

# **Ein Simulationsansatz zur Bewertung von Hitzestressrisiken in Innenräumen**

**Weiterentwicklung eines zonalen Modells in Modelica**

Katharina Mucha

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät Gestaltung der Universität der Künste  
Berlin zur Erlangung des akademischen Grades Doktor der Ingenieurwissenschaften  
genehmigten Dissertation.

1. Gutachter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Christoph Nytsch-Geusen
2. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Peter Bartsch

Die Dissertation wurde am 11. Oktober 2016 bei der Universität der Künste Berlin eingereicht. Die Disputation erfolgte am 14. Februar 2017.

Universität der Künste Berlin, April 2017  
Fakultät Gestaltung, Institut für Architektur und Städtebau  
Fachgebiet Versorgungsplanung und Versorgungstechnik (VPT)

## Zusammenfassung

Als Reaktion auf die hohe Mortalität während einer Hitzeperiode in Europa im Sommer 2003 hat der Deutsche Wetterdienst (DWD) Hitzestresswarnungen in sein Portfolio integriert und das Thema weiter in den Fokus gerückt. Hitzestress wird überwiegend als Problem des Außenraumes wahrgenommen. Gleichzeitig jedoch ist bekannt, dass sich die städtische Bevölkerung und insbesondere ältere und kranke Menschen, die im Hinblick auf Hitzestress besonders vulnerable Gruppen darstellen, überwiegend in Innenräumen aufhalten. Verminderte Schlafqualität, bedingt durch aufgeheizte Innenräume, verstärkt die Belastungssituation. All dies macht es erforderlich, Hitzestressrisiken ebenfalls im Innenraum zu untersuchen.

Diese Forschungsarbeit ist im Kontext des Teilprojekts Indoor Simulations der DFG-Forschergruppe UCaHS (DFG Research Unit 1736, Urban Climate and Heat Stress in mid-latitude cities in view of climate change) an der Universität der Künste Berlin entstanden. Im Rahmen dieses Teilprojekts werden Simulationsmethoden zur Analyse von Hitzestressrisiken im Innenraum entwickelt und erprobt. Die Aufgabenstellung stellt Simulationsmethoden vor die Herausforderung, mehrtägige Auswertungszeiträume von Hitzeperioden und eine örtliche Auflösung des Innenraumes für eine lokale Auswertung unter Beachtung praktikabler Rechenzeiten zusammenzubringen.

Im Rahmen der vorliegenden Forschungsarbeit wird der zonale Ansatz einer ortsdiskretisierten Simulation als geeigneter Simulationsansatz identifiziert, beschrieben, weiterentwickelt und in der Programmiersprache Modelica implementiert. Die Weiterentwicklung geschieht im Hinblick auf den gewünschten Anwendungsbereich: die Simulation von Innenräumen während mehrtägiger Hitzeperioden zur Bewertung von Hitzestressrisiken. Neben der Kalibrierung des zonalen Modells zur verbesserten Abbildung von Raumluftströmung und Temperaturentwicklung kommt daher der Modellierung des Fensters, der Schnittstelle zwischen Innen- und Außenraum mit großem Einfluss auf das Innenraumklima, eine besondere Bedeutung zu. Das zonale Modell wird verifiziert und validiert, die Umsetzung der Fensterlüftung wird plausibilisiert. Dafür werden zonale Simulationsergebnisse mit Messdaten verglichen; zusätzlich werden CFD-Berechnungen für strömungstechnische Erkenntnisgewinne und zur Cross-Validierung genutzt. Fensterlüftung kann ebenfalls als Ausdruck technischen Nutzerverhaltens betrachtet werden. Technisches Nutzerverhalten beschreibt Nutzerverhalten, das einen direkten Einfluss auf das Raumklima ausübt, während persönliches Nutzerverhalten, beispielsweise eine Änderung der Bekleidungsisolations, direkte Auswirkungen auf die persönliche Erfahrung von Hitzestress hat. Beide Kategorien von Nutzerverhalten werden exemplarisch in das zonale Modell zur Innenraumsimulation integriert. Eine Verknüpfung mit dynamischen Methoden zur Auswertung der thermischen Behaglichkeit vervollständigt den Simulationsansatz zur Bewertung von Hitzestressrisiken. Anhand von zwei Anwendungsbeispielen wird demonstriert, dass mit diesem Simulationsansatz Innenräume in ihrer Unterschiedlichkeit bzgl. Geometrie, Baukonstruktion, Ausrichtung und Nutzerverhalten über die Zeiträume von Hitzeperioden abgebildet und im Raum befindliche Personen aktiv in der Bewertung von Hitzestressrisiken berücksichtigt werden können.

## Abstract

In response to a high mortality during a heat wave in Europe in the summer of 2003, the national weather service deutscher Wetterdienst (DWD) integrated heat stress warnings into its portfolio and brought this topic to public attention. Heat stress is mainly perceived as a problem of outer space. At the same time, it is known that residents of cities spend most of their time indoors. As the people most affected by heat stress are elderly and sick people, the time period spent indoors becomes even more important. Reduced sleep quality due to heated interior spaces, increases the stress situation. All of this makes it necessary to examine indoor heat stress risks.

This research work has emerged in the context of the sub-project Indoor Simulation of the DFG research group UCaHS (DFG Research Unit 1736, Urban Climate and Heat Stress in mid-latitude cities in view of climate change) located in the University of the Arts Berlin. Within the scope of this sub-project, methods of simulations for indoor heat stress risks analysis are developed and tested. This task challenges simulation methods to combine a multi-day evaluation period of heat waves and a spatial resolution of the interior for a local evaluation within a practical computing time period.

In the context of this research work, the zonal approach of location-discretized simulation is identified as a suitable simulation approach, described, further developed, and implemented in the programming language Modelica. Further development takes place regarding the required application—the simulation of indoor spaces during several days of heat for the evaluation of heat stress risks. In addition to the calibration of the zonal model for an improved calculation of airflow and temperature development, the window modelling, which is the interface between interior and exterior space with a large influence factor, is of particular importance. The zonal model is verified and validated, and the plausibility of the implementation of passive ventilation is assessed. For this, zonal simulation results are compared with measured data. In addition, CFD calculations are used for knowledge gain about fluid dynamics and cross-validation. Window ventilation may also be regarded as an expression of technical user behaviour. Technical user behaviour means user behaviour with a direct impact on indoor climate, whereas personal user behaviour, such as an adaptive clothing insulation, influences the personal experience of heat stress. Both categories of user behaviour are integrated into the zonal model for interior space simulation. A combination of dynamic methods for the assessment of thermal comfort completes the simulation approach for the evaluation of heat stress risks. Two application examples demonstrate the ability of this simulation approach to depict interiors in their variety in terms of geometry, building construction, orientation, and user behaviour. The people present in that rooms can be actively considered in the evaluation of heat stress risks.

## Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftliche Mitarbeiterin am Fachgebiet Versorgungsplanung und Versorgungstechnik im Institut für Architektur und Städtebau an der Universität der Künste Berlin. In dieser Zeit bin ich innerhalb und außerhalb der Universität auf viel Hilfsbereitschaft gestoßen. Ich bedanke mich herzlich bei meinem Erstgutachter Prof. Dr.-Ing. Christoph Nytsch-Geusen und meinem Zweitgutachter Prof. Dr.-Ing. Peter Bartsch für ihre Anregungen und Diskussionen. Ich bedanke mich bei meinen Kollegen für eine tolle Arbeitsatmosphäre und bei Freundinnen und Freunden für eine Vielzahl an willkommenen Ablenkungen. Ich bedanke mich bei meiner Familie, besonders bei meiner Schwester, für ihren Rückhalt und ihre Unterstützung.

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung und Zielsetzung</b>	<b>1</b>
1.1	Motivation der Forschung . . . . .	1
1.2	Simulation von Innenräumen . . . . .	2
1.3	Zielsetzung der Arbeit . . . . .	4
<b>2</b>	<b>Stand der Forschung</b>	<b>7</b>
2.1	Simulation des Innenraumklimas . . . . .	7
2.1.1	Ein-Zonen- und Multizonen-Modelle . . . . .	7
2.1.2	Entstehung der zonalen Modelle . . . . .	8
2.1.3	Aktuelle Entwicklung zonaler Modelle . . . . .	9
2.1.4	CFD-Simulationen des Innenraumes . . . . .	10
2.1.5	Fazit zu den Ansätzen der Innenraumsimulation . . . . .	11
2.2	Bewertung thermischer Behaglichkeit . . . . .	12
2.2.1	Kurzüberblick über thermische Indizes . . . . .	13
2.2.2	Beispiele PMV-basierter Hitzestressbewertung . . . . .	14
2.2.3	Körpermodelle . . . . .	15
2.2.4	Fazit zu der Bewertung thermischer Behaglichkeit . . . . .	15
<b>3</b>	<b>Der zonale Ansatz</b>	<b>17</b>
3.1	Der zonale Ansatz: Theorie . . . . .	17
3.1.1	Gleichungen der Strömungssimulation . . . . .	17
3.1.2	Gleichungen des zonalen Ansatzes . . . . .	18
3.2	Der zonale Ansatz: Praxis . . . . .	29
3.2.1	Zur Wahl von Modelica . . . . .	29
3.2.2	Umsetzung in Modelica . . . . .	30
3.2.3	Parametrisierung des Modells . . . . .	38
3.3	Modellierung der Fensterlüftung . . . . .	39
3.3.1	Berechnung der Zu- und Abluft bei einseitiger Lüftung . . . . .	41
3.3.2	Räumliche Verteilung der Zu- und Abluft im zonalen Modell . . . . .	42
3.4	Verwendete Hilfsmittel . . . . .	44
3.4.1	Preprocessing: Modellaufbau . . . . .	44
3.4.2	Preprocessing: Sichtfaktoren . . . . .	45
3.4.3	Postprocessing: Visualisierung . . . . .	46

## *Inhaltsverzeichnis*

<b>4</b>	<b>Verifizierung, Kalibrierung und Validierung des zonalen Modells</b>	<b>47</b>
4.1	Verifizierung des zonalen Modells . . . . .	48
4.1.1	Wärmetransport . . . . .	48
4.1.2	Luftströmung . . . . .	49
4.2	Kalibrierung der Parameter anhand des Modellraumes AMoR . . . . .	51
4.2.1	Das Vorgehen bei der Kalibrierung . . . . .	53
4.2.2	Vergleich der zonalen Ergebnisse mit CFD-Ergebnissen . . . . .	57
4.3	Validierung des kalibrierten Modells . . . . .	60
4.3.1	Modellraum AMoR – ein weiteres Setup . . . . .	60
4.3.2	Das Thermische Modellhaus . . . . .	62
4.4	Zu dem langwelligen Strahlungsaustausch . . . . .	67
4.4.1	Vergleich der Brutto- und Nettomethode . . . . .	67
4.4.2	Vergleich von Rechenzeiten . . . . .	68
<b>5</b>	<b>Plausibilisierung der Modellierung der passiven Lüftung</b>	<b>70</b>
5.1	Die Luftverteilung im Raum bei passiver Lüftung . . . . .	70
5.2	Vergleichende CFD-Berechnungen . . . . .	72
5.2.1	Stationäre Vergleiche zonaler und CFD-Ergebnisse . . . . .	75
5.2.2	Transiente Vergleiche zonaler und CFD-Ergebnisse . . . . .	80
<b>6</b>	<b>Nutzerverhalten und Methoden zur Bewertung von Hitzestressrisiken</b>	<b>85</b>
6.1	Technisches Nutzerverhalten . . . . .	85
6.2	Persönliches Nutzerverhalten . . . . .	91
6.3	Methoden zur Hitzestressbewertung . . . . .	95
<b>7</b>	<b>Anwendung des zonalen Modells zur Bewertung von Hitzestressrisiken</b>	<b>100</b>
7.1	Schlaf- und Wohnraum: Fensterlüftung und Bewertungsmethoden . . . . .	101
7.1.1	Modellierung des Schlaf- und Wohnraumes . . . . .	102
7.1.2	Simulationsergebnisse: Vergleich der Bewertungsmethoden . . . . .	103
7.1.3	Simulationsergebnisse: Vergleich alternativer Szenarien . . . . .	108
7.2	Patientenzimmer: Klimatisierungstechnik und Raumwechsel . . . . .	112
7.2.1	Modellierung des Patientenzimmers . . . . .	112
7.2.2	Simulationsergebnisse: Vergleich alternativer Szenarien . . . . .	114
7.2.3	Simulationsergebnisse: Berücksichtigung eines Raumwechsels . . . . .	119
7.3	Diskussion der Ergebnisse der Anwendungsbeispiele . . . . .	122
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>125</b>
8.1	Zusammenfassung der Arbeit . . . . .	125
8.2	Ausblick . . . . .	128

## *Inhaltsverzeichnis*

<b>Anhang</b>	<b>131</b>
A.1 Modellraum AMoR: Auswahl der Messdaten und Simulationsergebnisse . . .	131
A.2 Kalibrierung der Parameter anhand AMoR-Messdaten . . . . .	135
A.3 CFD-Berechnung des Modellraumes AMoR . . . . .	140
A.4 Messversuch am Thermischen Modellhaus . . . . .	143
A.5 Modellierung und Simulation des Thermischen Modellhauses . . . . .	151
A.6 Simulations- und Messergebnisse des Thermischen Modellhauses . . . . .	156
A.7 Anwendungsbeispiel: Schlaf- und Wohnraum . . . . .	158
A.8 Anwendungsbeispiel: Patientenzimmer . . . . .	160

## Abbildungsverzeichnis

1.1	Verschiedene Ansätze der Innenraumsimulation. (a) Ein-Zonen-Modelle, (b) Multizonen-Modelle, (c) zonale Modelle, (d) CFD-Modelle. . . . .	3
1.2	Gliederung der Arbeit. . . . .	6
2.1	Zusammenspiel der verschiedenen Ansätze der Innenraumsimulation und der Körpermodelle zur Bewertung von Hitzestressrisiken. . . . .	16
3.1	Volumenelemente mit einem angedeuteten versetzten Gitter zur Berechnung der Transportvorgänge an den Grenzflächen. . . . .	19
3.2	(a) Illustration der Herleitung der Kraft durch Schubspannung: ein Volumenelement zwischen zwei Platten, (b) Skizze zur Bildung der Gradienten. . . . .	22
3.3	Zonaler Ansatz: Indizierung der Volumen- und Strömungselemente. . . . .	23
3.4	Zur Berechnung der Energiebilanzen an den Wandoberflächen und an den inneren Wandknoten. . . . .	26
3.5	Zonaler Ansatz: Luftvolumenelement. . . . .	31
3.6	Zonaler Ansatz: Verknüpfung der Luftvolumenelemente. . . . .	34
3.7	Zonaler Ansatz: Begrenzungsflächen. . . . .	35
3.8	Zonaler Ansatz: Modell des langwelligen Strahlungsaustauschs. . . . .	36
3.9	Darstellung zur Berechnung der Öffnungsflächen von einem kipp- und einem dreh-geöffneten Fenster. . . . .	42
3.10	Darstellung von (a) verschiedenen Fensterzuständen in Abhängigkeit des Winkels $\alpha$ und (b) der diskreten Umsetzung im zonalen Modell ( $na = 3$ und $nb = 4$ ). . . . .	43
4.1	Aufheizen einer horizontalen Luftsäule, längs unterteilt in 10 Luftelemente. (a) Illustration der Temperaturentwicklung zu drei Zeitpunkten, (b) zeitliche Temperaturentwicklung der zehn Luftelemente über die ersten drei Stunden. . . . .	48
4.2	Heizen und Kühlen an den Enden einer horizontalen Luftsäule, längs unterteilt in 10 Luftelemente. (a) Illustration der Temperaturentwicklung, (b) Temperaturentwicklung der zehn Luftelemente. . . . .	49
4.3	Geschwindigkeit in X-Richtung über eine horizontale Luftsäule der Länge 1m und der Länge 10m. (a) Illustration der Geometrie, wobei die äußeren Volumenelemente nicht dargestellt sind, (b) Entwicklung der Geschwindigkeit in X-Richtung der zehn Luftelemente. . . . .	50

## Abbildungsverzeichnis

4.4	Strömungsbewegung in einem Quader mit einer beheizten Wandfläche nach 30 Sekunden in (a) X-Richtung und (b) Y-Richtung. . . . .	51
4.5	Temperaturverteilung innerhalb eines Quaders mit einer beheizten Wandfläche nach (a) 0 Sekunden, (b) 30 Sekunden und (c) 60 Sekunden. . . . .	51
4.6	Der Aachener Modellraum AMoR: (a) als Foto, (b) als CFD-Modell und (c) als zonales Modell. . . . .	52
4.7	Aachener Modellraum AMoR als Skizze mit Messsystem, Quelle: [Kandzia et al. 2015]. . . . .	53
4.8	Zonales Modell des Modellraumes AMoR mit Kennzeichnung der Volumenmittelpunkte als Vergleichspunkte. . . . .	55
4.9	Ergebnisse vor der Kalibrierung (ohne Parameter) und nach der Kalibrierung durch gemeinschaftliche Optimierung der Parameter. Luftgeschwindigkeit und Temperatur in der Höhe 2,060m. (a) und (b) zeigen Setup01, (c) und (d) zeigen Setup02. . . . .	56
4.10	Ergebnisse vor der Kalibrierung (ohne Parameter) und nach der Kalibrierung durch gemeinschaftliche Optimierung der Parameter. Luftgeschwindigkeit und Temperatur in der Höhe 2,060m. (a) und (b) zeigen Setup03, (c) und (d) zeigen Setup04. . . . .	57
4.11	Vergleich von (a) CFD- und (b) zonalen Ergebnissen anhand des Betrages der Geschwindigkeit: $V_{mag}$ . . . . .	58
4.12	Vergleich von (a) CFD- und (b) zonalen Ergebnissen: Geschwindigkeitskomponente $u$ in X-Richtung. . . . .	59
4.13	Vergleich von (a) CFD- und (b) zonalen Ergebnissen: Geschwindigkeitskomponente $v$ in Y-Richtung. . . . .	59
4.14	Vergleich von (a) CFD- und (b) zonalen Ergebnissen: Geschwindigkeitskomponente $w$ in Z-Richtung. . . . .	60
4.15	AMoR Setup05: Betrag der Luftgeschwindigkeit und Temperatur in der Höhe 1,10m. . . . .	61
4.16	AMoR Setup05: Betrag der Luftgeschwindigkeit und Temperatur in der Höhe 2,06m. . . . .	61
4.17	AMoR Setup05: Betrag der Luftgeschwindigkeit und Temperatur in der Höhe 2,70m. . . . .	62
4.18	Das Thermische Modellhaus: (a) geschlossen mit Lufttemperatur und Geschwindigkeits-Sensoren, (b) offen mit Blick auf die Heiz- und Kühlflächen und die Infrarot-Sensoren. . . . .	63
4.19	Das Thermische Modellhaus in verschiedenen Diskretisierungen. (a) zonDis5306 (90 Volumenelemente), (b) zonDis5508 (200 Volumenelemente), (c) zonDis7510 (350 Volumenelemente), (d) zonDis11510 (550 Volumenelemente). . . . .	64
4.20	Im Querschnitt (a) die Magnitude der Luftgeschwindigkeit, (b) die X-Komponente der Luftgeschwindigkeit, (c) die Y-Komponente der Luftgeschwindigkeit, (d) die Temperaturverteilung. . . . .	65

## Abbildungsverzeichnis

4.21	Vergleich der Temperaturwerte (a) über der Heizfläche und (b) unter der Kühldecke, Vergleich der Luftgeschwindigkeitswerte (c) über der Heizfläche und (d) unter der Kühldecke. . . . .	66
4.22	Vergleich verschiedener Modellierungen des langwelligen Strahlungsaustauschs: Oberflächentemperaturen und zwei Lufttemperaturen an verschiedenen Positionen des Thermischen Modellhauses. . . . .	67
4.23	Vergleich der Rechenzeiten der verschiedenen Diskretisierungen. . . . .	69
5.1	Theoretischer Verlauf einer Raumluchtströmung bei geöffnetem Fenster. . .	71
5.2	(a) Vergleichpunkte für die verschiedenen CFD-Gitter und (b) ein exemplarischer Vergleich der Luftgeschwindigkeiten über eine Punktereihe in X-Richtung. . . . .	73
5.3	CFD-Vergleich der Luftgeschwindigkeiten an der Fenster-Öffnungsfläche für vier verschiedene Vernetzungen. . . . .	74
5.4	Orte des Vergleichs im (a) CFD-Modell und (b) zonalen Modell. . . . .	75
5.5	(a) Ein- und (b) Ausströmflächen der Luft in X-Richtung bei einem 90°-dreh-geöffneten Fenster. (c) Ein- und (d) Ausströmflächen der Luft in Z- bzw. Y-Richtung bei einem 6°-kipp-geöffneten Fenster. (e) Ein- und (f) Ausströmflächen der Luft in X-Richtung zwischen der Fensterausbuchtung und dem Innenraum. . . . .	76
5.6	Explizit festgelegte Ein- und Ausströmflächen der Luft in X-Richtung bei einem (a) 90°-dreh-geöffneten und einem (b) 6°-kipp-geöffneten Fenster. .	77
5.7	Visualisierung des Vergleichs der (a) CFD-Punktwerte, (b) CFD-Mittelwerte und (c) zonalen charakteristischen Volumenelementwerte. . . . .	78
5.8	Luftgeschwindigkeit in X-Richtung (oben) und als Magnitude (unten) bei einem 90°-dreh-geöffneten Fenster. Links: CFD-Ergebnis an einem Punkt, Mitte: CFD-Ergebnis gemittelt über einen größeren Bereich, rechts: zonale charakteristische Geschwindigkeit des entsprechenden Luftvolumens. . . .	79
5.9	Luftgeschwindigkeit in X-Richtung (oben) und als Magnitude (unten) bei einem 6°-kipp-geöffneten Fenster. Links: CFD-Ergebnis an einem Punkt, Mitte: CFD-Ergebnis gemittelt über einen größeren Bereich, rechts: zonale charakteristische Geschwindigkeit des entsprechenden Luftvolumens. . . .	80
5.10	Strömungsentwicklung nach einer Sekunde in einer Ebene bei einem 90°-dreh-geöffneten Fenster. (a) CFD-Ergebnisse, (b) zonale Ergebnisse. . . .	81
5.11	Entwicklung der Temperaturverteilung nach einer Sekunde in einer Ebene bei einem 90°-dreh-geöffneten Fenster. (a) CFD-Ergebnisse, (b) zonale Ergebnisse. . . . .	81
5.12	Strömungsentwicklung nach zehn Sekunden in einer Ebene bei einem 90°-dreh-geöffneten Fenster. (a) CFD-Ergebnisse, (b) zonale Ergebnisse. . . .	82
5.13	Entwicklung der Temperaturverteilung nach zehn Sekunden in einer Ebene bei einem 90°-dreh-geöffneten Fenster. (a) CFD-Ergebnisse, (b) zonale Ergebnisse. . . . .	82
5.14	Zeitliche Temperaturentwicklung an drei Raumpunkten bei einer 6°- Kipp-lüftung. . . . .	83

## Abbildungsverzeichnis

5.15	Zeitliche Temperaturentwicklung an drei Raumpunkten bei einer 90°-Drehlüftung. . . . .	84
6.1	Pseudocode (angelehnt an Modelica) zu dem Zustandswechsel des Fensters innerhalb des zonalen Modells. . . . .	89
6.2	Vergleich von Messwerten und Simulationsergebnissen mit (a) Darstellung der Lufttemperatur im Außenraum und (b) ohne Lufttemperatur im Außenraum. . . . .	90
6.3	Pseudocode (angelehnt an Modelica) zu dem Zustandswechsel der Bekleidungsisolierung innerhalb des zonalen Modells. . . . .	93
6.4	Adaptiver Bekleidungsindex im Tagesverlauf. . . . .	94
7.1	Schlaf- und Wohnraum einer Pflegeeinrichtung: (a) Abbildung zur Verdeutlichung der Geometrie, (b) zonales Modell. . . . .	101
7.2	Simulation01 ( $P_a = 0,16$ , $P_b = 0,30$ ): Temperatur im Außenraum und Temperaturverteilung im Innenraum über 8 Tage. . . . .	103
7.3	Simulation01 ( $P_a = 0,16$ , $P_b = 0,30$ ): Fensteröffnungszeiten und die resultierende Luftgeschwindigkeit. . . . .	104
7.4	Simulation01 ( $P_a = 0,16$ , $P_b = 0,30$ ): lokale PMV- und TPMV-Werte. . . . .	105
7.5	Simulation01 ( $P_a = 0,16$ , $P_b = 0,30$ ): transiente Indizes und die Schweißproduktion als Repräsentant körpereigener thermischer Regulationsmechanismen. . . . .	106
7.6	Simulation01 ( $P_a = 0,16$ , $P_b = 0,30$ ): (a) integrierter Flüssigkeitsverlust durch Schweißbildung als Tageswert, (b) Anstieg des Flüssigkeitsverlustes über einen Tag. . . . .	107
7.7	Simulation01-02-03-04: Temperaturentwicklung über 8 Tage. . . . .	108
7.8	Simulation01-02-03-04: Temperaturentwicklung mit Schwerpunkt auf der Abkühlung im Außenraum. . . . .	109
7.9	Simulation01-02-03-04: PMV, TPMV und Körperkerntemperatur über 8 Tage. . . . .	110
7.10	Simulation01-02-03-04: Schweißproduktion über 8 Tage. . . . .	111
7.11	Patientenzimmer als Modell zur Verdeutlichung der Geometrie (a), als zonales Modell ohne Kühltechnik (b) und als zonales Modell mit großflächiger (c) und teilflächiger (d) Kühldecke. . . . .	113
7.12	Simulation05-06-07-08: Entwicklung der mittleren Innenraumtemperaturen aller Simulationsszenarien. . . . .	115
7.13	Simulation05-06-07-08: (a) Verlauf der PMV-Indizes und (b) TPMV-Indizes aller Simulationsszenarien mit verschiedenen Annahmen zu der Bekleidungsisolierung. . . . .	116
7.14	Simulation05-06-07-08: täglicher Flüssigkeitsverlust durch Schweißsekretion. . . . .	117
7.15	Simulation07-08: Vergleich der Wasserdefizite der zwei Betten der Szenarien KDges und KDteil. . . . .	118
7.16	Simulation07-08: Vergleich des lokalen Zuglufttrisikos an Bett A und Bett B. . . . .	119

## Abbildungsverzeichnis

7.17	Simulation09: (a) 3 Tage mit Raumwechsel und (b) Detailblick auf den Wechsel in einen unklimatisierten Raum. . . . .	120
7.18	Simulation09: (a) Temperaturen, PMV und (b) Flüssigkeitsverlust, (c), (d) Flüssigkeitsverlust als Tageswert. . . . .	121
A.1	Aachener Modellraum AMoR mit Messsystem. . . . .	131
A.2	Zonales Modell des Modellraumes AMoR mit Kennzeichnung der Volumenmittelpunkte der Ebene E3 (der Mittelpunkt von E3 in der Raumtiefe liegt bei 2,025m). . . . .	132
A.3	Setup01 und Setup02. Ergebnisse der Ebenen 1,86m und 2,18m. Setup01:(a) Geschwindigkeit bei der Höhe H=1,100m, (b) Geschwindigkeit bei H=2,060m, (c) Geschwindigkeit bei H=2,700m, (d) Temperatur bei H=1,100m, (e) Temperatur bei H=2,060m, (f) Temperatur bei H=2,700m. Setup02: (g) Geschwindigkeit bei H=1,100m, (h) Geschwindigkeit bei H=2,060m, (i) Geschwindigkeit bei H=2,700m, (j) Temperatur bei H=1,100m, (k) Temperatur bei H=2,060m, (l) Temperatur bei H=2,700m. . . . .	133
A.4	Setup03 und Setup04. Ergebnisse der Ebenen 1,86m und 2,18m. Setup03: (a) Geschwindigkeit bei der Höhe H=1,100m, (b) Geschwindigkeit bei H=2,060m, (c) Geschwindigkeit bei H=2,700m, (d) Temperatur bei H=1,100m, (e) Temperatur bei H=2,060m, (f) Temperatur bei H=2,700m. Setup04: (g) Geschwindigkeit bei H=1,100m, (h) Geschwindigkeit bei H=2,060m, (i) Geschwindigkeit bei H=2,700m, (j) Temperatur bei H=1,100m, (k) Temperatur bei H=2,060m, (l) Temperatur bei H=2,700m. . . . .	134
A.5	Setup01 und Setup02. Messwerte im Vergleich mit Simulationsergebnissen ohne und mit individuell optimierten Parameter (sowohl der Endwert als auch ein Mittelwert über die letzten 10 Minuten). Setup01: (a) Geschwindigkeit bei der Höhe H=1,100m, (b) Geschwindigkeit bei H=2,060m, (c) Geschwindigkeit bei H=2,700m, (d) Temperatur bei H=1,100m, (e) Temperatur bei H=2,060m, (f) Temperatur bei H=2,700m. Setup02: (g) Geschwindigkeit bei H=1,100m, (h) Geschwindigkeit bei H=2,060m, (i) Geschwindigkeit bei H=2,700m, (j) Temperatur bei H=1,100m, (k) Temperatur bei H=2,060m, (l) Temperatur bei H=2,700m. . . . .	136
A.6	Setup03 und Setup04. Messwerte im Vergleich mit Simulationsergebnissen ohne und mit individuell optimierten Parameter (sowohl der Endwert als auch ein Mittelwert über die letzten 10 Minuten). Setup03: (a) Geschwindigkeit bei der Höhe H=1,100m, (b) Geschwindigkeit bei H=2,060m, (c) Geschwindigkeit bei H=2,700m, (d) Temperatur bei H=1,100m, (e) Temperatur bei H=2,060m, (f) Temperatur bei H=2,700m. Setup04: (g) Geschwindigkeit bei H=1,100m, (h) Geschwindigkeit bei H=2,060m, (i) Geschwindigkeit bei H=2,700m, (j) Temperatur bei H=1,100m, (k) Temperatur bei H=2,060m, (l) Temperatur bei H=2,700m. . . . .	137

## Abbildungsverzeichnis

A.7	Setup01 und Setup02. Messwerte im Vergleich mit Simulationsergebnissen der gemeinschaftlich optimierten Parameter. Setup01: (a) Geschwindigkeit bei der Höhe H=1,100m, (b) Geschwindigkeit bei H=2,060m, (c) Geschwindigkeit bei H=2,700m, (d) Temperatur bei H=1,100m, (e) Temperatur bei H=2,060m, (f) Temperatur bei H=2,700m. Setup02: (g) Geschwindigkeit bei H=1,100m, (h) Geschwindigkeit bei H=2,060m, (i) Geschwindigkeit bei H=2,700m, (j) Temperatur bei H=1,100m, (k) Temperatur bei H=2,060m, (l) Temperatur bei H=2,700m. . . . .	138
A.8	Setup03 und Setup04. Messwerte im Vergleich mit Simulationsergebnissen der gemeinschaftlich optimierten Parameter. Setup03: (a) Geschwindigkeit bei der Höhe H=1,100m, (b) Geschwindigkeit bei H=2,060m, (c) Geschwindigkeit bei H=2,700m, (d) Temperatur bei H=1,100m, (e) Temperatur bei H=2,060m, (f) Temperatur bei H=2,700m. Setup04: (g) Geschwindigkeit bei H=1,100m, (h) Geschwindigkeit bei H=2,060m, (i) Geschwindigkeit bei H=2,700m, (j) Temperatur bei H=1,100m, (k) Temperatur bei H=2,060m, (l) Temperatur bei H=2,700m. . . . .	139
A.9	Gitter in verschiedenen Detaillierungsgraden. (a) Gitter 1 (grob), (b) Gitter 2 (mittel), (c) Gitter 3 (fein), (d) Gitter 4 (verfeinert). . . . .	141
A.10	Strömungsstrukturen in verschiedenen Detaillierungsgraden. . . . .	142
A.11	Vergleich von Messdaten mit CFD-Ergebnissen auf Basis verschieden feiner Vernetzungen. Geschwindigkeitsprofile auf drei Messhöhen. . . . .	142
A.12	Das Thermische Modellhaus: (a) mit geschlossener Fassade, (b) mit Fensterfassade (c) im horizontalen Schnitt mit Maßen. . . . .	143
A.13	(a) MLX90614, (b) Dexter Thermal Infrared Sensor, (c) Dexter Thermal Infrared Sensor verbaut im Thermischen Modellhaus. . . . .	145
A.14	(a) Messpositionen der Geschwindigkeitssensoren. (b), (c), (d) das Thermische Modellhaus wird mit Folie verklebt, um eine Messung der Oberflächentemperaturen mit einem Infrarot-Sensor zu ermöglichen. . . . .	146
A.15	(a) Komplette Folienverklebung der Aluminium-Flächen, (b) Aufnahme der Kühldecke, (c) Messung von zwei Punkten. . . . .	147
A.16	(a) SensoAnemo5100SF, (b) SensoAnemo5100SF im Versuchsaufbau, (c) mit Sensoren versehenes Modellhaus. . . . .	147
A.17	Messergebnis der Heizfläche. . . . .	148
A.18	Messergebnis der Kühlfläche, (a) Kühlfleck, (b) Restfläche. . . . .	148
A.19	Geschwindigkeits-Messergebnis der Position Pos23. . . . .	149
A.20	Geschwindigkeits-Messergebnis (a) der Position Pos12, (b) der Position Pos33. . . . .	150
A.21	Geschwindigkeits-Messergebnis (a) der Position Pos42, (b) der Position Pos32. . . . .	150
A.22	Das Thermische Modellhaus in verschiedenen Diskretisierungen. (a) zonDis5306, (b) zonDis5508, (c) zonDis7510, (d) zonDis11510. . . . .	151
A.23	Temperaturverteilung der Kühlfläche. . . . .	152
A.24	Ermittlung der äquivalenten Temperaturen zu den verschiedenen Diskretisierungen. . . . .	153

A.25	Magnitude der Geschwindigkeit in einem Querschnitt. . . . .	154
A.26	X-Komponente der Geschwindigkeit in einem Querschnitt. . . . .	154
A.27	Y-Komponente der Geschwindigkeit in einem Querschnitt. . . . .	155
A.28	Temperaturverteilung in einem Querschnitt. . . . .	155
A.29	Vergleich der Temperaturwerte. . . . .	156
A.30	Vergleich der Luftgeschwindigkeitswerte über der Heizfläche. . . . .	156
A.31	Vergleich der Luftgeschwindigkeitswerte unter der Kühldecke. . . . .	157
A.32	(a) und (b) Gebäude der Pflegeeinrichtung (Quelle: GoogleMaps), (c) und (d) Raummaße zu dem betrachteten Schlaf- und Wohnraumes der Pflege- einrichtung. . . . .	158
A.33	Außenraummessungen am Gebäude der Pflegeeinrichtung. . . . .	159
A.34	(a) und (b) Gebäude des Krankenhauses (Quelle: GoogleMaps), (c) Grund- riss des betrachteten Patientenzimmers des Krankenhauses. . . . .	160
A.35	Außenraummessungen am Gebäude des Krankenhauses. . . . .	161

## Tabellenverzeichnis

I.1	Physikalische Größen. . . . .	XIV
I.2	Indizes. . . . .	XV
4.1	Parameterset als Ergebnis der GenOpt-Optimierung über alle vier Setups. . . . .	55
4.2	Vergleich der Rechenzeiten verschiedener Diskretisierungen bei unterschied- licher Berechnung des langwelligen Strahlungsaustauschs. . . . .	68
5.1	Vernetzungen der Raumgeometrie. . . . .	72
6.1	Bekleidungskombinationen und clo-Werte gemäß Norm ISO 9920. . . . .	93
A.1	Verschiedene Parametersets als Ergebnis der individuellen Optimierung. . . . .	135
A.2	CFD-Gitter in vier verschiedenen Detaillierungsgraden. . . . .	140
A.3	Zusammenfassung der Messdaten der Heiz- und Kühlflächen. . . . .	149
A.4	Zusammenfassung der Daten der Simulationsmodelle. . . . .	153

## Größenverzeichnis

Tabelle I.1: Physikalische Größen.

Symbol	Einheit	Beschreibung
$a$	[1]	Absorptionskoeffizient
$\alpha$	$[W/m^2K]$	Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient
$A$	$[m^2]$	Fläche
$c_p$	$[J/kgK]$	Spezifische Wärmekapazität bei konst. Druck
$dx, dy, dz$	$[m]$	Abmaße eines Volumen-Elements
$dX, dY, dZ$	$[m]$	Differenz zwischen zwei Punkten
$\dot{E}_S$	$[W]$	Gesamtenergiestrom
$\varepsilon$	[1]	Emissionskoeffizient
$f_\alpha, f_{lay}, f_{loss}, f_{pv}$	[1]	Parameter (Parametrisierung zonales Modell)
$F_M$	$[N]$	Impulskraft
$F_B$	$[N]$	Bremskraft
$F_P$	$[N]$	Druckkraft
$F_V$	$[N]$	Reibungskraft
$g$	[1]	Gesamt-Energiedurchlassgrad (g-Wert Fenster)
$g_G$	$[m/s^2]$	$g_G = 9,81$ , Fallbeschleunigung
$h$	$[J/kg]$	Spezifische Enthalpie
$I$	$[W/m^2]$	Strahlung
$\lambda$	$[W/mK]$	Wärmeleitfähigkeit
$m$	$[kg]$	Masse
$\dot{m}$	$[kg/s]$	Massenstrom
$\mu$	$[kg/ms]$	Dynamische Viskosität
$Nu$	[1]	Nusselt-Zahl
$p$	$[bar]$	Druck
$\varphi$	[1]	Relative Luftfeuchtigkeit
$Pr$	[1]	Prandtl-Zahl
$\Phi$	[1]	Sichtfaktor (zwischen zwei Flächen)
$\dot{Q}$	$[W]$	Wärmestrom
$\dot{q}$	$[W/m^2]$	Wärmestromdichte
$\rho$	$[kg/m^3]$	Dichte
$R$	$[m^2K/W]$	Wärmedurchlasswiderstand
$R_s$	$[m^2K/W]$	Wärmeübergangswiderstand
$Re$	[1]	Reynold-Zahl
$s$	$[m]$	Strecke des Stromfadens
$\sigma$	$[W/m^2K^4]$	$\sigma = 5,670367 \cdot 10^{(-8)}$ , Stefan-Boltzmann-Konstante

Symbol	Einheit	Beschreibung
$T$	[K]	Thermodynamische Temperatur
$\tau$	[1]	Spannungstensor
$u$	[m/s]	Geschwindigkeitskomponente in X-Richtung
$U$	[W/m <sup>2</sup> K]	Wärmedurchgangskoeffizient
$v$	[m/s]	Geschwindigkeitskomponente in Y-Richtung
$V$	[m/s]	( $V_x, V_y, V_z$ ) = ( $u, v, w$ ) Geschwindigkeitsvektor
$\dot{V}$	[m <sup>3</sup> /s]	Volumenstrom
$w$	[m/s]	Geschwindigkeitskomponente in Z-Richtung
$X, Y, Z$	[m]	Absolute Position (Mittelpunkt eines Elements)

Tabelle I.2: Indizes.

Index	Beschreibung
( <sub>06</sub> )	Berechnung um 6 Uhr morgens (Bekleidungsisoliation)
( <sub>Air</sub> )	Bezüglich der Luft (i.A. $T_{Air}$ )
( <sub>diff</sub> )	Diffus (i.A. $I_{diff}$ Diffusstrahlung)
( <sub>dir</sub> )	Direkt (i.A. $I_{dir}$ Direktstrahlung)
( <sub>E</sub> )	Extern (Unterscheidung von Ports in Modelica)
( <sub>Env</sub> )	Bezüglich der Umgebung (i.A. Randbedingung Außenraum)
( <sub>F</sub> )	Bzgl. eines Fluids
( <sub>glob</sub> )	Global (i.A. $I_{glob}$ Globalstrahlung)
( <sub>i,j,k</sub> )	Positionierung in X,Y,Z-Richtung
( <sub>I</sub> )	Intern (Unterscheidung von Ports in Modelica)
( <sub>in</sub> )	Im Innenraum
( <sub>inside</sub> )	Im Inneren (innerhalb eines Solids)
( <sub>konv</sub> )	Bzgl. konvektivem Wärmeübergang
( <sub>lw</sub> )	Bzgl. langwelliger Strahlung
( <sub>out</sub> )	Im Außenraum
( <sub>Op</sub> )	Operative Temperatur ( $T_{Op}$ )
( <sub>Rad</sub> )	Bzgl. Strahlung
( <sub>SLT</sub> )	Sonnenlufttemperatur ( $T_{SLT}$ )
( <sub>source</sub> )	Zusätzlicher Quellterm
( <sub>Surf</sub> )	Bzgl. einer Oberfläche
( <sub>sw</sub> )	Bzgl. kurzwelliger Strahlung
( <sub>to</sub> )	Total (Totalenthalpie $h_{to}$ )
( <sub>Wall</sub> )	Bzgl. einer Wand
( <sub>Win</sub> )	Bzgl. eines Fensters
( <sub>X1</sub> , ( <sub>X2</sub> , ... ( <sub>Z2</sub> )	Ports in X,Y und Z-Richtung (Beschreibung Modelica)

# 1 Einleitung und Zielsetzung

## 1.1 Motivation der Forschung

Hitzestress ist ein Begriff, der im alltäglichen Sprachgebrauch vielfach verwendet wird. Verknüpft mit Symptomen wie starkes Schwitzen, Erschöpfung oder Kopfschmerzen wird er genutzt, um negative Auswirkungen hoher Temperaturen zu beschreiben. Wissenschaftliche Arbeiten befassen sich mit den Ursachen und den Auswirkungen von Hitzestress, wobei der Begriff nicht einheitlich definiert ist. Im Glossar des Umweltbundesamtes wird Hitzestress unter Verweis auf weitere Quellen wie folgt erläutert: *Durch Hitze bedingte Belastung des menschlichen, tierischen oder pflanzlichen Organismus mit negativem Einfluss auf den Stoffwechsel, insbesondere auf den Wasserhaushalt (Gefahr der Austrocknung). Bei Menschen und Tieren ist zudem das Herz-Kreislaufsystem betroffen. Hitzestress stellt vor allem für Risikogruppen wie ältere Menschen oder Kinder eine ernste gesundheitliche Gefahr dar und vermindert allgemein die Leistungsfähigkeit. In der Landwirtschaft führt Hitzestress zu Ertragsverlusten, wenn Nutztiere und -pflanzen betroffen sind* [BMU Glossar].

Der Deutsche Wetterdienst (DWD) hat aufgrund vergangener Wetter-Ereignisse eine Hitzewarnung in sein Portfolio integriert. Der DWD geht davon aus, dass Hitzewellen in Europa im Sommer 2003 schätzungsweise 35.000 bis 50.000 Todesfälle verursacht haben. Eine Hitzewarnung des DWD wird ausgegeben, *wenn eine starke Wärmebelastung für mindestens zwei Tage in Folge vorhergesagt wird und eine ausreichende nächtliche Auskühlung der Wohnräume nicht mehr gewährleistet ist* [DWD 2016]. Eine starke Wärmebelastung wird angenommen, wenn die gefühlte Temperatur am Nachmittag bei 32°C oder darüber liegt. Des Weiteren wird die Notwendigkeit der nächtlichen Abkühlung betont. Grund ist die begründete Annahme, dass zu warme Nächte zusätzliche Belastungen durch eine verminderte Schlafqualität verursachen können, was negative Auswirkungen auf die Bewältigung der Hitze tagsüber hat. Dementsprechend ist eine der drei Grundregeln des DWD bei einer Hitzewelle das Kühlhalten des Wohnraumes [DWD 2016].

Menschen leiden auch in den mittleren Breiten, z.B. in Städten wie Berlin, unter Hitzestress [Scherer et al. 2014]. Ebenso ist bekannt, dass sich Einwohner und Einwohnerinnen von Städten überwiegend in Innenräumen (zu Hause, bei der Arbeit) aufhalten [Jantunen 1998]. Dies sowie der große Einfluss zu warmer Nächte auf die Schlafqualität machen es erforderlich, Hitzestressrisiken, die lange Zeit überwiegend als Problem des Außenraumes wahrgenommen wurden, ebenfalls im Innenraum zu untersuchen. In der DFG-Forschergruppe UCaHS (DFG Research Unit 1736, Urban Climate and Heat Stress in mid-latitude cities in view of climate change) werden Städte der mittleren Breitengerade betrachtet. Die Forschergruppe setzt sich aus zehn Teilprojekten an verschiedenen Berliner Universitäten und Forschungseinrichtungen zusammen. Das gemeinsame Ziel der Forschergruppe ist die Entwicklung einer Methodik zur Quantifizierung von

Hitzestressgefahren und Risiken in Städten der Mittelbreiten unter dem heutigen und zukünftigen Klimaten sowie für unterschiedliche Stadtentwicklungsszenarien. Im Teilprojekt Indoor simulations, angesiedelt an der Universität der Künste Berlin und Kontext der vorliegenden Forschungsarbeit, werden Simulationen für eine Analyse von potentielltem Hitzestressrisiko im Innenraum eingesetzt. Darüber hinaus soll eine Möglichkeit geschaffen werden, verschiedene Maßnahmen der Vermeidung von Hitzestressrisiken in Innenräumen zu quantifizieren.

Dies ist aus mehreren Gründen ein komplexes Thema. Innenräume können nur schwer verallgemeinert beschrieben werden. Selbst bei stadtweit idealisiert-gleichmäßigen klimatischen Bedingungen würden Gebäude je nach Baukonstruktion, z.B. thermisch schwerer oder thermisch leichter Bauweise, unterschiedliches Verhalten zeigen. Innerhalb eines Gebäudes können ebenfalls Unterschiede auftreten, z.B. aufgrund der Ausrichtung und Größe der Fenster oder der Verschattung durch Bäume und Nachbargebäude. Des Weiteren kann ein Einzelraum verschiedenen Einflussfaktoren unterliegen, z.B. mit oder ohne Raumklima-regulierendes Nutzerverhalten betrachtet werden, was einen entscheidenden Unterschied ausmachen kann [Walikewitz et al. 2014]. Nutzerverhalten bietet zum einen die Möglichkeit, das Raumklimabedingte Hitzestressrisiko abzumildern oder zu verstärken. Zum anderen kann Nutzerverhalten auch die Anpassung an ein bestehendes Raumklima bedeuten. In dieser Arbeit wird zwischen technischem Nutzerverhalten (Maßnahmen, die das Raumklima betreffen: z.B. passive Lüftung, Verschattung der Fenster, Einsatz von Klimatisierungstechnik) und persönlichem Nutzerverhalten (Maßnahmen, die den Menschen betreffen: z.B. eine Reduktion des Aktivitätslevels oder des Bekleidungsindex, Ortswechsel) unterschieden. Eine kombinierte Simulation von Baukonstruktion, Innenraum und Nutzerverhalten ermöglicht sowohl die Berücksichtigung der großen Anzahl von Einflussfaktoren als auch eine differenzierte Untersuchung von Teilaspekten und ist damit eine geeignete Methode, dieser Komplexität gerecht zu werden. So lässt sich mit Simulationen eine differenzierte Bewertung von Hitzestressrisiken durchführen.

### 1.2 Simulation von Innenräumen

Für die Analyse von Hitzestress-Ereignissen in Innenräumen können verschiedene Simulationsmethoden verwendet werden. Grob lassen sich vier Ansätze unterscheiden, die sich insbesondere durch ihre Detaillierungsgrade auszeichnen (vgl. Abbildung 1.1).

In der thermischen Gebäudesimulation werden, insbesondere wenn die Optimierung von Energiebedarfen im Fokus steht, überwiegend lange Zeiträume (Monate bis mehrere Jahre) berücksichtigt und berechnet. Dementsprechend handelt es sich bei den eingesetzten Methoden im Allgemeinen um statistische Modelle oder Modelle niedriger Ordnung. So liefern thermische Ein-Zonen-Gebäudemodelle mit wenigen Zustandsgrößen pro Gebäude Informationen zu Heiz- und Kühllasten für Jahreszeiträume bei kurzen Rechenzeiten [Nytsch-Geusen et al. 2014]. Mit der klassischen Multizonen-Modellierung werden der Ein-Zonen-Ansatz erweitert, Gebäudeteile oder einzelne Räume als Zonen identifiziert und untereinander verknüpft. So können weitere Informationen über verschiedene Gebäudebereiche oder Gebäudekonstruktionen gewonnen werden, Luftströmungen

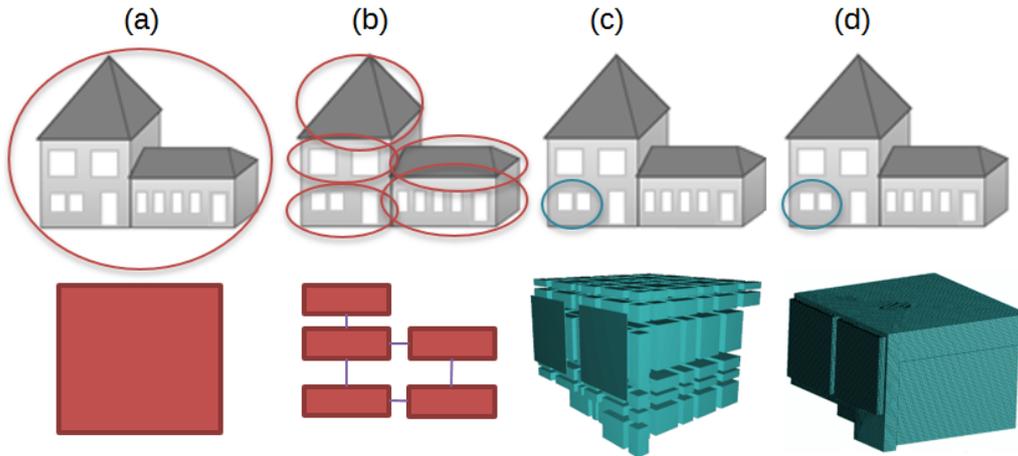


Abbildung 1.1: Verschiedene Ansätze der Innenraumsimulation. (a) Ein-Zonen-Modelle, (b) Multizonen-Modelle, (c) zonale Modelle, (d) CFD-Modelle.

oder Temperaturverteilungen innerhalb eines Raumes werden dabei jedoch nicht berechnet. Umgekehrt wird in der numerischen Strömungssimulation (Computational Fluid Dynamics (CFD)) hinsichtlich der räumlichen Auflösung ein sehr hoher Detaillierungsgrad eingesetzt. Hier werden Gebiete fein aufgelöst betrachtet; Strömungsstrukturen und Temperaturverteilungen werden Ortsdiskretisiert berechnet. Die großen Nachteile dieses Ansatzes sind der damit verbundene hohe Ressourcenaufwand und lange Rechenzeiten ([Henson 1999], [Lestinen et al. 2012]). So lassen sich CFD-Berechnungen bei steigender Gebietsgröße oft nur für kurze Zeiträume (Sekunden bis Minuten) oder für stationäre Betrachtungen sinnvoll einsetzen. Bei einer Abwägung der Vor- und Nachteile der Methoden der Gebäudesimulation und der CFD kann der zonale Ansatz als ein Kompromiss bzw. Mittelweg zwischen Ortsdiskretisierung und praktikablen Rechenzeiten betrachtet werden ([Haghighat et al. 2000], [Griffith et al. 2003], [Henson 1999], [Musy et al. 2000]). Der Anspruch an einen zonalen Ansatz besteht darin, einen ausreichend hohen Detaillierungsgrad mit einer möglichst geringen Rechenzeit zu verbinden. Hierfür wird ein einzelner Raum in einzelne Zonen unterteilt und es werden Transportvorgänge zwischen den einzelnen Zonen berücksichtigt. Die einzelnen Zonen werden als ideal durchmischtes Luftvolumen angenommen.

Eine entscheidende Herausforderung an Simulationsmodelle zur Bewertung von Hitze-stressrisiken im Innenraum besteht in der Bestimmung der richtigen Balance zwischen einem realisierbaren Auswertungszeitraum und dem Detaillierungsgrad des Modells. Da sich einige Konsequenzen hoher Temperaturen im Außenraum, wie z.B. aufgeheizte Innenräume, im Laufe einer Hitzewelle kumulieren bzw. Maßnahmen der Abmilderung über ganze Hitzewellen hinweg wirksam bleiben müssen, bestimmt sich daraus ebenfalls der Auswertungszeitraum. Hitzewellen werden in dem Glossar des Umweltbundesamtes wie folgt beschrieben: *Längere Periode mit ungewöhnlich hohen Temperaturen. Es gibt keine allgemein gültige Definition für eine Hitzewelle, da der Begriff vom üblichen Wetter der jeweiligen Region abhängig ist. Was in einem heißen Klima als normales*

## 1 Einleitung und Zielsetzung

*Wetter erscheint, wird in einem kühleren Klima als Hitzewelle erlebt. Für Deutschland wird von manchen Forschern eine Folge von mindestens fünf Tagen mit einem Tagesmaximum von im Mittel mindestens 30°C als Hitzewelle verstanden. Hitzewellen können ernsthafte Auswirkungen auf die Landwirtschaft haben, Waldbrände hervorrufen und die Gesundheit von Menschen gefährden (siehe Hitzestress) [BMU Glossar].* Im gleichen Sinn wird auch in einer Analyse potentieller Gefahren für die Gesundheit von 2008 eine Hitzeepisode als ein mindestens 5 Tage langer Zeitabschnitt mit einer täglichen Höchsttemperatur von 30°C oder mehr definiert, wobei eine einzelne Tageshöchsttemperatur von unter 30°C aber über 25°C toleriert wird [Tinz et al. 2008]. Andere Länder (z.B. Frankreich oder Dänemark) sprechen schon ab drei Tagen, an denen entsprechende Kriterien erfüllt sind, von Hitzeperioden [GERICS 2016]. Ein Blick auf die Hitzewarnungen des DWD der letzten Jahre zeigt, dass Zeiträume von 4 bis 7 Tage keine Seltenheit sind, im Extremfall sogar Zeiträume von bis zu 12 Tagen auftreten können (Juli 2006) [DWD 2016]. Ein besonderes Merkmal von Hitzewellen ist, dass auch nach einer Abkühlung des Außenraumklimas kritische Zustände im Innenraum herrschen können, die den Menschen weiter belasten und in ihrer Auswirkung berücksichtigt werden sollten [Buchin et al. 2016]. Demnach erscheint ein Auswertungszeitraum von 4 bis 14 Tagen, den eine Simulation mit praktikablem Rechenaufwand abdecken sollte, als zielführend und wird in dieser Arbeit angestrebt.

Neben dem Auswertungszeitraum spielt der Detaillierungsgrad des Modells eine entscheidende Rolle. Die Untersuchung lokaler Methoden der Abmilderung – z.B. die Kühlung bestimmter Raumbereiche durch eine Kühldecke – kann nur mit einer örtlichen Auflösung des Einzelraumes durchgeführt werden. Darüber hinaus sollte ebenfalls die Geschwindigkeitsverteilung der Luft berücksichtigt werden, deren Einfluss auf das Innenraumklima, insbesondere bei passiver Lüftung, nicht vernachlässigt werden darf (vgl. [Heiselberg et al. 2001], [Hall 2004]), was ebenfalls eine örtliche Diskretisierung notwendig macht.

### 1.3 Zielsetzung der Arbeit

Den Anforderungen an ein für die Bewertung von Hitzestressrisiken geeignetes Simulationsmodell folgend, liegt der Schwerpunkt der vorliegenden Arbeit auf der Entwicklung eines zonalen Modells, das eine dreidimensionale Abbildung und Berechnung eines Innenraumklimas differenziert in ca. 300 Luftvolumenelementen ermöglicht. Diese – im Gegensatz zu CFD – sehr geringe örtliche Auflösung rechtfertigt sich durch die Möglichkeit, Zeitperioden von Hitzewellen (4 bis 14 Tage) mit vertretbarem Aufwand berechnen zu können. Der zonale Ansatz folgt der mathematischen Methode der Finiten Volumen und wird in der objektorientierten Sprache Modelica umgesetzt. Der Ansatz unterscheidet zwischen Luftvolumen- und Strömungselementen. Innerhalb der einzelnen Luftvolumenelemente wird ein thermodynamischer Zustand bestimmt. Dies beinhaltet das Lösen der Energie- und Masse-Bilanzgleichung sowie die Berechnung der Zustandsgrößen Temperatur und Druck. Für die Bestimmung der Geschwindigkeitsverteilung werden in dazwischengeschalteten Strömungselementen eine vereinfachte eindimensionale Form der Impulsbilanz gelöst und die Geschwindigkeiten in Form von Massenströmen an die Luftvolumenelemente verteilt. Geeignete Parametrisierungen zur Kompensation vernachlässigter

## 1 Einleitung und Zielsetzung

Turbulenz- und Grenzschichtmodellierung werden untersucht. Die äußere Begrenzung des Raumes besteht aus Innen- und Außenwandmodellen, deren thermische Speicherkapazität einen nicht zu vernachlässigenden Einfluss auf die Temperaturentwicklung im Innenraum ausübt.

Weitere Funktionalitäten, die das Modell bereitstellen muss, um erfolgreich für eine Bewertung von Hitzestressrisiken im Innenraum eingesetzt werden zu können, sind die Berechnung des lang- und kurzweiligen Strahlungsaustausches, die Integration von Außenklimadaten als treibende Randbedingung sowie die Umsetzung verschiedener Raumkonfigurationen für passive Lüftung. Insbesondere die passive Lüftung stellt das zonale Modell vor einige Herausforderungen: da das Modell zu grob aufgelöst ist, um analog zur CFD den Luftaustausch an jedem Punkt der Fensterfläche nach physikalischen Gesetzen zu berechnen, aber zu fein, als dass es die örtliche Verteilung der Zu- und Abluft vernachlässigen könnte (wie eine Ein-Zonen-Modellierung), muss eine der zonalen Diskretisierung entsprechende Modellierung gefunden werden. Schließlich werden einzelne Luftvolumen bzw. Luftvolumengruppen des zonal aufgelösten Innenraumes mit geeigneten Auswertungsmethoden zur Bewertung von Hitzestressrisiken verknüpft. Neben CFD-Vergleichen finden messtechnische Validierungen der Luftströmungen und der Temperaturentwicklung anhand von Messungen in Modell-Räumen ([ThermModellhaus 2016], [AMoR 2016]) und realen Räumen statt [UCaHS-Messnetz 2016].

Die Modellierung des technischen Nutzerverhaltens wird mit Hilfe von Literatur und CFD-Studien (Cross-Validierung) am Beispiel der passiven Fensterlüftung für den zonalen Ansatz aufbereitet. Das technische Nutzerverhalten beeinflusst unmittelbar die Raum-Umgebung und damit das Raumsimulationsmodell. Dagegen macht sich die Umsetzung des persönlichen Nutzerverhaltens überwiegend in den Eingabegrößen der Bewertungsmodelle bemerkbar, z.B. als reduziertes Aktivitätslevel oder verringerter Bekleidungsindex. Der Einsatz von Nutzerverhalten beider Kategorien kann sowohl über Ablaufpläne als auch als Reaktion auf herrschende Zustände gesteuert werden. Für die Bewertung von Hitzestressrisiken werden Indizes verwendet. Dies kann aus der Perspektive des Raumes und aus der Perspektive des Menschen erfolgen. Aus Raumperspektive können – auf Basis von Indizes – Dauer und Intensität des Hitzestressrisikos in einem Raum angegeben werden, das für einen Menschen unter der Annahme fester Beschreibungswerte (Aktivitätslevel, Bekleidung, Ort) herrschen würde. Konkret wird im *Stadtentwicklungsplan Klima* eine Wärmebelastung z.B. anhand des *Predicted Mean Vote* (PMV) definiert: *Als ein Tag mit Wärmebelastung wird ein auftretender PMV-Wert von  $> 2,5$  definiert, was einem ‚heißen‘ thermischen Empfinden am Tage entspricht und beim Menschen eine Wärmebelastung bewirkt* [GEO-NET 2010].

Eine Quantifizierung des persönlichen Hitzestressrisikos eines Menschen muss seine individuellen Möglichkeiten der Anpassung (z.B. Aktivitätslevel, Bekleidung) und Vermeidung (z.B. Raumwechsel) mitberücksichtigen. Eine Berechnung von Indizes wie des PMV lässt sowohl raum- als auch menschenzentrierte Bewertungen zu. Um dem transienten Charakter einer menschenzentrierten Bewertung von Hitzestressrisiken gerecht zu werden, wird ebenfalls der dynamische Index *Transient Predicted Mean Vote* (TPMV) genutzt (entwickelt und beschrieben in [Wölki et al. 2013]). Der TPMV ersetzt das statische Körpermodell des PMV durch ein dynamisches Körpermodell, so dass die Mög-

## 1 Einleitung und Zielsetzung

lichkeiten des menschlichen Körpers zur Thermoregulation berücksichtigt und neben einem Hitzestressindex weitere Kennzahlen (u.a. Hauttemperatur, Körperkerntemperatur, Schweißrate) angegeben werden können. Eine Kombination aus dem zonalen Raummodell, erweitert mit Organisationselementen zu technischem und persönlichem Nutzerverhalten und Methoden zur Bewertung von Hitzestressrisiken, ermöglicht eine differenzierte Untersuchung von Hitzestressszenarien.

Zu Beginn der Arbeit wird in Kapitel 2 der aktuelle Stand der Forschung dargestellt (vgl. Abbildung 1.2). In Kapitel 3 wird die Modellierung des zonalen Ansatzes im Detail beschrieben und anschließend die praktische Umsetzung am Beispiel der Implementierung in der Modellierungssprache Modelica erläutert. Ein besonderer Schwerpunkt liegt auf der Umsetzung der passiven Lüftung als wichtigste Schnittstelle zwischen Innen- und Außenraum. In Kapitel 4 und Kapitel 5 steht die Überprüfung des zonalen Modells im Vordergrund. Im Anschluss an Beispiele zur Verifizierung findet in Kapitel 4 eine Kalibrierung der Gleichungen anhand von Messdaten verschiedener Szenarien eines Modellraumes statt. Das kalibrierte Modell wird anschließend an weiteren Szenarien und Modellräumen überprüft. In Kapitel 5 wird die zonale Modellierung der passiven Lüftung anhand eines Vergleichs mit CFD-Ergebnissen untersucht. Hier steht die Plausibilisierung der Modellierung im Vordergrund. In Kapitel 6 wird der zonale Ansatz



Abbildung 1.2: Gliederung der Arbeit.

um zentrale Elemente der Aufgabenstellung erweitert: technisches Nutzerverhalten wird am Beispiel der passiven Lüftung und persönliches Nutzerverhalten am Beispiel eines adaptiven Bekleidungsindex vorgestellt; beides wird in den zonalen Ansatz bzw. in die Methoden der Hitzestressbewertung integriert. Das Vorgehen bei der Bewertung von Hitzestressrisiken wird im Detail erläutert. Kapitel 7 enthält exemplarische Simulationen zu der Anwendbarkeit des erweiterten zonalen Modells. In kombinierter Simulation mit Methoden der Hitzestressbewertung werden Anwendungsbeispiele zu verschiedenen Lüftungsstrategien behandelt. Des Weiteren wird der passiven Lüftung Kühltechnik in Form einer Kühldecke gegenübergestellt und es werden verschiedene Bewertungskriterien inkl. der Berücksichtigung von persönlichem Nutzerverhalten zur Quantifizierung von Hitzestressrisiken untersucht. In Kapitel 8 wird die Arbeit zusammengefasst und ein Ausblick gegeben.

## 2 Stand der Forschung

Im Rahmen dieser Forschungsarbeit wird der zonale Ansatz spezialisiert auf Innenräume untersucht, implementiert und in Kombination mit Modellen zur Bewertung der thermischen Behaglichkeit angewendet, um Hitzestressrisiken im Detail quantifizierbar zu machen. Im Folgenden sollen die Entstehung und Weiterentwicklung des zonalen Ansatzes im Kontext verschiedener Simulationsmethoden beschrieben werden. Außerdem werden Bewertungsmethoden der thermischen Behaglichkeit vorgestellt und die Wahl der in der Arbeit verwendeten Indizes (PMV, TPMV) begründet.

### 2.1 Simulation des Innenraumklimas

Da in dieser Arbeit Hitzeperioden über mehrere Tage simuliert sowie Auswirkungen und Einflussfaktoren, die sich ebenfalls erst über Tage zeigen, untersucht werden sollen, steht der zonale Ansatz im Fokus. Auch wenn der zonale Ansatz als neuer Ansatz zwischen vereinfachter Gebäudesimulation und CFD-Berechnungen beschrieben wurde und die einzelnen Ansätze in ihrer Entwicklung oft sehr strikt voneinander abgegrenzt wurden, haben sich die ursprünglichen Grenzen dank unterschiedlichster Weiterentwicklungen und steigender Computerressourcen verschoben. Von grob nach fein kann bei einfachen Ein-Zonen-Modellen gestartet werden; der Bogen lässt sich spannen über Multizonen-Modellierung, verschiedene zonale Ansätze, grobe CFD-Methoden (Coarse Grid CFD) und schließlich bis hin zu der ‚traditionellen‘ fein aufgelösten CFD-Berechnung. Zur genaueren Einordnung und Abgrenzung sollen im Folgenden *Ein-Zonen-Modelle* und *Multizonen-Modelle* beschrieben werden, bevor im Anschluss die (Weiter-)Entwicklung der *zonalen Modelle* und schließlich *CFD-Berechnungen* skizziert werden. Der zonale Ansatz nimmt in der Übersicht den größten Raum ein.

#### 2.1.1 Ein-Zonen- und Multizonen-Modelle

Ein-Zonen-Modelle sind der klassische Ansatz für die stark vereinfachte thermische Gebäudesimulation; gesamte Gebäude werden als eine ideal durchmischte Zone betrachtet, die im Austausch mit dem Außenklima steht. So können z.B. Heiz- und Kühlleistungen für ein oder mehrere Gebäude über große Zeiträume hinweg berechnen werden. Ein-Zonen-Modelle werden in empirische und physikalische Modelle unterteilt [Feustel 1989]. Ein oft genanntes Beispiel für ein empirisches Modell ist das LBL-Modell, das auf empirisch ermittelten Werten zur Beschreibung aller im Gebäude vorhanden Ritzen- und Fugenflächen basiert [Orme 1999]. Eine physikalische Modellierung und Berechnung eines Ein-Zonen-Modells wird in [DINEN15242 2007] beschrieben.

Ist ein betrachtetes Gebäude in verschiedene Bereiche unterteilt, die sich z.B. aufgrund unterschiedlicher Nutzung, Technik oder Bauweise nicht zu einer Zone zusammenfassen

lassen, werden Multizonen-Modelle angewendet. Multizonen-Modelle bilden verschiedene Gebäudebereiche ab, die untereinander verknüpft sein können. Begrenzt werden die einzelnen Zonen durch Bauelemente. Wärme- und Feuchtetransportvorgänge zwischen einzelnen Zonen können so berücksichtigt werden. Nutzerverhalten oder Technik können differenziert pro Zone festgelegt, äußere Einflussgrößen wie z.B. solare Einstrahlung können ebenfalls zonenspezifisch behandelt werden. Die einzelnen Zonen werden zu einem Strömungsnetzwerk verknüpft, bei dem z.B. Räume einzelne Knotenpunkte und Türen die Verbindungselemente darstellen. Der Luftaustausch zwischen zwei Knotenpunkten wird anhand funktionaler Beziehungen zwischen Massenfluss und Druckdifferenzen berechnet, die einzelnen Zonen (Räume oder Gebäudeteile) gelten hier aber weiterhin als ideal durchmischte Gebiete.

Als eines der ersten Multizonen-Modelle wurde 1970 das BSRIA-Model LEAK von Jackmann veröffentlicht [Feustel 1998]. Weitere Modelle folgten. Ein Überblick über 9 Multizonen-Modelle findet sich bei [Haghighat 1989], eine sehr ausführliche Untersuchung von 50 verschiedenen Programmen zu diesem Thema liefert [Feustel et al. 1992]. Mit IDAICE nehmen sich auch führende kommerzielle Hersteller auf dem Gebiet der thermischen Gebäudesimulation der Thematik an und schaffen mehr Möglichkeiten im Sinne der Multizonen-Modelle sowie der Berechnung von Luftströmen zwischen einzelnen Zonen [IDAICE 2016].

Der Vorteil der Multizonen-Modelle ist eine leichte Handhabbarkeit auch komplexer Gebäude, sowohl in der Modellierung als auch in den Kosten der Berechnung. Lokale Effekte, wie Raumströmungen innerhalb eines Raumes aufgrund eines geöffneten Fensters, können mit dieser Methode aber nicht berücksichtigt werden.

### 2.1.2 Entstehung der zonalen Modelle

Seit den 1970er Jahren existiert in der Gebäudemodellierung der Trend, Gebäude oder Räume nicht länger als ideal durchmischte Zonen zu betrachten, sondern intern zu diskretisieren, um zusätzliche Informationen zu Temperatur- und Geschwindigkeitsverteilungen zu erhalten. Die Idee hierbei ist, das Gebiet (z.B. einen oder mehrere Räume) in makroskopische homogene Zonen zu unterteilen. Zwischen diesen einzelnen Zonen findet ein Massentransport statt. Die zentrale Herausforderung bei diesem Vorgehen besteht darin, die richtige Balance zwischen vernachlässigbaren Effekten und einflussreichen Effekten, die berücksichtigt werden müssen, zu finden. Den Ausgangspunkt der Entwicklung zonaler Modelle bildeten Multi-Zonen-Modelle, die in verkleinertem Maßstab auf einzelne Räume angewendet wurden. Als Grundlage und Pionierarbeit wird im Allgemeinen die Forschung von J. Leburn genannt [Leburn 1970]. Nachfolgende Arbeiten, die den Ansatz weiterverfolgen und weiterentwickeln, sind z.B. in [Laret 1980] und [Howarth 1985] dokumentiert. Allen ersten Ansätzen gemein ist die Grundannahme von festen und gerichteten Luftströmen.

Die Anwendung spezieller Gesetze für Auftriebsströmung, Düsenströmung und wandnahe Gebiete bedeutet aber eine starke Einschränkung in der Flexibilität der Modelle. Um diesen Schwachpunkt zu beheben, bestand der nächste Schritt der Entwicklung der zonalen Modelle in der Nutzung des Massenstroms in Form von Druckdifferenzen zwischen

den einzelnen Zonen. Eingeführt wurde dieser Ansatz in [Bouia 1993]. Die Einschränkung folgte allerdings umgehend, so wird in [Musy et al. 1997] die Anwendbarkeit der Entwicklung für mechanisch gelüftete Gebäude angezweifelt. Die Anwendung je nach Szenario verschieden ausgelegter Strömungselemente blieb so auch in weiterentwickelten Formulierungen der zonalen Modelle gängige Praxis [Musy et al. 2000]. Um die dadurch bedingten Einschränkungen in der Anwendung zu umgehen, wurde z.B. der Versuch unternommen, den Einsatz spezieller Gesetzmäßigkeiten zu automatisieren ([Gagneau et al. 2001], [Deque et al. 2001]).

Parallel zu dieser Entwicklung ist das zonale Modell *POMA* (Pressurized zonal model with air-diffuser) entstanden ([Lin 1999], [Haghighat et al. 2000]). Dieser Vertreter der druckbasierten zonalen Modelle (*pressurized zonal model*) kann sowohl mit natürlicher als auch mit erzwungener Strömung umgehen und hat den Anspruch, Zonen zu formulieren, die ohne Vorwissen über den Charakter der Strömungen eingesetzt werden können. Rasch wurde allerdings eine Abhängigkeit des Drucks von der Anzahl der Zellen des Modells festgestellt und thematisiert, durch die ein unphysikalischer, gitterabhängiger Druckabfall entsteht [Axley 2001]. Als Abkehr sowohl von den druckbasierten Modellen als auch von der Nutzung verschiedener spezialisierter Zellen kann das impulsbasierte zonale Modell (*momentum-zonal-model*) von [Griffith et al. 2003] verstanden werden. Im Gegensatz zu den druckbasierten Ansätzen fußt dieser Ansatz auf den Euler-Gleichungen, die unter Anwendung des SIMPLE-Algorithmus (Semi-implicit Method for Pressure Linked Equations) numerisch gelöst werden. Gemessen am Ausgangspunkt der zonalen Modelle ist die Nähe zu CFD-Berechnungen im Laufe der Entwicklung immer größer geworden. Diesem Trend folgen auch die weiteren hier beschriebenen Ansätze sowie die Umsetzung des zonalen Ansatzes im Rahmen dieser Arbeit.

### 2.1.3 Aktuelle Entwicklung zonaler Modelle

In den jüngsten Entwicklungen des zonalen Ansatzes tritt ein weiterer Einflussfaktor in den Vordergrund. Mit der steigenden Praktikabilität der zonalen Modelle stellt sich die Frage nach der Anwendung bzw. der Integration in bestehende Anwendungen. Liefern die zonalen Modelle örtlich aufgelöste Geschwindigkeits- und Temperaturfelder, müssen im nächsten Schritt eine gekoppelte Anwendung mit Gebäudehülle, HVAC-Technik, Gebäudenutzern (Temperatur- und Feuchtequellen, Nutzerverhalten) und die Anbindung an Wetterdaten als Randbedingungen in Betracht gezogen werden ([Bonvini et al. 2011], [Eriksson et al. 2012]). So stellt sich nicht nur die Frage nach den zu implementierenden Gleichungen, sondern es sind ebenfalls zu verwendende Programmierparadigmen und Schnittstellen zu bestimmen. In diesem Sinne rücken modulare Ansätze und damit objektorientierte Sprachen in den Fokus. Eine dieser Sprachen ist Modelica [Modelica 2016]<sup>1</sup>. Das zonale Modell von [Bonvini et al. 2011] ist in Modelica implementiert, um eine optimale Anknüpfung an andere umgebungsergänzende Elemente zu bieten. Es basiert auf einer Form der Navier-Stokes-Gleichungen, einem versetzten Gitter (staggered grid) und einer stark vereinfachten Turbulenzmodellierung. Ebenfalls auf der Grundlage der Navier-Stokes-Gleichungen und der Methode des versetzten Gitters aufgebaut ist die

<sup>1</sup>Eine ausführliche Beschreibung der Sprache Modelica findet in Kapitel 3 statt.

kommerzielle Modelica-Bibliothek HumanComfort-Library [Michaelsen et al. 2009] der Firma XRG Simulation GmbH [XRG-Simulation 2016]. Die Bibliothek kann sowohl mit einem Ein-Zonen-Gebäudemodell als auch mit einer örtlich höher aufgelösten Raumberechnung gekoppelt werden, wobei Letzteres unter dem Namen CFD vertrieben wird. Außerdem in Modelica implementiert ist das VEPZO-Modell (*Velocity Propagating Zonal Model*), das in [Norrefeldt 2013] beschrieben wird. Auch dieses Modell basiert auf der Impulserhaltung, anhand derer der Massenstrom zwischen den einzelnen Zonen bestimmt wird. Darüber hinaus wird den einzelnen Zonen eine charakteristische Geschwindigkeit zugeordnet, so dass zusätzlich eine Abschätzung der viskosen Kräfte mit eingebracht werden kann. Viele Überlegungen des VEPZO-Modells werden im zonalen Modell der vorliegenden Arbeit aufgegriffen und verwendet.

### 2.1.4 CFD-Simulationen des Innenraumes

CFD steht für *Computational Fluid Dynamics* und hat das Ziel, strömungsmechanische Probleme auf Basis von Modellgleichungen mit numerischen Methoden zu lösen. Die eingesetzten Modellgleichungen basieren zumeist auf den Navier-Stokes-Gleichungen bzw. Abwandlungen dieser. Als Alternative zu teuren experimentellen Untersuchungen gedacht, umfassen die möglichen Anwendungsgebiete der CFD theoretisch jedes Szenario von Schmierfilmen in mechanischen Bauteilen über Blutströmungen im Inneren menschlicher Organe bis hin zu der Umströmung von Flugzeugen. Um die Qualität der berechneten Ergebnisse sicherzustellen, ist es allerdings oft notwendig und in jedem Fall sinnvoll, Simulationsergebnisse mit Messdaten zu vergleichen. Zudem setzt die Vermeidung von Unsicherheiten in Rand- und Anfangsbedingungen umfassende Kenntnisse des Problems voraus und die Gewährleistung einer gitterunabhängigen Lösung erfordert einen großen Einsatz von Computer-Ressourcen; dies sind einige Faktoren, die einen Einsatz von CFD erschweren. Nichtsdestotrotz ist CFD inzwischen in vielen Anwendungen ein unverzichtbares Engineering-Werkzeug.

1974 wurde CFD erstmals von Nielsen auf die Simulation von Innenraumklima angewandt [Nielsen 1974]. Seitdem nehmen Analyse und Evaluation von Innenraumklima mit steigender Computerleistung und Möglichkeiten der Simulationstechnik einen immer festeren Platz im Portfolio von CFD-Programmen ein [Hartog et al. 2000]. Die große Stärke der CFD, eine fast beliebig feine Auflösung und die Bereitstellung einer Vielzahl komplexer Modelle für jegliche Gegebenheit, erweist sich in der Anwendung auf Innenräume ebenfalls als Schwachstelle: ist die Möglichkeit vorhanden, z.B. für jede Oberfläche und Wand genaueste Angaben zu Oberflächentemperatur, Emissionsgrad und Wärmespeicherkapazität zu machen, führt eine Unkenntnis dieser Angaben oder angenommene Vereinfachungen insbesondere bei kurzzeitigen Berechnungen zwangsläufig zu veränderten Ergebnissen. Darüber hinaus ist die Restriktion auf kurzzeitige oder stationäre Betrachtungen aufgrund von zu hohem Ressourcen- und Zeitbedarf der Berechnungen nach wie vor unabdingbar. So wird z.B. in [Lestinen et al. 2012] die erfolgreiche Berechnung einer Mehrzweckarena beschrieben, deren Ergebnisse mit Messwerten verglichen und für ein besseres Verständnis der Innenraumverhältnisse genutzt werden. Trotz der verwertbaren Resultate heißt es in der Zusammenfassung selbstkritisch: *"The largest error sources are*

*apparently the boundary conditions, geometrical approximations, discretization and the steady state assumption along with the turbulence modeling and the grid size".*

Obwohl dies nicht für einen Einsatz von CFD zur Bewertung von Innenraumklima im alltäglichen Gebrauch spricht, gibt es viele weitere sinnvolle CFD-Studien, die unter kontrollierten Bedingungen bestimmte Raumkonfigurationen abbilden und Analysen ermöglichen. Beispiele sind gezielte Untersuchungen zu solaren Einstrahlungen oder verschiedenen Konfigurationen passiver Lüftung, die auch stationär oder für extrem kurze Zeiträume berechnet Hilfestellung für qualitative Aussagen geben.

So wird z.B. in [Gendelis et al. 2007] ein Wohnraum mit und ohne Sonneneinstrahlung modelliert und berechnet. Aus den Ergebnissen lässt sich der Einfluss der Modellierung der Einstrahlung auf die Wärmebalance und die Luftströme des Raumes sowie auf den thermischen Komfort ableiten. In [Hajdukiewicz et al. 2013a] wird zum einen der Mehrwert von CFD-Berechnungen bei der Planung natürlicher Lüftung gezeigt, zum anderen aber auch auf die oben genannten Schwierigkeiten hingewiesen. Als Lösung wird eine formale Methode der Kalibrierung vorgeschlagen, die u.a. den Vergleich mit Messwerten, eine Gittersensitivitätsanalyse und eine Sensitivitätsanalyse maßgeblicher Eingangsgrößen beinhaltet. In [Hajdukiewicz et al. 2013b] wird diese erfolgreich umgesetzt und die natürliche Lüftung in einem Büroraum berechnet.

### Coarse-Grid CFD-Simulationen

Coarse-Grid CFD ist eine (Weiter-)Entwicklung oder Teilmenge der CFD, die bewusst das *theoretisch gegen unendlich fein strebende Gitter* zugunsten einer kostengünstigeren und schnelleren Lösung umgeht. Coarse-Grid CFD basiert auf einer groben Diskretisierung des Strömungsraumes. Für die bedingt durch mangelnde Feinheit nicht aufgelösten Phänomene wie Turbulenz oder Reibung werden alternative Möglichkeiten der Berücksichtigung gefunden: gängig ist, einen repräsentativen Teil der Geometrie im CFD-Sinne *gewohnt fein* aufzulösen und dadurch gewonnene Erkenntnisse auf den Rest der Geometrie in Form einer Parametrisierung zu übertragen. Ein ähnliches Vorgehen findet sich auch in der Umsetzung des zonalen Ansatzes. In [Mora et al. 2001] wird eine Coarse-Grid CFD-Lösung als Alternative zu dem zonalen Ansatz betrachtet und diesem vorgezogen. In [Wang et al. 2014] wird beschrieben, wie ein Coarse-Grid CFD-Ansatz genutzt wird, um erfolgreich Luftströmungen in Innenräumen zu berechnen. Die zeitliche Effizienz der Berechnung wird gegenüber der traditionellen CFD dabei um den Faktor 100 gesteigert, was den Autoren zufolge beinahe die Simulation von Gebäuden in Echtzeit ermöglicht.

#### 2.1.5 Fazit zu den Ansätzen der Innenraumsimulation

Welcher dieser Ansätze ist nun für eine Analyse der Hitzestressrisiken in Innenräumen geeignet? Die Simulation mit einem stark vereinfachten Ein-Zonen-Modell oder einem etwas detaillierteren Multizonen-Modell kann große Zeiträume abdecken und Jahres- bis Dekaden-Zeiträume nach Hitzestressvorkommnissen absuchen. Darüber hinaus kann sie Startwerte bzw. Informationen zu dem Zustand von Bauteilen geben, mit denen ein detaillierterer Ansatz initialisiert werden kann. Geeignet, einen Innenraum für einen

Zeitraum von mehreren Tagen zu berechnen, liefert eine zonale Simulation örtlich aufgelöste Temperatur- und Geschwindigkeitsverteilungen und ermöglicht eine lokale Berechnung von Faktoren der thermischen Behaglichkeit. Ebenfalls können an dieser Stelle alternative Szenarien, die lokale Techniken der Anpassung an oder Abmilderung von Hitzestress beinhalten, simuliert und ausgewertet werden. Darüber hinaus können mit Hilfe des zonalen Ansatzes die Zeitpunkte ausfindig gemacht werden, die unter Einbezug einer kurzzeitigen oder stationären CFD-Berechnung detailliert untersucht werden sollten. Der zonale Ansatz kann dabei als flexibles Bindeglied zwischen Programmen der thermischen Gebäudesimulation und klassischer CFD verstanden werden: auf eine oder wenige Zonen reduziert, sollten ähnliche Rechenzeiten erreicht werden wie bei einer vereinfachten Gebäudesimulation. Beliebig fein aufgelöst kann ein zonaler Ansatz die Grenze zum Detaillierungsgrad einer CFD-Simulation erreichen.

Coarse-Grid CFD-Simulationen und der zonale Ansatz weisen einige Ähnlichkeiten auf und bilden aktuell die Schnittstelle zwischen der Zonen- und der CFD-motivierten Innenraumsimulation. Das Ziel beider Methoden besteht darin, einen Kompromiss zwischen Genauigkeit und Rechenzeiten zu finden, so wie er auch für die Bewertung von Hitzestressrisiken im Innenraum im Vordergrund steht. Der größte Unterschied der Ansätze liegt darin, dass sie nach wie vor in den verschiedenen Perspektiven ihrer Entwicklung verhaftet sind. Bei der Anwendung von Coarse-Grid CFD ist es üblich, einen Teil der Geometrie im Sinne der herkömmlichen CFD fein aufzulösen; CFD bietet damit eine Art ‚natürliche‘ Schnittstelle. Der zonale Ansatz dagegen interagiert aus seiner Entwicklung heraus vornehmlich mit vereinfachten Gebäudemodellen und entsprechender Modellierung der (Gebäude-)Technik<sup>2</sup>.

Die Zielanwendung der vorliegenden Arbeit, die neben dem angesprochenen Kompromiss aus Genauigkeit und Rechenzeit außerdem wechselnde Randbedingungen und eine leicht zu realisierende Schnittstelle zu Klimatisierungstechnik bzw. weiteren externen Modulen benötigt, spricht für einen zonalen Ansatz, implementiert in einer objektorientierten Sprache. Mehr zu den spezifischen Vorteilen eines zonalen Ansatzes für das hier verfolgte Ziel der Hitzestressbewertung, insbesondere in Kombination mit der Wahl der Programmiersprache, findet sich in Kapitel 3.

### 2.2 Bewertung thermischer Behaglichkeit

In vergangenen Jahrzehnten ist viel Arbeit und Forschung auf die Beschreibung und Quantifizierung thermischer Behaglichkeit, bzw. thermischer Unbehaglichkeit in Form von Hitze- oder Kältestress, verwendet worden. Während die reine Definition thermischer Behaglichkeit durch den Satz *that condition of mind which expresses satisfaction with the thermal environment* seit den 1960er Jahren gilt ([ASHRAE 1966], [ISO7730 1995]), existiert für die Quantifizierung von Hitzestress eine breite Palette an Methoden. Die Schwierigkeit besteht darin, die verschiedenen Einflussgrößen entsprechend ge-

---

<sup>2</sup>Diese Betrachtung ist notwendigerweise eine Momentaufnahme und wird sich mit zunehmenden Rechenleistungen und fortschreitender Vermischung der Methoden relativieren.

wichtet in einem Wert zusammenzufassen. Einfluss nehmen nach [Fanger 1970] z.B. die Umgebungsgrößen Lufttemperatur, Feuchttemperatur, Strahlungstemperatur und Luftgeschwindigkeit, aber auch die personenbezogenen Größen wie die metabolische Rate oder die Isolationswirkung und Feuchtedurchlässigkeit der Bekleidung.

### 2.2.1 Kurzüberblick über thermische Indizes

Bis zum Beginn des 20. Jahrhunderts sind über 100 Indizes der thermischen Behaglichkeit entwickelt worden. Angefangen im Jahr 1905 bei dem ersten Vorschlag der Nutzung der Feuchttemperatur von Haldane (*wet-bulb temperature* in [Haldane 1905]) geht die Entwicklung über den PMV (predicted mean vote, [Fanger 1970]) bis hin zu dem UTCI (Universal Thermal Climate Index) [ISB 2009]. Eine oft herangezogene Übersicht über 40 dieser Indizes findet sich in [Epstein et al. 2006]. Nachfolgend soll lediglich ein Eindruck über die Breite der Indizes gegeben werden.

Die Anforderungen an einen Index sind sehr hoch und werden in [NIOSH 1986] sinngemäß folgendermaßen formuliert: neben der Berücksichtigung aller relevanten Faktoren muss eine gute Anwendbarkeit in einem breiten Spektrum von Umgebungsfaktoren und Stoffwechszuständen sichergestellt werden. Die Umstände der betrachteten Person müssen geeignet festgestellt werden, ohne diese zu beeinträchtigen. Und nicht zuletzt sollten Grenzwerte durch Risiko- und Sicherheitsbetrachtungen motiviert sein.

Eine grobe Einteilung der vorliegenden Indizes in drei Gruppen gemäß ihrer inneren Logik nehmen [NIOSH 1986] und [Parson 2003] wie folgt vor:

1. *rational indices* basieren auf Berechnungen, die eine Wärmebilanzgleichung enthalten,
2. *empirical indices* basieren auf Daten der objektiven und subjektiven Belastungen von Einzelpersonen oder Gruppen, die verschiedenen Umgebungen ausgesetzt wurden,
3. *direct indices* meinen diejenigen Indizes, die unmittelbar auf Messungen von Umgebungsfaktoren (z.B. Lufttemperatur oder Luftfeuchte) zugreifen.

Mit Blick auf die Formulierung der Anforderungen lässt sich schnell feststellen, dass die dritte Gruppe am tauglichsten ist, sollte es z.B. darum gehen, einen gefährdeten Arbeitsplatz zu überwachen und vor der Überschreitung bestimmter Grenzwerte zu warnen. Die Indizes mit den meisten Einsatzmöglichkeiten sind in der ersten Gruppe beheimatet, da sie sowohl Umgebungs- als auch personenbezogene Faktoren berücksichtigen. Die schwierige praktische Umsetzbarkeit spricht zwar gegen ihre Anwendung im Alltag, nicht jedoch gegen ihren Einsatz im Rahmen von Computersimulationen. Eine sinnvolle Bewertung durch rationale und direkte Indizes ergibt sich allerdings oft erst in Kombination mit empirischen Elementen.

Ein weit verbreiteter prominenter Vertreter der rationalen Indizes ist der PMV, der die Grundlage des ISO Standards 7730 beschreibt [ISO7730 2005]. Wird die Wärmeempfindung einer Person als Funktion der physiologischen Belastung, verursacht durch die Umgebung, berechnet, prognostiziert Fanger das tatsächliche Wärmeempfinden als

Mittelwert einer großen Gruppe von Menschen auf einer 7-stufigen Skala [Fanger 1970]. Neben den Umgebungsfaktoren (Luft- und Strahlungstemperatur, Luftgeschwindigkeit und relative Feuchte), gehen ebenfalls der Bekleidungswert und die metabolische Rate einer ‚Zielperson‘ explizit in die Betrachtung ein. Wie alle zu diesem Zeitpunkt bereits entwickelten Indizes unterliegt auch der PMV Einschränkungen, z.B. einem strikten Wertebereich der Eingangsgrößen, die einem gemäßigten Klima entsprechen sollen.

Im Jahr 1999 wurde der Versuch gestartet, der Vielzahl der Indizes eine weitere Größe hinzuzufügen, die sich durch eine große Anwendbarkeit und eine breite Allgemeingültigkeit auszeichnet. Als Ergebnis wurde eine Dekade später der UTCI (Universal Thermal Climate Index) realisiert [ISB 2009]. Der UTCI entspricht einer Lufttemperatur in einer Referenz-Bedingung, die den in der Situation wirkenden Einflussfaktoren entsprechen würde. Die Referenzbedingung wird auf Seiten der Umgebung mit 0,5m/s in 10m Höhe, einer Strahlungstemperatur gleich der Lufttemperatur und 50% relativer Luftfeuchte beschrieben, während auf Seiten der Person ein Körperzustand bei einer Laufgeschwindigkeit von 4km/h angenommen wird. Die Bekleidungsisolationswert ist adaptiv als Funktion der Lufttemperatur integriert. Auch wenn der natürliche Anwendungsraum des UTCI der Außenraum ist, wurde und wird er ebenfalls für Bewertungen des Innenraums verwendet (z.B. in [Walikewitz et al. 2014]), so dass auch eine Verwendung im Rahmen dieser Arbeit in Betracht gezogen werden sollte. Allerdings wird z.B. in [Alfano F.R et al. 2011] deutlich, dass die Anwendung des UTCI auf den Innenraum den Gültigkeitsbereich (bzw. den Bereich, in dem eine gute Übereinstimmung mit dem PMV gezeigt werden kann) sehr einschränkt. Außerdem ist die Berechnung des UTCI nur in Form einer numerischen Näherungsformel verfügbar, die keine explizite Einflussnahme auf personenbezogene Parameter zulässt.

### 2.2.2 Beispiele PMV-basierter Hitzestressbewertung

Forschungsarbeiten der letzten Jahre zeigen, dass der PMV erfolgreich und zielführend in einem breiten Spektrum von Aufgabenstellungen eingesetzt wurde. Dabei wird vornehmlich die thermische Behaglichkeit und nicht explizit Hitzestress als Untersuchungsgebiet genannt. Da der PMV ab einem Wert von 2,5 mit starker Wärmebelastung und ab einem Wert von 3,5 mit extremer Wärmebelastung identifiziert wird, kann unter der Untersuchung thermischer Behaglichkeit ebenfalls eine Hitzestressbewertung verstanden werden [VDI 1998]. Die Auswahl der Anwendungsbeispiele reicht dabei von simulationsbasierten Untersuchungen an Räumen einer Universität, in denen verschiedene Techniken der Kühlung mit Hilfe des PMV-Modells ausgewertet wurden, bis hin zu einer auf einem PMV-Modell basierenden Untersuchung, die sich mit dem Verbesserungspotential der thermischen Behaglichkeit in U-Bahn-Systemen befasst ([Memon et al. 2008], [Ampofo et al. 2004]). Ein weiteres Beispiel ist eine simulationsbasierte Untersuchung zur PMV-Verteilung innerhalb der *Olympic Hall* der Galatsi Arena (Olympia 2004, 6.200 Zuschauer [Stamou et al. 2007]).

Gleich mehrfach wurde die thermische Behaglichkeit im Krankenhauskontext mit PMV-Modellen quantifiziert; so wurde in [Ho et al. 2009] der thermische Komfort in Operationsräumen untersucht und bezüglich der Platzierung der Lüftung optimiert, während in

[Pourshaghaghay et al. 2012] der thermische Komfort zu verschiedenen Jahreszeiten und in verschiedenen Räumen eines Krankenhauses verglichen wurde. Ebenfalls zu finden sind Untersuchungen, die u.a. auf die Vergleichbarkeit des berechneten *predicted Mean Vote* mit einem *actual Mean Vote*, bestimmt durch subjektive Erhebungen, fokussieren. Insbesondere eine Studie in einem belgischen Krankenhaus zeigt eine überwiegend sehr gute Übereinstimmung und damit eine gute Anwendbarkeit des PMV-Modells [Verheyen et al. 2011]. Im Gegensatz dazu belegt eine Untersuchung des thermischen Komforts in mehreren Tropenkrankenhäusern (Malaysia) vermutlich die Grenzen des PMV-Modells. So kam es in [Yau et al. 2009] zu großen Abweichungen zwischen empirisch-ermittelten Beurteilungen der thermischen Belastung und den Ergebnissen des PMV-Modells.

### 2.2.3 Körpermodelle

Bei der Bewertung thermischer Behaglichkeit kann neben den Umgebungsbedingungen auch der Mensch selbst berücksichtigt werden. Zum einen ist der Mensch bereits durch seine Anwesenheit ein Einflussfaktor auf das Innenraumklima, zum anderen wird die individuelle thermische Behaglichkeit durch die Wärmeregulationsmechanismen des Menschen beeinflusst [Bartsch et al. 2006]. Die einfachste Darstellung eines Menschen findet sich z.B. bei der Berechnung des PMV von Fanger nach einem Ein-Knoten-Modell. Hier wird eine Energie-Bilanz zwischen Umgebung und Körper berechnet und der Körper dabei als passives System betrachtet. Ein Zwei-Knoten-Modell unterteilt den Körper in verschiedene Schichten. Eines der bekanntesten Zwei-Knoten-Modelle ist das Gagge-Modell (auch Pierces's Modell [Gagge 1973]), das zwischen einem Kern-Knoten und einem Haut-(Oberflächen-)Knoten unterscheidet. Verknüpft werden diese Schichten über Wärmeregulationsmechanismen des Körpers, so dass dieser nun als aktives System betrachtet wird. Das Multi-Knoten-Modell von Crosbie [Crosbie et al. 1961] unterscheidet zwischen drei Schichten von Knoten, dem Kern, den Muskeln und der Haut. Multi-Segment-Modelle unterteilen den Körper in einzelne Segmente, die meist den Gliedmaßen nachempfunden sind. Das Tanabe-Modell unterteilt den Körper z.B. in unterschiedliche Bereiche wie Körperrumpf und Gliedmaßen (vgl. das Tanabe-Modell mit 16 Segmenten [Tanabe et al. 2002]). Durch eine Kombination der Unterteilungen in Segmente und Schichten kann die differenzierte Betrachtung des menschlichen Körpers weiter gesteigert werden. In Abbildung 2.1 ist der Informationsgewinn aus der Kombination verschiedener Raummodelle mit verschiedenen Körpermodellen dargestellt.

### 2.2.4 Fazit zu der Bewertung thermischer Behaglichkeit

Die Sichtung der Literatur liefert viele Argumente für eine Verwendung des PMV zur Bewertung von Hitzestressrisiken. Dazu zählen besonders der bevorzugte Einsatz im Innenraum und die Möglichkeit, die Beschreibung der Bekleidung und der Aktivität explizit zu modifizieren.

Der PMV arbeitet mit einheitlichen (nicht örtlich aufgelösten) Umgebungsbedingungen. Dies ist eine Eigenschaft des dem PMV zu Grunde liegenden Körpermodells. Viele Modelle sind wesentlich differenzierter und unterteilen den menschlichen Körper in einzelne

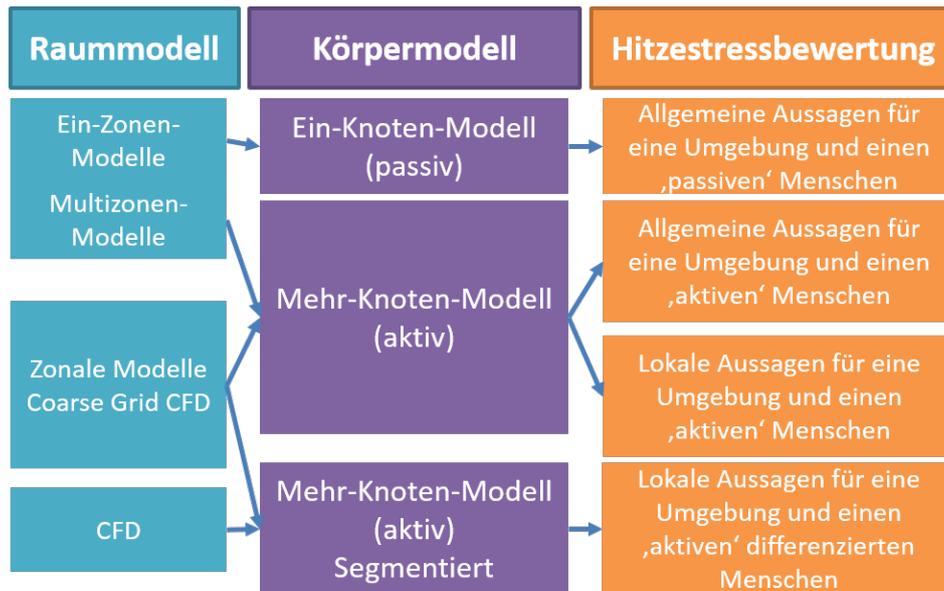


Abbildung 2.1: Zusammenspiel der verschiedenen Ansätze der Innenraumsimulation und der Körpermodelle zur Bewertung von Hitzestressrisiken.

Segmente. Das ermöglicht eine realistischere Abbildung des menschlichen Befindens, da so z.B. ein heißer Kopf bei kalten Füßen berücksichtigt werden kann. Voraussetzung für die Anwendung eines solchen Modells ist allerdings ein entsprechend örtlich aufgelöster Innenraum, der die verschiedenen Körpersegmente mit unterschiedlichen Klimabedingungen bedienen kann. In dem zonalen Ansatz wird ein Körper voraussichtlich mit zwei bis drei Elementen abgedeckt, die Diskretisierung jedoch nicht zwingend mit Blick auf eine spätere Körperposition vorgenommen. Aus diesem Grund ist eine Segmentierung des menschlichen Körpers in der Bewertungsmethode für diesen Anwendungsfall nicht nötig und ein einfaches Modell ausreichend (vgl. Abbildung 2.1). Diskussionswürdig ist allerdings, dass die PMV-Methode oft als statisch beschrieben wird. In der klassischen Implementierung werden die körpereigenen Möglichkeiten der Wärmeregulation außer Acht gelassen. Während dies für viele Anwendungen keine Einschränkung darstellt, soll die im Rahmen dieser Arbeit entwickelte simulationsgestützte Analysemethode den Menschen ausdrücklich in das Zentrum der Betrachtung stellen, bzw. explizit zwischen der Hitzestressbewertung aus der Perspektive des Raumes und aus der Perspektive des Menschen unterschieden werden. Aus diesem Grund ist – zumindest für einen Teil der Auswertung – eine Betrachtung des Menschen als aktives System unerlässlich. Dementsprechende Entwicklungen finden sich bei [Wölki et al. 2014] und ersetzen im Wesentlichen das passive Ein-Knoten-Körpermodell durch eine aktive Variante. Es wird das bereits erwähnte Pierces’s Zwei-Knoten-Modell von Gagge genutzt, um Wärmeregulationsmechanismen zu berücksichtigen und so einen transienten PMV (TPMV) zu erzeugen. Eine detaillierte Beschreibung, sowohl des klassischen PMVs als auch der transienten Weiterentwicklung, findet sich in Kapitel 6.

## 3 Der zonale Ansatz

In diesem Kapitel wird der zonale Ansatz vorgestellt und dabei insbesondere die Modellierung beschrieben, die in dieser Arbeit genutzt wird. Nach einer allgemeinen Übersicht zur Theorie und diskreter Umsetzung des zonalen Ansatzes werden die einzelnen Bestandteile systematisch in ihrer Realisierung in der Programmiersprache Modelica dargestellt. Der passiven Fensterlüftung kommt in der zonalen Simulation dieser Arbeit eine besondere Rolle zu, daher wird sie gesondert im dritten Abschnitt behandelt.

### 3.1 Der zonale Ansatz: Theorie

#### 3.1.1 Gleichungen der Strömungssimulation

Bereits im 18. Jahrhundert entwickelte Daniel Bernoulli (1700-1782) eine Theorie zur Beschreibung inkompressibler Fluide. Er entdeckte den Zusammenhang zwischen der Fließgeschwindigkeit eines Fluids und dessen Druck und nutzte diese Beziehung, um wichtige Gleichungen der Strömungslehre zu formulieren. Die Bernoulli-Gleichung inklusive des instationären Glieds für den Stromfaden in der druckbasierten Schreibweise lautet:

$$\frac{\rho}{2}u_1^2 + p_1 + \rho g_G z_1 = \frac{\rho}{2}u_2^2 + p_2 + \rho g_G z_2 + \rho \int_{s_1}^{s_2} \frac{\partial u}{\partial t} ds \quad (3.1)$$

Dabei wird mit  $u$  die Geschwindigkeit, mit  $\rho$  die Dichte und mit  $p$  der Druck beschrieben.  $z_1$  und  $z_2$  stehen für zwei Höhen in einem Raum,  $s$  beschreibt eine Strecke des Stromfadens [Siekman et al. 2008].

Eine ähnliche Formulierung, aber in differentieller Form, findet sich bei Leonard Euler (1707-1783), der auf Basis des Euler-Grundgesetzes der Hydrostatik die Euler-Gleichung aufstellte. Angenommen, die Schwerkraft sei die einzige wirkende Feldkraft, lautet diese, ebenfalls für den Stromfaden formuliert, wie folgt:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial s} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial s} - g_G \frac{\partial z}{\partial s} \quad (3.2)$$

Umfassend hergeleitet und untersucht sind diese Gleichungen in den Standardwerken über Strömungslehre zu finden (z.B. in [Siekman et al. 2008]). Beiden Ansätzen gemein ist die Vernachlässigung der Reibung, die erst im Folgenden mit berücksichtigt wird. Die bekannten Navier-Stokes-Gleichungen beschreiben allgemein die Strömungen von Newton'schen Flüssigkeiten und Gasen. Sie erweitern die Euler-Gleichungen um die innere Reibung (Viskosität) und bilden die Grundlage fast jeder numerischen Strömungsberechnung. Im engeren Sinne ist mit der Navier-Stokes-Gleichung die Impulsgleichung für Strömungen gemeint, jedoch wird mit dem Begriff oft auch ein Set von Gleichungen beschrieben, das ebenfalls Kontinuitäts- und Energiegleichungen umfasst. Zusammen bildet

### 3 Der zonale Ansatz

dies die Grundlage der numerischen thermischen Strömungssimulation. Vervollständigt wird das System durch thermische und kalorische Zustandsgleichungen. Ein Beispiel für die Form eines solchen Systems sind die Grundgleichungen für kompressible viskose Strömungen, die in [Anderson 1995] ausführlich hergeleitet und in konservativer Form aufgeschrieben sind (vgl. Gleichungen 3.3).

Sei  $V = (u, v, w)$  und  $h_{to}$  die totale Enthalpie:

$$\begin{aligned}
 \text{Kontinuitäts-} & \left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = 0 \end{array} \right. \\
 \text{Gleichung:} & \\
 \text{Impuls-} & \left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \rho u}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u V) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial(\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(\tau_{zx})}{\partial z} + f_x \\ \frac{\partial \rho v}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v V) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial(\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(\tau_{zy})}{\partial z} + f_y \\ \frac{\partial \rho w}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho w V) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial(\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(\tau_{zz})}{\partial z} + f_z \end{array} \right. \quad (3.3) \\
 \text{Energie-} & \left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial(\rho h_{to})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V h_{to}) = \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (k \nabla T) + \nabla \cdot (V \cdot \underline{\tau}) \end{array} \right. \\
 \text{Gleichung:} &
 \end{aligned}$$

Vervollständigt wird das System z.B. durch die ideale Gasgleichung  $p = \rho RT$  und eine Zustandsgleichung der Art  $h = h(T, p)$ . Der Newton-Schubspannungsansatz erklärt die Proportionalität der Schubspannung zu Geschwindigkeitsquergradienten mit der dynamischen Viskosität als Proportionalitätskonstante [Siekman et al. 2008]. So lautet eine weitere gebräuchliche Schreibweise der kompressiblen Impulsgleichung (hier nur in X-Richtung):

$$\frac{\partial \rho u}{\partial t} + (\rho u \cdot \nabla) u = -\nabla p + \nabla(\mu \nabla u) + \frac{1}{3} \mu \nabla(\nabla \cdot u) + f_x \quad (3.4)$$

Die Navier-Stokes-Gleichungen mit numerischen Verfahren zu lösen ist nicht trivial, aber notwendig, da an der analytischen Lösung im dreidimensionalen Raum zwar weiterhin geforscht wird, sie aber aktuell noch nicht verfügbar ist<sup>1</sup>.

#### 3.1.2 Gleichungen des zonalen Ansatzes

Der zonale Ansatz wird seit den 70er Jahren vielfach genutzt, weiterentwickelt und in verschiedensten Versionen implementiert. Voneinander unterscheiden können sich einzelne Varianten z.B. in der Auswahl der zu lösenden Gleichungen und der damit einhergehenden Spezialisierung bzw. Allgemeingültigkeit der Luftvolumenelemente sowie in der Art der Raumdiskretisierung. Letzteres ist z.B. in horizontalen Schichten denkbar, zu finden bei [Glueck 1997]. Eine weitere Variante, die eine strukturierte Ansammlung von Quadern nutzt, ist in [Norrefeldt 2013] dokumentiert.

Allgemein wird für den zonalen Ansatz in der vorliegenden Arbeit eine modifizierte Form der strömungstypischen Erhaltungsgleichungen genutzt und nach dem Vorbild

<sup>1</sup>Der Beweis der Existenz und Regularität von Lösungen der dreidimensionalen inkompressiblen Navier-Stokes-Gleichungen ist zum Zeitpunkt des Entstehens dieser Arbeit noch immer als eines der Millennium-Probleme der Mathematik ausgeschrieben: [www.claymath.org/millennium-problems](http://www.claymath.org/millennium-problems), letzter Zugriff Juni 2016.

### 3 Der zonale Ansatz

des Finite-Volumen-Verfahrens bilanziert. Die Raumaufteilung in Quader verschiedener Größe kann auch als Annäherung an ein strukturiertes Gitter der CFD betrachtet werden. Ein oder mehrere Volumenelemente bilden den Strömungsraum  $\Omega$ , unterteilt in die Teilelemente  $\Omega_{i,j,k}$ . Während mit  $\Omega_{(i-1),j,k}$ ,  $\Omega_{(i+1),j,k}$ ,  $\Omega_{i,(j-1),k}$ ,  $\Omega_{i,(j+1),k}$ ,  $\Omega_{i,j,(k-1)}$  und  $\Omega_{i,j,(k+1)}$  die angrenzenden Nachbarvolumen von  $\Omega_{i,j,k}$  gemeint sind, wird mit den Indizes  $(i \pm \frac{1}{2}, j, k)$ ,  $(i, j \pm \frac{1}{2}, k)$ ,  $(i, j, k \pm \frac{1}{2})$  auf Berechnungen an den jeweiligen Grenzflächen zwischen zwei Volumenelementen verwiesen. Diese Berechnungen werden, der Idee eines versetzten Gitters folgend, in Gebieten stattfinden, die jeweils von Mittelpunkt zu Mittelpunkt der Volumenelemente reichen (vgl. Abbildung 3.1).

$\partial\Omega$  beschreibt den Rand des Strömungsraumes, wenn die entsprechend anliegenden Volumenelemente den Rand des Gesamtgebietes erreicht haben. Für den Aufbau der diskreten Erhaltungsgleichungen wird über alle sechs Seiten des Volumenelementes bilanziert.

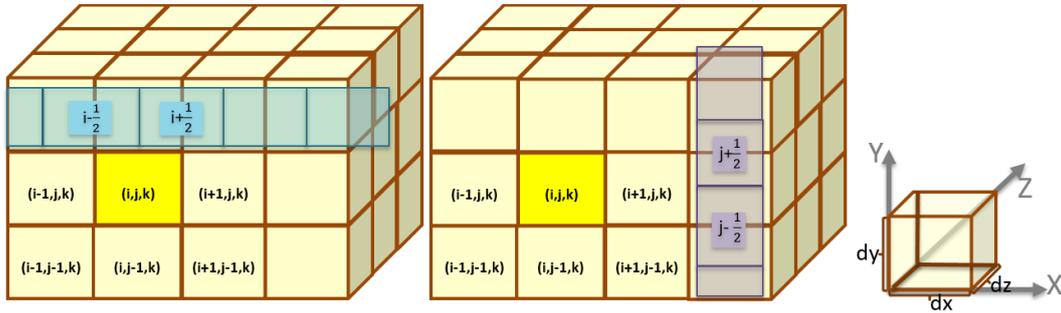


Abbildung 3.1: Volumenelemente mit einem angedeuteten versetzten Gitter zur Berechnung der Transportvorgänge an den Grenzflächen.

Bildet man den gesamten Raum mit nur einem einzigen Element ab, wird über den Rand des Gesamtgebietes bilanziert. Damit vereinfachen sich die Erhaltungsgleichungen von Masse und Energie zu:

$$(dx \cdot dy \cdot dz) \frac{\partial \rho_{ijk}}{\partial t} = \sum_{\partial\Omega} \dot{m} + \dot{m}_{source} \quad (3.5)$$

$$(\rho_{ijk} \cdot dx \cdot dy \cdot dz) \frac{\partial h_{ijk}}{\partial t} = \sum_{\partial\Omega} \dot{m} \cdot h + \dot{m}_{source} \cdot h_{source} + \dot{Q}_{E,I}; \quad (3.6)$$

wobei alle Massenströme an den Rändern gleich Null oder gleich einem anderweitig explizit berechneten Ein- oder Auslassmassenstrom gesetzt werden und als Randbedingungen fungieren. Die Enthalpie muss bei einem eintretenden Massenstrom ebenfalls mit einer Eintrittsenthalpie belegt werden, während sie bei einem austretenden Massenstrom gleich der inneren Enthalpie gesetzt wird. Die Ausdrücke  $dx$ ,  $dy$  und  $dz$  bezeichnen die Maße des betrachteten Volumenelementes. Zusätzlich eingebrachte Wärme wird in der Energiebilanz mit dem Term  $\dot{Q}_{E,I}$  berücksichtigt.  $\dot{Q}_I$  steht für interne Vorgänge wie für den konduktiven Wärmetransport.  $\dot{Q}_E$  steht in Ergänzung dazu für externe zusätzliche Wärmequellen, eingebracht z.B. durch technische Geräte, einen Menschen oder konvektiven

### 3 Der zonale Ansatz

Transport bei Verknüpfung mit einem Wandelement. Weitere Quellen- und Senkenprozesse, wie z.B. Reibungswärme durch Dissipation, können durch die Terme mit dem Index *source* abgedeckt werden. Dieser Sonderfall der Abbildung des gesamten Raumes mit einem einzigen Luftvolumenelement kann eine Schnittstelle zu den besprochenen Ein-Zonen-Modellen darstellen. Für den zonalen Ansatz steht aber eine lokal-diskretisierte Betrachtung im Vordergrund. Bei einer beliebigen Diskretisierung erhält man für ein inneres Luftvolumenelement die Gleichungen:

$$(dx \cdot dy \cdot dz) \frac{\partial \rho_{ijk}}{\partial t} = \dot{m}_{(i-\frac{1}{2},j,k)} + \dot{m}_{(i+\frac{1}{2},j,k)} + \dot{m}_{(i,j-\frac{1}{2},k)} + \dot{m}_{(i,j+\frac{1}{2},k)} + \dot{m}_{(i,j,k-\frac{1}{2})} + \dot{m}_{(i,j,k+\frac{1}{2})} + \dot{m}_{source} \quad (3.7)$$

$$\begin{aligned} (\rho_{ijk} \cdot dx \cdot dy \cdot dz) \frac{\partial h_{ijk}}{\partial t} = & \dot{m}_{(i-\frac{1}{2},j,k)} \cdot h_{(i-\frac{1}{2},j,k)} + \dot{m}_{(i+\frac{1}{2},j,k)} \cdot h_{(i+\frac{1}{2},j,k)} + \dot{m}_{(i,j-\frac{1}{2},k)} \cdot h_{(i,j-\frac{1}{2},k)} + \\ & \dot{m}_{(i,j+\frac{1}{2},k)} \cdot h_{(i,j+\frac{1}{2},k)} + \dot{m}_{(i,j,k-\frac{1}{2})} \cdot h_{(i,j,k-\frac{1}{2})} + \dot{m}_{(i,j,k+\frac{1}{2})} \cdot h_{(i,j,k+\frac{1}{2})} + \\ & \dot{m}_{source} \cdot h_{source} + \dot{Q}_{E,I} \end{aligned} \quad (3.8)$$

Dabei werden eintretende Massenströme mit einem positiven Vorzeichen und austretende Massenströme mit einem negativen Vorzeichen berücksichtigt. Für eine Berechnung der Luftfeuchte müsste das Set der Gleichungen um Massenbilanzen des in der Luft enthaltenen Wasserdampfes und flüssigen Wassers erweitert werden. Ebenso müsste die Bestimmung des Drucks aus der idealen Gasgleichung entsprechend angepasst werden. Darauf wird in der vorliegenden Arbeit verzichtet; die vereinfachte Handhabung folgt im Abschnitt 3.2 der praktischen Umsetzung.

Allgemein haben die Gleichungen des zonalen Ansatzes Ähnlichkeit mit den typischen Gleichungen der Strömungssimulation, sind jedoch an die zonalen Gegebenheiten angepasst. Am deutlichsten wird dies am Beispiel der Impulsgleichung: da eine interne Verknüpfung von Volumenelementen möglichst minimal sein soll, was umfangreiche Diskretisierungen von Gradienten stark erschwert, bietet sich eine kräftebasierte Form der geschwindigkeitsbestimmenden Gleichung an. Grundsätzlich handelt es sich dabei um eine vereinfachte eindimensionale Impulsbilanz, bei der nach dem Prinzip der Mechanik ‚Masse mal Beschleunigung gleich der Summe der Kräfte‘ gilt. In der Impulsbilanz wirken Druckkraft ( $F_p$ ), Impulskraft ( $F_M$ ) und Reibungskraft ( $F_V$ ). Wie in [Norrefeldt 2013] beschrieben, kann dies (in X-Richtung) folgendermaßen aussehen:

$$A \cdot \Delta X \rho \frac{\partial u}{\partial t} = F_p + F_M + F_V \quad (3.9)$$

Die Kräfte lassen sich im Einzelnen angeben (hier nach [Siekman et al. 2008] und [Kraus 2004]) und werden im Folgenden für die Kontaktfläche zweier aneinandergrenzender Luftvolumen in X-Richtung beschrieben.

### Druckkraft

Die zwischen zwei Luftvolumen herrschende Druckkraft ergibt sich direkt aus der Druckdifferenz und der Kontaktfläche. Mit den Druckwerten  $p_{i+1}$  und  $p_i$  in zwei Nachbarluftvolumen mit der Kontaktfläche  $A$  folgt unmittelbar:

$$F_p = -A(p_{i+1} - p_i) \quad (3.10)$$

### Impulskraft

Laut Lehrbuch (vgl. [Siekmann et al. 2008]) ist die Kraft auf einen Körper gleich seiner Impulsänderung. Für den Impuls  $J$  wird das Produkt aus Masse und Geschwindigkeit eingesetzt und partiell abgeleitet:

$$F_M = \frac{dJ}{dt} = \frac{d(mu)}{dt} = m \frac{du}{dt} + u \frac{dm}{dt} \quad (3.11)$$

Wird nun für eine Momentbetrachtung eine konstante oder stationäre Strömung vorausgesetzt, gilt  $\frac{du}{dt} = 0$ . Weiter ist  $dm = \rho dV$ , wobei  $V$  hier für das Volumen steht. Für  $dV$ , das Volumen, das die Kontaktfläche passiert, lässt sich der Term  $Ads$  mit einer Strecke  $s$  einsetzen. Da  $s$  wiederum gleich  $u dt$  ist, ergibt sich aus Gleichung 3.11 weiter:

$$m \frac{du}{dt} + u \frac{dm}{dt} = u \frac{dm}{dt} = u \rho \frac{dV}{dt} = u \rho A \frac{ds}{dt} = u \rho A u \frac{dt}{dt} = \rho A u^2 \quad (3.12)$$

Nach [Norrefeldt 2013] folgt für die Impulskraft an der Kontaktfläche zwischen zwei Luftvolumenelementen der Ausdruck  $\rho A(u_{i+1}^2 - u_i^2)$ . Um die Richtung des Impulses, die mit der Bewegungsrichtung übereinstimmt, einzubeziehen, wird das Vorzeichen entsprechend der Strömungsrichtung modifiziert. Für die Impulskraft ergibt sich der Term:

$$F_M = -\text{sign}(u) \cdot \rho A |u_{i+1}^2 - u_i^2| \quad (3.13)$$

### Reibungskraft

Für die Herleitung der Reibungskraft auf die Strömung in X-Richtung wird angenommen, dass sich das Luftvolumenelement mit den Maßen  $dx$ ,  $dy$  und  $dz$  zwischen zwei Platten befindet, von denen sich die obere mit einer Geschwindigkeit  $u$  bewegt (vgl. Abbildung 3.2(a), Abbildung und Herleitung nach [Kraus 2004]). Es werden lediglich die Komponenten der tangential wirkenden Schubspannungen berücksichtigt, da der Einfluss der Normalspannung hier im Vergleich zu dem der Druckkraft vernachlässigbar ist. Gemäß der Proportionalität von Schubspannung und Geschwindigkeitsquergradient gilt für die Schubspannung der Oberseite des Luftvolumenelementes  $\mu \frac{\partial u}{\partial y}$ . Ein Blick auf die Einheiten zeigt, dass die Schubspannung als Impulsflussdichte aufgefasst und dementsprechend bilanziert werden kann.

$$\left[ \mu \frac{\partial u}{\partial y} \right] = \left[ \frac{kg}{ms} \frac{m/s}{m} \right] = \left[ \frac{[Impuls]}{m^2 s} \right] \quad (3.14)$$

### 3 Der zonale Ansatz

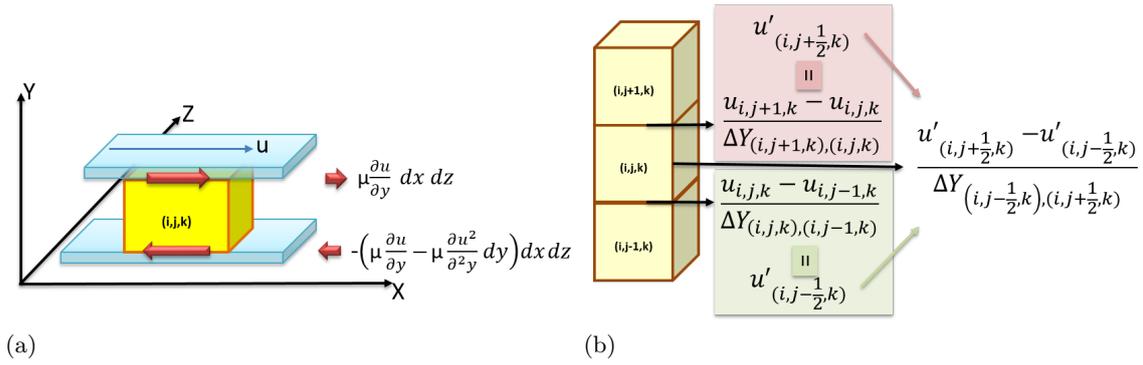


Abbildung 3.2: (a) Illustration der Herleitung der Kraft durch Schubspannung: ein Volumenelement zwischen zwei Platten, (b) Skizze zur Bildung der Gradienten.

Für die mit dieser Schubspannung verbundene Kraft auf die Oberflächen folgt für die positive obere Oberfläche des Luftvolumens:

$$\mu \frac{\partial u}{\partial y} dx dz \quad (3.15)$$

Für die negative untere Oberfläche des Luftvolumens gilt:

$$-\left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} - \frac{\partial}{\partial y} \mu \frac{\partial u}{\partial y} dy\right) dx dz \quad (3.16)$$

Wird nun über die Oberflächen des Luftvolumens bilanziert, also beide Komponenten addiert, ergibt sich die Y-Komponente der Reibungskraft in X-Richtung:

$$\mu \frac{\partial u}{\partial y} dx dz + \left(-\left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} - \frac{\partial}{\partial y} \mu \frac{\partial u}{\partial y} dy\right) dx dz\right) = \left(\frac{\partial}{\partial y} \mu \frac{\partial u}{\partial y}\right) dx dy dz \quad (3.17)$$

Für die Formulierung der Reibungskraft für die Kontaktfläche in X-Richtung wird die dynamische Viskosität als konstant angenommen. Außerdem wird beachtet, dass der diskrete Gradient der zweiten Ableitung über die Maße des Luftvolumens gebildet wird, so dass  $\Delta Y_{(i,j-\frac{1}{2},k),(i,j+\frac{1}{2},k)} = dy$ , bzw.  $\Delta Z_{(i,k-\frac{1}{2},j),(i,k+\frac{1}{2},j)} = dz$  ausgenutzt werden kann (vgl. Abbildung 3.2(b)).

$$\begin{aligned} F_V &= \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \cdot dx dy dz + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \cdot dx dy dz \\ &= \mu \cdot \left[ \left( \frac{\frac{u_{i,j+1,k} - u_{i,j,k}}{\Delta Y_{(i,j+1,k),(i,j,k)}} - \frac{u_{i,j,k} - u_{i,j-1,k}}{\Delta Y_{(i,j,k),(i,j-1,k)}}}{\Delta Y_{(i,j-\frac{1}{2},k),(i,j+\frac{1}{2},k)}} \right) \cdot dx dy dz \right. \\ &\quad \left. + \left( \frac{\frac{u_{i,j,k+1} - u_{i,j,k}}{\Delta Z_{(i,j,k+1),(i,j,k)}} - \frac{u_{i,j,k} - u_{i,j,k-1}}{\Delta Z_{(i,j,k),(i,j,k-1)}}}{\Delta Z_{(i,k-\frac{1}{2},j),(i,k+\frac{1}{2},j)}} \right) \cdot dx dy dz \right] \end{aligned}$$

### 3 Der zonale Ansatz

$$\begin{aligned}
 &= \mu \cdot \left[ \left( \frac{u_{i,j+1,k} - u_{i,j,k}}{\Delta Y_{(i,j+1,k),(i,j,k)}} - \frac{u_{i,j,k} - u_{i,j-1,k}}{\Delta Y_{(i,j,k),(i,j-1,k)}} \right) \cdot dx dz \right. \\
 &\quad \left. + \left( \frac{u_{i,j,k+1} - u_{i,j,k}}{\Delta Z_{(i,j,k+1),(i,j,k)}} - \frac{u_{i,j,k} - u_{i,j,k-1}}{\Delta Z_{(i,j,k),(i,j,k-1)}} \right) \cdot dx dy \right] \quad (3.18)
 \end{aligned}$$

Für die praktische Berechnung der Impulsbilanz an der Kontaktfläche zwischen zwei Luftvolumen gehen die Reibungskräfte beider Luftvolumen zu je der Hälfte in die Berechnung ein. Mit den Kräften aus Gleichung 3.10, 3.13 und 3.18 folgt aus Gleichung 3.9 direkt Gleichung 3.19; einen optischen Eindruck der Verortung der Indizes bietet – im Vorgriff auf die Struktur des zonalen Ansatzes – Abbildung 3.3. Für die Zusammensetzung der Geschwindigkeitsgradienten werden die charakteristischen Geschwindigkeiten verwendet, die jedem Volumenelement zugeordnet werden (vgl. Abschnitt 3.2.2)

$$\begin{aligned}
 A \cdot \Delta X_{i,i+1} \cdot \rho \cdot \frac{\partial u}{\partial t} &= -A(p_{i,j,k} - p_{i+1,j,k}) - \text{sign}(u) \cdot \rho A | (u_{i,j,k}^2 - u_{i+1,j,k}^2) | \\
 &+ \frac{\mu}{2} \cdot \left[ \left( \frac{u_{i,j+1,k} - u_{i,j,k}}{\Delta Y_{(i,j+1,k),(i,j,k)}} - \frac{u_{i,j,k} - u_{i,j-1,k}}{\Delta Y_{(i,j,k),(i,j-1,k)}} \right) \cdot dx dz \right. \\
 &\quad + \left( \frac{u_{i,j,k+1} - u_{i,j,k}}{\Delta Z_{(i,j,k+1),(i,j,k)}} - \frac{u_{i,j,k} - u_{i,j,k-1}}{\Delta Z_{(i,j,k),(i,j,k-1)}} \right) \cdot dx dy \quad (3.19) \\
 &\quad + \left( \frac{u_{i+1,j+1,k} - u_{i+1,j,k}}{\Delta Y_{(i+1,j+1,k),(i+1,j,k)}} - \frac{u_{i+1,j,k} - u_{i+1,j-1,k}}{\Delta Y_{(i+1,j,k),(i+1,j-1,k)}} \right) \cdot dx dz \\
 &\quad \left. + \left( \frac{u_{i+1,j,k+1} - u_{i+1,j,k}}{\Delta Z_{(i+1,j,k+1),(i+1,j,k)}} - \frac{u_{i+1,j,k} - u_{i+1,j,k-1}}{\Delta Z_{(i+1,j,k),(i+1,j,k-1)}} \right) \cdot dx dy \right]
 \end{aligned}$$

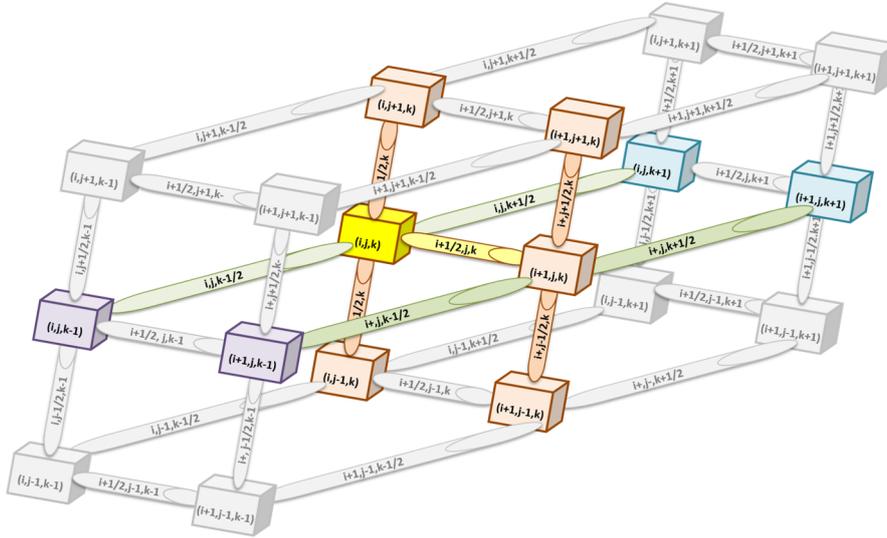


Abbildung 3.3: Zonaler Ansatz: Indizierung der Volumen- und Strömungselemente.

### 3 Der zonale Ansatz

Um die Vernachlässigung der Turbulenz zu kompensieren, kann die Viskosität künstlich erhöht werden (vgl. [Norrefeldt 2013]). Dieser Ansatz der Parametrisierung soll hier erweitert werden. Dafür wird die Reibungskraft mit einem Parameter versehen:  $f_{pv} \cdot F_V$ . Zusätzlich wird ein weiterer Verlustterm hinzugenommen. Ein für Strömungsein- und auslässe entwickelter Term (hier  $F_B$ ) der Form

$$F_B = A \cdot \rho \cdot \text{sign}(u) \cdot u^2 \quad (3.20)$$

kann ebenfalls für innere Strömungen verwendet werden [Norrefeldt 2013]. Dafür wird der Term mit dem Verlustfaktor  $f_{loss}$  multipliziert. Um den Einfluss der fehlenden Grenzschichtauflösung zu kompensieren, wird  $f_{loss}$  bei wandnahen Strömungen um einen weiteren Parameter  $f_{lay}$  erhöht. Dies erweitert Term 3.20 zu

$$f_{lay} \cdot f_{loss} \cdot A \cdot \rho \cdot \text{sign}(u) \cdot u^2, \quad (3.21)$$

wobei  $f_{lay}$  für wandferne Strömungselemente gleich 1 gesetzt wird. Damit ergibt sich für die Berechnung der Geschwindigkeit ein Ansatz der Form

$$A \cdot \Delta X \cdot \rho \cdot \frac{\partial u}{\partial t} = F_P + F_M + \frac{f_{pv} \cdot F_V + f_{lay} \cdot f_{loss} \cdot F_B}{2} \quad (3.22)$$

Die hier eingeführten Parameter  $f_{pv}$ ,  $f_{loss}$  und  $f_{lay}$  werden in Abschnitt 3.2.3 aufgegriffen und in Kapitel 4 im Detail diskutiert. Nimmt man nun die Massenbilanz, Energiebilanz und Impulsbilanz in diskreter Form zusammen, ergeben sich in Anlehnung an System 3.3 mit dem diskreten System 3.23 die Grundgleichungen des zonalen Ansatzes.

$$\begin{cases} \text{Massenbilanz} & \left\{ \begin{aligned} dx dy dz \cdot \frac{\partial \rho_{ijk}}{\partial t} &= \sum_{(i \pm \frac{1}{2}, j \pm \frac{1}{2}, k \pm \frac{1}{2})} \dot{m}_{ijk} + \sum_{sources} \dot{m} \end{aligned} \right. \\ \text{Energiebilanz} & \left\{ \begin{aligned} dx dy dz \cdot \rho_{ijk} \cdot \frac{\partial h_{ijk}}{\partial t} &= \sum_{(i \pm \frac{1}{2}, j \pm \frac{1}{2}, k \pm \frac{1}{2})} \dot{m}_{ijk} \cdot h_{ijk} + \sum_{sources} \dot{m} \cdot h + \dot{Q}_{E,I} \end{aligned} \right. \\ \text{Impulsbilanz} & \left\{ \begin{aligned} dy dz \cdot \Delta X \cdot \rho \cdot \frac{\partial u}{\partial t} &= F_P + F_M + (f_{pv} \cdot F_V + f_{lay} \cdot f_{loss} \cdot F_B)/2 \\ dx dz \cdot \Delta Y \cdot \rho \cdot \frac{\partial v}{\partial t} &= F_P + F_M + (f_{pv} \cdot F_V + f_{lay} \cdot f_{loss} \cdot F_B)/2 + F_G \\ dxdy \cdot \Delta Z \cdot \rho \cdot \frac{\partial w}{\partial t} &= F_P + F_M + (f_{pv} \cdot F_V + f_{lay} \cdot f_{loss} \cdot F_B)/2 \end{aligned} \right. \end{cases} \quad (3.23)$$

Für die Berechnung der Impulsbilanz in Y-Richtung, also der Komponente der Richtung der Gravitationskraft, wird die Gleichung um den Term  $F_G = g_G \cdot \Delta Y$  erweitert. Geschlossen wird das Gleichungssystem durch die Berechnung von Druck und Temperatur. Dafür werden der Zusammenhang von Temperatur und Enthalpie bei einer spezifischen Wärmekapazität der Luft von  $c_p = 1,005[\text{kJ}/(\text{kg K})]$  und die thermische Zustandsgleichung für ideale Gase mit der spezifische Gaskonstante der Luft  $R_s = 287,058[\text{J}/(\text{kg K})]$  verwendet.

$$T_{i,j,k} = \frac{h_{i,j,k}}{c_p} \quad \text{und} \quad p_{i,j,k} = \rho_{i,j,k} \cdot R_s \cdot T_{i,j,k} \quad (3.24)$$

### Wandnahe Bereiche und Wandmodellierung

Wie bereits erwähnt, stellen Randelemente mit einem Null-Massenstrom oder einem explizit berechneten Ein- und/oder Auslassmassenstrom Randbedingungen für das Strömungsgebiet dar. Außerdem werden an dieser Stelle weitere Wärmequellen in das System eingebracht, z.B. durch den konvektiven Wärmeübergang. Dieser wird im Innenraum in Abhängigkeit von der Wandoberfläche mit

$$\dot{Q}_{konv} = \alpha_{in} \cdot A \cdot (T_{Air,in} - T_{Surf,in}) \quad (3.25)$$

angegeben. Der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{in}$  kann konstant gewählt oder für jede diskrete Wandoberfläche in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit des anliegenden Luftvolumenelements berechnet werden. Für die Berechnung wird das Modell der längs angeströmten Platte verwendet (nach [Windisch 2008]). D.h mit einer charakteristischen Länge  $L$  und dem Betrag der Strömungsgeschwindigkeit  $|V|$  ergeben sich Reynold-Zahl und Prandtl-Zahl

$$Re = \frac{|V| \cdot L \cdot \rho}{\mu} \quad \text{und} \quad Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda}, \quad (3.26)$$

so dass der Wärmeübergangskoeffizient mit der mittleren Nusselt-Zahl

$$Nu_m \begin{cases} 0.664 \cdot Re^{\frac{1}{2}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} & \text{für } Re < 10^5 \\ \frac{0.037 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr}{1 + 2.443 \cdot Re^{-0.1} \cdot (Pr^{\frac{1}{3}} - 1)} & \text{für } 5 \cdot 10^5 < Re < 10^7 \end{cases} \quad (3.27)$$

über die Beziehung

$$Nu_m = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda}$$

bestimmt werden kann. Für den Bereich  $10^5 \leq Re < 5 \cdot 10^5$  wird nach Literatur der Mittelwerte aus beiden Berechnungen verwendet.  $L$  wird bei dem Anwendungsfall der längs angeströmten Platte mit der kennzeichnenden Abmessung identifiziert. Dies entspricht der Länge der Platte, über die das Fluid ungehindert strömt. Für das zonale Modell wird die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten mit einem noch zu bestimmenden Parameter  $f_\alpha$  versehen, so dass die Berechnung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{in}$  nach Gleichung 3.28 erfolgt.

$$\alpha_{in} = f_\alpha \cdot Nu_m \frac{\lambda}{L} \quad (3.28)$$

Ebenfalls wird die Oberflächentemperatur der Wandelemente im Innenraum berechnet. Die Energiebilanz der Wandoberfläche wird neben dem konvektiven Wärmeübergang aus den Termen der Wärmeleitung zwischen Wandoberfläche und Wandinnerem und der absorbierten Strahlung bestimmt (vgl. Abbildung 3.4). Das an die Oberfläche anschließende Wandelement kann eine Innenwand zu einem weiteren Raum oder eine Außenwand sein. In der hier gezeigten größtmöglichen Vereinfachung besitzen Wandelemente

### 3 Der zonale Ansatz

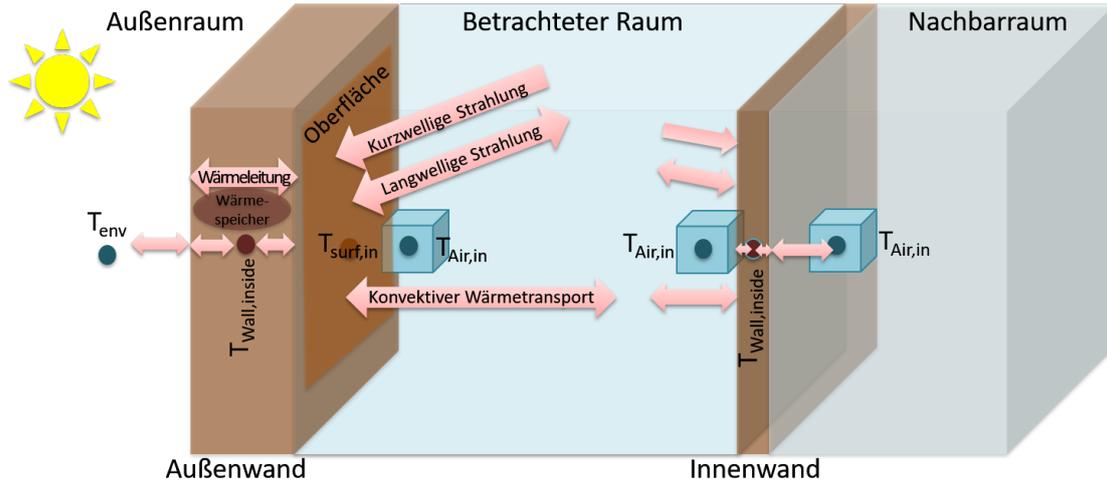


Abbildung 3.4: Zur Berechnung der Energiebilanzen an den Wandoberflächen und an den inneren Wandknoten.

lediglich eine Schicht, die sich je nach Temperaturgefälle erwärmt oder abkühlt. Für die Berechnung von Innenwänden wird die Lufttemperatur aller Nachbarräume mit der des betrachteten Raumes gleichgesetzt. Als Gleichung bedeutet dies bei einem Wandelement in X-Richtung (d.h. die Kontaktfläche wird ggf. mit  $dy \cdot dz$  beschrieben):

$$\begin{aligned} (c \cdot \rho \cdot (dx \cdot dy \cdot dz)) \cdot \frac{\partial T_{Wall,inside}}{\partial t} = \\ \left( \frac{dydz}{R_{s,in} + \frac{1}{2}R} \right) \cdot (T_{Air,in} - T_{Wall,inside}) + \left( \frac{dydz}{\frac{1}{2}R} \right) \cdot (T_{Surf,in} - T_{Wall,inside}) \end{aligned} \quad (3.29)$$

Außenwände werden analog zu Innenwänden eingebunden, wobei ihrer Schnittstellenfunktion hinsichtlich des Außenraumes Rechnung getragen werden muss. Entsprechend berechnet sich der Wärmehaushalt der Außenwand aus dem Kontakt zum Innenraum und dem Kontakt zum Außenraum.

$$\begin{aligned} (c \cdot \rho \cdot (dx \cdot dy \cdot dz)) \cdot \frac{\partial T_{Wall,inside}}{\partial t} = \\ \left( \frac{dydz}{R_{s,out} + \frac{1}{2}R} \right) \cdot (T_{Env} - T_{Wall,inside}) + \left( \frac{dydz}{\frac{1}{2}R} \right) \cdot (T_{Surf,in} - T_{Wall,inside}) \end{aligned} \quad (3.30)$$

$R_{s,in}$  und  $R_{s,out}$  beschreiben die Wärmeübergangswiderstände für die Wandoberflächen im Innen- und im Außenraum.  $R$  beschreibt den Wärmedurchlasswiderstand, der sich bei der Modellierung der Wand mit nur einer Schicht aus der Schichtdicke  $d$  und der Wärmeleitfähigkeit durch  $R = \frac{d}{\lambda}$  berechnet.  $T_{Env}$  kann für die reine Lufttemperatur im Außenraum  $T_{Air,out}$  stehen, jedoch ebenfalls mit einer kombinierten Temperatur belegt werden, die eintretende Strahlung mit berücksichtigt. Dieser Ansatz wird hier verwendet, so dass kein weiterer Term für die absorbierte Strahlung an der Außenseite der Wand

### 3 Der zonale Ansatz

nötig ist (vgl. Abschnitt 3.2.2). Mit einer weitergehenden Unterteilung der Wandmodellierung – ausgehend von einem inneren Knoten kann die Diskretisierung auf beliebig viele innere Knoten erweitert werden – lässt sich das Wandmodell bei Bedarf verfeinern. Allerdings erfordert dieses Vorgehen entsprechende Kenntnisse über den Aufbau der Wand bzw. über Material und Kennzahlen der einzelnen Schichten, die in der Realität oft nicht vorhanden sind.

Ein ähnliches Vorgehen bietet sich für geschlossene Fenster an, da diese aus Sicht des Innenraummodells ebenfalls Randflächen sind. Zum einen geht es dabei analog zu der Wand um reine Wärmeleitung aus dem Außenraum in den Innenraum:

$$\dot{q}_{win} = U \cdot (T_{Air,out} - T_{Air,in}) \quad (3.31)$$

$U$  beschreibt den Wärmedurchgangskoeffizienten. Der Wärmedurchgangskoeffizient fasst die Wärmeleitfähigkeiten und Dicken der verwendeten Materialien sowie Übergangskoeffizienten für Konvektion an den Oberflächen zu einem Bauteil-spezifischen Kennwert zusammen. Zum Anderen muss bei der Modellierung von Fenstern ebenfalls die eintretende solare Strahlung berücksichtigt werden, die stark vereinfacht mit dem Term  $g \cdot I_{global}$  beschrieben werden kann. Dabei meint die Größe  $g$  den Energiedurchlassgrad (auch g-Wert), der bei transparenten Bauteilen ein Maß für die Durchlässigkeit für Energie beschreibt. Eine vereinfachte Handhabung der solaren Einstrahlung wird in Abschnitt 3.2.2 beschrieben.

Des Weiteren spielt die Möglichkeit, ein Fenster zu öffnen, im Rahmen des zonalen Modells dieser Arbeit eine herausgestellte Rolle, da diese Schnittstelle zum Außenraum die Simulation von Innenräumen über mehrere Tage umfassende Zeiträume von Hitzeperioden maßgeblich beeinflusst und im Rahmen des Nutzerverhaltens aufgegriffen wird. Deshalb wird sowohl die Berechnung der Zu- und Abluft durch die Fensteröffnung als auch die zonal-angepasste Verteilung der Außenluft in den Innenraum gesondert in Abschnitt 3.3 behandelt.

#### Langwellige Strahlung

Die an allen Wandelementen zu berücksichtigenden Strahlungserträge setzen sich aus dem Ertrag des langwelligen Strahlungsaustausches und aus absorbierte kurzwelliger Strahlung zusammen. Grundlage der Berechnung des langwelligen Strahlungsaustausches ist der Gesamtenergiestrom, der sich nach dem Stefan-Boltzmann'schen Gesetz berechnet:

$$\dot{E}_s = \sigma \cdot T^4 \cdot A \quad (3.32)$$

mit der Strahlungskonstanten  $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} [W/(m^2K^4)]$ , der absoluten Temperatur  $T$  und der Emissionsfläche  $A$ . Konkret werden für das zonale Modell die Netto- und Bruttomethode genutzt (beide Methoden nach [Glueck 1997]).

#### Nettomethode

Die Nettomethode benötigt die Angabe von Emissionskoeffizienten  $\varepsilon$ , Absorptionskoeffizienten  $a$  und Sichfaktoren zwischen je zwei Flächen  $\Phi$  und verfolgt den Wechsel von

### 3 Der zonale Ansatz

emittierter, absorbiertes und reflektierter Strahlung über mehrere Schritte:

1. Emission des Körpers  $i$  mit der Oberfläche  $A_i$  in Richtung des Körpers  $A_j$

$$\dot{E}_{i,j} = \varepsilon_i \dot{e}_s \Phi_{i,j} A_i$$

2. Absorption des Körpers  $j$  mit der Oberfläche  $A_j$

$$\dot{A}_j = \varepsilon_i a_j \dot{e}_s \Phi_{i,j} A_i$$

3. Reflektion des Körpers  $j$  mit der Oberfläche  $A_j$  in Richtung  $A_i$

$$\dot{R}_{j,i} = \varepsilon_i (1 - a_j) \dot{e}_s A_i \Phi_{j,i}$$

4. Reflektion des Körpers  $j$  mit der Oberfläche  $A_j$  in Richtung  $A_k$

$$\dot{R}_{j,k} = \varepsilon_i (1 - a_j) \dot{e}_s A_i \Phi_{j,k}$$

Da jede reflektierte Strahlung an einer anderen Fläche eine einfallende Strahlung bedeutet, die theoretisch nach dem gleichen Muster behandelt werden muss, wird schnell ersichtlich, dass die Methode in der praktischen Anwendung beschränkt werden sollte. So ist es bei einer großen Anzahl von Flächen in beliebiger Lage zueinander üblich, sich auf den bilateralen Strahlungsaustausch zu beschränken und Reflektion zu vernachlässigen. Die absorbierte Strahlung eines Körpers folgt als Summe aller bilateralen Flächenbeziehungen.

#### Bruttomethode

Die Bruttomethode umgeht die Problematik der fortgesetzten Wechselbeziehungen durch eine zusätzliche Größe, welche die Eigenemission der Oberfläche und alle reflektierten Anteile zusammenfasst. Dieser Gesamtenergiestrom  $\dot{F}_i$  bzw. die dazugehörige Gesamtenergiestromdichte  $\dot{f}_i$  lässt sich durch Lösen des Gleichungssystems

$$\dot{f}_i = \dot{e}_i + (1 - \varepsilon_i) \sum_{j=1}^{i_{max}} \Phi_{i,j} \dot{f}_j \quad (3.33)$$

bestimmen. Sind die Gesamtstromenergiedichten bekannt, lässt sich bei Kenntnis aller Emissionskoeffizienten und aller Emissionsstromdichten  $\dot{e}$  der von einem Körper abgegebene spezifische Strahlungswärmestrom berechnen:

$$\dot{q}_{s,i} = \dot{e}_i - \varepsilon_i \sum_{j=1}^{i_{max}} \Phi_{i,j} \dot{f}_j, \text{ mit } \dot{e}_i = \varepsilon_i \sigma \cdot T^4 \quad (3.34)$$

#### Kurzwellige Strahlung

Für ein Wandelement mit der Fläche  $A_i$  wird die einfallende kurzwellige Strahlung in Abhängigkeit von einem Absorptionskoeffizienten  $a_i$  berücksichtigt.

$$\dot{Q}_{A_i, Rad, sw} = a_{A_i} \cdot \dot{Q}_{GesamtFlow_{A_i}, sw} \quad (3.35)$$

Der Index  $GesamtFlow_{A_i}$  soll dabei verdeutlichen, dass hier der Anteil der kurzwelligen Strahlung, der auf die Fläche  $A_i$  entfällt, bestimmt werden muss. Das ist nicht trivial, da einer realitätsgetreuen Abbildung der kurzwelligen Strahlung eine dem Sonnenverlauf folgende gerichtete Einstrahlung durch die Fensterfläche unter Berücksichtigung innerer und äußerer Verschattungselemente zu Grunde liegen müsste. In dieser Arbeit wird die kurzwellige Strahlung vereinfacht über die geometrischen Sichtfaktoren des langwelligen Strahlungsaustauschs realisiert (vgl. Abschnitt 3.2.2).

## 3.2 Der zonale Ansatz: Praxis

Nachdem der zonale Ansatz in Abschnitt 3.1 in seinem theoretischen Aufbau beschrieben wurde, folgt nun die Beschreibung der praktischen Umsetzung in Modelica.

### 3.2.1 Zur Wahl von Modelica

Die Auswahl einer Programmiersprache hat einen großen Einfluss auf die Umsetzung der theoretischen Modellierung, da den Programmiersprachen verschiedene Prinzipien zu Grunde liegen, die maßgeblichen Einfluss auf die Herangehensweise an eine Problemstellung haben. Bedeutsam sind dabei insbesondere das Konzept der Repräsentation statischer und dynamischer Programmelemente sowie das Programmierparadigma, das z.B. imperativ oder deklarativ sein kann.

Das dieser Arbeit zu Grunde liegende Modell wurde in der Sprache Modelica implementiert. Bei Modelica handelt es sich um eine relativ junge, modellbasierte freie Programmiersprache, die 1997 in der Sprachspezifikation 1.0 erschienen ist. Die Sprachspezifikation und die dazugehörige Modelica-Standardbibliothek sind frei verfügbar und werden von der Modelica Association weiterentwickelt und gefördert [Modelica 2016]. Zum Zeitpunkt der Programmierarbeit für diese Arbeit ist die Version 3.3 aktuell. Es gibt eine Vielzahl von freien und kommerziellen Simulationsumgebungen, die Modelica unterstützen: Dymola, MapleSim, OpenModelica oder SimulationX sind nur einige Beispiele<sup>2</sup>. Modelica ist gleichungsbasiert und lässt sowohl lineare als auch nicht-lineare Formulierungen gelten. Ein gleichungsbasiertes Modell kann somit fast unverändert in die Modellierungssprache übertragen werden, was die Übersicht und Lesbarkeit des Quellcodes stark erhöht. Des Weiteren ist Modelica objektorientiert organisiert. Das bedeutet zum einen eine durchgehende Struktur der Vererbung, zum anderen umfassende Möglichkeiten der Verknüpfung einzelner in sich abgeschlossene Teilmodelle zu komplexeren Gesamtmodellen.

Des Weiteren sind bei der Wahl der Programmiersprache auch praktische Überlegungen der Vernetzung und Zusammenarbeit relevant: Modelica hat in den letzten Jahren eine immer stärkere Rolle in der Gebäudesimulation eingenommen ([Wetter 2011a], [Wetter et al. 2013]), was eine steigende Anzahl von freien, thematisch nahen Bibliotheken (z.B. [AixLib 2016], [Buildings 2016] und [BuildingSystems 2016]) und damit potentielle

---

<sup>2</sup>Eine Übersicht über freie und kommerzielle Modelica-Simulationsumgebungen befindet sich auf der Homepage der Modelica Association unter [www.modelica.org/tools](http://www.modelica.org/tools), letzter Zugriff April 2016.

Anknüpfungspunkte mit sich bringt. Zu nennen ist an dieser Stelle ebenfalls der IEA-EBC Annex 60 (International Energy Agency, Energy in Buildings and Communities Annex60), der, basierend auf Modelica, die Entwicklung einer neuen Generation von frei verfügbaren, dokumentierten, validierten und verifizierten Rechenverfahren für Gebäude und Gebäudeverbände mit geringem Energiebedarf vorantreibt. Gebäudetechnik auf der Ebene des Einzelgebäudes und städtische Energiesysteme wie Fernwärmenetze werden ebenfalls unterstützt.

Im Fall des zonalen Ansatzes wird ein Raummodell mithilfe weniger Elementtypen (z.B. Luftvolumenelement, Strömungselement, Wandelement) aufgebaut, die einmal implementiert und anschließend beliebig oft instanziiert und zu einem Gesamtmodell verknüpft werden. Modelica unterstützt diese Verknüpfung von zwei oder mehr Objekten mit einem physikalisch motivierten Informationsaustausch durch Connectoren (hier auch Ports genannt). Connectoren enthalten eine beliebige Anzahl von Variablen, unterteilt in Potential- und Flow-Variablen. Ein Beispiel für eine Potential-Variable ist die Temperatur, die an einer Verbindungsstelle mehrerer, über den connect-Befehl verknüpften, Komponenten identisch ist und dementsprechend gleichgesetzt wird. Eine Flow-Variable wäre ein Wärmestrom, der an der verknüpften Stelle bilanziert würde, so dass die Summe aller Wärmeströme in einem Connector gleich Null ist.

Enthalten nun zwei Objekte einen typgleichen Connector und werden über den connect-Befehl verknüpft, werden die Potential-Variablen gleichgesetzt und die Flow-Variablen zu Null aufaddiert. Neben der Implementierung der physikalischen Gleichungen beinhaltet die Umsetzung des zonalen Ansatzes die Diskretisierung einer Raumgeometrie, die Organisation der einzelnen Elemente sowie die Realisierung einer möglichst nutzerfreundlichen Handhabung. Die Umsetzung des zonalen Ansatzes in der Programmiersprache Modelica wird im nächsten Abschnitt beschrieben.

#### 3.2.2 Umsetzung in Modelica

Dem objektorientierten und gleichungsbasierten Ansatz von Modelica entsprechend werden die beschriebenen Berechnungsvorschriften nicht manuell im Aufbau eines Gleichungssystems umgesetzt, sondern in verschiedenen Objekten des zonalen Ansatzes implementiert, die anschließend für die Berechnung eines Innenraumklimas einer Raumgeometrie zusammengesetzt werden. Dafür wird der Innenraum in eine Anzahl von Luftvolumenelementen unterteilt, die eine reale Größe haben und den Raum vollständig ausfüllen. In einem Volumenelement sind die Zuordnung einer charakteristischen Geschwindigkeit, die Massenbilanz, die Energiebilanz, die Berechnung von Temperatur und Druck sowie eine Zusammensetzung von Teilausdrücken der viskosen Kräfte implementiert. Verbunden sind sie untereinander durch Strömungselemente.

Strömungselemente verknüpfen jeweils zwei Volumenelemente in einer Richtung. Sie sind reine Hilfsobjekte, die überlagernd jeweils von Volumenmittelpunkt zu Volumenmittelpunkt reichen. In den Strömungselementen wird die kräftebasierte Gleichung zur Berechnung der Geschwindigkeitskomponenten gelöst. Parallel zu den Strömungselementen können zwei Volumenelemente zusätzlich durch ein Konduktionselement verknüpft werden, in dem reine Wärmeleitung realisiert ist. Stößt eine Seite eines Volumenelemen-

tes an eine Wand, wird anstelle des Strömungselementes ein Wandelement angefügt. Hier können konvektive Wärmeübergänge von Oberflächen, aber auch beliebige Massenströme für Ein- oder Auslässe berechnet oder aufgeprägt werden. Eine Verknüpfung aller Wandelemente mit verschiedenen Modellen zur Berechnung des langwelligen Strahlungsaustausches ist durch den modularen Aufbau leicht integrierbar.

Im Folgenden wird das Modell schrittweise von innen nach außen vorgestellt. Angefangen bei einem reinen Luftvolumen, über die Berechnungen zwischen zwei Luftvolumen und den Schnittstellen zwischen Wand und Luftvolumen wird schließlich die Implementierung der Wand beschrieben. Dabei werden die Wand- oder Begrenzungsflächenmodellierung selbst sowie deren Anbindung an die Umgebung – in Form von Klimabedingungen – berücksichtigt.

#### Volumenelement

Grundsätzlich wird der Innenraum vollständig in Luftvolumenelemente unterteilt. Beim Instanzieren wird ein Volumenelement mit einer Abmessung ( $dx, dy, dz$ ) und einer Position im Zentrum ( $X, Y, Z$ ) erzeugt. Dabei muss sichergestellt werden, dass die erzeugten Luftvolumenelemente in der Summe die gewünschte Raumgröße ergeben.

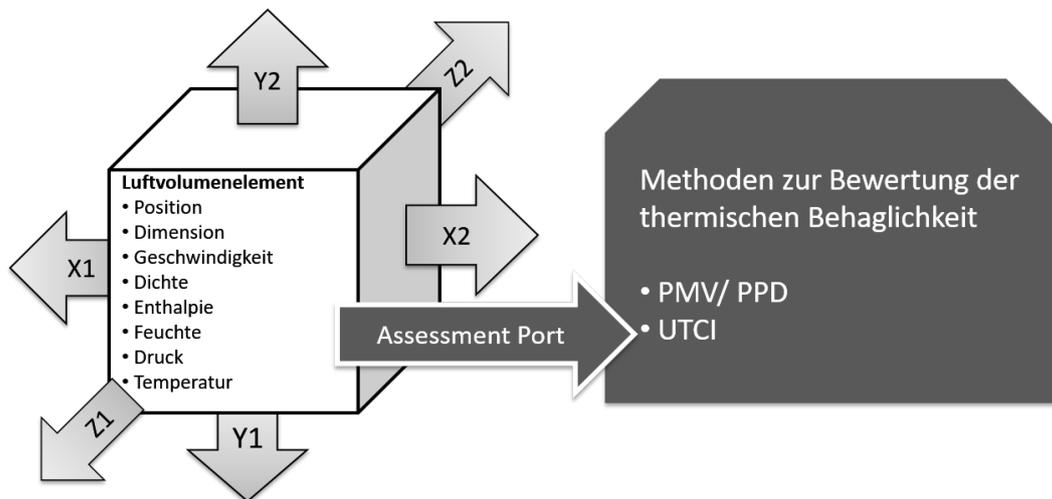


Abbildung 3.5: Zonaler Ansatz: Luftvolumenelement.

Für die Verknüpfung mit den sechs Nachbarelementen (bzw. mit den Strömungselementen, die die Verbindung zu den Nachbarvolumen herstellen, oder zu Wandelementen) besitzt das Volumenelement sechs identisch aufgebaute *Fluid-Ports* ( $X1, X2, Y1, Y2, Z1, Z2$ ). Darüber hinaus sind in jedem Luftvolumenelement *Heat-Ports* zur Integration der Wärmequellen und *Assessment-Ports* angesiedelt. Letztere stehen zur Verfügung, um die Informationen weiterzugeben, die für eine Bewertung des Hitzestressrisikos benötigt werden, und können bei Bedarf mit einem geeigneten Auswertungsmodell verknüpft werden (vgl. Abbildung 3.5).

### 3 Der zonale Ansatz

In einem Volumenelement herrscht ein gleichförmiger thermodynamischer Zustand, für dessen Berechnung die Zuordnung der charakteristischen Geschwindigkeit, Gleichungen der Massenbilanz, Energiebilanz und eine Berechnung von Temperatur und Druck implementiert sind. Die charakteristische Geschwindigkeit wird für jede Dimension ( $V = (u, v, w)$ ) anhand zweier gegenüberliegender Massenströme bestimmt. Dabei ist zu beachten, dass in Modelica eintretende Massenströme – unabhängig von der Richtung – positiv sind. Da die Geschwindigkeitskomponenten eine positive und negative Richtung haben können, werden sie entsprechend mit Vorzeichen versehen, z.B. in X-Richtung:

$$(V_x)_i = \begin{cases} +\frac{\dot{m}_{i-\frac{1}{2}}}{\rho_{i-\frac{1}{2}} \cdot dz \cdot dy}; & \text{if } \dot{m}_{i-\frac{1}{2}} > 0 \text{ and } \dot{m}_{i+\frac{1}{2}} \leq 0 \\ -\frac{\dot{m}_{i+\frac{1}{2}}}{\rho_{i+\frac{1}{2}} \cdot dz \cdot dy}; & \text{if } \dot{m}_{i-\frac{1}{2}} \leq 0 \text{ and } \dot{m}_{i+\frac{1}{2}} > 0 \\ +\frac{\dot{m}_{i-\frac{1}{2}}}{\rho_{i-\frac{1}{2}} \cdot dz \cdot dy} - \frac{\dot{m}_{i+\frac{1}{2}}}{\rho_{i-\frac{1}{2}} \cdot dz \cdot dy}; & \text{if } \dot{m}_{i-\frac{1}{2}} > 0 \text{ and } \dot{m}_{i+\frac{1}{2}} > 0 \\ 0; & \text{else} \end{cases} \quad (3.36)$$

Grenzt das Volumenelement an eine geschlossene Randfläche, findet im Allgemeinen kein Massentransport über die Volumengrenze hinweg statt. Dies kann allerdings zu einer unrealistischen Zuordnung der charakteristischen Geschwindigkeit führen, da diese immer die Richtung der Einströmung bevorzugt. Grenzt nun Volumen A linksseitig an eine Wand und rechtsseitig an ein Volumen mit einer starken  $V_x$ -Komponente in die positive X-Richtung, herrscht trotzdem immer die Geschwindigkeit Null. Bei einem entsprechend großen Volumen kann dies negative Auswirkungen haben und ist unrealistisch. Des Weiteren müssen potentielle Ein- und Auslässe (die an anderer Stelle berechnet, hier aber ggf. als ein- oder austretender Massenstrom aufgeprägt werden) berücksichtigt werden. Aus diesem Grund wird die Zuordnung der charakteristischen Geschwindigkeit für Volumen, die an eine oder mehrere Begrenzungen stoßen, modifiziert. Für eine linksseitige Begrenzung lautet diese Anpassung:

$$(V_x)_i = \begin{cases} \frac{\dot{m}_{i-\frac{1}{2}}}{\rho_{i-\frac{1}{2}} \cdot dz \cdot dy}; & \text{if } \dot{m}_{i-\frac{1}{2}} > 0 \text{ or } \dot{m}_{i-\frac{1}{2}} < 0 \quad (a) \\ -\frac{\dot{m}_{i+\frac{1}{2}}}{\rho_{i+\frac{1}{2}} \cdot dz \cdot dy}; & \text{if } \dot{m}_{i-\frac{1}{2}} = 0 \text{ and } \dot{m}_{i+\frac{1}{2}} > 0 \quad (b) \\ -\frac{r(dx) \cdot \dot{m}_{i+\frac{1}{2}}}{\rho_i \cdot dz \cdot dy}; & \text{if } \dot{m}_{i-\frac{1}{2}} = 0 \text{ and } \dot{m}_{i+\frac{1}{2}} \leq 0 \quad (c) \end{cases} \quad (3.37)$$

Die Intention hierbei ist die Annahme, dass  $\dot{m}_{i-\frac{1}{2}}$  entweder gleich Null (geschlossene Begrenzungsfläche) oder das Ergebnis eines Ein- oder Auslasses ist, das unmittelbar berücksichtigt werden sollte. So ergibt sich folgende Fallunterscheidung:

- (a) Ein linksseitig eingebrachter Massenstrom ungleich Null, der an einer Öffnung vorgegeben ist, soll in der charakteristischen Geschwindigkeit berücksichtigt werden.
- (b) Ist der X1-Massenstrom gleich Null und der X2-Massenstrom eintretend, wird die Geschwindigkeit auf Grundlage des X2-Massenstroms berechnet (äquivalent zu einem inneren Luftvolumen).

- (c) Ist der X1-Massenstrom gleich Null und der X2-Massenstrom austretend, wäre bei der Zuordnungsvorschrift 3.36 der inneren Luftvolumenelemente die charakteristische Geschwindigkeit immer gleich Null. Um dies hier zu vermeiden wird angenommen, dass es, abhängig von  $dx$ , eine verminderte Bewegung ( $r(dx) < 1$ ) in Richtung X2 gibt.

Des Weiteren werden im Volumenelement die Massen- und Energiebilanz nach Gleichung 3.23 berechnet sowie Teile der viskosen Kräfte zusammengesetzt und weiterverteilt. Letzteres ist sinnvoll, um die Anzahl der notwendigen Verknüpfungen zwischen den einzelnen Elementen so gering wie möglich zu halten. Durch dieses Zusammensetzen und Weiterverteilen muss ein Element weiterhin nur mit seinen unmittelbaren Nachbarn verknüpft werden.

Wie bereits beschrieben, kann das thermische Luftvolumenelement durch eine Hinzunahme weiterer Bilanzgleichungen um eine Berücksichtigung von Feuchte erweitert werden. In dieser Arbeit wird zur Reduzierung der Komplexität des Modells aber eine vereinfachte Annahme getroffen. Um eine relative Luftfeuchtigkeit im Innenraum zu berechnen, wird die relative Luftfeuchte des Außenraumes genutzt und anhand der Innenraum-Außenraum-Temperaturdifferenz angepasst. Hierfür wird die grobe Näherung

$$\varphi_{in} = \varphi_{out} - 3 \cdot (T_{Air,in} - T_{Air,out})$$

verwendet<sup>3</sup>. Die Luftfeuchtigkeit wird dabei für den gesamten Innenraum mit einem Mittelwert ( $T_{Air,in} = mean(T_{Air,in,i})$ ) berechnet.

#### **Strömungselement**

Einzelne Luftvolumenelemente sind untereinander durch Strömungselemente verbunden. Diese verknüpfen jeweils zwei Volumenelemente in eine Richtung. Man kann sich Strömungselemente als ein versetztes Gitter vorstellen, dessen Kanten jeweils von Mittelpunkt zu Mittelpunkt zweier benachbarter Luftvolumenelemente reichen. Parallel zu ihnen werden zwei Volumenelemente optional durch ein einfaches Konduktionselement verknüpft (vgl. Abb. 3.6). Durch die Verknüpfung mit den zwei anliegenden Volumenelementen sind in einem Strömungselement alle Informationen bekannt, um nach Gleichung 3.22 die Geschwindigkeitskomponente zu berechnen. Gleichung 3.38 zeigt die Zusammensetzung der dafür benötigten viskosen Kraft durch die über die Ports weitergegebenen Teilausdrücke. Die Indexierung mit  $(PX1)$ ,  $(PX2)$ ,  $(PY1)$ , ...,  $(PZ2)$  beschreibt die Zusammensetzung und mehrfache Weitergabe der Teilausdrücke der Gradienten aus den verschiedenen Nachbarvolumen über die einzelnen Ports.

---

<sup>3</sup>Es handelt sich bei dieser Gleichung um eine sehr grobe Näherung, die auf gemittelten Temperaturwerten basiert und keine zusätzlichen Feuchtequellen wie Menschen oder Pflanzen berücksichtigt. Ein Vergleich der auf Basis von Messwerten (Innen- und Außentemperatur, Luftfeuchte im Außenraum) errechneten relativen Luftfeuchte mit Messwerten der relativen Luftfeuchte im Innenraum an zwei Standorten für verschiedene Zeiträume ergab durchschnittliche mittlere Abweichungen zwischen 3% und 4%.

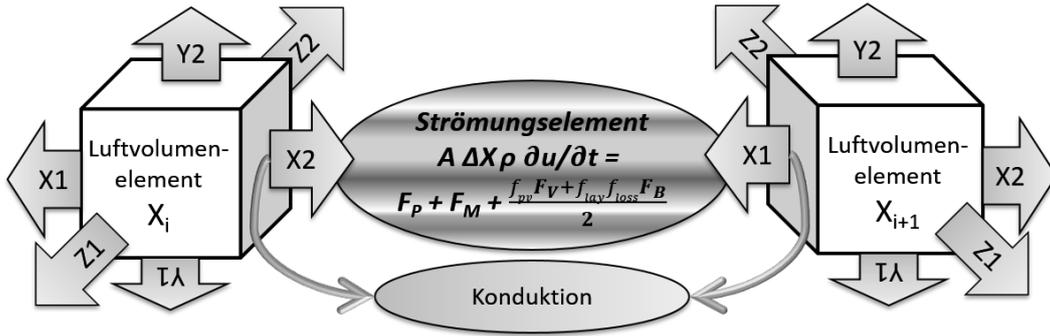


Abbildung 3.6: Zonaler Ansatz: Verknüpfung der Luftvolumenelemente.

$$\begin{aligned}
 F_V &= \mu/2 \cdot \\
 &\left( \left( \left( \left( \frac{\Delta u}{\Delta y} \right)_{PY2} - \left( \frac{\Delta u}{\Delta y} \right)_{PY1} \right) \cdot dx dz + \left( \left( \frac{\Delta u}{\Delta z} \right)_{PZ2} - \left( \frac{\Delta u}{\Delta z} \right)_{PZ1} \right) \cdot dx dz \right)_{PX1} \right. \\
 &+ \left. \left( \left( \left( \frac{\Delta u}{\Delta y} \right)_{PY2} - \left( \frac{\Delta u}{\Delta y} \right)_{PY1} \right) \cdot dx dz + \left( \left( \frac{\Delta u}{\Delta z} \right)_{PZ2} - \left( \frac{\Delta u}{\Delta z} \right)_{PZ1} \right) \cdot dx dy \right)_{PX2} \right)
 \end{aligned} \tag{3.38}$$

Um die Teil-Gradienten der viskosen Kräfte zu berechnen, müssen dem Strömungselement die vollständigen charakteristischen Geschwindigkeitsvektoren der Volumenelemente zur Verfügung gestellt werden. Anschließend werden die in den Strömungselementen berechneten Geschwindigkeitskomponenten in Form von Massenströmen an die Volumenelemente weitergegeben und Konsistenz zwischen zwei Volumenelementen hergestellt (vgl. Gleichung 3.39).

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{i+\frac{1}{2}} &= (0,5 \cdot (\rho_i + \rho_{i+1})) \cdot (dy \cdot dz) \cdot u; \\
 \dot{m}_{i-\frac{1}{2}} + \dot{m}_{i+\frac{1}{2}} &= 0; \\
 VisW_y &= \left( \frac{\Delta v}{\Delta x} \right) = (v_{i+1} - v_i) / \Delta X; \\
 VisW_z &= \left( \frac{\Delta w}{\Delta x} \right) = (w_{i+1} - w_i) / \Delta X;
 \end{aligned} \tag{3.39}$$

### Begrenzungsflächen

In Abbildung 3.7 wird ein Eindruck der Vorgänge gegeben, die an Begrenzungsflächen zwischen Volumenelementen und Randelementen oder zwischen Wandelementen und Außenraum vorkommen können. In diesem Abschnitt werden die Berechnungen von (geschlossener) Oberfläche zu Innenraum betrachtet, gefolgt von der Wand und der Schnittstelle der Wand zur Außenwelt. Der Fall einer Öffnung, z.B. eines geöffneten Fensters, wird im Detail in Abschnitt 3.3 behandelt.

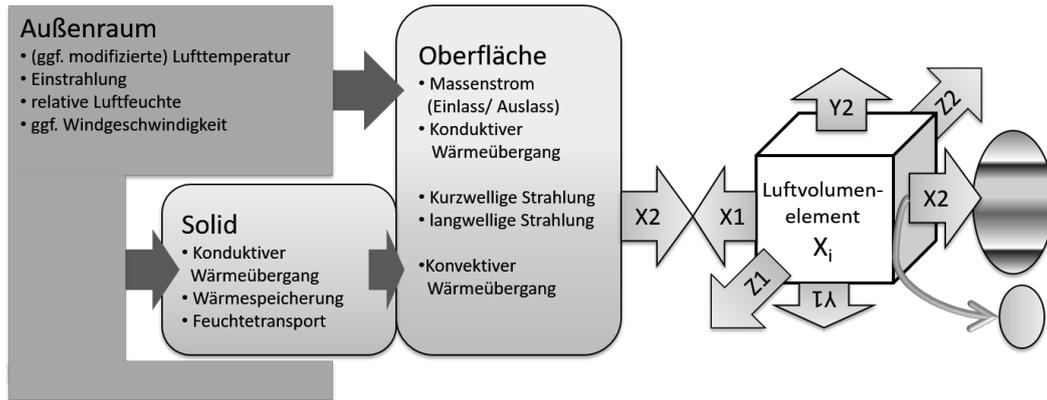


Abbildung 3.7: Zonaler Ansatz: Begrenzungsflächen.

### Innere Begrenzungsflächen und Wandelemente

Das Angrenzen an eine Wand oder einen Einlass bzw. Auslass hat, wie in der Zuordnungsvorschrift 3.37 beschrieben, einen unmittelbaren Einfluss auf die charakteristische Geschwindigkeit in diesem Volumenelement. Dabei erhält ein Volumenelement per Initialisierung die Information, ob es von Volumenelementen umgeben ist oder mit ein, zwei oder mehr Flächen an eine Begrenzung stößt. Die Umsetzung dieser Informationsverteilung ist – wie die gesamte Modellierung nicht quaderförmiger Raumgeometrien – händisch ab einer gewissen Modellgröße mit den Möglichkeiten der Sprache Modelica nur noch schwer umzusetzen und geschieht automatisiert mit Hilfe eines Skriptes (vgl. Abschnitt 3.4). Die Information über die Angrenzung an Randflächen ist die einzige Spezifikation, die ein Volumenelement enthält.

Im diskreten Aufbau des Raummodells wird immer ein Randelement pro wandnahem Volumenelement instanziiert, so dass die Randdiskretisierung der Raumdiskretisierung entspricht. Dieses Vorgehen hat sich sowohl hinsichtlich einer leichteren Handhabung des geometrischen Modellaufbaus als auch für die Umsetzung der wandspezifischen Wärmeübergänge bewährt. Lokale Wärmeübergangskoeffizienten werden pro Wandelement unter Berücksichtigung der Strömungsverhältnisse im angrenzenden Luftvolumenelement berechnet. Ein Nachteil dieser Handhabung ist allerdings die Bestimmung der charakteristischen Länge, da im einzelnen Wandelement keine Informationen über die Geometrie der Umgebung bekannt sind. Deshalb wird  $L = 0,5\text{m}$  fest gewählt und der lokale Wärmeübergangskoeffizient auch aus diesem Grund mit einem Parameter versehen.

$$\alpha = f_{\alpha} \cdot Nu_m \frac{\lambda}{0,5} \quad (3.40)$$

Anschließend wird der konvektive Wärmeübergang bestimmt, der per verknüpftem Heat-Port mit dem Wert  $\dot{Q}_E$  in die Energiebilanz des Luftvolumens eingeht.

In einem Randelement werden je nach Randbedingung (feste Temperaturvorgabe, adiabatisch, Angabe eines Wärmedurchgangskoeffizienten) Oberflächentemperaturen und Trans-

portvorgänge berechnet. Handelt es sich um ein Wandelement, werden Gleichung 3.29 bzw. Gleichung 3.30 pro diskretes Teilelement berechnet. Wärmeleitung zwischen den einzelnen Wand-Teilelementen wird vernachlässigt.

### Langwelliger Strahlungsaustausch

Der langwellige Strahlungsaustausch ist ein wichtiges Element in der Berechnung des thermischen Verhaltens der Baukonstruktion und spielt eine große Rolle für das thermische Wohlbefinden. Für jede Herangehensweise muss zuerst eine Berechnung der Sichtfaktoren aller Flächen zueinander erfolgen, um anschließend den Strahlungsaustausch selbst berechnen zu können (vgl. Abbildung 3.8). Da es sich hier um unbewegliche Raummodelle handelt, werden die Sichtfaktoren im Rahmen eines Preprocessings außerhalb der Modelica-Umgebung berechnet und zur Verfügung gestellt (siehe Abschnitt 3.4). Emissionskoeffizienten werden für alle Wandoberflächen einheitlich mit 0,93 angenommen. Der Strahlungsaustausch selbst ist in Modelica alternativ mit der Netto- und Bruttomethode (beide nach [Glueck 1997]) implementiert. Das Objekt zur Berechnung des Strahlungsaustauschs wird im Modellaufbau einmal instanziiert, mit der vollständigen Matrix der Sichtfaktoren ausgestattet und mit jedem Wandelement verknüpft. Über diese Verknüpfung erhält das Modell in jedem Zeitschritt die jeweilige Temperatur aller Oberflächen und berechnet, z.B. nach Gleichung 3.34, die spezifischen Mengen der emittierten Strahlung. Während für die Berechnung nach der Nettomethode hauptsäch-

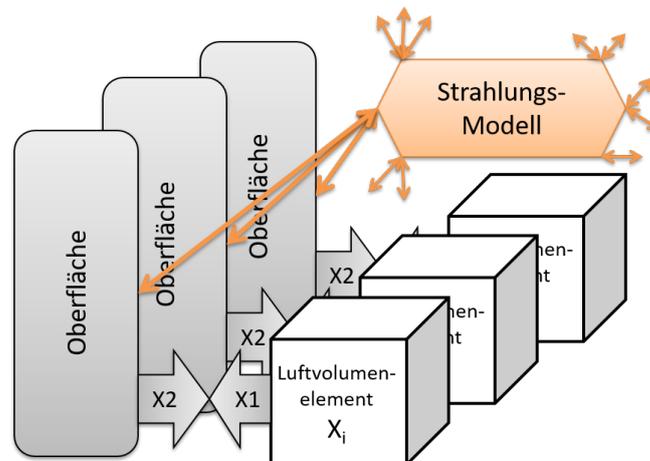


Abbildung 3.8: Zonaler Ansatz: Modell des langwelligeren Strahlungsaustauschs.

lich Summen gebildet werden, muss bei einer Verwendung der Bruttomethode in jedem Schritt ein Gleichungssystem gelöst werden. Ein Vergleich der Methoden bzgl. Ergebnissen und Rechenzeiten findet sich im Kapitel 4.3.2.

Absorbierte Strahlung gibt es selbstverständlich nicht nur an den Wandflächen im Innenraum, sondern auch an den Außenflächen der Außenwände. Allgemein wird die Umsetzung des Außenraum-Klimas im folgenden Abschnitt beschrieben.

### Klimarandbedingungen

Die notwendigen treibenden Randbedingungen für das hier implementierte Modell bestehen aus typischen Außenklimadaten. Da der Austausch mit Nachbarräumen vernachlässigt wird (im Modell gilt die Annahme, dass sich Nachbarräume gleich dem betrachteten Raum verhalten) sind diese Klimarandbedingungen der entscheidende Antrieb der Simulationsmodelle. Dabei werden insbesondere Temperatur, Strahlung und relative Luftfeuchtigkeit genutzt. Windgeschwindigkeit und Luftdruck spielen beim Luftaustausch, insbesondere bei der Umsetzung passiver Lüftung durch geöffnete oder gekippte Fenster, eine wichtige Rolle. Die Simulationsmodelle werden sowohl mit konstanten Werten als auch mit gemessenen Daten betrieben. Im Rahmen dieser Arbeit kommen Fassadenmessungen aus dem UCaHS-Messnetz zum Einsatz [UCaHS-Messnetz 2016]. Hierbei handelt es sich um Messstationen, die im Rahmen der UCaHS-Forschergruppe an speziellen Standorten aufgebaut wurden. Es werden Lufttemperatur, Luftfeuchte und Solarstrahlung auf die Wandoberfläche gemessen. Da die Außenraummessungen an Standorten mit korrespondierenden Innenraummessungen stattfinden, stehen so Datensätze zur Verfügung, die eine sehr gute Grundlage für die Evaluierung der Simulationsmodelle bieten. Sonneneinstrahlung tritt zusammen mit der reflektierten Strahlung durch die Umgebung von außen an das Gebäude heran. Die Berücksichtigung an der Außenwand und natürlich an Fensterflächen kann auf verschiedene Weise geschehen. Entweder werden die Außenlufttemperatur und die eintretende Strahlung voneinander getrennt in ihrem Einwirken auf die Wand berücksichtigt, oder beide Größen werden kombiniert. Die kombinierte Sonnenlufttemperatur, die in ihrer ersten Form von [Mackey et al. 1944] entwickelt wurde und sich ausführlich beschrieben in [Recknagel et al. 2006] findet, stellt diejenige hypothetische Außenlufttemperatur dar, bei der die Wand ohne Bestrahlung denselben Wärmedurchgang hätte wie unter dem Einfluss der Bestrahlung bei der wirklichen Außentemperatur. Mit einem Absorptionskoeffizienten  $a$ , dem Wärmeübergangskoeffizienten im Außenraum  $\alpha_{out}$  und der Globalstrahlung  $I_{glob}$  schreibt sich die kombinierte Sonnenlufttemperatur wie folgt:

$$T_{SLT} = T_{Air,out} + \frac{a \cdot I_{glob}}{\alpha_{out}} \quad (3.41)$$

Komplexere Versionen mit weiteren Einflussgrößen, z.B. dem langwelligen Strahlungsaustausch mit der Umgebung, finden sich z.B. bei [Nadler 1997] unter den Namen *kombinierte Außentemperatur* oder *kombinierte Außentemperatur mit langwelliger Reflexion*. Diese Varianten bieten die Möglichkeit, der Strahlung sehr viel detaillierter Rechnung zu tragen, was jedoch weitere Annahmen zu Größen wie der Temperatur des Erdbodens oder dem Emissionsgrad der terrestrischen Umgebung erforderlich macht und entsprechend Unsicherheiten mit sich bringt. Aus diesem Grund wird für das zonale Modell weitestgehend das Modell der Sonnenlufttemperatur verwendet und damit der Strahlungsabsorption Rechnung getragen. In denkbaren Modellerweiterungen lässt sich diese Rechenvorschrift allerdings beliebig erweitern oder austauschen.

#### Kurzwellige Strahlung

In der Modellierung der Fenster wird die tatsächliche Lufttemperatur des Außenraumes in der Wärmeleitungsgleichung berücksichtigt und die Strahlung gesondert behandelt. Dafür wäre eine differenzierte Betrachtung der eintreffenden Strahlung wünschenswert. Es kann sowohl direkte als auch diffuse Strahlung eintreten. Diffuse Strahlung ist ungerichtet und kann analog zu dem langwelligen Strahlungsaustausch, bzw. mit den gleichen Sichtfaktoren, auf die entsprechenden Flächen verteilt werden. Für die direkte Strahlung wären zusätzliche gerichtete Sichtfaktoren notwendig, die als Richtungsvektor des jeweils aktuellen Sonnenstandes diejenigen Flächen ansprechen, deren absorbierte diffuse Strahlungsleistung durch den Term der absorbierten direkten Strahlungsleistung ergänzt werden müsste. Detailliert beschrieben ist die Integration der verschiedenen Einstrahlungen im Zusammenspiel mit weiteren thermischen Effekten am Beispiel der Gebäudesimulation in [Off 1996]. Hier wird ebenfalls deutlich, wie aufwändig die Integration in ein Simulationsmodell ist: für transiente Berechnungen werden die Berechnung der Absorption direkter Sonneneinstrahlung und die Berechnung der betroffenen Flächen für ausgewählte Zeitpunkte in einen zusätzlichen Berechnungsschritt verlagert und zur Laufzeit der eigentlichen Simulation zwischen den Ergebnissen interpoliert.

In den gemessenen Außenraumklimadaten, die im Rahmen der Fassadenmessungen des UCaHS-Messnetzes erhoben werden, wird nicht zwischen direkter und diffuser Strahlung unterschieden, sondern die Globalstrahlung ermittelt. Der Anteil direkter Strahlung im Innenraum kann durch Einflussfaktoren wie Verschattung durch Gebäude, Wolken oder auch vorgezogene Vorhänge stark variieren. Fensterschutz vor direkter Einstrahlung ist – gerade in hitzestressgefährdeten Zeiten – keine Seltenheit. Aus diesen Gründen wird für das zonale Modell auf eine Modellierung der direkten solaren Einstrahlung, abhängig von einem Einstrahlungswinkel, verzichtet und die durch die Globalstrahlung absorbierte Wärme der einzelnen Innenwandelemente mit Hilfe der geometrischen Sichtfaktoren des langwelligen Strahlungsaustauschs realisiert. Dafür wird für jede Wandoberfläche die Menge der absorbierten Strahlung durch langwelligen Strahlungsaustausch um einen Term der absorbierten kurzwelligen Strahlung ergänzt. Dieser wird errechnet, indem die eingetretene kurzwellige Strahlung gemäß den geometrischen Sichtfaktoren der Fensterflächen auf alle Wandflächen verteilt wird.

Der Absorptionskoeffizient der kurzwelligen Strahlung ist im Gegensatz zu dem des langwelligen Strahlungsaustauschs anhängig von der Wandfarbe und wird im zonalen Modell einheitlich mit 0,4 angenommen. Die Modelle des Strahlungsaustauschs werden entsprechend um eine Matrix von Absorptionskoeffizienten erweitert und erhalten in jedem Zeitschritt die eintretende Strahlung an den Fensterflächen.

#### 3.2.3 Parametrisierung des Modells

Da die Modellierung des zonalen Ansatzes eine Reihe von Vereinfachungen verwendet, werden an verschiedenen Stellen der Berechnung Parameter eingebracht, um dies zu kompensieren. Diese Parameter werden genutzt, um reale, z.B. von Temperatur und Geschwindigkeit abhängige, physikalische Größen zu skalieren. Kompensiert werden sollen

damit solche Effekte, die normalerweise auf einem wesentlich feineren Gitter stattfinden. Dazu zählen z.B. die Turbulenz, aber auch die Abbildung von Grenzschichten und der damit verbundene Einfluss auf oberflächennahe Strömungen und den konvektiven Wärmetransport. Der intuitive Ansatz der Parametrisierung besteht darin, nah an der Physik zu bleiben und den Skalierungsfaktor zunächst möglichst neutral zu wählen, um ihn anschließend anzupassen. Der Findungsprozess der Parameter ist zum einen durch theoretische Überlegungen motiviert, zum anderen spielt das Anpassen anhand vorhandener Messergebnisse eine wichtige Rolle.

Drei Parameter befinden sich in der Impulsbilanz (vgl. Gleichung 3.22). Durch das Vernachlässigen von Turbulenz wird hier eine erhöhte Viskosität eingesetzt. Ist der Einfluss der Reibungskraft zu hoch, hat dies allerdings einen negativen Effekt auf die Strömungsstruktur und führt zu physikalisch unmotivierten dreidimensionalen Strukturen. Deshalb werden weitere Terme hinzugenommen, um die Impulsbilanz insbesondere dann zu modifizieren, wenn die entsprechenden Elemente Kontakt zu Randflächen haben. Letzteres ist durch die fehlende Abbildung von Grenzschichten motiviert. Aus demselben Grund erscheint eine Modifikation der konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten sinnvoll. Allgemein beschreibt der Wärmeübergangskoeffizient die Intensität des Wärmeübergangs an einer Grenzfläche, abhängig z.B. von der Beschaffenheit der Oberfläche, der Temperatur und der Art bzw. Geschwindigkeit der Strömung eines Fluids. Im Fall des zonalen Ansatzes ist es zwar praktikabel, einen lokalen konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten zu bestimmen – der Wärmetransport im Modell erfolgt allerdings nicht zwischen der Oberfläche und der dichten wandnahen Grenzschicht, sondern zwischen der Oberfläche und dem gesamten anliegenden Luftvolumenelement, das Ausmaße von wenigen Zentimetern bis hin zu Metern annehmen kann. Zudem wird die charakteristische Länge in der Berechnung nicht abhängig von realen geometrischen Gegebenheiten, sondern fest gewählt. Ebenfalls praktikabel und üblich ist das Setzen entsprechender Beiwerte von Fenster- und Türöffnungen, um den Strömungsaustausch mit der Umgebung auf ein sinnvolles Maß zu skalieren. Nicht zuletzt sollen in dieser Auflistung Glättungsparameter genannt werden. Aus numerischer Sicht führen harte Schaltvorgänge oder unstetige Anfangsbedingungen zu hohen Gradienten, die zu langen Laufzeiten oder Programmabbrüchen führen können. Aus diesem Grund ist es oft von Vorteil, diese Vorgänge zu glätten, Schaltvorgänge z.B. mit dem *tangens hyperbolicus* zu versehen oder Anfangszuständen eine Anlaufzeit einzuräumen. Dabei muss selbstverständlich die richtige Balance zwischen numerischen Abrundungen und Realitätsnähe gefunden werden.

### 3.3 Modellierung der Fensterlüftung

Natürliche Lüftung durch geöffnete Fenster und Türen ist ein wesentlicher Einflussfaktor für das Innenraumklima; sei es zur Verbesserung der Luftqualität im Innenraum oder um die Luftfeuchte im richtigen Maß zu halten und damit Schimmelpilzbildung entgegenzuwirken. Im mitteleuropäischen Winter muss die beim Lüften eintretende kalte Umgebungsluft erwärmt werden, weshalb die Zuluftmenge aus energetischen Gründen möglichst kontrolliert werden sollte. Im Sommer kann natürliche Lüftung potentiell Hitzestressrisiko in Innenräumen verstärken oder abmildern. So ist natürliche Lüftung

ein häufiger Gegenstand von Forschung und Optimierungsversuchen. Die Quantität einer natürlichen Lüftung wird durch die Bedingungen des Innen- und Außenraumes bestimmt, wie Windgeschwindigkeit und -richtung und Temperaturdifferenzen, bauliche Faktoren wie die Größe des Fensters, die Anordnung mehrerer Fenster oder die Tiefe der Laibung. Aber auch die Fenstergestaltung (z.B. mit Pflanzen oder Gardinen) und natürlich das Lüftungsverhalten des Nutzers haben einen Einfluss. Die Vielzahl und Unterschiedlichkeit der Einflussfaktoren machen deutlich, dass es sich bei einer funktionalen quantitativen Beschreibung der natürlichen Lüftung um kein triviales Problem handelt.

Bei einseitiger Lüftung strömen sowohl die Zu- als auch die Abluft über entsprechende Bereiche der selben Öffnungsfläche. Experimentelle Untersuchungen dazu werden in der Literatur vielfach beschrieben (vgl. [Daler 1984], [Maas 1995], [Dascalaki et al. 1995], [Eftekhari 1995] und [Heiselberg et al. 2001]), wobei sowohl Laborbedingungen als auch Realbedingungen vorliegen. Die Auswahl der verschiedenen Ansätze zur Berechnung des Zuluftvolumenstroms bei einseitiger Lüftung ist ebenfalls recht groß. Dabei unterscheiden sich die einzelnen Ansätze in ihrer Komplexität sowie hinsichtlich der Berücksichtigung thermischer und windinduzierter Effekte und weiterer Korrekturfaktoren. Ein sehr differenzierter Ansatz wird z.B. in [Larsen et al. 2007] dargestellt. In einer umfangreichen Auswertung von Messergebnissen werden in der Berechnungsmethode sowohl Windstärke als auch Windrichtung berücksichtigt. Darüber hinaus wird der Einfluss des Verhältnisses von Windgeschwindigkeit und Temperaturdifferenz analysiert.

Untersuchungen zu der örtlichen Verteilung des Zu- und Abluftstroms und insbesondere zu der für die Bewertung des thermischen Komforts so wichtigen sich daraus ergebenden Luftverteilung im Innenraum sind allerdings wesentlich seltener zu finden (vgl. [Heiselberg et al. 2001]).

An dieser Stelle wird noch einmal deutlich, dass der zonale Ansatz einen Mittelweg zwischen stark vereinfachter Ein-Zonen-Gebäudesimulation und fein aufgelöster CFD-Berechnung finden muss. Während bei einer Ein-Zonen-Modellierung lediglich die Bestimmung des gesamten Zu- bzw. Abluftvolumenstroms ausreichend ist, muss für das zonale räumlich diskretisierte Modell darüber hinaus eine sinnvolle Verteilung der eingebrachten Luft berücksichtigt werden. Daher werden an dieser Stelle neben der Berechnung des gesamten Zu- und Abluftstroms auch einige Vorüberlegungen zu der Umsetzung in einem zonalen Modell angestellt. Für eine Verteilung der eingebrachten Luft wird zwischen der einseitigen Lüftung durch ein Kippfenster und der einseitigen Lüftung durch ein Drehfenster unterschieden. Im Rahmen dieser Arbeit wird vorausgesetzt, dass im Außenraum keine oder eine geringe Windgeschwindigkeit herrscht, die – im Verhältnis zu der Temperaturdifferenz – nicht ausreichend groß ist, um das Strömungsprofil der rein thermisch induzierten freien Lüftung maßgeblich zu beeinflussen.

### 3.3.1 Berechnung der Zu- und Abluft bei einseitiger Lüftung

Die Modellierung der Fenster stellt einige Anforderungen an die Flexibilität des zonalen Modells, da es notwendig ist, ein Fenster geschlossen, gekippt und geöffnet zu betrachten. Insbesondere muss innerhalb einer Simulation über mehrere Tage die Möglichkeit gegeben sein, zwischen diesen Zuständen zu wechseln. So ist die Umsetzung der Modellierung der Öffnungsflächen eng mit der räumlichen Diskretisierung verbunden, da der Zu- bzw. Abluftstrom nicht nur quantitativ bestimmt, sondern auch in der richtigen Menge und an der richtigen Stelle eingebracht werden muss.

Diese Anforderungen werden getrennt behandelt und die Behandlung im Folgenden dargestellt. Zunächst wird der Zuluftvolumenstrom als eine Funktion von Öffnungswinkel und dem resultierenden Durchflussverhältnis, der Windgeschwindigkeit und der Temperaturdifferenz berechnet. Aus dem Potenzansatz für allgemeine Undichtigkeiten eines Gebäudes wird für Fensterlüftung meist ein Ansatz abgeleitet, der auf der Proportionalität von Volumenstrom zur Wurzel der Temperaturdifferenz basiert [Van der Maas (Hrsg.) 1992]. Eine Übersicht über eine Vielzahl unterschiedlicher Ausprägungen dieser Ansätze zur Berechnung des Zu- und Abluftvolumenstroms findet sich bei Monika Hall: die Schwierigkeit eines Vergleichs besteht darin, dass die Ansätze häufig auf verschiedenen Randbedingungen (unterschiedliche Fensterstellungen, Laibung, Labor- oder Realbedingungen, mit bzw. ohne Heizung) basieren und verschiedene Einflussfaktoren berücksichtigen. Hall nimmt einen Vergleich ausgewählter Ansätze vor und zeigt, dass diese zu sehr differierenden Ergebnissen führen [Hall 2004]. Einer der untersuchten Ansätze, der in dieser Arbeit verwendet wird, ist der Ansatz von Maas [Maas 1995]. Der Ansatz schließt Fenster sowohl in Kipp- als auch in Drehstellung ein. Experimentell ermittelte Koeffizienten wurden aus verschiedenen Szenarien (mit/ohne Heizung, mit/ohne raumseitige Laibung, unterschiedliche Dreh-/Kippstellungen) bestimmt. Unter Berücksichtigung von Windgeschwindigkeit und Turbulenz lässt sich der Luftvolumenstrom nach [Maas 1995] und [Schmidt et al. 1999] wie folgt angeben:

$$\dot{V}_{In} = \Theta \cdot \frac{1}{2} \cdot A_I \cdot \sqrt{C_1 \cdot u^2 + C_2 \cdot H \Delta T + C_3}, \quad (3.42)$$

wobei  $\Theta$  das Durchflussverhältnis abhängig von der Öffnungsposition beschreibt und mit

$$\Theta = \frac{A_{eq}(\alpha)}{A_{eq}(\alpha = 90)}, \text{ mit } A_{eq}(\alpha) = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{A_I^2} + \frac{1}{A_S^2}}} \quad (3.43)$$

berechnet wird.  $A_I = B \cdot H$  beschreibt die gesamte Fensterfläche, während Gleichung 3.44 die sich ergebenden Öffnungsflächen für ein kipp-geöffnetes Fenster und Gleichung 3.45 die sich ergebenden Öffnungsflächen für ein dreh-geöffnetes Fenster beschreiben (vgl. Abbildung 3.9).

$$A_{S,kipp} = 2 \cdot H \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot \left(H \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) + B\right) \quad (3.44)$$

$$A_{S,dreh} = 2 \cdot B \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot \left(B \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) + H\right) \quad (3.45)$$

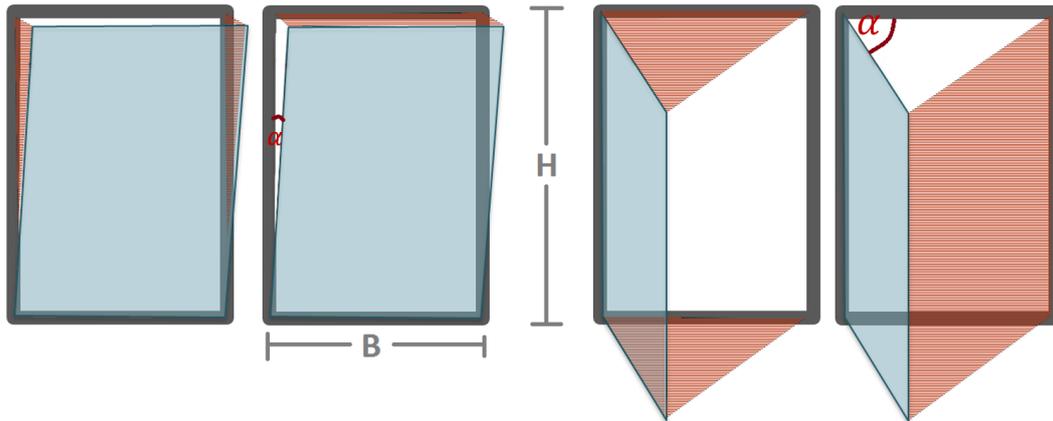


Abbildung 3.9: Darstellung zur Berechnung der Öffnungsflächen von einem kipp- und einem dreh-geöffneten Fenster.

Die  $C$ -Parameter werden von [Maas 1995] mit  $C_1 = 0.0052$ ,  $C_2 = 0.0039$  und  $C_3 = 0.0120$  angegeben. Die Größe  $u$  repräsentiert hier die Windgeschwindigkeit im Außenraum. Die Berechnung des Luftvolumenstroms kann theoretisch kontinuierlich für jeden beliebigen Öffnungswinkel  $\alpha$  durchgeführt werden, wobei Maas den Gültigkeitsbereich seiner Werte aufgrund eingeschränkter Vergleichsmöglichkeiten mit Kippweiten zwischen 2-14cm und Drehstellungen von 5, 10 und 15cm angibt. Weiterhin weist er darauf hin, dass der windinduzierte Luftwechsel nur ungenau berücksichtigt ist, da die Anströmrichtung in die Berechnungsvorschrift nicht einbezogen wird.

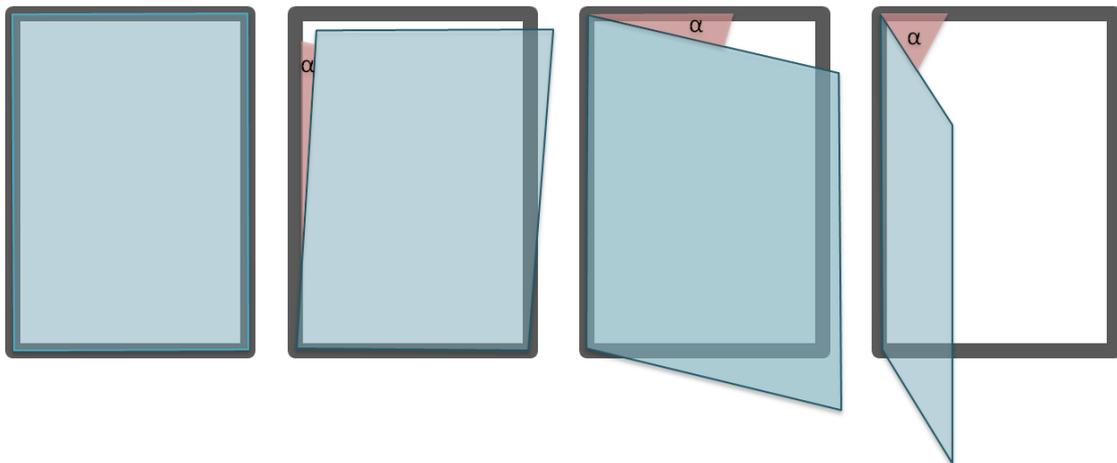
### 3.3.2 Räumliche Verteilung der Zu- und Abluft im zonalen Modell

Für die praktische Einbringung des Luftvolumenstroms wird ein Fenster- oder Türmodell instanziiert, das die komplette Öffnungsfläche abdeckt. Für ein Fenster, das sowohl vollflächig geöffnet als auch gekippt werden soll, wird vorausgesetzt, dass dieses Fenstermodell mindestens zwei Luftvolumenelemente in der Höhe und drei Luftvolumenelemente in der Breite enthält. Eine Tür sollte mindestens zwei Elemente in der Höhe enthalten. Die so entstehenden einzelnen diskreten Fensterflächen, die korrelierend zu den verknüpften diskreten Luftvolumen betrachtet werden müssen, werden innerhalb des Fenstermodells über Arrays realisiert.

Bei einem geöffneten Drehfenster oder einer Tür hat diese Öffnungsfläche eine einfache rechteckige Form und die neutrale Höhe liegt ca. auf der halben Öffnungshöhe [Hall 2004]. Die neutrale Höhe ist der Bereich, in dem aufgrund der Dichteunterschiede der Umschlag von ein- und ausströmender Luft stattfindet. Bei Kippfenstern setzen sich die Öffnungsflächen aus den beidseitigen dreieckigen Seitenflächen und der rechteckigen Fläche an der oberen Kante zusammen. Allgemein lässt sich annehmen, dass die neutrale Höhe nun deutlich oberhalb der Mitte liegt (vgl. [Maas 1995]), durch die seitlichen Dreiecke kalte Luft einströmt und durch das obere Rechteck warme Luft ausströmt. Genauer wird in [Hall 2004] anhand von Visualisierung und CFD-Berechnung gezeigt,

### 3 Der zonale Ansatz

dass auch in den seitlichen Flächen Luft ausströmt und sich die neutrale Höhe etwa im oberen Drittel der Seitenflächen befindet. Dabei darf natürlich nicht vernachlässigt werden, dass es sich bei der neutralen Höhe um eine idealisierte Linie handelt, die im besten Fall für jede Kombination aus Innenraum, Außenraum und Fenstergeometrie neu bestimmt werden müsste und sich bei wechselnden Bedingungen ändern kann. Da jedoch die hier zu erwartende zonale Diskretisierung der Fensterhöhe vermutlich nur zwei bis sechs Luftvolumen enthält und bei der Wahl der Diskretisierung die Lage der neutralen Höhe nicht berücksichtigt wird, sind diese groben Annahmen ausreichend. In der Praxis bedeuten verschiedene Fensteröffnungen bzw. verschiedene Öffnungswinkel potentiell verschiedene Fensterteilflächen, die von einem Luftaustausch betroffen sind.



(a)

Fenster: $\alpha = 0$ , geschlossen			Fenster: $2 < \alpha \leq 14$ , gekippt			Fenster: $35 < \alpha \leq 65$ , offen I			Fenster: $65 < \alpha \leq 90$ , offen II		
-	-	-	$\frac{-1}{nb}$	$\frac{-1}{nb}$	$\frac{-1}{nb}$	-	$\frac{-1}{\text{floor}(\frac{na}{2}) \cdot (nb-1)}$	$\frac{-1}{\text{floor}(\frac{na}{2}) \cdot (nb-1)}$	$\frac{-1}{\text{floor}(\frac{na}{2}) \cdot nb}$	$\frac{-1}{\text{floor}(\frac{na}{2}) \cdot nb}$	$\frac{-1}{\text{floor}(\frac{na}{2}) \cdot nb}$
-	-	-	$\frac{1}{2(na-1)}$	-	$\frac{1}{2(na-1)}$	-	$\frac{-1}{\text{floor}(\frac{na}{2}) \cdot (nb-1)}$	$\frac{-1}{\text{floor}(\frac{na}{2}) \cdot (nb-1)}$	$\frac{-1}{\text{floor}(\frac{na}{2}) \cdot nb}$	$\frac{-1}{\text{floor}(\frac{na}{2}) \cdot nb}$	$\frac{-1}{\text{floor}(\frac{na}{2}) \cdot nb}$
-	-	-	$\frac{1}{2(na-1)}$	-	$\frac{1}{2(na-1)}$	-	$\frac{1}{\text{ceil}(\frac{na}{2}) \cdot (nb-1)}$	$\frac{1}{\text{ceil}(\frac{na}{2}) \cdot (nb-1)}$	$\frac{1}{\text{ceil}(\frac{na}{2}) \cdot nb}$	$\frac{1}{\text{ceil}(\frac{na}{2}) \cdot nb}$	$\frac{1}{\text{ceil}(\frac{na}{2}) \cdot nb}$
-	-	-	$\frac{1}{2(na-1)}$	-	$\frac{1}{2(na-1)}$	-	$\frac{1}{\text{ceil}(\frac{na}{2}) \cdot (nb-1)}$	$\frac{1}{\text{ceil}(\frac{na}{2}) \cdot (nb-1)}$	$\frac{1}{\text{ceil}(\frac{na}{2}) \cdot nb}$	$\frac{1}{\text{ceil}(\frac{na}{2}) \cdot nb}$	$\frac{1}{\text{ceil}(\frac{na}{2}) \cdot nb}$

(b)

Abbildung 3.10: Darstellung von (a) verschiedenen Fensterzuständen in Abhängigkeit des Winkels  $\alpha$  und (b) der diskreten Umsetzung im zonalen Modell ( $na = 3$  und  $nb = 4$ ).

### 3 Der zonale Ansatz

Für einen diskreten Ansatz werden hier vier Fensterpositionen unterschieden:

- geschlossen ( $\alpha = 0$ )
- gekippt mit einer  $\alpha$ -Varianz von  $2^\circ < \alpha \leq 14^\circ$
- geöffnet mit einer  $\alpha$ -Varianz von  $35^\circ < \alpha \leq 65^\circ$
- geöffnet mit einer  $\alpha$ -Varianz von  $65^\circ < \alpha \leq 90^\circ$

Bildlich dargestellt sind diese vier Fälle in Abbildung 3.10(a). Die Angaben für den Öffnungswinkel  $\alpha$  entstammen dabei praktischen Vorüberlegungen zu praktizierter Lüftung. Zusammen mit den im Vorfeld getroffenen Überlegungen zu Zu- und Abluftstromflächen bei einseitiger Lüftung ergibt sich daraus die in Abbildung 3.10(b) dargestellte anteilige Verteilung des berechneten Luftmassenstroms. Die abgebildeten Terme werden jeweils mit dem gesamten Volumenstrom multipliziert.  $na$  steht für die Anzahl der diskreten Flächen in vertikaler Richtung und  $nb$  für die Anzahl der diskreten Flächen in der Horizontalen. Selbstverständlich bedeutet dieses Vorgehen eine sehr große Vereinfachung gegenüber der Realität. Aber es sei erneut festgehalten, dass das Ziel des zonalen Ansatzes in einem Mittelweg zwischen Ein-Zonen-Modellierung und hoch aufgelöstem CFD besteht.

Im zonalen Ansatz wird jeder Fensterteilfläche ein Faktor zugeordnet, der je nach Position und Fensterstand verschiedene Werte annehmen kann und mit dem gesamten Zu- bzw. Abluftmassenstrom multipliziert wird. Eine ausschließlich flächengewichtete Verteilung würde z.B. mit den Faktoren  $0, \frac{-1}{nb}, \frac{1}{2(na-1)}, \frac{-1}{\text{floor}(\frac{na}{2}) \cdot (nb-1)}, \frac{1}{\text{ceil}(\frac{na}{2}) \cdot (nb-1)}, \frac{-1}{\text{floor}(\frac{na}{2}) \cdot nb}$  oder  $\frac{1}{\text{ceil}(\frac{na}{2}) \cdot nb}$  realisiert werden. Soll der Fensterzustand wechseln, werden die Faktoren der Fensterteilflächen neu bestimmt und an jeder Teilfläche innerhalb einer vorgegebenen Reaktionszeit zwischen altem und neuem Faktor interpoliert.

Da es sich bei den hier betrachteten Anwendungsräumen um Schlaf- oder Wohnräume handelt, die im Allgemeinen über ein oder zwei Fenster nach außen und eine Tür zu einem weiteren Innenraum verfügen, können Türen als Sonderfälle von Fenstern betrachtet werden. Bei Türen wird im Gegensatz zu Fenstern keine eintretende Strahlung berücksichtigt und zudem angenommen, dass es keine nennenswerte Luftgeschwindigkeit gibt.

#### 3.4 Verwendete Hilfsmittel

Das zonale Modell wurde im Rahmen dieser Forschungsarbeit in Modelica implementiert und alle Anwendungsbeispiele können ohne weitere Hilfsmittel in einer Modelica Umgebung ausgeführt werden. Weitere Programme oder Funktionen, die im Preprocessing und im Postprocessing genutzt wurden, sollen kurz beschrieben werden.

##### 3.4.1 Preprocessing: Modellaufbau

Dank des objektorientierten Konzeptes lassen sich alle beschriebenen Einzelkomponenten in Modelica implementieren. Beliebig oft instanziiert und je nach Anwendung geome-

trisch parametrisiert werden die Instanzen zu einem Gesamtmodell eines diskretisierten Innenraumes mit Wandelementen zusammengesetzt. Klimarandbedingungen werden einem Außenraummodell zur Verfügung gestellt, das an beliebig viele Außenwandelemente geknüpft werden kann. Jedes Luftvolumenelement verfügt über alle diejenigen Größen, die ein Bewertungsmodell von Seiten des Raumes benötigt, und kann dementsprechend mit einem Auswertungsmodell gekoppelt werden.

In einem Innenraum werden für eine hinreichende Abbildung der Raumgeometrie im Allgemeinen ca. 200-350 Volumenelemente benötigt. Hinzu kommen Strömungselemente und Elemente der Konduktion, die mit den Volumenelementen verknüpft werden. Ergänzt wird dies durch die Verknüpfung aller Randvolumen mit Randelementen, deren Innenflächen mit einer geeigneten Strahlungsmodellierung und deren Außenflächen mit einer geeigneten Außenklimamodellierung verknüpft werden. In den graphischen Modellierungsoberflächen, die z.B. in den Modelica-Umgebungen Dymola oder OpenModelica zur Verfügung stehen, ist dies aufgrund der großen Anzahl der resultierenden Verknüpfung in drei Raumdimensionen händisch nicht durchführbar. Eine Organisation der Elemente in Arrays und das Verknüpfen über Schleifen birgt innerhalb der Modelica-Sprache große Probleme, sobald die Räume nicht quaderförmig sind oder Möbel abgebildet werden sollen. Deshalb wird ein alternatives Vorgehen außerhalb der Modelica-Umgebung implementiert. Für die im Rahmen dieser Arbeit modellierten Raumgeometrien wurde die Modelica-Modellierung über ein Hilfs-Skript in der Programmiersprache Python durchgeführt [python 2016]. Mit einer geeigneten Beschreibung der Geometrie und der internen Diskretisierung werden alle benötigten Elemente instanziiert und alle einzelnen Elemente über die *connect*-Anweisung zusammengefügt. Diese Modelica-Code-Generierung erlaubt die Modellierung beliebig komplexer Geometrien, sofern sie sich über quaderförmige Elemente abbilden lassen.

Die Beschreibung geschieht über dreidimensionale Belegungsmatrizen, die der Raumdiskretisierung entsprechen. Je nachdem, ob ein Element als Luftvolumenelement abgebildet wird oder durch Auslassen eines Luftvolumenelements ein Solid (z.B. ein Möbelstück oder eine unregelmäßige Raumgeometrie) darstellt, wird in der Belegungsmatrix eine 0 oder eine 1 eingetragen. Ebenfalls durch Matrixeinträge kann die Verknüpfung mit verschiedenen Wandelementen oder Fenstern automatisiert werden. Neben einer komfortableren Erzeugung komplizierter Raumgeometrien hat dieses Vorgehen außerdem den Vorteil, dass die Erzeugung der Eingabedateien für die Berechnung der Sichtfaktoren und die Verknüpfung des Strahlungsmodells mit den entsprechenden Wandelement-Instanzen gleichzeitig realisiert werden können. So wird sichergestellt, dass die im Preprocessing bestimmte und in das Simulations-Programm eingebundene Sichtfaktor-Matrix auch zu dem letztlich in Modelica-Code realisierten Raumaufbau passt.

#### 3.4.2 Preprocessing: Sichtfaktoren

Für den langwelligen Strahlungsaustausch werden Sichtfaktoren benötigt, d.h. für jede diskrete Teilfläche einer Wand ist die Information erforderlich, wie viel sie von jeder anderen Teilfläche sieht. Da sich diese Beziehung zwischen den einzelnen Flächen während der Laufzeit einer Simulation nicht ändert, wird die entsprechende Berechnung in einen

Preprocessing-Schritt verlagert und außerhalb von Modelica durchführt. Die Berechnung der Sichtfaktoren basiert auf einem Algorithmus von George Walton (vgl. [Walton 2002]), der in einem frei verfügbaren Tool mit dem Namen View3D implementiert ist [View3D 2016]. Als Eingabe benötigt der Algorithmus eine konsistente Auflistung aller beteiligten Teilflächen durch eine Beschreibung der jeweiligen Eckpunkte. Die Ausgabe erfolgt als Matrix aller Sichtfaktoren aller Flächen zueinander. Diese Matrix wird dem Modelica-Objekt, in dem der Strahlungsaustausch berechnet wird, in Form einer Tabelle übergeben. Da sowohl die View3D-Eingabedatei als auch die Zuordnung jeder der Teilflächen zu dem Strahlungsmodell innerhalb des Python-Skriptes geschrieben wird, kann leicht sichergestellt werden, dass die Teilflächen mit den dazugehörigen Sichtfaktoren berücksichtigt werden. Während der Laufzeit wird dem Strahlungsmodell zu jedem Zeitschritt eine Liste aller Oberflächentemperaturen der Wandelemente zur Verfügung gestellt, wodurch sich die resultierenden Wärmeströme berechnen lassen.

#### 3.4.3 Postprocessing: Visualisierung

Um den geometrischen Modellaufbau überprüfen, grundsätzliche Strömungsstrukturen einschätzen oder Vergleiche mit CFD-Berechnungen anstellen zu können, ist eine Visualisierung der Luftvolumen- und Wandelemente wünschenswert. Dafür wird im Rahmen dieser Arbeit eine einfache Visualisierungsmöglichkeit der Modelica-Bibliothek Building-Systems genutzt, die es ermöglicht, grundlegende geometrische Formen (Kugel, Quader) dreidimensional darzustellen und die Farbgebung abhängig von Variablenwerten (z.B. Temperatur oder Luftgeschwindigkeit) zu berechnen [Höger et al. 2012]. Da der zonale Ansatz sowohl bezüglich der Luftvolumenelemente als auch hinsichtlich der Wandelemente grundsätzlich aus quaderförmigen Formen besteht, die über eine absolute Position in Raum sowie spezifische Maße verfügen, ist dieser Ansatz für zonale Darstellungen sehr gut geeignet.

## 4 Verifizierung, Kalibrierung und Validierung des zonalen Modells

Nachdem im vorherigen Kapitel das zonale Modell vorgestellt wurde, folgt nun die Überprüfung der implementatorischen Umsetzung. Fehlerhafte Berechnungen können ihre Ursache sowohl in der Modellierung als auch in der Programmierung haben. Um sicherzustellen, dass das zonale Modell den Anforderungen einer Innenraumsimulation gerecht wird, wird das Modell in diesem Kapitel verifiziert und validiert. Eine Verifizierung überprüft die Übereinstimmung zwischen theoretischer Aussage und tatsächlichem Ergebnis. Dieses Vorgehen kann eine Aussage immer nur vorläufig bestätigen, da nie alle denkbaren Möglichkeiten der Überprüfung ausgeschöpft werden können. Dementsprechend werden hier nur einige Beispiele demonstriert. In einer anschließenden Validierung werden Ergebnisse der Simulationen mit Messdaten verglichen. Dabei wird der Fokus zunächst auf die Bestimmung der Parameter der Impulsgleichung  $f_{pv}$ ,  $f_{loss}$  und  $f_{lay}$  und des konvektiven Wärmeübergangs  $f_{\alpha}$  gerichtet. Anschließend rückt die Überprüfung des kalibrierten Modells in den Mittelpunkt. Beides geschieht mit Blick auf den Einsatz zur Simulation von Einzelräumen mit moderaten Luftgeschwindigkeiten, die insbesondere durch passive Lüftung verursacht werden. Es wird von mehreren Validierungsszenarien Gebrauch gemacht und dabei der Versuch unternommen, die Komplexität schrittweise zu steigern. Folgende Räume kommen zum Einsatz:

- Aachener Modell-Raum AMoR: bei diesem Raum in der Größe von 4m x 5m x 3m handelt es sich um ein Validierungsmodell in realer Größe, der aufgrund des Testraumcharakters und den damit gegebenen sehr guten Messvorrichtungen und Kontrollmöglichkeiten aller Einflussgrößen für die Kalibrierung der Parameter und Validierung des Modells geeignet ist.
- Thermisches Modellhaus: bei der mobilen Versuchseinrichtung Thermisches Modellhaus der Größe 1m x 0,5m x 0,5m lassen sich durch den Einsatz von Heizplatten und Kühldecken bestimmte Strömungsstrukturen forcieren. Aufgrund der einfachen Form und der geringen Gesamtgröße können verschiedene Diskretisierungen verglichen werden.
- Wohn- und Schlafräum der Pflegeeinrichtung Lazarus: dieser Raum kommt auch als Anwendungsbeispiel zum Einsatz. Da das Gebäude Bestandteil des UCaHS-Messnetztes ist, stehen Fassadenmessdaten aus dem Außenraum sowie Messdaten aus dem Innenraum zur Verfügung. Da der Raum ebenfalls Grundlage intensiver CFD-Studien war, ist dieser Raum Basis für eine erste Bewertung des Ansatzes der Modellierung der passiven Lüftung für den zonalen Ansatz (vgl. Kapitel 5).

## 4.1 Verifizierung des zonalen Modells

### 4.1.1 Wärmetransport

Zur Verifizierung des zonalen Modells werden Berechnungen an einfache Geometrien betrachtet. Als erstes Beispiel wird eine horizontale Luftsäule von 1m Länge, 0,5m Höhe und 0,5m Tiefe, äquidistant in 10 Luftvolumenelemente in X-Richtung unterteilt (vgl. Abbildung 4.1). Die Luftpunkte werden mit 20°C initialisiert. An der linksseitigen Begrenzungsfläche wird eine Oberfläche mit einer festen Temperatur von 25°C und einem festen Wärmeübergangskoeffizienten angenommen, die restlichen Randflächen haben keinen Einfluss auf die Lufttemperatur (adiabat). Das erste Volumenelement erwärmt sich gemäß dem Wärmestrom von Oberfläche zu Luft. In der eindimensionalen Geometrie wird keine Impulsgleichung berücksichtigt, so dass es sich bei der folgenden Erwärmung ausschließlich um konduktive Wärmeleitung handelt.

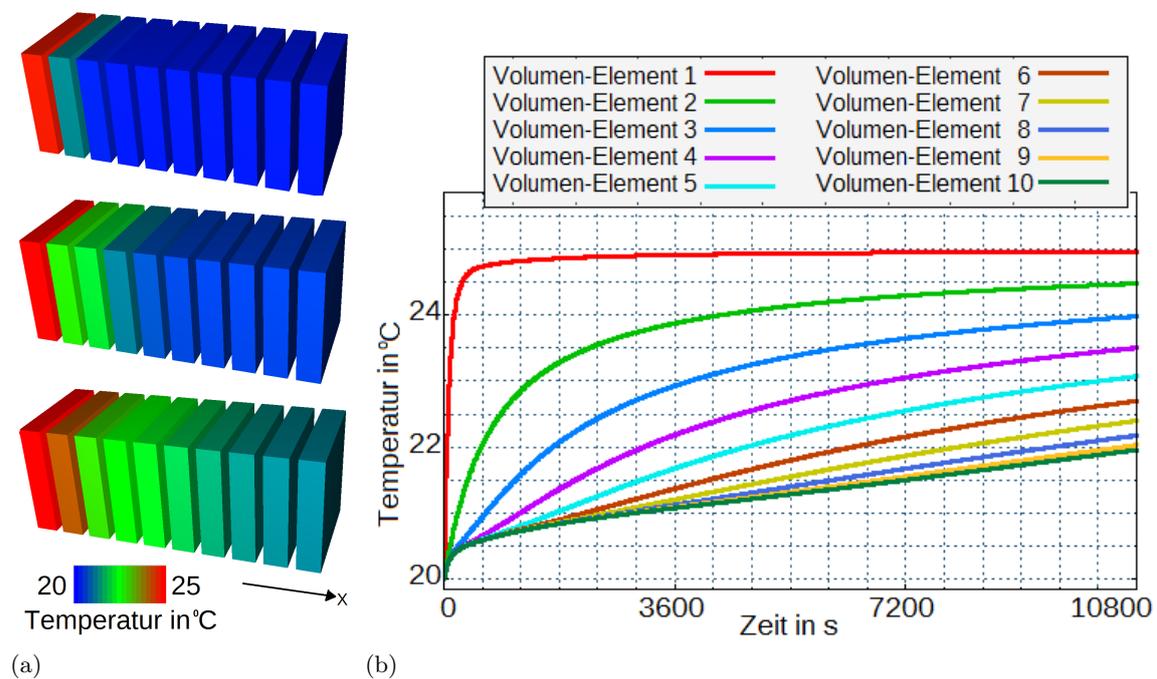


Abbildung 4.1: Aufheizen einer horizontalen Luftsäule, längs unterteilt in 10 Luftelemente. (a) Illustration der Temperaturentwicklung zu drei Zeitpunkten, (b) zeitliche Temperaturentwicklung der zehn Luftelemente über die ersten drei Stunden.

In Abbildung 4.1(b) ist zu erkennen, dass die konduktive Wärmeleitung wesentlich langsamer vonstatten geht als der konvektive Wärmeübergang. Dementsprechend handelt es sich bei der Erwärmung der Luftsäule um einen langsamen Prozess. Nichtsdestotrotz erreichen alle Volumenelemente nach mehreren Stunden eine Lufttemperatur von 25°C (in Abbildung 4.1(b) nicht mehr abgebildet).

Als zweites Beispiel an der gleichen Geometrie wird zusätzlich zu der linksseitigen Oberfläche mit einer festen Temperatur von  $25^{\circ}\text{C}$  eine rechtsseitige Oberfläche mit einer festen Temperatur von  $15^{\circ}\text{C}$  angenommen. Die Luftelemente werden erneut mit  $20^{\circ}\text{C}$  initialisiert. Es zeigt sich der gleiche zeitliche Unterschied zwischen per Wärmestrom und per konduktiver Wärmeleitung erwärmten Luftelementen. Im Gegensatz zu dem ersten Beispiel wird innerhalb der drei Stunden Simulationszeitraum ein ausgeglichener Zustand bzgl. der Lufttemperaturen erreicht (vgl. Abbildung 4.2). Dies bedeutet die Lufttemperatur in den Randvolumen entspricht annähernd den Oberflächentemperaturen; rechts und links von der Mitte der Säule wird ein Wert nahe dem Mittelwert erreicht.

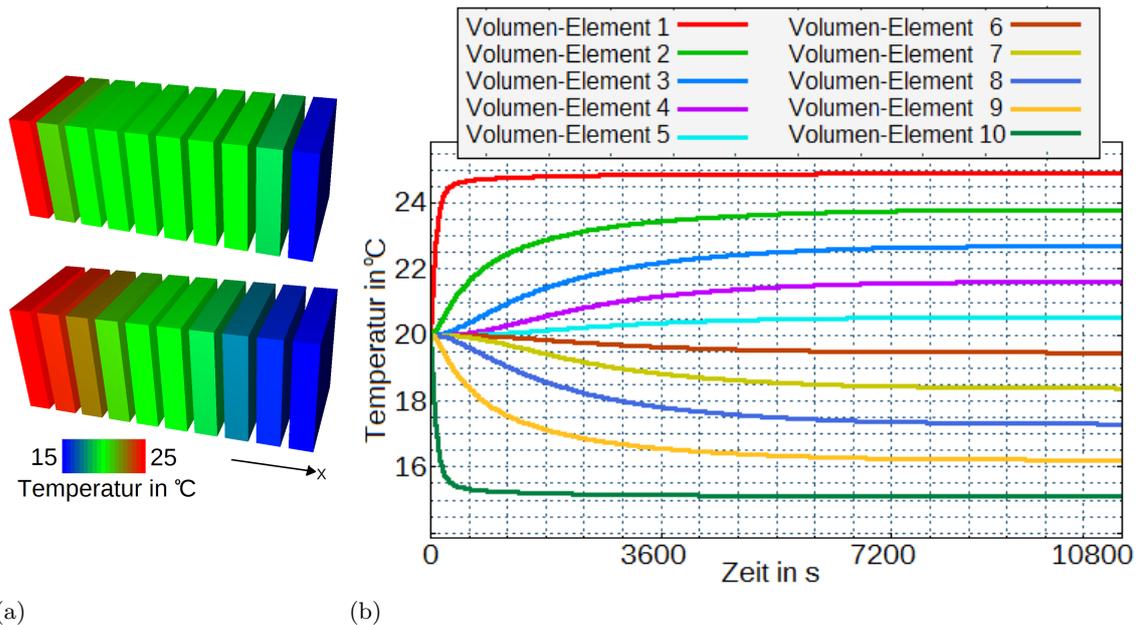


Abbildung 4.2: Heizen und Kühlen an den Enden einer horizontalen Luftsäule, längs unterteilt in 10 Luftelemente. (a) Illustration der Temperaturentwicklung, (b) Temperaturentwicklung der zehn Luftelemente.

#### 4.1.2 Luftströmung

Für das dritte Beispiel, einer ersten Betrachtung einer Geschwindigkeitskomponente, wird die Beispielgeometrie zu einer dreidimensional-diskretisierten Säule mit jeweils drei 1m-hohen Elementen in Y-Richtung und drei 1m-tiefen Elementen in Z-Richtung erweitert. Für die X-Richtung werden 10 Elemente beibehalten (vgl. Abbildung 4.3(a)). Diese werden einmal mit dem Einzel-Maß in X-Richtung von 0,1m zu einer Säule von einem Meter Gesamtlänge, und einmal mit dem Einzel-Maß in X-Richtung von 1,0m zu einer Säule von Zehn Metern Gesamtlänge verknüpft. Linksseitig wird das mittlere Element mit einer festen Eintrittsgeschwindigkeit von  $0,1\text{m/s}$  belegt. Aus numerischen

Gründen wird die Eintrittsgeschwindigkeit über 10s hochgefahren. In Abbildung 4.3(b) ist zu erkennen, wie die Strömung mit einer Geschwindigkeit von 0,1m/s nach weiteren zehn Sekunden die 1m-lange Säule durchquert, während der Prozess für die 10m-Säule entsprechend 100 Sekunden benötigt.

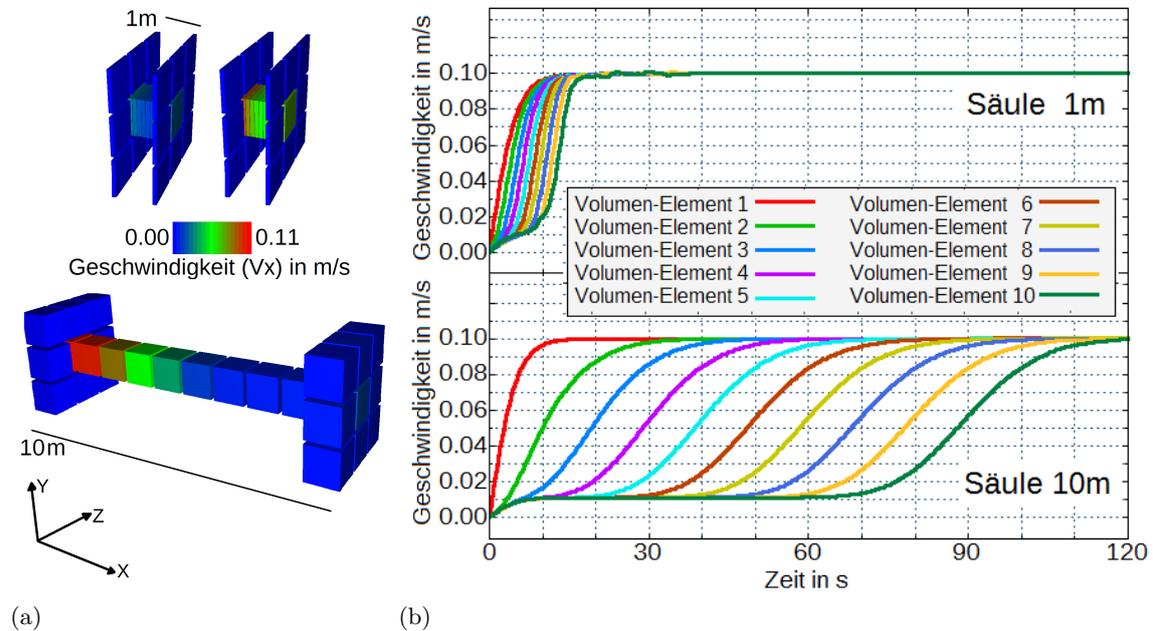


Abbildung 4.3: Geschwindigkeit in X-Richtung über eine horizontale Luftsäule der Länge 1m und der Länge 10m. (a) Illustration der Geometrie, wobei die äußeren Volumenelemente nicht dargestellt sind, (b) Entwicklung der Geschwindigkeit in X-Richtung der zehn Luftelemente.

Um die Komplexität der Betrachtung weiter zu steigern, wird als Geometrie für das vierte Beispiel ein Quader der Kantenlängen 1m x 0,5m x 0,5m gewählt. Das Gebiet wird mit sechs Elementen in X-Richtung, fünf Elementen in Y-Richtung und drei Elementen in Z-Richtung äquidistant diskretisiert. In einer ersten Simulation werden alle Randtemperaturen gleich der Lufttemperatur im Inneren gewählt und der Gravitationsterm aus der Impulsgleichung herausgenommen. Im Ergebnis bleiben alle zeitlich variablen Größen konstant, was zeigt, dass keine unphysikalischen Bewegungsvorgänge generiert werden. Für die eigentliche Beispielerrechnung werden die Luftelemente mit 20°C initialisiert und linksseitig mit einer 25°C warmen Oberfläche verknüpft.

Da sich in dieser Diskretisierung eine freie Konvektion entwickelt, wird eine Beurteilung des Ergebnisses komplexer. Abbildung 4.4 zeigt die Geschwindigkeitskomponenten in X- und Y-Richtung nach 30 Sekunden. Es kann beobachtet werden, dass die Geschwindigkeitskomponenten den Erwartungen an das Beispiel entsprechen. Die an der warmen Oberfläche erwärmte Luft steigt auf und muss an der Decke ausweichen. Dadurch kommt

eine Raumlufthalze in Bewegung. Dies führt dazu, dass die Strömung im oberen Bereich in die positive X-Richtung und im unteren Bereich in die entgegengesetzte Richtung strömt. Entsprechend der aufsteigenden Luft an der linken Seite sinkt die Luft an der rechten Seite ab. Da der Wärmetransport durch Mitführen mit der Strömung die Wärme-

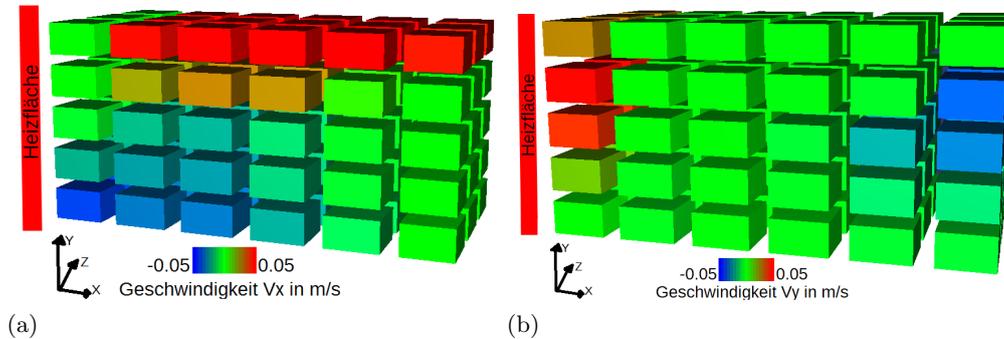


Abbildung 4.4: Strömungsbewegung in einem Quader mit einer beheizten Wandfläche nach 30 Sekunden in (a) X-Richtung und (b) Y-Richtung.

leitung durch Konduktion erheblich überwiegt, folgt die Temperaturverteilung ebenfalls der Bewegung der Walze.

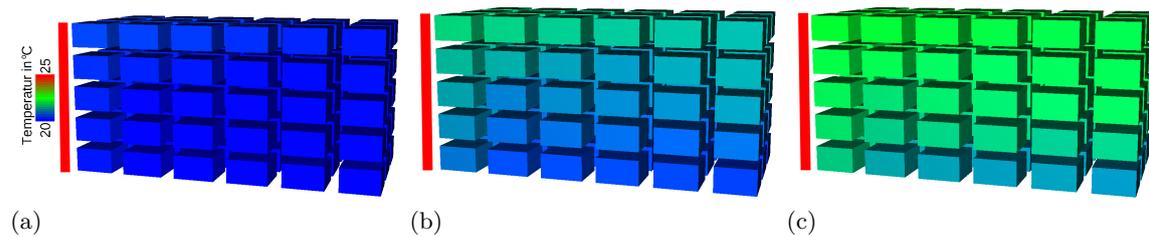


Abbildung 4.5: Temperaturverteilung innerhalb eines Quaders mit einer beheizten Wandfläche nach (a) 0 Sekunden, (b) 30 Sekunden und (c) 60 Sekunden.

In Abbildung 4.5 ist die Entwicklung der Temperaturverteilung während der ersten 60 Sekunden abgebildet. Das Beispiel des Quaders lässt auf einen funktionierenden Wärmetransport bei Schwerkraft schließen, demonstriert aber ebenfalls, wie schnell eine schwer zu überprüfende Komplexität der Beispiele erreicht ist. Um das zonale Modell weiteren Überprüfungen zu unterziehen, soll es im Folgenden anhand von Messdaten validiert werden. Eine Kalibrierung des parametrisierten Modells wird dem vorangestellt.

## 4.2 Kalibrierung der Parameter anhand des Modellraumes AMoR

In diesem Abschnitt wird die Kalibrierung des zonalen Modells anhand von Messdaten beschrieben. Dafür werden verschiedene Szenarien des Aachener Modellraumes AMoR

genutzt [AMoR 2016]. Vergleichende CFD-Berechnungen sollen eine weiterführende Beurteilung der Ergebnisse ermöglichen. Der Aachener Modellraum AMoR kann auf verschiedene typische Lüftungssituationen, wie sie in Besprechungsräumen, Flugzeugen oder Fahrzeugkabinen auftreten, angepasst werden. Der Modellraum hat mit einer Grundfläche von 4m x 5m und einer Höhe von 3m eine Größe, wie sie auch für Büro-, Schlaf- oder Wohnräume vorkommt, und kann mit Lufteinlässen nahe der Decke und Luftauslässen nahe des Bodens typische Lüftungssituationen nachstellen. Zusätzliche Heizelemente vervollständigen die Anforderungsliste, die ein Modellraum für die Nachbildung realer Szenarien erfüllen sollte. Durch die verschiedenen Kombinationen vorgegebener Luftmassenströme an den Einlässen und verschiedenen stark betriebener Heizelemente können unterschiedliche Strömungsstrukturen hergestellt werden: freie Konvektion, gemischte Konvektion mit dominanter erzwungener Konvektion oder gemischte Konvektion ohne dominanten Part. Anhand des realen Modellraumes wurden ein zonales Modell und ein CFD-Modell erstellt (vgl. Abbildung 4.6).

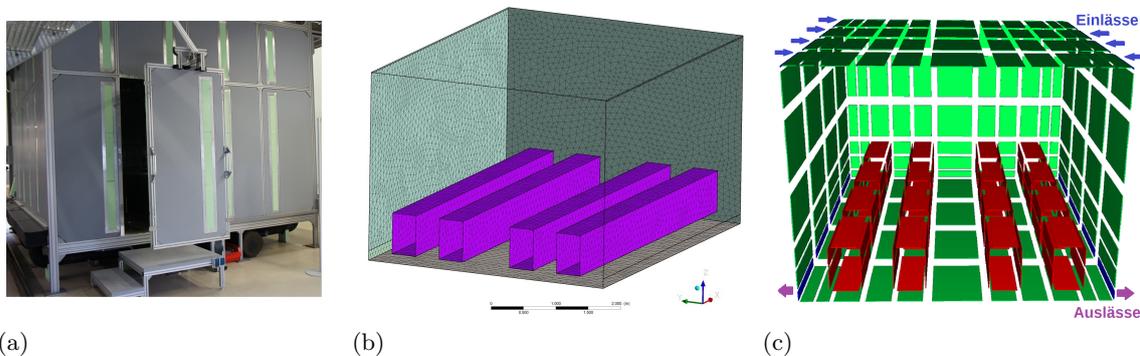


Abbildung 4.6: Der Aachener Modellraum AMoR: (a) als Foto, (b) als CFD-Modell und (c) als zonales Modell.

In beiden Modellen wurden Vereinfachungen vorgenommen. Während die Maße des Raumes und die Abmessungen der Heizelemente den realen Vorgaben entsprechen, sind z.B. die runden Füße der Heizelemente (vgl. Abbildung 4.7) in beiden Modellen weggelassen worden. Der Abstand von Heizelement zum Boden wurde erhalten. Die Ein- und Auslässe an den Seitenwänden direkt über dem Boden bzw. direkt unter der Decke werden als einfache Flächen modelliert, denen verschiedene Betriebsweisen (z.B. ein vorgegebener Einlassmassenstrom mit einer vorgegebenen Lufttemperatur) aufgeprägt werden können. Die Anlage rund um den Modellraum AMoR zur Regelung der Zu- und Abluft und der Heizelemente ist nicht Teil der Modellierung. Da der Innenraum des realen Modellraumes durch entsprechende Wandbeschichtung so strahlungsarm wie möglich gebaut wurde, wird in beiden Simulationsmodellen auf einen Einsatz der Modelle zur Berücksichtigung des langwelligen Strahlungsaustauschs verzichtet. Der Fokus liegt auf der Berechnung der Luftströmung und der des konvektiven Wärmeübergangs. Das CFD-Modell wurde in ANSYS Workbench Version 16.2 erstellt. Für vorangestellte Ver-

gleichsrechnungen zum Gittereinfluss wurde die Geometrie in drei Detaillierungsgraden vernetzt. Die letztlich genutzte Vernetzung besteht aus ca. 2,6 Millionen Knotenpunkten. Das zonale Modell hat eine Auflösung von 414 Luftvolumenelementen.

#### 4.2.1 Das Vorgehen bei der Kalibrierung

An dieser Stelle soll die Suche nach einer geeigneten Parametrisierung beschrieben werden. Wie in Gleichung 3.22 dargestellt, konzentriert sich die Parametrisierung der Impulsbilanz auf drei Parameter:  $f_{pv}$ ,  $f_{lay}$  und  $f_{loss}$ . Vervollständigt wird das Parameterset nach den Überlegungen aus Abschnitt 3.2.3 durch  $f_{\alpha}$  zur Skalierung des konvektiven Wärmeübergangs. Die Parametrisierung wird mit Blick auf eine Anwendung des zonalen Modells in Innenräumen für vier verschiedene Strömungsstrukturen durchgeführt.

Ausgangspunkt der Parametrisierung sind umfangreiche Messungen, die in dem Modellraum AMoR vorgenommen wurden (vgl. [Kandzia 2013] und [Kandzia et al. 2015] sowie die online verfügbare Dokumentation der Versuche und die Zusammenstellung der Messdaten<sup>1</sup>). Abbildung 4.7 beschreibt den Aufbau des Modellraumes sowie die Anordnung der Mess-Traversiereinrichtung, die es ermöglicht, über die gesamte Länge und Breite des Raumes in verschiedenen Höhen Messungen vorzunehmen. Für die hier genutzten Messungen lag die Messdauer an einem Punkt jeweils bei 10 Minuten. Zum Einsatz kamen dabei 12 omnidirektionale Geschwindigkeits- und 12 Temperatursensoren in der Traversiereinrichtung. Ergänzt wird der Messaufbau durch 10 Sensoren, die die Temperatur der Zuluft messen und 8 Sensoren, die die Temperatur der abgeführten Luft messen. 80 Oberflächentempertursensoren auf den Heizelementen vervollständigen den Aufbau.

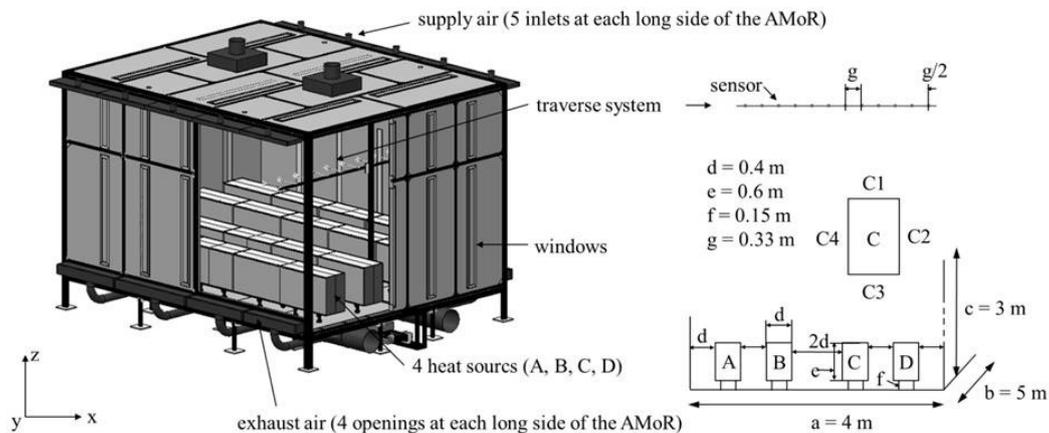


Abbildung 4.7: Aachener Modellraum AMoR als Skizze mit Messsystem, Quelle: [Kandzia et al. 2015].

<sup>1</sup>[www.ebc.eonerc.rwth-aachen.de/cms/E-ON-ERC-EBC/Forschung/Projekte/Untersuchung-von-Raumluftstrukturen-mith/~hiyr/Validierungsdaten-von-Raumluftstroemungen/](http://www.ebc.eonerc.rwth-aachen.de/cms/E-ON-ERC-EBC/Forschung/Projekte/Untersuchung-von-Raumluftstrukturen-mith/~hiyr/Validierungsdaten-von-Raumluftstroemungen/), letzter Zugriff Juli 2015.

Die hier betrachteten Strömungsstrukturen basieren auf folgenden Randbedingungen:

1. Setup01: eine Eintrittsgeschwindigkeit von 1 m/s und eine Heizlast von 2 kW.
2. Setup02: eine Eintrittsgeschwindigkeit von 2 m/s und eine Heizlast von 2 kW.
3. Setup03: eine Eintrittsgeschwindigkeit von 3 m/s und eine Heizlast von 2 kW.
4. Setup04: eine Eintrittsgeschwindigkeit von 4 m/s und eine Heizlast von 2 kW.

Das Ziel der Parametrisierung ist es, ein Set von Parametern zu bestimmen, das für mehr als einen Strömungszustand geeignet ist. Bei der gewünschten Anwendung des zonalen Modells zur Quantifizierung von Hitzestress in Innenräumen ist eine Gültigkeit für Räume in Realgröße mit Lufteinströmungen zwischen ein und vier Metern pro Sekunde bei internen Wärmequellen als Anwendungsbereich vertretbar. Die Strömungsstrukturen sollten so von einem recht diffusen Bild bei der geringsten Eintrittsgeschwindigkeit bis hin zu deutlich ausgeprägten Walzen bei der größten Eintrittsgeschwindigkeit reichen. Während die Eintrittsgeschwindigkeit direkt in den Simulationsmodellen umgesetzt werden kann, wird die Heizlast über die Messwerte der Oberflächen eingebracht. Die 80 Messreihen werden gemittelt und der resultierende Wert als feste Oberflächentemperatur an den Flächen der Heizelemente angenommen<sup>2</sup>. Gleiches gilt für die Temperatur der zugeführten Luft, die ebenfalls mit einem Mittelwert der Messwerte berücksichtigt wird.

Bei der Kalibrierung wird wie folgt vorgegangen: in einem ersten Schritt werden die Parameter mit allen Vorüberlegungen aus eigenen (vgl. Abschnitt zu Parametrisierung 3.2.3, [Mucha et al. 2014], [Mucha et al. 2015]) und anderen Vorarbeiten (vgl. [Norrefeldt 2013]) gesetzt. Diese Werte liefern keine einheitliche Ergebnisqualität für die verschiedenen Setups, fungieren im Folgenden aber als Startwerte. Im nächsten Schritt werden die Parameter unabhängig voneinander für jedes Setup systematisch optimiert. Für die Optimierung wird das Tool *GenOpt* genutzt [GenOpt 2016]. Dieses Tool wird zur Optimierung von Kostenfunktionen eingesetzt, die von einem externen Simulationsprogramm bestimmt werden. Entwickelt für Optimierungsprobleme, deren Kostenfunktionen nur mit viel Aufwand auszuwerten sind und für die eine Ableitung im Allgemeinen nicht verfügbar ist, kann *GenOpt* für alle Simulationsprogramme verwendet werden, die über die Möglichkeit einer Eingabe per Textdatei verfügen [Wetter 2011b]. *GenOpt* bietet eine Auswahl verschiedener Optimierungsverfahren an, hier kommt der *Hooke-Jeeves*-Algorithmus zum Einsatz [Hooke et al. 1961]. Als Kostenfunktion wird hier der summierte Fehler der einzelnen Messpositionen (vgl. Abbildung 4.8) zwischen den Simulationsergebnissen ( $S$ ) und den Messdaten ( $M$ ) in drei Höhen verwendet.

$$K = \sqrt{\sum_{(i,j)} (V_{mag,i,j}^S - V_{mag,i,j}^M)^2} + \sqrt{\sum_{(i,j)} (T_{i,j}^S - T_{i,j}^M)^2} \quad (4.1)$$

$$\text{für } i = 1, \dots, 11 \text{ und } j = 4, 5, 6 \quad (4.2)$$

<sup>2</sup>Die 80 Oberflächentemperaturen zeigen ein gleichförmiges Bild, das dieses Vorgehen rechtfertigt.

In Abbildung 4.8 ist das zonale Modell mit den Elementreihen der Ebene abgebildet, in denen die charakteristische Geschwindigkeit in drei Höhen mit den entsprechenden Messwerten verglichen wird<sup>3</sup>.

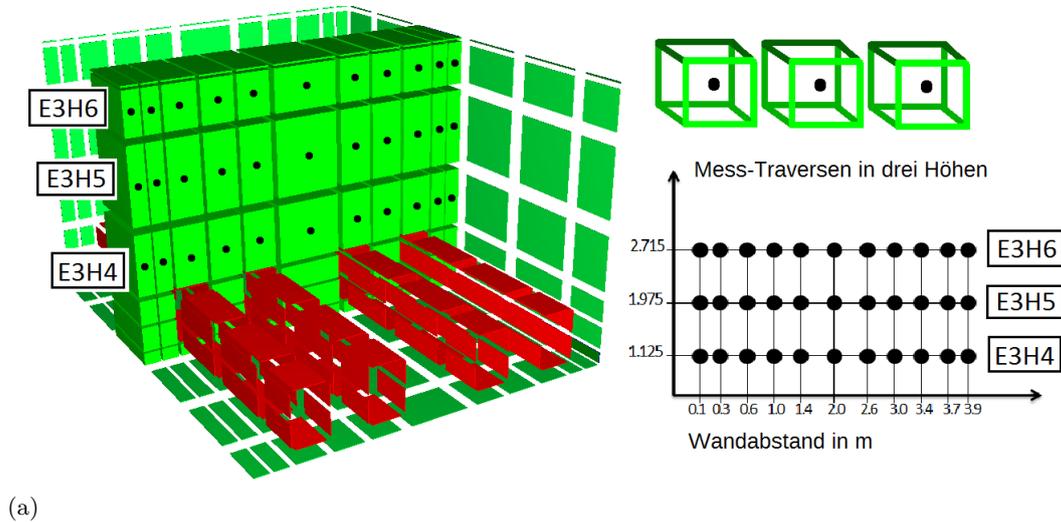


Abbildung 4.8: Zonales Modell des Modellraumes AMoR mit Kennzeichnung der Volumenmittelpunkte als Vergleichspunkte.

Da der Übertrag der Parametersets der Einzeloptimierung auf die jeweils anderen Setups nicht zu vergleichbar guten Ergebnissen führt und auch eine Kombination verschiedener Einzelsets kein breiter gültiges Parameterset liefert, wird *GenOpt* im nächsten Schritt für eine kombinierte Suche über alle vier Setups angewendet. Die Kostenfunktion besteht aus den summierten Kostenfunktionen der einzelnen Setups. Numerisch ist das Ergebnis der Optimierung in Tabelle 4.1 zu sehen, einen optischen Eindruck der gemeinschaftlichen Optimierung bieten die Abbildungen 4.9 und 4.10<sup>4</sup>.

Tabelle 4.1: Parameterset als Ergebnis der *GenOpt*-Optimierung über alle vier Setups.

$f_{pv}$	$f_{loss}$	$f_{lay}$	$f_{\alpha}$
125	0,016	4,000	2,900

Eine Bewertung der Ergebnisse fällt nicht leicht, da eine zonale Simulation nicht in der Lage ist, die komplette Strömungsstruktur abzubilden. Dementsprechend zeigt sich über

<sup>3</sup>Die Messpunkte weichen sowohl in der Höhe als auch in der Tiefe des Raumes von den Mittelpunkten der Volumenelemente ab. Überlegungen zu der Wahl geeigneter Vergleichswerte, sowohl in der örtlichen als auch in der zeitlichen Auflösung, befinden sich im Anhang A.1.

<sup>4</sup>Es wäre zu raumgreifend, an dieser Stelle die Vergleiche aller vier Setups auf jeweils allen betrachteten Höhen (drei Höhen, jeweils für Geschwindigkeit und Temperatur) abzubilden. Aus diesem Grund wird hier lediglich eine Zusammenfassung der Ergebnisse präsentiert. Die vollständige Vorgehensweise der Optimierung mit allen Ergebnisse und Abbildungen befindet sich in Anhang A.3.

#### 4 Verifizierung, Kalibrierung und Validierung des zonalen Modells

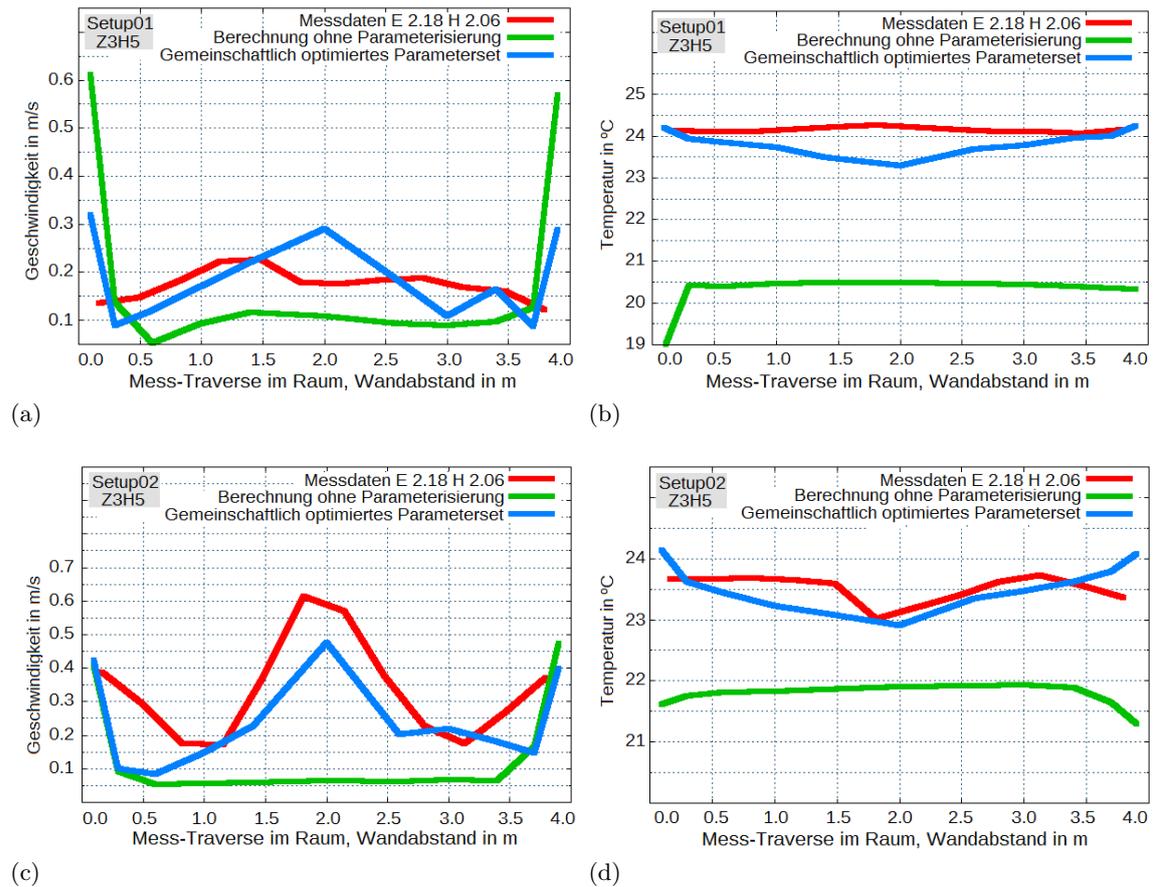


Abbildung 4.9: Ergebnisse vor der Kalibrierung (ohne Parameter) und nach der Kalibrierung durch gemeinschaftliche Optimierung der Parameter. Luftgeschwindigkeit und Temperatur in der Höhe 2,060m. (a) und (b) zeigen Setup01, (c) und (d) zeigen Setup02.

die drei verschiedenen Höhen im Modellraum AMoR ein gemischtes Bild. Auf den oberen zwei Höhen liegen die berechneten Geschwindigkeitsprofile nah an den Messergebnissen. Hier handelt es sich aufgrund der Einströmung um die am deutlichsten ausgeprägte Strömungsstruktur. Die unterste Höhe, bzw. die direkt über den Heizelementen liegende Messreihe, zeigt die größte Abweichung – sowohl in der Größenordnung als auch in der Form des Geschwindigkeitsprofils. Während die Messergebnisse eine recht gleichmäßige Geschwindigkeit zeigen, ohne ein Maximum in der Mitte aufzuweisen, wird in den zonalen Ergebnissen die Struktur der oberen Höhen weiter fortgesetzt. Dementsprechend ist die Differenz zwischen simulierten und gemessenen Werten im Setup01, also dem Zustand, in dem die freie Konvektion überwiegt, am bedeutendsten. Eine weitere Auffälligkeit besteht darin, dass die Geschwindigkeiten an den Rändern in dem zonalen Ansatz fast durchgehend oberhalb der Messdaten liegen. Dies mag zum einen daraus resultieren,

#### 4 Verifizierung, Kalibrierung und Validierung des zonalen Modells

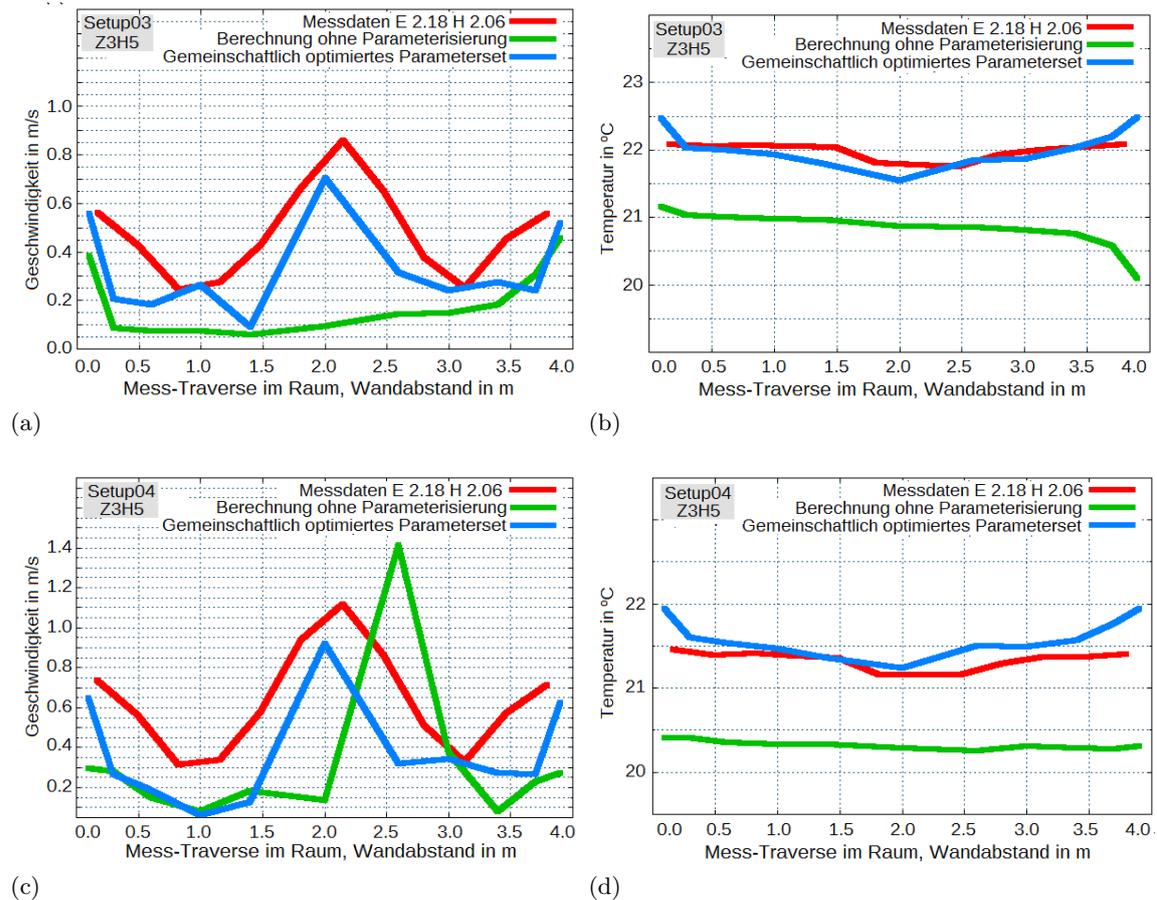


Abbildung 4.10: Ergebnisse vor der Kalibrierung (ohne Parameter) und nach der Kalibrierung durch gemeinschaftliche Optimierung der Parameter. Luftgeschwindigkeit und Temperatur in der Höhe 2,060m. (a) und (b) zeigen Setup03, (c) und (d) zeigen Setup04.

dass die Wand-nächsten Messwerte 0,165m von den Wänden entfernt sind, während die Mittelpunkte der Randvolumenelemente im zonalen Ansatz bei 0,1m liegen. Zum anderen hängt es vermutlich mit den Unterschieden in der Strömungsstruktur dicht über den Heizelementen zusammen.

Weitere Hinweise sollen durch CFD-Vergleiche im nächsten Abschnitt gewonnen werden.

#### 4.2.2 Vergleich der zonalen Ergebnisse mit CFD-Ergebnissen

Um die Bewertung der Parametrisierung des zonalen Modells weiter voranzutreiben, wird ebenfalls ein Vergleich mit CFD-Simulationsergebnissen vorgenommen. Dabei müssen diese jedoch selbst wieder mit Messdaten verglichen werden, um in ihrer Aussagekraft

Gewicht zu haben; ein Vergleich verschiedener Gitter ist ebenfalls sinnvoll<sup>5</sup>. Ein quantitativer Vergleich der Geschwindigkeitsprofile am Beispiel von Setup02 bestätigt die Erkenntnisse aus dem Vergleich der Messdaten mit den Ergebnissen des zonalen Ansatzes bzgl. dessen Grenzen im Gegensatz zu CFD-Berechnungen. Das zonale Geschwindigkeitsprofil direkt über den Heizelementen weicht deutlich von dem gemessenen ab, während die CFD-Lösungen zwar quantitativ ebenfalls eine gewisse Abweichung zeigen, das gemessene Geschwindigkeitsprofil in seiner Form aber deutlich besser wiedergeben. Ein optischer Vergleich soll weitere Informationen liefern. In den Abbildungen 4.11-4.14 sind die Geschwindigkeitsfelder beider Berechnungsmethoden im direkten Vergleich zu sehen. Die Skala auf Seiten der CFD entspricht dabei den minimal bzw. maximal erreichten Werten auf der betrachteten Ebene, die Farbskala der Visualisierung der zonalen Ergebnisse wurde entsprechend der CFD-Skala gewählt. Das Ergebnis zeigt, dass der Betrag der Geschwindigkeit  $V_{mag}$  durchaus Ähnlichkeiten aufweist, wenn auch die Walzenbewegung, in der CFD-Berechnung gut zu erkennen, in der zonalen Berechnung völlig zu fehlen scheint. Hauptverantwortlich für die Magnitude sind die Geschwindigkeitskomponenten in X-Richtung ( $u$ ) und Y-Richtung ( $v$ ), die bei beiden Berechnungen die gleichen Schwerpunkte zeigen. Die Geschwindigkeitswerte in Z-Richtung, also jene, die in dieser Anwendung eine dreidimensionale Strömungsstruktur bedeuten, sind jeweils recht gering, im zonalen Ansatz jedoch deutlich ausgeprägter.

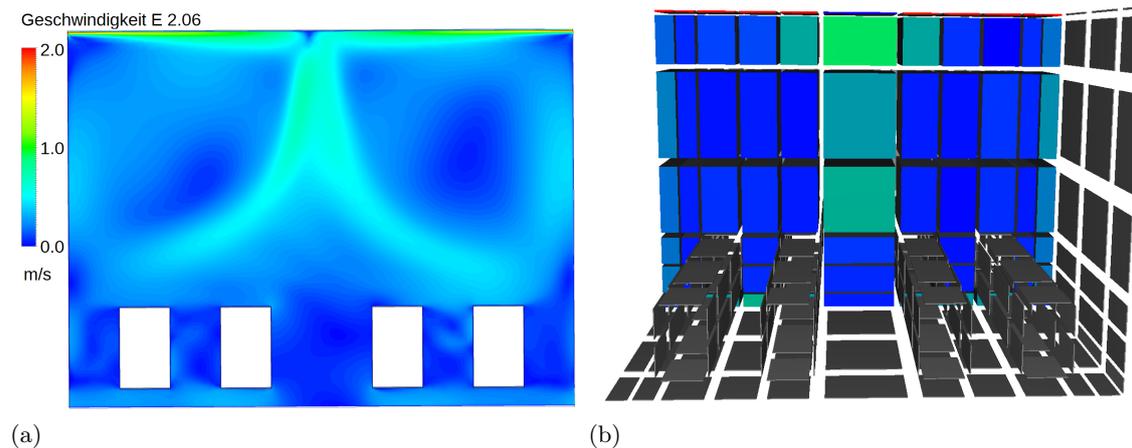


Abbildung 4.11: Vergleich von (a) CFD- und (b) zonalen Ergebnissen anhand des Betrages der Geschwindigkeit:  $V_{mag}$ .

Es wird ebenfalls deutlich, dass die Walzenbewegung der zonalen Berechnung überwiegend in den wandnahen Elementreihen stattfindet, während der betroffene Bereich bei den CFD-Berechnungen breiter zu sein scheint. Dies könnte die Unterschiede zwischen

<sup>5</sup>Alle diesbezüglichen Überlegungen, Vergleiche von CFD-Ergebnissen mit Messdaten und die nachfolgenden Vergleiche von zonalen Ergebnissen mit CFD-Ergebnissen befinden sich in ausführlicher Form im Anhang A.3.

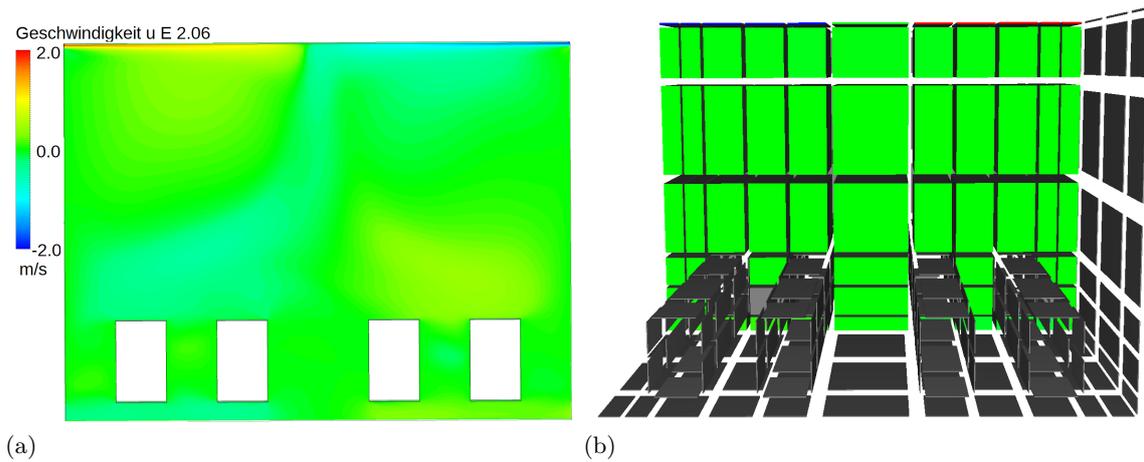


Abbildung 4.12: Vergleich von (a) CFD- und (b) zonalen Ergebnissen:  
Geschwindigkeitskomponente  $u$  in X-Richtung.

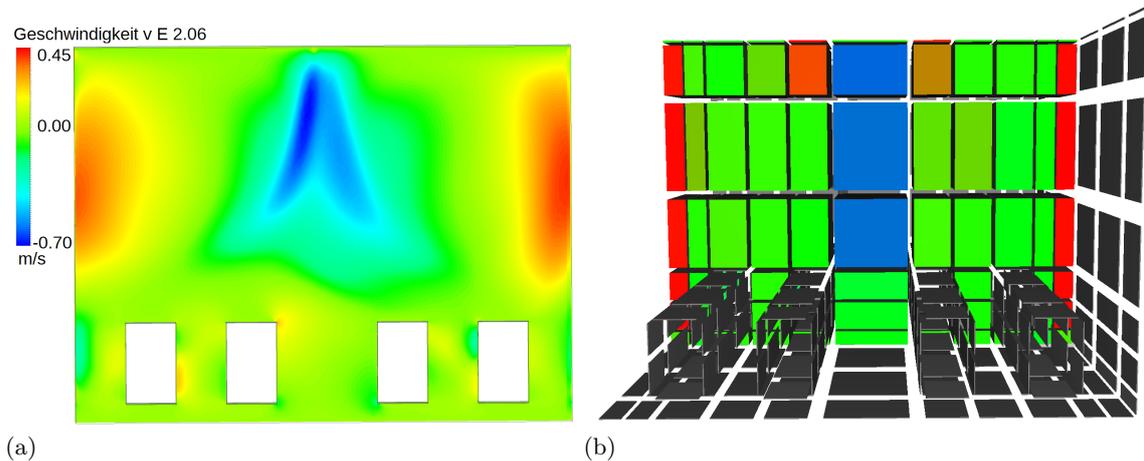


Abbildung 4.13: Vergleich von (a) CFD- und (b) zonalen Ergebnissen:  
Geschwindigkeitskomponente  $v$  in Y-Richtung.

den zonalen Simulationsergebnissen und den Messdaten erklären, die insbesondere wandnah aufgetreten sind.

Das ermittelte Parameterset lässt einige Fragen offen. Dazu zählt die Abhängigkeit der Parameter von der Raumgröße, der Strömungsstruktur und nicht zuletzt von der Diskretisierung. Um diese Faktoren zumindest in den Anfängen zu diskutieren, wird der zonale Ansatz im nächsten Abschnitt auf ein weiteres AMoR-Szenario sowie auf ein Szenario des Thermischen Modellhauses angewandt.

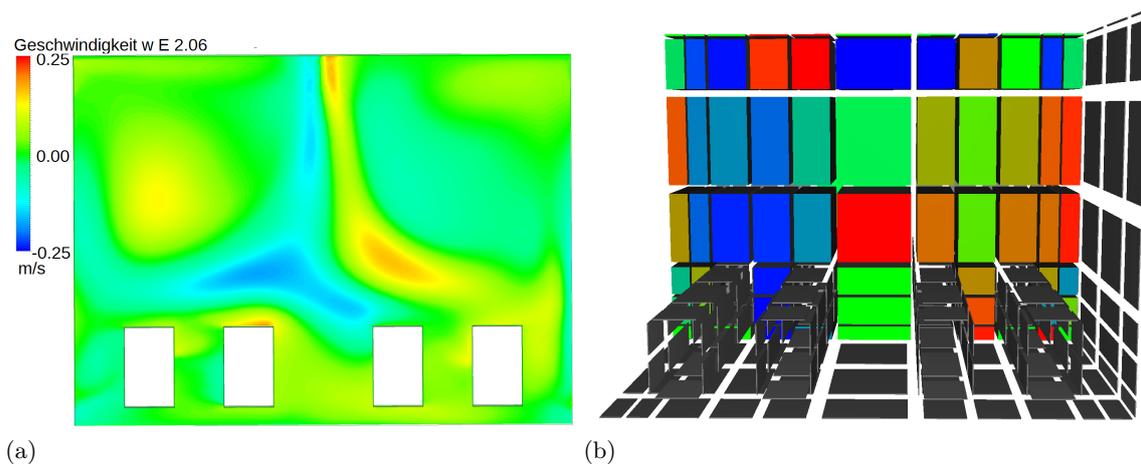


Abbildung 4.14: Vergleich von (a) CFD- und (b) zonalen Ergebnissen: Geschwindigkeitskomponente  $w$  in Z-Richtung.

### 4.3 Validierung des kalibrierten Modells

Der nächste Schritt hinsichtlich der Bewertung der Tauglichkeit des zonalen Ansatzes und der vorgenommenen Kalibrierung besteht in der Anwendung auf Szenarien, die nicht Bestandteil der Optimierung waren. Die Ergebnisse werden erneut mit Messdaten verglichen.

#### 4.3.1 Modellraum AMoR – ein weiteres Setup

Das hier betrachtete Setup des Modellraumes AMoR reiht sich in die bisherigen Untersuchungsfälle ein, unterscheidet sich jedoch deutlich genug, um eine Anwendung außerhalb der Optimierungsszenarien darzustellen. Es handelt sich um eine neue Strömungsstruktur, da die Einströmung – im Gegensatz zu den bisherigen Versuchen – nur einseitig erfolgt. Dabei wird eine Eintrittsgeschwindigkeit von 1m/s und eine Heizlast von 1kW angesetzt. Die Modellierung des Szenarios und der Vergleich der Ergebnisse werden analog zu den Optimierungssimulationen umgesetzt. Da die Strömung bei diesen geringen Eintrittsgeschwindigkeiten zwar noch ein nahezu zweidimensionales Muster aufweist, sich die gemessenen Werte in den einzelnen Ebenen aber stärker unterscheiden als in den vorangegangenen Betrachtungen, werden für den Vergleich die Messwerte dreier Ebenen berücksichtigt. Die Simulationsergebnisse sind einmal für das ursprüngliche und einmal für das parametrisierte Modell ausgegeben.

In den Abbildungen 4.15 - 4.17 ist gut zu erkennen, dass das kalibrierte Modell deutlich näher an den gemessenen Kurven liegt als das ursprüngliche Modell. Unterschiede zwischen Mess- und Simulationsdaten sind jedoch weiterhin deutlich sichtbar. Das zonale Modell wird für diese Anwendung dennoch als ausreichend genau erachtet, da eine Reproduktion von Messdaten weder das Ziel noch zu erwarten war. Zum einen vernach-

#### 4 Verifizierung, Kalibrierung und Validierung des zonalen Modells

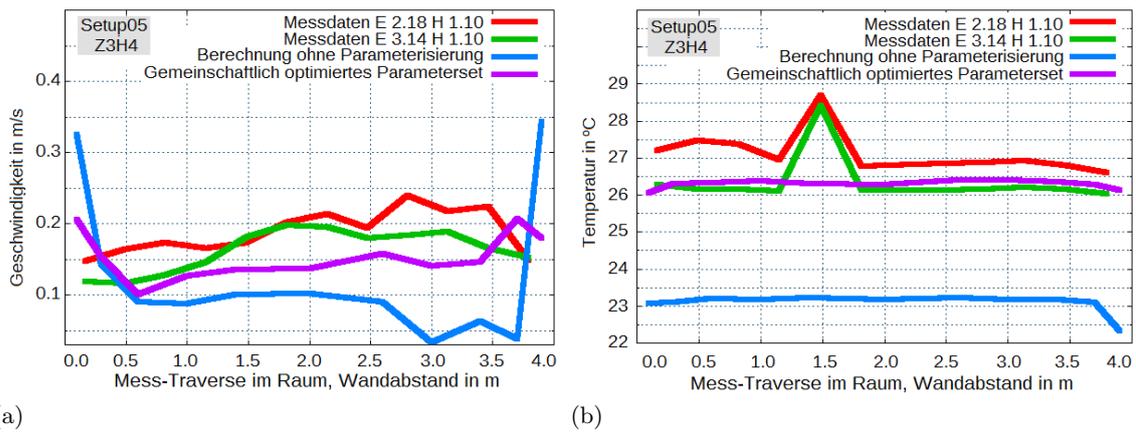


Abbildung 4.15: AMoR Setup05: Betrag der Luftgeschwindigkeit und Temperatur in der Höhe 1,10m.

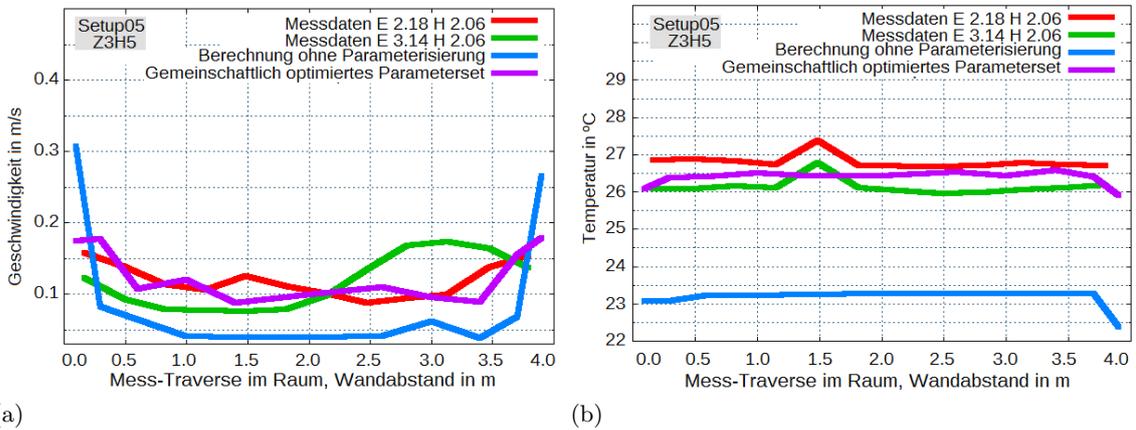


Abbildung 4.16: AMoR Setup05: Betrag der Luftgeschwindigkeit und Temperatur in der Höhe 2,06m.

lässt das zonale Modell in seiner groben Diskretisierung einige physikalische Effekte, zum anderen werden hier die charakteristischen Geschwindigkeiten der Volumenelemente mit Messwerten an einem Punkt verglichen. Eine annähernd exakte Abbildung von Messdaten wäre ein wünschenswertes Ergebnis von CFD-Berechnungen, die hier jedoch zugunsten eines besseren Verhältnisses von Rechenzeit zu simulierter Realzeit nicht durchgeführt werden.

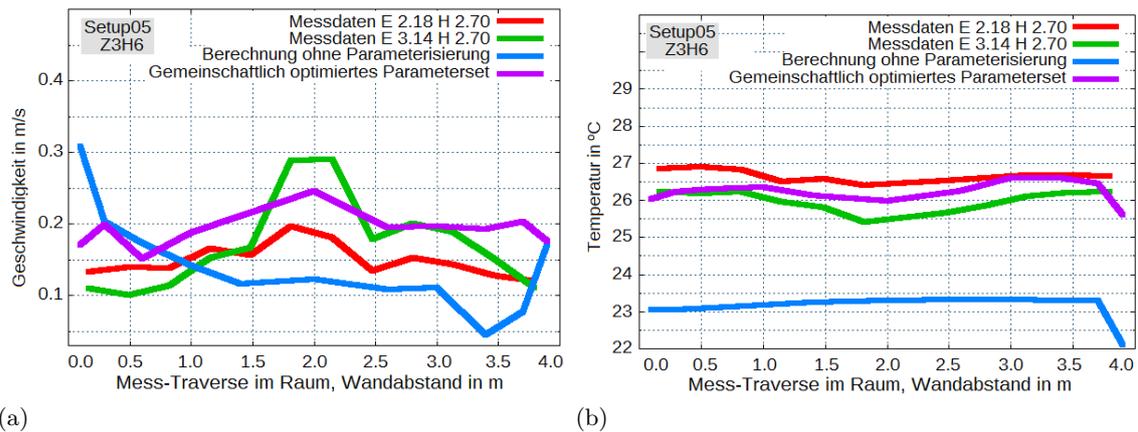


Abbildung 4.17: AMoR Setup05: Betrag der Luftgeschwindigkeit und Temperatur in der Höhe 2,70m.

### 4.3.2 Das Thermische Modellhaus

Das Thermische Modellhaus stellt eine mobile Versuchseinrichtung dar, die am Lehrstuhl für Versorgungsplanung und Versorgungstechnik der Universität der Künste Berlin entwickelt wurde [Nytsch-Geusen et al. 2010]. Sowohl für die universitäre Lehre als auch im Forschungskontext können so im Modellmaßstab verschiedene Effekte zur Gebäudeklimatisierung im physikalischen Experiment nachvollzogen werden. Das Thermische Modellhaus hat die lichten Innenraummaße 1m x 0,5m x 0,5m und verfügt alternativ über geschlossene oder mit Fenstern versehene Fassaden. Neben dem Einsatz von Heizplatten (Heizfolie) und Kühldecken (Peltier-Elemente) ist es so z.B. möglich, ein Fenster zu öffnen oder mit zusätzlichen inneren Unterteilungen das Zusammenspiel von Räumen nachzuahmen. Eine detaillierte Beschreibung der Funktionalitäten, der verwendeten Materialien, des Aufbaus und der resultierenden Kennwerte befindet sich auf der zugehörigen Website<sup>6</sup> bzw. in dort verfügbaren Dokumenten (insbesondere in [Jänicke et al. 2011]). Hier wird ebenfalls die Messtechnik vorgestellt, die im Rahmen von Modellhausversuchen verwendet wird. Grundlegende dokumentierte Modellhausszenarien sind das Aktivieren der Heizplatten (Fußbodenheizung), reines Kühlen über eine Kühldecke, gleichzeitiges Heizen und Kühlen, Heizen und Lüften oder Heizen bei geöffnetem Fenster und werden in [Schmidt 2010] im Detail beschrieben. Abbildung 4.18 zeigt das Thermische Modellhaus.

#### Heizen und Kühlen

Für den hier angestrebten Vergleich wird das Szenario des gleichzeitigen Heizens und Kühlens verwendet (Heizfläche unten links, Kühlfläche oben rechts, vgl. Abbildung 4.19). Der Vorteil dieses Versuchs ist, dass sich in relativ kurzer Zeit ein ausgeglichener Zustand

<sup>6</sup>www.thermisches-modellhaus.de, letzter Zugriff August 2016.

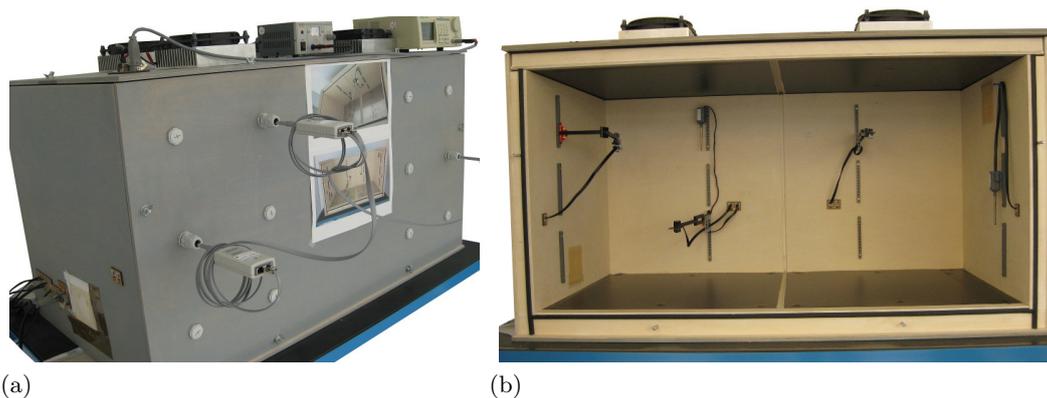


Abbildung 4.18: Das Thermische Modellhaus: (a) geschlossen mit Lufttemperatur und Geschwindigkeits-Sensoren, (b) offen mit Blick auf die Heiz- und Kühlflächen und die Infrarot-Sensoren.

mit einer gleichförmigen Bewegung einstellt. Die besondere Herausforderung besteht darin, dass es sich um freie Konvektion und geringe Geschwindigkeitswerte handelt und es keine zusätzliche Einströmung gibt, die die Strömungsstruktur stabilisiert. Im Ergebnis wird nach einer Einschwingzeit eine Temperatur zwischen den Werten der Heiz- und Kühlfläche erwartet. Die Strömungsstruktur sollte sich gemäß einer Raumlufthalze verhalten. Die über der Heizplatte erwärmte Luft müsste aufsteigen, sich längs im Raum bewegen, unter der Kühldecke abkühlen und wieder absinken.

Zusätzlich zu den dokumentierten Sensoren für die Lufttemperatur wird die Messtechnik für diesen Versuch erweitert. Zum einen werden Lufttemperatur- und Geschwindigkeits-sensoren benötigt, zum anderen Sensoren zur Erfassung der Oberflächentemperaturen. Für Ersteres werden Systeme von AirDistSys5000 verwendet. Diese ermöglichen parallele Messungen von Lufttemperatur und Luftgeschwindigkeiten an beliebigen Raumpunkten und sind mit einem Gültigkeitsbereich zwischen 0,05m/s und 5m/s für geringe Raumlufthalzströmungen geeignet. Die Erfassung der Oberflächentemperaturen basiert analog zu der restlichen Modellhaustechnik auf Lego Mindstorms Technik. Verwendet werden *Thermal Infrared Sensors for Lego Mindstorm NXT EV3*. Die Bestimmung der Oberflächentemperaturen ist für diesen Versuch sehr wichtig, da die gemessenen Werte der Boden-Heizfläche bzw. der Decken-Kühlung die entscheidenden treibenden Randbedingungen für das Simulationsmodell sind. Um durch die Messung selbst möglichst geringe Störungen zu verursachen, wurde die Infrarottechnik gewählt. Um Reflexionseigenschaften der mit Aluminiumplatten bestückten Heiz- und Kühlflächen zu minimieren, wurden diese mit einer wärmeleitenden aber strahlungsarmen Folie verklebt. Erste Messungen mit den Sensoren ergaben im Vergleich zu einem Oberflächenthermometer mit Kontaktfläche gute Übereinstimmungen. Mit einer Wärmebildkamera wurde bestätigt, dass die Heiztechnik eine gleichmäßige Temperaturverteilung über die Heizfläche erzeugt. Im Gegensatz dazu zeigt die Verteilung auf den Kühlflächen lokale Unterschiede. Bei einem Kühlvorgang werden in der Mitte der Platte schnell zwei Kältepunkte sichtbar, während

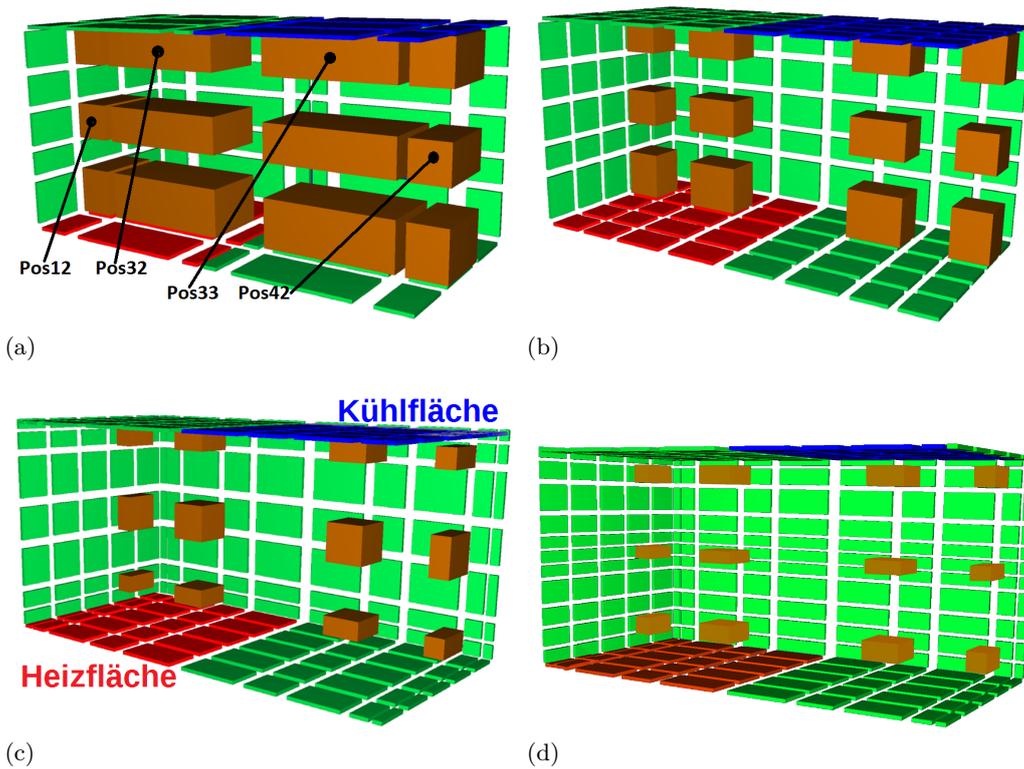


Abbildung 4.19: Das Thermische Modellhaus in verschiedenen Diskretisierungen. (a) zonDis5306 (90 Volumenelemente), (b) zonDis5508 (200 Volumenelemente), (c) zonDis7510 (350 Volumenelemente), (d) zonDis11510 (550 Volumenelemente).

es in der umgebenden Fläche wesentlich wärmer ist. Um die Temperaturverteilung dieser Fläche als Randbedingung für verschiedene Diskretisierungen des zonalen Modells anzupassen, wurde für jede diskrete Teilfläche der Kühlfläche mit Hilfe der Messungen und Aufnahmen der Wärmebildkamera eine äquivalente Temperatur berechnet<sup>7</sup>. Für die Simulation wurden zonale Modelle verschiedener Diskretisierungen realisiert, die in Abbildung 4.19 dargestellt sind. Die (6 x 5 x 3)-Diskretisierung steht mit 80 Volumenelementen für die größte Auflösung, die für den Versuch und den Messaufbau sinnvoll ist. Die (10 x 11 x 5)-Diskretisierung steht mit 550 Volumenelementen für die feinste Auflösung, die sich in praktikabler Rechenzeit simulieren lässt. Die Simulationen wurden mit der Nettomethode des langwelligen Strahlungsaustauschs berechnet. Sowohl die Messungen als auch die Simulationen wurden jeweils für einen Zeitraum von 3 Stunden durchgeführt. Während die Technik der Heiz- und Kühlfläche in den Messversuchen

<sup>7</sup>Der Versuchsaufbau inklusive Beschreibung der Messtechnik, der Versuchsdurchführung sowie der Aufbereitung der Messwerte als Randbedingungen für die zonale Simulation ist im Anhang A.4 zu finden.

#### 4 Verifizierung, Kalibrierung und Validierung des zonalen Modells

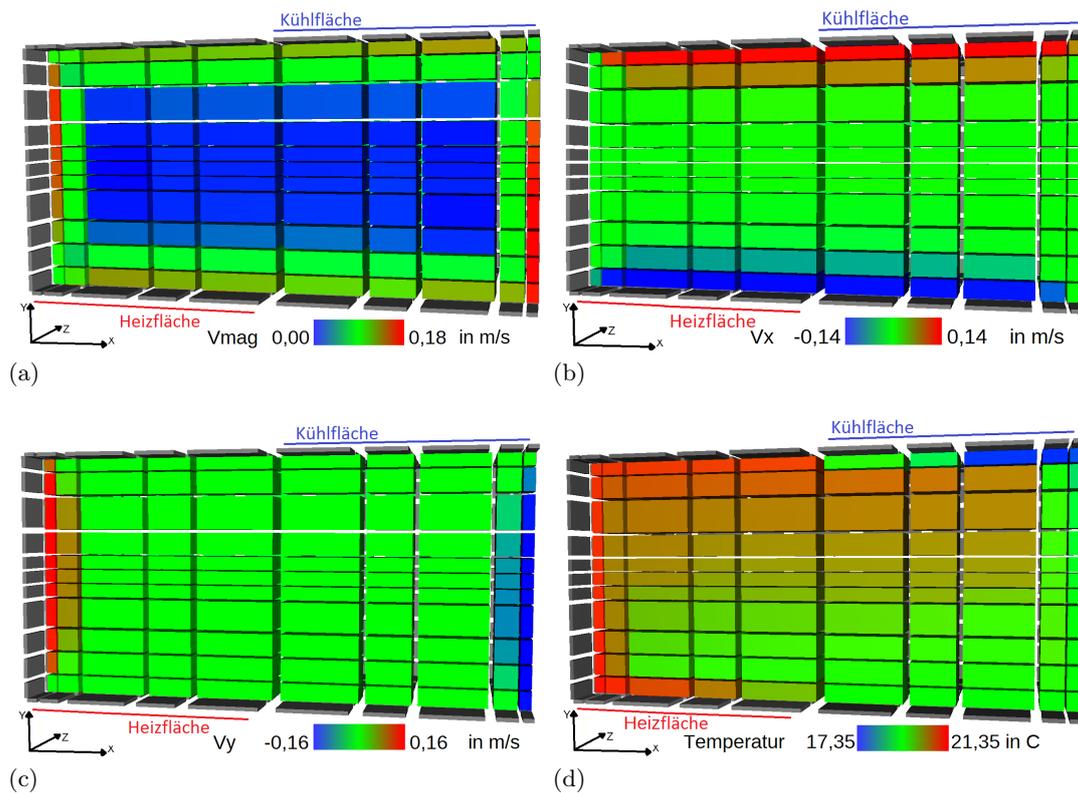


Abbildung 4.20: Im Querschnitt (a) die Magnitude der Luftgeschwindigkeit, (b) die X-Komponente der Luftgeschwindigkeit, (c) die Y-Komponente der Luftgeschwindigkeit, (d) die Temperaturverteilung.

innerhalb dieser Zeitspanne gestartet wurde, so dass eine gewisse Einschwingzeit unterstellt werden muss, sind die Randbedingungen in den Simulationen von Anfang an auf den Endzustand gesetzt. Für einen Vergleich wird der Zeitraum von einer Stunde nach 90 Minuten Einschwingzeit verwendet. Eine Visualisierung des Querschnitts eines Simulationsmodells zeigt, dass die erwartete Strömungsstruktur grundsätzlich dargestellt wird. In Abbildung 4.20 sind die Magnitude der Geschwindigkeit sowie die X-Komponente, die Y-Komponente der Luftgeschwindigkeit und schließlich die Temperaturverteilung der detailliertesten Diskretisierung ( $10 \times 11 \times 5$ ) abgebildet. Es folgt der Vergleich der Simulationsergebnisse unterschiedlicher Diskretisierungen mit den Messwerten. Dafür werden vier Messungen unter gleichen Bedingungen aber mit z.T. versetzten Sensoren berücksichtigt. Die Ergebnisse eines ersten Vergleichs von Temperaturwerten an Position 12 (Pos12, vgl. Abbildung 4.19) zeigen, dass es über der Warmfläche je nach Diskretisierung zu leicht unterschiedlichen Temperaturen kommt (vgl. Abbildung 4.21(a)). Ob dies nun an der Berechnung des zonalen Modells oder der Messungenauigkeit liegt, ist schwer festzustellen. Der Vergleich unter der Kühlfläche zeigt ein besseres Bild (vgl. Abbildung 4.21(b)). Dementsprechend fallen auch die Vergleiche der Luftgeschwindigkeiten

#### 4 Verifizierung, Kalibrierung und Validierung des zonalen Modells

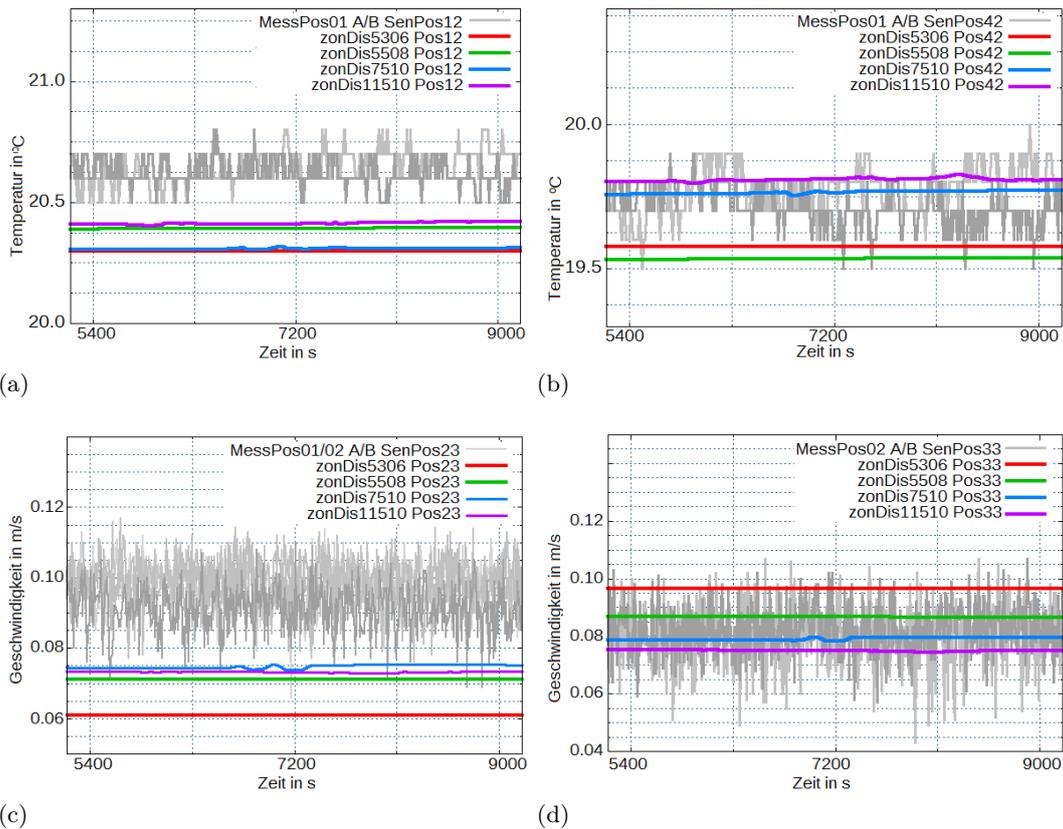


Abbildung 4.21: Vergleich der Temperaturwerte (a) über der Heizfläche und (b) unter der Kühldecke, Vergleich der Luftgeschwindigkeitswerte (c) über der Heizfläche und (d) unter der Kühldecke.

unterschiedlich aus. Während es über der Warmfläche bei den Simulationsergebnissen im Vergleich zu den Messdaten zu geringeren Geschwindigkeiten kommt (vgl. Abbildung 4.21(c)), zeigen die Geschwindigkeiten unterhalb der Kühlfläche ein einheitliches Bild (vgl. Abbildung 4.21(d)). Nimmt man die Nähe zu den Messdaten als Fehlermaß an, lassen sich mit einer Steigerung der Anzahl der Elemente durchaus bessere Ergebnisse erzielen. Allerdings hat eine Steigerung der Elementanzahl ebenfalls eine Steigerung der Rechenzeit zur Folge, so dass sich – angesichts eines Zeitvergleichs für die Berechnung des Thermischen Modellhauses im nächsten Abschnitt unter Berücksichtigung der Modellierung des Strahlungsaustauschs – schnell die Frage nach der Verhältnismäßigkeit von Rechenzeit und Detaillierungsgrad stellt. Betrachtet man die hier vorliegenden vier Vergleichsabbildungen, zeigt das Modell mit 90 Luftvolumenelementen mehrmals die größte Abweichung, während die Modelle mit 200, 350 und 550 Luftvolumenelementen in unterschiedlicher Reihenfolge in der Nähe der Messergebnisse liegen. Das Modell mit 550 Luftvolumenelementen bietet im Vergleich mit den größeren Modellen keinen großen Mehrwert.

## 4.4 Zu dem langwelligen Strahlungsaustausch

### 4.4.1 Vergleich der Brutto- und Nettomethode

Während der Modellraum AMoR aufgrund seiner Bauweise ohne Modellierung des langwelligen Strahlungsaustauschs berechnet werden konnte, wurde bei den Berechnungen des Thermischen Modellhauses die Nettomethode genutzt. Allgemein ist der langwellige Strahlungsaustausch ein wichtiger Einflussfaktor, der auch in den Anwendungsbeispielen in Kapitel 7 berücksichtigt werden soll. Da keine Daten zur Validierung zur Verfügung stehen, wird hier lediglich die grundsätzliche Plausibilität der stark vereinfachten Modellierung in dem zonalen Ansatz dieser Arbeit betrachtet. Dafür wird erneut das Thermische Modellhaus berechnet. Der Übersichtlichkeit halber werden gleichförmige Randbedingungen verwendet, um erneut das Szenario des gleichzeitigen Heizens und Kühlens herzustellen.

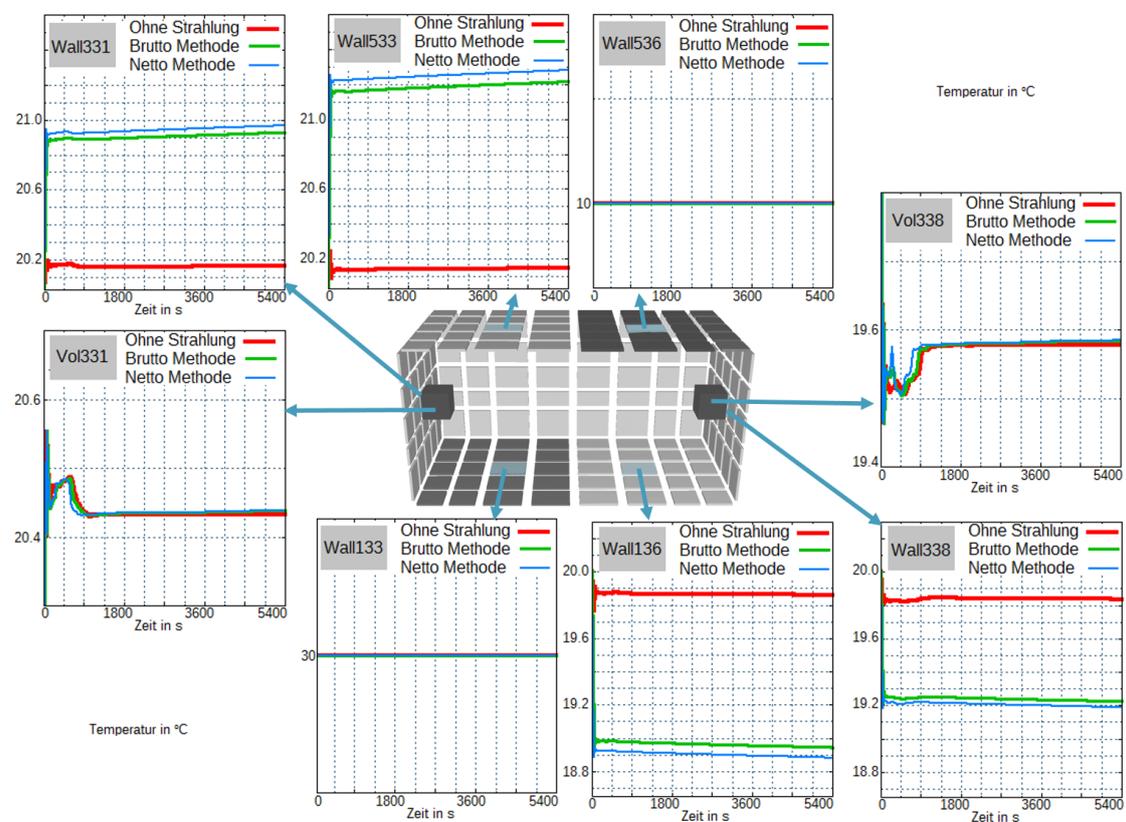


Abbildung 4.22: Vergleich verschiedener Modellierungen des langwelligen Strahlungsaustauschs: Oberflächentemperaturen und zwei Lufttemperaturen an verschiedenen Positionen des Thermischen Modellhauses.

In Abbildung 4.22 sind die Ergebnisse der Vergleichsrechnungen mit und ohne Modellierung des langwelligen Strahlungsaustauschs dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, wie sich die Berücksichtigung der zusätzlichen Wärmeströme auf die Oberflächentemperaturen der Wandelemente auswirkt. Dabei sind die gegenüberliegenden Flächen der Kühl- und Heizfläche stärker betroffen als die seitlich angrenzenden Flächen. Auf die Lufttemperaturen hat dies ebenfalls einen Einfluss, der aber in der Kürze des dargestellten Zeitraumes kaum zu bemerken ist. Die Ergebnisse der Berechnungen mit der Netto- und Bruttomethode liegen nah beieinander. Die Nettomethode führt bei einer Erwärmung zu etwas höheren, bei einer Abkühlung zu etwas niedrigeren Oberflächentemperaturen als die Bruttomethode.

#### 4.4.2 Vergleich von Rechenzeiten

Die Einfachheit der Geometrie des Thermischen Modellhauses ermöglicht es, die Anzahl der Luftvolumenelemente systematisch zu erhöhen, weshalb hier ebenfalls ein Vergleich der Rechenzeiten, insbesondere unter Berücksichtigung der Modelle der Berechnung der langwelligen Strahlung, vorgenommen werden soll. Hierfür wurden der Simulationszeit-

Tabelle 4.2: Vergleich der Rechenzeiten verschiedener Diskretisierungen bei unterschiedlicher Berechnung des langwelligen Strahlungsaustauschs.

	zonDis5306	zonDis5508	zonDis7510	zonDis11510
Anzahl Luftvolumen	90	200	350	550
zeitabhängige Variablen ohne Strahlungsmodell	6872	14292	24308	37544
CPU-Zeit für 10800s in s	0,962	13,311	201,097	1013,04
zeitabhängige Variablen Nettomethode	7215	14843	25139	38735
CPU-Zeit für 10800s in s	8,852	109,45	1431,02	4789,85
zeitabhängige Variablen Bruttomethode	7593	15473	26069	40025
CPU-Zeit für 10800s in s	4,40	48,32	1204,42	6227,34

raum von 10800s für die vier bekannten Diskretisierungen (vgl. Tabelle 4.2) jeweils ohne langwelligen Strahlungsaustausch mit einer Modellierung nach der Nettomethode sowie einer Modellierung nach der Bruttomethode jeweils mehrfach berechnet und die Mittelwerte der CPU-Zeiten für jeweils drei Rechendurchgänge miteinander verglichen. Die Berechnungen wurden mit Dymola Version 2016 durchgeführt, als Löser wurde *Cvode - variable order* verwendet. In Abbildung 4.23 sind die Rechenzeiten über der Anzahl der Luftvolumenelemente abgebildet. Es zeigt sich, dass eine Berücksichtigung des langwelligen Strahlungsaustauschs die Rechenzeiten immens steigert. Die Wahl der Diskretisierung spielt dabei ebenfalls eine Rolle, da die Bruttomethode in den Modellierungen bis 350 Luftvolumenelementen schneller ist als die Nettomethode, während sie bei dem Modell mit 550 Luftvolumenelementen etwas schlechter abschneidet. Wenn als Zielver-

#### 4 Verifizierung, Kalibrierung und Validierung des zonalen Modells

hältnis aus Simulationszeitraum und Simulationszeit die Berechnung von 24 Stunden in maximal 1-2 Stunden angenommen wird, ergeben sich Raummodellierungen mit ca. 300 Luftvolumenelementen.

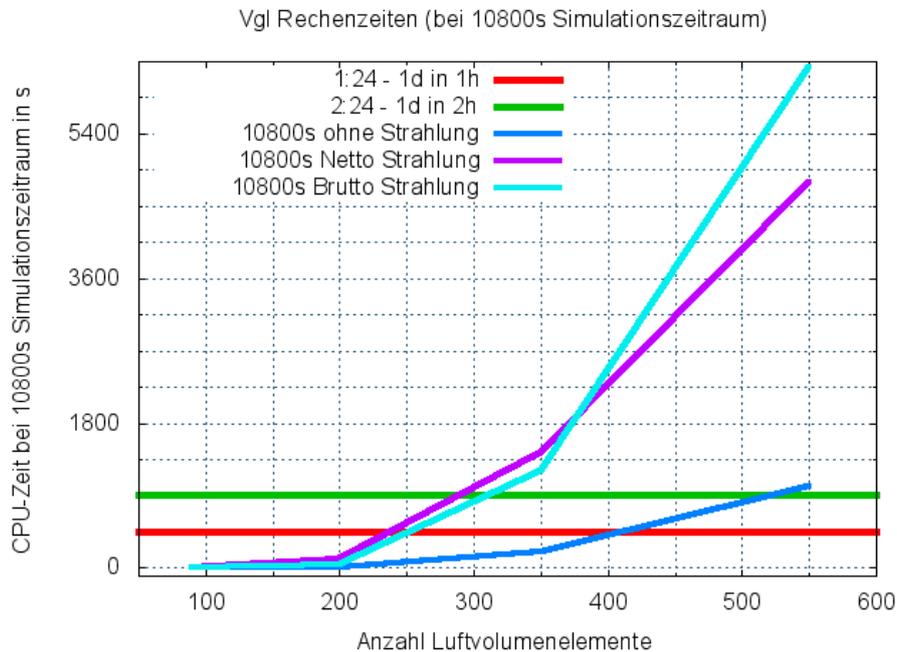


Abbildung 4.23: Vergleich der Rechenzeiten der verschiedenen Diskretisierungen.

#### Fazit

Das Ziel dieses Kapitels ist die Überprüfung des zonalen Modells. Beispiele der Verifizierung zeigen, dass grundsätzliche physikalische Vorgänge reproduziert werden. Erste Vergleiche mit gemessenen Strömungsstrukturen machen eine Kalibrierung des zonalen Modells erforderlich. Mit Hilfe von Messdaten des Modellraumes AMoR und eines Optimierungstools wird ein Parameterset bestimmt und im Folgenden verwendet. Anschließende Validierungen zeigen gute Übereinstimmungen zwischen Simulationsergebnissen und Messdaten. Zum Abschluss der Modellüberprüfung wird der Fokus noch einmal auf die Modellierung des langwelligen Strahlungsaustauschs gelenkt. Hierbei handelt es sich um einen wichtigen Einflussfaktor, dessen Modellierung aber nur plausibilisiert werden kann, da keine Messdaten für Vergleiche im Detail vorhanden sind. Ein Rechenzeitvergleich rundet die Betrachtung des zonalen Modells ab. Damit ist das zonale Modell grundsätzlich einsatzfähig. Um Innenraumklima sinnhaft über mehrere Tage zu berechnen und bzgl. Hitzestressrisiken auszuwerten, bedarf es weiterer Funktionalitäten. Im folgenden Kapitel wird die Umsetzung passiver Lüftung diskutiert, in Kapitel 6 folgen Methoden zur Umsetzung von Nutzerverhalten und der Bewertung von Hitzestressrisiken.

## 5 Plausibilisierung der Modellierung der passiven Lüftung

Nachdem der Schwerpunkt der Validierung im vorangegangenen Kapitel auf den grundlegenden Funktionen einer Innenraumströmung lag, soll in diesem Kapitel die Schnittstelle zwischen Innenraum und Außenraum in den Fokus rücken: die Fensterlüftung. Während bei der Untersuchung der Parametrisierung des zonalen Modells auf einflussfaktorenarme und gut vermessene Modellräume zurückgegriffen werden konnte, ist die Fensterlüftung ein deutlich komplexerer Untersuchungsgegenstand. Existierende Messungen und Simulationen sind oft sehr spezifisch und lassen sich schwer auf weitere Anwendungen übertragen; dementsprechend stehen keine verwendbaren Messdaten zur Verfügung, so dass für eine Plausibilisierung der zonalen Modellierung der passiven Lüftung theoretische Überlegungen und CFD-Berechnungen herangezogen werden müssen. Das Anwendungsbeispiel ist ein Raum einer Pflegeeinrichtung, der ebenfalls in den Anwendungsbeispielen in Kapitel 7 zum Einsatz kommt. Dieser Raum ist Bestandteil des UCaHS-Messnetzes und war bereits Grundlage für CFD-Studien zu verschiedenen Einflussfaktoren auf das Innenraumklima [Foth 2016].

### 5.1 Die Luftverteilung im Raum bei passiver Lüftung

Für den Einsatzbereich des zonalen Modells – die Simulation des Innenraumklimas über mehrere Tage – ist die Umsetzung unterschiedlicher Konfigurationen der passiven Lüftung (Fenster geschlossen, gekippt, dreh-geöffnet) notwendig. Wie in Kapitel 3 beschrieben, gibt es ausreichend Literatur zu Messung, Modellierung und Berechnung des gesamten ein- und austretenden Luftvolumenstroms einer Fensterlüftung sowie theoretische Überlegungen zur Verteilung von Zu- und Abluft über die Öffnungsflächen. Vergleichsweise wenige Untersuchungen existieren hingegen zu den resultierenden Strömungsstrukturen im Innenraum.

Einige Messungen finden sich z.B. bei [Eftekhari et al. 1997], eine Kombination aus Messung und CFD-Berechnungen bei [Jiang et al. 2003]. Allerdings sind diese Ergebnisse nicht geeignet, um sie für einen Vergleich mit zonalen Ergebnissen zu verwenden. Analog zu den theoretischen Überlegungen zu der Verteilung des ein- und austretenden Luftvolumenstroms an den Öffnungsflächen eines Fensters (vgl. Abschnitt 3.3) lassen sich jedoch Charakteristiken einer Raumluchtströmung, wie sie durch passive Lüftung verursacht wird, feststellen. Durch Messungen und Modellräume motiviert, können so allgemeine Strömungsstrukturen abgeleitet werden (u.a. bei [Nielsen et al. 2000], [Heiselberg et al. 2001]). Konkreter werden [Zeidler et al. 2004] und [Fitzner et al. 2012], die die Luftverteilung in einem passiv belüfteten Raum mit niedrigerer Umgebungs- als Innentemperatur sehr anschaulich beschreiben. Bei geöffnetem Drehfenster strömt über den unteren Teil der Öffnungsfläche Luft ins Innere. Bei einem geöffneten Kipfenster strömt die Luft über beide dreieckförmigen Seitenflächen ein. Diese – vergleichsweise

kältere und damit schwerere – Luft fällt nach dem Eintreten zu Boden und vermischt sich dabei abhängig von Weglänge und Temperaturdifferenz mit der Raumluft. Die immer noch kältere Luft bewegt sich parallel zum Boden, bis sie auf Wärmequellen stößt, an denen sie Auftrieb erhält. Sie erreicht die Decke und strömt Richtung Fenster, durch dessen oberen Bereich sie den Raum wieder verlässt.

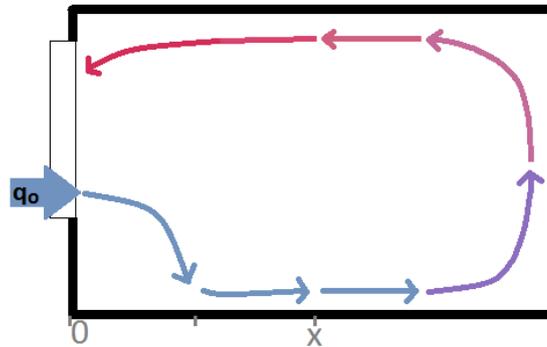


Abbildung 5.1: Theoretischer Verlauf einer Raumluftrömung bei geöffnetem Fenster.

Abbildung 5.1, die so oder ähnlich in vielen Veröffentlichungen zum Thema passive Lüftung zu finden ist, soll die Hauptbewegung der Luft darstellen und liefert ebenfalls einen Hinweis auf die Schwierigkeiten im Realversuch: die Einströmung durch das Fenster erfolgt oft nicht ungehindert, da Gardinen, Pflanzen oder weitere Dekorationselemente den Weg versperren. Ebenfalls ist der Raum vor dem Fenster nicht zwangsläufig offen. Potentielle Wärmequellen müssen nicht im hinteren Teil des Raumes liegen, da es sich bei ihnen z.B. um Menschen oder technische Geräte handeln kann, die überall positioniert sein können. Bei unterschiedlich temperierten Nachbarräumen oder durch Sonneneinstrahlung können – je nach Sonnenstand und Exposition des Fensters – auch die Wände als Wärmequellen fungieren. Nicht selten ist durch solare Einstrahlung der Fußboden selbst eine Wärmequelle, so dass die eintretende Luft nicht absinkt. Diese Beispiele sollen unterstreichen, warum sich eine Beschreibung der Luftverteilung so schwierig gestaltet, bzw. warum Messwerte im Allgemeinen sehr spezifisch sind und nur wenige Wiederverwertungsmöglichkeiten bieten. Gleichwohl liefern die theoretischen Überlegungen Anhaltspunkte, die in Kombination mit vergleichenden CFD-Berechnungen eine Plausibilisierung der Umsetzung der Fensterlüftung in einem zonalen Modell ermöglichen sollten. Im Folgenden werden drei Fensterzustände unterschieden:

- das Fenster ist geschlossen.
- das Fenster ist gekippt (mit einem Öffnungswinkel von  $6^\circ$ ).
- das Fenster ist dreh-geöffnet (mit einem Öffnungswinkel von  $90^\circ$ ).

## 5.2 Vergleichende CFD-Berechnungen

Um Anhaltspunkte für die Plausibilität der zonalen Modellierung der passiven Lüftung zu generieren, werden an dieser Stelle CFD-Berechnungen<sup>1</sup> herangezogen. Ein Vorteil von CFD-Berechnungen besteht darin, dass ein beliebiger – auch künstlicher – Zustand, der zonal realisiert werden soll, nachgestellt und untersucht werden kann. Eine Abfolge verschiedener Zustände, z.B. die Simulation eines Tages mit verschiedenen Lüftungssituationen, ist hingegen zu zeitaufwändig und unterstreicht einmal mehr die aktuellen Grenzen von CFD-Berechnungen. Die Berechnung passiver Lüftung mit Hilfe von CFD-Tools erfordert sowohl den Test verschiedener geometrischer Modellierungen als auch die obligatorischen Gitterverfeinerungsstudien. Vorarbeiten finden sich in [Foth 2016]. Analog hierzu wird die Raumgeometrie für verschiedene Fensterkonfigurationen einzeln modelliert und sowohl mit Hexaeder-basierten Gittern (ANSYS Meshing: Vernetzungsmethode *Hex Dominant*) als auch mit einem reinen Tetraeder-basierten Gitter (ANSYS Meshing: Vernetzungsmethode *Tetraeder*) vernetzt (vgl. Tabelle 5.1). Die verschiedenen Gitter werden anhand der Ergebnisse einer stationären Berechnung miteinander verglichen. Das Simulationsszenario entspricht in der Realität einem über einen längeren Zeitraum vollständig geöffneten Fenster im Kontext eines aufgeheizten Raumes. Dies bedeutet, die Lufttemperatur im Innenraum hat sich weitestgehend an den Außenraum angeglichen, die Wände sind aufgrund ihrer hohen thermischen Kapazität jedoch weiterhin Wärmequellen. Dafür wurden die Wände im Innenraum mit einer festen Temperatur von 30°C angenommen und die Lufttemperatur im Außenraum mit 25°C festgesetzt. In

Tabelle 5.1: Vernetzungen der Raumgeometrie.

	<i>Hex00442572</i>	<i>Hex01542779</i>	<i>Hex02528699</i>	<i>Tet03678030</i>
Anzahl Knoten	442.572	1.542.779	2.528.699	3.678.030
Anzahl Elemente	447.528	1.674.889	2.745.049	15.874.645

Abbildung 5.2(a) ist die Raumgeometrie mit den Punkten und der Fläche, an denen die Ergebnisse der verschiedenen Gitter verglichen werden, abgebildet. Als zweites Kriterium wurden die Geschwindigkeitsverteilungen an der Kontaktfläche zwischen Innen- und Außenraum der verschiedenen Gitter miteinander verglichen (vgl. Abbildung 5.3). Die Vergleiche von Temperatur und Luftgeschwindigkeit über die ausgewählten Raumpunkte ergeben gute Übereinstimmungen. In Abbildung 5.2(b) sind exemplarisch die Geschwindigkeitswerte über eine Punktreihe in X-Richtung für die verschiedenen Gitter aufgetragen. Dieser Vergleich wurde für alle Punktreihen (jeweils drei oder vier Raumpunkte mit gleicher Y- und Z-Koordinate und in X-Richtung versetzt) für Temperatur- und Geschwindigkeitswerte vorgenommen. Weitergehende Untersuchungen dokumentieren jedoch insbesondere in wandnahen Gebieten Unterschiede zwischen den Hexaeder-basierten Gittern und dem Tetraeder-basierten Gitter, was sich mit den verwendeten

<sup>1</sup>Die CFD-Berechnungen wurden mit ANSYS Workbench, ANSYS CFX Version 16.2 erstellt. Das Konvergenzkriterium von  $MAX 10^{-3}$  wurde in den stationären Berechnungen und in jedem Zeitschritt der transienten Berechnungen erreicht.

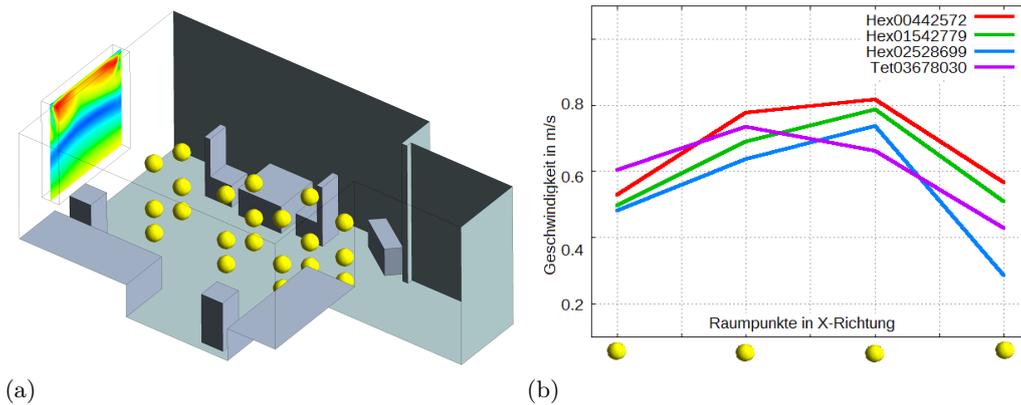


Abbildung 5.2: (a) Vergleichspunkte für die verschiedenen CFD-Gitter und (b) ein exemplarischer Vergleich der Luftgeschwindigkeiten über eine Punktereihe in X-Richtung.

Grenzschichten und der deutlich höheren Elementzahl des Tetraeder-Gitters erklären lässt. Die Betrachtung der Strömungsverhältnisse an der geöffneten Fensterfläche zeigt, dass alle Vernetzungen Ergebnisse liefern, die den theoretischen Vorüberlegungen zu Ein- und Ausströmflächen entsprechen. Die Tetraeder-Vernetzung erreicht etwas höhere Geschwindigkeiten im Bereich der Ausströmung.

Da es bei der Plausibilisierung der zonalen Modellierung der Fensterlüftung durch den Vergleich mit CFD-Berechnungen in dieser Arbeit zum einen vorrangig um die Ein- und Ausströmung an der Öffnungsfläche sowie um Geschwindigkeits- und Temperaturverteilung an inneren Positionen geht und zum anderen angesichts transienter Berechnungen auch die Rechengeschwindigkeit eine zentrale Rolle spielt, wird für die folgenden Berechnungen das Gitter *Hex01542779* als guter Kompromiss erachtet und verwendet.

Für den Vergleich mit zonalen Simulationsergebnissen werden vier Berechnungen durchgeführt: jeweils eine stationäre und eine transiente Berechnung für ein vollständig 90°-dreh-geöffnetes und ein 6°-gekipptes Fenster. Die Randbedingungen sind dabei in allen Berechnungen identisch. Der Innenraum wird mit einer Lufttemperatur von 30°C initialisiert, die Außenluft hat eine feste Temperatur von 25°C. Die Innenwände werden ebenfalls mit einer festen Temperatur gleich der Lufttemperatur im Innenraum belegt. Die jeweiligen Öffnungsflächen des Fensters werden mit der Randbedingung *Opening* befähigt, sowohl ein-, als auch austretende Strömungen abzubilden. Die stationäre Berechnung steht für einen eingeschwungenen Zustand, so wie er eintritt, wenn ein Fenster über einen längeren Zeitraum geöffnet ist und sich die Innenraum- und Außenraumbedingungen stark aneinander angenähert haben. Dass die Wände als unveränderlich angenommen werden, ist kein Widerspruch, da sie zum einen wesentlich langsamer als die Raumluft reagieren und zum anderen durch Nachbarräume beeinflusst sein können. Die transiente Berechnung steht für eine dynamische Anfangsphase, so wie sie entsteht, wenn ein Fenster bei einer großen Temperaturdifferenz zwischen Innen- und Außenraum erst-

## 5 Plausibilisierung der Modellierung der passiven Lüftung

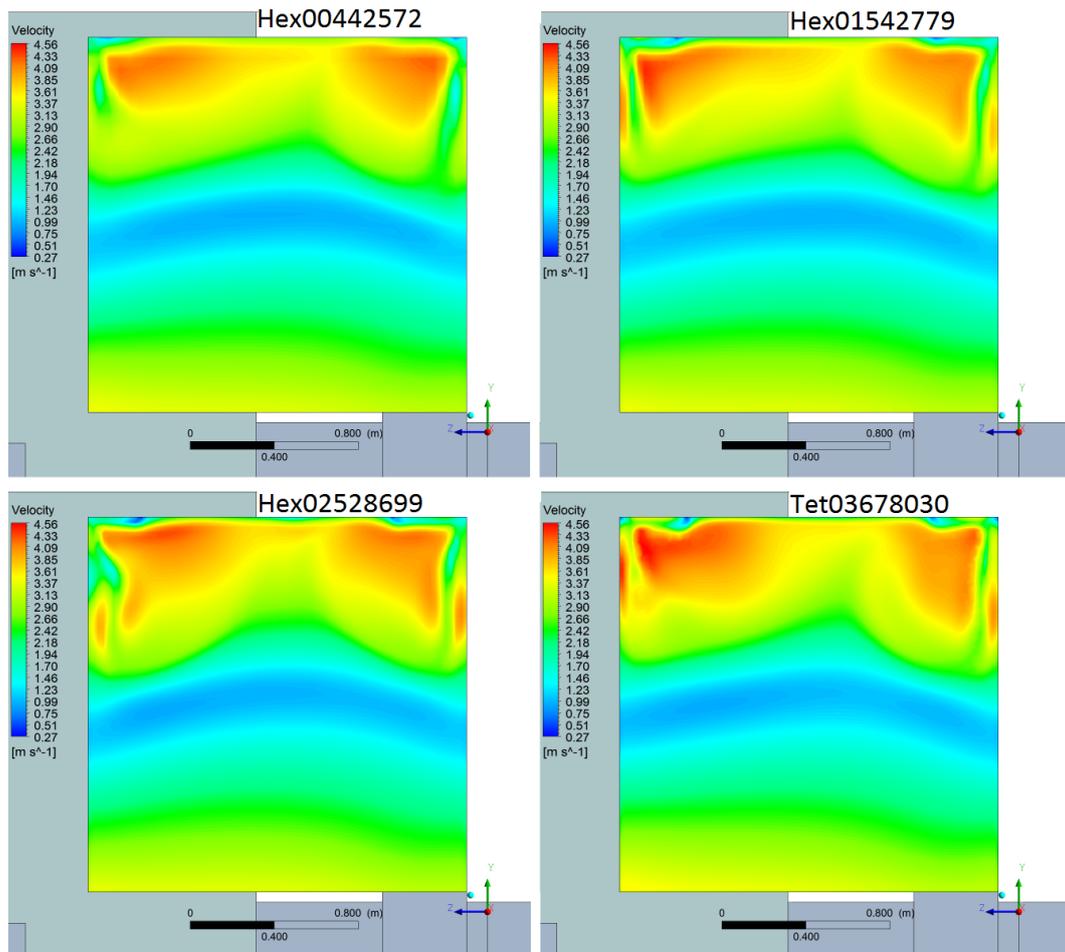


Abbildung 5.3: CFD-Vergleich der Luftgeschwindigkeiten an der Fenster-Öffnungsfläche für vier verschiedene Vernetzungen.

mals geöffnet wird. Die transiente Berechnung wird für einen Zeitraum von 10 Minuten durchgeführt. Für die hier genutzten Vergleichsgrößen ist der Zustand der auskonvergierten stationären CFD-Lösung und der auskonvergierten transienten CFD-Lösung nach 10 Minuten nahezu identisch. Das zonale Modell besteht aus 366 Luftvolumenelementen, das Fenster ist mit  $3 \times 5$  diskreten Teilflächen aufgelöst. Während bei den transienten Vergleichen die gleiche Zeitspanne betrachtet wird wie bei den CFD-Berechnungen, werden für die stationären Vergleiche feste Randbedingungen angenommen und ein längerer Zeitraum berechnet, bis alle betrachteten Größen ein gleichförmiges Verhalten zeigen. Für die Vergleiche von CFD und zonaler Modellierung sind besonders der Fensterbereich und der fensternahe Bereich von Interesse. Darüber hinaus wird die Verteilung im Raum entlang eines mittleren Querschnitts über die ganze Ebene und besonders an drei Raumpunkten entlang verfolgt. Abbildung 5.4 gibt einen Eindruck von den Vergleichspunkten und der Vergleichsfläche.

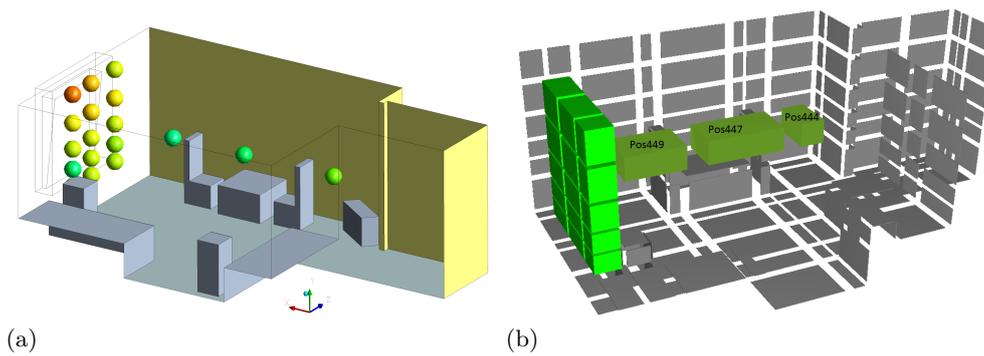


Abbildung 5.4: Orte des Vergleichs im (a) CFD-Modell und (b) zonalen Modell.

### 5.2.1 Stationäre Vergleiche zonaler und CFD-Ergebnisse

Der Vergleich der stationären CFD-Berechnung mit der Modellierung und den Ergebnissen des zonalen Ansatzes soll insbesondere die anteilige Zuweisung des Volumenstroms als Randbedingung des zonalen Modells plausibilisieren. Während die Verteilung der Ein- und Ausströmung über die Fenster-Öffnungsfläche der CFD-Berechnung ein Ergebnis der Temperatur- und Druckunterschiede sowie der Raumluchtströmung ist, wird sie im zonalen Ansatz anhand theoretischer Vorüberlegungen aufgeprägt. Insbesondere bei der Modellierung des gekippten Fensters sind große Unterschiede zu erwarten, da hier die Vereinfachungen der Raumgeometrie, wie sie bei der zonalen Diskretisierung erforderlich sind, besonders große Auswirkungen haben können. Während die CFD-Geometrie die typische Struktur des Fensters nachbildet (d.h. das Fenster wird mit Laibung modelliert und die einströmende Luft befindet sich vorerst in der Ausbuchtung des Fensters), wird auch dies im zonalen Modell ausschließlich über die Belegung der Randflächen mit Volumenströmen in X-Richtung umgesetzt. Um die unmittelbaren Auswirkungen dieser Belegung bei den verschiedenen Fensterkonfigurationen zu vergleichen, wird neben der Randbedingung ebenfalls die Luftströmung im fensternahen Bereich verglichen.

#### Ein- und Ausströmflächen

Zunächst soll ein Blick auf die CFD-Ergebnisse geworfen werden. In Abbildung 5.5 sind die ein- und austretenden Geschwindigkeitskomponenten der verschiedenen Fensteröffnungen jeweils normal zur Fläche dargestellt. Für die Übersichtlichkeit wurde die Bewegung in die entgegengesetzte Richtung auf null gesetzt. Über die Fläche des 90°-drehgeöffneten-Fensters zeigt sich das erwartete Bild: die kühlere Luft des Außenraumes tritt im unteren Bereich in den Innenraum ein; im oberen Bereich tritt Raumlucht aus. Dabei zeigt sich für beide Bereiche ein über die Höhe lineares Geschwindigkeitsprofil mit den geringsten Geschwindigkeiten in der Mitte der Fensterfläche. Das gekippte Fenster zeigt ein weniger einheitliches Bild. Grob lassen sich die dreieckigen Seitenflächen des gekippten Fensters als das überwiegende Einströmgebiet identifizieren, Einströmung findet real allerdings auch an der oberen rechteckigen Fläche statt. Die Ausströmung beschränkt sich auf die obere Öffnungsfläche.

## 5 Plausibilisierung der Modellierung der passiven Lüftung

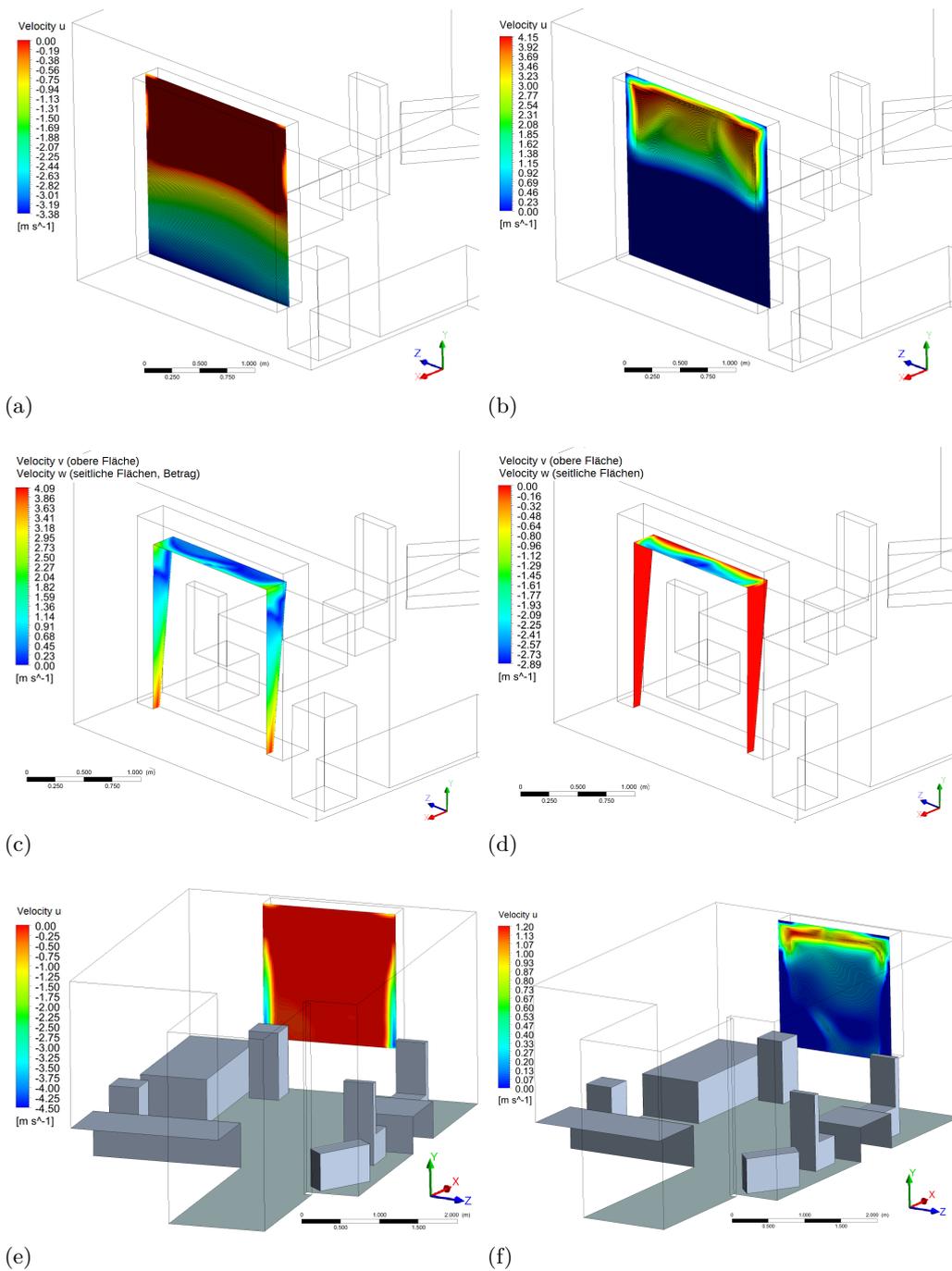


Abbildung 5.5: (a) Ein- und (b) Ausströmlächen der Luft in X-Richtung bei einem 90°-dreh-geöffneten Fenster. (c) Ein- und (d) Ausströmlächen der Luft in Z- bzw. Y-Richtung bei einem 6°-kipp-geöffneten Fenster. (e) Ein- und (f) Ausströmlächen der Luft in X-Richtung zwischen der Fensterausbuchtung und dem Innenraum.

## 5 Plausibilisierung der Modellierung der passiven Lüftung

Da das zonale Modell ohne Laibung modelliert ist und die Luftvolumenströme normal zu den Randflächen eingebracht werden, wird für das gekippte Fenster zusätzlich die Geschwindigkeitsverteilung an der Kontaktfläche zwischen Innenraum und Fensterlaibung betrachtet. Es zeigt sich, dass die Einströmung hier in der Tat an den Seitenflächen stattfindet, während die Ausströmung ihren Schwerpunkt im oberen Bereich hat.

Mit Blick auf die Ein- und Ausströmflächen der CFD-Berechnung erscheint es sinnvoll, die je nach Fensterkonfiguration festgelegte zonale Verteilung der Ein- und Ausströmflächen zusätzlich zu der Gewichtung über die Anzahl und Größe der diskreten Teilflächen (vgl. Überlegungen aus Abschnitt 3.3) mit einem linearen Verteilungsfaktor zu belegen. Dieser variiert die Anteile des Gesamtvolumenstroms einer Ein- oder Ausströmfläche pro horizontaler Elementreihe zwischen 35% und 65%. Die resultierende Verteilung des Luftwechsels im zonalen Ansatz ist in Abbildung 5.6 visualisiert.

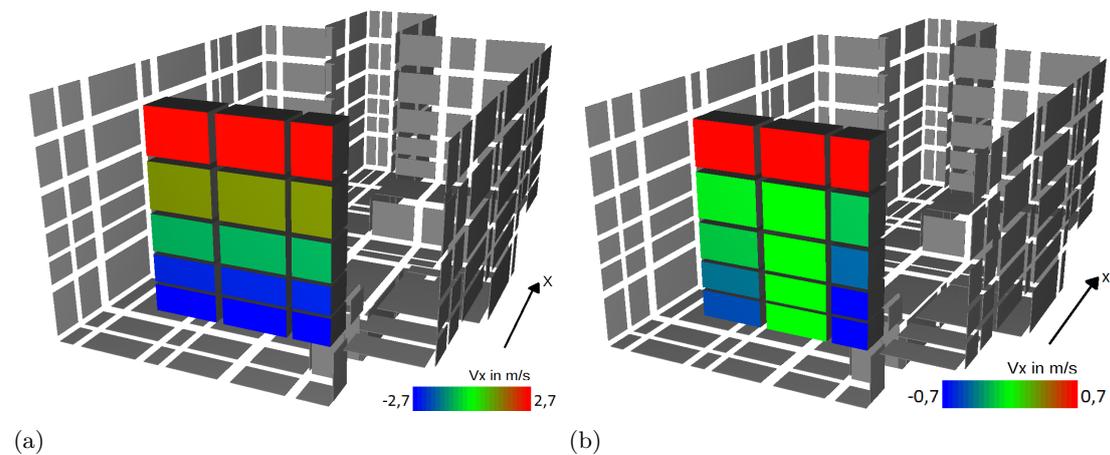


Abbildung 5.6: Explizit festgelegte Ein- und Ausströmflächen der Luft in X-Richtung bei einem (a) 90°-dreh-geöffneten und einem (b) 6°-kipp-geöffneten Fenster.

Die Bewertung des kipp-geöffneten Fensters orientiert sich an der Kontaktebene zwischen Raum und Laibung des Fensters und nicht an den ursprünglichen Ein- und Ausströmflächen. Hierbei ist sofort ersichtlich, dass die Unterteilung der zonalen Diskretisierung, die hier aufgrund geometrischer Raumfaktoren und hinsichtlich der maximalen Anzahl der Luftvolumenelemente und nicht mit Blick auf die Strömungszustände am Fenster gewählt wurde, sehr grob ist. So sind in der Diskretisierung die seitlichen Strömungsflächen des 6°-kipp-geöffneten Fensters unterschiedlich breit und jeweils deutlich breiter als der Bereich, der in der CFD-Berechnung von der Einströmung betroffen ist. Auffällig ist, dass in der CFD-Berechnung sowohl bei dem 90°-dreh-geöffneten Fenster als auch bei dem 6°-kipp-geöffneten Fenster deutlich höhere Ein- und Ausströmgeschwindigkeiten erreicht werden (vgl. Abbildung 5.5 und Abbildung 5.6). Bei dem kipp-geöffneten Fenster kann dies mit der geringeren Fläche begründet werden, die von dem Luftaustausch betroffen ist und demnach mehr Volumenstrom pro Fläche durchbringt. Bei der

Drehöffnung erscheinen analog dazu die Flächen der stärksten Ein- und Ausströmung kleiner, aber stärker ausgeprägt zu sein. Um zu belegen, dass diese Form der Belegung der Randflächen trotz der beschriebenen Unterschiede sinnvoll ist, wird die Betrachtung im nächsten Schritt auf den fensternahen Bereich ausgedehnt.

### Fensternaher Bereich

Bei einer Beurteilung des fensternahen Vergleichs stellt sich unmittelbar die Frage, welche Bereiche miteinander verglichen werden sollen. Aus den Ergebnissen der CFD-Berechnung lassen sich Luftgeschwindigkeiten an einem beliebigen Raumpunkt oder gemittelt über ein größeres Gebiet bestimmen; die zonale Berechnung liefert charakteristische Geschwindigkeiten, die jeweils für unterschiedlich große Luftvolumenelemente gelten. Für einen quantitativen Vergleich werden die Werte dieser drei Kategorien nebeneinandergestellt. In Abbildung 5.7(a) repräsentieren kleine Kugeln die Werte an den Raumpunkten, die jeweils den Mittelpunkten der Sphären aus Abbildung 5.7(b) (über die gemittelt wird) und den Mittelpunkten der zonalen Volumenelemente aus 5.7(c) entsprechen.

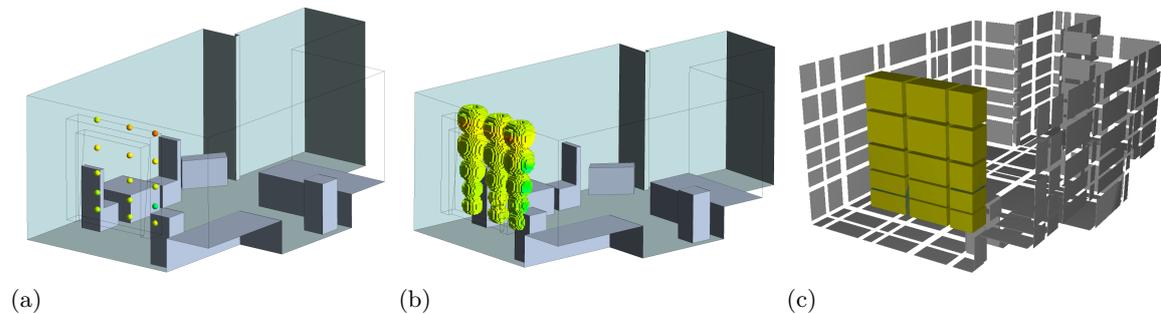


Abbildung 5.7: Visualisierung des Vergleichs der (a) CFD-Punktwerte, (b) CFD-Mittelwerte und (c) zonalen charakteristischen Volumenelementwerte.

In Abbildung 5.8 ist der Vergleich für das 90°-dreh-geöffnete Fenster für die Geschwindigkeitskomponente in X-Richtung ( $u$ , oben) und die Magnitude der Geschwindigkeit ( $V$ , unten) abgebildet. Für eine bessere Übersichtlichkeit sind die Zahlenwerte zusätzlich farbig unterlegt. Selbstverständlich ist die Verteilung über die Fensterbreite im zonalen Ansatz deutlich einheitlicher als in den CFD-Berechnungen. Ein auffälliger Wert findet sich an der rechten unteren Fensterecke. Hier prallt Strömung kurz nach Eintritt auf ein Hindernis (einen Nachttisch) und wird abgebremst bzw. abgelenkt. Hier befindet sich der größte Unterschied in den absoluten Werten, da die Verschiedenartigkeit der Wertermittlung besonders zum Tragen kommen. Die charakteristische Geschwindigkeit ist in einem Volumenelement ermittelt, das in der ganzen Breite an das Solid stößt und dementsprechend eine abgebremste Strömung zeigt. Der gemittelte CFD-Wert umfasst ebenfalls Bereiche, die das Hindernis umströmen, während sich an dem betrachteten Punkt eine

## 5 Plausibilisierung der Modellierung der passiven Lüftung

gegenläufige Bewegung gebildet zu haben scheint. Des Weiteren ist auffällig, dass die zonalen Werte im oberen Bereich des Fensters deutlich höher liegen als in den CFD-Berechnungen; besonders deutlich wird dies bei der Betrachtung der Magnitude. Ein

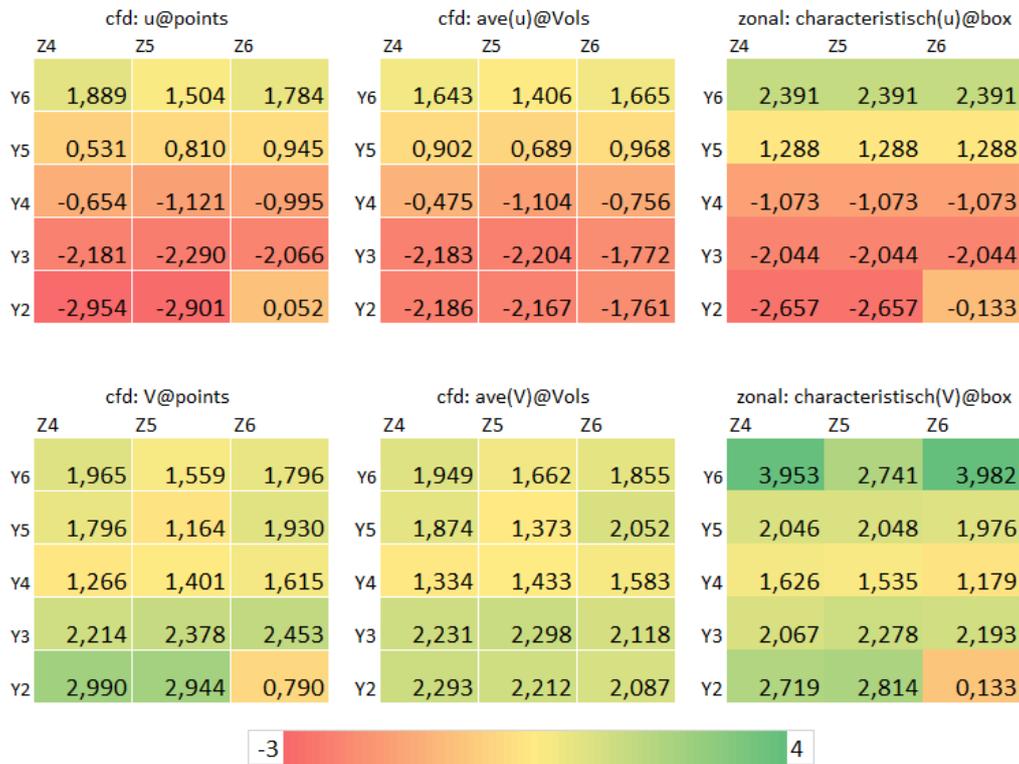


Abbildung 5.8: Luftgeschwindigkeit in X-Richtung (oben) und als Magnitude (unten) bei einem 90°-dreh-geöffneten Fenster. Links: CFD-Ergebnis an einem Punkt, Mitte: CFD-Ergebnis gemittelt über einen größeren Bereich, rechts: zonale charakteristische Geschwindigkeit des entsprechenden Luftvolumens.

möglicher Grund hierfür ist, dass das Fenster im zonalen Ansatz als Vereinfachung der Geometrie bis an die Decke heran modelliert wurde, während bei der CFD-Berechnung ein wenige Zentimeter großer Abstand zwischen Laibung und Decke modelliert ist. Abgesehen von den genannten Unterschieden liefert der Vergleich ein recht einheitliches Bild. In Abbildung 5.9 ist der Vergleich analog für das 6° kipp-geöffnete Fenster abgebildet. Hier sind die Unterschiede wie erwartet deutlicher ausgeprägt. Auffällig sind die ebenfalls erhöhten Geschwindigkeitswerte im oberen Bereich des zonalen Ansatzes. Außerdem fällt auf, dass die Annahme der kompletten Seitenflächen als Einströmfläche unterhalb der oberen Elementreihe nicht der CFD-Berechnung entspricht, da der obere Wert eine Ausströmung zeigt. Nichtsdestotrotz zeigen die Vergleiche beider Fensterzustände übereinstimmende Größenordnungen der Luftgeschwindigkeitswerte und ähnliche Verteilungen.

## 5 Plausibilisierung der Modellierung der passiven Lüftung

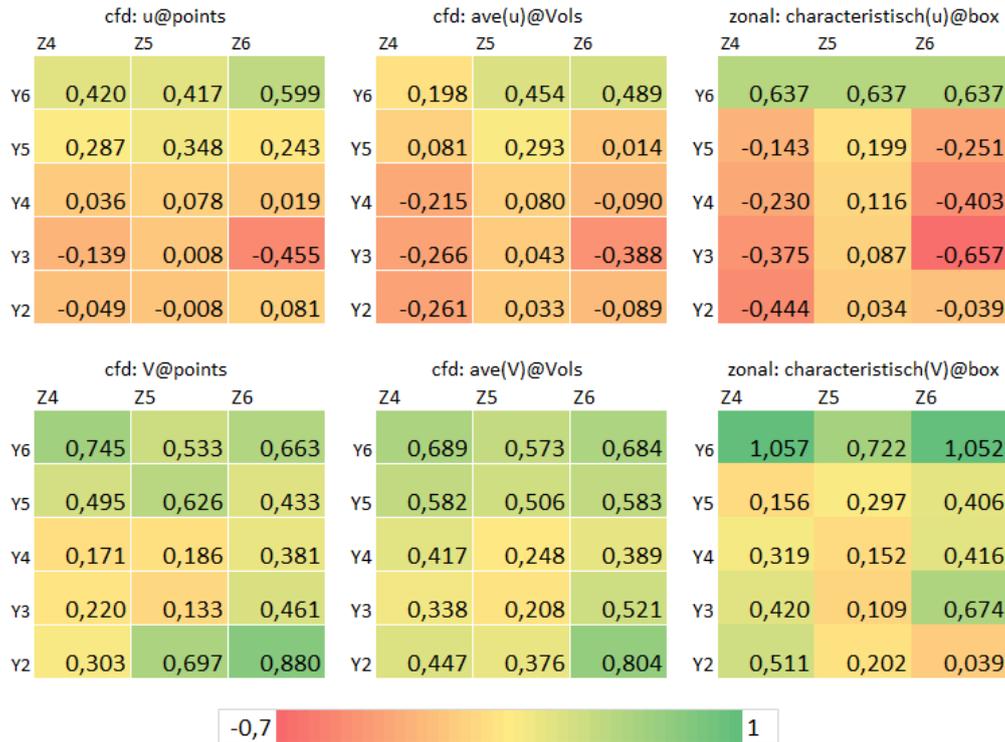


Abbildung 5.9: Luftgeschwindigkeit in X-Richtung (oben) und als Magnitude (unten) bei einem 6°-kippen geöffneter Fenster. Links: CFD-Ergebnis an einem Punkt, Mitte: CFD-Ergebnis gemittelt über einen größeren Bereich, rechts: zonale charakteristische Geschwindigkeit des entsprechenden Luftvolumens.

### 5.2.2 Transiente Vergleiche zonaler und CFD-Ergebnisse

Im nächsten Schritt wird die Verteilung der einströmenden Luft im Raum betrachtet. Während für die Untersuchung der Randbedingungen und des fensternahen Bereichs im vorherigen Abschnitt Ergebnisse eines eingeschwungenen Zustandes herangezogen wurden, werden für die Bewertung der Verteilung im Innenraum nun die transienten Vorgänge miteinander verglichen. Dafür wurden sowohl die CFD-Berechnung mit einem vollständig dreh-geöffneten und einem kipp-geöffneten Fenster als auch die zonale Berechnung für 10 Minuten durchgeführt. Beide Simulationen wurden mit einer Lufttemperatur von 30°C im Innenraum initialisiert, so dass der Beginn der Simulation dem Vorgang des Fensteröffnens gleich und sich hochgradig transiente Prozesse abspielen. Für einen Vergleich zwischen CFD- und zonalen Ergebnissen werden sowohl visuelle als auch numerische Kriterien herangezogen.

### Visueller Vergleich

In den folgenden Abbildungen werden Momentaufnahmen der CFD-Berechnung und Momentaufnahmen der zonalen Berechnung nach 1s und 10s Simulationszeit einander gegenübergestellt. Verglichen werden die Geschwindigkeitskomponente in X-Richtung

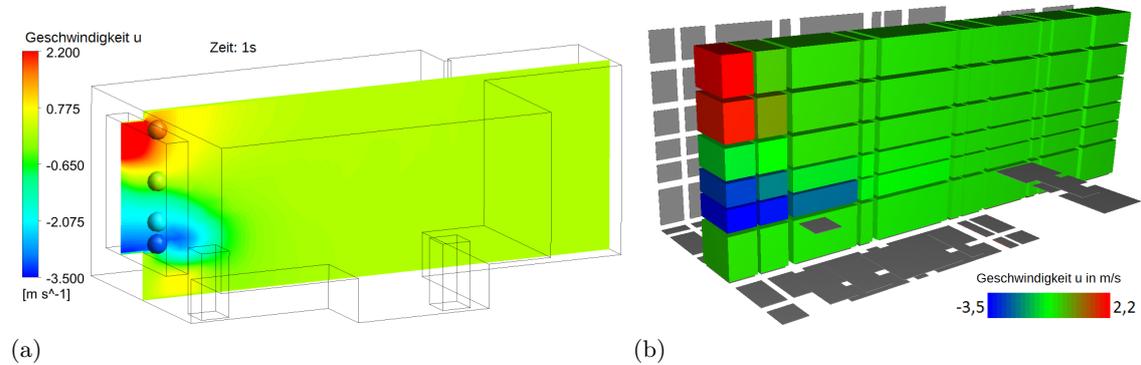


Abbildung 5.10: Strömungsentwicklung nach einer Sekunde in einer Ebene bei einem 90°-dreh-geöffneten Fenster. (a) CFD-Ergebnisse, (b) zonale Ergebnisse.

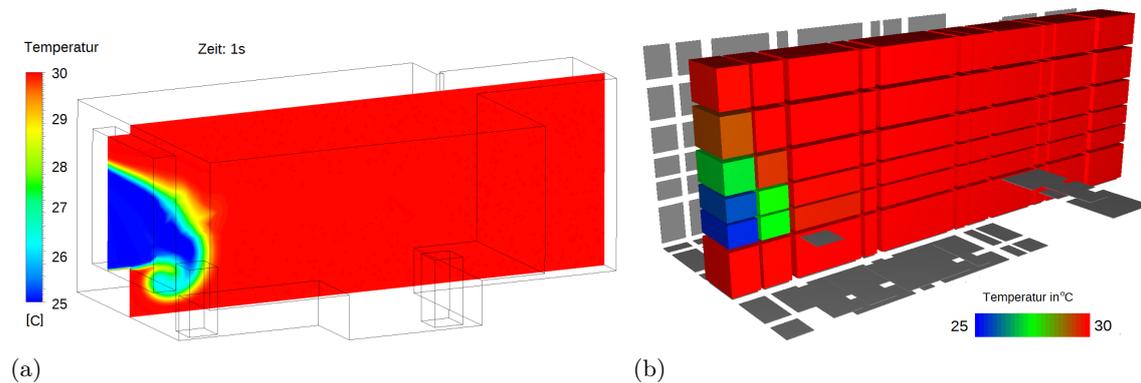


Abbildung 5.11: Entwicklung der Temperaturverteilung nach einer Sekunde in einer Ebene bei einem 90°-dreh-geöffneten Fenster. (a) CFD-Ergebnisse, (b) zonale Ergebnisse.

und die Temperaturverteilung des 90°-dreh-geöffneten Fensters<sup>2</sup>. Während sich die Verläufe nach einer Sekunde noch sehr ähnlich sind (vgl. Abbildung 5.10 und Abbildung

<sup>2</sup>Erschwert wird der Vergleich der CFD-Ergebnisse mit den zonalen Ergebnissen durch die verschiedenen Methoden der Visualisierung. Während für die CFD-Berechnung das dazugehörige ANSYS-Tool (ANSYS CFD-Post) genutzt wurde, kommt für den zonalen Ansatz eine Methode aus der Modelica-Bibliothek BuildingSystems zum Einsatz. Das Minimum und Maximum der Farbskala wurde einander entsprechend gewählt, es muss aber berücksichtigt werden, dass sich die Farbskalen im Verlauf

## 5 Plausibilisierung der Modellierung der passiven Lüftung

5.11), werden nach zehn Sekunden die Unterschiede zwischen den Modellen deutlich. Der Verlauf der Strömung, und dem folgend auch die Verteilung der kühleren Luft, ist im zonalen Modell sehr viel gerader und ungebremster (vgl. Abbildung 5.12 und Abbildung 5.13) als in der CFD-Berechnung. So scheinen im vorderen Bereich des Raumes bei beiden Simulationmethoden ähnliche Zustände zu herrschen, während im hinteren Bereich der zonalen Berechnung höhere Luftgeschwindigkeiten ankommen.

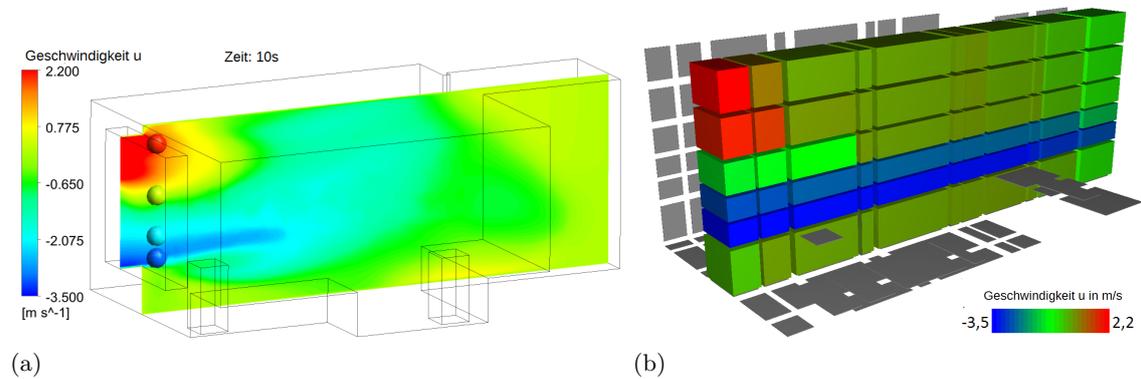


Abbildung 5.12: Strömungsentwicklung nach zehn Sekunden in einer Ebene bei einem 90°-dreh-geöffneten Fenster. (a) CFD-Ergebnisse, (b) zonale Ergebnisse.

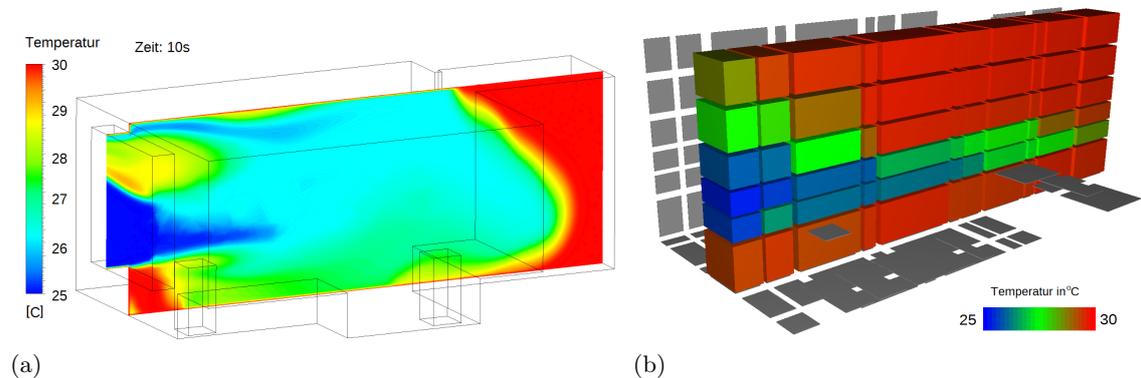


Abbildung 5.13: Entwicklung der Temperaturverteilung nach zehn Sekunden in einer Ebene bei einem 90°-dreh-geöffneten Fenster. (a) CFD-Ergebnisse, (b) zonale Ergebnisse.

---

voneinander unterscheiden. Des Weiteren beschränkt sich der Vergleich auf die Variante des 90°-dreh-geöffneten Fensters. Bei der gekippten Variante sind die resultierenden Luftgeschwindigkeiten im Innenraum so gering, dass die Visualisierung – sowohl der CFD-Ergebnisse als auch der zonalen Ergebnisse – wenig Informationsgewinn bietet.

### Numerischer Vergleich

In Ergänzung zu dem visuellen Vergleich sind in Abbildung 5.14 und Abbildung 5.15 die Verläufe der Temperaturwerte des gekippten Fensters und des dreh-geöffneten Fensters beider Berechnungsmethoden an drei Raumpunkten (vgl. Abbildung 5.4) dargestellt. Da die kühlere Luft mit der Strömung transportiert wird, lassen sich die Verläufe mit den beobachteten Strömungsstrukturen erklären. Während bei dem gekippten Fenster in den zonalen und den CFD-Berechnungen an allen drei Raumpunkten ähnliche Temperaturniveaus erreicht werden, sind die Unterschiede bei dem vollständig geöffneten Fenster größer. Insbesondere bei dem mittleren Raumpunkt ist dies deutlich zu erkennen. Der Grund dafür könnte zum einen der Verlauf der Strömung im zonalen Ansatz sein. Während der zonale Ansatz eine geradlinige Strömung begünstigt, herrscht in den CFD-Berechnungen an diesem Punkt bereits mehr Durchmischung der kalten und warmen Luft. Ein weiterer Grund könnte in der Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten liegen, die im zonalen Ansatz zwar ebenfalls lokal bestimmt werden, aber mit einem Wert pro Wandelement wesentlich weniger differenziert als die einer CFD-Berechnung sind.

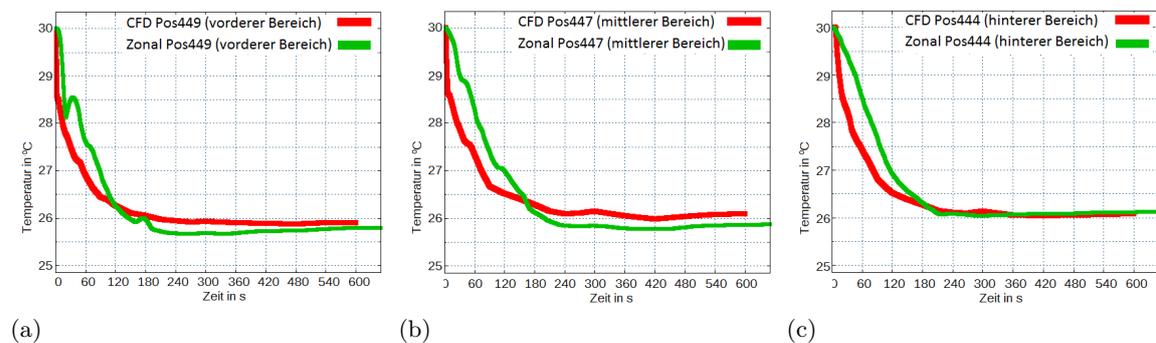


Abbildung 5.14: Zeitliche Temperaturentwicklung an drei Raumpunkten bei einer 6°-Kipplüftung.

### Fazit

In der Gesamtbetrachtung kann die Plausibilität der Modellierung der passiven Lüftung im zonalen Ansatz bestätigt werden. In den visuellen und numerischen Vergleichen der zonalen und CFD-Ergebnisse lassen sich deutliche Unterschiede, sowohl in der Umsetzung der Randbedingung als auch in den Auswirkungen auf den Innenraum, finden. Während bei dem stationären Vergleich des fensternahen Bereichs besonders die hohen Luftgeschwindigkeiten im oberen Bereich des Fensters der zonalen Berechnung auffallen, ist bei dem transienten Vergleich der Strömungsentwicklungen der zonale gerade Strömungsverlauf mit mutmaßlich höheren Geschwindigkeiten im hinteren Raumbereich hervorzuheben. In der Gesamtbetrachtung zeigen die Ergebnisse aber ein sehr einheitliches Bild. Die Größenordnungen der Geschwindigkeiten stimmen weitestgehend überein und

## 5 Plausibilisierung der Modellierung der passiven Lüftung

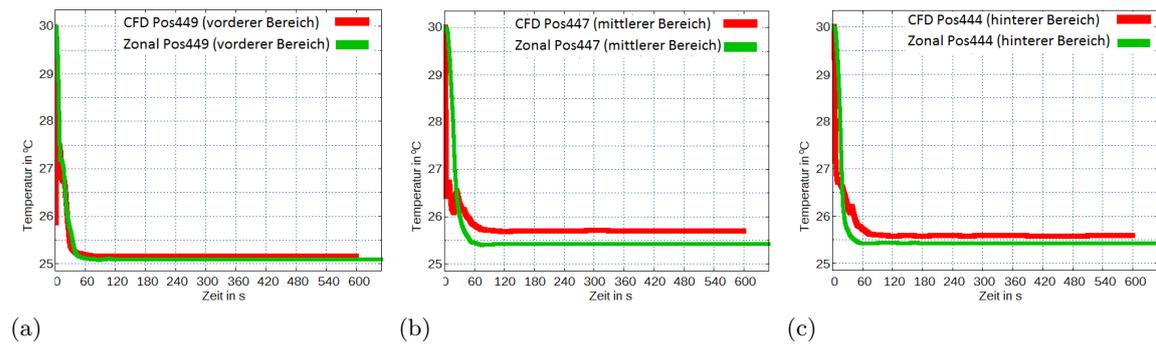


Abbildung 5.15: Zeitliche Temperaturentwicklung an drei Raumpunkten bei einer 90°-Drehlüftung.

die Temperaturentwicklungen im Innenraum entsprechen einander. In der Bewertung wird berücksichtigt, dass die Vergleiche nur eine idealisierte Momentaufnahme zeigen. In der Realität unterliegt die passive Lüftung weit mehr Einflussfaktoren (z.B. Windstärke und Windrichtung, Beeinträchtigungen der Fensterfläche (Gardinen, Pflanzen) oder Raumöffnungen zum Gebäudeinneren (Türspalt)). Da die wesentlichen Lüftungseffekte abgebildet werden (Temperaturveränderung im Innenraum, Luftgeschwindigkeiten und Bewegungsstrukturen), wird die zonale Modellierung als geeignet erachtet, Zustände herzustellen, wie sie aufgrund passiver Lüftung im Innenraum auftreten können.

## 6 Nutzerverhalten und Methoden zur Bewertung von Hitzestressrisiken

In den vorangegangenen Kapiteln wurde das zonale Raummodell, als Kernstück des Simulationsansatzes, inklusive der Schnittstelle von Innenraum zu Außenraum beschrieben. Um es für die Bewertung von Hitzestressrisiken nutzbar zu machen, werden weitere Funktionalitäten benötigt. Auf der Seite der Modellierung ist aus mehreren Gründen eine Integration von Nutzerverhalten in den zonalen Simulationsansatz notwendig: zum einen ist der Einbezug technischen Nutzerverhaltens (z.B. Fensterlüftung, aber auch der Einsatz von Klimatisierungstechnik) unverzichtbar, wenn auf einer Zeitskala von mehreren Tagen realistische Innenraumklimata berechnet werden sollen. Zum anderen gehören sowohl technisches als auch persönliches Nutzerverhalten zu den Einflussfaktoren, deren Quantifizierung und Bewertung mit Hilfe der zonalen Modellierung vorangetrieben werden soll. Persönliches Nutzerverhalten (z.B. eine Verminderung der Bekleidungsisolierung oder des Aktivitätslevels) hat zwar keinen direkten oder nur einen vernachlässigbar geringen Einfluss auf das Innenraumklima, ist jedoch für eine personenzentrierte Bewertung von Hitzestressrisiken unabdingbar – so lassen sich hohe Temperaturen in kurzen Hosen und Sandaletten vermutlich besser aushalten als in einem Anzug und einem geschlossenen Schuh. Beide Kategorien von Nutzerverhalten sollten folglich berücksichtigt werden. Dabei wird die passive Lüftung, bzw. das nutzerorientierte aktive Fensteröffnen und –schließen, exemplarisch für technisches Nutzerverhalten beschrieben. Eine adaptive Einflussnahme auf die Bekleidungsisolierung steht für persönliches Nutzerverhalten. Um ein Innenraumklima zu beschreiben, können Luft- und Strahlungstemperatur, Luftgeschwindigkeit und Luftfeuchte angegeben werden. Dies wird im zonalen Innenraummodell berechnet. Um diese Werte qualitativ einordnen und Phasen potentiellen Hitzestresses benennen zu können, werden Indizes und weitere Kenngrößen verwendet. Im dritten Abschnitt des Kapitels werden die Methoden zur Bewertung von Hitzestressrisiken beschrieben. Dazu zählen das bekannte PMV-Modell, das transiente TPMV-Modell sowie ausgewählte Größen zur Unterstreichung des transienten Charakters von Hitzestressrisiken.

### 6.1 Technisches Nutzerverhalten

Technisches Nutzerverhalten – z.B. Fensterlüftung, die Verwendung von Verschattungselementen oder der Einsatz von Klimatisierungstechnik – hat eine direkte Auswirkung auf das Innenraumklima und muss in seiner Umsetzung entsprechend im zonalen Simulationsmodell verankert sein. Der immense Einfluss dieser Maßnahmen auf das Innenraumklima ist unbestritten und ihnen wird sowohl für den Energieverbrauch als auch für den thermischen Komfort eine große Bedeutung zugesprochen (u.a. in [Raja et al. 2001], [Page et al. 2007]). Obwohl eine entsprechende Berücksichtigung in Simulationswerkzeu-

gen dementsprechend wichtig wäre, handelt es sich beim Nutzerverhalten tendenziell um den am wenigsten entwickelten Einflussfaktor, was den entscheidenden Unterschied zwischen simulierter und echter Performance eines Gebäudes ausmachen kann (vgl. [Page et al. 2007]). Im Rahmen dieser Arbeit steht die Fensterlüftung als Beispiel technischen Nutzerverhaltens im Vordergrund.

Die Entscheidung, einen Fensterzustand zu ändern, kann unterschiedlich motiviert sein. Häufig führt der Umgebungsklima-motivierte Wunsch nach Abkühlung oder bewegter Luft dazu, ein Fenster zu öffnen; ist es zu kalt, wird es wieder geschlossen. Weiterhin wird ein Fenster oft nach dem Eintreten in einen Raum für eine kurze Zeit geöffnet, bzw. geschlossen, wenn jemand den Raum verlässt. Im Einzelfall ist all dies zusätzlich von persönlichen Präferenzen und Toleranzen, z.B. gegenüber Zugluft, abhängig. In [Feng et al. 2015] wird in der Modellierung von Nutzerverhalten entsprechend zwischen *Environment-related*, *Event-related* und *stochastischem Verhalten* unterschieden. All diesen – sehr unterschiedlichen – Ansätzen zur Modellierung von Fensteröffnungszeiten gemein ist die Erkenntnis, dass es sich um ein nicht triviales Problem handelt. Eine vereinfachte Einteilung unterscheidet zwischen der ablaufplan- und der stochastisch-motivierten Herangehensweise. Ein breit angelegter Vergleich dieser Ansätze kommt jedoch zu dem Ergebnis, dass nicht die Wahl der Herangehensweise selbst, sondern die mehr oder weniger auf echten Informationen basierenden Zusatzannahmen innerhalb dieser Modelle den entscheidenden Unterschied ausmachen [Tahmasebi et al. 2015].

Wie bei jedem Versuch, die Realität in einem Simulationsprogramm abzubilden, kann dies nur unter Vorbehalt und mit Hilfe vereinfachender Annahmen gelingen. Für den zonalen Ansatz soll im Rahmen dieser Arbeit ein stochastisches Modell verwendet werden. Es geht entsprechend nicht darum, das Verhalten eines bestimmten Nutzers exakt abzubilden, was umfangreiche Kenntnisse über diesen voraussetzen würde, sondern relative quantitative Abschätzungen vorzunehmen, z.B. lüftungsgeneigteres und lüftungsabgeneigteres Verhalten miteinander vergleichen zu können.

Die Verwendung stochastischer Modelle in Bezug auf die Fensteröffnung kann mit Fergus Nicol wie folgt beschrieben werden: *"there is not a precise temperature at which everyone opens a window, but as the temperature rises there is an increased probability that they will have done so"* [Nicol 2001]. Berechnet werden also Wahrscheinlichkeiten; die Entscheidung, welcher Wahrscheinlichkeitswert vorliegen muss, damit ein Fenster in einer Simulation tatsächlich geöffnet wird, ist jedoch wiederum eine Annahme, die in der Umsetzung getroffen wird und einen nicht unerheblichen Einfluss ausübt. Für die Verwendung im Rahmen des zonalen Modells wird sie als eine Stellgröße verstanden, mit der das Modell an Messdaten angepasst bzw. alternatives Lüftungsverhalten umgesetzt werden kann.

Neben der auf Konferenzen zum Teil ideologisch geführten Diskussion über die Vor- und Nachteile von plan- oder stochastisch-motivierten Modellen existiert eine ähnlich grundsätzliche Debatte über die treibenden Faktoren innerhalb der stochastischen Modellbildung. So wurde lange Zeit postuliert, dass in der Modellierung Luftgeschwindigkeit sowie Luft- und Strahlungstemperatur im Innenraum zwar berücksichtigt werden sollten, die Außenraumtemperatur aber die treibende Kraft darstellt [Fritsch et al. 1990]. Dem gegenüber steht die Feststellung, dass ein Mensch, der die Entscheidung trifft, ein

Fenster zu öffnen, bis dato ausschließlich der Innenraumtemperatur ausgesetzt ist – was die Bewertung der Einflussfaktoren zugunsten einer stärkeren Gewichtung der Innenraumtemperatur bedeutet (u.a. [Robinson 2006], [Yun et al. 2007]).

Nimmt man nun reale Anwendungen bzw. die Datenbasen der Untersuchungen und damit Gültigkeitsbereiche der Modellentwicklung mit in den Blick, wird deutlich, dass sowohl die Entwicklung allgemeingültiger Zeitpläne als auch stochastischer Modelle überwiegend von Bürogebäuden motiviert ist ([Page et al. 2007], [Antretter et al. 2011]). Die für die vorliegende Arbeit in den Fokus genommenen Wohn- und Schlafräume sowie Patientenzimmer in Pflegeeinrichtungen und einem Krankenhaus verhalten sich mutmaßlich jedoch eher wie Wohngebäude.

Einer der wenigen Ansätze auf dem Gebiet der Wohngebäude ist das zweiteilige statistische Modell aus [Antretter et al. 2011]. Es besteht aus einem binären Modell, das die Wahrscheinlichkeit eines geöffneten Fensters beschreibt, und einem weiteren Modell zur Beschreibung einer wahrscheinlichen Öffnungsdauer. Der Ansatz nutzt die Methode der *Generalized estimating equations* (verallgemeinerte Schätzungsgleichungen). Das Modell berücksichtigt Außenraum- und Innenraumtemperaturen, basiert auf Messungen von 17 Wohngebäuden in Deutschland und wurde an weiteren Daten validiert. In Formeln sieht die Beschreibung der Wahrscheinlichkeit eines offenen Fensters und der wahrscheinlichen Öffnungsdauer folgendermaßen aus:

$$\mu_{M1} = \frac{e^{(-1,76+0,10AT+0,007AF-0,074RT+0,011TZ-0,387W-0,517B+0,46S)}}{1 + e^{(-1,76+0,10AT+0,007AF-0,074RT+0,011TZ-0,387W-0,517B+0,46S)}} [1] \quad (6.1)$$

$$\mu_{M2} = e^{(6,1+0,1AT-0,27RT+0,007AF-0,02WI+0,19W-0,28B+0,58S)} [\text{min}] \quad (6.2)$$

Mit der Eingabe der Variablen  $AT$  = Außenraumtemperatur,  $AF$  = Außenraumfeuchte,  $RT$  = Innenraumtemperatur,  $TZ$  = Tageszeit,  $WI$  = Windgeschwindigkeit sowie der Raumzuordnung  $W$  = Wohnraum,  $B$  = Badezimmer und  $S$  = Schlafräum, die mit 0 oder 1 belegt werden. Es ist ersichtlich, dass Nutzerverhalten nur stattfinden kann, wenn Nutzer anwesend sind. So wird auch in [Antretter et al. 2011] darauf hingewiesen, dass dies in dem Gleichungssatz nicht berücksichtigt ist. Allgemein wird die Kombination einer Modellierung von Nutzerverhalten mit einem vorgelagerten Modell zur Modellierung von Anwesenheit empfohlen [Page et al. 2007]. Aufgrund der Auswahl der Testräume (Räumlichkeiten in einer Pflegeeinrichtung und Patientenzimmer in einem Krankenhaus sind im Allgemeinen ständig belegt) kann im Rahmen der vorliegenden Arbeit jedoch auf eine Modellierung der Anwesenheit verzichtet werden.

### Technisches Nutzerverhalten: Umsetzung in Modelica

Wie bereits angesprochen, passiert die Umsetzung des technischen Nutzerverhaltens auf Seiten des zonalen Raummodells. Hier am Beispiel der passiven Lüftung durchgeführt, kann das Vorgehen im Sinne der Modellorganisation analog und mit wenig Aufwand auf Maßnahmen wie Verschattung oder den Einsatz von Lüftungstechnik übertragen werden.

## Zeitpläne

Eine Organisation der Fensterlüftung über Ablaufpläne ist leicht umzusetzen: ein täglicher Ablaufplan des Fensterzustandes, z.B. in Form des Öffnungswinkels, wird zusammen mit den korrespondierenden Zeiten in Form eines Vektors angegeben. Mit Hilfe dieser Felder wird für jede Fläche der Fensterdiskretisierung (vgl. Abbildung 3.10) ein Ablaufplan erstellt, der den Anteilsfaktor des Gesamtvolumenstroms enthält und für jede diskrete Teilfläche den Zustand (offen = 1, geschlossen = 0) angibt (vgl. Abschnitt 3.3 und Kapitel 5). Z.B. resultiert die Angabe

$$\begin{aligned} TimeTable &= \{0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23\} \\ WindowTable &= \{0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 6, 6, 6, 6, 6, 45, 45, 45, 45, 45, 0, 0, 0, 90, 90, 0, 0\} \end{aligned}$$

in einem Fenster, das von 22:00 Uhr bis 6:00 Uhr geschlossen, von 7:00-11:00 Uhr gekippt und anschließend bis 16:00 Uhr leicht dreh-geöffnet ist. Am späten Nachmittag wird es für drei Stunden geschlossen und von 20:00-21:00 Uhr noch einmal vollständig geöffnet. Um eine durchgehende Berechnung zu realisieren, werden die tatsächlichen Multiplikatoren über den Tagesverlauf interpoliert. Bei dem vorliegenden Beispiel würde dies zu unrealistischen Wechselzeiten (z.B. von geschlossen zu gekippt) von einer Stunde führen. Um realistischere Abläufe zu implementieren, müssen der Zeitplan-Vektor und der entsprechende Fensterstand-Vektor wesentlich differenzierter ausfallen, was unproblematisch realisiert werden kann.

## Stochastische Modellierung

Neben festen Zeitplänen wird die Fensterlüftung jedoch insbesondere als Nutzerverhalten implementiert. Das bedeutet, dass die Fensterzustände zur Laufzeit, abhängig von Parametern wie Innenraumluft- oder Außenraumlufttemperatur, z.B. gemäß Gleichung 6.1, wechseln. Dafür werden drei Fensterzustände definiert: geschlossen, gekippt mit einem Öffnungswinkel von  $6^\circ$  und dreh-geöffnet mit einem Öffnungswinkel von  $90^\circ$ . Jedem Fensterzustand wird eine Boolesche Variable (*event01*, *event02* und *event03*) zugeordnet. Für den Wechsel kann ein beliebiges Kriterium, wie das Überschreiten der Wahrscheinlichkeit für die Fensteröffnung von Schwellenwerten ( $\mu_{M1} > P_a$ : Fenster wechselt von geschlossen auf gekippt,  $\mu_{M1} > P_b$ : Fenster wechselt von gekippt auf dreh-geöffnet), angegeben werden. Tritt ein neues Event ein, werden die dafür modifizierten Vektoren *TimeTable* und *WindowTable* neu aufgebaut, das Prinzip der Interpolation wird beibehalten. Zusätzlich werden die Variablen *timeFreeze*, *timeReaction* und *timeDuration* gesetzt. Diese dienen dem Festhalten des Zeitpunktes, zu dem ein Event startet, der Einführung einer kurzen Übergangszeit von einem Fensterzustand in den nächsten sowie der Festlegung einer minimalen Verweildauer in einem neuen Zustand. Letzteres ist geeignet, um zum einen berechnete wahrscheinliche Öffnungszeiten zu berücksichtigen und zum anderen ein numerisch bedingtes unrealistisches Wechseln zwischen zwei Zuständen zu vermeiden.

## 6 Nutzerverhalten und Methoden zur Bewertung von Hitzestressrisiken

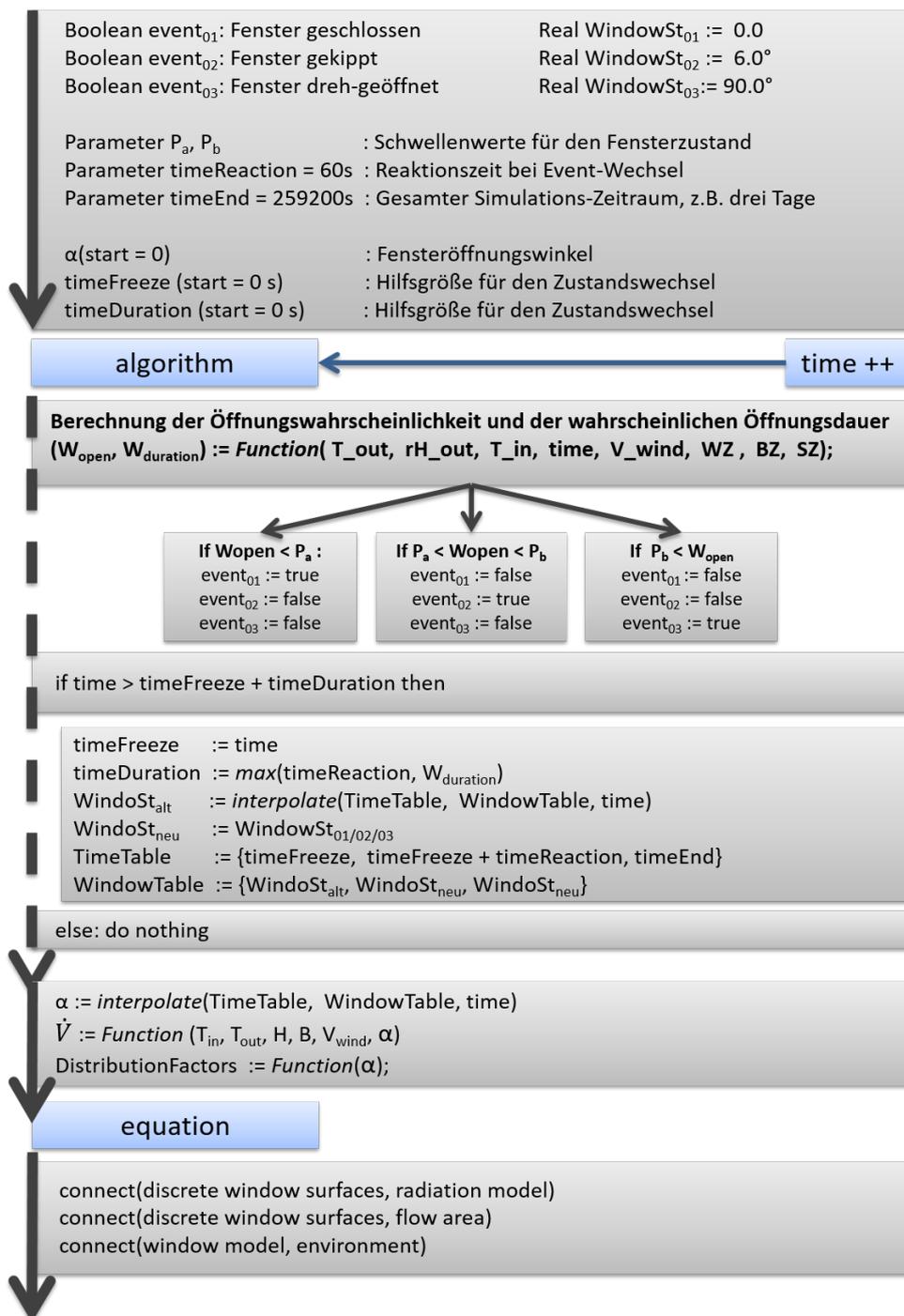


Abbildung 6.1: Pseudocode (angelehnt an Modelica) zu dem Zustandswechsel des Fensters innerhalb des zonalen Modells.

Für die implementatorische Umsetzung werden Gleichung 6.1 und Gleichung 6.2 direkt in Modelica übertragen und zur Laufzeit als Funktionen aufgerufen. Abbildung 6.1 zeigt den gesamten Ablauf in der Modellkomponente Fenster. Abbildung 6.2 zeigt den Einsatz dieser Modellierung der passiven Lüftung im bereits bekannten Wohn- und Schlafraum für vier Tage im Juni 2013. Der Raum wird im Vorgriff auf Kapitel 7 über mehrere Tage mit Innenraum und Wandelementen berechnet. Zur Initialisierung werden die Messwerte des Startzeitpunktes verwendet, angetrieben wird das Simulationsmodell von gemessenen Außenraumdaten. Während in Abbildung 6.2(a) die simulierten Innenraumtemperatu-

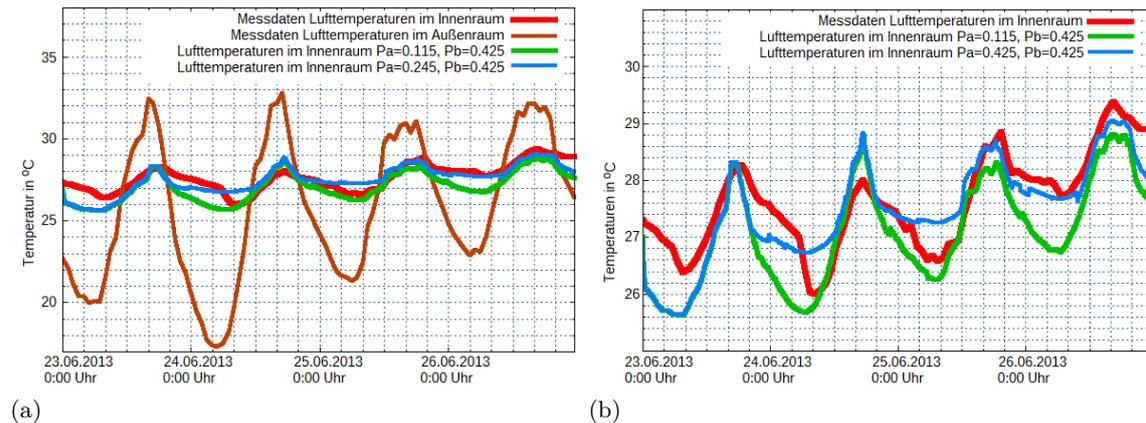


Abbildung 6.2: Vergleich von Messwerten und Simulationsergebnissen mit (a) Darstellung der Lufttemperatur im Außenraum und (b) ohne Lufttemperatur im Außenraum.

ren mit gemessenen Innenraumtemperaturen verglichen werden, ist in Abbildung 6.2(b) ebenfalls die Lufttemperatur im Außenraum dargestellt. Die hier betrachteten Tage sind mit Blick auf die Zielanwendung des zonalen Modells, die Simulation von Hitzewellen, ausgewählt, während derer bei durchgehender Anwesenheit einer Person der Wunsch nach Lüftung sehr groß ist. Im städtischen Raum kann es aber z.B. zu Einschränkungen wie erhöhter Lärmbelastung kommen, so dass sich nicht wenige Bewohner und Bewohnerinnen nachts zwischen einem annehmbaren Lärmpegel bei geschlossenem Fenster und kühlerer Luft bei geöffnetem Fenster entscheiden müssen. Dementsprechend können in den Simulationen für  $P_a$  und  $P_b$ , also den Größen, die den Übergang zwischen geschlossenem und gekipptem oder gekipptem und dreh-geöffnetem Fenster einleiten, verschiedene Werte gewählt werden. Um die Möglichkeit einer Einschätzung der Ergebnisse zu schaffen, werden die simulierten Innenraumtemperaturen zusammen mit gemessenen Werten dargestellt. Dieser Vergleich kann aber nur einen groben Hinweis auf die Qualität der Ergebnisse liefern, da die Daten unterschiedlicher Natur sind. Die Simulationsergebnisse stellen tatsächliche Werte an nicht äquidistanten Zeitschritten dar<sup>1</sup>, während es sich bei den gemessenen Daten um gemittelte Stundenwerte handelt. Außerdem liegen über

<sup>1</sup>Die Berechnung wurde in Dymola 2016, Solver cVode, durchgeführt. Die Zeitschrittweiten werden von dem Löser variabel während der Berechnung angepasst.

das Nutzerverhalten in dem vermessenen Raum einschließlich möglicher Einsätze von Technik (z.B. mobiler Ventilatoren) keinerlei Information vor. Dementsprechend wurde auch nicht versucht, das Nutzerverhalten in diesen Tagen nachzuahmen. Der Vergleich mit Messdaten soll keinen Hinweis darauf geben, dass tatsächliche Einflussfaktoren auf das Innenraumklima reproduziert wurden, sondern lediglich deutlich machen, dass der Einsatz passiver Lüftung nach Gleichung 6.1 und Gleichung 6.2 geeignet ist, Zustände im Innenraum zu erzeugen, die ebenfalls im realen Alltag vorkommen können.

### 6.2 Persönliches Nutzerverhalten

Neben technischem Nutzerverhalten soll persönliches Nutzerverhalten in den Simulationsansatz integriert werden. Persönliches Nutzerverhalten meint z.B. eine Einflussnahme auf das Aktivitätslevel und die Kleidungsisolation, auch eine Änderung des Aufenthaltsortes und damit der wirkenden Klimaparameter ist denkbar. Auch hier ist eine Regelung über Zeitpläne möglich. So kann bei Bekleidung und Aktivität sicherlich zwischen Tag und Nacht unterschieden werden. Darüber hinaus ist jedoch eine reaktionsgesteuerte Komponente wünschenswert, die unmittelbar auf das Erfahren von Hitze- oder Kältestress reagiert.

In [Haldi et al. 2008] wird persönliches Nutzerverhalten analog zu technischem Nutzerverhalten untersucht. In einer breit angelegten Studie in Bürogebäuden werden neben Fensterstand, Heizungs- und Ventilatoreneinsatz auch Bekleidung, Aktivität und Trinkmengen abgefragt. Anschließend wird der Versuch unternommen, die Ergebnisse mit Klimadaten zu korrelieren. Im Ergebnis konnte – je nach vorgegebenen Schwellenwerten – keine oder nur eine minimale Tendenz zur Modifikation von Kleidung und Aktivität bei steigenden Temperaturen festgestellt werden. Die Gründe werden allerdings nicht in der Absenz eines Zusammenhangs, sondern zum einen in der Methode der Abfrage und zum anderen in der Natur der Bürotätigkeit selbst vermutet. Bekleidungsisolation und Aktivitätslevel sind diejenigen personenbezogenen Parameter, die in Bewertungsmodelle des thermischen Komforts wie dem PMV eingehen [Fanger 1970], so dass sie weiter Gegenstand vieler Untersuchungen sind. Exemplarisch soll hier die Bekleidungsisolation betrachtet werden.

Untersuchungen zu dem Einfluss von Bekleidung und Bekleidungsanpassung auf thermischen Komfort, bzw. das damit verbundene Energieeinsparungspotential, finden sich u.a. bei [Newsham 1997], [Morgan et al. 2002] und [Alam 2014]. Die Schwierigkeiten, die die Bestimmung einer Bekleidungsisolation verursacht, werden von allen benannt und insbesondere bei [Morgan et al. 2002] ausführlich beschrieben. Die Wahl der Bekleidung kann von möglichen Schutzfunktionen bzw. Vorschriften in Arbeitsverhältnissen, momentaner Stimmung bis hin zu dem Wunsch, sich als einer bestimmten Gruppe zugehörig zu präsentieren, motiviert sein. Über die Tagesbekleidung – und damit häufig auch die Möglichkeiten der Variationen im Tagesverlauf – wird im Allgemeinen morgens entschieden. Grundlage dieser Entscheidung ist neben aktuellen Umgebungsfaktoren vor allem erlerntes Wissen zu Jahreszeit und Tagesverlauf, jedoch auch die Erfahrung der vergangenen Tage („Wetter von gestern“) und damit verbundene Erwartungen.

Dementsprechend schwierig ist es, den Bekleidungswert als eine Funktion zu formulie-

ren. Einige diesbezügliche Versuche gibt es dennoch, z.B. bei [Schiavon et al. 2012]. Nach einer systematischen Untersuchung von 20 möglichen Einflussfaktoren wird ein Bekleidungsindex schließlich in Abhängigkeit von der Außentemperatur um sechs Uhr morgens in der Einheit *clo* berechnet. Die ebenfalls dokumentierte Überprüfung des Modells zeigt gute Ergebnisse, so dass es hier angewendet werden soll:

$$clo_{T_{06,Air}} = 10^{-0,1635-0,0066 \cdot (T_{06,Air}-273,15K)} \quad (6.3)$$

Nach Gleichung 6.3 würde sich eine Person bei einer 6-Uhr-Temperatur von 20 Grad mit einer hohen Wahrscheinlichkeit für eine Bekleidung entscheiden, die einem Bekleidungsindex von 0,506 entspricht. Nach Norm EnISO9920 kongruiert dies z.B. mit der Tageskleidungskombination aus einer Unterhose, einem Hemd mit kurzem Arm, einer leichten Hose, leichten Socken und Schuhen.

### **Persönliches Nutzerverhalten: Umsetzung in Modelica**

Die Änderung des persönlichen Nutzerverhaltens hat keinen oder nur einen sehr geringen Einfluss auf das Raumklima, so dass diese Rückkoppelung hier vernachlässigt werden kann. Die Bekleidungsisolations wird ausschließlich als Eingabewert für die Bewertung der thermischen Behaglichkeit verwendet. Nach praktischen Erwägungen wird für einen adaptiven Bekleidungsindex zwischen Tag und Nacht unterschieden. Der Tageswert wird gemäß Gleichung 6.3 berechnet und kann sich im Tagesverlauf ändern. Eine Modifikation des Bekleidungsindex über den Tag in Abhängigkeit von thermischer Behaglichkeit wurde z.B. in [Newsham 1997] realisiert. In einem ersten Simulationsexperiment hatte der Bekleidungsindex einer fiktiven Person die Möglichkeit, bis auf 0 gesenkt zu werden, was im Sinne der Hitzestressvermeidung zwar wünschenswert, im täglichen Leben jedoch sicherlich unrealistisch ist. In einem zweiten Simulationsexperiment wurden der Person drei Bekleidungsstufen vorgegeben, zwischen denen ein Wechsel möglich war. Auch in [Andersen et al. 2007] wurden PMV-abhängige Anpassungsmöglichkeiten (u.a. Bekleidungsindex) in einer Simulation über vordefinierte Auswahlmöglichkeiten organisiert. Die Umsetzung des anpassbaren Bekleidungsindex in dieser Arbeit folgt dem gleichen Muster. Ausgehend von Gleichung 6.3 wird morgens um 6:00 Uhr ein Wert festgesetzt und über den Tag entsprechend festzulegender Schwellenwerte (z.B.  $PMV > P_c$ ) in 0,05*clo* Stufen auf minimal 0,3*clo* gesenkt, bzw. auf maximal 0,75*clo* erhöht. In Tabelle 6.1 sind zur Illustration einige Bekleidungskombinationen gemäß Norm angegeben [ISO9920 2003].

Für die Nacht sind Aussagen deutlich schwerer zu treffen. Auch wenn zu vermuten ist, dass Kontaktflächen zu Möbeln (Sitzen auf einem Stuhl, Liegen in einem Bett) einen ähnlich großen Einfluss wie eine hohe Bekleidungsisolations haben, gibt es hierzu wenig belastbare Aussagen. Insbesondere zu den Zeiten im Bett werden fehlende Messungen mit dem hohen Einfluss persönlicher Präferenzen und Bewegung begründet [ASHRAE 2010]. In der bereits genannten Arbeit von Rune Korsholm Andersen wird der Bekleidungsindex nachts analog zum Tagesverlauf in Abhängigkeit des thermischen Komforts zwischen 1,0*clo* und 2,5*clo* geregelt [Andersen et al. 2007]. Diese hohen Werte werden mit der Notwendigkeit begründet, den Vollkontakt des Körpers zu einem Bett und einer

## 6 Nutzerverhalten und Methoden zur Bewertung von Hitzestressrisiken

Tabelle 6.1: Bekleidungskombinationen und clo-Werte gemäß Norm ISO 9920.

Wert in [clo]	Tageskleidung
0,75	Unterwäsche, Trainingsanzug (Pullover, Hose), lange Socken, Schuhe
0,70	-
0,65	Slip, Unterrock, Strümpfe, Kleid, Schuhe
0,60	Unterhose, Hemd, Hose, Socken, Schuhe
0,55	Slip, Strümpfe, Hemd mit kurzem Arm, Rock, Sandalen
0,50	Unterhose, Hemd mit kurzem Arm, leichte Hose, leichte Socken, Schuhe
0,45	Slip, Unterrock, Strümpfe, leichtes Kleid mit Ärmeln, Sandalen
0,40	-
0,35	-
0,30	Slip, T-shirt, Shorts, leichte Socken, Sandalen

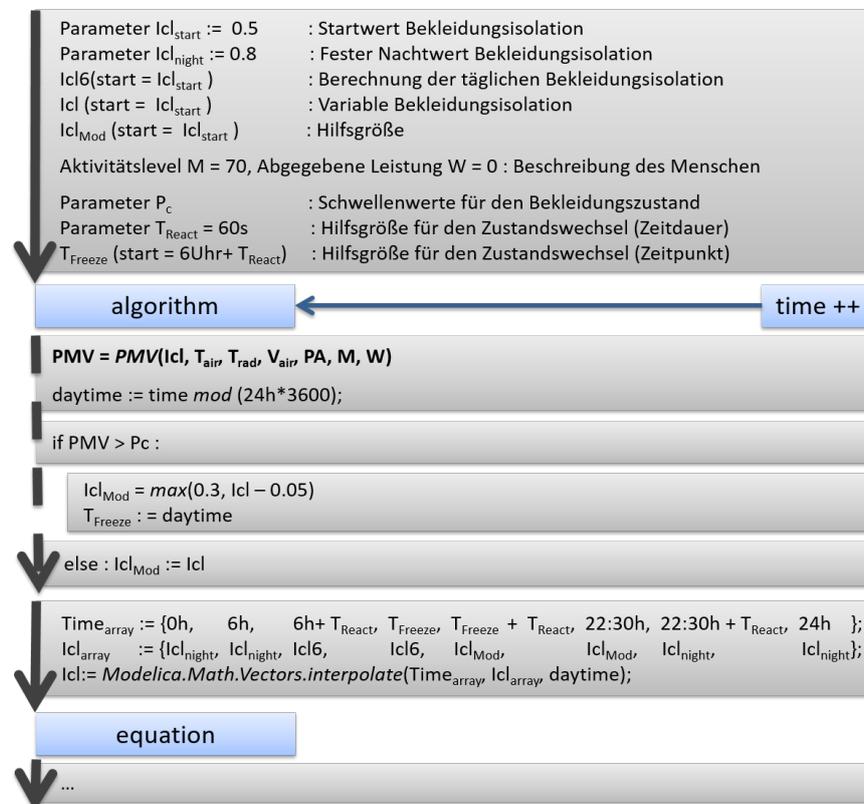


Abbildung 6.3: Pseudocode (angelehnt an Modelica) zu dem Zustandswechsel der Bekleidungsisoliation innerhalb des zonalen Modells.

Decke zu berücksichtigen. Explizit auf thermischen Komfort in Schlafzimmern bezieht sich die Arbeit von Leen Peeters, in der für die Betrachtung von Sommernächten ein Bekleidungsindex von  $0,8\text{clo}$  vorgeschlagen wird, der sowohl die entsprechende Bekleidung als auch den Kontakt zu Matratze und Kissen beinhaltet [Peeters et al. 2009]. Da ebenfalls schlüssig darauf hingewiesen wird, dass Anpassungsmöglichkeiten während der Schlafphase sehr reduziert sind, wird für das zonale Modell sowohl der nächtliche Bekleidungsindex übernommen als auch auf eine Regelung verzichtet. Für die adaptive Bekleidungsisolierung wird zwischen 22:30 Uhr und 6:00 Uhr im Folgenden ein konstanter Wert von  $0,8\text{clo}$  angenommen.

Die Umsetzung in Modelica wird analog zu dem Zustandswechsel der Fenster über eine Interpolation zwischen festen Werten in modifizierbaren Arrays realisiert. Abbildung 6.3 zeigt den schematischen Ablauf. Als Wechselindikator wird hier in Vorgriff auf Abschnitt 6.3 der PMV verwendet. Die Auswirkungen der Modifikation der Bekleidungsisolierung sind in Abbildung 6.4 zu sehen. In diesem Beispiel wird die Bekleidungsisolierung von 22:30 Uhr bis 6:00 Uhr mit  $0,8\text{clo}$  angenommen. Um 6:00 Uhr morgens wechselt der Wert auf den berechneten Tageswert, der nach einem vorher festgelegten Kriterium – hier  $PMV > 0,4$  – mit einer Schrittweite von  $0,05\text{clo}$  auf minimal  $0,3\text{clo}$  abgesenkt wird. Zum Vergleich sind in der Abbildung ebenfalls der mit der jeweils aktuellen Bekleidungsisolierung berechnete PMV und die Innenraumlufttemperatur abgebildet.

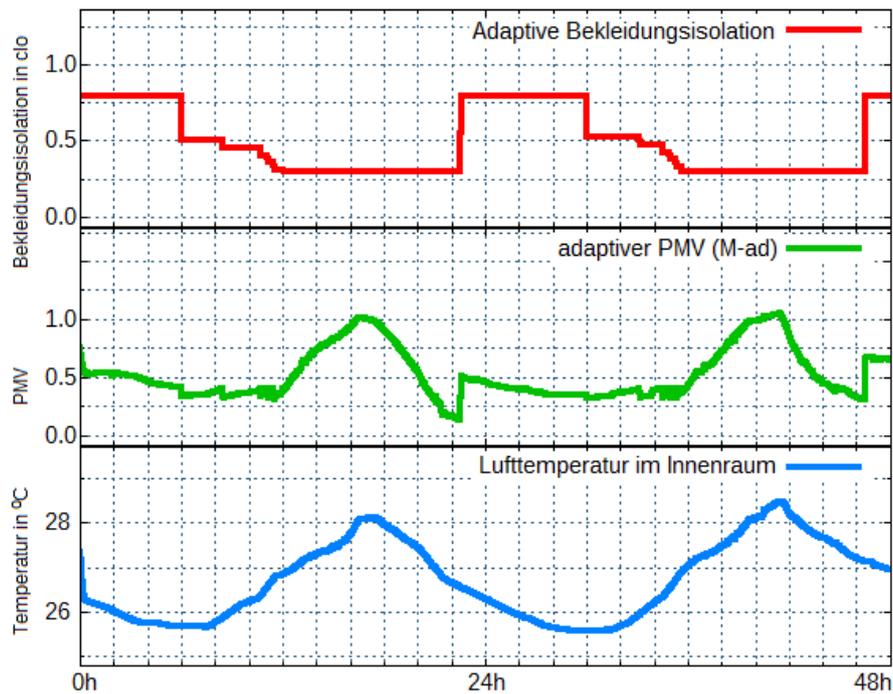


Abbildung 6.4: Adaptiver Bekleidungsindex im Tagesverlauf.

### 6.3 Methoden zur Hitzestressbewertung

In Kapitel 2 wurden verschiedene Indizes zur Bewertung des thermischen Komforts, bzw. des nicht-Komforts in Form von thermischer Belastung oder Hitzestress, rekapituliert und eine Verwendung des PMV-Modells nahegelegt. Um dem transienten Charakter einer Hitzestressbelastung gerecht zu werden, wird die Bewertung durch das transiente dynamische TPMV-Modell ergänzt.

#### PMV-Indizes

Das PMV/PPD-Modell (predicted mean vote/predicted percent of dissatisfied) bildet in dieser Arbeit die Grundlage der Bewertung des Raumklimas. Nach der DIN Norm ISO7730 kann der PMV leicht implementiert werden. Dafür wird in Modelica die Form einer Funktion genutzt, die auf der Grundlage der Eingabegrößen

- $I_{cl}$ : Isolationswert der Bekleidung in  $[m^2 \text{ } ^\circ C/W]$
- $t_a$ : Lufttemperatur in  $[^\circ C]$
- $t_r$ : mittlere Strahlungstemperatur in  $[^\circ C]$
- $v_{rel}$ : relative Luftgeschwindigkeit (relativ zum menschlichen Körper) in  $[m/s]$
- $p_a$ : partieller Wasserdampfdruck in  $[Pascal]$
- $M$ : Energieumsatz, bezogen auf die Oberfläche des menschlichen Körpers in  $[W/m^2]$
- $W$ : abgegebene mechanische Leistung in  $[W/m^2]$

den PMV und den PPD berechnet. Nach Norm gilt [ISO7730 1995]:

$$PMV = (0,303e^{-0,036M} + 0,028) \cdot ((M - W) - S_D - E_{SW} - R_W - R_D - R - C) \quad (6.4)$$

$$PPD = 100 - 95 \cdot e^{-(0,03353 \cdot PMV^4 + 0,2179 \cdot PMV^2)} \quad (6.5)$$

Mit den einzelnen Berechnungsvorschriften für die Wasserdampfdiffusion durch die Haut ( $S_d$ ), dem verdunstungsbedingten Wärmeverlust durch Schwitzen ( $E_{SW}$ ), trockenem und feuchtem Wärmeverlust durch Atemwege ( $R_D$  und  $R_W$ ) sowie dem konvektiven Wärmeverlust ( $C$ ) und dem radiativem Wärmeverlust ( $R$ ):

$$S_D = 3,05 \cdot 10^{-3} \cdot (5733 - 6,99(M - W) - p_a) \quad (6.6)$$

$$E_{SW} = 0,42 \cdot ((M - W) - 58,15) \quad (6.7)$$

$$R_W = 1,7 \cdot 10^{-5} M (5867 - p_a) \quad (6.8)$$

$$R_D = 0,0014M(34 - t_a) \quad (6.9)$$

$$C = f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a) \quad (6.10)$$

$$R = 3,96 \cdot 10^{-8} f_{cl} \cdot ((t_{cl} + 273)^4 - (t_r + 273)^4) \quad (6.11)$$

Dafür werden aus den Eingabegrößen zuerst die Oberflächentemperatur der Kleidung ( $t_{cl}$  in  $[\text{°C}]$ ), der konvektive Wärmeübertragungskoeffizient ( $h_c$  in  $[W/(m^2 \text{°C})]$ ) und das Verhältnis zwischen der Oberfläche des bekleideten Körpers und der Oberfläche des unbedeckten Körpers ( $f_{cl}$ ) bestimmt:

$$t_{cl} = 35,7 - 0,028(M - W) - I_{cl}(3,96 \cdot 10^{-8} f_{cl} \cdot ((t_{cl} + 273)^4 - (t_r + 273)^4 + f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a)) \quad (6.12)$$

$$h_c = \begin{cases} 2,38(t_{cl} - t_a)^{0,25} & \text{für } 2,38(t_{cl} - t_a)^{0,25} > 12,1\sqrt{v_{rel}} \\ 12,1\sqrt{v_{rel}} & \text{für } 2,38(t_{cl} - t_a)^{0,25} < 12,1\sqrt{v_{rel}} \end{cases} \quad (6.13)$$

$$f_{cl} = \begin{cases} 1,00 + 1,290I_{cl} & \text{für } I_{cl} \leq 0,078m^2 \cdot \text{°C}/W \\ 1,05 + 0,645I_{cl} & \text{für } I_{cl} > 0,078m^2 \cdot \text{°C}/W \end{cases} \quad (6.14)$$

Der PMV ist eine dimensionslose Zahl, die ursprünglich auf einer 7-stufigen Skala von  $-3$  (zu kalt) bis  $+3$  (zu warm) die Klimabeurteilung einer großen Personengruppe vorhersagt. Der PPD ermittelt auf Basis des PMV den prozentualen Anteil einer großen Gruppe, der mit dem Umgebungsklima unzufrieden ist. Wird also z.B. ein PMV von  $+3$  und ein PPD von  $91\%$  errechnet, würden die meisten Personen das Raumklima als deutlich zu warm bezeichnen und  $91\%$  wären damit unzufrieden. Im Nachhinein wurde die PMV-Skala auf 9 Stufen erweitert und umfasst auf der positiven Seite nun die Einträge 0: keine Belastung, 1: schwache Belastung, 2: mäßige Belastung, 3: starke Belastung und 4: extreme Belastung [VDI 1998]. Die Einschätzung der Belastungssituation nach der PMV-Skala lässt dennoch unterschiedliche Interpretationen zu. So wird ein Tag mit Wärmebelastung in der Broschüre ‚Untersuchungen zum Klimawandel in Berlin‘ anhand eines auftretenden PMV-Wertes von  $> 2,5$  definiert [GEO-NET 2010]. Dies stellt eine Möglichkeit dar, einen Tag zu kategorisieren, lässt jedoch keine Rückschlüsse auf einen längeren Aufenthalt in einer Umgebung mit einem PMV-Wert von z.B. 2 zu. Für einen Bereich des thermischen Komforts, also einen Bereich, in dem explizit keine Wärme- oder Kältebelastung vorliegt, wird das Intervall von  $-0,5$  bis  $+0,5$  empfohlen [ISO7730 1995].

Nach [Newsham 1997] ist die Hitzestressbewertung, wie sie mit dem Index PMV vorgenommen werden kann, grundsätzlich positiv zu beurteilen. Problematisiert wird jedoch, dass Anpassungsmaßnahmen in der Bewertung zumeist vernachlässigt werden.

Da neben den Raumklimawerten mit der expliziten Angabe der Bekleidungsisolations, des Energieumsatzes und der abgegebenen mechanischen Leistung ebenfalls personenbezogene Größen in die Berechnung des PMV eingehen, können einfache Anpassungsmaßnahmen, wie eine Verringerung der Bekleidungsisolations oder ein Einstellen von anstrengenden Aktivitäten, berücksichtigt werden. Dafür werden im Rahmen der Auswertung zwei PMV-Indizes berechnet: zum einen ein statischer PMV (PMV M-05), der durchgehend eine Bekleidungsisolations von  $0,5\text{clo}$  voraussetzt, und zum anderen ein adaptiver PMV (PMV M-ad), der Anpassungsmaßnahmen – hier am Beispiel einer modifizierbaren Bekleidungsisolations – berücksichtigt. Da die Untersuchungen im Innenraum von Wohn- und Schlafzimmern sowie Patientenzimmern stattfinden, kann starke körperliche Aktivität weitestgehend ausgeschlossen werden. In Übereinstimmung mit Norm ISO7730 wird

für alle Berechnungen tagsüber eine sitzende Tätigkeit angenommen, was einem Energieumsatz von  $70\text{W}/\text{m}^2$  entspricht [ISO7730 1995]. Nachts wird der Energieumsatz auf einen Grundenergieumsatz von  $58\text{W}/\text{m}^2$  abgesenkt.

### TPMV-Indizes

In Ergänzung zu dem PMV/PPD-Modell soll ein transienter Hitzestressindex zur Anwendung kommen. Die Einführung eines dynamischen globalen thermischen Komfortindex, auch für vorübergehende Änderungen in den Umgebungsbedingungen geeignet, ist Teil der Forschungsarbeit des Instituts für Energieeffizienz und nachhaltige Gebäude (E3D) der RWTH Aachen. Das dort entstandene TPMV/TPPD-Modell (transient predicted mean vote/transient predicted percent of dissatisfied) basiert auf der gleichen Idee wie Fangers PMV/PPD-Ansatz; beide Modelle berechnen die Energiebilanz des menschlichen Körpers über ähnliche thermische Ausdrücke.

Wie im Detail in [Wölki et al. 2014] beschrieben, kann die ursprüngliche PMV/PPD-Index-Berechnung durch eine geeignete dynamische Komponente erweitert werden. Das einfache Modell zur Berücksichtigung des Körpers, das der Berechnung nach Fanger zu Grunde liegt, wird durch ein dynamisches Zwei-Knoten-Pierce-Modell von [Gagge 1973] ersetzt. Dabei wird der menschliche Körper geometrisch durch zwei Zylinder approximiert, die den Körperkern und die Hautschicht repräsentieren. Überschreitet die Körperkerntemperatur eine Sollwertvorgabe, können Regulationsmechanismen, wie z.B. eine vermehrte Schweißsekretion zur Steigerung des verdunstungsbedingten Wärmeverlustes durch Schwitzen, ausgelöst werden. Unterschreitet die Temperatur der Hautoberfläche eine Sollwertvorgabe, können Kältere Regulationsmechanismen, wie eine Steigerung des Energieumsatzes durch Schüttelfrost, Ausgleich schaffen. So integriert das Modell körpereigene Maßnahmen, die zum Schutz vor Überhitzung oder Unterkühlung ergriffen werden, und bildet den Wärmehaushalt in einer dynamischen und realistischeren Art und Weise ab. Mit den derart modifizierten Berechnungsvorschriften für die einzelnen Terme der Energiebilanz des Körpers kann analog zu der Formel des PMV/PPD-Modells (vgl. Gleichung 6.4 und 6.5) der TPMV und der TPPD berechnet werden.

Neben den Indizes liefert das Modell die Quantität der Wärmeregulationsmechanismen und bietet so zusätzliche Informationen für die Bewertung von Hitzestressrisiken. Das TPMV/TPPD-Modell ist ebenfalls in der Sprache Modelica implementiert und kann so leicht mit dem zonalen Ansatz verknüpft werden. Der TPMV wird analog zu dem PMV mit einer festen Bekleidungsisolations von  $0,5\text{clo}$  (TPMV M-05),  $0,8\text{clo}$  (TPMV M-08) und einer adaptiven Bekleidungsisolations (TPMV M-ad) berechnet.

### Thermoregulatorisches Schwitzen

Um einer Hyperthermie vorzubeugen und eine konstante Körperkerntemperatur um  $36,5^\circ\text{C}$  zu halten, verfügt der menschliche Körper über verschiedene Regelmechanismen zur Wärmeabgabe. Dazu zählen konvektive Wärmeabgabe und Wärmeabgabe durch Strahlung. Die effektivste Form der Wärmeabgabe ist aber die Schweißverdunstung auf der Haut [Simon 1997]. Dem folgend ist die thermoregulatorische Maßnahme, die hier

repräsentativ für Wärmeregulationsmechanismen des Körpers und exemplarisch für den transienten Charakter einer Hitzestressbewertung betrachtet werden soll, die Wärmeabgabe durch Wasserverdunstung (Schwitzen). Die Sekretionsrate der Schweißdrüsen kann kurzzeitige Maximalwerte von 2 Litern pro Stunde überschreiten und sich auf bis zu 10-12 Liter pro Tag belaufen. Die ‚normale‘ Sekretion liegt allerdings deutlich unterhalb dieser Extremwerte. In jedem Fall muss der Verlust von Flüssigkeit und Mineralien aktiv ausgeglichen werden.

Um kritische Defizite zu benennen, wird ein kurzer Blick auf den Wasserhaushalt des Menschen geworfen. Wasser ist der quantitativ größte Bestandteil des menschlichen Körpers, der Anteil hängt von Alter, Geschlecht und Körperbeschaffenheit ab. Während junge Erwachsene einen Wasseranteil von ca. 65% haben, sinkt der Anteil bei älteren Menschen auf bis zu 55% und ist bei Frauen etwa 5-10% geringer als bei Männern. Die Wasseraufnahme und Wasserabgabe im Tagesverlauf sollten sich im Idealfall entsprechen. Die Hauptaufnahmequellen sind Flüssigkeit (ca. 50%) und feste Nahrung (ca. 40%), die Abgabe erfolgt unter neutralen Umgebungsbedingungen überwiegend durch Urin (ca. 60%) sowie ‚unmerkliche‘ Wasserabgabe über Haut und Atemluft (ca. 30%). Schweiß macht an einen thermisch neutralen Tag nur ca. 4% der Wasserausscheidung aus [Hierholzer et al. 1997]. Gerät der Wasserhaushalt aus dem Gleichgewicht, drohen Dehydrationszustände. Ab einem akuten Wasserverlust von ca. 5% des Körpergewichtes geht man von einer deutlichen Minderung der Leistungsfähigkeit aus, bei weiteren Verlusten folgen Verwirrtheit, Schwindel und Schwäche, bis bei einem Wasserverlust über 15% schließlich Kreislaufversagen droht [Ulmer 1997].

Um einen Anhaltspunkt für eine Bewertung des Wasserverlustes anzugeben, wird die tägliche Flüssigkeitsabgabe ohne Schweiß und die Flüssigkeitsaufnahme ohne das Trinken von Flüssigkeit als Basis genommen. Dies ergibt bei Normannahmen bereits ein Ungleichgewicht von ca. 1150ml, das durch Flüssigkeitszufuhr ausgeglichen werden muss. Erfolgt kein Ausgleich, wird, bei einem Körpergewicht von 70kg, bei einer zusätzlichen Schweißbildung von 2,350L die kritische 5%-Grenze von 3,5L erreicht. Bei 60kg Körpergewicht ist bereits mit 1,850L Schweiß eine kritische Grenze erreicht. Ein kritisches Defizit kann sich bei unzureichender Flüssigkeitszufuhr über mehrere Tage aufbauen. So führt ein tägliches Defizit von 0,6L über drei Tage bei einer 60kg schweren Person beispielsweise zu einem kritischen Zustand.

Innerhalb des TPMV/TPPD-Modells erfolgt die Berechnung der Schweißmenge in Gramm pro Stunde und Quadratmeter. Bei einer durchschnittlichen Körperoberfläche von 1,73m<sup>2</sup> wird daraus ein Flüssigkeitsverlust in Liter pro Tag bestimmt.

### **Zugluftrisiko (*DR*)**

Ein weiterer Faktor der Unbehaglichkeit, der an dieser Stelle berücksichtigt werden soll, ist die Beeinträchtigung durch Zugluft. Dafür werden die bestehenden Bewertungskriterien durch die Hinzunahme von *DR* erweitert, *DR* = draught risk, der Prozentsatz von Menschen, die sich durch Zugluft belästigt fühlen [ISO7730 1995]. Berechnet wird der *DR*-Wert auf Basis der lokalen Lufttemperatur (in °C), der lokalen mittleren Geschwin-

digkeit ( $\bar{V}$ ) und dem lokalen Turbulenzgrad ( $Tu$ ).

$$DR = (34 - T_{Air} - 273,15K) \cdot (\bar{V} - 0,05)^{0,62} \cdot (0,37 \cdot \bar{V} \cdot Tu + 3,14) \quad (6.15)$$

Die Berechnung des  $DR$  wurde bei Innenraumtemperaturen von 20-26°C und Raumluftgeschwindigkeiten von 0,05-0,4m/s an Personen getestet, die ein nahezu neutrales thermisches Empfinden aufwiesen. Die Beeinträchtigung des Menschen durch Zugluft, also der durch Luftbewegung verursachten unerwünschten Abkühlung des Körpers, nimmt mit steigenden Temperaturen ab [ISO7730 1995]. Damit ist das Zugluftisiko in Hitzestresssituationen im Allgemeinen wenig relevant. Insbesondere bei dem Einsatz von Klimatisierungstechnik, die den Raum und den Menschen im Idealfall in einen annähernd thermisch-neutralen Zustand bringen sollte, handelt es sich aber um einen wichtigen Einflussfaktor, der hier der Vollständigkeit halber mit betrachtet werden soll.

## 7 Anwendung des zonalen Modells zur Bewertung von Hitzestressrisiken

Im letzten Kapitel wurde das kalibrierte zonale Modell um Nutzerverhalten und Methoden der Hitzestressbewertung zu einem Simulationsansatz zur Bewertung von Hitzestressrisiken über mehrtägige Hitzeperioden erweitert. In diesem Kapitel wird die Tauglichkeit dieses Simulationsansatzes anhand von Anwendungsbeispielen evaluiert. Dafür kommen zwei Raummodelle zum Einsatz, die für unterschiedliche Zeiträume simuliert und ausgewertet werden. Die Räume sind dem bereits bekannten Wohn- und Schlafraum einer Pflegeeinrichtung sowie dem Patientenzimmer eines Krankenhauses nachempfunden. Am Beispiel des Wohn- und Schlafraumes werden die Bewertungsindizes PMV und TPMV, jeweils mit fester und adaptiver Bekleidungsisolierung, bzgl. ihrer Aussagekraft zu Hitzestressrisiken verglichen. Außerdem werden vier Simulationsszenarien mit alternativem Lüftungsverhalten ausgewertet. Die unterschiedliche Handhabung der Lüftung wird durch verschiedene Parameter für den Einsatz passiver Lüftung nach dem stochastischen Modell und über einen Zeitplan repräsentiert. Alle Anwendungsszenarien werden mit den gemessenen Außenraumklimadaten Lufttemperatur, relative Luftfeuchte und Globalstrahlung angetrieben und mit einem Modell zum langwelligem Strahlungsaustausch nach der Nettomethode berechnet. Zur Auswertung kann jedes beliebige Volumenelement mit dem Bewertungsmodell verknüpft werden, so dass die lokale Luftgeschwindigkeit und die lokale Lufttemperatur in die Bewertung eingehen. Relative Luftfeuchte und Strahlungstemperatur werden gleichförmig für den gesamten Raum angenommen. Das Patientenzimmer wird mit Fensterlüftung und mit Klimatisierungstechnik am Beispiel einer Kühldecke betrachtet und die verschiedenen Szenarien werden miteinander verglichen. Hier kommen ebenfalls die verschiedenen Indizes zur Bewertung zum Einsatz. Die Kühldecke wird in zwei unterschiedlich großen Wirkungsflächen modelliert, die Auswirkungen auf einzelne Raumpositionen lassen sich mit Hilfe der örtlichen Auflösung der Raumsimulation auswerten. Abschließend wird für den nächsten Schritt in Richtung einer personenzentrierten Bewertung von Hitzestressrisiken ein Raumwechsel eingebaut. Dies demonstriert die Möglichkeit, einen realistischen Tagesablauf in die Bewertung des personenbezogenen Hitzestressrisikos zu integrieren.

### Randbedingungen der Simulationen der Hitzestressperioden

Die verwendeten Innenraummodelle sind realen Räumen in einer Pflegeeinrichtung und einem Krankenhaus nachempfunden. Die Standorte der Gebäude befinden sich in Berlin und sind einem städtischen Klima ausgesetzt. Die realen Innenraumgeometrien werden mit den Restriktionen einer zonalen Modellierung bestmöglich abgebildet und vor Ort gemessene Außenraumklimadaten als Randbedingung verwendet.

Die Außenraumklimadaten wurden in Form von Fassadenmessungen jeweils direkt vor

oder nahe an dem betrachteten Innenraum erhoben. Die dafür verwendeten Sensoren (DK390 HumiLog GP "rugged",  $\text{EU-325} \pm 0,3^\circ\text{C}$  and  $\text{RFT-325} \pm 2\%$ ) wurden im Rahmen des DFG-Projektes UCaHS von der Technischen Universität Berlin, Fachbereich Klimatologie, installiert und ausgelesen. Im Fall von Sonnenbescheinung werden die Sensoren belüftet. Zu den Außenraumklimadaten passende Innenraumdaten sind ebenfalls vorhanden. Die Innenraummessungen (Innenraumlufttemperatur und relative Feuchte) wurden von der Humboldt Universität Berlin, Geographisches Institut, durchgeführt. Verwendet werden pro Raum zwei bis drei *Testo 174H loggers* (Genauigkeit von  $\pm 0,5^\circ\text{C}$  und  $\pm 3\%$  RH). Um mittlere Raumwerte zu erhalten, wurden bei der Installation Orte der direkten Sonneneinstrahlung vermieden. Die Innenraummessungen wurden als Bewertungshilfe der verschiedenen Parameter zur Organisation der passiven Lüftung verwendet. Im Rahmen der Anwendungsbeispiele kommen sie nicht weiter zum Einsatz, da es keine Informationen zu Nutzerverhalten, mobiler Klimatisierungstechnik etc. gibt, so dass das gemessene Innenraumklima nicht reproduziert werden kann. Sowohl die Außenraum- als auch die Innenraummessungen sind Bestandteil des UCaHS Messnetzes. Weitere Informationen dazu sind z.B. in [Walikewitz et al. 2015] zu finden.

### 7.1 Schlaf- und Wohnraum: Fensterlüftung und Bewertungsmethoden

Der Schlaf- und Wohnraum einer Berliner Pflegeeinrichtung befindet sich im 4. Obergeschoss des 1993 errichteten Gebäudes und wird je nach Auslastung von ein oder zwei Bewohnern genutzt. Neben diesem Raum stehen den Bewohnern Essensräume, Gemeinschaftsräume und Außenbereiche zur Verfügung. Trotzdem verbringen viele Bewohner, insbesondere diejenigen mit eingeschränkter Mobilität, die meiste Zeit in ihrem eigenen Raum. Die passive Lüftung wird im besten Fall von den Bewohnern selbst organisiert und nur, wenn dies nicht möglich ist, vom Pflegepersonal übernommen. Technische Geräte sind in dem betrachteten Raum nicht vorhanden.

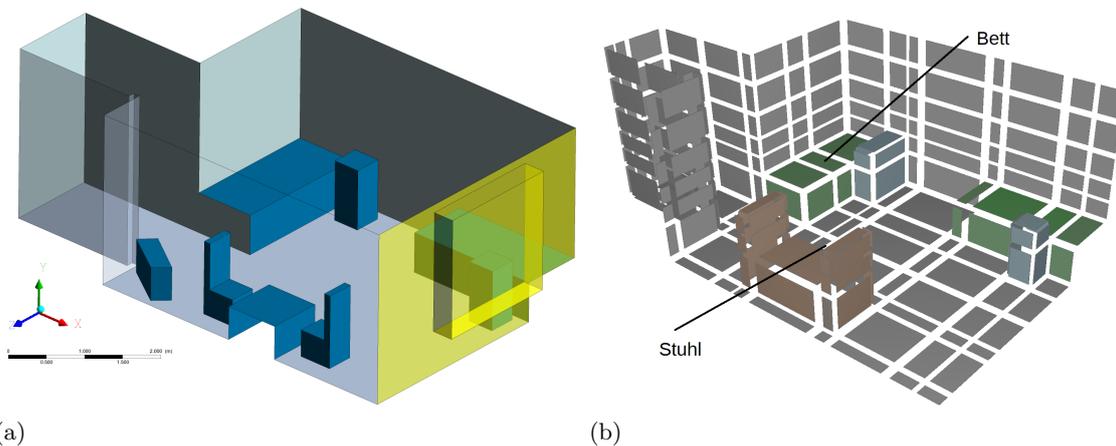


Abbildung 7.1: Schlaf- und Wohnraum einer Pflegeeinrichtung: (a) Abbildung zur Verdeutlichung der Geometrie, (b) zonales Modell.

Abbildung 7.1(a) zeigt zur Illustration die Raumgeometrie, in Abbildung 7.1(b) ist das bereits bekannte zonale Modell abgebildet. Die mit Flächen angedeuteten Randelemente geben einen Hinweis auf die Diskretisierung des Innenraumes. Man betritt den Raum durch den schmalen Eingangsbereich im hinteren Teil. Im vorderen Bereich befinden sich zwei Betten mit Nachttisch sowie ein Tisch mit zwei Stühlen. Weitere Informationen zu dem Standort der Pflegeeinrichtung, der Raumgeometrie und den Messdaten im Außenraum befindet sich in Anhang A.7.

### 7.1.1 Modellierung des Schlaf- und Wohnraumes

Das zonale Simulationsmodell besteht aus 303 Luftvolumenelementen. Die Innenwände sind in entsprechender Diskretisierung als thermische Masse modelliert, wobei angenommen wird, dass in allen Nachbarräumen die gleiche Lufttemperatur wie in dem betrachteten Raum herrscht. Diese Annahme ist realistisch, da der betrachtete Raum von Wohn- und Schlafräumen gleicher Größe und gleicher Nutzung eingeschlossen ist. Zu den Eigenschaften der Innen- und Außenwände müssen weitere Annahmen getroffen werden. In der Modellierung wird für die Innenwände eine Dicke von 0,2m und ein U-Wert von  $1\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$  angenommen. Die Außenwand (mit Fenster) wird entsprechend als Bauteil mit Kontakt zum Außenraum modelliert. Der U-Wert wird mit  $0,2\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$  bei einer Dicke von 0,5m gesetzt. An der Kontaktfläche zu dem Außenraum wird der Einfluss von Lufttemperatur und solarer Einstrahlung berücksichtigt. Das Fenster ist mit einer Diskretisierung von  $3 \times 5$  Elementen geeignet, verschiedene Fensterkonfigurationen abzubilden. Für die Modellierung des geschlossenen Fensters werden ein U-Wert von  $1,7\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$  und ein g-Wert von 0,6 vorausgesetzt. Es wird eine Person im Raum angenommen und mit einer konstanten Wärmequelle von 60W eingebracht.

Die Simulationen bilden den Zeitraum vom 23.07.2013 bis zum 30.07.2013 (8 Tage) ab. In diesem Zeitraum herrschten hohe Außentemperaturen und es wurden Hitzewarnungen des DWD ausgesprochen. Für den folgenden Vergleich werden vier Szenarien simuliert, die sich durch die Organisation der Fensterlüftung voneinander unterscheiden. Für Simulation01, Simulation02 und Simulation03 werden Zeitpunkt und Dauer der passiven Lüftung aus Gleichung 6.1 und Gleichung 6.2 bestimmt. Für  $P_a$  und  $P_b$  werden unterschiedliche Werte eingesetzt. In Simulation04 wird nach einem täglich gleichbleibenden Zeitplan gelüftet.

- Simulation01: Fensterlüftung nach  $P_a = 0,16$  und  $P_b = 0,300$ .
- Simulation02: Fensterlüftung nach  $P_a = 0,16$  und  $P_b = 0,425$ .
- Simulation03: Fensterlüftung nach  $P_a = 0,22$  und  $P_b = 0,425$ .
- Simulation04: Fensterlüftung (gekippt) nach Zeitplan morgens von 7:00-8:30 Uhr und abends von 20:00-21:30 Uhr.

Am Beispiel der Simulation01 werden, nach einer allgemeinen Betrachtung der Entwicklung des Innenraumklimas, die verschiedenen Indizes zur Bewertung von Hitzestressrisiken miteinander verglichen. Dabei liegt der Fokus auf einem möglichen Mehr-

wert der dynamischen Indizes bzw. der dahinterliegenden Wärmeregulationsmechanismen des Körpers. Anschließend werden die Ergebnisse von Simulation01 bis Simulation04 gegeneinandergestellt. Die vier Szenarien stehen für verschiedenes Lüftungsverhalten. Dies macht sich besonders am Ende des betrachteten Zeitraumes bemerkbar, in dem die Temperaturen im Außenraum deutlich sinken.

### 7.1.2 Simulationsergebnisse: Vergleich der Bewertungsmethoden

In Simulation01 wird eine passive Lüftung über die Parameter  $P_a = 0,16$  und  $P_b = 0,30$  organisiert. Dies sind im Vergleich zu den anderen Szenarien die niedrigsten Schwellenwerte, die einen Wechsel von einem geschlossenen zu einem gekippten bzw. von einem gekippten zu einem dreh-geöffneten Fenster einleiten. Als Folge ist Simulation01 das Szenario mit den meisten Lüftungszeiten. Insbesondere kommt das Fenster sowohl gekippt als auch dreh-geöffnet vor. Zu Beginn der Zeitspanne ist das Fenster in der Nacht geschlossen, im Verlauf der Hitzewelle ist das Fenster zumeist gekippt oder komplett dreh-geöffnet. Abbildung 7.2 zeigt die Temperaturentwicklung im Innenraum über 8 Tage. Für den Vergleich sind ebenfalls die gemessenen Temperaturwerte im Außenraum eingetragen. Minimum, Maximum und Mittelwert der Lufttemperatur im Innenraum unterscheiden sich deutlich voneinander. Die maximalen Werte werden bei vollständig geöffnetem Fenster im fensternahen Bereich erreicht. Da die Temperaturdifferenzen zwischen In-

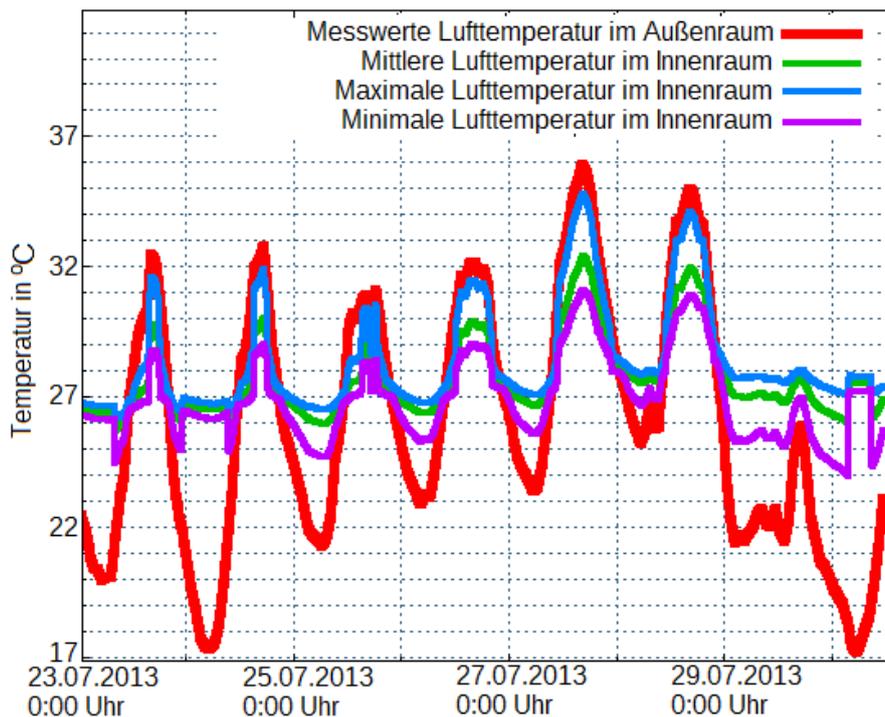


Abbildung 7.2: Simulation01 ( $P_a = 0,16$ ,  $P_b = 0,30$ ): Temperatur im Außenraum und Temperaturverteilung im Innenraum über 8 Tage.

nenraum und Außenraum die maßgeblichen Antriebsmomente für Luftbewegungen darstellen, folgt die Geschwindigkeitsverteilung im Innenraum den Fensteröffnungszeiten und den Temperaturverläufen über den Tag. Anhand der Kurve der maximalen Luftgeschwindigkeit lassen sich die Zeiten, in denen das Fenster gekippt oder dreh-geöffnet ist, deutlich erkennen (vgl. Abbildung 7.3(a)).

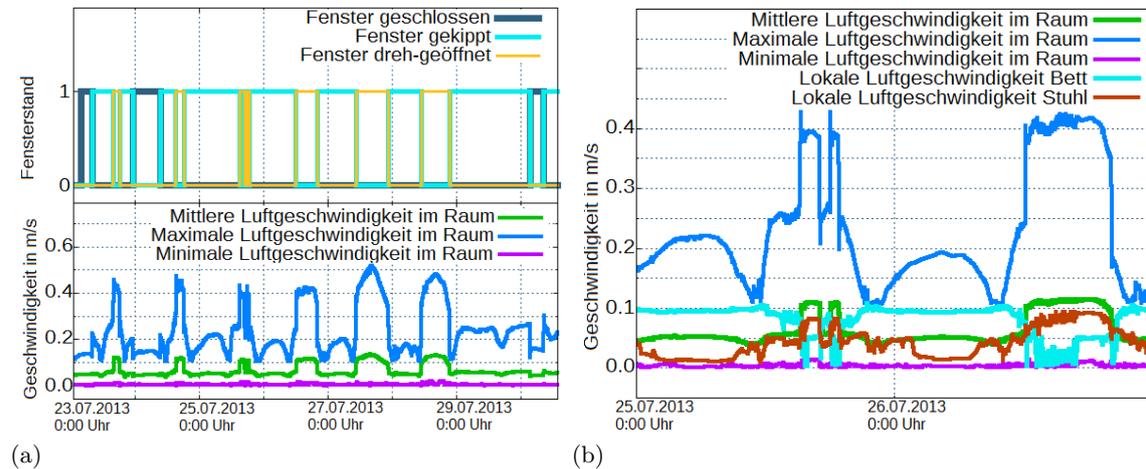


Abbildung 7.3: Simulation01 ( $P_a = 0,16$ ,  $P_b = 0,30$ ): Fensteröffnungszeiten und die resultierende Luftgeschwindigkeit.

Dass sich diese Luftgeschwindigkeitsverläufe nicht ohne Weiteres auf die lokalen Geschwindigkeiten an der Bett- bzw. Stuhlposition übertragen lassen, zeigt Abbildung 7.3(b). Im zeitlichen Ausschnitt wird sichtbar, dass es während der Lüftungsphasen nicht an allen Raumpositionen zu erhöhten Luftgeschwindigkeiten kommt, sondern diese sogar geringer ausfallen können. Diese Beobachtung spiegelt sich in der Beurteilung des lokalen Zugluftrisikos wider. Durch geringe Luftgeschwindigkeiten sowie das bei einer Raumlufttemperatur von über  $26^{\circ}\text{C}$  sinkende Risiko, Zugluft als unangenehm zu empfinden, ergeben sich sowohl an der Bett- als auch an der Stuhlposition durchgehend DR-Werte von unter 5%.

Anschließend wird der PMV an verschiedenen Raumpositionen unter der Annahme verschiedener Bekleidungsisolierungen betrachtet. Hier zeigen sich vor allem die Unterschiede zwischen einem festen Bekleidungsisolierungswert und einem adaptiven Vorgehen. In Abbildung 7.4(a) sind die PMV-Werte für eine Person im Bett und für eine Person auf dem Stuhl mit einer festen Bekleidungsisolierung von  $0,5\text{clo}$  und einer adaptiven Bekleidungsisolierung (was im Ergebnis Werte zwischen  $0,3\text{clo}$  und  $0,8\text{clo}$  bedeutet) dargestellt. Die Unterschiede zwischen den verschiedenen Raumpositionen sind vernachlässigbar. In Abbildung 7.4(b) ist die Darstellung des statischen und des adaptiven Werts für die Bettposition auf einen Tag verkürzt. Hier ist deutlich zu erkennen, dass der adaptive PMV geringere Maximalwerte aufzeigt, aber insbesondere in der Nacht über dem statischen

## 7 Anwendung des zonalen Modells zur Bewertung von Hitzestressrisiken

PMV liegt. Der Bereich des thermischen Komforts, also der Bereich, in dem explizit keine Wärmebelastung vorliegt, ist nur innerhalb des Intervalls von  $-0,5$  bis  $+0,5$  gewährleistet; er wird also in dieser Variante der passiven Lüftung selbst in den ersten Stunden des Simulationszeitraumes nur kurzzeitig erreicht. Die als kritisch bezeichnete Grenze von  $2,5$  wird von dem PMV im betrachteten Zeitraum aber nicht überschritten. Im nächsten

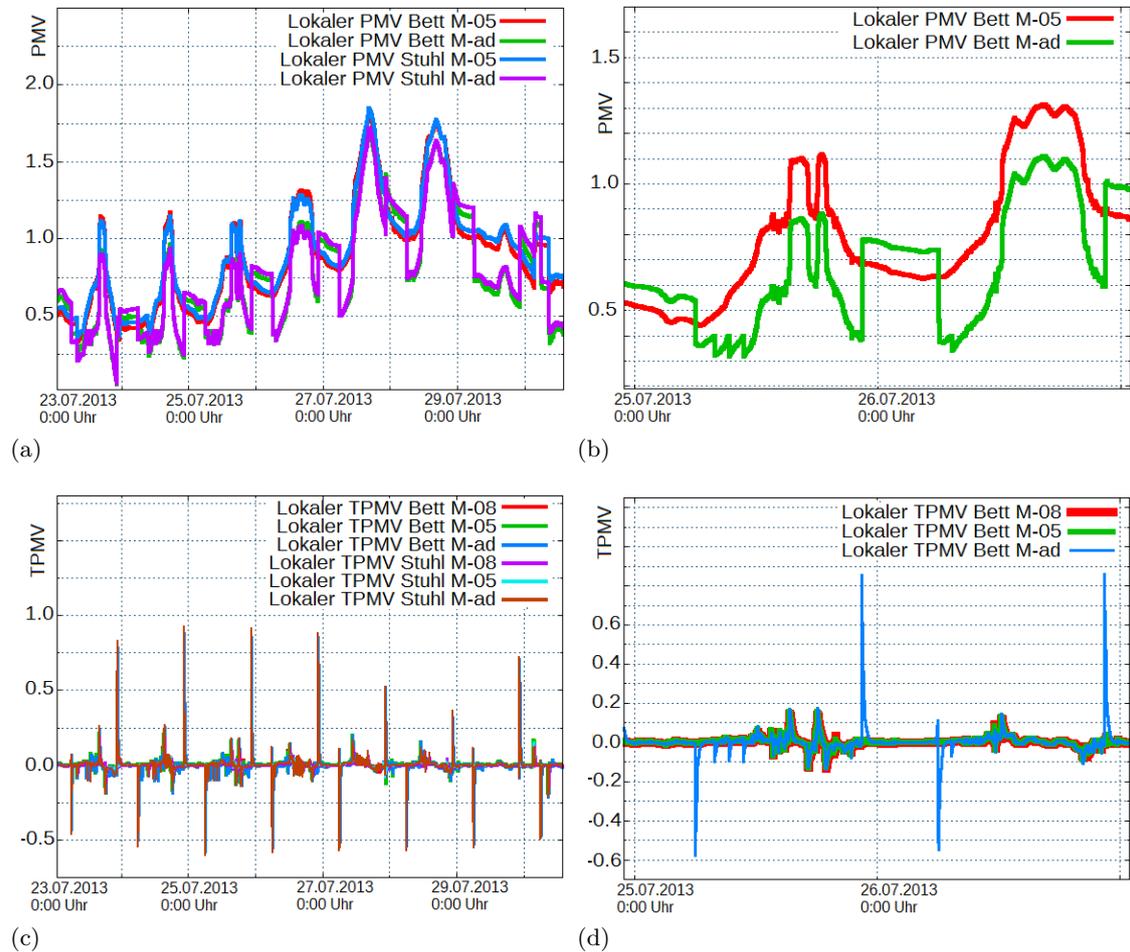


Abbildung 7.4: Simulation01 ( $P_a = 0,16$ ,  $P_b = 0,30$ ): lokale PMV- und TPMV-Werte.

Schritt wird die Bewertung auf das transiente Modell erweitert. Der TPMV wird sowohl mit den Annahmen eines festen Bekleidungsisolationswertes von  $0,5\text{clo}$  und  $0,8\text{clo}$  als auch in einer adaptiven Variante berücksichtigt. Alle drei TPMV-Varianten zeigen ein überwiegend neutrales thermisches Empfinden an. Wenn man analog zum PMV den Bereich von  $-0,5$  bis  $0,5$  als den Bereich des thermischen Komforts annimmt, gibt der TPMV keinen Hinweis auf durchgehende thermische Belastung (vgl. Abbildung 7.4(c)). Peaks, sowohl nach oben als auch nach unten, zeigen lediglich die TPMVs der adaptiven Bekleidungsisolations. Im Detail betrachtet zeigt sich, dass die TPMV-Werte hier jeweils

zu Beginn und zum Ende des Nachtbetriebs, in dem eine feste Bekleidungsisolationswert von 0,8clo gilt, deutlich ausschlagen. Der Körper braucht also einen Moment, um den schnellen Wechsel in der Bekleidungsisolationswert durch Regulationsmechanismen auszugleichen (vgl. Abbildung 7.4(d)). Um die überwiegend neutralen TPMV-Werte zu interpretieren, wird ein Blick auf die Wärmeabgabe durch Wasserverdunstung (Schwitzen) geworfen, die hier exemplarisch für die Wärmeregulationsmechanismen des TPMV/TPPD-Modells stehen soll.

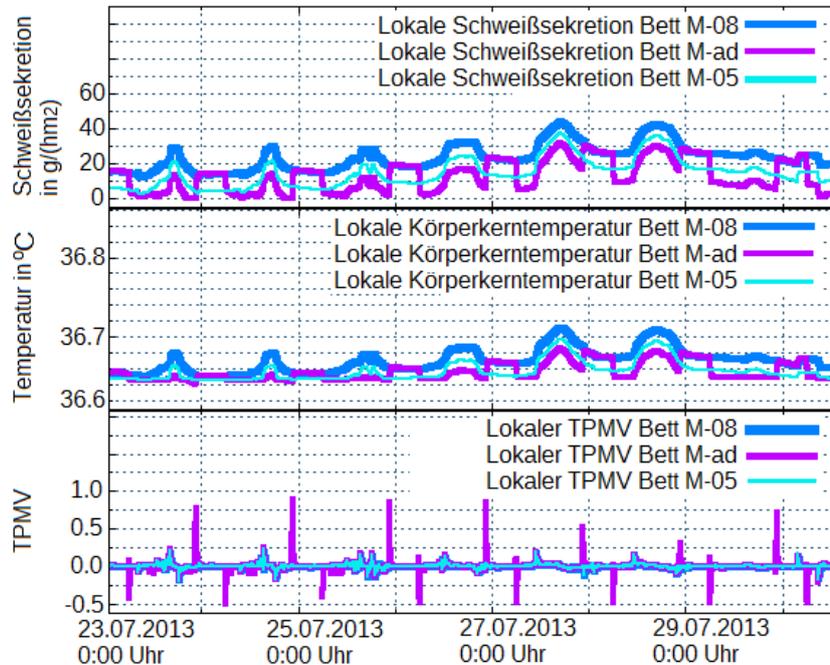
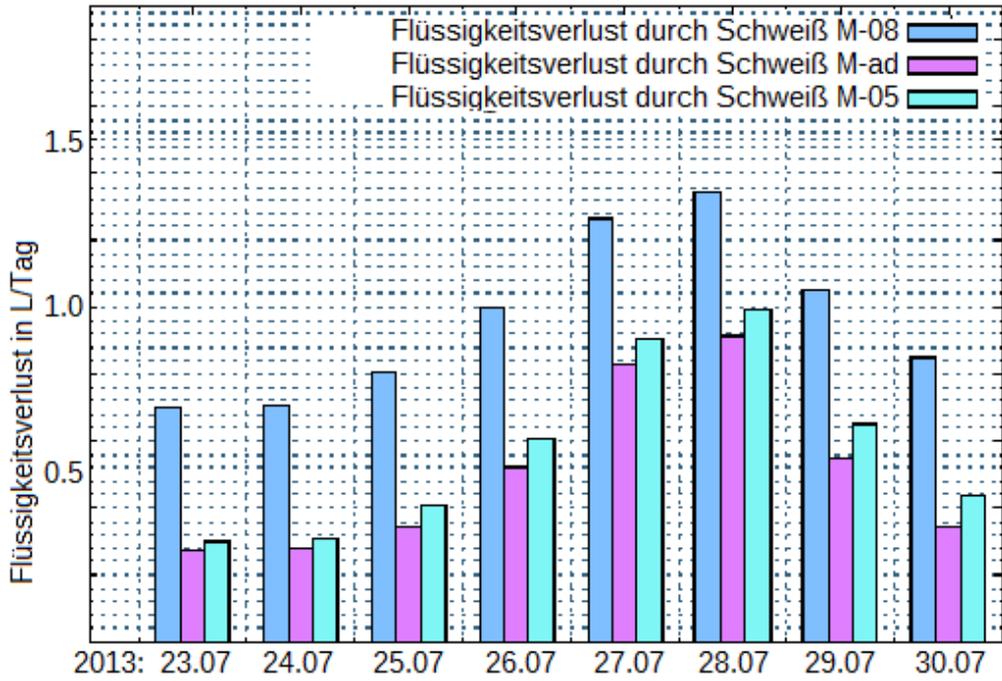
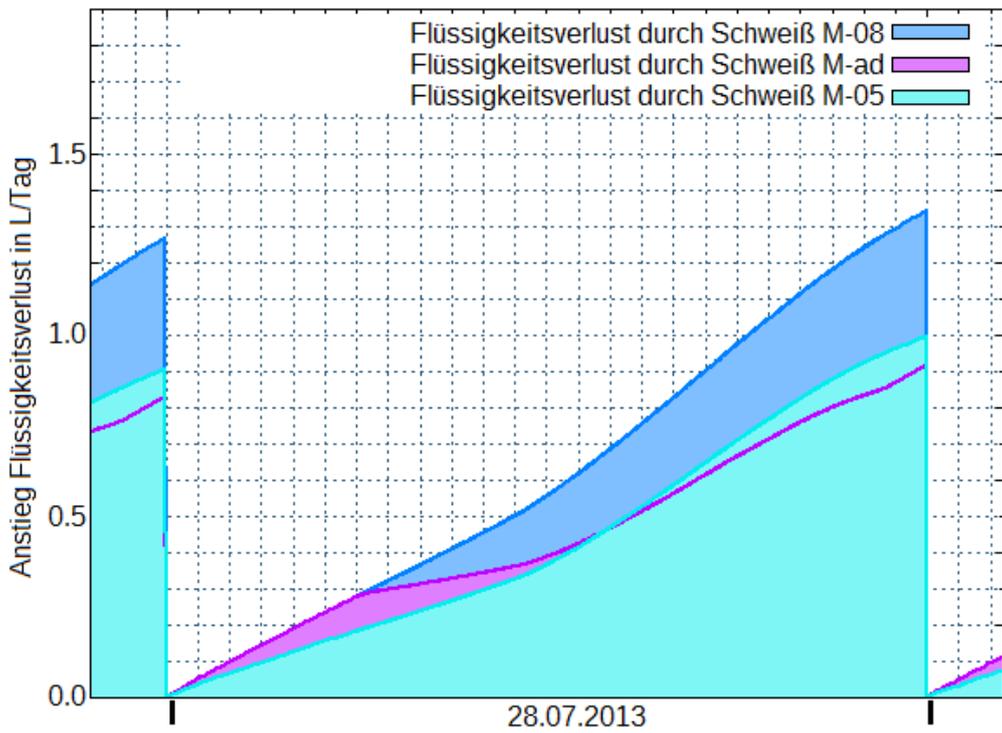


Abbildung 7.5: Simulation01 ( $P_a = 0,16$ ,  $P_b = 0,30$ ): transiente Indizes und die Schweißproduktion als Repräsentant körpereigener thermischer Regulationsmechanismen.

Kühlung durch Schwitzen beeinflusst die Hautoberflächentemperatur des Menschenmodells, und damit auch dessen Kerntemperatur und im Resultat den TPMV. In Abbildung 7.5 ist das Zusammenspiel von Schweißbildung, Körperkerntemperatur und TPMV dargestellt. Besonders bei dem adaptiven Modell ist gut zu erkennen, wie die Momente der Peaks des TPMV (wenn die Person abends ins Bett geht und sich der Bekleidungsisolationswert durch den Vollkontakt zu einer Matratze deutlich erhöht oder eine Person morgens das Bett verlässt und sich der Bekleidungsisolationswert vermindert) durch vermehrte/ verminderte Schweißbildung ausgeglichen werden. Die Körperkerntemperatur zeigt neben der Reaktion auf den adaptiven Bekleidungsindex vor allem eine Reaktion auf die Lufttemperatur im Tagesverlauf. Allerdings sind diese Änderungen minimal, da die Wärmeregulationsmechanismen anscheinend ausreichen, um den Körper im thermischen Gleichgewicht zu halten.



(a)



(b)

Abbildung 7.6: Simulation01 ( $P_a = 0,16$ ,  $P_b = 0,30$ ): (a) integrierter Flüssigkeitsverlust durch Schweißbildung als Tageswert, (b) Anstieg des Flüssigkeitsverlustes über einen Tag.

In der Realität geht die Menge an Schweiß zusammen mit dem Flüssigkeitsverlust durch Atmung und Ausscheidungen in die Flüssigkeitsbilanz des Körpers ein. Da dies ein begrenzter Prozess ist, ist der zu erwartende Wasserverlust durch Schweißsekretion von besonderem Interesse. Wie in Kapitel 6.3 beschrieben, lassen sich für den Flüssigkeitsverlust Schwellenwerte annehmen, die bei Überschreitung kombiniert mit einem unzureichenden Ausgleich zu körperlichen Belastungen führen können. In Abbildung 7.6 ist der zusätzliche Flüssigkeitsverlust durch Schweißbildung als Tageswert in Liter angegeben. Hier zeigt sich vor allem der große Unterschied, der durch unterschiedliche Bekleidung hervorgerufen wird (vgl. Abbildung 7.6(b) im Detail). Ebenfalls wird deutlich, dass der adaptive Bekleidungsisolationswert trotz seines hohen Niveaus während der Nacht, durch die Möglichkeit, tagsüber auf 0,3clo zu sinken, in der Summe eine geringere Schweißbildung bedingt als die durchgehend feste Annahme von 0,5clo. Auch wenn der kritische PMV-Wert von über 2,5 im Verlauf dieser Hitzeperiode im Innenraum nicht überschritten wurde, zeigt der tägliche Flüssigkeitsverlust die andauernde Belastung an.

### 7.1.3 Simulationsergebnisse: Vergleich alternativer Szenarien

Um den Einfluss der passiven Lüftung auf das Innenraumklima zu zeigen, soll im Folgenden auf alternative Lüftungsszenarien eingegangen werden. Insbesondere Simulation04, die Lüftung nach Zeitplan (wie sie z.B. auftritt, wenn das Lüften nicht von der betroffenen Person selbst, sondern von Pflegepersonal übernommen wird), setzt sich von dem reaktionsbasierten lüftungsgeneigteren Nutzerverhalten ab (vgl. Abbildung 7.7).

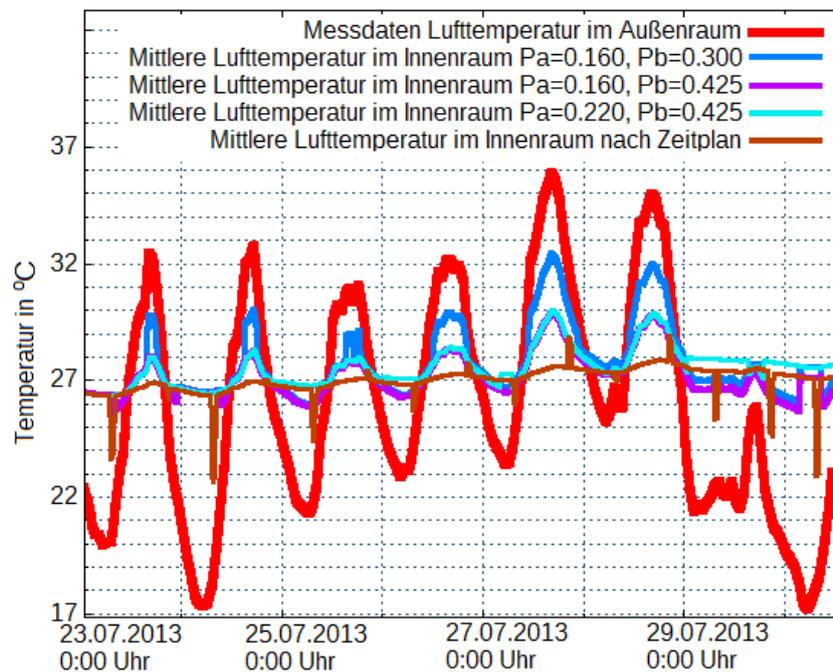


Abbildung 7.7: Simulation01-02-03-04: Temperaturentwicklung über 8 Tage.

So hat Simulation01 – als das Szenario mit dem häufigsten Einsatz passiver Lüftung – im Verlauf der Hitzeperiode die höchsten Temperaturen zu verzeichnen, während die Lüftung nach Zeitplan die geringsten Maximalwerte hervorbringt. Ein umgekehrtes Bild lässt sich in den letzten Tagen des Simulationszeitraumes beobachten, die ein für Hitzeperioden typisches Muster zeigen: nach veränderter Wetterlage haben sich die Temperaturen im Außenraum deutlich abgekühlt, während im Innenraum weiterhin hohe Temperaturen herrschen. Besonders die Simulation mit Lüftung nach Zeitplan zeigt, dass sich die Luft im Innenraum bei kurzen Lüftungsphasen zwar temporär durch den Luftaustausch abkühlt, anschließend jedoch unmittelbar wieder aufheizt (vgl. Abbildung 7.8).

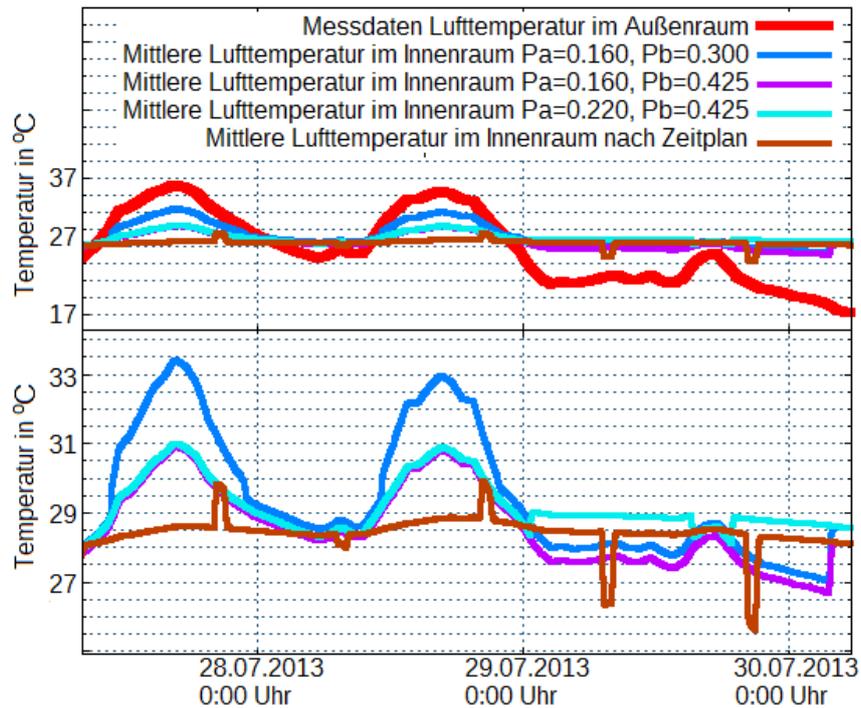
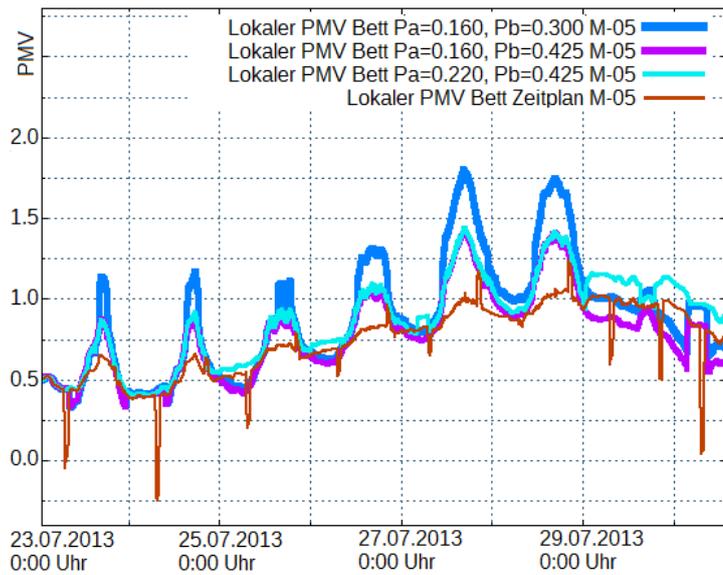


Abbildung 7.8: Simulation01-02-03-04: Temperaturentwicklung mit Schwerpunkt auf der Abkühlung im Außenraum.

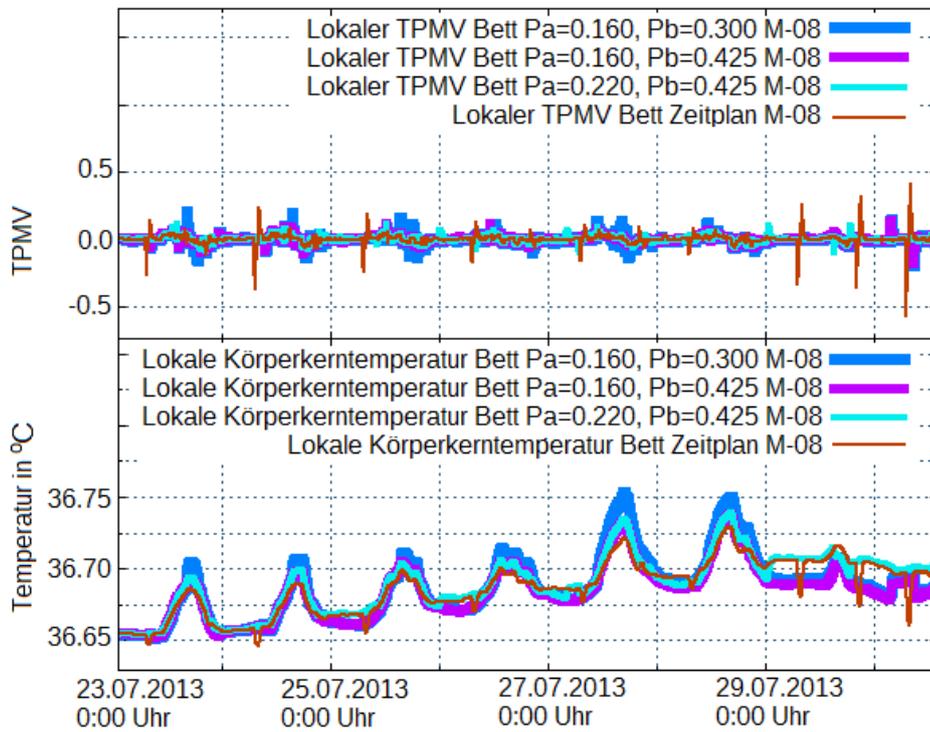
Die Entwicklung des Innenraumklimas spiegelt sich unmittelbar in den Hitzestressindizes wider (vgl. Abbildung 7.9(a)). Simulation01 zeigt die höchsten PMV-Werte, die Lüftung nach Zeitplan ergibt die geringsten Hinweise auf Hitzestressrisiken. Nichtsdestotrotz zeigen alle Ergebnisse PMV-Werte, die sich weit außerhalb des komfortablen Bereichs befinden.

Die transienten Hitzestressindizes (mit der Annahme des ungünstigsten Falles einer Bekleidungsisolierung von 0,8clo) zeigen hingegen ein neutrales Bild (vgl. Abbildung 7.9(b)). Auch Peaks nach oben und unten, wie sie durch kurzzeitige Änderungen der Umgebungsfaktoren z.B. aufgrund passiver Lüftung bei starken Temperaturunterschieden zwischen Innen- und Außenraum entstehen, liegen überwiegend innerhalb des Bereichs thermischen Komforts.

7 Anwendung des zonalen Modells zur Bewertung von Hitzestressrisiken



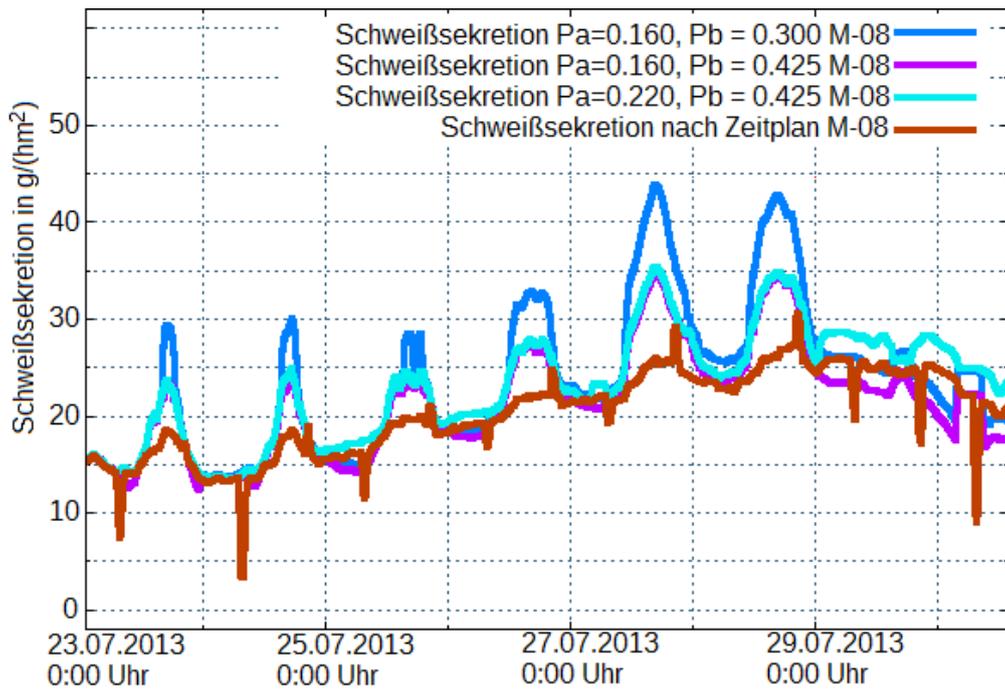
(a)



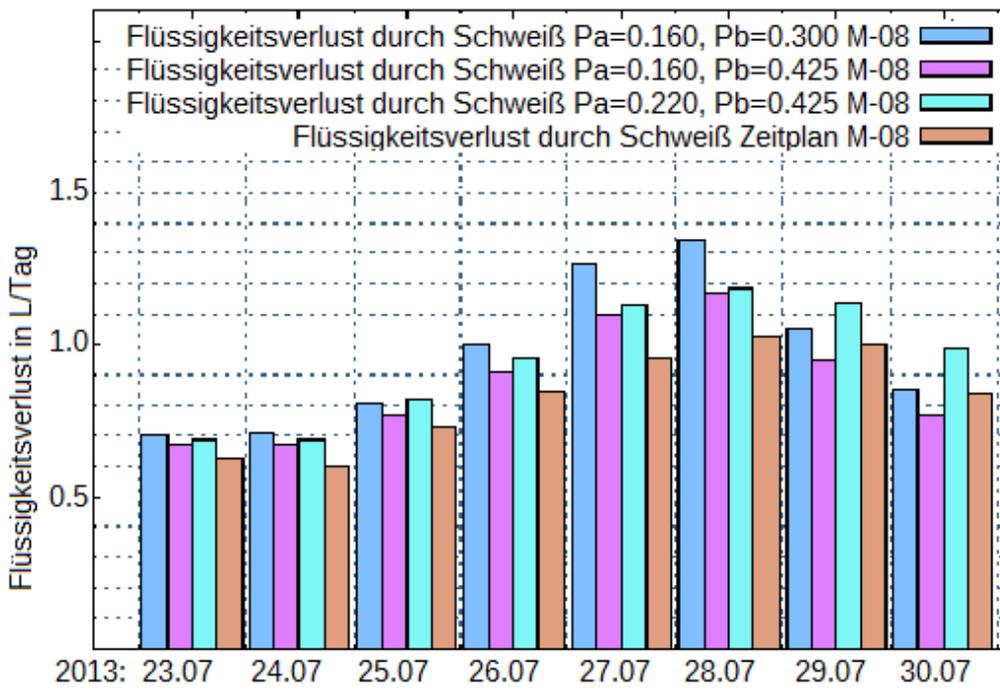
(b)

Abbildung 7.9: Simulation01-02-03-04: PMV, TPMV und Körperkerntemperatur über 8 Tage.

7 Anwendung des zonalen Modells zur Bewertung von Hitzestressrisiken



(a)



(b)

Abbildung 7.10: Simulation01-02-03-04: Schweißproduktion über 8 Tage.

Die Darstellung der Körperkerntemperatur im Verlauf der Hitzestressperiode zeigt einen maximalen Anstieg von  $0,1^{\circ}\text{C}$ . Dementsprechend kann für alle vier Szenarien davon ausgegangen werden, dass die Wärmeregulationsmechanismen des Körpers erfolgreich wirken. Exemplarisch für die Regulationsmechanismen des Körpers steht auch im Vergleich verschiedener Szenarien der Flüssigkeitsverlust durch Schweißsekretion. Abbildung 7.10(a) und Abbildung 7.10(b) zeigen den kontinuierlichen Verlauf der Schweißsekretion bzw. die integrierte Menge an Flüssigkeit pro Tag. Die Unterschiede zwischen den verschiedenen Lüftungsszenarien sind kleiner als die Unterschiede zwischen den verschiedenen Annahmen zur Bekleidungsisololation innerhalb eines Szenarios (vgl. Abbildung 7.10(b) mit Abbildung 7.6).

### 7.2 Patientenzimmer: Klimatisierungstechnik und Raumwechsel

Das Patientenzimmer des Berliner Krankenhauses befindet sich im dritten Obergeschoss des süd-orientierten Altbaus. In einem Patientenzimmer kann von einem regelmäßigen Tagesablauf ausgegangen werden, das Zimmer ist zumeist mit zwei Patienten belegt. Betreuungs- und medizinisches Personal sowie Besuch betreten mehrmals täglich den Raum. Passive Lüftung wird im Allgemeinen durch das Betreuungspersonal organisiert und von den Patienten und Patientinnen lediglich ergänzt, wenn entsprechender Bedarf herrscht und die dafür notwendige Mobilität gegeben ist. Je nach Zustand der Patienten können sich medizinische Geräte im Raum befinden. Abbildung 7.11 zeigt ein Modell der Raumgeometrie, die zonale Modellierung ohne Kühltechnik sowie mit zwei flächenmäßig unterschiedlichen Realisierungen einer Kühldecke.

Im Modell der Raumgeometrie ist zu erkennen, dass das Zimmer durch eine Tür im linken Raumbereich betreten wird. Dahinter befindet sich ein Vorraum, von dem aus sowohl der Sanitärraum als auch der Hauptkorridor erreichbar sind. Im eigentlichen Patientenzimmer befinden sich gekennzeichnete Einbauschränke, die in der zonalen Modellierung vernachlässigt wurden. Im zonal modellierten Raum befinden sich lediglich zwei Patientenbetten mit beistehenden Nachtschränken, im fensternahen Bereich befindet sich ein Tisch. Weitere Informationen zu dem Standort, der Raumgeometrie und den Messdaten im Außenraum befinden sich in Anhang A.8.

#### 7.2.1 Modellierung des Patientenzimmers

Das zonale Simulationsmodell besteht aus 532 Luftvolumenelementen. Innen- und Außenwände sind entsprechend ihres Vorkommens modelliert, die Annahmen sind mit denen des ersten Anwendungsbeispiels identisch. Bei dem Fenster handelt es sich in der Realität um ein Bogenfenster, das im zonalen Modell zu einer rechteckigen Fensterfläche vereinfacht wurde. Die resultierende Fensterfläche wird mit  $5 \times 3$  Elementen diskretisiert und ist für die Modellierung unterschiedlicher Fensterkonfigurationen geeignet. Für die Simulationen werden erneut Messdaten von Fassadenmessungen vor Ort, nun im Zeitraum vom 15.07.2014 bis zum 24.07.2014 (10 Tage), als Randbedingungen verwendet. Auch dieser Zeitraum war von hohen Temperaturen geprägt, die sich in Warnungen des DWD niederschlugen.

## 7 Anwendung des zonalen Modells zur Bewertung von Hitzestressrisiken

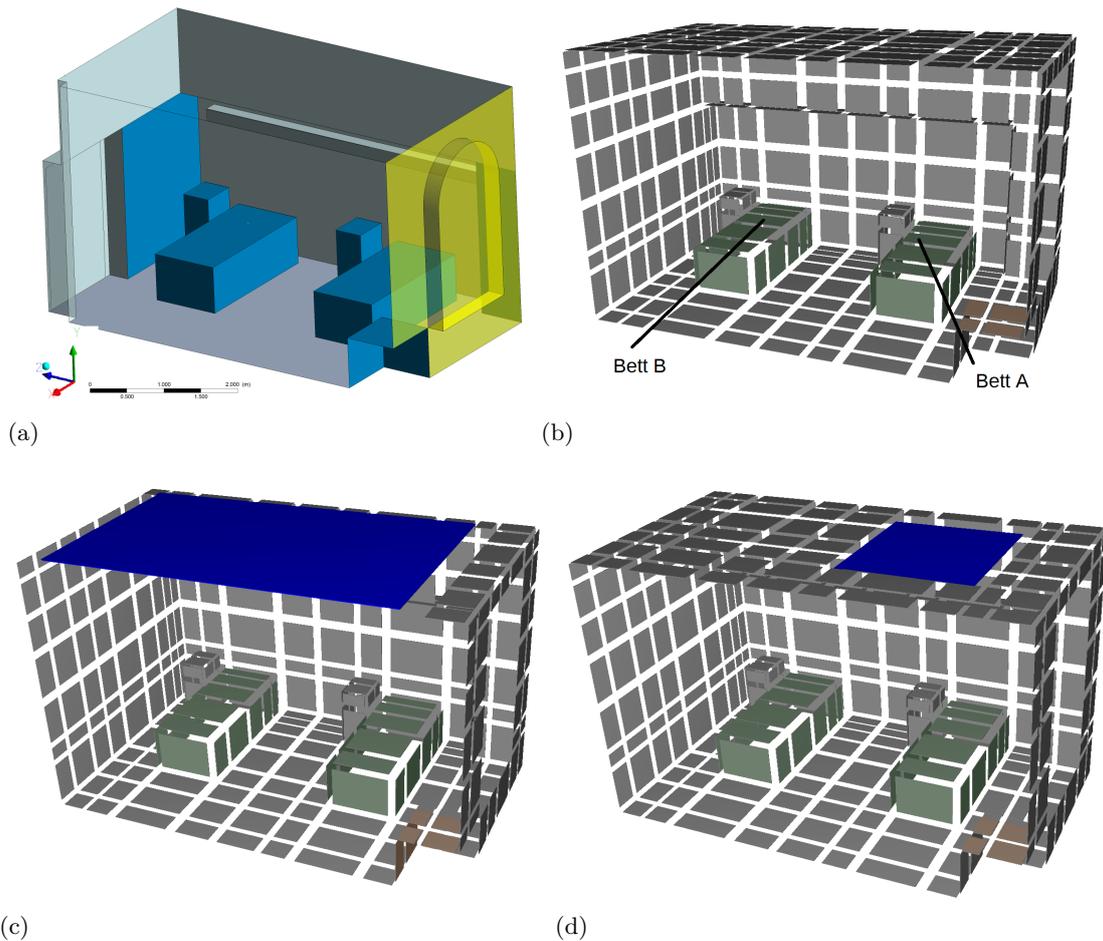


Abbildung 7.11: Patientenzimmer als Modell zur Verdeutlichung der Geometrie (a), als zonales Modell ohne Kühltechnik (b) und als zonales Modell mit großflächiger (c) und teilflächiger (d) Kühldecke.

In Simulation05 und Simulation06 werden zwei verschiedene Formen der passiven Lüftung, zum einen organisiert über das stochastische Modell und zum anderen organisiert über einen Zeitplan, umgesetzt. In Simulation07 und Simulation08 wird alternativ zu passiver Lüftung Klimatisierungstechnik eingesetzt. Exemplarisch wird eine Kühldecke modelliert, die für verschieden große Flächen zum Einsatz kommt. Im Modell der Simulation07 wird die Decke großflächig als Kühlfläche angenommen und lediglich eine Elementreihe an der Fensterseite ausgenommen. Dies entspricht einer realen Wirkungsfläche von  $15,25\text{m}^2$ . Im Modell der Simulation08 wird die Kühlfläche auf  $3 \times 4$  Elemente und damit auf eine Wirkungsfläche von  $1,96\text{m}^2$  eingeschränkt. Diese Fläche befindet sich über dem fensternahen Patientenbett (Bett A). Bei beiden Simulationen wird die Technik der Kühldecke vereinfacht betrachtet und die Fläche lediglich mit einer Oberflächentemperatur belegt, die – je nach gewünschter Soll-Temperatur – zur Laufzeit

modifiziert werden kann. Die Ist-Temperatur kann an jeder beliebigen Raumposition erhoben werden, hier wurde ein Luftvolumenelement mittig zwischen den Patientenbetten gewählt. Eine Reaktion der Oberflächentemperatur der Kühldecke auf eine Änderung im Raumklima erfolgt also ohne technisch bedingte Verzögerungen.

- Simulation05: Fensterlüftung nach  $P_a = 0,16$  und  $P_b = 0,425$ .
- Simulation06: Fensterlüftung (gekippt) nach Zeitplan morgens von 7:00-8:30 Uhr und abends von 20:00-21:30 Uhr.
- Simulation07: großflächige Kühldecke (KDges), Raum-Soll-Temperatur 23°C.
- Simulation08: teilflächige Kühldecke (KDteil), Raum-Soll-Temperatur 23°C.

Am Beispiel des Patientenzimmers soll ebenfalls auf die unterschiedlichen Verläufe des Innenraumklimas eingegangen werden, je nachdem, ob das Patientenzimmer mit Fensterlüftung oder mit dem Einsatz einer Kühldecke betrachtet wird. Anschließend wird der Fokus auf Unterschiede zwischen den Simulationsszenarien mit Kühldeckenmodell gelegt. Schließlich wird der Fokus weiter verengt und es werden lokale Unterschiede innerhalb eines Simulationsmodells zwischen den beiden Patientenbetten diskutiert. Eine abschließende gemeinsame Simulation des Technik-gekühlten und des ungekühlten Patientenzimmers ermöglicht es, eine Person zwischen beiden Räumen wechseln zu lassen.

- Simulation09: gemeinsame Berechnung der Modelle aus Simulation05 und aus Simulation07. Eine betrachtete Person befindet sich nachts in dem klimatisierten und tagsüber in dem unklimatisierten Patientenzimmer.

Diese Simulation, die im Vergleich zu den bisherigen Berechnungen zeitlich sehr aufwändig ist, bietet einen Ausblick auf die Möglichkeit, den Tagesablauf eines Menschen in einer potentiellen Hitzestressumgebung realitätsnah abzubilden und in die Bewertung zu integrieren.

### 7.2.2 Simulationsergebnisse: Vergleich alternativer Szenarien

Analog zur Betrachtung des Wohn- und Schlafrumes wird auch in diesem Anwendungsbeispiel zu Beginn ein Blick auf den Verlauf der mittleren Raumlufttemperaturen aller Simulationsszenarien geworfen (vgl. Abbildung 7.12). Die Ergebnisse der Simulation05 und Simulation06 folgen, wenn im Fall der Lüftung nach Zeitplan auch stark gedämpft, dem Verlauf der Außenraumtemperaturen. Simulation07 und Simulation08 zeigen einen recht gleichbleibenden Temperaturverlauf, wie es bei dem Einsatz von Klimatisierungstechnik zu erwarten war. Am Ende des Simulationszeitraumes kann erneut beobachtet werden, dass die Innenraumlufttemperaturen der Simulationsbeispiele ohne Kühltechnik trotz abfallender Außenraumlufttemperaturen hoch bleiben und damit die Wärmebelastung im Innenraum anhält. Dieses Verhalten spiegelt sich ebenfalls in den lokalen PMV-Werten wider (vgl. Abbildung 7.13(a)). Die auf Simulation05 und Simulation06

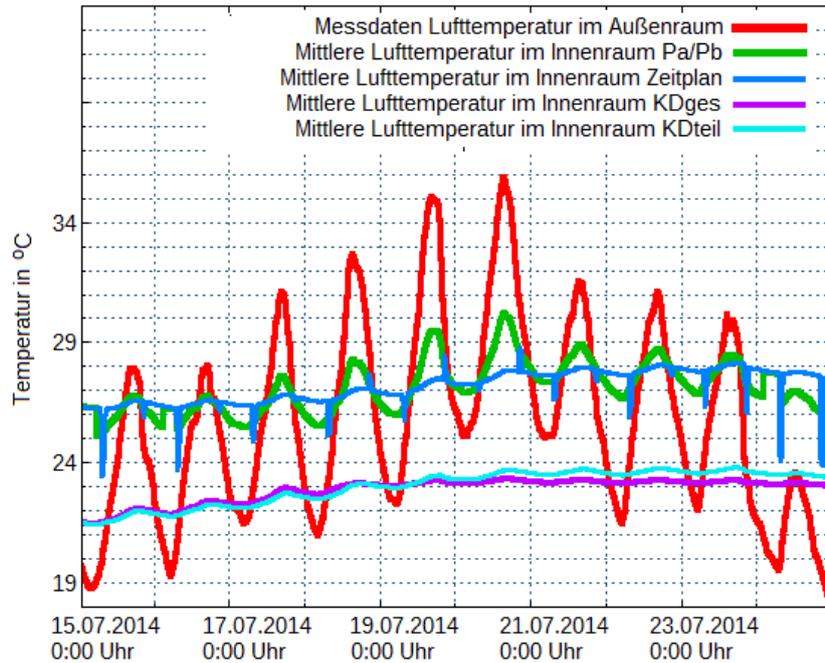
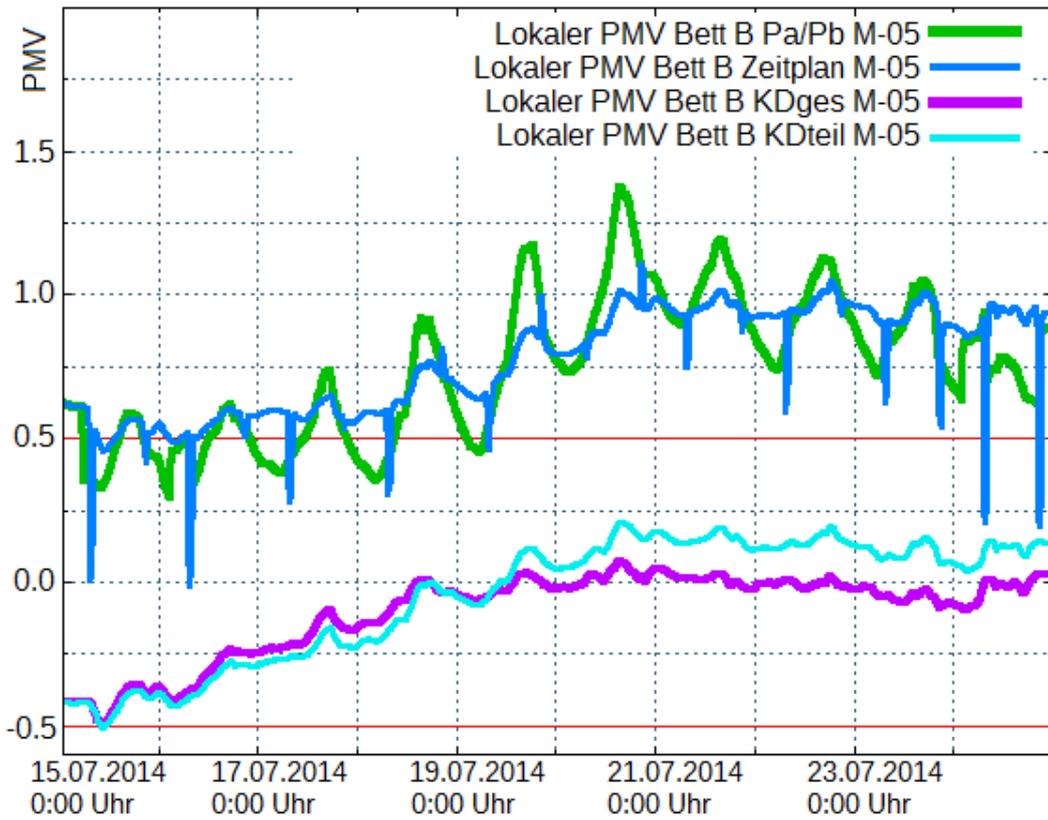


Abbildung 7.12: Simulation05-06-07-08: Entwicklung der mittleren Innenraumtemperaturen aller Simulationsszenarien.

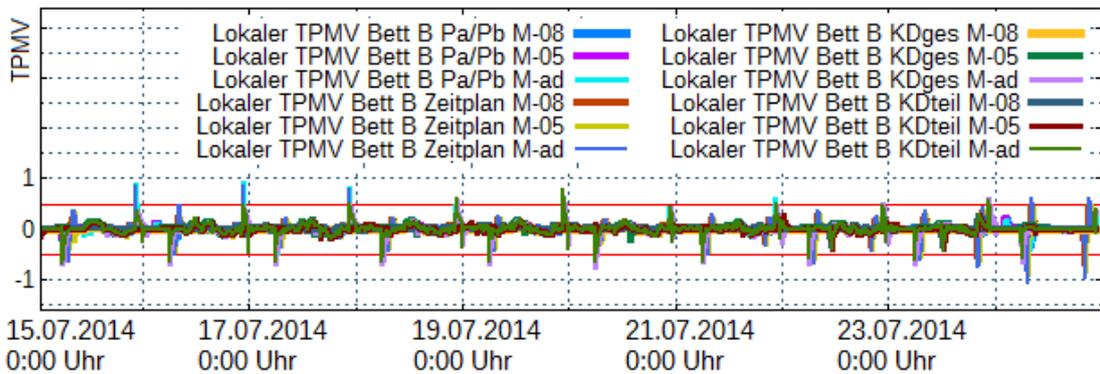
basierenden Indizes liegen deutlich im Bereich der Wärmebelastung. Auch bei abgekühlten Temperaturen im Außenraum zeigen die PMV-Werte, hier auf Basis einer festen Bekleidungsisolierung von  $0,5\text{clo}$ , weiterhin kritische Höhen an. Die Indizes der klimatisierten Szenarien, Simulation07 und Simulation08, liegen hingegen erwartungsgemäß innerhalb des thermischen Komfortintervalls von  $-0,5$  bis  $0,5$ . Die lokal bestimmten Indizes sind sämtlich an der Position des fensterfernen Bettes (Bett B) angegeben.

In Abbildung 7.13(b) sind zusätzlich die berechneten TPMV-Werte der verschiedenen Szenarien unter verschiedenen Annahmen der Bekleidungsorganisation abgebildet. Dies ergibt zwölf TPMV-Werte, die für jeden Raum sowohl mit einer festen Bekleidungsisolierung ( $0,5\text{clo}$ ,  $0,8\text{clo}$ ) als auch mit einer adaptiven Bekleidungsisolierung berechnet wurden. Insgesamt zeigt sich das gewohnt gleichförmige Bild. Der komfortable Bereich von  $-0,5$  bis  $+0,5$  wird überwiegend eingehalten. Die TPMV-Werte der adaptiven Bekleidungsisolierung zeigen die typischen Peaks des TPMV am Morgen und am Abend, die in allen Szenarien gleichermaßen auftreten. Dies bedeutet, dass der Verlauf des TPMV durchaus Rückschlüsse auf das Geschehen zulässt. Die Peaks deuten auf abrupte Änderungen der Bekleidungsisolierung der betrachteten Person oder des Raumklimas hin. Eine quantitative Einschätzung des Raumklimas kann jedoch nicht abgeleitet werden. Für diese Anwendung zeigt sich der Mehrwert der dynamischen Bewertung einmal mehr in der Beurteilung der Wärmeregulationsmechanismen, hier in der Menge der Schweißsekretion.

7 Anwendung des zonalen Modells zur Bewertung von Hitzestressrisiken



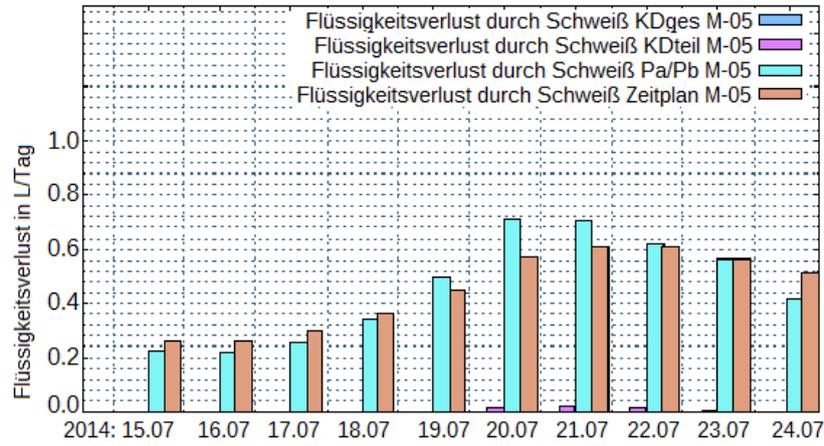
(a)



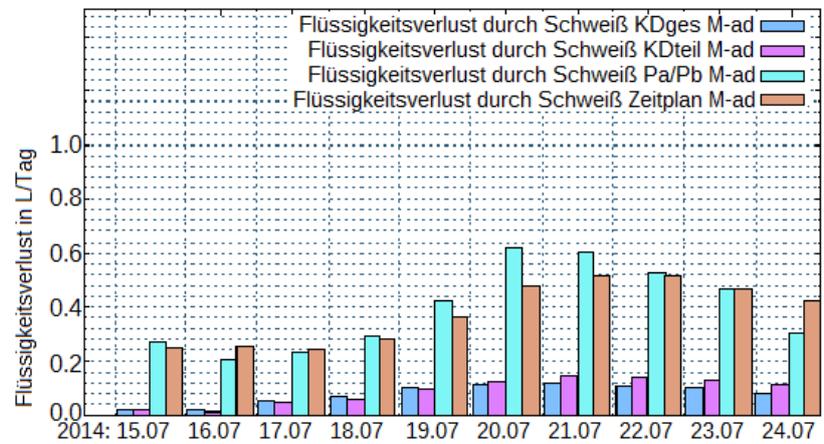
(b)

Abbildung 7.13: Simulation05-06-07-08: (a) Verlauf der PMV-Indizes und (b) TPMV-Indizes aller Simulationsszenarien mit verschiedenen Annahmen zu der Bekleidungsisololation.

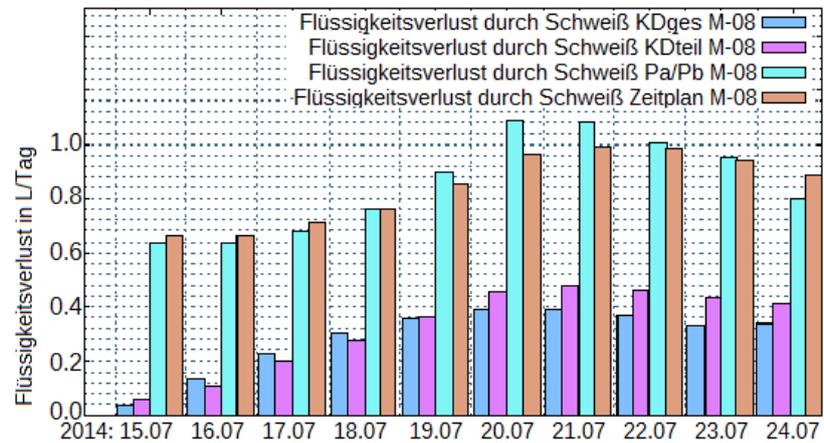
7 Anwendung des zonalen Modells zur Bewertung von Hitzestressrisiken



(a)



(b)



(c)

Abbildung 7.14: Simulation05-06-07-08: täglicher Flüssigkeitsverlust durch Schweißsekretion.

In Abbildung 7.14 werden alle vier Simulationsszenarien bzgl. ihres potentiellen Flüssigkeitsdefizites miteinander verglichen. Die Werte werden unter der Annahme der verschiedenen Bekleidungsisolations bestimmt, wobei eine feste Bekleidungsisolation von 0,8clo das ungünstigste Szenario darstellt. Werden nur die unklimateisierten Zimmer betrachtet, berechnet das TPMV-Modell mit einer adaptiven Bekleidungsisolation das geringste Flüssigkeitsdefizit. Bei einem Vergleich aller Szenarien lässt sich erwartungsgemäß feststellen, dass die Werte der klimatisierten Zimmer bei einer normalen Schweißsekretion liegen, während die Werte der passiv gelüfteten Zimmer deutlich höher ausfallen. Dabei zeigt vor allem die Lüftung nach Zeitplan erneut ihre Nachteile: trotz sinkender Temperaturen im Außenraum bleibt die thermische Belastung im Innenraum, hier deutlich sichtbar anhand des anhaltend hohen Flüssigkeitsverlustes, bestehen, da es durch die vergleichsweise kurzen Lüftungszeiten im Nachgang der Hitzewelle besonders schwerfällt, das Raumklima in einen neutralen Bereich zurückzuführen. Für einen lokalen Vergleich zwischen dem großflächig und dem teilflächig klimatisierten Patientenzimmer ist in Abbildung 7.15 der Flüssigkeitsverlust durch Schweißsekretion für beide Szenarien sowohl an Bett A als auch an Bett B abgebildet.

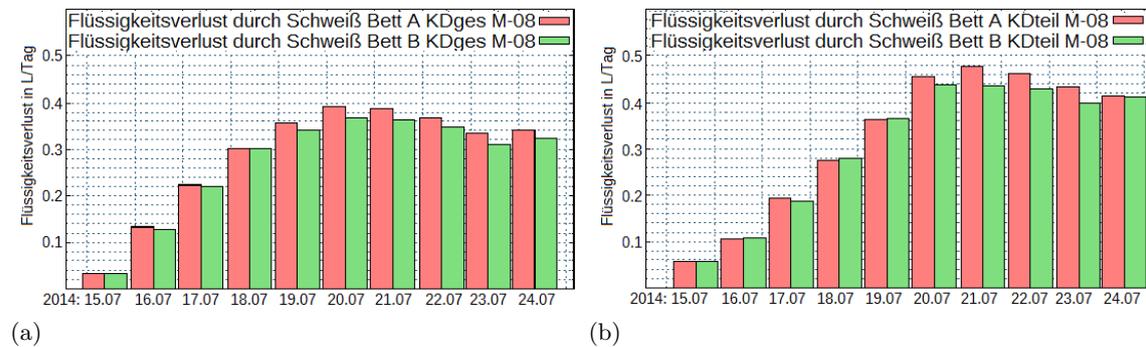


Abbildung 7.15: Simulation07-08: Vergleich der Wasserdefizite der zwei Betten der Szenarien KDges und KDteil.

Als Bekleidungsisolationsannahme wurde hier der ungünstigste Fall von 0,8clo gewählt, um durchgehend absolute Vergleichswerte größer als Null zu erhalten. Für Simulation07 zeigt sich, dass trotz der großflächigen Kühldecke der Bedarf an Wärmeregulation bei Bett A höher liegt als bei Bett B, was an den etwas höheren Temperaturen in Fensternähe liegt. Bei dem teilklimatisierten Patientenzimmer zeigt sich, dass das fensternahe Bett A zu Beginn der Hitzewelle – trotz der Position direkt unterhalb der kleinflächigen Kühldecke – ebenfalls mehr Regulationsmechanismen fordert.

Abschließend zeigt ein Blick auf das lokale Zugluftisiko bei den unterschiedlichen Flächen der Klimatisierung deutliche Unterschiede, sowohl zwischen den Klimatisierungsszenarien als auch lokal zwischen den Patientenbetten. So sind die Luftgeschwindigkeiten in dem großflächig klimatisierten Zimmer sowohl im Mittel als auch an den jeweiligen Bettpositionen niedrig; an Bett B liegen sie noch unterhalb derer des fensternenahen Bettes A. Damit ergibt sich für Bett B ein verschwindend geringes Zugluftisiko und für Bett A

ein maximales Zugluftrisiko von 5%. In dem teilklimatisierten Zimmer ist dieser Effekt umgekehrt. Insgesamt erreicht das maximale Zugluftrisiko an beiden Bettpositionen zwischenzeitlich Werte bis zu 8-9%, wobei die Höchstwerte an Bett B öfter und längerfristig erreicht werden als an Bett A (vgl. Abbildung 7.16).

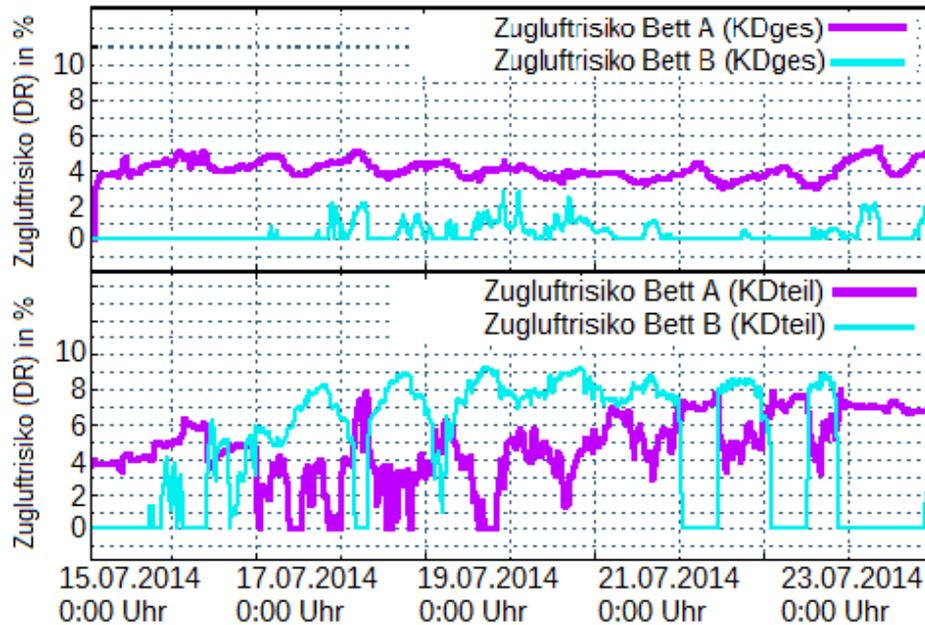
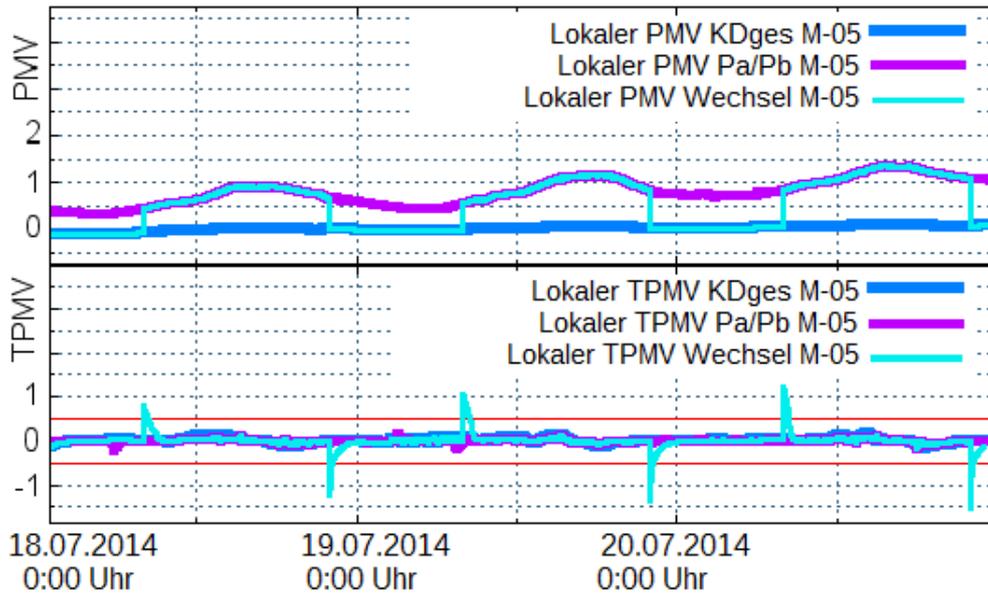


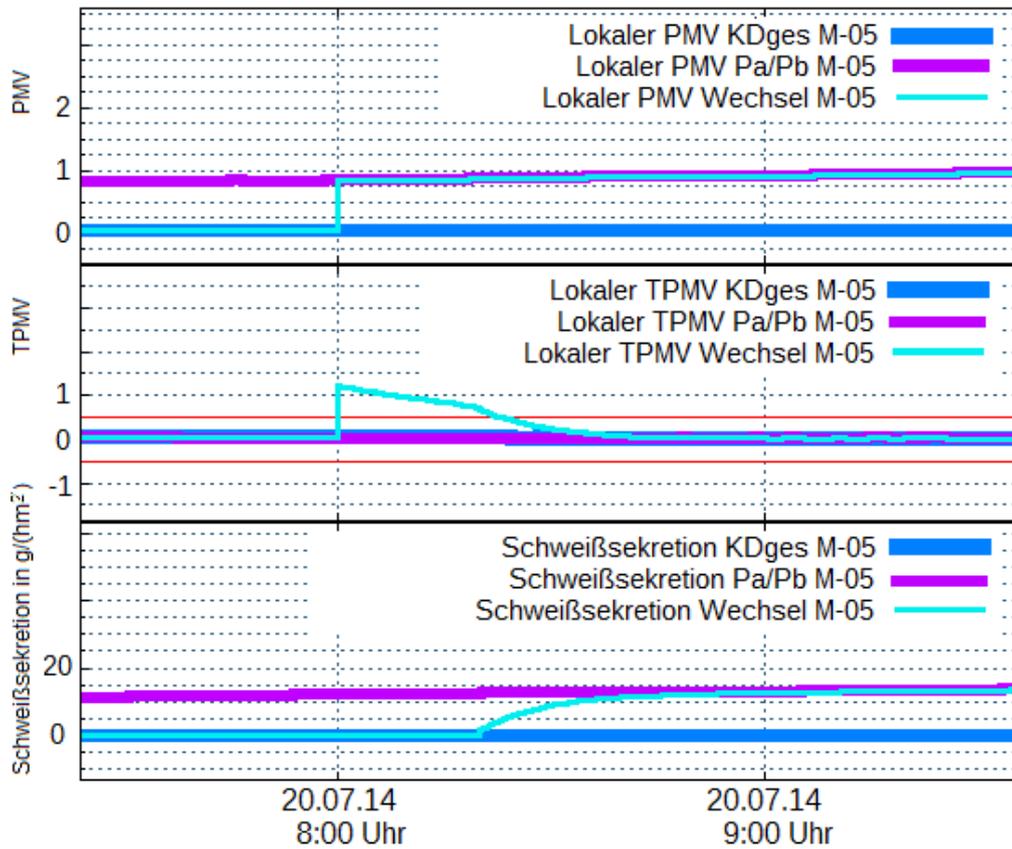
Abbildung 7.16: Simulation07-08: Vergleich des lokalen Zugluftrisikos an Bett A und Bett B.

### 7.2.3 Simulationsergebnisse: Berücksichtigung eines Raumwechsels

Zum Abschluss der Anwendungsbeispiele wird zusätzlich die Möglichkeit eines Raumwechsels in Betracht gezogen. Dafür sind in einer gemeinsamen Simulation zwei unterschiedlich klimatisierte Patientenzimmer instanziiert. Ein Patientenzimmer entspricht Simulation05 und ist über passive Lüftung organisiert (Pa/Pb), das andere Patientenzimmer entspricht Simulation08 und ist mit einer großflächigen Kühldecke ausgestattet (KDges). Dem gedachten Nutzer wird nun die Möglichkeit eines Raumwechsels eingeräumt, er verbringt den Tag (8:00-22:00 Uhr) in dem Simulation05-Zimmer und die Nacht im kühleren Simulation08-Zimmer (Wechsel). Die Ergebnisse zeigen einmal mehr den Mehrwert des transienten Bewertungsmodells, da hier akkumulierte Effekte berücksichtigt werden können. Während der PMV-Wert zu einem beliebigen Zeitpunkt am Tag nicht erkennen lässt, wie lange sich eine Person bereits in diesem Raum befindet, zeigt z.B. der summierte Flüssigkeitsverlust deutliche Unterschiede an.



(a)



(b)

Abbildung 7.17: Simulation09: (a) 3 Tage mit Raumwechsel und (b) Detailblick auf den Wechsel in einen unklimateisierten Raum.

## 7 Anwendung des zonalen Modells zur Bewertung von Hitzestressrisiken

Der Simulationszeitraum umfasst drei Tage. In Abbildung 7.17(a) sind PMV und TPMV sowohl für eine durchgehende Bewertung des belüfteten und des klimatisierten Zimmers, als auch für das Wechselszenario über den gesamten Simulationszeitraum abgebildet. Diese Bewertungen entsprechen einer Person, die sich durchgehend in dem belüfteten Raum aufhält, einer zweiten Person, die sich durchgehend in dem klimatisierten Raum aufhält und schließlich einer dritten Person, die zwischen den beiden Räumen wechselt. Während der PMV bei jedem Raumwechsel der Bewertung der durchgehend anwesenden Person entspricht, zeigt der TPMV diese abrupt wechselnden Umgebungsbedingungen durch Ausschläge nach oben bzw. nach unten an.

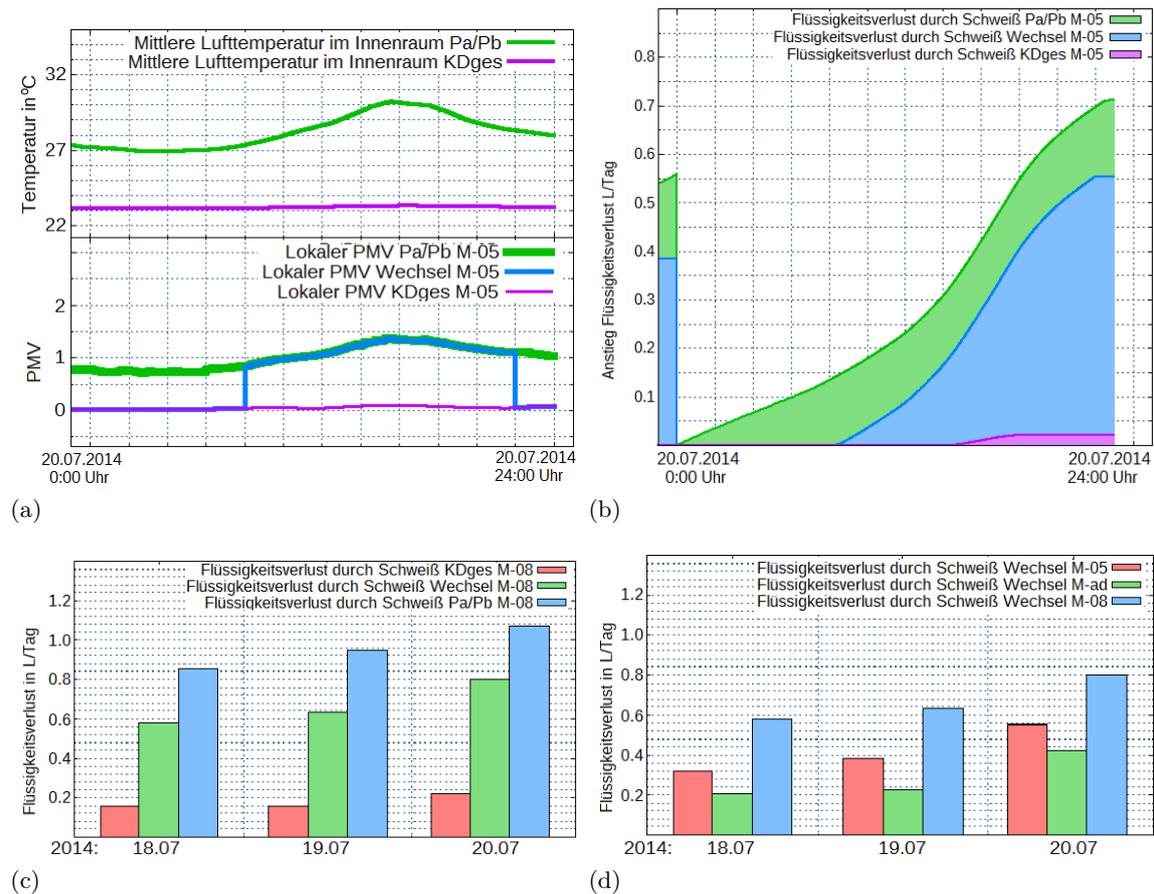


Abbildung 7.18: Simulation09: (a) Temperaturen, PMV und (b) Flüssigkeitsverlust, (c), (d) Flüssigkeitsverlust als Tageswert.

Abbildung 7.17(b) zeigt im zeitlichen Ausschnitt die Auswirkungen eines Raumwechsels um 8:00 Uhr, also von dem klimatisierten in den belüfteten Raum. PMV und TPMV zeigen beide einen unvermittelten Anstieg. Aber während der PMV auf dem höheren Niveau verbleibt, stellt sich in dem dynamischen Modell nach kurzer Zeit eine vermehr-

te Schweißsekretion ein, die einen kühlenden Effekt hat und den TPMV wieder in den neutralen Bereich bringt. In Abbildung 7.18 sind der Temperaturverlauf der Luft, die PMV-Werte und der Wärmeregulationsmechanismus der Schweißbildung für einen Tag abgebildet, in Abbildung 7.18(c) und (d) sind die resultierenden Flüssigkeitsdefizite als Tageswerte illustriert.

Hier zeigt sich, dass eine personenbezogene Betrachtung mit Raumwechsel im Vergleich zu festen Raumbetrachtungen zu unterschiedlichen Risikobewertungen führen kann. Dabei wird der Flüssigkeitsverlust mit der ungünstigsten Annahme einer Bekleidungsisolierung von 0,8clo ermittelt. Im Nachbarbild ist zusätzlich der Flüssigkeitsverlust der Raumwechselnden Person unter der Annahme verschiedener bzw. adaptiver Bekleidungsisolierungen abgebildet, wobei die Berechnung mit adaptiver Bekleidungsisolierung die geringsten Flüssigkeitsdefizite ergibt. Dieses Ergebnis entspricht einer Person, die sowohl in ihrer Bekleidungs- als auch in ihrem Aufenthaltsort flexibel sein kann und ist der Realität vermutlich am nächsten.

### 7.3 Diskussion der Ergebnisse der Anwendungsbeispiele

Die Anwendungsbeispiele, die Simulation des Wohn- und Schlafrumes einer Pflegeeinrichtung und die Simulation des Patientenzimmers eines Krankenhauses, sollen an erster Stelle die Anwendbarkeit des zonalen Modells auf die Berechnung von Innenraumklima über Zeiträume von Hitzeperioden demonstrieren. Der mit 303 Luftvolumenelementen beschriebene Wohn- und Schlafrum liegt mit einer Simulationszeit von ca. 3h für einen Tag Realzeit zwar etwas über den Rechenzeitvergleichen aus Kapitel 4, aber immer noch in einem praktikablen Bereich. Die im Gegensatz zu der Berechnung des Thermischen Modellhauses verlängerten Rechenzeiten sind auf die Wechsel zwischen verschiedenen Zuständen der Fensterlüftung sowie die vermutlich komplexeren Strömungsmuster zurückzuführen. Die Modellierung des Patientenzimmers mit 532 Luftvolumenelementen liegt deutlich über dem, was in Kapitel 4 empfohlen wurde, was sich in beträchtlich höheren Rechenzeiten niederschlägt. Allerdings spielen auch hier Schaltvorgänge und Randbedingungen eine große Rolle, so dass die Rechenzeiten bei verschiedenen Szenarien für einen Tag Realzeit zwischen 6h und 12h variieren. Am ineffizientesten ist erwartungsgemäß das Beispiel des Raumwechsels, in dem zwei Räume wechselseitig mit dem Menschenmodell verknüpft sind und dazu gemeinsam simuliert werden. Hier entspricht die Simulationszeit in etwa der Realzeit.

Damit wird das zonale Modell bzgl. der Simulationszeit als tauglich angesehen. Anwendungsbeispiele in den Vorgaben um 300 Luftvolumenelemente lassen sich effizient und praktikabel simulieren. Bei einer Überschreitung dieser Angaben verlängern sich die Rechenzeiten entsprechend. Da sich ebenfalls die Geschwindigkeiten und Möglichkeiten der Rechner ständig steigern, sollte sich der Zeitaufwand der Berechnungen mittelfristig verringern.

Die Anwendungsbeispiele zeigen die Erweiterung des zonalen Modells mit Organisations- elementen zu technischem und persönlichem Nutzerverhalten, vereinfachter Abbildung von Klimatisierungstechnik sowie mit Methoden zur Bewertung von Hitzestressrisiken.

Exemplarisch für technisches Nutzerverhalten wird passive Lüftung sowohl über einen Zeitplan als auch über eine stochastische Funktion abhängig von Klimaparametern organisiert. So können verschiedene Lüftungsverhalten implementiert werden. Für persönliches Nutzerverhalten steht der adaptive Bekleidungsindex, der PMV-abhängig angepasst wird und analog zu einer festen Annahme in die Bewertungsmodelle eingeht. Klimatisierungstechnik ist in Form einer Kühldecke berücksichtigt, die vereinfacht aus einer temperierten Oberfläche besteht und anhand einer Raumlufttemperatur an einer beliebigen Raumposition und einer vorgegebenen Soll-Temperatur geregelt wird. Nutzerverhalten und Klimatisierungstechnik können so in ihrem Einfluss auf das Innenraumklima bzw. auf das Hitzestressrisiko berücksichtigt und untersucht werden. Die verschiedenen Methoden zur Bewertung von Hitzestressrisiken ermöglichen die Bewertung auf Basis unterschiedlicher Annahmen zur Bekleidungsisolierung sowie eine transiente Beurteilung akkumulierter Belastung, z.B. durch den integrierten Flüssigkeitsverlust durch Schweißsekretion.

Die Ergebnisse des zonalen Raummodells zeigen die Entwicklung des Klimas im Innenraum über mehrere Tage. Ohne Klimatisierungstechnik folgt ein belüfteter Innenraum der Temperaturentwicklung im Außenraum in gedämpfter Form. Die Maximalwerte der Lufttemperatur werden bei ausgeprägter Fensterlüftung zeitlich parallel zu den Maximalwerten im Außenraum erreicht. Je mehr Lüftung stattfindet, desto höher sind die Maximalwerte. Da sich ebenfalls Wände etc. aufheizen, besteht im Innenraum besonders nachts und nach einem Temperaturabfall im Außenraum weiterhin eine thermische Belastungssituation. Hier macht sich lüftungsgeneigtes Nutzerverhalten positiv bemerkbar, da der ständige Luftaustausch die Temperaturen im Innenraum sinken lässt. Lokale Unterschiede innerhalb eines Raumes sind zu beobachten: so weichen die minimalen, mittleren und maximalen Lufttemperaturen und Luftgeschwindigkeiten teils deutlich voneinander ab. Die beobachteten Raumpositionen zeigen in beiden Anwendungsbeispielen Lufttemperaturwerte nahe der mittleren Temperatur. Hohe Luftgeschwindigkeiten entstehen vor allem durch Fensterlüftung. Da hierbei sowohl die Windgeschwindigkeit im Außenraum als auch Querlüftung vernachlässigt wurden, sind die Ergebnisse vermutlich eher am unteren Rand der realen Luftgeschwindigkeiten einzuordnen. Eventuell auch aus diesem Grund, besonders aber durch die hohen Lufttemperaturen bedingt, entstand in den Simulationsszenarien mit passiver Lüftung kein nennenswertes Zugluftrisiko. Die Simulationen der klimatisierten Patientenzimmer sind aufgrund von Lufttemperaturen deutlich unter  $26^{\circ}\text{C}$  eher anfällig für potentiell Zugluftrisiko: hier zeigen sich Werte bis zu 9%, außerdem deutliche Unterschiede zwischen den verschiedenflächig klimatisierten Zimmern sowie zwischen den verschiedenen Raumpositionen (Patientenzimmer Bett A, Patientenzimmer Bett B).

Die Bewertung des Hitzestressrisikos konnte auf Basis des PMV-Modells durchgeführt werden. Da eine statische Bekleidungsisolierung in verschiedenen Größenordnungen nur eine parallele Verschiebung des PMV zur Folge hat, wurde der statische PMV lediglich mit einer festen Bekleidungsisolierung von  $0,5\text{clo}$  bestimmt. Die Integration einer adaptiven Bekleidungsisolierung in die PMV-Berechnung zeigt im Ergebnis deutliche Unterschiede zu der Annahme einer festen Bekleidungsisolierung und lässt vermuten, dass die Ergebnisse einer statischen Bekleidungsisolierung in der Nacht eher unter- und am

Tag eher überbewertet sind. Der PMV liegt im Simulationszeitraum überwiegenden außerhalb des Intervalls von  $-0,5$  bis  $0,5$ , in dem von thermischem Komfort ausgegangen werden kann. Die hier erfolgte transiente dynamische Auswertung bietet wertvolle Zusatzinformationen.

Stellvertretend für eine transiente Bewertung bietet das TPMV-Modell weitere Erkenntnisse. Dabei bleibt der TPMV-Index bei den Innenraumklimabedingungen der verschiedenen Szenarien weitestgehend neutral. Lediglich die Berechnung mit einer adaptiven Bekleidungsisolierung zeigt Peaks außerhalb der thermischen Komfortzone. Die Peaks treten immer dann auf, wenn sich die Bekleidungsisolierung abrupt ändert. In abgeschwächter Form zeigen auch unvermittelte Änderungen der Umgebungsbedingungen diesen Effekt. Ein überwiegend neutraler TPMV bedeutet allerdings nicht, dass keine thermische Belastung existiert. Die Wärmeregulationsmechanismen des Körpers leisten Arbeit, um den thermischen Komfort des Körpers herzustellen oder zu erhalten. Um diese geleistete Arbeit zu bewerten, hat sich der über den Tag akkumulierte Flüssigkeitsverlust durch Schweißsekretion als ein hilfreicher und intuitiver Indikator herausgestellt. So können kritische Zeiträume identifiziert werden, in denen eine geringe, aber andauernde Hitzestressbelastung besteht.

Abschließend wurde mit einer gemeinsamen Simulation von zwei Räumen und einer dazwischen wechselnden Person die Möglichkeit skizziert, einen realistischeren Tagesablauf abzubilden und den Menschen damit noch ein Stück weiter in das Zentrum der Hitzestressbewertung zu rücken. Dafür wurden ein klimatisierter Raum für den Nachtaufenthalt und ein nicht-klimatisierter Raum für den Tagesaufenthalt berechnet. In dieser Anwendung zeigt sich einmal mehr die Notwendigkeit einer transienten und dynamischen Hitzestressbewertung. Während der statische Index PMV bei einem Raumwechsel von einem Niveau in ein anderes Niveau übergeht, kann das TPMV-Modell auch kurzzeitige Raumwechseleffekte sichtbar machen. So lässt sich nachvollziehen, wie sich ändernde Umgebungsbedingungen zu einem Anstieg des TPMV führen, der in kurzer Zeit mit gesteigerten Regulationsmechanismen ausgeglichen wird. Ein Vergleich der Flüssigkeitsverluste zeigt, welchen Einfluss die Berücksichtigung des Menschen als mobiles Wesen auf die Gesamtbilanz hat.

## 8 Zusammenfassung und Ausblick

### 8.1 Zusammenfassung der Arbeit

Im Rahmen dieser Forschungsarbeit wurde der zonale Ansatz einer ortsdiskretisierten Simulation weiterentwickelt und implementiert. Die Weiterentwicklung geschah im Hinblick auf den gewünschten Anwendungsbereich: die Simulation von Innenräumen während mehrtägiger Hitzeperioden zur Bewertung von Hitzestressrisiken. Neben der Kalibrierung des zonalen Modells zur verbesserten Abbildung von Raumluchtströmung und Temperaturentwicklung kam deshalb dem Fenster, der Schnittstelle zwischen Innen- und Außenraum, eine besondere Bedeutung zu. Die Möglichkeit der passiven Lüftung wurde berücksichtigt und hinsichtlich der physikalischen Modellierung des Luftaustauschs plausibilisiert. Des Weiteren wurde Fensterlüftung als Ausdruck technischen Nutzerverhaltens betrachtet. In Verbindung mit einer Organisation persönlichen Nutzerverhaltens, hier am Beispiel einer adaptiven Bekleidungsisolierung, wurde das zonale Modell entscheidend erweitert, um realistische Klimaverläufe im Innenraum berechnen zu können und damit eine differenzierte Bewertung von Hitzestressrisiken zu ermöglichen. Im Ergebnis können Innenräume in ihrer Unterschiedlichkeit bzgl. Baukonstruktion, Fensterfläche und Ausrichtung abgebildet und im Raum befindliche Personen aktiv berücksichtigt werden. Das erweiterte Modell zur Innenraumsimulation wurde mit Methoden zur Bewertung von Hitzestressrisiken verknüpft, die sowohl eine raumzentrierte allgemeine Bewertung des Raumklimas als auch eine menschenzentrierte Bewertung auf Basis eines aktiven Menschenmodells ermöglichen. Die Anwendbarkeit der Simulationsmethode wurde an zwei Fallbeispielen illustriert.

Das zonale Modell zur Simulation von Innenraumklima bildet den Kern dieser Arbeit. Der zonale Ansatz wurde mit Blick auf die Simulation von Innenräumen über die Zeiträume von Hitzewellen rekapituliert, weiterentwickelt und implementiert. Die Implementierung wurde in der Programmiersprache Modelica (Umgebung Dymola) umgesetzt. Das Modell ist von einer objektorientierten Herangehensweise geprägt; es unterscheidet zwischen Luftvolumen-, Strömungs- und Randelementen, in denen die jeweils notwendigen physikalischen Berechnungen stattfinden. Insbesondere die Bewegungsgleichungen wurden mit Blick auf Strömungsstrukturen im Innenraum genauer betrachtet. Um die Vernachlässigung physikalischer Effekte zu kompensieren, wurden die Bewegungsgleichungen und der konvektive Wärmeübergang parametrisiert. Anhand von Messdaten verschiedener Strömungszustände in dem Modellraum AMoR wurde unter Verwendung des Optimierungstools Genopt ein Set von Parametern bestimmt, das für Strömungsverhältnisse im Innenraum geeignet zu sein scheint. Weitere Vergleiche, sowohl mit Messungen weiterer Szenarien des Modellraumes Aachen als auch mit eigenen Messungen an einem Thermischen Modellhaus, validieren das parametrisierte Modell. Ein weiterer

Fokus der Modellierung lag auf der Fensterlüftung. Zum einen ist natürliche Lüftung durch Fenster ein wesentlicher Einflussfaktor für das Innenraumklima, zum anderen ist es Ausdruck von Nutzerverhalten, das einen direkten Einfluss auf die Umgebung des Nutzers ausübt. Da Fensterlüftung einen komplexen Untersuchungsgegenstand darstellt und keine Messdaten zur Verfügung standen, wurde eine Plausibilisierung der zonalen Modellierung anhand von CFD-Berechnungen angestrebt. Die Vergleiche zeigen, dass die wesentlichen Auswirkungen der passiven Lüftung auf die Strömungsstruktur im Innenraum mit dem zonalen Ansatz reproduziert werden können und Zustände im Innenraum entstehen, wie sie aufgrund von passiver Lüftung möglich sind.

Die Validierung des zonalen Modells und die Plausibilisierung einzelner Komponenten waren im Rahmen der vorliegenden Arbeit von zentraler Bedeutung. Einzelne physikalische Effekte zur Validierung zu isolieren, ist in einem Simulationsprogramm einfach, in der Realität jedoch oft kaum umsetzbar. Messdaten aus der Realität sind in einer Simulation, die fast immer vereinfachende Annahmen trifft, häufig schwer zu reproduzieren. Das zonale Modell, das nicht wie ein CFD-Modell den Anspruch hat, möglichst viele physikalische Effekte abzubilden, sondern zugunsten praktikabler Rechenzeiten explizit vereinfacht und nur grob diskretisiert, ist davon besonders betroffen. Cross-Validierungen, d.h. der Vergleich verschiedener Simulationswerkzeuge untereinander, stellen einen Ansatz dar, weitere Vergleichsmöglichkeiten zu schaffen. Allerdings muss beachtet werden, dass der Einsatz weiterer Simulationsprogramme zugleich neue Unsicherheiten birgt, da jedes Programm weitere Ungenauigkeiten einbringt. Das zonale Modell wurde im Rahmen dieser Arbeit an verschiedenen Szenarien getestet und für tauglich befunden. Weitere Vergleiche mit Messdaten oder Cross-Validierungsergebnissen sind wünschenswert.

Um das zonale Modell für Innenraumsimulationen zur differenzierten Bewertung von Hitzestressrisiken einzusetzen, waren weitere Schritte notwendig: als nächstes folgte die Modellierung technischen und persönlichen Nutzerverhaltens sowie von Methoden zur Bewertung von Hitzestressrisiken. Die Integration technischen Nutzerverhaltens spielt bei einer Zeitskala von mehreren Tagen in der Auswirkung auf das Innenraumklima eine entscheidende Rolle und wurde in dieser Arbeit am Beispiel der Fensterlüftung behandelt. Anhand einer stochastischen Funktion, als deren Ergebnis die Wahrscheinlichkeit eines offenen Fensters sowie die wahrscheinliche Öffnungszeit ausgegeben wird, konnten mit verschiedenen Schwellenwerten unterschiedliche Lüftungsverhalten realisiert werden. Das Vorgehen lässt sich auf weitere Elemente von Nutzerverhalten, wie Verschattung oder den Einsatz von Klimatisierungstechnik, übertragen. Um den Menschen in der Bewertung von Hitzestressrisiken aktiv zu berücksichtigen, wurde ebenfalls persönliches Nutzerverhalten betrachtet und am Beispiel einer adaptiven Bekleidungsisolierung umgesetzt. Persönliches Nutzerverhalten hat keine Auswirkungen auf das Innenraumklima, bildet jedoch hinsichtlich der Erfahrung und Bewertung thermischer Belastung einen entscheidenden Faktor.

Die in dieser Arbeit vorgenommene Bewertung der Hitzestressrisiken baut auf dem bekannten PMV/PPD-Modell von Fanger auf. Für den Innenraum entwickelt und vielfach angewendet, bietet dieses Modell die Möglichkeit, eine adaptive Bekleidungsisolierung zu berücksichtigen. Allerdings ist das PMV/PPD-Modell nicht für schnell wechselnde Ein-

flussfaktoren konzipiert und es werden keine transienten Effekte einkalkuliert. Aus diesem Grund wird die Bewertung um das an der RWTH Aachen University, Lehrstuhl für Energieeffizientes Bauen E3D, entwickelte transiente TPMV/TPPD-Modell erweitert. Hier werden Thermoregulationsmaßnahmen berücksichtigt, die der Körper durchführt, um thermisches Wohlbefinden zu gewährleisten oder herzustellen. Der Index TPMV zeigt entsprechend im Allgemeinen ein recht neutrales Bild. Ein Blick auf die Maßnahmen, die der Körper ergreift, um diesen neutralen Zustand zu halten, liefert weiteren Aufschluss über potentiell bestehende thermische Belastungssituationen. Die Betrachtung des Flüssigkeitsverlustes durch Schweißsekretion steht exemplarisch für eine transiente Auswertung und die Berücksichtigung akkumulierter Auswirkungen thermischer Belastung. Zusammen mit dem technischen und persönlichen Nutzerverhalten kann der Mensch während der Simulation nun als aktives System und handelndes Wesen eingebunden werden.

In den Fallbeispielen in Kapitel 7 wurden das zonale Raummodell, Erweiterungen zu der Organisation technischen und persönlichen Nutzerverhaltens sowie die Methoden der Bewertung von Hitzestressrisiken gemeinsam zu Anwendung gebracht. Zwei Innenräume, ein Wohn- und Schlafraum einer Pflegeeinrichtung sowie ein Patientenzimmer eines Krankenhauses wurden für die Zeiträume von Hitzewellen simuliert und ausgewertet. Dabei wurden sowohl die Anwendbarkeit des zonalen Modells auf die Zeiträume von Hitzewellen als auch der Informationsgewinn zur Bewertung von Hitzestressrisiken der lokal-diskretisierten Simulationen über diese Zeitspanne gezeigt. Alternatives technisches Nutzerverhalten wurde am Beispiel unterschiedlichen Lüftungsverhaltens veranschaulicht. Die verschiedenen über mehrere Tage simulierten Szenarien zeigen deutliche Unterschiede in der Entwicklung des Innenraumklimas. Die Modellierung einer vereinfachten Kühldecke demonstrierte die Möglichkeit des zonalen Modells, auch Klimatisierungstechnik abzubilden und diese mit passiver Lüftung zu vergleichen. Die Bewertung der thermischen Belastungssituation geschah mit statischen und dynamischen Indizes, jeweils auf Basis einer festen und einer adaptiven Bekleidungsisolations. Neben den Indizes erweist sich der Blick auf die Wärmeregulationsmechanismen des Körpers als notwendig, da so Akkumulationseffekte thermischer Belastungssituationen erkannt werden können. Außerdem können hier abrupte Änderungen im Empfinden einer Person, durch eine veränderte Bekleidungsisolations oder durch einen Ortswechsel, in die Bewertung integriert werden.

Die Ergebnisse zeigen die große Bandbreite an Bewertungen, die sich bei verschiedenen Annahmen zur Bekleidungsisolations ergeben, und unterstreichen den Mehrwert der personenzentrierten Beurteilung von Hitzestressrisiken. Insbesondere hat eine Modifikation der Bekleidungsisolations in den Simulationsszenarien mehr Einfluss auf die Bewertung des Hitzestressrisikos als die unterschiedliche Handhabung der passiven Lüftung. Ein Blick auf das Zugluftrisiko rundet die Auswertung der verschiedenen Szenarien ab. Hier kommt erneut der Vorteil der lokalen Diskretisierung zum Tragen, da sich neben den Unterschieden zwischen different klimatisierten Räumen auch Unterschiede zwischen Raumpositionen feststellen lassen.

## 8.2 Ausblick

Das in dieser Arbeit vorgestellte kalibrierte zonale Modell, erweitert um Komponenten zur Einbindung technischen und persönlichen Nutzerverhaltens sowie um Methoden zur Bewertung von Hitzestressrisiken, bietet die Möglichkeit, Innenräume über die Zeitperioden von Hitzewellen zu simulieren und unter verschiedenen personenbezogenen Annahmen auszuwerten. Eine zusätzliche Funktionalität, die unmittelbar integriert werden könnte, wäre die erweiterte Darstellung von Raumluft und Luftwechsel. Dafür müsste neben der expliziten Lüftung durch Fenster ebenfalls Fugenlüftung berücksichtigt werden. Anschließend könnten z.B. über eine *mean-age of air*-Bewertung zusätzliche Anlässe zur Lüftung oder Klimatisierung gefunden werden. Die Elemente der Luftvolumen und der Wand sollten um die Berechnung der Feuchte, abhängig von Transportvorgängen, erweitert werden. Ebenfalls gut umzusetzen wäre eine differenziertere Berechnung der Strahlungstemperatur. Innerhalb der Strahlungsmodellierung lässt sich momentan für jede Randfläche die Strahlungstemperatur gemäß den Sichtfaktoren angeben. Da keine Sichtfaktoren für etwaige Positionen eines Menschen im freien Raum berechnet wurden, fungiert jedoch eine vereinfachte Darstellung der Strahlungstemperatur über eine gemittelte Berücksichtigung aller Oberflächentemperaturen als Eingabe für die Methoden der Bewertung von Hitzestressrisiken. Bei einer entsprechenden Modellerweiterung könnten neben den lokalen Unterschieden im Raum auch Strahlungsasymmetrien entdeckt werden, die großen Einfluss auf das Wohlbefinden haben können.

Wie beschrieben, kann der zonale Ansatz als Mittelweg zwischen vereinfachten Ein-Zonen-Simulationen und aufwändigen CFD-Simulationen verstanden werden. Die Frage nach der optimalen Anzahl von Volumenelementen, um einerseits eine hinreichende lokale Diskretisierung zu realisieren und andererseits praktikable Rechenzeiten zu erhalten, stellt sich für jede Problemstellung und Geometrie neu. Es ist zu vermuten, dass sich die Möglichkeiten der Diskretisierung mit steigenden Rechnerleistungen mittelfristig flexibler gestalten werden. Gleichwohl sind alternative Herangehensweisen denkbar: in dem objektorientierten Ansatz dieser Arbeit wird jedes Luftvolumenelement als eigenständiges Objekt mit einem gleichförmigen thermodynamischen Zustand betrachtet. Während die Geschwindigkeiten in zwischengeschalteten Strömungselementen berechnet und den Luftvolumen zugeordnet werden, wird die Massen- und Energieerhaltung über jedes Luftvolumen in eben diesem bestimmt. Ein großer Vorteil dieser Herangehensweise ist die Möglichkeit, einen Innenraum mit Ecken, Möbeln und Aussparungen aus einzelnen Elementen wie ‚mit Bauklötzen‘ zusammensetzen zu können. Um diese – teils recht groben – Luftvolumenelemente weiter zu verfeinern, könnte der objektorientierte Ansatz verschiedene Typen von Luftvolumenelementen integrieren. Neben der ideal durchmischten Variante könnten weitergehend diskretisierte Varianten erstellt und so, z.B. realisiert über Schleifen, lokale Verfeinerungen ermöglicht werden.

Eine weitere potentielle Modifikation der Luftvolumenelemente betrifft deren Form. Während in der vorliegenden Arbeit Hexaeder-Elemente gewählt wurden, so dass drei Raumrichtungen und damit unmittelbar auch die drei Geschwindigkeitskomponenten mit jeweils zwei Seiten berücksichtigt werden konnten, sind weitere Grundformen denkbar. Polyeder mit mehr als sechs Flächen könnten sowohl komplexere Raumgeometrien

abbilden als auch eine Möglichkeit bieten, ‚schräge‘ Strömungsbewegungen verbessert zu berücksichtigen.

Tritt man einen Schritt von der Modellierung des zonalen Ansatzes zurück, liegt auch in der Handhabung der konkreten Implementierung Erweiterungspotenzial. Dies betrifft besonders die Modellierung der Raumgeometrien: während die Struktur der hier verwendeten Sprache Modelica viele Aspekte der Modellierung – z.B. die stark objektorientierte Ausrichtung sowie die physikalische Verknüpfung von Objekten – unterstützt, sind die Schwächen am deutlichsten im Bereich der geometrischen Modellierung zu finden. Nicht quaderförmige Raumformen werden deshalb mit Hilfe von Python-Skripten modelliert. Das Gleiche gilt für die Berechnung der Sichtfaktoren, die, hier ebenfalls ausgelagert, im Vorfeld der eigentlichen Simulation mit Hilfe des Tools View3d bestimmt werden. Die notwendige Eingabedatei für View3d wurde im Modellierungsprozess ebenfalls mit Hilfe von Python-Skripten generiert und die Ergebnismatrix der Sichtfaktoren dem Modelica-Modell anschließend händisch in Form eines Arrays übergeben. Eine Modellierung inklusive der Preprocessing-Schritte, wie z.B. dem Berechnen von Sichtfaktoren, und die Simulation des Modells innerhalb einer gemeinsamen Umgebung wären wünschenswert. Graphische Hilfsmittel würden die Anwendbarkeit und Flexibilität des Modells deutlich erhöhen.

Analog gilt dies auch für den Bearbeitungsschritt des Postprocessings. Eine einfache dreidimensionale Visualisierung von Ergebnissen ist momentan zwar durchführbar, jedoch lassen sich so nur Abbildungen erstellen, die vor der eigentlichen Berechnung einprogrammiert wurden. Welche physikalischen Größen in welchen Bereichen dargestellt werden, ist festgelegt und eine nachträgliche graphische Aufarbeitung der Ergebnisse nicht möglich. Insbesondere um zonale Ergebnisse zu Vergleichszwecken in gleicher Art, im besten Fall mit den gleichen Werkzeugen, darzustellen zu können (z.B. die Ergebnisse vereinfachter Ein-Zonen- oder CFD-Simulationen), wäre mehr Flexibilität in der Auswertung und graphischen Darstellung der Ergebnisse wünschenswert.

Eine vereinfachte Vergleichbarkeit von Simulationsergebnissen verschiedenen Ursprungs würde zudem der Integration des zonalen Ansatzes in eine ineinandergreifende Kette von Simulationsmethoden verschiedener Detaillierungsstufen zugutekommen. Mit einer praktikablen Anwendung auf Real-Zeiträume von einigen Tagen sind die Einsatzmöglichkeiten des zonalen Modells weiterhin sehr begrenzt. Es bietet keine Möglichkeit, größere (z.B. Jahres-) Zeiträume abzudecken, so dass eine Kombination mit vereinfachten Gebäudemodellen sinnvoll erscheint. Ein-Zonen-Modelle mit Schwerpunkt auf Ganzjahres-simulationen stehen z.B. in der Modelica-Bibliothek BuildingSystems zur Verfügung. Sie sind geeignet, lange Zeitperioden zu berechnen und Zeiträume von potentiellem Hitzestress aufzuzeigen. Ein dynamisches Schalten zwischen Modellen verschiedener Detaillierungsstufen mit einer Datenübergabe zur Initialisierung würde die Erschließung neuer Beobachtungszeiträume ermöglichen. Auf der anderen Seite ist eine Schnittstelle zu CFD-Berechnungen, ebenfalls inklusive einer Datenübergabe zu Initialisierungszwecken, wünschenswert. So könnten besonders kritische Momente detailliert und unter Berücksichtigung weiterer physikalischer Effekte, wie z.B. Turbulenz, untersucht werden.

## 8 Zusammenfassung und Ausblick

Die örtliche Auflösung des zonalen Modells ermöglicht eine differenzierte Bewertung von Hitzestressrisiken im Innenraum. Auch verschiedene Positionen in einem Raum können miteinander verglichen werden. Weitere Aspekte lassen sich auf Basis des zonalen Modells unmittelbar in die Bewertung von Hitzestressrisiken – oder allgemeiner: in die Bewertung thermischen Komforts – integrieren. Identifizierte Faktoren, die für Unbehagen sorgen können, sind z.B. hohe Temperaturdifferenzen über den Körper sowie einzelne zu warme oder zu kalte Umgebungsflächen (vor allem der Fußboden). Auf Seiten der Person führten ein zu hoher Energieumsatz oder auch das Tragen zu schwerer Bekleidung zu weiterem Unbehagen [ISO7730 2005]. Bezüglich dieser Faktoren lassen sich die Auswertungsmethoden im Rahmen des zonalen Ansatzes erweitern.

Ein letzter Punkt, abseits des zonalen Modells, ist die Weiterentwicklung der transienten Hitzestressbewertung. Das in dieser Arbeit verwendete Modell ermöglicht die Berücksichtigung von Anpassung im Sinne einer Einflussnahme auf den aktuellen Zustand; die Akkumulation thermischer Belastung kann z.B. über die Betrachtung des Flüssigkeitsverlusts sichtbar gemacht werden. Gänzlich unberücksichtigt bleibt jedoch Anpassung im Sinne von Akklimatisation. Um diesen Faktor zu integrieren, müssten die Bewertungsmethoden um die Vergangenheit des Menschen erweitert und vergangene Events (Vorbelastung, Training) in die Bewertung einbezogen werden.

## Anhang A

### A.1 Modellraum AMoR: Auswahl der Messdaten und Simulationsergebnisse

In diesem Abschnitt wird die Parametrisierung des zonalen Modells anhand von Messdaten beschrieben. Dafür werden verschiedene Szenarien eines Modellraumes genutzt. Ausgangspunkt der Parametrisierung sind umfangreiche Messungen, die in dem Modellraum AMoR vorgenommen wurden (vgl. [Kandzia 2013] und [Kandzia et al. 2015] bzw. die online verfügbaren Beschreibungen der Versuche und der Zusammenstellung der Messdaten<sup>1</sup>). Abbildung A.1 beschreibt den Aufbau des Modellraumes sowie die Anordnung der Mess-Traversievorrichtung. Die für die Parametrisierung berücksichtigten

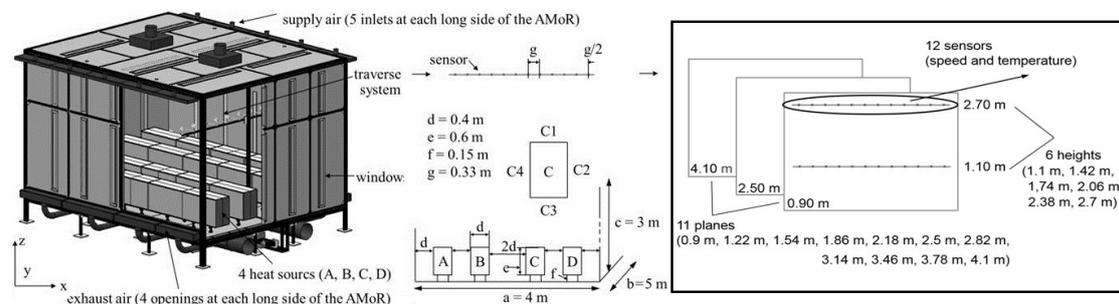


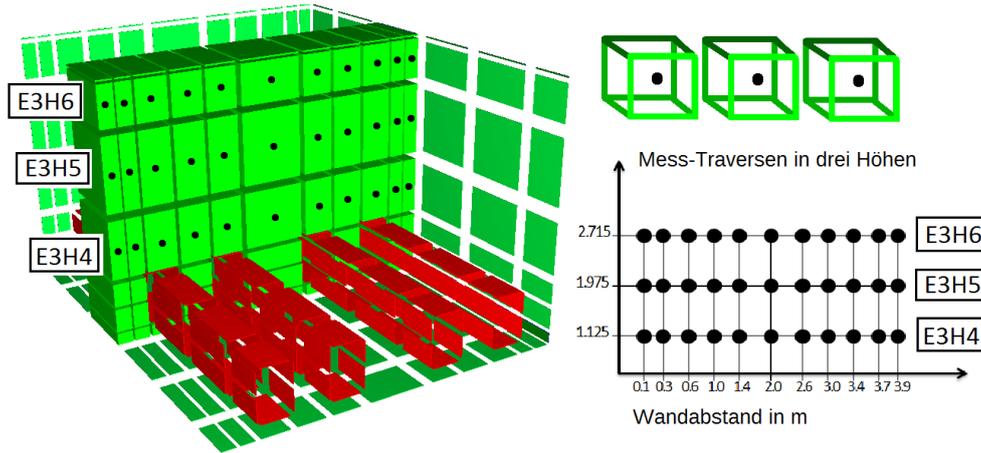
Abbildung A.1: Aachener Modellraum AMoR mit Messsystem.

Strömungsstrukturen basieren auf folgenden Randbedingungen:

1. Setup01: eine Eintrittsgeschwindigkeit von 1m/s und eine Heizlast von 2kW.
2. Setup02: eine Eintrittsgeschwindigkeit von 2m/s und eine Heizlast von 2kW.
3. Setup03: eine Eintrittsgeschwindigkeit von 3m/s und eine Heizlast von 2kW.
4. Setup04: eine Eintrittsgeschwindigkeit von 4m/s und eine Heizlast von 2kW.

Verglichen werden die Messdaten im Folgenden mit Simulationsergebnissen des zonalen Modells. Da die Diskretisierung der Restriktion der bestmöglichen Abbildung der Geometrie (inklusive Heizelemente) bei möglichst geringer Elementanzahl unterliegt, stimmen die realen Messpunkte nicht mit den Mittelpunkten der diskreten Luftvolumenelemente überein. Verglichen werden also Geschwindigkeits- und Temperaturprofile über die Raumbreite in Ebenen und Höhen, die in den Messversuchen und den Simulationsmodellen voneinander abweichen, vgl. Abbildung A.1 und A.2. Während die Höhen

<sup>1</sup><http://www.ebc.eonerc.rwth-aachen.de/cms/E-ON-ERC-EBC/Forschung/Projekte/Untersuchung-von-Raumluftstrukturen-mith/~hiyr/Validierungsdaten-von-Raumluftstroemungen/>, letzter Zugriff Juli 2015.



(a)

Abbildung A.2: Zonales Modell des Modellraumes AMoR mit Kennzeichnung der Volumenmittelpunkte der Ebene E3 (der Mittelpunkt von E3 in der Raumtiefe liegt bei 2,025m).

der Messpunkte nahe der Mittelpunkte der entsprechenden Luftvolumenelemente liegen, ist der Unterschied in der Raumtiefe größer. Die Mittelpunkte der zonalen Element-Ebene liegen mit 2,025m fast in der Mitte der in Frage kommenden Messebenen (Tiefe 1,86m und Tiefe 2,18m). Dass dies keinen Nachteil darstellt liegt daran, dass in dem Modellraum AMoR eine annähernd zweidimensionale Strömungsstruktur herrscht und sich die Messdaten der Ebene bei 1,86m und bei 2,18m mit zunehmender erzwungener Konvektion stark annähern.

Abbildung A.3 und Abbildung A.4 zeigen die Messdaten für Geschwindigkeit und Temperatur in den betrachteten Höhen der potentiellen zwei Ebenen. Die Geschwindigkeitsprofile sind sich sehr ähnlich, bei den Temperaturverläufen gibt es in der Tat einen Versatz, der aber sehr gering ist. Die folgenden Vergleiche der Simulationsergebnisse der in Abbildung A.2 angezeigten Höhen in Ebene 3 (= 2,025m) des zonalen Modells werden deshalb nur mit den Messdaten der Ebene 2,18m verglichen. Dabei muss zusätzlich berücksichtigt werden, dass es sich bei den zonalen Simulationsergebnissen um charakteristische Geschwindigkeiten bzw. Temperaturen handelt, die nicht an diesem Punkt, sondern für das gesamte Luftvolumenelement gültig sein sollen.

## Anhang A

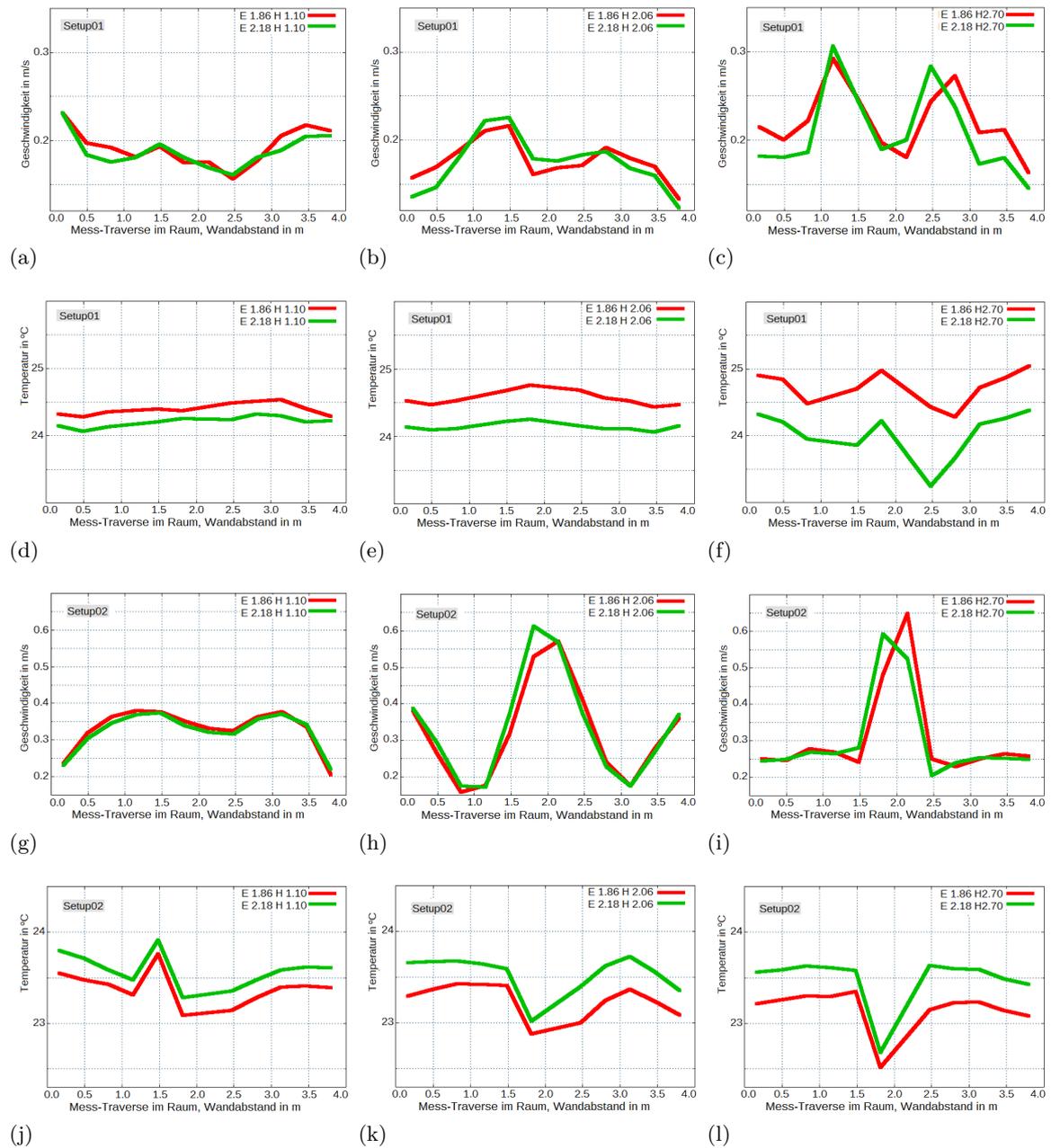


Abbildung A.3: Setup01 und Setup02. Ergebnisse der Ebenen 1,86m und 2,18m. Setup01:(a) Geschwindigkeit bei der Höhe  $H=1,100\text{m}$ , (b) Geschwindigkeit bei  $H=2,060\text{m}$ , (c) Geschwindigkeit bei  $H=2,700\text{m}$ , (d) Temperatur bei  $H=1,100\text{m}$ , (e) Temperatur bei  $H=2,060\text{m}$ , (f) Temperatur bei  $H=2,700\text{m}$ . Setup02: (g) Geschwindigkeit bei  $H=1,100\text{m}$ , (h) Geschwindigkeit bei  $H=2,060\text{m}$ , (i) Geschwindigkeit bei  $H=2,700\text{m}$ , (j) Temperatur bei  $H=1,100\text{m}$ , (k) Temperatur bei  $H=2,060\text{m}$ , (l) Temperatur bei  $H=2,700\text{m}$ .

## Anhang A

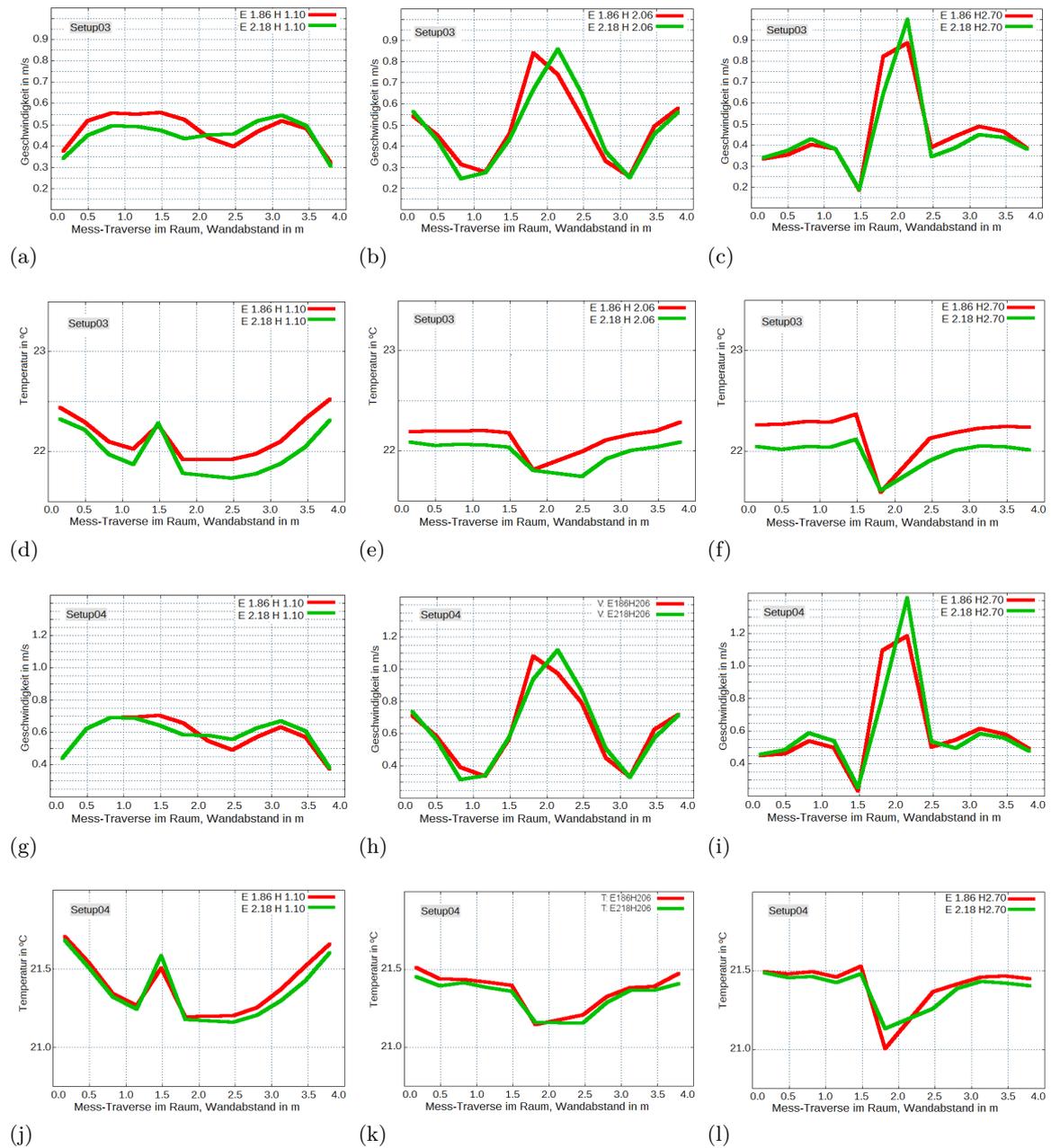


Abbildung A.4: Setup03 und Setup04. Ergebnisse der Ebenen 1,86m und 2,18m. Setup03: (a) Geschwindigkeit bei der Höhe H=1,100m, (b) Geschwindigkeit bei H=2,060m, (c) Geschwindigkeit bei H=2,700m, (d) Temperatur bei H=1,100m, (e) Temperatur bei H=2,060m, (f) Temperatur bei H=2,700m. Setup04: (g) Geschwindigkeit bei H=1,100m, (h) Geschwindigkeit bei H=2,060m, (i) Geschwindigkeit bei H=2,700m, (j) Temperatur bei H=1,100m, (k) Temperatur bei H=2,060m, (l) Temperatur bei H=2,700m.

## A.2 Kalibrierung der Parameter anhand AMoR-Messdaten

### Ausgangsparameter und individuelle Optimierung

Für die Optimierungsaufgaben wird das Tool *GenOpt* genutzt. Dieses frei verfügbare Tool wird zur Optimierung von Kostenfunktionen eingesetzt, die von einem externen Simulationsprogramm bestimmt werden. Zuerst wurden alle vier Parameter individuell für jedes Setup optimiert. Als Kostenfunktion wird hier der summierte Fehler der einzelnen Messpositionen zwischen den Simulationsergebnissen und den Messdaten in drei Höhen verwendet. Das Ergebnis besteht aus vier Sets von Parametern:

Tabelle A.1: Verschiedene Parametersets als Ergebnis der individuellen Optimierung.

	Setup01	Setup02	Setup03	Setup04
$f_{pv}$	170,0000	125,9300	186,8800	124,0600
$f_{loss}$	0,0775	0,0150	0,0200	0,0181
$f_{lay}$	3,7500	3,7500	2,5000	3,2500
$f_{\alpha}$	3,7500	3,7656	2,7773	2,4941

Die Abbildungen A.5 und A.6 zeigen die Messdaten sowie die Simulationsergebnisse des Startwertes und die der individuellen Optimierung. Die zonale Berechnung des Raumes wurde dabei über einen längeren Zeitraum durchgeführt, an dessen Ende die Geschwindigkeits- und Temperaturwerte ein gleichförmiges Verhalten zeigen. Da es sich bei den Messwerten um über 10 Minuten gemittelte Werte handelt, sind in den Abbildungen sowohl die eingeschwungenen Simulationsergebnisse zum Ende des Simulationszeitraumes als auch Mittelwerte über die jeweils letzten 10 Minuten abgebildet.

### Gemeinschaftliches Parameterset

Der Versuch, die vier Sets von Parametern zu einem gemeinsamen Set zusammenzufassen, ist nicht trivial. Der Übertrag eines Parametersets auf ein anderes Setup führt ebenso wenig zu Ergebnissen, die mit der Einzeloptimierung vergleichbar sind, wie z.B. ein Mittelwert über alle Parametersets. Aus diesem Grund wird für ein allgemeingültiges Parameterset eine Optimierung über alle vier Setups nach dem gleichen Muster durchgeführt. Die Summe der einzelnen Kostenfunktionen wird als neue Kostenfunktion verwendet. Das Ergebnis sind folgende Parameter:

$$f_{pv} = 125, f_{loss} = 0,016$$

$$f_{lay} = 4,0, f_{\alpha} = 2,9$$

Die Abbildungen A.7 und A.8 zeigen die Ergebnisse der Simulationen mit dem Parameterset, das für eine Anwendung auf die verschiedenen Setups am besten geeignet zu sein scheint.

## Anhang A

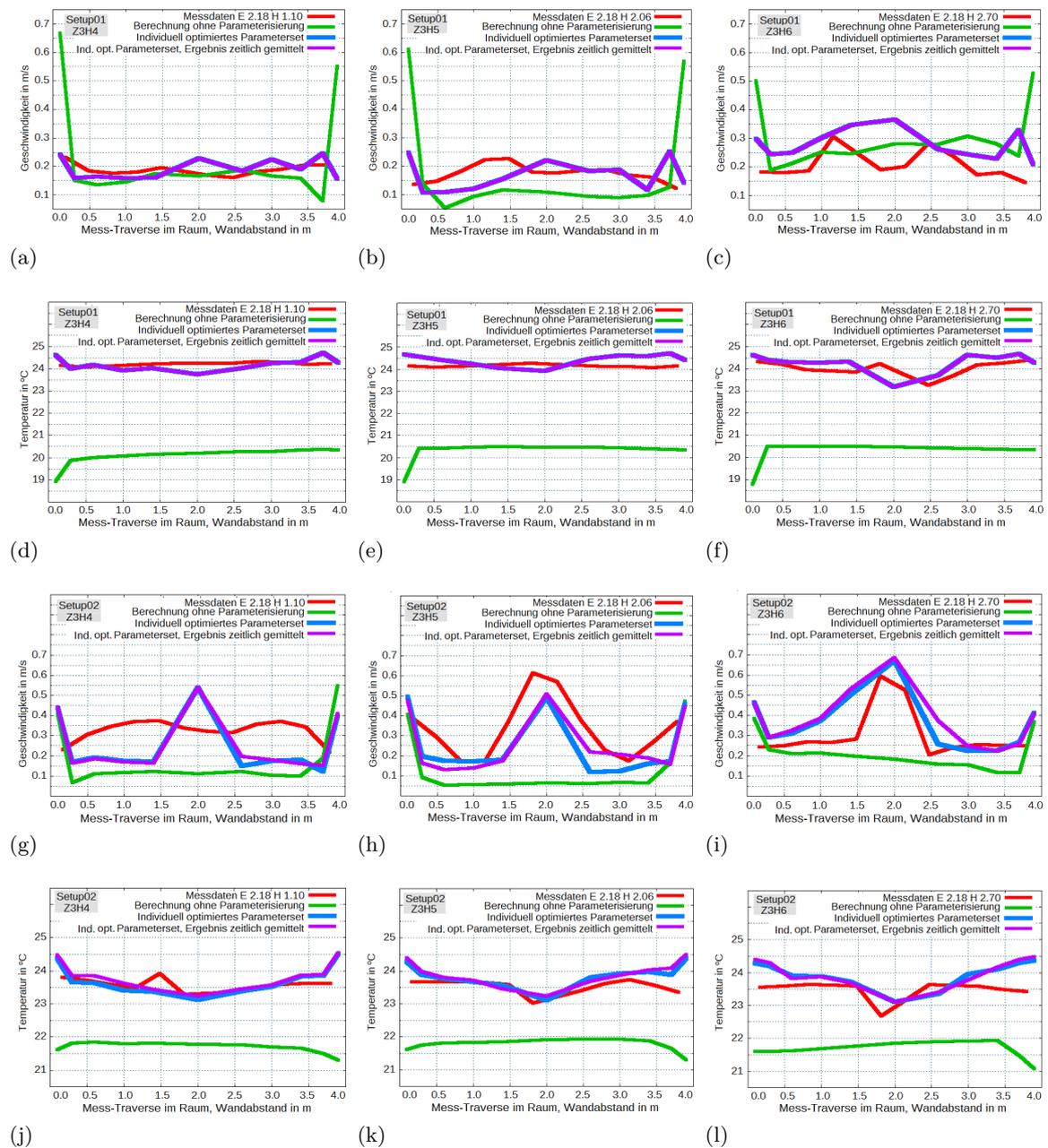


Abbildung A.5: Setup01 und Setup02. Messwerte im Vergleich mit Simulationsergebnissen ohne und mit individuell optimierten Parameter (sowohl der Endwert als auch ein Mittelwert über die letzten 10 Minuten). Setup01: (a) Geschwindigkeit bei der Höhe  $H=1,100\text{m}$ , (b) Geschwindigkeit bei  $H=2,060\text{m}$ , (c) Geschwindigkeit bei  $H=2,700\text{m}$ , (d) Temperatur bei  $H=1,100\text{m}$ , (e) Temperatur bei  $H=2,060\text{m}$ , (f) Temperatur bei  $H=2,700\text{m}$ . Setup02: (g) Geschwindigkeit bei  $H=1,100\text{m}$ , (h) Geschwindigkeit bei  $H=2,060\text{m}$ , (i) Geschwindigkeit bei  $H=2,700\text{m}$ , (j) Temperatur bei  $H=1,100\text{m}$ , (k) Temperatur bei  $H=2,060\text{m}$ , (l) Temperatur bei  $H=2,700\text{m}$ .

## Anhang A

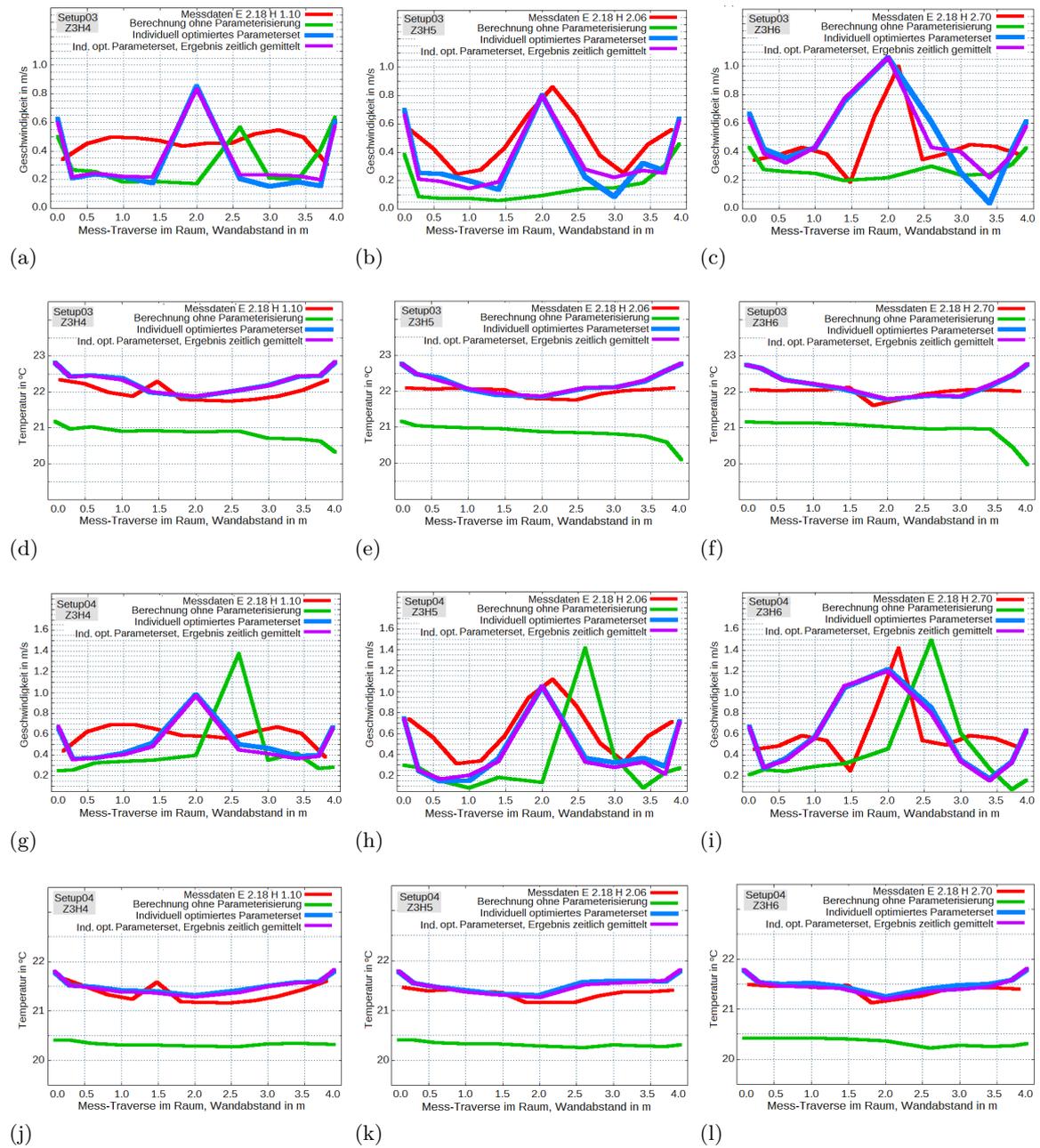


Abbildung A.6: Setup03 und Setup04. Messwerte im Vergleich mit Simulationsergebnissen ohne und mit individuell optimierten Parameter (sowohl der Endwert als auch ein Mittelwert über die letzten 10 Minuten). Setup03: (a) Geschwindigkeit bei der Höhe  $H=1,100\text{m}$ , (b) Geschwindigkeit bei  $H=2,060\text{m}$ , (c) Geschwindigkeit bei  $H=2,700\text{m}$ , (d) Temperatur bei  $H=1,100\text{m}$ , (e) Temperatur bei  $H=2,060\text{m}$ , (f) Temperatur bei  $H=2,700\text{m}$ . Setup04: (g) Geschwindigkeit bei  $H=1,100\text{m}$ , (h) Geschwindigkeit bei  $H=2,060\text{m}$ , (i) Geschwindigkeit bei  $H=2,700\text{m}$ , (j) Temperatur bei  $H=1,100\text{m}$ , (k) Temperatur bei  $H=2,060\text{m}$ , (l) Temperatur bei  $H=2,700\text{m}$ .

## Anhang A

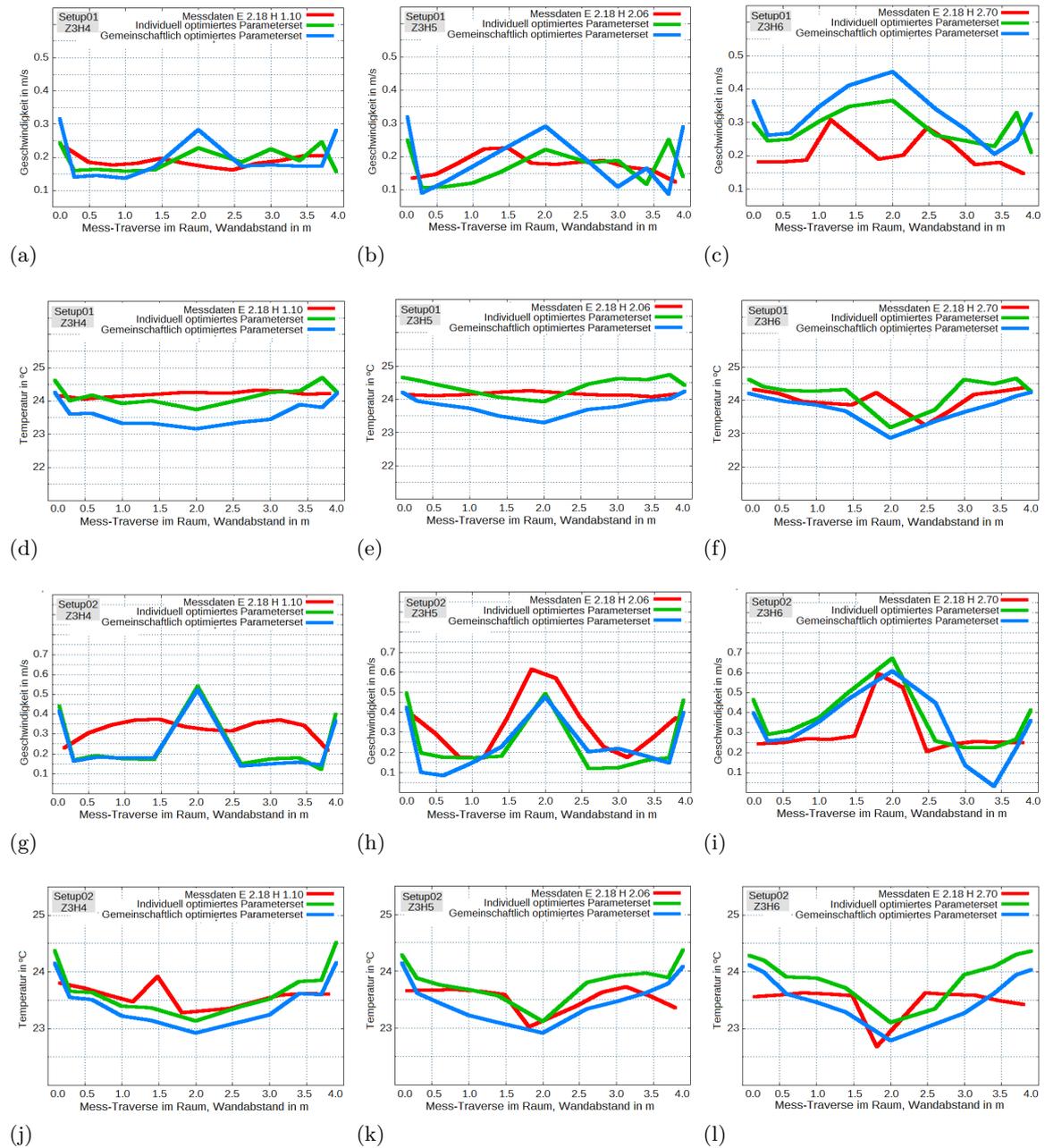


Abbildung A.7: Setup01 und Setup02. Messwerte im Vergleich mit Simulationsergebnissen der gemeinschaftlich optimierten Parameter. Setup01: (a) Geschwindigkeit bei der Höhe  $H=1,10\text{m}$ , (b) Geschwindigkeit bei  $H=2,060\text{m}$ , (c) Geschwindigkeit bei  $H=2,700\text{m}$ , (d) Temperatur bei  $H=1,100\text{m}$ , (e) Temperatur bei  $H=2,060\text{m}$ , (f) Temperatur bei  $H=2,700\text{m}$ . Setup02: (g) Geschwindigkeit bei  $H=1,100\text{m}$ , (h) Geschwindigkeit bei  $H=2,060\text{m}$ , (i) Geschwindigkeit bei  $H=2,700\text{m}$ , (j) Temperatur bei  $H=1,100\text{m}$ , (k) Temperatur bei  $H=2,060\text{m}$ , (l) Temperatur bei  $H=2,700\text{m}$ .

## Anhang A

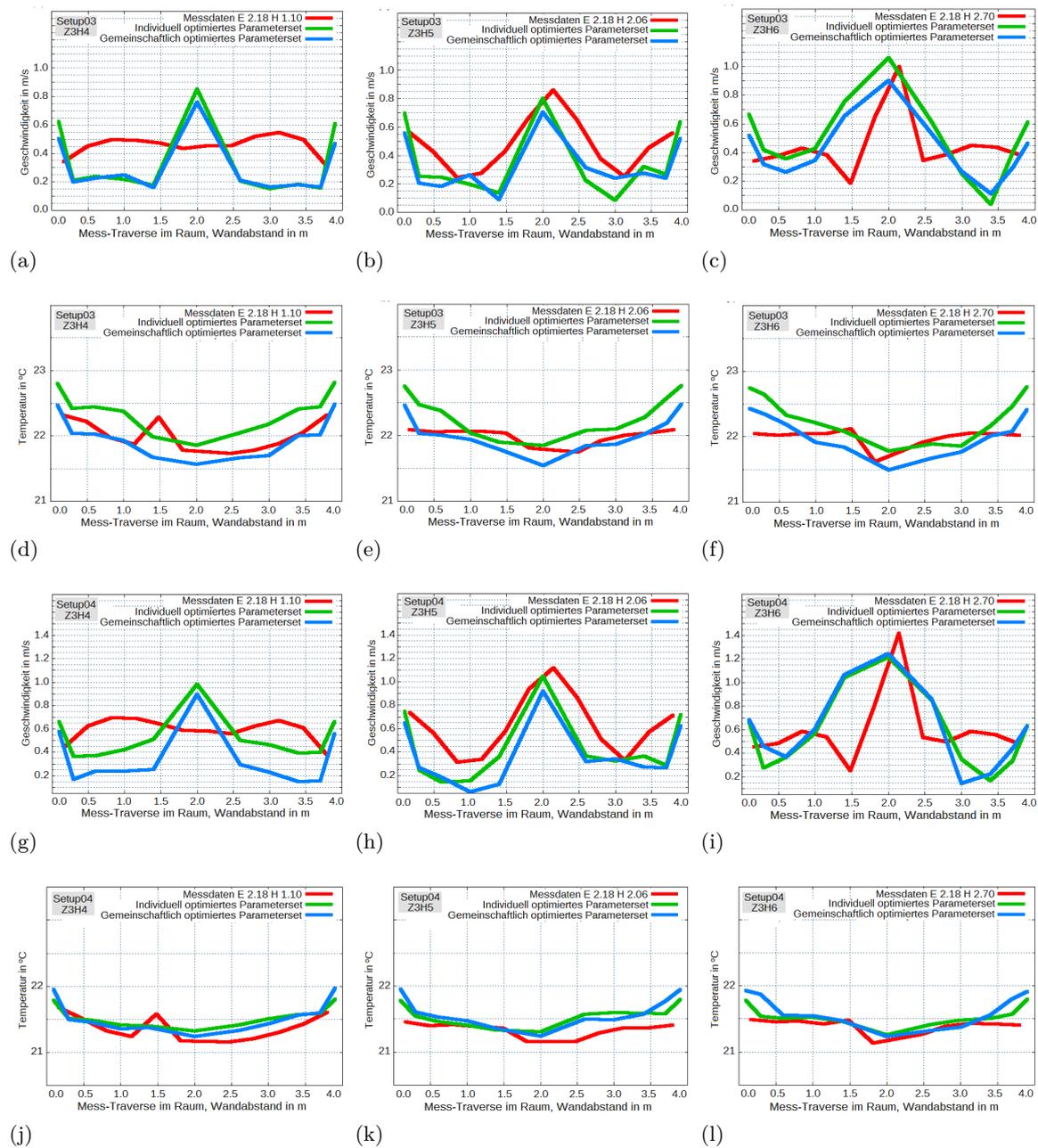


Abbildung A.8: Setup03 und Setup04. Messwerte im Vergleich mit Simulationsergebnissen der gemeinschaftlich optimierten Parameter. Setup03: (a) Geschwindigkeit bei der Höhe  $H=1,100\text{m}$ , (b) Geschwindigkeit bei  $H=2,060\text{m}$ , (c) Geschwindigkeit bei  $H=2,700\text{m}$ , (d) Temperatur bei  $H=1,100\text{m}$ , (e) Temperatur bei  $H=2,060\text{m}$ , (f) Temperatur bei  $H=2,700\text{m}$ . Setup04: (g) Geschwindigkeit bei  $H=1,100\text{m}$ , (h) Geschwindigkeit bei  $H=2,060\text{m}$ , (i) Geschwindigkeit bei  $H=2,700\text{m}$ , (j) Temperatur bei  $H=1,100\text{m}$ , (k) Temperatur bei  $H=2,060\text{m}$ , (l) Temperatur bei  $H=2,700\text{m}$ .

### A.3 CFD-Berechnung des Modellraumes AMoR

Um weitere Vergleichsmöglichkeiten zu schaffen, wurde der Modellraum AMoR in ANSYS Workbench<sup>2</sup> modelliert und berechnet. Die Modellierung der Geometrie ist einfach gehalten und im Zweifelsfall an das zonale Modell angenähert. So wurden z.B. ebenfalls die Beine der Heizkörper vernachlässigt.

Die Vernetzung erfolgt in vier verschiedenen Detaillierungsgraden, mit denen anschließend jeweils das Setup02 (eine Eintrittsgeschwindigkeit von 2m/s und eine Heizlast von 2kW) berechnet wurde. Die Heizlast wurde analog zu dem zonalen Modell über die gemessenen Oberflächentemperaturen eingebracht. Da es sich bei der resultierenden Strömung um eine durch einen Mix aus freier und erzwungener Konvektion bestimmte Strömungsstruktur handelt, gab es wie zu erwarten Schwierigkeiten dabei, ein auskonvergiertes stationäres Ergebnis zu erhalten. Deshalb wurde die Aufgabenstellung transient für eine Stunde berechnet, wobei sich nach wenigen Minuten ein gleichmäßiger Zustand einzelner Geschwindigkeitskomponenten (ggf. auch gleichmäßig schwingend) feststellen lässt. Die Berechnungen konvergieren bei einem Konvergenzkriterium von  $MAX 10^{-3}$ , benötigen dafür allerdings unterschiedliche und teils sehr geringe Schrittweiten von 2s auf dem größten Gitter und bis zu 0.1s auf dem feinsten Gitter. Entsprechend lang sind die Rechenzeiten. Sie liegen zwischen 41 Stunden<sup>3</sup> des groben Gitters und 1067 Stunden<sup>4</sup> des feinen Gitters 3 pro Stunde Realzeit. Die Rechenzeiten des weiter verfeinerten Gitters 4 liegen noch darüber.

Tabelle A.2: CFD-Gitter in vier verschiedenen Detaillierungsgraden.

	Gitter 1 (grob)	Gitter 2 (mittel)	Gitter 3 (fein)	Gitter 4 (verfeinert)
Anzahl Knoten	98.147	665.215	2.593.965	10.761.313
Anzahl Elemente	345.333	2.821.963	7.308.255	31.915.437

Im visuellen Vergleich lässt sich feststellen, dass die verschiedenen Gitter nach einer Realzeit von einer Stunde durchaus verschiedene Strömungsstrukturen ausgebildet haben. Die Ergebnisse sind in Abbildung A.10 zu sehen. Angesichts der Konvergenz-Probleme der stationären Berechnungen muss davon ausgegangen werden, dass dieser Vergleich der Konturplots ebenfalls nur eine Momentaufnahme darstellt. Da die zur Konvergenz notwendigen Schrittweiten für das verfeinerte Gitter deutlich geringer sind als für das grobe Gitter, nehmen die transienten Effekte der Strömung mit steigender Gitterfeinheit vermutlich weiter zu.

<sup>2</sup>ANSYS Workbench, ANSYS CFX Version 16.2.

<sup>3</sup>Gitter 1, 2-fach parallelisiert. Total CPU time: 1(Days) 17(Hours) 3(Minutes) 44(Seconds). CPU: E5-2670 Intel Xeon (Sandy Bridge EP), 2.6 GHz.

<sup>4</sup>Gitter 4, 8-fach parallelisiert. Total CPU time: 44(Days) 11(Hours) 44(Minutes) 2(Seconds). CPU: E5-2670 Intel Xeon (Sandy Bridge EP), 2.6 GHz.

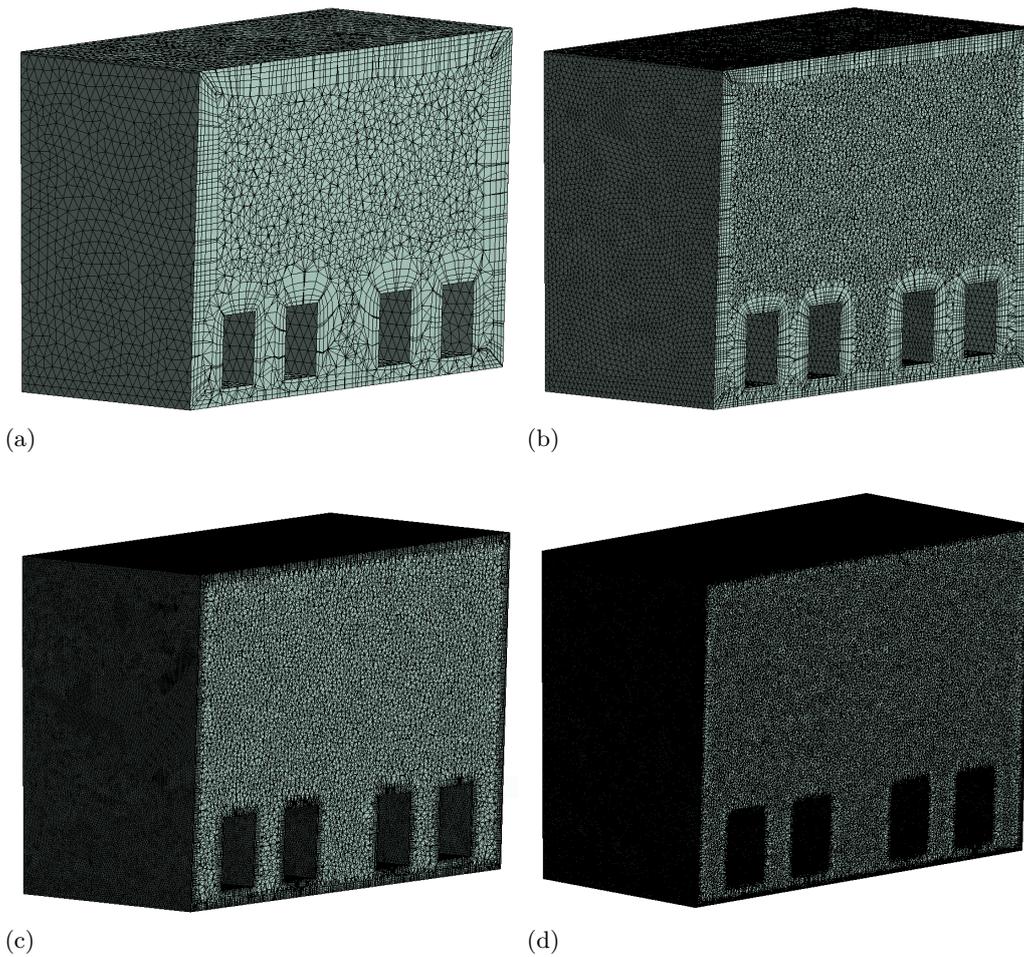


Abbildung A.9: Gitter in verschiedenen Detaillierungsgraden. (a) Gitter 1 (grob), (b) Gitter 2 (mittel), (c) Gitter 3 (fein), (d) Gitter 4 (verfeinert).

Ein quantitativer Vergleich der Geschwindigkeitsprofile (vgl. Abbildung A.11) zeigt aber, dass die Profile der Messdaten im Wesentlichen wiedergegeben werden. Gitter 4 zeigt dabei keine wesentlichen Verbesserungen im Gegensatz zu Gitter 3. Die ermittelten Geschwindigkeitswerte an den Messlinien liegen teilweise sogar etwas weiter von den Messdaten entfernt als bei Gitter 3. Für den optischen Vergleich mit dem zonalen Modell wird das Gitter 3 verwendet. Allerdings wird der Vergleich auf eine Betrachtung der Strömungsstruktur eingeschränkt, die sich – zumindest in ihren Grundzügen – in allen vier Berechnungen entspricht.

## Anhang A

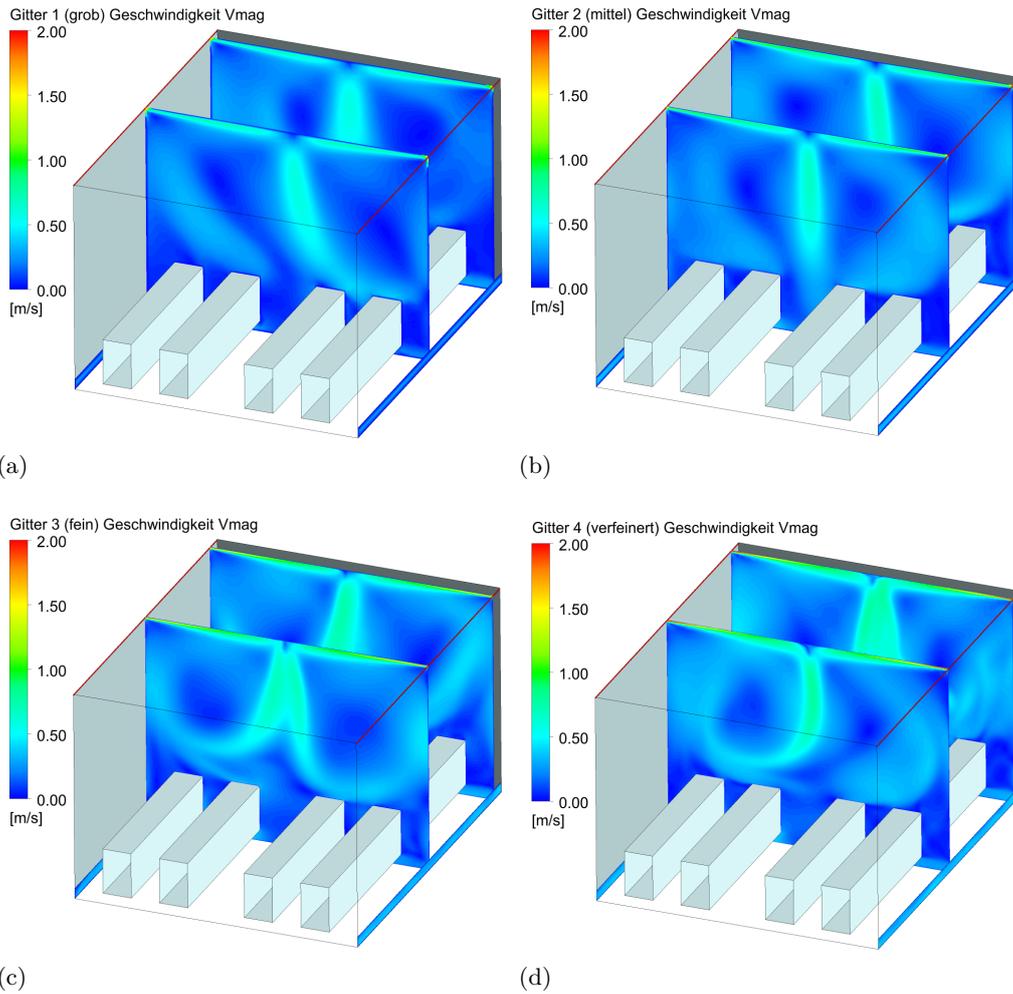


Abbildung A.10: Strömungsstrukturen in verschiedenen Detaillierungsgraden.

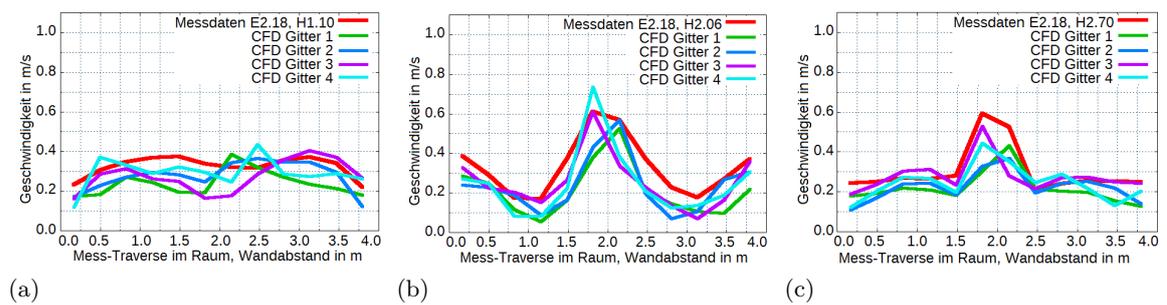


Abbildung A.11: Vergleich von Messdaten mit CFD-Ergebnissen auf Basis verschieden feiner Vernetzungen. Geschwindigkeitsprofile auf drei Messhöhen.

### A.4 Messversuch am Thermischen Modellhaus

In Kapitel 4.3.2 sind die Ergebnisse der Validierung des parametrisierten zonalen Modells anhand eigener Messungen am Thermischen Modellhaus (Abbildung A.12) dargestellt. Die dafür verwendete Messtechnik und die Modellierung der Randbedingungen werden hier im Detail beschrieben. Sowohl die Messdaten als auch die Simulationsergebnisse werden ausführlich vorgestellt. Die Messtechnik ist weitestgehend mit Lego-Mindstorms

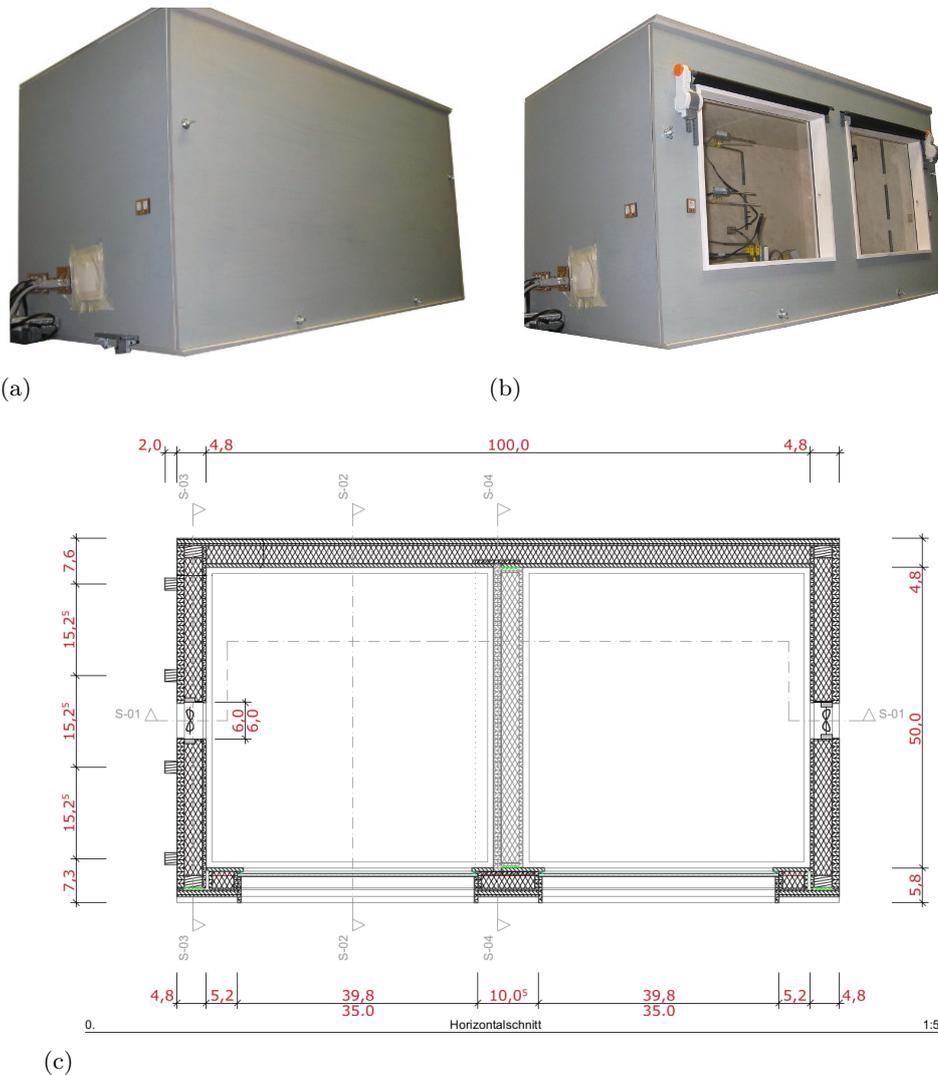


Abbildung A.12: Das Thermische Modellhaus: (a) mit geschlossener Fassade, (b) mit Fenster-Fassade (c) im horizontalen Schnitt mit Maßen.

NXT 2.0<sup>5</sup> realisiert. Dafür verfügt das Thermische Modellhaus über entsprechende Steckplätze im Inneren, an die verschiedene Sensoren angeschlossen werden können. Diese werden durch die Wand an äußere Steckplätze weitergereicht, um dort mit einem Lego-Programmierbaustein verbunden zu werden. So können einfache Programme ausgeführt, Daten aufgezeichnet oder direkt am Computer dargestellt werden. Grundlegende dokumentierte und vermessene Modellhausszenarien sind das Aktivieren der Heizplatten (Fußbodenheizung), reines Kühlen über die Kühldecke, gleichzeitiges Heizen und Kühlen, Heizen und Lüften oder Heizen bei geöffnetem Fenster und werden in [Schmidt 2010] näher beschrieben.

### Versuchsaufbau: Heizen und Kühlen

Für den hier angestrebten Vergleich von Messdaten mit Simulationsergebnissen wird das Szenario des gleichzeitigen Heizens und Kühlens verwendet. Die Herausforderung besteht in der freien Konvektion und daraus resultierenden geringen Geschwindigkeitswerten, da es keine zusätzliche Einströmung gibt, die die Strömungsstruktur stabilisiert. Allerdings kann mit ‚diagonal versetztem‘ gleichzeitigen Heizen und Kühlen eine für freie Konvektion maximale und dauerhafte Luftbewegung erzeugt werden, die darüber hinaus den Vorteil hat, sich relativ schnell einzuschwingen. Um das System zielorientiert in einen ausgeglichenen Zustand zu überführen, werden Erfahrungen und Befunde aus vorangegangenen Versuchen genutzt [Schmidt 2010]. Diese zeigen, dass die Peltier-Elemente mit 80W elektrischer Leistung eine Kühlleistung von 15W erreichen. Für eine ausgeglichene Heizung/Kühlung werden den 80W für die Kühlung 15W für das Heizen entgegengestellt. In Kapitel 4.3.2 wird die Strömungsstruktur beschrieben, die sich aus diesen Randbedingungen ergeben sollte.

Zusätzlich zu den bereits dokumentierten Sensoren (insbesondere Temperaturfühler zum Messen der Lufttemperatur) wird die Messtechnik für diesen Versuch erweitert. Zum einen werden Sensoren zur Erfassung der Oberflächentemperaturen benötigt, die dem Simulationsmodell anschließend als Randbedingung zur Verfügung gestellt werden sollen. Zum anderen werden sensible Sensoren zur Messung der Luftgeschwindigkeiten installiert.

### Infrarotsensoren

Die Erfassung der Oberflächentemperaturen basiert analog zu den Lufttemperatursensoren auf Lego-Mindstorms NXT 2.0. Verwendet wird der *Dexter Thermal Infrared Sensor for Lego Mindstorm NXT*. Dieser Sensor arbeitet mit dem berührungslos arbeitenden Thermometer MLX90614, das eine kalibrierte Temperaturinformation eines entfernten Objekts digital ausgibt. Die Bestimmung der Oberflächentemperaturen ist für den angestrebten Vergleich sehr wichtig, da so sichergestellt werden kann, dass im Modellhaus gleichförmige Randbedingungen herrschen. Außerdem sollen die gemessenen Werte der

---

<sup>5</sup>[www.lego.com/de-de/mindstorms/support](http://www.lego.com/de-de/mindstorms/support), letzter Zugriff Mai 2016.

Boden-Heizfläche bzw. der Decken-Kühlung die entscheidenden treibenden Randbedingungen für das Simulationsmodell sein. Eine Berechnung der Oberflächentemperaturen über den Umweg der eingehenden Leistung, des technischen Aufbaus und der verwendeten Materialien würde weitere Unsicherheiten bedeuten. Der Infrarot-Thermosensor von Dexter Industries für Lego Mindstorms NXT Roboter weist einen Messbereich zwischen  $-70^{\circ}\text{C}$  und  $+380^{\circ}\text{C}$  bei einer Genauigkeit von  $0,5^{\circ}\text{C}$  und einer Auflösung von  $0,02^{\circ}\text{C}$  auf. Thermometer und Sensor sind in Abbildung A.13 (a)<sup>6</sup> und Abbildung A.13 (b)<sup>7</sup> bzw. verbaut in Abbildung A.13 (c) zu sehen. Um Reflexionseigenschaften der Heiz-

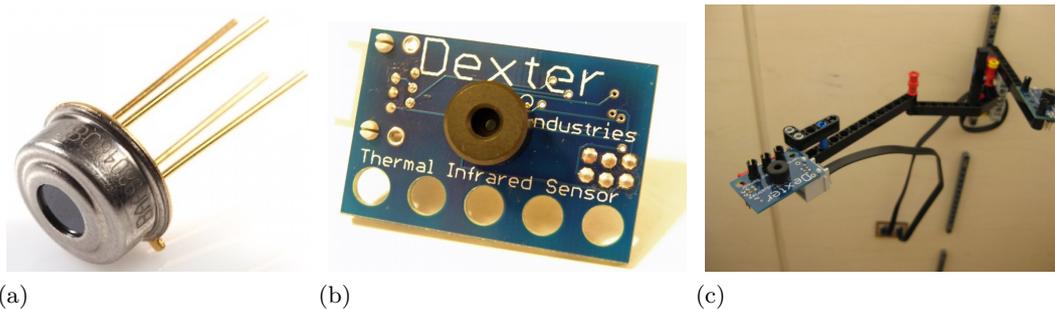


Abbildung A.13: (a) MLX90614, (b) Dexter Thermal Infrared Sensor, (c) Dexter Thermal Infrared Sensor verbaut im Thermischen Modellhaus.

und Kühlflächen, die mit stark reflektierenden Aluminiumplatten versehen sind, zu minimieren, wurden sie für diesen Versuch mit einer wärmeleitenden aber strahlungsarmen Folie verklebt (vgl. Abbildung A.14). Erste Betriebe der Heiz- und Kühlflächen bei offener Fassade dienen der Überprüfung der Wärme-/Kälteverteilung auf den jeweiligen Flächen. Dafür werden die Flächen mit Hilfe einer Wärmebildkamera betrachtet, die das gesamte Temperaturniveau, insbesondere aber lokale Unterschiede, deutlich macht. Während bei der Heizplatte ein sehr gleichförmiges Bild erzeugt wird, zeigt die Kühldecke deutlich zwei Kältepunkte (vgl. Abbildung A.15 (b)). Die Differenz zwischen der minimalen Temperatur an den Kältepunkten und der mittleren Temperatur um die Kältepunkte herum ist zu groß, als dass daraus eine einheitliche Mitteltemperatur für die Initialisierung des Simulationsmodells gebildet werden könnte. Aus diesem Grund wird die Oberflächentemperatur der Kühlfläche mit zwei Sensoren gemessen, von denen einer direkt auf einen Kühlfleck gerichtet ist und der andere auf einen Punkt der umgebenden Platte.

### Geschwindigkeitssensoren

Zum Messen der Luftgeschwindigkeiten werden Systeme von AirDistSys5000 verwendet. Diese ermöglichen parallele Messungen von Lufttemperatur und Luftgeschwindigkeiten

<sup>6</sup>Quelle: [www.watterott.com/de/Infrared-Thermometer-MLX90614](http://www.watterott.com/de/Infrared-Thermometer-MLX90614), letzter Zugriff April 2016.

<sup>7</sup>Quelle: [www.dexterindustries.com/shop/thermal-infrared-sensor-lego-mindstorms-nxt-and-ev3/](http://www.dexterindustries.com/shop/thermal-infrared-sensor-lego-mindstorms-nxt-and-ev3/), letzter Zugriff April 2016.

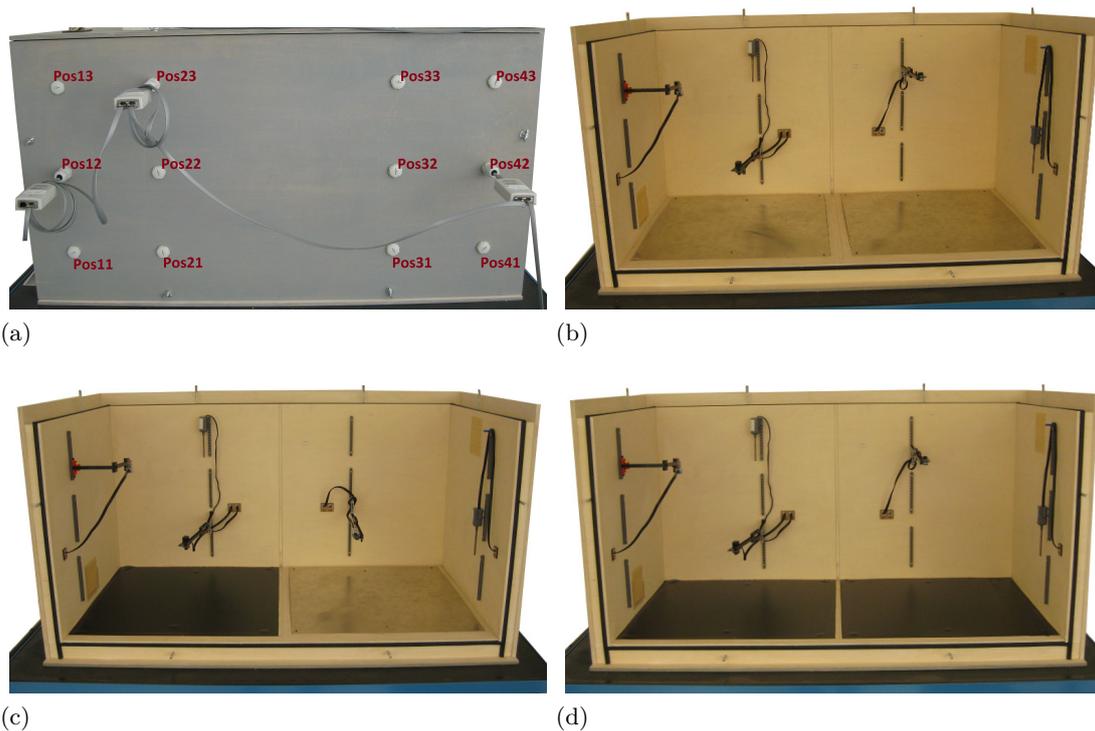


Abbildung A.14: (a) Messpositionen der Geschwindigkeitssensoren. (b), (c), (d) das Thermische Modellhaus wird mit Folie verklebt, um eine Messung der Oberflächentemperaturen mit einem Infrarot-Sensor zu ermöglichen.

an beliebigen Raumpunkten. Für kurze Distanzen lassen sich bis zu acht Sensoren miteinander verschalten und über ein USB-Interface an einen Computer anschließen. Die Sensoren (SensoAnemo5100SF, zu sehen in Abbildung A.16 (a)<sup>8</sup>) sind ungerichtet. Die Breite der Geschwindigkeitsmessung geht von 0,05m/s bis 5m/s und ist damit auch für geringe Raumluftströmungen geeignet. Die Genauigkeit beträgt  $\pm 0,002\text{m}/2 \pm 1,5\%$ . Der Bereich der Temperaturmessung wird bei einer Genauigkeit von  $0,2^\circ\text{C}$  mit  $-10^\circ\text{C}$  bis  $+50^\circ\text{C}$  angegeben ([SensorManual151 E15.1.]).

Für die Vermessung des Thermischen Modellhauses werden pro Messversuch drei Sensoren verwendet. Eine der mobilen Fassaden der Versuchseinrichtung wurde mit 12 Bohrungen versehen, durch die sich die Sensoren beliebig verteilt in den Innenraum einbringen lassen. Die jeweils nicht benötigten Bohrungen werden verschlossen. Für einen Messversuch befinden sich nun mindestens sechs Sensoren (drei Infrarot-Temperatursensoren und drei SensoAnemo5100SF) in dem Thermischen Modellhaus und es ist unrealistisch anzunehmen, dass diese Technik keinen Einfluss auf die Strömungsstruktur hat. Um diesen Einfluss zu minimieren, wurden die Sensoren so platzsparend wie möglich verbaut, außerdem befinden sich die Temperatursensoren längs einer Hälfte des Thermischen Mo-

<sup>8</sup>Quelle: [SensorManual151 E15.1.].

## Anhang A

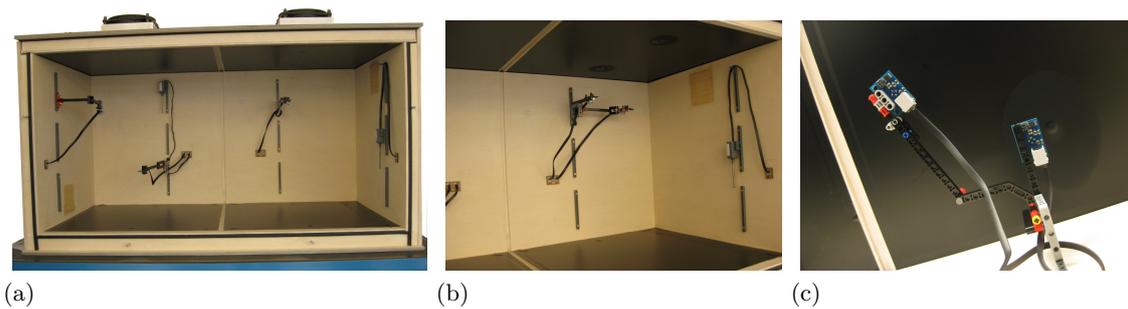


Abbildung A.15: (a) Komplette Folienverklebung der Aluminium-Flächen, (b) Aufnahme der Kühldecke, (c) Messung von zwei Punkten.

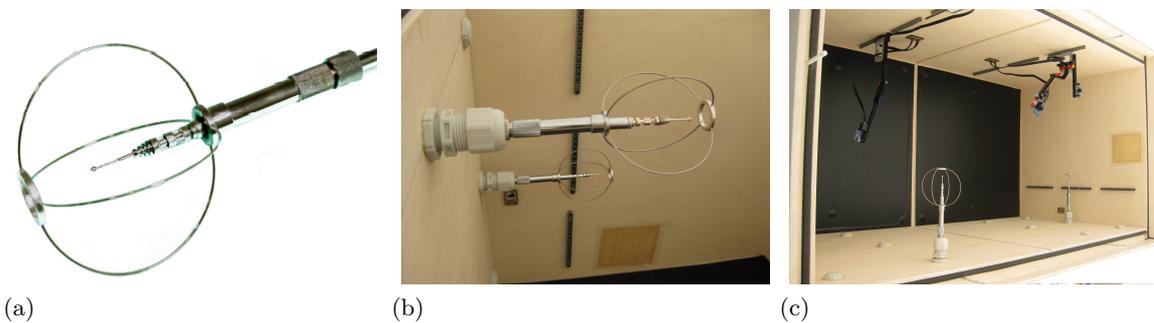


Abbildung A.16: (a) SensoAnemo5100SF, (b) SensoAnemo5100SF im Versuchsaufbau, (c) mit Sensoren versehenes Modellhaus.

dellhauses (im hinteren Bereich) und die Geschwindigkeitsmessungen, um die es hier schwerpunktmäßig geht, in der anderen Hälfte (im vorderen Bereich, vgl. Abbildung A.16 (c)).

### Messdaten

In allen Messversuchen werden die gleichen Einstellungen bezüglich Heizfläche und Kühldecke angenommen und die Infrarot-Sensoren unverändert angebracht. Für die Geschwindigkeitssensoren gibt es zwei verschiedene Anordnungen, die zur Sicherstellung der Ergebnisse jeweils zweimal verwendet wurden. Insgesamt wurden also vier Messungen durchgeführt. Die Dauer der einzelnen Messungen lag bei 2,5 Stunden, wobei die ersten 1,5 Stunden als Einschwingphase verstanden werden, die aufgrund verschiedener Ausgangssituationen unterschiedlich ausfallen kann. Die Ergebnisse der anschließenden 60 Minuten sollten sich im besten Fall entsprechen. Diese – in den folgenden Abbildungen durch die gelben Striche gekennzeichneten – Bereiche werden ausgewertet und für den Vergleich mit den Simulationsergebnissen verwendet. Die Messergebnisse zeigen, dass mit 80W für die Kühlung und 15W für das Heizen in allen vier Messungen schnell ein ausgeglichener Zustand hergestellt werden kann. Auch scheinen 90 Minuten eine aus-

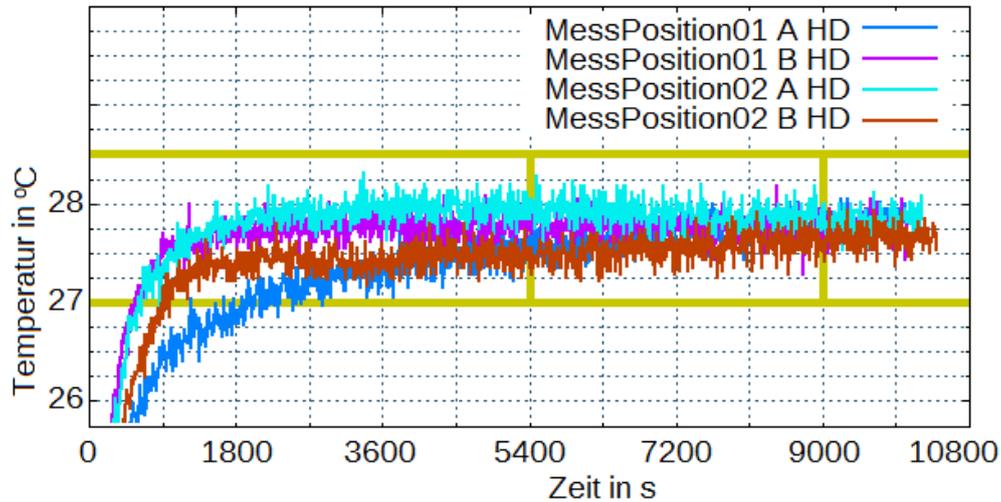


Abbildung A.17: Messergebnis der Heizfläche.

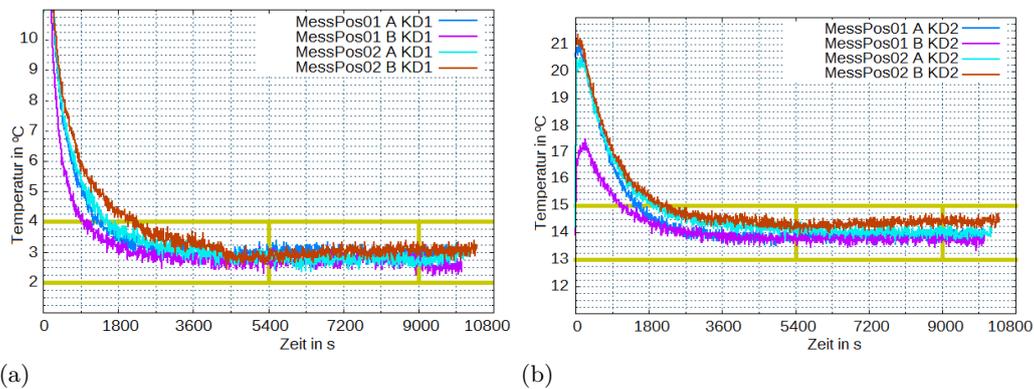


Abbildung A.18: Messergebnis der Kühlfläche, (a) Kühlfleck, (b) Restfläche.

reichend große Einschwingzeit zu sein. Die jeweils wiederholten Messungen zeigen, dass Trends reproduziert werden können (vgl. A.17 und A.18). Einen genauen Überblick über die Messdaten (die Messdaten in 10s-Schritten über eine Stunde zwischen 5400-9000s) der Heiz- und Kühlflächen der vier Messdurchgänge liefert Tabelle A.3, die Mittelwerte über alle vier Messversuche werden als Randbedingungen für das Simulationsmodell verwendet. Anhand der Messdaten an den drei Positionen Pos23, Pos12 und Pos33 lassen sich Vergleiche mit Simulationsergebnissen vornehmen (vgl. Abbildung A.19 und A.20). Die Messwerte an den Positionen Pos42 und Pos32 stehen für zwei Messpunkte, die nicht für weitere Vergleiche verwendet werden, da die Luftgeschwindigkeit an diesen Positionen stark schwankt oder der große Ausschlagbereich durch das untere Ende der Messtoleranz bedingt ist (Abbildung A.21).

Anhang A

Tabelle A.3: Zusammenfassung der Messdaten der Heiz- und Kühlflächen.

<b>Heizfläche</b>	Messung1	Messung2	Messung3	Messung4	1-2-3-4
Mittelwert	27,6815	27,7651	27,8976	27,5381	27,7206
Median	27,6900	27,7500	27,9100	27,5381	27,7300
Mittelabweichung	0,1049	0,0953	0,1016	0,1017	0,1463
<b>Kühlfläche 1</b>	Messung1	Messung2	Messung3	Messung4	1-2-3-4
Mittelwert	13,8586	13,7721	14,0405	14,3384	14,0024
Median	13,8500	13,7900	14,0500	14,3100	13,9500
Mittelabweichung	0,0919	0,0972	0,0960	0,1004	0,2049
<b>Kühlfläche 2</b>	Messung1	Messung2	Messung3	Messung4	1-2-3-4
Mittelwert	2,9496	2,7243	2,7532	2,9958	2,8557
Median	2,9500	2,7300	2,7700	2,9900	2,8500
Mittelabweichung	0,1228	0,1159	0,1195	0,1203	0,1520

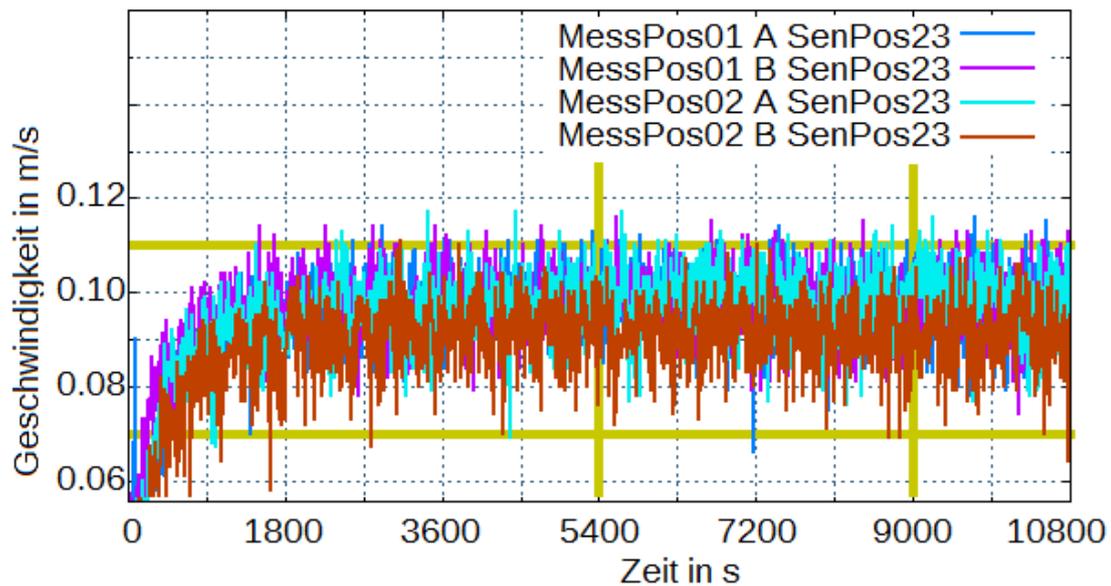


Abbildung A.19: Geschwindigkeits-Messergebnis der Position Pos23.

Anhang A

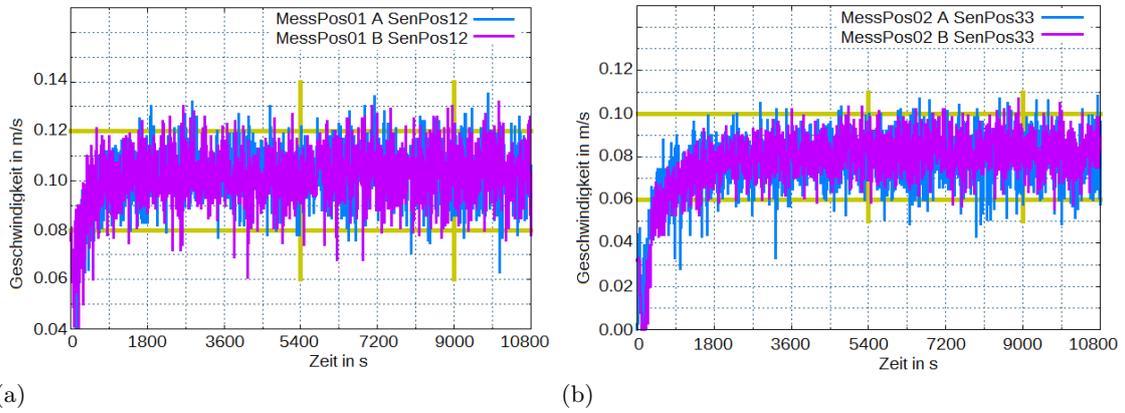


Abbildung A.20: Geschwindigkeits-Messergebnis (a) der Position Pos12, (b) der Position Pos33.

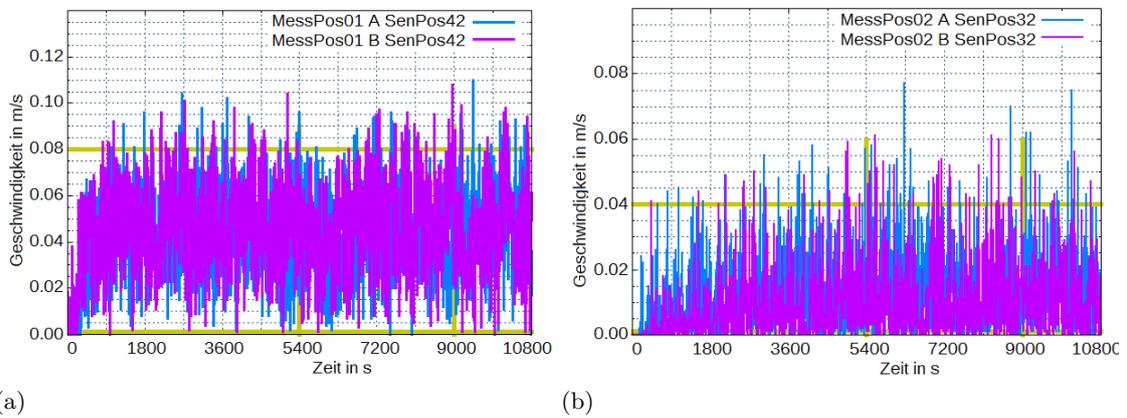


Abbildung A.21: Geschwindigkeits-Messergebnis (a) der Position Pos42, (b) der Position Pos32.

## A.5 Modellierung und Simulation des Thermischen Modellhauses

Für den Vergleich von Simulations- und Messergebnissen wurden vier Simulationsmodelle aufgebaut, die sich in der Anzahl der Luftvolumenelemente unterscheiden. Bei dem diskreten Aufbau der Modelle wurde darauf geachtet, dass sich die Mittelpunkte der unterschiedlich großen Luftvolumenelemente an der gleichen Raumposition befinden. Diese Raumpositionen stimmen mit den Messfühlern der Luft- und Geschwindigkeitsensoren überein. Für das größte Modell ist dies lediglich für die Koordinaten in X- und Y-Richtung richtig, die Z-Koordinate ist verschoben. In Abbildung A.22 sind die verschiedenen Diskretisierungen abgebildet, wobei neben Randelementen die Luftvolumenelemente gezeigt sind, deren Mittelpunkte sich an potentiellen Messpunkten befinden. Die Farbgebung kennzeichnet diejenigen Wandflächen, die als Heiz- bzw. Kühlfläche vorgesehen sind. Während bei der Belegung der Heizfläche eine einheitliche Wärmever-

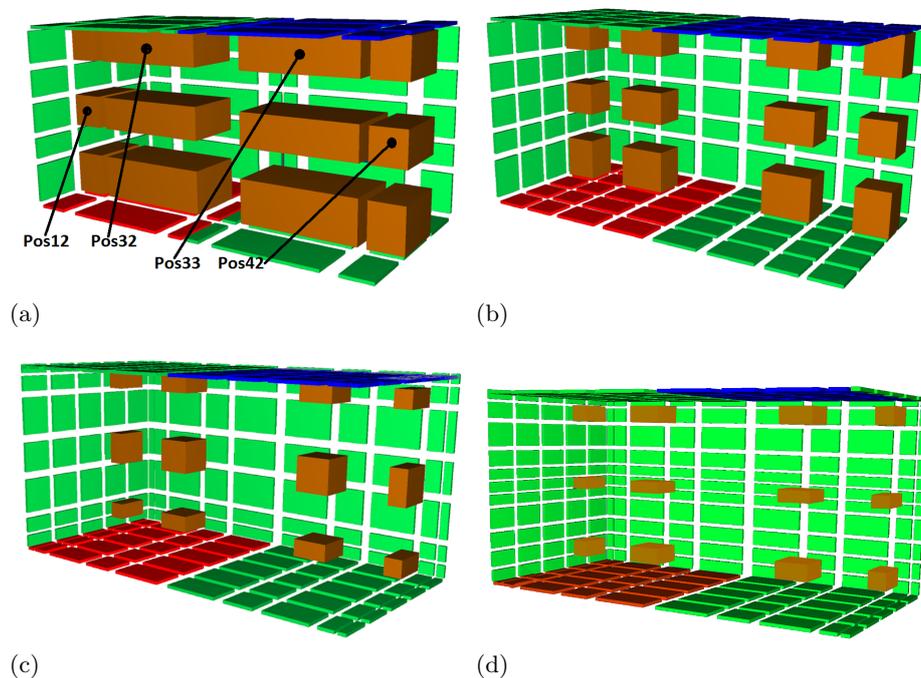


Abbildung A.22: Das Thermische Modellhaus in verschiedenen Diskretisierungen. (a) zonDis5306, (b) zonDis5508, (c) zonDis7510, (d) zonDis11510.

teilung angenommen werden kann, d.h. alle hierfür vorgesehenen Flächen werden mit dem Mittelwert über alle Messreihen belegt, kann diese Annahme bei der Kühlfläche nicht getroffen werden. Hier muss der große Unterschied zwischen den zwei Kältepolen und der Fläche um die beiden Kältepole herum beachtet werden. Da die Diskretisierungsflächen nicht den Flächen der Kältepole/der Umgebungsfläche entsprechen, wird im Folgenden eine äquivalente Temperatur für die diskreten Kühlflächen berechnet. Dafür wird die Kühldecke außerhalb des Modellhauses heruntergekühlt, bis sich eine gleich-

bleibende Verteilung abzeichnet (vgl. Abbildung A.23). Das Bild der Wärmebildkamera

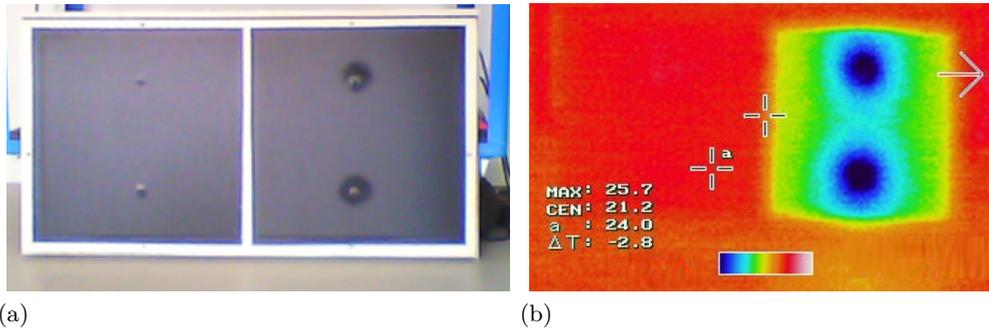


Abbildung A.23: Temperaturverteilung der Kühlfläche.

wird über die verschiedenen Diskretisierungen der Deckenfläche gelegt (vgl. Abbildung A.24). Am Beispiel der unteren mittleren Fläche der Diskretisierung lassen sich anhand des Bildes der Wärmebildkamera für die diskrete Fläche  $A_{21}$  drei Wärmebereiche unterscheiden (Umgebung, Kühlfläche 1, Kühlfläche 2) und in ihrer Anzahl bzgl.  $1\text{cm}^2$ -Flächen und somit in ihrer Größe abschätzen (vgl. Abbildung A.24 (a)). Mit einer angenommenen Innenraumtemperatur von  $T_{air} = 21^\circ\text{C}$ , den Messwerten  $T_1 = 21^\circ\text{C}$ ,  $T_2 = 14^\circ\text{C}$ ,  $T_3 = 2.85^\circ\text{C}$  und einem idealen Wärmeübergangskoeffizienten von  $\alpha = 1$  kann so eine übertragene Wärmemenge

$$\dot{q}_{12} = 0.0002(T_{air} - T_1) + 0.0110(T_{air} - T_2) + 0.0448(T_{air} - T_3)$$

und damit eine äquivalente Temperatur:

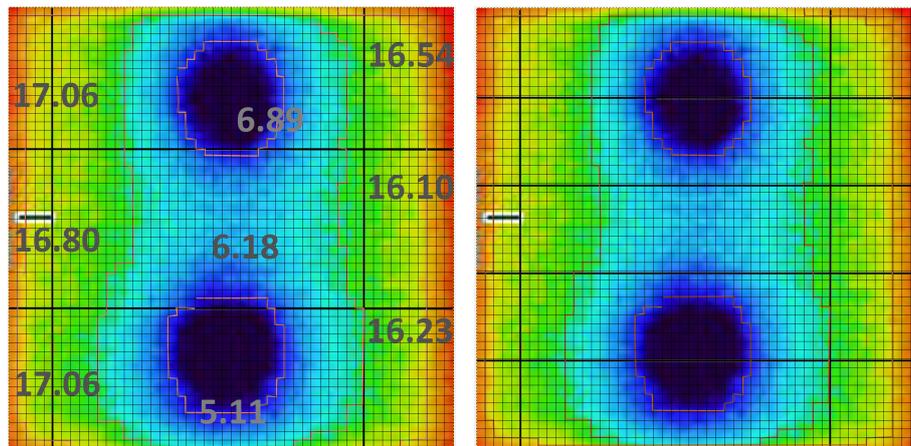
$$\begin{aligned} \Rightarrow \dot{q}_{12} &= A_{12} \cdot (T_{air} - T_{\check{A}quivalent,12}) \\ \Leftrightarrow T_{\check{A}quivalent,12} &= T_{air} - \dot{q}_{12}/A_{12} = 21 - 0,890120/0.056 = 5.11 \end{aligned}$$

berechnet werden. Analog werden für alle diskreten Flächen der vier Diskretisierungen mittels verschiedener Wärmebereiche übertragene Wärmemengen bestimmt und eine äquivalente Temperatur berechnet. Für die Simulationen wird ein ähnlicher Zeitraum wie für die Messungen veranschlagt, d.h. es werden 3 Stunden simuliert. Nach einer Einschwingzeit von 90 Minuten werden die Simulationsergebnisse über den Zeitraum einer Stunde mit den Messergebnissen verglichen. Tabelle A.4 fasst Modelldaten und Rechenzeiten zusammen. Alle Berechnungen wurden mit Dymola 2016 und dem Solver Cvode durchgeführt. Die Visualisierung eines Querschnitts des Simulationsmodells zeigt, dass die erwartete Strömungsstruktur grundsätzlich dargestellt wird. In Abbildung A.25 bis Abbildung A.28 sind die Magnitude der Geschwindigkeit sowie die X-Komponente, die Y-Komponente der Luftgeschwindigkeit und schließlich die Temperaturverteilung der detailliertesten Diskretisierung abgebildet. Die Farbverteilung richtet sich jeweils nach dem minimal und maximal erreichten Wert auf dieser Ebene.

## Anhang A

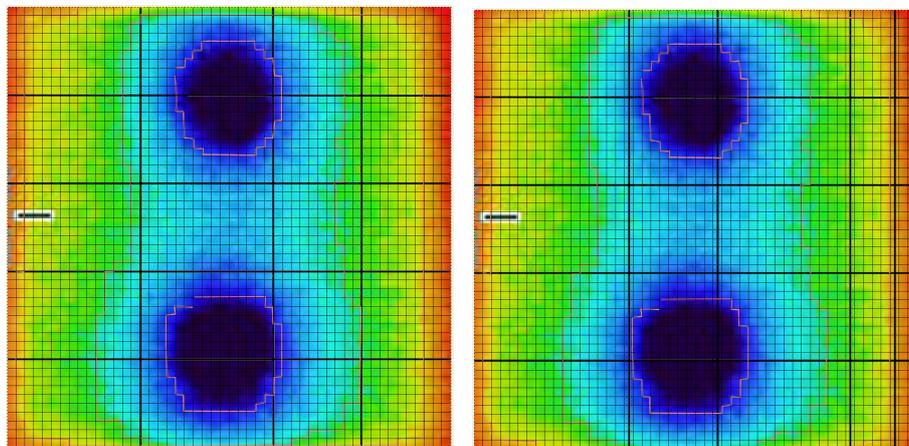
Tabelle A.4: Zusammenfassung der Daten der Simulationsmodelle.

	Dis050306	Dis050508	Dis070510	Dis110510
Anzahl Luftvolumenelemente	90	200	350	550
Zeitabhängige Variablen	6872	14292	24308	37544
CPU-Zeit für 10800s	0,962	13,311	201,097	1013,04



(a)

(b)



(c)

(d)

Abbildung A.24: Ermittlung der äquivalenten Temperaturen zu den verschiedenen Diskretisierungen.

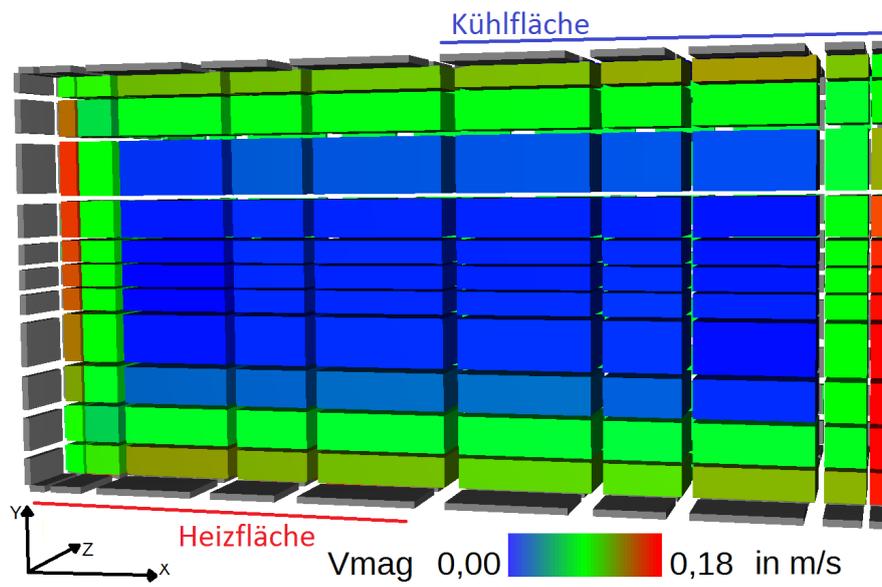


Abbildung A.25: Magnitude der Geschwindigkeit in einem Querschnitt.

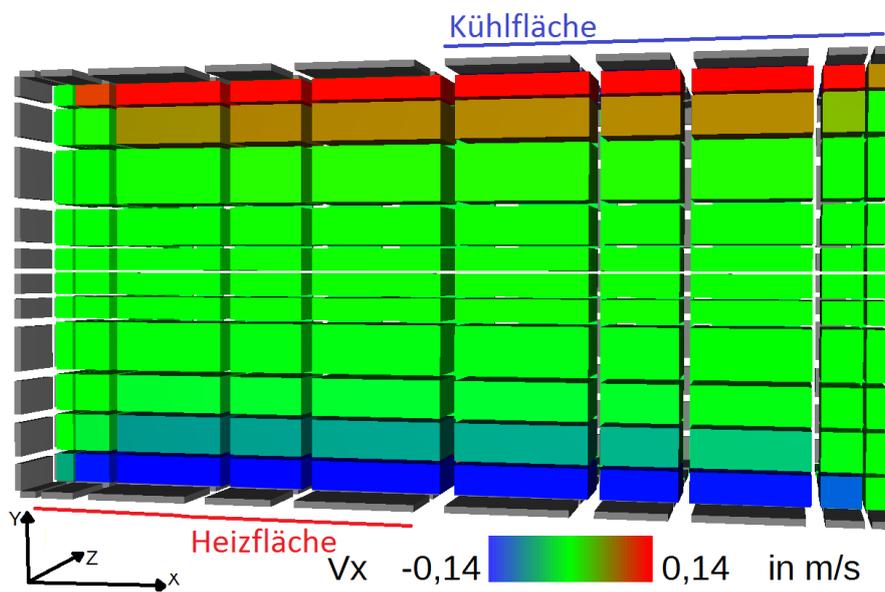


Abbildung A.26: X-Komponente der Geschwindigkeit in einem Querschnitt.

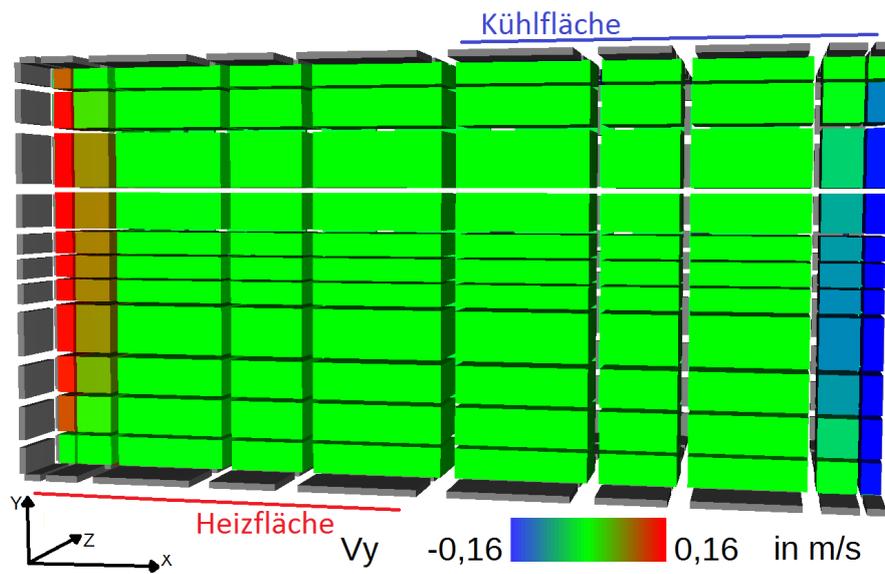


Abbildung A.27: Y-Komponente der Geschwindigkeit in einem Querschnitt.

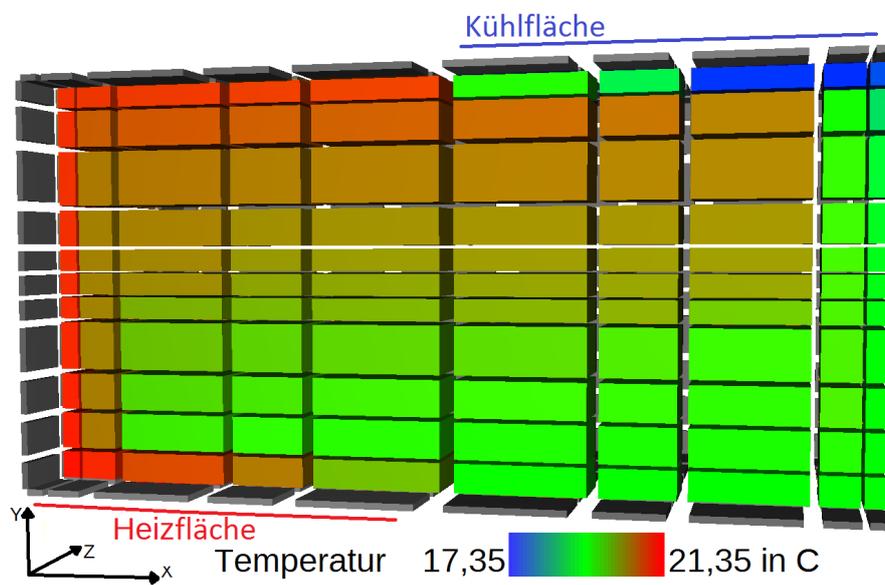


Abbildung A.28: Temperaturverteilung in einem Querschnitt.

## A.6 Simulations- und Messergebnisse des Thermischen Modellhauses

In Abbildung A.29 ist zu beobachten, dass die simulierten Temperaturwerte über der Heizfläche geringer ausfallen als die gemessenen Werte (a). Auf der gegenüberliegenden Seite zeigt sich ein besseres Bild: die simulierten Temperaturwerte unterhalb der Kühldecke stimmen mit den Simulationsergebnissen überein (b). Dieser Unterschied in der Temperaturverteilung lässt sich auch in der Betrachtung der Luftgeschwindigkeit weiterverfolgen: so sind die simulierten Geschwindigkeitswerte über der Heizfläche geringer als die Messdaten (Abbildung A.30), während die simulierten Geschwindigkeitswerte unter der Kühldecke mit den Messdaten übereinstimmen (Abbildung A.31).

Ein Unterschied zwischen den verschiedenen Diskretisierungen ist ebenfalls zu erkennen.

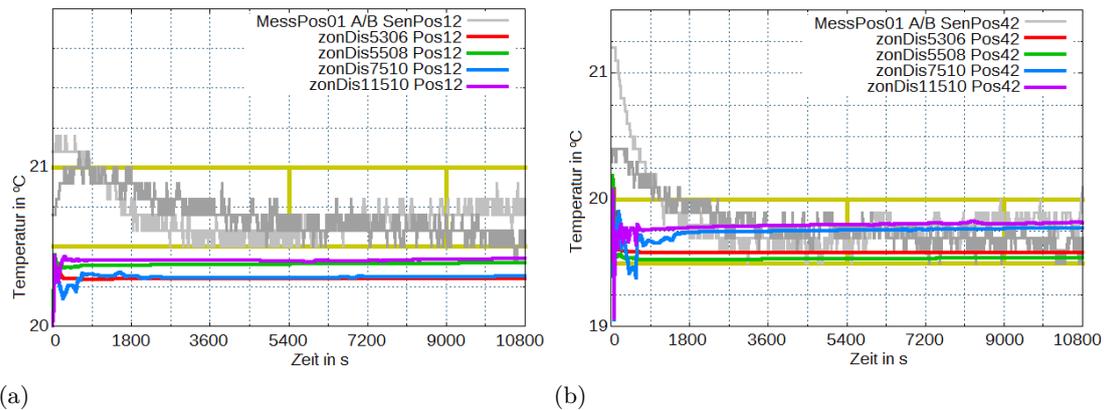


Abbildung A.29: Vergleich der Temperaturwerte.

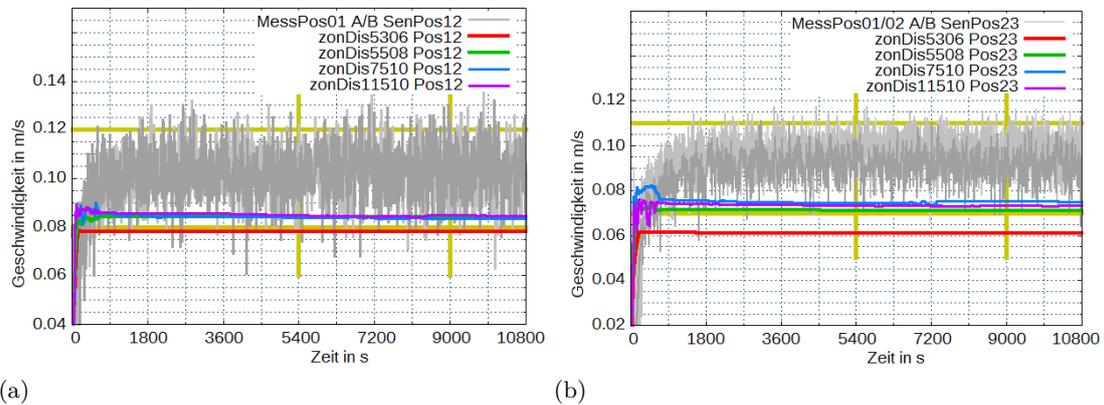
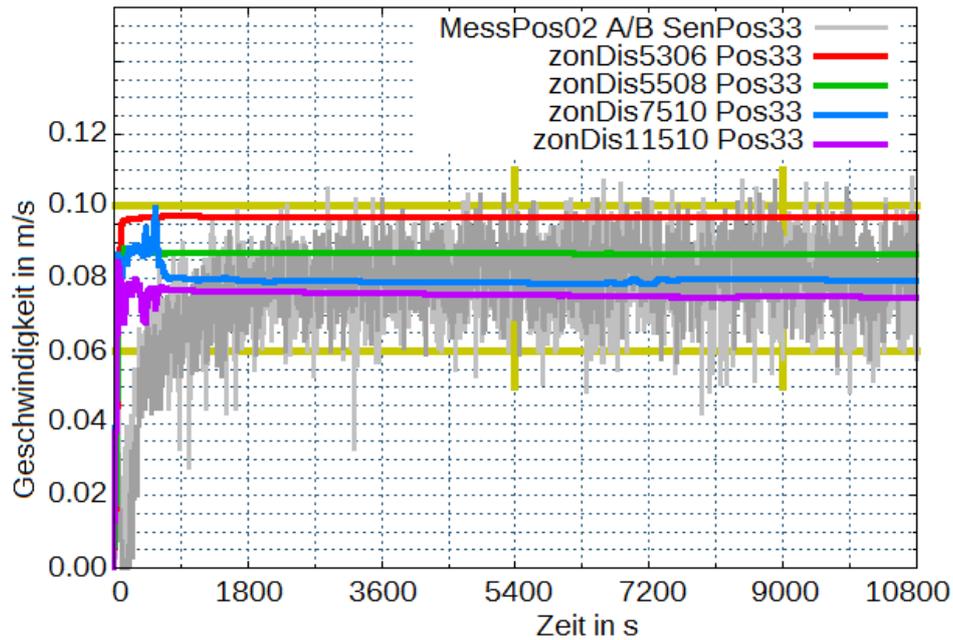


Abbildung A.30: Vergleich der Luftgeschwindigkeitswerte über der Heizfläche.

Wenn man die Simulationsergebnisse bezüglich ihrer Nähe zu den Messdaten beurteilt, ist mit einer Zunahme der Elemente eine Verbesserung der Ergebnisse zu beobachten.



(a)

Abbildung A.31: Vergleich der Luftgeschwindigkeitswerte unter der Kühldecke.

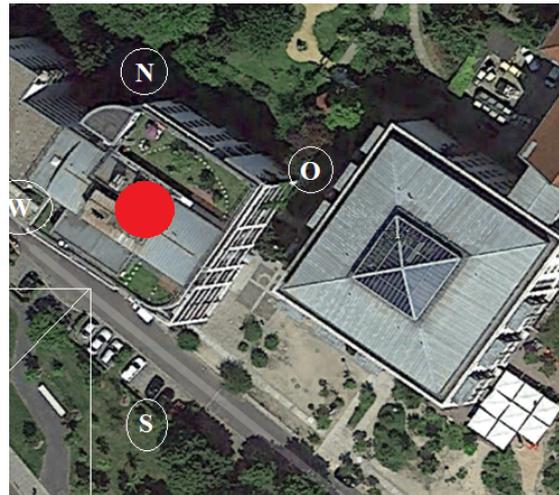
Zusammengefasst lässt sich festhalten, dass das zonale Modell die erwartete Luftwalze zeigt. Die Bewegungsrichtungen der Luft und die Verteilung der Temperatur entsprechen den theoretischen Vorüberlegungen. Dies lässt darauf schließen, dass grundsätzliche physikalische Effekte korrekt abgebildet werden. Der Vergleich mit Messdaten zeigt, dass auch die Größenordnung der gemessenen und simulierten Größen übereinstimmt. Weiter sind allerdings sowohl Übereinstimmungen (insbesondere unter der Kühlfläche) als auch Unterschiede (insbesondere über der Heizfläche) zu erkennen. Bei der Beurteilung sollte ebenfalls die Messgenauigkeit berücksichtigt werden. Weitere Unsicherheiten entstehen durch den Übertrag ausgewählter Messdaten auf das Simulationsmodell als Randbedingung, da dies mit vereinfachenden Annahmen und damit ggf. mit weiteren Fehlern verbunden ist. Der Messversuch und anschließende Vergleich mit dem Simulationsmodell zeigt also ebenfalls einige der Schwierigkeiten, die die Durchführung eines Benchmark-tauglichen Messversuches und der anschließende Vergleich mit Simulationen mit sich bringen.

### A.7 Anwendungsbeispiel: Schlaf- und Wohnraum

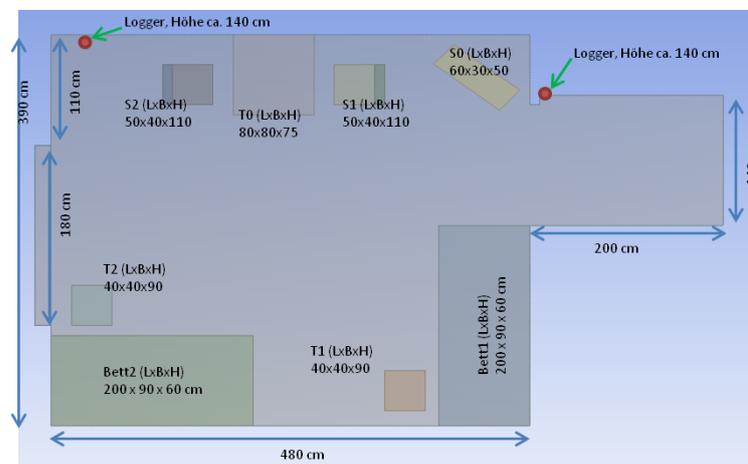
Bei dem Anwendungsbeispiel des Schlaf- und Wohnraumes der Pflegeeinrichtung Lazarus Haus Berlin handelt es sich um einen südwest-orientierten Raum im vierten Stock. Die Grundfläche beträgt  $21,5\text{m}^2$ , wobei  $2,8\text{m}^2$  auf den Eingangsbereich und  $18,7\text{m}^2$  auf den Zimmerbereich entfallen. In Abbildung A.32 (a) und (b) ist das Gebäude zu sehen, in Abbildung A.32 (c) und (d) sind die wichtigsten Raummaße abgebildet. Der Raum verfügt über zwei Betten und wird je nach Auslastung der Einrichtung von ein oder zwei Personen bewohnt.



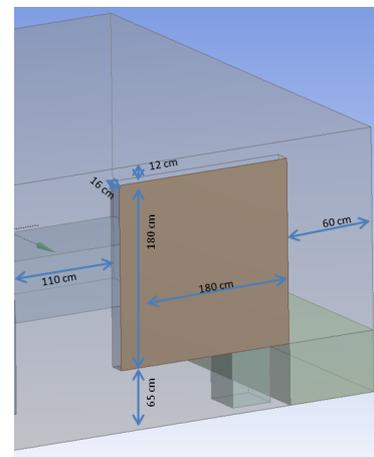
(a)



(b)



(c)



(d)

Abbildung A.32: (a) und (b) Gebäude der Pflegeeinrichtung (Quelle: GoogleMaps), (c) und (d) Raummaße zu dem betrachteten Schlaf- und Wohnraumes der Pflegeeinrichtung.

## Anhang A

Die Messstation zur Erfassung der Außenraumbedingung ist nahe des Raumes angebracht. Die Simulationen in Kapitel 7 bilden den Zeitraum vom 23.07.2013 bis zum 30.07.2013 (8 Tage) ab. In Abbildung A.33 sind die Außenraummessungen abgebildet, die in den Simulationen als Randbedingungen verwendet wurden.

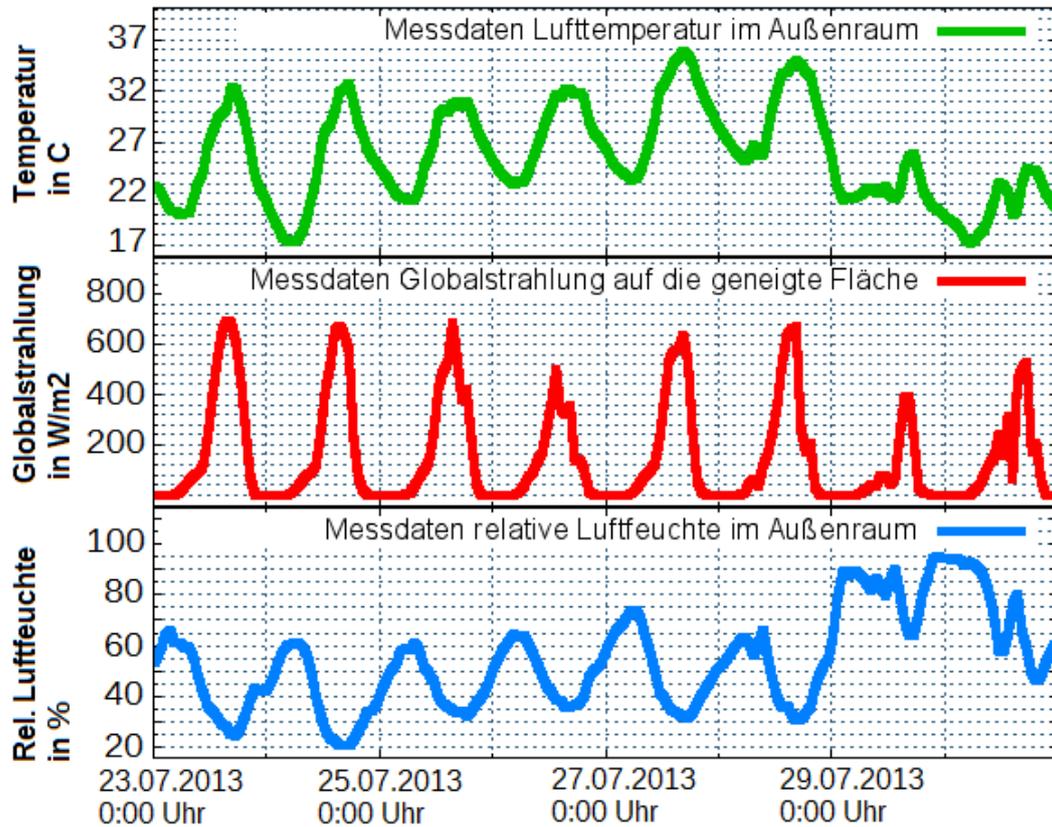


Abbildung A.33: Außenraummessungen am Gebäude der Pflegeeinrichtung.



Auch bei den Messungen an dem Gebäude des Krankenhauses wurde die Messstation zur Erfassung der Außenraumbedingung nahe des betrachteten Raumes angebracht. Die Anwendungsbeispiele in Kapitel 7 bilden den Zeitraum vom 15.07.2014 bis zum 24.07.2014 (10 Tage). In Abbildung A.35 sind die Außenraummessungen abgebildet, die in den Simulationen als Randbedingungen verwendet wurden.

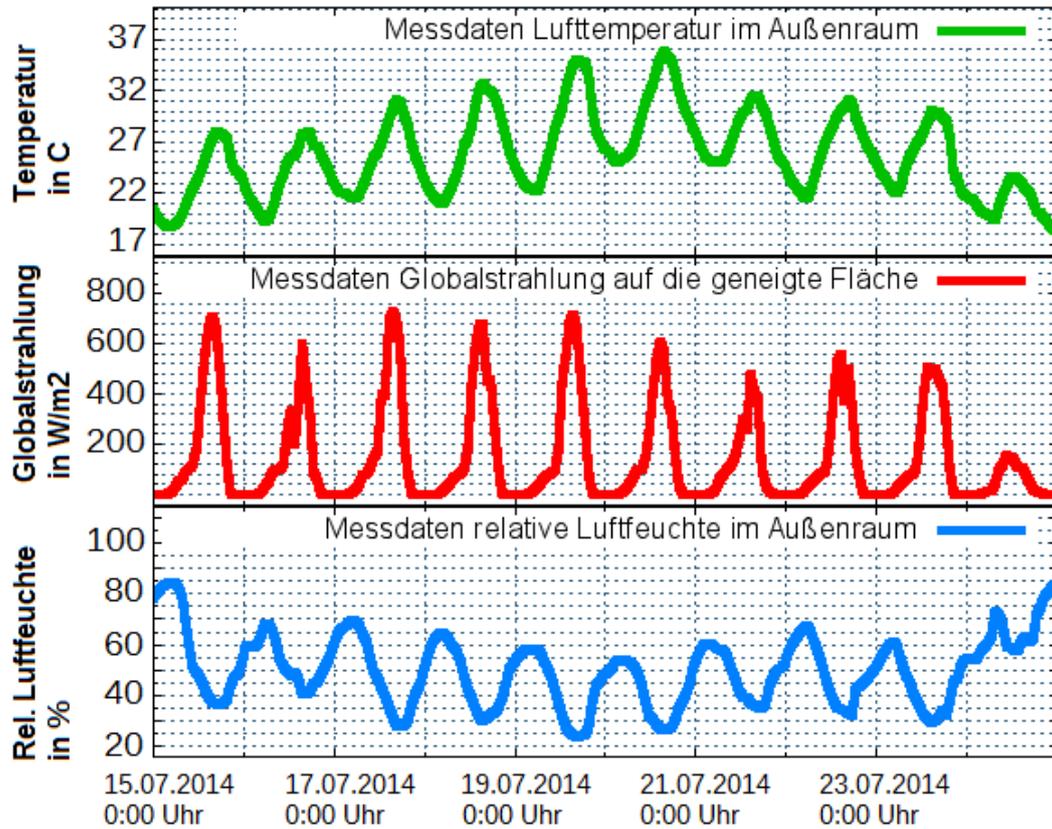


Abbildung A.35: Außenraummessungen am Gebäude des Krankenhauses.

## Literatur

- AixLib (2016). *AixLib, a Modelica model library for building performance simulations*. <https://github.com/RWTH-EBC/AixLib>, letzter Zugriff August 2016. Developed at RWTH Aachen University, E.ON Energy Research Center, Institute for Energy Efficient Buildings and Indoor Climate (EBC) in Aachen, Germany.
- Alam, S. (2014). *Impact Of Clothing and Activity Level On Energy Consumption and Thermal Comfort On The Occupants In The Residential Building In Cold Climate Region*. Proceedings of the IBPSA Asia Conference in Nagoya, Japan.
- Alfano F.R, d'Ambrosio, B. Palella and G. Riccio (2011). *Universal Thermal Climate Index (UTCI): a Challenge for the Thermal Environment Assessment*. Proceedings of the VI Congreso Mediterraneo de Climatizacion, Madrid, Spain.
- AMoR (2016). Aachen Model Room AMoR am Institute for Energy Efficient Buildings and Indoor Climate der RWTH Aachen University <http://www.ebc.eonerc.rwth-aachen.de/go/id/fdqk/lidx/1>, letzter Zugriff August 2016.
- Ampofo, F., G. Maidment and J. Missenden (2004). *Underground railway environment in the UK Part 1: review of thermal comfort (611-631). Underground railway environment in the UK Part 2: investigation of heat load (633-645). Underground railway environment in the UK: Part 3: methods of delivering cooling (647-659)*. Applied Thermal Engineering: Volume 24 (5-6).
- Andersen, R., B. Olesen and J. Toftum (2007). *Simulation of the Effects of Occupant Behaviour on Indoor Climate and Energy Consumption*. Proceedings of the Clima 2007 WellBeing Indoors, Helsinki, Finland.
- Anderson, J. J. D. (1995). *Computational Fluid Dynamics. The Basics with Applications*. McGraw-Hill International Editions.
- Antretter, F., C. Mayer and U. Wellisch (2011). *An approach for a statistical model for the user behaviour regarding window ventilation in residential buildings*. Proceedings of the 12th Conference of International Building Performance Simulation Association, Sydney, Australia.
- ASHRAE (1966). *Thermal comfort condition*. ASHRAE Standard 55-66, New York.
- (2010). *Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*. ASHRAE Standard 55-2010, New York.

## Literatur

- Axley, J. (2001). *Surface-drag flow relations for zonal modeling*. Building Environment: Volume 36, Issue 7, Pages 843-850.
- Bartsch, P. and A. Spille-Kohoff (2006). *Simulation der Mensch-Raumklima-Wechselwirkung mit dem Tanabe-Modell*. KI - Kälte, Luft und Klimatechnik: Volume 09/2006, S. 359-364.
- BMU (Glossar). Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz, Bau und Reaktorsicherheit. Glossar online verfügbar unter [www.umweltbundesamt.de/service/glossar](http://www.umweltbundesamt.de/service/glossar), letzter Zugriff August 2016.
- Bonvini, M. and A. Leva (2011). *Object-orientated sub zonal room models for energy related building simulation*. Proceedings of the 8th International Modelica Conference, Dresden, Germany.
- Bouia, H. (1993). *Modélisation simplifiée d'écoulements de convection mixte interne. Application aux échanges thermo-aérauliques dans les locaux (Simplified modelling of internal mixed convection flows. Application to thermal and aerualic exchanges in rooms)*. Dissertation at University of Poitiers, France.
- Buchin, O. et al. (2016). *The role of building models in the evaluation of heat-related risks*. Natural Hazards and Earth System Sciences: Volume 16, Pages 963-976.
- Buildings (2016). *Modelica Buildings library. Open source library for building energy and control systems*. <http://simulationresearch.lbl.gov/modelica/>, letzter Zugriff August 2016. Lawrence Berkeley National Laboratory, United States.
- BuildingSystems (2016). *BuildingSystems, a Modelica open-source library*. <http://modelica-buildingsystems.de/index.html>, letzter Zugriff August 2016. Universität der Künste Berlin, Fachgebiet Versorgungsplanung und Versorgungstechnik, Deutschland.
- Crosbie, R., J. Hardy and E. Fessenden (1961). *Electrical Analog Simulation of Temperature Regulation in Man*. IRE Transactions on Bio-Medical Electronics: Volume 8, Issue 4, Pages 245-252.
- Daler, H. (1984). *Bestandsaufnahme von Einrichtungen zur freien Lüftung im Wohnungsbau*. Forschungsbericht T84-028, Bundesministerium für Forschung und Technologie, Deutschland.
- Dascalaki, E. et al. (1995). *Predicting single sided natural ventilation rates in buildings*. Solar Energy, Issue 5, Pages 327-341.
- Deque, F., E. Wurtz and L. Mora (2001). *SimZonal: software evaluation indoor temperature distributions and air movements for rapid appraisals. First application to an*

## Literatur

- cell*. Proceedings of the seventh International IBPSA conference, Rio de Janeiro, Brasil.
- DINEN15242 (2007). *Lüftung von Gebäuden - Berechnungsverfahren zur Bestimmung der Luftvolumenströme in Gebäuden einschliesslich Infiltration*. Deutsche Fassung EN 15242:2007.
- DWD (2016). Deutscher Wetterdienst. Informationen zu Klima- und Umweltberatung, Gesundheit. Online verfügbar unter <http://www.dwd.de/DE/leistungen/hitzewarnung/hitzewarnung.html?nn=18496>, letzter Zugriff August 2016.
- Eftekhari, M. (1995). *Single-sided natural ventilation measurements*. Building Services Engineering Research and Technology: Volume 16(4), Pages 221-225.
- Eftekhari, M. and D. Pinnock (1997). *Natural ventilation: Airflow measurements in a lightweight test room*. Proceedings of the CIBSE A Conference: Building Services Engineering Research and Technology, London. Great Britain.
- Epstein, Y. and D. Moran (2006). *Thermal Comfort and the Heat Stress Indices*. Industrial Health: Volume 44, Pages 388-398.
- Eriksson, L. et al. (2012). *CFD Free, efficient, Micro Indoor Climate Prediction in Buildings*. Proceedings of the First Building Simulation and Optimization Conference, Loughborough, United Kingdom.
- Fanger, P. (1970). *Thermal Comfort: Analysis and Applications in Environmental Engineering*. Dissertation at Technical University Denmark, Copenhagen.
- Feng, X., D. Yan and C. Wang (2015). *Classification of occupant air-conditioning behaviour patterns*. Proceedings of the 14th International Conference of the International Building Performance Simulation Association, Hyderabad, India.
- Feustel, H. (1989). *Mathematical modelling of infiltration and ventilation*. Proceedings of the 10th AIVC Conference Progress, trends in air infiltration and ventilation research, Espoo, Finland.
- Feustel, H. (1998). *COMIS - An International Multizone Air-Flow and Contaminant Transport Model*. LBNL-42182, Lawrence Berkeley National Laboratory, Berkeley CA, United States.
- Feustel, H. and J. Dieris (1992). *A survey on air flow models for multizone structures*. Energy and Buildings: Volume 18.
- Fitzner, K. and U. Finke (2012). *Lüftungsregeln für freie Lüftung*. Forschung Projekt F2072, Dortmund, Berlin, Dresden. <http://www.baua.de/de/Publikationen/Fachbeitraege/F2072.html>, letzter Zugriff Mai 2016.

## Literatur

- Foth, B. (2016). *CFD Simulation eines Innenraumes mit passiver Lüftung unter Hitze-sressituationen*. Bachelorarbeit an der Beuth Hochschule für Technik, Berlin, Deutschland.
- Fritsch, R. et al. (1990). *A Stochastic Model of User Behaviour Regarding Ventilation*. Building and Environment: Volume 25, No. 2, Pages 173-181, Great Britain.
- Gagge, A. (1973). *A TWO-NODE Model of Human Temperature Regulation in FORT-RAN*. In: Parker, J.F.Jr., West V.R., Bioastronautics Data Book: 2nd Edition, Pages 144-146.
- Gagneau, S. and F. Allard (2001). *About the construction of autonomous zonal models*. Energy and Buildings: Volume 33, Pages 245-250.
- Gendelis, S. and A. Jacovičs (2007). *Influence of solar radiation and ventilation conditions on heat balance and thermal comfort conditions in living-rooms*. Proceedings of the 5th Baltic Heat Transfer Conference, Pages 634-643, Saint-Petersburg, Russia.
- GenOpt (2016). *GenOpt. Generic Optimization Program*. <https://simulationresearch.lbl.gov/G0/index.html>, letzter Zugriff August 2016, Lawrence Berkeley National Laboratory, United States.
- GEO-NET, U. G. (2010). *Untersuchungen zum Klimawandel in Berlin. Dokumentation der im Rahmen des Stadtentwicklungsplan (StEP) Klima durchgeführten Modellrechnungen*. Senatsverwaltung für Stadtentwicklung, Abt. I - Stadt- und Freiraumplanung. GEO-NET Umweltconsulting GmbH in Zusammenarbeit mit Prof. Dr. G. Gross, Berlin, Deutschland.
- GERICS (2016). Climate Service Center Germany, [http://www.climate-service-center.de/products\\_and\\_publications/publications/detail/063005/index.php.de](http://www.climate-service-center.de/products_and_publications/publications/detail/063005/index.php.de), letzter Zugriff Juni 2016.
- Glueck, B. (1997). *Wärmetechnisches Raummodell. Gekoppelte Berechnung und wärmetechnische Untersuchungen. 1. Auflage*. C.F. Müller Verlag, Hüthig GmbH, Heidelberg.
- Griffith, B. and Q. Chen (2003). *A momentum zonal model for predicting zone air-flow and temperature distributions to enhance building load and energy simulations*. HVAC & Research: Volume 9(3).
- Haghighat, F. (1989). *Air infiltration and indoor air quality models - a review*. International Journal of Ambient Energy: Volume 10, Pages 115-122.
- Haghighat, F., Y. Lin and A. Megri (2000). *Development and validation of a zonal model - POMA*. Building and Environment: Volume 36.

## Literatur

- Hajdukiewicz, M., M. Geron and Keane (2013a). *Formal calibration methodology for CFD models of naturally ventilated indoor environments*. Building and Environment: Volume 59, Pages 290-302.
- Hajdukiewicz, M., M. Geron and M. Keane (2013b). *Validated cfd study of indoor environmental conditions in a highly glazed, cross-ventilated meeting*. Proceedings of the 13th Conference of International Building Performance Simulation Association, Chambéry, France.
- Haldane, J. (1905). *The influence of high air temperature*. The Journal of Hygiene: Volume 5, Pages 494-513.
- Haldi, F. and D. Robinson (2008). *On the behaviour and adaptation of office occupants*. Building and Environment: Volume 43, Issue 12, Pages 2163-2177.
- Hall, M. (2004). *Untersuchungen zum thermisch induzierten Luftwechselfpotential von Kippfenstern*. Dissertation an der Universität Kassel, Deutschland.
- Hartog, J., A. Koutamanis and P. Luscuere (2000). *Possibilities and limitations of CFD simulations for indoor climate analysis*. Proceedings of the 5th Conference on Design and Decision Support Systems in Architecture, Nijkerk, The Netherlands.
- Heiselberg, P., K. Svdt and P. Nielsen (2001). *Characteristics of airflow from open windows*. Building and Environment: Volume 36, Pages 859-869.
- Henson, J. (1999). *A comparison of coupled and Decoupled solutions for Temperature and Air Flow in buildings*. ASHRAE Transactions: Volume 105, Part 2.
- Hierholzer, K. and M. Fromm (1997). *Physiologie des Menschen: Wasser- und Elektrolythaushalt*. R.F. Schmidt, G. Thews, Springer-Verlag Berlin-Heidelberg.
- Ho, S. H., L. Rosario and M. M. Rahman (2009). *Three-dimensional analysis for hospital operating room thermal comfort and contaminant removal*. Applied Thermal Engineering: Volume 29, Pages 2080-2092.
- Höger, C. et al. (2012). *Modelica3D - Platform Independent Simulation Visualization*. Proceedings of the 9th International Modelica Conference, München, Deutschland.
- Hooke, R. and T. Jeeves (1961). *Direct search solution of numerical and statistical problems*. Journal of the Association for Computing Machinery, 8(2):212-229.
- Howarth, A. (1985). *The prediction of air temperature variation in naturally ventilated rooms with convective heating*. Building Service Engineering Research and Technology: Volume 6, Pages 169-175.

## Literatur

- IDAICE (2016). IDAICE Unternehmensbroschüre [http://www.equa.se/images/building/pdf/IDA\\_ICE\\_brochure.pdf](http://www.equa.se/images/building/pdf/IDA_ICE_brochure.pdf), letzter Zugriff Februar 2016.
- ISB (2009). *Executive summary - COST Action 730 - The Universal Thermal Climate Index UTCI for Assessing the Thermal Environment of the Human Being*. International Society of Biometereology ([www.utci.org/cost/documents.php](http://www.utci.org/cost/documents.php), letzter Zugriff Juni 2015) Milwaukee, United States.
- ISO7730 (1995). *Moderate thermal environments - determination of the PMV and PPD indices and specification of the condition for thermal comfort*. International Organization for Standardization.
- (2005). *Ergonomics of the thermal environment - Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria*. International Organization for Standardization.
- ISO9920 (2003). *Ergonomie des Umgebungsklimas - Abschätzung der Wärmeisolation und des Verdunstungswiderstandes einer Bekleidungskombination*. ISO9920:1995; Deutsche Fassung EN ISO 9920:2003.
- Jänicke, A. et al. (2011). *Handbuch - Thermisches Modellhaus 2.0. Erste Schritte, Komponenten, Experimentieranordnungen*. [http://www.thermisches-modellhaus.de/download/2011\\_01\\_13\\_Handbuch2.pdf](http://www.thermisches-modellhaus.de/download/2011_01_13_Handbuch2.pdf), letzter Zugriff September 2016.
- Jantunen, M. (1998). *Air Pollution Exposure in European Cities: the EXPOLIS Study*. KTL, Department of Environmental Hygiene, Kuopio, Finland.
- Jiang, Y. and Q. Chen (2003). *Buoyancy-Driven Single-Sided Natural Ventilation in Buildings with Large Openings*. International Journal of Heat and Mass Transfer: Volume 46(6), Pages 973-988.
- Kandzia, C. (2013). *Experimentelle Untersuchung der Strömungsstrukturen in einer Mischlüftung*. Dissertation at E.ON Energy Research Center, RWTH Aachen University, Deutschland.
- Kandzia, C. and D. Müller (2015). *Room airflow measurements in a simplified room geometry*. Proceeding of Healthy Buildings 2015. Eindhoven, The Netherlands.
- Kraus, H. (2004). *Die Atmosphäre der Erde. Eine Einführung in die Meteorologie*. 3. Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- Laret, L. (1980). *Contribution au développement de modèles mathématiques du compartement thermique transitoire de structures d'habitation (Contribution to the development of mathematical models of the transitory thermal behavior of residential structures)*. Dissertation at University of Liege, Belgien.

## Literatur

- Larsen, T., P. Heiselberg and P. Kvols (2007). *Single-sided Natural Ventilation Driven by a Combination of Wind Pressure and Temperature Difference*. Proceedings of the 6th international Conference on Indoor Air Quality, Ventilation and Energy Conservation in Buildings, Sendai, Japan.
- Leburn, J. (1970). *Exigences physiologiques et modalites physiques de la climatisation par source statique concentree*. Dissertation at University of Liege, Belgien.
- Lestinen, S. et al. (2012). *CFD-Simulationen and Measurement of Indoor Environment in a multipurpose Arena*. Proceeding of the 10th International Conference on Industrial Ventilation, Paris, France.
- Lin, Y. (1999). *POMA, a zonal Model for Airflow and Temperature Distribution Analysis*. Dissertation at Concordia University Montreal, Quebec, Canada.
- Maas, A. (1995). *Experimentelle Quantifizierung des Luftwechsels bei Fensterlüftung*. Dissertation am Fachbereich Architektur der Universität Gesamthochschule Kassel, Deutschland.
- Mackey, C. O. and L. T. Wright (1944). *Periodic heat flow - homogeneous walls or roofs*. ASHVE Transactions: Volume 50, Pages 293-312.
- Memon, R. A., S. Chirarattananon and P. Vangtook (2008). *Thermal comfort assessment and application of radiant cooling: A case study*. Building and Environment: Volume 43, Issue 7, Pages 1185-1196.
- Michaelsen, B. and J. Eiden (2009). *HumanComfort Modelica-Library Thermal Comfort in Buildings and Mobile Applications*. Proceedings of the 7th Modelica Conference, Como, Italy.
- Modelica (2016). *Modelica<sup>®</sup> - A Unified Object-Oriented Language for Systems Modeling Language*. Modelica Association <https://www.modelica.org/>, letzter Zugriff August 2016.
- Mora, L., A. Gadgil and E. Wurtz (2001). *Comparing zonal and CFD model prediction of isothermal indoor airflows to experimental data*. (First published 2003) International Journal of Indoor Environment and Health: Volume 13, Issue 2, Pages 77-85.
- Morgan, C., R. deDear and G. Brager (2002). *Climate, Clothing and Adaptation in the Built Environment*. Proceedings Indoor Air, Monterey, CA, United States.
- Mucha, K., C. Nytsch-Geusen and C. Streuling (2014). *Ein simulationsbasierter Ansatz zur Analyse von Hitzestressereignissen in Innenräumen*. Proceedings of the 5th German-Austrian IBPSA Conference, Aachen, Deutschland.

## Literatur

- Mucha, K. et al. (2015). *A Zonal Room Model In Combined Simulation With A Physiological Human Response Model To Quantify Indoor Heat stress Risks*. Proceeding of the 14th International Conference of the International Building Performance Simulation Association, Hyderabad, India.
- Musy, M., E. Wurtz and S. Gagneau (1997). *Génération automatisée d'une simulation thermique et aéraulique dans le bâtiment (Automatic generation of a thermal and airflow simulation in a building)*. Congrès Innovations et perspectives de recherche. Société française des thermiciens, Paris, France.
- Musy, M., E. Wurtz and F. Winkelmann F.and Allard (2000). *Generation of a zonal model to simulate natural convection in a room with a radiative/convective heater*. Buildings and Enviroment: Volume 36.
- Nadler, N. (1997). *Kombinierte Außentemperatur mit langwelligen Reflexionen an der terrestrischen Umgebung*. Gesundheits Ingenieur: Volume 6, S. 310-315.
- Newsham, G. (1997). *Clothing as a thermal comfort moderator and the effect on energy consumption*. Energy and Buildings: Volume 26, Pages 238-291.
- Nicol, F. (2001). *Characterising Occupant Behaviour In Buildings: towards A Stochastic Model Of Occupant Use Of Windows, Lights, Blinds, Heaters And Fans*. Proceeding of the Seventh International IBPSA Conference, Rio de Janeiro, Brazil.
- Nielsen, P. (1974). *Flow in air conditioned rooms: Model experiments and numerical solution of the flow equations*. Dissertation at Aalborg University, [http://vbn.aau.dk/files/208635183/FLOW\\_IN\\_AIR\\_CONDITIONED\\_ROOMS.pdf](http://vbn.aau.dk/files/208635183/FLOW_IN_AIR_CONDITIONED_ROOMS.pdf) letzter Zugriff September 2016, Denmark.
- Nielsen, P. et al. (2000). *Characteristics of buoyant flow from open windows in naturally ventilated rooms*. Proceeding of the Seventh International Conference on Air Distribution in Rooms, Oxford, United Kindom.
- NIOSH (1986). *Criteria for a recommended standard: occupational exposure to hot environment*. DHHS (NIOSH) Publication No 86-113, 101-10, National Institute for Occupational Safety and Health, Washington DC.
- Norrefeldt, V. (2013). *VEPZO - Velocity Propagating Zonal Model. A locally refined airflow model for confined spaces to use in optimization applications*. Dissertation am Lehrstuhl für Bauphysik der Universität Stuttgart, Deutschland.
- Nytsch-Geusen, C. et al. (2010). *Messtechnische und simulationsbasierte Analysen an einem thermischen Modellhaus*. Proceedings of the Third IBPSA Germany-Austrian Conference, Wien, Österreich.

## Literatur

- Nytsch-Geusen, C. et al. (2014). *Entwicklung eines räumlich und physikalisch adaptiven energetischen Gebäudemodells in Modelica*. Proceeding of the Fifth German-Austrian IBPSA Conference, Aachen, Germany.
- Off, F. (1996). *Numerische Kopplung von Strömung, Strahlung und Gebäudethermik*. Dissertation an der ETH Zürich, Schweiz.
- Orme, M. (1999). *Applicable Models for Air Infiltration and Ventilation Calculations*. Coventry: Air Infiltration and Ventilation Centre (AIVC) Technical Note 51, United Kingdom.
- Page, J., D. Robinson and J.-L. Scartezzini (2007). *Stochastic simulation of occupant presence and behaviour in buildings*. Proceedings of the Building Simulation 2007, Beijing, China.
- Parson, K. (2003). *Human Thermal Environments: The Effects of Hot, Moderate, and Cold Environments on Human Health, Comfort and Performance*. 2nd Edition, Taylor and Francis, London.
- Peeters, L. et al. (2009). *Thermal comfort in residential buildings: comfort values and scales for building energy simulation*. Applied Energy: Volume 86(5), Pages 772-780.
- Pourshaghagh, A. and M. Omidvari (2012). *Examination of thermal comfort in a hospital using PMV-PPD model*. Applied Ergonomics: Volume 43, Pages 1089-1095.
- python (2016). *Python Programming Language*. <https://www.python.org/>, letzter Zugriff August 2016. Python Software Foundation.
- Raja, I. et al. (2001). *Thermal comfort: use of controls in naturally ventilated buildings*. Energy and Buildings: Volume 33, Issue 3, Pages 235-244.
- Recknagel, H., E. Sprenger and E.-R. Schramek (2006). *Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik 07/08. Einschließlich Warmwasser- und Kältetechnik*. Oldenburg Industrieverlag, Deutschland.
- Robinson, D. (2006). *Some trends and research needs in energy and comfort prediction*. Proceedings of the conference on comfort, energy use in buildings - getting them right. UK: Network for Comfort and Energy Use in Buildings, Windsor, United Kingdom.
- Scherer, D. et al. (2014). *Quantification of heat-stress related mortality hazard, vulnerability and risk in Berlin, Germany*. DIE ERDE Journal of the Geographical Society of Berlin: Band 144, No. 3-4.

## Literatur

- Schiavon, S. and H. Kwang (2012). *Predictive clothing insulation model based on outdoor air and indoor operative temperature*. Proceedings of the 7th Windsor Conference: The changing context of comfort in an unpredictable world. Cumberland Lodge, Windsor, United Kingdom.
- Schmidt, D., A. Maas and G. Hauser (1999). *Experimental and Theoretical Case study on Cross Ventilation - designing a mathematical model*. Nordic Journal of Building Physics: Volume 2.
- Schmidt, M. (2010). *Messtechnische Untersuchung, Modellierung und Simulation des thermischen Modellhauses*. Studienarbeit an der Technischen Universität Berlin, Deutschland.
- SensorManual151 (E15.1.). *Air Distribution Measuring System AirDistSys 5000. Operators Manual*. Sensor electronics, Edition 15.1.
- Siekmann, H. and P. Thamsen (2008). *Strömungslehre. Grundlagen*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- Simon, E. (1997). *Physiologie des Menschen: Wärmehaushalt und Temperaturregelung*. R.F. Schmidt, G. Thews, Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- Stamou, A., I. Katsiris and A. Schaelin (2007). *Evaluation of thermal comfort in galatsi arena of the olympics Athens 2004 using a CFD model*. Applied Thermal Engineering: Volume 28 (10), Pages 1206-1238.
- Tahmasebi, F. and A. Mahdavi (2015). *A Systematic Assessment Of The Sensitivity Of Building Performance Simulation Results With Regard To Occupancy-Related Input Assumptions*. Proceeding of the 14th International Conference of the International Building Performance Simulation Association, Hyderabad, India.
- Tanabe, S.-I. et al. (2002). *Evaluation of thermal comfort using combined multi-node thermoregulation (65MN) and radiation models and computational fluid dynamics (CFD)*. Energy and Buildings: Volume 34(6), Pages 637-646.
- ThermModellhaus (2016). Das Thermische Modellhaus am Lehrstuhl für Versorgungsplanung und Versorgungstechnik der Universität der Künste Berlin. <http://www.thermisches-modellhaus.de/sites/Home.html>, letzter Zugriff August 2016.
- Tinz, B., E. Freydank and P. Hupfer (2008). *Hitzeepisoden in Deutschland im 20. und 21. Jahrhundert*. in: J. Lozan u.a.: Warnsignal Klima. Gesundheitsrisiken. Gefahren für Pflanzen, Tiere und Menschen, S. 141-148, Hamburg, Deutschland.
- UCaHS-Messnetz (2016). DFG Research Unit 1736, UCaHS - Stadtklima und Hitzestress in Städten der Mittelbreiten in Anbetracht des Klimawandels, RM 2.1 UCaHS

## Literatur

- Messnetz <http://www.ucahs.org/index.php?page=observations>, letzter Zugriff August 2016.
- Ulmer, H.-V. (1997). *Physiologie des Menschen: Ernährung*. R.F. Schmidt, G. Thews, Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- Van der Maas (Hrsg.), J. (1992). *Air flow Through Large Openings in Buildings, Annex 20: Air Flow Patterns within Buildings. Subtask 2: Air Flows between Zones*. International Energy Agency, Energy Conservation in Buildings and Community Systems Programme.
- VDI (1998). *Umweltmeteorologie, Methoden zur human-biometeorologischen Bewertung von Klima und Lufthygiene für die Stadt- und Regionalplanung*. Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Richtlinie 3787 Teil1: Klima, Blatt 2-VDI-Richtlinien: S. 14 f.
- Verheyen, J. et al. (2011). *Thermal comfort of patients: Objective and subjective measurements in patient rooms of a Belgian healthcare facility*. Building and Environment: Volume 46, Issue 5, Pages 1195-1204.
- View3D (2016). *View3D, a command-line tool for evaluating radiation view factor*. <http://view3d.sourceforge.net/>, letzter Zugriff August 2016.
- Walikewitz, N., M. Langner and W. Endlicher (2014). *Heat waves and their impact on indoor environments: An assessment of human bioclimate using the UTCI*. Proceeding of the 20th International Conference on Biometeorology, Cleveland, United States.
- Walikewitz, N. et al. (2015). *Assessment of indoor heat stress variability in summer and during heat warnings: A case study using the UTCI in Berlin, Germany*. International Journal of Biometeorology.
- Walton, G. (2002). *Calculation of Obstructed View Factors by Adaptive Integration*. NISTIR 6925.
- Wang, H., T. Zhai and X. Liu (2014). *Feasibility of utilizing numerical viscosity from coarse grid CFD for fast turbulence modeling of indoor environments*. Building Simulation: Volume 7, No. 2, Pages 155-164.
- Wetter, M. (2011a). *A view on future building system modeling and simulation*. Hrsg. von I. B. performance simulation for design and operation. Book chapter published in Building Performance Simulation for Design, Operation, Jan L. M. Hensen and Roberto Lamberts (editors), Routledge, United Kingdom.
- (2011b). *GenOpt (R). Generic Optimization Program. User Manual. Version 3.1.0*. Lawrence Berkeley National Laboratory, <http://simulationresearch.lbl.gov/>

## Literatur

- GO/download/manual-3-1-0.pdf, letzter Zugriff September 2016, Berkeley, CA, United States.
- Wetter, M. and C. VanTreeck (2013). *IEA EBC Annex 60 - New generation computational tools for building and community energy systems based on the Modelica and Functional Mockup Interface standards*. <http://iea-annex60.org/about.html>, letzter Zugriff September 2016.
- Windisch, H. (2008). *Thermodynamik: Ein Lehrbuch für Ingenieure*. Oldenbourg Wissenschaftsverlag, Deutschland.
- Wölki, D., C. Schmidt and C. vanTreeck (2013). *Neu-Kalibrierung eines Modells des menschlichen Thermoregulationssystems zur Untersuchung des Einflusses der Physiologie auf das thermische Komfortempfinden*. Deutscher Industrieverlag, Gebäudetechnik, Innenraumklima (GI): Volume 134 (4), S. 238-251, München, Deutschland.
- Wölki, D. et al. (2014). *A dynamic index for transient thermal comfort prediction*. Proceeding of the 5th German-Austrian Conference of the International Building Performance Simulation Association, Aachen, Germany.
- XRG-Simulation (2016). HumanComfort Library. The XRGLibrary for mathematical calculation of the thermal comfort. <http://www.xrg-simulation.de/en/products/xrg-library/humancomfort>, letzter Zugriff August 2016.
- Yau, Y. and B. T. Chew (2009). *Thermal comfort study of hospital workers in Malaysia*. Indoor Air: Volume 19, Pages 500-510.
- Yun, G. and K. Steemers (2007). *Time-dependent occupant behaviour models of window control in summer*. Building and Environment: Volume 43, Pages 1471-1482.
- Zeidler, O. and K. a. Fitzner (2004). *Fensterlüftung in Bürogebäuden*. Artikel aus: DBZ Deutsche Bauzeitschrift ISSN: 0011-4782, Jg.52, Nr.10, Deutschland.