20,5	25,0	24,8	42,5	41,7
75	1,0	schwer	17,0	17,3	19,8	21,9	25,0	24,5	48,0	48,5
75	2,0	schwer	16,8	17,1	20,2	22,7	24,8	24,5	50,5	50,2
45	1,0	leicht	28,0	27,6	33,0	32,7	29,3	29,5	40,5	39,6
45	2,0	leicht	27,0	26,5	33,4	32,7	28,6	29,1	40,9	39,7
60	1,0	leicht	23,0	23,1	39,7	39,7	27,5	27,0	51,2	51,0
60	2,0	leicht	24,5	25,3	39,4	39,8	27,8	28,5	52,3	51,2
75	1,0	leicht	27,0		46,0		28,8		62,0	
75	2,0	leicht	28,0		46,8		29,5		64,0	

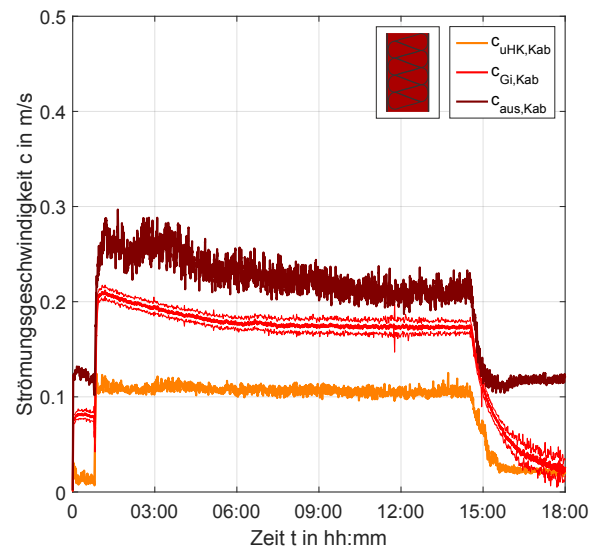
Tabelle A.6: Strahlungstemperaturen ϑ_{Str} 40 cm vor dem Heizkörper berechnet nach Gleichung 4.4 als Mittelwert der beiden Positionen *HiLmu* und *HiLmo* vor dem Aufheizvorgang *0* und im stationären Zustand *stat*.

$\vartheta_{HK,VL}$	$\dot{V}_{HK}$	Wandtyp	$\vartheta_{Str,0}$		$\vartheta_{Str,stat}$	
			Ref	Kab	Ref	Kab
°C	l/min		°C		°C	
45	1,0	schwer	17,5	18,3	18,7	19,7
45	2,0	schwer	17,0	17,3	18,6	19,5
60	1,0	schwer	17,4	17,7	20,5	21,7
60	2,0	schwer	17,3	18,0	20,1	21,4
75	1,0	schwer	17,3	17,4	21,6	23,3
75	2,0	schwer	16,9	17,0	22,3	24,5
45	1,0	leicht	28,1	28,3	33,5	33,5
45	2,0	leicht	27,1	26,8	33,8	32,9
60	1,0	leicht	23,4	23,3	40,4	40,4
60	2,0	leicht	24,8	25,3	40,4	40,1
75	1,0	leicht	27,1		46,2	
75	2,0	leicht	28,1		47,1	

Strömungsgeschwindigkeiten



(a) Referenzraum - 4520u



(b) HiL-Kabine - 4520u

Abbildung A.7: Vergleich der Strömungsgeschwindigkeiten in Heizkörpernähe beim Aufheizvorgang mit leichten Wänden von einer Vorlauftemperaturen $\vartheta_{HK,VL,0}$ von 30 °C auf 45 °C und einem Heizkörpervolumenstrom $\dot{V}_{HK} = 2,0$ l/min und abschließender Abkühlvorgang (Mittelwerte der Ebenen A und B).

E.ON ERC Band 1**Streblow, R.**

Thermal Sensation and
Comfort Model for
Inhomogeneous Indoor
Environments

1. Auflage 2011

ISBN 978-3-942789-00-4

E.ON ERC Band 2**Naderi, A.**

Multi-phase, multi-species
reactive transport modeling as
a tool for system analysis in
geological carbon dioxide
storage

1. Auflage 2011

ISBN 978-3-942789-01-1

E.ON ERC Band 3**Westner, G.**

Four Essays related to Energy
Economic Aspects of
Combined Heat and Power
Generation

1. Auflage 2012

ISBN 978-3-942789-02-8

E.ON ERC Band 4**Lohwasser, R.**

Impact of Carbon Capture and
Storage (CCS) on the European
Electricity Market

1. Auflage 2012

ISBN 978-3-942789-03-5

E.ON ERC Band 5**Dick, C.**

Multi-Resonant Converters as
Photovoltaic Module-
Integrated Maximum Power
Point Tracker

1. Auflage 2012

ISBN 978-3-942789-04-2

E.ON ERC Band 6**Lenke, R.**

A Contribution to the Design of
Isolated DC-DC Converters for
Utility Applications

1. Auflage 2012

ISBN 978-3-942789-05-9

E.ON ERC Band 7**Brännström, F.**

Einsatz hybrider RANS-LES-
Turbulenzmodelle in der
Fahrzeugklimatisierung

1. Auflage 2012

ISBN 978-3-942789-06-6

E.ON ERC Band 8**Bragard, M.**

The Integrated Emitter Turn-
Off Thyristor - An Innovative
MOS-Gated High-Power
Device

1. Auflage 2012

ISBN 978-3-942789-07-3

E.ON ERC Band 9**Hoh, A.**

Exergiebasierte Bewertung
gebäudetechnischer Anlagen

1. Auflage 2013

ISBN 978-3-942789-08-0

E.ON ERC Band 10**Köllensperger, P.**

The Internally Commutated
Thyristor - Concept, Design
and Application

1. Auflage 2013

ISBN 978-3-942789-09-7

E.ON ERC Band 11**Achtnicht, M.**

Essays on Consumer Choices
Relevant to Climate Change:
Stated Preference Evidence
from Germany

1. Auflage 2013

ISBN 978-3-942789-10-3

E.ON ERC Band 12**Panašková, J.**

Olfaktorische Bewertung von
Emissionen aus Bauprodukten

1. Auflage 2013

ISBN 978-3-942789-11-0

E.ON ERC Band 13**Vogt, C.**

Optimization of Geothermal
Energy Reservoir Modeling
using Advanced Numerical
Tools for Stochastic Parameter
Estimation and Quantifying
Uncertainties

1. Auflage 2013

ISBN 978-3-942789-12-7

E.ON ERC Band 14**Benigni, A.**

Latency exploitation for
parallelization of
power systems simulation

1. Auflage 2013

ISBN 978-3-942789-13-4

E.ON ERC Band 15**Butschen, T.**

Dual-ICT – A Clever Way to
Unite Conduction and
Switching Optimized
Properties in a Single Wafer

1. Auflage 2013

ISBN 978-3-942789-14-1

E.ON ERC Band 16**Li, W.**

Fault Detection and
Protection in Medium
Voltage DC Shipboard
Power Systems

1. Auflage 2013

ISBN 978-3-942789-15-8

E.ON ERC Band 17**Shen, J.**

Modeling Methodologies for
Analysis and Synthesis of
Controls and Modulation
Schemes for High-Power
Converters with Low Pulse
Ratios

1. Auflage 2014

ISBN 978-3-942789-16-5

E.ON ERC Band 18**Flieger, B.**

Innenraummodellierung einer
Fahrzeugkabine
in der Programmiersprache
Modelica

1. Auflage 2014

ISBN 978-3-942789-17-2

E.ON ERC Band 19**Liu, J.**

Measurement System and
Technique for Future Active
Distribution Grids

1. Auflage 2014

ISBN 978-3-942789-18-9

E.ON ERC Band 20**Kandzia, C.**

Experimentelle Untersuchung
der Strömungsstrukturen in
einer Mischlüftung

1. Auflage 2014

ISBN 978-3-942789-19-6

E.ON ERC Band 21**Thomas, S.**

A Medium-Voltage Multi-
Level DC/DC Converter with
High Voltage Transformation
Ratio

1. Auflage 2014

ISBN 978-3-942789-20-2

E.ON ERC Band 22**Tang, J.**

Probabilistic Analysis and
Stability Assessment for Power
Systems with Integration of
Wind Generation and
Synchronphasor Measurement

1. Auflage 2014

ISBN 978-3-942789-21-9

E.ON ERC Band 23**Sorda, G.**

The Diffusion of Selected
Renewable Energy
Technologies: Modeling,
Economic Impacts, and Policy
Implications

1. Auflage 2014

ISBN 978-3-942789-22-6

E.ON ERC Band 24**Rosen, C.**

Design considerations and
functional analysis of local
reserve energy markets for
distributed generation

1. Auflage 2014

ISBN 978-3-942789-23-3

E.ON ERC Band 25**Ni, F.**

Applications of Arbitrary
Polynomial Chaos in Electrical
Systems

1. Auflage 2015

ISBN 978-3-942789-24-0

E.ON ERC Band 26**Michelsen, C. C.**

The *Energiewende* in the
German Residential Sector:
Empirical Essays on
Homeowners' Choices of
Space Heating Technologies

1. Auflage 2015

ISBN 978-3-942789-25-7

E.ON ERC Band 27**Rolfs, W.**

Decision-Making under Multi-
Dimensional Price Uncertainty
for Long-Lived Energy
Investments

1. Auflage 2015

ISBN 978-3-942789-26-4

E.ON ERC Band 28**Wang, J.**

Design of Novel Control
algorithms of Power
Converters for Distributed
Generation

1. Auflage 2015

ISBN 978-3-942789-27-1

E.ON ERC Band 29**Helmedag, A.**

System-Level Multi-Physics
Power Hardware in the Loop
Testing for Wind Energy
Converters

1. Auflage 2015

ISBN 978-3-942789-28-8

E.ON ERC Band 30**Togawa, K.**

Stochastics-based Methods
Enabling Testing of Grid-
related Algorithms through
Simulation

1. Auflage 2015

ISBN 978-3-942789-29-5

E.ON ERC Band 31**Huchtemann, K.**

Supply Temperature Control
Concepts in Heat Pump
Heating Systems

1. Auflage 2015

ISBN 978-3-942789-30-1

E.ON ERC Band 32**Molitor, C.**

Residential City Districts as
Flexibility Resource: Analysis,
Simulation, and Decentralized
Coordination Algorithms

1. Auflage 2015

ISBN 978-3-942789-31-8

E.ON ERC Band 33**Sunak, Y.**

Spatial Perspectives on the
Economics of Renewable
Energy Technologies

1. Auflage 2015

ISBN 978-3-942789-32-5

E.ON ERC Band 34**Cupelli, M.**

Advanced Control Methods for
Robust Stability of MVDC
Systems

1. Auflage 2015

ISBN 978-3-942789-33-2

E.ON ERC Band 35**Chen, K.**

Active Thermal Management
for Residential Air Source Heat
Pump Systems

1. Auflage 2015

ISBN 978-3-942789-34-9

E.ON ERC Band 36**Pâques, G.**

Development of SiC GTO
Thyristors with Etched
Junction Termination

1. Auflage 2016

ISBN 978-3-942789-35-6

E.ON ERC Band 37**Garnier, E.**

Distributed Energy Resources
and Virtual Power Plants:
Economics of Investment and
Operation

1. Auflage 2016

ISBN 978-3-942789-37-0

E.ON ERC Band 38**Cali, D.**

Occupants' Behavior and its
Impact upon the Energy
Performance of Buildings

1. Auflage 2016

ISBN 978-3-942789-36-3

E.ON ERC Band 39**Isermann, T.**

A Multi-Agent-based
Component Control and
Energy Management System
for Electric Vehicles

1. Auflage 2016

ISBN 978-3-942789-38-7

E.ON ERC Band 40**Wu, X.**

New Approaches to Dynamic
Equivalent of Active
Distribution Network for
Transient Analysis

1. Auflage 2016

ISBN 978-3-942789-39-4

E.ON ERC Band 41**Garbuzova-Schiftler, M.**

The Growing ESCO Market for
Energy Efficiency in Russia: A
Business and Risk Analysis

1. Auflage 2016

ISBN 978-3-942789-40-0

E.ON ERC Band 42**Huber, M.**

Agentenbasierte
Gebäudeautomation für
raumluftechnische Anlagen

1. Auflage 2016

ISBN 978-3-942789-41-7

E.ON ERC Band 43**Soltau, N.**

High-Power Medium-Voltage
DC-DC Converters: Design,
Control and Demonstration

1. Auflage 2017

ISBN 978-3-942789-42-4

E.ON ERC Band 44**Stieneker, M.**

Analysis of Medium-Voltage
Direct-Current Collector Grids
in Offshore Wind Parks

1. Auflage 2017

ISBN 978-3-942789-43-1

E.ON ERC Band 45**Bader, A.**

Entwicklung eines Verfahrens
zur Strompreisvorhersage im
kurzfristigen Intraday-
Handelszeitraum

1. Auflage 2017

ISBN 978-3-942789-44-8

E.ON ERC Band 46**Chen, T.**

Upscaling Permeability for
Fractured Porous Rocks and
Modeling Anisotropic Flow
and Heat Transport

1. Auflage 2017

ISBN 978-3-942789-45-5

E.ON ERC Band 47**Ferdowsi, M.**

Data-Driven Approaches for
Monitoring of Distribution
Grids

1. Auflage 2017

ISBN 978-3-942789-46-2

Zur Verminderung des hohen Energieverbrauchs für die Wärmebereitstellung in Wohngebäuden sind neue, innovative Strategien für die Raumtemperaturregelung in Heizungssystemen gefragt. Für die Entwicklung solcher Systeme stellt die vorliegende Arbeit eine Testumgebung vor, die das hydraulische Heizungsnetz einer Wohnung inklusive der Wärmeübergabe in den Raum im Labormaßstab bereitstellt. Zur realitätsnahen Nachbildung des Betriebsverhaltens werden die zu untersuchenden Heizkörper und Regelventile als Hardware in der Testumgebung eingesetzt. Um den Platzbedarf zu verringern, wird das den Heizkörper umschließende Raumvolumen verkleinert. Die Herausforderung besteht darin, die Wärmeübertragungsprozesse zwischen Heizfläche und Raum von einem Raum mit normalen Abmessungen auf die verkleinerte Umgebung (Kabine) zu übertragen. Anhand von theoretischen Überlegungen und messtechnischen Untersuchungen werden die notwendigen Umrechnungsvorschriften für den radiativen und konvektiven Wärmeübergang in der Kabine definiert. Die Abbildung der zeitlich variablen Randbedingungen erfolgt über die sogenannte Hardware-in-the-Loop-Kopplung, bei der der Prüfstand mit einem Simulationsmodell eines Raumes mit normalen Abmessungen verbunden wird. Die dynamischen Änderungen der Raumzustände können mit dem beschriebenen Konzept der reduzierten Raumumgebung abgebildet werden. In weiterführenden Projekten lassen sich somit neu entwickelte Systeme und Komponenten in den Kabinen testen und mit bestehenden Systemen unter reproduzierbaren Randbedingungen vergleichen.