

Masterarbeit

Experimentelle Untersuchung von Lüftungstechnik in Laboren

Experimental Investigation of Air Handling Units in Laboratories

Aachen, Oktober 2014

Philipp Mehrfeld

Matrikelnummer: 297193

betreut von:

Dipl.-Ing. Moritz Lauster
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dirk Müller

RWTH Aachen University
E.ON Energieforschungszentrum
Lehrstuhl für Gebäude- und Raumklimatechnik
Mathieustraße 10, D-52074 Aachen

Kurzfassung

Ein bestehendes Simulationsmodell, das in der Lage ist, die thermischen Energieverbräuche eines Gebäudes zu berechnen, wird um eine raumluftechnische Anlage erweitert, da deren Leistungsbedarf eine nicht zu vernachlässigende Größenordnung hat. Zu diesem Zweck werden thermodynamische Bilanzen für die möglichen Zustandsänderungen Heizen, Kühlen, Be- und Entfeuchten der Außenluft in das Simulationsmodell in der Modellierungssprache Modelica implementiert. Daraus bestimmen sich, unter Beachtung einer Wärmerückgewinnungseinheit, die thermischen Leistungen eines solchen Lüftungssystems. Die Parametrisierung wird mit Fokus auf die für Laborräume vorgeschriebene Raumluftheizcharakteristik durchgeführt und erörtert.

Mithilfe eines Teststandes, der imstande ist zu heizen, zu kühlen, zu entfeuchten und Wärme in einem Rotationswärmeübertrager zurückzugewinnen, wird das Simulationsmodul der raumluftechnischen Anlage experimentell überprüft. Diese Versuchsanlage ist in der Lage, einen Luftvolumenstrom von ca. $4000 \text{ m}^3/\text{h}$ zu fördern und kann somit eine 160 m^2 große Laborfläche versorgen. Die Abweichungen zwischen gemessenen und simulierten thermischen Leistungen liegen für jedes Experiment im Bereich der Messunsicherheiten und sind somit valide.

Darüber hinaus werden exemplarisch drei Gebäude mit unterschiedlichem Laborflächenanteil eines Forschungszentrums simuliert. Der Einfluss auf den Heizenergiebedarf zwischen dem Fall mit aktivierter und deaktivierter Raumluftheiztechnik beträgt 37 %, 58 % und 90 %. Außerdem wird eine Sensitivitätsanalyse für die Simulationsparameter durchgeführt. Dabei kristallisiert sich die Einstellung der tolerierten Raumluftheizfeuchte als größter Einflussfaktor heraus, deren Variation zu einem relativen Unterschied von fast 60 % im Jahreskältebedarf führt. Durch Kalibrierung der Parameter der Raumluftheiztechnik im Simulationsmodell kann eine teilweise gute Übereinstimmung mit den Messdaten erzielt werden, wobei die Qualität mithilfe des Bestimmtheitsmaßes einer linearen Regression quantifiziert wird. Abschließende Simulationen des Forschungszentrums mit 195 beteiligten Gebäudeflügeln erzielen eine noch bessere Übereinstimmung gegenüber der Betrachtung der drei einzelnen Gebäude, da unbekannte Gebäudeparameter lediglich auf Abschätzungen beruhen und diese bei der Betrachtung größerer Gebäudeliigenschaften weniger ausschlaggebend sind.

Abstract

In this thesis a simulation model of an air handling unit is implemented into an existing building model that is able to calculate the thermal energy consumption of buildings. Air handling units have an energy demand that is not negligible. Therefore, thermodynamic equations are used to calculate the energy demand for heating, cooling, humidification and dehumidification of an air mass flow. The evaluation of the parametrisation of the air handling unit focuses on the required condition of air in laboratories.

Additionally, experiments are realized by using a test rig, which includes a rotary heat exchanger to recover heat between extract air and supply air, and is able to heat, cool and dehumidify the ambient air. With a capacity to provide an air volume flow of about $4000 \text{ m}^3/\text{h}$ the air handling unit of the test rig is able to supply 160 m^2 laboratory space with conditioned air. The relative deviations between the simulated data and the measurement data are within the uncertainties for all experiments.

Furthermore, three laboratory buildings of a research centre are chosen to evaluate the effect of the air handling unit as a part of the building simulation model. The discrepancies in total heat demand between a simulation with activated and deactivated air handling module are 37 %, 58 % and 90 % for these three buildings. In addition, a sensitivity analysis is performed to examine the influence of different parameters. The greatest effect occurs by altering the permitted humidity and leads to a difference of almost 60 % regarding the cooling consumption. Although there are certain deviations in annual total heat demand between measurement and the results of the simulation with reference parametrisation, it is possible to achieve a much better agreement by adjusting only the parameters of the air conditioning model. The quality of this congruency is expressed by the coefficient of determination. In a last step, the simulated heat output of the whole research centre with 195 parts of buildings is compared to measurement data. The simulation results of the whole research centre improve in terms of coefficient of determination.

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	v
Abbildungsverzeichnis	x
Tabellenverzeichnis	xii
1 Einleitung	1
2 Grundlagen	3
2.1 Projekt „EnEff:Campus“ und Gebäudesimulationsmodell	3
2.2 Aufgabe und Funktionsweise von raumluftechnischen Anlagen	4
2.2.1 Ventilatoren	6
2.2.2 Luftwärmer, Luftkühler und Entfeuchter	6
2.2.3 Befeuchter	7
2.2.4 Wärmerückgewinner	8
2.3 Thermodynamische Bilanzierungsgrundlagen	10
2.4 Statistische Kennzahlen der Fehlerrechnung	15
2.5 Lineares Regressionsmodell und Bestimmtheitsmaß R^2	16
3 Vorbereitung der Simulation	19
3.1 Laborflächen des Forschungszentrums Jülich	19
3.2 Das Simulationsmodell der raumluftechnischen Anlage	21
3.2.1 Simulationssetting	23
3.2.2 Berechnungsgrundlagen	26
4 Experimentelle Untersuchung einer raumluftechnischen Anlage	35
4.1 Versuchsaufbau	35
4.2 Versuchsdurchführung	38
4.3 Auswertung	39
4.3.1 Bestimmung der Rückwärmzahl	40
4.3.2 Messungenauigkeiten	41
4.3.3 Relative Abweichung der thermischen Energie	44
4.3.4 Plausibilitätsbetrachtung	45

4.3.5	Statistische Kennzahlen	47
5	Auswertung der Simulationen	49
5.1	Sensitivitätsanalyse der Parameter auf Gebäudeebene	49
5.1.1	Gebäudesimulation mit und ohne RLT-Anlage	51
5.1.2	Auswirkung des Bypassfaktors	52
5.1.3	Auswirkung der zulässigen Beladung	53
5.1.4	Auswirkung der Rückwärmzahl	56
5.1.5	Zwischenfazit der Parameteranalyse	58
5.2	Vergleich realer Messdaten mit den Simulationsergebnissen	58
5.3	Quartierssimulation	62
6	Fazit	65
	Literaturverzeichnis	67
A	Anhang	73
	Danksagung	80
	Eigenständigkeitserklärung	81

Nomenklatur

Formelzeichen und Einheiten

Symbol	Bedeutung	Einheit
A	Konstante der Antoine-Gleichung	—
B	Konstante der Antoine-Gleichung	—
BPF	Bypassfaktor	—
C	Konstante der Antoine-Gleichung	—
C	Konstante der Venturidüse	$\text{m}^3 / (\text{h} \cdot \text{Pa}^{-1/2})$
c_p	massenspezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	$\text{J} / (\text{kg} \cdot \text{K})$
CV(MdAE)	coefficient of variance des MdAE	%
e_i	Differenz zweier Größen	k. A.
h	massenspezifische Enthalpie	J / kg
\dot{H}	Enthalpiestrom	W
K_1	Konstante der Magnus-Formel	Pa
K_2	Konstante der Magnus-Formel	—
K_3	Konstante der Magnus-Formel	$^{\circ}\text{C}$
m	Masse	kg
M	molare Masse	kg / mol
MdAE	median absolute error	k. A.
n	Drehzahl	min^{-1}
N	Anzahl der Elemente eines Datensatzes	—
p	Druck	Pa
P	Leistung	W
p_L	Partialdruck von Luft	Pa
$p_{s,W}$	Sättigungsdampfdruck von Wasser	Pa
p_W	Partialdruck von Wasser	Pa
Q	thermische Energiemenge	J
\dot{Q}	thermische Leistung	W

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Formelzeichen und Einheiten

Symbol	Bedeutung	Einheit
R^2	Bestimmtheitsmaß	—
t	Zeit	s
T	Temperatur	°C
T	Temperatur	K
\dot{V}	Volumenstrom	m ³ /h
\bar{x}	arithmetischer Mittelwert einer allgemeinen Variable	k. A.
\tilde{x}	Median einer allgemeinen Variable	k. A.
X	Beladung/Wassergehalt/absolute Feuchte	g/kg
x_i	Platzhalter für Messdaten	k. A.
y_i	Platzhalter für Simulationsdaten	k. A.
\hat{y}_i	Schätzwert der linearen Regression	k. A.

griechische Formelzeichen

Symbol	Bedeutung	Einheit
β_0	Koeffizient der linearen Regression	k. A.
β_1	Koeffizient der linearen Regression	k. A.
Δh_V	massenspezifische Verdampfungsenthalpie	J/kg
$\Delta \dot{H}$	Änderung des Enthalpiestroms	W
Δp	Druckdifferenz	Pa
Δp_V	Wirkdruck der Venturidüse	Pa
ΔT	Temperaturdifferenz	K
Δt_E	Dauer des Experiments	s
ΔX	Differenz der Beladung	g/kg
ε_i	Fehlervariable der linearen Regression	k. A.
φ	relative Luftfeuchtigkeit	%
ϕ_t	Rückwärmzahl/Temperaturänderungsgrad	—
ρ	Dichte	kg/m ³

Indizes und Abkürzungen

Symbol	Bedeutung
A	Gebäude J0730
ABL	Abluft
AbIV	Abluftventilator
akt	aktiviert
AUL	Außenluft
aus	Austritt
B	Befeuchter
B	Gebäude J1513
br	breit
BWZ-Nummer	Bauwerkszuordnungsnummer
BWZK	Bauwerkszuordnungskatalog
C	Gebäude J1515
deakt	deaktiviert
ERC	Energy Research Center
EBC	Institute for Energy Efficient Buildings and Indoor Climate
ein	Eintritt
el	elektrisch
ERC	Energy Research Center
<i>F</i>	Fall
fl	flüssig
fL	feuchte Luft
FOL	Fortluft
FZJ	Forschungszentrum Jülich
g	gut
H	Hitze
<i>i</i>	Laufvariable oder Platzhalter für Zustandspunkte
iF	ideale Flüssigkeit
iG	ideales Gas
<i>j</i>	Platzhalter für Zustandspunkte
<i>k</i>	Platzhalter für Zustandspunkte

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Indizes und Abkürzungen

Symbol	Bedeutung
K	Kälte
K	Kühler
KK	Kühlkreislauf
L	trockene Luft
max	maximal
Mess	Messung
min	minimal
Mod	Modifikation
N ₂	molekularer Stickstoff
NGF	Netto-Grundfläche
NH	Nachheizer
NHK	Nachheizkreislauf
nom	nominell
O ₂	molekularer Sauerstoff
OF	Oberfläche
Pt	Platin
Real	Realität
Ref	Referenz
RL	Rücklauf
RLT	Raumluftechnik
RLT-Anlage	raumluftechnische Anlage
RotWÜ	Rotationswärmeübertrager
RWTH	Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule
s	schlecht
sc	schmall
Sim	Simulation
sort	sortiert
spez	spezifisch
Tau	Taupunkt
VH	Vorheizer
VHK	Vorheizkreislauf

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Indizes und Abkürzungen

Symbol	Bedeutung
VL	Vorlauf
W	Wasser
WD	Wasserdampf
WRG	Wärmerückgewinnung/Wärmerückgewinner
ZLG	Zentrallüftungsgerät
ZUL	Zuluft
ZulV	Zuluftventilator

Abbildungsverzeichnis

1.1	Kernziele und -anwendungsbereiche der wissenschaftlichen Arbeit	2
2.1	Komponentenansicht des Gebäudesimulationsmodells in Dymola	4
2.2	Genutztes Schema einer RLT-Anlage nach DIN V 18599-3	5
2.3	Schematische Darstellung eines Rotationswärmeübertragers	9
2.4	Mollier-h,x-Diagramm mit Linien konstanter Zustandsvariablen für einen Druck von $p = 101325 \text{ Pa}$	12
2.5	Zustandsänderung im h,x-Diagramm beim Aufheizen bzw. Abkühlen	13
2.6	Zustandsänderung im h,x-Diagramm beim Entfeuchten bzw. Befeuchten	14
2.7	Beispiel der Entstehung einer einfachen linearen Regressionsgeraden	17
3.1	Mittlerer Laborflächenanteil bezogen auf die NGF eines Gebäudes nach Zuordnung durch den BWZK für das FZJ	20
3.2	Flussdiagramm für State Machines und Zustände der RLT-Anlage	22
3.3	Grafische Modellansicht des RLT-Moduls in Dymola	23
3.4	Bilanzraum und qualitativer Temperaturverlauf für den Fall „nur Heizen“	27
3.5	Bilanzraum und qualitativer Temperaturverlauf für den Fall „nur Kühlen“	28
3.6	Bilanzraum und qualitativer Temperaturverlauf für den Fall „Entfeuchten“	29
3.7	Bilanzraum und qualitativer Temperaturverlauf für den Fall „Befeuchten und Heizen“	31
3.8	Bilanzraum und qualitativer Temperaturverlauf für den Fall „Befeuchten und Kühlen“	33
4.1	Übersicht der Versuchsanlage mit Benennung der Komponenten	35
4.2	Rückseite der RLT-Anlage mit thermischen Kreisläufen	36
4.3	Positionierung der Bauteile und PTH-Kombi-Fühler im Innenraum der RLT-Anlage	37
4.4	Temperaturänderungsgrad $\phi_{t,\text{Sim}}$ der Experimente	41
4.5	Relative Fehler der thermischen Energieverbräuche	44
4.6	Toleranzfelder der mittleren Wärmeleistung aufgrund sich fortpflanzender Messunsicherheiten	46
4.7	Toleranzfelder der mittleren Kälteleistung aufgrund sich fortpflanzender Messunsicherheiten	46
4.8	Zeitaufgelöste Differenzen der Leistungen von Messung und Simulation	47
4.9	MdAE der Experimente	48

4.10 CV(MdAE) der Experimente	48
5.1 Relative Abweichungen der gesamten Heizenergie bei Veränderung des BPFs	52
5.2 Relative Abweichungen der Kälteenergie bei Veränderung des BPFs	52
5.3 Relative Abweichungen der Heizenergie der RLT-Anlage bei Veränderung des BPFs . .	53
5.4 Relative Abweichungen der gesamten Heizenergie bei Veränderung der zulässigen Be- ladung	54
5.5 Relative Abweichungen der Kälteenergie bei Veränderung der zulässigen Beladung . .	55
5.6 Relative Abweichungen der Heizenergie der RLT-Anlage bei Veränderung der zulässi- gen Beladung	55
5.7 Relative Abweichungen der gesamten Heizenergie bei Veränderung der Rückwärmzahl	56
5.8 Relative Abweichungen der Kälteenergie bei Veränderung der Rückwärmzahl	57
5.9 Relative Abweichungen der Heizenergie der RLT-Anlage bei Veränderung der Rück- wärmzahl	57
5.10 Jahreswärmeenergie für den Referenzfall F_{Ref} , bei realem Laborflächenanteil F_{Real} , bei modifizierter RLT F_{Mod} und nach Messdaten F_{Mess}	60
5.11 Zeitaufgelöste, gesamte Heizleistung der Beispielgebäude für F_{Mod} und F_{Mess}	61
5.12 Lineare Regression und Bestimmtheitsmaß der Simulationsergebnisse von F_{Mod} und der Messdaten von F_{Mess}	62
5.13 Vergleich für das FZJ der Messdaten mit den Simulationsergebnissen bei schmalem Toleranzband für die Entfeuchtung	63
5.14 Vergleich für das FZJ der Messdaten mit den Simulationsergebnissen bei breitem To- leranzband für die Entfeuchtung	64
A.1 Mollier-h,x-Diagramm für einen Druck von $p = 101325 \text{ Pa}$	73

Tabellenverzeichnis

2.1	Abkürzungen der wichtigsten Zustandspunkte und Bauteile einer RLT-Anlage	5
2.2	Kategorien und Merkmale diverser WRG-Systeme nach VDI 3803-5	8
3.1	Überkategorien mit enthaltenen Gebäudekategorien nach BWZK und dazugehörigem mittleren Laborflächenanteil	20
3.2	Erläuterung der Ein- und Ausgangsvariablen	24
4.1	Übersicht der 20 Experimente mit Nennung der wichtigsten Parameter	39
4.2	Messwerte als Eingangsgrößen für das Simulieren der Experimente und deren Zuord- nung zum Gebäudesimulationsmodell sowie dazugehörige Ausgangsgrößen	40
5.1	Fälle der Sensitivitätsuntersuchung inklusive Parametrisierung	50
5.2	Berechnung der relativen Abweichungen $\Delta Q_{i,j,\%}$ für den summierten Wärmeverbrauch von konventioneller Heizung und RLT-Anlage	51
5.3	Arithmetische Mittelwerte der relativen Abweichungen $\overline{\Delta Q}_{i,j,\%}$	58
5.4	Übersicht wichtiger Gebäudeparameter	59
A.1	Rahmenbedingungen der Experimente: durchschnittlicher Luftvolumenstrom, Rück- wärmzahl und Zeitraum	74
A.2	Ergebnisse der Experimente für die Heizleistung	75
A.3	Ergebnisse der Experimente für die Kälteleistung	76
A.4	Temperaturabhängigkeit der verwendeten Stoffgrößen für Wasser und Luft	77
A.5	Gesamtwärmebedarf von konventioneller Heizung und RLT der Gebäude J0730 (A), J1513 (B), J1515 (C)	78
A.6	Kältebedarf der RLT der Gebäude J0730 (A), J1513 (B), J1515 (C)	79
A.7	Wärmebedarf der RLT der Gebäude J0730 (A), J1513 (B), J1515 (C)	79

1 Einleitung

Zur Steigerung der Energieeffizienz und dem damit verbundenen Einsparen von Primärenergie ist eine Simulation zur Bestimmung des Energieverbrauchs von Stadtquartieren ein intelligentes, schnelles und kostengünstiges Werkzeug. Da das einzusetzende Simulationsmodell vorab validiert werden muss, werden am E.ON Energy Research Center (ERC), Institute for Energy Efficient Buildings and Indoor Climate (EBC) der RWTH Aachen im Rahmen des Projektes „EnEff:Campus“ [1] Messdaten der Gebäudeverbünde des Campus Melaten [2] in Aachen sowie der Forschungszentrum Jülich GmbH [3] aufgezeichnet, analysiert und als Referenzfall herangezogen. Diese beiden campusartigen Zusammenschlüsse von Nichtwohngebäuden werden über je ein Fernwärme- und Fernkältenetz mit zentral erzeugter thermischer Energie versorgt. Zum Abgleich der realen Energieverbräuche werden diese Gebäudeliegschaften mithilfe der Modellierungssprache Modelica [4] in der Softwareumgebung Dymola [5] simuliert und mit Messdaten verglichen. Diese Simulation basiert auf einem Gebäudemodell, welches in der Lage ist, die thermischen Zusammenhänge eines Bauwerks abzubilden (Kapitel 2.1).

Die vorliegende Masterarbeit motiviert sich darin, das Gebäudemodell um eine zentrale raumlufttechnische Anlage (RLT-Anlage) zu erweitern, die imstande ist, komplexe Luftversorgungssysteme, wie sie unter anderem in Laboren verbaut sind, korrekt wiederzugeben (Abschnitt 3.2). Da Laboren konstante Raumluftbedingungen verlangen und dies in der Regel von RLT-Anlagen bei hohen Luftvolumenströmen gewährleistet wird, spielt der thermische und elektrische Energieverbrauch dieser Systeme eine hervorgehobene Rolle bei der Untersuchung von Gebäudeliegschaften mit Laboranteil. Unter Einsatz dieser Erweiterung soll eine verbesserte Kongruenz zwischen Mess- und Simulationsdaten erzielt werden.

Darüber hinaus wird das entwickelte Lüftungsmodell einer Validierung unterzogen, indem Experimente an einem Zentrallüftungsgerät (ZLG) in der Versuchshalle des E.ON ERCs durchgeführt werden (Kapitel 4.1 und 4.2). Zur Sicherung der Qualität des Simulationsmodells werden mit dem Teststand alle denkbaren Betriebszustände untersucht und abschließend unter Beachtung von Messunsicherheiten quantitativ mit Kennzahlen bewertet (Abschnitt 4.3).

Des Weiteren wird nach der Validierung zum einen der Einfluss der Parametrisierung auf das entwickelte Simulationsmodell der RLT-Anlage gezeigt (s. Kapitel 5.1) sowie der Vergleich mit realen Messdaten auf Gebäudeebene durchgeführt (s. Kapitel 5.2). Zum anderen werden in Kapitel 5.3 die Ergebnisse einer Quartierssimulation des Forschungszentrums Jülich vorgestellt und erörtert.

Die Kernanwendungsbereiche der Abschlussarbeit und deren Zusammenspiel sind übersichtlich in Abbildung 1.1 visualisiert.

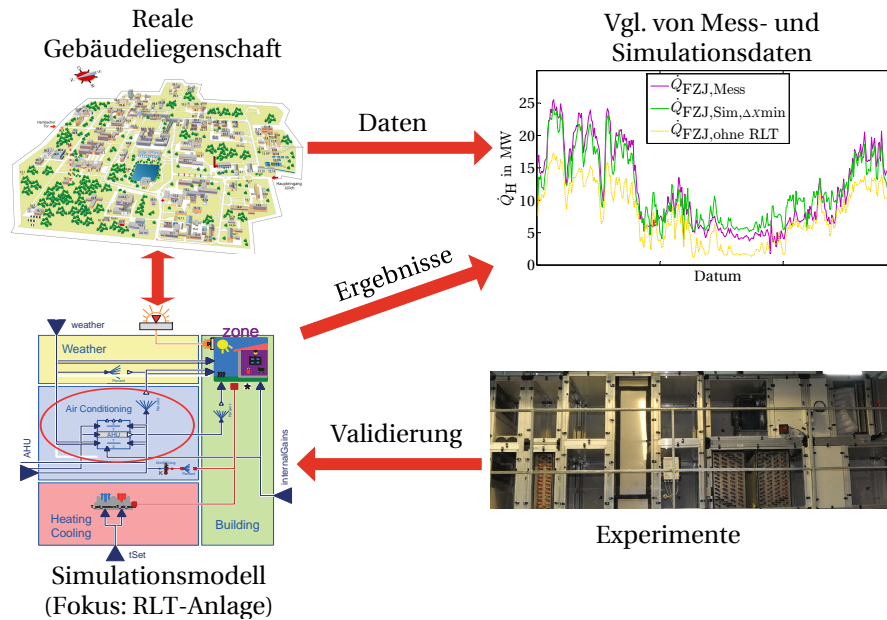


Abbildung 1.1: Kernziele und -anwendungsbereiche der wissenschaftlichen Arbeit (oben links: [3])

2 Grundlagen

2.1 Projekt „EnEff:Campus“ und Gebäudesimulationsmodell

Die vorliegende Abschlussarbeit ist Teil des Projekts „EnEff:Campus“ (energieeffizienter Campus), welches wiederum in das vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie [6] geförderte Programm „EnEff:Stadt“ eingegliedert ist und dessen Zielsetzung die Reduzierung des Primärenergieverbrauchs für städtische Siedlungsräume darstellt [1].

Zu diesem Zweck realisiert das E.ON ERC EBC eine Möglichkeit zur energetischen Gesamtsimulation quartiersähnlicher Gebäudeliegenschaften unter Beachtung der Erzeuger, Verteilnetze und Gebäude. Als Referenzgrundlage dienen die beiden campusartigen Gebäudezusammenschlüsse Campus Melaten der RWTH Aachen [2] und das Forschungszentrum Jülich (FZJ) [3], zu denen in reichlichem Umfang Messdaten des Energieverbrauchs vorliegen, die mit den entsprechenden Simulationsergebnissen verglichen werden. Gebäude-, Netz- sowie diverse andere Informationen befinden sich in einer Datenbank, um den Zugriff auf und die Erweiterung von Daten zu erleichtern. Die Bauwerke werden über Fernwärme- und Fernkältenetze versorgt. Während das Gesamtziel der übergeordneten Förderungsrichtlinie die Planung von optimal ausgelegten Verbünden von Energieverbrauchern, -netzen und -erzeugern ist, dient das Projekt „EnEff:Campus“ der Validierung und Erstellung des notwendigen Werkzeugs für dieses Vorhaben. Ein weiteres Ziel ist es den Parametrisierungsaufwand und die Rechenzeit so gering wie möglich zu halten. Außerdem ist der modulare Aufbau ein fundamentales Charakteristikum, wodurch sich das Simulationsmodell stetig und elementweise verbessern lässt. [7, 8]

Ein Schlüsselement ist das an die VDI 6007 [9] angelehnte Simulationsmodell „Gebäude“, das mit seinen Bestandteilen in Abbildung 2.1 schematisch, wie es in der Software Dymola implementiert ist, dargestellt wird. Bei der markierten Komponente „Air Conditioning“ handelt es sich um den im Rahmen dieser Masterarbeit im Fokus stehenden Modellbaustein der RLT-Anlage, welcher in Kapitel 3 präzisiert wird. Weitere Modellteile stellen das Wetter, ein konventionelles Heizsystem sowie die Gebäudephysik nach Zonen, z. B. Büro-, Labor- oder Korridorfläche, dar [10]. Versorgt werden die Einheiten jeweils über Konnektoren (dargestellt durch kleine blaue Pfeilspitzen am Rand des Gebäudemodells in Abbildung 2.1) mit diversen Eingangsdatensätzen, wie Testreferenzjahr für das Wetter, Nutzerprofile für die Zonen und Fahrweise des ZLGs.

Wie beschrieben soll eine Zonenkategorie unter dem Begriff „Labor“ zusammengefasst werden. Diese Implementierung ist zu Beginn der Masterarbeit noch nicht Stand der Technik und begründet somit die Einführung eines Moduls der RLT-Anlage, welches in der Lage ist, den hohen Energiebedarf von laborähnlichen Räumen abzubilden.

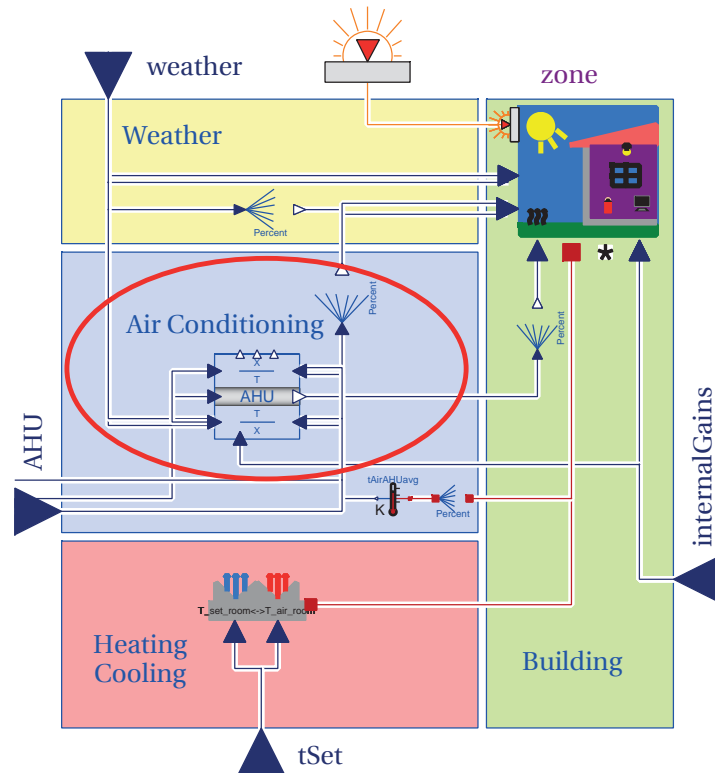


Abbildung 2.1: Komponentenansicht des Gebäudesimulationsmodells in Dymola

2.2 Aufgabe und Funktionsweise von raumluftechnischen Anlagen

Eine RLT-Anlage ist eine meist zentral im Gebäude installierte Ausstattungseinheit, die folgende wichtige Aufgaben übernimmt [11]:

- ▷ Versorgung der Räumlichkeiten mit Frischluft
- ▷ Temperierung der Raumluft
- ▷ Regelung des Feuchtegehaltes
- ▷ Abführung von Schadstoffen

Die letzten beiden Aspekte sind nur selten Bestandteil von Lüftungsanlagen in Wohn- und reinen Bürogebäuden, jedoch spielt die Regelung des Luftfeuchtegehalts in Laboren und vergleichbaren Räumen eine nicht zu vernachlässigende Rolle für den Verbrauch thermischer Energie.

Abbildung 2.2 zeigt eine Variante nach DIN V 18599-3 [12] der Komponentenanzordnung wie sie für eine typische RLT-Anlage gilt und die zugleich eine hohe Ähnlichkeit zu dem für die Experimente verwendeten Teststand aufweist. Es gelten nach DIN 1946-6 [13] die in Tabelle 2.1 aufgeschlüsselten Bezeichnungen für die vier Zustandspunkte an den luftein- und luftaustretenden Positionen einer RLT-Anlage. Zudem sind in Tabelle 2.1 die Abkürzungen für einzelne Anlagenkomponenten aufgelistet.

Tabelle 2.1: Abkürzungen der wichtigsten Zustandspunkte und Bauteile einer RLT-Anlage nach DIN 1946-6 [13]

Komponente	Abkürzung	Bezeichnung	Abkürzung
Wärmerückgewinnung	WRG	AUL	Außenluft
Vorheizener	VH	ZUL	Zuluft
Kühler	K	ABL	Abluft
Befeuchter	B	FOL	Fortluft
Nachheizer	NH		
Zuluftventilator	ZulV		
Abluftventilator	AbIV		

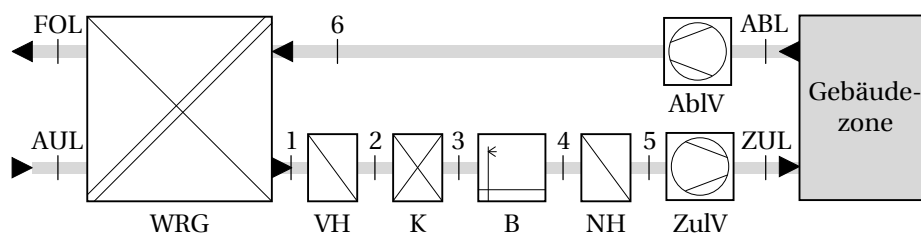


Abbildung 2.2: Genutztes Schema einer RLT-Anlage nach DIN V 18599-3 [12]

Auf eine Betrachtung der Umluft (Rückführung des Massenstroms von der Abluft- zur Zuluftseite) wird verzichtet, da zum einen die Positionierung dieser Rückführung nicht in DIN V 18599-3 [12] erläutert wird und zum anderen eine repräsentative, allgemeingültige Anlage für Labore betrachtet werden soll, wobei eine Umluftleitung Schadstoffe in der Raumabluft wieder in die Zuluft zurückführen würde, anstatt diese aus dem Laborraum heraus zu transportieren.

In den folgenden Abschnitten werden die einzelnen Komponenten in der notwendigen Detailtiefe erklärt.

2.2.1 Ventilatoren

Ventilatoren sind Strömungsmaschinen zur Förderung von Gasen im Allgemeinen mithilfe elektrischen Stroms. Der über Bauteile und Kanalisation entstehende Druckabfall muss durch Lüfter wieder aufgebaut werden. Ab einem Druckverlust von mehr als 30 kPa werden diese als Verdichter bezeichnet. [14, S. 1276]

In Bezug auf Labore ist festzuhalten, dass verhältnismäßig große Volumenströme gefördert werden müssen, um eine konstante Raumluftharakteristik aufrecht zu erhalten. Gestützt wird dies These durch ein Zitat aus DIN 1946-7 [11, S. 11]: „Als Planungsgrundlage für die Auslegung muss die RLT-Anlage so bemessen sein, dass sich ein Abluftvolumenstrom von $25 \text{ m}^3 / (\text{m}^2 \cdot \text{h})$ ergibt, bezogen auf die Labornutzfläche [...]. Abhängig vom Bedarf ablufttechnischer Einrichtungen und besonderer Anforderungen kann diese Auslegungsgrundlage deutlich höher sein.“

2.2.2 Luftwärmer, Luftkühler und Entfeuchter

Zum Heizen bzw. Kühlen des Luftmassenstroms kommen Wärmeübertrager zum Einsatz, durch die ein temperiertes Arbeitsfluid, meist Wasser, strömt und Wärme an die Luft abgibt (Heizfall) respektive der Luft Wärme entzieht (Kühlfall) [14, S. 1294 ff.].

Einen verlustfreien, idealen Wärmeaustausch zugrunde legend, gilt

$$\dot{Q}_W = \dot{Q}_L, \quad (2.1)$$

$$\dot{V}_W \cdot \rho_W \cdot c_{p,W}^{\text{if}} \cdot (T_{\text{RL}} - T_{\text{VL}}) = \dot{V}_L \rho_L \cdot c_{p,\text{fl}}^{\text{ig}} \cdot (T_{\text{ein}} - T_{\text{aus}}), \quad (2.2)$$

was bedeutet, dass die ausgetauschten Wärmeströme wasser- und luftseitig gleichzusetzen sind [15].

Mit:

- ▷ \dot{Q} Wärmestrom
- ▷ \dot{V} Volumenstrom
- ▷ ρ Dichte
- ▷ c_p massenspezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
- ▷ T Temperatur
- ▷ Index W Wasser

- ▷ Index L trockene Luft
- ▷ Index fL feuchte Luft
- ▷ Index RL Rücklauf des Wasserkreislaufs
- ▷ Index VL Vorlauf des Wasserkreislaufs
- ▷ Index ein Eintritt Luftseite des Wärmeübertragers
- ▷ Index aus Austritt Luftseite des Wärmeübertragers
- ▷ Index iF ideale Flüssigkeit
- ▷ Index iG ideales Gas

Der Kühler besitzt i. d. R. die Fähigkeit die Luft bis zur Taupunkttemperatur T_{Tau} (s. Kapitel 2.3) herabzukühlen, sodass flüssiges Wasser aus der feuchten Luft ausscheidet und in einer unterhalb und hinter dem Kühler befindlichen Kondensatwanne ablaufen kann. Eine Entfeuchtung ist primär in den Sommermonaten notwendig, da die Luft bei hohen Außentemperaturen in der Lage ist größere Mengen gasförmiges Wasser zu binden als im Winter.

Des Weiteren ist bei Wärmeübertragern das Phänomen des Massenstrombypasses festzustellen, was bedeutet, dass nicht 100 % des Luftmassenstroms in Kontakt mit den wärmeaustauschenden Flächen kommt und somit die Luftaustrittstemperatur T_{aus} am Ende des Wärmeübertragers im Kühlfall über und im Heizfall unter der Oberflächentemperatur T_{OF} liegt [16]. Um diese Ineffizienz in Zahlen zu fassen, existiert der sogenannte Bypassfaktor

$$\text{BPF} = \frac{T_{\text{aus}} - T_{\text{OF}}}{T_{\text{ein}} - T_{\text{OF}}}. \quad (2.3)$$

Der BPF liegt laut Lindeburg [17, S. 38-8] zwischen 10 % für große kommerzielle Einheiten und 35 % für kleine Wohnanlagen. Der BPF ist u. a. von der Lamellen- und Reihenzahl des Wärmeübertragers sowie der Luftgeschwindigkeit abhängig [16].

2.2.3 Befeuchter

Während im Sommer die Entfeuchtung eine größere Rolle spielt, kommen im Winter aufgrund einer niedrigen absoluten Außenluftfeuchte X (s. Kapitel 2.3) Befeuchter zum Einsatz. Unterschieden wird zwischen adiabaten und Dampf-Luftbefeuchtern. Zur ersten Kategorie gehören beispielsweise der Verdunstungs- oder der Zerstäubungs-Luftbefeuchter, wohingegen die zweite Gruppe die Luft mit vorhandenem oder durch elektrische Energie oder Gas erzeugten Dampf befeuchtet. [14]

Bei der adiabaten Luftbefeuchtung wird die notwendige Verdampfungsenthalpie dem Luftstrom entzogen, um den Aggregatzustand von flüssigen Tröpfchen zu Wasserdampf zu ändern. Im Gegensatz dazu kann die Dampf-Luftbefeuchtung als nahezu isotherm angenommen werden, da das bereits gasförmige Wasser dem Luftvolumenstrom hinzugefügt wird und aufgrund des geringen Mischungsverhältnisses der Massen nur zu einer vernachlässigbaren Temperaturänderung führt. [18]

2.2.4 Wärmerückgewinner

Als weitere wichtige Komponente in einer RLT-Anlage gilt das WRG-System, mithilfe dessen zusätzlich thermische Energie eingespart wird. Je nach Art des Rückgewinnungssystems kann sowohl Wärme als auch Feuchte zwischen ABL und AUL übertragen werden. Tabelle 2.2 fasst übersichtlich alle Kategorien aus VDI 3803-5 [19] mit einer Auswahl der dazugehörigen Merkmale zusammen. Der Feuchtigkeitsaustausch kann über Kondensationsflüssigkeit oder sorptive Vorgänge erfolgen. Im Rahmen dieser Arbeit liegt der Fokus jedoch auf dem Rotationswärmeübertrager (RotWÜ), da dieses System große Volumenströme handhaben kann und es Kälterückgewinnung unterstützt. Darüber hinaus ist diese Art von WRG in dem Teststand am E.ON ERC EBC installiert und stellt somit einen direkten Bestandteil der Validierung dar.

Tabelle 2.2: Kategorien und Merkmale diverser WRG-Systeme nach VDI 3803-5 [19]

Merkmal	Platten- wärmeü- bertrager	Wärme- rohr	Rotations- wärmeü- bertrager	Um- schalt- speicher	Kreislauf- verbund- system
AUL- und FOL-Kanal zusammengeführt	ja	ja	ja	ja	nein
Luftvolumenstrom	klein bis mittel	klein bis mittel	klein bis groß	klein bis mittel	klein bis groß
Kontamination der Zuluft möglich (bei Druckgefälle von FOL in die AUL)	ja	ja	ja	ja	nein
Kontamination der Zuluft möglich (bei Druckgefälle von AUL in die FOL)	nein	nein	ja	ja	nein
Feuchteübertragung möglich	nein	nein	ja	ja	nein
Leckage	gering	gering	deutlich	deutlich	nein
Kälterückgewinnung	ja	nein	ja	ja	ja

Das Funktionsprinzip eines RotWÜs ist in Abbildung 2.3 veranschaulicht. Da die Luftströme wie eingezeichnet verlaufen, bleibt im idealisierten Fall das Gas im ZUL-Kanal stofflich von dem auf der ABL-Seite getrennt. Die Wärme wird über die Speichermasse des sich kontinuierlich drehenden Rades auf der wärmeren Seite aufgenommen und nach 180° Drehung an den kalten Luftstrom abgegeben.

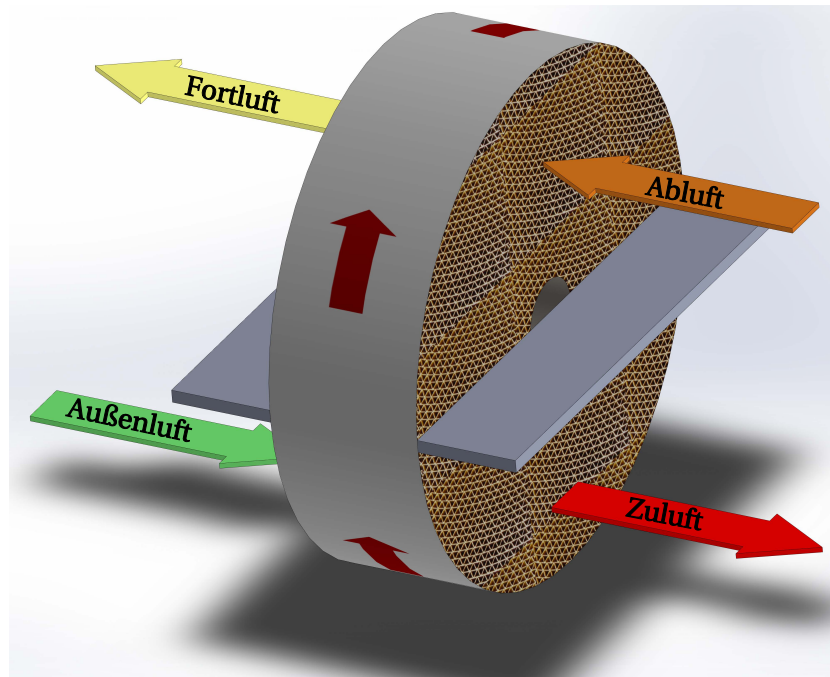


Abbildung 2.3: Schematische Darstellung eines Rotationswärmeübertragers (in Anlehnung an [20])

Ein Phänomen von WRG-Systemen, speziell bei RotWÜs, ist das Auftreten von Leckageströmen. Aufgrund von Undichtigkeiten und Spalten zwischen Rotationskörper und Gehäusewandungen entstehen Abweichungen zum Nennvolumenstrom. Dadurch wird in Form ungewollter Umluft ein Anteil des FOL-Massenstroms zum Außenluftstrom geführt und in die entgegengesetzte Richtung entsteht eine Fortluftleckage. Die Leckagen sind abhängig vom Volumenstrom und von den sich einstellenden Druckdifferenzen und damit von der Positionierung der Ventilatoren. [19, S. 13 f.]

Um die Güte eines WRG-Systems zu charakterisieren, wird der sogenannte Temperaturänderungsgrad

$$\phi_t = \frac{T_{AUL,aus} - T_{AUL,ein}}{T_{FOL,ein} - T_{AUL,ein}}, \quad (2.4)$$

der auch als Rückwärmzahl bezeichnet wird, verwendet [19].

Mit:

- ▷ $T_{\text{AUL,aus}}$ Temperatur am Wärmetauscheraustritt auf der Außenluftseite
- ▷ $T_{\text{AUL,ein}}$ Temperatur am Wärmetauschereintritt auf der Außenluftseite
- ▷ $T_{\text{FOL,ein}}$ Temperatur am Wärmetauschereintritt auf der Fortluftseite

Die Kennzahl ist somit das Verhältnis der Temperaturänderung auf der Außenluftseite zum Temperaturpotenzial, d. h. zur maximalen Temperaturdifferenz der vier Zustandspunkte um den Wärmeübertrager. Nach VDI 2071 [21, S. 15] wird ein Bereich für die Rückwärmzahl bezüglich RotWÜs ohne sorptive Fähigkeiten von $\phi_t = 0,6 \dots 0,8$ angegeben.

2.3 Thermodynamische Bilanzierungsgrundlagen

Die Luft der Erdatmosphäre ist ein Gasgemisch vieler verschiedener Moleküle mit den Hauptbestandteilen Stickstoff (N_2) mit ca. 78 Vol.-% und Sauerstoff (O_2) mit ca. 21 Vol.-%. Da der menschliche Körper sensibel auf Feuchte in der Luft reagiert, ist es wichtig im Bereich der Klimatechnik, den in kleinem Anteil in der Umgebungsluft gebunden Wasserdampf mit in thermodynamische Berechnungsvorgänge einzubeziehen. [14]

Dafür werden zunächst die Begriffe der relativen Feuchte

$$\varphi = \frac{p_{\text{W}}(T, \rho_{\text{WD}})}{p_{\text{s,W}}(T)} \quad (2.5)$$

für ideale Gemische und die absolute Feuchte – auch als Wasser-, Feuchtegehalt oder Beladung bezeichnet –

$$X = \frac{m_{\text{W}}}{m_{\text{L}}} \quad (2.6)$$

eingeführt [22].

Mit:

- ▷ $p_{\text{W}}(T, \rho_{\text{WD}})$ Partialdruck des Wassers in Abhängigkeit der Temperatur und Dichte des Wasserdampfes
- ▷ $p_{\text{s,W}}(T)$ Sättigungsdampfdruck von Wasser in Abhängigkeit der Temperatur
- ▷ m_{W} Wassermasse
- ▷ m_{L} Masse der trockenen Luft

Die Korrelation der drei Größen φ , X und T ist in der Berechnungsvorschrift der Beladung

$$X = \frac{m_W}{m_L} = \frac{M_W}{M_L} \cdot \frac{p_W}{p_L} = 0,622 \cdot \frac{p_{s,W}(T) \cdot \varphi}{p - p_{s,W}(T) \cdot \varphi} \quad (2.7)$$

dargestellt. Dabei wird vom idealen Gasgesetz Gebrauch gemacht und der Wert 0,622 entspricht dem Verhältnis der Molmassen von Wasser (M_W) und trockener Luft (M_L) [23].

Der Sättigungsdampfdruck $p_{s,W}(T)$ berechnet sich mithilfe der Antoine-Gleichung [24]:

$$p_{s,W}(T) = 10^{A - \frac{B}{C+T/^\circ\text{C}}} \cdot \frac{101325}{760} \text{ Pa} \quad (2.8)$$

Mit:

- ▷ A Konstante [25]: $A = 8,07131$
- ▷ B Konstante [25]: $B = 1730,63$
- ▷ C Konstante [25]: $C = 233,426$

Dabei ist der Gesamtdruck p die Summe aus den Partialdrücken p_L der Luft und p_W des Wassers. Die Antoine-Gleichung ist mit den verwendeten Konstanten für den Sättigungsdampfdruck von Wasser im Temperaturbereich von 1 °C bis 95 °C gültig, was für die Simulation der Experimente ausreichend ist. Die Beladungswerte für die Gebäudesimulation stammen hingegen direkt aus einer Aufzeichnungstabelle eines Wetterdienstes.

Des Weiteren berechnet sich mithilfe der Magnus-Formel [26] die Taupunkttemperatur zu

$$T_{\text{Tau}}(X) = \frac{K_3 \cdot \ln \frac{X \cdot p}{(0,622+X) \cdot K_1}}{K_2 - \ln \frac{X \cdot p}{(0,622+X) \cdot K_1}}, \quad (2.9)$$

welche unter der Annahme, dass der Gesamtdruck p dem Atmosphärendruck von 101325 Pa entspricht, lediglich vom Wassergehalt X abhängt. Die Magnus-Formel ist in der angegebenen Form im Temperaturbereich von −45 °C bis 60 °C gültig.

Mit:

- ▷ K_1 Konstante [26]: $K_1 = 611,2 \text{ Pa}$
- ▷ K_2 Konstante [26]: $K_2 = 17,62$
- ▷ K_3 Konstante [26]: $K_3 = 243,12 \text{ °C}$

Darüber hinaus zeigt Abbildung 2.4 das Mollier-h,x-Diagramm [27] für feuchte Luft. Dieses fasst die bestimmenden Zustandsgrößen für feuchte Luft in einem Diagramm zusammen, wobei im Falle zweier bekannter Werte der entsprechende Schnittpunkt den dazugehörigen Zustand der feuchten Luft festlegt.

Die enthaltenen Variablen

- ▷ Temperatur T (s. Abbildug 2.4 grüne Volllinie),
- ▷ Enthalpie h (s. Abbildug 2.4 rote Punktlinie),
- ▷ Wassergehalt X (s. Abbildug 2.4 blaue Strichlinie),
- ▷ relative Luftfeuchte φ (s. Abbildug 2.4 gelbe Strichpunktlinie)

sind in Abbildung 2.4 mit je einer beispielhaften Linie gekennzeichnet. Eine vergrößerte Abbildung ist im Anhang in Abbildung A.1 zu finden.

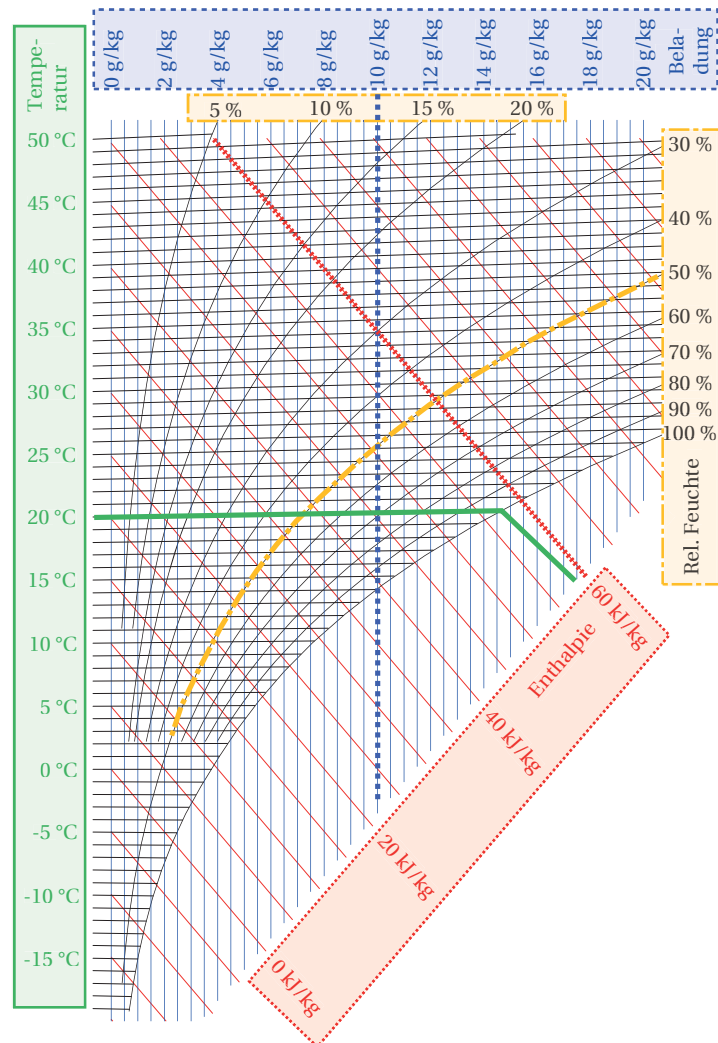


Abbildung 2.4: Mollier-h,x-Diagramm mit Linien konstanter Zustandsvariablen für einen Druck von $p = 101325 \text{ Pa}$ (in Anlehnung an [28] und [27])

Luft kann solange gasförmiges Wasser binden, bis eine relative Luftfeuchtigkeit von $\varphi = 100\%$ erreicht wird. Anschließend bilden sich kleine Tröpfchen und flüssiges Wasser fällt aus. Die Taulinie ($\varphi = 100\%$) trennt die Zone der ungesättigten Luft oberhalb dieser Grenzkurve von dem gesättigten Bereich unterhalb, dem sogenannten Nebelgebiet, ab.

Um die Vorgänge des Aufheizens, Abkühlens, Entfeuchtens und Befeuchtens von Luft besser zu verstehen, werden die Zustandsänderungen im Folgenden erklärt und in den referenzierten Grafiken visualisiert.

Das reine Aufheizen verläuft unter Wärmezufuhr entlang einer Isohygren, d. h. $X = \text{konst}$, von Punkt 1 nach Punkt 2. Dabei steigt die Temperatur, es sinkt die relative Luftfeuchte und die Enthalpie erhöht sich um die zugeführte Wärmemenge (vergleiche Abbildung 2.5(a)).

Der Abkühlprozess verläuft in entgegengesetzter Richtung mit inversem Verhalten der oben genannten Zustandsgrößen, wozu Abbildung 2.5(a) ein Beispiel bietet.

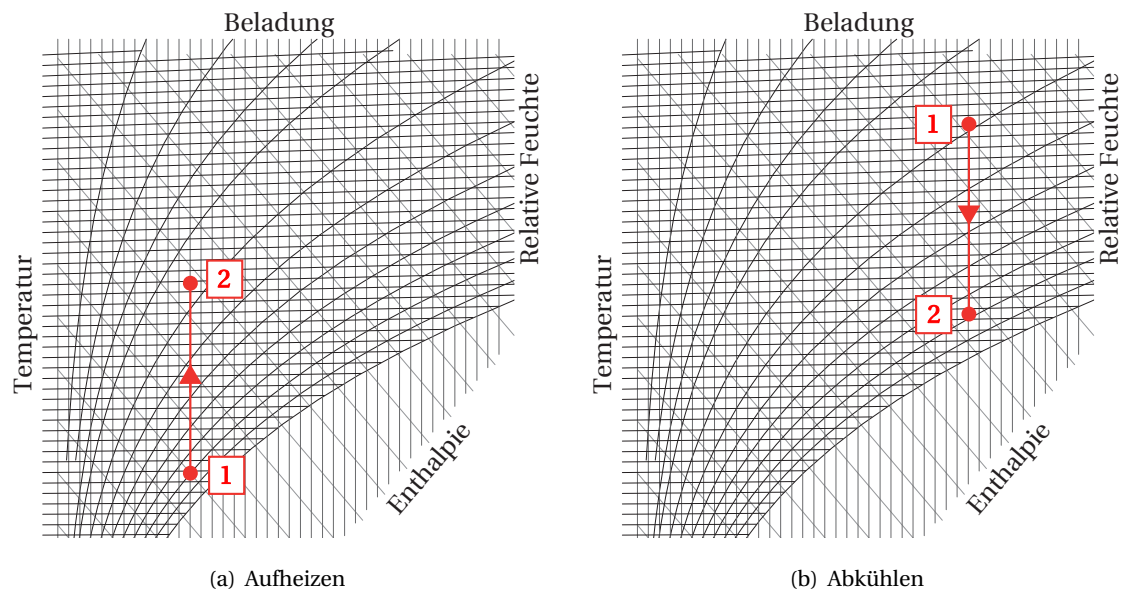


Abbildung 2.5: Zustandsänderung im h,x -Diagramm beim Aufheizen bzw. Abkühlen

Der ideale Entfeuchtungsprozess (s. Abbildung 2.6(a)) wird mit einer Abkühlung eingeleitet, d. h. die Zustandsänderung verläuft zunächst von Punkt 1 senkrecht nach unten zum Taupunkt $T_{\text{Tau}}(X_2)$ (Punkt 2). Anschließend kondensiert die Wassermenge $\Delta X = X_2 - X_3$ aus und der Luftzustand liegt im Punkt 3. In der Regel folgt in RLT-Anlagen eine Erwärmung der kalten Luft vom Taupunkt $T_{\text{Tau}}(X_3)$ (Punkt 3) auf eine moderate Raumlufttemperatur, wodurch sich die Zustandsänderungskette auf der Isohygren X_3 von Punkt 3 senkrecht nach oben zu höherer Temperatur und geringerer relativen Luftfeuchte fortsetzt (Punkt 4).

Wie in Abschnitt 2.2.3 beschrieben, gibt es entweder die adiabate Befeuchtung oder die unter Verwendung von Dampf. Im adiabaten Fall ändert sich der Luftzustand von Punkt 1 entlang der dazu gehörigen Isenthalpen zu Punkt 2, wobei die Luft auf den an der Abszisse ablesbaren Wassergehalt angereichert wird. Da die benötigte Verdampfungsenthalpie aus der Luft gewonnen wird, sinkt die Lufttemperatur insgesamt von T_1 auf T_2 ab. Im Gegensatz dazu läuft die Befeuchtung mit Wasserdampf nahezu isotherm ab (Punkt 3 nach 4), da sich das hinzugefügte Wasser bereits im gasförmigen Aggregatzustand befindet. Die Änderungen der relativen Luftfeuchte, der Enthalpie und des Wassergehalts lassen sich, wie in Abbildung 2.6(b) anhand der Punkte 1 und 2 bzw. Punkte 3 und 4 gezeigt, im h,x -Diagramm ablesen.

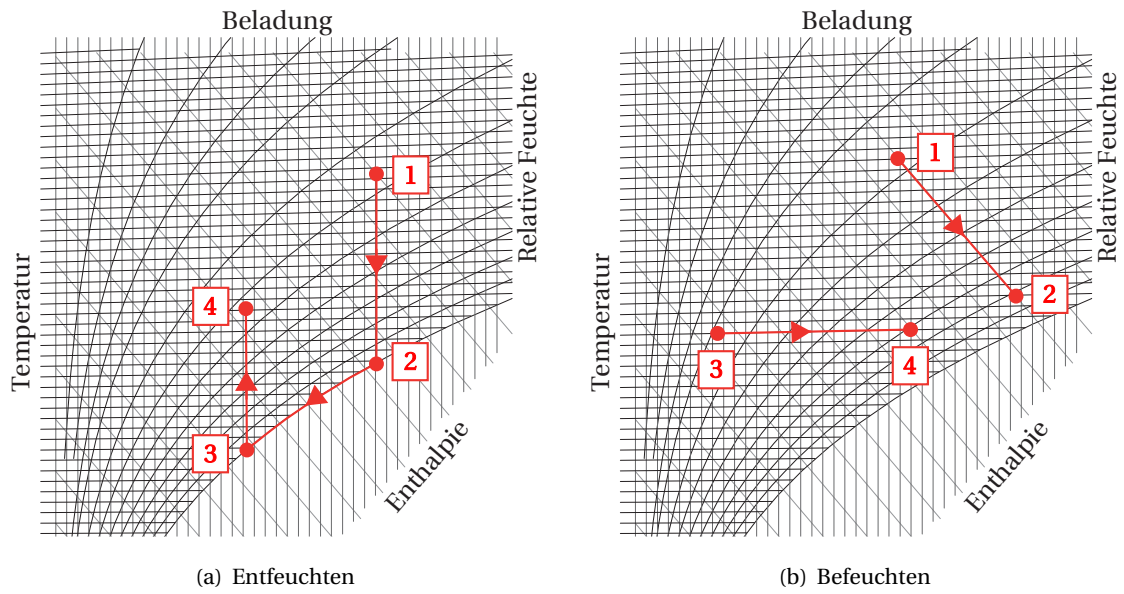


Abbildung 2.6: Zustandsänderung im h,x -Diagramm beim Entfeuchten bzw. Befeuchten

Die Änderung eines Enthalpiestroms $\Delta \dot{H}_{i0}$ von feuchter Luft bei gleichbleibender Beladung im Zustandspunkt i bezogen auf einen Referenzzustand 0 berechnet sich, unter Annahme idealer Gase, bei bekannter Beladung und Temperatur zu [22]

$$\Delta \dot{H}_{i0} = \dot{H}_i - \dot{H}_0 = \dot{V}_L \cdot \rho_L \cdot (h_i - h_0) = \dot{V}_L \rho_L \cdot \left(c_{p,L}^{iG} + X_i \cdot c_{p,W}^{iG} \right) (T_i - T_0). \quad (2.10)$$

Des Weiteren ist die spezifische Verdampfungsenthalpie

$$\Delta h_V(T_i) = h^{iG}(T_i) - h^{iF}(T_i) \quad (2.11)$$

die Differenz zwischen der Enthalpie von gasförmigem und flüssigem Wasser an den Grenzen des Zweiphasengebiets und entspricht der latenten Wärme beim Kondensations- bzw. Verdampfungsprozess [22]. Zudem kann die spezifische Verdampfungsenthalpie für moderate Temperaturen, wie sie im Bereich der Raumluftechnik (RLT) vorherrschen, als konstant betrachtet werden und wird zu

$$\Delta h_V = 2465 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (2.12)$$

gesetzt [23].

2.4 Statistische Kennzahlen der Fehlerrechnung

Zur Auswertung großer Datenmengen wie sie bei Experimenten mit verhältnismäßig feiner Zeitauflösung anfallen, bieten sich diverse Kennzahlen an, um Abweichungen, im Fall dieser Abschlussarbeit zwischen Mess- und Simulationsdaten, quantitativ beurteilen und vergleichen zu können.

Für diesen Zweck werden zunächst die Begriffe arithmetisches Mittel und Median definiert. Das arithmetische Mittel \bar{x} wird mit einer geraden Linie über der entsprechenden Variable, hier allgemein x , versehen und berechnet sich mit N als Anzahl der Elemente eines Datensatzes zu [29]

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N x_i. \quad (2.13)$$

Der Median \tilde{x} wird hingegen mit einer Tilde gekennzeichnet und ist der in der Mitte befindliche Wert eines nach der Größe geordneten Datensatzes [29]. So werden beispielsweise $N = 7$ beliebige Werte 22, 5, 3, 24, 1, 18, 12 in aufsteigender Reihenfolge zu 1, 3, 5, 12, 18, 22, 24 sortiert und mit $x_1 = 1, \dots, x_7 = 24$ bezeichnet, sodass sich als Median $\tilde{x} = x_4 = 12$ ergibt, da für den Index $4 = \frac{7+1}{2}$ gilt. Allgemein lautet die Berechnungsvorschrift des Medians für N Werte [29]

$$\tilde{x} = \begin{cases} x_{\frac{N+1}{2}} & \text{wenn } N \text{ ungerade,} \\ \frac{1}{2} \cdot (x_{\frac{N}{2}} + x_{\frac{N+1}{2}}) & \text{wenn } N \text{ gerade.} \end{cases} \quad (2.14)$$

Durch das Verwenden des Medians fallen etwaige Ausreißer weniger ins Gewicht und geben unter Umständen ein repräsentativeres Ergebnis. Aufgrund dessen macht es Sinn, in der Auswertung der Experimente an gewissen Stellen dem Median den Vorzug zu geben, da akute Schaltvorgänge zu kurzfristigen Ausschlägen der Messwerte führen, deren Verlauf in der Simulation flacher ausfällt.

Auf der einen Seite werden die Differenzen

$$e_i = x_{\text{Mess}} - x_{\text{Sim}} \quad (2.15)$$

der Mess- (x_{Mess}) und Simulationswerte (x_{Sim}) eines jeden Zeitschritts i betrachtet, um Aussagen über die Richtung des Fehlers tätigen zu können, d. h. ob die Differenz positiv oder negativ ist. Auf der anderen Seite wird ebenso der Betrag $|e_i|$ betrachtet, wodurch eine Mittelung aller Werte eines Datensatzes mehr Aussagekraft besitzen kann. Bei der Mittelwert- oder Medianbildung von vorzeichenbehafteten Differenzen besteht die Gefahr, einen Wert von nahezu 0 zu erhalten, obwohl die Abweichungen betragsmäßig hohe Werte haben.

Daher wird im Rahmen dieser Arbeit der „median absolute error“

$$\text{MdAE} = \widetilde{|e_i|} \quad (2.16)$$

verwendet [30]. Somit wird der Median aller absoluten Fehler eines Experiments in der Einheit der betrachteten Variable ausgegeben. Um zusätzlich eine Vergleichbarkeit der Fehler untereinander zu erreichen, wird von dem dimensionslosen Variationskoeffizienten (coefficient of variation) des MdAE

$$\text{CV}(\text{MdAE}) = \frac{\widetilde{|x_{\text{Mess}} - x_{\text{Sim}}|}}{\bar{x}_{\text{Mess}}} = \frac{\text{MdAE}}{\bar{x}_{\text{Mess}}} \quad (2.17)$$

Gebrauch gemacht [31]. Dieser gewichtet den MdAE, indem er diesen in das Verhältnis zum Mittelwert der betrachteten Größe \bar{x} setzt.

2.5 Lineares Regressionsmodell und Bestimmtheitsmaß R^2

Eine Option eine mögliche lineare Korrelation zwischen Messwerten und Simulationswerten aufzudecken bietet die einfache lineare Regressionsanalyse mit resultierender Kennzahl, dem sogenannten Bestimmtheitsmaß R^2 . Diese Methodik wird in Kapitel 5 im Bezug auf die N Datenpaare der realen Messdaten x_i und Simulationswerte y_i durchgeführt.

Zur Überprüfung einer möglichen linearen Korrelation zwischen Simulations- und Messwerten, kann das einfache lineare Regressionsmodell

$$y_i = \beta_0 + \beta_1 x_i + \varepsilon_i \quad (2.18)$$

verwendet werden. Durch diese Geradengleichung kann mithilfe der noch unbekannten Regressionskoeffizienten β_0 und β_1 und der Fehlervariablen ε_i der Simulationswert y_i durch den dazugehörigen Messwert x_i ausgedrückt werden. Ziel ist es, eine möglichst gut angepasste Gerade für die

Datenschar in einem Streudiagramm zu finden (Beispiel s. Abbildung 2.7(a)), um mit der geschätzten Regressionsgerade

$$\hat{y}_i = \beta_0 + \beta_1 x_i \quad (2.19)$$

die Simulationswerte bestmöglich hervorzuzeigen. Der lineare Fit \hat{y}_i für alle Wertepaare ist zusammen mit dem Optimum, welches die Winkelhalbierende darstellt, in Abbildung 2.7(b) zu sehen. [32]

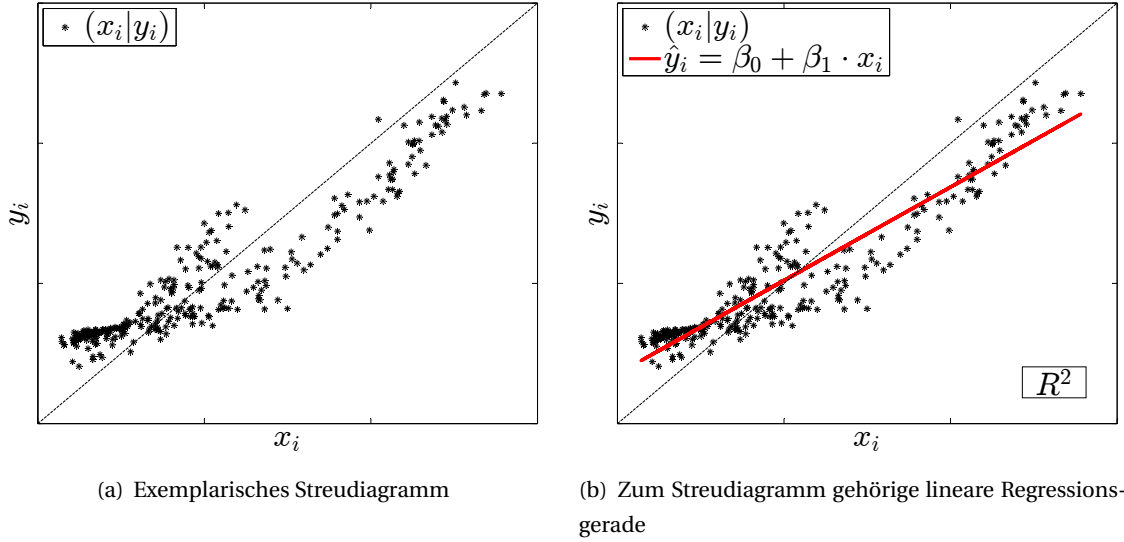


Abbildung 2.7: Beispiel der Entstehung einer einfachen linearen Regressionsgeraden

Folglich geht es darum die Fehlervariablen $\varepsilon_i = y_i - \hat{y}_i$ zu minimieren, um eine bestmögliche Übereinstimmung zwischen tatsächlichem und geschätztem Simulationswert zu erreichen. Dies ist ein Vergleich der Simulationsdaten mit der linearen Regressionsgeraden und nicht mit der Winkelhalbierenden, welche resultiert, wenn keinerlei Abweichungen zwischen Mess- und Simulationsdaten vorliegen. Letztendlich muss das Simulationsmodell ohne Durchführung einer Regression in der Lage sein die Messdaten zu treffen. Daher ist die Regressionsanalyse lediglich ein Werkzeug zur Quantifizierung eines linearen Zusammenhangs.

Zur Minimierung der Fehlervariablen ε_i und der Bestimmung der Regressionskoeffizienten β_0 und β_1 wird die Methode der kleinsten Quadrate verwendet, sodass sich die beiden Unbekannten nach

$$\beta_1 = \frac{\sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x}) \cdot (y_i - \bar{y})}{\sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2} \quad (2.20)$$

und

$$\beta_0 = \bar{y} - \beta_1 \bar{x} \quad (2.21)$$

berechnen. [32]

Als eine Gütekennzahl für den Grad des linearen Zusammenhangs wird das Bestimmtheitsmaß [32]

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^N (y_i - \hat{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^N (y_i - \bar{y})^2} \quad (2.22)$$

verwendet und besitzt für die Anwendung im Rahmen der linearen Regression den Wertebereich

$$0 \leq R^2 \leq 1. \quad (2.23)$$

Je näher R^2 an 1 liegt, desto kleiner wird die Residuenquadratsumme $\sum \varepsilon_i^2$ und bestätigt somit einen besseren linearen Zusammenhang zwischen den Werten. Im Umkehrfall, dass sich das Bestimmtheitsmaß 0 nähert, vergrößert sich die Residuenquadratsumme und eine strenge lineare Korrelation ist auszuschließen. Allerdings könnte eine andere, nicht lineare Beziehung vorliegen oder die Steigung β_1 ist Null und es herrscht eine konstante Abweichung. Die Anwendung einer linearen Regression ist nur dann sinnvoll, wenn sich die Werte in einem weiten Leistungsspektrum verteilen, da eine Ausgleichsgerade durch eine nahezu punktuelle Ansammlung von Datenpaaren keine Aussagekraft besitzt. [32]

3 Vorbereitung der Simulation

3.1 Laborflächen des Forschungszentrums Jülich

Da die Betrachtung von Laboren im Rahmen des Projektes „EnEff:Campus“ bisher außen vorgelassen wurde, muss vorab eine Bestimmung und Zuordnung der Nettogrundflächen (NGF) [33] der Gebäude zur Zonenkategorie „Labor“ erfolgen, in welcher die RLT-Anlage aktiviert ist. Wohingegen für den Campus Melaten nur grobe Einschätzungen für die Gebäudenutzung vorliegt, steht es um die Datenlage für das FZJ besser. Infolgedessen wird diese Liegenschaft im aktuellen Teilkapitel hinsichtlich der Einteilung der Laborflächen näher betrachtet.

Für diesen Zweck liegt eine detaillierte Liste der Räume eines jeden Gebäudes mit der Einteilung der Nutzungsart nach DIN 277-2 [34] mit dazugehöriger NGF vor. Es werden die 5 Unterkategorien

- ▷ 3.3 Technologische Labors,
- ▷ 3.4 Physikalische, physikalischtechnische, elektrotechnische Labors,
- ▷ 3.5 Chemische, bakteriologische, morphologische Labors,
- ▷ 3.6 Räume für Tierhaltung und
- ▷ 3.7 Räume für Pflanzenzucht

zur Gruppe „Labor“ zusammengefasst, um im Simulationsmodell die Fläche der Laborzone definieren zu können.

Da in der Datenbank jedoch eine Klassifikation nach dem Bauwerkszuordnungskatalog (BWZK) [35] vorliegt, wird ein Zusammenhang dieser beiden unterschiedlichen Zuordnungsmodelle ausgearbeitet, sodass durch das Auslesen der Bauwerkszuordnungsnummer (BWZ-Nummer) aus der Datenbank automatisch ein repräsentativer Laborflächenanteil festliegt.

Die Zuordnung im BWZK richtet sich u. a. auch nach der Zugehörigkeit fachlich kategorisierter Institutsgruppen, worin sich der Vorteil des BWZKs besonders in Hinblick auf den Campus Melaten und das FZJ begründet. Beispiele dafür sind die an den beiden Referenzstätten häufig vertretenen Fachrichtungen „Institutsgruppe 4: Ingenieurwissenschaften, Informatik, Mathematik“ und „Institutsgruppe 8: Chemie, Physik, Biologie, Pharmazie“ [35].

Abbildung 3.1 zeigt die mittleren Laborflächenanteile eines Gebäudes, welche nach DIN 277-2 [34] bestimmt und der entsprechenden BWZ-Nummer auf der Horizontalachse zugeordnet sind. Dadurch, dass diese Auswertung lediglich für das FZJ vorgenommen wird, ist ein allgemeingültiger

Charakter außerhalb technischer Hochschulen oder Forschungszentren mit Vorsicht zu genießen ist. Außerdem sind drei Bauwerke nicht in der Betrachtung enthalten, da ihre Laborflächenanteile deutlich vom Konsens der restlichen Gebäude einer BWZ-Nummer abweichen. Aus Gründen teilweise geringer statistischer Substanz wird die Anzahl N der Gebäude, aus denen sich der jeweilige Mittelwert zusammensetzt, in Abbildung 3.1 oberhalb der Säulen vermerkt.

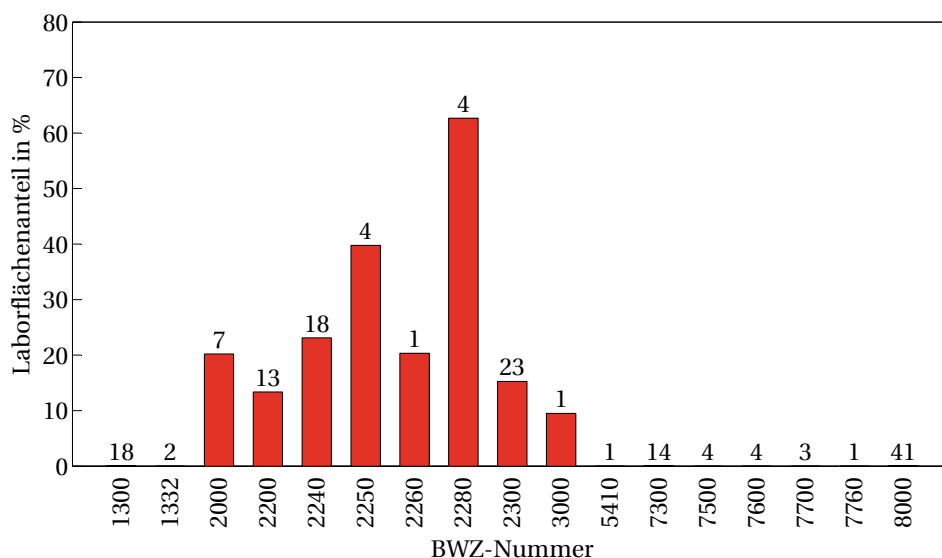


Abbildung 3.1: Mittlerer Laborflächenanteil bezogen auf die NGF eines Gebäudes nach Zuordnung durch den BWZK für das FZJ

Letztendlich werden als eine Näherung, um einem geringen Parametrisierungsaufwand Rechnung zu tragen, drei Überkategorien mit unterschiedlichen Laborflächenanteil erstellt (s. Tabelle 3.1).

Tabelle 3.1: Überkategorien mit enthaltenen Gebäudekategorien nach BWZK und dazugehörigem mittleren Laborflächenanteil

Bezeichnung	enthaltene BWZ-Nummern	Laborflächenanteil
Institut Allgemein	2300, 2410, 2500, 2510, 2520, 3000	15 %
Institutsgruppe 4	2000, 2200, 2220, 2230, 2240, 2250, 5000	20 %
Institutsgruppe 8	2260, 2280, 2400	60 %

Beim Auslesen der Informationen aus der Datenbank werden die Gebäude mit der in Tabelle 3.1 aufgeführten Fläche an Laborzone versehen und in eine von Dymola interpretierbare Struktur überführt. Lediglich diese Zone wird von dem ZLG versorgt, wohingegen die restlichen Zonen ohne RLT-Anlage simuliert werden.

3.2 Das Simulationsmodell der raumlufttechnischen Anlage

Das im Fokus stehende und im Rahmen der Abschlussarbeit erstellte Simulationsmodell der RLT-Anlage wird mit den implementierten formelmäßigen Zusammenhängen in diesem Kapitel detailliert beleuchtet, sodass ein einfaches Nachvollziehen der Funktionsweise ermöglicht wird. Gleichzeitig wird durch die Darlegung der Berechnungsverfahren die Reliabilität untermauert.

Wichtig ist der Einbezug aller denkbaren Zustandsänderungen, die das ZLG nach DIN V 18599-3 [12] (vgl. Abbildung 2.2, S. 5) zulässt. Zu diesem Zweck werden, wie dem Flussdiagramm in Abbildung 3.2 zu entnehmen ist, aufgrund der eindeutig charakterisierenden Konditionen die entsprechend korrekten Gleichungen ausgewählt und für den diskreten Zeitschritt zur Berechnung der thermischen Leistungen verwendet. Wiederum erfolgt die Indizierung der Zustandspunkte nach Abbildung 2.2 (s. S. 5) sowie die Verwendung von Abkürzungen nach Tabelle 2.1, S. 5. Des Weiteren werden die Kälteleistung \dot{Q}_K und Heizleistung \dot{Q}_H sowie der tolerierte Raumlufthumiditätsgehalt mit den Grenzen X_{\min} und X_{\max} detailliert im anknüpfenden Abschnitt 3.2.1 erläutert.

Die Endzustände (s. Abbildung 3.2) werden durch sogenannte „State Machines“ repräsentiert, welche seit der neuesten Modelica Version 3.3 existieren (Stand Oktober 2014) [36] und die in erster Linie, die aus Programmiersprachen bekannten, if-else-Anweisungen ersetzen. Die Konditionen der Transitionen von einem State zum nächsten werden in vorgegebener regelmäßiger Periode überprüft und entsprechen booleschen Variablen. Bei dem Wert „true“ wird die entsprechende Transition ausgeführt [36]. Diese Konditionen sind ebenfalls in Abbildung 3.2 dargestellt. Zum einen ist die grafische Darstellbarkeit von State Machines ein Vorteil und zum anderen wird nach jeder Periodendauer nur eine Anweisung für jede Variable ausgeführt [37], was dem Ziel einer Verringerung des Rechenaufwandes im Rahmen des Projekts „EnEff:Campus“ nachkommt (s. Abschnitt 2.1).

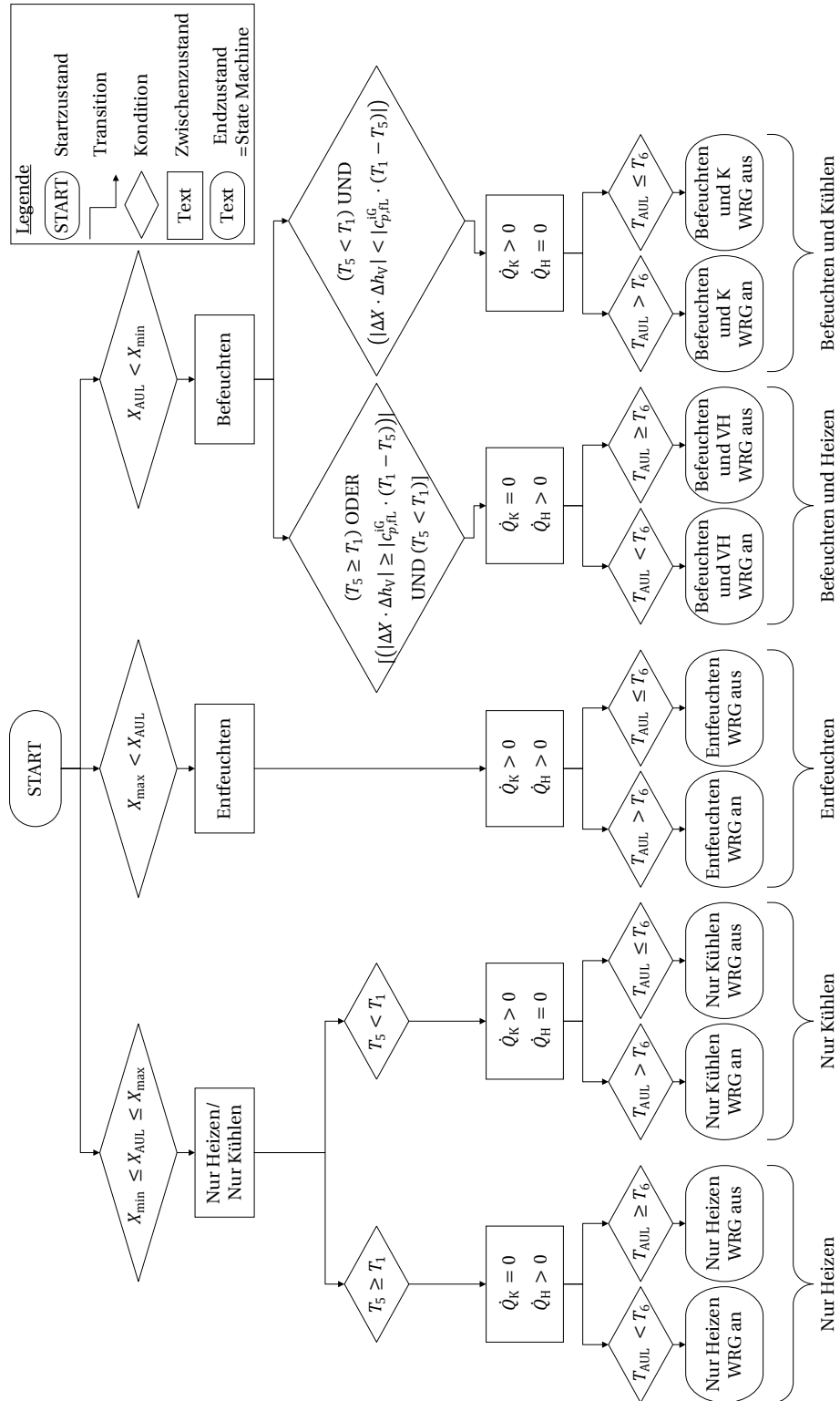


Abbildung 3.2: Flussdiagramm für State Machines und Zustände der RLT-Anlage

3.2.1 Simulationssetting

Von hoher Wichtigkeit ist die Definition der Eingangsdaten und die korrekte Einstellung der Parameter, da diese Stellschrauben einen quantitativ nicht zu vernachlässigenden Einfluss auf die Endergebnisse haben, welcher in Kapitel 5.1 erörtert wird. Des Weiteren ist die möglichst genaue Bestimmung der Laborfläche, wie sie in Kapitel 3.1 exemplarisch am FZJ dargestellt ist, eine Voraussetzung von hoher Priorität.

Um die Ein- und Ausgangsgrößen besser beschreiben zu können, ist in Abbildung 3.3 die grafische Darstellung der RLT-Anlage in der Simulationssoftware Dymola gezeigt. Während die blauen Dreiecke die Eingangskonnektoren repräsentieren, verbildlichen die weißen Symbole die Outputs. Die zeitkontinuierlichen Eingangsvariablen müssen für die zeitdiskret arbeitenden State Machines (dargestellt in der Mitte von Abbildung 3.3) periodisch abgetastet werden. Dies geschieht in der *sample*-Einheit in voreinstellbaren Zeitschritten von *ClockPeriodGeneric* s.

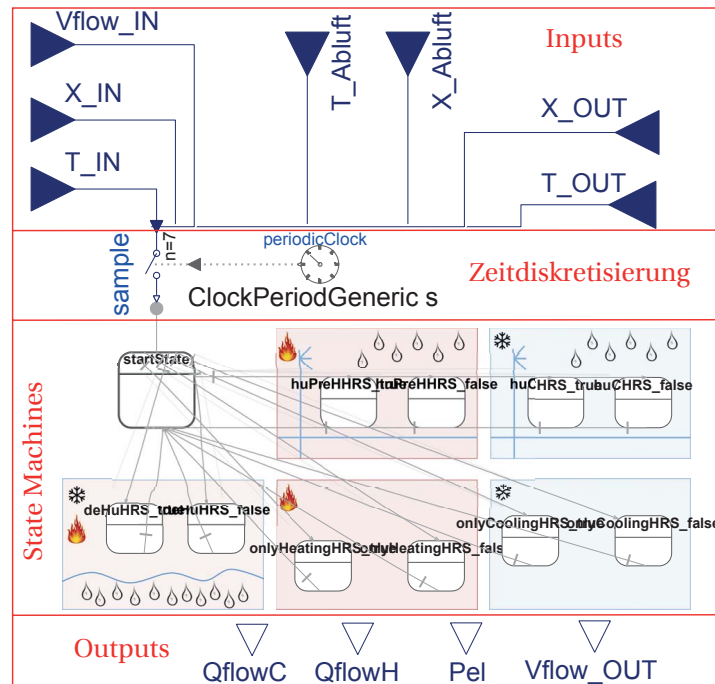


Abbildung 3.3: Grafische Modellansicht des RLT-Moduls in Dymola

Im Folgenden werden die Verschiedenen Annahmen und Limitationen des Simulationsmodells der RLT-Anlage aufgeführt.

- Es handelt sich um ein statisches Modell, d. h. die Dynamik des Systems kann nicht abgebildet werden.

- ▷ Technische Restriktionen der Anlagenkomponenten bleiben unberücksichtigt. Demzufolge kann immer um die gewünschte Wassermenge be- oder entfeuchtet werden und jede Temperaturänderung beim Heizen oder Kühlen wird erfüllt.
- ▷ In der RLT-Anlage findet keine Zusammenführung verschiedener Luftmassenströme statt. Folglich ist keine Umluftfunktion implementiert und die Leckage wird lediglich über den Wert der Rückwärmzahl ϕ_t zum Ausdruck gebracht.
- ▷ Es wird nur adiabate Luftbefeuchtung berücksichtigt.
- ▷ In der WRG-Komponente wird keine Feuchte übertragen.
- ▷ Der Pitchpunkt, d. h. die Stelle mit der geringsten Temperaturdifferenz zwischen den beiden wärmeübertragenden Stoffströmen, wird mit 0 K als der eines idealen Wärmetauschers angenommen.

Tabelle 3.2 gibt Aufschluss über die verwendeten Ein- und Ausgangsgrößen sowie deren Ursprung.

Tabelle 3.2: Erläuterung der Ein- und Ausgangsvariablen

Eingangsvariable	Formelzeichen	Erläuterung
T_IN	T_{AUL}	basierend auf Daten eines Wetterdienstes
X_IN	X_{AUL}	basierend auf Daten eines Wetterdienstes
T_OUT	T_{ZUL}	Vorgaben eines Raumnutzungsprofils
X_OUT	X_{ZUL}	Vorgaben eines Raumnutzungsprofils
T_Abluft	T_{ABL}	aufgrund thermischer Raumbilanz
X_Abluft	X_{ABL}	aufgrund Wassermassenbilanz um den Raum*
Vflow_IN	\dot{V}_L	Vorgaben eines Raumnutzungsprofils
Ausgangsvariable	Formelzeichen	Bedeutung und Herkunft
QflowC	\dot{Q}_K	berechnete gesamte Kühlleistung
QflowH	\dot{Q}_H	berechnete gesamte Heizleistung
Pel	P_{el}	berechnete elektrische Leistung der Ventilatoren
Vflow_OUT	\dot{V}_L	Vorgaben eines Raumnutzungsprofils

* bisher noch nicht im Gebäudemodell implementiert, deshalb $X_{OUT} = X_{Abluft}$

Für den trockenen Luftvolumenstrom gilt

$$Vflow_IN = Vflow_OUT = \dot{V}_L, \quad (3.1)$$

sodass dieser am Ein- und Austritt der RLT-Anlage betragsgleich angenommen wird, da eine eventuelle Luftinfiltration über die Raumgrenzen als marginal betrachtet werden kann.

Bypassfaktor

Der auf S. 7 in Gleichung (2.3) bereits eingeführte BPF repräsentiert einen Modellparameter, der nach Lindeburg [17, S. 38-8] zwischen den Grenzen 10 % und 35 % liegt und im erstellten Simulationsmodell den Standardwert 20 % besitzt, da dieser Zahl den optimalen Wert für die Simulation der durchgeführten Experimente am Teststand darstellt. Es gilt

$$0,1 \leq \text{BPF} \stackrel{!}{=} 0,2 \leq 0,35. \quad (3.2)$$

Zudem liegt der Wert 20 % näher an der unteren Grenze, welche für industrienähe Großkomponenten Gültigkeit besitzt [17], von deren präferiertem Einbau in den beiden betrachteten Quartieren ausgegangen werden kann.

Grenzen des zulässigen Wassergehalts

Ein weiterer auf Annahmen beruhender Einflussfaktor ist das Toleranzband für den zulässigen Wassergehalt in der Raumabluft X_{ABL} . Während sich die Zulufttemperatur T_{ZUL} aufgrund der im Gebäudemodell implementierten thermischen Bilanz von der Ablufttemperatur T_{ABL} unterscheidet, ändert sich die Wasserbeladung der Luft beim Durchströmen des Raumes nicht. Zum einen kann das angesprochene Toleranzband der absoluten Luftfeuchte laut Vornorm DIN V 18599-3 [12]

$$6 \text{ g/kg} = X_{\min} = X_{\text{ZUL},\min} \leq X_{\text{ZUL}} = X_{\text{ABL}} \leq X_{\text{ZUL},\max} = X_{\max} = 10 \text{ g/kg} \quad (3.3)$$

breit sein. Zum anderen wird ein nach der Schweizer Norm SIA 2024 [38] vorgegebenes Nutzerprofil auf stündlicher Basis sowohl für die thermischen Raumlasten als auch für die Fahrweise der RLT-Anlage verwendet [39]. Daraus ergibt sich für eine relative Sollluftfeuchtigkeit von $\varphi_{\text{ZUL}} = 45 \%$ und der vorgegebenen Raumtemperatur von $21 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (tagsüber) und $20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (nachts) ein Toleranzband von

$$6,5 \text{ g/kg} = X_{\min} = X_{\text{ZUL},\min} \leq X_{\text{ZUL}} = X_{\text{ABL}} \leq X_{\text{ZUL},\max} = X_{\max} = 7,0 \text{ g/kg}, \quad (3.4)$$

welches sich innerhalb der Grenzwerte der SIA 2024 [38] befindet. Da die RLT-Anlage die strengen Kriterien an die Raumluftharakteristik von Laboratorien aufrecht erhalten soll, wird letzteres Grenzwertpaar als Referenz verwendet. Jedoch wird auch der Vorschlag nach DIN V 18599-3 in der Sensitivitätsanalyse in Kapitel 5.1 untersucht.

Temperaturänderungsgrad

Der Temperaturänderungsgrad ϕ_t stellt einen weiteren generalisierenden und auf Abschätzungen beruhenden Parameter dar. Für einen sich drehenden, sprich aktivierten, RotWÜ ohne Sorption, von welchem im grundlegenden Fall ausgegangen wird, gibt VDI 2071 [21] den Bereich

$$0,6 \leq \phi_{t,\text{akt}} \leq 0,8 \quad (3.5)$$

an. Um der Leckage solcher WRG-Einheiten Beachtung zu schenken, wird auf eine Rückwärmzahl bei deaktiviertem RotWÜ zurückgegriffen, welche der restriktiven Annahme

$$0,2 \leq \phi_{t,\text{deakt}} \leq 0,4 \quad (3.6)$$

unterliegt. Demnach wird für den Referenzfall jeweils der Mittelwert $\phi_{t,\text{akt}} = 0,7$ und $\phi_{t,\text{deakt}} = 0,3$ verwendet.

Abschließend sei festgehalten, dass der, vor allem für den elektrischen Energiebedarf relevante, Parameter Δp der Ventilatoren für die gesamte RLT-Anlage basierend auf Empfehlungen für typische Werte zu 1600 Pa gesetzt wird [40]. Δp wirkt sich proportional auf die elektrische Leistung des Ventilators aus und entspricht dem wiederaufzubauenden Druckabfall, der durch Einbauten, Kanalwege der RLT-Anlage und die Durchströmung des Raumes entsteht [18].

3.2.2 Berechnungsgrundlagen

Vorab sei angemerkt, dass für die Simulation der durchgeführten Experimente an dem ZLG des E.ON ERC EBCs die gleiche thermodynamische Basis zugrunde liegt, jedoch mit leichter Abänderung, da der Teststand beispielsweise keine Befeuchtung beherrscht oder der Temperaturänderungsgrad ϕ_t keine Annahme darstellt sondern dem gemessenen Wert entspricht (s. Kapitel 4).

In den anknüpfenden Unterabschnitten werden die fünf in Abbildung 3.2 zusammengefassten Fälle „nur Heizen“, „nur Kühlen“, „Entfeuchten“, „Befeuchten und Heizen“, „Befeuchten und Kühlen“ unter thermodynamischen Gesichtspunkten erörtert. Der Endzustand, ob die WRG eingeschaltet ist oder nicht, hängt lediglich von der Wertigkeit der Rückwärmzahl ϕ_t ab und steht daher nicht in den nachstehenden Gleichungen. Demzufolge werden die sich aus der Rückwärmzahl ϕ_t ableitende Temperatur T_1 sowie die aus der Energiebilanz um den Zuluftventilator entstehende Temperatur T_5 jeweils als bekannte Größe verwendet. Die erläuternden Grafiken in den folgenden Abschnitten stellen einerseits den zu betrachtenden Bilanzraum und andererseits ein qualitatives Diagramm des Temperaturverlaufs über die Lauflänge der RLT-Anlage dar. Die Leistungen, Enthalpieströme und ggf. Temperaturdifferenzen an den geschweiften Klammern haben ebenfalls lediglich einen anschaulichen bzw. qualitativen Charakter.

Nur Heizen

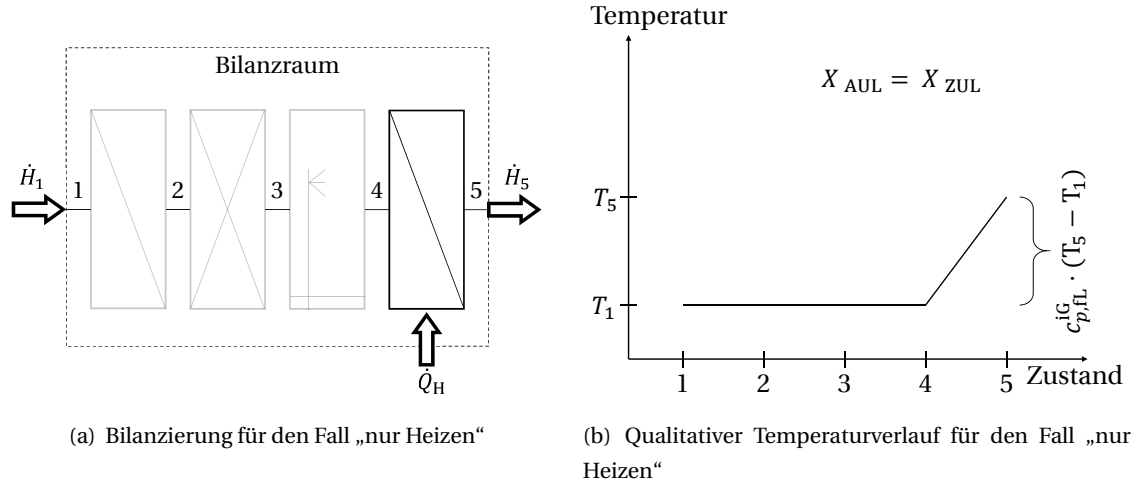


Abbildung 3.4: Bilanzraum und qualitativer Temperaturverlauf für den Fall „nur Heizen“

Im Fall, dass die AUL-Beladung im zulässigen Bereich des ZUL-Wassergehalts liegt und $T_1 < T_5$ gilt, wird lediglich der Luftmassenstrom im NH erwärmt und mithilfe der Bilanzierung nach Abbildung 3.4(a) entspricht die Heizleistung der Enthalpiedifferenz getreu

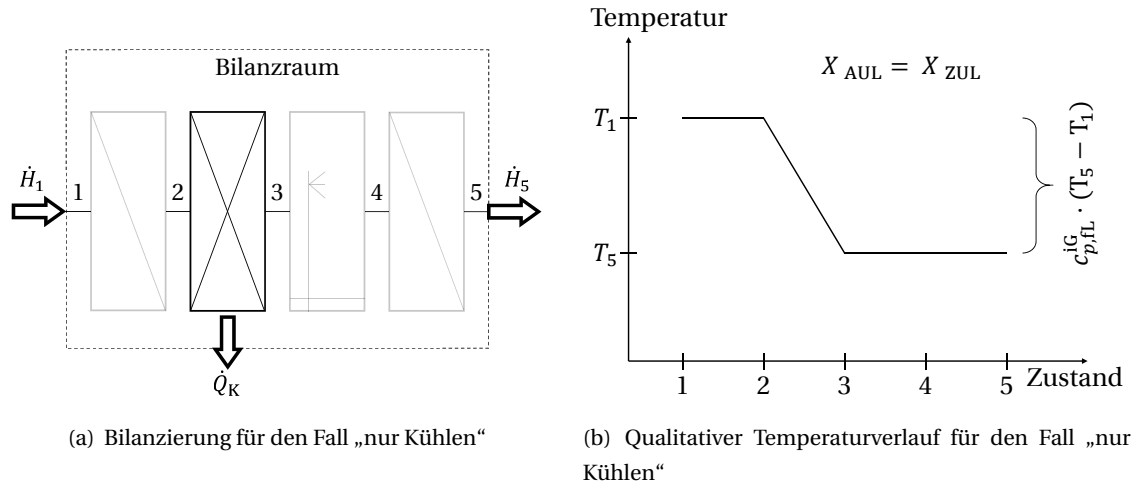
$$\dot{Q}_H = \Delta \dot{H}_{51} = \dot{H}_5 - \dot{H}_1. \quad (3.7)$$

Daraus resultierend, unter der Annahme idealer Gase und Ausdrücken der Enthalpieströme mittels Temperaturdifferenzen, berechnen sich die thermischen Leistungen, in Abhängigkeit bekannter Größen, zu:

$$\dot{Q}_K = 0 \quad (3.8a)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{V}_L \rho_L \cdot \left(c_{p,L}^{iG} + X_{AUL} c_{p,W}^{iG} \right) \cdot (T_5 - T_1) \quad (3.8b)$$

Nur Kühlen

**Abbildung 3.5:** Bilanzraum und qualitativer Temperaturverlauf für den Fall „nur Kühlen“

Analog zum ausschließlichen Heizen erfolgt das Herabkühlen unter der Bedingung $T_5 < T_1$ und $X_{ZUL,min} < X_{AUL} < X_{ZUL,max}$. Dadurch ergeben sich mithilfe der Energiebilanz

$$\dot{Q}_K = \Delta \dot{H}_{15} = \dot{H}_1 - \dot{H}_5 \quad (3.9)$$

die thermischen Leistungen zu:

$$\dot{Q}_K = \dot{V}_L \rho_L \cdot \left(c_{p,L}^{iG} + X_{AUL} c_{p,W}^{iG} \right) \cdot (T_1 - T_5) \quad (3.10a)$$

$$\dot{Q}_H = 0 \quad (3.10b)$$

Entfeuchten

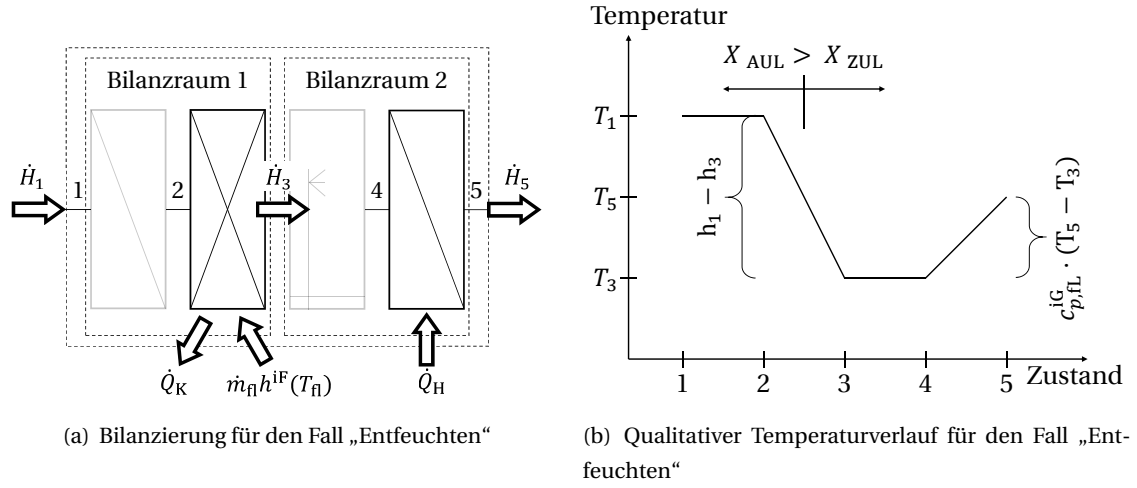


Abbildung 3.6: Bilanzraum und qualitativer Temperaturverlauf für den Fall „Entfeuchten“

Im Fall der Entfeuchtung muss der Zwischenzustandspunkt 3 betrachtet werden, da \dot{Q}_K über Bilanzraum 1 und \dot{Q}_H mithilfe von Bilanzraum 2 berechnet wird (s. Abbildung 3.6(a)). Die zunächst unbekannte Größe T_3 leitet sich vom, in Abschnitt 2.2.2 (s. Gleichung (2.3), S. 6) eingeführten, Bypassfaktor

$$\text{BPF} = \frac{T_3 - T_{\text{OF}}}{T_2 - T_{\text{OF}}} \quad (3.11)$$

ab. Dabei gilt aufgrund des nicht genutzten VHs $T_2 = T_1$, sowie unter der Annahme

$$T_{\text{OF}} = T_{\text{Tau}}(X_{\text{ZUL}}), \quad (3.12)$$

dass an der Oberfläche des Kühlers die zur ZUL-Beladung gehörige Taupunkttemperatur vorliegt.

Unter diesen Voraussetzungen berechnet sich die Kühlleistung wie folgt:

$$\dot{Q}_K = \dot{H}_1 - \dot{H}_3 - \dot{m}_f \cdot h^{iF}(T_f) = \underbrace{(\dot{H}_1 - \dot{H}_0)}_{\Delta \dot{H}_{10}} - \underbrace{(\dot{H}_3 - \dot{H}_0)}_{\Delta \dot{H}_{30}} - \dot{m}_f \cdot h^{iF}(T_f) \quad (3.13)$$

Mit:

$$\Delta \dot{H}_{10} = \dot{V}_L \rho_L \cdot \left(c_{p,L}^{iG} + X_{AUL} c_{p,W}^{iG} \right) \cdot (T_1 - T_0) \quad (3.14)$$

$$\Delta \dot{H}_{30} = \dot{V}_L \rho_L \cdot \left(c_{p,L}^{iG} + X_{ZUL} c_{p,W}^{iG} \right) \cdot (T_3 - T_0) \quad (3.15)$$

$$\dot{m}_{fl} = \dot{V}_L \rho_L \cdot (X_{AUL} - X_{ZUL}) \quad (3.16)$$

$$h^{iF}(T_{fl}) = h^{iG}(T_{fl}) - \Delta h_V(T_{fl}) \quad (3.17)$$

$$h^{iG}(T_{fl}) = c_{p,W}^{iG} \cdot (T_{fl} - T_0) \quad (3.18)$$

Zudem gelten die Annahmen, dass die Verdampfungsenthalpie $\Delta h_V(T_{fl})$ unabhängig von der Temperatur ist und die Temperatur des abgeführten flüssigen Wassers (Index: fl) der Lufttemperatur am Ende der Kühlstrecke entspricht:

$$\Delta h_V(T_{fl}) \approx \text{konst} \Rightarrow \Delta h_V(T_{fl}) = \Delta h_V \quad (3.19)$$

$$T_{fl} = T_3 \quad (3.20)$$

Durch Einsetzen der Größen in Gleichung (3.13) und Zusammenfassen bzw. Kürzen entsprechender Terme ergibt sich folgende Kühlleistung:

$$\dot{Q}_K = \dot{V}_L \rho_L \cdot \left[c_{p,L}^{iG} \cdot (T_1 - T_0 - T_3 + T_0) + X_{AUL} c_{p,W}^{iG} \cdot T_1 - \cancel{X_{AUL} c_{p,W}^{iG} \cdot T_0} - \cancel{X_{ZUL} c_{p,W}^{iG} \cdot T_3} \right] \quad (3.21)$$

$$+ \cancel{X_{ZUL} c_{p,W}^{iG} \cdot T_0} - X_{AUL} c_{p,W}^{iG} \cdot T_3 + \cancel{X_{AUL} c_{p,W}^{iG} \cdot T_0} + \cancel{X_{ZUL} c_{p,W}^{iG} \cdot T_3} - \cancel{X_{ZUL} c_{p,W}^{iG} \cdot T_0} \quad (3.22)$$

$$+ (X_{AUL} - X_{ZUL}) \cdot \Delta h_V \quad (3.23)$$

Unter Beachtung von Bilanzraum 2 in Abbildung 3.6(a) ergibt sich, analog zum Fall „nur Heizen“, die aufgewandte Wärmeleistung zu

$$\dot{Q}_H = \dot{H}_5 - \dot{H}_3. \quad (3.24)$$

Zusammenfassend ergibt sich:

$$\dot{Q}_K = \dot{V}_L \rho_L \cdot \left[\left(c_{p,L}^{iG} + X_{AUL} c_{p,W}^{iG} \right) \cdot (T_1 - T_3) + (X_{AUL} - X_{ZUL}) \cdot \Delta h_V \right] \quad (3.25a)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{V}_L \rho_L \cdot \left(c_{p,L}^{iG} + X_{ZUL} c_{p,W}^{iG} \right) \cdot (T_5 - T_3) \quad (3.25b)$$

Befeuchten und Heizen

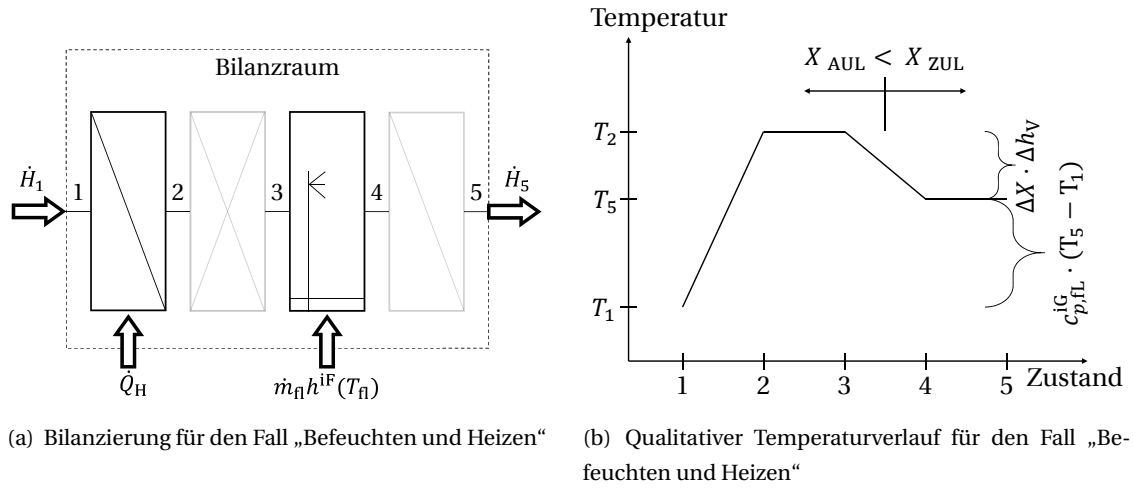


Abbildung 3.7: Bilanzraum und qualitativer Temperaturverlauf für den Fall „Befeuchten und Heizen“

Das Simulationsmodell der RLT-Anlage geht beim Befeuchten von der Thermodynamik eines Zerstäubungs-Luftbefeuchters aus (s. Abschnitt 2.2.3, S. 7), da bei der Dampf-befeuchtung entweder bereits aus anderen Prozessen Dampf vorliegt oder häufig elektrische Eigenenergie verwendet wird [41, S. 34]. Wegen dieser Gründe macht es bei der Betrachtung und Auslegung von Wärme- bzw. Kältenetzen mehr Sinn das Modell auf die Annahme adiabater Komponenten, also Zerstäubungs-Luftbefeuchter, zu stützen.

Sobald sich die absolute Außenluftfeuchte unterhalb des minimalen Sollwassergehalts der ZUL befindet, aktiviert das Modell den Befeuchter. Zur Erinnerung sei gesagt, dass die benötigte Verdampfungsenthalpie, um das flüssige Wasser in den gasförmigen Zustand übergehen zu lassen, dem Luftmassenstrom entzogen wird, infolge dessen eine Temperaturabsenkung im strömenden Fluid stattfindet. Einerseits muss Wärme im VH auf den Luftstrom übertragen werden, sofern die Temperatur T_1 niedriger ist als T_5 , andererseits muss im VH geheizt werden, wenn $T_1 > T_5$ und zusätzlich

$$(X_{ZUL} - X_{AUL}) \cdot \Delta h_V > \left(c_{p,L}^{iG} + X_{AUL} c_{p,W}^{iG} \right) \cdot (T_1 - T_5) \quad (3.26)$$

gilt (vgl. Abbildung 3.2 und 3.7(b)).

Unter Einsatz dieser Voraussetzungen berechnet sich die Heizleistung wie folgt:

$$\dot{Q}_H = \dot{H}_5 - \dot{H}_1 - \dot{m}_{fl} \cdot h^{iF}(T_{fl}) = \underbrace{(\dot{H}_5 - \dot{H}_0)}_{\Delta \dot{H}_{50}} - \underbrace{(\dot{H}_1 - \dot{H}_0)}_{\Delta \dot{H}_{10}} - \dot{m}_{fl} \cdot h^{iF}(T_{fl}) \quad (3.27)$$

Mit:

$$\Delta \dot{H}_{10} = \dot{V}_L \rho_L \cdot \left(c_{p,L}^{iG} + X_{AUL} c_{p,W}^{iG} \right) \cdot (T_1 - T_0) \quad (3.28)$$

$$\Delta \dot{H}_{50} = \dot{V}_L \rho_L \cdot \left(c_{p,L}^{iG} + X_{ZUL} c_{p,W}^{iG} \right) \cdot (T_5 - T_0) \quad (3.29)$$

$$\dot{m}_{fl} = \dot{V}_L \rho_L \cdot (X_{ZUL} - X_{AUL}) \quad (3.30)$$

$$h^{iF}(T_{fl}) = h^{iG}(T_{fl}) - \Delta h_V(T_{fl}) \quad (3.31)$$

$$h^{iG}(T_{fl}) = c_{p,W}^{iG} \cdot (T_{fl} - T_0) \quad (3.32)$$

Analog zum vorangehenden Fall wird die Verdampfungsenthalpie $\Delta h_V(T_{fl})$ als temperaturunabhängig angenommen und die Temperatur des flüssig zugeführten Wassers soll der des Sollzustandes T_5 entsprechen, wodurch sich der formelmäßige Zusammenhang

$$\Delta h_V(T_{fl}) \approx \text{konst} \Rightarrow \Delta h_V(T_{fl}) = \Delta h_V \quad (3.33)$$

$$T_{fl} = T_5 \quad (3.34)$$

erklärt.

Durch Einsetzen aller Größen in Gleichung (3.27) und Zusammenfassen bzw. Kürzen entsprechender Terme ergibt sich folgende Heizleistung:

$$\dot{Q}_H = \dot{V}_L \rho_L \cdot \left[c_{p,L}^{iG} \cdot (T_5 - \cancel{T_0} - T_1 + \cancel{T_0}) + \cancel{X_{ZUL} c_{p,W}^{iG} \cdot T_5} - \cancel{X_{ZUL} c_{p,W}^{iG} \cdot T_0} - X_{AUL} c_{p,W}^{iG} \cdot T_1 \right] \quad (3.35)$$

$$+ \cancel{X_{AUL} c_{p,W}^{iG} \cdot T_0} - \cancel{X_{ZUL} c_{p,W}^{iG} \cdot T_5} + \cancel{X_{ZUL} c_{p,W}^{iG} \cdot T_0} + X_{AUL} c_{p,W}^{iG} \cdot T_5 - \cancel{X_{AUL} c_{p,W}^{iG} \cdot T_0} \quad (3.36)$$

$$+ (X_{ZUL} - X_{AUL}) \cdot \Delta h_V \quad (3.37)$$

In der aktuellen Betrachtung existiert kein Kältebedarf. Abschließend lautet die Zusammenfassung:

$$\dot{Q}_K = 0 \quad (3.38a)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{V}_L \rho_L \cdot \left[\left(c_{p,L}^{iG} + X_{AUL} c_{p,W}^{iG} \right) \cdot (T_5 - T_1) + (X_{ZUL} - X_{AUL}) \cdot \Delta h_V \right] \quad (3.38b)$$

Befeuchten und Kühlen

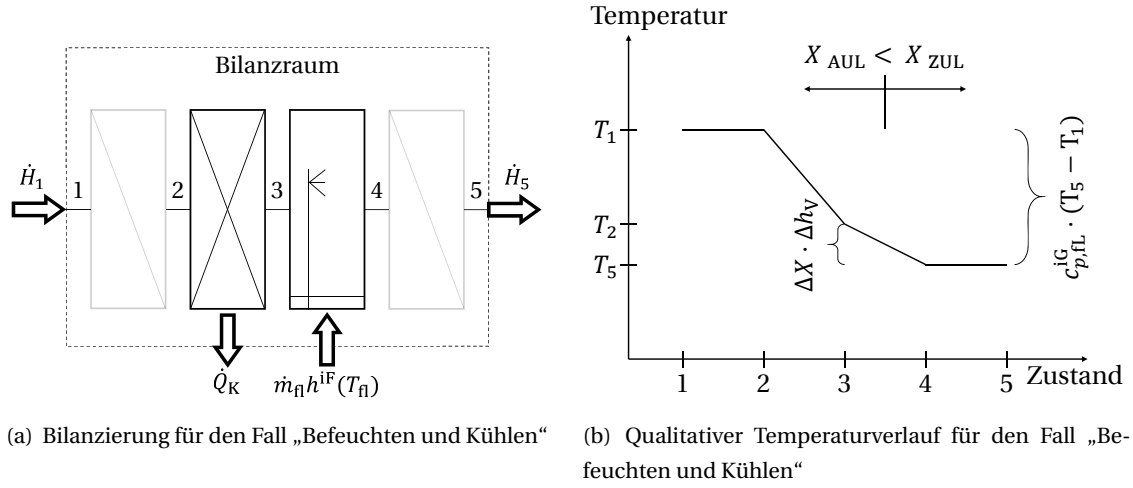


Abbildung 3.8: Bilanzraum und qualitativer Temperaturverlauf für den Fall „Befeuchten und Kühlen“

Falls die AUL-Temperatur so weit oberhalb der ZUL-Temperatur liegt, dass das Kühlen aufgrund des latenten Wärmeentzugs während der Befeuchtung nicht ausreicht, um die gewünschte Temperatur T_5 zu erreichen, muss zusätzliche Kühlenergie aufgebracht werden (vgl. Abbildung 3.8(b)). Unter Betrachtung von Abbildung 3.8(a) ergibt sich aus der Energiebilanz die Kälteleistung

$$\dot{Q}_K = \dot{H}_1 - \dot{H}_5 + \dot{m}_{fl} \cdot h^{iF}(T_{fl}) = \underbrace{(\dot{H}_1 - \dot{H}_0)}_{\Delta \dot{H}_{10}} - \underbrace{(\dot{H}_5 - \dot{H}_0)}_{\Delta \dot{H}_{50}} + \dot{m}_{fl} \cdot h^{iF}(T_{fl}). \quad (3.39)$$

Mit:

$$\Delta \dot{H}_{10} = \dot{V}_L \rho_L \cdot \left(c_{p,L}^{iG} + X_{AUL} c_{p,W}^{iG} \right) \cdot (T_1 - T_0) \quad (3.40)$$

$$\Delta \dot{H}_{50} = \dot{V}_L \rho_L \cdot \left(c_{p,L}^{iG} + X_{ZUL} c_{p,W}^{iG} \right) \cdot (T_5 - T_0) \quad (3.41)$$

$$\dot{m}_{fl} = \dot{V}_L \rho_L \cdot (X_{ZUL} - X_{AUL}) \quad (3.42)$$

$$h^{iF}(T_{fl}) = h^{iG}(T_{fl}) - \Delta h_V(T_{fl}) \quad (3.43)$$

$$h^{iG}(T_{fl}) = c_{p,W}^{iG} \cdot (T_{fl} - T_0) \quad (3.44)$$

In Analogie zum zuvor beschriebenen Fall gelten die Vereinfachungen:

$$\Delta h_V(T_{fl}) \approx \text{konst} \Rightarrow \Delta h_V(T_{fl}) = \Delta h_V \quad (3.45)$$

$$T_{fl} = T_5 \quad (3.46)$$

Durch Einsetzen aller Größen in Gleichung (3.39) und anschließendem Zusammenfassen und Kürzen entsprechender Terme ergibt sich die Kälteleistung

$$\dot{Q}_K = \dot{V}_L \rho_L \cdot \left[c_{p,L}^{iG} \cdot (T_1 - T_0 - T_5 + T_0) + X_{AUL} c_{p,W}^{iG} \cdot T_1 - X_{AUL} c_{p,W}^{iG} \cdot T_0 - X_{ZUL} c_{p,W}^{iG} \cdot T_5 \right] \quad (3.47)$$

$$+ X_{ZUL} c_{p,W}^{iG} \cdot T_0 + X_{ZUL} c_{p,W}^{iG} \cdot T_5 - X_{ZUL} c_{p,W}^{iG} \cdot T_0 - X_{AUL} c_{p,W}^{iG} \cdot T_5 + X_{AUL} c_{p,W}^{iG} \cdot T_0 \quad (3.48)$$

$$- (X_{ZUL} - X_{AUL}) \cdot \Delta h_V \quad (3.49)$$

Da im betrachteten Fall keine Heizleistung erbracht wird, ergibt sich die Zusammenfassung:

$$\dot{Q}_K = \dot{V}_L \rho_L \cdot \left[\left(c_{p,L}^{iG} + X_{AUL} c_{p,W}^{iG} \right) \cdot (T_1 - T_5) - (X_{ZUL} - X_{AUL}) \cdot \Delta h_V \right] \quad (3.50a)$$

$$\dot{Q}_H = 0 \quad (3.50b)$$

4 Experimentelle Untersuchung einer raumluftechnischen Anlage

4.1 Versuchsaufbau

Zur Validierung wird das im vorangehenden Kapitel erläuterte Simulationsmodell mithilfe des institutseigenen ZLGs experimentell überprüft. Das modular aufgebaute ZLG in der Versuchshalle des E.ON ERCs eignet sich gut für die Untersuchung der RLT von Laboren, da die Anlage eine Leistung besitzt, mit der sie in der Lage ist eine ca. 160 m^2 große Laborfläche mit einem nach DIN 1946-7 [11] vorgegebenen Mindestluftvolumenstrom von $\dot{V}_{L,\min} = 25 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{m}^2)$ zu versorgen. Als Luftförderkomponenten dienen zwei Ventilatoren der Firma Ziehl-Abegg SE [42]. Während der zuluftseitige Lüfter einen Volumenstrom von $\dot{V}_L = 4000 \text{ m}^3/\text{h}$ (bei $P_{\text{el}} = 2,5 \text{ kW}$ und Drehzahl $n = 3640 \text{ min}^{-1}$) zur Verfügung stellt, erreicht der Abluftventilator einen Wert von $\dot{V}_L = 5500 \text{ m}^3/\text{h}$ (bei $P_{\text{el}} = 2,4 \text{ kW}$ und Drehzahl $n = 2400 \text{ min}^{-1}$) [43].

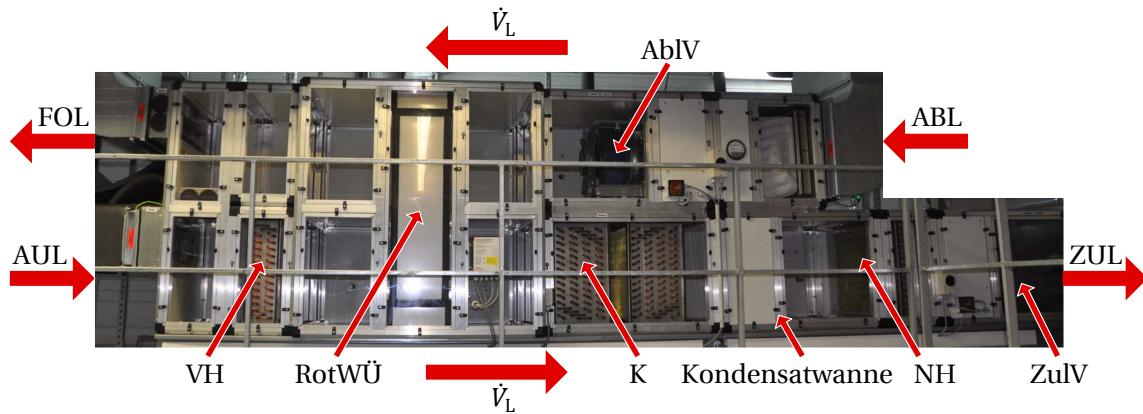


Abbildung 4.1: Übersicht der Versuchsanlage mit Benennung der Komponenten (Kürzel s. Tabelle 2.1)

Wie die Fotografie in Abbildung 4.1 darstellt, durchläuft der Außenluftstrom in der RLT-Anlage zunächst einen Vorerhitzer und passiert anschließend einen RotWÜ. Im darauf folgenden Kühler besteht die Möglichkeit, dem Luftstrom thermische Energie zu entziehen und diesen im Fall der Entfeuchtung auf die entsprechende Taupunkttemperatur herunter zu kühlen. In diesem Szenario fällt flüssi-

ges Wasser aus, welches in einer Abtropfwanne unterhalb des mit Kühlwasser durchströmten Wärmeübertragers sowie in der sich anschließenden Kondensatwanne abfließt. Des Weiteren folgt ein Nacherhitzer zum Erwärmen der Luftmasse auf die geforderte Zulufttemperatur. Alle verbauten Wärmeübertrager sind Gegenstrom-Plattenwärmetauscher.

In Kontrast zum rechteckigen Querschnitt von 1,00 m x 0,65 m der modularen Systembauteile (vergleiche Abbildung 4.1), strömt die Zuluft nach Verlassen des Zuluftventilators durch ca. 50 m Wickelfalzrohr mit einem Kreisdurchmesser von 355 mm und gelangt als Abluft zurück in die obere Hälfte der RLT-Anlage. Der Abluftventilator beschleunigt das Fluid so, dass es anschließend fortluftseitig den RotWÜ passiert und letztlich als Fortluft in die Atmosphäre ausgestoßen wird.

Der Kurzschluss zwischen Zu- und Abluft bildet eine Konstanz der Raumluftcharakteristik nach. Grund ist die im Fokus liegende Laborsimulation, welche in der Lage sein muss Räume mit sensiblen Toleranzen bezüglich Raumluft widerzuspiegeln. Laboratorien werden mit dem Ziel der idealen Abführung von Schadstoffen sowie der Wahrung von Temperatur- und Feuchtestabilität mit einem hohen Luftvolumenstrom versorgt.

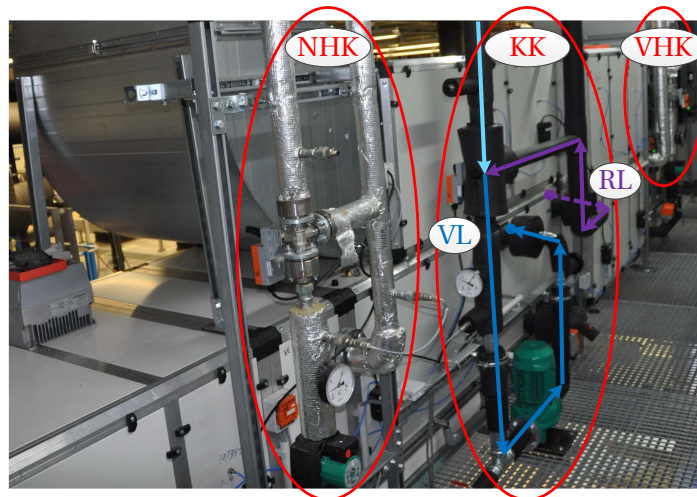


Abbildung 4.2: Rückseite der RLT-Anlage mit thermischen Kreisläufen (VHK: Vorheizkreislauf, KK: Kühlkreislauf, NHK: Nachheizkreislauf, VL: Vorlauf, RL: Rücklauf)

Die thermischen Kreisläufe werden von dem Arbeitsfluid Wasser durchströmt während ein Mischventil für eine regulierbare Leistungsabgabe sorgt, indem Wasser direkt aus einem Fernwärme- bzw. Fernkältenetz anteilig mit umgewälztem Wasser aus dem jeweiligen Wärmetauscher vereinigt wird (siehe Abbildung 4.2). Anschaulich zeigt Abbildung 4.2 die drei Wasserkreisläufe sowie die durch Pfeile gekennzeichneten Fließrichtungen beispielhaft am Kühlkreislauf.

Sowohl die Drehzahl der Ventilatoren als auch des RotWÜs wird über ein Steuersignal in Form von Spannungserhöhung respektive -absenkung geregelt. Von Vorteil ist an dieser Stelle eine Bedienungsoberfläche, die über den Browser aus dem hausinternen Netzwerk aufgerufen werden kann und auf welcher oben genannte Einstellungsmöglichkeiten durch Eingabe der jeweiligen Stellgröße zwischen 0 % und 100 % vorgenommen werden können.

Wasserseitig kommen Pt-Temperatursensoren zur Bestimmung der Vor- und Rücklauftemperaturen zum Einsatz. Der Flüssigkeitsvolumenstrom wird von einem Ultrasonic Flow Sensor [44] der Firma BELIMO Automation AG detektiert. Im inneren, luftdurchströmten Bereich der RLT-Anlage sind sogenannte PTH-Kombi-Fühler [45] der Walter Müller AG [46] an punktuellen Stellen in Gebrauch. Diese sind in der Lage, mit einer einzigen Sensoreinheit die intensiven Zustandsgrößen Temperatur T , relative Feuchte φ und Druckdifferenz Δp zu messen. Die Positionierung der Fühler ist mit den Zahlen 1 bis 7 im Anlagenschema in Abbildung 4.3 dargestellt. Die Indizierung der Variablen des Kapitels 4 entspricht der Bezifferungen der Zustandspunkte, wie sie in Abbildung 4.3 deklariert sind. Der Luftvolumenstrom \dot{V}_L wird mithilfe einer, im Rahmen der Masterarbeit zusätzlich eingebauten, Venturidüse (Langversion nach DIN EN ISO 5167-1 mit einem Durchmesser von 355 mm, s. [47]) der Firma Beck Kunststoffverformungs GmbH [48] bestimmt. Für diesen Zweck übernimmt ein weiterer PTH-Sensor die notwendige Messung des Wirkdrucks Δp_V in der Düse. Mit diesem gemessenen Wirkdruck wird der gesuchte Volumenstrom berechnet. Alle gemessenen Daten werden in 10-sekündlicher Auflösung aufgezeichnet.

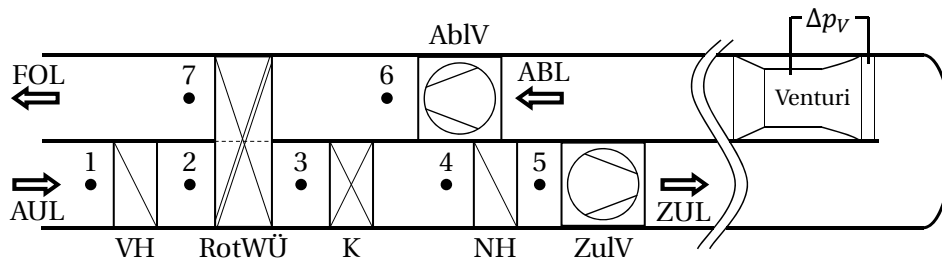


Abbildung 4.3: Positionierung der Bauteile und PTH-Kombi-Fühler im Innenraum der RLT-Anlage

Zusammenfassend ist der Versuchsstand in der Lage, den durchgesetzten Luftmassenstrom zu kühlen, zu heizen und zu entfeuchten. Letztgenannte Zustandsänderung wird lediglich durch die minimale Kühlwassertemperatur von ca. 9 °C limitiert, d. h. bei einer niedrigen Beladung der Außenluft von etwa 7 g/kg kann die benötigte Taupunkttemperatur $T_{\text{Tau}} \approx 9$ °C nicht erreicht werden, infolgedessen kein flüssiges Wasser ausfallen kann (vgl. Abbildung A.1). Die Durchführung der Experimente findet in den Sommermonaten statt, in denen i. d. R. hohe Temperaturen gepaart mit hohen absoluten Feuchten vorherrschen. Der Fall einer Befeuchtung kann, aufgrund fehlender Anlagen-

komponenten wie eines Sprühbefeuchters, nicht nachgebildet werden. Des Weiteren besteht die Möglichkeit der Wärmerückgewinnung mithilfe des RotWÜs.

4.2 Versuchsdurchführung

Zur Validierung des erstellten Simulationsmodells werden die Experimente systematisch in verschiedenen Fällen durchgeführt, in denen jeweils ein aussagekräftiger Parameter variiert wird. Als Konsequenz dessen kristallisieren sich die jeweiligen Einflüsse durch das Verändern einer Kenngröße heraus und können dadurch in Abschnitt 4.3 bewertet werden.

Da der VH lediglich im Fall der Befeuchtung einen Sinn hat, wird er zum Erzeugen eines inszenierten Außenluftzustandes verwendet. Das heißt bei eingeschaltetem VH wird ein Zustand 2 (vergleiche Abbildung 4.3) mit erhöhter Temperatur generiert. Daraus schließend fungiert die Luftcharakteristik an dieser Stelle als Außenluftzustand.

Im Rahmen des Projekts „EnEff:Campus“ (für Details s. Abschnitt 2.1, S. 3) wird der thermische Energieverbrauch über große Zeiträume, i. d. R. ein Jahr, betrachtet, worin sich die Analyse von stationär ablaufenden Experimenten begründet. Dementsprechend gilt die Datenerfassung für eine Zeitperiode von durchschnittlich 19 h nachdem Einschwingvorgänge keinen Effekt mehr zeigen. Diese Stationaritätsannahme wird zusätzlich durch die Empfehlung der Vornorm DIN V 18599-3 [12] gestützt, welche ein Berechnungsverfahren für den Nutzenergiebedarf für die energetische Luftaufbereitung zur Hand gibt und vorschreibt, die „Leistungswerte [...] grundsätzlich für stationäre Zustände zu ermitteln“ [12, S. 87]. Hinzuzufügen ist, dass lediglich eine manuelle Regulierung der Mischventilstellung und Eingangsspannungen möglich ist (vergleiche Abschnitt 4.1) und somit keine vollständige Konstanz der thermischen Leistungen erzielt werden kann, da immer ein sich zeitlich langsam ändernder Außenluftzustand vorliegt. Diese Effekte werden entsprechend im Simulationsmodell abgebildet und wegen der geringen Änderungsrate können die Experimente als quasi-stationär bezeichnet werden.

Die 20 durchgeführten Experimente unterteilen sich in die folgenden drei Kategorien (vergleiche Tabelle 4.1):

- ▷ ohne Entfeuchtung, ohne Kühlen, mit Heizen (Nummer 1 bis 9)
- ▷ ohne Entfeuchtung, mit Kühlen, ohne Heizen (Nummer 10 bis 13)
- ▷ mit Entfeuchtung, mit Kühlen, mit Heizen (Nummer 14 bis 20)

Innerhalb der aufgelisteten Kategorien wird i. d. R. ein Parameter mit fortlaufender Experimentnummer variiert. Häufig ist dies der Volumenstrom \dot{V}_L oder das Ein- bzw. Ausschalten des RotWÜs. Von Versuch 5 zu 6 findet ein Verringern der Heizleistung statt. Analog wird von Test 11 zu Test 12

die Kühlleistung verringert, während zwischen Experiment 15 und 17 sowohl die Kühl- als auch die Heizleistung erhöht werden. Neben diesen drei Ausnahmen, die nicht direkt aus Tabelle 4.1 hervorgehen, steigt der Entfeuchtungsgrad zwischen den Nummern 16 und 17, d. h. die Differenz zwischen Außenluft- und Zuluftbeladung vergrößert sich. Dies begründet sich in einem während des Experiments spontan und heftig auftretenden Niederschlags.

Tabelle 4.1: Übersicht der 20 Experimente mit Nennung der wichtigsten Parameter

Nr.	Entfeuchtung	Vorheizser	Kühler	Nachheizser	RotWÜ	\dot{V}_L (Stellgröße in %)
1	nein	nein	nein	ja	ja	niedrig (40)
2	nein	nein	nein	ja	ja	mittel (45)
3	nein	nein	nein	ja	ja	mittel (60)
4	nein	nein	nein	ja	ja	mittel (65)
5	nein	nein	nein	ja	ja	hoch (90)
6	nein	nein	nein	ja	ja	hoch (90)
7	nein	nein	nein	ja	nein	hoch (80)
8	nein	nein	nein	ja	nein	niedrig (30)
9	nein	ja	nein	ja	nein	hoch (80)
10	nein	ja	ja	nein	ja	niedrig (35)
11	nein	ja	ja	nein	ja	hoch (75)
12	nein	ja	ja	nein	ja	hoch (75)
13	nein	ja	ja	nein	nein	hoch (75)
14	ja	nein	ja	ja	nein	niedrig (40)
15	ja	nein	ja	ja	nein	hoch (70)
16	ja	nein	ja	ja	nein	hoch (80)
17	ja	nein	ja	ja	nein	hoch (80)
18	ja	ja	ja	ja	ja	niedrig (30)
19	ja	ja	ja	ja	ja	hoch (70)
20	ja	ja	ja	ja	nein	hoch (80)

4.3 Auswertung

Das Auswertungskapitel erklärt eingangs das Zustandekommen der Rückwärmzahl ϕ_r für die jeweilige Experimentsimulation. Anschließend werden in Abschnitt 4.3.2 die in die Betrachtung mit einbezogenen Fehler, die sich aus Ungenauigkeiten der Messsensorik ergeben, sowie deren Weiterentwicklung hin zur berechneten Endgröße evaluiert. Mithilfe der dadurch gewonnenen Minimal- und Maximalwerte können die erarbeiteten Ergebnisse sowohl qualitativ als auch quantitativ bewertet

werden. Abschließend werden die Messungen anhand der in der Theorie (siehe Teilkapitel 2.4, S. 15) vorgestellten Kennzahlen evaluiert.

Da der thermische Energieverbrauch Fokus der Abschlussarbeit und des Projektes „EnEff:Campus“ ist, werden ausschließlich der Wärme- und Kälteverbrauch bewertet. Aufgrund dessen wird die elektrische Leistung P_{el} zwar berechnet, sonst jedoch außer Acht gelassen.

Zur Validierung des erstellten Simulationsmodells werden für die Simulation des ZLGs die gleichen Eingangs- und Zielgrößen wie im Gebäudemodell definiert (vergleiche Kapitel 3.2.1, S. 23). Tabelle 4.2 zeigt die entsprechende Zuordnung zum Experiment. In den beiden Spalten der Eingangsgrößen stehen jeweils die beiden korrespondierenden Kennwerte in derselben Zeile. Die rechte Spalte listet die vier Ausgangsgrößen auf, die zwischen Gebäude- und Experimentsimulation identisch sind.

Tabelle 4.2: Messwerte als Eingangsgrößen für das Simulieren der Experimente und deren Zuordnung zum Gebäudesimulationsmodell sowie dazugehörige Ausgangsgrößen

Eingangsgrößen für Simulation der Experimente	Eingangsgrößen für Simulation mit Gebäudemodell	Ausgangsgrößen für beide Modelle
T_2	T_{AUL}	\dot{Q}_K
X_2	X_{AUL}	\dot{Q}_H
T_5	T_{ZUL}	\dot{V}_L
X_5	X_{ZUL}	P_{el}
T_6	T_{ABL}	
X_6	X_{ABL}	
\dot{V}_L	\dot{V}_L	

4.3.1 Bestimmung der Rückwärmzahl

Die Rückwärmzahlen eines Zeitschrittes, welche sich aus den gemessenen Temperaturen T_2 , T_3 und T_6 ergeben, bilden im Mittel den Parameter $\phi_{t,Sim}$ für die Simulation des entsprechenden Versuches nach

$$\phi_{t,Sim} = \frac{\sum_{i=1}^N \frac{T_{3,Mess}(t_i) - T_{2,Mess}(t_i)}{T_{6,Mess}(t_i) - T_{2,Mess}(t_i)}}{N}. \quad (4.1)$$

Dabei ist $T_{k,Mess}(t_i)$ die gemessene Temperatur an der Messstelle k zum i -ten Zeitpunkt t_i und N die Gesamtanzahl der Zeitschritte der Messung.

Abbildung 4.4 demonstriert die für die Simulation der Experimente verwendeten Rückwärmzahlen bei eingeschaltetem RotWÜ ($\phi_{t,akt}$, grüne Säulen) und bei deaktivierter WRG ($\phi_{t,deakt}$, rote Säulen).

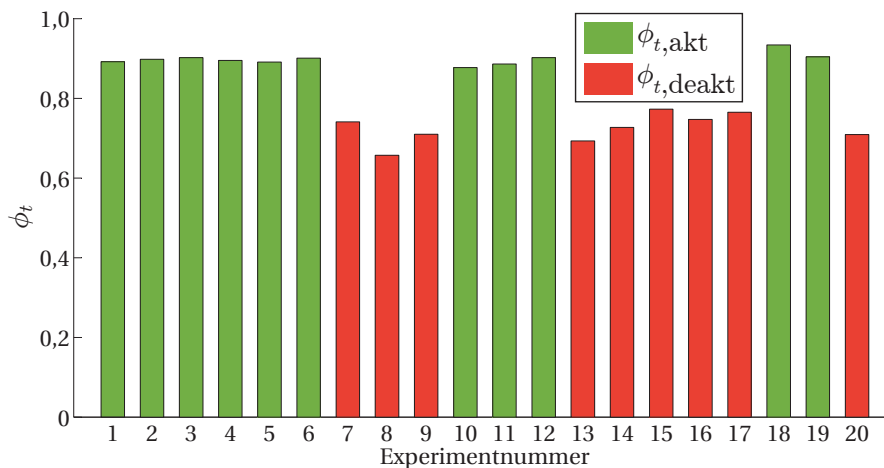


Abbildung 4.4: Temperaturänderungsgrad $\phi_{t,Sim}$ der Experimente

Es ergibt sich eine mittlere Rückwärmzahl der 11 Versuche bei aktivierter Rückwärmkomponente von $\bar{\phi}_{t,akt} = 0,898$ und der 9 Versuche ohne Drehen des RotWÜs von $\bar{\phi}_{t,deakt} = 0,725$. Auffällig ist der hohe Wert von 0,725, der sich möglicherweise durch eine hohe Leckage erklärt, die aufgrund ungenauen Einbaus auf einen breiten Spalt zwischen Rotationsmasse und Gehäuse zurückzuführen ist. Diese untypisch hohen Werte werden dennoch als Parameter für die Simulationen übernommen, um dem negativen Effekt der Leckage Rechnung zu tragen.

4.3.2 Messungenauigkeiten

Als wichtige Bewertungsgrundlage dient der Vergleich der gemessenen mit den simulierten thermischen Leistungen. Da Messgeräte immer eine limitierte Genauigkeit besitzen, werden die Toleranzangaben der Hersteller aus dem jeweiligen Produkthandbuch verwendet, um minimale und maximale Endwerte der Zielgrößen Kühl- und Heizleistung zu bestimmen. Während die Referenzwerte der Messungen wasserseitig, d. h. mit für Flüssigkeiten ausgelegten Messsensoren, in den thermischen Kreisläufen detektiert werden, werden die Eingangsdaten für die Simulation luftseitig mit den PTH-Kombi-Fühlern sowie der Venturidüse bestimmt.

Zunächst werden Stoffwerttabellen und empirische Formeln zur Berechnung der Temperaturabhängigkeit der stoffeigenen Größen ρ_W und $c_{p,W}^{iF}$ für Wasser im Bereich 0 °C bis 90 °C herangezogen (s. Tabelle A.4). Zudem wird in nachstehender Auflistung in Klammern angegeben, welchen Charakter die Kennlinien für eine steigende Temperatur aufweisen.

- ▷ Wasserdichte ρ_W bei 2,5 bar (streng monoton fallend)
- ▷ spezifische Wärmekapazität für flüssiges Wasser $c_{p,W}^{iF}$ (bis 35 °C streng monoton fallend, ab 35 °C streng monoton steigend)

Des Weiteren gilt für die Pt-Temperatursensoren, unter Annahme der mittleren Toleranzklasse B nach DIN EN 60751 [49], eine Grenzabweichung von

$$\pm \left(0,3 + 0,005 \cdot \left| \frac{T}{^{\circ}\text{C}} \right| \right) ^{\circ}\text{C}. \quad (4.2)$$

Für die Volumenstrommessung des Wassers werden im Vorheiz- und Kühlkreislauf jeweils das Messgerät Q2-81F1 der Firma Belimo Automation AG [50] (Nennvolumenstrom $\dot{V}_{\text{nom}} = 108 \text{ l/min}$) und im Nachheizkreislauf die Komponente Q2-81D1 ($\dot{V}_{\text{nom}} = 39 \text{ l/min}$) verwendet. Im Handbuch [44] wird für zwei Bereiche je ein Toleranzfeld für den Wasservolumenstrom \dot{V}_W angegeben:

- ▷ Für 0 % bis 25 % von \dot{V}_{nom} gilt: $\dot{V}_W = \pm 0,015 \cdot \dot{V}_{\text{nom}}$
- ▷ Für 25 % bis 100 % von \dot{V}_{nom} gilt: $\dot{V}_W = \pm 0,06 \cdot \dot{V}_{W,\text{Mess}}$

Hierbei steht $\dot{V}_{W,\text{Mess}}$ für den tatsächlich gemessenen Wert.

Somit werden allen gemessenen Größen einkalkuliert und unter Einbezug der Temperaturdifferenz ΔT zwischen Vor- und Rücklauf berechnet sich die thermische Leistung

$$\dot{Q}_{\text{Mess}} = \dot{V}_W \cdot \rho_W \cdot c_{p,W}^{\text{if}} \cdot |\Delta T|. \quad (4.3)$$

Des Weiteren gilt es, die luftseitigen Unsicherheiten näher zu betrachten, um Aussagen über die Grenzwerte der Simulationsergebnisse \dot{Q}_{Sim} zu gewinnen. Zu diesem Zweck werden analog zum Wasserkreislauf die stoffeigenen Kenngrößen für den luftdurchströmten Innenraum der Versuchsanlage temperaturabhängig in die Fehlerrechnung mit einbezogen (s. Tabelle A.4). Erneut wird in folgender Auflistung in Klammern angegeben, welchen Charakter die Kennlinien für eine steigende Temperatur aufweisen.

- ▷ Luftdichte ρ_L bei 1,0 bar (streng monoton fallend)
- ▷ spezifische Wärmekapazität für Luft $c_{p,L}^{\text{ig}}$ (streng monoton steigend)
- ▷ spezifische Wärmekapazität für gasförmiges Wasser $c_{p,W}^{\text{ig}}$ (streng monoton steigend)

Der Luftvolumenstrom \dot{V}_L berechnet sich gemäß Datenblatt der Venturidüse [47] zu

$$\dot{V}_L = C \cdot \sqrt{\Delta p_V}. \quad (4.4)$$

Mit:

- ▷ C Düsenkonstante nach [47, S. 17]: $C = 204,5 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{Pa}^{-1/2})$
- ▷ Δp_V Druckdifferenz über die Lauflänge der Venturidüse

Die Beladung der Luft $X = f(T, \varphi)$ ist eine mit T streng monoton steigende, respektive mit φ fallende, Funktion.

Alle drei notwendigen Zustandsgrößen Δp , T und φ werden durch den PTH-Kombi-Fühler gemessen und besitzen laut Handbuch [45] folgende Genauigkeiten:

- ▷ Differenzdruck Δp : $\pm 2 \%$
- ▷ Temperatur T : $\pm 0,5 \text{ K}$
- ▷ Relative Luftfeuchte φ : $\pm 3,5 \%$ -Punkte

Da an jeder Sensorposition nur je ein PTH-Fühler vorhanden ist und dieser lediglich imstande ist punktuell zu messen, gilt die Inhomogenität des Temperaturfeldes über den Strömungsquerschnitt als nicht quantifizierbarer Unsicherheitsfaktor. Hinzu kommt laut Richtlinie für Wärmerückgewinnungssysteme VDI 3803-5 [19, S. 24], dass „[d]urch die Drehung der Speichermasse [...] ein ungleichmäßiges Temperaturprofil nach dem Rotor [entsteht]“, weshalb besonders Messposition 3 (s. Abbildung 4.3) von diesem Effekt betroffen ist.

Abschließend berechnet sich die simulierte thermische Leistung \dot{Q}_{Sim} in Abhängigkeit der Eingangsgrößen je nach Fall wie folgt:

- ▷ Nur Heizen:

$$\dot{Q}_{\text{Sim,H}} = \dot{V}_L \rho_L \cdot \left[\left(c_{p,L}^{\text{iG}} + X_5 c_{p,W}^{\text{iG}} \right) \cdot (T_5 - T_2) - \phi_{t,\text{Sim}} \cdot \left(c_{p,L}^{\text{iG}} + X_2 c_{p,W}^{\text{iG}} \right) \cdot (T_6 - T_2) \right] \quad (4.5)$$

- ▷ Nur Kühlen:

$$\dot{Q}_{\text{Sim,K}} = \dot{V}_L \rho_L \cdot \left(c_{p,L}^{\text{iG}} + X_5 c_{p,W}^{\text{iG}} \right) \cdot (T_2 - T_5) \quad (4.6)$$

- ▷ Entfeuchtung:

$$\dot{Q}_{\text{Sim,H}} = \dot{V}_L \rho_L \cdot \left(c_{p,L}^{\text{iG}} + X_5 c_{p,W}^{\text{iG}} \right) \cdot (T_5 - T_4) \quad (4.7)$$

$$\dot{Q}_{\text{Sim,K}} = \dot{V}_L \rho_L \cdot \left[\left(c_{p,L}^{\text{iG}} + X_2 c_{p,W}^{\text{iG}} \right) \cdot (T_2 - T_4) + (X_2 - X_5) \cdot \Delta h_V \right] \quad (4.8)$$

Hierbei leitet sich T_4 (vgl. Gleichung (2.3), S. 7, sowie mit der Annahme aus Gleichung (3.12), S. 29) von

$$\text{BPF} = 0,2 = \frac{T_4 - T_{\text{Tau}}(X_5)}{T_3 - T_{\text{Tau}}(X_5)} \quad (4.9)$$

ab.

4.3.3 Relative Abweichung der thermischen Energie

Als wichtiges Bewertungskriterium der Kongruenz zwischen Messung und Simulation der Versuche dienen die relativen Fehler $\Delta Q_{H,\%}$ für Wärme und $\Delta Q_{K,\%}$ für Kälte, die sich mithilfe der thermischen Leistungen über die Dauer Δt_E eines Experiments ergeben und gegeben sind durch

$$\Delta Q_{H,\%} = \frac{\int_0^{\Delta t_E} \dot{Q}_{\text{Mess,H}} dt - \int_0^{\Delta t_E} \dot{Q}_{\text{Sim,H}} dt}{\int_0^{\Delta t_E} \dot{Q}_{\text{Mess,H}} dt} = \frac{Q_{\text{Mess,H}} - Q_{\text{Sim,H}}}{Q_{\text{Mess,H}}}, \quad (4.10)$$

$$\Delta Q_{K,\%} = \frac{\int_0^{\Delta t_E} \dot{Q}_{\text{Mess,K}} dt - \int_0^{\Delta t_E} \dot{Q}_{\text{Sim,K}} dt}{\int_0^{\Delta t_E} \dot{Q}_{\text{Mess,K}} dt} = \frac{Q_{\text{Mess,K}} - Q_{\text{Sim,K}}}{Q_{\text{Mess,K}}}. \quad (4.11)$$

Abbildung 4.5 visualisiert die prozentualen Abweichungen für Heiz- und Kühlenergie in einem Diagramm. In den ersten beiden Kategorien stechen die Tests 5, 6 und 13 heraus, wohingegen in der Kategorie „mit Entfeuchtung“ in allen Versuchen 14 bis 20 verhältnismäßig moderate Abweichungen auftreten.

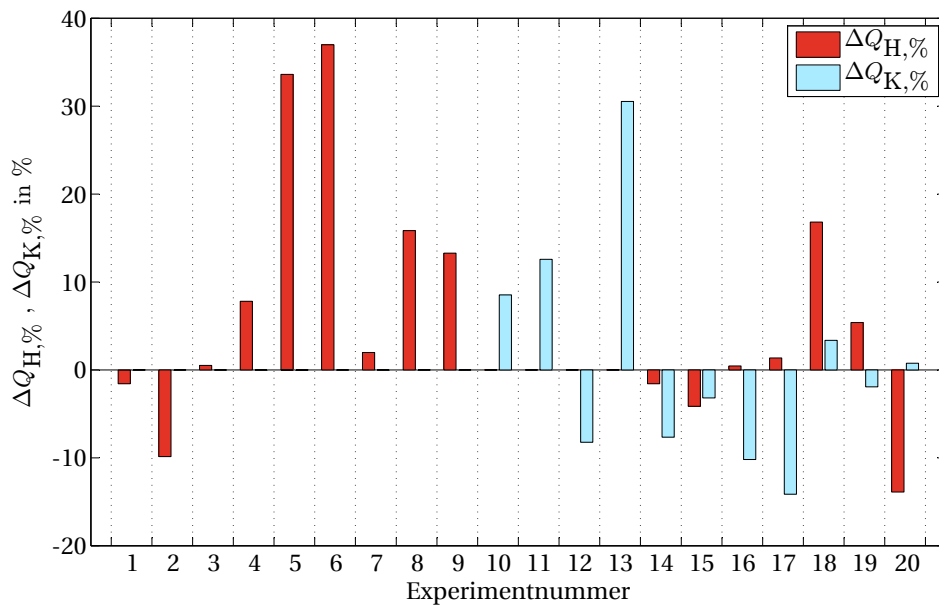


Abbildung 4.5: Relative Fehler der thermischen Energieverbräuche

Experimente 5 und 6 unterscheiden sich zum vorangehenden Versuch Nummer 4 vor allem in einem ca. 1,5-fach größeren Luftvolumenstrom, der stärkere Verwirbelungen am zuluftseitigen Aus-

tritt des RotWÜs in der Nähe von Zustandspunkt 3 verursacht [19]. Dieser Fehlereinfluss durch Inhomogenitäten im Temperaturfeld ist nicht direkt quantifizierbar und eine denkbare Erklärung für diese Abweichungen.

Der sprunghafte Unterschied zwischen den Versuchsummern 6 und 7 ist durch das Abschalten des RotWÜs zu erklären, da dies, neben einer minimalen Volumenstromabsenkung, der einzige veränderte Parameter ist. Gegenteiliger Effekt ist bei der relativen Abweichung von Messung 13 in Bezug auf Nummer 12 zu beobachten. Grund dafür ist womöglich der entgegengesetzte Wärmefluss in der WRG-Komponente bei gleichbleibender Strömungsrichtung der Luft und vorhandener Leckage. Während in der ersten Experimentkategorie „nur Heizen“ Wärme von der Abluft- zur Zuluftseite fließt, ist in der zweiten Kategorie „nur Kühlen“ die Lufttemperatur auf Seiten der Abluft niedriger und das Potenzial für Wärmeleitung kehrt sich um.

4.3.4 Plausibilitätsbetrachtung

Die qualitative Beurteilung und Plausibilitätsprüfung der Ergebnisse des vorigen Abschnitts 4.3.3 werden durch Beachtung der möglichen Messunsicherheiten (s. Kapitel 4.3.2) und deren Weiterentwicklung in den Berechnungsvorschriften durchgeführt. Zu diesem Zweck werden – in Abbildung 4.6 für die Wärme und in Abbildung 4.7 für die Kälte – das arithmetisch Mittel der Leistung $\bar{\dot{Q}}_{\text{Mess,H}}$ bzw. $\bar{\dot{Q}}_{\text{Mess,K}}$ durch violette Quadrate und die simulierte mittlere Leistung $\bar{\dot{Q}}_{\text{Sim,H}}$ respektive $\bar{\dot{Q}}_{\text{Sim,K}}$ durch grüne Punkte grafisch dargestellt. Indes signalisieren die Fehlerbalken das Toleranzfeld, in dem Abweichungen zu erwarten sind. Die Grenzen für die Messung aus wasserseitigen und für die Simulation aus luftseitigen Messungenauigkeiten werden nach Kapitel 4.3.2 abgeleitet. Diese Minimal- und Maximalwerte werden für jeden Zeitschritt bestimmt, über die Anzahl N der Daten für die Dauer Δt_E des Experiments arithmetisch gemittelt und in den Abbildungen 4.6 und 4.7 für jedes Experiment dargestellt.

Die Abweichung von Messung und Simulation ist plausibel und als unkritisch zu betrachten, sofern der simulierte Mittelwert im Toleranzbereich der korrespondierenden Messung liegt. Anschaulich erklärt heißt dies, dass sich die grünen Punkte zwischen den violetten Grenzstrichen befinden müssen. Dieses Kriterium wird für die Kälte in allen Experimenten erfüllt, wohingegen bei der Betrachtung der Wärme Experiment 5 diese Regel verletzt (s. Abbildung 4.6). Jedoch muss berücksichtigt werden, dass die Eingangsdaten für die Simulation der Experimente (siehe Tabelle 4.2) aus luftseitig gemessenen Größen stammen und daher ebenfalls fehlerbehaftet sind. Daraus entstehen die Fehlergrenzen für die simulierten mittleren thermischen Leistungen. Dadurch überschneiden sich von allen Versuchen, auch bei dem oben genannten Experiment 5, die Toleranzfelder von Messung und Simulation.

Alle Simulationsergebnisse der Experimente befinden sich im Rahmen der Messungenauigkeiten und somit liegen alle Versuche im validen Bereich liegen.

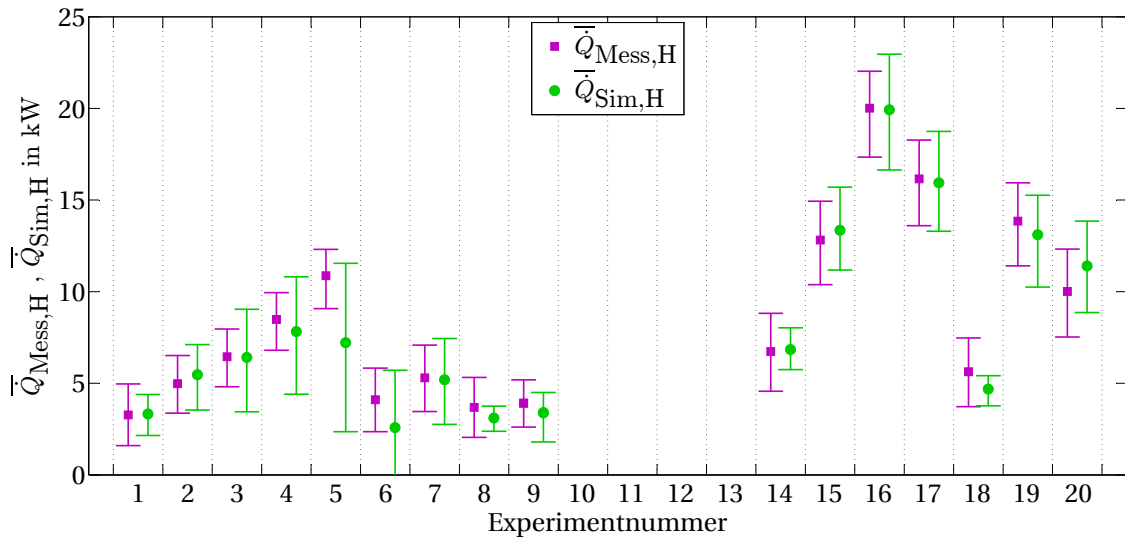


Abbildung 4.6: Toleranzfelder der mittleren Wärmeleistung aufgrund sich fortplanzender Messunsicherheiten

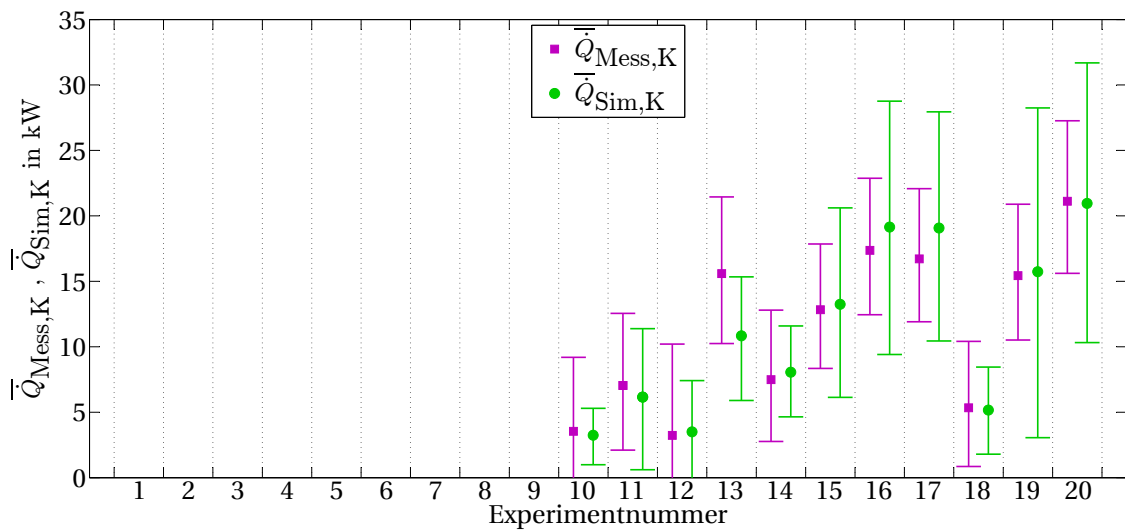


Abbildung 4.7: Toleranzfelder der mittleren Kälteleistung aufgrund sich fortplanzender Messunsicherheiten

4.3.5 Statistische Kennzahlen

Während in Abschnitt 4.3.3 die kumulierten Leistungen, sprich die thermischen Energieverbräuche, eines ganzen Experiments verglichen werden, rücken mit dem MdAE und CV(MdAE) (Theorie s. Kapitel 2.4, S. 15) in diesem Abschnitt Kennzahlen zur Betrachtung der betragsmäßigen Abweichung zwischen Messung und Simulation eines jeden Zeitpunktes in den Fokus. Zu diesem Zweck werden für jeden Test sowohl betragsmäßige ($|e_i|$) und vorzeichenbehaftete (e_i) Differenzen als auch die sortierte Abfolge letzterer ($e_{i,\text{sort}}$) geplottet und analysiert, wie es beispielhaft Abbildung 4.8 von Versuch 14 zeigt. Die nach Größe geordnete Kurve $e_{i,\text{sort}}$ lässt Rückschlüsse auf die Häufigkeit von Ausreißern und auf die Spannweite der Fehler zu, indem die Randwerte am linken und rechten Rand des Plots betrachtet werden. Bei der Analyse dieser zeitaufgelösten Plots werden keinerlei Auffälligkeiten festgestellt. Jedoch wird festgehalten, dass dieser Aspekt im Rahmen der Experimentauswertung nicht vernachlässigt wird.

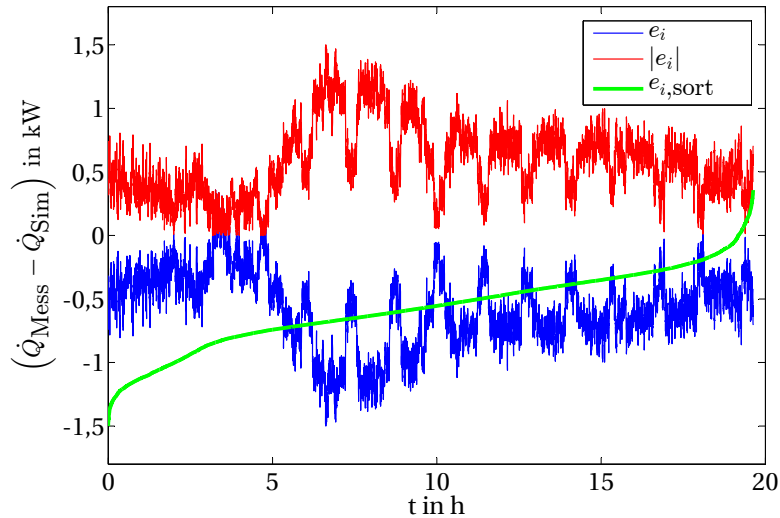


Abbildung 4.8: Zeitaufgelöste Differenzen der Leistungen von Messung und Simulation, wobei Differenz $e_i = \dot{Q}_{\text{Mess}}(t_i) - \dot{Q}_{\text{Sim}}(t_i)$

In Abbildung 4.9 sind die Mediane der vorzeichenlosen Differenzen MdAE eines Experiments gemeinsam mit dem Mittelwert $\bar{\dot{Q}}_{\text{Mess,H}}$ respektive $\bar{\dot{Q}}_{\text{Mess,K}}$ visualisiert. Die Säulendiagramme lassen nur in geringem Maße eine Korrelation der beiden Kenngrößen vermuten. Wie die vier Tests der Kategorie „nur Kühlen“ mit den Nummern 10 bis 13 zeigen, bringt ein Erhöhen bzw. Erniedrigen der Kälteleistung einen Anstieg respektive eine Absenkung des MdAE mit sich. Jedoch ist kategorieübergreifend eine überwiegende Unabhängigkeit von mittlerer Leistung und MdAE festzustellen, die exemplarisch durch gegenläufiges Verhalten von Experiment 17 zu 20 belegt wird. Während für Versuch 17 bei $\bar{\dot{Q}}_{\text{Mess,K}} = 16,71 \text{ kW}$ ein absoluter Fehler MdAE = 2,34 kW vorliegt, weist Nummer 20

bei 1,3-fachem $\bar{Q}_{\text{Mess,K}} = 21,11 \text{ kW}$ eine 3,8 Mal kleinere mediane Abweichung von $\text{MdAE} = 0,61 \text{ kW}$ auf. Qualitativ ist diese Aussage auf die mittlere Heizleistung $\bar{Q}_{\text{Mess,K}}$ und dazugehörige MdAE der Experimente 17 und 20 übertragbar.

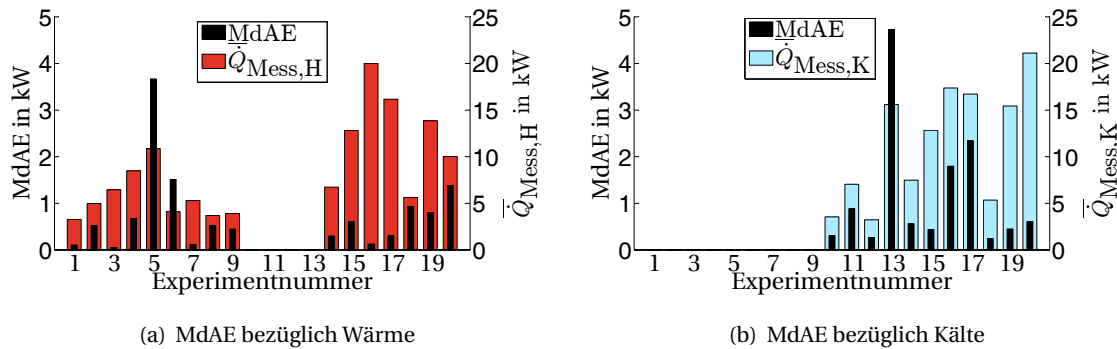


Abbildung 4.9: MdAE der Experimente

Gestützt wird obige These zusätzlich von den Diagrammen in Abbildung 4.10, da hier der gewichtete, dimensionslose Median CV(MdAE) des Fehlers aufgetragen ist und aufgrund schwankender Werte ebenfalls den Schluss einer höchstens schwachen Korrelation zwischen \bar{Q}_{Mess} und MdAE zulässt. Ein eindeutiger Zusammenhang würde bestehen, wenn jedes Experiment den gleichen Wert aufweisen würde. Des Weiteren wird ebenfalls anhand des CV(MdAE) die herausstechende Abweichung bei den Versuchen 5, 6 und 13 veranschaulicht.

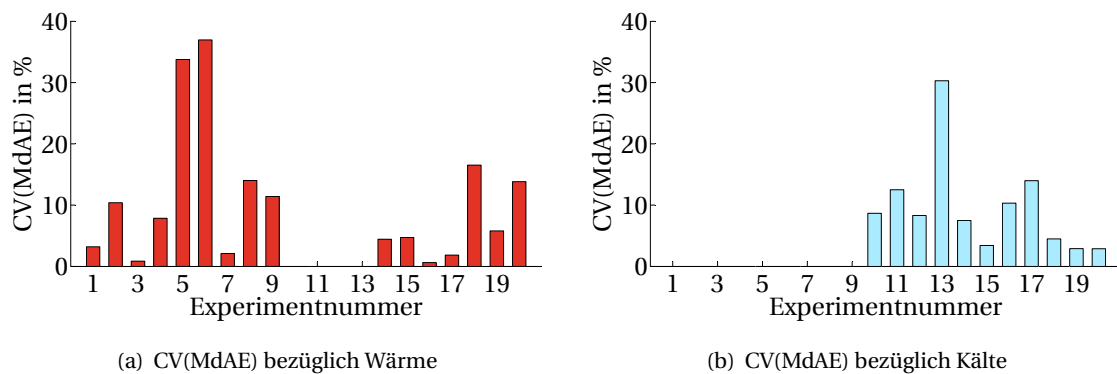


Abbildung 4.10: CV(MdAE) der Experimente

5 Auswertung der Simulationen

Das Simulationsergebnis der einzelnen Gebäude, bzw. in Bezug auf die Quartierssimulation die kumulierten Energieverbräuche aller beteiligten Gebäude, hängt stark von den vorgegeben Anfangsparametern der Simulationsmodule ab. In Kapitel 5.1 wird zunächst der quantitative Effekt für einzelne Gebäude analysiert, der sich aufgrund unterschiedlicher Einstellungen des Simulationsmodells der RLT-Anlage ergibt. Zu diesem Zweck werden die Gebäude J0730, J1513 und J1515 des FZJs ausgewählt, da sie eine verhältnismäßig gute Datenlage bieten und Laborfläche besitzen. Während J0730 und J1515 der Gruppe „Institut Allgemein“ angehören und mit 15 % Laborflächenanteil simuliert werden, ist J1513 Teil der „Institutsgruppe 8“ und besitzt einen angenommenen Laborflächenanteil von 60 % (vgl. Tabelle 3.1). Des Weiteren werden die Subskripte der in diesem Kapitel verwendeten Variablen um die Buchstaben „A“ für das Gebäude J0730, „B“ für J1513 und „C“ für J1515 erweitert.

Im gesamten Kapitel 5 gilt als Referenzfall F_{Ref} die Simulation mit den nach Abschnitt 3.2.1, S. 23, empfohlenen Parametern:

- ▷ $\text{BPF} = 0,2$
- ▷ $X_{\text{ZUL,min}} = X_{\text{min}} = 6,5 \text{ g/kg}$
- ▷ $X_{\text{ZUL,max}} = X_{\text{max}} = 7 \text{ g/kg}$
- ▷ $\phi_{t,\text{akt}} = 0,7$
- ▷ $\phi_{t,\text{deakt}} = 0,3$

5.1 Sensitivitätsanalyse der Parameter auf Gebäudeebene

Für die Sensitivitätsanalyse werden 12 verschiedenen Fälle betrachtet, die mit F_1 bis F_{12} bezeichnet sind, eine Parametrisierung nach Tabelle 5.1 besitzen und Kombinationen der Parametergrenzen bilden (vgl. Abschnitt 3.2.1, S. 23 ff.). Zum einen wird der Effekt bei der Vorgabe einer schmalen ($X_{\text{min}} = 6,5 \text{ g/kg}$; $X_{\text{max}} = 7 \text{ g/kg}$; mit X_{sc} bezeichnet) und einer breiten Spannweite ($X_{\text{min}} = 6 \text{ g/kg}$; $X_{\text{max}} = 10 \text{ g/kg}$; mit X_{br} bezeichnet) für die Toleranz der Be- und Entfeuchtung analysiert und zum anderen wird der Einfluss einer guten WRG-Einheit ($\phi_{t,\text{deakt}} = 0,2$; $\phi_{t,\text{akt}} = 0,8$; mit $\phi_{t,g}$ bezeichnet) gegenüber einer schlechten ($\phi_{t,\text{deakt}} = 0,4$; $\phi_{t,\text{akt}} = 0,6$; mit $\phi_{t,s}$ bezeichnet) evaluiert.

Tabelle 5.1: Fälle der Sensitivitätsuntersuchung inklusive Parametrisierung

Fall	BPF	X_{\min} in g/kg	X_{\max} in g/kg	$\phi_{t,akt}$	$\phi_{t,deakt}$
F_1	0,1	6	10	0,6	0,4
F_2	0,1	6	10	0,8	0,2
F_3	0,1	6,5	7	0,6	0,4
F_4	0,1	6,5	7	0,8	0,2
F_5	0,2	6	10	0,6	0,4
F_6	0,2	6	10	0,8	0,2
F_7	0,2	6,5	7	0,6	0,4
F_8	0,2	6,5	7	0,8	0,2
F_9	0,35	6	10	0,6	0,4
F_{10}	0,35	6	10	0,8	0,2
F_{11}	0,35	6,5	7	0,6	0,4
F_{12}	0,35	6,5	7	0,8	0,2

Verglichen werden die Energiegehalte von einem Jahr. Dies betrifft erstens die Summe der Wärmeleistungen der konventionellen Heizung und RLT-Anlage, zweitens nur die Kälteleistung des ZLGs und drittens ausschließlich den Heizenergieverbrauch der RLT-Anlage. Zudem sei angemerkt, dass im Simulationsmodell das Lüftungsgerät als einziges Modul des Gebäudemodells thermische Energie aus dem Kältenetz bezieht.

In den folgenden Unterkapiteln 5.1.1 bis 5.2 sind die jeweiligen Säulen der Diagramme mit der zum Wert gehörigen Abkürzung $F_{i,j}$ für die Berechnungsvorschrift bezeichnet (s. Gleichung (5.1)). Die Abbildungen sind zusätzlich mit den Bezeichnungen der entsprechenden Parametereinstellung versehen. Jedes der drei Gebäude ist mit allen Parameterkombinationen simuliert (vgl. Tabelle 5.1). Der Wert für die in Abbildungen 5.1 bis 5.9 geplotteten relativen Abweichungen $\Delta Q_{i,j,\%}$ ist jeweils die Differenz der thermischen Energien eines Jahres von zwei Fällen i und j bezogen auf die Energiemenge des Referenzfalls Q_{Ref} und berechnet sich nach Gleichung (5.2). Mithilfe dieser Methodik wird sichergestellt, dass lediglich der Einfluss der Variation eines Parameters einfließt.

$$\text{Abszisse: } F_{i,j} = \frac{F_i - F_j}{F_{\text{Ref}}} \quad (5.1)$$

$$\text{Ordinate: } \Delta Q_{i,j,\%} = \frac{\int_{0 \text{ h}}^{8760 \text{ h}} \dot{Q}_i dt - \int_{0 \text{ h}}^{8760 \text{ h}} \dot{Q}_j dt}{\int_{0 \text{ h}}^{8760 \text{ h}} \dot{Q}_{\text{Ref}} dt} = \frac{Q_i - Q_j}{Q_{\text{Ref}}} \quad (5.2)$$

5.1.1 Gebäudesimulation mit und ohne RLT-Anlage

Zunächst stellt sich die Frage, welche Auswirkung das Modul der RLT-Anlage überhaupt auf das Endergebnis hat. Aus diesem Grund wird der Vergleich für die drei genannten Gebäude herangezogen. Zum einen bei eingeschaltetem ZLG und der Parametrisierung nach F_{Ref} und zum anderen bei vollständig deaktivierter Lüftungseinheit F_{deakt} . Zu diesem Zweck sind für den Fall von konventioneller Heizung plus Wärmeverbrauch der RLT-Anlage in der zweiten Spalte in Tabelle 5.2 die absoluten Energiemengen eines Jahres aufgelistet. In den rechts anknüpfenden Spalten erfolgt exemplarisch die Berechnung der jeweiligen relativen prozentualen Abweichungen.

Tabelle 5.2: Berechnung der relativen Abweichungen $\Delta Q_{i,j,\%}$ für den summierten Wärmeverbrauch von konventioneller Heizung und RLT-Anlage

Fall	Q in MWh	Bezeichnung der Abweichung			$\Delta Q_{i,j,\%}$
$F_{A,\text{Ref}}$	1466,3	} \Rightarrow	$\frac{F_{A,\text{Ref}} - F_{A,\text{deakt}}}{F_{A,\text{Ref}}} = F_{A,\text{Ref,deakt}}$	$\Rightarrow \frac{Q_{A,\text{Ref}} - Q_{A,\text{deakt}}}{Q_{A,\text{Ref}}} =$	36,5 %
$F_{A,\text{deakt}}$	931,5				
$F_{B,\text{Ref}}$	254,1	} \Rightarrow	$\frac{F_{B,\text{Ref}} - F_{B,\text{deakt}}}{F_{B,\text{Ref}}} = F_{B,\text{Ref,deakt}}$	$\Rightarrow \frac{Q_{B,\text{Ref}} - Q_{B,\text{deakt}}}{Q_{B,\text{Ref}}} =$	89,2 %
$F_{B,\text{deakt}}$	27,4				
$F_{C,\text{Ref}}$	225,5	} \Rightarrow	$\frac{F_{C,\text{Ref}} - F_{C,\text{deakt}}}{F_{C,\text{Ref}}} = F_{C,\text{Ref,deakt}}$	$\Rightarrow \frac{Q_{C,\text{Ref}} - Q_{C,\text{deakt}}}{Q_{C,\text{Ref}}} =$	57,6 %
$F_{C,\text{deakt}}$	95,6				

Aus Tabelle 5.2 wird ersichtlich, dass das für 60 % Laborfläche repräsentative Gebäude J1513 wie erwartet den größten Unterschied von ca. 90 % erfährt, wenn die RLT deaktiviert wird. In der Differenz der absoluten Energiewerte (vgl. Tabelle 5.2) ist dies nicht der Fall, da andere Gebädefaktoren, beispielsweise die gesamte NGE, eine Rolle spielen. Jedoch ist der Unterschied bei Normierung auf den Verbrauch Q_{Ref} des Referenzfalls gravierender für einen hohen Laborflächenanteil. Auch bei geringeren mit RLT versorgten Flächenanteilen darf das Lüftungsmodell keineswegs vernachlässigt werden, was die Wichtigkeit für das Projekt „EnEff:Campus“ unterstreicht. Somit liegt der Einfluss für J1513 bzw. J1515 bei 37 % respektive 58 % (s. Tabelle 5.2).

Für die Betrachtung der ausschließlich durch die RLT-Anlage aufgewandten Heiz- bzw. Kälteenergie liegt die relative Abweichung immer bei 100 %, da die Werte für die konventionelle Heizung in dem Fall gleich 0 sind. Diese Tatsache belegt zusätzlich die Bedeutung des Lüftungsmoduls im Simulationsmodell für die Auslegung eines Kältenetzes.

5.1.2 Auswirkung des Bypassfaktors

Bei der Betrachtung des BPFs wird die relative Abweichung bei einer Differenz zum Empfehlungswert von $BPF = 20\%$ bestimmt, d. h. zum einen zwischen $BPF = 0,1$ und $BPF = 0,2$ (linke Säulendiagramme) und zum anderen zwischen $BPF = 0,2$ und $BPF = 0,35$ (rechte Säulendiagramme).

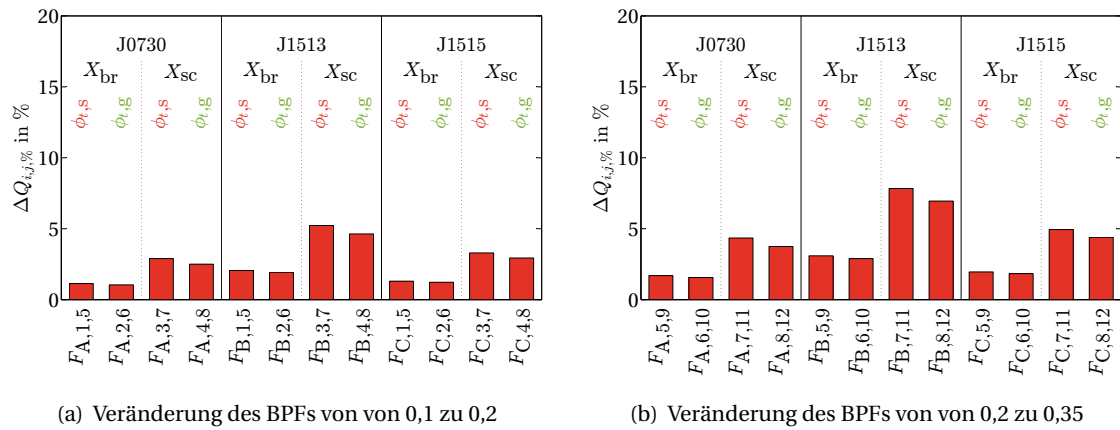


Abbildung 5.1: Relative Abweichungen der gesamten Heizenergie bei Veränderung des BPFs

Für die sechs Analysen (Abbildung 5.1(a) bis 5.3(b)) lassen sich folgende Thesen zusammenfassen:

- ▷ Bei schmalen Feuchtetoleranzband X_{sc} liegen die relativen Abweichungen höher, womit sich eine Änderung des BPFs bei hoher Feuchteanforderung stärker auf das Endergebnis auswirkt.
- ▷ Die Grenzwertvariation der Rückwärmzahl ϕ_t hat lediglich marginale Auswirkungen auf die relative Abweichung.

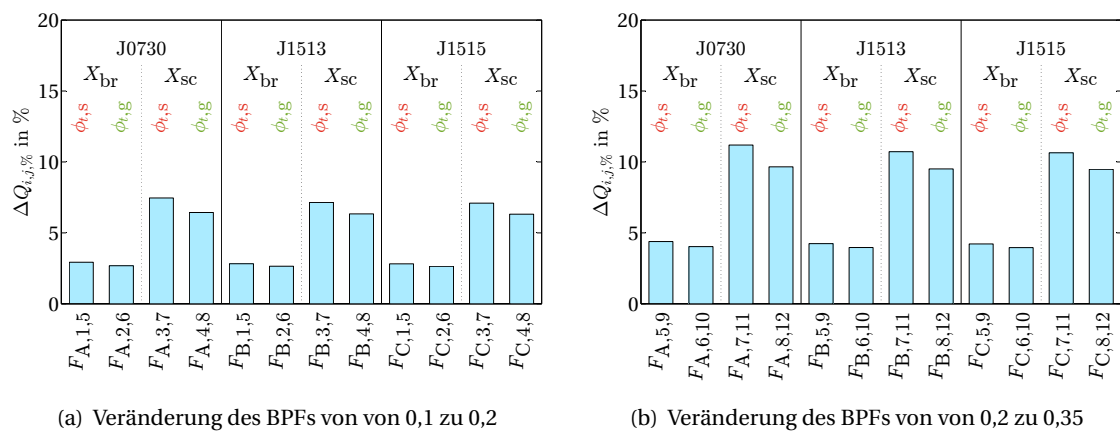


Abbildung 5.2: Relative Abweichungen der Kälteenergie bei Veränderung des BPFs

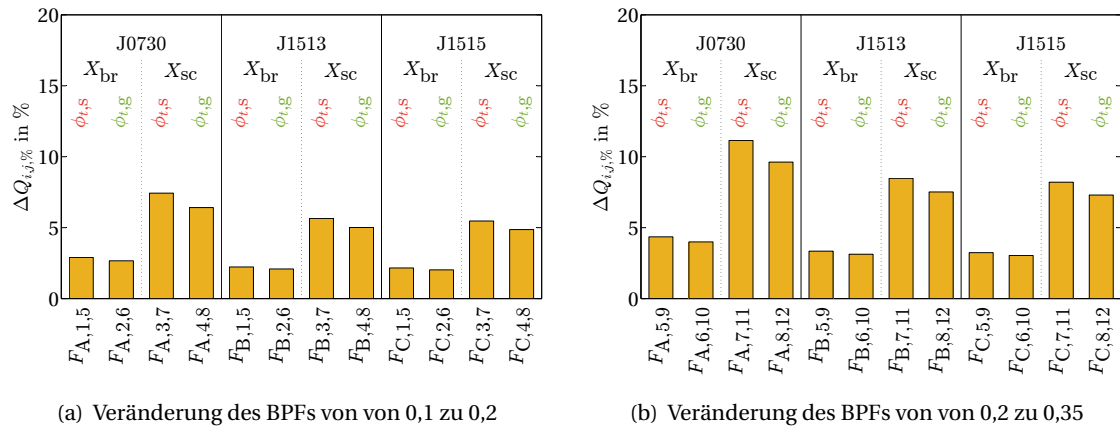


Abbildung 5.3: Relative Abweichungen der Heizenergie der RLT-Anlage bei Veränderung des BPFs

Die RLT-Anlage reagiert sensibler auf den BPF bei einem schmal eingestellten Be- und Entfeuchtungsband, d. h. $X_{\min} = 6,5 \text{ g/kg}$ und $X_{\max} = 7 \text{ g/kg}$. Dies begründet sich in der daraus resultierenden höheren Betriebszeit der Entfeuchtungskomponente, da die thermodynamischen Gleichungen dieser State Machine vom BPF abhängig sind (vgl. Abschnitt 3.2.2).

Die Summe der jeweiligen Werte für die Abweichung von $\text{BPF} = 0,1 \dots 0,2$ und $\text{BPF} = 0,2 \dots 0,35$ stellt die maximale Abweichung, die durch Variation dieses Parameters in seinen Grenzen entstehen kann, dar und liegt im wichtigsten Fall „Wärmeverbrauch durch RLT und konventionelle Heizung“ immer unter 13,5 %, was im Gegensatz zu den Parametern X (Abschnitt 5.1.3) und ϕ_t (Abschnitt 5.1.4) einem verhältnismäßig geringer Wert entspricht.

Des Weiteren geht keine Korrelation zum Gebäude selbst hervor. Während bei der Summe aus konventioneller Heizung und Wärmeverbrauch der RLT (Abbildung 5.1) das Gebäude J1513 heraussticht, ist nur ein geringfügiger Unterschied in den anderen vier Diagrammen (Abbildung 5.2(a) bis 5.3(b)) zu erkennen.

5.1.3 Auswirkung der zulässigen Beladung

Im aktuellen Abschnitt geht es um die Auswirkung eines breiten ($X_{\min} = 6 \text{ g/kg}$, $X_{\max} = 10 \text{ g/kg}$) bzw. schmalen ($X_{\min} = 6,5 \text{ g/kg}$, $X_{\max} = 7 \text{ g/kg}$) Toleranzbandes für die Be- und Entfeuchtung. Außerdem ist darauf zu achten, dass eine intolerantere Feuchteanforderung zu einem größeren Energieverbrauch und negativem $\Delta Q_{i,j}$ führt, weshalb die y-Achse invertiert dargestellt ist.

Abbildung 5.4 zeigt

- ▷ je höher der BPF, desto geringer ist die Abweichung durch Variation in X und
- ▷ je besser die WRG arbeitet ($\phi_{t,akt} = 0,8$, $\phi_{t,deakt} = 0,2$), desto größer wird der Einfluss aufgrund der Variation in X .

Die Veränderungen des BPFs oder der Rückwärmzahl haben lediglich einen marginalen Effekt, wohingegen die Einstellung des Beladungstoleranzbandes insgesamt zu betragsmäßig hohen Werten von $\Delta Q_{i,j,\%}$ (vgl. Abbildung 5.4 bis 5.6).

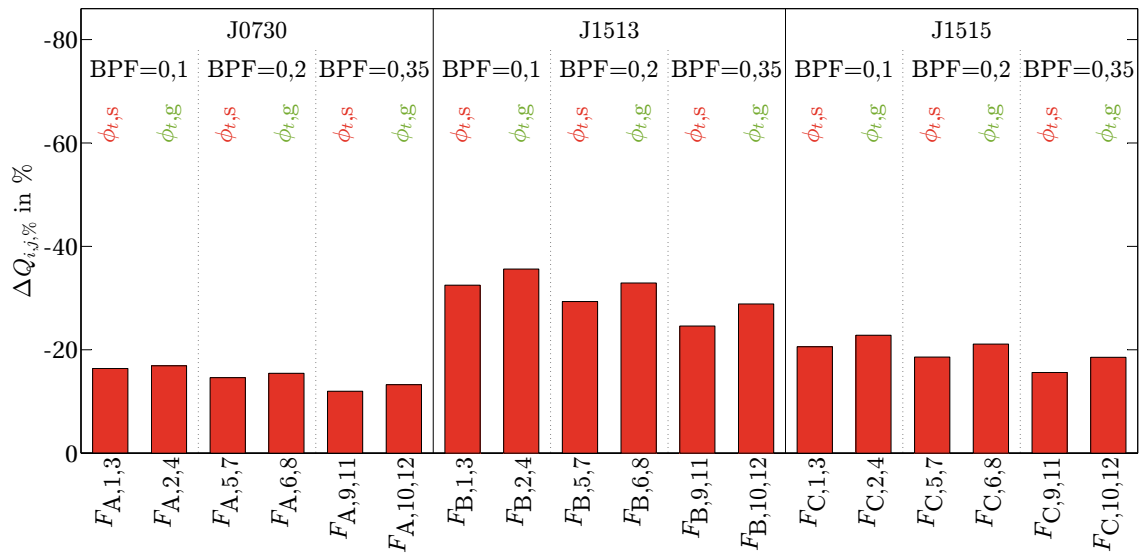


Abbildung 5.4: Relative Abweichungen der gesamten Heizenergie bei Veränderung der zulässigen Beladung

Während sich das Verhalten für steigende BPFs bei der Betrachtung der Kälte nicht ändert, entsteht jedoch ein gegensätzlicher Effekt bei verbesserter WRG-Anlage, da wie in Abbildung 5.5 gezeigt die Abweichung kleiner wird. Anschaulich gesprochen bedeutet dies, dass innerhalb eines Gebäudes jede Säule $\phi_{t,s}$ von Abbildung 5.5 kleiner ist als die Säulen, die mit $\phi_{t,g}$ bezeichnet sind. Die Auswirkung auf die Kälte liegt mit ca. 40 % bis 60 % deutlich über dem der Heizenergie.

Abbildung 5.6 visualisiert die Abweichung in Bezug auf die Heizleistung der RLT-Anlage und weist analoges Verhalten und Aussagekraft auf wie es der Fall inklusive konventioneller Heizung demonstriert.

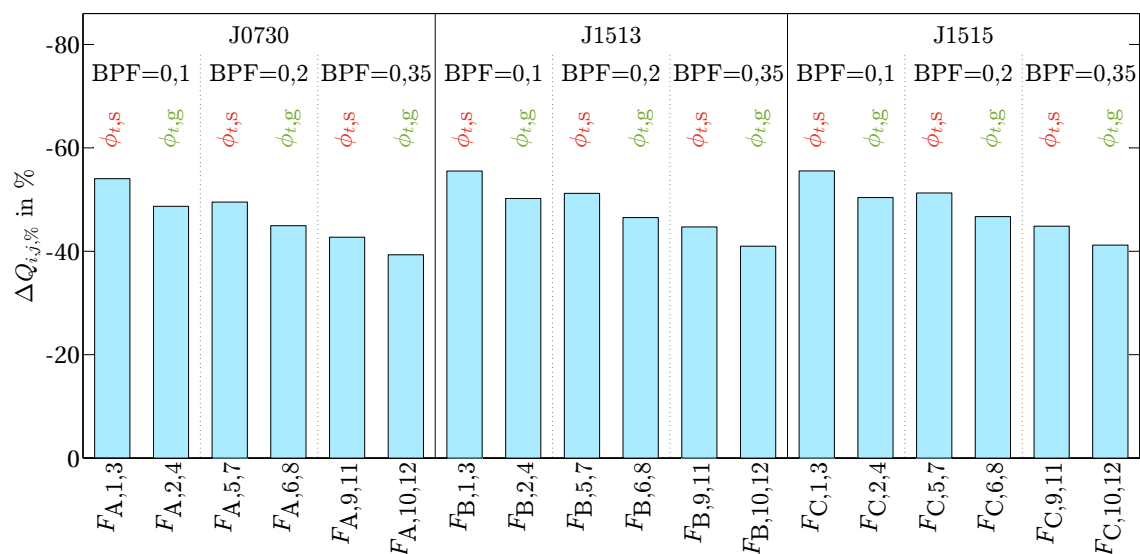


Abbildung 5.5: Relative Abweichungen der Kälteenergie bei Veränderung der zulässigen Beladung

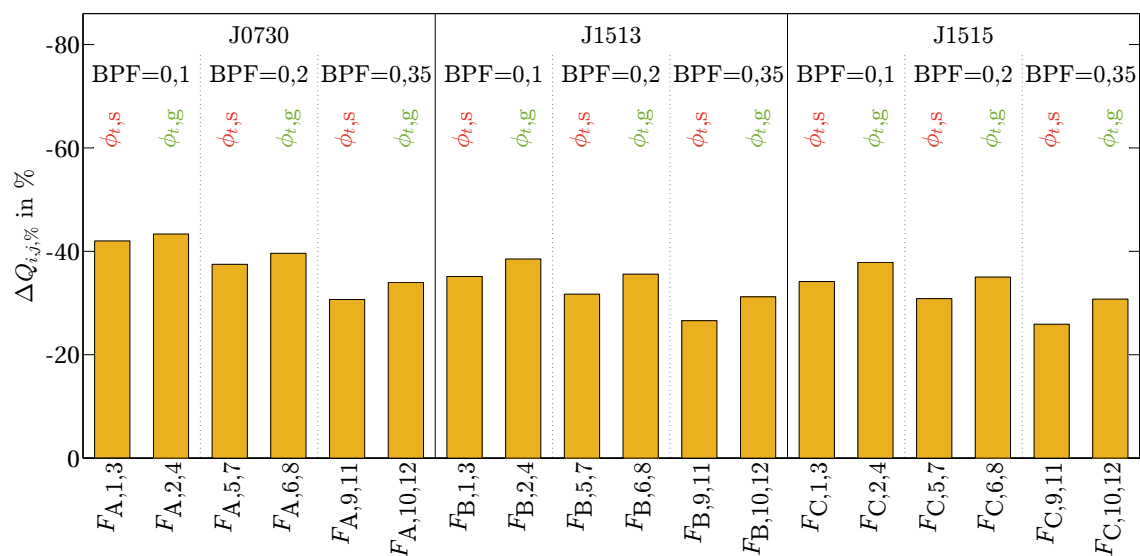


Abbildung 5.6: Relative Abweichungen der Heizenergie der RLT-Anlage bei Veränderung der zulässigen Beladung

5.1.4 Auswirkung der Rückwärmzahl

Wird $\phi_{t,akt}$ um 0,2 von 0,6 auf 0,8 erhöht und $\phi_{t,deakt}$ um 0,2 von 0,4 auf 0,2 abgesenkt, so entstehen die in Abbildung 5.7 dargestellten relativen Abweichungen $\Delta Q_{i,j,\%}$ für den Gesamtwärmebedarf. Zusammenfassend sagt die Analyse aus, dass

- ▷ der BPF einen zu vernachlässigen Einfluss auf die relative Abweichung besitzt, jedoch
- ▷ durch Verkleinern des Feuchtigkeittoleranzbandes, ein leichtes Absinken von $\Delta Q_{i,j,\%}$ zu beobachten ist.

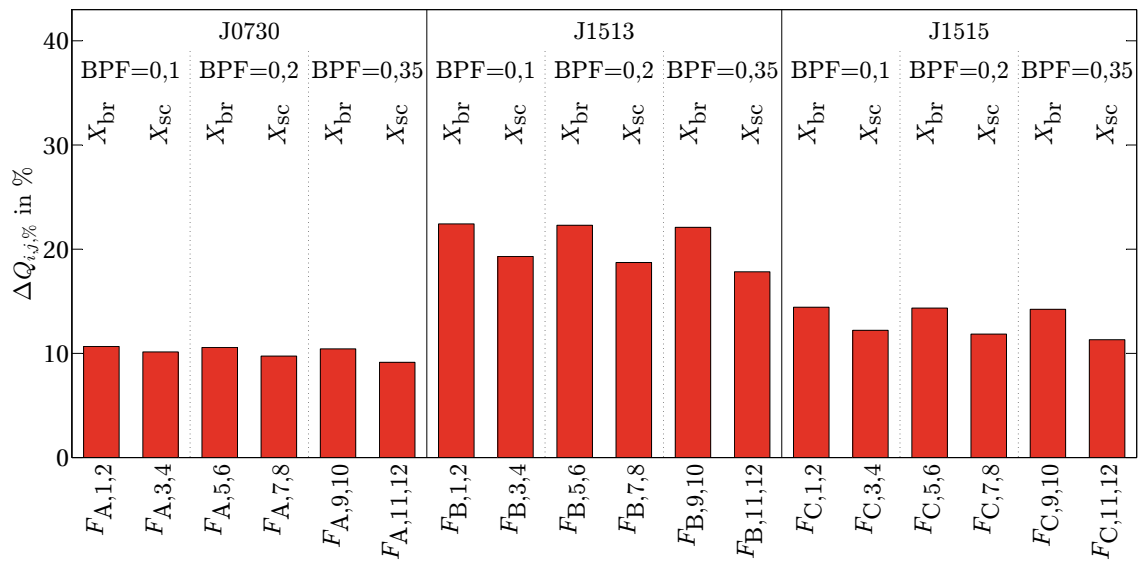


Abbildung 5.7: Relative Abweichungen der gesamten Heizenergie bei Veränderung der Rückwärmzahl

Einerseits reagiert die Kälteleistung wesentlich sensativer, wenn die Feuchteanforderung hoch ist (entspricht in Abbildung 5.8 den Säulen, die mit X_{sc} bezeichnet sind), andererseits lässt sich im Gegensatz zu Abbildung 5.7 eine abnehmende Tendenz der Abweichung mit steigendem BPF feststellen. Außerdem liegen die relativen Differenzen allesamt unter 10 % und besitzen somit einen geringen Einfluss auf die Kälteleistung.

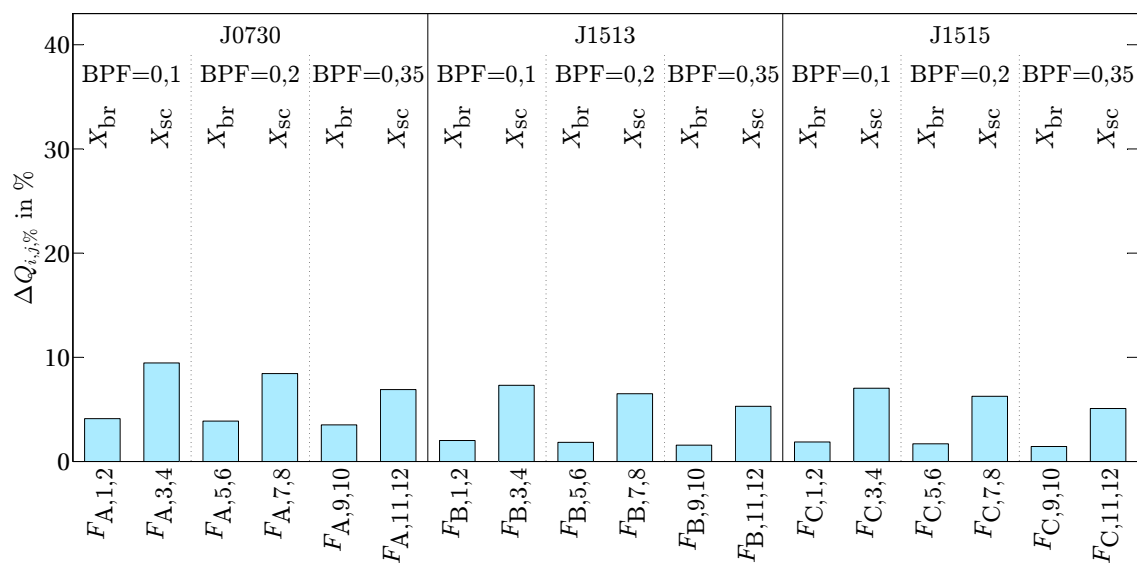


Abbildung 5.8: Relative Abweichungen der Kälteenergie bei Veränderung der Rückwärmzahl

Wie in beiden vorangehenden Unterkapiteln, ist der Unterschied zwischen den Gebäuden bei der ausschließlichen Betrachtung des RLT-Wärmebedarfs (s. Abbildung 5.9) geringer. Nichtsdestotrotz gelten für die einzelnen Gebäude selbst die gleichen Kernaussagen wie bei der Analyse des gesamten Heizbedarfs.

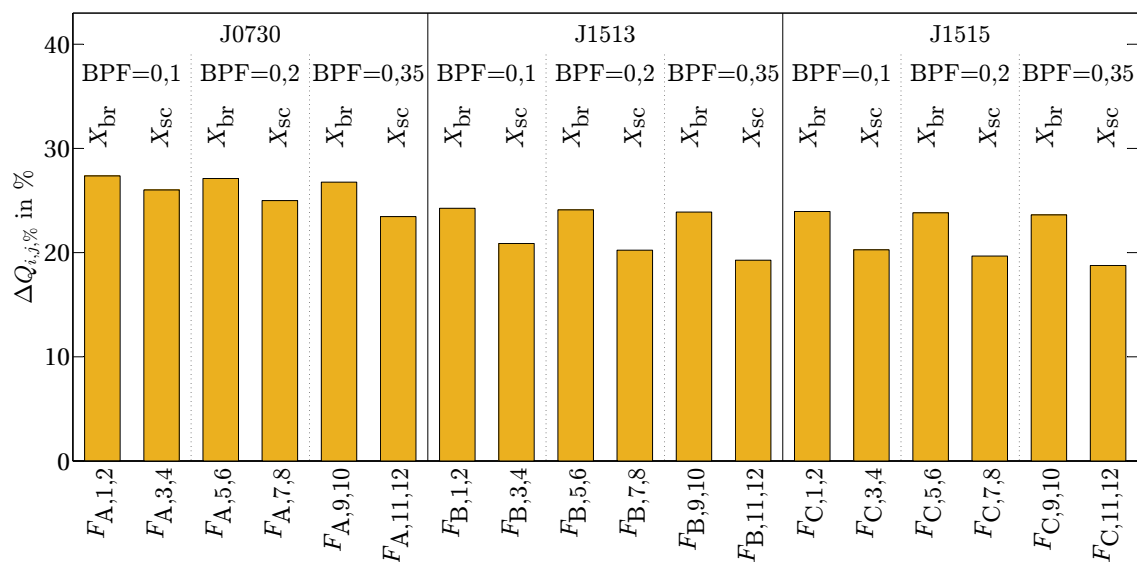


Abbildung 5.9: Relative Abweichungen der Heizenergie der RLT-Anlage bei Veränderung der Rückwärmzahl

5.1.5 Zwischenfazit der Parameteranalyse

Als ein übergreifendes Ergebnis lässt sich feststellen, dass ein hoher Laborflächenanteil (Gebäude J1513) erwartungsgemäß große relative Abweichungen hervorruft, wenn die Parameter der RLT-Anlage verändert werden. Bei kleinerem Laborflächenanteil ist dieser Effekt nicht so ausschlaggebend, da die konventionelle Beheizung der Räume eine dominierendere Rolle einnimmt. Dementgegen steht die Ähnlichkeit zwischen den Gebäuden, wenn lediglich der thermische Energieverbrauch der RLT, d. h. ohne konventionelle Heizung, betrachtet wird. Dies unterstützt die Korrektheit des Modells, da andere Gebäudeeinflüsse wie NGF bei der reinen Analyse der RLT weniger ins Gewicht fallen dürfen.

Abschließend ist in Tabelle 5.3 eine Übersicht der arithmetischen Mittelwerte $\Delta\bar{Q}_{i,j,\%}$ der 13 in Kapitel 5.1 dargestellten Abbildungen aufgeführt. Dabei wird in der Zeile des BPFs, wie im dazugehörigen Abschnitt 5.1.2, zwischen BPF = 0, 1...0, 2 (links des Vertikalstriches) und BPF = 0, 2...0, 35 (rechts des Vertikalstriches) unterschieden.

Tabelle 5.3: Arithmetische Mittelwerte der relativen Abweichungen $\Delta\bar{Q}_{i,j,\%}$

Parameter	$\Delta\bar{Q}_{i,j,\%}$ in % (Gesamtwärmeenergie)	$\Delta\bar{Q}_{i,j,\%}$ in % (Kälteenergie RLT)	$\Delta\bar{Q}_{i,j,\%}$ in % (Wärmeenergie RLT)
mit/ohne RLT	61,1	—	—
BPF	2,5 3,8	4,8 7,2	4,1 6,1
X	-21,6	-47,7	-34,5
ϕ_t	14,5	4,7	23,3

Tabelle 5.3 stellt keine generalisierenden Mittelwerte dar, da es sich lediglich um eine Auswahl von drei Laborgebäuden handelt. Jedoch bieten diese gute Anhaltspunkte für die Sensitivität gewisser Parametereinstellungen bezogen auf diverse Energieverbräuche.

5.2 Vergleich realer Messdaten mit den Simulationsergebnissen

In der weiteren Analyse des Simulationsmodells der RLT-Anlage werden die realen Messdaten des Gesamtwärmebedarfs der drei Gebäude J0730, J1513 und J1515 mit in die Auswertung einbezogen. Es sei angemerkt, dass die Datenlage sowohl für den Campus Melaten als auch das FZJ häufig unvollständig und fehlerhaft ist. Aus diesem Grund findet die Betrachtung für den Zeitraum vom 01.03.2012 bis 28.02.2013 statt, da in diesem Intervall die akzeptabelste Datensituation vorliegt.

Im aktuellen Kapitel werden die nachstehenden Fälle betrachtet:

- ▷ F_{Ref} Mit gemitteltem Laborflächenanteil und Referenzparametrisierung (vgl. Einleitungstext von Kapitel 5, S. 49)
- ▷ F_{Real} Mit Referenzparametrisierung und realem Laborflächenanteil nach eigenen Angaben des FZJs [3] (s. Tabelle 5.4)
- ▷ F_{Mod} Mit modifizierter Parametrisierung und realem Laborflächenanteil (s. Tabelle 5.4)
- ▷ F_{Mess} Direkte Verwendung der Messdaten

Der Fall F_{Mod} ist ausgehend von F_{Real} dahingehend angepasst, dass der Energiegehalt sich möglichst gut mit dem der Messdaten deckt. Dadurch wird gezeigt, welchen Einfluss die RLT auf den Energieverbrauch haben kann. Diese Auswirkung kann neben einer Parameteränderung der RLT-Einheit, durch die Veränderung des flächenspezifischen Volumenstroms $\dot{V}_{\text{L,spez}}$ für die Laborzone erzielt werden. Die Standardeinstellung für die Laborzone ist mit $\dot{V}_{\text{L,spez,min}} = 24 \text{ m}^3 / (\text{h} \cdot \text{m}^2)$ und $\dot{V}_{\text{L,spez,max}} = 48 \text{ m}^3 / (\text{h} \cdot \text{m}^2)$ implementiert und variiert entsprechend der Nutzerprofilvorgaben periodisch nach Tag- und Nachtnutzung zwischen diesen beiden Werten. Das entspricht sowohl den Vorgaben des nach DIN 1946-7 [11] empfohlenen Mindestvolumenstroms von $\dot{V}_{\text{L,spez}} = 25 \frac{\text{m}^3}{\text{h} \cdot \text{m}^2}$ als auch dem Nutzerprofil nach SIA 2024 [38]. Im modifizierten Fall wurde ein Szenario erstellt, in dem der Einfachheit halber $\dot{V}_{\text{L,spez,min}} = \dot{V}_{\text{L,spez,max}} = \dot{V}_{\text{L,spez}}$ gesetzt wird, wobei die Zahlenwerten Tabelle 5.4 zu entnehmen sind.

Tabelle 5.4: Übersicht wichtiger Gebäudeparameter

Gebäude	J0730	J1513	J1515
Gesamte NGF	6468 m ²	550 m ²	1246 m ²
Nach Institutsgruppen			
gemittelter	15 %	60 %	15 %
Laborflächenanteil			
Realer Laborflächenanteil	20 %	45 %	10 %
Parametrisierung für F_{Mod}	$\dot{V}_{\text{L,spez}} = 25 \frac{\text{m}^3}{\text{h} \cdot \text{m}^2}$	$\dot{V}_{\text{L,spez}} = 40 \frac{\text{m}^3}{\text{h} \cdot \text{m}^2}$	$\dot{V}_{\text{L,spez}} = 110 \frac{\text{m}^3}{\text{h} \cdot \text{m}^2}$
	BPF = 0,2	BPF = 0,2	BPF = 0,2
	$X_{\text{min}} = 6,5 \frac{\text{g}}{\text{kg}}$	$X_{\text{min}} = 6,5 \frac{\text{g}}{\text{kg}}$	$X_{\text{min}} = 6,5 \frac{\text{g}}{\text{kg}}$
	$X_{\text{max}} = 7 \frac{\text{g}}{\text{kg}}$	$X_{\text{max}} = 7 \frac{\text{g}}{\text{kg}}$	$X_{\text{max}} = 7 \frac{\text{g}}{\text{kg}}$
	$\phi_{t,\text{akt}} = 0,8$	$\phi_{t,\text{akt}} = 0$	$\phi_{t,\text{akt}} = 0$
	$\phi_{t,\text{deakt}} = 0,2$	$\phi_{t,\text{deakt}} = 0$	$\phi_{t,\text{deakt}} = 0$

Der BPF wurde aufgrund seines ohnehin marginalen Einflusses (vgl. Abschnitt 5.1.2) auch in dem modifizierten Szenario bei dem Empfehlungswert BPF = 0,2 belassen. Da für das Gebäude J0730

in der Realität ein um 5 %-Punkte höherer Laborflächenanteil vorliegt und daher $Q_{A,Real} > Q_{A,Mess}$ gilt, wird für den Fall $F_{A,Mod}$ eine gute WRG-Anlage sowie ein niedrigerer spezifischer Luftvolumenstrom $\dot{V}_{A,L,spez} = 25 \text{ m}^3 / (\text{h} \cdot \text{m}^2)$ angenommen, damit der Jahresenergieverbrauch sinkt und nahezu den Wert der Messdaten erreicht (vgl. Abbildung 5.10(a)). Bei den beiden anderen Gebäuden gilt der entgegengesetzte Fall, dass der reale Laborflächenanteil gegenüber F_{Ref} kleiner ist und somit der spezifische Luftvolumenstrom erhöht werden muss. Die größte Veränderung erfährt Gebäude J1515, in dessen Szenario $F_{C,Mod}$ die Luftwechselrate, d. h. die Anzahl des stündlichen Austauschs des Raumluftvolumens durch frische Außenluft, ca. 28 h^{-1} beträgt. Dieser Wert ist verhältnismäßig hoch und befindet sich, im Gegensatz zu den Luftwechselraten von $F_{A,Mod}$ und $F_{B,Mod}$, oberhalb des maximalen Grenzwertes von 15 h^{-1} für Labore nach DIN V 18599-10 [51]. Jedoch sei angemerkt, dass sogenannte Reinräume je nach Klassifizierung durchaus Luftwechselraten größer als 40 h^{-1} besitzen [52]. Demzufolge ist ein derart hoher Luftvolumenstrom von $\dot{V}_{L,spez} = 110 \frac{\text{m}^3}{\text{h} \cdot \text{m}^2}$ für J1515 möglich, allerdings als kritisch hoch zu bewerten. Zudem sagt die Parametrisierung $\phi_{t,akt} = \phi_{t,deakt} = 0$ aus, dass in dieser RLT-Anlage keine WRG-Einheit verbaut ist, was zusätzlich zu einem Anstieg des Energieverbrauchs führt. Da keine genauere Kenntnis über die RLT der Gebäude des FZJs existiert, ist das Nichtvorhandensein einer WRG-Anlage eine valide Annahme. Visuell sind die simulierten und gemessenen Energiemengen in Abbildung 5.10(b) für J1513 respektive Abbildung 5.10(c) für J1515 dargestellt.

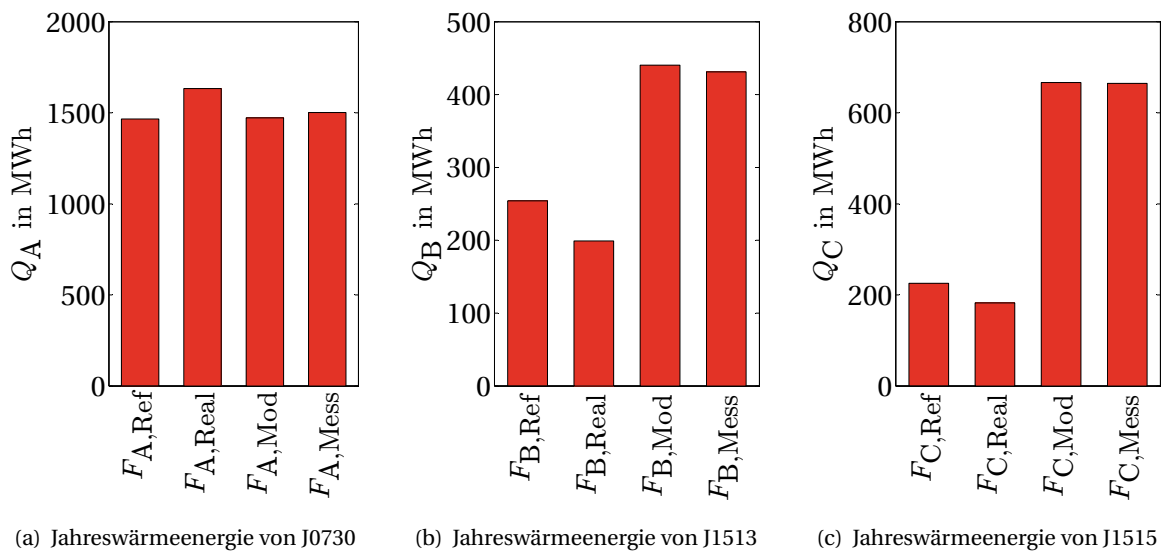
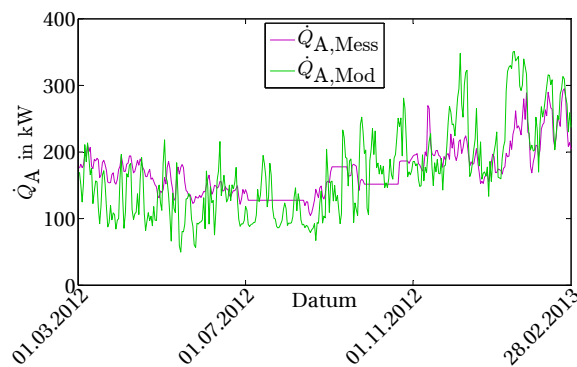


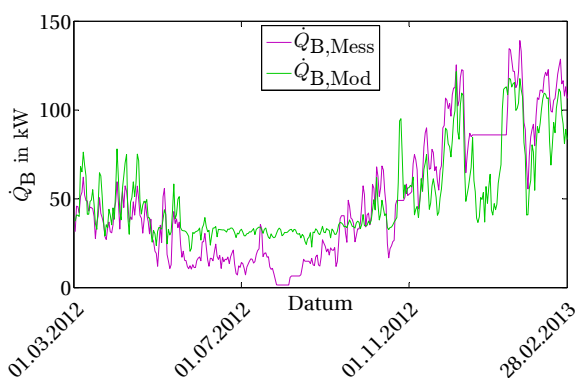
Abbildung 5.10: Jahreswärmeenergie für den Referenzfall F_{Ref} , bei realem Laborflächenanteil F_{Real} , bei modifizierter RLT F_{Mod} und nach Messdaten F_{Mess}

Weiterhin wird der zeitliche Verlauf der Heizleistungen \dot{Q}_{Mod} und \dot{Q}_{Mess} auf Basis von tagesgemittelten Werten für den Zeitraum 01.03.2012 – 28.02.2013 in Abbildung 5.11 visualisiert. Aufgrund fehlender Messdaten sind einige Segmente mit entsprechenden Mittelwerten der umliegenden 5 Tage substituiert und erscheinen in den Plots als konstante Bereiche. Während für J0730 die Simulationsergebnisse von $F_{A,\text{Mod}}$ im Frühjahr 2012 (linke Hälfte von Abbildung 5.11(a)) unterhalb der Messdaten liegen, werden diese von den Simulationswerten im Winter (rechte Hälfte von Abbildung 5.11(a)) teilweise überstiegen. Für das Gebäude J1513 ist – abgesehen von den Sommermonaten – in Abbildung 5.11(b) eine bessere Übereinstimmung der beiden Kurvenverläufe erkennbar. Den besten Deckungsgrad erreicht Gebäude J1515 (vgl. Abbildung 5.11(c)).

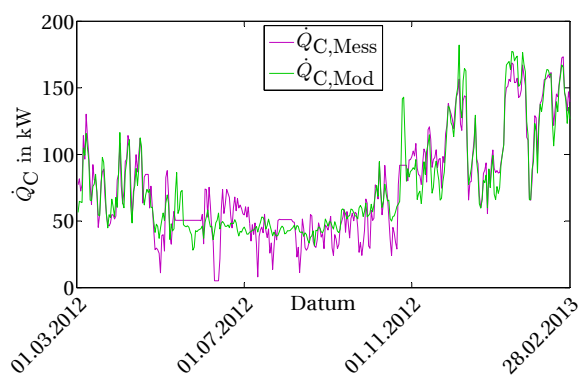
Die drei ausgewählten Gebäude zeigen beispielhaft, dass das Gebäudesimulationsmodell auf Basis von diversen Annahmen arbeitet und nicht erfassbare, vom Standard abweichende Effekte bei der Einzelbetrachtung von Gebäuden eine nicht unerhebliche Rolle spielen. Jedoch demonstriert das anknüpfende Kapitel 5.3 anhand einer Simulation auf Quartiersebene, dass sich diese Effekte in der Summe der Gebäude reduzieren.



(a) Heizleistung von J0730



(b) Heizleistung von J1513



(c) Heizleistung von J1515

Abbildung 5.11: Zeitaufgelöste, gesamte Heizleistung der Beispielgebäude für F_{Mod} und F_{Mess}

Damit die Qualität der Übereinstimmung zwischen simulierten und gemessenen Daten quantifiziert werden kann, wird des Weiteren eine lineare Regression zwischen den Messdaten \dot{Q}_{Mess} und den simulierten Werten \dot{Q}_{Mod} des modifizierten Falls durchgeführt. Zu diesem Zweck werden die Bereiche fehlender Messdaten (s. konstante Segmente in Abbildung 5.11) bei der Regressionsanalyse nicht berücksichtigt. Zur Visualisierung sind in Abbildung 5.12 die Streudiagramme mit Regressionsgeraden, dazugehöriger Funktionsvorschrift und Bestimmtheitsmaß R^2 dargestellt (Theorie dazu s. Kapitel 2.5, S. 16).

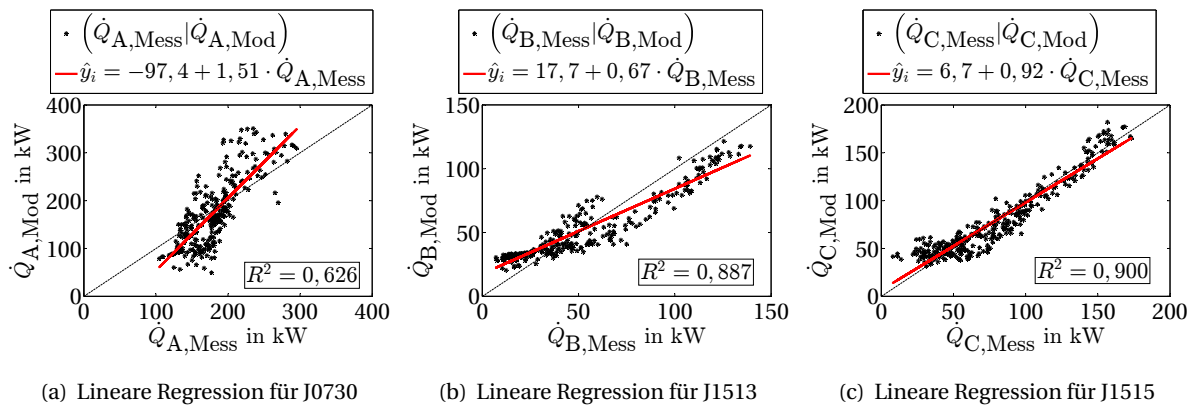


Abbildung 5.12: Lineare Regression und Bestimmtheitsmaß der Simulationswerte von F_{Mod} und der Messdaten von F_{Mess}

Wie die Streuung der Datenpaare in Abbildung 5.12(a) zeigt, kann dieser lineare Regression keine bedeutende Aussagekraft zugeschrieben werden, da eine ohnehin schlechte Übereinstimmung zwischen Mess- und Simulationswerten vorliegt.

5.3 Quartierssimulation

Eine Vielzahl von Gebäuden zusammengekommen, im Fall des FZJs 195 simulierte Einheiten, bilden aufsummiert den Energiebedarf eines Stadtquartiers bzw. einer campusartigen Gebäudeliegenschaft. Abbildung 5.13(a) zeigt für das Jahr 2013 die Messwerte der ins Wärmenetz eingespeisten tagsgemittelten Leistung $\dot{Q}_{\text{FZJ},\text{Mess}}$, die simulierte Gesamtheizleistung $\dot{Q}_{\text{FZJ},\text{Sim},\Delta X_{\min}}$, sowie, als optischer Vergleich, die Simulationsergebnisse bei Nichtverwendung des RLT-Moduls $\dot{Q}_{\text{FZJ},\text{ohne RLT}}$ [53]. $\dot{Q}_{\text{FZJ},\text{Sim},\Delta X_{\min}}$ besitzt die Parametrisierung des Referenzfalls ($X_{\min} = 6,5 \text{ g/kg}$; $X_{\max} = 7 \text{ g/kg}$, s. Kapitel 5, S. 49) und setzt sich aus den kumulierten Leistungen der einzelnen Gebäude sowie Netzwärmeverlusten zusammen.

Nebenstehend, in Abbildung 5.13(b), ist die Regressionsanalyse dargestellt, aus der das Bestimmtheitsmaß

$$R^2 = 0,921 \quad (5.3)$$

resultiert. Der Wert für den Zusammenschluss der Gebäude liegt über dem der Einzelbetrachtung der exemplarischen Einheiten J0730 ($R^2 = 0,626$, s. Abbildung 5.12(a)), J1513 ($R^2 = 0,887$, s. Abbildung 5.12(b)) und J1515 ($R^2 = 0,900$, s. Abbildung 5.12(c)), was für eine gute Parametrisierung spricht, um den Gros des Gebäudebestandes im Mittel korrekt widerzuspiegeln.

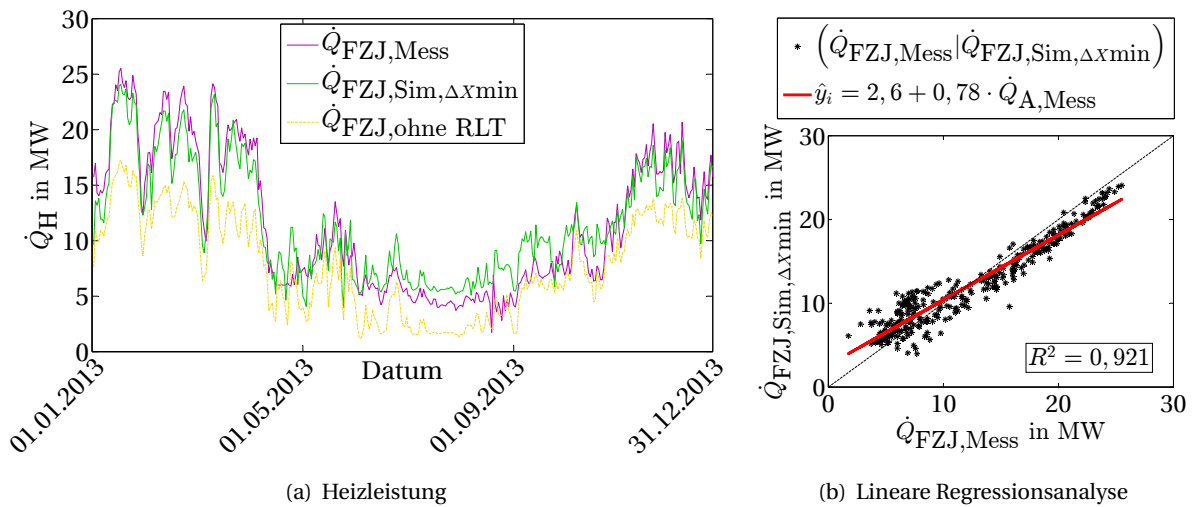


Abbildung 5.13: Vergleich für das FZJ der Messdaten mit den Simulationsergebnissen bei schmalem Toleranzband für die Entfeuchtung

Auffällig in Abbildung 5.13(a) sind jedoch die Abweichungen zwischen Simulations- und Messwerten im Sommer. Aus dem Grund wird in Abbildung 5.14(a) zusätzlich der Vergleich mit $\dot{Q}_{FZJ,Sim,\Delta X_{max}}$ herangezogen [53], in dessen Fall das Entfeuchtungsband nach DIN V 18599-3 [12] toleriert wird ($X_{min} = 6 \text{ g/kg}$; $X_{max} = 10 \text{ g/kg}$). Folglich wird im Winter etwas seltener befeuchtet und im Sommer erheblich weniger entfeuchtet mit dem Resultat einer im Sommer spürbaren Energieverbrauchsabsenkung, da die Entfeuchtung primär in den heißen Monaten zum Einsatz kommt. Als eine Konsequenz verbessert sich der lineare Zusammenhang (vgl. Abbildung 5.14(b)) für diesen Fall zu

$$R^2 = 0,939. \quad (5.4)$$

Lediglich in den Monaten April 2013 bis Juli 2013 entsteht eine Absenkung der Simulationsergebnisse $\dot{Q}_{FZJ,Sim,\Delta X_{max}}$, welche in diesem Zeitraum somit im Gegensatz zur obenstehenden Simulation marginal unterhalb der Messdaten liegen (s. Abbildung 5.14(a)).

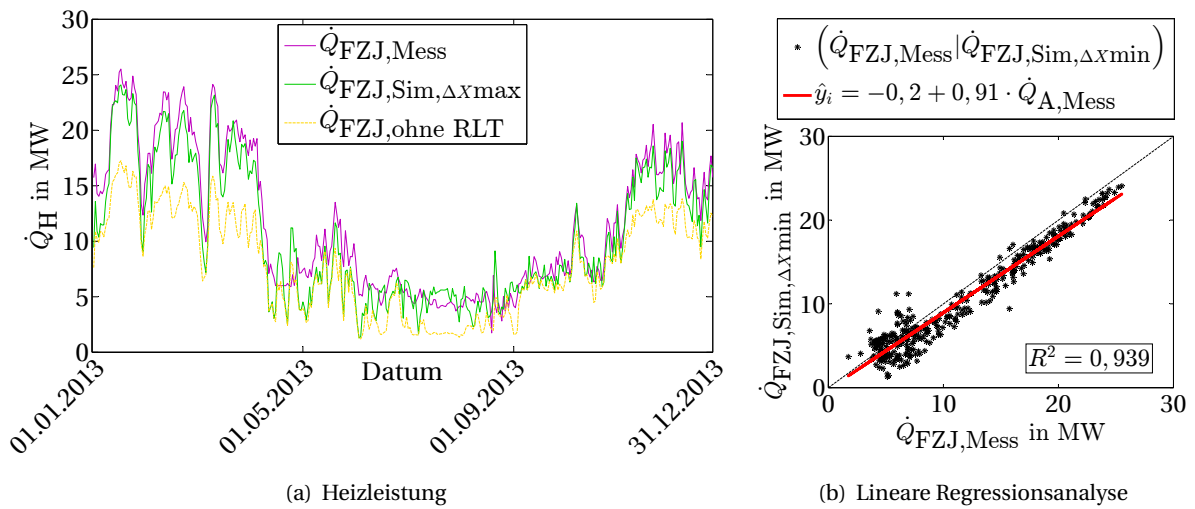


Abbildung 5.14: Vergleich für das FZJ der Messdaten mit den Simulationsergebnissen bei breitem Toleranzband für die Entfeuchtung

6 Fazit

Das im Rahmen der Masterarbeit erstellte Simulationsmodell berechnet den Energiebedarf einer RLT-Anlage mit Wärmerückgewinnungssystem. Dafür kann Außenluft zur Konditionierung der Raumluft geheizt, gekühlt sowie Be- und Entfeuchtet werden. Der Fokus liegt auf der Betrachtung von Laborräumen, weshalb in Kapitel 3.2.1 Empfehlungen für die Grenzen der Modellparameter gegeben werden und diese als Grundlage einer Sensitivitätsanalyse in Kapitel 5.1 dienen. Eine Anwendung auf andere Raumtypen ist ebenfalls mit dem Modell der RLT-Anlage möglich.

Mithilfe von 20 Tests, die am Versuchsstand des E.ON ERC EBCs durchgeführt werden und die Kategorien „nur Heizen“, „nur Kühlen“ und „Entfeuchten“ abdecken, wird das erarbeitete Simulationsmodell experimentell überprüft. Unter Einbezug von Messunsicherheiten in die Kalkulation der relativen Abweichungen zwischen experimentellen und Simulationsergebnissen, stellt sich heraus, dass die Resultate alle im validen Bereich liegen. Darüber hinaus schließen, aus den Experimenten gewonnene, statistische Kennzahlen eine direkte Korrelation von relativer Abweichung und Höhe der thermischen Leistung aus. Es wird lediglich, trotz deaktiviertem Zustand der Wärmerückgewinnungseinheit, ein hoher Wärmeaustausch in dieser Komponente festgestellt, welcher möglicherweise durch einen hohen Leckagestrom zustande kommt.

Im Weiteren werden in Kapitel 5 drei reale Gebäude des Forschungszentrums Jülich simuliert, wobei zwei einen Laborflächenanteil von 15 % und das dritte einen von 60 % im Simulationssetting aufweisen. Zunächst stellt sich ein relativer Unterschied von 37 %, 58 % bzw. 90 % beim Vergleich der Simulation mit und ohne RLT-Anlage heraus. Letzter Wert begründet sich im hohen Laborflächenanteil von 60 %. Jedoch haben andere Gebädefaktoren ebenfalls einen Einfluss, da die beiden ersten Werte, trotz gleichem Laborflächenanteil, verhältnismäßig stark voneinander abweichen. Des Weiteren wird eine Sensitivitätsanalyse durch Variation der Anfangsparameter durchgeführt (Zusammenfassung der Ergebnisse in Tabelle 5.3). Die Veränderung des tolerierten Be- und Entfeuchtungsbandes besitzt mit einem Unterschied von 21,6 % für den Gesamtwärmebedarf und 47,7 % für die Kälteenergie den größten Effekt. Die Variation des Bypassfaktors zeigt lediglich marginale Konsequenzen für die Energieverbräuche (weniger als 8 %). Die Annahme einer schlechten gegenüber einer guten Wärmerückgewinnungseinheit – ausgedrückt durch den Wert der Rückwärmzahl – wirkt sich bei den drei exemplarischen Gebäuden auf die gesamte Heizenergie mit 14,5 % und auf die Kälteenergie mit 4,7 % aus. Der Vergleich zu realen Messdaten der Gebäude zeigt, dass das Modul der RLT-Anlage, unter anderem durch Veränderung des minimalen Luftvolumenstroms, imstande ist für eine Über-

einstimmung des gemessenen und des simulierten Gesamtwärmeverbrauchs zu sorgen. Außerdem weichen die Messdaten von den Simulationsdaten bei der Betrachtung der tagesgemittelten thermischen Leistungen auf Gebäudeebene teilweise stark voneinander ab, wohingegen die Simulation eines ganzen Quartiers eine bessere Übereinstimmung zeigt. Dies ist zum einen auf das Unwissen über die genaue Gebäudenutzung zurückzuführen und zum anderen ist die Parametrisierung dahingehend ausgelegt, den Gros der Gebäude zu repräsentieren, wodurch die Simulation mehrerer Gebäude im Zusammenschluss zu einem besseren Simulationsergebnis führt.

In einer eventuellen Weiterentwicklung des RLT-Modells kann dieses um eine Umluftführung erweitert werden. Dadurch würde das Simulationsmodul eine RLT-Anlage mit größerem Funktionsumfang abbilden und die Einstellungsmöglichkeiten würden steigen. Außerdem ist eine Simulation des Campus Melaten bisher nicht erfolgt. Zu diesem Zweck müssen Informationen der mit Lüftungstechnik versorgten Flächen der einzelnen Gebäude gesammelt und in die Datenbank implementiert werden. Anschließend kann das Modell der RLT-Anlage auch die auf die zweite Gebäudeeigenschaft im Projekt „EnEff:Campus“ angewandt werden.

Literaturverzeichnis

- [1] EnEff:Stadt - Forschung für die energieeffiziente Stadt. Förderung durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi). Online verfügbar unter <http://www.eneff-stadt.info/de/>, zuletzt geprüft am 15.10.2014.
- [2] Campus Melaten der RWTH Aachen University. Aachen. Online verfügbar unter <http://www.rwth-aachen.de/cms/root/Wirtschaft/Campusprojekt/~elg/Campus-Melaten/>, zuletzt geprüft am 15.10.2014.
- [3] Forschungszentrum Jülich GmbH. Wilhelm-Johnen-Straße, D-52428 Jülich. Online verfügbar unter <http://www.fz-juelich.de>, zuletzt geprüft am 15.10.2014.
- [4] Modelica. Modelica Association et al. Online verfügbar unter <https://www.modelica.org/>, zuletzt geprüft am 15.10.2014.
- [5] Dassault Systèmes (2014): Dymola. Version 2014 FD01. Online verfügbar unter <http://www.3ds.com/de/produkte-und-services/catia/funktionsumfang/catia-systementwicklung/modelica-systemsimulation/dymola/testversion/>, zuletzt geprüft am 15.10.2014.
- [6] Bundesministerium für Wirtschaft und Energie. BMWi. Online verfügbar unter <http://www.bmwi.de/>, zuletzt geprüft am 15.10.2014.
- [7] Lauster, M.; Fuchs, M.; Teichmann, J.; Streblow, R.; Müller, D. (2013): Energy Simulation of a Research Campus with typical Building Setups. 13th Conference of International Building Performance Simulation Association. Chambéry, Frankreich, 26.-28.08.2013. RWTH Aachen University, E.ON Energy Research Center, Institute for Energy Efficient Buildings and Indoor Climate.
- [8] EnEff:Campus: Energetische Systemoptimierung campusartiger Liegenschaften - RWTH Aachen und Forschungszentrum Jülich. RWTH Aachen University, E.ON Energy Research Center, Institute for Energy Efficient Buildings and Indoor Climate. Online verfügbar unter <http://www.eneff-stadt.info/de/planungsinstrumente/projekt/details/eneffcampus-energetische-systemoptimierung-campusartiger-liegenschaften-rwth-aachen-und-forschun/>, zuletzt geprüft am 15.10.2014.

- [9] Verein Deutscher Ingenieure e. V.: VDI 6007-1:2013-03: Berechnung des instationären thermischen Verhaltens von Räumen und Gebäuden - Raummodell. Richtlinie. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- [10] Lauster, M. (2012): Modelica Building-Bibliothek und Gebäudemodelle. RWTH Aachen University, E.ON Energy Research Center, Institute for Energy Efficient Buildings and Indoor Climate. Aachen, 27.03.2012.
- [11] Deutsches Institut für Normung e. V.: DIN 1946-7:2009-07: Raumluftechnik - Teil 7: Raumluftechnische Anlagen in Laboratorien. Norm. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- [12] Deutsches Institut für Normung e. V.: DIN V 18599-3:2011-12: Energetische Bewertung von Gebäuden – Berechnung des Nutz-, End- und Primärenergiebedarfs für Heizung, Kühlung, Lüftung, Trinkwarmwasser und Beleuchtung – Teil 3: Nutzenergiebedarf für die energetische Luftaufbereitung. Vornorm. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- [13] Deutsches Institut für Normung e. V.: DIN 1946-6:2009-05: Raumluftechnik - Teil 6: Lüftung von Wohnungen - Allgemeine Anforderungen, Anforderungen zur Bemessung, Ausführung und Kennzeichnung, Übergabe/Übernahme (Abnahme) und Instandhaltung. Norm. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- [14] Recknagel, H.; Schramek, E.-R.; Sprenger, E. (2009): Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik Einschließlich Warmwasser- und Kältetechnik. 74. Aufl. München: Oldenbourg Industrieverlag. (1704 Seiten). ISBN 3835631349.
- [15] Kneer, R. (2009): Wärmeübertrager und Dampferzeuger (Vorlesungsskript). RWTH Aachen University, Lehrstuhl für Wärme- und Stoffübertragung. Aachen.
- [16] Khurmi, R. S.; Gupta, J. K. (2009): Textbook of Refrigeration and Air Conditioning. 4. Aufl. New Delhi: Eurasia. (682 Seiten). ISBN 9788121927819.
- [17] Lindeburg, M. R. (2013): Mechanical Engineering Reference Manual for the PE Exam. 13. Aufl. Belmont: Professional Publications, Inc. (1488 Seiten). ISBN 9781591264149.
- [18] van Haperen, K.; Berg, G.; Folkesson, K.; Verhoeven, G.; Haibel, M. (2005): Recommendations for Calculations of Energy Consumption for Air Handling Units (Eurovent 6/8).
- [19] Verein Deutscher Ingenieure e. V.: VDI 3803-5:2013-04: Raumluftechnik, Geräteanforderungen - Wärmerückgewinnungssysteme (VDI-Lüftungsregeln). Richtlinie. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- [20] Ingenieur-Büro Matthaei: Funktionsprinzip Rotationswärmetauscher. Online verfügbar unter <http://files.energie-effizient-spahren.de/uploads/2012/02/Rotationsw%C3%A4rmetauscher.jpg>, zuletzt geprüft am 15.10.2014.

- [21] Verein Deutscher Ingenieure e. V.: VDI 2071:1997-12: Wärmerückgewinnung in Raumluftechnischen Anlagen. Richtlinie. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- [22] Bardow, A. (2010): Thermodynamik I: Feuchte Luft. RWTH Aachen University, Lehrstuhl für Technische Thermodynamik. Aachen, 22.07.2010.
- [23] Bardow, A. (2013): Formelsammlung zur Thermodynamik I/II. RWTH Aachen University, Lehrstuhl für Technische Thermodynamik. Aachen.
- [24] Antoine, C. (1888): Comptes rendus hebdomadaires des séances de l'Académie des sciences Tensions des vapeurs, nouvelle relation entre les tensions et les températures. Frankreich: L'Académie des sciences. S. 683f. (1236 Seiten). Online verfügbar unter <http://gallica.bnf.fr/ark:/12148/bpt6k3062v>, zuletzt geprüft am 15.10.2014.
- [25] Dimian, A. C. (2003): Integrated Design and Simulation of Chemical Processes. 1. Aufl. Amsterdam: Elsevier Science. S. 206. ISBN 9780080534800.
- [26] Sonntag, D.: Important new Values of the Physical Constants of 1986 Vapour Pressure Formulations based on ITS-90, and Psychrometer Formulae. In: Z. Meteorol, 40, (1990), S. 340–344.
- [27] Mollier-h,x-Diagramm für einen Druck von 101325 Pa. Ingenieurbüro Dolder. Online verfügbar unter http://www.dolder-ing.ch/wissen/Lueftung-Klima/h-x-diagramm/Mollier_h-x-diagramm_pdf-vorlagen-download.htm, zuletzt geprüft am 15.10.2014.
- [28] Acker, S. (2003): Raumluftechnik - Das h,x-Diagramm nach Mollier. Berufsförderungswerk Heidelberg gGmbH. Heidelberg, 06.05.2003. Online verfügbar unter www.mico-multimedia.de/solar/PDF-Daten/h,x-Diagramm.pps, zuletzt geprüft am 15.10.2014.
- [29] Mittag, H.-J. (2012): Statistik Eine interaktive Einführung. 2. Aufl. Berlin: Springer. (369 Seiten). ISBN 9783642300905.
- [30] Hyndman, R. J.; Koehler, A. B.: Another look at measures of forecast accuracy. In: International Journal of Forecasting, 22, (2006), S. 679–688.
- [31] FAQ: What is the coefficient of variation? Institute for Digital Research and Education. Online verfügbar unter http://www.ats.ucla.edu/stat/mult_pkg/faq/general/coefficient_of_variation.htm, zuletzt geprüft am 15.10.2014.
- [32] Fahrmeir, L.; Kneib, T.; Lang, S. (2009): Regression Modelle, Methoden und Anwendungen. 2. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer. ISBN 9783540339328.
- [33] Deutsches Institut für Normung e. V.: DIN 277-1:2005-02: Grundflächen und Rauminhalte von Bauwerken im Hochbau - Teil 1: Begriffe, Ermittlungsgrundlagen. Norm. Berlin: Beuth Verlag GmbH.

- [34] Deutsches Institut für Normung e. V.: DIN 277-2:2005-02: Grundflächen und Rauminhalte von Bauwerken im Hochbau - Teil 2: Gliederung der Netto-Grundfläche (Nutzflächen, Technische Funktionsflächen und Verkehrsflächen). Norm. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- [35] Ministerium für Finanzen und Wirtschaft Baden-Württemberg (2011): Bauwerkszuordnungskatalog und Synopse.
- [36] Dassault Systèmes AB (2013): Dymola - Dynamic Modeling Laboratory - Volume 1 (Handbuch).
- [37] Modelica Association (2012): Modelica Language Specification - Version 3.3 (Handbuch).
- [38] Schweizerischer Ingenieur- und Architektenverein (2006): SIA 2024: Standard-Nutzungsbedingungen für die Energie- und Gebäudetechnik. Merkblatt.
- [39] Odendahl, O. (2014): Dynamische Simulation des Gebäudebestands und des Energieversorgungssystems am Campus Melaten der RWTH Aachen (Masterarbeit). RWTH Aachen University, Aachen. E.ON Energy Research Center, Institute for Energy Efficient Buildings and Indoor Climate; betreut von: Lauster, M.; Müller, D.
- [40] Gilroy, E.: Designing - Building Services: fan power, it will blow you away! PM Group. Online verfügbar unter <http://www.pmggroup-global.com/pmggroup/media/News-Attachments/Fan-Power,-it-will-blow-you-away!.pdf>, zuletzt geprüft am 23.09.2014.
- [41] Hausladen, G. (1999): Lüftungstechnik (Vorlesungsskript). Universität Gesamthochschule Kassel, Fachbereich Architektur, Fachgebiet Technische Gebäudeausrüstung. Kassel.
- [42] Ziehl-Abegg SE. Heinz-Ziehl-Straße, D-74653 Künzelsau. Online verfügbar unter <http://www.ziehl-abegg.com>, zuletzt geprüft am 15.10.2014.
- [43] Ziehl-Abegg (2013): Pure innovation ZAmid Technology (Datenblatt).
- [44] BELIMO Automation AG (2013): Heatflow Sensor QF2 (Datenblatt).
- [45] BV-Control AG (2006): PTH-Kombi-Fühler (Datenblatt).
- [46] Walter Müller AG. Russikerstrasse 37, CH-8320 Fehraltorf. Online verfügbar unter <http://www.wmag.ch/>, zuletzt geprüft am 15.10.2014.
- [47] Beck Kunststoffverformungs GmbH (2013): beck-Volumestrom-Meßstelle (Betriebsanleitung).
- [48] Beck Kunststoffverformungs GmbH. Elektronstraße 58, D-65933 Frankfurt/Main. Online verfügbar unter <http://www.beck-gmbh.net/>, zuletzt geprüft am 15.10.2014.
- [49] Deutsches Institut für Normung e. V.: DIN EN 60751:2009-05: Industrielle Platin-Widerstandsthermometer und Platin-Temperatursensoren (IEC 60751:2008). Norm. Berlin: Beuth Verlag GmbH.

- [50] BELIMO Automation AG. Brunnenbachstrasse 1, CH-8340 Hinwil. Online verfügbar unter <http://www.belimo.ch>, zuletzt geprüft am 15.10.2014.
- [51] Deutsches Institut für Normung e. V.: DIN V 18599-10:2011-12: Energetische Bewertung von Gebäuden – Berechnung des Nutz-, End- und Primärenergiebedarfs für Heizung, Kühlung, Lüftung, Trinkwarmwasser und Beleuchtung – Teil 10: Nutzungsrandbedingungen, Klimadaten. Vornorm. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- [52] Reinraumtechnik - Raumdrukregelungen - LabSystem Planungshandbuch - Lufttechnik für Laboratorien. Schneider Elektronik GmbH. Online verfügbar unter http://www.schneider-elektronik.de/download/LabHandbuch_07_de.pdf, zuletzt geprüft am 15.10.2014.
- [53] Steiner, S. (2014): Zeitreihenanalyse des Wärmeverbrauchs von Stadtquartieren (Masterarbeit). RWTH Aachen University, Aachen. E.ON Energy Research Center, Institute for Energy Efficient Buildings and Indoor Climate; betreut von: Lauster, M.; Müller, D.
- [54] Fluid Properties Calculator. Microelectronics Heat Transfer Laboratory. Online verfügbar unter <http://www.mhtl.uwaterloo.ca/old/onlinetools/airprop/airprop.html>, zuletzt geprüft am 15.10.2014.
- [55] Lide, D. R. (2004): CRC Handbook of Chemistry and Physics A ready-reference Book of Chemical and Physical Data. 85. Aufl. Boca Raton: CRC Press. ISBN 9780849304859.
- [56] Stoffwerte - Flüssigkeiten. Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg. Online verfügbar unter <http://www.uni-magdeburg.de/isut/LSS/Lehre/Arbeitsheft/IV.pdf>, zuletzt geprüft am 15.10.2014.
- [57] Spezifische Wärmekapazität idealer Gase. Fachhochschule Lübeck. Online verfügbar unter https://www.fh-luebeck.de/Inhalt/02_Studierende_Ch021/05_FB_MW/02_Studiengaenge/04_Q_Maschinenbau_Bachelor/04_Q_Labore_und_Institute/Stroemungslehre_und_Stroemungsmaschinen/Software/cp_excel03.xls, zuletzt geprüft am 15.10.2014.

Anhang

A Anhang

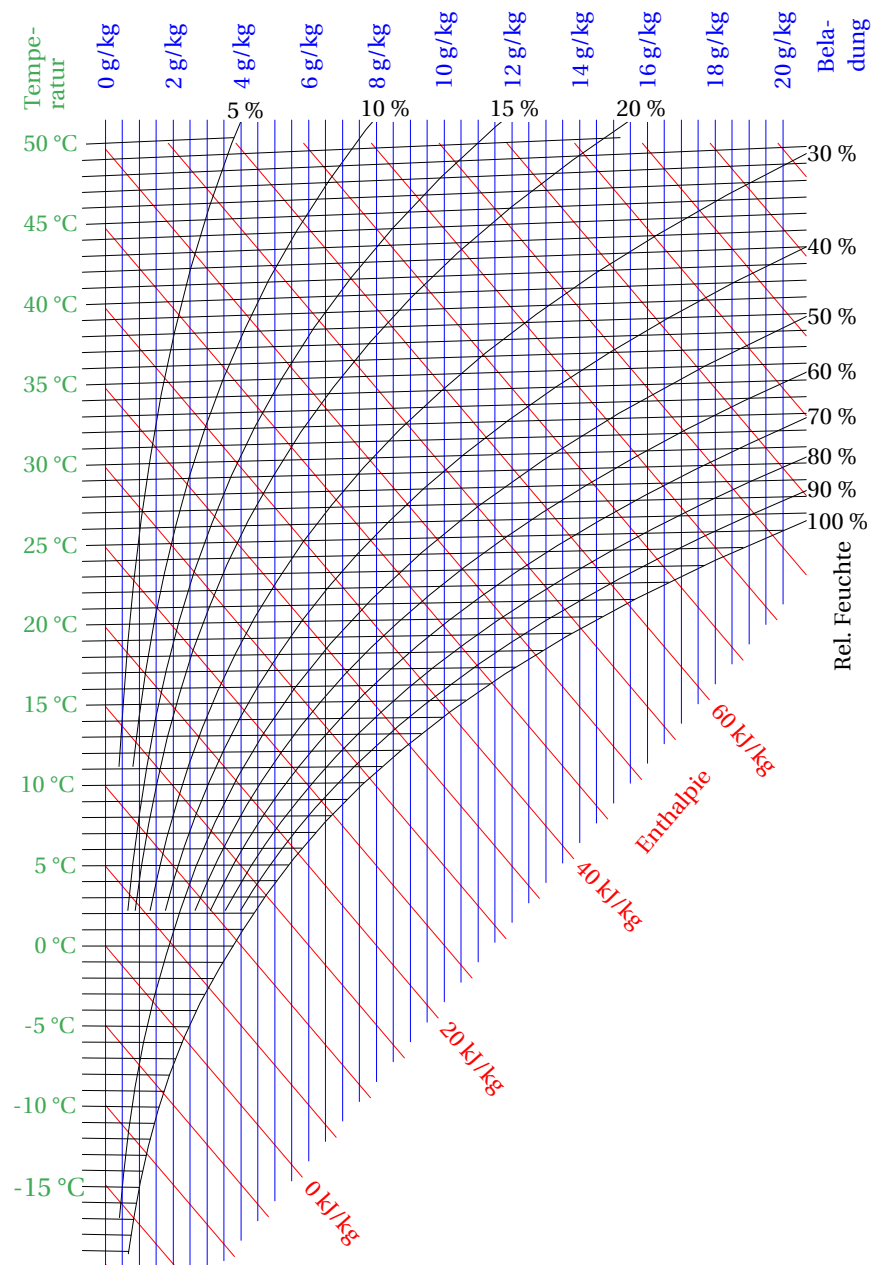


Abbildung A.1: Mollier-h,x-Diagramm für einen Druck von $p = 101325 \text{ Pa}$ [27]

Tabelle A.1: Rahmenbedingungen der Experimente: durchschnittlicher Luftvolumenstrom, Rückwärmzahl und Zeitraum

Nr.	\bar{V}_L in $\frac{\text{m}^3}{\text{h}}$	$\phi_{t,\text{Sim}}$	Start in TT.MM.JJJJ hh:mm:ss	Ende in TT.MM.JJJJ hh:mm:s	Δt_E in h
1	1245	0,892	25.07.2014 16:03:36	28.07.2014 07:38:33	63,58
2	1483	0,898	05.08.2014 23:00:03	06.08.2014 07:59:55	9,00
3	2112	0,902	11.08.2014 23:30:09	12.08.2014 07:59:55	8,50
4	2358	0,895	27.08.2014 01:00:03	27.08.2014 15:59:51	15,00
5	3341	0,891	29.07.2014 16:57:24	30.07.2014 11:57:48	19,01
6	3435	0,901	30.07.2014 13:42:04	31.07.2014 10:07:52	20,43
7	3003	0,740	09.08.2014 00:00:10	11.08.2014 07:59:55	56,00
8	825	0,657	22.08.2014 21:00:07	25.08.2014 07:59:55	59,00
9	2900	0,710	08.08.2014 10:00:01	08.08.2014 15:14:57	5,25
10	1088	0,877	12.08.2014 12:00:08	12.08.2014 15:55:17	3,92
11	2885	0,886	13.08.2014 09:11:36	14.08.2014 10:44:55	25,56
12	2844	0,903	14.08.2014 19:00:01	15.08.2014 14:53:37	19,89
13	2957	0,694	20.08.2014 15:00:07	21.08.2014 08:59:58	18,00
14	1289	0,727	04.08.2014 13:59:04	05.08.2014 09:36:50	19,63
15	2605	0,773	05.08.2014 11:00:05	05.08.2014 16:44:53	5,75
16	3040	0,747	06.08.2014 12:00:07	06.08.2014 15:03:17	3,05
17	3038	0,765	06.08.2014 15:36:49	06.08.2014 17:59:56	2,39
18	815	0,9355	25.08.2014 14:30:06	26.08.2014 07:29:54	17,00
19	2618	0,904	28.08.2014 19:00:00	29.08.2014 03:36:32	8,61
20	3078	0,709	11.08.2014 15:00:32	11.08.2014 16:23:46	1,39

Tabelle A.2: Ergebnisse der Experimente für die Heizleistung

Nr.	$\Delta Q_{H,\%}$ in %	MdAE in W	CV(MdAE) in %	$\bar{Q}_{\text{Mess,H}}$ in W	$\bar{Q}_{\text{Mess,H}}^{\text{min}}$ in W	$\bar{Q}_{\text{Mess,H}}^{\text{max}}$ in W
1	-1,58	104,53	3,19	3272,12	1600,78	4963,66
2	-9,87	517,29	10,40	4975,31	3371,25	6517,16
3	0,50	54,57	0,85	6445,89	4806,39	7961,90
4	7,79	665,92	7,85	8484,81	6801,13	9942,53
5	33,61	3668,56	33,76	10866,57	9073,00	12306,88
6	36,97	1514,15	36,96	4097,01	2355,33	5828,26
7	1,98	111,24	2,10	5297,48	3460,94	7080,02
8	15,84	517,16	14,03	3686,54	2050,70	5321,17
9	13,28	447,02	11,42	3913,40	2605,65	5184,55
14	-1,58	297,87	4,43	6728,82	4562,69	8815,48
15	-4,15	603,94	4,71	12818,69	10380,82	14937,63
16	0,45	126,37	0,63	20015,90	17344,89	22029,73
17	1,36	298,92	1,85	16156,93	13598,27	18270,31
18	16,80	930,06	16,53	5626,99	3724,09	7470,78
19	5,39	801,25	5,79	13850,37	11404,86	15940,50
20	-13,89	1384,29	13,83	10011,49	7524,46	12325,03

Nr.	$\bar{Q}_{\text{Sim,H}}$ in W	$\bar{Q}_{\text{Sim,H}}^{\text{min}}$ in W	$\bar{Q}_{\text{Sim,H}}^{\text{max}}$ in W
1	3323,95	2151,57	4384,78
2	5466,25	3538,83	7113,71
3	6413,85	3443,19	9035,76
4	7823,51	4403,77	10810,47
5	7214,07	2355,24	11545,86
6	2582,21	-619,3	5711,35
7	5192,41	2758,78	7442,54
8	3102,74	2384,04	3750,27
9	3393,55	1794,83	4501,97
14	6835,33	5743,77	8029,9
15	13350,81	11178,52	15703,67
16	19926,2	16643,46	22960,47
17	15937,95	13294,37	18748,07
18	4681,69	3767,04	5414,02
19	13104,5	10247,03	15262,96
20	11401,74	8861,78	13851,92

Tabelle A.3: Ergebnisse der Experimente für die Kälteleistung

Nr.	$\Delta Q_{K,\%}$ in %	MdAE in W	CV(MdAE) in %	$\bar{Q}_{\text{Mess,K}}$ in W	$\bar{Q}_{\text{Mess,K}}^{\text{min}}$ in W	$\bar{Q}_{\text{Mess,K}}^{\text{max}}$ in W
10	8,53	306,99	8,67	3542,27	-1490,12	9196,35
11	12,57	879,94	12,50	7037,43	2103,06	12554,02
12	-8,24	268,38	8,31	3227,73	-2995,38	10202,74
13	30,52	4723,32	30,30	15586,90	10244,54	21450,47
14	-7,66	561,83	7,51	7482,04	2763,64	12801,39
15	-3,19	437,27	3,41	12829,57	8349,53	17852,80
16	-10,19	1793,65	10,33	17368,12	12451,56	22869,82
17	-14,15	2337,72	13,99	16710,32	11913,83	22078,43
18	3,35	239,46	4,48	5342,36	850,35	10406,29
19	-1,93	448,24	2,90	15437,28	10514,33	20894,25
20	0,76	608,54	2,88	21111,71	15606,99	27266,00

Nr.	$\bar{Q}_{\text{Sim,K}}$ in W	$\bar{Q}_{\text{Sim,K}}^{\text{min}}$ in W	$\bar{Q}_{\text{Sim,K}}^{\text{max}}$ in W
10	3240,21	987,42	5291,43
11	6152,52	607,27	11386,84
12	3493,73	-643,61	7409,73
13	10830,26	5895,00	15335,33
14	8055,23	4646,88	11591,56
15	13238,96	6130,38	20613,80
16	19138,29	9404,24	28760,10
17	19074,93	10446,76	27948,39
18	5163,39	1796,42	8452,53
19	15735,43	3056,02	28247,69
20	20952,28	10314,07	31683,42

Tabelle A.4: Temperaturabhängigkeit der verwendeten Stoffgrößen für Wasser und Luft (teilweise linear interpoliert)

T in °C	ρ_L [54] in $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	$c_{p,L}^{iG}$ [54] in $\frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$	ρ_w bei 3 bar [55, 56] in $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	$c_{p,W}^{iF}$ [55] in $\frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$	$c_{p,W}^{iG}$ [57] in $\frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$
0			999,84	4217,6	1859,1
5	1,27	1005,7	999,54	4204,9	1860,0
10	1,25	1005,8	999,25	4192,1	1861,0
15	1,23	1005,9	998,62	4187,0	1862,1
20	1,20	1006,1	997,98	4181,8	1863,2
25	1,18	1006,3	997,09	4180,1	1864,4
30	1,16	1006,5	995,52	4178,4	1865,6
35	1,15	1006,7	993,75	4178,5	1867,0
40	1,13	1006,9	991,97	4178,5	1868,3
45	1,11	1007,2	990,00	4179,6	1869,8
50	1,09	1007,4	988,03	4180,6	1871,3
55	1,08	1007,7	985,52	4182,5	1872,9
60	1,06	1008,1	983,02	4184,3	1874,5
65	1,04	1008,4	980,36	4186,9	1876,3
70			977,71	4189,5	1878,0
75			974,92	4192,9	
80			971,78	4196,3	
85			968,52	4200,7	
90			965,26	4205,0	

Tabelle A.5: Gesamtwärmebedarf von konventioneller Heizung und RLT der Gebäude J0730 (A), J1513 (B), J1515 (C)

Fall	Q_A in MWh	Q_B in MWh	Q_C in MWh
F_{Ref}	1466,29	254,13	225,51
F_{deakt}	931,45	27,38	95,62
F_1	1344,20	208,69	199,91
F_2	1187,88	151,69	167,36
F_3	1584,27	291,27	246,32
F_4	1435,62	242,20	218,79
F_5	1327,62	203,46	196,97
F_6	1172,65	146,80	164,61
F_7	1541,81	277,99	238,90
F_8	1398,98	230,43	212,18
F_9	1302,74	195,61	192,58
F_{10}	1149,81	139,45	160,48
F_{11}	1478,14	258,08	227,76
F_{12}	1344,06	212,78	202,27
F_{Real}	1632,82	199,18	182,46
F_{Mod}	1472,28	440,42	666,65
F_{Mess}	1501,40	431,16	664,64

Tabelle A.6: Kältebedarf der RLT der Gebäude J0730 (A), J1513 (B), J1515 (C)

Fall	Q_A in MWh	Q_B in MWh	Q_C in MWh
F_{Ref}	572,41	186,86	105,23
F_1	330,02	102,56	57,53
F_2	306,48	98,79	55,57
F_3	639,40	206,30	115,99
F_4	585,25	192,63	108,59
F_5	313,28	97,28	54,57
F_6	291,12	93,85	52,79
F_7	596,70	192,95	108,52
F_8	548,41	180,79	101,95
F_9	288,16	89,36	50,13
F_{10}	268,07	86,43	48,62
F_{11}	532,65	172,92	97,32
F_{12}	493,15	163,04	91,98

Tabelle A.7: Wärmebedarf der RLT der Gebäude J0730 (A), J1513 (B), J1515 (C)

Fall	Q_A in MWh	Q_B in MWh	Q_C in MWh
F_{Ref}	571,39	235,03	135,85
F_1	449,30	189,59	110,24
F_2	292,97	132,59	77,70
F_3	689,38	272,17	156,66
F_4	540,71	223,10	129,13
F_5	432,71	184,36	107,31
F_6	277,75	127,69	74,95
F_7	646,92	258,89	149,24
F_8	504,09	211,33	122,52
F_9	407,83	176,51	102,91
F_{10}	254,92	120,35	70,82
F_{11}	583,22	238,98	138,10
F_{12}	449,15	193,68	112,60

Danksagung

Hiermit bedanke ich mich herzlichst bei Herrn Dipl.-Ing. Moritz Lauster für die sehr gute Betreuung und Unterstützung während der gesamten Bearbeitungszeit der Masterarbeit. Zudem danke ich dem betreuenden Professor Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dirk Müller sowie allen Mitarbeitern des E.ON ERC EBCs, da sie stets freundlich und hilfsbereit waren und somit zum Gelingen der Abschlussarbeit und einer angenehmen Zeit am Institut beigetragen haben. Namentlich sei an dieser Stelle Herr Dipl.-Ing. Maximilian Huber für die Einweisung in die Testanlage genannt.

Ebenfalls gebührt meinen Freunden und meiner Familie ein Dankeschön, zum einen für das Korrekturlesen der Arbeit und zum anderen für die wertvolle Unterstützung während meines 5-jährigen Studiums. Einen besonderen Dank möchte ich meinen Mitbewohnern Johannes Schulz und Johannes Schilling aussprechen, ohne die eine solch positive Zeit des Studiums nicht möglich gewesen wäre.

Des Weiteren bedanke ich mich bei allen nicht genannten Personen, die zum Erfolg dieser Masterarbeit beigetragen haben.

Eigenständigkeitserklärung

Hiermit versichere ich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und ohne Benutzung anderer als der angegebenen Hilfsmittel angefertigt habe. Alle Stellen, die wörtlich oder sinngemäß übernommen sind, sind als solche kenntlich gemacht. Die Arbeit ist in gleicher oder ähnlicher Form noch nicht als Prüfungsarbeit eingereicht worden. Ich erkläre mich damit einverstanden, dass die vorliegende Arbeit in der Lehrstuhlbibliothek und Datenbank aufbewahrt und für den internen Gebrauch kopiert werden darf.

Aachen, den 20. Oktober 2014

Philipp Mehrfeld