



PhD-FSTC-2019-70  
Fakultät für Naturwissenschaften, Technologie und Kommunikation

## DISSERTATION

verteidigt am 22/11/2019 in Luxembourg

zur Erlangung des Titels

# DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ DU LUXEMBOURG EN Sciences de l'ingénieur

von

**Christoph Wilhelm Schmidt**  
geboren am 12. März 1986 in Saarbrücken (Deutschland)

## FELDTEST UND DYNAMISCHE SIMULATION DER AUßenliegenden Wandtemperierung

### Prüfungskommission

A-Prof. Dr.-Ing. Frank Scholzen., Betreuer der Doktorarbeit  
*Professor, Universität Luxembourg*

Prof. Dr.-Ing. Markus Schäfer, stellvertretender Vorsitzender  
*Professor, Universität Luxembourg*

Prof. Dr.-Ing. Stefan Maas, Vorsitzender  
*Professor, Universität Luxembourg*

Prof. Dr.-Ing. Sabine Hoffmann  
*Professorin, Technische Universität Kaiserslautern*

Prof. Dr.-Ing. Horst Altgeld  
*Professor a. D., htw saar, Saarbrücken*



## **Feldtest und dynamische Simulation der außenliegenden Wandtemperierung**

**Auswertung der Ergebnisse eines Feldtests und dynamische  
Simulationsstudien eines außenliegenden Wand- und  
Lufttemperierungssystems**

Gefördert durch:



Bundesministerium  
für Wirtschaft  
und Energie

aufgrund eines Beschlusses  
des Deutschen Bundestages

## Vorwort

*„per aspera ad astra“*

So lässt sich der Weg zur fertigen Dissertation vereinfacht zusammenfassen. Daher möchte ich an dieser Stelle denjenigen danken, die mich auf diesem Weg unterstützt und gefördert haben; insbesondere wenn der Weg zwischenzeitlich „rauer“ wurde und die „Sterne“ unerreichbar schienen.

Ganz besonders möchte ich mich bei Herr Dr. Horst Altgeld bedanken, da er mir diesen Weg aufgezeigt hat und ganz wesentlich dazu beigetragen hat, den Kontakt zur Universität Luxemburg aufzubauen. An der Universität Luxemburg gilt mein besonderer Dank Prof. Dr. Frank Scholzen für die Betreuung der Arbeit, die Unterstützung und die wertvollen inhaltlichen Diskussionen. Auch bei Prof. Dr. Stefan Maas möchte ich mich für die Begleitung der Arbeit und die konstruktiven Diskussionen bedanken.

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter der IZES gGmbH (Institut für Zukunftsenergie- und Stoffstromsysteme), im Arbeitsfeld „Technische Innovationen“. Mein Dank gilt der Institutsleitung in Person von Dr. Michael Brand, sowie meinem Arbeitsfeldleiter Dr. Bodo Groß für die Möglichkeit diese Arbeit parallel zur Leitung des Forschungsprojektes LEXU II anfertigen zu können. Zusätzlich gilt mein Dank allen Kollegen, die mich mit Rat und Tat unterstützt haben. Ganz herzlich bedanken möchte ich mich hier bei Alexander Berhardt, Thomas Bischoff (vor allem für die vielen kurzfristigen Arbeitseinsätze), Dominik Maul, Daniel Schmidt und Stephan Schulte; sowie bei allen Studenten, deren Arbeiten ich betreuen durfte.

Für das finale Lektorat möchte ich mich bei Walter Willems bedanken.

Herzlichen Dank auch an meine Familie für deren Unterstützung. Mein herzlichster und tiefster Dank gilt meiner Frau Ailke. Dank ihrer permanente Unterstützung und Geduld, fand ich die Energie zum Beenden dieser Arbeit.

Für die finanzielle Unterstützung des Forschungsprojektes LEXU II (Fkz. 0327370Y), welches die Grundlage dieser Arbeit ist, möchte ich mich beim Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie bedanken. Für die Betreuung des Förderprojektes gilt mein Dank dem Projektträger Jülich.

*Für O & O!*

Saarbrücken im Oktober 2019

Christoph Wilhelm Schmidt

## Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich detailliert mit zwei neuen, thermisch aktiven Komponenten für die Gebäudesanierung, und zwar der außenliegenden Wandtemperierung (aWT) und der außenliegenden Lufttemperierung (aLT). Mit Hilfe der beiden Komponenten können Bestandsgebäude im Rahmen einer energetischen Sanierung thermisch aktiviert werden. Die Installation der beiden Komponenten ist minimalinvasiv, von außen, möglich. Durch die Lage der Temperierungsebene im Wandaufbau ist der Einsatz sehr niedriger Fluidtemperaturen möglich.

In einem ersten Schritt wurden für beide Komponenten die theoretischen Grundlagen erarbeitet und in Anlehnung an Standard-Literatur für thermoaktive Bauteilsysteme dargestellt. Zusätzlich wurden Kennwerte für die Bewertung der Komponenten entwickelt (Wirkungs- und Nutzungsgrade). Aufbauend auf den theoretischen Grundlagen wurden anschließend für beide Komponenten Umsetzungskonzepte entwickelt. Schließlich konnte an einer Fassade eine großflächige Umsetzung der beiden Komponenten realisiert werden. Ziel der Umsetzung war neben der Darstellung der „Realisierbarkeit“ auch die Generierung von Messdaten für die folgenden Betrachtungen.

Im Zuge der Realisierung konnten einige Fehlerquellen identifiziert und eine Vielzahl von Erkenntnissen gewonnen werden. So mussten zum Beispiel aus Gewährleistungsgründen ein Kompromiss bei der Dicke des Putzes zum Einputzen der Kapillarrohrmatten gemacht werden. Insgesamt konnten beide Komponenten erfolgreich umgesetzt und in Betrieb genommen werden. Parallel zur Umsetzung wurden die Systemkosten der beiden Komponenten ermittelt. Hier wurden in der Umsetzung ähnliche Werte erzielt wie im Rahmen von Musterplanungen ermittelt ( $\sim 70 \text{ €/m}^2$ ).

Mit Hilfe der Messdaten der Feldtestflächen der beiden Komponenten und zwei Laborprüfständen konnten geeignete Modellierungsansätze entwickelt, verifiziert und schließlich validiert werden. Dabei wurden sowohl stationäre als auch instationäre Messungen durchgeführt und verglichen. Insgesamt konnte hier eine gute Übereinstimmung zwischen Modellierung und Messungen ermittelt werden. Schwierigkeiten bereitet der Vergleich zwischen idealisierten Modellierungen und real umgesetzten Bauteilen, die unter dem Einfluss der (teilweise nicht eindeutig zuzuordnenden) Umgebungsbedingungen stehen. Für die aWT wurde ein maximaler Nutzwärmestrom von rund  $60 \text{ W/m}^2$  im überkompensatorischen Heizbetrieb ermittelt. Als Nutzwärmestrom wird hierbei der Wärmestrom von der Temperierungsebene in das Innere des Gebäudes definiert. Bei einer niederexergetischen Betriebsweise sind hier jedoch eher  $\sim 15 \text{ W/m}^2$  anzunehmen.

Für solche außenliegenden Komponenten sind auch die Zeitkonstanten relevant, diese liegen für die aWT im Tagesbereich, mit Totzeiten um 3-4 h. Gleichzeitig kann durch die thermische Aktivierung der Bestandsstruktur diese als Speichermasse nutzbar gemacht werden. Da nach Abschluss der Messungen validierte Simulationsmodelle zur Verfügung stehen, können entsprechende Potentialabschätzungen und weitere Betrachtungen auf Simulationsebene erfolgen.

Die durchgeführten Simulationsstudien, auf Gebäudeebene, zeigen das Potential, aber auch die wichtigen „Knackpunkte“ der Komponenten. Es kann zusammengefasst festgehalten werden, dass die aWT sich eher für einen bivalenten Betrieb als eine Art Grundlasttemperierung eignet. Dabei ist wiederum bei langen Laufzeiten auf den Pumpenstrombedarf in Relation zum thermischen Input zu achten. Je geringer der Heizwärmebedarf eines Gebäudes, desto eher kann die aWT auch als monovalentes System eingesetzt werden. Bei alleiniger Betrachtung der aWT sind an die Trägheit der aWT angepasste Regelstrategien der Schlüssel zu hohen Deckungsanteilen.

Die Kombination von aLT und aWT eignet sich sehr gut für die komplette Beheizung eines Gebäudes. Hier werden in der Simulation hohe Deckungsanteile mit niedrigen Vorlauftemperaturen und einfachen Regelstrategien erreicht. Hierbei ergänzt die aLT die aWT aus Regelungssicht ideal.

Somit wurden mit dieser Arbeit die Realisierbarkeit der Ideen gezeigt, realistische Systemkosten ermittelt und die Grundlagen auf Modellebene geschaffen, um die weiteren interessanten Aspekte der Komponenten mittels Simulationen und anhand der Feldtestflächen in der Praxis zu untersuchen.

## Abstract

The present work deals in detail with two new, thermally active components for building renovation, namely the external wall tempering (aWT) and the external air tempering (aLT). With the help of these two components, existing buildings can be thermally activated as part of an energetic refurbishment. The installation of the two components is minimally invasive from the outside. Due to the position of the active layer in the wall structure, the use of very low fluid temperatures is possible (low-exergy approach).

Initially the theoretical principles for both components were developed and presented in accordance with standard literature for thermoactive component systems. Then characteristic values for the evaluation of the components (efficiency and utilisation rates) were developed and based on the theoretical principles, implementation concepts for both components were subsequently developed. Finally, a large-scale implementation of the two components could be realized on a facade. The aim of the implementation was not only to present the "feasibility" of the components but also to generate measurement data for the following considerations.

In the course of its development, some sources of error could be identified and a multiplicity of realizations were obtained. For example, for warranty reasons a compromise had to be made regarding the thickness of the plaster for plastering the capillary tube mats. Overall, both components were successfully implemented and put into operation. In coordination to the implementation the system costs of both components were determined. Here, similar values were achieved in the implementation as determined within the framework of sample planning ( $\sim 70 \text{ €/m}^2$ ).

With the help of the measurement data from the field test areas of the two components and two laboratory test benches, suitable modelling approaches could now be developed, verified and finally validated. Then stationary as well as transient measurements were carried out and compared and a good agreement between modelling and measurements could be determined. The comparison between idealized modelling and real-life components, which are under the influence of the (partly not unambiguously attributable) environmental conditions, causes difficulties. For the aWT, a maximum useful heat flow of around  $60 \text{ W/m}^2$  in over-compensatory heating mode was determined. The useful heat flow is defined as the heat flow from the tempering level into the interior of the building. In a low-exergy operating mode, however,  $\sim 15 \text{ W/m}^2$  is more likely.

For such external components, the time constants are also relevant; for the aWT these are in the daily range, with dead times of 3-4 hours. At the same time, the thermal activation of the existing structure can make it usable as a storage mass. However, since validated simulation models are available after completion of the measurements, potential estimates and further considerations can be made at simulation level.

The simulation studies carried out on the building level show the potential, but also the important "sticking points" of the components. In summary, it can be stated that the aWT is more suitable for binary operation than a kind of base load tempering. Again, the pump power requirement in relation to the thermal input must be taken into account for long running times. The lower the heating requirement of a building, the more likely it is that the aWT can also be used as an independent system. When considering the aWT alone, control strategies adapted to the inertia of the aWT are the key to high cover shares.

The combination of aLT and aWT was found to be very suitable for the complete heating of a building. Here, the simulation achieves high cover ratios with low flow temperatures and simple control strategies.

Thus the feasibility of the ideas was shown, realistic system costs were determined and the basics were created on model level in order to investigate the further interesting aspects of the components by means of simulations and on the basis of the field test areas.

## Symbolverzeichnis

Formelzeichen	Bedeutung
A	Fläche
B	Anergie / Breite
b	Temperaturfaktor
C	Strahlungsaustauschzahl
d	Durchmesser
D	Dicke
E	Energie, Exergie
$\dot{e}$	Energiestromdichte
$f_{split,aWT}$	Aufteilungsfaktor
$g$	Erdbeschleunigung
Gr	Grashof-Zahl
H	Höhe
l	Länge
$\dot{m}$	Massenstrom
N	Wärmeübertragerkennzahl
n	Anzahl
Nu	Nusselt-Zahl
Pr	Prandtl-Zahl
$Q$	Wärme
$\dot{Q}$	Wärmestrom
$\dot{q}$	Wärmestromdichte
R	Widerstand
Ra	Rayleigh-Zahl
Re	Reynolds-Zahl
RG	Regelgüte
S	Schwierigkeit
T	Temperatur
t	Zeit
U	Wärmedurchgangskoeffizient
W	Arbeit
$\dot{W}$	Leistung
w	Geschwindigkeit

Griechische Formelzeichen	Bedeutung
$\alpha$	Temperaturleitfähigkeit
$\alpha_x$	Wärmeübergangskoeffizient
$\beta$	Thermischer Ausdehnungskoeffizient
$\beta_{T,aWT}$	Deckungsgrad der Transmissionswärmeverluste
$\delta_{aWT}$	Deckungsanteil
$\varepsilon$	Emissionsgrad
$\varepsilon_{aWT/aLT,dyn}$	Nutzungsgrad der aWT/aLT
$\zeta_{Ex}$	Exergetischer Wirkungsgrad
$\tau$	Proportionalitätskonstante
$\eta_c$	Carnot-Wirkungsgrad
$\eta_{aWT/aLT}$	Wirkungsgrad der Wand-/Lufttemperierung
$\eta_{aWT/aLT,dyn}$	Dynamischer Wirkungsgrad
$\eta_{s,aLT}$	Nutzungsgrad der aLT
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit
$\mu$	Dynamische Viskosität
$\nu$	Kinematische Viskosität
$\rho$	Dichte
$\sigma$	Stefan-Boltzmann-Konstante

Indizes	Bedeutung
akt	aktiviert
aus	Austritt
amb	Ambiente / Umgebung
aLT	Außenliegende Lufttemperierung
aWT	Außenliegende Wandtemperierung
e	Ende / external (außen)
ein	Eintritt
f	Fluid
g / ges	gesamt / kombiniert
h	hydraulisch
i	internal (innen)
k	Konvektiv, Kern
L	Luft
LK	Luftkanal
m	Mittel
op	operativ
r	Rand
RL	Rücklauf
Surf	Surface / Oberfläche
s	Oberfläche / Strahlung / Spalt / Schicht
spez	spezifisch
stat	stationär
trans	Transmission
u	Umgebung
ü	überströmt
vent	Ventilation (mech. Lüftung)
VL	Vorlauf
w	Wand
WÜT	Wärmeübertrager
0	Ausgangszustand, Ruhezustand
1	Innenseite
2	Außenseite

## Inhaltsverzeichnis

<b>Vorwort</b> .....	iv
<b>Zusammenfassung</b> .....	v
<b>Abstract</b> .....	vi
<b>Symbolverzeichnis</b> .....	vii
<b>Inhaltsverzeichnis</b> .....	x
<b>1 Einleitung</b> .....	1
1.1 Motivation .....	1
1.2 Problemstellung .....	2
1.3 Ziele der Arbeit.....	2
1.4 Methodik.....	3
<b>2 Grundlagen</b> .....	5
2.1 Stand der Technik.....	5
2.2 Stand der Wissenschaft .....	8
2.3 Theoretische Grundlagen der aWT & der aLT.....	15
2.4 Theorie der außenliegenden Wandtemperierung .....	23
2.5 Überschlägige Abschätzung des Mehraufwands durch den Betrieb der außenliegenden Wandtemperierung .....	33
2.6 Theorie der außenliegenden Lufttemperierung .....	35
<b>3 Umsetzung Demonstrator</b> .....	43
3.1 Einleitung .....	43
3.2 Gesamtkonzept und Zielstellung .....	43
3.3 Umsetzung Demonstrationsgebäude .....	44
3.4 Feldtestflächen der außenliegenden Wand- und Lufttemperierung .....	65
<b>4 Versuche am Demonstrator</b> .....	79
4.1 Einleitung .....	79
4.2 Verifizierung der Oberflächentemperatur und Überprüfung der Temperaturhomogenität ...	79
4.3 Verifizierung des spezifischen Heizwärmestroms der Wandtemperierung .....	80
4.4 Verifizierung des Gesamt-Wärmestroms der Wandtemperierung.....	88
4.5 Ermittlung der Basiskennlinie der aWT .....	89
4.6 Ermittlung von Kennlinienfeldern für die aWT .....	90
4.7 Ermittlung von Grenzkurven für die aWT .....	93
4.8 Ermittlung der Zeitkonstanten.....	96
4.9 Ermittlung der Leistungsverluste .....	102
4.10 Ermittlung der spezifischen Pumpenleistung der Wandtemperierung.....	103
4.11 Gesamtauswertung & Diskussion der Versuche am Demonstrator .....	104
<b>5 Modellierung</b> .....	105
5.1 Einleitung .....	105
5.2 Modellierung der aWT .....	105
5.3 Modellierung der aLT .....	109
5.4 Fazit „Modellierung aWT & aLT“ .....	119
<b>6 Modellvalidierung</b> .....	121

6.1	Einleitung .....	121
6.2	Validierungskonzept .....	121
6.3	Empirische Validierung .....	122
6.4	Fazit „Modellvalidierung“ .....	140
<b>7</b>	<b>Gebäudesimulation .....</b>	<b>141</b>
7.1	Einleitung .....	141
7.2	Referenzgebäude .....	141
7.3	Kennwerte und Bewertungsgrößen für die dynamische Simulation .....	145
7.4	Simulationen mit außenliegender Wandtemperierung .....	146
7.5	Simulationen mit außenliegender Lufttemperierung .....	160
7.6	Simulationen mit außenliegender Wand- und Lufttemperierung .....	165
7.8	Fazit „Gebäudesimulation“ .....	170
<b>8</b>	<b>Fazit und Ausblick .....</b>	<b>171</b>
<b>9</b>	<b>Veröffentlichungen und Präsentationen .....</b>	<b>175</b>
9.1	Veröffentlichungen .....	175
9.2	Präsentationen .....	176
9.3	Betreute Studienarbeiten .....	177
	<b>Abbildungs- und Tabellenverzeichnis .....</b>	<b>178</b>
	Abbildungen .....	178
	Tabellen .....	185
	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>187</b>
	<b>Anhang .....</b>	<b>192</b>



# 1 Einleitung

## 1.1 Motivation

Im Jahr 2002 wurde die Idee der außenliegenden Wandtemperierung (aWT) veröffentlicht, siehe [Luther & Altgeld, 2002]. Die Komponente „aWT“ wurde für eine Gebäudesanierung „von außen“ und die Nutzbarmachung von Niedertemperatur-Abwärme konzipiert. Im Saarland war damals als eine solche Niedertemperatur-Wärmequelle die Nutzbarmachung von Grubenwasser (~30°C), aus der Wasserhaltung stillgelegter Bergwerke, angedacht. Zwischen 2002 und 2009 konnten einige Grundlagen der Idee erarbeitet werden. So z.B. das generelle Marktpotential, die Anbringungsart der thermischen Aktivierung auf der Bestandswand und der Einsatz verschiedener Rohrsysteme, siehe [Altgeld et al., 2010]. Auch die Umsetzung einer Laborwand in kleinem Maßstab war erfolgreich. Durch die erstmalige Formulierung der Grundlagen der aWT in [Luther & Altgeld, 2002] konnten die stationären Zustände innerhalb des Bauteils gut dargestellt werden, siehe auch [Schmidt et al., 2017]. Diese Ergebnisse sind die Basis der vorliegenden Arbeit.

Bei der aWT handelt es sich um einen integralen Bestandteil der Gebäudestruktur, als Teil der thermischen Hülle des Gebäudes. Auf ein Gebäude wirken eine Vielzahl dynamische bzw. instationäre Belastungen, z.B. innere Lasten durch Bewohner oder Equipment, solare Einstrahlung, Außentemperaturen, temporäre Verschattungen, Wind etc. Somit befindet sich ein Gebäude selten in einem stationären Zustand (siehe auch die Ergebnisse des Monitorings an der Feldtestfassade). Daher ist eine Charakterisierung ausschließlich über stationäre Zustände nicht ausreichend. Reale, instationäre Zustände sind aufgrund der Überlagerung jedoch nur noch numerisch abbildungbar. Für diese numerischen Lösungen sind geeignete Modelle für die Komponenten (hier Bauteilaktivierung) notwendig. In [Glück, 1999], einem Standardwerk zur thermischen Bauteilaktivierung, finden sich in Kapitel 6.4 „Prämissen zur Bewertung zukünftiger Systeme“ einige wichtige Voraussetzungen für die effektive Nutzung der thermischen Bauteilaktivierung. Hier wird u.a. angeführt, dass die Berechnungsbausteine für den stationären und instationären Fall erstellt und verifiziert werden müssen. Auf die Wichtigkeit einer solchen Validierung wird auch explizit in [Feist, 1994] hingewiesen. Da die aWT als ein neues System der thermischen Bauteilaktivierung gesehen werden kann, soll in dieser Arbeit die obige Voraussetzung erfüllt werden. Mithilfe geeigneter Software wird die aWT modelliert und anhand von Messwerten von einer umgesetzten Feldtestfläche verifiziert und das Simulationsmodell validiert. Nur mit Hilfe validierter Simulationswerkzeuge können für komplexe Gebäudegeometrien in Kombination mit ungewöhnlicher Anlagentechnik verlässlich Ergebnisse berechnet werden.

Für neuartige Systeme sind Potentialstudien essentiell, da nur mit Hilfe solcher Studien die Potentiale auf verschiedenen Ebenen (wirtschaftlich, energetisch, exergetisch, Komfort/Behaglichkeit) dargestellt werden können und sinnvolle Systeme für die Umsetzung ausgewählt werden können. Da die dynamische Simulationssoftware TRNSYS seit Jahrzehnten in ständiger Weiterentwicklung und weltweiter Anwendung ist, war es naheliegend, die mit diesem System möglichen Simulationen durchzuführen bzw. durch nachgewiesenermaßen korrekte Ergebnisse liefernde Ergänzungen verwendbar zu machen. Die auf diese Weise erstellten Modelle können zukünftig für Potentialstudien verwendet werden.

Da es sich um neuartige Systeme handelt, ist die bauliche Umsetzung auf Grundlage der theoretischen Ergebnisse die erste Herausforderung. Hier gilt es geeignete Konzepte für die Bauausführung im Sinne der ermittelten Grundlagen zu entwickeln und die Umsetzung zu begleiten. Parallel hierzu ist eine Messtechnik zu konzipieren, die den Vergleich von Messung und Simulation durch die entsprechenden Messstellen und Sensorik ermöglicht.

## 1.2 Problemstellung

Die zusammengefasste Idee der aWT/aLT lautet: „Bei der aWT/aLT handelt es sich um eine neuartige, minimalinvasive, thermische Bauteilaktivierung bzw. Flächentemperierung, die den Einsatz von niedrigerexergetischen Wärmequellen für die Temperierung/Belüftung des Gebäudebestands ermöglicht und zusätzlich die bestehende Gebäudestruktur als Speicher für Wärme/Kälte nutzbar macht“. Betrachtet man sich diese Idee, so lässt sich die folgende Problemstellung definieren:

- Charakterisierung der aWT/aLT als Bauteilaktivierung/Flächentemperierung und Ermittlung von Kennwerten und Kennlinienfeldern
- Aufzeigen der minimalinvasiven Umsetzung im Bestand durch eine reale Umsetzung der Idee
- Darstellung des energetischen bzw. exergetischen Potentials, siehe z.B.[Schmidt, 2009].

Abgeleitet aus dieser Problemstellung ergeben sich die Ziele der Arbeit in Kapitel 1.3 und die weiteren Motivationen: Da es sich bei der aWT und der aLT um neuartige Systeme mit einer erhöhten Komplexität, aufgrund der Lage innerhalb der thermischen Hülle des Gebäudes handelt, sollen durch eine reale Umsetzung die Realisierbarkeit der Idee demonstriert werden, realistische Systemkosten ermittelt werden und zusätzlich geeignete Simulationsmodelle entwickelt und validiert werden.

## 1.3 Ziele der Arbeit

Die vorliegende Arbeit beinhaltet die folgenden Ziele:

- ❶ Einheitliche Darstellung der theoretischen Grundlagen von aWT & aLT in Anlehnung an die Standardwerke der thermischen Bauteilaktivierung, wie z.B. [Koschenz & Lehmann, 2000] & [Glück, 1999], siehe Kapitel 2.
- ❷ Dokumentation der Konzeption und Nachweis der Realisierbarkeit der aWT/aLT durch die großflächige Umsetzung an einer Feldtestfassade, siehe Kapitel 3.
- ❸ Ermittlung von realistischen Systemkosten [€/m<sup>2</sup>] für die Umsetzung der beiden Komponenten und Erarbeitung von Optimierungspotentialen auf Grundlage der Umsetzung, siehe 3.3.2.8 und Kapitel 3.4.2.6.
- ❹ Durchführung von Messungen an den Feldtestflächen und Ermittlung von Kennwerten, siehe Kapitel 4.
- ❺ Erarbeitung von Simulationsmodellen für beide Komponenten, siehe Kapitel 5.
- ❻ Validierung der Simulationsmodelle durch Vergleiche mit den Messungen aus Kapitel 4, siehe Kapitel 6.
- ❼ Simulations- und Potentialstudien anhand eines Referenz-Gebäudes, siehe 7.
- ❽ Fazit und Ausblick, siehe Kapitel 8.

## 1.4 Methodik

Zusammengefasst kann die Methodik folgendermaßen beschrieben werden: Auf Basis der Grundlagen der aWT & aLT wird ein Konzept für die Umsetzung der beiden Komponenten an einer Feldtestfläche inkl. MSR-Technik erarbeitet. Da es sich um eine erstmalige Umsetzung eines solchen Systems handelt, müssen entsprechende Schnittstellen geklärt und ein umsetzbares Konzept erarbeitet werden. Nach der Umsetzung erfolgt ein Monitoring mit dem Ziel möglichst viele Messwerte in verschiedenen Betriebssituationen aufzunehmen und wichtige Kennwerte zur ermitteln. Anhand der Grundlagen erfolgt parallel hierzu die Erstellung von Simulationsmodellen bzw. die Überprüfung der Nutzbarkeit vorhandener (Standard-)Modelle. Durch einen Vergleich der Simulationsergebnisse dieser Modelle mit den Messwerten werden die Modelle validiert. Mit den validierten Modellen können anschließend validierte Potentialstudien durchgeführt werden. Alle Arbeiten münden in ein abschließendes Fazit und einen Ausblick. Diese Methodik lässt sich auch graphisch veranschaulichen.

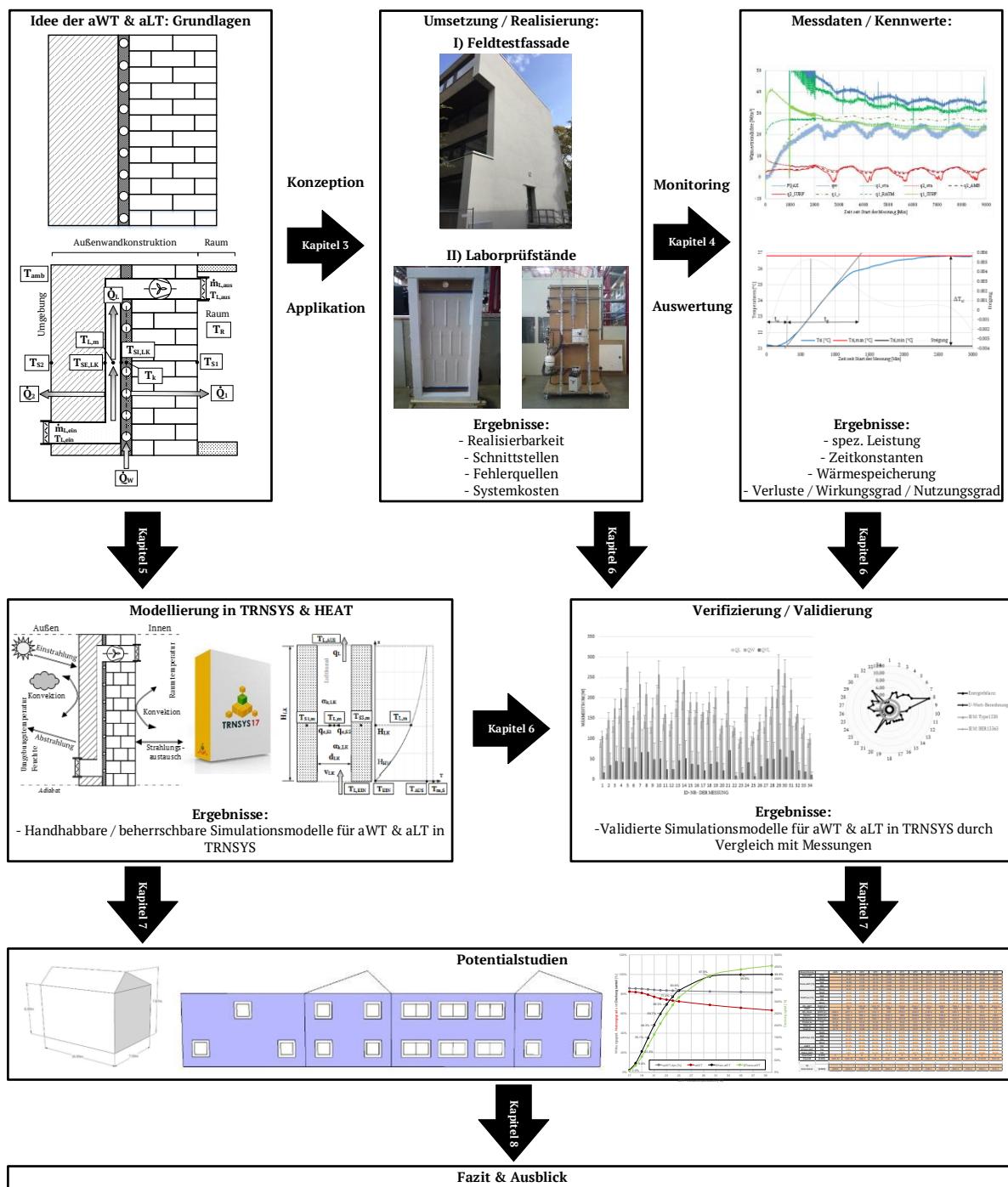


Abbildung 1-1: Graphische Darstellung der Methodik der vorliegenden Arbeit



## 2 Grundlagen

In diesem Kapitel werden Stand der Technik und Stand der Wissenschaft der relevanten Themen für die beiden Komponenten aWT & aLT dargestellt. Im Anschluss daran erfolgt eine Herleitung der theoretischen Grundlagen der beiden Komponenten. Das Kapitel schließt ab mit den stationären Modellen für die aWT (Kapitel 2.4) und die aLT (Kapitel 2.5). Die Grundlagen der Komponenten sind eine wichtige Basis für die folgende Realisierung der aWT und der aLT.

### 2.1 Stand der Technik

#### 2.1.1 Flächentemperierung und Bauteilaktivierung

Der Unterschied zwischen einer Flächentemperierung und einer Bauteilaktivierung bezieht sich auf die Lage der Temperierungsebene innerhalb des Bauteils und deren typischer Funktion. Übliche Flächentemperierungen (z.B. Fußbodenheizung) besitzen eine oberflächennahe Temperierungsebene und diese Systeme werden für einen gezielten Wärmestrom in den Innenraum genutzt. Typisch für die Bauteilaktivierung (z.B. die Betonkernaktivierung im Neubau) ist eine thermisch aktive Schicht im Inneren des Bauteils und deren Auslegung auf die Grundlast des Gebäudes. Durch die unterschiedliche Lage der Temperierungsebene ergibt sich zudem ein unterschiedliches zeitliches Verhalten, repräsentiert durch die Trägheit des Systems.

Die ersten Flächentemperierungen wurden schon von den Römern in Form von Fußbodenheizungen (Hypokaustenheizung) genutzt. Die geschichtliche Entwicklung von Flächentemperierungen kann [Humpal, 2010] entnommen werden. Heutzutage ist die wasserführende Fußbodenheizung die dominierende Wärmeabgabefläche im Neubau<sup>1</sup>. Auch im Gebäudebestand steigt die Bedeutung von Flächentemperierungen, u.a. in Form von innenliegenden Wand- oder Deckenheizungen. Neuerdings werden neben den klassischen, wasserführenden Systemen auch elektrische Flächenheizungen angeboten. Mit einem Marktanteil von rund 15%<sup>2</sup> spielen diese derzeit jedoch noch eine untergeordnete Rolle. Flächentemperierungen in Form von Fußboden-, Wand- und Deckenheizungen werden in verschiedenen Ausführungen (Rohrgeometrie, Trocken- oder Nasssysteme) von einer Vielzahl von Herstellern angeboten und können als Stand der Technik betrachtet werden.

Eine aktuelle Übersicht über den Themenkomplex „Bauteilaktivierung & Flächentemperierung“ ist z.B. in [Pfafferott et al., 2015] zu finden. Die Flächentemperierung bietet über die großen Flächen den Vorteil von niedrigen Systemtemperaturen und erlaubt somit den Einsatz exergetisch effizienter Wärmequellen wie Niedertemperatur-Abwärme, Wärmepumpen und Solarthermie. Eine entsprechende Aufbereitung kann auch [Kalz, 2009] entnommen werden. Hier werden in Form eines Reviews für verschiedene Typen der Bauteilaktivierung Heiz- und Kühlkonzepte zusammengestellt. Keiner der Typen entspricht jedoch der Idee der aWT.

Lag lange Zeit der Fokus auf der Beheizung des Gebäudes, gewinnt derzeit die Kühlung (insbesondere von Nicht-Wohngebäuden) einen immer größeren Anteil. In diesem Zusammenhang kann im Neubau von Nicht-Wohngebäuden auch die Bauteilaktivierung als Stand der Technik betrachtet werden. Die Bauteilaktivierung kann als Boden-, Wand- oder Deckenbauteil umgesetzt werden. Bei Nicht-Wohngebäuden geschieht dies überwiegend in Form von vorgefertigten Decken- oder Wandelementen mit eingelegten Rohrregistern. Aktuell rückt jedoch auch im Wohnungsbereich die Bauteilaktivierung in den Fokus. Die Bauteilaktivierung generell kann somit als Stand der Technik betrachtet werden, deren Umsetzung in Wohngebäuden und insbesondere im Bestand ist jedoch eher noch Stand der Wissenschaft. Im klassischen Sinne handelt es sich bei der Idee der aWT eher um eine Bauteilaktivierung (oberflächenfern und Fokus auf der Grundlasttemperierung). Die aWT kann jedoch auch die Rolle einer Flächentemperierung übernehmen. Diese Besonderheit wird im Laufe dieser Arbeit herausgearbeitet.

<sup>1</sup> Siehe Veröffentlichungen und Diagramme des Bundesverbandes der deutschen Heizungsindustrie, z.B.: [https://www.flaechenheizung-bdh.de/fileadmin/user\\_upload/fachartikel/Teil\\_1-Grundlagen\\_der\\_Fla\\_chentemperierung.pdf](https://www.flaechenheizung-bdh.de/fileadmin/user_upload/fachartikel/Teil_1-Grundlagen_der_Fla_chentemperierung.pdf) (abgerufen am 22.10.2019)

<sup>2</sup> Siehe Zahlen aus 2018: <https://www.enbausa.de/heizung/aktuelles/artikel/fussbodenheizungen-gewinnen-marktanteile-5932.html> (abgerufen am 22.10.2019)

### 2.1.1.1 Normung: DIN EN 1264 „Raumflächenintegrierte Heiz- und Kühlssysteme“

Die europäische Norm DIN EN 1264, siehe [DIN EN 1264-1, 2011] gilt für alle Heiz- und Kühlssysteme mit Wasser als Arbeitsmedium, die in den Raumumschließungsflächen des zu temperierenden Raumes eingebettet sind. Die Norm bezieht sich dabei sowohl auf Fußböden als auch auf Decken und Wände. Entsprechend [DIN EN 1264-1, 2011] gilt die Norm sinngemäß auch, wenn nicht Wasser, sondern andere Heizmedien verwendet werden. Da bei der Idee der aWT Wasser oder Sole als Heizmedium eingesetzt werden kann, gilt die Norm somit auch für die aWT. Im Jahr 2015 wurde die DIN EN 1264 durch die [DIN EN ISO 11855, 2015] als international gültige Norm ersetzt. Die Inhalte der DIN EN ISO 11855 richten sich jedoch größtenteils nach der alten Norm DIN EN 1264. Auf die Inhalte im Kontext der Wandtemperierung wird im entsprechenden Kapitel eingegangen. Zum Zeitpunkt der Planung und Ausführung der Feldtestfassade (aWT & aLT) war noch die Norm DIN EN 1264 gültig.

### 2.1.2 Kontrollierte Wohnungslüftung

Im Zuge der energetischen Sanierung von Gebäuden (bzw. auch bei Neubauten) auf den aktuellen Stand der Technik (EnEV), steigt der Anteil des Lüftungswärmebedarfs am gesamten Heizwärmebedarf des Gebäudes, siehe Abbildung 2-1. Gebäude benötigen ein bestimmtes Mindestmaß an Frischluft (kontrollierte Lüftung und/oder Infiltration durch Leckagen in der Gebäudehülle) zur Feuchteregulierung und zur Abführung von Schad- und Geruchsstoffen. Da die Luftdichtheit der Gebäude jedoch im Zuge der gesetzlichen Vorschriften (EnEV) zunimmt, nimmt der Luftwechsel durch die Gebäudehülle immer weiter ab. Aus energetischer Sicht ist dies zu begrüßen, aus hygienischer Sicht kann dies zu Problemen führen (Schimmel), sofern nicht durch Fensterlüftung oder eine kontrollierte Wohnungslüftung der Mindestluftwechsel sichergestellt wird. In [FGK, 2011] wird zum Beispiel darauf hingewiesen, dass ein Mietgebäude so beschaffen sein muss, dass der erforderliche Mindestluftwechsel ohne besondere Maßnahmen durch den Mieter gewährleistet ist. Dies bedingt nahezu zwingend eine kontrollierte Wohnungslüftung (KWL). Derzeit besteht gesetzlich zwar noch kein Zwang zum Einsatz einer KWL, eine Vielzahl von Faktoren spricht jedoch für den Einsatz einer solchen für ein modernes, gedämmtes, „luftdichtes“ Gebäude. Durch die KWL besteht zudem die Möglichkeit durch eine Wärmerückgewinnung eine weitere Einsparung bei den Energiekosten zu erzielen, so dass sich der Einbau einer KWL auch wirtschaftlich positiv darstellen lässt.

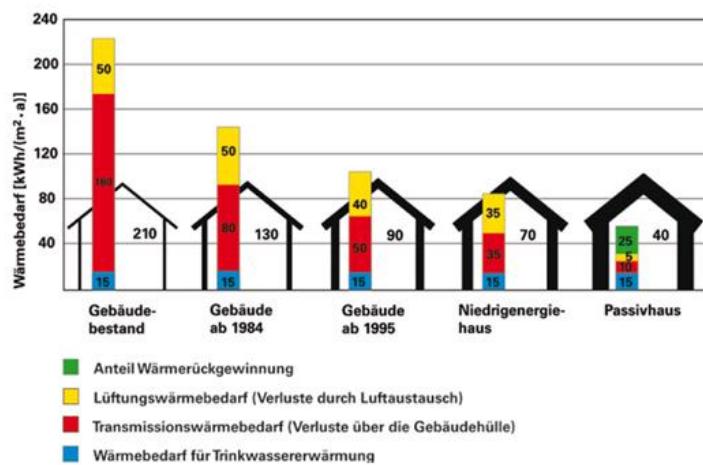


Abbildung 2-1: Anteil des Lüftungswärmebedarfs über das Gebäudealter bzw. den energetischen Standard, Abbildung entnommen aus [FGK, 2011]

Zwar kann der Mindestluftwechsel auch durch Fensterlüftung oder Systeme mit natürlicher Belüftung sichergestellt werden, jedoch handelt es sich bei einem Großteil der KWL um ventilatorgestützte Systeme, die ohne einen direkten Nutzereingriff auskommen (sollen). Bei der ventilatorgestützten KWL wird generell zwischen zentralen und dezentralen Systemen unterschieden, siehe Abbildung 2-2. Die Unterteilung bezieht sich auf die Luftführung im Gebäude und die Anordnung der Anlagentechnik. Bei dezentralen Lösungen handelt es sich um raumweise Umsetzungen, z.B. mit

einer alternierenden Betriebsweise zur Wärmerückgewinnung. Zentrale Geräte verfügen über eine zentrale Luftansaugung und einen Fortluftausgang mit zentraler Wärmerückgewinnung. Daneben gibt es auch viele Mischformen der beiden Konzepte. Laut aktuellen Zahlen des Fachverbands Gebäude Klima e.V. liegt der Ausstattungsgrad von Neubauten mit Lüftungsanlagen bei derzeit rund 35%. Dieser Wert ist in den letzten Jahren nur sehr gering angestiegen (2013: 36%, 2018: 37%)<sup>3</sup>. Zwar wurden in 2018 deutlich mehr Wohneinheiten gebaut als 2013, jedoch wird weiterhin „nur“ jede dritte Wohneinheit mit einer KWL ausgestattet. Interessant ist jedoch, dass der Anteil der dezentralen Lösungen in den letzten Jahren deutlich gestiegen ist. Während sich in 2013 die 36% KWL aus 26 Prozentpunkten zentraler KWL und „nur“ 10 Prozentpunkten dezentraler KWL zusammengesetzt haben, haben dezentrale Lösungen in 2018 bereits 17 Prozentpunkte und die zentralen „nur“ noch 20 Prozentpunkte. So gesehen können beide Systeme als Stand der Technik angesehen werden. Bei den dezentralen Anlagen steht derzeit die Effizienz im Fokus der Weiterentwicklungen.

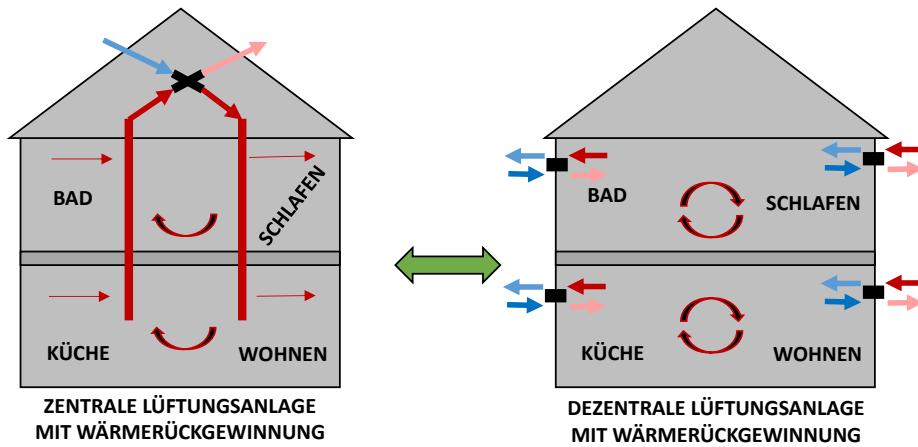


Abbildung 2-2: Schematischer Vergleich des Aufbaus von zentralen und dezentralen Lüftungsanlagen<sup>4</sup>

Darüber hinaus gibt es Schnittstellen zwischen der Bauteilaktivierung und dem Thema „Gebäudelüftung“. Es sind am Markt Lösungen verfügbar, bei denen eine Bauteilaktivierung mit der Zuluft kombiniert wird, siehe [Schwenk & Maas, 2014]. Bei dieser Lösung strömt die Zuluft über Rohrleitungen in Betondecken und nimmt dabei Wärme aus der Deckenkonstruktion auf oder gibt Wärme an die Decke ab. Die Auswertung in [Schwenk, 2018] zeigt, dass die luftgeführte Betonkernaktivierung ähnliche Ergebnisse erzielen kann wie wasser geführte Systeme. Bei höheren Lasten (v.a. im Kühlmodus) kommt die reine luftgeführte Aktivierung jedoch an ihre Grenzen und sollte durch eine Vortemperierung oder wasserführende Systeme ergänzt werden. Hierbei handelt es sich jedoch um Systeme für Nicht-Wohngebäude, mit dem Fokus auf der Gebäudekühlung. Im Wohngebäudebereich ist die Kombination von Bauteilaktivierung und Lüftung (noch) nicht Stand der Technik.

### 2.1.2.1 Normung: DIN 1946-6 „Raumlufttechnik – Teil 6: Lüftung von Wohnungen“

Die Norm [DIN 1946-6, 2005] gilt für ventilatorgestützte Lüftung von Wohnungen. Inhalt der Norm sind die Anforderungen an die Planung, Ausführung und Inbetriebnahme, den Betrieb und die Instandhaltung der Komponenten und Einrichtungen. Wesentlicher Bestandteil der Norm ist die Erstellung eines Lüftungskonzeptes und die Ermittlung der Notwendigkeit von lüftungstechnischen Maßnahmen. Ist eine solche Maßnahme notwendig, kann ein Lüftungssystem nach [DIN 1946-6, 2005] ausgewählt werden.

<sup>3</sup> Siehe Artikel in: SHT, 6/2019, „Noch Aufholbedarf“, Seite 59 bis 61

<sup>4</sup> Abbildung erstellt in Anlehnung an: <https://www.hausbauen24.eu/dezentrale-wohnraumluftung-zentrale-lueftungsanlage-vergleich/> (abgerufen am 03.07.2019)

## 2.2 Stand der Wissenschaft

### 2.2.1 Bauteilaktivierung im Wohngebäude

Wesentlich für den aktuellen Trend zur Bauteilaktivierung auch im Wohngebäudebereich ist die Nutzung der Speichermasse des Gebäudes. Diese Speichermasse soll einerseits für Gebäude mit hohen solaren Deckungsgraden und andererseits als netzdienlicher Speicher erschlossen werden. Bei Gebäuden mit hohen solaren Deckungsgraden (Solaraktivhäuser) werden derzeit primär sehr große Wasserspeicher verbaut ( $>10 \text{ m}^3$ ). Über diese können solare Erträge gespeichert und zeitversetzt nutzbar gemacht werden. Derzeitiges Ziel ist durch die thermische Aktivierung der Gebäudestruktur die Größe des Wasserspeichers zu minimieren bzw. ggf. auf diesen komplett verzichten zu können, siehe beispielhaft [BINE, 2016] und [Glembin et al., 2015].

Außerdem gibt es derzeit einige Bestrebungen, dass Gebäude „netzdienlich“ werden sollen, in dem Sinne, dass Gebäude Strom zeitweise aus dem Netz entnehmen und in der Gebäudemasse als Wärme/Kälte speichern können, um dann ggf. zu anderen Zeiten das Netz nicht zu belasten. Als Beispiel, stellvertretend für viele Projekte, kann hier auf [Klein et al., 2016], [Schmidt & Hoffmann, 2018] und [Bukvic-Schäfer, 2007] verwiesen werden. Für den Neubau gibt es entsprechende Lösungen, sei es in Form von thermisch aktivierten Wandsteinen, siehe [Hobbie, 2009], oder aber thermisch aktivierten Ziegelsteinen, siehe [Lehmden, 2013]. Auch Betonfertigteile zur energetischen Nutzung der Gebäudestruktur werden gefertigt und bereits eingesetzt, siehe z.B. [Pahn et al., 2019]. Gemeinsam haben all diese Ansätze, dass sie auf den Neubau von Gebäude zielen. Für die thermische Aktivierung des Gebäudebestands gibt es deutlich weniger Ansätze. Bereits 2001 hat Glück die Idee der thermoaktiven Dämmung entwickelt, siehe [Glück, 2001] und [Glück, 2003], jedoch mit dem Ansatz die Wärmelast des Raumes/Gebäudes zu verringern. Mit Hilfe der thermoaktiven Dämmung können die Transmissionswärmeverluste auf niedrigem Temperaturniveau kompensiert werden. Hauptziel der thermoaktiven Dämmung ist somit eine Lastvermeidung bzw. eine Lastverminderung für den Raum/Gebäude und die verstärkte Umweltenergienutzung (niederexergetischer Ansatz). Bei einer vorhandenen Umweltenergie-Wärmequelle kann, entsprechend dem Ansatz von [Glück, 2001], die Lage der Temperierungsebene innerhalb des Bauteils so gewählt werden, dass das Temperaturniveau der Wärmequelle nutzbar gemacht werden kann. So gesehen kann auch eine Temperierungsebene innerhalb des WDVS (exergetisch) sinnvoll sein.

Eine Umsetzung der thermoaktiven Dämmung, entsprechend der Definition von Bernd Glück, stellt z.B. [Shen & Li, 2016] dar. Das Ziel dieser Studie ist es, durch den Einsatz von Niedertemperaturwärme in der Gebäudehülle die Heizlast für das innere Heizsystem zu verringern bzw. mögliche Energieeinsparungen (eigl. Exergieeinsparungen) darzustellen. Dabei werden jedoch nicht nur die Wände der thermischen Hülle aktiviert, sondern auch Decken und Böden. Zudem wird die thermische Aktivierung als „Kernaktivierung“ umgesetzt. In der Studie liegt der Fokus auf der Reduzierung der Transmissionswärmeverluste im Sommer, in Kombination mit einer Wirtschaftlichkeitsanalyse solcher Systeme. Als Fazit der Studie wird aufgeführt, dass Systeme, die nicht nur die Transmissionswärmeverluste verringern, sondern den Raum zusätzlich aktiv beheizen/kühlen, effektiver sind. Die Fluidtemperatur wird gleich der Raumtemperatur empfohlen. Übersetzt auf die Idee der aWT bedeutet dies, dass der Fokus solcher Systeme eher auf den kompensatorischen und überkompensatorischen Bereich gelegt werden sollte, siehe Kapitel 2.4.1.2. Ein zusätzliches Fazit ist, dass der Einsatz natürlicher Wärmequellen (Erdwärme / Abwärme) wirtschaftlich von Vorteil ist.

Einen ähnlichen Ansatz verfolgen [Xie et al., 2012]. Auch hier werden Niedertemperatur-Wärmequellen für die Verringerung der Transmissionswärmeverluste durch die Gebäudehülle eingesetzt, mit Fokus auf dem Sommer und der thermischen Behaglichkeit. Zum Einsatz kommt eine thermische Aktivierung im Kern des Bauteils. Gemeinsam haben diese beiden Ansätze ([Xie et al., 2012] und [Shen & Li, 2016]), dass sie nicht für Bestandsgebäude geeignet sind und auch die Übertragung der Gedanken auf Systemebene fehlt. Daneben wird in keiner der Studien auf die Grundlagen einer thermischen Aktivierung in der Gebäudehülle eingegangen. Von der Ottensmeier Ingenieure GmbH wird ein System, genannt „außenliegende Wandheizung“, unter dem Slogan „Think outside the house“ vertrieben, siehe [Manzke, 2016]. Bei diesem Ansatz wird eine Flächentemperierung in einem Holzrahmen auf die Bestandswand aufgebracht. Gegenüber der

Umgebung wird das System mit einer Einblasdämmung abgeschlossen. Die thermische Aktivierung (mäanderförmige Rohrleitungen mit Wärmeleitblechen) wird nicht eingeputzt, sondern direkt an der Bestandswand befestigt. Eine einmalige Umsetzung der Idee ist bekannt, eine weitere Verbreitung oder ein detailliertes Monitoring jedoch nicht. Insofern liegen hier keine weiterführenden Daten vor, um das Bauteil und das System bewerten zu können.

### 2.2.2 Kombination von Bauteilaktivierung und Belüftung

Bereits im Jahr 1929 formulierte Le Corbusier [Le Corbusier, 1964] ein Konzept für eine (aktivierte) Gebäudehülle mit einer positiven Auswirkung auf das Innenklima. Er nannte das Konzept „mur neutralisant“, da die thermisch aktivierte Fassade den Einfluss des Außenklimas auf den Innenraum „neutralisieren“ sollte. Streng genommen handelt es sich bei der „mur neutralisant“ entsprechend dem Konzept in Abbildung 2-3 um eine thermische Bauteilaktivierung mit Luft als Fluid. Jedoch hat Le Corbusier selbst das Konzept um die Idee einer „respiration exacte“ (~genaue Atmung) erweitert und somit eine erste Version einer mechanischen Belüftung mit Bauteilaktivierung entwickelt.

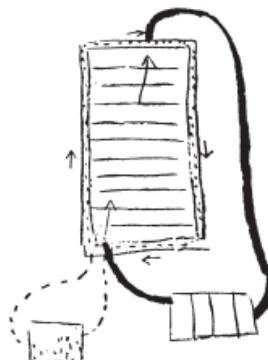


Abbildung 2-3: Idee einer klimaaktiven Fassade von Le Corbusier aus dem Jahr 1929, Abbildung entnommen aus [Knaack et al., 2007]

Die beiden Ideen von Le Corbusier wurden, soweit bekannt, nie umgesetzt, aktuelle Studien mit modernen CFD-Simulationen haben jedoch gezeigt, dass die Idee funktioniert hätte, siehe [Ramirez-Balas et al., 2015]. So gesehen war Le Corbusier seiner Zeit weit voraus; aus heutiger Sicht kann die Idee als ein Konzept für Thermoaktive Bauteilsysteme (TABS) mit der Erweiterung zur zentralen Wohnungslüftung betrachtet werden.

Wie in Kapitel 2.1.2 beschrieben, gewinnt die KWL im Zuge der energetischen Sanierung des Gebäudebestands an Bedeutung. Daher gibt es in diesem Bereich eine Vielzahl von Forschungsprojekten und Forschungsansätzen. Im Kontext der Themen dieser Arbeit soll im Folgenden auf einige wesentlichen Arbeiten eingegangen werden. Unter dem Aspekt der Wärmerückgewinnung in Außenwänden wurde in [Sherman & Walker, 2001] ein der aLT sehr ähnliches Konzept entwickelt, jedoch ohne Flächentemperierung. Dabei wird die Zuluft durch die thermische Hülle geführt und nimmt dort einen Teil der Transmissionswärmeverluste auf. Im Gegenzug wird die Abluft ebenfalls durch die thermische Hülle abgeführt und führt dort zu einer Verringerung der Transmissionswärmeverluste. Als Ergebnis wurde die Reduktion der Heizlast des Gebäudes dargestellt. Je nach Infiltrationsrate kann die Heizlast um bis zu 25% reduziert werden. In [Glück, 2008] wurden verschiedene Formen von Luftsäcken als Ergänzung zu TABS erarbeitet und analysiert. Zwar konzentriert sich Dr. Glück in seinen Arbeiten sehr auf eine Umlufttemperierung (ähnliches Konzept wurde für die aLT umgesetzt, siehe Kapitel 3.4.2.3), jedoch ist der Ansatz auch für eine Zulufttemperierung unter niedrigerexergetischen Gesichtspunkten geeignet. Die Kombination von TABS und Ventilierung wird auch in [Henze et al., 2008] betrachtet. Im Vergleich zu klassischen Lüftungsoptionen (Klimaanlagen) wurde hier für die Kombination von TABS und Ventilierung (*mechanischer Belüftung*) eine verbesserte Primärenergiebilanz nachgewiesen und gleichzeitig eine verbesserte thermische Behaglichkeit. Als Schlussfolgerung wird aufgeführt, dass von Ventilation unterstützte TABS eine sehr vielversprechende Alternative zu klassischen Lüftungssystemen (Klimatisierung) darstellen. Insbesondere, da durch die TABS auch die Nutzung von niedrigerexergetischen Wärme- und Kältequellen möglich ist.

Zusätzlich gibt es eine Vielzahl von Veröffentlichungen unter dem Titel „Dynamische Dämmung“ (*Dynamic Insulation*). Bei der Idee der dynamischen Dämmung handelt es sich um eine „atmende Wand“. Durch die Lüftführung in den Auswänden eines Gebäudes sollen die Transmissionswärmeverluste verringert werden und die thermische Behaglichkeit im Innenraum auf einem hohen Niveau gehalten werden, siehe [Taylor & Imbabi, 1998]. In [Imbabi, 2012] wird eine aktuelle Erweiterung der Idee dargestellt. Mit Hilfe von CFD-Simulation der dynamischen Dämmung können als Resultat dynamische U-Werte der belüfteten Außenwände berechnet werden. Diese liegen bis zu 40% unter den statischen U-Werten ohne belüftete Schicht. Auch in [Imbabi, 2012] wird auf die Eignung des Ansatzes für den Gebäudebestand hingewiesen und den Einsatz von niedrigerexergetischen Quellen. Eine noch aktuellere Betrachtung der dynamischen Dämmung und der verschiedenen Betriebsmodi kann [Fantucci et al., 2015] entnommen werden. Dort wird insbesondere der energetische Vergleich zwischen einer Abluftfassade und einer Zuluftfassade aufgestellt. Für den betrachteten Laboraufbau konnte eine deutlich höhere Effizienz für die Abluftfassade festgestellt werden, es fehlen jedoch in der Betrachtung einige Einflussfaktoren. Einen etwas anderen Ansatz verfolgen [Koenders et al., 2018], mit der Entwicklung eines „Active Insulation System“ (AIS). Dabei handelt es sich um miteinander verbundene Luftkanäle vor und hinter der Dämmebene, siehe Abbildung 2-4. Die Luft zirkuliert in diesen Kanälen, daher handelt es sich um ein geschlossenes System, ohne Lüftungsfunktion des Raumes. Ziel der Idee ist eine Anpassungsmöglichkeit des U-Wertes der Außenwand zu schaffen.

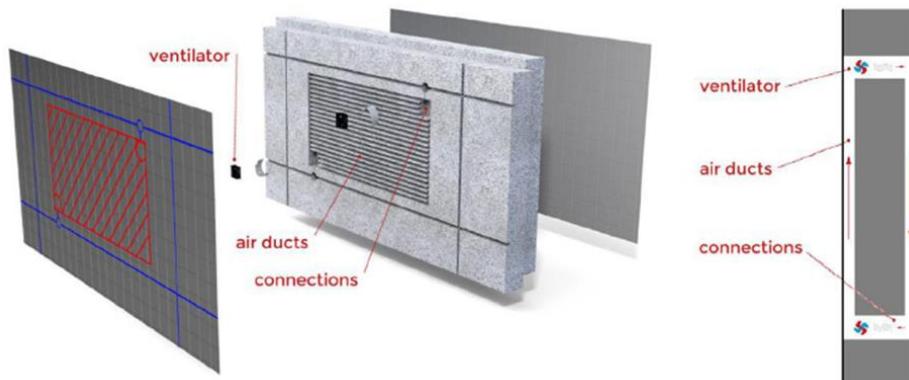


Abbildung 2-4: Explosionszeichnung des AIS; Abbildung entnommen aus [Koenders et al., 2018]

Im Stillstand besitzt die Außenwand mit AIS durch zwei stehende Luftsichten innerhalb der Konstruktion einen niedrigen U-Wert (z.B.  $0.185 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ ). Wird der Luftstrom aktiviert, findet eine Art thermischer Kurzschluss über die Fassade statt und der U-Wert erhöht sich deutlich (bis zum Neunfachen des Ruhe-U-Wertes; für das Beispiel auf  $1.65 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ ). So kann zum Beispiel eine Wärmeabfuhr aus dem Raum über Nacht erfolgen. Neben dieser Vermeidung von Überhitzung im Sommer, resultiert der Betrieb des AIS nach [Koenders et al., 2018] in einer Reduktion des spezifischen Wärmebedarfs um 16-22%. Dies wird erreicht durch einen Wärmetransport an sonnigen Wintertagen von der Außenoberfläche nach Innen. In diesem Fall wird der AIS wie eine Art Fassadenabsorber mit direkter Verbindung zu einer Flächentemperierung auf der Innenseite (mit Luft als Wärmeträger). Auch der Einfluss verschiedener Wandkonstruktionen und verschiedener Gebäudestandorte wurde in [Koenders et al., 2018] untersucht.

Speziell für die Sanierung von Bestandsgebäuden wurde von [Hauser & Kaiser, 2013] ein dämmstoffintegrierter Lüftungskanal entwickelt. Über diese „äußerer“ Lüftungskanäle kann im Zuge einer thermischen Sanierung eines Gebäudes eine zentrale Lüftungsanlage installiert werden. Infolgedessen verläuft die Luftführung über die Fassade zu den einzelnen (Zuluft-)Räumen. Es wurden zusätzlich die feuchtetechnischen und akustischen Aspekte einer solchen Lösung betrachtet. Auch der Brandschutz und die hygienischen Aspekte werden bearbeitet. In all diesen Punkten konnte keine generelle Nichteignung festgestellt werden. So dass als Fazit festgehalten wurde, dass solche dämmstoffintegrierten Lüftungskanäle eine sehr kostengünstige und wirkungsvolle Lösung für den Gebäudebestand sein können.

### 2.2.3 LowEx-Ansatz

Eine umfassende Herleitung des niederexergetischen Ansatzes in Kombination mit Bauteilaktivierung wurde in [Glück, 2001], [Glück, 2008] und [Meggers et al., 2012] erarbeitet. Die Begriffe „Exergie“ und „Anergie“ in Bezug auf Energie im Bereich der Gebäudetemperierung werden eher selten benutzt. Dabei ist der niederexergetische Ansatz allgegenwärtig: Wie in Kapitel 2.1.1 dargestellt ist die Fußbodenheizung Stand der Technik für die Gebäudetemperierung. Bei der Fußbodenheizung können wegen der großen Flächen relativ geringe Fluidtemperaturen eingesetzt werden (30-35°C), im Endeffekt handelt es sich dabei um einen niederexergetischen Ansatz bzw. stellt die Fußbodenheizung ein niederexergetisches Temperierungssystem dar, v.a. im Vergleich zu Radiatoren mit deutlich höheren Fluidtemperaturen. Auf die Wichtigkeit der hydraulischen Optimierung bei niederexergetischen Systemen (wie TABS) wird in [Wystrcil, 2016] eingegangen.

Aus ganzheitlicher Sicht macht der Einsatz eines niederexergetischen Temperierungssystems jedoch nur dann Sinn, wenn auch dessen Wärmequelle (Wärmeerzeuger oder direkte Nutzung einer natürlichen oder industriellen Wärmequelle) dem niederexergetischen Ansatz folgt. So entspricht die Kombination eines Gaskessels mit einer Fußbodenheizung nicht dem niederexergetischen Ansatz. Dieser Ansatz wird in [Annex 37, 2003] ausführlich beschrieben. Die Ziele und Inhalte von [Annex 37, 2003] sind auch in [Schmidt, 2009] zusammengefasst. Dort wird auch ausführlich die Wichtigkeit der Betrachtung der Exergie im Zusammenhang mit Energie und dem Thema „Energieeinsparung“ aufgeführt. Zusammen mit einem Appell der Exergie einen vergleichbaren Stellenwert wie der Primärenergie einzuräumen. Während nach [Schmidt, 2009] die Primärenergiefaktoren von statistischen Auswertungen und politischen Entscheidungen abhängen, handelt es sich bei der Exergie um einen Vergleichswert aus der Thermodynamik, siehe Kapitel 2.3.2.

Insofern kann der niederexergetische Ansatz als Stand der Wissenschaft, jedoch noch nicht als Stand der Technik angesehen werden. Bei der Gesetzgebung und Normung ist kein Bezug auf die Exergie als Qualität der Energie zu finden. Eine umfassende Übersicht über niederexergetische Ansätze für die Gebäudetemperierung kann [Hepbasil, 2012] entnommen werden. Dort wurden auch verschiedene Kennwerte für die Bewertung der Gebäudetemperierung unter exergetischen Gesichtspunkten definiert (u.a. Exergy Efficiency und Sustainability Index). Falls diese im Rahmen dieser Arbeit benötigt werden, wird die Definition an der entsprechenden Stelle aufgeführt und erläutert. Wichtig ist, dass solche „exergetischen Indikatoren“ existieren, jedoch in der Baupraxis kaum betrachtet oder genutzt werden.

#### 2.2.4 Forschungsprojekte LEXU und LEXU II der IZES gGmbH

Seit 2002 beschäftigt sich die IZES gGmbH (Altenkesseler Str. 17, Geb. A1, 66115 Saarbrücken, [www.izes.de](http://www.izes.de)) im Rahmen mehrerer Forschungsprojekte mit der Thematik der außenliegenden Wandtemperierung (aWT). Der schematische Wandaufbau der aWT ist in Abbildung 2-14 dargestellt. Die Erweiterung der aWT zur aLT ist in Abbildung 2-21 dargestellt. Die Idee der aWT wurde von Luther & Altgeld im Jahr 2002 publiziert [Luther & Altgeld, 2002]. Bei der aWT dient eine fluidbasierte Flächentemperierung, eingebettet in einer Putzschicht unter einem Wärmedämm-Verbundsystem (WDVS), als niederexergetisches Heiz- und Kühlungssystem. Aufbauend auf dieser Idee wurde in dem Projekt „Energieeinspar- und Kostensenkungspotenziale durch den Einsatz von außenliegenden Wandheizungssystemen (aWH) für Niedertemperaturanwendungen“, kurz „LEXU“ (BMWi-Fkz. 0327370T), von 2006 bis 2009 die aWT in verschiedenen Varianten (Rohrsysteme und Rohrabstände) und Anbringungsarten theoretisch, in Form von Musterplanungen und anhand einer Laborwand im Technikum der IZES gGmbH praktisch untersucht, siehe [Altgeld et al., 2010].

Das Folgeprojekt „Low Exergy Utilisation – Einsatz von außenliegender Wandtemperierung bei der Gebäudesanierung“, kurz „LEXU II“ (BMWi-Fkz. 0327370Y), mit einer Laufzeit von 2012 bis 2019 beschäftigt sich mit der Weiterentwicklung der aWT und der Erprobung an einem Demonstrationsobjekt. In diesem Projekt wurde als eine Weiterentwicklung der aWT auch eine außenliegende Lufttemperierung (aLT) entwickelt. Diese wurde ebenfalls anhand einer Laborwand im Technikum getestet und deren Simulationsmöglichkeiten untersucht. Zusätzlich wurde als Demonstrator eine Feldtestfassade mit einer realen Umsetzung der aWT und aLT errichtet, siehe Kapitel 3. Zur Versorgung der Feldtestfassade kommt ein innovatives System, bestehend aus PVT-Hybridkollektoren, Eisspeicher und Wärmepumpe, zum Einsatz. Dieses System ergänzt den niederexergetischen Ansatz der aWT/aLT. In Abbildung 2-5 ist eine Skizze der Hydraulik des Systems abgebildet. Die PVT-Hybridkollektoren können als primäre Wärmequelle des Systems drei Funktionen übernehmen:

- Regenerierung des Eisspeichers
- Einsatz als direkte Wärmequelle für die Wärmepumpe
- Einsatz als direkte Wärmequelle für die Wandtemperierung

Die Steuerung der Betriebsmodi erfolgt über eine selbst entwickelte Regelung, in Abhängigkeit der Austrittstemperaturen aus den Komponenten und der Massenströme. Aus niederexergetischer Sicht ist eine direkte Nutzung, entweder in der Wandtemperierung oder für die Wärmepumpe, anzustreben. Daneben generieren die PVT-Kollektoren auch elektrischen Strom, der in das Netz eingespeist oder direkt von den elektrischen Komponenten (v.a. Wärmepumpe, MSR-Technik) genutzt werden kann. Der Eisspeicher fungiert als Niedertemperatur-Wasserspeicher mit der Möglichkeit des Phasenwechsels (Wasser als *Phase Change Material*). Im Sommer kann zusätzlich über den Eisspeicher eine natürliche Kühlung realisiert werden (ohne Kälteerzeuger). Die Hydraulik-Verteilung inkl. MSR-Technik wurde in zwei Containern neben dem Gebäude installiert.

Da es sich bei der Kombination der Komponenten (v.a. aWT/aLT und PVT-Kollektoren) um eine speziellen Anlagenaufbau handelt (keine Standard-Kombination eines Herstellers), entstand die komplette Steuerung/Regelung der Anlage inkl. der gesamten MSR-Technik in Eigenleistung.

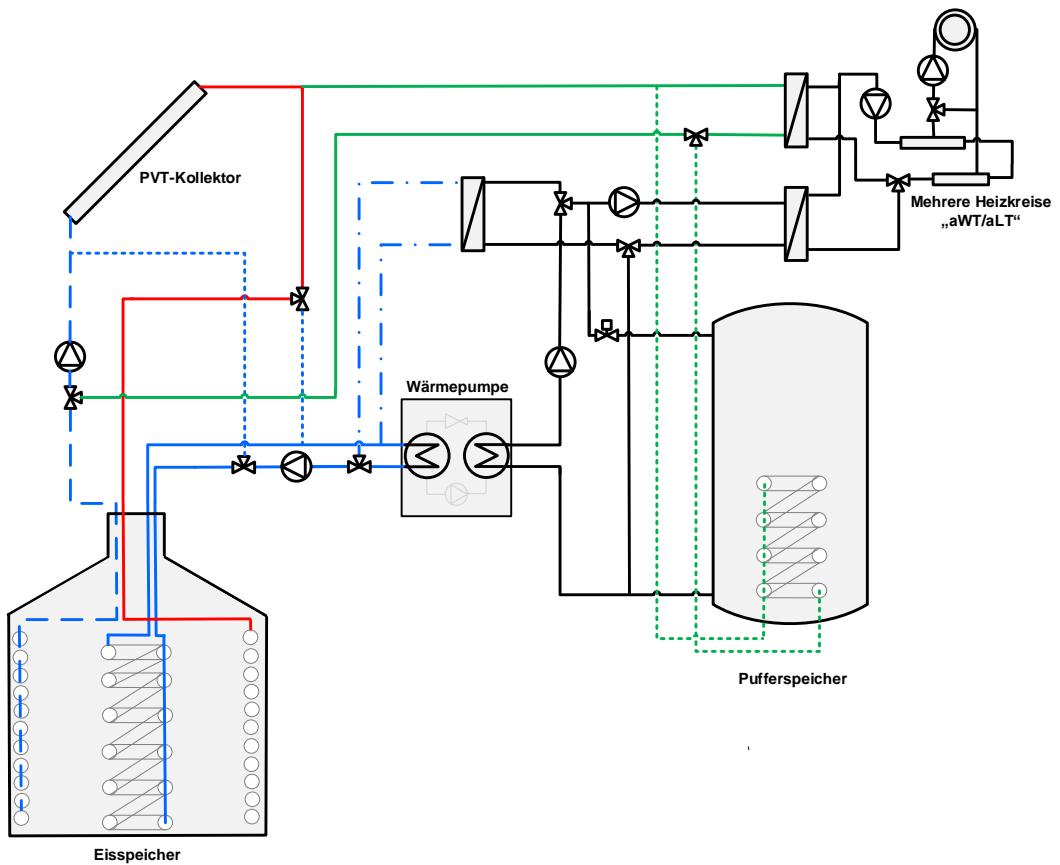


Abbildung 2-5: Hydraulikskizze des Versorgungssystems der Feldtestfassade mit aWT/aLT

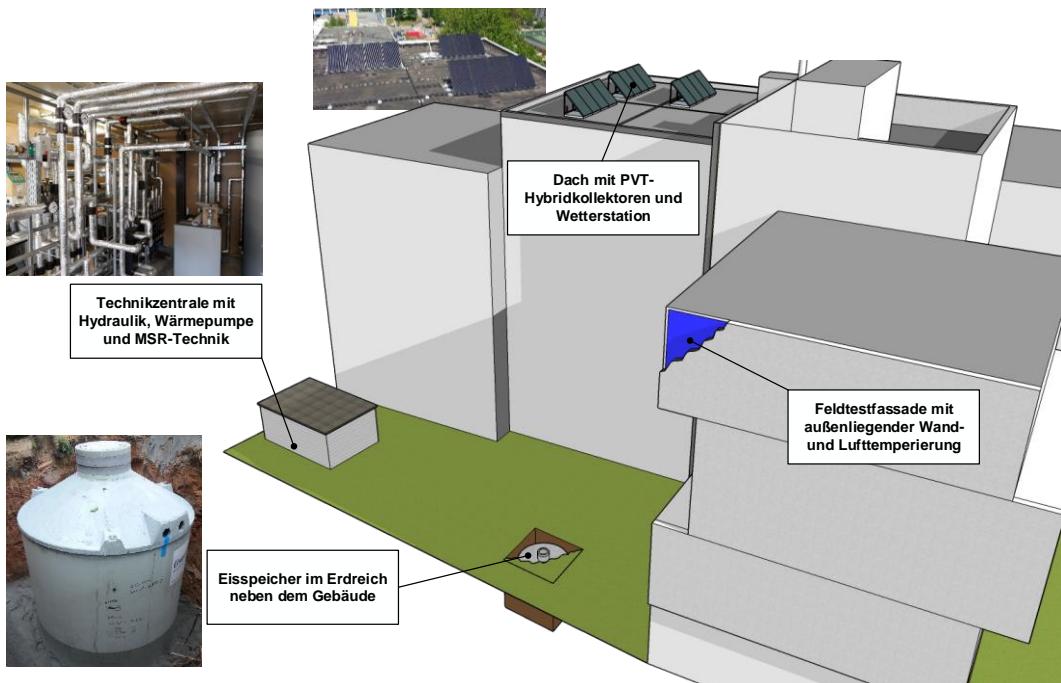


Abbildung 2-6: 3D-Skizze der Lage der Komponenten am Gebäude C3.1 auf dem Campus der Universität des Saarlandes

## 2.2.5 Simulationsverfahren

In diesem Kapitel wird eine kurze Übersicht über die für diese Arbeit genutzten Simulationsverfahren gegeben. Dabei handelt es sich um übliche bzw. etablierte Simulationsprogramme im Bereich der Bauteil-, Gebäude- und Anlagensimulation.

### 2.2.5.1 TRNSYS – a TraNsient SYstem Simulation program

Bei der Software TRNSYS handelt es sich um eine vollständig erweiterbare Simulationsumgebung. Die Software ist seit 1975 (TRNSYS 6.0) auf dem Markt verfügbar und wurde von der University of Wisconsin-Madison entwickelt. Sie hat die Simulation solarthermischer Systeme als Ursprung. TRNSYS ist ein flexibles Werkzeug um die transiente (instationäre) Leistung von Wärmeenergiesystemen zu simulieren. Es handelt sich um eine grafische Programmiersprache, in der Komponenten miteinander verknüpft werden und mit Hilfe des hinterlegten Solvers (für Differentialgleichungen) berechnet werden. Das Grundprinzip von TRNSYS besteht darin, größere technische Systeme in einzelne Bestandteile zu zerlegen und die einzelnen Bestandteile (genannt Komponenten bzw. Types) miteinander zu verknüpfen. Für jeden Zeitschritt der Simulation werden die entsprechenden algebraischen und differentiellen Gleichungen berechnet, hinterlegt in den einzelnen Types. Details zu der Software können den Handbüchern entnommen werden, siehe [Klein et al., 2005] & [Klein et al., 2014].

Auch in dem Forschungsprojekt LEXU wurde TRNSYS eingesetzt und dessen Tauglichkeit für die Gebäudesimulation mit thermisch aktiven Schichten überprüft, siehe [Altgeld et al., 2010]. In [Behrendt et al., 2011] und [Crawley et al., 2008] gibt es einen Überblick bzw. einen Vergleich von TRNSYS mit anderer in diesem Segment etablierter Software (z.B. IDA ICE, EnergyPlus usw.). Trotz zunehmender Konkurrenz (v.a. aus dem Bereich des Building Information Modeling) ist TRNSYS immer noch eines der wesentlichen Simulationsprogramme im Bereich der thermischen Gebäude- und Anlagensimulation, insbesondere im Hochschul-Bereich. Der Einsatz einer validierten Gebäudesimulation mit TRNSYS wurde z.B. schon in [Bier, 2002] nachgewiesen.

Eingesetzte Version:

TRNSYS 17.02.0004, Version 5.4.0.0

### 2.2.5.2 HEAT

Bei HEAT (genauer HEAT 2) handelt es sich um eine Software zur Berechnung von zweidimensionaler stationärer und instationärer Wärmeleitung innerhalb von Objekten (Bauteilen), siehe [Blomberg, 2000]. Die Wärmeleitungsgleichungen in HEAT werden mithilfe der Methode der expliziten finiten Differenzen gelöst. Dabei wird die partielle Differentialgleichung durch eine diskrete Näherung (Differenzgleichung) ersetzt. Das Temperaturfeld wird näherungsweise durch Werte an diskreten Punkten beschrieben (Knotenpunkten). Dadurch ergibt sich ein numerisch lösbares Netz aus Knotenpunkten.

Eingesetzte Version:

Version 10.12 (1.0.0.0), April 23, 2017

## 2.3 Theoretische Grundlagen der aWT & der aLT

### 2.3.1 Überblick und Einleitung

Bei der aWT & aLT handelt es sich um Wärmeabgabeflächen bzw. Raumheizflächen. Ziel der Bauteile ist es somit möglichst viel Wärme von der thermisch aktiven Schicht in den Raum/Gebäude zu übertragen. Somit ist die Wärmeübertragung ein zentrales Thema für die Komponenten.

### 2.3.2 Energie und Wärme

#### 2.3.2.1 Energie (E)

Für den Begriff „Energie“ gibt es eine Vielzahl von Erläuterungen, denn „Energie“ ist ein abstrakter Begriff. Das Wort „Energie“ geht auf einen Begriff aus der griechischen Philosophie („Energeia“) zurück und bedeutet ursprünglich so viel wie „Wirksamkeit“. Auf die heutige Zeit übersetzt, kann die Energie als die Fähigkeit eines Systems eine äußere Wirkung hervorzubringen betrachtet werden, siehe [Quaschning, 2011]. Durch die Zufuhr oder die Abgabe von Arbeit kann die Energie eines Systems geändert werden. Wichtig ist dabei, dass Energie eine Erhaltungsgröße ist, vgl. Energieerhaltungssatz als eines der Fundamente der Physik. Dieser besagt, dass die Energie in einem abgeschlossenen System immer konstant bleibt. Die Energie kann weder vernichtet werden, noch aus dem Nichts entstehen. Sie kann in vielen Formen auftreten und in verschiedene Formen umgewandelt werden. Auch ein Austausch von Energie ist möglich. Mit Bezug auf die Umwandlung von Energie, setzt sich die Energie aus einem Teil Exergie und einem Teil Anergie zusammen:

$$\text{Energie} = \text{Exergie} + \text{Anergie} \text{ bzw. } E = E_X + B_X \quad (2-1)$$

Jeder der beiden Anteile der Energie kann „Null“ betragen. Wärme bei Umgebungstemperatur hat einen exergetischen Anteil  $E_X$  gleich Null. Bei elektrischer Energie hingegen ist der anergetische Anteil gleich Null, da diese Energie nur aus Exergie besteht und in jede andere Energieform umwandelbar ist. Im Gegensatz zur Energie kann die Exergie verbraucht werden und abnehmen, z.B. wenn ein System in den Umgebungszustand überführt wird. Wird im allgemeinen Sprachgebrauch von „Energieverbrauch“ gesprochen ist im Endeffekt meistens von einem „Exergieverbrauch“ die Rede. Analog verhält es sich bei dem Begriff „Energieverlust“. Ein Energieverlust ist quasi eine Anergieerzeugung.

#### 2.3.2.2 Anergie (Bx)

Anergie ist der Teil der Gesamtenergie eines Systems, der sich nicht in andere Energieformen umwandeln lässt. In [Hahne, 2010] wird Anergie als die „Energie der Umgebung“ bezeichnet. Dies erklärt sich durch den Bezug der Definition auf die Temperatur der Umgebung.

$$B_X = \frac{T_0}{T_1} = 1 - \eta_c \quad (2-2)$$

Mit:

$T_1$	Arbeitstemperatur bei Zustand 1 [K]
$T_0$	Ist gleich $T_{\text{amb}}$ und damit gleich der Umgebungstemperatur [K]
$\eta_c$	Carnot-Wirkungsgrad [ ]

#### 2.3.2.3 Exergie (Ex)

„Die Exergie ist die Arbeit, die maximal von einem System mit bestimmtem Anfangszustand in einer vorhandenen Umgebung geliefert werden kann“, siehe [Hahne, 2010]<sup>5</sup>. Exergie ist dabei ein Synonym für die technische Arbeitsfähigkeit eines Prozesses bzw. eines Zustandes und bezieht sich auf den Carnot-Wirkungsgrad  $\eta_c$ :

$$\eta_c = 1 - B_X = 1 - \frac{T_0}{T_1} = \frac{|W|}{Q_1} \quad (2-3)$$

Mit:

$ W $	Gewonnene Arbeit [Joule]
$Q_1$	Zugeführte Wärme [Joule]

<sup>5</sup> Seite 175

Der Exergiestrom (Exergie des Wärmestroms) berechnet sich entsprechend:

$$\dot{E}_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) \cdot \dot{Q} = \eta_C (T_0, T_1) \cdot \dot{Q} \quad (2-4)$$

Schließlich lässt sich der Exergetische Wirkungsgrad ( $\zeta_{EX}$ ) z.B. für eine Wärmeraftmaschine als Verhältnis von Nutzen (gewonnene Leistung) zu Aufwand (zugeführter Exergiestrom) berechnen:

$$\zeta_{EX} = \frac{\dot{W}}{\dot{E}_Q} \quad (2-5)$$

Mit:

$\dot{W}$	Gewonnene Leistung [W]
$\dot{E}_Q$	Exergie des Wärmestroms [W]

Für Raumheizungen kann für den exergetischen Wirkungsgrad auch der dem Raum zugeführte Exergiestrom zum genutzten Exergiestrom ins Verhältnis gesetzt werden.

An einem einfachen Beispiel aus [Annex 37, 2003] kann der Unterschied zwischen Energie und Exergie verdeutlicht werden: Eine 12 V-Batterie mit 2.3 Ah und 1 kg Wasser bei 43°C hat bei üblichen Umgebungsbedingungen den gleichen Energieinhalt (~100 kJ). Der Energieinhalt der Batterie kann jedoch wesentlich leichter in etwas „Nutzvolles“ umgewandelt werden. Der Exergegehalt der Batterie beträgt 100%. Der Energiegehalt des Wassers kann kaum „nützlich“ umgewandelt werden, hier ist der Anergiegehalt sehr groß (bei 20°C Umgebungstemperatur;  $E_x = 6 \text{ kJ}$ ,  $B_x = 94 \text{ kJ}$ ) bzw. der Exergegehalt ist sehr gering. Dieses Beispiel zeigt, dass sich die Energie durch eine Quantität, aber auch durch eine Qualität manifestiert.

### 2.3.2.4 Wärme

Die aufgrund von Temperaturunterschieden übertragene Energie bezeichnet man als „Wärme“. Erst 1947 wurde folgende Definition aufgestellt: „Wärme ist eine Größe, die bei der Wechselwirkung zwischen einem System und seiner Umgebung auf Grund eines Temperaturunterschieds zwischen dem System und der Umgebung auftritt“<sup>6</sup>. Nach [Hahne, 2010] tritt die Energieform „Wärme“ nur in Erscheinung, während sie Systemgrenzen überschreitet, sie kann nicht innerhalb eines Systems festgestellt werden. Dort kann die Temperatur gemessen werden, jedoch nicht die Wärme eines Systems. Bei der Temperatur handelt es sich um ein Maß für die Fähigkeit eines Systems Wärme aufzunehmen oder abzugeben.

### 2.3.3 Wärmeübertragung

Entsprechend [VDI, 2013] werden generell drei Arten der Wärmeübertragung unterschieden:

-  Wärmeleitung
-  Konvektion
-  Strahlung

Details zu den drei Arten der Wärmeübertragung können dem Anhang der Arbeit entnommen werden.

---

<sup>6</sup> Keenan J.H., Shapiro A.H., „History an exposition on the laws of thermodynamics“, Mech. Eng., 1947, 915/21

### 2.3.4 Wärmeübertragung an den Bauteiloberflächen

Der Fokus der Betrachtung liegt auf den innenliegenden Bauteiloberflächen, da diese wichtig für den Nutzwärmestrom der Wandtemperierung sind. Relevant für die Wärmeübertragung an den Bauteiloberflächen sind die Wärmeübergangskoeffizienten. Diese setzen sich zusammen aus einem Anteil für Strahlung und einem Anteil für Konvektion. Nach [Glück, 1999] ist hier für den gewählten Ansatz in erster Linie die Richtung des Wärmestroms ausschlaggebend. Zusätzlich spielt auch die Temperaturdifferenz zwischen der Oberfläche und dem umgebenden Raum eine maßgebende Rolle, siehe Abbildung 2-7. Vereinfacht kann für die Kombination von Strahlung und Konvektion ein gemeinsamer, stationärer Wert  $\alpha_g$  angesetzt werden, siehe Abbildung 2-7 (für Flächenheizungen). In Abbildung 2-8 ist die relative Aufteilung des Gesamtwärmeübergangskoeffizienten in den Strahlungs- und Konvektionsanteil dargestellt. Mit höheren Übertemperaturen nimmt der Strahlungsanteil ab und der Konvektionsanteil nimmt zu. Ersichtlich ist jedoch auch, dass der Strahlungsanteil einen wesentlich größeren Anteil hat (60-80 %). Der Wärmeübergang in Folge von Konvektion macht dementgegen nur 20-40 % aus.

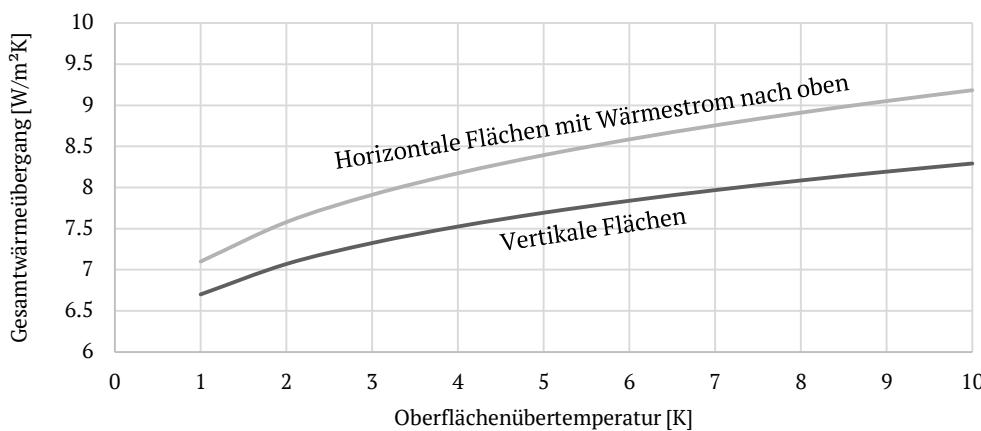


Abbildung 2-7: Gesamtwärmeübergangskoeffizient  $\alpha_g$  von Flächenheizungen als Funktion der Oberflächenübertemperatur; Werte berechnet mit Gleichung (2-22), unter der Annahme, dass  $T_{op} = T_{Raum}$

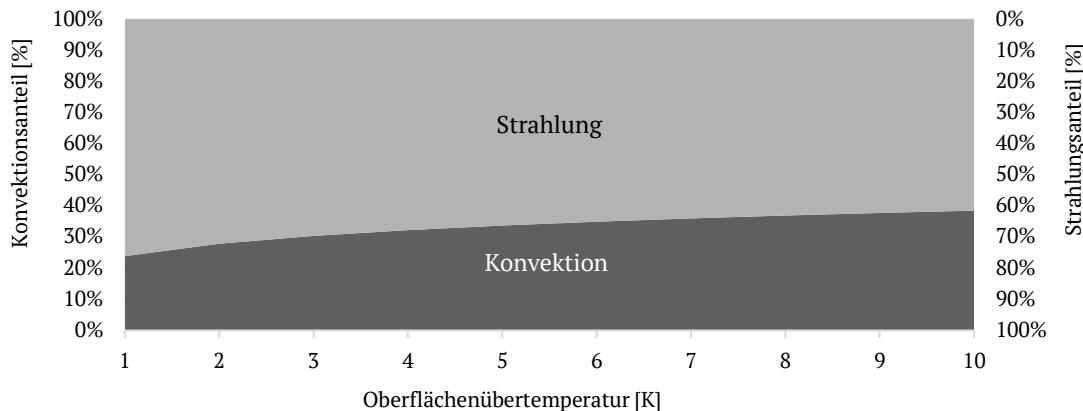


Abbildung 2-8: Relative Aufteilung der Wärmeabgabe in Konvektion und Strahlung bei einer vertikalen Flächenheizung; Abbildung erstellt in Anlehnung an [Koschenz & Lehmann, 2000], mit den Daten aus Abbildung 2-7

Im Folgenden sollen die Anteile einzeln betrachtet werden (Konvektion und Strahlung). Im Anschluss daran erfolgt die kombinierte Betrachtung und als Abschluss die instationäre (kombinierte) Betrachtung. Bei instationären Betrachtungen werden die Wärmeübergangskoeffizienten jeweils einzeln für Strahlung und Konvektion in Anlehnung an die vorherrschenden Randbedingungen betrachtet, siehe z.B. Kapitel 2.3.4.2

### 2.3.4.1 Stationärer, konvektiver Wärmeübergangskoeffizient

Eine detaillierte Betrachtung der Ermittlung von konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten für vertikale und horizontale Oberflächen kann [Glück, 2008] entnommen werden. Üblicherweise wird der konvektive Wärmeübergang in freie und erzwungene Konvektion unterteilt; unter Nutzung der entsprechenden Ähnlichkeitskennzahlen.

#### 2.3.4.1.1 Freie Konvektion

Für die freie Konvektion an einer vertikalen Platte gilt nach [Glück, 2008] folgender Berechnungsweg:

$$Nu = \left[ 0.825 + 0.387 \cdot Ra^{0.167} \cdot \left[ 1 + \left( \frac{0.492}{Pr} \right)^{0.563} \right]^{-0.296} \right]^2 \quad (2-6)$$

$$\alpha_{K,f} = \frac{Nu \cdot \lambda_L}{l} \quad (2-7)$$

Mit:

$\lambda_L$

Wärmeleitfähigkeit der Luft [W/mK]

$l$

Charakteristische Länge; bei vertikalen Flächen = Höhe der Fläche [m]

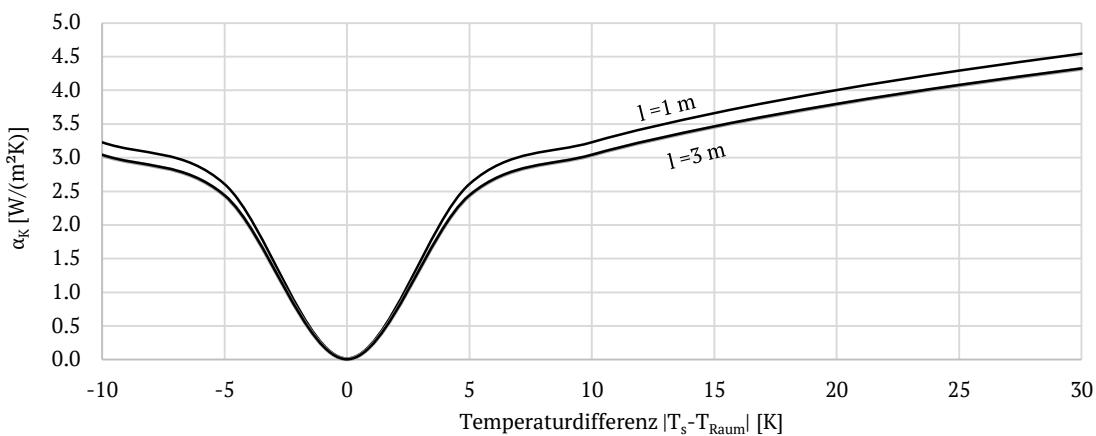


Abbildung 2-9: Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient bei freier Konvektion an einer vertikalen Fläche der Höhe 1 und 3 m, bei unterschiedlichen Temperaturdifferenzen zwischen Oberfläche und Raumluft (bei 20°C). Abbildung erstellt in Anlehnung an [Glück, 2008].

#### 2.3.4.1.2 Erzwungene Konvektion

Für die erzwungene Strömung an einer ebenen, längsüberströmten Platte gilt nach [Glück, 2008]:

$$Nu = \left[ 0.441 \cdot Re \cdot Pr^{0.667} + \frac{Re^{1.6} \cdot Pr^2}{[27.027 + 66.027 \cdot Re^{-0.1} \cdot (Re^{0.667} - 1)]^2} \right]^{0.5} \quad (2-8)$$

$$\alpha_{K,e} = \frac{Nu \cdot \lambda_L}{l_{\ddot{u}}} \quad (2-9)$$

Mit:

$\lambda_L$

Wärmeleitfähigkeit der Luft [W/(mK)]

$l_{\ddot{u}}$

Überströmlänge (Lage beliebig, abhängig von der Richtung der Überströmung) [m]

In Abbildung 2-10 ist  $\alpha_{K,e}$  für verschiedene Überströmlängen über die mittlere Luftgeschwindigkeit aufgetragen. Bei temperierten Bauteilen tritt jedoch stets eine Mischkonvektion auf, da durch die Temperierung ein Auftrieb oder Abtrieb erzeugt wird.

#### 2.3.4.1.3 Mischkonvektion

Für die Mischkonvektion an einer vertikalen Fläche und typische Werte für Raumluftgeschwindigkeit und Raumhöhen ist der Verlauf des Wärmeübergangskoeffizienten in Abbildung 2-11 dargestellt.

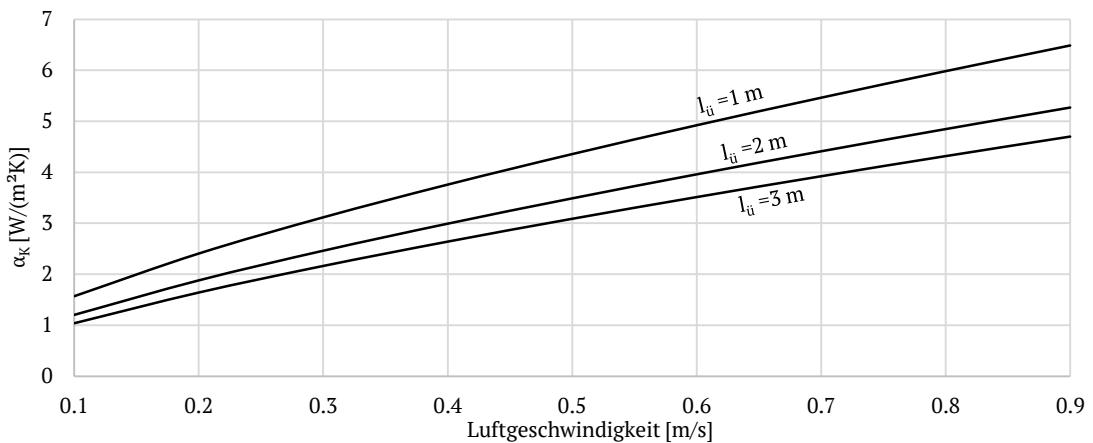


Abbildung 2-10: Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient bei erzwungener Konvektion an einer überströmten Platte der Länge 1, 2 und 3 m (für eine Lufttemperatur von 20°C und mit den Stoffwerten bei 20°C). Abbildung erstellt in Anlehnung an [Glück, 2008].

Je nach Wirkrichtung der Anteile der Mischkonvektion zueinander unterscheidet [VDI, 2013] zwischen „gleichgerichteter Mischkonvektion“ (gleiche Richtung wie die Auftriebskraft) und „entgegengerichteter Mischkonvektion“ (entgegen der Auftriebskraft). Bei gleichgerichteter Mischkonvektion und ähnlichen Bezugstemperaturen, Stoffwerten und charakteristischen Längen gilt nach [Glück, 2008] vereinfacht:

$$\alpha_{K,m} = \sqrt[3]{\alpha_{k,e}^3 + \alpha_{k,f}^3} \quad (2-10)$$

Bei entgegengesetzter Mischkonvektion muss ein Minuszeichen zwischen die beiden Werte oben gesetzt werden. Eine einfache Näherung für beide Varianten lautet entsprechend [Glück, 2008]:

$$\alpha_{k,m} = 1.6 \cdot |T_s - T_{Raum}|^{0.3} \quad (2-11)$$

Mit:

$$\begin{aligned} T_s &\quad \text{Temperatur der Bauteiloberfläche [°C]} \\ T_{Raum} &\quad \text{Lufttemperatur in der unbeeinflussten Umgebung der Oberfläche [°C]} \end{aligned}$$

Diese Näherung repräsentiert natürliche Konvektion und Mischkonvektion und ist nach [Glück, 2008] für den üblichen Einsatzfall zu empfehlen, sofern detaillierte Randbedingungen nicht bekannt sind.

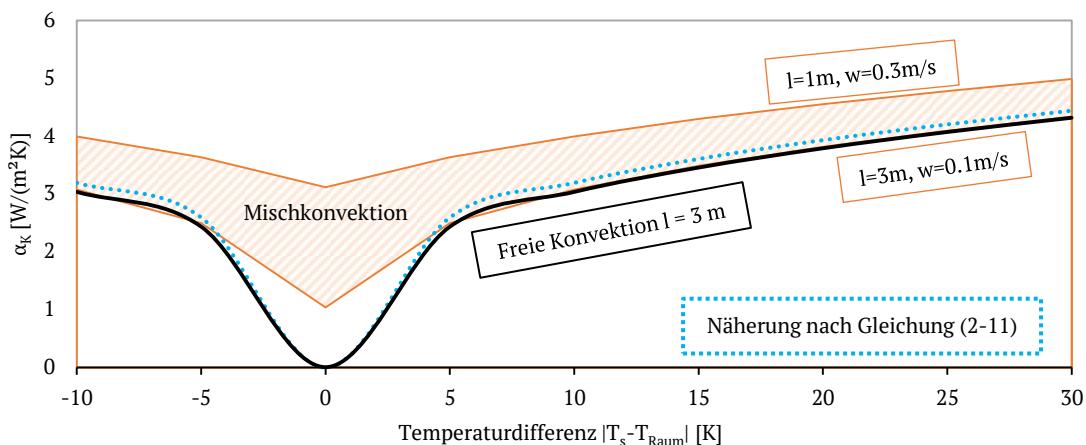


Abbildung 2-11: Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient bei Mischkonvektion an einer vertikalen Fläche mit der Höhe  $l$  (hier 1 & 3 m) und bei Raumluftgeschwindigkeiten  $w$  (0.1 bis 0.3 m/s). Abbildung erstellt in Anlehnung an [Glück, 2008].

#### 2.3.4.1.4 Äußerer Wärmeübergangskoeffizient

Nach [Feist, 1994] sind für den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten maßgebend:

- Windgeschwindigkeitsfeld (Betrag und Anströmrichtung)
- Beschaffenheit der Oberfläche (Rauigkeit, Lage, Ausrichtung, Form...)
- Temperaturdifferenz zwischen Außenlufttemperatur und der Oberflächentemperatur
- Feuchtigkeit der Außenluft (ggfs. Feuchtigkeit der Oberfläche durch Kondensation)

Da der Wind als erzwungene Strömung dominant für den Wärmeübergang ist, kann  $\alpha_{k,e}$  entsprechend Abbildung 2-12 über die der Windgeschwindigkeit (w) genähert werden. Aus den Untersuchungen in [Frohner & Vajda, 2006] geht hervor, dass bei extremen Außentemperaturen kaum größere Windgeschwindigkeiten auftreten und diese meist unter 5 m/s (im Mittel ~2 m/s) liegen. Für experimentelle Untersuchungen ist nach [Feist, 1994] problematisch, dass alle einfließenden Parameter kontrolliert werden müssten, was messtechnisch nicht möglich ist. In [Duffie & Beckman, 2013] („Duffie“ in Abbildung 2-12) wird darauf hingewiesen, dass für die Berechnung von  $\alpha_{k,e}$  noch nicht ausreichend experimentelle Beweise vorliegen. Die folgenden Näherungen können angewendet werden (für die weiteren Berechnungen wurde die Näherung nach [Duffie & Beckman, 2013] gewählt).

- Bei nicht bekannter Windrichtung oder Ausrichtung der Oberfläche gilt folgende Näherung:

$$\alpha_{k,e} = 4.1 \cdot w + 1.8 \text{ bei } w < 5 \text{ m/s} \quad (2-12)$$

$$\alpha_{k,e} = 7.3 \cdot w^{0.78} \text{ bei } w > 5 \text{ m/s} \quad (2-13)$$

- Bei bekannter Ausrichtung des Bauteils und der Windrichtung, kann eine Näherung durch Unterscheidung in Luv (Wind zugewandt), Lee (Wind abgewandt) und parallel angeströmt erfolgen:

$$\alpha_{k,e} = 11.1 + 2.2 \cdot w \text{ (Luv nach Ito)} \quad (2-14)$$

$$\alpha_{k,e} = 9.0 + 0.66 \cdot w \text{ (Lee nach Ito)} \quad (2-15)$$

$$\alpha_{k,e} = 2.8 + 3 \cdot w \text{ (parallel angeströmt nach Duffie)} \quad (2-16)$$

- Nach [Duffie & Beckman, 2013] wird generell die folgende Näherung empfohlen:

$$\alpha_{k,e} = \frac{8.6 \cdot w^{0.6}}{L^{0.4}} \quad (2-17)$$

Mit:

L

Quadratwurzel des Volumens des Gebäudes/Bauteils

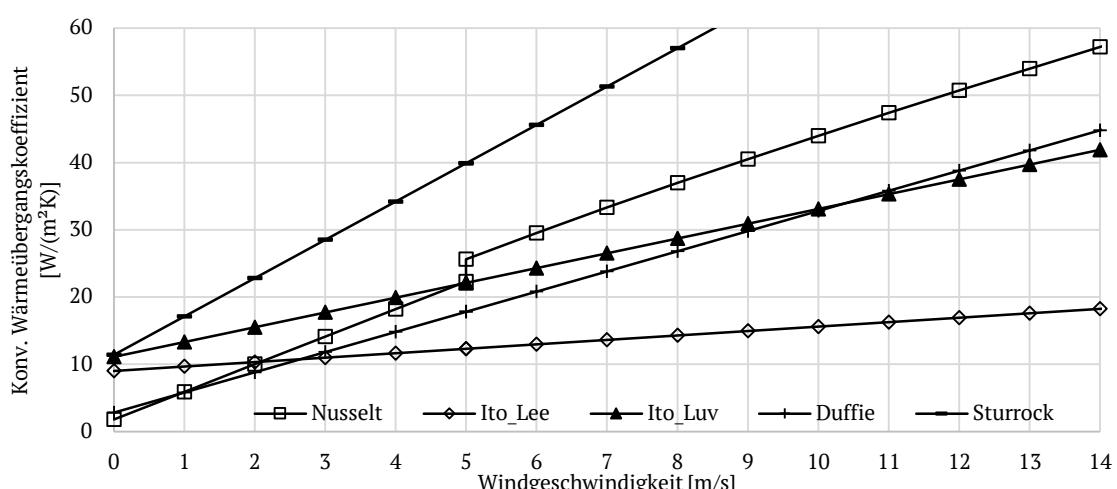


Abbildung 2-12: Literaturwerte für den äußeren konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten; Abbildung erstellt in Anlehnung an [Feist, 1994]

### 2.3.4.2 Stationärer Wärmeübergangskoeffizient durch Strahlung

Der Wärmeübergangskoeffizient durch Strahlung  $\alpha_s$  berechnet sich u.a. nach [Glück, 1990] zu:

$$\alpha_s = \varepsilon_{res} \cdot \sigma \cdot b \quad (2-18)$$

Mit:

$\sigma$	Strahlungskonstante, $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \text{ [W/(m}^2\text{K)]}$
$\varepsilon_{res}$	Resultierender Emissionskoeffizient, siehe Gleichung (2-19)
$b$	Temperaturfaktor, siehe Gleichung (2-20)

Nach [Glück, 2008] ist es in der Wärmetechnik üblich die normalen Baustoffoberflächen (Putze, Gips usw.) als graue Strahler zu approximieren. Hat eine Oberfläche einen Emissionsgrad  $< 1$ , der jedoch für alle Wellenlängen konstant ist, so spricht man von einem grauen Strahler. Kurz ausgedrückt werden von einem grauen Strahler im gesamten Wellenbereich alle auftreffenden Strahlen zu gleichen Anteilen absorbiert, siehe u.a. [Böckh & Wetzel, 2015]. Für die oben angesprochenen Baustoffoberflächen bedeutet dies, dass der Emissionskoeffizient  $\varepsilon$  als konstant angenommen wird. Bei realen Strahlern existieren jedoch Abweichungen vom grauen Strahler, zum Beispiel in Form von einer Winkelabhängigkeit. Der mit der Annahme als grauer Strahler einhergehende Fehler ist entsprechend [Glück, 2008] vernachlässigbar. Für übliche Baustoffe kann somit ein konstanter Emissionskoeffizient von  $\varepsilon = 0.93$  angenommen werden. Für die Messungen mit der IR-Kamera in Kapitel 4.1 wurde für die relativ glatte Putzoberfläche auf der Innenseite der Außenwand abweichend hiervon  $\varepsilon = 0.91$  angesetzt, siehe hierzu die Emissionstabellen im Anhang von [FLIR, 2010]. Der resultierende Emissionskoeffizient  $\varepsilon_{res}$  berechnet sich aus:

$$\varepsilon_{res} = \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_U \quad (2-19)$$

Mit:

$\varepsilon_1$	Emissionskoeffizient der betrachteten Bauteiloberfläche [ ]
$\varepsilon_U$	Emissionskoeffizient der umgebenden Flächen als Mittelwert [ ]

Eine exakte Ermittlung des Strahlungsaustauschs ist somit nur möglich, wenn alle Geometrien und Sichtachsen des Raums bekannt sind, siehe hierzu die Modellierung in TRNSYS in Kapitel 2.3.4.4. Mit Hilfe des Temperaturfaktors  $b$  kann der reale physikalische Zusammenhang linearisiert werden, um in Gleichung (2-18) verwendet werden zu können. Teilweise wird der Temperaturfaktor auch abweichend von der Nomenklatur in [Glück, 2008] mit „ $a$ “ bezeichnet, siehe z.B. [Lutz et al., 2002].

$$b = \frac{T_s^4 \text{ [K]} - T_{OP}^4 \text{ [K]}}{T_s - T_{OP} \text{ [K]}} \text{ mit } \lim_{T_s \rightarrow T_{OP}} b = 4 \cdot T_{OP}^4 \quad (2-20)$$

Mit:

$T_s$	Bauteiloberflächentemperatur [K]
$T_{OP}$	Strahlungstemperatur der Umgebung [K] / Operative Raumtemperatur

Bei einer maximalen Oberflächentemperatur von rund 30°C und einer operativen Raumtemperatur von rund 18°C, ergibt sich der Temperaturfaktor  $b$  zu  $1.05 \cdot 10^8 \text{ [K}^3\text{]}$ , siehe auch Abbildung 2-13.

Der Wärmeübergangskoeffizient infolge von Strahlung einer temperierten Außenwand mit Gipsputz lässt sich somit näherungsweise bestimmen zu:

$$\alpha_s = \varepsilon_{res} \cdot \sigma \cdot b = 0.91 \cdot 0.93 \cdot 5.67 \cdot 10^{-8} \cdot 1.05 \cdot 10^8 \approx 5.1 \left[ \frac{W}{m^2 K} \right] \quad (2-21)$$

Die äußere Bauteiloberfläche steht im Strahlungsaustausch mit der Atmosphäre und der umliegenden Fläche im Sichtbereich. Laut [Frohner & Vajda, 2006] liegt der Wärmeübergangskoeffizient durch Strahlung in Relation zur Atmosphäre bei rund 3.2 W/(m<sup>2</sup>K). Der Strahlungsaustausch mit dem umliegenden Boden wurde im Mittel mit 0.85 W/(m<sup>2</sup>K) bestimmt. Zusammengesetzt ergibt sich  $\alpha_s$  somit zu 4.05 W/(m<sup>2</sup>K).

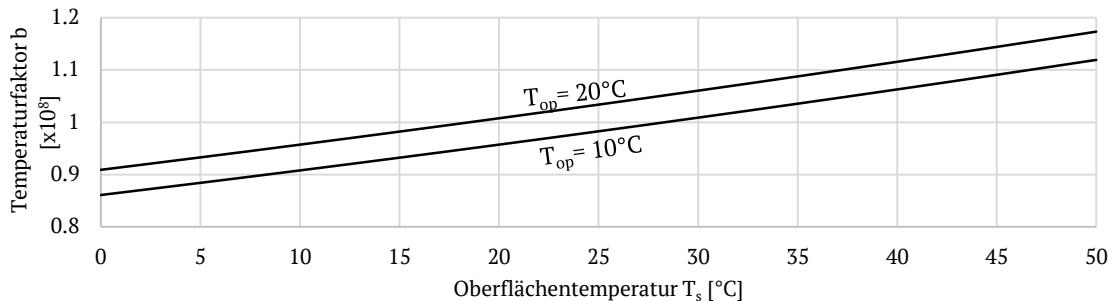


Abbildung 2-13: Temperaturfaktor  $b$  in Abhängigkeit der Bauteilloberflächentemperatur  $T_s$  und der operativen Raumtemperatur  $T_{op}$ . Diagramm erstellt in Anlehnung an [Glück, 2008].

### 2.3.4.3 Stationäre, kombinierte Betrachtung

Bei der stationären Betrachtung wird meist ein konstanter Wert für den Gesamt-Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_g$  eingesetzt. Dieser konstante Wert kann den Wärmeübergang jedoch nicht realistisch abbilden, siehe z.B. den Verlauf in Abbildung 2-7. Entsprechend [Glück, 1990]<sup>7</sup> sind die Wärmeübergangskoeffizienten in der Praxis sowohl orts- als auch temperaturabhängig. Für analytische Lösungen können diese Abhängigkeiten nicht berücksichtigt werden. Diese Vereinfachungen lassen im Endeffekt nur Näherungswerte erwarten. Bei jeder stationären, kombinierten Betrachtung handelt es sich somit nur um eine Näherung, die beispielhaft für einen Betriebspunkt bzw. einen Betriebsbereich ist. Nach [Glück, 2008] kann entsprechend der Herleitungen in Gleichung (2-21) der Gesamtwärmeübergangskoeffizient folgendermaßen berechnet werden:

$$\alpha_g = C \cdot |T_s - T_{Raum}|^n + 5.1 \cdot \frac{T_s - T_{op}}{T_s - T_{Raum}} \quad (2-22)$$

Mit:

- |                      |   |
|----------------------|---|
| $C = 1.6; n = 0.3$   | Vertikale Flächen                             |
| $C = 2; n = 0.31$    | Horizontale Flächen mit Wärmestrom nach oben  |
| $C = 0.54; n = 0.31$ | Horizontale Flächen mit Wärmestrom nach unten |

Der kombinierte, stationäre Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_g$  für Außenflächen wird nach [DIN EN 1264-1, 2011] mit 25 W/(m<sup>2</sup>K) angesetzt. Für Innenflächen können der Norm folgende Werte entnommen werden:

Tabelle 2-1: Wärmeübergangskoeffizienten für Innenflächen nach DIN EN 1264<sup>8</sup>

Anwendungsfall	$\alpha_g$ [W/m <sup>2</sup> K]
Fußbodenheizung	10,8
Fußbodenkühlung	6,5
Wandheizung	8,0
Wandkühlung	8,0
Deckenheizung	6,5
Deckenkühlung	10,8

Weitere Ausführungen zu der kombinierten Betrachtung können [Glück, 1999]<sup>9</sup>, [Koschenz & Lehmann, 2000]<sup>10</sup> und [Glück, 2008] entnommen werden. Für die äußere Bauteilloberfläche wird in [Frohner & Vajda, 2006] ein mittlerer Wert von 14 W/(m<sup>2</sup>K) ermittelt.

### 2.3.4.4 Instationäre, einzelne Berechnung und Definitionsmöglichkeiten in TRNSYS

Die Berechnung- und Definitionsmöglichkeiten können den TRNSYS Handbüchern [Klein et al., 2005], [Klein et al., 2014] und den zusätzlichen Grundlagen wie z.B. [Seem, 1987] entnommen werden.

<sup>7</sup> Vgl. Kapitel 6., Seite 257

<sup>8</sup> Vgl. DIN EN 1264-5:2009-01, Tabelle A.1 auf Seite 8

<sup>9</sup> Kapitel 7.1.5, ab Seite 40

<sup>10</sup> Kapitel 7.4, ab Seite 50

## 2.4 Theorie der außenliegenden Wandtemperierung

Die Grundlagen der thermischen Modellierung von Rohrsystemen in Bauteilen können den entsprechenden Standard-Werken wie [Glück, 1999], [Glück, 1982] und [Koschenz & Lehmann, 2000] entnommen werden. Bei der außenliegenden Wandtemperierung (aWT) handelt es sich um einen Spezialfall bzw. Sonderfall der thermoaktiven Bauteilsysteme (TABS). Üblicherweise befinden sich die Rohrleitungen in TABS entweder mittig in der Bauteilkonstruktion oder werden oberflächennah zum Innenraum umgesetzt. Bei der aWT handelt es sich somit um einen oberflächenfernen thermoaktiven Bauteilsystem für den Gebäude-Bestand. Die Idee der aWT wurde von Altgeld & Luther im Jahr 2002, siehe [Luther & Altgeld, 2002] erstmals veröffentlicht und im Rahmen des Forschungsprojektes LEXU (BMW-FKZ 032730T) weiterführend bearbeitet, siehe [Luther, 2008]. Die im Folgenden dargestellten theoretischen Betrachtungen basieren auf den beiden oben genannten Veröffentlichungen, mit aktuellen Ergänzungen und Anpassungen. Die theoretischen Grundlagen und Kennwerte wurden zusätzlich im Rahmen dieser Arbeit in einer einheitlichen Form und Nomenklatur veröffentlicht, siehe [Schmidt et al., 2017]. Im folgenden Kapitel werden die Grundlagen von TABS und aWT aufbereitet, entsprechend dem aktuellen Stand der Technik und Wissenschaft. Wie die Bezeichnung „außenliegende Wandtemperierung“ bereits ausdrückt, handelt es sich bei der aWT um eine Temperierung der Außenwand, also eines vertikalen Bauteils. Bei der aWT wird eine Temperierungsebene zwischen Bestandswand und einem neuen WDVS aufgebracht. Diese Beschreibung beinhaltet bereits zwei der Besonderheiten der aWT:

1) Lage der Temperierungsebene:

Bei dem typischen Aufbau der aWT, entsprechend Abbildung 2-14, liegt die Temperierungsebene außen auf der Bestandswand und bei reiner Betrachtung der Abstände  $d_1$  und  $d_2$  näher an der Außenoberfläche. Bei Betrachtung der thermischen Widerstände  $R_1$  und  $R_2$  liegt die Temperierungsebene jedoch näher an der Innenoberfläche, durch die geringe Wärmeleitfähigkeit des WDVS im Vergleich zur Bestandswand ( $\lambda_{Dämmung} \ll \lambda_{Wand}$ ). Durch die Lage innerhalb des (neuen) Wandquerschnittes können in der aWT sehr geringe Fluidtemperaturen nutzbar gemacht werden; sogar Temperaturen unterhalb der Raumtemperatur können theoretisch nutzbar gemacht werden, siehe Kapitel 2.4.1.

2) Eignung für den Bestand bzw. die Bestandssanierung:

Der Fokus der Anwendung der aWT liegt auf der Bestandssanierung. Mit Hilfe der aWT ist es möglich die Vorteile einer Flächentemperierung (geringe Vorlauftemperaturen, thermische Behaglichkeit, kein Platzverlust durch Heizkörper usw.) auch für Bestandsgebäude nutzbar zu machen. Dies gilt insbesondere für Bestandsgebäude, bei denen der nachträgliche Einbau einer Fußbodenheizung aus diversen Gründen nicht möglich ist (Deckenhöhe, Freizug, Aufwand usw.). Hier kommt ein weiterer wesentlicher Aspekt der aWT zum Tragen. Die aWT kann von außen aufgebracht werden, ohne (wesentliche) Arbeiten im Inneren des Gebäudes. Demzufolge ist eine Sanierung im bewohnten Zustand von außen möglich, ohne dass ein Freizug des Gebäudes/Wohnung notwendig ist.

3) Temperierung:

Die aWT kann den Raum heizen und kühlen. Neben der Beheizung steht somit auch die Kühlung im Fokus der aWT. Dies ist insbesondere für Nicht-Wohngebäude interessant. Über die aWT kann somit auch eine Kühlung im Gebäudebestand realisiert werden.

4) Thermische Aktivierung der Bestandsstruktur:

Zugleich wird die Bestandsstruktur des Gebäudes thermisch aktiviert und kann auf diesem Weg als thermischer Speicher (für Wärme & Kälte) nutzbar gemacht werden.

5) Trägheit der aWT:

Die Trägheit der aWT, maßgeblich verursacht durch die Bestandsstruktur, hat hier einen positiven Effekt. Die Erzeugung und die Abgabe der Wärme/Kühle können zeitlich entkoppelt werden. Auf diesem Weg können Lastspitzen vermieden werden. Aus Regelungssicht ist die Trägheit jedoch auch ein negativer Aspekt, insbesondere, wenn hohe Deckungsanteile mit der aWT erzielt werden sollen (über die Grundlasttemperierung hinaus).

#### 2.4.1 Stationäres Modell der aWT

Um das allgemeine Modell von thermisch aktiven Bauteilsystemen (TABS) auf den Spezialfall der außenliegenden Wandtemperierung (aWT) zu übertragen, wird ein beispielhafter Standard-Wandaufbau der aWT verwendet, siehe Abbildung 2-14 und Tabelle 2-2. Bei diesem Standard-Wandaufbau handelt es sich um eine massive, einschalige Bestandswand, bestehend aus Innenputz und Mauerwerk mit altem Außenputz, auf die ein Wärmedämm-Verbundsystem (WDVS) aufgebracht wird. In die Schnittstelle zwischen Bestandswand und neuem WDVS wird in einer zusätzlichen Putzschicht ein Temperierungssystem eingebracht. Das WDVS wird vereinfacht mit einer Schicht Wärmedämmung und einem Außenputz angenommen.

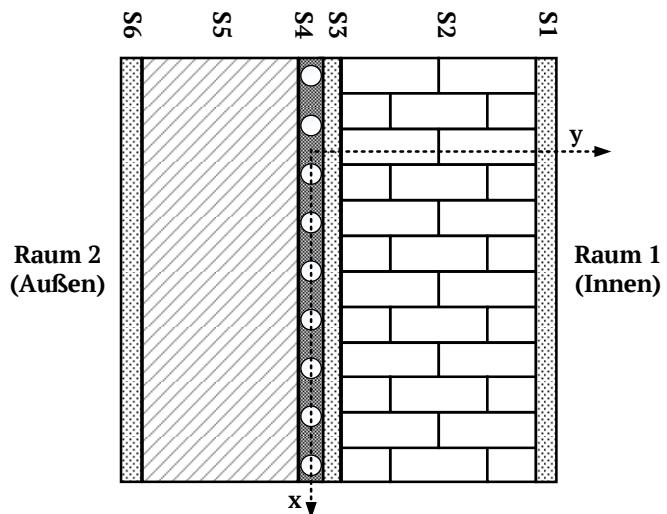


Abbildung 2-14: Schichtaufbau des aWT-Modells

Tabelle 2-2: Schichtaufbau für den in Abbildung 2-14 dargestellten Standard-Fall der aWT

Schicht	Name	Material	Bemerkung
S1	Innenputz	Gipsputz	
S2	Bestandswand	divers (z.B. Ziegel, Beton)	Bestandswand
S3	Außenputz (alt)	Kalkzementputz	
S4	Temperierungsebene	Klebemörtel mit Rohren	
S5	Wärmedämmung	divers (z.B. EPS)	
S6	Außenputz	Kalkzementputz	neuer Wandaufbau

Das allgemeine Modell für TABS entsprechend [Koschenz & Lehmann, 2000] wird durch einige Änderungen an das Modell der aWT angepasst. Da es sich bei der aWT um eine Temperierung einer Außenwand handelt, kann Raum 1 als Innenraum definiert und Raum 2 als Außenluft/Umgebung definiert werden. Meistens handelt es sich bei TABS eher um horizontale Bauteile, bei der aWT jedoch um ein vertikales Bauteil, daher wird das Modell gedreht und die Anordnung der Achsen vertauscht, siehe Abbildung 2-15. Auch das Gesamt-Widerstandsnetzwerk nach [Koschenz & Lehmann, 2000] kann mit kleinen Änderungen für die aWT übernommen werden. Dies ist unabhängig davon, ob es sich bei der aWT um ein System mit Kapillarrohrmatten oder ein anderes Rohrsystem handelt. Einerseits ändert sich die Ausrichtung des Widerstandsnetzwerks und andererseits ändern sich die Schichtdicken ( $d_1$  und  $d_2$ ) und Widerstände ( $R_1$  und  $R_2$ ) zwischen der Temperierungsebene und den Räumen. Die Ermittlung der entsprechend äquivalenten Widerstände kann [Koschenz & Lehmann, 2000] entnommen werden.

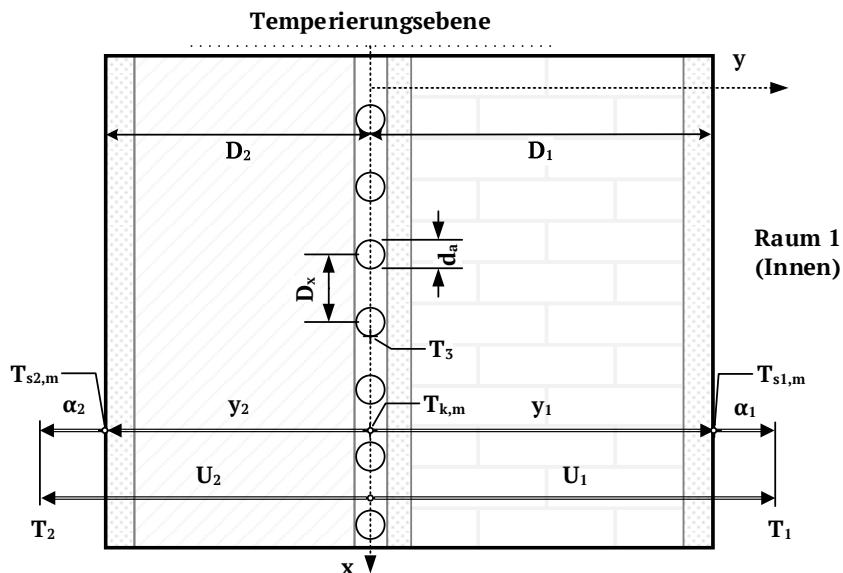


Abbildung 2-15: Übertragung des TABS-Modells nach [Koschenz & Lehmann, 2000] auf die aWT

Mit:

- $d_a$  Rohrdurchmesser (außen) [m]
- $D_x$  Rohrabstand in x-Richtung [m]
- $D_{1,2}$  Abstand der Rohrebene von den Oberflächen (Raum 1/Raum 2) [m]
- $T_{1,2}$  Temperatur der angrenzenden Räume [°C]
- $T_3$  Oberflächentemperatur der Rohre in der Temperierungsebene [°C]
- $T_{s1,2,m}$  Mittlere Oberflächentemperatur der beiden Grenzflächen (Raum 1/Raum 2) [°C]
- $\alpha_{1,2}$  Wärmeübergangskoeffizient von der Oberfläche in den Raum [W/(m²K)]
- $y_{1,2}$  Wärmedurchgangswiderstand von der Rohrebene zu den Oberflächen [(m²K)/W]
- $U_{1,2}$  Wärmedurchgangskoeffizient von der Rohrebene in die Räume [W/(m²K)]

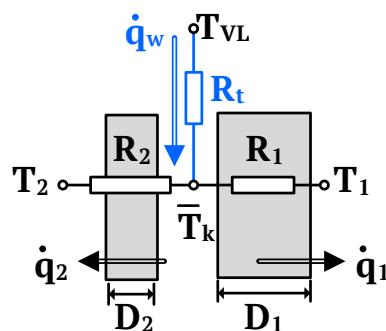


Abbildung 2-16: Übertrag des Gesamt-Widerstandsnetzwerks von TABS zwischen der Vorlauftemperatur  $T_{VL}$  und beiden Temperaturen  $T_1$  &  $T_2$  auf den Spezialfall der aWT

Im Folgenden werden die theoretischen, physikalischen Grundlagen der aWT für ein stationäres, eindimensionales Modell dargestellt, entsprechend [Luther & Altgeld, 2002] und [Luther, 2008]. Mit folgenden Annahmen:

- Homogene Wärmeübergänge und Temperaturverteilung in den Schichten.
- Alle thermischen Widerstände und Wärmestromdichte beziehen sich auf die Einheits-Wandfläche von  $1 \text{ m}^2$ . Daher wird auf die Bezeichnung „Wärmestromdichte“ verzichtet.
- Wärmekapazitätsstrom in der aWT ist so groß, dass es zu keiner Auskühlung über die betrachtete Fläche kommt (Vorlauftemperatur = Rücklauftemperatur).
- Die Rohre der aWT liegen so eng beieinander, dass die Knotentemperatur der mittleren Heiztemperatur entspricht, in diesem Fall also der Vorlauftemperatur ( $\bar{T}_k = T_{VL}$ ). Somit wird der Widerstand  $R_t$  ausgeschaltet bzw. überbrückt, also formal  $R_t = 0$  gesetzt. Daher ist es für die folgende Betrachtung auch nicht relevant, um welches Rohrsystem es sich bei der aWT handelt.

#### 2.4.1.1 Ruhezustand der aWT

Als Ruhezustand bezeichnet man den Fall, dass die aWT nicht im Betrieb ist und somit keinen Einfluss auf den Temperaturverlauf durch den Wandaufbau hat. Die Außenwand entspricht daher einer Außenwand ohne thermisch aktive Schicht. In diesem Fall ergibt sich der Temperaturverlauf durch die Wand entsprechend den einzelnen Schichtdicken und deren Wärmeleitfähigkeit bzw. der Wärmeübergangskoeffizienten an den Rändern der Außenwand.

##### 2.4.1.1.1 Verlustwärmestrom durch Transmission im Ruhezustand

Bei konstanter Innentemperatur ( $T_1$ ) und Außentemperatur ( $T_2$ ) und dem Wärmedurchgangskoeffizienten der gesamten Außenwand ( $U_{ges}$ ) ergibt sich der Verlustwärmestrom durch Transmission ( $\dot{Q}_0$ ) entsprechend Gleichung (0-3) zu:

$$\dot{Q}_0 = U_{ges} \cdot (T_1 - T_2) \cdot A \quad (2-23)$$

Der Wärmedurchgangskoeffizient der gesamten Außenwand ( $U_{ges}$ ) setzt sich dabei aus den beiden Widerständen  $R_1$  und  $R_2$  zusammen. Der Widerstand  $R_1$  bezieht den thermischen Widerstand von der Temperierungsebene nach innen und  $R_2$  den entsprechenden Widerstand nach außen:

$$U_{ges} = 1/(R_1 + R_2) \quad (2-24)$$

$$R_1 = 1/\alpha_1 + \frac{D_{S1}}{\lambda_{S1}} + \frac{D_{S2}}{\lambda_{S2}} + \frac{D_{S3}}{\lambda_{S3}} + \frac{0,5 \cdot D_{S4}}{\lambda_{S4}} \quad (2-25)$$

$$R_2 = 1/\alpha_2 + \frac{D_{S5}}{\lambda_{S5}} + \frac{D_{S6}}{\lambda_{S6}} + \frac{0,5 \cdot D_{S4}}{\lambda_{S4}} \quad (2-26)$$

Der Verlustwärmestrom  $\dot{Q}_0$  wird im Zusammenhang mit der aWT h auch als „Ruhewärmestrom“ oder „Ruhestrom“ bezeichnet. Dieser Wärmestrom fließt, entsprechend dem Temperaturgradienten, von innen nach außen und ist über den Wandquerschnitt, unabhängig von der Betrachtungsebene, konstant.

##### 2.4.1.1.2 Ruhetemperatur

Im Ruhezustand ergibt sich für die Knotentemperatur  $T_k$  eine bestimmte Temperatur, im Folgenden als „Ruhetemperatur“  $T_{k0}$  bezeichnet. Bei der Ruhetemperatur handelt es sich um die Temperatur, die sich in der Temperierungsebene im Ruhezustand (aWT nicht aktiv) entsprechend dem Temperaturverlauf durch die Außenwand einstellt. Da der Ruhestrom  $\dot{Q}_0$  über die Außenwand konstant ist, lässt er sich auch über die folgenden Ansätze mit Bezug auf die Ruhetemperatur berechnen:

$$\dot{Q}_0 = \frac{1}{R_2} \cdot (T_{k0} - T_2) \cdot A \quad (2-27)$$

$$\dot{Q}_0 = \frac{1}{R_1} \cdot (T_1 - T_{k0}) \cdot A \quad (2-28)$$

Setzt man Gleichung (2-27) in Gleichung (2-23) ein, so ergibt sich für die Ruhetemperatur:

$$T_{k0} = U_{ges} \cdot R_2 \cdot (T_1 - T_2) + T_2 \quad (2-29)$$

Geht man von einer nahezu konstanten Raumtemperatur ( $T_1 = 20^\circ\text{C}$ ) aus, so ist die Ruhetemperatur einer Außenwand direkt abhängig von der herrschenden Außentemperatur ( $T_2$ ) und den konstanten Materialkennwerten  $R_2$  und  $U_{ges}$  (bei detaillierter Betrachtung ist der konvektive Wärmeübergangskoeffizient außen  $\alpha_2$  ebenfalls von der Temperatur und vom Wind abhängig). Wird eine Wärmedämmung in üblicher Stärke aufgebracht (16-20 cm), ist die Amplitude der Ruhetemperatur bei sich ändernder Außentemperatur jedoch relativ gering.

### 2.4.1.2 Betriebsmodi der aWT

Nach Aktivierung der aWT wird der Wand der Heizstrom  $\dot{Q}_w$  zugeführt bzw. aufgeprägt. Durch diesen Wärmestrom verändert sich die Ruhetemperatur  $T_{k0}$  in der Heizebene und es ergibt sich eine neue Temperatur  $T_k$ . Relevant ist hier in erster Linie der resultierende Temperaturgradient zum Innenraum ( $T_k - T_1$ ), siehe Abbildung 2-17. Entsprechend der neuen Temperatur in der Heizebene  $T_k$  können drei verschiedene, generelle Betriebsweisen der aWT unterschieden werden:

- ❖ **Teilkompensatorischer Betrieb:**  $T_{k,0} < T_k < T_1$ , siehe Kapitel 2.4.1.2.3.
- ❖ **Kompensatorischer Betrieb:**  $T_{k,0} < T_k = T_1$ , siehe Kapitel 2.4.1.2.4.
- ❖ **Überkompensatorischer Betrieb:**  $T_{k,0} < T_k > T_1$ , siehe 2.4.1.2.5.

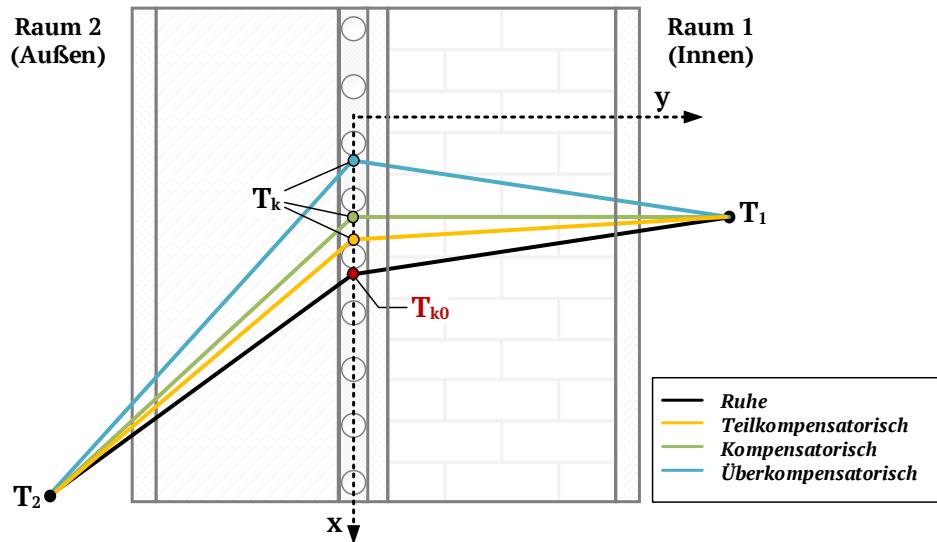


Abbildung 2-17: Schematische Änderung der Ruhetemperatur durch den Betrieb der aWT und Zuordnung der Betriebssituationen

Die resultierenden Wärmestrome in der Wand können auf zwei unterschiedlichen Wegen berechnet werden. Ein Überblick ist in Abbildung 2-18 dargestellt. Hier ist die Richtung der Wärmestrome zu beachten, da diese sich teilweise überlagern. Die Richtungspfeile in Abbildung 2-18 bzw. in den folgenden Annahmen wurden so gewählt, dass diese als positiv gezählt werden:

- Der Ruhestrom  $\dot{Q}_0$  von innen nach außen.
- Der in der Temperierungsebene eingebrachte Wärmestrom  $\dot{Q}_w$ .
- Die sonstigen Wärmestrome in Richtung von der Temperierungsebene weg.

Der eingebrachte Wärmestrom  $\dot{Q}_w$  teilt sich auf in einen Anteil, der nach innen fließt ( $\dot{Q}_{w,1}$ ), und einen Anteil, der als Verlust zur Umgebung hin abfließt ( $\dot{Q}_{w,2}$ ). Gleichzeitig muss der eingebrachte Wärmestrom jedoch auch der Summe der resultierenden Wärmestrome ( $\dot{Q}_1$  und  $\dot{Q}_2$ ) entsprechen.

$$\dot{Q}_w = \dot{Q}_{w,1} + \dot{Q}_{w,2} \quad (2-30)$$

$$\dot{Q}_w = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 \quad (2-31)$$

In der folgenden Betrachtung wird also unterschieden in theoretische Wärmestrome und resultierende Wärmestrome:

#### 2.4.1.2.1 Theoretische Wärmestrome

Bei den beiden Wärmestromen ( $\dot{Q}_{w,1}$  und  $\dot{Q}_{w,2}$ ) handelt es sich nicht um real existierende (messbare) Wärmestrome, sondern um theoretisch berechenbare. In dem Bauteil werden sich entsprechend dem Überlagerungsprinzip (Superpositionsprinzip) die (messbaren) Wärmestrome  $\dot{Q}_1$  und  $\dot{Q}_2$  einstellen. Der Begriff „Überlagerungsprinzip“ bedeutet hier, dass der ungestörte Temperaturverlauf bzw. der

Ruhewärmestrom ( $\dot{Q}_0$ ) durch den neu aufgeprägten Heizwärmestrom ( $\dot{Q}_w$ ) und dessen Aufteilung nach innen ( $\dot{Q}_{w,1}$ ) und außen ( $\dot{Q}_{w,2}$ ) überlagert wird. Diese Überlagerung kann nach dem Superpositionsprinzip auch getrennt betrachtet/berechnet werden:

- 1) Betrachtung des Ruhewärmestroms  $\dot{Q}_0$  mit der Temperaturdifferenz ( $T_1-T_2$ ) und dem Wärmedurchgangskoeffizienten  $U_{ges}$  (siehe vorheriger Abschnitt).
- 2) Berechnung der Aufteilung des Wärmestroms  $\dot{Q}_w$  in  $\dot{Q}_{w,1}$  und  $\dot{Q}_{w,2}$ . Die Aufteilung berechnet sich dabei nach den Kirchhoff'schen Regeln, nach dem jeweiligen Anteil am Gesamtwiderstand ( $R_1+R_2$ ) und völlig unabhängig von der Temperaturdifferenz nach innen/außen. Der über die Temperierungsebene zugeführte Heizwärmestrom  $\dot{Q}_w$  teilt sich in die beiden theoretischen Wärmeströme  $\dot{Q}_{w,1}$  und  $\dot{Q}_{w,2}$  auf, entsprechend der Widerstände  $R_1$  bzw.  $R_2$  in Relation zum gesamten Widerstand  $R_1+R_2$ .

$$\dot{Q}_{w,1} = \dot{Q}_w \cdot \frac{R_2}{R_1 + R_2} = \dot{Q}_w \cdot R_2 \cdot U_{ges} \quad (2-32)$$

$$\dot{Q}_{w,2} = \dot{Q}_w \cdot \frac{R_1}{R_1 + R_2} = \dot{Q}_w \cdot R_1 \cdot U_{ges} \quad (2-33)$$

#### 2.4.1.2.2 Resultierende Wärmeströme

Entsprechend dem Schema in Abbildung 2-18 ergeben sich die resultierenden Wärmeströme durch Überlagerung der theoretischen Wärmeströme im Bauteil:

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_{w,1} - \dot{Q}_0 \quad (2-34)$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{Q}_{w,2} + \dot{Q}_0 \quad (2-35)$$

Der Vorteil dieser Herangehensweise ist, dass die Kerntemperatur  $T_k$  für die Berechnung nicht benötigt wird und der aufgeprägte (eingebrachte) Heiz-Wärmestrom  $\dot{Q}_w$  einfach messbar ist. Die beiden messbaren Wärmeströme  $\dot{Q}_1$  und  $\dot{Q}_2$  können jedoch auch über die Kerntemperatur  $T_k$  und die jeweiligen Widerstände ( $R_1$  bzw.  $R_2$ ) berechnet werden:

$$\dot{Q}_w = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 \quad (2-36)$$

$$\dot{Q}_1 = \frac{(T_k - T_1)}{R_1} \cdot A \quad (2-37)$$

$$\dot{Q}_2 = \frac{(T_k - T_2)}{R_2} \cdot A \quad (2-38)$$

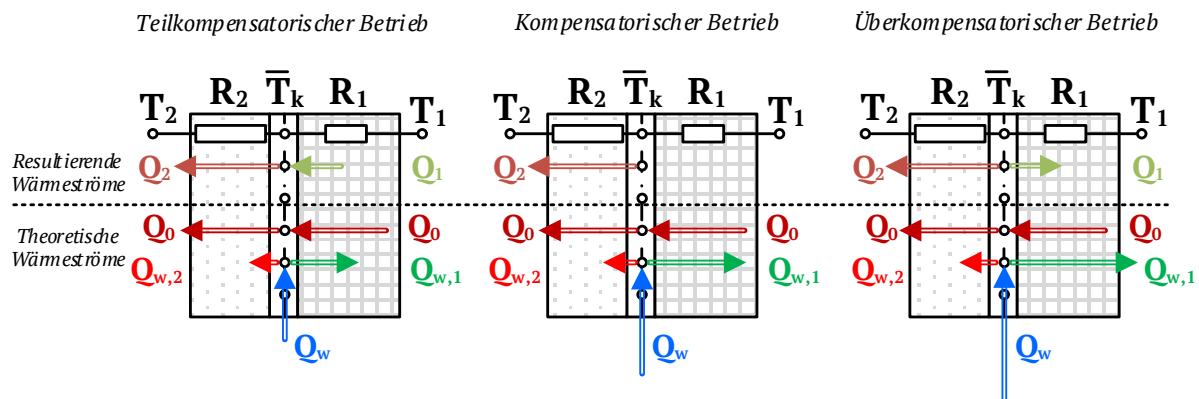


Abbildung 2-18: Schema der theoretischen und resultierenden Wärmeströme für den teilkompensatorischen Betrieb, den kompensatorischen Betrieb und überkompensatorischen Betrieb

#### 2.4.1.2.3 Teilkompensatorischer Betrieb

Im teilkompensatorischen Betrieb liegt die Knotentemperatur in der Temperierungsebene  $T_k$  oberhalb der Ruhetemperatur  $T_{k0}$ , jedoch unterhalb der Raumtemperatur  $T_1$ . Durch den eingebrachten Heizwärmestrom werden die Transmissionswärmeverluste verringert bzw. teilweise kompensiert. Es findet eine Verlagerung der Verluste vom Raum in die Temperierungsebene statt. Ein Vorteil sind die geringen Temperaturanforderungen an das Heizmedium: Im teilkompensatorischen Betrieb können Fluidtemperaturen im Temperaturbereich unterhalb der Raumtemperatur  $T_1$  ( $< 20^\circ\text{C}$ ), aber oberhalb der Ruhetemperatur  $T_{k0}$  zur Verringerung der Transmissionswärmeverluste nutzbar gemacht werden. Charakteristisch für den teilkompensatorischen Betrieb ist, dass der Wärmestrom  $\dot{Q}_1$  negative Werte annimmt, da  $\dot{Q}_{w,1}$  betragsmäßig kleiner  $\dot{Q}_0$  ist, siehe Abbildung 2-18. Es verbleibt somit ein „Rest“ an Transmissionswärmeverlusten, die aus dem Raum 1 (Innenraum) stammen.

#### 2.4.1.2.4 Kompensatorischer Betrieb

In diesem Betriebsmodus entspricht die Kerntemperatur der Temperierungsebene  $T_k$  der InnenTemperatur  $T_1$ . Durch diese Bedingung eliminiert sich der Temperaturgradient nach innen. Der Teilwärmestrom  $\dot{Q}_{w,1}$  entspricht dem Ruhewärmestrom  $\dot{Q}_0$ . Es findet somit kein Verlustwärmestrom mehr vom Raum in das Bauteil statt. Die Transmissionswärmeverluste der aktivierte Wandflächen werden über die Temperierungsebene kompensiert. Der erforderliche Heiz-Wärmestrom  $\dot{Q}_w$  ist hierbei um  $\dot{Q}_{w,2}$  größer als der Ruhewärmestrom  $\dot{Q}_0$ .

Zur vollständigen Kompensation der Transmissionswärmeverluste aus dem Innenraum wird der Heiz-Wärmestrom  $\dot{Q}_w$  benötigt. Dieser wird als Kompensationswärmestrom  $\dot{Q}_{w,komp}$  bezeichnet und mit Hilfe von Gleichung (2-36) bis (2-38) berechnet:

$$\dot{Q}_1 = 0 \Rightarrow \dot{Q}_{w,1} = \dot{Q}_0 \quad (2-39)$$

$$\dot{Q}_{w,k} \cdot R_2 \cdot U_{ges} = U_{ges} \cdot (T_1 - T_2) \cdot A \quad (2-40)$$

$$\dot{Q}_{w,komp} = \frac{(T_1 - T_2)}{R_2} \cdot A \quad (2-41)$$

#### 2.4.1.2.5 Überkompensatorischer Betrieb

Die aWT kann nicht nur zur Kompensation der Transmissionswärmeverluste eingesetzt werden, sondern auch zur aktiven Temperierung des Innenraumes. Hierfür muss dem Raum ein Heizwärmestrom über die Innenoberfläche zur Verfügung gestellt werden. Dieser zusätzliche, über die Kompensation der Transmissionswärmeverluste hinausausgehende ( $\rightarrow$  überkompensatorische) Wärmestrom, kann zum Ausgleich von Lüftungs- oder Infiltrationswärmeverlusten oder Transmissionswärmeverlusten von nicht aktivierte Außenflächen (Fenster, Randflächen usw.) genutzt werden. Diese zusätzliche Wärme wird durch eine Erhöhung der Kerntemperatur  $T_k$  über die Raumtemperatur  $T_1$  hinaus „erkauf“t. In diesem Fall ist  $\dot{Q}_{w,1}$  größer als  $\dot{Q}_0$  und es ergibt sich ein positiver Wert für den Nutzwärmestrom  $\dot{Q}_1$ .

Soll ein bestimmter effektiver Heizwärmestrom  $\dot{Q}_1$  in den Raum erreicht werden, so kann der notwendige Temperaturhub  $\Delta T_k$  in der Temperierungsebene über die Raumtemperatur hinaus folgendermaßen bestimmt werden:

$$\Delta T_{k,1} = T_k - T_1 \quad (2-42)$$

$$\text{Mit } \dot{Q}_1 = \frac{(T_k - T_1)}{R_1} \cdot A \Rightarrow \Delta T_{k,1} = \frac{\dot{Q}_1 \cdot R_1}{A} \quad (2-43)$$

### 2.4.1.3 Kennwerte des aWT-Modells

#### 2.4.1.3.1 Ausnutzungsfaktor bzw. Wirkungsgrad der aWT

In [Luther & Altgeld, 2002] wurde für die außenliegende Wandtemperierung ein Ausnutzungsfaktor  $\eta_{aWT}$  definiert. Für diesen Ausnutzungsgrad wird der nach innen fließende, theoretische Wärmestrom  $\dot{Q}_{w,1}$  als Nutzen definiert und der gesamte über die Temperierungsebene zugeführte Wärmestrom  $\dot{Q}_w$  als Aufwand. Dementsprechend ergibt sich der Ausnutzungsfaktor zu (unter Verwendung der auf Seite 27 getroffenen Annahmen):

$$\eta_{aWT} = \frac{\dot{Q}_{w,1}}{\dot{Q}_w} = \frac{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_0}{\dot{Q}_w} \cdot 100 [\%] \quad (2-44)$$

Im Laufe der Projektlaufzeit hat sich für den Ausnutzungsfaktor die Bezeichnung „Wirkungsgrad“ bzw. „energetischer Wirkungsgrad“ der aWT etabliert. Unter Verwendung von Gleichung (2-32) und Gleichung (2-36) lässt sich der Ausnutzungsfaktor bzw. der energetische Wirkungsgrad der aWT alleine auf die Wärmeübergangswiderstände und beinhalteten Wärmeübergangskoeffizienten zurückführen:

$$\eta_{aWT} = \frac{\dot{Q}_{w,1}}{\dot{Q}_w} = \frac{\dot{Q}_w \cdot \frac{1}{R_1 + R_2} \cdot R_2}{\dot{Q}_w} = \frac{R_2}{R_1 + R_2} = R_2 \cdot U_{ges} \cdot 100 [\%] \quad (2-45)$$

Zusammengefasst, hängt der Wirkungsgrad der aWT also alleine vom Verhältnis der thermischen Widerstände ab, unabhängig von der Temperaturdifferenz und dem Heizwärmestrom  $\dot{Q}_w$ . Dies ist auch der große Vorteil dieser Definition. Durch die Einbeziehung des Ruhewärmestroms  $\dot{Q}_0$  (in  $\dot{Q}_{w,1}$ ) gilt der Wirkungsgrad für jeden Betriebsfall der Wandtemperierung.

Durch Erhöhung des Wärmedurchgangswiderstandes  $R_2$  kann der Wirkungsgrad der aWT beliebig nahe an 100% gebracht werden. Mit sinnvollen Dämmstärken sind bei üblichen Bestandswänden jedoch maximal Werte bis 95% erreichbar. Angestrebt werden Werte >80%. In Abbildung 2-19 ist für Bestandswände mit einem U-Wert von 0.5 bis 2 W/(m<sup>2</sup>K) der resultierende energetische Wirkungsgrad der aWT aufgetragen, bei Anbringung eines WDVS zwischen 10 und 300 mm.

Entsprechend der aktuellen Version der DIN EN 1264 (Teil 4, Tabelle 1) wird für Wandheizungen, die an die Außenluft grenzen, ein Wärmeleitwiderstand von 2 (m<sup>2</sup>K)/W zwischen den Leitungen und der Umgebung gefordert (entspricht  $R_2$ ). Für das Beispiel in Abbildung 2-19 wird dies ab einer Dämmstärke von rund 80 mm erfüllt. Dämmstärken darunter wären demzufolge nicht zulässig. Es ist ersichtlich, dass bei einer Dämmstärke von 80 mm nur relativ geringe Wirkungsgrade erzielt werden (maximal 84%). Betreffend die außenliegende Wandtemperierung wäre hier ein zusätzlicher Bezug auf den Wärmeleitwiderstand nach innen ( $R_1$  bzw. U-Wert der Bestandswand) sinnvoll. Da sich der Wirkungsgrad der aWT alleine über die thermischen Widerstände berechnen lässt, besteht auch eine Abhängigkeit vom neuen U-Wert der sanierten Außenwand, siehe Abbildung 2-20.

Die folgenden Aussagen können Abbildung 2-19 & Abbildung 2-20 entnommen werden:

- Bei Einsatz der aWT müsste die entsprechende Außenwand, unabhängig von der Bestandsstruktur, mit 80 mm WLG035 gedämmt werden, um die Anforderungen nach [DIN EN 1264-1, 2011] zu erfüllen.
- Selbst bei sehr großen Dämmstärken liegt der Wirkungsgrad der aWT bei maximal rund 95%. Ein Wirkungsgrad von 100% ist somit rechnerisch möglich, praktisch jedoch weder umsetzbar noch wirtschaftlich sinnvoll.
- Wird die Anforderung  $\eta_{aWT} > 85\%$  erfüllt, liegt auch die Verbesserung des U-Wertes der Bestandswand in dieser Größenordnung. Und somit auch die Reduktion der Transmissionswärmeverluste der entsprechenden Flächen im Vergleich zum Ausgangszustand.
- Im Bereich üblicher Dämmstärken (100 – 200 mm) für Außenwände und üblicher U-Werte von Bestandswänden (1-2 W/m<sup>2</sup>K) werden Wirkungsgrade der aWT zwischen 75 und 93% erzielt.

U-Wert [W/m <sup>2</sup> K]	Dämmstärke WDVS [mm]																	
	10	20	30	40	50	60	80	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300
0.5	15%	25%	32%	38%	43%	48%	55%	60%	64%	67%	70%	73%	75%	76%	78%	79%	80%	82%
0.6	18%	28%	36%	43%	48%	52%	59%	64%	68%	71%	74%	76%	78%	80%	81%	82%	83%	84%
0.7	20%	32%	40%	47%	52%	56%	63%	68%	72%	75%	77%	79%	81%	82%	83%	84%	85%	86%
0.8	23%	35%	43%	50%	55%	60%	66%	71%	74%	77%	79%	81%	83%	84%	85%	86%	87%	88%
0.9	25%	37%	46%	53%	58%	62%	69%	73%	77%	79%	81%	83%	84%	86%	87%	87%	88%	89%
1.0	27%	40%	49%	56%	61%	65%	71%	75%	78%	81%	83%	84%	86%	87%	88%	89%	89%	90%
1.1	29%	42%	52%	58%	63%	67%	73%	77%	80%	82%	84%	86%	87%	88%	89%	90%	90%	91%
1.2	31%	45%	54%	60%	65%	69%	75%	79%	82%	84%	85%	87%	88%	89%	90%	90%	91%	92%
1.3	33%	47%	56%	62%	67%	71%	76%	80%	83%	85%	86%	88%	89%	90%	90%	91%	92%	92%
1.4	34%	49%	58%	64%	69%	73%	78%	81%	84%	86%	87%	89%	90%	90%	91%	92%	92%	93%
1.5	36%	51%	60%	66%	70%	74%	79%	82%	85%	87%	88%	89%	90%	90%	91%	92%	92%	93%
1.6	38%	52%	61%	67%	72%	75%	80%	83%	86%	87%	89%	90%	91%	92%	92%	93%	93%	94%
1.7	39%	54%	63%	69%	73%	76%	81%	84%	86%	88%	89%	90%	90%	91%	92%	93%	93%	94%
1.8	41%	55%	64%	70%	74%	78%	82%	85%	87%	89%	90%	91%	92%	92%	93%	94%	94%	94%
1.9	42%	57%	66%	71%	75%	79%	83%	86%	88%	89%	91%	91%	92%	93%	93%	94%	94%	95%
2.0	44%	58%	67%	72%	76%	79%	84%	86%	88%	90%	91%	92%	93%	93%	94%	94%	95%	95%

Abbildung 2-19: Wirkungsgrad der aWT in Abhängigkeit des U-Wertes der Bestandswand und der Dämmstärke des WDVS (WLG 035). Zusätzlich zu der Wärmedämmung wurden für  $R_2$  noch eine 20 mm dicke Putzschicht und der äußere Wärmeübergangswiderstand mit 0.04 W/(m<sup>2</sup>K) angesetzt.

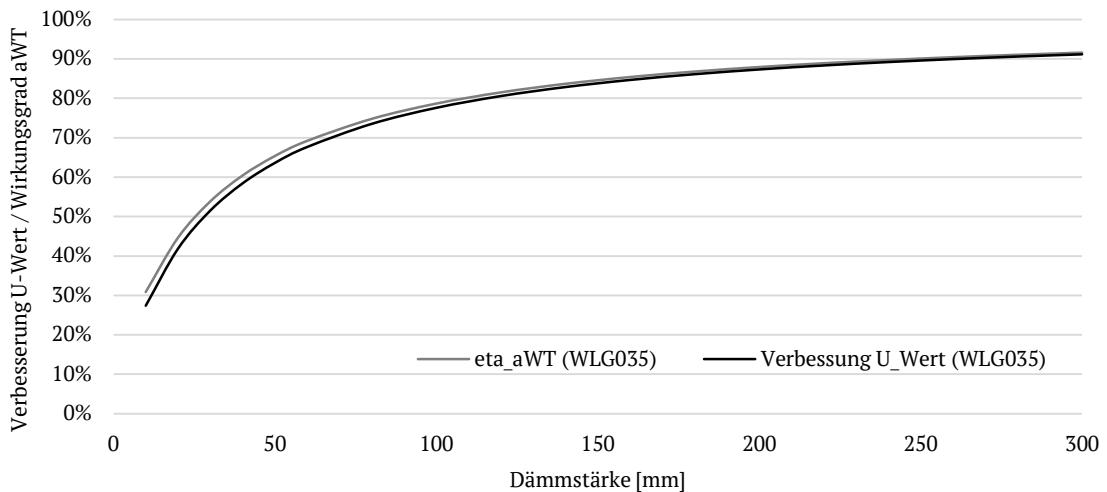


Abbildung 2-20: Vergleich des Verlaufs von verbessertem U-Wert ( $1 - U_{alt}/U_{neu}$ ) [%] und des Wirkungsgrades der aWT [%] mit steigender Dämmstärke (WLG035) für eine Bestandswand mit einem U-Wert von 1 [W/(m<sup>2</sup>K)]

#### 2.4.1.3.2 Aufteilungsfaktor

Für die Berechnung des Ausnutzungsfaktors bzw. Wirkungsgrads der Wandtemperierung entsprechend Kapitel 2.4.1.3.1 wird der Wärmestrom  $\dot{Q}_0$  benötigt, oder der U-Wert des Wandaufbaus. Der U-Wert wiederum ist von den angesetzten Wärmeübergangskoeffizienten innen und außen abhängig. Diese sind u.a. auch abhängig von der Oberflächentemperatur, welche von der Wandtemperierung maßgebend verändert werden kann. Unter anderem aus diesem Grund wird im Zusammenhang mit der Theorie der außenliegenden Wandtemperierung auch von „theoretischen Wärmeströmen“ gesprochen. Diese können nicht gemessen werden und gelten für die theoretischen Annahmen. Gleichzeitig ist der Wirkungsgrad entsprechend Kapitel 2.4.1.3.1 unabhängig von Temperaturdifferenzen.

Es bietet sich daher an als Ergänzung zum Ausnutzungsfaktor/Wirkungsgrad der aWT einen Aufteilungsfaktor zu definieren. Dieser Aufteilungsfaktor bezieht den (messbaren) Nutzwärmestrom  $\dot{Q}_1$  auf den (ebenfalls messbaren) Gesamtwärmestrom  $\dot{Q}_w$ .

Dementsprechend ergibt sich der Aufteilungsfaktor zu:

$$f_{split,aWT} = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}_w} = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2} \cdot 100 [\%] \quad (2-46)$$

Durch den fehlenden Bezug zu  $\dot{Q}_0$  und die Abhängigkeit von den Temperaturen liegt der Aufteilungsfaktor eher unter dem Ausnutzungsfaktor  $\eta_{aWT}$ . Durch Änderungen der Randbedingungen können hier jedoch auch abweichende Zustände eintreten (z.B. durch Einstrahlung, Wind).

Der Unterschied zwischen  $\eta_{aWT}$  und  $f_{split,aWT}$  soll an einem Beispiel aus Abbildung 2-19 verdeutlicht werden. Für eine Bestandswand mit einem U-Wert von 1.5 W/(m<sup>2</sup>K) und einem neuen WDVS von 120 mm (WLG035) ergibt sich aus Abbildung 2-19 ein Wirkungsgrad von  $\eta_{aWT} = 85\%$ . Unter Verwendung der Standard-Wärmeübergangskoeffizienten für innen und außen ergibt sich für diese Außenwand ein neuer Gesamt-Wärmedurchgangskoeffizient von 0.24 W/(m<sup>2</sup>K). Der Wärmedurchgangskoeffizient von der Ebene der thermischen Aktivierung nach innen beträgt rund 1.60 W/(m<sup>2</sup>K) und derjenige nach außen 0.29 W/(m<sup>2</sup>K). Geht man als Vereinfachung davon aus, dass sich die Wärmeübergangskoeffizienten nicht verändern und dass durch die thermische Aktivierung eine Kerntemperatur von 30°C erreicht wird, so ergeben sich für verschiedene Umgebungstemperaturen, bei konstanter Raumtemperatur die folgenden Ergebnisse:

Tabelle 2-3: Vergleich von  $\eta_{aWT}$  und  $f_{split,aWT}$  für ein vereinfachtes Beispiel

T <sub>amb</sub> [°C]	T <sub>k,aWT</sub> [°C]	T <sub>Raum</sub> [°C]	$\dot{Q}_0$ [W/m <sup>2</sup> ]	$\dot{Q}_1$ [W/m <sup>2</sup> ]	$\dot{Q}_2$ [W/m <sup>2</sup> ]	$\dot{Q}_w$ [W/m <sup>2</sup> ]	$\eta_{aWT}$ [%]	$f_{split,aWT}$ [%]
-10	30	20	7.3	16.0	11.4	27.4	84.8	58.2
-5			6.1	16.0	10.0	26.0	84.8	61.4
0			4.8	16.0	8.6	24.5	84.8	65.0
10			2.4	16.0	5.7	21.7	84.8	73.6
15			1.2	16.0	4.3	20.2	84.8	78.8

Anhand der Ergebnisse aus Tabelle 2-3 erkennt man, dass der Wirkungsgrad  $\eta_{aWT}$  durch den Bezug zu  $\dot{Q}_0$  unabhängig von der Betriebssituation ist. Für den Aufteilungsfaktor  $f_{split,aWT}$  ergeben sich je nach Betriebssituation (hier Umgebungstemperatur) deutlich unterschiedliche Werte. Diese ergeben sich aus der Relation der spezifischen Wärmedurchgangskoeffizienten ( $U_i$  &  $U_a$ ) und dem treibenden Temperaturgefälle.

Somit eignet sich  $\eta_{aWT}$  vor allem für die grundlegende Überprüfung und Charakterisierung von Wandaufbauten mit thermischer Aktivierung und  $f_{split,aWT}$  für eine spezifische Betrachtung der auftretenden Betriebssituationen und Wärmeströme. Insbesondere kann  $f_{split,aWT}$  sehr gut für den Vergleich zwischen Messung, Simulation und Berechnung verwendet werden. Dabei ist auch zu beachten, wie sich der Wärmedurchgangskoeffizient von der theoretischen Betrachtung (Normwerte für innen und außen) über die thermische Aktivierung (Werte für erhöhte Oberflächentemperaturen) bis hin zur Messung verändert. Während der Wirkungsgrad der aWT definitionsgemäß ausschließlich bauteilabhängig ist, ist also der Aufteilungsfaktor betriebsabhängig und bauteilabhängig.

Der folgende Zusammenhang gilt zwischen dem Aufteilungsfaktor und dem Wirkungsgrad:

$$f_{split,aWT} = \eta_{aWT} - \frac{\dot{Q}_0}{\dot{Q}_w} \cdot 100 [\%] \quad (2-47)$$

#### 2.4.1.3.3 Deckungsgrad der Transmissionswärmeverluste

Der Deckungsgrad der Transmissionswärmeverluste  $\beta_{T,aWT}$  zeigt an, welcher Anteil der Transmissionswärmeverluste durch die aWT gedeckt/kompensiert wird. Der Kennwert ist somit primär für den teil- bzw. kompensatorischen Betrieb relevant.

$$\beta_{T,aWT} = \frac{\dot{Q}_{w,1}}{\dot{Q}_0} \cdot 100 [\%] \quad (2-48)$$

## 2.5 Überschlägige Abschätzung des Mehraufwands durch den Betrieb der außenliegenden Wandtemperierung

Im folgenden Kapitel soll eine Abschätzung des energetischen Mehraufwands durch den Betrieb der aWT, anhand von typischen Kennwerten für Wohngebäude auf Jahresbasis erfolgen. Die gesamten Wärmeverluste eines Gebäudes setzen sich (vereinfacht) aus den folgenden Einzelteilen zusammen:

$$\dot{Q}_V = \dot{Q}_{Boden} + \dot{Q}_{Wand} + \dot{Q}_{Fenster} + \dot{Q}_{Vent/Inf} - \dot{Q}_{Int} - \dot{Q}_{Sol} \quad (2-49)$$

Mit:

- $\dot{Q}_{Boden}$  Transmissionswärmeverluste durch die Bodenplatte des Gebäudes
- $\dot{Q}_{Wand}$  Transmissionswärmeverluste durch die Außenwände des Gebäudes
- $\dot{Q}_{Fenster}$  Wärmeverluste durch die Fenster des Gebäudes
- $\dot{Q}_{Vent/Inf}$  Lüftungswärmeverluste / Wärmeverluste durch Infiltration
- $\dot{Q}_{Int}$  Interne Gewinne durch Personen, Geräte, Beleuchtung
- $\dot{Q}_{Sol}$  Solare Gewinne durch Einstrahlung

Für übliche Neubauten liegt der spezifische Heizwärmeverbrauch bei rund 40 kWh/(m<sup>2</sup>a), vergleiche zum Beispiel das Gebäude SFH45 in den Simulationsstudien in Kapitel 7. Für die folgende Berechnung werden die Kennwerte und Flächen des Gebäudes SFH45 (42 kWh/(m<sup>2</sup>a)) angesetzt. Das Gebäude besitzt eine Wohnfläche von 140 m<sup>2</sup> ( $A_{Nutz}$ ) und wird mit 156 m<sup>2</sup> der aWT belegt ( $A_{aWT}$ ). Die 42 kWh/m<sup>2</sup>a setzen sich folgendermaßen zusammen:

$$\dot{Q}_V = \dot{Q}_{Transmission} + \dot{Q}_{Vent/Inf} + -\dot{Q}_{Int} - \dot{Q}_{Sol} \quad (2-50)$$

$$\dot{Q}_V = \left( -58 \frac{kWh}{m^2a} - 28 \frac{kWh}{m^2a} + 14 \frac{kWh}{m^2a} + 30 \frac{kWh}{m^2a} \right) * 140 m^2 = -42 * 140 kWh/a$$

Dementsprechend ergibt sich der Heizwärmeverbrauch des Gebäudes zu 5880 kWh/a. Rund 20% der gesamten Transmissionswärmeverluste werden durch die (mit der aWT) belegten Flächen verursacht. Dies entspricht, auf ein Jahr betrachtet ca. 1680 kWh, die von den belegten Flächen „verursacht“ werden. Der restliche Jahres-Wärmeverbrauch beträgt somit 4200 kWh. Die aWT muss diese 4200 kWh dem Gebäude zuführen und verursacht zusätzlich Verluste im Betrieb. Maßgebend für den Wärmestrom ist die notwendige Kerntemperatur. Daher folgende Abschätzung zur Ermittlung der notwendigen Kerntemperatur:

$$4200 \text{ kWh} \stackrel{!}{=} U_1 * A_{aWT} * t_{HP} * \Delta T_{K1} \quad (2-51)$$

Mit:

- $U_1$  U-Wert der Bestandswand, hier mit 1.95 W/(m<sup>2</sup>K) angenommen
- $A_{aWT}$  Mit der aWT belegte Fassadenfläche, hier mit 156 m<sup>2</sup> angenommen
- $t_{HP}$  Länge der Heizperiode in h, hier mit 5400 h angenommen
- $\Delta T_{K1}$  Notwendige Erhöhung der Kerntemperatur ( $T_K$ ) über die Raumtemperatur ( $T_1$ )

Aus Gleichung (2-51) ergibt sich für die aWT eine notwendige Temperaturdifferenz  $\Delta T_{K1}$  von 2.6 K, um die 4200 kWh in das Gebäude einzubringen. Bei einer Kerntemperatur von  $20+2.6 = 22.6^\circ\text{C}$  ergeben sich die Verluste der Wandtemperierung zu:

$$\dot{Q}_{V,zus} = A_{aWT} * U_2 * (T_K - T_{amb,HP}) * t_{HP} \quad (2-52)$$

Mit:

- $U_2$  U-Wert des neuen WDVS, hier mit 0.19 W/(m<sup>2</sup>K) angenommen
- $A_{aWT}$  Mit der aWT belegte Fassadenfläche, hier mit 156 m<sup>2</sup> angenommen
- $t_{HP}$  Länge der Heizperiode in h, hier mit 5400 h angenommen
- $T_K$  Kerntemperatur, hier mit  $22.6^\circ\text{C}$  berechnet, siehe oben
- $T_{amb,HP}$  Mittlere Temperatur der Heizperiode; für Strasbourg  $6^\circ\text{C}$

Durch Einsetzen der Werte in Gleichung (2-56) ergeben sich Verluste in Höhe von rund 2657 kWh/a. Ohne die aWT hätte das Gebäude somit einen Heizwärmebedarf von  $42 \cdot 140 = 5880$  kWh/a. Durch den Betrieb der aWT ergibt sich ein „neuer“ Heizwärmebedarf von  $4200 + 2657 = 6857$  kWh/a. Der Mehrbedarf liegt somit bei absolut rund 1000 kWh bzw. relativ bei 15%.

Setzt man die Werte für  $U_1$  und  $U_2$  in Gleichung (2-45) ein, so ergibt sich ein Wirkungsgrad der aWT von rund 91%. Bezogen auf die Größenordnung bestätigen sich somit die beiden Berechnungswege. Der Betrieb der aWT ist immer mit einem energetischen Mehraufwand verbunden. Die Größenordnung lässt sich durch den U-Wert der Bestandswand und den U-Wert des neuen WDVS ermitteln.

## 2.6 Theorie der außenliegenden Lufttemperierung

Erweitert man den Schichtaufbau der aWT entsprechend Abbildung 2-14 um einen Luftspalt zwischen thermisch aktiver Schicht und dem WDVS, so kann die aWT zu einer außenliegenden Lufttemperierung (aLT) erweitert werden, siehe Abbildung 2-21. Die Idee der aLT wurde innerhalb der Forschungsprojekte LEXU & LEXU II zusammen mit Dr. Luther erarbeitet, siehe u.a. [Luther, 2008], [Hau, 2010] und [Luther, 2013]. Auch in [Glück, 2008] wird die Idee der Ergänzung von TABS durch einen Luftstrom aufgegriffen. In beiden Fällen wird der Luftstrom als ideale Unterstützung der (trägen) Raumtemperierung von TABS betrachtet. Die Erwärmung der Luft im Luftspalt erfolgt hierbei durch den Wärmestrom, der von der thermischen Aktivierung nach außen fließt ( $\dot{Q}_2$  oder  $\dot{Q}_0$ ). Dies kann auch als eine Art Wärmerückgewinnung betrachtet werden. Generell können die Besonderheiten der aWT aus Kapitel 2.4 auch für die aLT übernommen werden. Bei der aLT können zusätzlich die folgenden Aspekte aufgeführt werden:

1) Regelbarkeit:

Die sehr träge aWT kann durch die aLT regelungstechnisch optimal ergänzt werden. Liegen die Zeitkonstanten bei der aWT im Stundenbereich (siehe 4.8), kann Wärme über die aLT im Minutenbereich zur Verfügung gestellt werden. Die aLT eignet sich daher auch für die Spitzenlastabdeckung. Mit der Kombination von aWT und aLT lässt sich somit auch eine komplette Beheizung/Temperierung eines Gebäudes sicherstellen, ohne inneres Heizsystem.

2) Anteil der Lüftungswärme:

Bei einer energetischen Sanierung entsprechend den gesetzlichen Standards erhöht sich der Anteil der Lüftungswärme am Gesamtwärmeverbrauch. Insofern erlangt die Frischlufterwärmung eine zunehmende Bedeutung (auch geregelte, bedarfsgerechte Zuführung von Frischluft). Bei der aLT wird dies ermöglicht, in Kombination mit dem Ansatz „von außen“. Auch der niedrexergetische Ansatz der aWT/aLT kommt hier nochmal zum Tragen, die aLT ermöglicht die Zulufttemperierung auf niedrigem Temperaturniveau (mit geringen Temperaturdifferenzen).

3) Teilweise Rückgewinnung der intrinsischen Wärmeverluste der aWT:

Die Wärmeverluste der aWT ( $\dot{Q}_2$ ) bzw. der Wand im Ruhezustand ( $\dot{Q}_0$ ) können durch die aLT teilweise rückgewonnen und für die Erwärmung von Außenluft nutzbar gemacht werden. Im Endeffekt reduziert sich der Verlust-Wärmestrom  $\dot{Q}_2$  geringfügig, im Vergleich zur aWT. Somit kann der Luftwärmestrom auch als eine Art Wärmerückgewinnung (Verminderung der Wärmeverluste) betrachtet werden.

4) Umlufttemperierung

Die Idee der aLT kann auch als Umlufttemperierung genutzt werden, siehe Kapitel 3.4.2.3. Über eine solche Umlufttemperierung kann die Dynamik der Wandtemperierung erhöht und Lastspitzen abgefahren werden. Über den Luftstrom durch das Bauteil kann somit die Wärme/Kälte schnell mobilisiert werden und in die Raumluft übertragen werden.

### 2.6.1 Stationäres Modell der aLT

Vereinfacht man den grundsätzlichen Fall, so kann die aLT auch als ein Luftspalt betrachtet werden, in dem Luft mit einer konstanten Geschwindigkeit ( $w_L$ ) strömt und durch die aWT von einem Ausgangs-Temperaturniveau auf ein End-Temperaturniveau erhöht wird. Die Innenseite des Luftspalts grenzt dabei an die thermisch aktivierte Schicht der aWT und die Außenseite des Luftspalts an eine Wärmedämmung, siehe Abbildung 2-21.

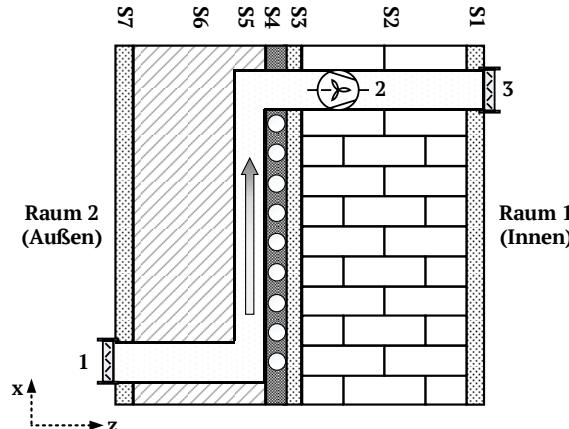


Abbildung 2-21: Schichtaufbau des aLT-Modells

Tabelle 2-4: Schichtaufbau für den in Abbildung 2-21 dargestellten Standard-Fall der aLT

Schicht	Name	Material / Funktion	Bemerkung
S1	Innenputz	Gipsputz	Bestandswand
S2	Bestandswand	divers (z.B. Ziegel, Beton)	
S3	Außenputz (alt)	Kalkzementputz	
S4	Temperierungsebene	Klebemörtel mit Rohren	Neuer Wandaufbau
S5	Luftspalt	-/-	
S6	Wärmedämmung	divers (z.B. EPS)	
S7	Außenputz	Kalkzementputz	
1	Außenklappe	Lufteinlass / Verschluss	Anlagentechnik
2	(Axial)Ventilator	Strömungsmaschine	
3	Innenklappe	Luftauslass / Verschluss	

In Abbildung 2-22 ist ein solcher Luftkanal mit der Höhe „H“, der Breite „B“ und der Tiefe (Dicke des Luftspalts) „ $D_s$ “ dargestellt. Die Luft tritt in diesen Luftspalt mit Umgebungstemperatur ( $T_{amb}$ ) ein und verlässt den Luftspalt mit der Temperatur  $T_{L,e}$ . Die Luftgeschwindigkeit  $w_L$  ist bekannt und konstant über die betrachtete Fläche. Dabei kann die aLT durch natürliche bzw. freie Konvektion oder erzwungene Konvektion (Ventilator) betrieben werden. Je nachdem kann die Berechnung entsprechend [VDI, 2013] für „senkrechte Kanäle<sup>11</sup>“ (freie Konvektion) bzw. im „ebenen Spalt<sup>12</sup>“ (erzwungene Konvektion) durchgeführt werden. Diese Berechnung betrifft primär den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten. Für den Strahlungsaustausch zwischen den Oberflächen kann auch die Herleitung in Kapitel 2.3 benutzt werden. Entsprechend der Erkenntnisse aus Kapitel 2.3 ist es wesentlich den Wärmeaustausch durch Strahlung innerhalb des Luftspalts zu betrachten, da dieser (je nach Betriebsweise der aLT) den Großteil der Wärmeübertragungseffekte im Luftspalt ausmachen kann. Durch Strahlungsaustausch wärmen sich die Umrandungsflächen des Luftspalts auf (in Relation zur thermisch aktivierte Schicht). Von diesen Umrandungsflächen findet anschließend der konvektive Wärmeübergang an die vorbeiströmende Luft statt. Da es sich hierbei jedoch zumeist um instationäre Zustandsänderungen handelt, ist es wichtig den Luftkanal rechnerisch in einzelne Segmente oder Teilstücke zu zerlegen, siehe Abbildung 2-22.

<sup>11</sup> Siehe Kapitel F4 „Sonderfälle“

<sup>12</sup> Siehe Kapitel G2 „Ebener Spalt“

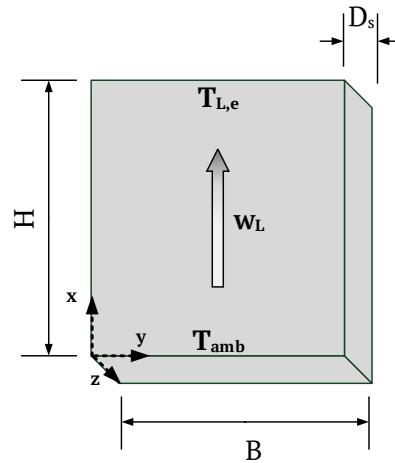


Abbildung 2-22: Schema des Luftkanals der aLT

Durch Zerlegung des Kanals in  $n$ -Teilstücke in  $x$ -Richtung kann der Wärmeübergang für jedes Teilstück dargestellt und berechnet werden, siehe Abbildung 2-23. Dabei kann die Luftgeschwindigkeit über den Spalt bei geeigneter Konstruktion als konstant angenommen werden.

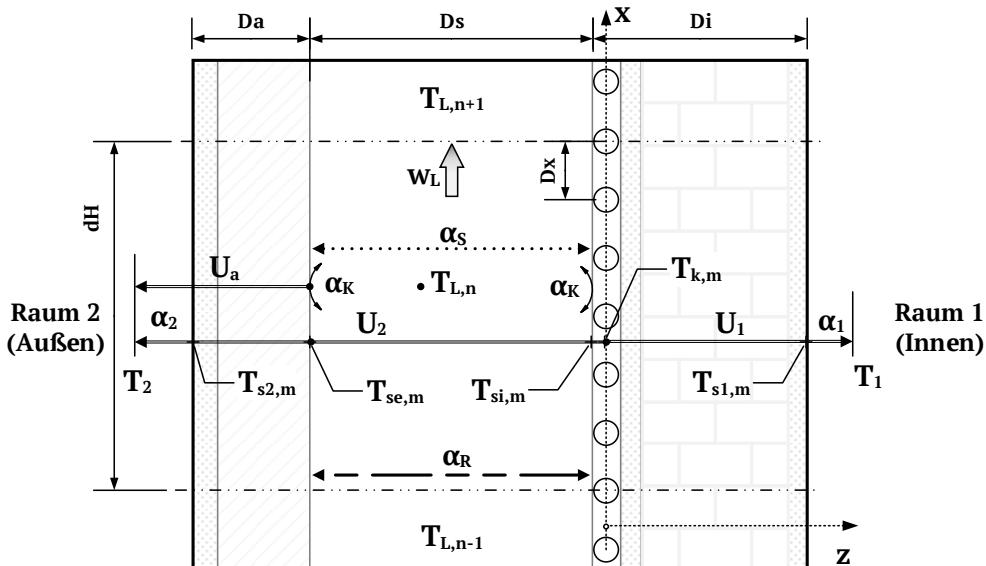


Abbildung 2-23: Übertragung des Modells aus Abbildung 2-15 auf die aLT; in Anlehnung an [Luther, 2013]

Mit:

- $D_x$  Rohrabstand in  $x$ -Richtung [m]
- $D_i$  Abstand der Rohrebene von der Innen-Oberfläche (Raum 1) [m]
- $D_a$  Abstand der Spalt-Oberfläche von Raum 2 (Außen) [m]
- $D_s$  Dicke des Luftspalts [m]
- $T_{1,2}$  Temperatur der angrenzenden Räume [°C]
- $T_3$  Oberflächentemperatur der Rohre in der Temperierungsebene [°C]
- $T_{s1,2,m}$  Mittlere Oberflächentemperatur der beiden Grenzflächen (Raum 1/Raum 2) [°C]
- $T_{si,e,m}$  Mittlere Oberflächentemperatur der beiden Spalt-Oberflächen (Innen/Außen) [°C]
- $T_{L,X}$  Mittlere Lufttemperatur im Luftspalt [°C]
- $\alpha_{1,2}$  Wärmeübergangskoeffizient von der Oberfläche in den Raum [W/(m²K)]
- $\alpha_K$  Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient im Luftspalt [W/(m²K)]
- $\alpha_s$  Radiativer Wärmeübergangskoeffizient im Luftspalt [W/(m²K)]
- $\alpha_R$  Wärmeübergangskoeffizient durch Randeffekte / Stege / Wärmebrücken [W/(m²K)]
- $U_{1,2}$  Wärmedurchgangskoeffizient von der Rohrebene in die Räume [W/(m²K)]
- $w_L$  Mittlere Luftgeschwindigkeit im Luftspalt [m/s]

### 2.6.1.1 Ruhezustand der aLT

Der Ruhezustand in Bezug auf die aLT bedeutet, dass keine Luft durch den Luftspalt strömt. Dies ist unabhängig davon, ob es sich um natürliche Konvektion oder erzwungene Konvektion handelt. Gleichzeitig kann die aWT in Betrieb sein. In diesem Fall gelten die Berechnungsschritte aus Kapitel 2.4 vollumfänglich. Der Wandaufbau enthält eine stehende Luftsicht als eine Art zusätzliche Wärmedämmung, siehe [DIN EN ISO 6946, 2018]. Dementsprechend erhöht sich der Widerstand  $R_2$  und somit im Endeffekt auch der Wirkungsgrad der aWT, entsprechend Gleichung (2-44).

### 2.6.1.2 Betriebsmodi der aLT

Der Betrieb der aLT wird durch einen Luftstrom durch den Luftspalt definiert. Bezogen auf die Temperaturen und die Wärmeströme können auch hier die Berechnungsschritte aus Kapitel 2.4 übernommen werden. Also kann auch die aLT im teilkompensatorischen, kompensatorischen und überkompensatorischen Bereich betrieben werden. Durch den Luftspalt und den Wärmeübergang an die Luft verändern sich jedoch die Wärmeströme innerhalb des Bauteils, siehe Abbildung 2-24. Für den stationären Fall und den Annahmen entsprechend Kapitel 2.4.1<sup>13</sup> lassen sich die folgenden Zusammenhänge aufstellen:

$$\dot{Q}_w = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_L \quad (2-53)$$

$$\dot{Q}_L = \dot{Q}_{L,i} + \dot{Q}_{L,e} \quad (2-54)$$

$$\dot{Q}_1 = \frac{(T_k - T_1)}{R_1} \cdot A \quad (2-55)$$

$$\dot{Q}_2 = \frac{(T_{se,m} - T_2)}{R_2} \cdot A \text{ bzw. } \dot{Q}_2 = \dot{Q}_s + \dot{Q}_r - \dot{Q}_{L,e} \quad (2-56)$$

$$\dot{Q}_s = \alpha_s \cdot (T_{si,m} - T_{se,m}) \cdot A \quad (2-57)$$

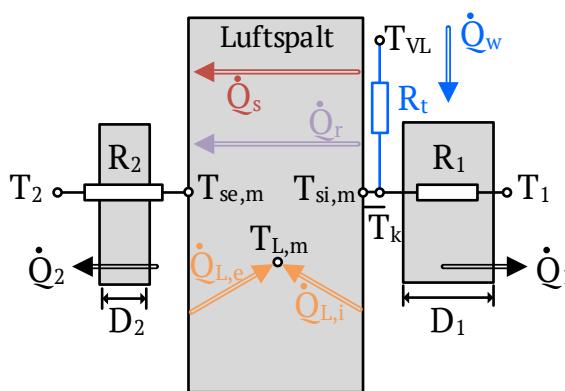


Abbildung 2-24: Erweiterung des Widerstandsnetzwerks aus Abbildung 2-16 um den Luftspalt

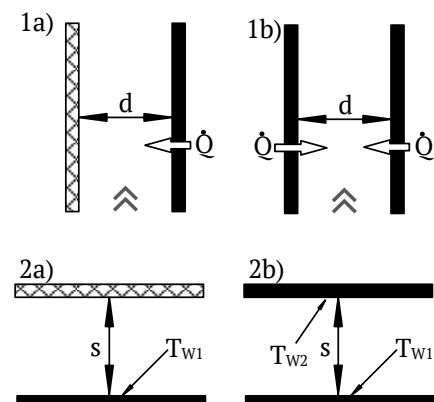


Abbildung 2-25: Berechnung des konvektiven Wärmeübergangs im Spalt nach [VDI, 2013]

Dabei kann der Wärmestrom durch Strahlung innerhalb des Luftspalts entsprechend Kapitel 2.3.4.2 berechnet werden. Für den üblichen Temperaturbereich der aLT kann der Wärmeübergangskoeffizient durch Strahlung  $\alpha_s$  in der Größenordnung  $5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  angenommen werden, siehe Gleichung (2-21). Die gleiche Größenordnung wurde auch in [Hau, 2010] und [Luther, 2013] für  $\alpha_s$  der aLT ermittelt. Der Wärmestrom durch Randeffekte  $\dot{Q}_r$  kann als eine Art Wärmebrücke betrachtet und berechnet werden. Für eine überschlägige Abschätzung kann dieser Wärmestrom vernachlässigt werden. Für die Ermittlung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten im Luftspalt ist insbesondere die Betriebsweise der aLT relevant:

<sup>13</sup> Zusätzliche Annahme:  $(T_{k,m})$  entspricht  $(T_{si,m})$ .

### 1) Freie Konvektion

Bei der freien (natürlichen) Konvektion strömt die Luft in beheizten Kanälen infolge von Auftriebskräften durch Dichteunterschiede (Schachtwirkung) vom Kanaleintritt zum -austritt. Entsprechend [VDI, 2013] wird unterschieden zwischen einem einseitig beheizten Kanal (1a) und einem zweiseitig beheizten Kanal (1b), siehe Abbildung 2-25. Beide Ansätze bilden die aLT nicht ideal ab, können jedoch als eine Art Min/Max-Bedingung genutzt werden. Die Berechnung des entsprechenden (konvektiven) Wärmeübergangskoeffizienten erfolgt nach [VDI, 2013] über die Nusselt-Zahl, als Funktion der Rayleigh-Zahl für senkrechte Kanäle  $Ra_s^*$ .

$$Nu_{SE} = \frac{\alpha_{k,f} \cdot l}{\lambda} \quad \& \quad Nu_{SE} = F(Ra_s^*) \quad (2-58)$$

$$Ra_s^* = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{si,m} - T_{L,ein}) \cdot l^3}{\nu \cdot a} \cdot \frac{l}{H} \quad (2-59)$$

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad [ ] \quad (2-60)$$

Mit:

$\alpha_{k,f}$	Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient im Luftspalt [W/(m <sup>2</sup> K)]
$g$	Erdbeschleunigung 9.81 [m/s <sup>2</sup> ]
$\beta$	Ausdehnungskoeffizient = $1/T_\infty$ [K <sup>-1</sup> ]
$l$	Überströmlänge (bei 1a) $l = d$ , bei 1b) $l = 2d$ [m]
$H$	Höhe des Kanals [m]
$\nu$	Kinematische Viskosität, berechnet bei $(T_{si,m} + T_{L,ein}) \cdot 0.5$ [m <sup>2</sup> /s]
$a$	Temperaturleitfähigkeit [m <sup>2</sup> /s]

Setzt man die Auslegungsbedingungen der aLT in die Gleichungen (2-58) bis (2-60) ein ( $T_{si,max} = 35^\circ\text{C}$ ,  $T_{L,ein,min} = -12^\circ\text{C}$ ,  $h = 2.85$  m,  $d = 0.02$  m), so ergibt sich für Fall 1a)  $\alpha_K$  zu rund 3.2 W/(m<sup>2</sup>K) und für den Fall 1b) ergibt sich  $\alpha_{K,f}$  zu rund 3.6 W/(m<sup>2</sup>K). Entsprechend [VDI, 2013] läge  $\alpha_{K,f}$  somit in der Größenordnung von rund 3-4 W/(m<sup>2</sup>K).

### 2) Erzwungene Konvektion

Bei der erzwungenen Konvektion im ebenen Spalt nach [VDI, 2013] wird ebenfalls unterschieden, ob der Spalt einseitig beheizt ist (2a)) oder beidseitig beheizt ist (2b)). Bei der Berechnung des Wärmeübergangs muss berücksichtigt werden, ob die Luftströmung laminar oder turbulent ist.

Die folgenden Annahmen gelten für eine laminare Strömung zwischen den beiden Platten des Luftspalts. Generell gilt:

$$Nu_{ES} = \frac{\alpha_{k,e} \cdot d_h}{\lambda} \quad (2-61)$$

$$Re = \frac{w \cdot d_h}{\nu} \quad (2-62)$$

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (2-63)$$

Mit:

$\alpha_{k,e}$	Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient im Luftspalt [W/(m <sup>2</sup> K)]
$d_h$	Hydraulischer Durchmesser ( $d_h = 2 \cdot D_s$ ) [m]
$\nu$	Kinematische Viskosität, berechnet bei $(T_{si,m} + T_{L,ein}) \cdot 0.5$ [m <sup>2</sup> /s]
$a$	Temperaturleitfähigkeit [m <sup>2</sup> /s]
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit [W/(mK)]
$w$	Mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Luftspalt [m/s]

Für den Fall „Einseitige Beheizung“ 2a) wird  $Nu_{ES}$  laut [VDI, 2013] folgendermaßen berechnet:

$$Nu_{ES} = 4.86 + \frac{0.061 \cdot \{Re \cdot Pr \cdot d_h/l\}^{1.2}}{1 + 0.091 \cdot \{Re \cdot Pr \cdot d_h/l\}^{0.17}} \quad (2-64)$$

Für den Fall „Beidseitige Beheizung“ 2b) wird  $Nu_{ES}$  laut [VDI, 2013] folgendermaßen berechnet:

$$Nu_{ES} = 7.55 + \frac{0.024 \cdot \{Re \cdot Pr \cdot d_h/l\}^{1.14}}{1 + 0.0358 \cdot \{Re \cdot Pr \cdot d_h/l\}^{0.64} \cdot Pr^{0.17}} \quad (2-65)$$

Bei turbulenter Strömung können die Berechnungsschritte [VDI, 2013] entnommen werden. Setzt man die Auslegungsbedingungen der aLT in die Gleichungen (2-61) bis (2-63) ein ( $T_{si,max} = 35^\circ\text{C}$ ,  $T_{L,ein,min} = -12^\circ\text{C}$ ,  $l = 2.85 \text{ m}$ ,  $s = 0.02 \text{ m}$ ), so ergibt sich für Fall 1a) ein konvektiver Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_K$  von rund  $3.3 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  bis  $3.7 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  und für den Fall 1b) ergibt sich  $\alpha_K$  zu  $4.8 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  bis  $5.0 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ . Die Bandbreite resultiert aus der Bandbreite der Luftgeschwindigkeit. Hier wurden minimal  $0.15 \text{ m/s}$  angenommen und maximal  $0.45 \text{ m/s}$ . Dies entspricht den typischen Betriebsbedingungen an der Laborwand, siehe Kapitel 6.3.2, und der Feldtestfläche.

Auch bei erzwungener Konvektion stellt sich eine Mischkonvektion im Luftspalt ein, da die natürliche Konvektion von der erzwungenen Konvektion überlagert wird. Mit der Näherung für Mischkonvektion aus Gleichung (2-11) wird für die Randbedingungen ein konvektiver Wärmeübergangskoeffizient von  $5.1 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  ermittelt. Diese Näherung gilt jedoch für ebene Platten und nicht für den Luftspalt. Interessant ist, dass die Größenordnung der Näherung stimmt. In Abbildung 2-26 ist der konvektive Wärmeübergangskoeffizient für den Fall 2a) über die wirksame Länge des Luftspalts aufgetragen. Zu erkennen ist, dass ab Längen  $> 1 \text{ m}$  ein nahezu horizontaler Verlauf für  $\alpha_K$  auftritt und somit mit nahezu konstanten Werten gerechnet werden kann.

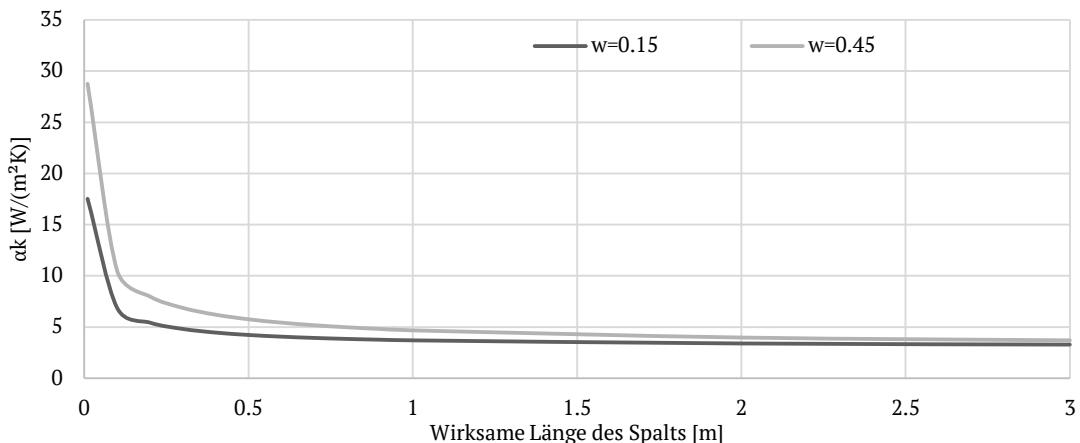


Abbildung 2-26: Wärmeübergangskoeffizient durch Konvektion ( $\alpha_{k,e}$ ) über die Länge des Luftspalts für verschiedene Luftgeschwindigkeiten im Luftspalt für den Fall 2a)

Entsprechend [VDI, 2013] läge der konvektive Wärmeübergangskoeffizient, je nach Luftgeschwindigkeit im Spalt und angesetztem Modell 2a) oder 2b), bei Auslegungsbedingungen und erzwungener Konvektion im Luftspalt der aLT somit in der Größenordnung von minimal  $3 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  und maximal  $5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ .

### 2.6.1.3 Kennwerte des aLT-Modells

#### 2.6.1.3.1 Ausnutzungsfaktor bzw. Wirkungsgrad der aLT

Der stationäre Wirkungsgrad der aWT entsprechend Gleichung (2-44) wird für die aLT erweitert zu:

$$\eta_{aLT} = \frac{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_0 + \dot{Q}_L}{\dot{Q}_w} \cdot 100 [\%] \quad (2-66)$$

Im Ruhezustand kann auch Gleichung (2-45) verwendet werden.

#### 2.6.1.3.2 Aufteilungsfaktor der aLT

Der Aufteilungsfaktor der aLT ergibt sich als Erweiterung von Gleichung (2-46) zu:

$$f_{split,aLT} = \frac{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_L}{\dot{Q}_w} \cdot 100 [\%] \quad (2-67)$$

#### 2.6.1.3.3 Nutzungsgrad

Der Nutzungsgrad  $\eta_s$  entsprechend [Luther, 2013] beschreibt den Anteil der Strahlungs- und Randwärme, der für die Aufwärmung des Luftstroms nutzbar gemacht werden kann.

$$\eta_{s,aLT} = \frac{\alpha_k}{(\alpha_k + U_2)} \cdot 100 [\%] \quad (2-68)$$

Mit:

$$\begin{aligned} \alpha_k & \quad \text{Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient im Luftspalt [W/(m}^2\text{K}]} \\ U_2 & \quad \text{Wärmedurchgangskoeffizient von Luftspalt nach außen [W/(m}^2\text{K}]} \end{aligned}$$

#### 2.6.1.3.4 Übergangsverhältnis

Mit Hilfe des Übergangsverhältnisses  $\dot{U}V_{aLT}$  kann die äußere Oberflächentemperatur des Luftkanals  $T_{se}$  unter Anwendung des Superpositionsprinzips berechnet werden, siehe [Luther, 2013].

$$\dot{U}V_{aLT} = \frac{\eta_{s,aLT} \cdot (\alpha_s + \alpha_r)}{\alpha_k} \cdot 100 [\%] \quad (2-69)$$

Mit Hilfe der Kennwerte aus Gleichung (2-68) und (2-69) kann der Temperaturverlauf im Luftspalt für  $T_{se}$  und  $T_L$  beispielhaft berechnet und dargestellt werden. Dabei werden der Luftspalt in Zellen unterteilt und für jede Zelle die Temperaturen und die Lufterwärmung  $\Delta T_L$  berechnet. Ein beispielhafter Verlauf für die folgenden Annahmen ist in Abbildung 2-27 dargestellt:

$$\begin{aligned} \alpha_k &= 4.0 \text{ W/(m}^2\text{K)} & \alpha_r &= 0 \text{ W/(m}^2\text{K)} & d_i &= 0.02 \text{ m} & T_a &= -12^\circ\text{C} & dt &= 0.1 \text{ s} \\ \alpha_s &= 5.1 \text{ W/(m}^2\text{K)} & U_a &= 0.29 \text{ W/(m}^2\text{K)} & T_{si} &= 35^\circ\text{C} & w &= 0.25 \text{ m/s} & dH &= 0.025 \text{ m} \end{aligned}$$

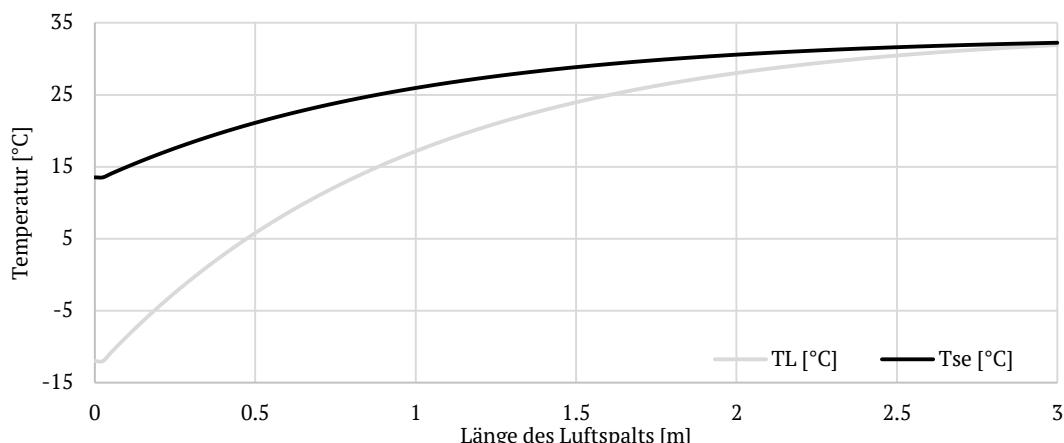


Abbildung 2-27: Lufttemperatur  $T_L$  und äußere Oberflächentemperatur des Luftkanals  $T_{se}$  über die Länge des Luftspalts



### 3 Umsetzung Demonstrator

#### 3.1 Einleitung

Als Abschluss der Analysen der aWT und aLT wurde die Umsetzung an einem Großdemonstrator realisiert, um die Umsetzung der Konzepte der aWT und aLT an einem realen Gebäude in größerem Maßstab untersuchen zu können. Neben einer wissenschaftlichen Begleitung der Planung, Konzeption und Applikation steht hier vor allem eine energetische Auswertung des Betriebs im Vordergrund. Zusätzlich wird der Zustand der Komponenten (Alterung, Schäden...) über die Laufzeit des Monitorings überprüft. In Summe soll mit dem Großdemonstrator der Schritt aus der Theorie (siehe Kapitel 2) in die Baupraxis ermöglicht werden. Daneben werden die umgesetzten Feldtestflächen für die Generierung von Messdaten für die Validierung der Simulationsmodelle in Kapitel 6 genutzt.

#### 3.2 Gesamtkonzept und Zielstellung

Ausgehend von den theoretischen Grundlagen von aWT und aLT wurde ein Gebäude gesucht, welches die folgenden Randbedingungen erfüllt:

- Unsaniertes Bestandsgebäude mit Fassadenfläche von maximal 300-400 m<sup>2</sup>
- Bewohnter / Benutzer Zustand (kein Leerstand)
- Massiver Wandaufbau (Außenwand)
- Möglichkeit einer thermischen Sanierung mit WDVS
- Platz / Raum für Technikzentrale (Hydraulikverteilung, MSR-Technik)
- Idealerweise ein bestehende inneres Heizsystem (BackUp)
- Innovativer und aufgeschlossener Eigentümer/Bauherr

Die Gesamt-Zielstellung für den Großdemonstrator kann in unterschiedliche Untersuchungsziele unterteilt werden:

- Untersuchungsziele für aWT und aLT
  - Konzeption, Aufbau und Applikation (Schichtaufbau, Materialien, Schnittstellen, Fehlerquellen, Systemkosten)
  - Funktion der aWT (Wärmeübertragung, Zeitkonstanten, Druckverlust und Pumpenstrom, Kennwerte)
  - Einsatzgrenzen (Heizen & Kühlen: Deckungsgrade, Grenztemperaturen, Lastwechsel)
  - Validierung der Simulationsmodelle anhand der Messdaten
  - Einfluss auf den Innenraum (Raum- und Oberflächentemperaturen)
  - Monitoring (Messdaten, Schadstellen, Fehlerquellen)

Schließlich sollen die Ergebnisse für beide Systeme hinsichtlich Wärmeübertragung und Zeitkonstanten gegenübergestellt werden.

### 3.3 Umsetzung Demonstrationsgebäude

Auf dem Campus der Universität des Saarlandes konnte das Gebäude C3.1 als teilweise geeignet identifiziert werden. Bis auf die Tatsache, dass nur eine Teilsanierung realisiert werden kann (Finanzen), erfüllt das Gebäude alle oben angesprochenen Kriterien. In zwei neben dem Gebäude stehenden Seecontainern wurde die Technikzentrale für die Umsetzung untergebracht.

#### 3.3.1 Demonstrationsgebäude

Bei dem Demonstrationsgebäude handelt es sich um ein Verfügungsgebäude auf dem Campus der Universität des Saarlands (*kurz UdS*) mit dem Baujahr 1969. Eine erste Aufstockung/Sanierung des Gebäudes im West – und Nordbereich fand bereits 1971 statt. Derzeit wird das Gebäude hauptsächlich für Büros und kleinere Seminarräume genutzt.

##### 3.3.1.1 Lage und Ausrichtung des Demonstrationsgebäudes

Das Gebäude liegt mittig auf dem Campus der UdS, siehe Abbildung 3-1, und grenzt im Süden und Osten an eine Straße. Im Westen steht unmittelbar neben dem Gebäude ein weiteres Gebäude (A5.3). Die beiden Gebäude werden durch eine schmale Zufahrt getrennt. Im Norden wird das Gebäude ebenfalls durch eine Zufahrt vom Nachbargebäude getrennt. Entsprechend Abbildung 3-2 weicht die Feldtestfassade um  $7^\circ$  von der West-Ausrichtung ab.

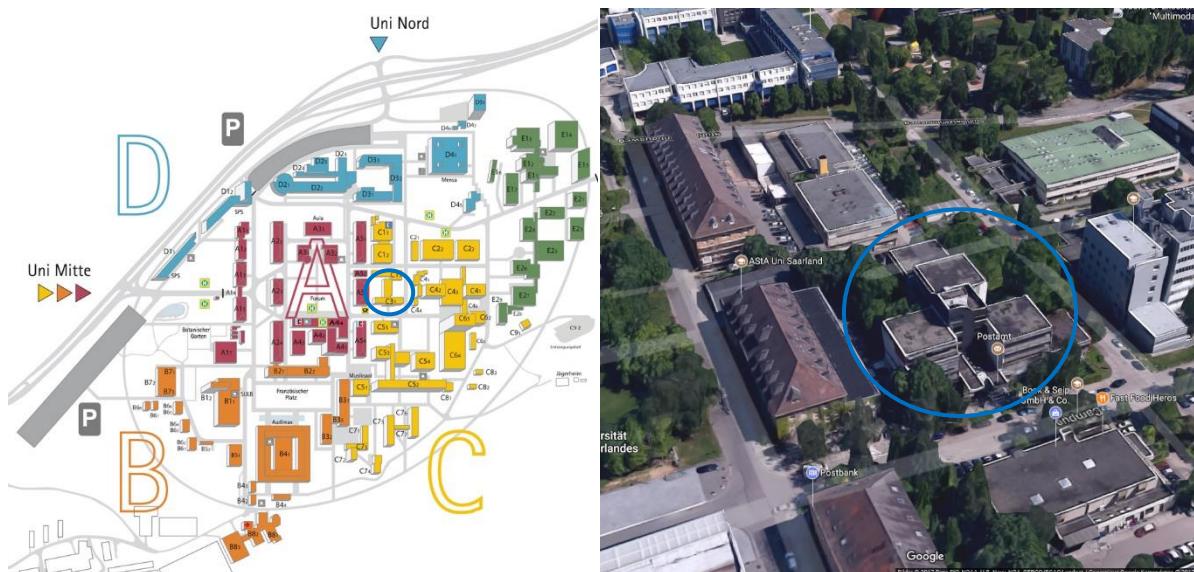


Abbildung 3-1: Ausschnitt aus dem Lageplan des Campus (links) und Luftbild (Quelle: Google Maps, 2017)

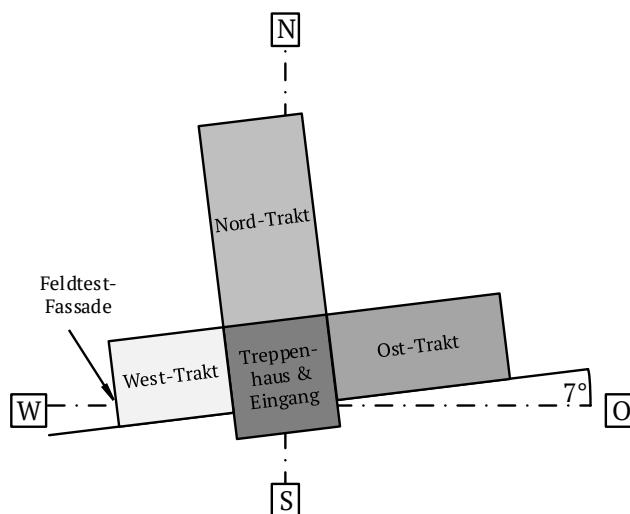


Abbildung 3-2: Ausrichtung des Gebäudes bzw. der einzelnen Gebäudetrakte

### 3.3.1.2 Feldtestfassade

Im Zuge einer Überprüfung wurden Mitte 2015 in allen Geschossbereichen der Westfassade Betonschadstellen mit freiliegender Bewehrung vorgefunden, siehe Abbildung 3-7 in Kapitel 3.3.2.1. Diese Fassade des Gebäudes wurde als massive (Stahl)Betonscheibe mit einer Stärke von rund 0,36 m ausgebildet. Die Fassade hat eine Höhe von ca. 14 m und eine Breite von ca. 15 m, dabei sind das erste und zweite Obergeschoss versetzt zum Erdgeschoss und zum dritten Obergeschoss aufgebaut. Durch die Schadstellen und die dringend anstehende Betonsanierung konnte die Fassade als Feldtestfläche genutzt werden. Außer einer Fluchttür mit angebauter Rampe im Erdgeschoss besitzt die Fassade keine weiteren Öffnungen. Nach oben wird die Fassade durch eine Attika und ein Flachdach abgeschlossen. In jeder der vier Etagen grenzen zwei Räume an die Fassade, so dass in Summe acht Räume direkt von der thermischen Aktivierung betroffen sind.



Abbildung 3-3: Westfassade des Gebäudes C3.1. Links: Vor der Sanierung. Rechts: Nach der Sanierung.

#### 3.3.1.2.1 Angrenzende Räume

In diesem Kapitel sind die betroffenen Räume im Überblick und im Grundriss dargestellt. Da es sich bei den Räumen um Verfügungsräume der Universität handelt, erscheint eine langfristige Dokumentation der detaillierten Nutzung (Anzahl Personen, Rechner, Anwesenheit) nicht sinnvoll. In Tabelle 3-1 ist eine Liste der Räume mit Raumnummer, Fläche und übergeordneter Nutzung aufgeführt. In Abbildung 3-4 sind die Räume in den Grundrissen des Gebäudes markiert. Die lichte Höhe der Räume beträgt etwa 2,85 m (variiert je nach Geschoss minimal).

Tabelle 3-1: Liste der an die Feldtestfassade angrenzenden Räume

Nr.	Raumnummer	Geschoss	Fläche [m <sup>2</sup> ] <sup>14</sup>	Nutzung
1	0.33	EG	19,06	Büronutzung
2	0.37.2	EG	22,98	Flur
3	0.32	EG	20,07	Büronutzung
4	1.22	1.OG	19,06	Büronutzung
5	1.21	1.OG	19,31	Büronutzung
6	2.25	2.OG	19,06	Büronutzung
7	2.24	2.OG	19,34	Büronutzung
8	3.24	3.OG	19,15	Büronutzung
9	3.23	3.OG	29,26	Vorlesungsraum
Summe:			≈359	

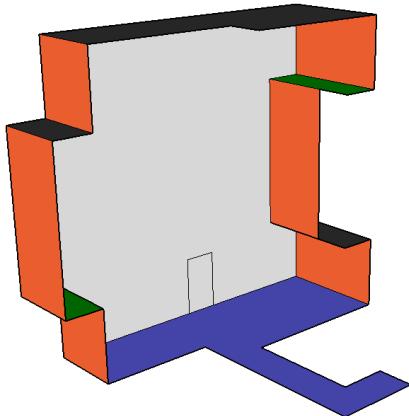
<sup>14</sup> Grundfläche



Abbildung 3-4: Grundrisse der Geschosse (von oben links nach unten rechts: EG, 1.OG, 2.OG und 3.OG) mit den Räumen an der Feldtestfassade (farblich markiert)

### 3.3.1.2.2 Thermische Hülle

Die thermische Hülle bezieht sich auf die Räume, die direkt an die Feldtestfassade angrenzen. Nimmt man die weiteren Räume als beheizt an, so entfallen diese Grenzflächen aus der thermischen Hülle des Gebäudes. Eine Skizze der thermischen Hülle und die Bauteile können Abbildung 3-5 entnommen werden. Die aufgeführten U-Werte ergeben sich entsprechend [Loga et al., 2015] (Tabula-Studie) aus dem Baualter des Gebäudes. Den größten Anteil an der thermischen Hülle des Gebäudes weist die Außenwand 1 auf (Feldtestfassade.) Daneben gibt es Außenwand 2 (Sichtmauerwerk mit hinterdämmter Vorhangfassade aus Waschbetonplatten), die Bodenplatte des Gebäudes (abgehängte Stahlbetonkonstruktion mit Styropor-Dämmung und stehender Luftsicht) und das Flachdach (mit Dämmeschicht und Bitumenabdichtung). Nur in der Außenwand 2 sind Fenster verbaut, diese stammen noch aus dem Baujahr des Gebäudes.



Nr.	Name	Konstruktion	U-Wert [W/m <sup>2</sup> K]
1	Außenwand 1	Gedämmte Stahl-Beton-Außenwand	0,18
2	Außenwand 2	Außenwand mit Vorhangsfassade	0,71
3	Boden 1	Abgehängte Bodenplatte	0,56
4	Flachdach	Flachdach mit Bitumen & Dämmung	0,51
5	Boden 2	Bodenkonstruktion	0,56
6	Fenster	Isolierverglasung	2,83
7	Tür	Eingangstür EG	1,40

Abbildung 3-5: 3D-Skizze der thermischen Hülle des Gebäudes (links, Blickrichtung von Süd-Ost) und Überblick über die Bauteile der thermischen Hülle

### 3.3.1.2.3 Inneres Heizsystem

Der Aufbau des inneren Heizsystems konnte durch Einsicht der entsprechenden Planungsunterlagen im Archiv der UdS ermittelt werden. Der relevante Gebäudetrakt (West) wird über vier Heizstränge versorgt. Zwei der Steigleitungen verlaufen an der Innenwand zum Treppenhaus und zwei Steigleitungen verlaufen auf der Innenseite der Feldtestfassade. Je nach Größe der Räume sind eine entsprechende Anzahl an Heizkörpern angeschlossen, siehe Abbildung 3-6. Es handelt sich um eine Pumpen-Wasserheizung, ausgeführt als geschlossenes System und Zweirohrheizung mit geschossweiser, horizontaler Verteilung und ringförmiger, paralleler Anordnung.

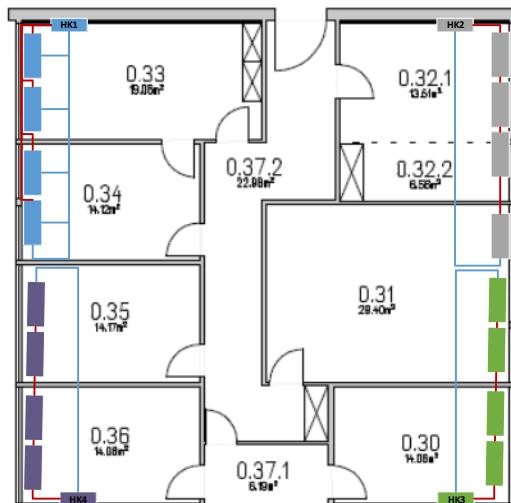


Abbildung 3-6: Schema des inneren Heizsystems, hier dargestellt am Beispiel des Erdgeschosses. Die Feldtestfassade befindet sich im Grundriss oben (dickere graue Struktur mit Tür im EG).

### 3.3.2 Ausstattung der Feldtestfassade mit aWT & aLT

In diesem Kapitel wird die Umsetzung der Feldtestfassade mit den Komponenten aWT und aLT beschrieben. Der Inhalt des Kapitels wurde in komprimierter Form auch in [Schmidt et al. 2018a] veröffentlicht. Zusätzlich gab es auch eine Veröffentlichung des BINE Informationsdienstes über die Idee, siehe [BINE, 2015].

#### 3.3.2.1 Betonsanierung

Wie oben angesprochen, konnte die Westfassade für die Umsetzung der Feldtestfassade genutzt werden, da hier dringend eine Betonsanierung notwendig war.

Laut einem vorab durchgeführten Gutachten war bereits „eine Beeinträchtigung der Dauerhaftigkeit für die Fassade vorhanden. Langfristig ist ohne eine normgerechte Betoninstandsetzung eine Beeinträchtigung der Standsicherheit vorhersehbar. [...]“<sup>15</sup>. Diese Betonsanierung hat insofern eine Projektrelevanz, da die Fassade nach der Betonsanierung (v.a. dem Sandstrahlen) als neuwertige Oberfläche betrachtet wird. Und bei neuwertigen Untergründen kann mit einem vollflächig verklebten WDVS gearbeitet werden<sup>16</sup>. Bei der Betonwand ohne Außenputz hätte jedoch auch eine Hochdruckreinigung gereicht, um als neuwertig zu gelten; aus diesen Gründen wäre somit das Sandstrahlen nicht notwendig gewesen. Sandstrahlen ist ein Arbeitsschritt bei der Betonsanierung. Die Betonsanierung war somit der erste Schritt der Umsetzung der Feldtestfassade.



Abbildung 3-7: Schadstellen auf der Feldtestfassade des Gebäudes mit freiliegender Bewehrung (Fotos entnommen aus Gutachten WPM-Ingenieure)<sup>15</sup>

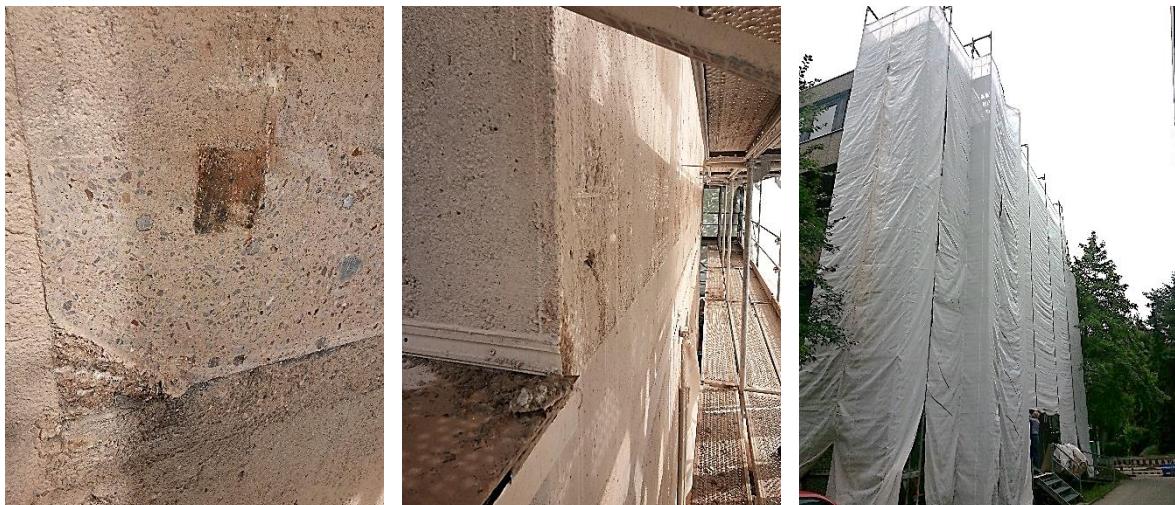


Abbildung 3-8: Detailaufnahmen der Fassade nach dem Sandstrahlen (links und Mitte) und eingerüstete Fassade mit Sandstrahlnetzen (rechts)

---

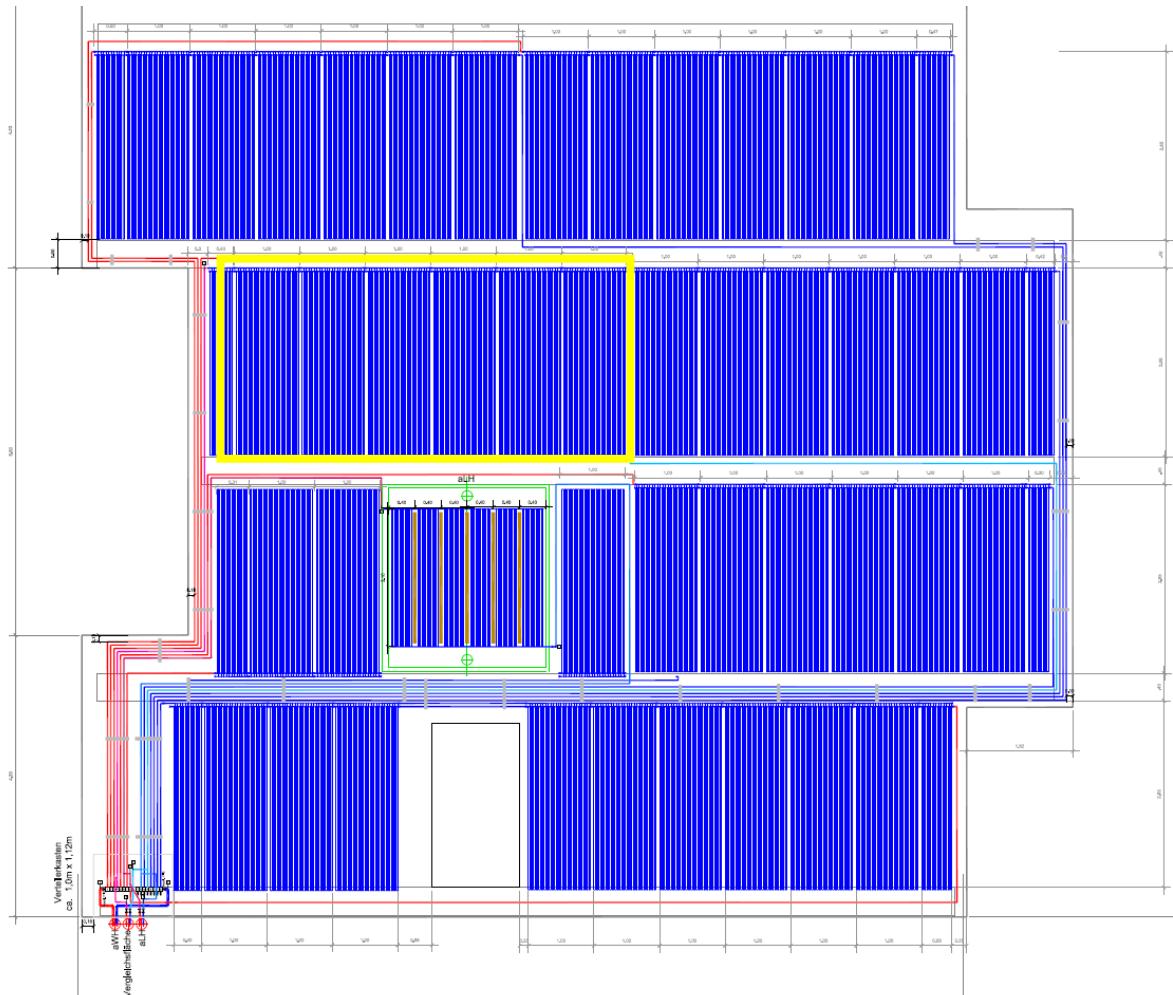
<sup>15</sup> Siehe „Gutachten, Westfassade Gebäude C3.1“, WPM-Ingenieure, 13.07.2015, ausgestellt von Dipl. Ing. (FH) Jürgen Bohlender

<sup>16</sup> Siehe z.B. <http://www.bvfs.at/htm/pub/wdvs.htm>, zuletzt abgerufen am 18.10.2018

### 3.3.2.2 Konzeption

Das Konzept für die Feldtestfassade beruht auf der Idee der aWT. Auf Grundlage der vorliegenden Ergebnisse und Erkenntnisse aus dem Vorprojekt (vgl. [Altgeld et al., 2010]) und dem laufenden Projekt wurde folgendes grundlegendes Konzept für die aWT gewählt:

- ➊ **Rohrsystem (thermisch aktive Schicht):** Für Kapillarrohrmatten wurde in dem Vorprojekt das beste Preis/Leistungs-Verhältnis ermittelt. Beim Vergleich verschiedener Rohrsysteme wurde die Wärmeabgabe und Wärmeverteilung in Relation zu den Materialkosten bestimmt.
- ➋ **Putzschicht:** Entsprechend der Resultate des Vorprojektes wurde sich für eingeputzte Kapillarrohrmatten entschieden. Diese bewirken eine gute thermische Anbindung an die Bestandswand und eine homogene Wärmeverteilung nach innen.
- ➌ **WDVS:** Es wurde der Einsatz eines vollflächig verklebten WDVS in Anlehnung an die betonsanierte Fassade und den Einsatz der Kapillarrohrmatten festgelegt. Auf eine Verdübelung sollte im Kontext der Fehleranfälligkeit (Beschädigung des Rohrsystems) und des Planungsaufwandes im Zusammenhang mit einer thermischen Aktivierung verzichtet werden.
- ➍ **Belegung:** Neben einer möglichst vollflächigen Belegung wurden auch zwei explizite Feldtestflächen (für aWT & aLT) eingeplant und umgesetzt. Die beiden Feldtestflächen erhalten eigene Heizkreise, die direkt an die Hydraulikverteilung in der Technikzentrale angeschlossen sind. Um eine raumweise Regelung der aWT zu ermöglichen, erhielten auch alle anderen Räume der Fassade eigene Heizkreise, jedoch über den Verteiler am Fuß der Fassade. Über die Ventile im Verteiler können die Heizkreise einzeln aktiviert/deaktiviert werden. Somit ergaben sich in der Konzeptionsphase insgesamt acht Heizkreise für die Fassade. Die finale Belegungsplanung ist in Abbildung 3-9 dargestellt, neben den Matten sind hier auch die Verteilrohre, ausgehend vom Verteiler (unten links) zu erkennen. Die Feldtestfläche für die aLT im 1. OG (links) ist grün umrandet dargestellt, die Feldtestfläche für die aWT im 2. OG (links) gelb umrandet.



### 3.3.2.3 Auslegung

Für die Fassade wurden passend gefertigte Kapillarrohrmatten eingesetzt. Hier wurde insbesondere die Länge der Matten an die lichte Höhe der Räume angepasst. Von den Matten entsprechend Abbildung 3-10 wurden insgesamt 45 Stück an der Fassade verbaut. Sofern möglich wurden die Matten so platziert, dass die Stammrohre oben liegen, siehe Belegungsplanung in Abbildung 3-9.

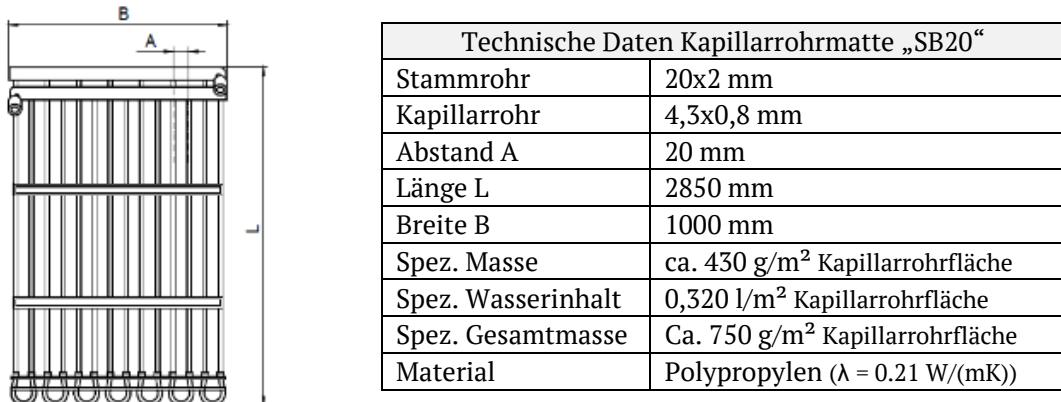


Abbildung 3-10: Schema der eingesetzten Kapillarrohrmatten und technische Details, siehe [Clina, 2013]

Die Gesamtfläche der Fassade beträgt rund 192 m<sup>2</sup>. Davon wurden rund 135 m<sup>2</sup> direkt durch die Kapillarrohrmatten thermisch aktiviert. Da insgesamt neben den 45 Matten auch ca. 275 m der Stammrohre auf der Fassade verlegt wurden, werden weitere rund 5 m<sup>2</sup> indirekt durch die Stammrohre thermisch aktiviert. Somit liegt die thermisch aktivierte Fläche, je nach Betrachtungsweise, zwischen 135 m<sup>2</sup> und 140 m<sup>2</sup>. Der Belegungsgrad der Fassade beträgt damit rund 73%. In Abbildung 3-11 (links) ist die Wärmeabgabe der aktiven Schicht über die mittlere Temperatur der aWT für verschiedene Umgebungstemperaturen aufgetragen. Die Wärmeabgabe beinhaltet den Wärmestrom nach innen und den Wärmestrom nach außen über die Dämmung (Verluste). Ausgelegt wurde die Wandtemperierung auf eine mittlere Temperatur von 30°C, was einer maximalen Wärmeabgabe von rund 40 W/m<sup>2</sup> entspricht, vergleiche Abbildung 3-11 (links). Beide Grafiken in Abbildung 3-11 wurden für den umgesetzten Wandaufbau der Feldtestfassade erstellt, jedoch mit einem unvalidierten Simulationsmodell (HEAT2). Bei einer aktiven Fläche von ca. 140 m<sup>2</sup> entspricht dies einer thermischen Gesamtleistung von rund 5,6 kW<sub>th</sub>. Auf diese Leistung wurden das Versorgungssystem und der Wärmeerzeuger der Wandtemperierung ausgelegt.

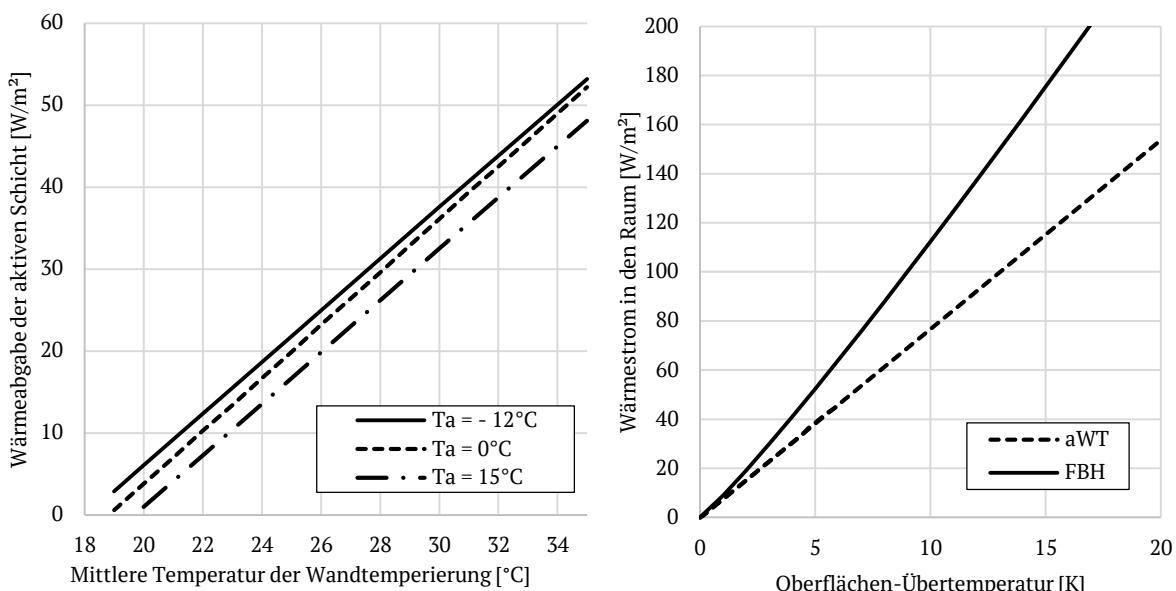


Abbildung 3-11: Stationäre Wärmeabgabe der aWT über deren (arithmetische) mittlere Temperatur für verschiedene Umgebungstemperaturen ( $T_a$ ), bei  $T_i = 20^\circ\text{C}$  (links) und Vergleich der Basiskennlinie von aWT ( $T_i = 20^\circ\text{C}$  und  $T_a = 0^\circ\text{C}$ ) und Fußbodenheizung (rechts)

### 3.3.2.4 Fluid, Druckverlust und Füllmenge

Innerhalb des Projektes „LEXU“, siehe [Altgeld et al., 2010], wurde nachgewiesen, dass bei fachgerechter Ausführung der Laibungen keine Frostgefahr in der Ebene der Wandtemperierung besteht (auch bei längerem Stillstand nicht). Somit kann die Wandtemperierung theoretisch mit Wasser betrieben werden. Für den Feldtest wurde jedoch aus Sicherheitsgründen Sole (45%-Glykol-Wasser-Gemisch) eingesetzt. Diese Sicherheitsgründe bezogen sich jedoch primär auf den Bauablauf, die Jahreszeit der Ausführung (Herbst/Winter) und die Stillstandsphase bzw. Trocknungsphase zwischen dem Ein-, Überputzen und dem Aufbringen des WDVS.

Der Druckverlust der Wandtemperierung wurde inklusive dem Heizkreisverteiler berechnet. Der angesetzte spezifische Massenstrom liegt bei rund  $12,5 \text{ kg}/(\text{hm}^2)$  und bei einer mittleren Fluidtemperatur von  $30^\circ\text{C}$  (Auslegungstemperatur). Die Druckverluste der einzelnen Heizkreise liegen zwischen 76 und knapp 140 mbar, siehe Tabelle 3-2. Für die gesamte Fassade ergibt sich über die Mattenfläche ( $\sim 135 \text{ m}^2$ ) ein Massenstrom von ca. 1700 bis 1800 kg/h. Auf Grundlage der Druckverluste aus Tabelle 3-2 wurden die Pumpen ausgelegt und ausgewählt. Bei Heizkreis 4 handelt es sich um die Feldtestfläche der aWT und bei Heizkreis 6 um die Feldtestfläche der aLT.

*Tabelle 3-2: Druckverlust der einzelnen Heizkreise der Fassade*

Heizkreis.	Druckverlust [mbar]			
	Rohrleitung	Matten	Verteiler	Summe
1	64,7	33,0	40,0	137,7
2	66,2	33,0	40,0	139,2
3	51,7	33,0	40,0	124,7
4	52,7	33,0	40,0	125,7
5	46,7	33,0	40,0	119,7
6	7,7	29,0	40,0	76,7
7	38,4	16,0	40,0	94,4
8	61,5	38,0	40,0	139,5

Das zu befüllende Volumen der Rohrleitungen an der Fassade liegt bei rund  $0,12 \text{ m}^3$ , inkl. dem Verteiler am Fuß der Fassade. Bei einer angenommenen Dichte der Sole von rund  $1033 \text{ kg/m}^3$  beläuft sich die Sole-Füllmenge somit auf rund 124 Liter.

### 3.3.2.5 Aufbau und Anbringung

Die Arbeitsschritte für die Montage und Befestigung der Kapillarrohrmatten unterscheiden sich nicht von einer Standard-Montage im Innenraum (Wand- oder Deckenheizung). Nachfolgend eine Übersicht der Arbeitsschritte und Montagemittel, siehe Abbildung 3-12.

#### 3.3.2.5.1 Montage der Matten

Für die Befestigung der Stammrohre und Matten auf der Fassade gibt es drei mögliche Befestigungsmöglichkeiten. Alle drei Befestigungsmittel werden für unterschiedliche Zwecke bzw. an verschiedenen Stellen eingesetzt. Die Lage der einzelnen Befestigungsmittel wird vom Planer im Rahmen der detaillierten Belegungsplanung grob festgelegt.

- Ⓐ **A) Clipschiene (Krumrey-Schiene):** Die Clipschiene wird verwendet um mehrere Stammrohre parallel zu befestigen. Entsprechend dem Namen können die Stammrohre in die Clipschiene eingeclipst werden.
- Ⓑ **B) Dübelhaken (Kunststoffhaken):** Die Dübelhaken werden zur Fixierung einzelner Stammrohre bzw. der Matten-Stammrohre verwendet. Die Dübelhaken fixieren die Stammrohre direkt auf der Fassade.
- Ⓒ **C) Dübelnagel (Kunststoffnagel):** Die Kunststoffnägel werden zur Fixierung der Kapillare auf der Fassade verwendet. Diese verhindern, dass sich die Matten beim maschinellen Einputzen von der Fassade wegdrücken.

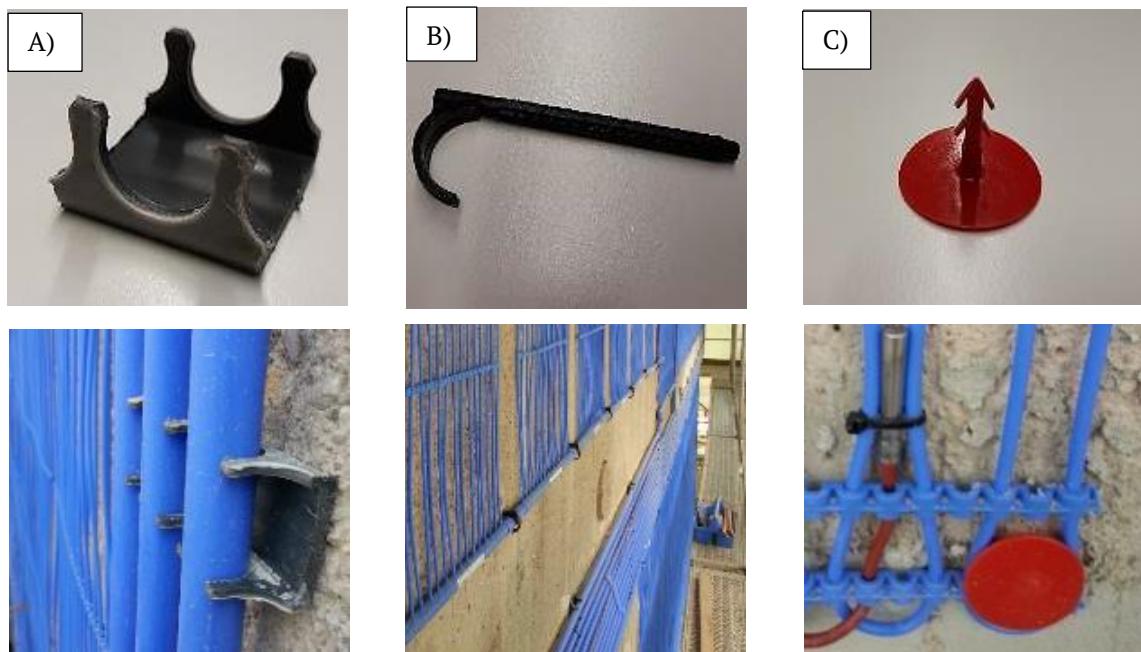


Abbildung 3-12: Befestigungsmittel für die Kapillarrohrmatten und Stammrohre auf der Fassade: A) Clipschiene, B) Dübelhaken und C) Kunststoffnagel (siehe auch [Clina, 2013])

Die Stammrohre und Fittings aus Polypropylen (PP) werden untereinander mit dem Muffenschweißverfahren verschweißt. Hierbei werden das Fitting und die Rohrleitung gleichzeitig angewärmt und die beiden Teile werden anschließend gleichzeitig von den Schweißeinsätzen gezogen und zügig und ohne Verdrehen ineinander geschoben. Nach einer definierten Haltezeit von 10 – 60 Sekunden sind die beiden Teile fest miteinander verbunden und nach 30 Minuten sind die Schweißverbindungen voll belastbar.

Nach der Montage der Matten wurde eine erste Dichtheitsprobe über eine Stunde mit Druckluft (hier 6 bar) durchgeführt. Möglicherweise vorhandene Undichtigkeiten können dabei z.B. durch ein Pfeifgeräusch aufgefunden werden. Nach erfolgreicher Dichtheitsprobe wurde das System mit Fluid befüllt und entlüftet.

### 3.3.2.5.2 Einputzen der Matten

Nach der Montage der Matten und Stammrohre auf der Fassade und der anschließenden Druckprobe und Befüllung wurden die Kapillarrohrmatten mit ca. 10 mm gut wärmeleitendem Klebemörtel eingeputzt. Dies soll zu einer guten und homogenen Wärmeverteilung in der Temperierungsebene führen. Der Unterputz musste 10 Tage trocknen, bevor die nächste Schicht aufgebracht werden konnte.



Abbildung 3-13: Maschinelles Aufbringen des Unterputzes auf die Kapillarrohrmatten (links) und manuelles Glattstreichen der Putzschicht (Mitte und rechts)

### 3.3.2.5.3 Überputzen der Matten

Das Überputzen der Matten ist notwendig um eine ebene Klebefläche für das Aufkleben des WDVS zu gewährleisten. Für das Überputzen der Matten war von Anfang an ein Kalk-Zement-Leichtunterputz vorgesehen. Wichtig ist, dass der Unterputz zum Einsatz mit dem Unterputz für das Einputzen der Kapillarrohrmatten zugelassen ist. Andererseits musste der eingesetzte Unterputz wiederum als Grundlage für ein geklebtes WDVS zugelassen sein. Zuletzt sollte der Putz auch maschinell, einlagig in der benötigten Stärke aufgebracht werden können. Eingeplant war anfangs eine Gesamt-Schichtdicke für das Ein- und Überputzen von 30 mm. Im Rahmen der Bauausführung stellte sich jedoch einerseits heraus, dass die Fassade eine deutliche Unebenheit aufwies und diese teilweise ausgeglichen werden musste. Andererseits werden die Temperaturen in dem Fluid-Kreislauf der Kapillarrohrmatten an mehreren Stellen der Feldtestflächen der aWT und aLT gemessen. Hierfür wurden Tauchhülsen mit Temperaturfühler eingesetzt. Für das Einschrauben der Tauchhülsen werden sogenannte Einschweißsättel benötigt, mit einem Außendurchmesser von rund 40 mm, siehe Abbildung 3-14.



Abbildung 3-14: Maschinelles Überputzen der Kapillarrohrmatten (links), Ansicht der glattgestrichenen Fassade nach dem Überputzen (Mitte) und Foto der Einschweißsättel mit Tauchhülsen für die Temperatursensoren an der Feldtestfläche als „dickstes Bauteil“ der Temperierungsebene

Nur durch die Herstellung einer ebenen Klebefläche wurde eine Gewährleistung vom ausführenden Betrieb für den Fassadenaufbau übernommen. Daher wurde der Schichtaufbau so ausgeführt, dass die Einschweißsättel als dickstes Bauteil gerade so überdeckt waren. Hierfür mussten ca. 40 mm Putz im Zuge des Überputzens aufgebracht werden. Damit handelt es sich um ein Dickputzsystem mit entsprechend längerer Trocknungsduer. Im Endeffekt lag die Trocknungszeit des Putzes, auch aufgrund der Witterung, bei 54 Tagen. Nach der Trocknung des Putzes wurde die Fläche entsprechend der Aufheizempfehlung des Herstellers kontrolliert aufgeheizt. Diese Empfehlung gilt für innenliegende Wand- und Deckenheizungen, wurde hier jedoch auf das außenliegende System übertragen. Hierfür kam ein mobiles Heizgerät zum Einsatz, das direkt an den Verteiler angeschlossen wurde.

### 3.3.2.5.4 Wärmedämmungsschicht

Nach Trocknung der Putzschicht wurde zur Umgebung hin das WDVS aufgebracht. Da es sich durch die vorhergehende Betonsanierung um eine neuwertige Oberfläche handelte, konnte ein vollflächig verklebtes WDVS, ohne zusätzliche Dübelung, zum Einsatz kommen. Dementsprechend wurde Polystyrol als Material für die Wärmedämmungsschicht gewählt. Aufgebracht wurden EPS-Platten der Wärmeleitgruppe 032 mit einer Stärke von 160 mm. Abschließend wurden die Armierung und der Oberputz ausgeführt. Die fertige Fassade ist in Abbildung 3-16 zu erkennen.

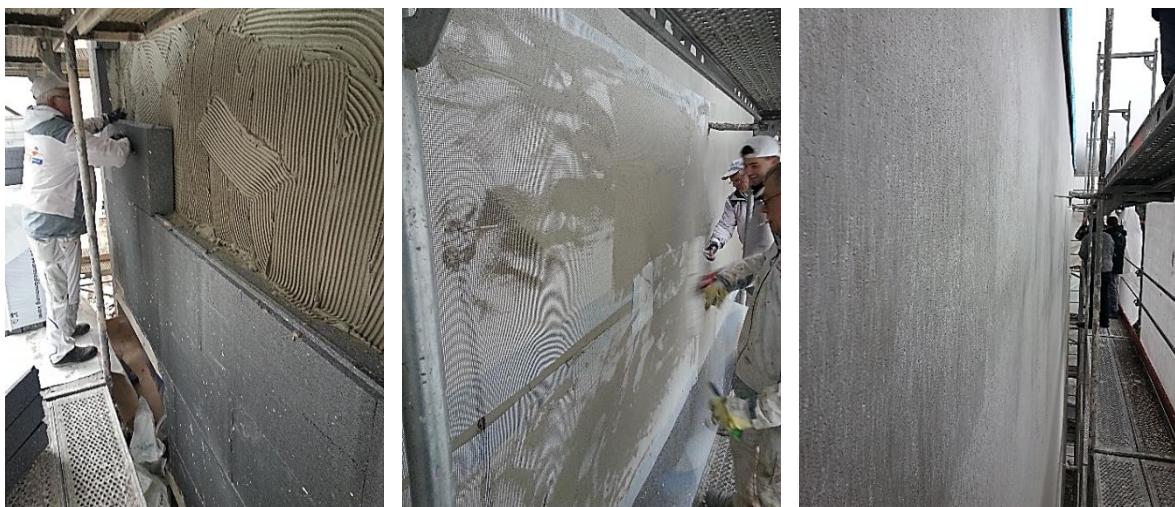


Abbildung 3-15: Installation der Wärmedämmplatten aus EPS auf der Fassade (links). Aufputzen des Armierungsgewebes (Mitte) und Blick auf die Fassade nach der Armierung, noch ohne Oberputz (rechts).



Abbildung 3-16: Fotos der Fassade nach Abschluss der Sanierungsarbeiten (in der Mitte der Fassade über der Tür ist die Außenklappe der aLT-Feldtestfläche zu erkennen)

### 3.3.2.6 Resultierender Schichtaufbau

Der resultierende Schichtaufbau der Feldtestfassade bzw. der Wandaufbau im Bereich der Feldtestfläche der aWT ist in Abbildung 3-17 dargestellt und kann auch Tabelle 3-3 entnommen werden.

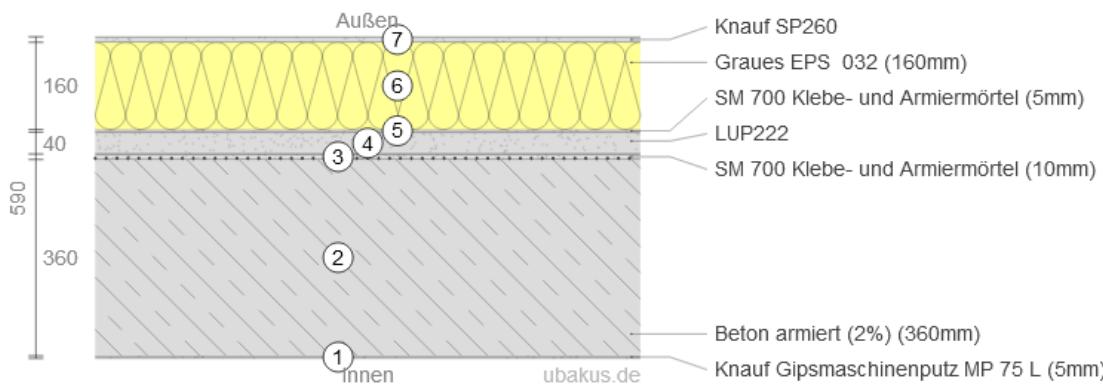


Abbildung 3-17: Resultierender Schichtaufbau für die Feldtestfassade, Zeichnung erzeugt mit ubakus.de

Tabelle 3-3: Schichtaufbau der Feldtestfläche, entsprechend Abbildung 3-17

Nr.	Name / Bezeichnung	Dicke [mm]	Material
1	Gips-Leichtputz	10	Gipsputz MP75L
2	Bestandswand	360	Bewehrter Stahl-Beton
3	Klebemörtel mit aWT	10	Klebemörtel SM300
4	Kalk-Zement-Putz	40	Leichtputz LUP222
5	Klebemörtel	5	Klebemörtel SM700
6	Wärmedämmung	160	EPS WLG 032
7	Armierung/Oberputz	10	Oberputz SP260
Gesamter Wandaufbau		≈ 595 <sup>17</sup>	

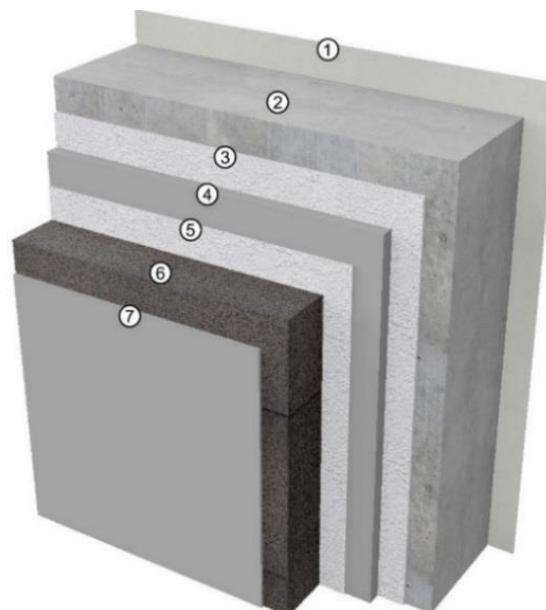


Abbildung 3-18: 3D-Skizze des Wandaufbaus der aWT-Feldtestfläche, erzeugt mit ubakus.de

Durch das Aufbringen des WDVS erreicht die Außenwand einen U-Wert von rund 0,18 W/m<sup>2</sup>K. Der Wirkungsgrad der aWT entsprechend Kapitel 2.4 für den umgesetzten Schichtaufbau beträgt ca. 94 %.

<sup>17</sup> Bei allen aufgeführten Werten handelt es sich um ungefähre Angaben, die entsprechend der Genauigkeit der Bauausführung um +/- 5 mm abweichen können.

### 3.3.2.7 Anlagentechnik / MSR-Technik

Eine Übersicht der MSR-Technik der Feldtestfassade kann dem Anhang entnommen werden.

### 3.3.2.8 Systemkosten „Feldtestfassade“

Unter Systemkosten werden nur die Zusatzkosten für die aWT verstanden, also die Mehrkosten für Material und Arbeit an der Wandtemperierung, im Vergleich zu einer Standard-Sanierung einer Fassade mit WDVS. Alle anderen Kosten werden als Sowieso-Kosten nicht in die Systemkostenermittlung integriert.

Bei der aWT-Feldtestfläche handelt es sich um einen Prototyp mit diversen feldtestspezifischen Besonderheiten. So wurden zwar die Systemkosten für den Feldtest berechnet, diese sind jedoch nicht repräsentativ für das Standard-System der aWT. Daher wurden im Folgenden noch standardisierte Systemkosten berechnet. Die folgenden Gründe führen zu erhöhten Systemkosten im Feldtest im Vergleich zu einer Standard-Umsetzung der aWT:

- ✓ Sehr dicker Schichtaufbau durch die verbaute Messtechnik und aus Gewährleistungsgründen.
- ✓ Vor Ort war kein geeigneter (erfahrener) Fachbetrieb verfügbar. Dadurch entstanden Anreise- und Montagekosten, die nicht systembedingt sind und nachfolgend nicht erfasst werden.
- ✓ Aus Gewährleistungsgründen mussten mehr Befestigungspunkte für die Matten gesetzt werden als vorab eingeplant und vom Hersteller der Matten vorgesehen (erhöhte Material- und Arbeitskosten).
- ✓ Befüllung der Matten mit Glykol-Wasser-Gemisch statt Wasser (Sicherheitsaspekt).
- ✓ Jeder Raum wurde mit einem Heizkreis der aWT ausgestattet. Für den primären Einsatzfall der aWT (Grundtemperierung) ist jedoch auch eine möglichst einfache und großflächige Belegung der Fassade mit wenigen Heizkreisen ausreichend.

Um die Systemkosten von diesen „Besonderheiten“ zu bereinigen, wurden daher neben den Systemkosten „Feldtestfassade“ (Variante 0) noch zwei standardisierte bzw. optimierte Varianten, auf Grundlage der Erfahrungen vom Feldtest, erstellt (Variante 1 und Variante 2).

#### Randbedingungen und Betrachtungsgrenzen:

Bei den folgenden Kostenschätzungen bleiben die Kosten z.B. für das Baugerüst und das Einrichten der Baustelle unbetrachtet. Da das Aufbringen der aWT immer zusammen mit einem WDVS betrachtet wird, werden diese Arbeiten der Kostenstelle „Wärmedämmung“ o.ä. zugeordnet. Auch eine Vorbehandlung des Untergrunds o.ä. wird bei der Berechnung der Systemkosten nicht betrachtet. Auch die Anbindung des Verteilers an die vorhandene oder neue Heizungsanlage inkl. Armaturen und Zubehör wird nicht betrachtet. Die Systemgrenze für die Berechnung der Systemkosten liegt in dem Heizkreisverteiler. Alles was darüber hinaus Richtung Wärmezentrale benötigt wird, wird bei den Systemkosten nicht berücksichtigt, da diese Komponenten sehr gebäudespezifisch sind.

#### Bezugsfläche

In Abbildung 3-19 ist eine bemaßte Westansicht der Feldtestfassade dargestellt. Wie bereits oben beschrieben sind das 1.OG und das 2.OG gegenüber dem EG und dem 3.OG nach rechts verschoben (ca. 1.6 m). Somit handelt es sich bei der Feldtestfassade „netto“ um ein Rechteck mit einer Höhe von ≈14,2 m und einer Breite von ≈13,5 m. Es können zwei Bezugsflächen für die Ermittlung der Systemkosten herangezogen werden:

- 1) Gesamt-Fläche der Fassade: Die Gesamtfläche der Feldtestfassade beträgt rund 192 m<sup>2</sup>. Die Gesamtfläche beinhaltet jedoch auch die „Totflächen“ (Randflächen, Flächen zwischen den Matten, Tür, Sockel...). Die Maße können Abbildung 3-9 entnommen werden.

$$A_{ges,aWT} = H_{ges} \cdot B_{ges} = 14.2 \cdot 13.5 = 191.7 \text{ [m}^2\text{]} \quad (3-1)$$

- 2) Thermisch aktivierte Fläche der Fassade: Für die thermisch aktivierte Fläche wird die Fläche der verbauten Kapillarrohrmatten zusammengerechnet. Zusätzlich wird auch die Fläche, die mit Stammrohren belegt ist, hochgerechnet.

$$A_{spez,aWT} = A_{Matten} + A_{Stammrohre} = 134.8 + 5.5 = 140.3 \text{ [m}^2\text{]} \quad (3-2)$$

Tabelle 3-4: Berechnung der mit Matten belegte Fläche der Feldtestfassade

Komponente	Fläche/Matte [m <sup>2</sup> ]	Anzahl [ ]	Fläche [m <sup>2</sup> ]
Matte 1 „aWH“	2.85	42	119.7
Matte 2 „Rand“	2.85	3.5	10.1
Matte 3 „aLH“	5.04	1	5.04
Summe A <sub>Matten</sub> :			134.8

Tabelle 3-5: Berechnung der mit Stammrohren belegten Fläche der Feldtestfassade

Komponente	Fläche/Länge [m <sup>2</sup> /m]	Länge [m]	Fläche [m <sup>2</sup> ]
Stammrohre	0.02	274.7	5.5
Summe A <sub>Stammrohre</sub> :			5.5

Während die Gesamtfläche der Fassade rund 192 m<sup>2</sup> beträgt, ist die spezifische, thermisch aktivierte Fläche entsprechend der finalen Belegungsplanung (Abbildung 3-9) rund 140 m<sup>2</sup>. Diese beiden Flächenangaben dienen nachfolgend als Grundlage der ermittelten, flächenspezifischen Kosten der Feldtestfassade. Dabei wird bei der thermisch aktivierten Fläche nur die Fläche berechnet, die direkt mit einer Matte oder einem Verteilrohr belegt ist, ohne Betrachtung der ebenfalls indirekt thermisch aktivierten umliegenden Randbereiche.

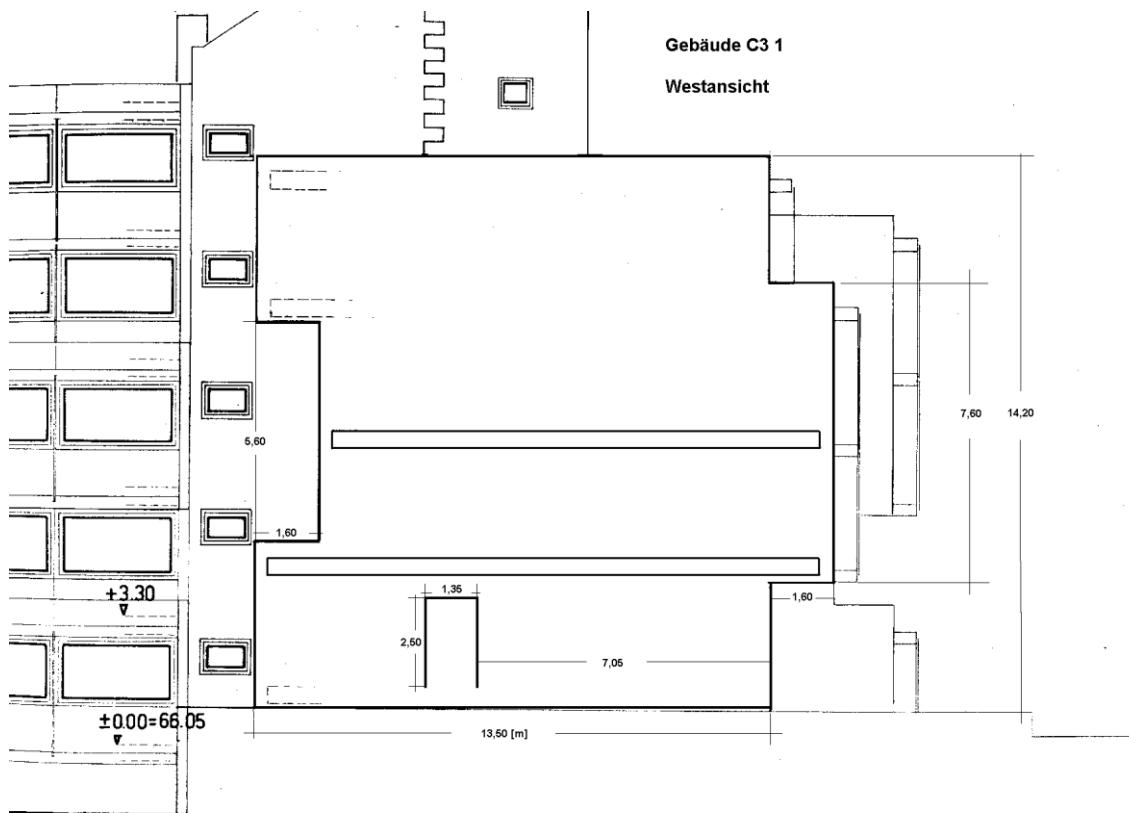


Abbildung 3-19: Bemaßte Westansicht der Feldtestfassade (Quelle: Gebäudeunterlagen der Universität des Saarlandes)

Der Belegungsgrad der umgesetzten Feldtestfassade liegt somit bei rund 73%. Bezogen auf die Mattenfläche liegt der Belegungsgrad bei rund 70% (134.8 m<sup>2</sup>/191.7 m<sup>2</sup>). Dieser hohe Belegungsgrad ist dadurch zu erklären, dass die Fassade außer der Tür im Erdgeschoss keine Öffnungen besitzt und somit nahezu vollflächig belegt werden kann. Die unbelegten „Totflächen“ entsprechen in erster Linie den Anschlüssen der Boden- und Deckenplatten und den Gebäudekanten. Bei den bisher in den Projekten betrachteten Gebäuden lag der mögliche Belegungsgrad, bezogen auf die Brutto-Fassadenfläche, eher im Bereich 60%, wegen Fenster- und Türöffnungen.

### 3.3.2.8.1 Überblick Belegungsvarianten

In Tabelle 3-6 bis Tabelle 3-11 sind die wesentlichen Kosten der drei Belegungsvarianten dargestellt. Zu erkennen ist, dass die flächenspezifischen Systemkosten von V0 zu V1 um ca. 12 €/m<sup>2</sup> abnehmen und von V1 zu V2 nochmal um 22 €/m<sup>2</sup> abgesenkt werden können. Die realistischen Systemkosten der aWT liegen somit in der Größenordnung von 70 – 90 €/m<sup>2</sup> (netto).

Tabelle 3-6: Materialkostenzusammenstellung und Anlagentechnik für alle drei Varianten

Nr.	Name	Preis [€] V0	Preis [€] V1	Preis [€] V2
1	PP-Kapillarrohrmatten	5401	5310	5310
2	PP-Rohre + Formteile	789	364	364
3	Befestigungsmittel „Matten“	120	84	84
4	Heizkreisverteiler	290	201	201
5	Glykol für Befüllung	65	67	67
6	Klebemörtel + Leichtputz	2499	2047	803 <sup>18</sup>
7	Kleinteile & Diverses	29	146	146
8	Stellantriebe für Verteiler	182	91	91
Summe (netto) :		9376	8310	7066

Tabelle 3-7: Montagekosten für die Belegungsvariante V0 „Feldtestfassade“

Nr.	Name	Anzahl	Einheit	Preis/Einheit [€]	Gesamtpreis [€]
1	Montage	107	Stunden	48.00	5163
2	Einputzen (~10 mm)	192	m <sup>2</sup>	10.22	1961
3	Überputzen (~40 mm)	192	m <sup>2</sup>	20.35	3907
Summe (netto) :					11004

Tabelle 3-8: Montagekosten für die Belegungsvariante V1 „Standard-Belegung“

Nr.	Name	Anzahl	Einheit	Preis/Einheit [€]	Gesamtpreis [€]
1	Montage	80	Stunden	48.00	3840
2	Einputzen (~10 mm)	192	m <sup>2</sup>	10.22	1959
3	Überputzen (~22 mm)	192	m <sup>2</sup>	20.35	3901
Summe (netto) :					9700

Tabelle 3-9: Montagekosten für die Belegungsvariante V2 „Ausklink-Lösung“

Nr.	Name	Anzahl	Einheit	Preis/Einheit [€]	Gesamtpreis [€]
1	Montage	80	Stunden	48.00	3840
2	Einputzen (~10 mm)	192	m <sup>2</sup>	10.22	1959
3	Ausklinken	100	Lfm.	10.00	1000
Summe (netto) :					6799

Tabelle 3-10: Gesamtkosten für alle drei Belegungsvarianten

Nr.	Name	Preis [€] V0	Preis [€] V1	Preis [€] V2
1	Materialkosten und Anlagentechnik	9376	8310	7066
2	Montagekosten / Konstruktionskosten	11004	9700	6799
	Summe (netto) :	20380	18010	13865

Tabelle 3-11: Berechnung der flächenspezifischen Systemkosten für alle drei Belegungsvarianten

Variante	V0		V1		V2	
Bezug	A <sub>ges,aWT</sub>	A <sub>spez,aWT</sub>	A <sub>ges,aWT</sub>	A <sub>spez,aWT</sub>	A <sub>ges,aWT</sub>	A <sub>spez,aWT</sub>
Fläche [m <sup>2</sup> ]	~192	~140	~192	~144	~192	~144
Gesamtkosten [netto]	20380	20380	18010	18010	13865	13865
Systemkosten [€/m <sup>2</sup> ]	~106	~140	~94	~124	~72	~96

<sup>18</sup> Nur Klebemörtel

### 3.3.2.8.2 Details Variante 0: Feldtestfassade, Umsetzung

Hierbei handelt es sich um die umgesetzte Feldtestfassade, mit den in Kapitel 3.3.1.2 beschriebenen Besonderheiten.

### 3.3.2.8.3 Details Variante 1: Feldtestfassade, Standardbelegung

Für eine Standardbelegung sollte die Fassade möglichst einfach und großflächig belegt werden. Jedes Geschoss erhält einen eigenen Heizkreis. Zudem wird keine (Fluid)Temperaturmessung direkt in der Fassadenfläche vorgesehen, dies führt zu einer Verringerung der Putzstärke.

#### Belegungsplanung

Die überarbeitete Belegungsplanung „Standard“ ist in Abbildung 3-20 dargestellt. Im Vergleich zu Abbildung 3-9 ist zu erkennen, dass weniger Stammrohre benötigt werden, da sich die Anzahl der Heizkreise verringert hat. Zusätzlich wird so geplant, dass eine möglichst vollzählige Anzahl von Matten verbaut werden kann. Auch das Befestigungsmaterial wurde entsprechend den Erkenntnissen vom Feldtest optimiert. Dementsprechend werden für jede Matte sechs Kunststoffnägel und zwei Kunststoffhaken (Dübelhaken) benötigt. Mehrere parallele Stammrohre werden alle 1,5 m in einer Kunststoff-Clipschiene befestigt. Durch die geänderte Belegungsplanung ändern sich auch die Druckverlustberechnung, die Füllmenge (~100 l Glykol) und die thermisch aktive Fläche der Fassade.

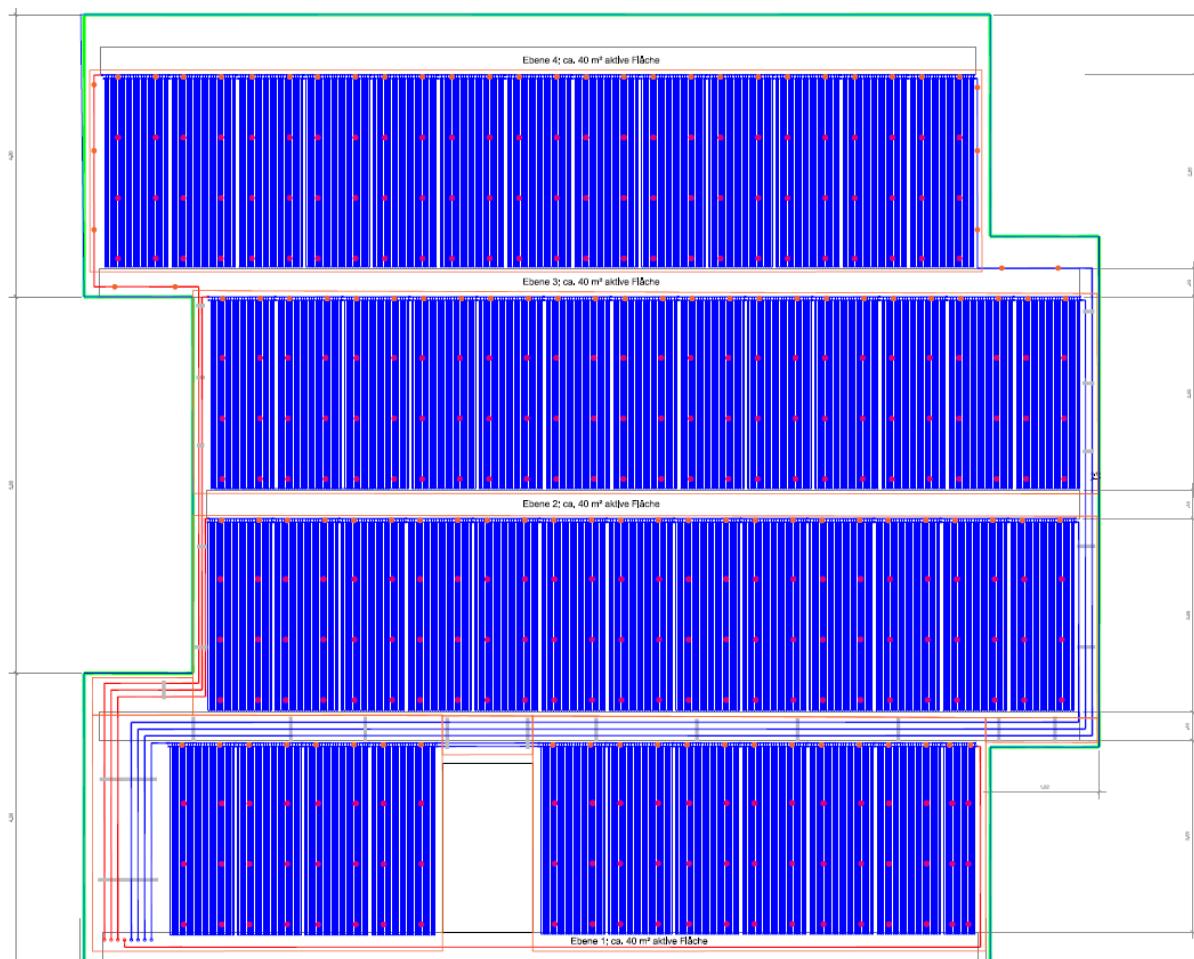


Abbildung 3-20: Belegungsplanung „Standard-Belegung der Feldtestfassade“ mit vier Heizkreisen und dem benötigten Befestigungsmaterial; Planungsunterlagen der GEFGA Energiesysteme GmbH

#### Thermisch aktivierte Fläche der Fassade

Für die thermisch aktivierte Fläche wird die Fläche der verbauten Kapillarrohrmatten zusammengerechnet. Zusätzlich wird die Fläche, die mit Stammrohren belegt ist, hochgerechnet.

$$A_{spez, aWT} = A_{Matten} + A_{Stammrohre} = 141.1 + 4 \approx 145 \text{ [m}^2\text{]} \quad (3-3)$$

Tabelle 3-12: Berechnung der mit Matten belegten Fläche der Feldtestfassade

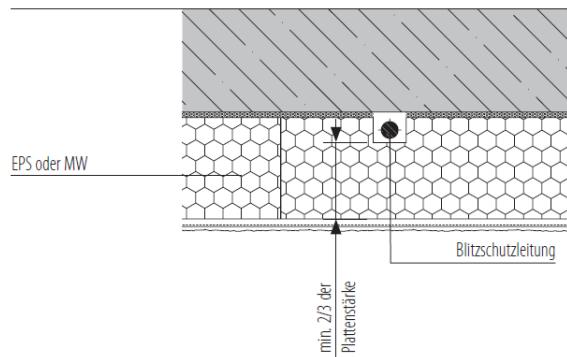
Komponente	Fläche/Matte [m <sup>2</sup> ]	Anzahl [ ]	Fläche [m <sup>2</sup> ]	Zulage Stamm [m <sup>2</sup> ]
Heizkreis 1	2.85	13	37.1	1.0
Heizkreis 2	2.85	13	37.1	1.0
Heizkreis 3	2.85	13	37.1	1.0
Heizkreis 4	2.85	10.5	29.9	1.0
		Summe A <sub>Matten</sub> :	141.1	4

Mit der optimierten Belegungsplanung werden somit rund 145 m<sup>2</sup> Brutto-Fassadenfläche von 192 m<sup>2</sup> Gesamt-Fassadenfläche thermisch aktiviert. Der Belegungsgrad dieser Variante liegt somit bei 76% und somit in der gleichen Größenordnung wie der Belegungsgrad der umgesetzten Feldtestfassade. Der Unterschied ist, dass die Mattenfläche der optimierten Variante minimal größer ist und die thermisch aktivierte Fläche über die Vor- und Rücklaufleitungen kleiner, siehe Tabelle 3-4 und Tabelle 3-5.

### 3.3.2.8.4 Details Variante 2: Feldtestfassade mit Ausklink-Lösung

Die Belegungsplanung der zweiten Variante entspricht der Standard-Belegungsplanung der Variante 1. Das Konzept „Ausklinkung“ wurde zusammen mit dem Projektpartner „Berufsförderungsverein des baden-württembergischen Stuckateurhandwerks e.V.“ und dem Hersteller der Putzmaterialien entwickelt. Es verändert sich gegenüber der Variante 1 nur der Schichtaufbau der Fassade. Das Konzept lehnt sich an Ausklinkungen für Blitzschutzleitungen (siehe Abbildung 3-21) oder andere Leitungen an, unterscheidet sich aber in folgenden Punkten von der oben aufgeführten Variante 1 und Umsetzung an der Feldtestfassade:

- [1] Die Kapillarrohrmatten werden weiterhin mit ca. 10 mm Klebemörtel eingeputzt.
- [2] Die Stammrohre werden jedoch nicht mehr überputzt, sondern die Wärmedämmung wird an den entsprechenden Stellen ausgeklinkt. Das bedeutet, dass die Dicke der Wärmedämmung an diesen Stellen lokal verringert wird. Eingesetzt wird hierzu ein entsprechendes Schneidewerkzeug, das auf jeder Baustelle zum Zuschnitt der Dämmplatten genutzt wird.

Abbildung 3-21: Beispiel für eine Ausklinkung der Wärmedämmung für eine Blitzschutzleitung<sup>19</sup>

Aus diesem Ansatz ergab sich eine Reihe von Fragestellungen, die zusammen mit den beteiligten Projektpartnern und Herstellern analysiert wurden. Diese Fragestellungen betrafen die minimale Klebefläche pro Dämmplatte, die minimale „Rest“-Plattenstärke der Dämmplatte und die Zeit und die Kostenermittlung für die Ausklinkung. Die Fragen konnten geklärt werden und für die Belegungsplanung nach Variante 1 wäre die Umsetzung der Ausklink-Lösung entsprechend diesem Ansatz möglich. Die Kosten für die Ausklinkung pro laufendem Meter wurden anhand einer Musterumsetzung ermittelt. Fotos dieser Umsetzung an einer Musterwand sind in Abbildung 3-23 und Abbildung 3-24 dargestellt.

<sup>19</sup> Abbildung entnommen aus: „Technische Systeminfo 6: WDV-Systeme zum Thema Brandschutz“, Fachverband Wärmedämm-Verbundsysteme e.V., Stand 03/2014, Seite 28, Abbildung 48

### 3.3.2.8.5 Vergleich und Diskussion

In Abbildung 3-22 ist ein Vergleich der Gesamtkosten und der flächenspezifischen Systemkosten für alle drei betrachteten Varianten aufgeführt. Es ist zu erkennen, dass durch die Standardisierung der Belegungsplanung (V1) die spezifischen Kosten um knapp 20 €/m<sup>2</sup> reduziert werden können, im Vergleich zur Feldtestumsetzung (V0). Durch eine Einsparung des Überputzens in V2 können die Systemkosten weiter reduziert werden, auf einen Endwert von rund 72 €/m<sup>2</sup>. Die Varianten V1 und V2 können als realistische Kostenschätzungen für die Umsetzung der aWT angesehen werden. Wobei bei allen drei Varianten mit den Listenpreisen der Hersteller gerechnet wurde, so dass bei einer größeren Umsetzung deutliche geringere Materialkosten zu erwarten sind. Bei den Kostenschätzungen im Vorprojekt „LEXU“ [Altgeld et al., 2010] wurden 2009 das Kunststoff-aWT-System auf 40-50 €/m<sup>2</sup> (netto, Material + Montage Kapillarrohre, ohne Einputzen) geschätzt. Für die hier betrachteten Varianten liegen die vergleichbaren Systemkosten bei 55-65 €/m<sup>2</sup>. Inflationsbereinigt kann die Größenordnung der Kostenschätzung aus dem Vorprojekt somit durch die reale Umsetzung bestätigt und aktualisiert (Einputzen) werden.

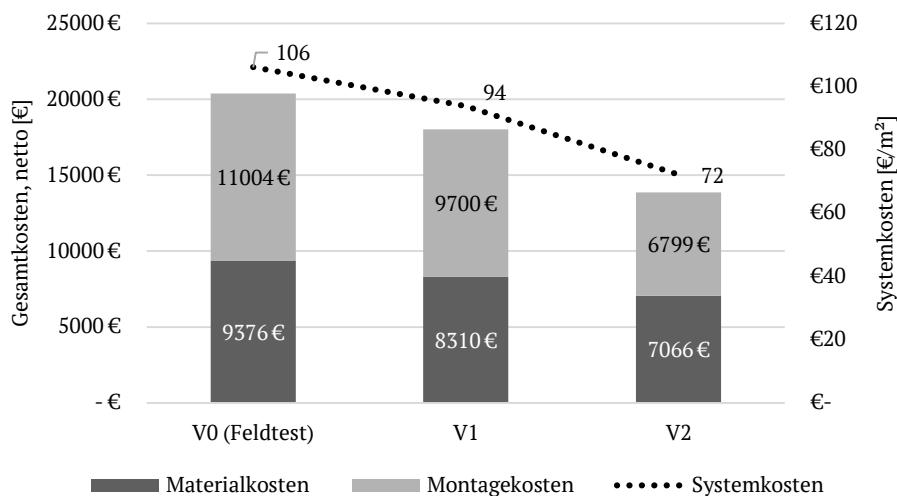


Abbildung 3-22: Überblick Gesamtkosten in € und flächenspezifische Systemkosten in €/m<sup>2</sup>, bezogen auf die Brutto-Fläche der Fassade für die drei betrachteten Varianten

Betrachtet man für die Variante 1 die flächenspezifischen Systemkosten, bezogen auf die thermisch aktivierte Fläche, so liegen diese bei rund 124 €/m<sup>2</sup>, siehe Tabelle 3-11. Die Anteile der einzelnen Komponenten und Arbeitsschritte sind in Tabelle 3-13 aufgeführt. Die teuersten 6 Bestandteile machen in Summe bereits rund 94% der Gesamtkosten aus (117 €/124 €). Zu erkennen ist, dass alleine die Matten (Materialkosten) bereits rund ein Drittel der Gesamtkosten ausmachen. Rechnet man noch die Montage der Matten hinzu, ist man bereits bei 50% der Gesamtkosten. Daran sind die möglichen Optimierungspotentiale bzw. Kostenreduktionspotentiale in Bezug auf den Schichtaufbau und die Abläufe erkennbar.

Tabelle 3-13: Flächenspez. Netto-Kosten der Komponenten und Arbeitsschritte, Variante „Standard“, V1

	Name	Preis [€/m <sup>2</sup> ]	Anteil [%] <sup>20</sup>
1	Kapillarrohrmatten	~ 36.5	29
2	Überputzen (Leichtputz)	~ 26.9	22
3	Montage der Matten	~ 26.5	21
4	Einputzen (Klebemörtel)	~ 13.5	11
5	Leichtputz	~ 8.5	7
6	Klebemörtel	~ 5.5	4
7	Sonstiges	~ 7.0	6
	Summe:	~ 124	100

<sup>20</sup> Bezug auf die Gesamtkosten in Höhe von 124 €/m<sup>2</sup>

### 3.3.3 aWT-Musterwand

In Zusammenarbeit mit dem Projektpartner „Berufsförderungsverein des baden-württembergischen Stuckateurhandwerks e. V.“ und dem „Kompetenzzentrum für Ausbau und Fassade“ wurde eine Musterwand der außenliegenden Wandtemperierung (aWT) geplant und aufgebaut, siehe Abbildung 3-23 und Abbildung 3-24. Diese wird von dem Projektpartner zu Lehr- und Fortbildungszwecken genutzt. Die Umsetzung an der Musterwand lehnt sich an die Variante 2 „Ausklink-Lösung“ an und stellt einen Ausschnitt aus der Belegungsplanung dar. Die Stammrohre werden nicht mehr überputzt, sondern die Wärmedämmung an den entsprechenden Stellen ausgeklinkt. Anhand der Musterwand wurden auch die Musterkosten für das Ausklinken ermittelt.

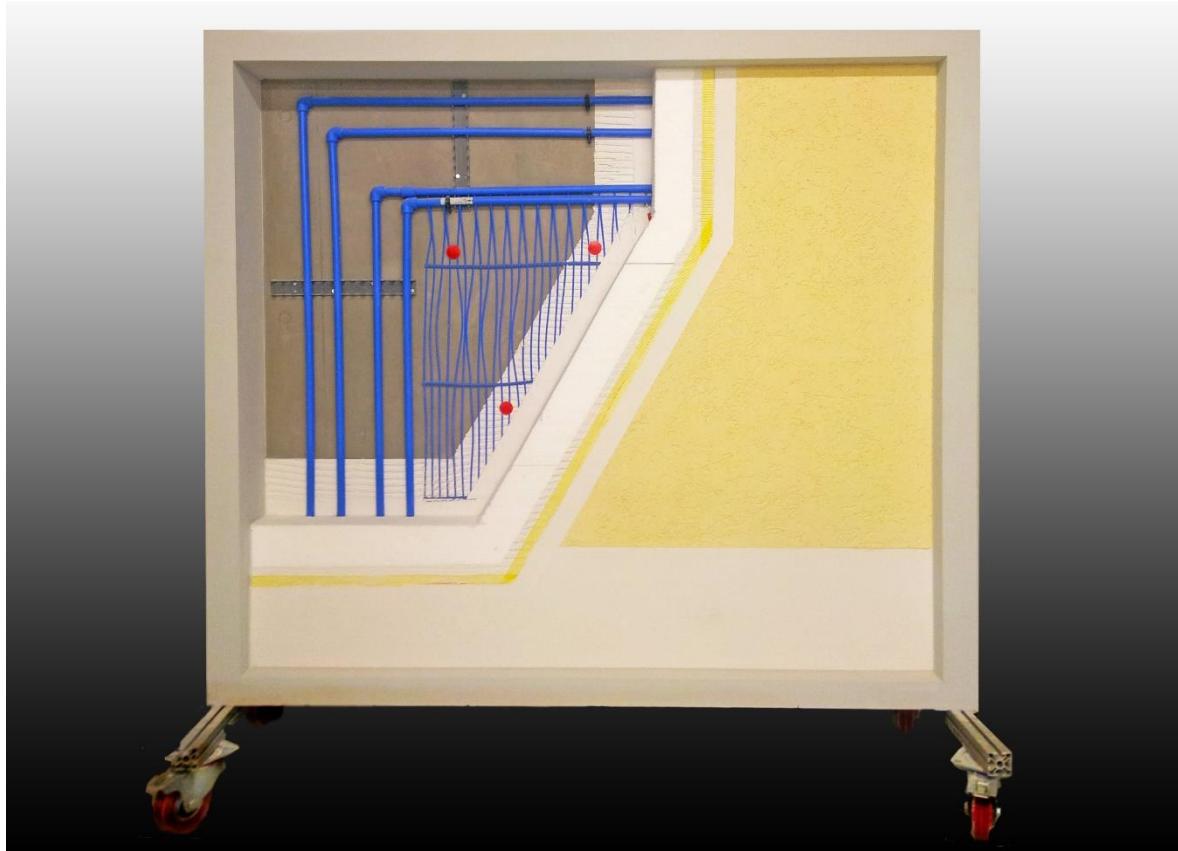


Abbildung 3-23: Foto der Vorderseite der Musterwand, Foto des „Kompetenzzentrums für Ausbau und Fassade, Rutesheim“

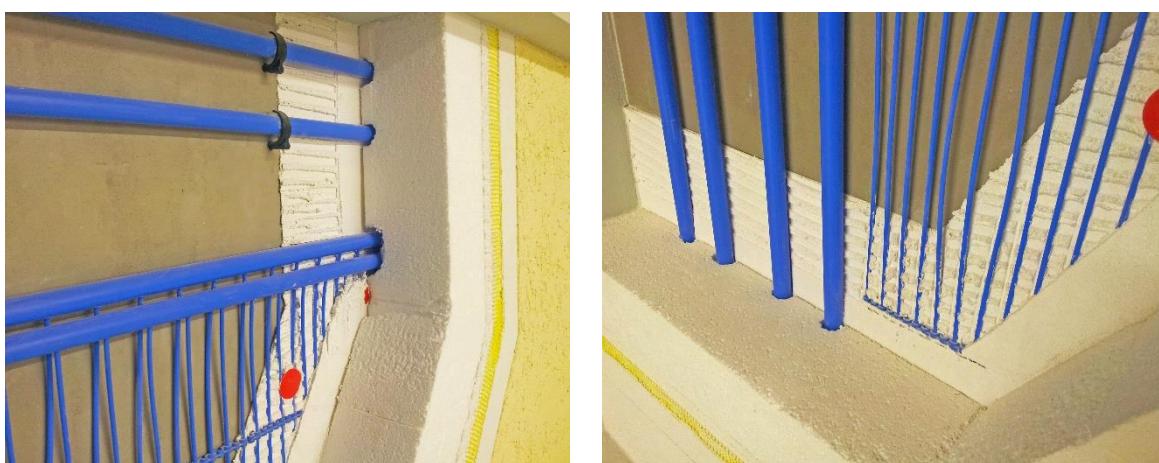


Abbildung 3-24: Detailaufnahme der Musterwand mit der Ausklink-Lösung, Fotos des „Kompetenzzentrums für Ausbau und Fassade, Rutesheim“

### 3.3.4 Beschädigungen der Kapillarrohrmatten im Bauablauf

Die folgenden Beschädigungen traten bei den Arbeiten an der Fassade auf.

#### 3.3.4.1 Beschädigung der Kapillarrohrmatten bei Arbeiten an der Attika

Beim Ausbau des alten Traufblechs wurde ein provisorischer Regenschutz aufgebracht, siehe Abbildung 3-25 (links). Beim Abschneiden des Vlieses wurden ein paar der dünnen Kapillaren beschädigt, siehe Abbildung 3-25 (rechts). Die Leckage wurde im Rahmen des Drucktests mit Druckluft durch ein deutlich hörbares Pfeifen festgestellt. Die beschädigten Kapillaren mussten verödet werden.

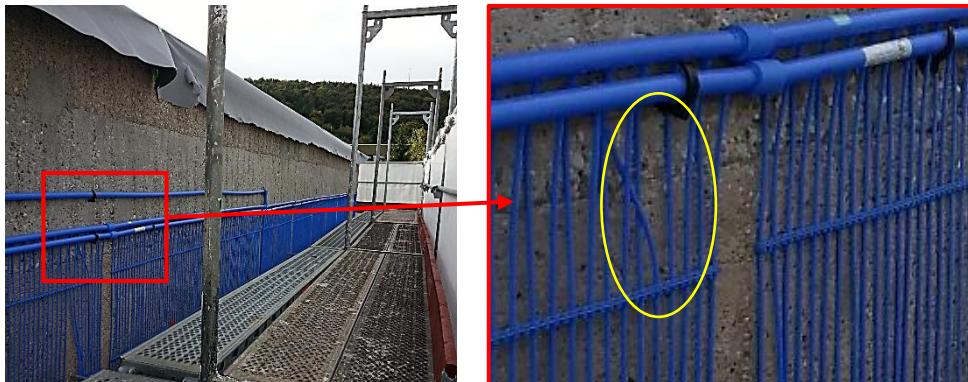


Abbildung 3-25: Oberes Ende der Fassade mit provisorischem Regenschutz (links) und Vergrößerung des beschädigten Bereichs (gelb markiert) an den Kapillarrohrmatten (rechts)

#### 3.3.4.2 Beschädigung eines Kapillarrohrs beim Versetzen eines Gerüstankers

Beim Setzen eines neuen Gerüstankers brach der bestehende Anker ab und der ausführende Betrieb setzte (ohne Rücksprache) einen neuen Anker, siehe Abbildung 3-26. Ein Foto der entsprechenden Stelle ohne WDVS zeigt, dass dabei wahrscheinlich eine Kapillare beschädigt wurde. Es wurde eine Druckprobe durchgeführt, das Ergebnis der Druckprobe war jedoch nicht eindeutig. Die Wärmedämmung musste schließlich geöffnet werden und der Gerüstanker wurde bis zur Ebene der Kapillarrohrmatten freigelegt, siehe Abbildung 3-27. Die Kapillare war durch die Bohrung minimal beschädigt und wurde verödet. Durch die Hitze der Bohrung hatte sich die Kapillare teilweise selbst verödet, daher die minimale Undichtigkeit und die nicht eindeutige Druckprobe.



Abbildung 3-26: Links: Neuer Gerüstanker (orange) und altes Bohrloch (rot). Rechts: Blick auf den ursprünglichen Gerüstanker ohne Putz und WDVS



Abbildung 3-27: Geöffnete Wärmedämmung mit freigelegter Bohrung (links). Detailaufnahme der Bohrung vor (Mitte) und nach der Reparatur (rechts). Die entsprechende Kapillare wurde verödet.

### 3.3.5 Optimierungspotential

Das Optimierungspotential wurde teilweise bereits bei der Ermittlung der Systemkosten der Umsetzung und der optimierten Varianten ersichtlich. Es besteht mit Sicherheit ein Optimierungspotential bei der Anbringung der Kapillarohrmatten und beim Schichtaufbau.

Bei der Anbringung ist eine Ablauf-Systematik bzw. eine Vorgabe der Art und Anzahl der Befestigungsmittel notwendig. Dies kann bzw. sollte nicht vom Verarbeiter vor Ort abhängig sein. In Bezug auf die Befestigungsmittel sind weitere Verbesserungen notwendig, zum Beispiel selbstklebende Befestigungsmittel für die provisorische Befestigung bis zum Einputzen bzw. Überputzen.

Beim Schichtaufbau sind Dickputzsysteme aus Kosten- und Zeitgründen zu vermeiden. Darüber hinaus ist eine teilweise (gezielte) Dübelung zu überlegen.

Generell sollte die Anzahl der Schnittstellen reduziert werden. Dies bedeutet in erster Linie einen Schritt in Richtung Vorfertigung, oder die Applikation von aWT und WDVS durch einen Handwerker/Verantwortlichen. Die aWT wurde an der Feldtestfassade als bauseitig erstelltes System ausgeführt. Das bedeutet, dass jede Schicht der Wandtemperierung einzeln und zum Teil von verschiedenen Verantwortlichen ausgeführt wurde. Dies führt auf der einen Seite zu Verzögerungen im Bauablauf (Koordination verschiedener Gewerke) und andererseits zu einer Vielzahl von Schnittstellen. In der Bauausführung resultierten diese Schnittstellen teilweise in Fehlern. Dies kann jedoch nicht als spezifisch für die Idee der aWT angesehen werden, sondern ist eher ein übliches Problem auf Baustellen (u.a. Kommunikation).

Abgesehen davon konnte die aWT entsprechend der Idee und den theoretischen Grundlagen aus dem Vorprojekt und der Konzeption aus dem aktuellen Projekt angebracht werden. Alle aufkommenden Fragestellungen konnten zusammen mit den Projektpartnern und den Herstellern der einzelnen Komponenten geklärt werden. Von außen betrachtet ist kein Unterschied zu einer nicht thermisch aktivierten Fassade erkennbar; abgesehen von der Luftklappe für die aLT und dem Verteilerkasten für die Heizkreise der aWT.

Als Optimierungspotential für zukünftige Umsetzungen oder Anwendungen sind die beiden oben aufgeführten Varianten (V1 & V2) zu nennen. Diese überführen die Prototypen-Umsetzung vom Feldtest in eine Standard-Umsetzung. Statt der Ausklink-Lösung könnte auch eine Art Dämmputz für das Überputzen der Matten verwendet werden und die Dämmstärke des WDVS dementsprechend reduziert werden. Auch andere Rohrsysteme sind generell denkbar und wurden im Vorprojekt untersucht. Hier bestünde jedoch eine ähnliche Problematik bzgl. Ein- und Überputzen. Für zukünftige Projekte soll diese bauseitige Lösung zwar weiter untersucht und optimiert werden, der Fokus liegt jedoch auf vorgefertigten Lösungen, im besten Fall „aus einer Hand“.

### 3.4 Feldtestflächen der außenliegenden Wand- und Lufttemperierung

Im Folgenden werden die beiden Feldtestflächen für aWT und aLT an der Feldtestfassade detailliert beschrieben. Die Lage der Feldtestfläche auf der Fassade kann Abbildung 3-9 entnommen werden.

#### 3.4.1 Feldtestfläche der außenliegenden Wandtemperierung

Bei der Feldtestfläche der aWT handelt es sich um einen Teil der Feldtestfassade. Diese Teilfläche der Fassade wurde jedoch speziell mit Messtechnik ausgestattet, wie in Kapitel 3.3.2.2 beschrieben, und wird im Folgenden als „Feldtestfläche der aWT“ bezeichnet. Der Aufbau der Feldtestfläche entspricht dem Aufbau der Feldtestfassade unter Kapitel 3.3.2. Die Abmaße der Feldtestfläche bzw. des Heizkreises der Feldtestfläche der aWT können Abbildung 3-28 entnommen werden.

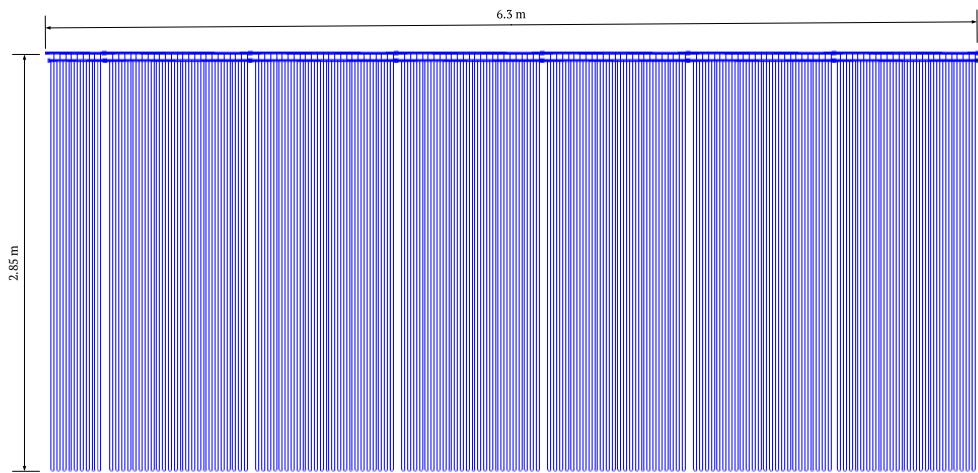


Abbildung 3-28: Thermische Aktivierung der Feldtestfläche der aWT an Raum 2.24

##### 3.4.1.1 Schichtaufbau und Kennwerte

Der resultierende Schichtaufbau der Feldtestfläche der aWT ist in Tabelle 3-1 dargestellt. Dies entspricht der Darstellung in Abbildung 3-17. Der gesamte Wärmedurchgangswiderstand der Außenwand ergibt sich, unter Ansetzung der Wärmeübergangskoeffizienten an den Oberflächen, entsprechend der Norm [DIN EN 1264-1, 2011] zu  $R_{\text{ges}} = 5.5 \text{ [m}^2\text{K/W]}$ ; dementsprechend ergibt sich der U-Wert der Außenwand zu  $0.18 \text{ [W/m}^2\text{K]}$ .

Tabelle 3-14: Schichtaufbau der Feldtestfläche der aWT entsprechend Abbildung 3-17

Nr.	Name / Bezeichnung	Dicke [mm]	Material	$\lambda$ [W/(mK)]	R [(m <sup>2</sup> K)/W]	cp [MJ/m <sup>3</sup> K]	$Q_{\text{sp}}$ [Wh/(m <sup>2</sup> K)]
-/-	Wärmeübergang Innen				0.13		
1	Gips-Leichtputz	10	Knauf MP 75L	0.34	0.029	0.855	2.38
2	Bestandswand	360	Stahl-Beton	2.00	0.180	2.640	264.00
3	Klebemörtel mit aWT	10	Knauf SM 300	0.54	0.019	1.540	4.28
4	Kalk-Zement-Putz	40	Knauf LUP 222	0.43	0.093	1.200	13.33
5	Klebemörtel	5	Knauf SM 700	0.89	0.006	1.540	2.14
6	Wärmedämmung	160	Knauf EPS 032	0.032	5.000	0.025	1.11
7	Armierung/Oberputz	10	Knauf SP 360	0.89	0.011	1.540	4.28
-/-	Wärmeübergang Außen				0.04		
				Summe:	5.51		291.5

##### Wärmedurchgangswiderstand und U-Wert

Für die folgende theoretische Betrachtung sind noch die Werte für den Wärmedurchgangswiderstand von der Temperierungsebene nach innen ( $R_1$ ) und nach außen ( $R_2$ ) relevant, vergleiche Kapitel 2.4.

- $R_1 = 0.34 \text{ [(m}^2\text{K)/W]}$  bzw.  $U_1 = 2.95 \text{ [W/(m}^2\text{K)]}$
- $R_2 = 5.17 \text{ [(m}^2\text{K)/W]}$  bzw.  $U_2 = 0.19 \text{ [W/(m}^2\text{K)]}$
- $R_{\text{Ges}} = 5.51 \text{ [(m}^2\text{K)/W]}$  bzw.  $U_{\text{Ges}} = 0.182 \text{ [W/(m}^2\text{K)]}$

### Stationärer Wirkungsgrad der aWT

Der stationäre Wirkungsgrad der aWT entsprechend Kapitel 2.4.1.3.1 ergibt sich somit zu:

$$\eta_{aWT} = \frac{R_2}{R_1 + R_2} = R_2 \cdot U_{ges} = 5.17 * 0.182 = 0.938 \text{ bzw. } 93.8\%$$

### Wärmespeichervermögen

Der gesamte Wandaufbau hat eine Wärmespeicherkapazität von rund 291.5 [Wh/m<sup>2</sup>K] bzw. 1050 [kJ/m<sup>2</sup>K], siehe Tabelle 3-14. Ca. 91% dieses Wertes resultieren aus der Schicht Nr. 2 (Bestandswand aus Stahl-Beton). Relevant ist die Speicherfähigkeit der Schichten von der thermischen Aktivierung bis zum Innenraum. Die Wärme, die in die aktive Schicht eingebracht wird, muss diesen „Speicher“ erst beladen und durchlaufen, bevor Wärme an den Innenraum abgegeben werden kann.

☞  $Q_{sp,1} = 266 \text{ [Wh/(m}^2\text{K)]}$  und  $Q_{sp,2} = 25 \text{ [Wh/(m}^2\text{K)]}$

Bei diesen Werten handelt es sich um theoretische Größen, die auf den Materialkennwerten beruhen. Eine Beschreibung der Problematik der theoretisch speicherbaren Wärmemenge in Bauteilen kann unter anderem [Humpal, 2010] entnommen werden.

### Mittlere Strömungsgeschwindigkeit in der Kapillarrohrmatte

Die Kapillarrohrmatte(n) der Feldtestfläche ist in Abbildung 3-28 dargestellt. Die Anzahl der u-förmigen Rohrschläufen je Matte von 1 m Breite beträgt 24. Die Feldtestfläche besteht aus sechs vollständigen Matten plus einem Teilstück von ca. 0.3 m Breite mit 10 Rohrschläufen. Insgesamt besteht die gesamte Feldtestfläche somit aus  $6 \times 24 + 10 = 154$  Rohrschläufen. Der minimale Soll-Massenstrom der Kapillarrohrmatten liegt laut Hersteller, siehe [Clina, 2013], bei 12.5 kg/(hm<sup>2</sup>). Über die Fläche von rund 18 m<sup>2</sup> ergibt dies einen Soll-Massenstrom von 225 kg/h. Mit einer mittleren Dichte der Sole von rund 1030 kg/m<sup>3</sup> ergibt sich ein Volumenstrom von rund 218 l/h. Mit der gegebenen Kapillar-Geometrie (siehe Abbildung 3-10) ergibt sich ein Volumenstrom von ca. 1.4 l/h pro Rohrschlaufe, bei Annahme einer homogenen Durchströmung nach Tichelmann. Demzufolge liegt die mittlere Geschwindigkeit in der Rohrschlaufe bei rund 0.07 m/s und im laminaren Bereich.

### **3.4.1.2 Anlagentechnik / MSR-Technik**

Die verbaute Messtechnik soll eine energetische Bilanzierung der aWT-Feldtestfläche und gleichzeitig einen Vergleich der Messwerte mit Simulationsergebnissen ermöglichen. Eine Übersicht der MSR-Technik, die direkt der aWT-Feldtestfläche zugeordnet werden kann, ist im Anhang zu finden.

### **3.4.1.3 Fazit und Optimierungspotential**

Bezogen auf den Aufbau bzw. die Konstruktion der Feldtestfläche liegt das Optimierungspotential vor allem in der Erhöhung des Vorfertigungsgrades und der damit einhergehenden Verringerung der Schnittstellen vor Ort.

Bezogen auf die installierte Messtechnik lassen sich die folgenden Punkte vermerken:

- ☞ Für die Messung einer repräsentativen Oberflächentemperatur auf Innen- und Außenseite werden mehrere Temperatursensoren benötigt.
- ☞ Die Kerntemperatur der Kapillarrohrmatten bzw. das Temperaturgefälle über selbige konnten mit den verbauten Temperatursensoren nicht aufgenommen werden.
- ☞ Für die Ermittlung des Nutzwärmestroms sind permanent Messungen mit einer Wärmeflussplatte zu empfehlen.
- ☞ Entsprechend den Messungen hat die Einstrahlung auf die Fassade einen relevanten Einfluss auf die Wärmeströme im Bauteil. Ein weiterer Einstrahlungssensor an dieser Stelle würde helfen die Simulationsergebnisse zu verifizieren.

### 3.4.2 Feldtestfläche der außenliegenden Lufttemperierung

Die Feldtestfläche der aLT befindet sich am Raum 1.21 im ersten Obergeschoss der Feldtestfassade.

#### 3.4.2.1 Konzept

Auf Grundlage des generellen Schemas der aLT, das im Arbeitspaket 2 (AP2) innerhalb des Projektes LEXU II erarbeitet wurde und in Abbildung 3-29 nochmal dargestellt ist, musste im Zuge der Umsetzung der Feldtestfassade ein Konzept für die Realisierung erarbeitet werden. Dieses Konzept sieht vor, dass ein Raum hinter der Fassade mit temperierter Frischluft versorgt werden soll. Gleichzeitig soll aus Vergleichsgründen die Feldtestfläche der aLT und die Feldtestfläche der aWT (thermisch) möglichst ähnlich sein. Unter Berücksichtigung der Nutzung, der Ausrichtung und der thermischen Hüllfläche fiel die Wahl auf die Räume im ersten und zweiten OG auf der Nordseite der Westfassade, siehe Abbildung 3-9. Aus Zugänglichkeitsgründen ist dabei die Feldtestfläche der aLT unterhalb der Feldtestfläche der aWT gelegen.

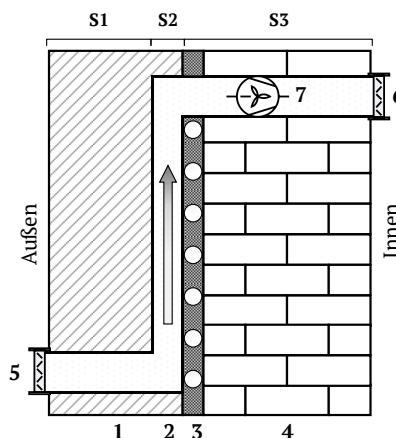


Abbildung 3-29: Grundlegendes Schema der außenliegenden Lufttemperierung mit WDVS (1), Luftspalt (2), thermisch aktive Schicht (3), Bestandswand (4), Außenklappe (5), Innenklappe (6) und Ventilator (7)

#### 3.4.2.2 Auslegung

Die Grundfläche des Raumes beträgt  $19.3 \text{ m}^2$  und die lichte Raumhöhe  $2.85 \text{ m}$ . Das Büro ist für eine Belegung mit zwei Personen vorgesehen (zwei Arbeitsplätze). Nach [Pistohl et al., 2013] kann man bei diesen Ansprüchen an die Raumluftqualität mit einem maximalen personenbezogenen Außenluftvolumenstrom von  $18-29 \text{ m}^3/\text{h}$  rechnen. Für die Belegung mit zwei Personen somit maximal  $58 \text{ m}^3/\text{h}$ . Zugleich beträgt die Nennlüftung für den Raum ( $A < 30 \text{ m}^2$ ) entsprechend [DIN 1946-6, 2005] rund  $55 \text{ m}^3/\text{h}$  (kompletter Außenluft-Volumenstrom). Da die Feldtestfläche auch modellhaft für „dichtere“ Gebäude stehen soll, kann dies als maximaler Volumenstrom für die aLT angesetzt werden. Dieser Wert wird für die folgende Auslegung als Grundlage angesetzt.

Ausformuliert lautet die Auslegungsbedingung: „Die notwendige Fläche der aLT-Feldtestfläche wurde so festgelegt, dass bei einem maximalen Luftvolumenstrom von  $58 \text{ m}^3/\text{h}$ , einer minimalen Außentemperatur von  $-12^\circ\text{C}$  und einer maximalen Vorlauftemperatur der aktiven Schicht von  $35^\circ\text{C}$ , die Temperatur der Zuluft  $20^\circ\text{C}$  nicht unterschreitet.“

Randbedingungen:

- Auslegungs-Luftvolumenstrom:  $\sim 55-60 \text{ m}^3/\text{h}$  (Herleitung siehe oben)
- Außentemperatur:  $-12^\circ\text{C}$  (Norm-Außentemperatur für Saarbrücken, siehe [Pistohl et al., 2013] bzw. DIN EN 12831)
- Soll-Temperatur der Zuluft bei Auslegungsbedingungen:  $20^\circ\text{C}$  (Komfortkriterium)
- Soll-Vorlauftemperatur der aktiven Schicht bei Auslegungsbedingungen:  $35^\circ\text{C}$  (eigene Festlegung)
- Spezifischer Wassermassenstrom der aktiven Schicht:  $12.5 \text{ kg}/(\text{hm}^2)$
- Dicke des Luftspalts:  $20 \text{ mm}$

Dabei wurde die Dicke des Luftspalts so gewählt, dass die Ergebnisse der Laborwand der aLT, siehe Kapitel 6.3.2, für die Auslegung genutzt werden konnten. Setzt man die obigen Randbedingungen an und nutzt den in Kapitel 6.3.2 ermittelten charakteristischen U-Wert der aLT als Wärmeübertrager an ( $U_{WÜT}$ ), so ergibt sich eine notwendige Fläche der aLT von rund  $5 \text{ m}^2$ . Zu beachten ist hier, dass  $U_{WÜT}$  mit den Arbeitstemperaturen an der Laborwand ermittelt wurde und an der Feldtestfläche andere Arbeitstemperaturen relevant sind.

### 3.4.2.3 Projektierung und Optimierung

Die lichte Raumhöhe des dahinterliegenden Raumes beträgt 2.8 m. Über diesen Wert war die maximale Höhe der aLT-Feldtestfläche vorgegeben. Über die Höhe ergibt sich die notwendige Breite zu rund 1.8 m. Diese Abmaße entsprechen einer Fläche von rund  $5 \text{ m}^2$ . Als Optimierung der Feldtestfläche wurden die folgenden Optionen untersucht:

1) Verringerung der Dicke des Luftspalts:

Ein schmälerer Luftspalt führt zu höheren Luftgeschwindigkeiten und damit zu einer erhöhten Wärmeübertragung, siehe Kapitel 2.3.4. Gleichzeitig erhöht ein schmälerer Luftspalt jedoch die Gefahr eines Verstopfens oder Zusetzens des Luftspalts. Zusätzlich wurden die Versuche an der Laborwand und die Validierung mit einem Luftspalt von 20 mm durchgeführt. Daher verblieb man auch für die Feldtestumsetzung bei dieser Dicke.

2) Verbreiterung der Feldtestfläche:

Durch eine geringfügige Verbreiterung der Feldtestfläche auf einen örtlich möglichen Maximalwert, also eine theoretische Überdimensionierung, ergeben sich keine gravierenden Nachteile. Daher wurde sich hier für eine Breite von 2.5 m entschieden.

3) Integration einer Umluption

Um die Speichereffekte der aLT ausnutzen zu können, wurde eine Umluption in das grundlegende Schema der aLT integriert, siehe Abbildung 3-30. Diese Umluption ermöglicht neben der Temperierung von Frischluft auch die Temperierung von Raumluft (Umluft). Je nach verwendeter MSR-Technik kann auch eine Mischung aus Frisch- und Raumluft temperiert werden (Mischluft).

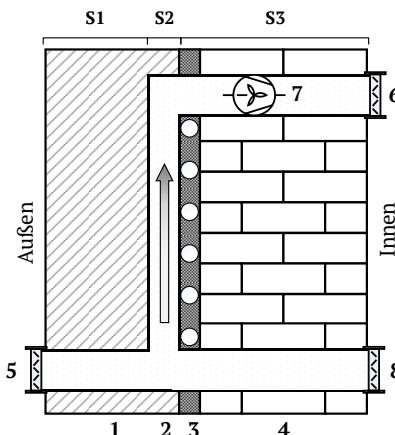


Abbildung 3-30 : Grundlegendes Schema der Außenliegenden Lufttemperierung erweitert um eine Umluftfunktion mit WDVS (1), Luftspalt (2), thermisch aktive Schicht (3), Bestandswand (4), Außenklappe (5), Innenklappe „Frischluft“ (6), Ventilator (7) und Innenklappe „Umluft“ (8)

Die folgenden Betriebssituationen können mit diesem Konzept umgesetzt werden:

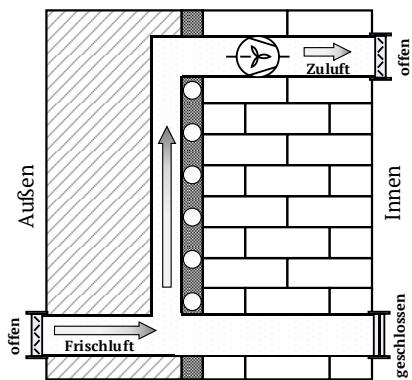


Abbildung 3-31: Schema der mechanischen Frischlufttemperierung

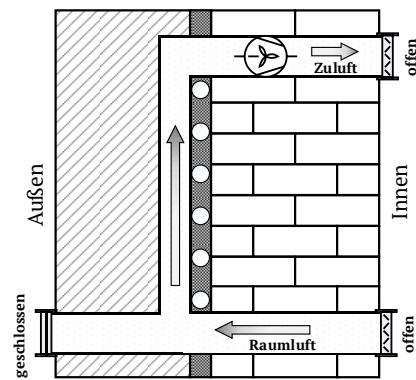


Abbildung 3-32: Schema der mechanischen Umlufttemperierung

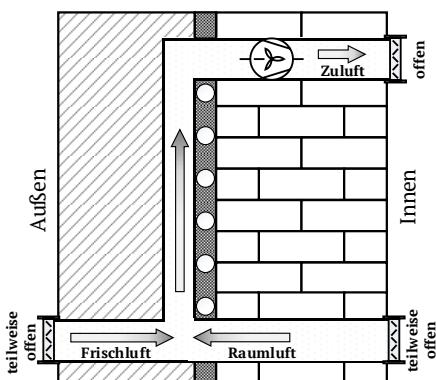


Abbildung 3-33: Schema der mechanischen Mischlufttemperierung

Beschreibung: Bei der mechanischen Luftführung ist immer der Ventilator aktiviert (Zwangskonvektion). Je nach Öffnung der Klappen kann somit eine Frischluft- oder eine Umlufttemperierung stattfinden. Auch eine Mischlufttemperierung ist möglich, jedoch messtechnisch nicht erfassbar und anlagentechnisch schwer einstellbar. Diese Betriebssituation ist somit nur theoretisch möglich. Durch die erzwungene Konvektion ist auch eine Kühlung/Vortemperierung der Luft möglich. Hier muss jedoch eine Taupunkt-Unterschreitung der Luft im Luftspalt vermieden werden.

Neben der mechanischen Luftführung kann die Feldtestfläche auch bei natürlicher Konvektion betrachtet werden, die ohne Ventilator auskommt und alleine durch die Dichteunterschiede in der Luft zustande kommt. Die natürliche Lüftung tritt dann ein, wenn der erzeugte Druckunterschied zwischen  $T_{\text{EIN,LK}}$  und  $T_{\text{AUS,LK}}$  größer ist als der Druckverlust des Luftkanals. Bei der Frischlufttemperierung kann nur geheizt werden, bei der Umlufttemperierung temperiert.

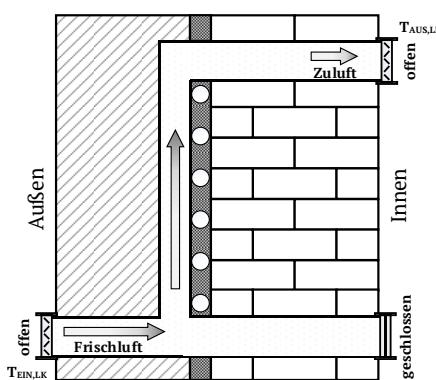


Abbildung 3-34: Schema der natürlichen Frischlufttemperierung

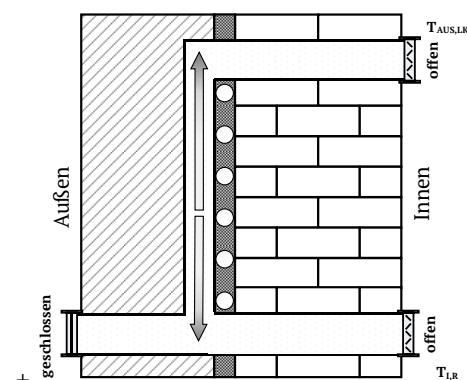


Abbildung 3-35: Schema der natürlichen Umlufttemperierung

### 3.4.2.3.1 Fazit Projektierung und Optimierung

Der Fokus des Betriebs der aLT-Feldtestfläche liegt auf der mechanischen Belüftung mittels Ventilator, unter Integration einer Umlufttemperierung.

### 3.4.2.4 Detailplanung und Umsetzung

Im Rahmen der Detailplanung wurden neben der benötigten Fläche auch die Anbringung, die Materialien und die Durchströmung erarbeitet. Die Detailplanung unterscheidet sich von der Projektierung durch die Gegebenheiten vor Ort auf der Baustelle und den Fokus auf die eingesetzten Materialien und Komponenten.

#### 3.4.2.4.1 Aufbau

Da die aLT-Feldtestfläche wie eine Art Gegenstrom-Wärmetauscher funktionieren soll, wurde eine Kapillarrohrmatte mit oben und unten liegenden Sammlerrohren eingesetzt. Durch die Integration der Umluft-Option mussten zwei Kernbohrungen durch die Bestandswand durchgeführt werden. Die Lage der Kernbohrungen (oben und unten) ergab sich durch den notwenigen Abstand zu Boden und Decke. Die Breite der Feldtestfläche resultiert aus der maximalen Breite der eingesetzten Platten als Abdeckung. Um die Feldtestfläche möglichst luftdicht gegenüber der umliegenden Fassade abzuschließen wurde eine Rahmenkonstruktion aus einem Holz (Meranti<sup>21</sup>) erstellt. Über diese rechteckige Rahmenkonstruktion wird die Feldtestfläche auch durch eine Verdübelung mit der Bestandsfassade verbunden. Gleichzeitig kann die Abdeckung der Feldtestfläche auf dieser Rahmenkonstruktion befestigt werden. Entsprechend dem Rest der Fassade sollte die Kapillarrohrmatte auch innerhalb der aLT-Feldtestfläche mit einem Klebemörtel eingeputzt werden (homogene Wärmeverteilung und Koppelung an die Bestandswand). Um möglichst wenig „Angriffsfläche“ für biologischen Bewuchs zu bieten und auch möglichst geringe Druckverluste zu verursachen wurde das Innere der Feldtestfläche mit einer zweiten möglichst glatten Schicht verputzt. Hierfür sollte ein feinporiger Leichtputz verwendet werden. Um eine definierte Dicke des Luftspalts über die Breite des Luftkanals zu erhalten wurden mehrere sogenannte Abstandshalter eingesetzt, siehe Abbildung 3-38. Diese wurden ebenfalls aus Holz ausgeführt. Durch die Art und Anzahl der Holzlatten ergaben sich sechs Luftkanäle für die durchströmende Luft. Als Abdeckung der Feldtestfläche wurde eine Zementfaserplatte ausgewählt. Einerseits ist diese feuchteunempfindlich und resistent gegen Pilz- und Insektenbefall und andererseits ist diese zugelassen für das Aufkleben eines WDVS (Putzträgerplatte). Entsprechend der Ausmaße der Feldtestfläche mussten mehrere Platten verwendet werden. Aus Gründen der thermischen Ausdehnung wurden die Platten mit einem kleinen Abstand (Stoßfugen) verbaut. Diese Stoßfugen wurden mit Armierungsgewebe und Putz verkleidet um den Luftkanal gegenüber dem WDVS sicher abzuschließen.

#### 3.4.2.4.2 Außenluftansaugung

Die konstruktive Ausgestaltung und Anbringung der Außenluftansaugung wurde dem aktuellen Stand der Technik entsprechend ausgeführt, siehe z.B. [Trogisch, 2006]<sup>22</sup>.

#### 3.4.2.4.3 Luftführung

Durch das Konzept der Abstandshalter, der rechteckigen Rahmenkonstruktion und der mittig liegenden Kernbohrungen war klar, dass die Luftführung genauer untersucht werden muss, um eine homogene Überströmung zu erreichen. Das bedeutet, dass der Druckverlust durch alle sechs Luftkanäle möglichst gleich sein muss bzw. ein Druckausgleich zwischen den Kanälen möglich sein muss. Hierfür wurde zwischen Kernbohrung und Luftkanal jeweils eine Strömungsbarriere in Form einer horizontalen Holzlatte angebracht, siehe Abbildung 3-38. Parallel hierzu wurden horizontale Bohrungen durch die Abstandshalter durchgeführt. Das Aussehen der Strömungsbarriere und die Anzahl und Lage der Querbohrungen wurden durch Strömungssimulationen mit ANSYS ausgelegt.

---

<sup>21</sup> Meranti: Hartholz, das sich gut bearbeiten lässt, gleichzeitig beständig gegen Pilz- und Insektenbefall ist und unempfindliche gegenüber evtl. anfallender Feuchtigkeit (v.a. während des Putzvorgangs)

<sup>22</sup> Kapitel 2.3 ab Seite 90

Dabei wurden die folgenden konstruktiven Merkmale betrachtet und ausgelegt:

- [1] Anzahl der Einkerbungen in der Strömungsbarriere je senkrechter Luftkanal
- [2] Länge der Strömungsbarriere (Abstand zwischen Strömungsbarriere und Rahmenkonstruktion)
- [3] Abstand zwischen den Abstandshaltern und der Strömungsbarriere
- [4] Anzahl der Bohrungen in den Abstandshaltern zur Querverteilung der Luft

Das Ergebnis der Strömungssimulation der letztlich umgesetzten Variante ist in Abbildung 3-37 dargestellt. Diese Variante wurde bearbeitet hinsichtlich der aufgeführten Punkte. Es treten maximal Luftgeschwindigkeiten von rund 2 m/s auf (Auslass in den Raum) und in Teilbereichen auch negative Geschwindigkeiten. Insgesamt erscheint die Durchströmung jedoch relativ homogen.

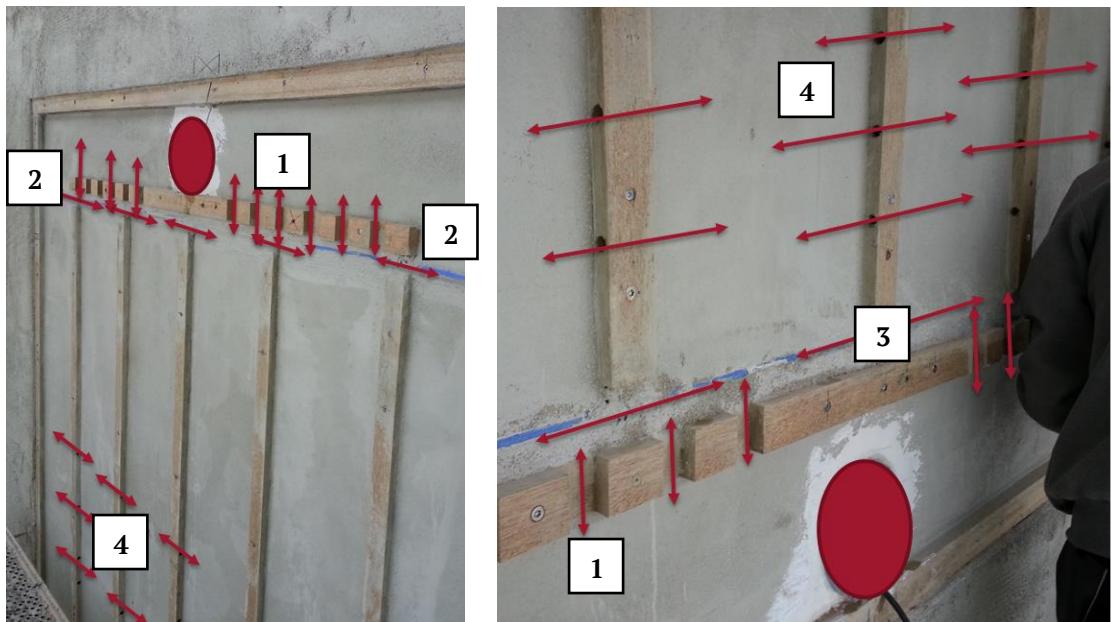


Abbildung 3-36: Möglichkeiten der Luftverteilung am oberen und unteren Ende der Feldtestfläche

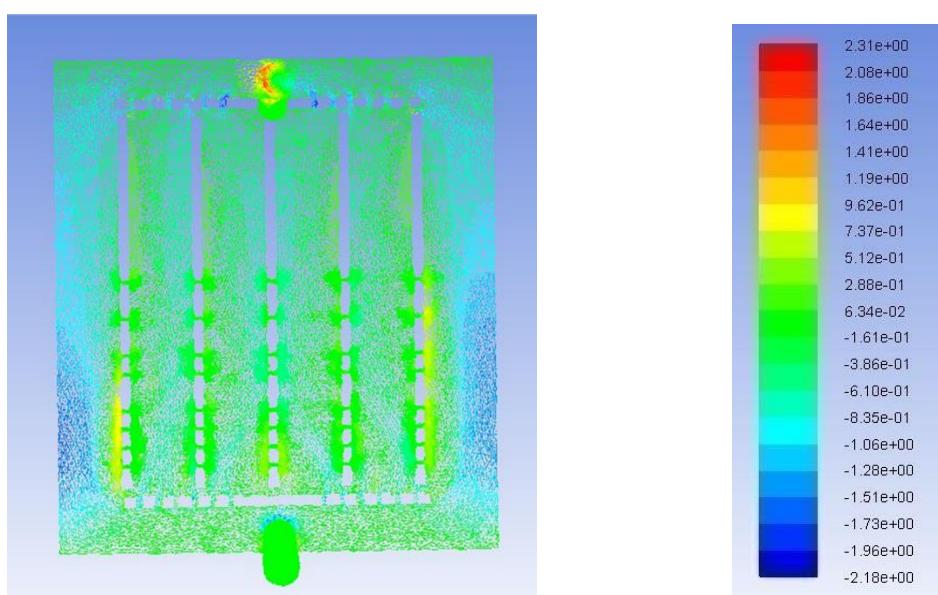


Abbildung 3-37: Strömungssimulation mit ANSYS der umgesetzten Feldtestfläche (Strömungsgeschwindigkeit über die Feldtestfläche im Luftspalt in m/s; bei einem Volumenstrom von 58 m³/h)

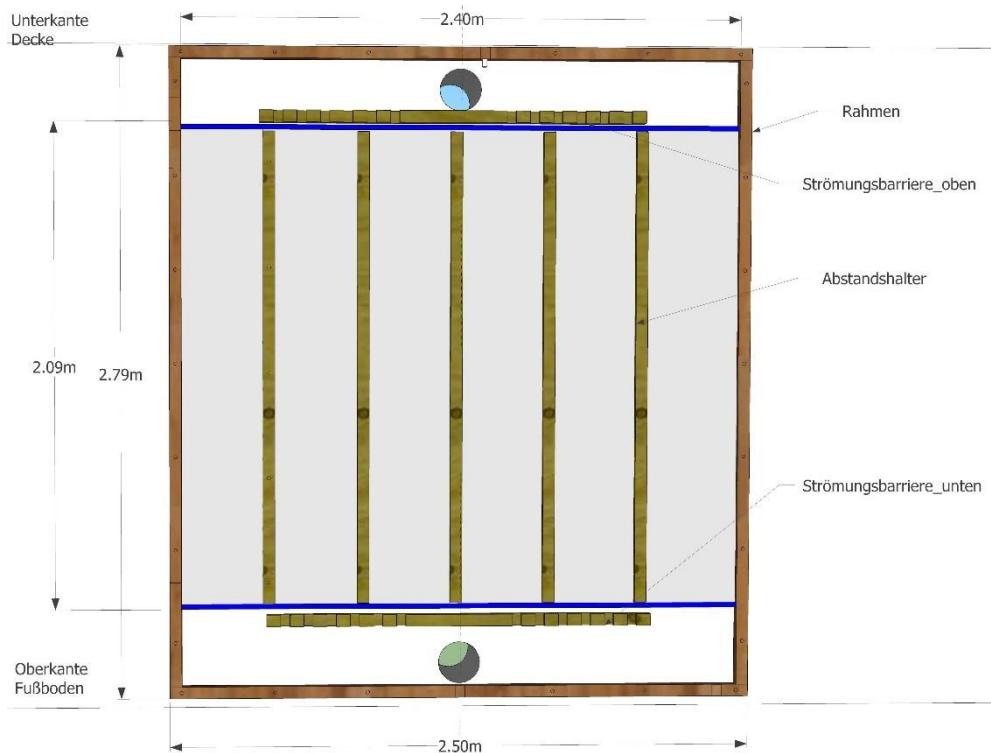


Abbildung 3-38: Konzept der aLT-Feldtestfläche nach der Detailplanung; zu sehen ist die Feldtestfläche ohne Abdeckung mit Bemaßung

#### 3.4.2.4.4 Umsetzungsdokumentation

Kurzbeschreibung der einzelnen Arbeitsschritte bei der Umsetzung der Feldtestfläche der aLT entsprechend der Detailplanung.

- **Kernbohrungen:** Für die Umsetzung der Feldtestfläche entsprechend der Detailplanung wurden zwei Kernbohrungen durch die Bestandswand benötigt (180 mm).
- **Aufbringen der Kapillarrohrmatte:** Die Kapillarrohrmatte der aLT wurde anschließend zusammen mit den weiteren Matten auf der Fassade fixiert. Abweichend zu den anderen Matten handelt es sich bei der Matte für die aLT-Feldtestfläche um eine Matte mit oben und unten liegenden Stammrohren.



Abbildung 3-39: Fotos der Kapillarrohrmatte für die aLT-Feldtestfläche auf der Fassade

- **Befestigung der Unterkonstruktion:** Anschließend wurde die Unterkonstruktion (Rahmen, Abstandshalter und StrömungsbARRIERE) mit Schlagdübeln befestigt. Die Positionierung der Unterkonstruktion erfolgte in Relation zu den beiden Kernbohrungen. Durch Abweichungen in der Bauausführung konnten die projektierten Maße nicht exakt eingehalten werden. Eine detaillierte Zeichnung der Umsetzung ist im Anhang zu finden.



Abbildung 3-40: Fotos der aLT-Feldtestfläche mit Kapillarrohrmatte und Unterkonstruktion

- ➊ **Anbringung der MSR-Technik:** Vor dem Einputzen der Fläche wurde die Messtechnik eingebaut.
- ➋ **Verputzen der Innenfläche:** Die Innenfläche des Luftkanals wurde zweimalig verputzt, um eine möglichst glatte Putzoberfläche herzustellen. Zuerst wurden die Kapillarrohrmatten mit einem Klebemörtel eingeputzt und anschließend mit einem Kalk-Zement-Putz überputzt. Die Strömungsbarrieren und Luftpülle wurden während des Verputzens abgeklebt, siehe auch Abbildung 3-41 und Abbildung 3-42 (rechts).



Abbildung 3-41: Fotos der aLT-Feldtestfläche während des Einputzens der Kapillarrohrmatten

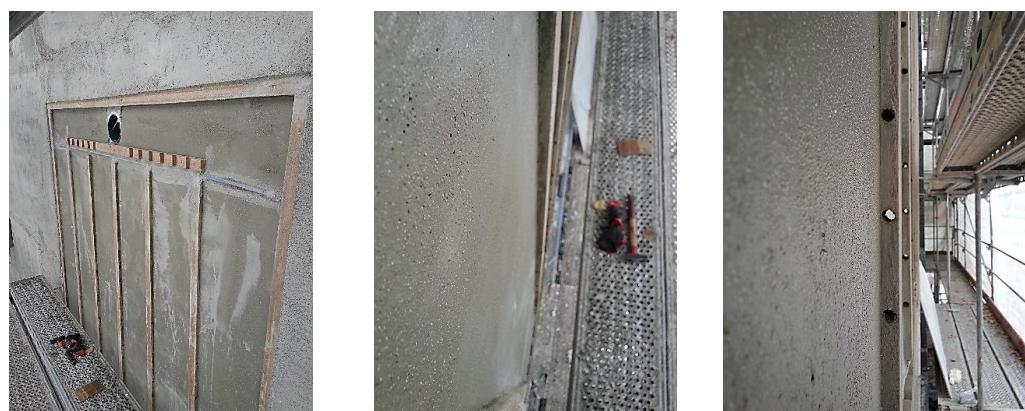


Abbildung 3-42: Foto der Feldtestfläche nach dem zweiten Verputzen und Detailaufnahme der Putzoberfläche nach der Trocknung

- ➌ **Verdübelung:** Nach Fertigstellung des statischen Konzeptes für die alt- Feldtestfassade konnten die entsprechenden Dübel (Art, Anzahl und Tiefe) gesetzt werden und die Unterkonstruktion somit sicher mit der Fassade verbunden werden. Insgesamt wurden 65 Rahmendübel (8x100) gesetzt.

- ❷ **Befestigung der Abdeckung:** Nach außen wurde der Luftkanal durch Zementfaserplatten abgeschlossen (mit Fugen, um thermische Belastungen aufnehmen zu können).



Abbildung 3-43: Abdeckung des Luftkanals mit Zementfaserplatten

- ❸ **Armierung:** In einem ersten Schritt wurden der Rahmen der Feldtestfläche und die Stoßfugen der Zementfaserplatten mit Armierungsgewebe überzogen und eingeputzt. In einem zweiten Schritt dann die komplette Feldtestfläche.



Abbildung 3-44: Armierung der Feldtestfläche

### 3.4.2.5 Schichtaufbau und Kennwerte

Der resultierende Schichtaufbau der Feldtestfläche der aLT bzw. der gesamte Wandaufbau im Bereich der Feldtestfläche ist in Abbildung 3-45 dargestellt und kann auch Tabelle 3-15 entnommen werden.

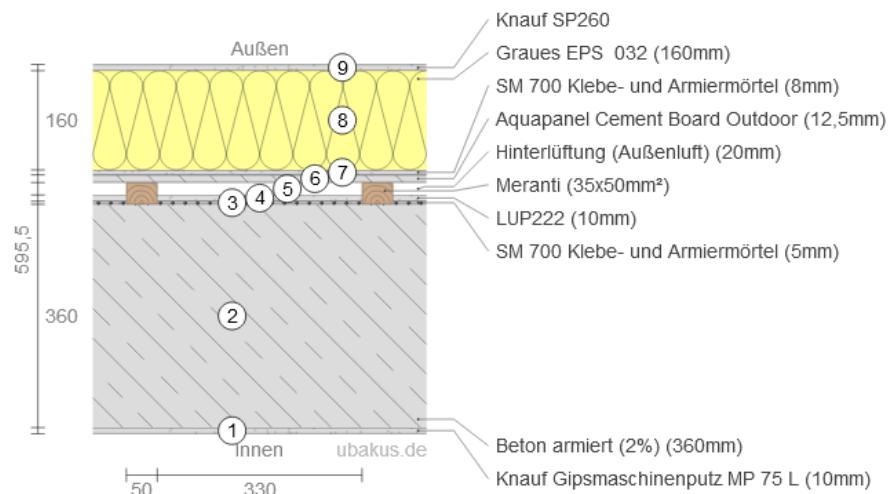


Abbildung 3-45: Resultierender Schichtaufbau für die aLT-Feldtestfläche, Zeichnung erstellt mit ubakus.de

Tabelle 3-15: Schichtaufbau der Feldtestfläche, entsprechend Abbildung 3-45

Nr.	Name / Bezeichnung	Dicke [mm]	Material	$\lambda$ [W/mK]	R [m <sup>2</sup> K/W]
-/-	Wärmeübergang Innen				0.13
1	Gips-Leichtputz	10	Knauf MP 75L	0.34	0.029
2	Bestandswand	360	Bewehrter Beton	2.00	0.180
3	Klebemörtel mit aWT	10	Knauf SM 300	0.54	0.019
4	Kalk-Zement-Putz	10	Knauf LUP 222	0.43	0.023
5	Luftspalt / Holz	20	Meranti	-/-	0.155 <sup>23</sup>
6	Zementfaserplatte	12.5	Knauf Aquapanel	0.35	0.036
7	Klebemörtel	8	Knauf SM 700	0.89	0.009
8	Wärmedämmung	160	Knauf EPS 032	0.032	5.000
9	Armierung & Oberputz	10	Knauf SP 360	0.89	0.011
-/-	Wärmeübergang Außen				0.04
	Summe:	≈ 590 <sup>24</sup>		Summe:	5.63

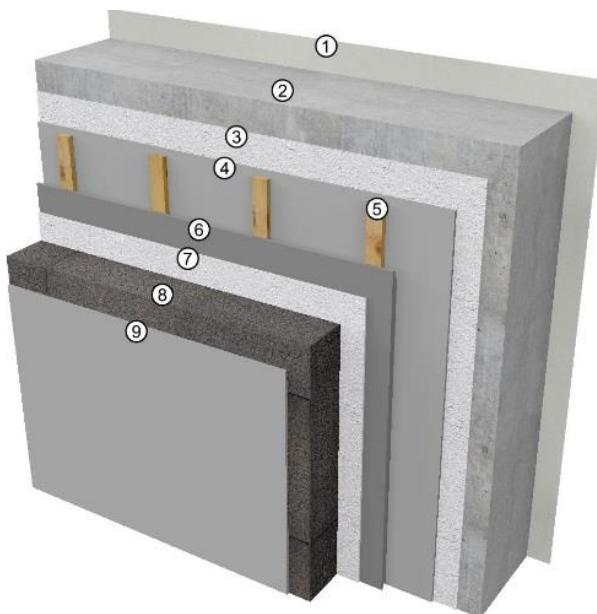


Abbildung 3-46: 3D-Skizze des Wandaufbaus der aLT-Feldtestfläche, erzeugt mit ubakus.de

#### Wärmedurchgangswiderstand und U-Wert

Für die folgende theoretische Betrachtung sind noch die Werte für den Wärmedurchgangswiderstand von der Temperierungsebene nach innen ( $R_1$ ) und nach außen ( $R_2$ ) relevant, vergleiche Kapitel 2.4.

- ➊  $R_1 = 0.34 \text{ [(m}^2\text{K)}/\text{W}]$  bzw.  $U_1 = 2.95 \text{ [W}/(\text{m}^2\text{K})]$
- ➋  $R_2 = 5.29 \text{ [(m}^2\text{K)}/\text{W}]$  bzw.  $U_2 = 0.19 \text{ [W}/(\text{m}^2\text{K})]$
- ➌  $R_{\text{Ges}} = 5.63 \text{ [(m}^2\text{K)}/\text{W}]$  bzw.  $U_{\text{Ges}} = 0.178 \text{ [W}/(\text{m}^2\text{K})]$

#### Stationärer Wirkungsgrad der aLT im Ruhezustand

Der stationäre Wirkungsgrad der aLT entsprechend Kapitel 2.6.1.3 ergibt sich somit zu:

$$\eta_{aLT} = R_2 \cdot U_{\text{Ges}} = 5.29 * 0.178 = 0.94 \text{ bzw. } 94.0\%$$

<sup>23</sup> Berechnet als Mittelwert aus der Luftsicht nach [DIN EN ISO 6946, 2018] und dem Holzanteil (~17%)

<sup>24</sup> Alle aufgeführten Werte können entsprechend der Genauigkeit der Bauausführung um +/- 5 mm abweichen

### 3.4.2.6 Systemkosten „Feldtestfläche aLT“

Die Ermittlung der Systemkosten für die aLT-Feldtestfläche erfolgt in Anlehnung an die Ermittlung der Systemkosten für die aWT. Wichtig ist, dass es sich bei der aLT-Feldtestfläche noch vielmehr als bei der aWT um einen Prototyp handelt und die ermittelten Systemkosten somit nicht repräsentativ für eine spätere standardisierte Umsetzung sein können. Im Gegensatz zur aWT wurde für die aLT auch keine standardisierte Version betrachtet, da noch nicht klar ist, wie eine solche standardisierte Version aussehen könnte (Hersteller und Schnittstellen). Der Vorfertigungsgrad der umgesetzten aLT-Feldtestfläche ist sehr gering. Dieser müsste für eine standardisierte Umsetzung deutlich steigen. Trotzdem werden die Systemkosten ermittelt und dargestellt. Diese weichen jedoch auch von den realen Kosten für die aLT-Feldtestfläche ab, da die Komponenten und Materialien teilweise von den Herstellern kostenfrei zur Verfügung gestellt wurden und hier für die Systemkosten typische Preise angenommen wurden.

#### 3.4.2.6.1 Bezugsfläche:

Gesamtfläche „aLT“( $A_{ges,aLT}$ ): Die Gesamtfläche der aLT beträgt rund  $7 \text{ m}^2$ , siehe Bemaßung in Abbildung 3-38. Diese Gesamtfläche beinhaltet jedoch auch „Totflächen“, die keinen Anteil an dem Wärmeübergang von der Kapillarrohrmatte an die Luft haben (Rahmen, Abstandshalter, Strömungsbarriere und die Flächen über und unter den Kernbohrungen).

$$A_{ges,aLT} = H_{ges} \cdot H_{ges} = 2.79 \cdot 2.5 = 6.98 [\text{m}^2] \quad (3-4)$$

Aktive Fläche „aLT“( $A_{spez,aLT}$ ): Die Systemkosten können jedoch auch „nur“ auf die thermisch aktivierte Fläche bezogen werden, da dies als die Nutzfläche der Feldtestfläche bezeichnet werden kann. Thermisch aktiviert ist nur die Fläche zwischen den beiden Strömungsbarrieren und zwischen den einzelnen Abstandshaltern. Die entsprechende Höhe kann [Abbildung 3-38](#) entnommen werden, die Breite der einzelnen Luftkanäle zwischen den Abstandshaltern wurde gemessen. Somit ergibt sich eine thermisch aktive Fläche von rund  $4.5 \text{ m}^2$ .

$$A_{spez,aLT} = H_{akt} \cdot H_{LK} = 2.09 \cdot 2.16 = 4.51 [\text{m}^2] \quad (3-5)$$

#### 3.4.2.6.2 Gesamtkosten „Feldtestfläche“:

Es ergeben sich Gesamtkosten in Höhe von 2799 € für die Installation der aLT-Feldtestfläche, siehe Tabelle 3-18.

*Tabelle 3-16: Materialkostenzusammenstellung für die aLT-Feldtestfläche*

Nr.	Name	Gesamtpreis [€]
1	PP-Kapillarrohrmatte	253
2	Befestigungsmittel „Matte“	2
3	Meranti-Holz	110
4	Schlag- und Rahmendübel	70
5	Putzmaterial	46
6	Abdeckung (Zementfaser)	117
7	Fugendichtband	20
8	Ventilator	160
9	Wandhülsen	95
10	Außenklappe	209
11	Innenklappen	183
12	Filter	130
13	Drehzahlregler	89
14	Einlassteile & Formstücke	20
15	Kleinteile & Diverses	57
Summe (netto) :		1559

Tabelle 3-17: Montagekosten für die aLT-Feldtestfläche

Nr.	Name	Anzahl	Einheit	Preis/Einheit [€]	Gesamtpreis [€]
1	Montage	15	Stunden	46.00	690
2	Einputzen	7	m <sup>2</sup>	10.22	123
3	Glattputzen	7	m <sup>2</sup>	10.22	123
4	Kernbohrungen	2	Stück	152.00	304
Summe (netto) :					1240

Tabelle 3-18: Gesamtkosten für die aLT-Feldtestfläche

Nr.	Name	Gesamtpreis [€]
1	Materialkosten und Anlagentechnik	1559
2	Montagekosten / Konstruktionskosten	1240
Summe (netto) :		2799

### 3.4.2.6.3 Flächenspezifische Systemkosten

Bezieht man die Gesamtkosten entsprechend

Tabelle 3-18 auf die beiden berechneten Flächen, so ergeben sich flächenspezifische Systemkosten von ca. 400 €/m<sup>2</sup> bis 622 €/m<sup>2</sup>, siehe Tabelle 3-19.

Tabelle 3-19: Berechnung der flächenspezifischen Systemkosten für die aLT-Feldtestfläche

Bezug	Gesamtfläche A <sub>ges,aLT</sub>	Aktive Fläche A <sub>spez,aLT</sub>
Fläche [m <sup>2</sup> ]	7	4.5
Gesamtkosten [netto]	2799	2799
Systemkosten [€/m <sup>2</sup> ]	400	622

Die flächenspezifischen Systemkosten der aWT betragen rund den 4-fachen Wert der Systemkosten der aWT (~100 €/m<sup>2</sup>, ohne Optimierung). Da es sich bei der aLT-Feldtestfläche jedoch um eine Art Selbstbaulösung handelt, sind die Systemkosten in keiner Art repräsentativ für einen realen, optimierten Aufbau. Vergleichbar zur Feldtestfläche der aLT sind Optimierungen bzgl. der Materialauswahl und der Anbringung möglich und damit auch niedrigere Systemkosten erwartbar.

### 3.4.2.7 Fazit & Optimierungspotential „Konzept & Anbringung“

Nach der Anbringung der Feldtestfläche kann folgendes Fazit bzgl. der Konzeption und Anbringung gezogen werden:

- In Zusammenarbeit mit den Projektpartnern und unter Zuhilfenahme von Simulationswerkzeugen konnte ein umsetzbares Konzept der aLT erarbeitet werden.
- Die Anbringung/Umsetzung der Feldtestfläche entsprechend der Konzeption ist ohne größere Probleme erfolgt.
- Auch die Inbetriebnahme der Feldtestfläche konnte erfolgreich gestaltet werden.
- Seit Inbetriebnahme läuft die Messdatenerfassung.
- Es konnten keine Schäden oder Alterungseinflüsse an der Feldtestfläche beobachtet werden.
- Bzgl. Optimierung können die folgenden Punkte aufgeführt werden:
  - ✓ Der Vorfertigungsgrad muss erhöht werden bzw. der Aufbau „professionalisiert“ werden.
  - ✓ Dies gilt auch in Bezug auf die Systemkosten der Feldtestfläche. Durch den geringen Vorfertigungsgrad fallen diese deutlich zu hoch aus.
  - ✓ Die Zugänglichkeit der MSR-Technik muss erhöht werden. Auch bzgl. Zuverlässigkeit und Funktionalität sind die verbauten Komponenten zu überarbeiten.
  - ✓ Das Thema Hygiene/Wartung wurde bisher nur ansatzweise bearbeitet. Für zukünftige Umsetzung sollte dies abschließend bearbeitet und geklärt werden (Zugangs- und Reinigungsmechanismen).
  - ✓ (Die aLT sollte zu Konzepten mit einer Wärmerückgewinnung erweitert werden, nur dann lassen sich die energetischen Potentiale der aLT vollständig ausschöpfen. Bei der derzeitigen Konzeption ist keine Wärmerückgewinnung vorgesehen.)



## 4 Versuche am Demonstrator

### 4.1 Einleitung

Nach Aufbau und Inbetriebnahme der beiden Feldtestflächen für aWT und aLT werden diese zur Generierung von Messdaten genutzt. Ziel der Versuche ist die Ermittlung von Kennwerten und Kennlinienfeldern für die beiden Komponenten, auch für eine nachfolgende Validierung der Simulationsmodelle.

### 4.2 Verifizierung der Oberflächentemperatur und Überprüfung der Temperaturhomogenität

Durch Aufnahmen mit einer Wärmekamera (siehe [FLIR, 2010]) sollen die inneren Oberflächentemperaturen der beiden Feldtestflächen verifiziert werden. Da beide Sensoren bereits verbaut und eingeputzt sind, sind übliche Verifizierungsmaßnahmen hier nicht möglich. Durch die Aufnahmen sollen somit einerseits die Sensoren verifiziert werden und andererseits auch eine Aussage über die Temperaturhomogenität der Innenoberfläche getroffen werden.

#### 4.2.1 Raum 2.24 „Feldtestfläche aWT“

Im Innenputz sitzt der Oberflächen-Temperatursensor TR109 (Pt100, Klasse A). Zur Verifizierung des Sensors wurde über eine Versuchslaufzeit von 3 Tagen alle 10 Minuten automatisiert ein Bild mit einer Thermographie-Kamera<sup>25</sup> aufgenommen, siehe Abbildung 4-1.



#### Abmaße des Bildbereichs:

- Breite: 1.02 m
- Höhe: 0.78 m

#### Einstellungen / Parameter der Kamera:

- Reflektierende Temperatur: 20°C
- Emissionsfaktor  $\epsilon$ : 0.91 (Gipsputz)
- Relative Feuchte: 30 %
- $T_{atm}$ : 20.0 °C
- Abstand der Kamera zum Objekt: 2.5 m

Abbildung 4-1: Installation der IR-Kamera im Raum 2.24 (links) und Parameter der Kamera (rechts)

Für die Auswertung wurden dem IR-Bild zwei Temperaturen entnommen. Einerseits der Messpunkt in der Mitte des Bildbereichs („Tsi\_IR\_Point“). Andererseits wurde die mittlere Temperatur des Bildausschnitts ausgewertet („Tsi\_IR\_AV“). Das Ergebnis der Auswertung kann Abbildung 4-2 entnommen werden. Es ist erkennbar, dass eine sehr gute Übereinstimmung zwischen der gemessenen Putztemperatur und der ermittelten Oberflächentemperatur mittels IR-Kamera vorliegt. Die maximale absolute Abweichung liegt bei  $<+/-0.5$  K. Durch die Aufnahmen mit der IR-Kamera kann der Wert des Sensors TR109 verifiziert werden, wobei die gemessene Temperatur („Tsi\_MEAS“) eher oberhalb der Ergebnisse der IR-Kamera liegt. Durch Temperaturmessungen im Zuge der Anbringung der Wärmeflussplatte, konnten die Ergebnisse aus Abbildung 4-2 reproduziert und verifiziert werden.

Ein weiteres Resultat der Messungen mit der IR-Kamera ist der Temperaturverlauf auf der Innenseite der Außenwand. Wie zu erwarten liegen die Randtemperaturen unter den Temperaturen im Kernbereich. Generell ist ein leichter Temperaturgradient von rechts nach links erkennbar. Dies passt auch zur Durchströmung, da rechts der Vorlauf der Matte sitzt und links der Rücklauf. Ein wirkliches Temperaturgefälle lässt sich jedoch mit den Aufnahmen der IR-Kamera nicht ausmachen. Insgesamt weist die Oberfläche im Kernbereich eine sehr homogene Temperierung auf. Die Unterschiede liegen im Bereich 2-4 K (bei maximaler Vorlauftemperatur der aWT).

<sup>25</sup> FLIR P640; Auflösung 640x480 Pixel; thermische Empfindlichkeit <30 mK; Genauigkeit +/- 1 K

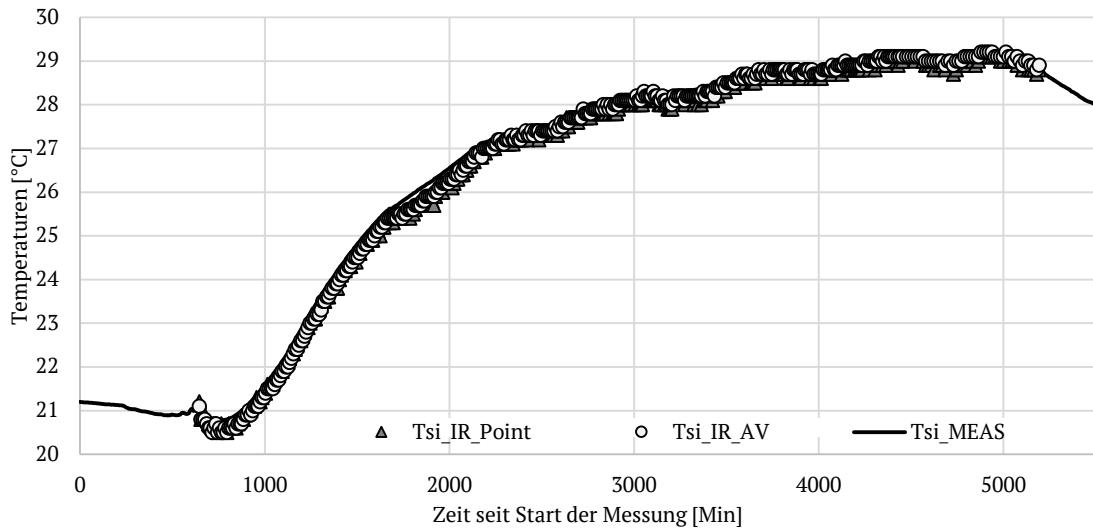


Abbildung 4-2: Vergleich zwischen gemessener Oberflächentemperatur mit TR109 (Tsi\_MEAS) und den Temperaturen aus den Bildern der IR-Kamera (Tsi\_IR\_Point & Tsi\_IR\_AV)

### 4.3 Verifizierung des spezifischen Heizwärmestroms der Wandtemperierung

Eine Verifizierung des Nutzwärmestroms  $\dot{Q}_1$  [ $W$ ] bzw.  $\dot{q}_1$  [ $\frac{W}{m^2}$ ] wird angestrebt durch einen Vergleich der Näherungen mit Messungen einer Wärmeflussplatte<sup>26</sup>. Der Gesamt-Wärmestrom  $\dot{Q}_w$ , der von der thermisch aktiven Schicht in die Wand übertragen wird, lässt sich bestimmen aus:

$$\dot{Q}_w = \dot{m} \cdot cp \cdot (T_{VL} - T_{RL}) \quad (4-1)$$

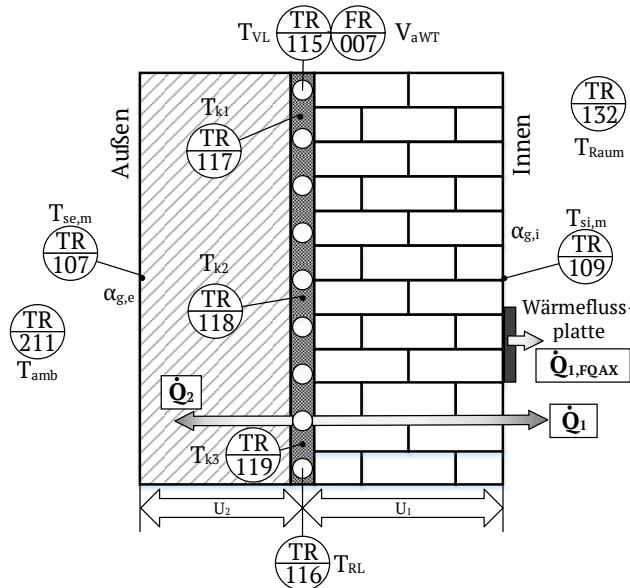


Abbildung 4-3: Sensoren zur Ermittlung der Wärmeströme

Relevant für die Wandtemperierung ist, welcher Teil des Gesamt-Wärmestroms  $\dot{Q}_w$  nach innen fließt ( $\dot{Q}_1$ , siehe Kapitel 2.4), da dies der Nutzwärmestrom für den Raum ist. Dieser Nutzwärmestrom lässt sich für den stationären Zustand generell auf drei Arten nähern:

1. Über die Kerntemperatur  $T_k$  und die Wärmedurchgangskoeffizienten  $U_1$  und  $U_2$ , siehe 4.3.1.
2. Über die Oberflächentemperaturen ( $T_{si}$  &  $T_{se}$ ) und die Wärmeübergangskoeffizienten, siehe 4.3.2.
3. Über den stationären Wirkungsgrad der Wandtemperierung, siehe 4.3.3.

<sup>26</sup> Wärmeplatte FQAX von Ahlborn Mess- und Regelungstechnik GmbH; Genauigkeit des Kalibrierwertes 5% bei 23°C und Temperaturkoeffizient -0.12%/K

### 4.3.1 Berechnung des Wärmestroms $\dot{q}_1$ über die Kerntemperatur und die Wärmedurchgangskoeffizienten U1 und U2

Für diesen Berechnungsweg gibt es wiederum zwei Ansätze:

- ✓ Berechnung des Wärmestroms mit Kerntemperatur und Oberflächentemperatur:  
Hierfür wird der Wärmeübergangskoeffizient an den Oberflächen bei  $U_1/U_2$  nicht berücksichtigt. Damit ergibt sich  $U_1$  zu  $4.8 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  und  $U_2$  zu  $0.19 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ .

$$\dot{q}_{1, \text{surf}} = \frac{(T_k - T_{si,m})}{R_1} = (T_k - T_{si,m}) \cdot U_1 \quad (4-2)$$

$$\dot{q}_{2, \text{surf}} = \frac{(T_k - T_{se,m})}{R_2} = (T_k - T_{se,m}) \cdot U_2 \quad (4-3)$$

- ✓ Berechnung des Wärmestroms mit Kerntemperatur und Umgebungstemperatur:  
Hierfür wird der Wärmeübergangskoeffizient an den Oberflächen bei  $U_1/U_2$  berücksichtigt. Damit ergibt sich  $U_1$  zu  $2.8 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  und  $U_2$  zu  $0.195 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ . Mit  $\alpha_{g,i} = 7 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  und  $\alpha_{g,e} = 25 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ .

$$\dot{q}_{2, \text{amb}} = \frac{(T_k - T_{amb})}{R_2} = (T_k - T_{amb}) \cdot U_2 \quad (4-4)$$

$$\dot{q}_{1, \text{Raum}} = \frac{(T_k - T_{Raum})}{R_1} = (T_k - T_{Raum}) \cdot U_1 \quad (4-5)$$

Für die Kerntemperatur  $T_k$  wird die mittlere Temperatur zwischen Vor- und Rücklauf der Kapillarohrmatte angesetzt.

$$T_k = \frac{T_{VL,aWT} + T_{RL,aWT}}{2} \quad (4-6)$$

Unter Verwendung des Sensors TR117 (siehe Abbildung 4-3), statt der Gleichung (4-6) für die Ermittlung der Kerntemperatur werden sehr ähnliche Ergebnisse erzielt.

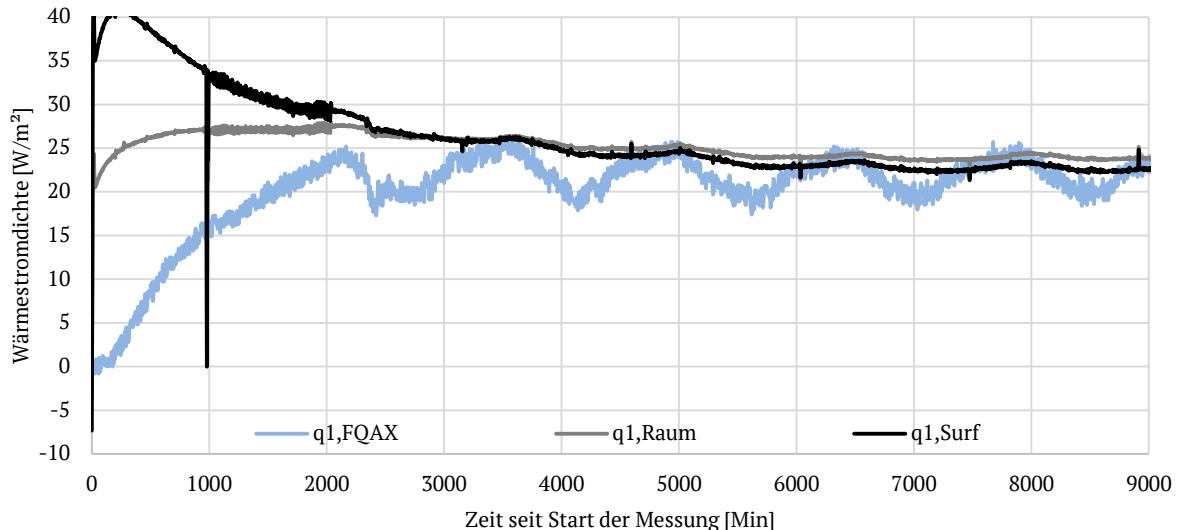


Abbildung 4-4: Über die Kerntemperatur  $T_k$  und den Wärmedurchgangskoeffizient  $U_1$  berechnete Wärmeströme für  $\dot{q}_1$  im Vergleich zum gemessenen Wärmestrom über die Wärmeblattplatte

In Abbildung 4-4 sind die beiden Ansätze für  $\dot{q}_1$  im Vergleich zum gemessenen Wärmestrom ( $\dot{q}_{1,FQAX}$ ) für eine komplette Messreihe dargestellt. Die folgenden Erkenntnisse können der Abbildung entnommen werden:

- ✓ Erst im stationären Bereich (nach ca. 4000 Min) ergeben die Berechnungsansätze für  $\dot{q}_1$  sinnvolle Werte. Da im instationären Bereich die Kerntemperatur sehr schnell ansteigt, Raumtemperatur und Oberflächentemperatur jedoch in etwa gleich groß sind, ergibt sich rechnerisch ein sehr großer Wärmestrom von Kernbereich zu Oberfläche. In der Realität heizt sich jedoch erst das Bauteil auf und die Oberflächentemperatur steigt langsam an.
- ✓ Für  $\dot{q}_1$  liegt die Abweichung im stationären Bereich zwischen den beiden Ansätzen bei ca. 1-2 W/m<sup>2</sup> und damit im Genauigkeitsbereich der verbauten Sensorik und der Messanordnung. Diese beiden Ergebnisse stimmen somit sehr gut überein.
- ✓ Im stationären Bereich gibt es auch eine sehr gute Übereinstimmung mit Messwerten der Wärmeflussplatte. Der Mittelwert für  $\dot{q}_{1,Raum}$  liegt bei 24.2 W/m<sup>2</sup>, für  $\dot{q}_{1,Surf}$  bei ca. 23.2 W/m<sup>2</sup> und bei  $\dot{q}_{1,FQAX}$  bei 22 W/m<sup>2</sup>. Bei Betrachtung der Messergebnisse der Wärmeflussplatte fällt jedoch auch auf, dass eine sehr starke Schwankung mit dem Tagesgang stattfindet.

Als Fazit kann festgehalten werden, dass die Mittelwerte für den berechneten Wärmestrom  $\dot{q}_1$  und den gemessenen Wärmestrom sehr gut übereinstimmen. Bzgl. der beiden Ansätze liefern beide im (näherungsweise) stationären Bereich übereinstimmende Ergebnisse. Insgesamt erscheint der Bezug auf die Raumtemperatur sinnvoller, da hier auch im Anfahrbetrieb (~eher instationärer Bereich) sinnvollere Ergebnisse erzielt werden.

### 4.3.2 Berechnung des Wärmestroms $\dot{q}_1$ über die Oberflächentemperaturen und die Wärmeübergangskoeffizienten:

Entsprechend Kapitel 2.3 (Gleichung (2-22)) kann für den gesamten Wärmeübergangskoeffizienten auf der Innenseite folgende Gleichung angesetzt werden:

$$\alpha_{g,i} = 1.6 \cdot |T_{si,m} - T_{Raum}|^{0.3} + 5.1 \cdot \frac{T_s - T_{op}}{T_s - T_{Raum}} \quad (4-7)$$

Bis auf die operative Raumtemperatur  $T_{op}$  liegen alle Größen aus der Gleichung als Messwerte vor. Eine näherungsweise Ermittlung der operativen Raumtemperatur wird im Anhang beschrieben. Somit ergibt sich der Wärmestrom von der Oberfläche an dem Raum zu:

$$\dot{Q}_{1,\alpha} = \alpha_{g,i} \cdot A \cdot (T_{si,m} - T_{Raum}) \quad (4-8)$$

Für die Außenseite kann der konvektive Wärmeübergangskoeffizient entsprechend Gleichung (2-17) in Kapitel 2.3.4 aus [Duffie & Beckman, 2013] angenähert werden. Über das Raumvolumen ergibt sich  $L$  aus Gleichung (2-17) zu 7.5. Der Wärmeübergangskoeffizient durch Strahlung kann in Anlehnung an [Frohner & Vajda, 2006] mit rund 4 W/(m<sup>2</sup>K) angenommen werden.

$$\alpha_{g,e} = \left( \frac{8.6 \cdot w^{0.6}}{7.5^{0.4}} \right) + 4 \quad (4-9)$$

$$\dot{Q}_{2,\alpha} = \alpha_{g,e} \cdot A \cdot (T_{se,m} - T_{amb}) \quad (4-10)$$

Über den Messzeitraum ergibt sich für  $\alpha_{g,e}$  &  $\alpha_{g,i}$  ein mittlerer Wert von 7 W/(m<sup>2</sup>K). Beide Mittelwerte liegen unter den Werten nach Norm, siehe Kapitel 2.3. In Abbildung 4-5 wurde „q1,am“ mit dem mittleren Wärmeübergangskoeffizienten berechnet und „q1,α“ mit dem für jeden Zeitschritt nach Gleichung (4-7) ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten. Aus Abbildung 4-5 ergibt sich:

- ✓ Im Anfahr-Bereich stimmen berechneter und gemessener Wärmestrom ( $\dot{q}_1$ ) gut überein.
- ✓ Im eher stationären Bereich liegt die Abweichung zwischen beiden bei 4-5 W/m<sup>2</sup>, wobei der berechnete Wert über dem gemessenen Wert liegt. Obwohl der innere Wärmeübergangskoeffizient unter dem Norm-Wert liegt (~7 W/(m<sup>2</sup>K) statt 8 W/(m<sup>2</sup>K)), werden zu hohe Ergebnisse erzielt. Dies kann aber im Zusammenhang mit der leicht erhöhten inneren Oberflächentemperatur, siehe Kapitel 4.2.1, stehen.
- ✓ Die Berechnung von  $\dot{q}_1$  mit dem Mittelwert von  $\alpha_{g,i}$  statt dem aktuellen Wert führt zu sehr geringen Abweichungen.
- ✓ Die Berechnung von  $\dot{q}_2$  über die Oberflächentemperatur führt zu unbrauchbaren Ergebnissen, da es teilweise zu sehr hohen Temperaturen (>40°C) und damit zu rechnerisch sehr hohen Wärmestromen (bis zu 50 W/m<sup>2</sup>) kommt.

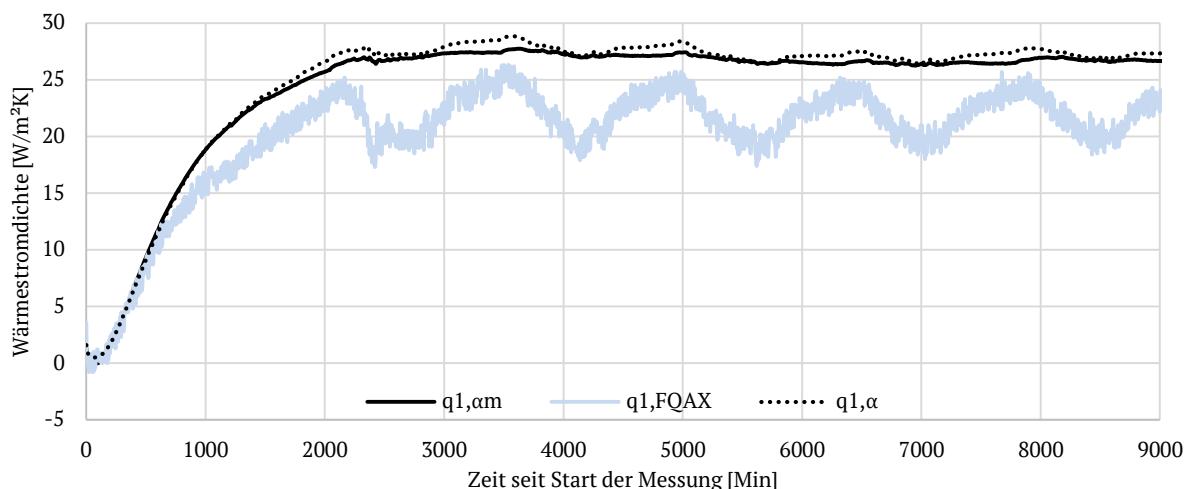


Abbildung 4-5: Über die Oberflächentemperaturen und die Wärmeübergangskoeffizienten berechnete Wärmestrome für  $\dot{q}_1$  im Vergleich zum gemessenen Wärmestrom über die Wärmeflussplatte

### 4.3.3 Berechnung des Wärmestroms $\dot{q}_1$ über den stationären Wirkungsgrad der Wandtemperierung $\eta_{aWT}$ :

Entsprechend Kapitel 2.3 ist der stationäre Wirkungsgrad der aWT folgendermaßen definiert:

$$\eta_{aWT} = \frac{\dot{Q}_{w,1}}{\dot{Q}_w} \quad (4-11)$$

Da der Wirkungsgrad der Wandtemperierung alternativ auch aus dem Wandaufbau berechnet werden kann und  $\dot{Q}_w$  aus Messwerten bestimmt werden kann, kann  $\dot{Q}_{w,1}$  folgendermaßen bestimmt werden:

$$\eta_{aWT} \cdot \dot{Q}_w = \dot{Q}_{w,1} \quad (4-12)$$

$$\dot{Q}_{1,\eta\_stat} = \dot{Q}_{w,1} - \dot{Q}_0 \text{ bzw. } \dot{q}_{1,\eta\_stat} = \frac{\dot{Q}_{w,1} - \dot{Q}_0}{A} \quad (4-13)$$

$$\dot{Q}_{2,\eta\_stat} = \dot{Q}_w - \dot{Q}_{1,\eta\_stat} \text{ bzw. } \dot{q}_{2,\eta\_stat} = \frac{\dot{Q}_{2,\eta\_stat}}{A} \quad (4-14)$$

Unter Ansetzung der Wärmeübergangskoeffizienten aus Kapitel 2.3 ergibt sich der stationäre Wirkungsgrad der Wandtemperierung  $\eta_{aWT}$  zu rund 94% und der U-Wert der gesamten Wand liegt bei rund 0.18 W/(m<sup>2</sup>K). Für die Berechnung von  $\dot{q}_1$  wird nun erstmalig auch ein Bezug auf den gemessenen Wärmestrom  $\dot{q}_w$  hergestellt. In Abbildung 4-6 ist der Verlauf von berechnetem und gemessenem Wärmestrom dargestellt. Interessant ist, dass das Profil der beiden Verläufe im (näherungsweise) stationären Bereich zeitverzögert gut übereinstimmt. Hier liegt jedoch der berechnete Wert deutlich über dem gemessenen Wert (Größenordnung 10 W/m<sup>2</sup>). Im Anfahrbetrieb (~instationären Bereich) kann diese Herangehensweise nicht genutzt werden, da die vorhandenen Effekte (Aufheizen und Einspeichern) nicht abbildungbar sind. Eine weitergehende Beurteilung des Ergebnisses erfolgt im folgenden Kapitel. Es liegt jedoch auf den ersten Blick die Vermutung nahe, dass es sich bei den Unterschieden um die Verluste der realen Feldtestfläche handeln könnte.

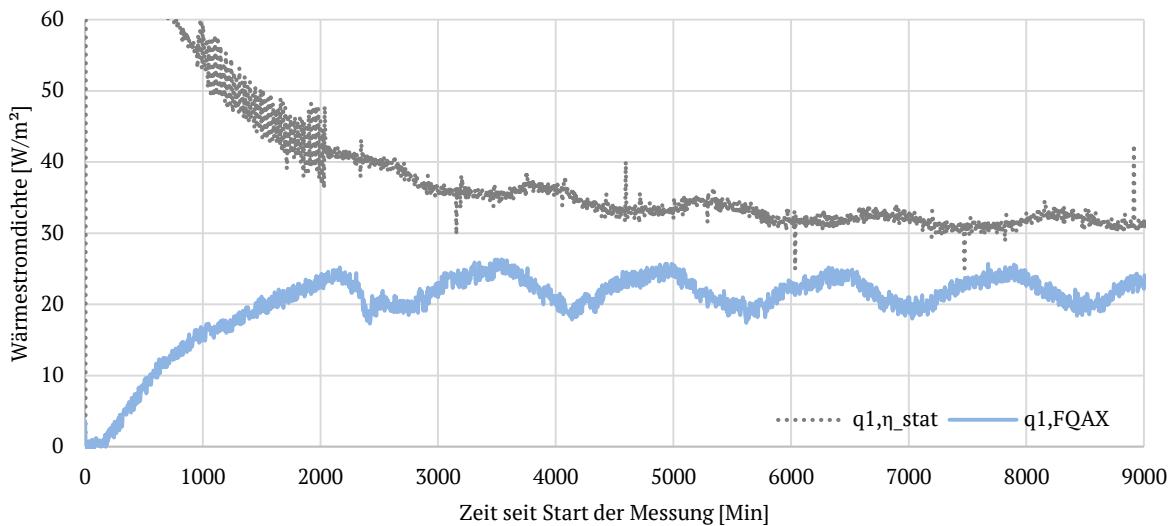


Abbildung 4-6: Über den stationären Wirkungsgrad der Wandtemperierung berechneter Wärmestrom  $\dot{q}_1$  im Vergleich zum gemessenen Wärmestrom über die Wärmeflussplatte

#### 4.3.4 Vergleich und Diskussion

In Abbildung 4-7 ist ein Vergleich aller, in Kapitel 4.3.1 bis 4.3.3, berechneten Wärmeströme dargestellt. Es wird ersichtlich, dass alle Berechnungswege für  $\dot{q}_1$  im annähernd stationären Betrieb einen guten Übereinstimmung mit dem gemessenen Wärmestrom „ $\dot{q}_{1,FQAX}$ “ aufweisen, wobei bei „ $\dot{q}_{1,\eta_{stat}}$ “ die größten Abweichungen auftreten. Es sind in allen Ebenen des Bauteils Schwankungen entsprechend dem Tagesgang erkennbar (v.a. Einstrahlung). Für die Temperierungsebene zeigt der Wärmestrom „ $\dot{q}_w$ “ deutliche Schwankungen mit dem Tagesgang. Für die innere Bauteiloberfläche zeigt die Messung mit der Wärmeflussplatte („ $\dot{q}_{1,FQAX}$ “) ebenfalls einen äquivalenten Verlauf. Auch bei der äußeren Bauteiloberfläche ist der Tagesgang deutlich zu erkennen („ $\dot{q}_{2,Surf}$ “). Zu erwähnen ist, dass die Messung mit der Wärmeflussplatte Ende Mai stattfand und die Umgebungstemperaturen nicht repräsentativ für die Heizperiode waren. Bei anderen Messreihen, die in der Heizperiode stattfanden, wurden für „ $\dot{q}_w$ “ deutlich flachere Verläufe festgestellt, siehe zum Beispiel die Messreihe „M4“ von Anfang April 2019 in Abbildung 4-8.

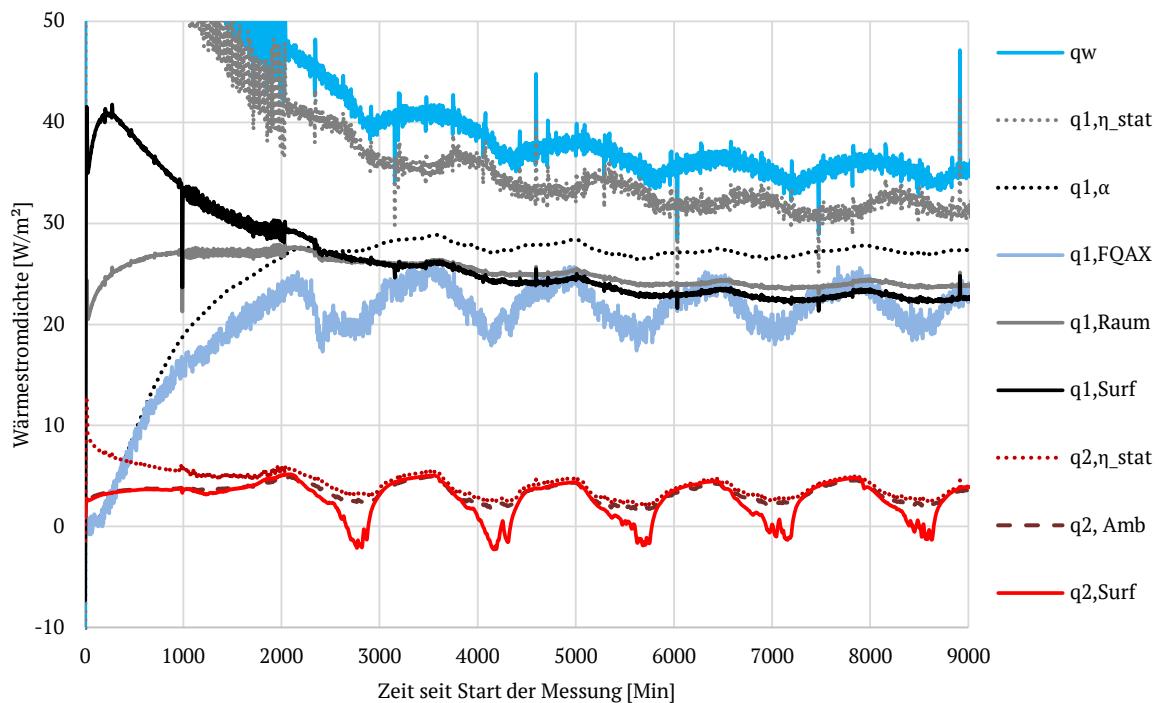


Abbildung 4-7: Überblick über die berechneten Wärmeströme in Relation zum gemessenen Wärmestrom für  $\dot{q}_{1,FQAX}$  und dem aus Messwerten direkt berechneten Wärmestrom  $\dot{q}_w$

Tabelle 4-1: Legende der Wärmeströme aus Abbildung 4-7

Abkürzung	Beschreibung	Verweis
$\dot{q}_{1,FQAX}$	Wärmestrom nach innen aus der Messung mit Wärmeflussplatte.	Kap. 4.2.1
$\dot{q}_w$	Gesamter Wärmestrom der aWT, berechnet aus Messwerten.	Gl. (4-1)
$\dot{q}_{1,\eta_{stat}}$	Wärmestrom nach innen über den stat. Wirkungsgrad berechnet.	Gl. (4-13)
$\dot{q}_{2,\eta_{stat}}$	Wärmestrom nach außen über den stat. Wirkungsgrad berechnet.	Gl. (4-14)
$\dot{q}_{2,Amb}$	Wärmestrom nach außen über ermittelte Kerntemperatur und gemessene Außentemperatur $T_{amb}$ .	Gl. (4-4)
$\dot{q}_{2,Surf}$	Wärmestrom nach außen über ermittelte Kerntemperatur und gemessene Oberflächentemperatur $T_{se}$ .	Gl. (4-3)
$\dot{q}_{1,\alpha}$	Wärmestrom nach innen über gemessene Oberflächentemperatur und den Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{g,i}$ .	Gl. (4-8)
$\dot{q}_{1,Raum}$	Wärmestrom nach innen über ermittelte Kerntemperatur und gemessene Raumtemperatur $T_{Raum}$ .	Gl. (4-5)
$\dot{q}_{1,Surf}$	Wärmestrom nach innen über ermittelte Kerntemperatur und gemessene Oberflächentemperatur $T_{si}$ .	Gl. (4-2)

#### 4.3.4.1 Einfluss der Randbedingungen innen und außen auf die Wärmeströme im Bauteil

Auch in Abbildung 4-8 ist eine Korrelation von Wärmestrom ins Bauteil ( $q_w$ ) und äußerer Oberflächentemperatur (TR107) erkennbar. Diese Korrelation kann über den U-Wert von der Temperierungsebene nach außen ( $U_a \approx 0.2 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ ) und die Temperaturdifferenz zwischen Temperierungsebene ( $T_k$ ) und der äußeren Oberfläche ( $T_{se}$ ) verifiziert werden. Sobald durch Einstrahlung die Oberflächentemperatur über der Kerntemperatur liegt, bildet sich eine Art „Temperaturbarriere“ aus und der Wärmestrom nach außen ( $\dot{Q}_2$ ) wird gleich Null bzw. kehrt sich um. Da sich  $\dot{Q}_w$  aus den beiden Bestandteilen ( $\dot{Q}_1$  &  $\dot{Q}_2$ ) zusammensetzt, reduziert sich in diesen Zeiten der Wärmestrom ins Bauteil ( $\dot{Q}_w$ ).

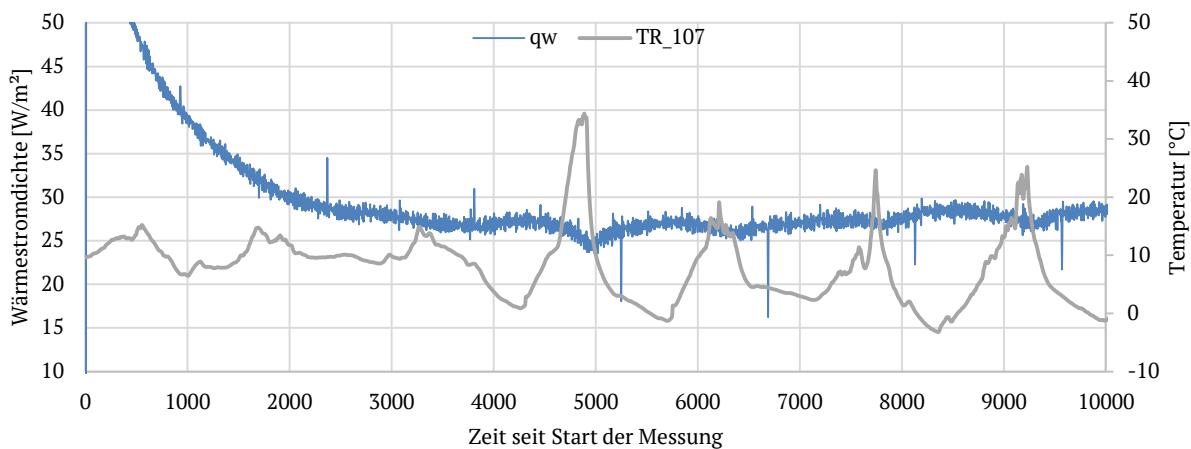


Abbildung 4-8: Verlauf von  $q_w$  und der äußeren Oberflächentemperatur ( $T_{se}$ , TR107) vom 08.04.2019

Dies erklärt jedoch noch nicht den Verlauf des gemessenen Wärmestroms nach innen ( $\dot{q}_{1,FQAX}$ ) entsprechend Abbildung 4-7.

Es kommt ein zweiter Effekt hinzu: Und zwar korrelieren Raumtemperatur und Tagesgang, was einerseits zu einem geringeren Wärmeübergangskoeffizienten ( $\alpha_{g,i}$ , nach Gleichung (4-7)) führt, infolge eines geringeren Temperaturgefälles an der Oberfläche und damit im Endeffekt zu einem geringeren Wärmestrom in den Raum ( $\dot{Q}_1$ ), da die Temperaturdifferenz Bestandteil von Gleichung (4-7) und (4-8) ist. Dieser Effekt kann mit dem verbauten Temperatursensor (TR132) nicht erfasst werden. Dieser sitzt zu weit von der Innenoberfläche entfernt und misst die (ungestörte) Raumtemperatur. Im Rahmen der Messung mit der Wärmeflussplatte wurde ein Lufttemperatursensor in ca. 30 cm Entfernung vor der Innenoberfläche installiert. In Abbildung 4-9 ist ein Vergleich von gemessenem Wärmestrom ( $\dot{q}_{1,FQAX}$ ), Raumtemperatur ( $TR_{Raum}$ ) und Raumtemperatur in der Nähe der Innenoberfläche ( $TR_{Raum\_SUR}$ ) dargestellt.

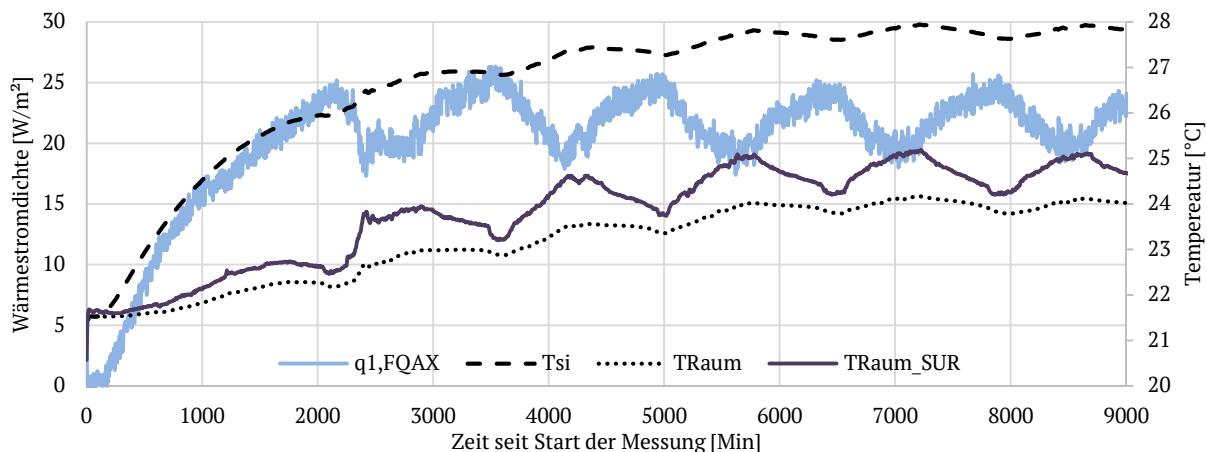


Abbildung 4-9: Verlauf von gemessenem Wärmestrom nach innen, Raumtemperatur ( $TR_{Raum}$ ), Raumtemperatur in der Nähe der Oberfläche ( $TR_{Raum\_SUR}$ ) und innerer Oberflächentemperatur ( $T_{si}$ )

In Abbildung 4-9 ist deutlich die umgekehrte proportionale Korrelation, zwischen Raumtemperatur in der Nähe der Oberfläche (TRaum\_SUR) und dem Wärmestrom nach innen ( $q_1_{FQAX}$ ) erkennbar. Die (ungestörte) Raumtemperatur zeigt etwas geringere Werte und vor allem einen deutlich gedämpfteren Verlauf. Auch die gemessene (innere) Oberflächentemperatur ( $T_{si}$ ) weist zwar einen welligen Verlauf auf, jedoch ebenfalls deutlich gedämpfter als die Raumtemperatur in der Nähe der Oberfläche. Die im Rahmen der Messungen mit der Wärmeleitplatte (temporär) verbauten Oberflächentemperatursensoren bestätigen den Verlauf der Oberflächentemperatur ( $T_{si}$ ).

Betrachtet man sich zusätzlich in Abbildung 4-10 den detaillierten Verlauf des inneren Wärmeübergangskoeffizienten ( $\alpha_{g,i}$ ), berechnet nach Gleichung (4-7), so ergibt sich auch hier eine deutliche Korrelation zum gemessenen Wärmestrom nach innen ( $q_1_{FQAX}$ ). Dabei wurde  $\alpha_{g,i}$  mit der Raumtemperatur (TRaum) aus Abbildung 4-9 berechnet. Gleichzeitig ist ersichtlich, dass die Temperaturdifferenz zwischen Oberflächen- und Raumtemperatur ( $\Delta T_{Sur\_Raum}$ ) im quasi stationären Bereich einen nahezu konstanten Wert annimmt. Aus der Multiplikation von Wärmeübergangskoeffizient und Temperaturdifferenz kann entsprechend Gleichung (4-8) der Wärmestrom nach innen berechnet werden. Dieser verläuft dann jedoch deutlich flacher als der gemessene Wärmestrom. Es ergibt sich somit die Schlussfolgerung, dass der mit der Wärmeleitplatte gemessene Wärmestrom ( $\dot{q}_{1,FQAX}$ ) überproportional auf die lokale Raumtemperatur in direkter Nähe der Oberfläche reagiert und daher der stark wellige Verlauf stammt. Der generelle Verlauf (bzw. die Schwankungen) kann jedoch zum Beispiel durch den Verlauf des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{g,i}$  verifiziert werden.

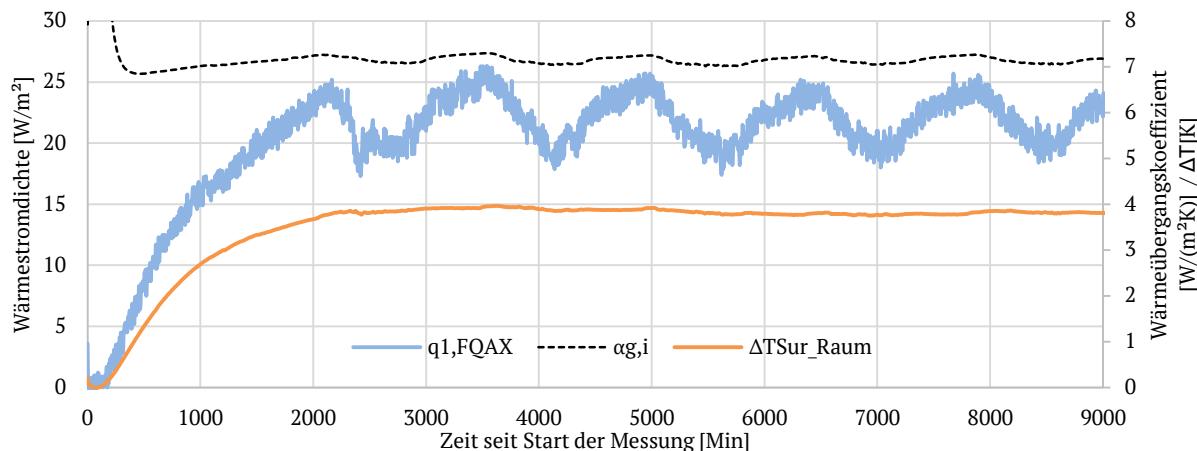


Abbildung 4-10: Verlauf von innerem Wärmeübergangskoeffizient ( $\alpha_{g,i}$ ), gemessenem Wärmestrom nach innen (FQAX) und Temperaturdifferenz zwischen Oberflächen- und Raumtemperatur [K]

#### 4.3.4.2 Fazit

Für den Vergleich der verschiedenen Berechnungen und Messungen lässt sich folgendes Fazit ziehen:

- ➊ Bezogen auf den quasi stationären Betrieb bilden alle Berechnungswege den Wärmestrom  $\dot{q}_1$  hinreichend genau ab. Bei der Berechnung des Wärmestroms nach innen über den stationären Wirkungsgrad der aWT entsprechend Gleichung (4-11) müssen jedoch die zusätzlichen „feldtestspezifischen“ Verluste bekannt sein (Ermittlung siehe folgendes Kapitel).
- ➋ Im Anfahrbetrieb, der durch ein eher instationäres Verhalten gekennzeichnet ist, können die Varianten entsprechend Kapitel 4.3.2 angesetzt werden ( $\dot{q}_{1,\alpha}$ ), siehe Gleichung (4-8) und (4-10).
- ➌ Für die folgenden Berechnungen und Abschätzungen wird sich auf die beiden Varianten „ $\dot{q}_{1,\alpha}$ “ und „ $\dot{q}_{1,Raum}$ “ fokussiert. Für den Wärmestrom  $\dot{q}_2$  bietet sich „ $\dot{q}_{2,Amb}$ “ für die weitere Benutzung an.

#### 4.4 Verifizierung des Gesamt-Wärmestroms der Wandtemperierung

Der Wärmestrom  $\dot{q}_w$  lässt sich entsprechend Gleichung (4-1) aus dem Massenstrom (Messwert) und der Temperaturdifferenz (Vorlauf – Rücklauf) über die Feldtestfläche (Messpunkte) bestimmen. Andererseits kann der Wärmestrom entsprechend den Resultaten aus Kapitel 4.3 als Summe aus  $\dot{q}_1$  und  $\dot{q}_2$  berechnet werden. In Abbildung 4-11 ist ein Vergleich für eine der aufgenommenen Messreihen dargestellt. Es ist zu erkennen, dass eine deutliche Abweichung zwischen dem direkt berechneten Wärmestrom  $\dot{q}_w$  („qw\_ber“) und dem aus den beiden Bestandteilen  $\dot{q}_1$  und  $\dot{q}_2$  berechneten Gesamt-Wärmestrom („q1,a+q2,Amb“) vorhanden ist. Diese Abweichung pendelt sich im quasi stationären Betrieb im Mittel bei rund 15% ein. Diese Größenordnung wird durch die weiteren Messreihen bestätigt. Es kommt zu mittleren Abweichungen im (annähernd) stationären Betrieb von maximal 20%.

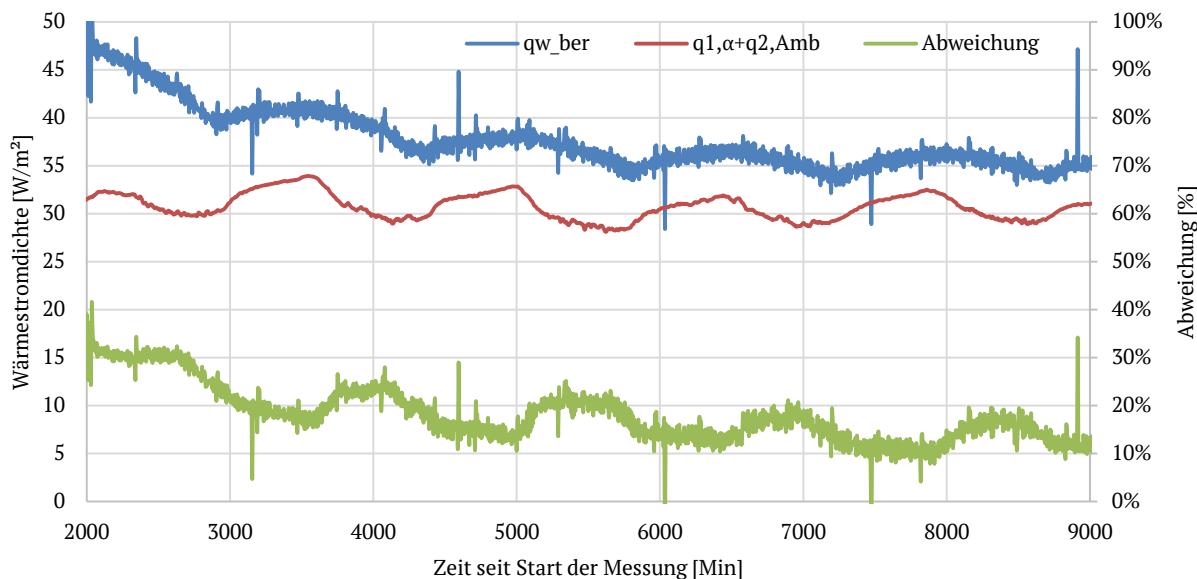


Abbildung 4-11: Vergleich des Wärmestroms in das Bauteil über die Messzeit; gemessen ( $q_w$ ) und berechnet aus  $q_1$  und  $q_2$

Diese Abweichungen lassen sich als Resultat der folgenden Effekte erklären:

- Durch die realen und schwankenden Randbedingungen befindet sich das Bauteil nur im annähernd stationären Betrieb. Es finden permanent Einspeicher- und Ausspeichervorgänge statt, die durch die Näherungen für  $\dot{q}_1$  und  $\dot{q}_2$  nicht bilanziert werden können.
- Ein Teil der eingebrachten, in  $\dot{q}_w$  bilanzierten Wärme strömt über die Randbereiche in den Raum und angrenzende Bauteile/Räume. Dieser Teil der Wärme kann über die Näherung für  $\dot{q}_1$  und  $\dot{q}_2$  nicht berechnet werden.
- Die Wärmeströme  $\dot{q}_1$  und  $\dot{q}_2$  werden mit den mittleren Temperaturen berechnet (Oberflächen- und Umgebungstemperaturen). Hier kann es lokal zu abweichenden Temperaturen kommen und damit auch zu abweichenden Wärmeströmen.

In Summe scheinen diese Effekte die auftretenden Abweichungen erklären zu können. Die Größenordnung des Gesamt-Wärmestroms  $\dot{q}_w$  kann anhand der Messungen und Berechnungen an dieser Stelle verifiziert werden.

#### 4.5 Ermittlung der Basiskennlinie der aWT

Entsprechend [DIN EN 1264-1, 2011] ist eine Basiskennlinie eine Kurve, die den Zusammenhang zwischen spezifischer Heizleistung (hier  $\dot{q}_1$ ) und der mittleren Temperaturdifferenz ( $\Delta T_{SR,m}$ ) zwischen Oberfläche ( $T_{si,m}$ ) und Raum ( $T_{Raum}$ ) beschreibt. In der Norm ist die Basiskennlinie bezogen auf Fußbodenheizungen, die mit Warmwasser durchströmt werden. In dieser Arbeit soll das Konzept der Basiskennlinie auf die aWT, also eine Wandtemperierung, die mit Sole durchströmt wird, übertragen werden. In [DIN EN 1264-2, 2013] wird die Leistungsermittlung für Fußbodenheizungen beschrieben. In Abbildung 4-12 ist die Basiskennlinie einer Standard-Fußbodenheizung dargestellt.

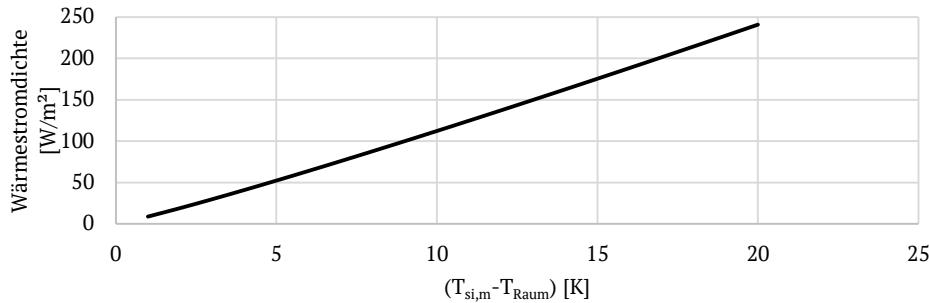


Abbildung 4-12: Basiskennlinie der Fußbodenheizung nach [DIN EN 1264-2, 2013]

Die spezifische Wärmeleistung einer Fußbodenheizung entsprechend Abbildung 4-12 berechnet sich nach Norm folgendermaßen:

$$\dot{q} = 8.92 \cdot (T_{si,m} - T_{Raum})^{1.1} [W/m^2] \quad (4-15)$$

Durch Messungen an der Feldtestfläche der aWT kann analog zur Basiskennlinie einer Fußbodenheizung auch die Basiskennlinie der aWT, anhand von Ergebnissen der Feldtestfassade, ermittelt werden:

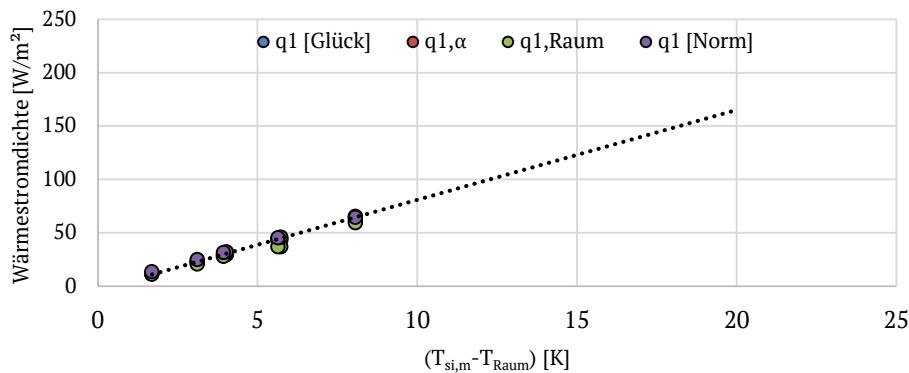


Abbildung 4-13: Stützstellen der Basiskennlinie der aWT (Ergebnisse aus den Messreihen)

Dabei entspricht jeder Kreis in Abbildung 4-13 einer aus den Temperatur-Messungen ermittelten Wärmestromdichte mit folgenden Grundlagen:

- [Glück]: nach [Glück, 1999] wird der innere Wärmeübergangskoeffizient entsprechend Gleichung (2-22) angenommen.
- [q1,α]: Entspricht der über die Näherung in Kapitel 4.3.2 ermittelten Wärmestromdichte ( $\dot{q}_{1,\alpha}$ ) mittels Berechnung des inneren Wärmeübergangskoeffizienten aus Gleichung (4-7).
- [q1,Raum]: Entspricht der über die Näherung in Kapitel 4.3.1 ermittelten Wärmestromdichte aus Gleichung (4-5).
- [Norm]: Nach [DIN EN 1264-5, 2009] wird der innere Wärmeübergangskoeffizient mit  $8 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  angesetzt.

Die spezifische Wärmeleistung der aWT, als Näherung aus Abbildung 4-13, lässt sich mit einem Heizkörperexponent von 1.1 approximieren:

$$\dot{q} = 6.57 \cdot (T_{si,m} - T_{Raum})^{1.1} [W/m^2] \quad (4-16)$$

#### 4.5.1 Diskussion und Vergleich

Vergleicht man die Basiskennlinie von Fußbodenheizung und aWT, siehe Abbildung 4-14, so erkennt man, dass die Kennlinie der FBH eine größere Steigung aufweist. Das bedeutet, dass bei gleicher Temperaturdifferenz dem Innenraum mehr Wärme zugeführt werden kann. Dies erklärt sich aus dem besseren Wärmeübergang bei horizontalen Oberflächen im Vergleich zu vertikalen Oberflächen. Dieser verbesserte Wärmeübergang drückt sich in einem höheren Wärmeübergangskoeffizienten aus, siehe [Glück, 2008] & [DIN EN 1264-5, 2009]. Laut der Norm liegt der stationäre Wärmeübergangskoeffizient einer FBH bei  $10.8 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  und einer Wandheizung (aWT) bei  $8 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ . Für beide Kennlinien wurde somit ein Heizkörperexponent von 1.1 angesetzt. Über den Heizkörperexponenten wird die Verschiebung zwischen dem Strahlungs- und dem Konvektionsanteil dargestellt, siehe Abbildung 2-8. Bei höheren (Über)Temperaturen steigt der konvektive Anteil, dessen Verlauf exponentiell genähert werden kann, siehe Gleichung (2-11).

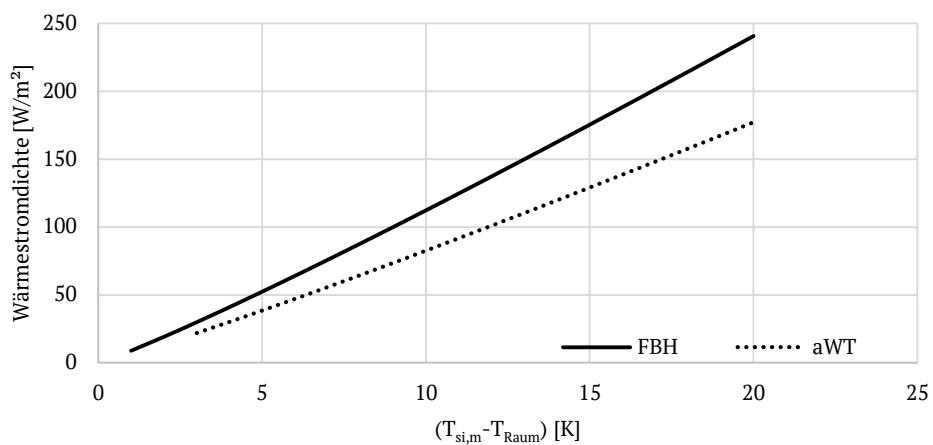


Abbildung 4-14: Vergleich der Basiskennlinie von Fußbodenheizung (FBH) und aWT

#### 4.6 Ermittlung von Kennlinienfeldern für die aWT

Laut [DIN EN 1264-1, 2011] ist ein Kennlinienfeld eine Kurve, die den systemabhängigen Zusammenhang zwischen der spezifischen Wärmeleistung und der geforderten Temperaturdifferenz beschreibt, unter Berücksichtigung von relevanten Wärmeleitwiderständen. Diese Wärmeleitwiderstände beziehen sich in der Norm primär auf oberflächennahe Beläge ( $R_{\lambda,B}$  für Teppiche, Fußbodenauflägen). Für das Konzept der aWT ist die Übertragung von Kennlinienfeldern für unterschiedliche Bestandsstrukturen relevant. Diese können durch unterschiedliche Wärmeleitwiderstände ( $R_{\lambda,E}$ ) dargestellt werden.

In Anlehnung an [DIN EN 1264-2, 2013] kann auf Grundlage der Messergebnisse der Feldtestfläche der aWT der spezifische Wärmestrom ( $\dot{q}_1$  bzw.  $\dot{q}_1$ ) bestimmt werden. Hierbei wird die aWT jedoch behandelt, als würde es sich um eine Fußbodenheizung handeln. Benutzt wird der Ansatz nach Typ D „Systeme mit Flächenelementen“. Unter Verwendung der logarithmischen Temperaturdifferenz zwischen Heizmittel- und Raumtemperatur  $\Delta T_H$  [K] berechnet sich der Wärmestrom  $\dot{q}_1$  zu:

$$\Delta T_H = \frac{T_{VL} - T_{RL}}{\ln \frac{T_{VL} - T_{Raum}}{T_{RL} - T_{Raum}}} \text{ [K]} \quad (4-17)$$

$$\dot{q}_1 = B \cdot a_B \cdot a_T^{m_T} \cdot a_u \cdot \Delta T_H \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (4-18)$$

Mit:

$\Delta T_H$	Logarithmische Temperaturdifferenz [K]
$B$	Systemabhängiger Koeffizient zur Berechnung der Kennlinien, hier $6.5 \text{ [W}/(\text{m}^2\text{K})]$
$a_B$	Fußbodenbelag-Faktor [ ]
$a_T^{m_T}$	Rohrteilungsfaktor $a_T$ und Faktor für den Rohraußendurchmesser $m_T$ ; hier $1.06$
$a_u$	Überdeckungsfaktor

Die Berechnung der einzelnen Terme aus Gleichung (4-18) kann [DIN EN 1264-2, 2013] (Kapitel 6.4) entnommen werden. Für den Bezug auf die aWT ist vor allem der Überdeckungsfaktor  $a_u$  relevant.

$$a_u = \frac{\frac{1}{\alpha} + \frac{s_{u,0}}{\lambda_{u,0}}}{\frac{1}{\alpha} + \frac{s_u}{\lambda_E}} = \frac{\frac{1}{\alpha} + R_{\lambda,E}}{\frac{1}{\alpha} + \frac{s_u}{\lambda_E}} \quad (4-19)$$

Mit  $\alpha = 10.8 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ ,  $s_{u,0} = 0.045 \text{ m}$  und  $\lambda_{u,0} = 1 \text{ W}/(\text{mK})$ . Über die beiden Parameter  $s_u$  [m] und  $\lambda_E$  [ $\text{W}/(\text{mK})$ ] kann die Bestandsstruktur der Außenwand als Überdeckungsfaktor eingegeben werden, siehe Abbildung 4-15. Zusätzlich muss der Fußbodenbelag-Faktor  $a_B$  berechnet werden:

$$a_B = \frac{1}{1 + B \cdot a_u \cdot a_T^{m_T} \cdot R_{\lambda,B}} \quad (4-20)$$

Hier berechnet sich  $R_{\lambda,B}$  aus  $s_b$  und  $\lambda_B$  entsprechend Abbildung 4-15. Für die Wandheizung wird der Oberflächenbelag für die Abbildung des Innenputzes verwendet.

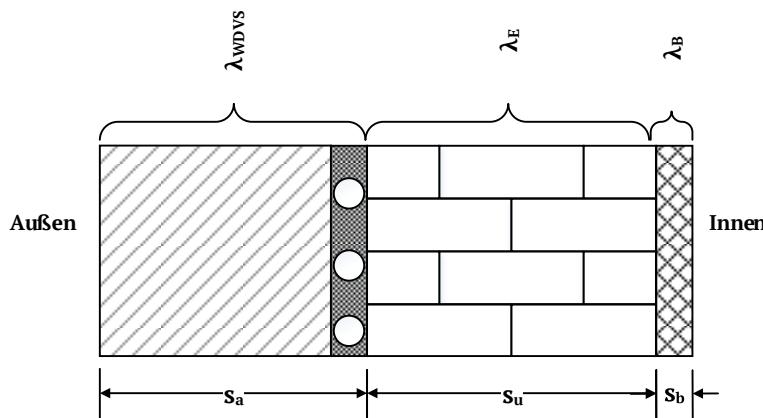


Abbildung 4-15: Parameter für die Berechnung der aWT als Wandheizung nach [DIN EN 1264-2, 2013]

Entsprechend Abbildung 4-16 ergibt sich die Steigung der Geraden der Form  $q = K_H * \Delta T_H$  [ $\text{W}/\text{m}^2$ ] zu ca.  $K_{H,FBH} = 3.5 \text{ [W}/(\text{m}^2\text{K})]$

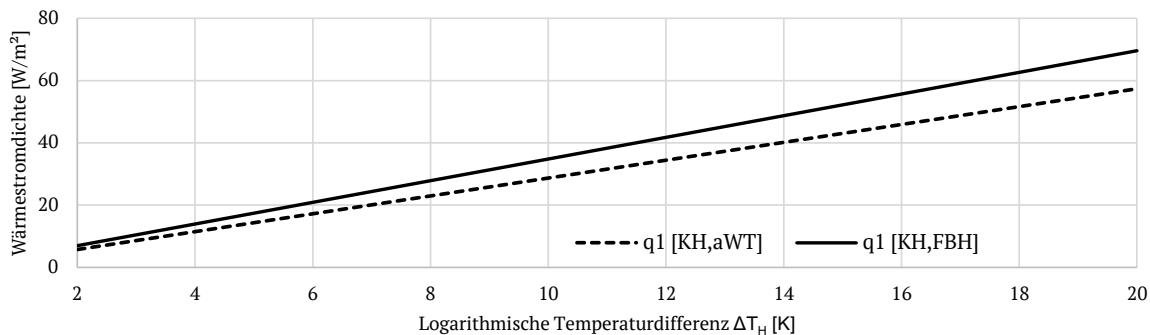


Abbildung 4-16: Wärmestromdichte über die logarithmische Temperaturdifferenz für die Feldtestfläche der aWT; berechnet als Fußbodenheizung [KH,FBH] und als aWT [KH,aWT] nach [DIN EN 1264-2, 2013]

Nach [DIN EN 1264-5, 2009] kann die Steigung  $K_{H,FBH}$  für andere Heizflächen (Wand-, Deckenheizung...) umgerechnet werden. Dabei kann  $K_H$  auch als äquivalenter Wärmedurchgangskoeffizient betrachtet werden und ergibt sich nach Umrechnung für die aWT zu  $K_{H,aWT} = 2.9 \text{ [W}/(\text{m}^2\text{K})]$ , siehe Abbildung 4-16. Wobei die Kennlinie minimal unterhalb der Messergebnisse liegt. Eine lineare Näherung durch die Messergebnisse ergäbe eine Kennliniensteigung von rund  $3.0 \text{ [W}/(\text{m}^2\text{K})]$ . Dementsprechend gibt es eine sehr gute Übereinstimmung zwischen der Wärmestromdichte aus den Messungen und der berechneten Wärmestromdichte der aWT nach Norm. Bei, im Vergleich zur Feldtestumsetzung, gleich bleibendem  $R_{\lambda,WDVS}$  &  $R_{\lambda,B}$  (und Rohrsystem, Massenstrom usw.) ändert sich nur  $R_{\lambda,E}$ , daher kann die

Wärmestromdichte der aWT auch für andere Bestandsstrukturen dargestellt werden. Gleichzeitig kann über den stationären Wirkungsgrad der aWT, entsprechend Kapitel 2.4.1, auch eine Relation von  $\dot{q}_1$  zu  $\dot{q}_w$  entwickelt werden. Im Gegensatz zur Fußbodenheizung, bei der der Wärmestrom  $\dot{q}_2$  nicht relevant ist, ist dieser bei der aWT zu beachten. Für eine Auslegung der aWT werden  $\dot{q}_1$  (Heizwärmestrom in den Raum) und  $\dot{q}_w$  (gesamter Wärmestrom von der thermischen Aktivierung ins Bauteil) benötigt. Für unterschiedliche Bestandsstrukturen, repräsentiert durch den Wärmedurchgangswiderstand  $R_{\lambda,E}$ , ist in Abbildung 4-17 die Wärmestromdichte über die logarithmische Temperaturdifferenz aufgetragen. Mit  $R_{\lambda,E}$  ändert sich auch der stationäre Wirkungsgrad der aWT. Die Abbildung 4-17 lässt sich folgendermaßen lesen: Eine Bestandswand (0.3 m, Vollklinker  $\lambda = 0.96$  [W/(mK)],  $R_{\lambda,E} \approx 0.3$  [W/K]) wird mit dem Wandaufbau entsprechend der Feldtestumsetzung saniert. Bei  $\Delta T_H$  von 10 K kann bei dieser Umsetzung eine Nutzwärmestromdichte von rund 22 W/m<sup>2</sup> und eine maximale spezifische Heizleistung von knapp 45 W/m<sup>2</sup> erreicht werden.

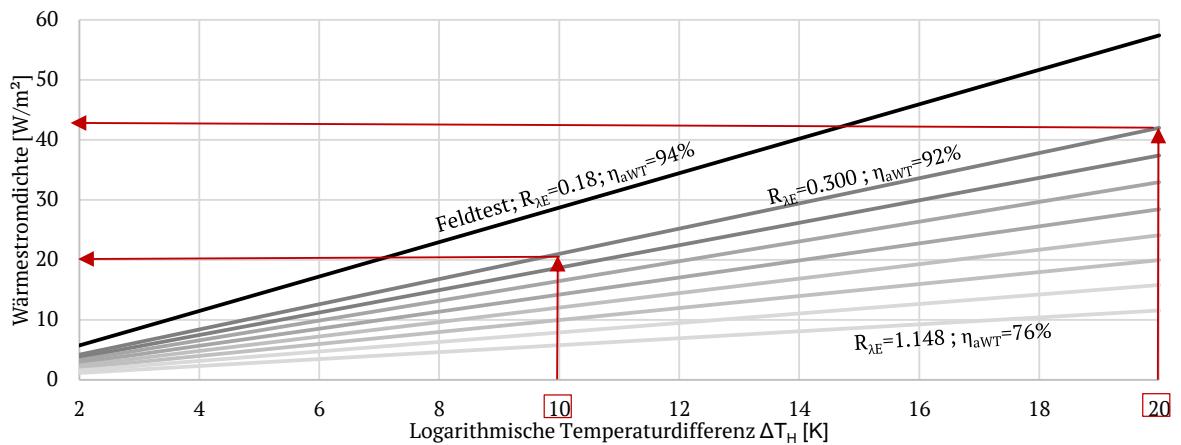


Abbildung 4-17: Berechnete Wärmestromdichte für unterschiedliche Bestandsstrukturen

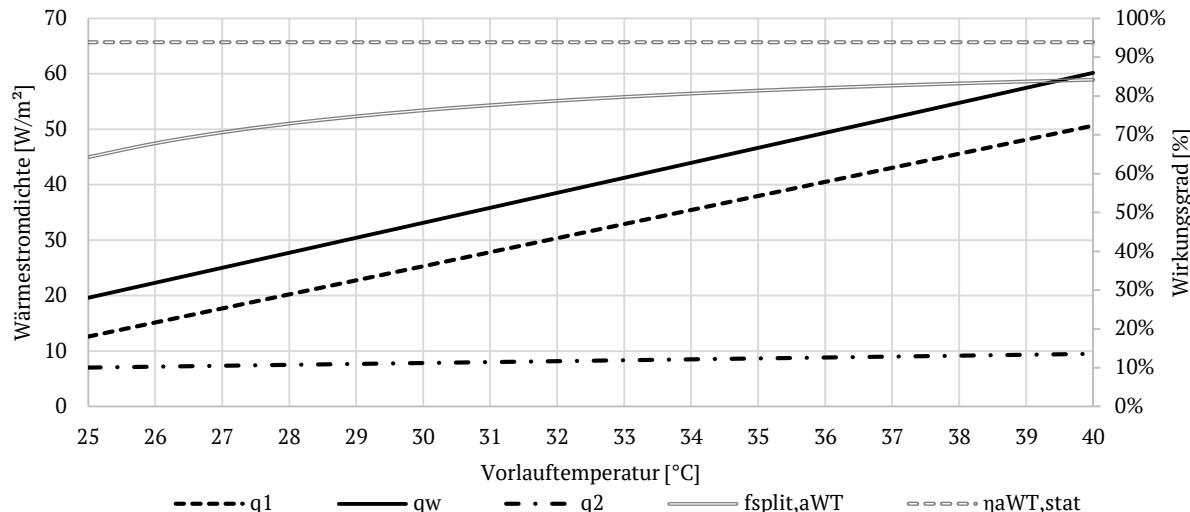


Abbildung 4-18: Wärmestromdichte über die Vorlauftemperatur für die Feldtestfassade bei  $T_{Raum} = 20^\circ\text{C}$  &  $T_{amb} = -12^\circ\text{C}$

In Abbildung 4-18 ist neben dem spezifischen Heizwärmestrom  $\dot{q}_1$  auch der Verlustwärmestrom  $\dot{q}_2$  und der gesamte Wärmestrom vom Rohr in die Konstruktion  $\dot{q}_w$  abgebildet. Zu erkennen ist, dass sich der Nutzwärmestrom ( $\dot{q}_1$ ) in den Raum mit abnehmender Vorlauftemperatur der aWT deutlich verringert. Der Verlustwärmestrom ( $\dot{q}_2$ ) bleibt nahezu konstant. Im Endeffekt verringert sich somit der Aufteilungsfaktor ( $f_{\text{split,aWT}}$ , siehe Gl. (2-44)), während der stationäre Wirkungsgrad ( $\eta_{aWT,\text{stat}}$ , siehe Gl. (2-46)) konstant bleibt. Mit dieser Abbildung kann eine Auslegung der benötigten Heizfläche und des Wärmeerzeugers erfolgen. Das Konzept aus Abbildung 4-18 kann auf beliebige andere Bestandsstrukturen übertragen werden, sofern der neue Außenauflaufbau (Rohrsystem, WDVS – Dicke & WLG) gleich bleibt

#### 4.7 Ermittlung von Grenzkurven für die aWT

Bei Grenzkurven handelt es sich nach [DIN EN 1264-1, 2011] um Kurven, in denen die oberen Grenzwerte für Wärmeleistung und Temperaturdifferenz für verschiedene Boden-Beläge dargestellt werden. Übertragen auf das Konzept der aWT sollen hier die oberen Grenzwerte in Bezug auf die Bestandsstruktur dargestellt werden.

Laut Norm [DIN EN 1264-3, 2009] liegt die maximale Temperaturdifferenz zwischen Heiz(ober)fläche und Raum bei 20 K. In [DIN EN 1264-5, 2009] wird ein Wärmeübergangskoeffizient von 8 W/(m<sup>2</sup>K) für Wandheizungen vorgegeben. Demzufolge liegt die maximal theoretisch mögliche spezifische Wärmeleistung einer Wandtemperierung bei 160 W/m<sup>2</sup>. Falls höhere Oberflächen(über)temperaturen zugelassen werden sollen, muss nach [DIN EN 1264-3, 2009] die Einhaltung der physiologischen Einschränkungen nachgewiesen werden.

In Abbildung 4-19 sind für die Feldtestumsetzung der aWT nochmals die nach DIN EN 1264 berechneten Wärmeströme dargestellt. Zusätzlich wurde die innere Oberflächentemperatur  $T_{si}$  berechnet und die Temperaturdifferenz zur Raumtemperatur  $\Delta T_{si}$  ( $T_{Raum} = 20^\circ\text{C}$ ) bestimmt. Zu erkennen ist, dass erst bei einer Vorlauftemperatur von knapp über  $70^\circ\text{C}$  die maximal erlaubte Temperaturdifferenz ( $\Delta T_{si} = 20 \text{ K}$ ) erreicht wird. Bei dieser Vorlauftemperatur läge der Wärmestrom nach innen auch in der oben angegebenen Größenordnung ( $\sim 160 \text{ W/m}^2$ ). Andererseits sind nach DIN EN 1264 solche Vorlauftemperaturen in Bezug auf die Putzmaterialien nicht erlaubt (Gips- oder Kalkputz maximal  $50^\circ\text{C}$ ). Alleine der niederexergetische Ansatz der aWT/aLT spricht gegen solch hohe Vorlauftemperaturen.

Somit handelt es sich bei der maximalen Wärmeleistung der Wandtemperierung von  $160 \text{ W/m}^2$  in Bezug auf die aWT um einen rein theoretischen Wert. Da die Bestandswand der Feldtestumsetzung einen sehr schlechten U-Wert aufwies ( $\sim 2.7 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ ), wären für alle Vergleichsstrukturen mit besseren Ausgangs-U-Werten noch höhere Vorlauftemperaturen notwendig, um die maximale innere Oberflächentemperatur zu erreichen. Daher bietet sich die Herangehensweise der Norm DIN EN 1264 nicht für eine Bestimmung der Grenzkurven einer außenliegenden Wandtemperierung an. Der Ansatz nach Norm erscheint nur für oberflächennahe Temperierungssysteme sinnvoll.

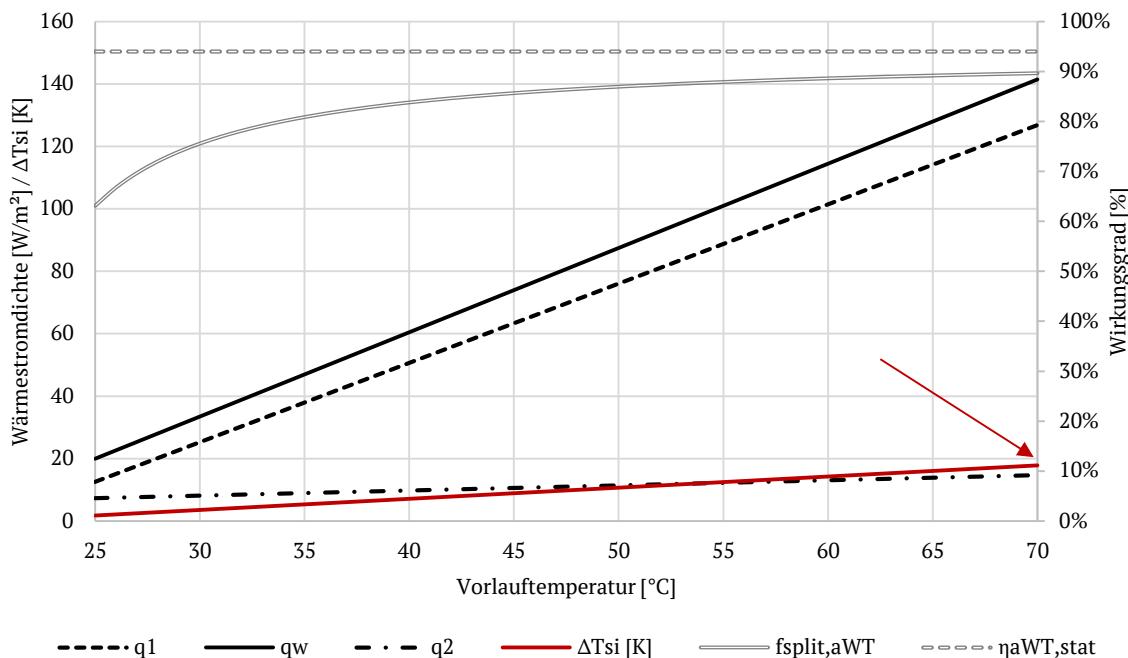


Abbildung 4-19: Wärmeströme über die Vorlauftemperatur für die Feldtestumsetzung der aWT

Stattdessen wird für die Übertragung der Feldtestumsetzung der aWT eine Grafik, in Anlehnung an Abbildung 2-19, erstellt. Hierbei wird der spezifische Nutzwärmestrom der aWT über die Vorlauftemperatur und den U-Wert der Bestandswand aufgetragen, siehe Abbildung 4-20. Es wurden

die gleichen Annahmen wie in Kapitel 4.6 angesetzt ( $T_{amb} = -12^{\circ}C$ ,  $T_{Raum} = 20^{\circ}C$ ,  $\Delta T_{aWT}$  nach Abbildung 0-9; thermische Aktivierung und WDVS entsprechend Umsetzung an der Feldtestfassade). Anhand von Abbildung 4-20 können reale Grenzwerte für die aWT, entsprechend der Feldtestumsetzung, abgelesen werden. Zum Beispiel können bei einer maximalen Vorlauftemperatur von  $35^{\circ}C$  maximal  $39 W/m^2$  an den Raum übertragen werden. Dieser Betriebspunkt entspricht auch der Auslegung der Wandtemperierung für die Feldtestfassade. Bei Bestandswänden mit geringerem U-Wert verringert sich die übertragbare Wärmeleistung dementsprechend bis auf rund  $6.5 W/m^2$ , bei einem U-Wert von  $0.5 W/(m^2K)$ . Die gleiche Grafik kann für jeden beliebigen Wandaufbau (Kombination aus Bestandswand und thermischer Aktivierung) erstellt werden. An dieser Stelle wird sich auf die verifizierten Ergebnisse der Feldtestumsetzung beschränkt. Auch wird nur der überkompensatorische Betrieb dargestellt, da teilkompensatorischer Betrieb und kompensatorischer Betrieb sehr stark von der Raumtemperatur und Umgebungstemperatur abhängig sind. Daher sei darauf hingewiesen, dass bei einem positiven Wärmestrom  $\dot{q}_1$  die Transmissionswärmeverluste der belegten Flächen bereits überkompensiert sind.

U-Wert [W/m <sup>2</sup> K]	Vorlauftemperatur der thermischen Aktivierung [°C]															
	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
0.5	2.2	2.6	3.0	3.5	3.9	4.3	4.8	5.2	5.6	6.1	6.5	6.9	7.3	7.8	8.2	8.6
0.6	2.5	3.1	3.6	4.1	4.6	5.1	5.6	6.1	6.6	7.1	7.7	8.2	8.7	9.2	9.7	10.2
0.7	3.0	3.6	4.2	4.9	5.5	6.1	6.7	7.3	7.9	8.5	9.1	9.7	10.3	11.0	11.6	12.2
0.8	3.5	4.2	4.9	5.6	6.3	7.0	7.7	8.4	9.1	9.8	10.5	11.2	11.9	12.6	13.3	14.0
0.9	3.9	4.7	5.5	6.3	7.1	7.8	8.6	9.4	10.2	11.0	11.8	12.6	13.3	14.1	14.9	15.7
1.0	4.4	5.3	6.1	7.0	7.9	8.8	9.7	10.6	11.4	12.3	13.2	14.1	15.0	15.8	16.7	17.6
1.1	4.8	5.8	6.8	7.7	8.7	9.7	10.7	11.6	12.6	13.6	14.6	15.5	16.5	17.5	18.4	19.4
1.2	5.3	6.4	7.4	8.5	9.6	10.6	11.7	12.7	13.8	14.9	15.9	17.0	18.1	19.1	20.2	21.3
1.3	5.8	7.0	8.1	9.3	10.5	11.6	12.8	14.0	15.1	16.3	17.5	18.6	19.8	21.0	22.1	23.3
1.4	6.2	7.5	8.8	10.0	11.3	12.5	13.8	15.0	16.3	17.6	18.8	20.1	21.3	22.6	23.8	25.1
1.5	6.7	8.1	9.4	10.8	12.1	13.5	14.8	16.2	17.5	18.9	20.2	21.6	22.9	24.3	25.7	27.0
1.6	7.2	8.7	10.1	11.6	13.1	14.5	16.0	17.4	18.9	20.3	21.8	23.3	24.7	26.2	27.6	29.1
1.7	7.7	9.3	10.8	12.4	14.0	15.5	17.1	18.6	20.2	21.7	23.3	24.8	26.4	28.0	29.5	31.1
1.8	8.2	9.9	11.5	13.2	14.8	16.5	18.1	19.8	21.4	23.1	24.7	26.4	28.0	29.7	31.4	33.0
1.9	8.7	10.5	12.3	14.0	15.8	17.5	19.3	21.1	22.8	24.6	26.3	28.1	29.8	31.6	33.4	35.1
2.0	9.2	11.1	12.9	14.8	16.6	18.5	20.4	22.2	24.1	25.9	27.8	29.6	31.5	33.4	35.2	37.1
2.1	9.7	11.7	13.6	15.6	17.5	19.5	21.4	23.4	25.3	27.3	29.2	31.2	33.1	35.1	37.1	39.0
2.2	10.2	12.3	14.3	16.4	18.5	20.5	22.6	24.6	26.7	28.8	30.8	32.9	34.9	37.0	39.1	41.1
2.3	10.8	12.9	15.1	17.3	19.4	21.6	23.8	25.9	28.1	30.3	32.4	34.6	36.7	38.9	41.1	43.2
2.4	11.3	13.6	15.9	18.2	20.5	22.7	25.0	27.3	29.6	31.9	34.1	36.4	38.7	41.0	43.3	45.5
2.5	11.9	14.2	16.6	19.0	21.4	23.8	26.2	28.6	31.0	33.3	35.7	38.1	40.5	42.9	45.3	47.7
2.6	12.4	14.9	17.4	19.9	22.4	24.8	27.3	29.8	32.3	34.8	37.3	39.8	42.3	44.8	47.3	49.8
2.7	12.9	15.5	18.1	20.7	23.3	25.9	28.5	31.1	33.7	36.3	38.9	41.5	44.1	46.7	49.3	51.9
2.8	13.5	16.2	18.9	21.6	24.3	27.0	29.8	32.5	35.2	37.9	40.6	43.3	46.0	48.8	51.5	54.2
2.9	14.0	16.9	19.7	22.5	25.4	28.2	31.0	33.9	36.7	39.5	42.3	45.2	48.0	50.8	53.7	56.5
3.0	14.6	17.6	20.5	23.5	26.4	29.3	32.3	35.2	38.2	41.1	44.1	47.0	49.9	52.9	55.8	58.8

Abbildung 4-20: Spezifischer Nutzwärmestrom ( $\dot{q}_1$ ) der aWT in Abhängigkeit des U-Wertes der Bestandswand und der Vorlauftemperatur; mit  $T_{Raum} = 20^{\circ}C$  und thermischer Aktivierung & WDVS (160mm, WLG032) entsprechend der Feldtestumsetzung

Die Grenzwärmeleistung der aWT, entsprechend der Feldtestumsetzung ist nach [DIN EN 1264-2, 2013] bei einer Raumtemperatur von  $20^{\circ}C$  und einer maximalen inneren Oberflächentemperatur von  $29^{\circ}C$  zu berechnen (mit einer Spreizung von 0 K). Bei diesen Bedingungen berechnet sich die Grenzwärmeleistung  $\dot{q}_G$  zu maximal  $72 W/m^2$ . Die maximale innere Oberflächentemperatur richtet sich nach der thermischen Behaglichkeit, und hier maßgebend nach der Arbeit von [Fanger, 1970]. Für Randzonen mit einer erlaubten Oberflächentemperatur von  $35^{\circ}C$  ergäbe sich eine

Grenzwärmeleistung  $\dot{q}_{G,Rand}$  von  $105 \text{ W/m}^2$ . Bei der Betrachtung von Wandtemperierungen erscheint es jedoch nicht sinnvoll von Randbereichen zu sprechen. Die maximalen inneren Oberflächentemperaturen können im Betrieb der aWT bei Vorlauftemperaturen  $>40^\circ\text{C}$  erreicht werden, abhängig vom U-Wert der Bestandswand und der Raumtemperatur, siehe z.B. in Abbildung 4-19.

Alternativ zu Abbildung 4-20 kann der Nutzwärmestrom auch über die mittlere Temperatur der aWT, dargestellt werden, siehe Abbildung 4-21.

U-Wert [W/m <sup>2</sup> K]	Mittlere Temperatur der thermischen Aktivierung [°C]															
	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39
0.5	2.0	2.4	2.9	3.4	3.9	4.4	4.9	5.4	5.9	6.4	6.8	7.3	7.8	8.3	8.8	9.3
0.6	2.3	2.9	3.5	4.0	4.6	5.2	5.8	6.4	6.9	7.5	8.1	8.6	9.2	9.8	10.4	10.9
0.7	2.8	3.4	4.1	4.8	5.5	6.2	6.9	7.6	8.3	8.9	9.6	10.3	11.0	11.7	12.4	13.0
0.8	3.2	3.9	4.7	5.5	6.3	7.1	7.9	8.7	9.5	10.3	11.0	11.8	12.6	13.4	14.2	14.9
0.9	3.6	4.4	5.3	6.2	7.0	8.0	8.9	9.8	10.7	11.5	12.4	13.3	14.2	15.1	15.9	16.8
1.0	4.0	5.0	6.0	6.9	7.9	9.0	9.9	11.0	12.0	12.9	13.9	14.9	15.9	16.9	17.9	18.8
1.1	4.4	5.5	6.6	7.6	8.7	9.9	11.0	12.1	13.2	14.3	15.3	16.4	17.6	18.6	19.7	20.8
1.2	4.8	6.0	7.2	8.4	9.5	10.8	12.0	13.3	14.5	15.6	16.8	18.0	19.2	20.4	21.6	22.8
1.3	5.3	6.6	7.9	9.2	10.5	11.9	13.1	14.5	15.8	17.1	18.4	19.7	21.1	22.4	23.7	24.9
1.4	5.7	7.1	8.5	9.9	11.3	12.8	14.2	15.7	17.0	18.4	19.8	21.2	22.7	24.1	25.5	26.9
1.5	6.1	7.6	9.2	10.6	12.1	13.8	15.2	16.9	18.4	19.8	21.3	22.8	24.4	25.9	27.4	28.9
1.6	6.6	8.2	9.9	11.5	13.0	14.8	16.4	18.2	19.8	21.4	23.0	24.6	26.3	27.9	29.5	31.1
1.7	7.0	8.7	10.5	12.2	13.9	15.8	17.5	19.4	21.1	22.8	24.5	26.2	28.1	29.8	31.5	33.2
1.8	7.5	9.3	11.2	13.0	14.8	16.8	18.6	20.6	22.4	24.2	26.1	27.9	29.9	31.7	33.5	35.3
1.9	7.9	9.9	11.9	13.8	15.8	17.9	19.8	21.9	23.9	25.8	27.7	29.7	31.8	33.7	35.7	37.6
2.0	8.4	10.4	12.6	14.6	16.6	18.9	20.9	23.1	25.2	27.2	29.3	31.3	33.5	35.6	37.6	39.7
2.1	8.8	11.0	13.2	15.4	17.5	19.9	22.0	24.4	26.5	28.7	30.8	33.0	35.3	37.4	39.6	41.7
2.2	9.3	11.6	13.9	16.2	18.4	20.9	23.2	25.7	27.9	30.2	32.5	34.7	37.2	39.5	41.7	44.0
2.3	9.8	12.2	14.7	17.0	19.4	22.0	24.4	27.0	29.4	31.8	34.1	36.5	39.1	41.5	43.9	46.3
2.4	10.3	12.8	15.4	17.9	20.4	23.2	25.7	28.4	30.9	33.5	36.0	38.5	41.2	43.7	46.2	48.7
2.5	10.8	13.4	16.2	18.8	21.4	24.3	26.9	29.8	32.4	35.0	37.6	40.3	43.1	45.8	48.4	51.0
2.6	11.3	14.0	16.9	19.6	22.3	25.3	28.1	31.1	33.8	36.6	39.3	42.0	45.0	47.8	50.5	53.3
2.7	11.7	14.6	17.6	20.4	23.3	26.4	29.3	32.4	35.3	38.1	41.0	43.8	47.0	49.8	52.7	55.5
2.8	12.3	15.2	18.4	21.3	24.3	27.6	30.6	33.8	36.8	39.8	42.8	45.8	49.0	52.0	55.0	58.0
2.9	12.8	15.9	19.1	22.3	25.3	28.8	31.9	35.3	38.4	41.5	44.6	47.7	51.1	54.2	57.3	60.4
3.0	13.3	16.5	19.9	23.2	26.4	29.9	33.2	36.7	39.9	43.2	46.4	49.7	53.2	56.4	59.7	62.9

Abbildung 4-21: Spezifischer Nutzwärmestrom ( $\dot{q}_1$ ) der aWT in Abhängigkeit des U-Wertes der Bestandswand und der mittleren Temperatur der aWT; mit  $T_{Raum} = 20^\circ\text{C}$  und thermischer Aktivierung & WDVS (160mm WLG032) entsprechend der Feldtestumsetzung

## 4.8 Ermittlung der Zeitkonstanten

Die Zeitkonstanten der aWT und aLT sollen mit (proportionalen) Regelstrecken aus der Regelungstechnik ermittelt werden, siehe z.B. [Schneider & Berthold, 2016]. Bezüglich der Art der Regelstrecke ist zu beachten, ob das Zeitverhalten mit oder ohne Totzeit auftritt.

### 4.8.1 Aufheizvorgang

Beim Aufheizvorgang der aWT handelt es sich um eine Regelstrecke mit Totzeit, da die innere Oberflächentemperatur der thermisch aktivierten Flächen erst nach Ablauf einer Totzeit ansteigt. Typischerweise ergibt sich für die innere Oberflächentemperatur ein S-förmiger Verlauf. Dieser beginnt nach einer Totzeit mit einer zunehmenden Anstiegsgeschwindigkeit bis zum Wendepunkt. Anschließend nimmt die Geschwindigkeit ab und läuft dann in den konstanten Beharrungswert. Der Verlauf kann durch die Lage und die Steigung einer Tangente durch den Wendepunkt charakterisiert werden. Mit Hilfe der Tangente ergeben sich die beiden Zeitabschnitte:

- Verzugszeit ( $t_u$ )
- Ausgleichszeit ( $t_g$ )

In Anlehnung an [Schneider & Berthold, 2016] kann der Kennwert „Schwierigkeitsgrad“ (S) aus Verzugszeit und Ausgleichszeit berechnet werden. Über den Schwierigkeitsgrad lässt sich die Regelbarkeit der Komponente bestimmen, siehe Tabelle 4-2. Dabei handelt es sich um eine Variable aus der praktischen Regelungstechnik.

$$S = \frac{t_u}{t_g} [ ] \quad (4-21)$$

Tabelle 4-2: Regelbarkeit in Abhängigkeit der Schwierigkeit „S“ nach [Schneider & Berthold, 2016]

S	Regelbarkeit
> 0.65	sehr schlecht
0.4 – 0.65	schlecht
0.2 – 0.4	befriedigend
0.1 – 0.2	gut
< 0.1	sehr gut

In Abbildung 4-22 ist ein solcher Aufheizvorgang dargestellt. Mit Hilfe einer Tangente durch den Wendepunkt können die Verzugszeit und die Ausgleichszeit bestimmt werden. In diesem Fall liegt die Verzugszeit ( $t_u$ ) bei 155 Min, respektive 2.6 h und die Ausgleichszeit ( $t_g$ ) bei 1075 Min, respektive 17.9 h. Die Schwierigkeit ergibt sich hier zu 0.14 [ ].

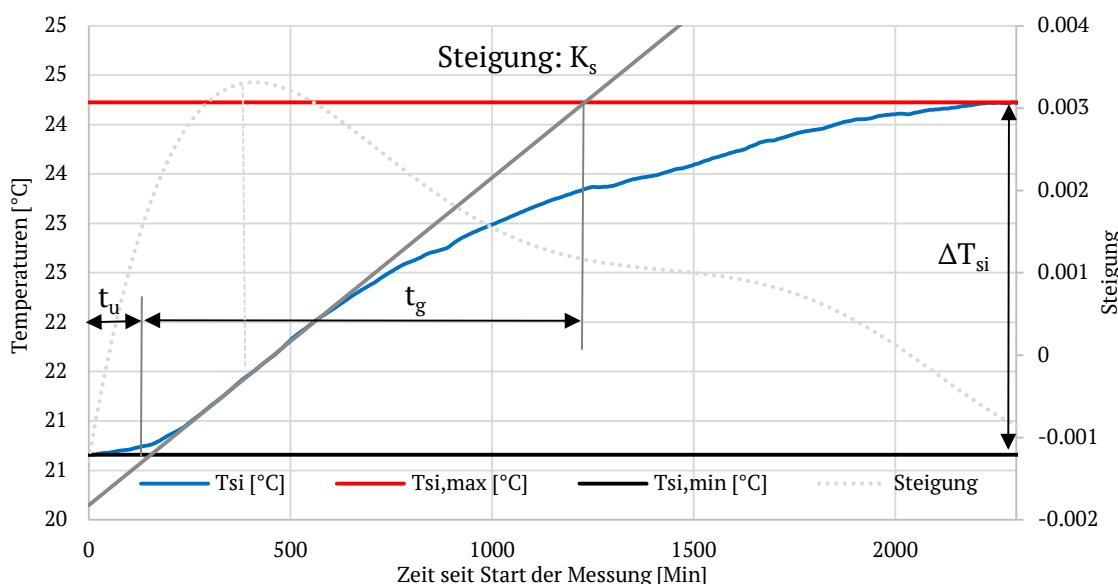


Abbildung 4-22: Beispielhafte Darstellung des Aufheizvorgangs von Messung 4; mit Ermittlung von Verzugszeit ( $t_u$ ) und Ausgleichszeit ( $t_g$ )

Für die weiteren Messungen wird auf die Darstellung der Kurven verzichtet und nur die Ergebnisse in Tabellenform dargestellt. Zu berücksichtigen ist, dass die Versuchsbedingungen in den Feldtesträumen nicht reproduzierbar sind bzw. nur teilweise beeinflussbar. So ergibt sich z.B. die Raumtemperatur i.A. aus der Umgebungstemperatur und der Nutzung des Raumes. Dadurch wird auch die Starttemperatur der Messungen beeinflusst. Es können somit keine „Laborbedingungen“ erzeugt werden. Es gibt (mindestens) drei instationäre Temperaturverläufe, die zeitgleich auf das Bauteil einwirken:

- ➊ Umgebungsbedingungen: Tagesgang der Umgebungstemperatur und Ein-/Abstrahlung.
- ➋ Bedingungen im Innenraum: Tagesgang der Raumtemperatur (abhängig vom „Rest“ des Gebäudes, der Umgebungstemperatur, der Nutzung und der Wärmeabgabe der aWT).
- ➌ Temperaturverlauf in der Temperierungsebene (Schwankungen z.B. durch Wärmepumpe und sich verändernde Rücklauftemperaturen möglich).

Daher wurde der Temperaturverlauf aus Abbildung 4-22 mit dem validierten HEAT-Modell aus Kapitel 6.3.1.2.1 simuliert. Der Verlauf von gemessener und simulierter Oberflächentemperatur ist in Abbildung 4-23 dargestellt. Man erkennt, dass es beim zeitlichen Verlauf von beiden Ergebnissen zu Abweichungen kommt, die Start- und Endtemperatur jedoch jeweils sehr gut übereinstimmen. Bezogen auf den zeitlichen Verlauf können die Abweichungen aus den Startbedingungen der Simulation resultieren, siehe Ausführungen in Kapitel 6.3.1.2.1.

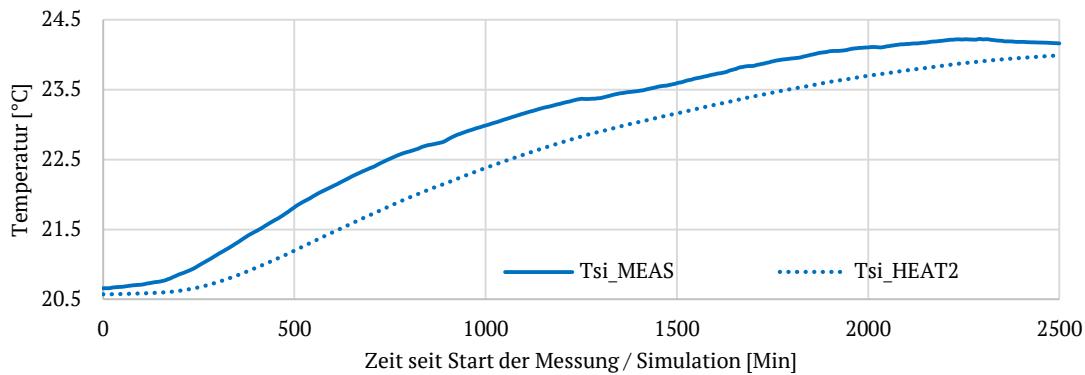


Abbildung 4-23: Vergleich von gemessener (MEAS) und simulierter (HEAT) Oberflächentemperatur

Im HEAT-Modell können nun in einem ersten Schritt zwei der drei Randbedingungen fixiert werden, und zwar die Umgebungstemperatur auf einen Mittelwert von 6.2°C und die Raumtemperatur auf einen Mittelwert von 21.15°C (Tsi\_HEAT2\_1). In einem zweiten Schritt wird die Temperatur in der Temperierungsebene als Sprungfunktion (28°C) modelliert (Tsi\_HEAT2\_2). Ein Vergleich der daraus resultierenden Temperaturverläufe ist in Abbildung 4-24 dargestellt.

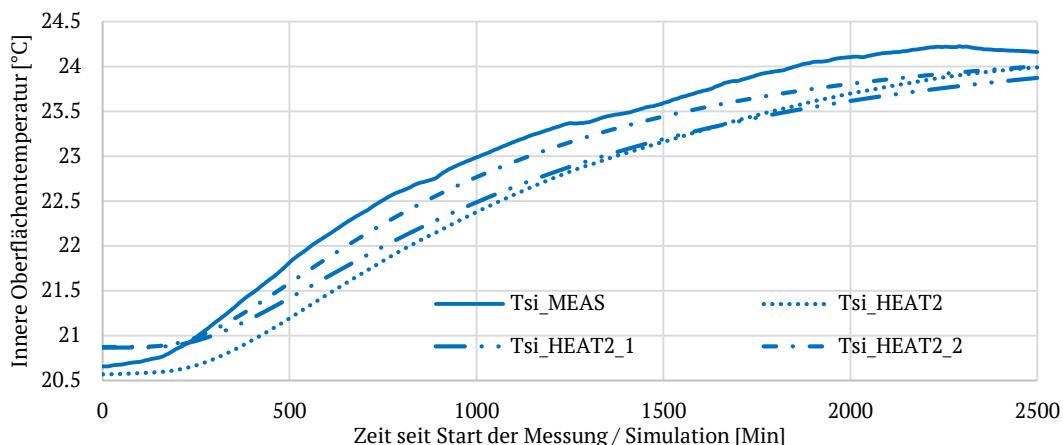


Abbildung 4-24: Vergleich der Temperaturverläufe für Messung und Modellierung mit HEAT unter Fixierung Raum- und Außentemperatur (Tsi\_HEAT2\_1) und Modellierung mit Sprungfunktion (Tsi\_HEAT2\_2)

Zu erkennen ist, dass eine Fixierung der Randbedingungen nur einen minimalen Effekt auf den Temperaturverlauf auf der Innenoberfläche hat (Tsi\_HEAT2\_1). Modelliert man zusätzlich einen Temperatursprung in der Temperierungsebene direkt auf die maximale Temperatur von rund 28°C (Tsi\_HEAT2\_2), so ergibt sich ein idealisierter Verlauf, mit den Startbedingungen aus der Messung. Für alle vier Verläufe wurden die beiden oben beschriebenen Zeiten ( $t_u$  &  $t_g$ ) berechnet und verglichen, siehe Tabelle 4-3. Für den gemessenen Temperaturverlauf (MEAS) wird die größte Steigung ermittelt, hier verläuft der Temperaturanstieg am schnellsten und auch schneller als für die simulierte Variante mit dem Zeitsprung. Betrachtet man sich den Verlauf der Temperaturen in Abbildung 4-24 genauer, so erkennt man, dass alle simulierten Varianten eine nahezu identische „Totzeit“ haben (rund 250 Min) und die Temperatur anschließend ansteigt. Die gemessene Temperatur steigt deutlich früher an, was darauf hindeutet kann, dass sich die Außenwand zu diesem Zeitpunkt schon nicht mehr im stationären Zustand befand (Umgebungsbedingungen), also die Startbedingungen zwischen Simulation und Messung nicht übereinstimmen. Bzgl. des Verlaufs stimmen der gemessene und die simulierten Verläufe sehr gut überein.

*Tabelle 4-3: Vergleich der Zeitkonstanten für die Messung (MEAS) und die simulierten Varianten (HEAT)*

Name	$t_u$ [h]	$t_g$ [h]	S [ ]	$K_s$ [K/h]	Beschreibung
Tsi_MEAS	2.6	17.9	0.14	0.19	Gemessene Oberflächentemperatur
Tsi_HEAT2	4.25	22.5	0.19	0.15	Simulierte Oberflächentemperatur als Ergebnis der Inputs aus den Messungen
Tsi_HEAT2_1	4.3	21.9	0.20	0.14	Simulierte Oberflächentemperatur mit fixierten Randbedingungen ( $T_{Raum}$ & $T_{amb}$ )
Tsi_HEAT2_2	4.0	19.25	0.21	0.16	Simulierte Oberflächentemperatur mit modellierter Sprungfunktion im Kern

Wertet man die Zeitkonstanten für alle durchgeführten Messreihen aus, so ergeben sich die Werte entsprechend Tabelle 4-3. Die ermittelten Zeitkonstanten sind nur schwer miteinander vergleichbar. Entsprechend der Ergebnisse aus Tabelle 4-3 liegt die Vermutung nahe, dass die (schwankenden) Umgebungsbedingungen einen zu großen Einfluss auf die Zeitkonstanten haben, um diese sinnvoll miteinander vergleichen zu können. Bei der Messung „M1“ z.B. war die Wand nicht vollständig vom Vorversuch ausgekühlt, daher die deutlich abweichenden Ergebnisse. Bei keiner Messung herrschten gleiche Verhältnisse bzw. konnte auch keine der Messungen bei genau gleichen Bedingungen gestartet werden, da diese nicht beeinflussbar sind. Der Temperatursprung von 5 K und 25 K wurde anschließend nochmal in HEAT2 modelliert, mit einer fixierten Raumtemperatur von 21°C und einer fixierten Umgebungstemperatur von 0°C, siehe Ergebnisse in Tabelle 4-5.

*Tabelle 4-4: Zeitkonstanten der Messreihen „Aufheizvorgang“ mit Bezug auf der Änderung der Kerntemperatur*

Nr.	$\Delta T_k$ [K]	$t_u$ [h]	$t_g$ [h]	S[ ]	$K_s$ [K/h]
M1	~16	4.8	17.6	0.27	0.32
M2	~16	2.8	18.0	0.14	0.37
M3	~12	2.1	23.6	0.08	0.22
M4	~8	2.6	17.9	0.14	0.19
M5	~4	1.3	9.75	0.14	0.09
M8	~24	2.6	23.5	0.11	0.59

Aus der Simulation ergeben sich die erwarteten Ergebnisse. So liegt die Totzeit des Wandaufbaus der Feldtestfassade bei fixierten Randbedingungen bei rund 3.5 h. Auch der Wert für die Steigung ( $K_s$ ) ist für einen gegebenen Wandaufbau abhängig vom Temperatursprung. Diese Abhängigkeit ist auch bei den ausgewerteten Messergebnissen in Tabelle 4-4 erkennbar: Je größer der Temperatursprung, desto größer die maximale Steigung der Geraden durch den Wendepunkt ( $K_s$ ) des Temperaturverlaufs. Dies ergibt sich aus der direkten Abhängigkeit von  $T_{si}$  und  $T_k$ . Zwischen Messung „M8“ ( $\Delta T \sim 24$  K) und dem simulierten Temperatursprung mit 25 K gibt es eine gute Übereinstimmung.

Somit lassen sich die Zeitkonstanten aus der Messung anhand der simulierten Ergebnisse verifizieren. Für weitere Betrachtungen zu dieser Thematik bieten sich numerische Lösungen an, da bei den Messungen zu viele Einflussfaktoren nicht beeinflusst werden können.

Tabelle 4-5: Zeitkonstanten aus HEAT für einen Temperatursprung von 5 K und von 25 K

$\Delta T_k$ [K]	$t_u$ [h]	$t_g$ [h]	S [ ]	$K_s$ [K/h]
5	3.5	22.25	0.16	0.10
25	3.5	22.25	0.16	0.51

Modelliert man den Temperaturverlauf der Innenoberfläche nur über die minimale Oberflächentemperatur, die Gerade durch den Wendepunkt mit der Steigung  $K_s$  und der maximalen Oberflächentemperatur, so ergeben sich für eine Raumtemperatur von 21°C und eine Umgebungstemperatur von 0°C für die Feldtestfassade die folgenden Kennlinien, siehe Abbildung 4-25. Die Verzugs- und Ausgleichszeit liegt für alle Temperatursprünge gleich, lediglich die Steigung  $K_s$  verändert sich, in Abhängigkeit des Temperatursprungs.

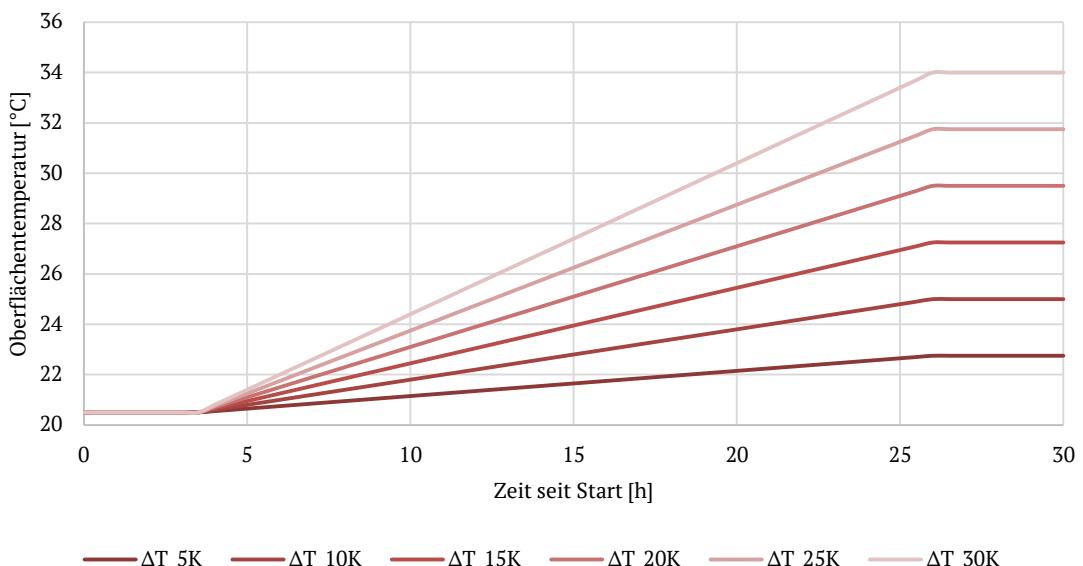


Abbildung 4-25: Verlauf der inneren Oberflächentemperatur über die Zeit bei verschiedenen Temperatursprüngen in der Temperierungsebene. Ergebnisse linearisiert berechnet.

#### 4.8.2 Abkühlvorgang (freies Abkühlen)

In Abbildung 4-26 ist die Abkühlkurve einer Messreihe dargestellt. Man erkennt, dass beim Abkühlvorgang nach einer bestimmten Totzeit die innere Oberflächentemperatur abfällt. Gleichzeitig ist auch ersichtlich, dass der Abkühlvorgang (bezogen auf die innere Oberflächentemperatur) sehr abhängig von der Raumtemperatur ist. Noch bei hohen Oberflächentemperaturen sind kleine Schwankungen mit dem Verlauf der Raumtemperatur erkennbar. Je geringer die Oberflächentemperatur ist, desto ausgeprägter ist der Einfluss der Raumtemperatur. Nach ca. 4000 Min kommt es erstmals zu einer Stagnation der Oberflächentemperatur und nach ca. 6000 Min erstmals wieder zu einem Anstieg, obwohl die aWT (Volumenstrom) ausgeschaltet ist. Ähnlich dem Aufheizvorgang ist der Einfluss der Umgebungsbedingungen somit auch beim Abkühlvorgang sehr groß und an der Feldtestfassade nicht beeinflussbar. Eine weitere Auswertung des Abkühlvorgangs erfolgt daher numerisch mit HEAT2.

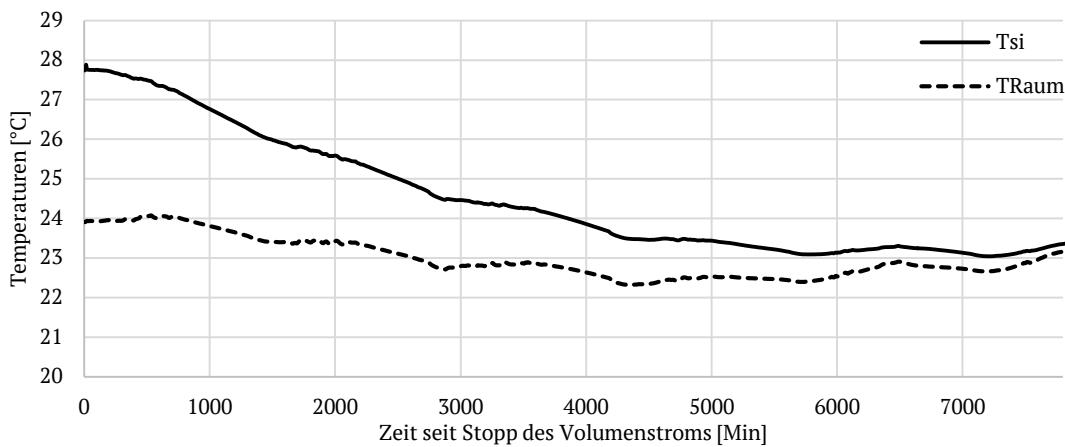


Abbildung 4-26: Abkühlkurve einer Messreihe (Raum- und Oberflächentemperatur über die Messzeit)

In Abbildung 4-27 ist der Verlauf der inneren Oberflächentemperatur nach dem Abschalten der aWT ( $T_k = 35^\circ\text{C}$ ) dargestellt. Bei dieser Modellierung wurde die Raumtemperatur mit  $21^\circ\text{C}$  angesetzt und die Umgebungstemperatur mit  $0^\circ\text{C}$ . Auch hier ist eine Totzeit zu erkennen und im Anschluss daran der charakteristische Temperaturabfall, ohne Beeinflussung durch schwankende Umgebungsbedingungen.

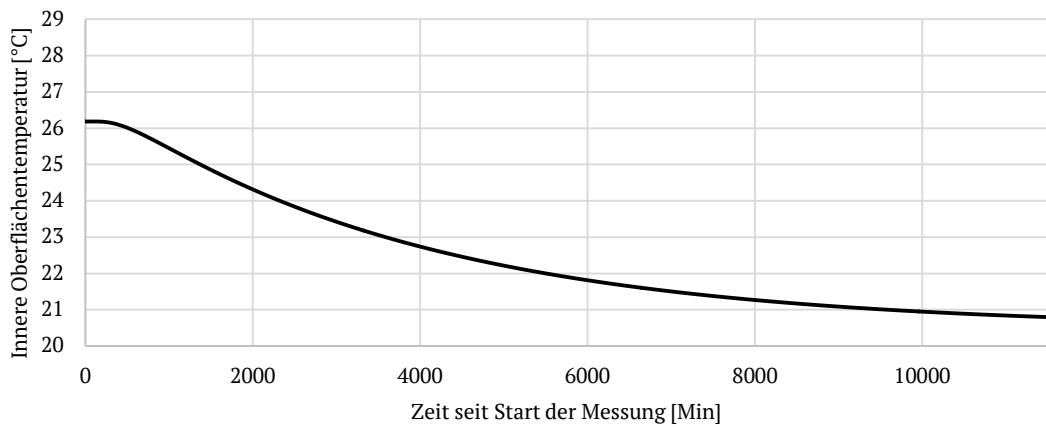


Abbildung 4-27: Verlauf der inneren Oberflächentemperatur T<sub>Si</sub> nach Abschaltung der aWT, bei einer Raumtemperatur von  $21^\circ\text{C}$  und einer Außentemperatur von  $0^\circ\text{C}$

Wertet man die Zeitkonstanten für den Abkühlvorgang aus, siehe Abbildung 4-28, so ergibt sich eine Verzugszeit ( $t_u$ ) von 4.8 h und eine Ausgleichszeit ( $t_g$ ) von rund 82 h. Für K<sub>s</sub> wird ein Wert von -0.065 K/h ermittelt. Diese Werte liegen deutlich unter den Werten für den Aufheizvorgang, siehe Tabelle 4-6 im Vergleich zu

Tabelle 4-5. In Anlehnung an Abbildung 4-25 wurde Abbildung 4-29 erstellt. Beim Vergleich der beiden Abbildungen fallen nochmal die deutlich größeren Zeitkonstanten des Abkühlvorgangs auf. Da es sich um ein freies Abkühlen, also ohne Wärmestrom oder Wärmeentzug durch die aWT handelt, liegen die Zeitkonstanten deutlich höher als beim Aufheizvorgang.

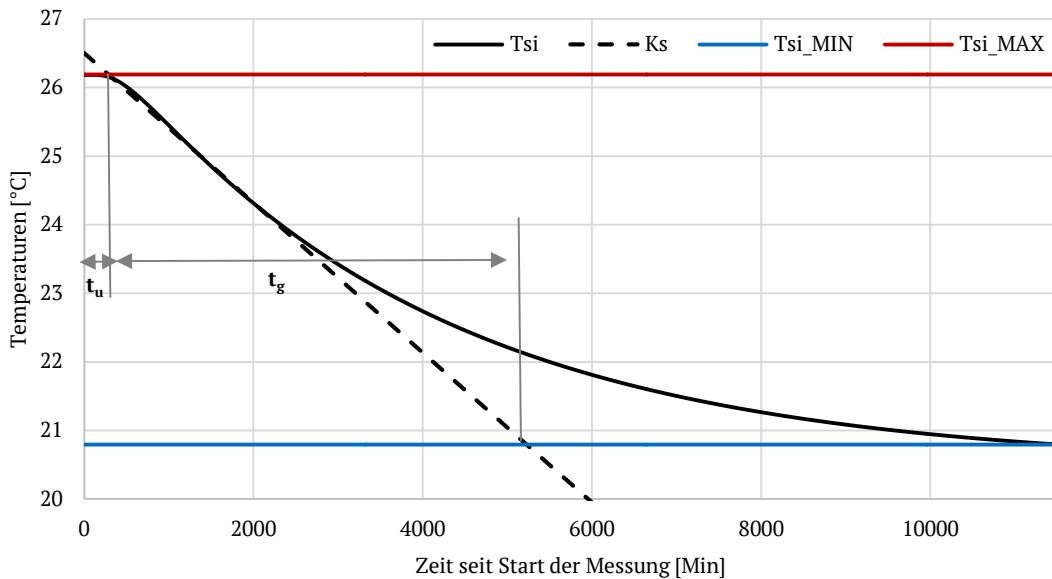


Abbildung 4-28: Auswertung der Zeitkonstanten für den Abkühlvorgang

Tabelle 4-6: Zeitkonstanten aus HEAT für einen Abkühlvorgang der Kerntemperatur von ca. 5 K und 15 K

$\Delta T_k$ [K]	$t_u$ [h]	$t_g$ [h]	$S$ [ ]	$K_s$ [K/h]
5	4.8	82.3	0.06	-0.023
15	4.8	82.3	0.06	-0.065

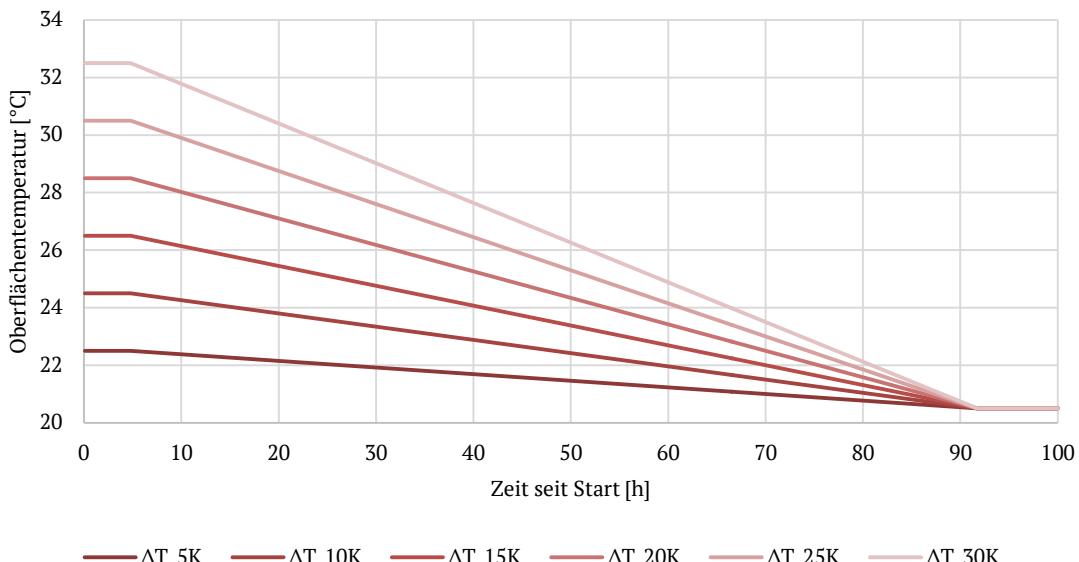


Abbildung 4-29: Verlauf der inneren Oberflächentemperatur über die Zeit bei verschiedenen Abkühlkurven; Ergebnisse berechnet<sup>27</sup>

<sup>27</sup> Die  $\Delta T$ -Angabe bezieht sich auf die mittlere Rohrtemperatur zum Zeitpunkt des Ausschaltens der aWT und eine Kerntemperatur von 20°C. Die mittlere Kerntemperatur liegt leicht unter der mittleren Rohrtemperatur und die Kerntemperatur nach dem Auskühlen liegt im stationären Zustand bei knapp über 19°C.

## 4.9 Ermittlung der Leitungsverluste

Als Leitungsverluste werden die Wärmeverluste vom Verteiler der Wandtemperierung am Fuß der Fassade bis zum Eintritt in die Kapillarrohrmatte definiert. Die Leitungsverluste beziehen sich somit auf die Stamm- bzw. Verteilleitungen der Wandtemperierung. Zwar handelt es sich im eigentlichen Sinne nicht um Wärmeverluste, da ein Großteil der abgegebenen Wärme zur Temperierung der Fassade dient (entsprechend dem Wirkungsgrad der Wandtemperierung), jedoch handelt es sich um eine nicht steuer- bzw. regelbare Wärmeabgabe. Im Endeffekt reduziert die abgegebene Wärme die Heizlast der anderen Heizkreise/Räume. Dies wäre jedoch nur durch detaillierte Simulationsstudien ermittelbar. Die Leitungsverluste müssen bei der Auslegung der Wandtemperierung und des Wärmeerzeugers berücksichtigt werden. Die Leitungsverluste werden am Beispiel des Heizkreises von Raum 2.24 ermittelt. Zwischen dem Verteiler und dem Heizkreis durchströmt das Fluid rund 11 m Stammrohr und gibt auf dieser Strecke Wärme an die Fassade ab oder nimmt Wärme auf. Diese Wärmeverluste können über die Messung der Fluidtemperatur erfasst werden. Für den Rücklauf können die Leitungsverluste äquivalent ermittelt werden.

Mit Hilfe der durchgeführten Messreihen können die Leitungsverluste über die mittlere Vorlauftemperatur im Verteilrohr aufgetragen werden, siehe Abbildung 4-30. Über die ermittelte Kennlinie können auch die Leitungsverluste der Rücklaufleitung bestimmt werden. Für eine Auslegungstemperatur der aWT von 35°C ergeben sich somit im Vorlauf Verluste von rund 10 W/m und im Rücklauf überschlägig von 8 W/m (33°C). Über die Länge der Leitungen können somit die gesamten Leitungsverluste auf der Fassade berechnet werden. Die Werte gelten für den spezifischen Massenstrom von 12.5 kg/(hm<sup>2</sup>) und die Umsetzung entsprechend der Feldtestfassade. Näherungsweise gelten die Werte jedoch auch für abweichende Massenströme.

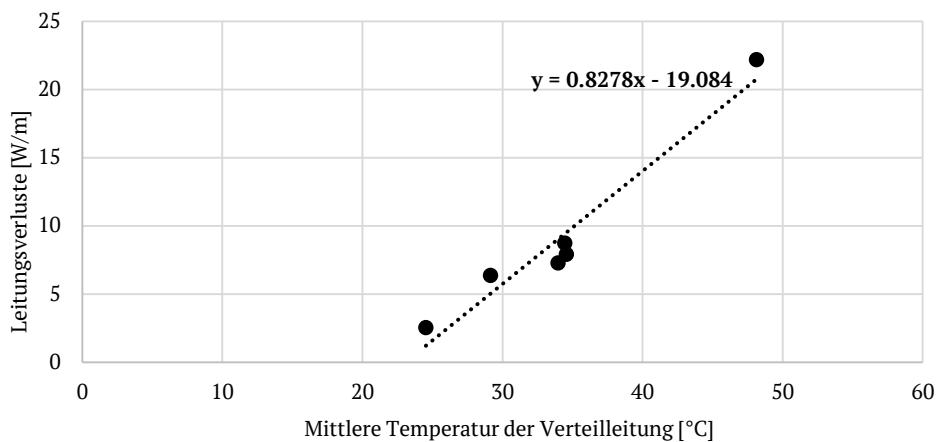


Abbildung 4-30: Lineare Näherung der Leitungsverluste in W/m in Abhängigkeit der mittleren Temperatur der Verteilleitung (Stammrohr) [°C]

### Zahlenbeispiel:

Für das Beispiel oben (VL 35°C) liegt der Nutzwärmestrom der Feldtestfassade nach Abbildung 4-20 bei rund 39 W/m<sup>2</sup>. Bei der Feldtestfläche von rund 18 m<sup>2</sup> ergibt sich damit ein Nutzwärmestrom von rund 700 W. Bei einer Rohrlänge im Vorlauf und im Rücklauf von 11 m ergeben sich aus Abbildung 4-30 Verluste von 110 W im Vorlauf und 80 W im Rücklauf. Dieser „Verlust-Wärmestrom“ beträgt in Summe somit ca. 27 % des Nutzwärmestroms  $\dot{Q}_1$ .

#### 4.10 Ermittlung der spezifischen Pumpenleistung der Wandtemperierung

Es wurden Messungen mit drei spezifischen Massenströmen für die Feldtestfläche der aWT durchgeführt. Zwar ist die notwendige Pumpenleistung für den Betrieb des Heizkreises auch von der mittleren Temperatur des beförderten Fluides abhängig, jedoch ist diese Abhängigkeit für den betrachteten Temperaturbereich (20-50°C) vernachlässigbar. Daher wird die Pumpenleistung nur über den spezifischen Massenstrom ausgewertet. Dabei wird der Messwert der Pumpenleistung durch die thermisch aktivierte Fläche geteilt und als spezifische Pumpenleistung dargestellt. Eine Bewertung und Einordnung des Pumpenstrombedarfs erfolgt in Kapitel 7. Bei einem Vergleich des spezifischen Nutzwärmestroms in Abbildung 4-20 mit der spezifischen Pumpenleistung in Tabelle 4-7 wird klar, dass dessen Anteil stark von der Vorlauf- bzw. der mittleren Temperatur der aWT und damit der Betriebsart abhängig ist.

*Tabelle 4-7: Spezifische Pumpenleistung in Abhängigkeit des spezifischen Massenstroms*

$\dot{m}_{spez,awt}$ [kg/(hm <sup>2</sup> )]	Spezifische Pumpenleistung [W/m <sup>2</sup> ]
30.8	~4.7
25.7	~2.6
12.5	~0.6

Die spezifische Pumpenleistung resultiert aus dem Druckverlust des entsprechenden Heizkreises. Der Druckverlust des Heizkreises der Feldtestfläche der aWT setzt sich zusammen aus dem Druckverlust der Fassade (Kapillarrohrmatten, Stammrohre und Heizkreis-Verteiler), den Erdleitungen bis in die Technikzentrale (~100 m) und der Verrohrung und Einbauten in der Technikzentrale. Berechnet wurde der Druckverlust mit einem Wasser-Glykol-Gemisch, bei einer mittleren Fluidtemperatur von 30°C und einem spezifischen Massenstrom von 12.5 kg/(hm<sup>2</sup>).

##### Zahlenbeispiele:

Für das Beispiel oben (VL 35°C) liegt der Nutzwärmestrom der Feldtestfassade nach Abbildung 4-20 bei rund 39 W/m<sup>2</sup>. Bei der Feldtestfläche von rund 18 m<sup>2</sup> ergibt sich damit ein Nutzwärmestrom von rund 700 W. Die entsprechende Heizkreispumpe hätte entsprechend Tabelle 4-7 eine Leistung von 11 W, was einem Anteil von <2% an der Heizleistung entspricht.

##### Anmerkung und Übertragung auf Standardanwendungen

Wie oben beschrieben setzt sich der Druckverlust der Feldtestfläche der aWT aus den drei Komponenten „Fassade“, „Erdleitungen“ und „Technikzentrale“ zusammen. Entsprechend der Berechnungen aus der Hydraulikplanung ergibt sich die Aufteilung entsprechend Tabelle 4-8. Die Erdleitungen in dieser Größenordnung sind nicht repräsentativ für eine Standard-Umsetzung der aWT. Auch die Druckverluste in der Technikzentrale, resultierend aus der aufwendigen Hydraulik können als nicht repräsentativ angesehen werden und wären bei einer Standard-Umsetzung entsprechend geringer. Da der Druckverlust maßgebend für die spezifische Pumpenleistung ist, kann die Pumpenleistung über einen entsprechenden Faktor standardisiert werden. Dieser Faktor wird überschlägig mit 0.6 (entsprechend 60% des Druckverlusts der Feldtestumsetzung) angesetzt. Dadurch ergibt sich beim spezifischen Nenn-Massenstrom von 12.5 kg/(hm<sup>2</sup>) eine spezifische Pumpenleistung von 0,36 W/m<sup>2</sup>.

*Tabelle 4-8: Überschlägige Ermittlung des Druckverlusts der Feldtestfläche der aWT und dessen Aufteilung in die einzelnen Bestandteile*

Komponente	Anteil [%] <sup>28</sup>
Fassade	~ 54
Erdleitungen	~ 31
Technikzentrale	~ 15
Summe:	100

<sup>28</sup> Anteil des Druckverlusts der Komponente am gesamten Druckverlust des Heizkreises.

#### 4.11 Gesamtauswertung & Diskussion der Versuche am Demonstrator

In einem ersten Schritt konnte die verbaute Sensorik in Betrieb genommen werden und auch die relevanten Sensoren verifiziert werden. Es wurden mehrere Berechnungswege für den Nutzwärmestrom der aWT ( $\dot{Q}_1$ ) identifiziert und durch weitere Messungen mit einer Wärmeabflusplatte verifiziert. Bezogen auf den Gesamt-Wärmestrom ( $\dot{Q}_w$ ) kommt es zu Wärmeabflüssen, neben  $\dot{Q}_1$  &  $\dot{Q}_2$ , in Höhe von 15 bis 20%. In diesem Wert ist jedoch zusätzlich die Ungenauigkeit der Messkette, vom Sensor bis zur Datenerfassung/Messrechner enthalten. Insofern scheint die Größenordnung des Wertes, als Summe der Messungenauigkeit und der Wärmeabflüsse über die Bauteilränder erklärbar.

Umgekehrt zeigen die Messergebnisse eine sehr gute Übereinstimmung mit den theoretischen Betrachtungen, so dass die theoretischen Betrachtungen also auch für die reale, bewettete und bewohnte Umsetzung übernommen werden können. Anhand der oben erstellten Kennlinienfelder kann die aWT für beliebige Gebäude ausgelegt werden, solange die thermische Aktivierung und das WDVS entsprechend der Feldtestumsetzung gewählt werden. Als Größenordnung für übliche Bestandswände und übliche Vorlauftemperaturen kann für  $\dot{q}_1$  eine Wärmestromdichte im Bereich von 15 – 25 W/m<sup>2</sup> angesetzt werden. Für die Verluste von ungedämmten Stammrohren (unkontrollierbarer Wärmeeintrag in die Fassade) kann für übliche Vorlauftemperaturen eine Größenordnung von 5 – 10 W/m (Bezogen auf die Länge der Stammrohre) angenommen werden. Auch der Pumpenstrombedarf kann anhand der Ergebnisse hochgerechnet und bewertet werden. Für Standard-Anwendungen und den spezifischen Nenn-Massenstrom der aWT von 12.5 kg/(hm<sup>2</sup>) kann für die benötigte Pumpenleistung ein Wert von 0.36 W/m<sup>2</sup> angesetzt werden. Ein Vergleich von Messungen mit unterschiedlichen spezifischen Massenströmen brachte keine nennenswerten Vorteile bei höheren Massenströmen, im Vergleich zum spezifischen Auslegungs-Massenstrom von 12.5 kg/(hm<sup>2</sup>).

Insgesamt kann somit ein positives Fazit im Anschluss an die Versuche gezogen werden. Alle benötigten Kennwerte konnten ermittelt werden und stehen für die weiteren Untersuchungen und Auslegungen zur Verfügung. Nur die aktive Kühlung über die aWT konnte zeitbedingt nicht untersucht werden.

Es ist zu beachten, dass die errichteten Feldtestflächen keinen Laborwänden mit reproduzierbaren Randbedingungen entsprechen. Dies führte insbesondere bei den Zeitkonstanten zu Problemen bei der Auswertung der Messungen. Gleichzeitig führen die großen Zeitkonstanten der aWT zu einem sehr großen Zeitbedarf pro Messreihe (~14 Tage pro Messreihe). Somit kann in bestimmten Wetterperioden nur eine begrenzte Anzahl von Messungen durchgeführt werden, da die Start- und Endbedingungen nicht reproduzierbar sind. Auch entspricht die Feldtestfläche der aWT nicht den Anforderungen für Prüfverfahren nach [DIN EN 1264-2, 2013]. Eine Leistungsprüfung der aWT nach Norm ist mit der umgesetzte Feldtestfläche nicht möglich, die oben erzielten Ergebnisse können trotzdem als charakteristische Kennwerte betrachtet und verwendet werden.

## 5 Modellierung

### 5.1 Einleitung

Das Konzept der aWT & aLT kann nur durch Übertragung auf eine Gebäude- und Systemebene bewertet und eingeordnet werden. Hierzu sind, bestenfalls instationäre, Simulationsstudien notwendig, um die Interaktion zwischen Bauteil, Gebäude, Umgebung, Anlagentechnik und weiteren Komponenten abbilden zu können. Für diese Simulationsstudien werden (Simulations)Modelle für die aWT & aLT benötigt. Auch zur Berechnung einer Steuerungs- und Regelungsfunktion für aWT & aLT wird die Verfügbarkeit eines Modells vorausgesetzt. Das Vorhandensein geeigneter Modelle ist somit, auch über diese Arbeit hinaus, eine Grundvoraussetzung für eine weitergehende Analyse der beiden Komponenten (aWT/aLT). Diese Grundlage soll mit den Arbeiten in dem folgenden Kapitel erarbeitet werden. Sowohl für die aWT als auch für die aLT werden geeignete Modellierungsmöglichkeiten erarbeitet und im Hinblick auf die Simulations- und Potentialstudien bewertet. Die notwendigen Inputs für die Modellierung dienen gleichzeitig als Vorgabe für die Auswahl und Platzierung der Sensorik an den Feldtestflächen (im Rahmen des Projektbudgets).

### 5.2 Modellierung der aWT

Die Modellierung der aWT ist unterteilt in die Modellierung in TRNSYS, mit Fokus auf einer gesamten Gebäude- und Anlagensimulation „Gebäude mit Wandtemperierung“, und in die Modellierung in HEAT, mit Fokus auf dem Bauteil „Thermisch aktive Schicht im Bauteilquerschnitt“. Diese Aufteilung entspricht den Kern-Anwendungsgebieten der beiden Simulationsprogramme, siehe Kapitel 2.2.5.

#### 5.2.1 TRNSYS-Modellierung mit Type 56 als Bestandteil des Raumes

Zur Modellierung von Gebäuden mit mehreren Zonen wird in TRNSYS standardmäßig Type 56 („Multizone Building“) verwendet, siehe [Klein et al., 2014]. Innerhalb von Type 56 können thermisch aktive Schichten in Wandkonstruktionen integriert werden. Die Integration und Modellierung dieser thermisch aktiven Schichten beruht in TRNSYS wesentlich auf den Arbeiten von [Koschenz & Lehmann, 2000], [Feist, 1994] und [Glück, 1982]. Da diese Grundlagen auch für die theoretischen Grundlagen der aWT in Kapitel 2.3 benutzt werden, kann das Konzept der aWT ganz grundlegend mit TRNSYS modelliert und auch simuliert werden. Weitere Untersuchungen zum generellen Einsatz von Type 56 zur Modellierung der aWT können [Altgeld et al., 2010] entnommen werden.

Die detaillierte Beschreibung der Modellierung von thermisch aktiven Schichten in Type 56 kann Kapitel 5.4.4 in [Klein et al., 2014] entnommen werden. In Type 56 wird eine Außenwand durch die Integration einer thermisch aktiven Schicht zwischen massiver Wandkonstruktion und WDVS zur aWT. Im Folgenden wird die Modellierung der aWT entsprechend der Umsetzung an der Feldtestfläche der aWT (Raum 2.24) dargestellt.

##### 5.2.1.1 Eingabe Layer Type Manager

Im „Layer Type Manager“ innerhalb von Type 56 wird die thermisch aktive Schicht als „Active Layer“ angelegt. Es müssen die folgenden Parameter eingegeben werden:

*Tabelle 5-1: Eingabedaten für Modellierung der aWT mittels Kapillarohrmatten nach Abbildung 3-10*

Input	Bedeutung	Daten	Herkunft
Specific heat coefficient of water	Wärmekapazität des eingesetzten Fluids	Input aus Simulation Studio	gemäß Abbildung 0-10
Pipe spacing (center to center)	Abstand der Rohre	0.02 m	gemäß Abbildung 3-10
Pipe outside diameter	Äußerer Rohrdurchmesser	0.0043 m	gemäß Abbildung 3-10
Pipe wall thickness	Wandstärke Rohr	0.0008 m	gemäß Abbildung 3-10
Pipe wall conductivity	Wärmeleitfähigkeit des Rohrmaterial	0.828 kJ/(hmK)	gemäß Abbildung 3-10

### 5.2.1.1.2 Eingabe Wall Type Manager

Anschließend wird die thermisch aktive Schicht in das Bauteil über den „Wall Type Manager“ integriert. Es ergibt sich folgender Schichtaufbau für die thermisch aktivierte Außenwand der Feldtestfassade.

*Tabelle 5-2: Eingabedaten für die Modellierung der Außenwand mit thermischer Aktivierung*

Nr.	Bezeichnung	Dicke [mm]	Material	$\lambda$ [kJ/(hmK)]	cp [kJ/(kgK)]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]
1	Gips-Leichtputz	10	Knauf MP 75L	1.2	0.9	950
2	Bestandswand	360	Bewehrter Beton	7.2	1.1	2400
3	Klebemörtel	5	Knauf SM 300	1.9	1.1	1400
4	Kapillarrohrmatte	-/-	-/-	-/-	-/-	-/-
5	Klebemörtel	5	Knauf SM 300	1.9	1.1	1400
6	Kalk-Zement-Putz	40	Knauf LUP 222	1.5	1.0	1200
7	Klebemörtel	5	Knauf SM 700	3.2	1.1	1400
8	Wärmedämmung	160	Knauf EPS 032	0.1	1.5	17
9	Armierung & Putz	10	Knauf SP 260	3.2	1.1	1400

### 5.2.1.1.3 Strahlungsberechnung

Bei der Strahlungsberechnung wird unterschieden, ob die Eingabe der Geometrie des Raumes über die TRNSYS 3D-Erweiterung erfolgt oder von Hand (manuelle Eingabe der Wände). Bei der manuellen Eingabe kann nur das Standard-Modell der Strahlungsberechnung gewählt werden. Bei Eingabe der Geometrie mittels 3D-Erweiterung kann das detaillierte Modell gewählt werden. Dabei werden die Sichtachsen als Input aus dem 3D-Modell eingelesen und sind somit bekannt. Dies gilt für die direkte Strahlung, die Diffusstrahlung und die langwellige Strahlung.

### 5.2.1.1.4 Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient

Der konvektive Wärmeübergangskoeffizient kann in TRNSYS entsprechend Kapitel 2.3.4.4 berechnet werden. Dabei wird für Front/Rückseite des Bauteils unterschieden:

- Front / innen: Hier wird auf die interne Berechnung für eine vertikale Wand zurückgegriffen.
- Rückseite / außen: Hier soll der konvektive Wärmeübergangskoeffizient als Input an Type 56 übergeben werden. Die Berechnung findet somit im sogenannten Simulation Studio statt.

### 5.2.1.1.5 Integration in Zone/Airnode

Nach Integration einer thermisch aktivierte Außenwand in eine Zone/Airnode in TRNSYS müssen die „active layer specifications“ der Wandkonstruktion angepasst werden:

*Tabelle 5-3: Active Layer Specification*

Name	Wert	Beschreibung
Inlet temperature	Input aus Simulation Studio	Eintrittstemperatur aWT
Inlet mass flow rate	Input aus Simulation Studio	Massenstrom aWT
Number of fluid loops (n <sub>Loops</sub> )	154	Anzahl der Rohrschläufen
Gain	-/-	Sonstige Gewinne in der Ebene
Min. desired mass flow rate	10 kg/(hm 2)	Min. spez. Massenstrom

Aus der Anzahl der Rohrschläufen wird nach [Klein et al., 2014] die Rohrlänge entsprechend der folgenden Gleichung bestimmt:

$$L_{Rohr} = \frac{A_{Wand}}{D_x \cdot n_{Loops}} \quad (5-1)$$

Entsprechend der Umsetzung betragen die Wandfläche ca. 18 m<sup>2</sup>, der Abstand der Kapillaren 0.02 m und die Anzahl der Rohrschläufen der Kapillarrohrmatte 154. Somit ergibt sich nach Gleichung (5-1) eine mittlere Rohrlänge von 3.08 m.

In Abhängigkeit der Rohrgeometrie, des Abstands der Rohre und des gewünschten minimalen Massenstroms kann es nach [Koschenz & Lehmann, 2000] notwendig sein, dass die thermisch aktive

Fläche segmentiert werden muss. Hierfür gibt es in TRNSYS die Funktion „Autosegmentierung“. Mit der Rohrgeometrie aus der Umsetzung, einer Fläche der Wand von rund  $18 \text{ m}^2$  und einem gewünschten minimalen Massenstrom von  $10 \text{ kg/(hm}^2)$  ergeben sich 8 Wand-Segmente. In [Klein et al., 2014] wird für Kapillarrohrsysteme ebenfalls eine Segmentierung in 8 Teilstücke empfohlen.

#### Outputs des Modells

Als Outputs des Modells können alle in TRNSYS erstellbaren Outputs genutzt werden. Bezogen auf die Wand sind dies insbesondere die Oberflächentemperaturen, die Wärmeströme von der Oberfläche in die angrenzenden Räume oder Umgebung und der Wärmestrom von der aktiven Schicht in das Bauteil.

#### Stärken des Modells bzw. des Modellierungsansatzes

Die wesentliche Stärke des Modells besteht in der Nutzung des Gebäude-Types (Type 56) in TRNSYS. Somit ist die Integration der aWT in eine komplette Gebäude- und Anlagensimulation möglich.

#### Schwächen des Modells bzw. des Modellierungsansatzes

Als Schwäche kann der hohe Aufwand genannt werden, der für eine Modellierung in Type 56 notwendig ist. Dies ist unabhängig davon, ob nur eine Wand oder ein ganzes Gebäude modelliert werden soll. Viele Eingaben in Type 56 sind trotzdem notwendig. Zusätzlich müssen in Type 56 immer mindestens zwei Wände eingegeben werden, die Betrachtung einer einzelnen Wand ist somit nur über Umwege möglich. Ein weiterer Nachteil von TRNSYS ist, dass keine Detail-Outputs für die Bauteile möglich sind (Temperatur verschiedener Schichten, Temperaturverläufe usw.).

#### Fazit

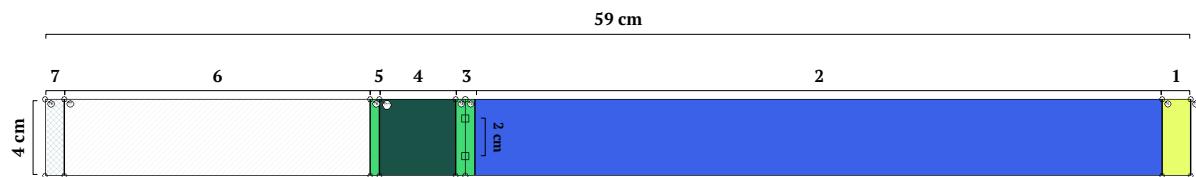
Das Type 56 ist ein Standard-Type von TRNSYS und somit ist die direkte Modellierung in Type 56 für die aWT ein großer Pluspunkt. Die Berechnungsgrundlagen von Type 56 sind transparent und können in [Klein et al., 2014] nachvollzogen werden. Die Berechnungsgrundlage geht u.a. auf [Koschenz & Lehmann, 2000] und die Werke von Glück zurück.

### 5.2.2 HEAT2-Modell

Innerhalb der Bauteilsimulation in HEAT können sogenannte Modifikationen (Rohrleitungen, Luftschichten usw.) eingegeben werden. Über diesen Weg können somit auch thermisch aktivierte Bauteile modelliert und betrachtet werden. In Abbildung 5-1 wurde eine solche Modifikation (Rohrleitung mit Temperaturangabe) in den Wandquerschnitt der Feldtestumsetzung integriert. In Tabelle 5-4 sind die entsprechenden Materialkennwerte hinterlegt.

*Tabelle 5-4: Materialkennwerte für die Modellierung der aWT, entsprechend der Umsetzung aus Tabelle 3-3*

Nr.	Name / Bezeichnung	Dicke [mm]	Material	$\lambda$ [W/mK]	Volumetrische Wärmekapazität [MJ/(m <sup>3</sup> K)]
1	Gips-Leichtputz (innen)	10	Knauf MP 75L	0.34	0.855
2	Bestandswand	360	Bewehrter Beton	2.0	2.640
3	Klebemörtel	10	Knauf SM 300	0.54	1.540
4	Kalk-Zement-Putz	40	Knauf LUP 222	0.43	1.200
5	Klebemörtel	5	Knauf SM 700	0.89	1.540
6	Wärmedämmung	160	Knauf EPS 032	0.032	0.025
7	Armierung & Oberputz	10	Knauf SP 260	0.89	1.540



*Abbildung 5-1: Modellierung eines Ausschnitts der aWT in HEAT, die Zahlen entsprechen der Nr. aus Tabelle 5-4*

#### Outputs des Modells

Als Outputs von HEAT2 stehen die Wärmeströme über die Bauteilgrenzen zur Verfügung. Zusätzlich können Temperaturverläufe im Bauteil und an den Grenzen berechnet und dargestellt werden.

#### Stärken des Modells bzw. des Modellierungsansatzes

Innerhalb von HEAT2 können Wärmeströme und Temperaturen in Bauteilen mittels eines sehr feinmaschigen Netzes dargestellt werden. Somit sind auch Detailbetrachtungen möglich, wie z.B. Isothermen, Aufheizkurven usw.

#### Schwächen des Modells bzw. des Modellierungsansatzes

Mit HEAT2 können nur zweidimensionale Probleme betrachtet werden. Die Größe der Bauteile in HEAT2 ist durch den Eingabeaufwand und die Handhabbarkeit beschränkt. Umwelteinflüsse können in HEAT2 als externe Datei berücksichtigt werden, jedoch erhöht dies den Eingabeaufwand immens.

#### Fazit

HEAT2 eignet sich sehr gut für Detailbetrachtungen innerhalb von Bauteilen bei einfachen Randbedingungen wie vorgegebenen (konstanten) Wärmeübergangskoeffizienten und Umgebungsbedingungen (Wind & Strahlung).

### 5.3 Modellierung der aLT

Für die aLT wurden zwei generelle Möglichkeiten zur Modellierung in TRNSYS entwickelt, siehe [Schmidt, 2013]. Eine Veröffentlichung der Modellierungsmöglichkeiten und eine erste vereinfachte Validierung kann [Schmidt et al., 2016] entnommen werden. Die finale Darstellung der Modellierung und Validierung wurde in [Schmidt et al., 2018b] veröffentlicht.

#### 5.3.1 Grundlagen und Anforderungen

Für die Integration der aLT in eine dynamische Gebäude- und Anlagensimulation sind primär die energetischen Betrachtungen und Kennwerte relevant (Temperaturen und Wärmeströme). Daher liegt der Fokus in dieser Phase auf einer rein wärmetechnischen Simulation; ohne weitergehende Strömungssimulation (homogene Durchströmung wird vorausgesetzt), ohne Feuchtentransport und ohne Druckverlustberechnung. Bei der aLT, entsprechend Abbildung 5-2, nimmt die den Luftkanal durchströmende Luft einen Teil des durch die Außenwand fließenden Wärmestroms auf und wird in Folge dessen temperiert. Wichtig für die Modellierung ist, dass die verwendeten Modelle die Wärmetransportvorgänge innerhalb der Konstruktion und gegenüber der Umgebung abbilden können, siehe Abbildung 5-3. Der grundlegende Aufbau der aLT kann in drei Schichten unterteilt werden:

- ➊ S1: Konstruktion als Abschluss zur Umgebung hin; hier Wärmedämmung / WDVS
- ➋ S2: Luftkanal bzw. Luftspalt, in dem die vorbeiströmende Luft temperiert wird
- ➌ S3: Bestehende Konstruktion (Bestandswand) zum Innenraum hin; hier: massives Mauerwerk

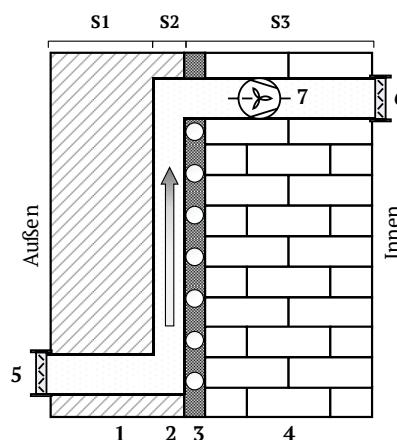
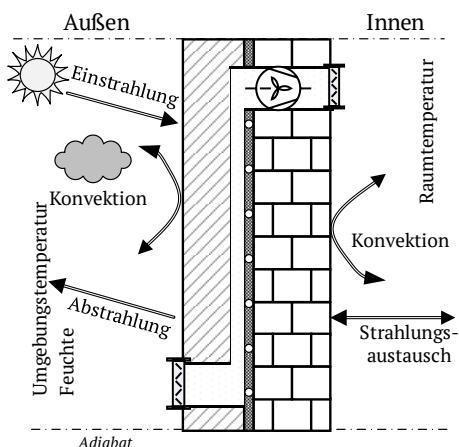


Abbildung 5-2: Schema der Außenliegenden Lufttemperierung mit Bestandswand (4), thermisch aktiver Schicht (3), Luftspalt (2), Wärmedämmung (1), Lufteinlass (5) und Luftauslass (6)

Da es sich bei der aLT um ein Bauteil innerhalb der thermischen Hülle des Gebäudes handelt, treten gegenüber der Umgebung die folgenden Wärmetransportvorgänge auf:



- ➊ Außenseite (Umgebung):
  - Einstrahlung auf die Oberfläche (Direkt- und Diffusstrahlung), z.B. Sonnenstrahlung
  - Abstrahlung der Oberfläche, z.B. zum Himmel
  - Wärmeübergang durch Konvektion an der Oberfläche
- ➋ Innenseite (Raum):
  - Strahlungsaustausch zwischen den Oberflächen des Raumes
  - Wärmeübergang durch Konvektion

Abbildung 5-3: Wärmetransportvorgänge gegenüber der Umgebung der aLT

Innerhalb der Konstruktion bzw. im Luftspalt treten die folgenden Wärmetransportvorgänge auf:

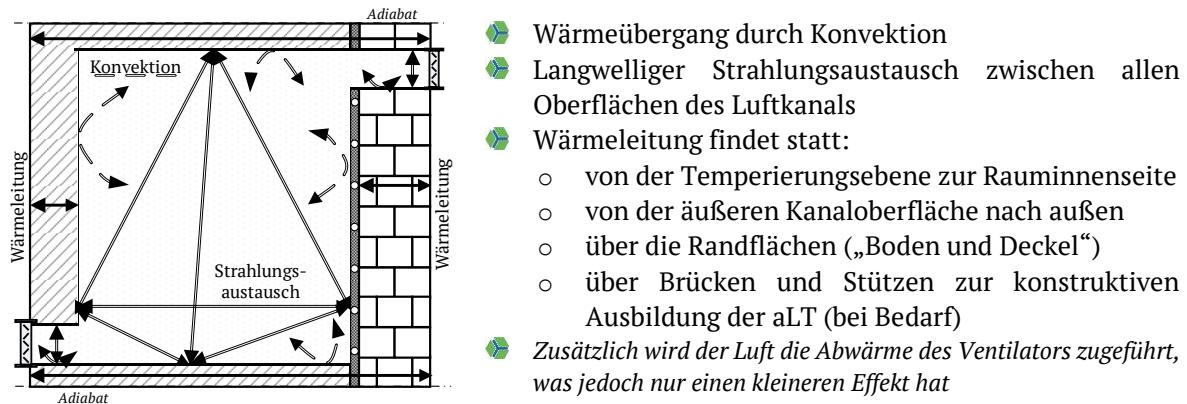


Abbildung 5-4: Wärmetransportvorgänge innerhalb des Luftkanals der aLT

### 5.3.2 Ausgabewerte.

Da zur Validierung der verwendeten Modelle später ein Vergleich zwischen den Simulationsergebnissen und den Messergebnissen erfolgt, ist es zudem wichtig, dass bei der Modellierung entsprechende Ausgabewerte (Outputs) generiert werden können. Die folgenden Ausgabewerte sind für die Validierung relevant, siehe Abbildung 5-5.

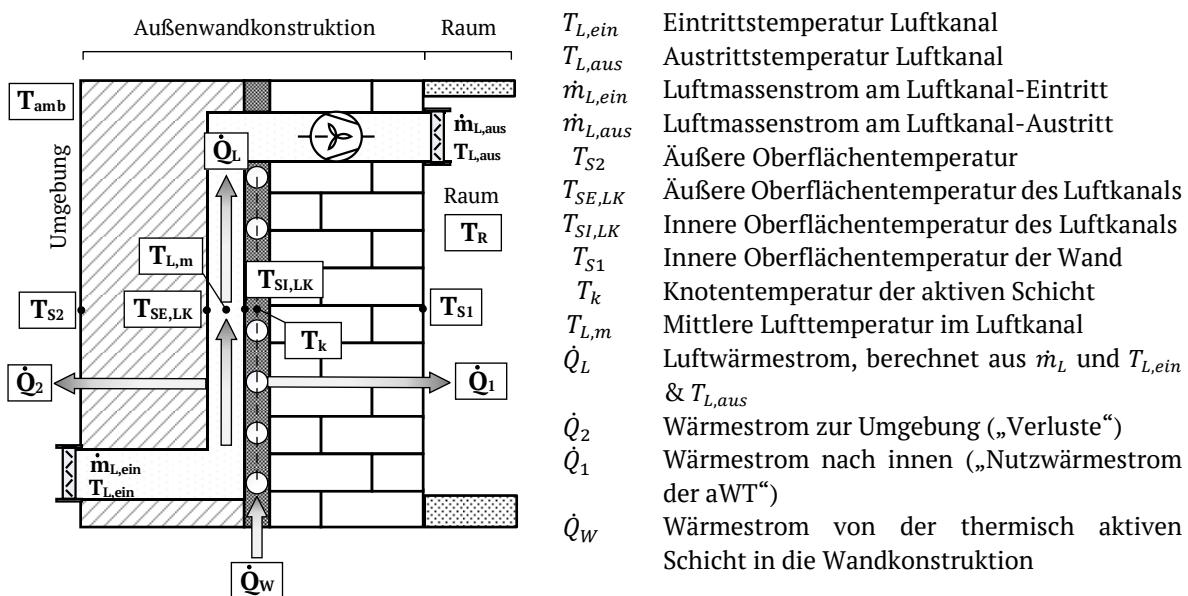


Abbildung 5-5: Wesentliche Ausgabewerte der Simulationsmodelle, die zur Validierung herangezogen werden können

### 5.3.3 TRNSYS-Modelle

Im Rahmen einer Vorstudie [Schmidt, 2013] konnten zwei Möglichkeiten identifiziert werden, die einen Großteil der oben angeführten Wärmetransportvorgänge betrachten und die entsprechenden Ausgabewerte liefern, siehe folgendes Kapitel. Zudem konnte parallel dazu eine dritte Modellierungsmöglichkeit in TRNSYS erarbeitet werden.

#### 5.3.3.1 Modellierung mittels Multizonenmodell (Type 56, Gebäude)

Da es sich bei der aLT um einen Bestandteil der thermischen Hülle handelt und die thermisch aktive Schicht in TRNSYS in Type 56 modelliert werden kann, siehe Kapitel 5.2, liegt es nahe auch die Modellierung der aLT direkt über Type 56 zu versuchen.

Dabei besteht zwar die Möglichkeit in TRNSYS in Wandkonstruktionen eine Luftsicht (stehend oder belüftet) zu integrieren. Diese wird jedoch innerhalb der Wandkonstruktion „nur“ als masselose Schicht mit einem bestimmten thermischen Widerstand (in Abhängigkeit der Dicke und ob stehend oder belüftet) betrachtet. Es kann zum Beispiel kein eindringender Luft-Massenstrom vorgegeben werden und es kann auch keine thermische Auswertung der Luftführung entsprechend Abbildung 5-5 (z.B. Oberflächentemperaturen des Luftkanals) erfolgen. Daher kann die aLT, im Gegensatz zur aWT, nicht als eine normale Wandkonstruktion modelliert und energetisch ausgewertet werden.

Eine andere Möglichkeit ist, den Luftkanal als fiktiven zusätzlichen Raum (Raum 2) in TRNSYS zu modellieren, siehe Abbildung 5-6. Hierfür muss die Außenkonstruktion aufgeteilt werden in Bestandswand mit thermischer Aktivierung und WDVS. Der Luftkanal als fiktiver Raum besitzt eine Grenzwand zum eigentlichen Innenraum hin (Bestandswand + thermische Aktivierung) und eine Außenwand zur Umgebung hin (WDVS). Dem fiktiven Raum kann in TRNSYS ein Luftmassenstrom als Input mit einer definierten Temperatur zugeführt werden. Dem eigentlichen Innenraum (Raum 1) könnte somit als Input ein Luftmassenstrom mit der Temperatur aus dem Luftkanal (Raum 2) zugeführt werden. Die Wärmetransportvorgänge finden dann innerhalb des fiktiven Raumes, im eigentlichen Luftspalt, statt.

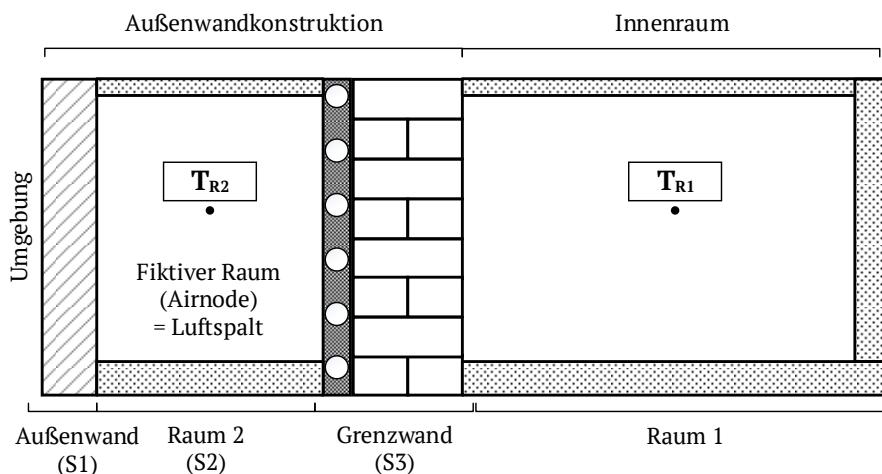


Abbildung 5-6: Skizze des Modellierungsansatzes mittels TRNSYS Type 56. Die Temperatur  $T_{R2}$  entspricht der Temperatur  $T_{L,m}$  aus Abbildung 5-5 und  $T_{R1}$  der Temperatur  $T_R$

Da TRNSYS für eine Zone nur eine Lufttemperatur berechnet, erfolgt keine Berechnung einer vertikalen Temperaturverteilung. Für die Modellierung der aLT bedeutet dies, dass unabhängig von der Größe des den Luftkanal repräsentierenden Raumes immer nur eine (mittlere) Lufttemperatur zur Verfügung steht. Diese mittlere Lufttemperatur berechnet sich entsprechend den Grundlagen von TRNSYS u.a. aus den mittleren Oberflächentemperaturen der Umfassungsflächen. Um in TRNSYS eine Endtemperatur am oberen Ende des Luftkanals zu berechnen, müsste der Luftkanal in eine möglichst große Anzahl „n“ von Luftknoten (Airnodes) segmentiert werden, siehe Abbildung 5-7. Die mittlere Lufttemperatur des letzten Luftknotens sollte dann einer repräsentativen Endtemperatur im Luftkanal entsprechen. Da der Strahlungsaustausch innerhalb des Luftkanals eine wesentliche Rolle spielt, ist es wichtig das Detail-Modell innerhalb von TRNSYS nutzen zu können.

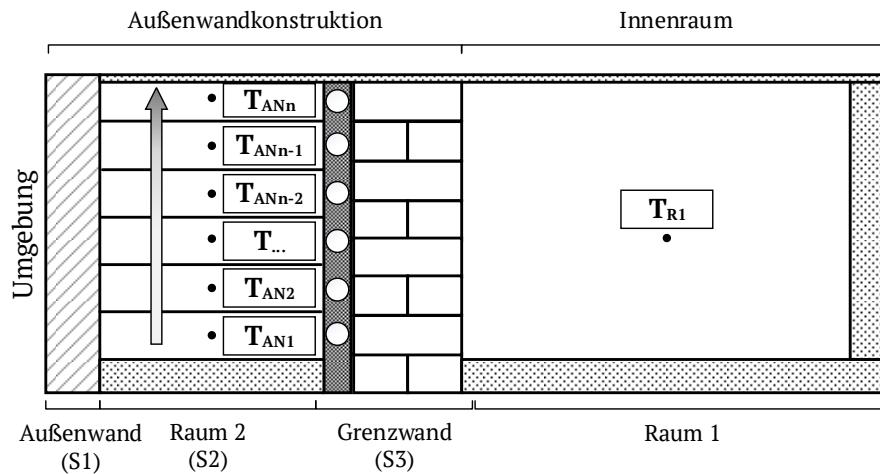


Abbildung 5-7: Skizze des Mehrzonenmodells zur Modellierung des Luftkanals

Für das generelle Modell in Abbildung 5-7 müsste für Airnode 1 (AN1) der Luftmassenstrom der aLT als Input mit der Eintrittstemperatur gleich der Umgebungstemperatur definiert werden. Für die Airnode 2 (AN2) wird der gleiche Luftmassenstrom jedoch mit der Eintrittstemperatur  $T_{AN1}$  verknüpft und so weiter. Dem Raum 1 wird schließlich der definierte Luftmassenstrom aus Airnode „n“ mit der Temperatur  $T_{ANn}$  zur Verfügung gestellt.

#### Fazit

Werden ausreichend Luftknoten modelliert (je nach Länge des Luftkanals  $n > 100$ ), funktioniert der Modellansatz und liefert brauchbare Ergebnisse. Jedoch ist der Eingabeaufwand durch die vielen Luftknoten viel zu hoch und auch die einhergehende Fehleranfälligkeit bzw. der Aufwand für Änderungen/Anpassungen.

#### Stärken des Modells bzw. des Modellierungsansatzes

Die wesentliche Stärke des Ansatzes beruht auf der kompletten Modellierung in Type 56 und der Benutzung der in TRNSYS hinterlegten Gleichungen für den Wärmetransport im Raum (Luftspalt) und in der Konstruktion.

#### Schwächen des Modells bzw. des Modellierungsansatzes

Die folgenden „Schwächen“ dieses Modellierungsansatzes liegen vor:

- ▢ Wärmetransportvorgänge im Lufteinlass, beim Durchqueren der Dämmsschicht werden nicht betrachtet (Wärmeübertragung zwischen Dämmsschicht und Luft im Rohrkanal).
- ▢ Wärmetransportvorgänge im Luftauslass, beim Durchqueren der Bestandswand werden nicht betrachtet (Wärmeübertragung zwischen Bestandswand und Luft im Rohrkanal).
- ▢ Einfluss der Wärmeabgabe des Ventilators im Luftauslass wird nicht betrachtet.
- ▢ Einfluss der Schwachstellen „Lufteinlass“ und „Luftauslass“ auf die generellen Wärmetransportvorgänge der Außenwand (lokal höherer U-Wert) werden nicht betrachtet.

Im Rahmen der Validierung der Simulationsmodelle in Kapitel 6 kann eine Bewertung dieser Punkte erfolgen und es werden Maßnahmen für eine erweiterte Modellierung analysiert.

### 5.3.3.2 Modellierung mit einem Modell für hinterlüftete Fassaden

Bei der zweiten Modellierungsmöglichkeit handelt es sich um ein TRNSYS-Modell zur Simulation von hinterlüfteten Fassaden (Type 1230: Ventilated, air cavity wall; Bestandteil der TESS-Library<sup>29</sup>), siehe [Thornton, 2007]. Das Type 1230 besteht entsprechend Abbildung 5-8 aus drei modellierten Schichten:

- S1: äußerer Teil der Außenwandkonstruktion
- S2: Luftspalt
- S3.1: „Resistive Layer“ zur Verknüpfung des Types mit Type 56. Dieser Resistive Layer dient als Hilfsmittel zur Berechnung des Wärmeübergangs zwischen Type 1230 und Type 56 und gleichzeitig zur Berechnung des Wärmeübergangs von der Oberfläche in den Luftspalt.

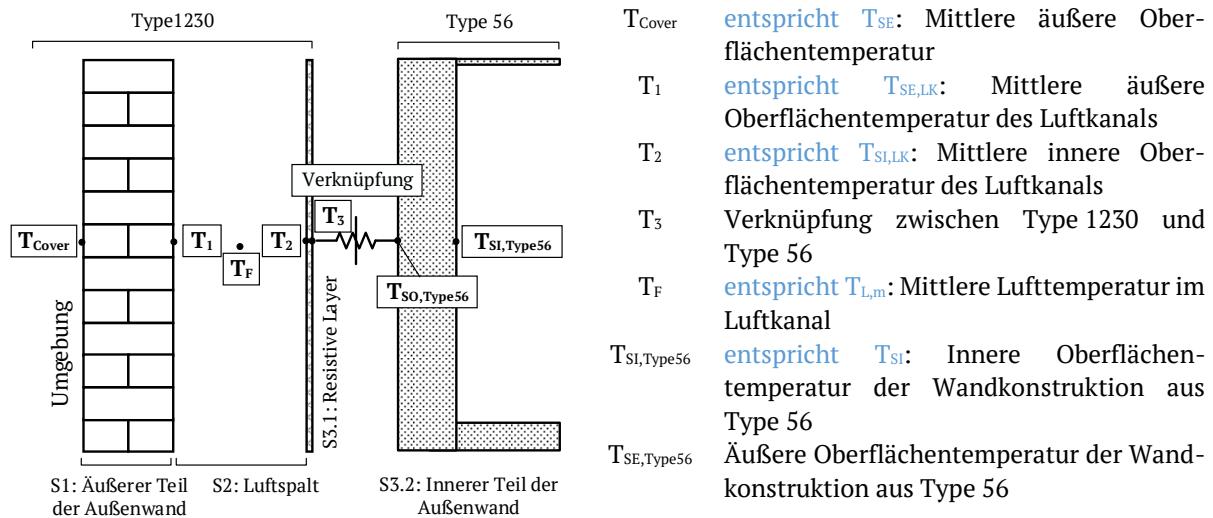


Abbildung 5-8: Schema des Aufbaus von Type 1230 zur Modellierung von hinterlüfteten Fassaden mit den einzelnen Schichten S1 bis S3.1 & S3.2 und der Verknüpfung des Types mit dem Gebäudemodell Type 56. Im Folgenden wird die Nomenklatur entsprechend Abbildung 5-5 übernommen.

Die Berechnung der an den Luftstrom übertragenen Energie erfolgt durch das Aufstellen von Energiebilanzen an fünf verschiedenen Stellen innerhalb der Konstruktion, siehe Abbildung 5-8 (links). Die entsprechenden Berechnungsschritte und Gleichungen können dem Anhang entnommen werden.

#### Outputs des Modells

Als Outputs des Modells können die mittleren Oberflächentemperaturen im Luftkanal und die mittleren Bauteiltemperaturen ausgegeben werden. Darüber hinaus wird jedoch auch eine Lufttemperatur am Ende des Luftkanals berechnet ( $T_{L,aus}$ ). Ferner können oben in den Unterpunkten aufgeführte Energie(teil)ströme ausgegeben werden.

#### Fazit

Alle in Kapitel 5.3.1 aufgeführten Anforderungen an die abzubildenden Wärmetransportvorgänge werden erfüllt. Durch die Aufteilung der Schicht S3 in eine Verknüpfung mit Type 56 (S3.2) kann Type 1230 zusammen mit einer Gebäudemodellierung benutzt werden. Zudem kann in Type 56 die Modellierung der aktiven Schicht erfolgen (entsprechend dem Modellierungsansatz der aWT, siehe Kapitel 5.2). Die Verknüpfung zwischen Type 1230 und Type 56 im Simulation Studio ist in der Dokumentation des Types ([Thornton, 2007]) falsch wiedergegeben. Hier wurde zusammen mit dem deutschen Ansprechpartner (Transsolar) die korrekte Verknüpfung erarbeitet und getestet.

#### Stärken des Modells bzw. des Modellierungsansatzes

Die wesentliche Stärke des Modells besteht in der detaillierten Berechnung der Wärmeübergangs- und Wärmetransportvorgänge in allen Ebenen der Konstruktion.

<sup>29</sup> TESS Library, siehe: <http://www.trnsys.com/tess-libraries/> (abgerufen am 14.04.2018)

Schwächen des Modells bzw. des Modellierungsansatzes

Entsprechend dem Mehrzonenmodell kann der Luftein- und Luftauslass durch die beiden Wandkonstruktionen auch mittels Type 1230 nicht modelliert bzw. berücksichtigt werden. Auch der Einfluss des Ventilators im Luftauslass ist in dem Modell nicht modellierbar; was jedoch einen eher vernachlässigbaren Einfluss hat.

Je nach Massenstrom des aktiven Layers müssen thermisch aktivierte Konstruktionen in TRNSYS in kleinere Segmente unterteilt (segmentiert) werden. Diese Segmentierung passt nicht zu einer Verknüpfung mit Type 1230. Wie oben beschrieben muss Type 1230 mit der mittleren Oberflächentemperatur ( $T_3$ ) von Type 56 verknüpft werden. Im Fall einer Segmentierung dieser Außenwand gibt es jedoch nicht mehr eine Oberflächentemperatur in TRNSYS, sondern für jede segmentierte Fläche wird eine Oberflächentemperatur ausgegeben, siehe Beispiel mit fünf Segmenten in Abbildung 5-9. Wird hier eine „falsche“ Oberflächentemperatur verknüpft, führt dies zu Fehlern in der Energiebilanz von Type 1230. Für die Modellierung wurde der Ansatz gewählt, dass aus allen Segmenten eine mittlere Oberflächentemperatur  $T_{SE,m}$  ermittelt wird und diese mit dem Type 1230 verknüpft wird. Als weiterer Nachteil des Types ist zu nennen, dass die Wärmekapazität des Arbeitsmediums (v.a. Luft) nicht geändert werden kann. Scheinbar wird hier intern mit einem festen Wert/Polynom gerechnet, dies ist in der Dokumentation nicht ersichtlich.

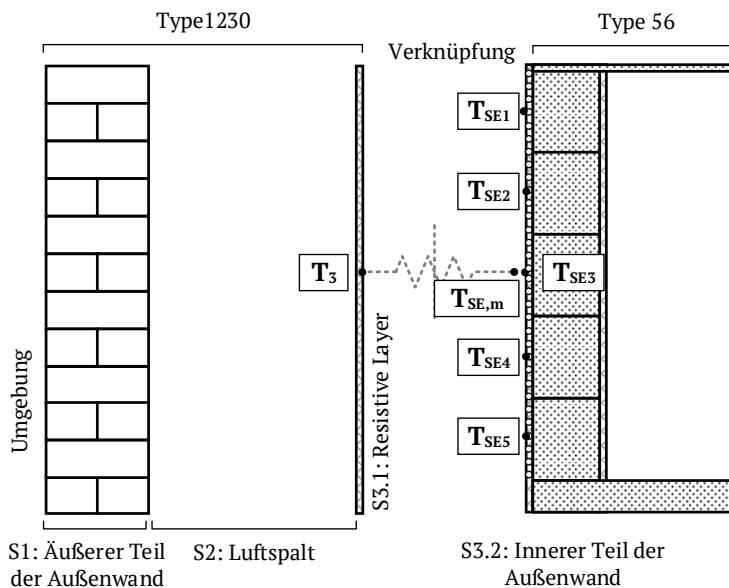


Abbildung 5-9: Schema der Verknüpfung von Type 1230 und Type 56 am Beispiel einer thermisch aktivierten, segmentierten Außenwand. In diesem Beispiel ist die Wand in 5 Teile segmentiert und es wird die mittlere Oberflächentemperatur  $T_{SE,m}$  als Verknüpfungstemperatur definiert.

### 5.3.3.3 Modellierung mittels Berechnung entsprechend der Norm DIN EN 13363

Parallel zu den anderen Ansätzen wurde auch die Modellierung der aLT mit Gleichungen für belüftete Zwischenräume nach [DIN EN 13363-2, 2005] untersucht. Dort wird ein detailliertes Berechnungsverfahren für Sonnenschutzeinrichtungen mit Verglasungen aufgeführt, darunter unter anderem in Kapitel 5.3.3 auch „Belüftete Zwischenräume“. Die aLT kann als ein solcher belüfteter Zwischenraum betrachtet werden. Unter der Annahme, dass die mittlere Strömungsgeschwindigkeit der Luft bekannt ist, kann die aLT somit mit den Gleichungen aus der Norm berechnet werden. Ziel ist dabei die Ermittlung der oberen Temperatur im Luftspalt, die in den Innenraum geführt wird ( $T_{L,aus}$ ), und die Ermittlung der entsprechenden Wärmeströme an die Luft und innerhalb der Konstruktion. Eine schematische Darstellung der Kenndaten ist in Abbildung 5-10 dargestellt.

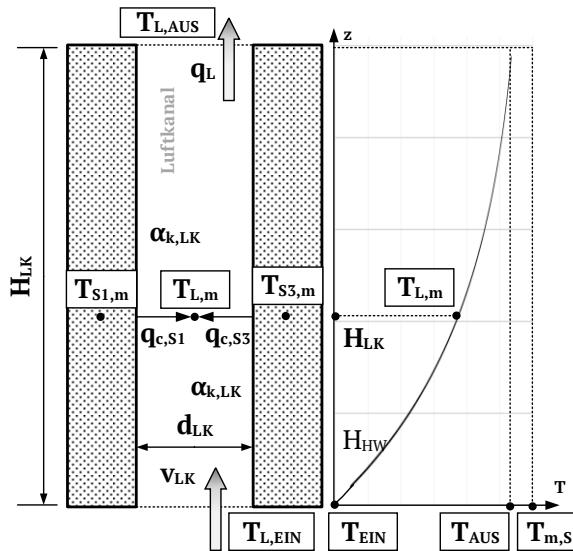


Abbildung 5-10: Schematische Darstellung der Kenndaten des belüfteten Zwischenraums (links) und des entsprechenden Temperaturprofils im Inneren des Luftspalts (rechts); unter der Annahme, dass die Luft über die Strecke erwärmt wird. Die Abbildung wurde erstellt in Anlehnung an Bild 5 aus DIN EN 13363.

Das Temperaturprofil der Luft über die Höhe des Luftkanals (hier Zwischenraum) hängt dabei sowohl von der Strömungsgeschwindigkeit ( $v_{LK}$ ) als auch von den Wärmeübergangskoeffizienten ( $\alpha_{k,LK}$ ) ab. Die folgenden Berechnungsschritte ergeben sich entsprechend der Norm:

- 1) Beim Aufwärmvorgang oder Abkühlvorgang innerhalb des Luftkanals handelt es sich im stationären Zustand um eine exponentielle Annäherung, da sich die Lufttemperatur im Luftkanal einem festen Wert annähert (Temperatur der Umfassungsflächen). Bei einem konstanten Endwert kann die entsprechende Differentialgleichung wie folgt geschrieben werden:

$$\tau \cdot \frac{dT}{dt} = T - T_{Ende} \quad (5-2)$$

Mit:

$\tau$	Proportionalitätskonstante zwischen den Zustandsgrößen
$dT / dt$	Wachstumsrate / Änderungsrate
$T_{Ende}$	Mittlere Temperatur der Umfassungsflächen

Ist die Strömungsgeschwindigkeit im Luftkanal bekannt, kann der zeitliche Prozess auch in einen Prozess in Abhängigkeit der Strecke (hier Höhe) umgewandelt werden. Bei der betrachteten intensiven Zustandsgröße handelt es sich hier um die Temperatur, so dass Gleichung (5-2) wie folgt umgeschrieben werden kann:

$$\tau \cdot \frac{dT}{dH} = T_{LK(z)} - T_{m,S} \quad (5-3)$$

Die Differentialgleichung aus Gleichung (5-3) lässt sich so auflösen, dass die Lufttemperatur „T“ in der Höhe „H(z)“ im belüfteten Luftkanal „LK“ in den Grenzen von  $0 \leq z \leq H_{LK}$  berechnet werden kann:

$$T_{LK}(z) = T_{m,S} - (T_{m,S} - T_{L,ein}) \cdot e^{-z/H_{HW}} \quad (5-4)$$

Mit:

$T_{LK}(z)$	Temperatur im Luftkanal in der Höhe „z“
$H_{HW}$	Charakteristische Höhe, siehe Gleichung (5-6)
$T_{L,ein}$	Temperatur der eindringende (Umgebungs-)Luft
$T_{m,S}$	Durchschnittliche Temperatur der Schichten S1 und S3: $T_{m,S} = (T_{S1,m} + T_{S3,m})/2$

$$(5-5)$$

Dabei wird die Proportionalitätskonstante  $\tau$  durch eine charakteristische Höhe  $H_{HW}$  ersetzt. Diese Höhe bezeichnet den Punkt innerhalb des Luftkanals, an dem die Lufttemperatur die halbe Größe zwischen Eintritt und Austritt angenommen hat; also die mittlere Temperatur im Luftkanal ( $T_{L,m}$ ). Daher wird die charakteristische Höhe auch als Halbwertsstrecke oder Halbwertshöhe (HW), in Anlehnung an Halbwertszeit bei Zerfallsprozessen, bezeichnet.

- 2) Die Halbwertshöhe  $H_{HW}$  bezeichnet die Höhe  $H$  des Luftkanals, in der sich die mittlere Lufttemperatur zwischen Ein- und Austritt einstellt. Die Höhe wird bestimmt durch:

$$H_{HW} = \frac{\rho_{LK} \cdot cp_{LK} \cdot D_{LK} \cdot w_{LK}}{2 \cdot \alpha_{k,LK}} \quad (5-6)$$

Mit:

$\rho_{LK}$	Dichte der Luft bei der Temperatur $T_{L,LK}$
$cp_{LK}$	Spezifische Wärmekapazität des Gases bei $T_{L,LK}$
$D_{LK}$	Dicke des Luftkanals „LK“
$w_{LK}$	Mittlere Strömungsgeschwindigkeit der Luft im Luftkanal
$\alpha_{k,LK}$	Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient für den Luftkanal:

$$\alpha_{k,LK} = 2 \cdot h_{g,LK} + a \cdot v_{LK} \quad (5-7)$$

Für die Lösung von Gleichung (5-7) werden der Wärmeübergangskoeffizient eines geschlossenen Zwischenraums ( $h_{g,LK}$ ) nach Kapitel 5.3.2 der Norm DIN EN 13363-2 und der Geschwindigkeitskoeffizient  $a$  auf 4  $W/(m^3K)$  festgesetzt.

- 3) Der Wärmeübergangskoeffizient des geschlossenen (unbelüfteten) Zwischenraums berechnet sich aus:

$$h_{g,LK} = Nu_{LK} \cdot \frac{\lambda_{LK}}{D_{LK}} \quad (5-8)$$

Mit:

$Nu_{LK}$	Nusselt-Zahl nach DIN EN 673
$\lambda_{LK}$	Wärmeleitfähigkeit der Luft im Luftspalt bei $T_{L,LK}$
$D_{LK}$	Dicke des Luftspalts „LK“

Nach DIN EN 673 gibt es bei der freien Konvektion im geschlossenen, nicht belüfteten Luftspalt einen Zusammenhang zwischen Nusselt-, Grashof- und Prandtl-Zahl in der Form:

$$Nu = A \cdot (Gr \cdot Pr)^n \quad (5-9)$$

Wobei nach Norm  $A = 0,035$  und  $n = 0,38$  für senkrechte Verglasung angesetzt werden können. Dies entspricht einer vertikalen Platte mit stehender Luft. Wird Nu in Gleichung (5-9) kleiner 1, dann wird Nu = 1 gesetzt. Zusammengefasst und unter Ansetzung der Randbedingungen nach DIN EN 673, ergibt sich die Nusselt-Zahl zu:

$$Nu_{LK} = 0,035 \cdot \left[ \frac{9,81 \cdot s_j^3 \cdot 15 \cdot \rho_{(10^{\circ}C)}^2}{283 \cdot \mu_{(10^{\circ}C)}^2} \cdot \frac{\mu_{(10^{\circ}C)} \cdot cp_{(10^{\circ}C)}}{\lambda_{(10^{\circ}C)}} \right]^{0,38} \quad (5-10)$$

Mit:

$\mu$	Dynamische Viskosität der Luft
-------	--------------------------------

- 4) Somit ergibt sich die Temperatur am Ende Luftkanals zu:

$$T_{L,aus} = T_{L,m} - (T_{m,S} - T_{S1,m}) \cdot e^{-H_{LK}/H_{HW}} \quad (5-11)$$

- 5) Die Wärmeäquivalent-Temperatur der Luft im Zwischenraum wiederum wird bestimmt durch:

$$T_{I,LK} = T_{L,m} - \frac{H_{HW}}{H_{LK}} (T_{S3,m} - T_{S1,m}) \quad (5-12)$$

- 6) Der flächenspezifische Wärmestrom von den beiden Oberflächen des Luftkanals an die Luft:

$$q_{c,S1} = h_{c,LK} \cdot (T_{I,LK} - T_{S1,m}) \quad (5-13)$$

$$q_{c,S3} = h_{c,LK} \cdot (T_{I,LK} - T_{S3,m}) \quad (5-14)$$

- 7) Somit ergibt sich der gesamte Wärmestrom von den Oberflächen an die Luft zu:

$$q_L = q_{c,S1} + q_{c,S3} \text{ bzw. } \dot{Q}_L = (q_{c,S1} + q_{c,S3}) \cdot A_{Kanal} \quad (5-15)$$

Mit:

$A_{\text{Kanal}}$  Luftüberströmte Fläche des Luftkanals

## Umsetzung in TRNSYS

Bei der Umsetzung in TRNSYS handelt sich um einen kombinierten Ansatz aus einem analytischen Modell und einer Modellierung zur Abbildung der realen Vorgänge. Die Berechnungen erfolgen in TRNSYS im „Simulation Studio“. Modelliert wird die aLT in Type 56 durch Erzeugung eines eigenen Luftknotens (*kurz Airnode bzw. AN*) für den Luftkanal (S2). Die Modellierung ist somit vom Ansatz sehr ähnlich dem Mehrzonenmodell unter Kapitel 5.3.3.1. Durch die parallele Berechnung wird die obere Temperatur im Kanal nicht in TRNSYS modelliert, sondern berechnet, siehe Abbildung 5-11.

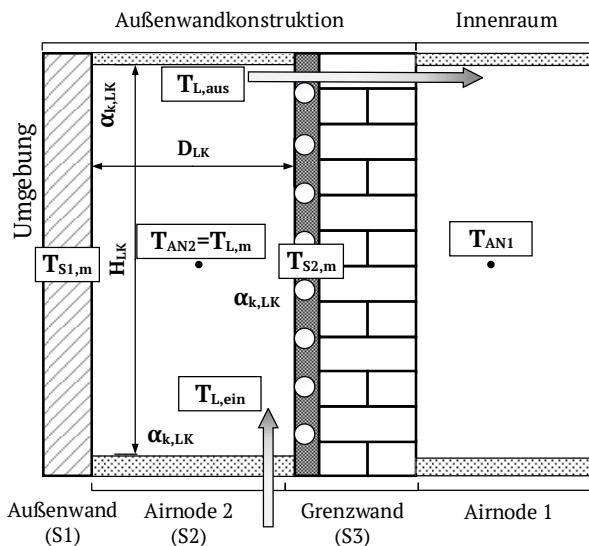


Abbildung 5-11: Übertragung des Schemas aus Abbildung 5-10 auf die Modellierung in TRNSYS-Type 56 unter Verwendung von zwei Luftknoten (Airnode 1 = Innenraum; Airnode 2 = Luftkanal)

Die Bestandswand mit der thermisch aktiven Schicht wird als Grenzwand zwischen Airnode 1 (Innenraum) und Airnode 2 (Luftkanal) definiert. Die Außenwand von Airnode 2 ist dann „nur“ noch das WDVS. Die Airnode 2 wird auf die Wärmeäquivalent-Temperatur  $T_{L,m}$  temperiert. Die berechnete Temperatur am oberen Ende des Luftkanals  $T_{L,aus}$  wird mit dem Innenraum (Airnode 1) über ein Ventilation Type verknüpft. Durch das Setzen der Wärmeäquivalent-Temperatur für die Airnode 2 und der Wärmeübergangskoeffizienten für alle Flächen der Airnode 2 werden äquivalente Wärmeströme innerhalb der Airnode 2 und durch die Grenzwand generiert. Es wird somit keine Temperaturerhöhung über den Luftkanal modelliert und auch kein Lufteintritt von außen verknüpft, sondern „nur“ eine Wärmeäquivalent-Temperatur berechnet, die zu äquivalenten Wärmeströmen von den Oberflächen an die Luft und durch die Konstruktion führt.

### Outputs des Modells

Die Outputs des Modells ergeben sich einerseits aus den Berechnungsschritten und andererseits aus Type 56, siehe Abbildung 5-12. Als Ergebnis der Berechnung werden an Type 56 die Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{k,LK}$  und die Wärmeäquivalent-Temperatur  $T_{L,m}$  übergeben. Zusätzlich werden noch die obere Temperatur im Luftspalt  $T_{L,aus}$  und der Wärmestrom an die Luft  $Q_L$  berechnet. Die Wärmeäquivalent-Temperatur wird in Type 56 als Soll-Temperatur für Airnode 2 gesetzt und diese entsprechend temperiert (ideales Heizen/Kühlen). Das heißt, der Airnode 2 wird in Type 56 für jeden Zeitschritt so viel Energie zu- oder abgeführt, dass die Airnode die Temperatur  $T_{L,m}$  annimmt. Die anderen Größen sind Outputs des Types 56. Zu nennen sind hier die Oberflächentemperaturen des Luftkanals, die Wärmeströme durch die Konstruktion (nach innen und nach außen) und auch der Wärmestrom der aktiven Schicht ( $\dot{Q}_W$ ). Von Type 56 wird auch die an die Luft übertragene Wärme  $\dot{Q}_L$  als Output generiert, so dass dieser Output mit dem Berechnungsergebnis verglichen werden kann.

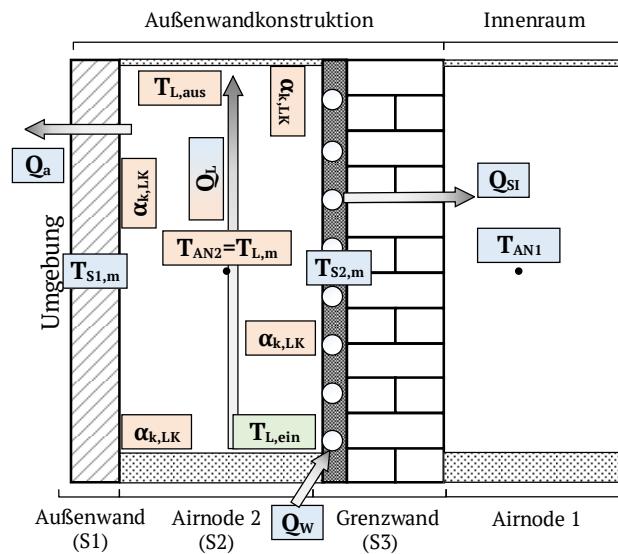


Abbildung 5-12: Zuordnung der Outputs und Ergebnisse zu der Berechnung und Type 56 bzw. Inputs

### Fazit

Alle in Kapitel 5.3.1 aufgeführten Anforderungen an die abzubildenden Wärmetransportvorgänge werden erfüllt. Durch die Modellierung in Type56 kann der Ansatz in einer Gebäudesimulation benutzt werden. Zudem kann in Type 56 die Modellierung der aktiven Schicht erfolgen (entsprechend dem Modellierungsansatz der aWT, siehe Kapitel 5.2). Die Modellierung der aLT bzw. des Luftkanals als eigene Airnode in Type 56 erhöht jedoch den Eingabeaufwand für eine Gebäudesimulation. Andererseits verbleiben alle relevanten Outputs in Type 56, was ein wesentlicher Vorteil ist.

### Stärken des Modells bzw. des Modellierungsansatzes

Wie oben beschrieben ist ein wesentlicher Vorteil des Modellierungsansatzes, dass alle relevanten Outputs in Type 56 verbleiben und ausgewertet werden können. Im Vergleich zur Modellierung mit Type 1230 können bei diesem Ansatz die Stoffwerte der Medien geändert bzw. angepasst werden.

### Schwächen des Modells bzw. des Modellierungsansatzes

Die Schwäche des Ansatzes liegt in der Kombination von einfacher, stationärer Berechnung (Norm) und der instationären Modellierung in Type 56. Hier ist die Frage, inwieweit ein solcher Ansatz die realen Vorgänge abbilden kann und mit welcher Genauigkeit. Auf den ersten Blick erscheint es kontraproduktiv ein instationäres Simulationsmodell mit, auf einfachen Annahmen und Mitteltemperaturen beruhenden, Berechnungen zu verknüpfen. Zusätzlich benötigt die Berechnung Inputs (z.B. Oberflächentemperaturen), die gleichzeitig vom Ergebnis der Berechnung abhängig sind. Dies kann in TRNSYS gelöst werden, in dem die Ergebnisse vom vorhergehenden Zeitschritt genutzt werden. Für stationäre oder quasi-stationäre Betriebssituationen ist dies eine praktikable Lösung. Für instationäre Betriebssituationen ist die Stabilität und Genauigkeit dieses Ansatzes noch zu überprüfen.

## 5.4 Fazit „Modellierung aWT & aLT“

### 5.4.1 Fazit „Modellierung aWT“

Die Modellierung der aWT kann in TRNSYS durch Nutzung der in TRNSYS-Type 56 integrierten Wärmetransportvorgänge und die Möglichkeit der Integration von thermisch aktiven Schichten in Type 56 (sogenannte „active layers“) modelliert werden. Weitere Modelle in TRNSYS werden daher nicht benötigt. Für Detailbetrachtungen auf Bauteilebene (Isothermen im Bauteil, Temperaturen und Wärmeströme an bestimmten Stellen im Bauteil usw) steht mit HEAT ein weiteres geeignetes Simulationswerkzeug zur Verfügung. Somit sind für die aWT alle benötigten Simulationswerkzeuge und entsprechend geeignete Modelle / Types vorhanden.

### 5.4.2 Fazit „Modellierung aLT“

Für die Modellierung der aLT in TRNSYS konnten drei Modelle identifiziert bzw. entwickelt werden. Ein Modell (Mehrzonenmodell) nutzt die in TRNSYS-Type 56 integrierten Wärmetransportvorgänge. Das zweite Modell ist ein externes Type für hinterlüftete Fassaden, bei dem nachgewiesen wurde, dass alle relevanten Wärmetransportvorgänge abgebildet werden. Bei dem dritten Modell werden in TRNSYS einfache Berechnungsschritte nach Norm eingeführt und mit äquivalenten Temperaturen und Wärmeströmen gearbeitet. Eine weitergehende Beurteilung der Modelle kann erst nach einer Validierung erfolgen. Klar ist jedoch, dass nicht alle Details der aLT modelliert werden können (Lufteinlass durch die Dämmung, Rohreinschub-Ventilator, Luftauslass durch Bestandswand). Der Einfluss dieser Details auf die energetischen Ergebnisse der aLT ist jedoch eher als gering einzuschätzen. Da der Fokus aller Modelle auf dem energetischen Teil der aLT liegt (Sole-Luft-Wärmetauscher), können alle drei Modelle generell als geeignet für die aLT angesehen werden. Das Mehrzonenmodell ist jedoch zu aufwendig, um es in umfangreichere Simulation zu integrieren und soll daher im Folgenden nicht weiter betrachtet werden.

### 5.4.3 Zusammenfassung

In Tabelle 5-5 ist eine Zusammenfassung der Modellierung dargestellt. Bei der aLT wird die Nutzbarkeit der Modellierungen entsprechend der Abfolge in der Tabelle priorisiert. In erster Linie sollte Type 1230 genutzt werden, alternativ der Berechnungsweg über DIN EN 13363, das Mehrzonenmodell scheidet, wie oben bereits angesprochen, aus mehreren Gründen als tatsächliche Alternative aus.

Tabelle 5-5: Zusammenfassung Modellierung aWT & aLT in TRNSYS

Komp.	Modellierung	+	-
aWT	HEAT	Darstellung von Wärmeströmen und Temperaturen innerhalb des Bauteils möglich	Eingabeaufwand für große Bauteile sehr hoch; Umwelteinflüsse aufwendig integrierbar
aWT	TRNSYS / Type 56	In Standard-Gebäude-Type integriert & Berechnungsweg beruht auf Standard-Literatur	Segmentierung erhöht den Auswerte-Aufwand immens & hoher Modellierungsaufwand auch bei einfachen Strukturen
aLT	TRNSYS / Type 1230	Austrittstemperatur am Ende der aLT wird direkt im Type berechnet & Type wurde für Anwendungsfall entwickelt	Aufteilung der thermischen Hülle erhöht die Komplexität der Simulation und der Energiebilanzen
aLT	TRNSYS / DIN EN 13363	Integration Gebäude-Type möglich	Kombination von Berechnungsschritten und dynamischer Simulation
aLT	TRNSYS / Mehrzonenmodell	In Standard-Gebäude-Type integriert; nutzt Berechnungsgrundlagen von TRNSYS	Eingabeaufwand & Fehleranfälligkeit viel zu hoch



## 6 Modellvalidierung

### 6.1 Einleitung

Validierte (von lat. *validus* für *kräftig* bzw. *wirksam*) Simulationsmodelle können benutzt werden, um „sichere“ Simulationsstudien durchzuführen. Moderne Simulationsprogramme bestehen aus einer Vielzahl miteinander verknüpfter physikalischer Modelle und Berechnungsschritte, mit einer Vielzahl von möglichen Fehlerquellen, siehe Tabelle 6-1. Erst durch eine Modellvalidierung kann sichergestellt werden, dass die Ergebnisse valide sind. Auf die Wichtigkeit von validierten Simulationswerkzeugen (für verschiedene Einsatzfälle) wird an vielen Stellen in der Literatur hingewiesen, stellvertretend seien hier [Glück, 1999] und [Feist, 1994] genannt.

*Tabelle 6-1: Fehlerquellen von Simulationsprogrammen; Abbildung erstellt in Anlehnung an [Achermann & Zweifel, 2003]*

Externe Fehlerquellen	 Wetterdatensatz  Nutzerverhalten  Eingabefehler (Verknüpfungen, Einheiten...)  Falsche Parameter
Interne Fehlerquellen	 Modell-Annahmen (Komplexitätsgrad, Vereinfachungen)  Lösungsprobleme (Algorithmus, Logik)  Programmfehler („Bugs“)

### 6.2 Validierungskonzept

Entsprechend [Achermann & Zweifel, 2003] kann die Unsicherheit von Simulationsmodellen durch die folgenden Ansätze minimiert werden:

- **Analytische Validierung:**  
Die analytische Validierung entspricht einer einfachen Verifikation. Durch einen Vergleich mit Handrechnungen oder einfachen Berechnungsschritten werden Einzelaspekte von Modellen überprüft und verifiziert. Durch die Nutzung von verifizierten Einzelaspekten ist zu erwarten, dass deren Interaktion ebenfalls zu verifizierten Ergebnissen führt.
- **Vergleichsvalidierung:**  
Bei der Vergleichsvalidierung werden Problemstellungen mit mehreren Simulationsmodellen berechnet und die Ergebnisse verglichen. Eine Vergleichsvalidierung ist losgelöst von realen Ergebnissen möglich. Dies ist zu beachten. Ebenso die Berechnungsgrundlage der verglichenen Modelle und die Eingabedaten. Sinnvoll ist eine Vergleichsvalidierung vor allem dann, wenn ein unvalidiertes Simulationswerkzeug mit einem validierten Simulationswerkzeug verglichen wird.
- **Empirische Validierung:**  
Bei der empirischen Validierung wird der Bezug zu realen Daten tragend. Eine empirische Validierung erfolgt normalerweise durch einen Vergleich mit Messwerten. Hierbei sind die Messunsicherheit zu beachten und die Bandbreite der Messwerte. Je größer (umfangreicher, komplexer) die Modelle, desto schwieriger ist eine empirische Validierung. Daher sollten möglichst einfache, abgegrenzte Modelle empirisch validiert werden.

Eine generelle Verifikation der eingesetzten Simulationssoftware erfolgt im Rahmen dieser Arbeit nicht. Bei TRNSYS und HEAT handelt es sich um übliche Standard-Software (entspricht dem Stand der Wissenschaft), mit einer Vielzahl von Publikationen und Verifizierungs- und Validierungsbeispielen. Die Verifikation der Modellierungsmöglichkeiten erfolgt durch einfache Vergleichsrechnungen innerhalb der Software (verschiedene Modellansätze) und anhand einfacher Berechnungen. Eine erste Veröffentlichung der Ergebnisse hat bereits in [Schmidt et al., 2016] und in [Schmidt et al., 2018b] stattgefunden. Zudem kann eine generelle Vergleichsvalidierung für die aLT [Schmidt, 2013] entnommen werden. Dort wurden die Modelle „Mehrzonenmodell“ und „Type1230“ mit eigenen Berechnungen und Messungen verglichen. Im Folgenden wird sich daher auf eine empirische Validierung fokussiert.

### 6.3 Empirische Validierung

Wie oben erläutert werden im Folgenden mehrstufige empirische Validierungen durchgeführt, sowohl für aWT als auch für die aLT. Das bedeutet, dass die Simulationsergebnisse, auf Grundlage der Modelle aus Kapitel 5, durch einen Vergleich mit Messwerten validiert werden sollen. Bezogen auf die Bandbreite der Messwerte wurde für jede Komponente eine Laborwand errichtet und die Modelle im ersten Schritt anhand der Ergebnisse der (vereinfachten) Laborwand validiert. Im zweiten Schritt erfolgt die Validierung der Simulationsmodelle anhand von Messungen an der Feldtestfläche, also eine reale Umsetzung mit der entsprechenden Komplexität.

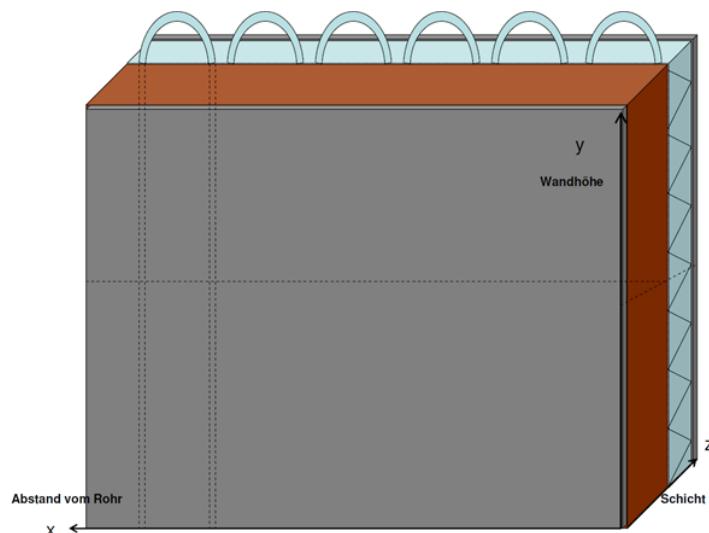
#### 6.3.1 Außenliegende Wandtemperierung

##### 6.3.1.1 Laborwand der aWT

In 2008 wurde eine Laborwand der aWT errichtet, siehe [Altgeld et al., 2009b]. Der Wandaufbau ist in Abbildung 6-1 dargestellt und in Tabelle 6-2 sind die einzelnen Schichten der Laborwand aufgeführt. Die thermische Aktivierung wurde auf dem „alten“ Außenputz verlegt und anschließend vollflächig eingeputzt, entspricht also der umgesetzten Feldtestfläche. Die Temperatur der Wand wurde über 42 Temperatursensoren in drei Ebenen (y-Richtung) und 14 Sensoren je Ebene (x-Richtung) ermittelt. Zusätzlich wurden der Wasser-Volumenstrom und die Ein- und Austrittstemperaturen gemessen. Auch die Umgebungsbedingungen wurden kontinuierlich erfasst. Ziel der Messungen an der Laborwand war die Ermittlung von Kennwerten (Leistung und Zeitkonstanten) und im Endeffekt auch eine Validierung der Simulationswerkzeuge zu ermöglichen. Hierfür wurde die Vorlauftemperatur der thermisch aktiven Schicht variiert und stationäre und instationäre Versuchsreihen gefahren.

*Tabelle 6-2: Eingesetzte Materialien, Schichtdicken und Wärmeleitfähigkeit der Laborwand der aWT*

Nr.	Schicht	Beschreibung	Dicke [mm]	$\lambda$ [W/(mK)]
1	Innenputz	Leichtgips	15	0.7
2	Mauerwerk	Vollziegel	300	0.8
3	Außenputz (alt)	Leichtputz	20	1.0
4	Aktivierung	Clina-Matten (eingeputzt)	26	1.0
5	Isolierung	Dämmplatten (WLG035)	140	0.035
6	Außenputz	Lehmputz	15	0.7



*Abbildung 6-1: Prinzipskizze der aWT-Laborwand. Abbildung entnommen aus [Altgeld et al., 2009b].*

Für die Simulation der aWT wurden HEAT2 und TRNSYS verwendet. Es wurden stationäre und instationäre Messungen durchgeführt. Über fünf stationäre Versuchsreihen und den Vergleich mit den Simulationen konnte HEAT2 als geeignetes Simulationswerkzeug für die aWT identifiziert werden. Verglichen wurden hierbei die gemessenen und simulierten Temperatur- und

Wärmestromverläufe. Es wurden insgesamt gute Übereinstimmungen zwischen Messung und Simulation festgestellt. Alle Abweichungen liegen zwischen 4-10%<sup>30</sup>. Im Rahmen von Parameterstudien konnte zusätzlich ermittelt werden, dass diese Abweichung zu großen Teilen von der Annahme der Wärmeleitfähigkeiten der verbauten Materialien stammen kann. Diese ist für (alte) Materialien schwer zu ermitteln und es wurden für die Laborwand als Bestandswand bewusst alte Materialien verwendet (Vollziegel).

Im Zuge von weiteren instationären Messreihen und einem Vergleich mit Simulationsergebnissen (aus TRNSYS) konnte durch eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation auch TRNSYS als geeignetes Simulationswerkzeug für die Modellierung der aWT identifiziert werden; Details siehe [Altgeld et al., 2009b].

Die Laborwand stellt nur ein vereinfachtes Modell der aWT dar (keine angrenzenden Bauteile, keine Bewetterung...). Somit sollte im zweiten Schritt eine reale Umsetzung der aWT und deren Messergebnisse betrachtet werden.

### 6.3.1.2 Feldtestfläche der aWT

#### 6.3.1.2.1 Modellierung mit HEAT

Für die Modellierung der Feldtestfläche in HEAT wird das Modell aus Kapitel 5.2 verwendet. Das heißt, es wird nicht die komplette Feldtestfläche betrachtet, sondern nur ein Querschnitt durch das Bauteil, mit dem Bauteilaufbau entsprechend Tabelle 5-4. Im ersten Schritt findet eine Betrachtung der (quasi) stationären Zustände aus den Messreihen entsprechend Kapitel 4 statt. Im zweiten Schritt werden dann auch eher instationäre Zustände (Anfahr- und Abfahrbetrieb) betrachtet.

#### (Quasi) Stationäre Zustände:

Für alle stationären Zustände wurde in HEAT der Temperaturverlauf durch das Bauteil anhand der Randbedingungen berechnet und mit den vorhanden Temperaturmessstellen (TR109, TR107 und  $T_k$ ) verglichen, siehe Tabelle 6-3. Generell zeigt sich dabei eine sehr gute Übereinstimmung. Wobei die berechnete äußere Oberflächentemperatur durch Ein- oder Abstrahlung (je nach Tageszeit) von der gemessenen Oberflächentemperatur abweichen kann. Die gemessene innere Oberflächentemperatur liegt immer leicht oberhalb der berechneten inneren Oberflächentemperatur (siehe Kapitel 4.1). In Abbildung 6-2 sind die Ergebnisse der Simulation mit HEAT, die Messungen (MEAS) und die Berechnungen entsprechend Kapitel 4.3.1 (CALC) für die Wärmestromdichten aufgeführt. Bei einer Messreihe konnte zusätzlich die Nutzwärmestromdichte  $\dot{q}_1$  mit der Wärmeflussplatte gemessen werden. Ein Vergleich der Ergebnisse zeigt eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den Simulationsergebnissen, den berechneten Ergebnissen und der Messung für die Wärmeströme  $\dot{q}_1$  und  $\dot{q}_2$ . Interessant ist, dass die Messung mit der Wärmestromplatte und das Simulationsergebnis mit HEAT sehr gut übereinstimmen (Abweichung ~4%). Ansonsten liegt die Abweichung zwischen dem berechneten und dem simulierten Wärmestrom  $\dot{q}_1$  bei ca. 7-10%. Die Abweichung beim Verlust-Wärmestrom  $\dot{q}_2$  liegt bei maximal 4%. Die Simulation bestätigt somit nochmal das Fazit aus Kapitel 4.4 bzgl. der auftretenden Abweichungen bei  $\dot{q}_w$ . Vergleicht man die Simulationsergebnisse für  $\dot{q}_w$  (HEAT) mit  $\dot{q}_w$  (CALC) so ergeben sich Abweichungen von maximal 8%. Somit kann nochmal die Größenordnung der ermittelten Wärmeströme ( $\dot{Q}_1$  &  $\dot{Q}_2$ ) verifiziert werden und auch die Definition der Differenz bei  $\dot{q}_w$  (MEAS) als Resultat der Messgenauigkeit und von Wärmeströmen über Randflächen. Die Abweichung zwischen  $\dot{q}_w$  (MEAS) und  $\dot{q}_w$  (HEAT) respektive  $\dot{q}_w$  (CALC) liegt bei bis zu 28%.

In der kombinierten Betrachtung von Temperatur und Wärmeströmen kann das HEAT-Modell für den stationären Betrieb somit validiert werden. Die auftretenden Abweichungen können erklärt werden und liegen in einem akzeptablen Rahmen.

<sup>30</sup> Gemessener Wärmestrom / Simulierter Wärmestrom

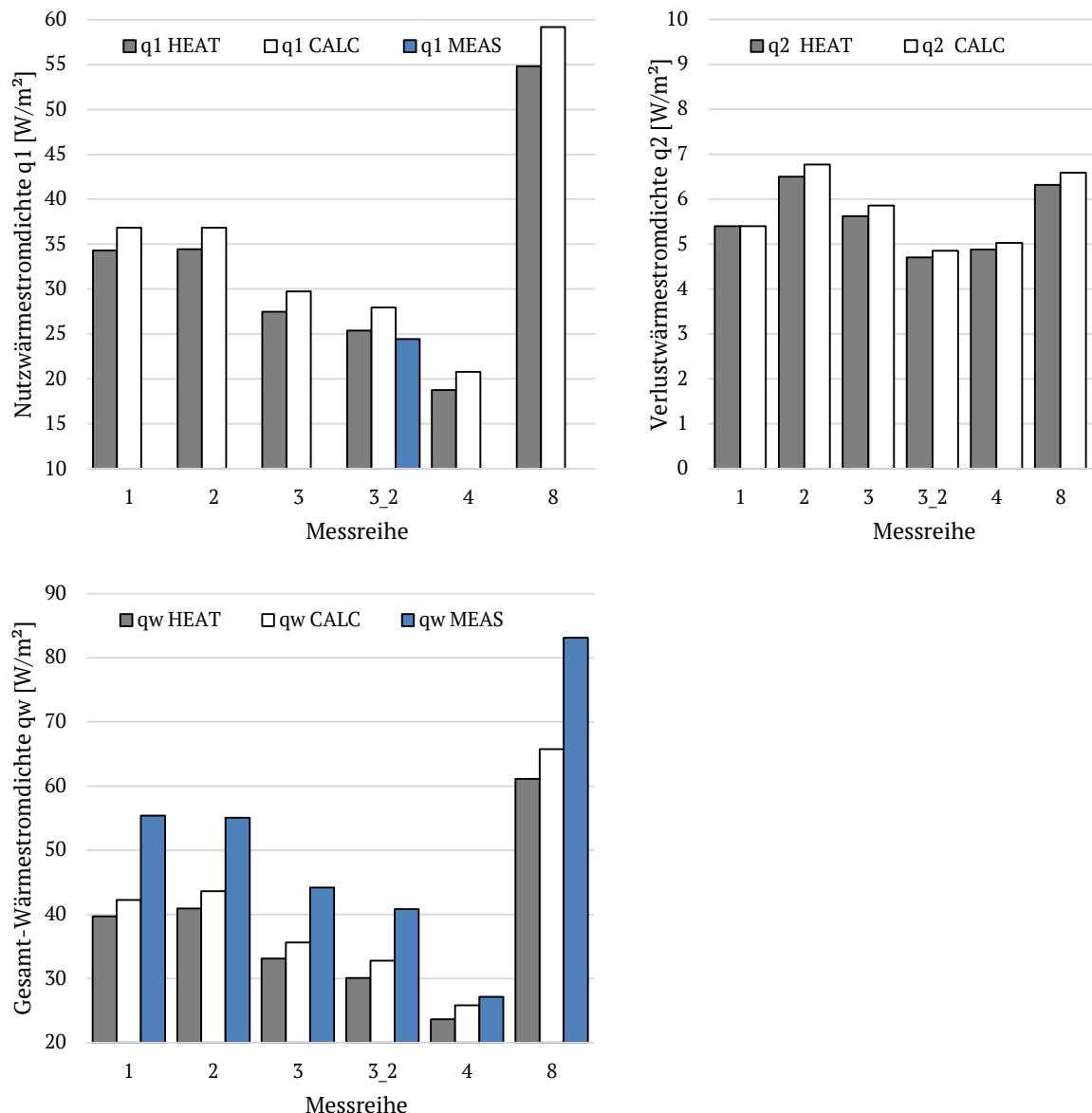
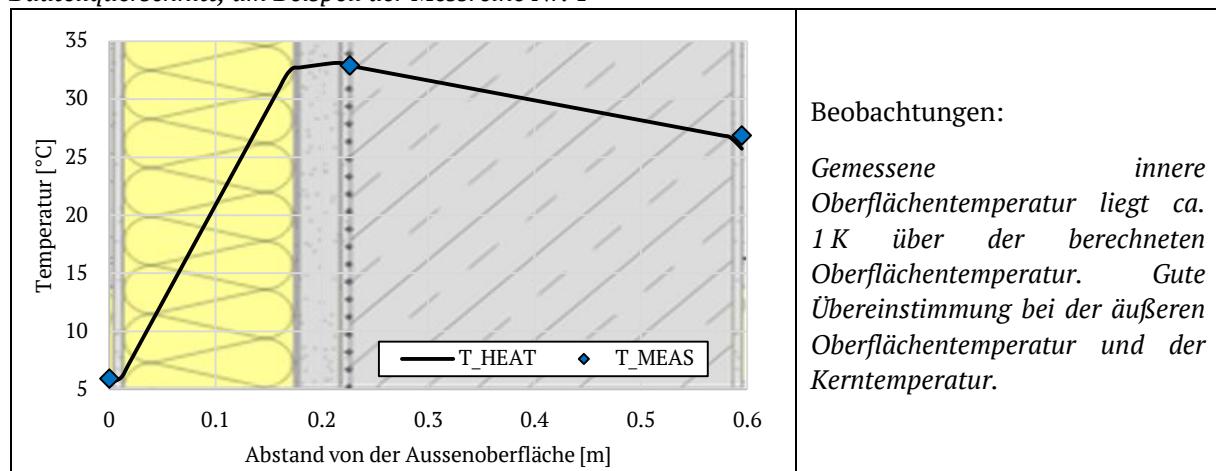


Abbildung 6-2: Vergleich des simulierten (HEAT), aus Messwerten berechneten (CALC) und gemessenen (MEAS) Wärmestrome  $\dot{q}_1, \dot{q}_2$  &  $\dot{q}_w$  für sechs Messreihen

Tabelle 6-3: Vergleich von simuliertem (HEAT) und gemessenem (MEAS) Temperaturverlauf durch den Bauteilquerschnitt, am Beispiel der Messreihe Nr. 1



Instationärer Betrieb:

Für den Vergleich wurde die Messung mit der installierten Wärmeflussplatte ausgewählt, da hier auch der gemessene Wärmestrom für  $q_1$  mit dem simulierten und berechneten Wärmestrom verglichen werden kann. Zusätzlich werden die Ergebnisse aus der Simulation für die Temperatursensoren mit den gemessenen Werten verglichen. Dieser Vergleich ist in Abbildung 6-3 dargestellt.

Verglichen werden die äußere ( $T_{se}$ ) und innere ( $T_{si}$ ) Oberflächentemperatur und die Kerntemperatur ( $T_k$ ) der Temperierungsebene. Zu erkennen ist, dass sich für die Kerntemperatur eine sehr gute Übereinstimmung ergibt (Differenz  $< 0.2$  K). Die etwas größere Differenz zum Start der Simulation resultiert aus den Startbedingungen der Simulation, dies ist auch in der Vergrößerung des Anfahrbetriebs in Abbildung 6-5 erkennbar. In dem HEAT-Modell wird die Simulation gestartet, mit der Annahme, dass sich das Bauteil zu diesem Zeitpunkt in einem stationären Zustand befindet. Dies ist jedoch bei dem realen Bauteil nicht so klar definierbar. Es ist möglich, dass sich das reale Bauteil zum Zeitpunkt der Messung in einem instationären Zustand befindet (Ein- oder Ausspeichern von Wärme). Bei Betrachtung der äußeren Oberflächentemperatur fällt wiederum der Einfluss der Ein- und Abstrahlung auf, dieser Vorgang ist in HEAT nicht abbildungbar. Daher gibt es zwischen der gemessenen und simulierten äußeren Oberflächentemperatur deutliche Abweichungen über Mittag und über Nacht. Gerade zu Tagesbeginn stimmen Messung und Simulation jedoch häufig sehr gut überein (siehe z.B. Zeitraum von ~3500 Min bis 3800 Min).

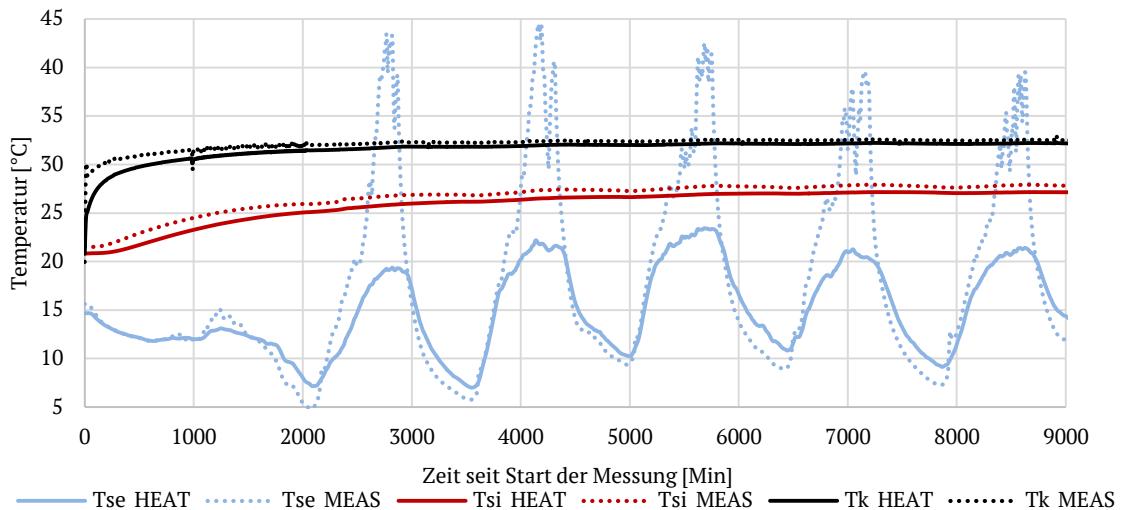


Abbildung 6-3: Vergleich der gemessenen Temperaturen (MEAS) mit den Simulationsergebnissen (HEAT)

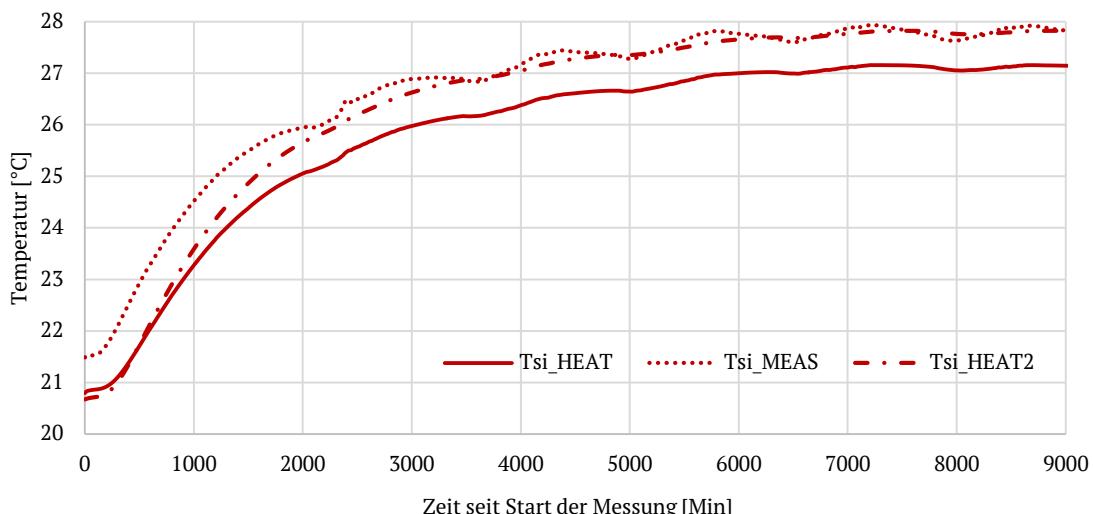


Abbildung 6-4: Vergrößerter Vergleich von gemessener (MEAS) und simulierter Oberflächentemperatur (HEAT). Zusätzlich wird die simulierte Temperatur zwischen Bestandswand und neuem Innenputz (HEAT2) dargestellt

Auch bei der inneren Oberflächentemperatur tritt eine nahezu konstante Abweichung von 0.5-1 K auf. Die ist in Abbildung 6-4 nochmal vergrößert dargestellt. Auch hier liegt die gemessene Oberflächentemperatur über den simulierten Werten. In Abbildung 6-4 ist zusätzlich noch die Temperatur an der Schnittstelle zwischen Bestandswand und neuem Innenputz (Tsi\_HEAT2) dargestellt. Diese ist ziemlich deckungsgleich mit der gemessenen Temperatur, was darauf hinweist, dass der Temperatursensor beim Einsetzen ggf. näher an die Bestandswand „gedrückt“ wurde. Bei den folgenden Betrachtungen und Vergleichen wird daher diese Temperatur aus der Simulation verwendet (Tsi\_HEAT2), zum Beispiel im Kapitel 4.8.

Bei Betrachtung der Wärmestromdichte in Abbildung 6-5 wird ersichtlich, dass der Verlauf von gemessener Wärmestromdichte (MEAS) und der simulierten Wärmestromdichte (HEAT) gut übereinstimmen, insbesondere in Bezug auf die Schwankungen durch den Tagesgang. Im Vergleich hierzu stimmt im (quasi) stationären Bereich auch der Verlauf der berechneten Wärmestromdichte (CALC) überein, jedoch treten hier Abweichungen in der Größenordnung +/-15% in Bezug auf den simulierten Wert auf. Beim Start der Messung kommt es zu größeren Abweichungen durch die Startbedingungen der Simulation, gleichzeitig ist die berechnete Wärmestromdichte für den Anfahrbetrieb nicht repräsentativ. Insgesamt ergibt sich eine sehr gute Übereinstimmung zwischen simulierter und gemessener Wärmestromdichte im quasi stationären Betrieb, welcher entscheidend für die Anwendung der aWT ist.

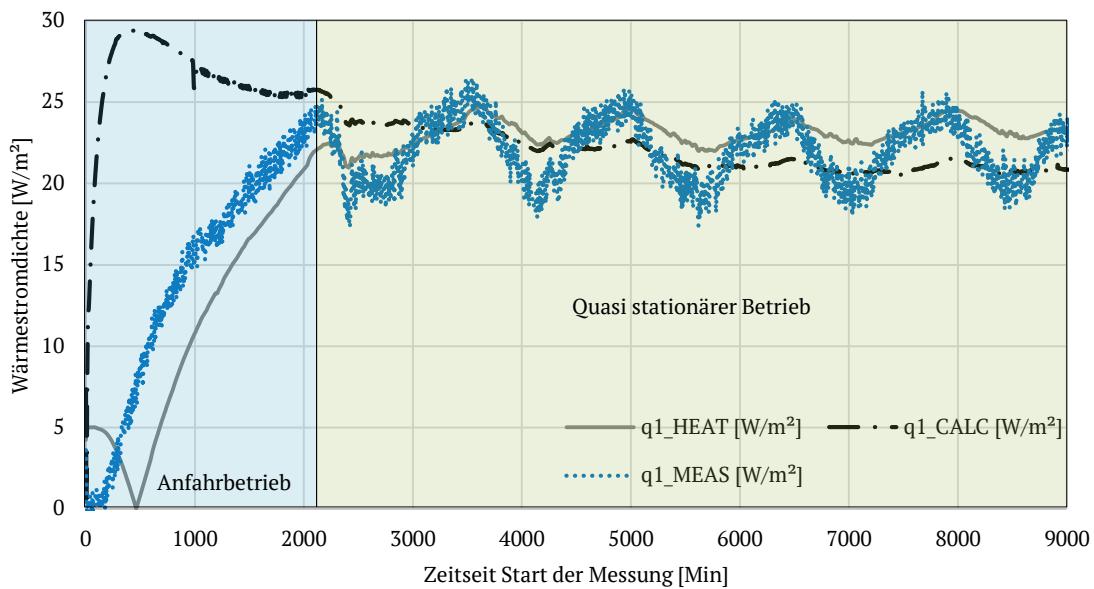


Abbildung 6-5: Vergleich von gemessener (MEAS), berechneter (CALC) und simulierter (HEAT) Wärmestromdichte

#### Zusätzliche Detailbetrachtung

Während die gemessene (MEAS) und die aus den Messwerten berechnete (CALC) Wärmestromdichte gegen Ende der Messung eine abnehmende Tendenz aufweisen, lässt sich diese bei der simulierten Wärmestromdichte (HEAT) nicht ablesen. Eine Erklärung hierfür kann der innere Wärmeübergangskoeffizient sein, dieser muss in HEAT für den kompletten Simulationslauf als konstanter Wert vorgegeben werden. In der Realität (Messung) und Berechnung ist der Wärmeübergangskoeffizient jedoch von den Umgebungsbedingungen abhängig und kann zum Beispiel bei steigender Raumtemperatur abnehmen. Dieser dynamische Prozess ist in HEAT nicht abbildbar.

### 6.3.1.2.2 Modellierung mit TRNSYS „Type 56“

Im Gegensatz zu der Modellierung in HEAT, wird für die Modellierung in TRNSYS die komplette thermische Hüllfläche des entsprechenden Raumes eingegeben. Das Faltmodell des Raumes ist in Abbildung 6-6 dargestellt. Bei der oberen Fläche (dunkelgrau) handelt es sich um die thermisch aktivierte Außenwand. Die Simulationen in TRNSYS werden unterteilt, in die (annähernd) stationären Messungen und die instationären Messungen (mit An- und Abfahrbetrieb). In der TRNSYS Modellierung sind weitere physikalische Vorgänge integriert, die in HEAT vereinfacht dargestellt werden (dynamische Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten, Wärmeübergang im Rohr usw.).

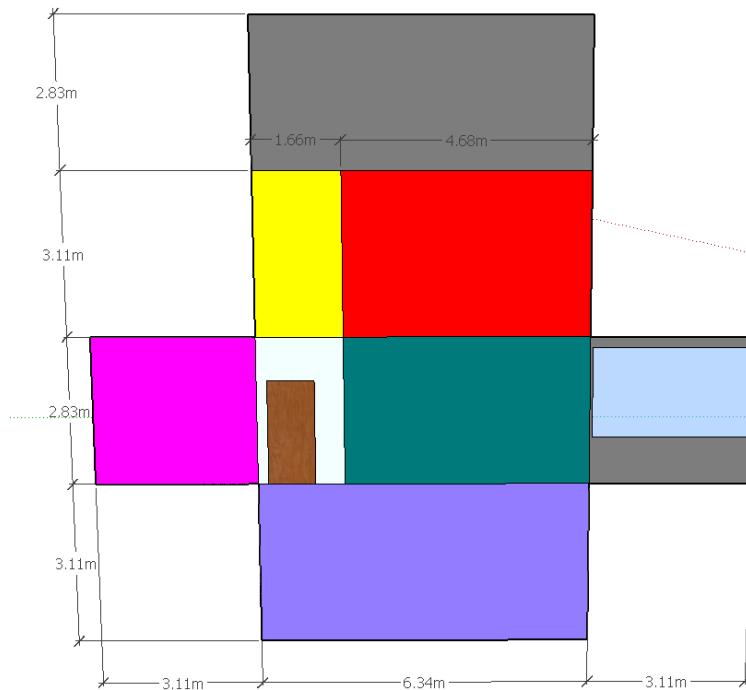


Abbildung 6-6: Faltmodell der thermischen Hülle des Raumes 2.24 (3D-Modell)

#### Stationäre Zustände

Für die Simulation der stationären Zustände werden dem Gebäude-Type (beinhaltet das Raummodell des Raumes 2.24) verschiedene Inputs aus den Messreihen übergeben, siehe Tabelle 6-4.

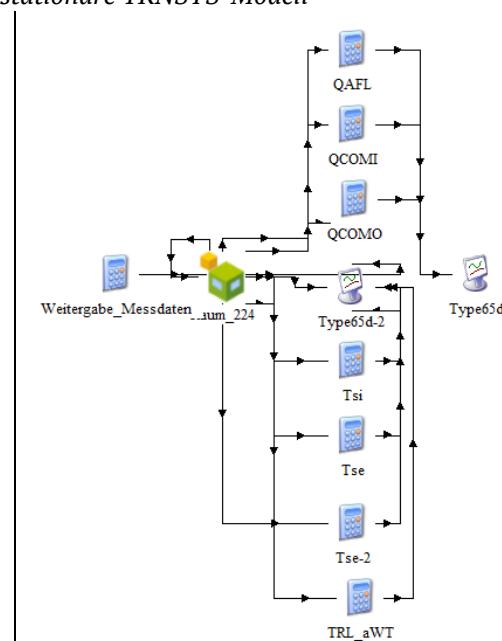
Tabelle 6-4: Inputs und Vergleichswerte für das stationäre TRNSYS-Modell

#### Notwendige Inputs / Messdaten:

- TR211 (Umgebungstemperatur)
- MR210 (rel. Feuchte Umgebung)
- TR132 (Raumtemperatur R.224)
- TR115 (Vorlauf aWT)
- TR116 (Rücklauf aWT)
- FR007 (Volumenstrom aWT)
- $\alpha_{g,se}$  (Wärmeübergang außen)

#### Vergleichswerte:

- $\dot{q}_w$  (Gesamtwärmestrom)
- $\dot{q}_1$  (Nutzwärmestrom innen)
- $\dot{q}_2$  (Verlustwärmestrom außen)
- $T_{si,m}$  (Oberflächentemp. innen)
- $T_{se,m}$  (Oberflächentemp. außen)
- $T_{k,m}$  (Kerntemperatur aWT)
- $T_{RL,aWT}$  (Rücklauftemp. aWT)



Auf Grundlage der Inputs aus Tabelle 6-4 berechnet TRNSYS die Wärmeströme über die Bauteilgrenzen (Fokus auf der thermisch aktivierte Außenwand) und die Temperaturen an den Bauteiloberflächen und der thermischen Aktivierung. Für den stationären Fall wird keine Strahlung auf die Außenseite der Fassade betrachtet und auch keine Abstrahlung an den Nachthimmel. Insofern handelt es sich weiterhin um ein vereinfachtes Simulationsmodell.

In Abbildung 6-2 ist ein Vergleich der Ergebnisse aus der Simulation (TRNSYS), der Messung (MEAS) und der aus den Messwerten berechneten Ergebnisse (CALC) dargestellt. Insgesamt lässt sich eine sehr gute Übereinstimmung feststellen, mit den Auffälligkeiten, die bereits mehrfach aufgezeigt wurden: So liegt die gemessene Wärmestromdichte von der thermischen Aktivierung in das Bauteil ( $q_w$  MEAS) deutlich über den simulierten und berechneten Werten. Ansonsten handelt es sich über eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Modellierung und Messung. Alle Abweichungen liegen in einem akzeptablen und erklärbaren Rahmen. In Abbildung 6-2 ist auch ein Vergleich zwischen den Ergebnissen der HEAT-Simulation und der TRNSYS-Simulation für den Nutzwärmestrom  $q_1$  dargestellt. Zwischen den beiden Simulationsmodellen ergibt sich eine sehr gute Übereinstimmung, welche durch die Messung mit der Wärmeflussplatte (Messreihe 3\_2) verifiziert werden kann.

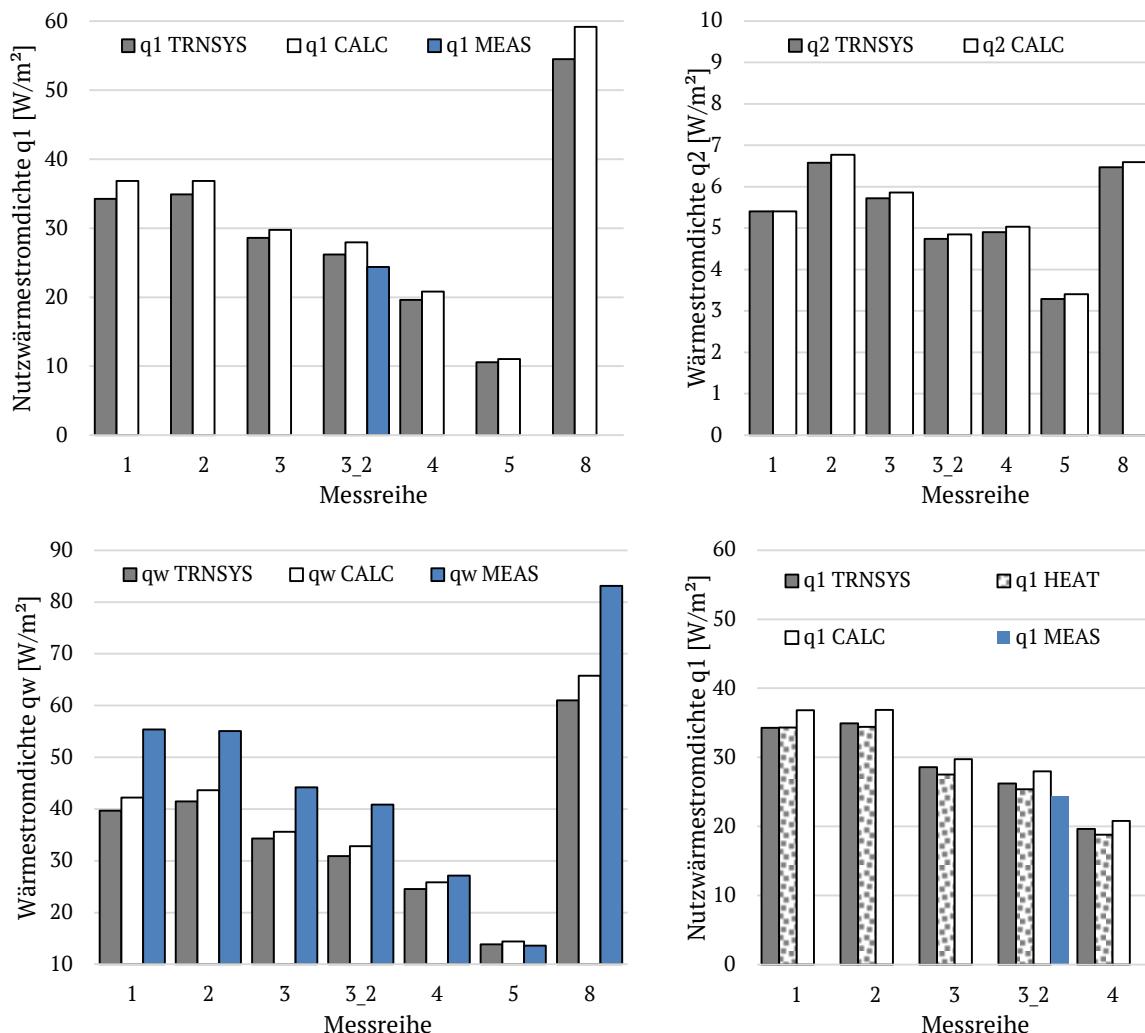


Abbildung 6-7: Vergleich des simulierten (TRNSYS), aus Messwerten berechneten (CALC) und gemessenen (MEAS) Wärmeströme  $q_1$ ,  $q_2$  &  $q_w$  für die Messreihen

Instationärer Betrieb:

Für die Simulation der stationären Zustände werden dem Gebäude-Type (beinhaltet das Raummodell des Raumes 2.24) für jeden Zeitschritt verschiedene Inputs aus den Messreihen übergeben, siehe Tabelle 6-5. Auf Grundlage dieser über die Simulationszeit veränderlichen Inputs berechnet TRNSYS die Wärmeströme über die Bauteilgrenzen (Fokus auf der thermisch aktivierten Außenwand) und die Temperaturen an den Bauteiloberflächen und der thermischen Aktivierung. Für die instationären Simulationen werden in TRNSY die Himmelstemperatur und die Einstrahlungsdaten auf die Fassade für jeden Zeitschritt ermittelt und mit dem Raum verknüpft. Zusätzlich wird der Wärmeübergangskoeffizient für jeden Zeitschritt über die aktuell vorherrschende Windgeschwindigkeit ermittelt. Bei dem instationären Modell werden somit weitestgehend die realen physikalischen Vorgänge versucht abzubilden. Als Outputs können am einfachsten die von TRNSYS (für jeden Zeitschritt) berechneten Temperaturen miteinander verglichen werden. In Bezug auf die Wärmeströme gestaltet sich der Vergleich deutlich aufwendiger, da die Wärmeströme der aWT von den überlagernden Einflüssen (Einstrahlung...) getrennt werden müssen.

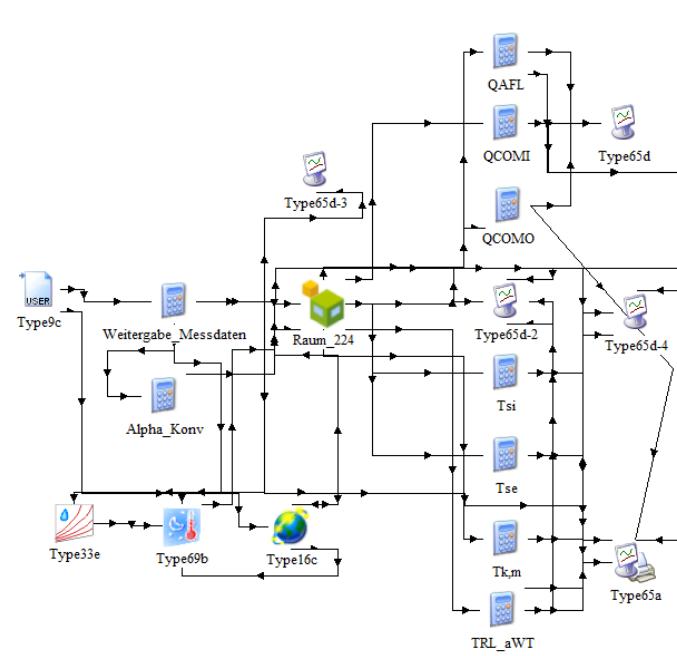
Tabelle 6-5: Inputs und Vergleichswerte für das instationäre TRNSYS-Modell

Notwendige Inputs / Messdaten:

- FR007 (Volumenstrom aWT)
- TR211 (Umgebungstemperatur)
- MR210 (rel. Feuchte Umgebung)
- TR132 (Raumtemperatur R.224)
- TR115 (Vorlauf aWT)
- TR116 (Rücklauf aWT)
- SR220 (Windgeschwindigkeit)
- PR212 (Luftdruck)
- RR216 (Horizont. Strahlung)

Vergleichswerte:

- $\dot{q}_w$  (Gesamtwärmestrom)
- $\dot{q}_1$  (Nutzwärmestrom innen)
- $\dot{q}_2$  (Verlustwärmestrom außen)
- $T_{si,m}$  (Oberflächentemp. innen)
- $T_{se,m}$  (Oberflächentemp. außen)
- $T_{k,m}$  (Kerntemperatur aWT)
- $T_{RL,aWT}$  (Rücklauftemp. aWT)



In Abbildung 6-8 bis Abbildung 6-10 sind Vergleiche zwischen gemessenen Temperaturen (MEAS) und simulierten Temperaturen (TRN) dargestellt. Hierbei handelt es sich um einen instationären Betrieb. Zu erkennen ist, dass die äußere Oberflächentemperatur ( $T_{se}$ ) eine sehr gute Übereinstimmung aufweist. Erstmalig wird der Einfluss von Ein- und Abstrahlung auch in der Modellierung sichtbar, wobei die reale Fassade über Nacht deutlich mehr Abstrahlung unterworfen ist, als die simulierte Fassade. Die Schwingungen der simulierten Temperaturen stammen aus dem deutlich kleineren Zeitschritt der Simulation im Vergleich zum Messintervall. Auch bei den weiteren Temperaturverläufen gibt es eine sehr gute Übereinstimmung, jedoch erst nach einer „Einschwingzeit“. Diese Problematik wurde bereits bei dem HEAT-Modell ersichtlich. Entsprechend der ermittelten Zeitkonstanten der aWT führen bereits kleine Abweichungen zum Start zu langfristigen Abweichungen im Verlauf. Gleichzeitig sind die Startbedingungen sehr schwierig einstellbar. Andererseits weist [Feist, 1994] auf die Frage hin, ob nicht die zunehmende Komplexität die Grenzen der Modellbildung darstellt. Ohne diese Frage abschließend beantworten zu wollen, ist die instationäre Modellierung einer realen Fassade in Bezug auf die Komplexität und die Einflussfaktoren sicherlich im Grenzbereich der sinnvollen Modellbildung.

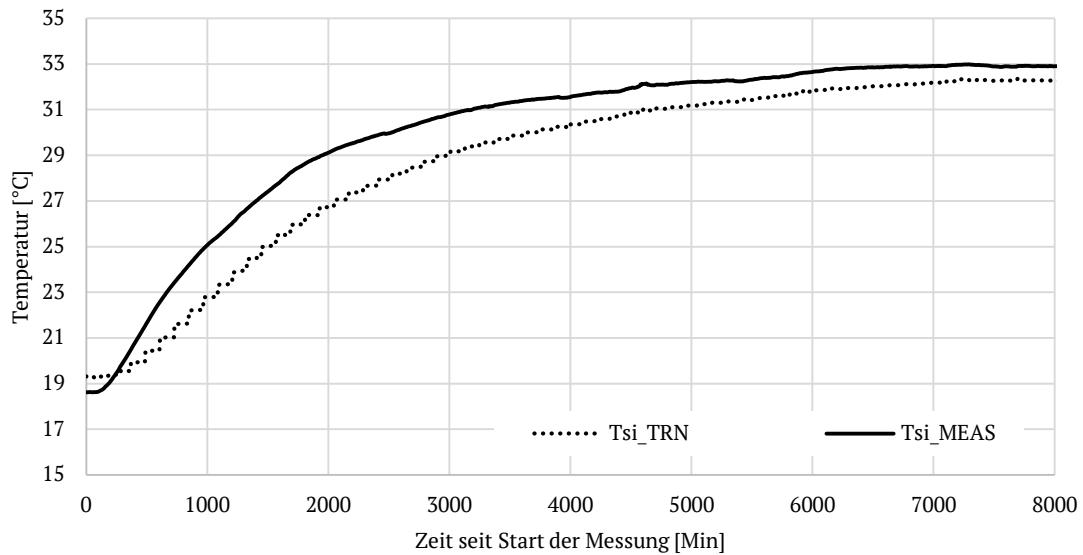


Abbildung 6-8: Vergleich zwischen gemessener (MEAS) und simulierter (TRN) innerer Oberflächentemperatur

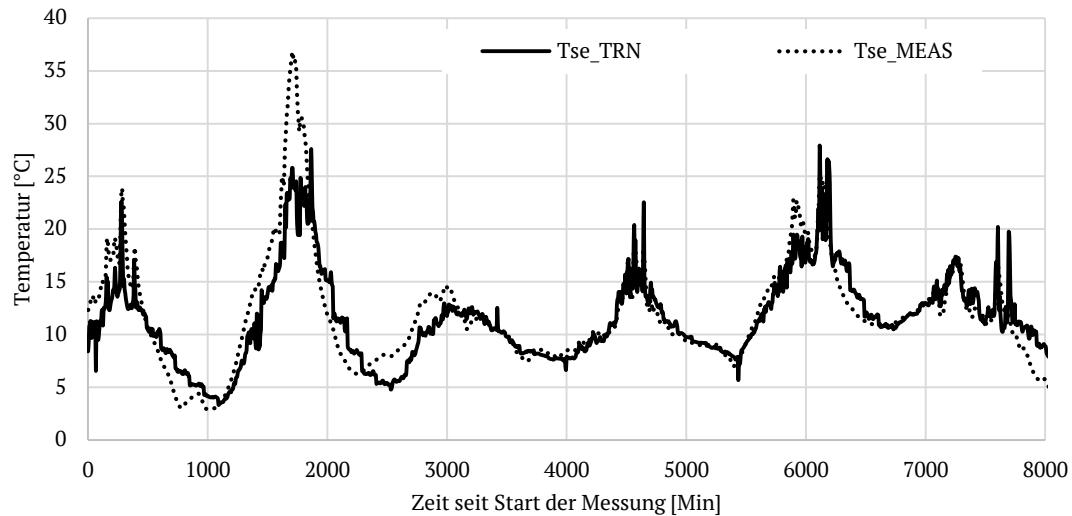


Abbildung 6-9: Vergleich zwischen gemessener (MEAS) und simulierter (TRN) äußerer Oberflächentemperatur

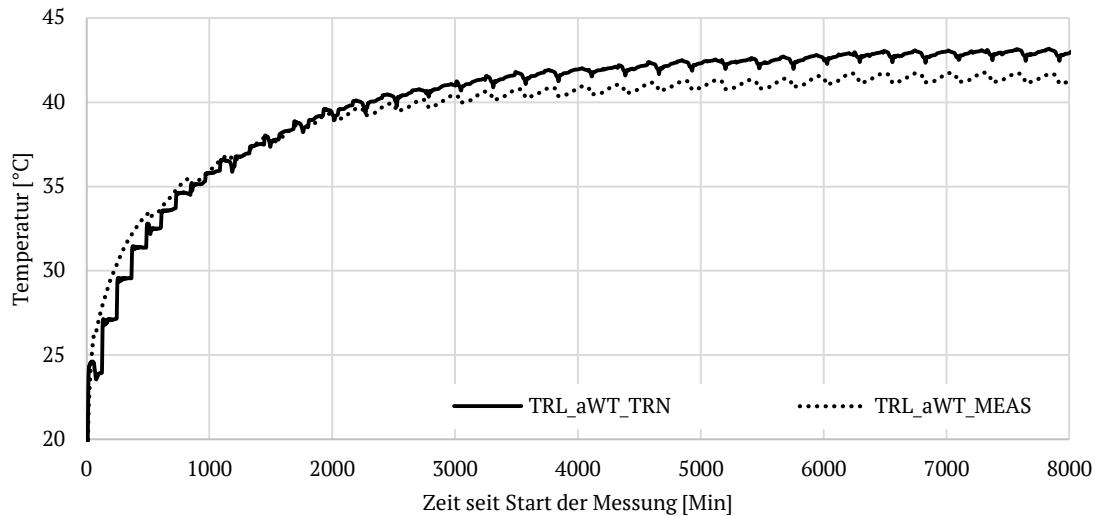


Abbildung 6-10: Vergleich zwischen gemessener (MEAS) und simulierter (TRN) Rücklauftemperatur der aWT

### 6.3.2 Außenliegende Lufttemperierung

Da die Validierung der aLT anhand der Messergebnisse der Feldtestfläche noch in Arbeit ist, wird sich im folgenden Kapitel auf die Laborwand der aLT beschränkt.

#### 6.3.2.1 Aufbau der Laborwand

Innerhalb des Forschungsprojektes LEXU II wurde eine Laborwand der aLT errichtet und Messdaten generiert. Eine detaillierte Dokumentation der Laborwand und der aufgenommenen Messergebnisse kann [Altgeld et al., 2013] entnommen werden.

Ziel der Laborwand war primär die Betrachtung des Wärmetransports im Luftspalt. Dementsprechend wurde die Laborwand ausgelegt um die Strömungsverhältnisse im realen Fall ohne zusätzliche Ähnlichkeitsbetrachtungen beurteilen zu können. Für diese Untersuchungen wurde eine ca.  $2,5 \text{ m}^2$  große Laborwand aufgebaut und Messungen bei verschiedenen Betriebsbedingungen durchgeführt. Nach Überprüfung der Homogenität der Strömungsverhältnisse im Luftkanal der aLT wurde anhand von real erwarteten Luftmengen (Auslegung der aLT-Laborwand auf einen  $16 \text{ m}^2$  großen Raum mit einem Luftvolumen von  $40 \text{ m}^3$ ) und Temperaturen die erreichbare Wärmeübertragung messtechnisch bestimmt, um das verwendete Simulationsmodell validieren zu können.

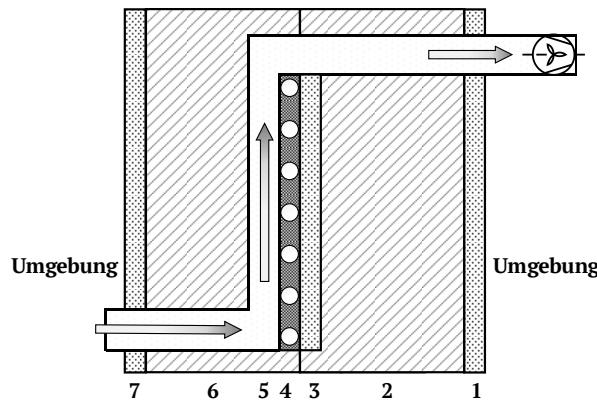


Abbildung 6-11: Querschnitt durch die Laborwand mit den einzelnen Schichten entsprechend Tabelle 6-6

Ein Querschnitt der Laborwand ist in Abbildung 6-11 zu erkennen. Die Höhe der Laborwand beträgt 2,44 m, die Breite 1 m (Innenmaße). Durch eine runde Öffnung am Fuß der Wand wird die Luft aus der Umgebung angesaugt, überströmt die eingeputzte, temperierte Kapillarrohrmatte und verlässt die Laborwand am oberen Ende wiederum Richtung Umgebung. Um die Wärmeübertragung im Luftspalt detailliert betrachten zu können und Wärmeverluste zu vermeiden, wurde der Luftspalt in alle Richtungen wärmegedämmt (160 mm). Im Gegensatz zum realen Einsatz der aLT findet somit so gut wie kein Wärmestrom von der Temperierungsebene nach innen statt. Da die Laborwand jedoch primär zur Untersuchung des Wärmetransports im Luftspalt und zur Validierung des Simulationsmodells genutzt werden soll, wurde der Wärmetransport nach innen nicht betrachtet.

Tabelle 6-6: Schichtaufbau der Laborwand

Nr.	Beschreibung	Dicke [mm]	$\lambda$ [W/mK]	$\Delta$ [kg/m <sup>3</sup> ]	cp [kJ/kgK]	Bemerkung
1	MDF-Platte „Raum“ / „hinten“	19	0,180	800	1	Faserplatte
2	Styropor-Isolierung	160	0,036	25	1,25	EPS WLG 035
3	MDF-Trägerplatte für Matten	10	0,180	800	1	Faserplatte
4	Kapillarrohrmatte (eingeputzt)	10	0,700	1400	1	Knauf Pastol
5	Luftkanal mit Abstandshaltern	20	-/- <sup>31</sup>	-/-	-/-	
6	Styropor-Isolierung	150	0,036	25	1,25	EPS WLG 035
7	MDF-Platte „außen“ / „vorne“	19	0,180	800	1	Faserplatte

<sup>31</sup> Der Luftkanal von 20 mm wird mit einem Wärmedurchlasswiderstand von  $0,160 \text{ (m}^2\text{K)}/\text{W}$  angesetzt. Als masseloser Layer werden keine weiteren Eigenschaften modelliert.

### 6.3.2.2 Messungen

Insgesamt wurden 34 (quasi) stationäre Betriebszustände, definiert durch Änderungen der Vorlauftemperatur der aWT, des spezifischen Massenstroms der aWT und des Luft-Volumenstroms durch den Luftspalt (siehe Tabelle 6-7) aufgenommen. Durch die Innenaufstellung der Laborwand wurden die Fluidtemperaturen der thermischen Aktivierung höher gewählt, um die erforderlichen Temperaturdifferenzen abbilden zu können. Ziel der Messungen ist die aLT-Laborwand mit Kenngrößen für Wärmeübertrager zu charakterisieren.

Tabelle 6-7: Variationsbereich der Versuchsparameter an der Laborwand

Name	Einheit	MIN	MAX
Luftvolumenstrom	$\text{m}^3/\text{h}$	13	52
Luftgeschwindigkeit	$\text{m/s}$	0.13	0.45
Spezifischer Massenstrom aWT	$\text{kg}/(\text{m}^2\text{h})$	12	54
Gesamter Massenstrom aWT	$\text{kg/h}$	28	129
Wasser-Vorlauftemperaturen	$^{\circ}\text{C}$	35	60
$\Delta T (T_{W,\text{ein}} - T_{L,\text{ein}})$	K	16	40

### 6.3.2.3 Charakterisierung der aLT mit Kenngrößen für Wärmeübertrager

In Anlehnung an [Polifke & Kopitz, 2009] kann die aLT mit einem U-Wert als Wasser-Luft-Wärmeübertrager „ $U_{WÜT}$ “ charakterisiert werden, der sich folgendermaßen berechnet:

$$U_{WÜT} [\text{W}/(\text{m}^2 * \text{K})] = \frac{C_L * N}{A_{\text{Kanal}}} \quad (6-1)$$

Mit:

- $C_L$  Wärmekapazitätsstrom der Luft ( $\dot{m}_L * c_{pL}$ ) [W/K]
- $N$  Charakteristische Wärmeübertragerkennzahl (NTU „number of transfer units“) [ ]
- $A_{\text{Kanal}}$  Fläche des Luftkanals [ $\text{m}^2$ ]

Für die charakteristische Wärmeübertragerkennzahl N gilt:

$$N [ ] = \frac{1}{(1 - C_r)} * \ln \left[ \frac{(1 - C_r * \theta_L)}{(1 - \theta_L)} \right] \quad (6-2)$$

Mit:

- $C_r$  Verhältnis der Wärmekapazitätsströme  $C_{\text{min}}/C_{\text{max}}$ . Da an der Laborwand  $C_L \ll C_W$  entspricht  $C_r = C_L/C_W$
- $\theta_L$  Dimensionslose Temperaturdifferenz des Wärmeübertragers (hier: Luftseite)

$$\theta_L [ ] = \frac{\Delta T_L}{(T_{W,\text{ein}} - T_{L,\text{ein}})} \quad (6-3)$$

Mit einer Kanalfläche von  $2,38 \text{ m}^2$  ergibt sich über alle durchgeführten Messreihen ein mittlerer NTU-Wert von rund 1,5 [ ] und ein mittlerer U-Wert „ $U_{WÜT}$ “ von rund  $5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ , siehe Abbildung 6-12.

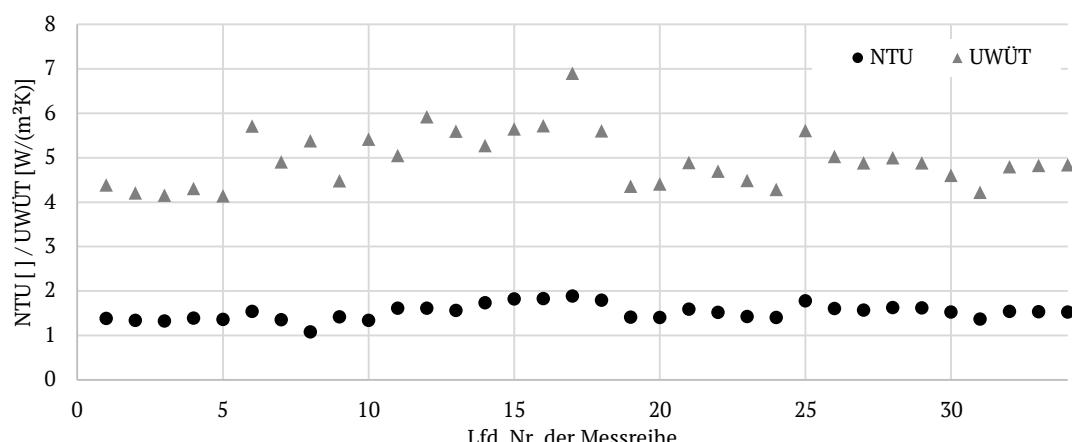


Abbildung 6-12: Verlauf der Kennwerte NTU &  $U_{WÜT}$  über die verschiedenen Messreihen

Die Werte für NTU und  $U_{WÜT}$  unterscheiden sich leicht von den Ergebnissen aus [Altgeld et al., 2013], da mit einer abweichenden Kanalfläche gerechnet wurde ( $2,38 \text{ m}^2$  statt  $1,85 \text{ m}^2$ ). Dies ist eine Frage der Bezugsfläche. In [Altgeld et al., 2013] wurde nur die direkt thermisch aktivierte und von der Luft überströmte Fläche als Bezugsfläche definiert. In dem Ansatz hier wird die komplette Kanalfläche (mit den thermisch nicht aktivierte Überströmbereichen am Ein- und Auslass) als Bezugsfläche definiert, da diese auch für die folgende Modellierung angesetzt werden muss.

#### 1.1.1.1 Dokumentation und Fotos

Die Laborwand wurde entsprechend der Umsetzung (siehe Abbildung 6-13) in 3D modelliert und somit die Umsetzung dokumentiert, siehe Abbildung 6-14.



Abbildung 6-13: Fotos der aLT-Laborwand. Einsetzen der Kapillarrohrmatte auf der Trägerplatte (links). Blick auf Laborwand ohne Deckel (mittig), zu erkennen sind die Abstandshalter des Luftkanals. Mess- und Anlagentechnik auf der Rückseite der Laborwand (rechts).

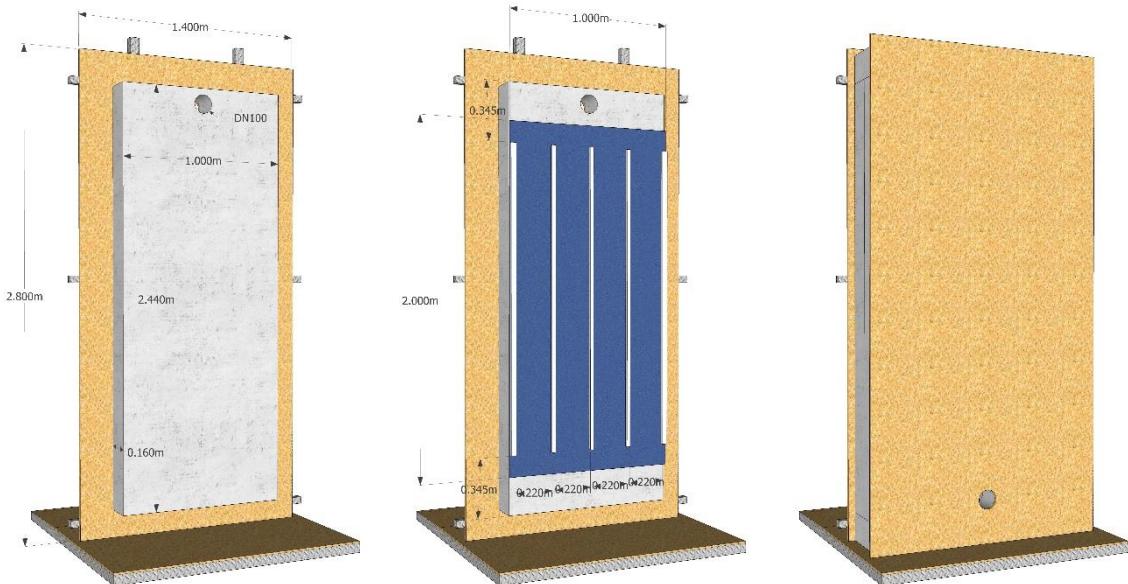


Abbildung 6-14: Gestell der Laborwand mit rückseitiger MDF-Platte und aufgeklebter rückseitiger Wärmedämmung und Luftauslass (links). MDF-Trägerplatte mit thermisch aktiver Fläche (blau) und Abstandshaltern, befestigt mit vier Schlossschrauben (Mitte). Laborwand mit Abdeckung und Lufteinlass (DN 100) im Fußbereich (rechts).

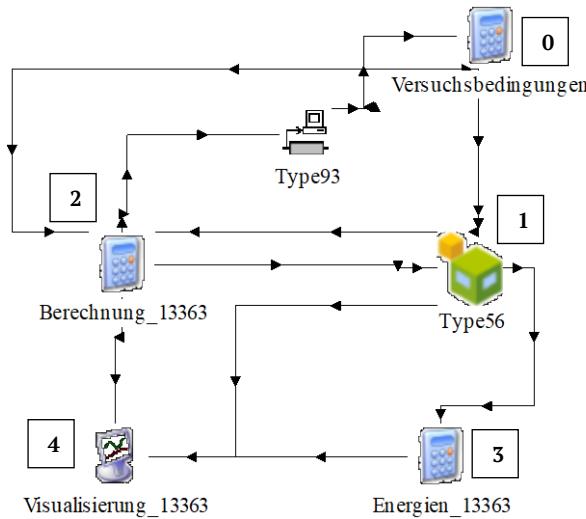
### 6.3.2.4 Modellierung der Laborwand der aLT in TRNSYS

#### 6.3.2.4.1 Modellierung mit Mehrzonenmodell

Die Laborwand wurde auch mit dem Ansatz „Mehrzonenmodell“ modelliert, siehe Kapitel 5.3.3.1 und auch [Schmidt et al., 2016]. Auf Grund des Aufwands, den eine solche Simulation mit bis zu 124 Zonen darstellt, soll auf diesen Ansatz jedoch nicht weiter eingegangen werden.

#### 6.3.2.4.2 Berechnung nach DIN EN 13363 und Modellierung in Type 56

Die generelle Modellierung des Ansatzes nach DIN EN 12363 ist in Kapitel 5.3.3.3 (u.a. Abbildung 5-11) beschrieben. Daher wird die entsprechende Modellierung der Laborwand nur kurz erläutert.



- 0) Equation „Versuchsbedingungen“:  
Dient zum Einstellen der Versuchsbedingungen entsprechend der Auswertung der Laborversuche
- 1) Type 56:  
Modellierung der Laborwand über zwei Airnodes
- 2) Berechnung nach DIN EN 13363:  
Durchführung der Berechnungsschritte nach Norm
- 3) Equation „Energien“:  
Aufsummierung der Energien aus Type 56
- 4) Visualisierung: Ausgabe der Werte

Abbildung 6-15: Simulation Studio der Modellierung der Laborwand mit Bezeichnung der Types

Alle Berechnungsschritte entsprechend Kapitel 5.3.3.3 werden in der Komponente 2) „Berechnung\_13363“ aus Abbildung 6-16 durchgeführt. Der Raum und der Luftspalt werden in 1) „Type 56“ modelliert. Die Außenwandkonstruktion wird in Type 56 zweigeteilt: Einerseits in die Grenzwand zwischen Luftspalt und Zone 1 (ADJ\_WALL) und andererseits in den äußeren Teil zwischen Luftspalt und Umgebung (EXT\_WALL). Der Luftspalt wird in Type 56 als eigene Zone definiert. Die berechnete Temperatur des Luftspalts aus 2) wird an 1) übergeben und entsprechend eingestellt. Im Gegenzug werden von 2) an 1) die Temperaturen der Oberflächen übergeben. Die im Endeffekt daraus resultierenden Wärmeströme werden in 3) aufsummiert und ausgewertet und in 4) visualisiert.

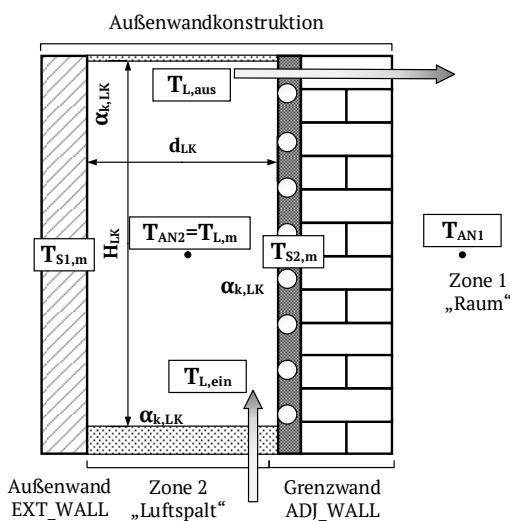


Abbildung 6-16: Modellierung der Laborwand der aLT in Type 56 (Luftspalt vergrößert dargestellt)

### 6.3.2.4.3 Modellierung mit Type 1230

Für die Modellierung der Laborwand der aLT in TRNSYS wird diese entsprechend Abbildung 6-17 zwischen Type 1230 und Type 56 aufgeteilt. Der Schichtaufbau aus Tabelle 6-6 ändert sich für die Modellierung dementsprechend zu Tabelle 6-8.

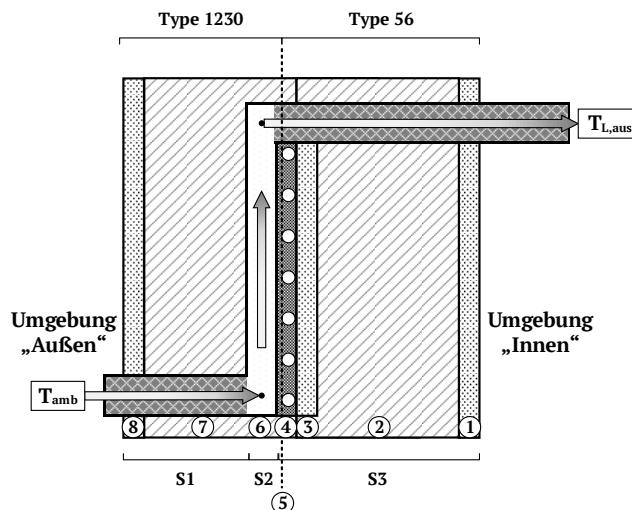


Abbildung 6-17: Aufteilung der Laborwand zwischen Type 1230 und Type 56

Es wird angenommen, dass  $T_{amb}$  der Luft unten im Luftspalt entspricht und die Temperatur oben im Luftkanal der Austrittstemperatur am Luftauslass. In der Modellierung werden somit die Wärmetransportvorgänge beim Durchströmen des Lufteinlasses und des Luftauslasses nicht betrachtet. Für die Laborwand kann dieser Fehler vernachlässigt werden, da die beiden Rohrleitungen sehr kurz (0,2 m) und von Wärmedämmung umgeben sind. Der resistive Layer wurde als 1 mm der Schicht S4 definiert, siehe Abbildung 6-18. Der entsprechende thermische Widerstand berechnet sich zu:

$$R_{RL} = D_n / \lambda_n = \frac{0,001}{0,7} = 0,00143 \frac{m^2 K}{W} \quad (6-4)$$

Mit:

- |             |   |
|-------------|---|
| $R_{RL}$    | Thermischer Widerstand des resistive Layer                |
| $D_n$       | Dicke des Schicht, die als resistive Layer definiert wird |
| $\lambda_n$ | Wärmeleitfähigkeit der entsprechenden Schicht             |

Der thermische Widerstand des resistive Layer wird an Type 56 (Input 6) übergeben. Der Kehrwert des Werts wird an Type 1230 (Parameter 12) übergeben. Die sich ergebenden Werte sind in Tabelle 6-8 aufgeführt. Zusätzlich wurde angenommen, dass sich zwischen den Kapillaren der aktiven Schicht und der Trägerplatte 1 mm Putz befinden. Die Überdeckung der Kapillaren mit Putz wurde mit 3,7 mm angenommen, siehe Abbildung 6-18. Von der gesamten Schicht mit 10 mm Stärke werden somit nur 4,7 mm in der Simulation berücksichtigt. Der 1 mm des resistive Layer wird masselos gerechnet und die 4,3 mm zwischen den Kapillaren bleiben unberücksichtigt. Relevant ist dies für die Speicherfähigkeit der Schicht bzw. der gesamten Konstruktion und somit vor allem für das instationäre Verhalten. Die Speicherfähigkeit der gesamten Konstruktion entsprechend Tabelle 6-6 beträgt 17,25 (Wh)/K. Mit der verringerten Putzdicke entsprechend Tabelle 6-8 beträgt die Speicherfähigkeit noch 15,10 (Wh)/K; verringert sich also um rund 12 %. Der Einfluss ist deshalb so groß, da die Laborwand zu großen Teilen aus EPS („Styropor“) mit einer sehr geringen Dichte besteht. Bei üblichen Wandkonstruktionen wäre dieser Einfluss wesentlich geringer. Da für die Validierung des Modells an der Laborwand nur stationäre Versuche gefahren wurden, ist der Fehler bzw. die Abweichung hier nicht relevant.

Tabelle 6-8: Schichtaufbau der Modellierung in Type 56 und Type 1230

Nr.	Beschreibung	Dicke [mm]	$\lambda$ [W/mK]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	cp [kJ/kgK]	Type
1	MDF-Platte „Raum“	19	0,180	800	1	56
2	Styropor-Isolierung	160	0,036	25	1,25	56
3	MDF-Trägerplatte Matte	10	0,180	800	1	56
4.1	Putzschicht	1	0,700	1400	1	56
4.2	Aktive Schicht/Active Layer <sup>52</sup>					56
4.3	Putzschicht	3,7	0,700	1400	1	56
5	Resistive Layer	1	0,700	1400	1	beide
6	Luftkanal	20	-/-	-/-	-/-	1230
7	Styropor-Isolierung	150	0,036	25	1,25	1230
8	MDF-Platte „außen“	19	0,180	800	1	1230

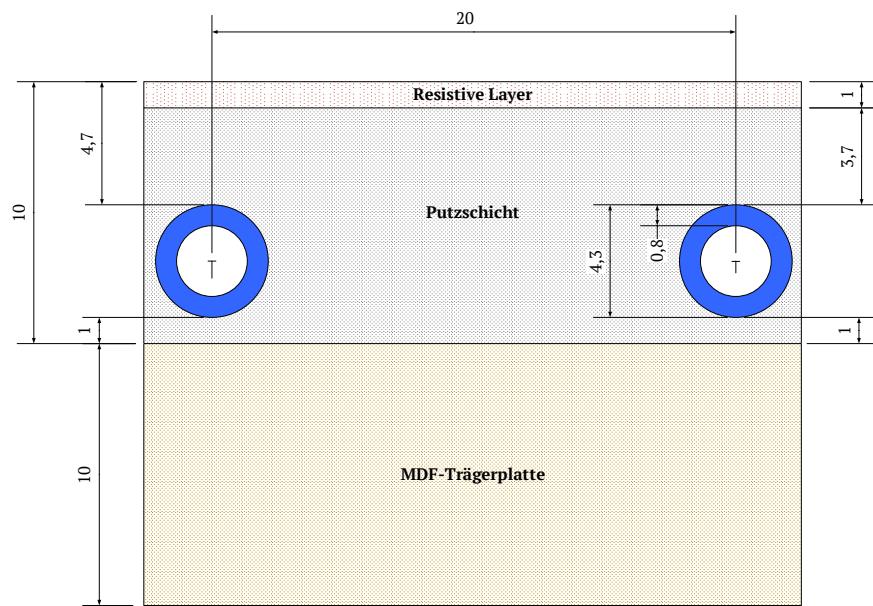


Abbildung 6-18: Detail der aktiven Schicht (Kapillarrohre) innerhalb der Putzschicht (Maße in mm)

In Abbildung 6-19 ist ein Überblick über die Struktur der Simulation im Simulation Studio dargestellt.

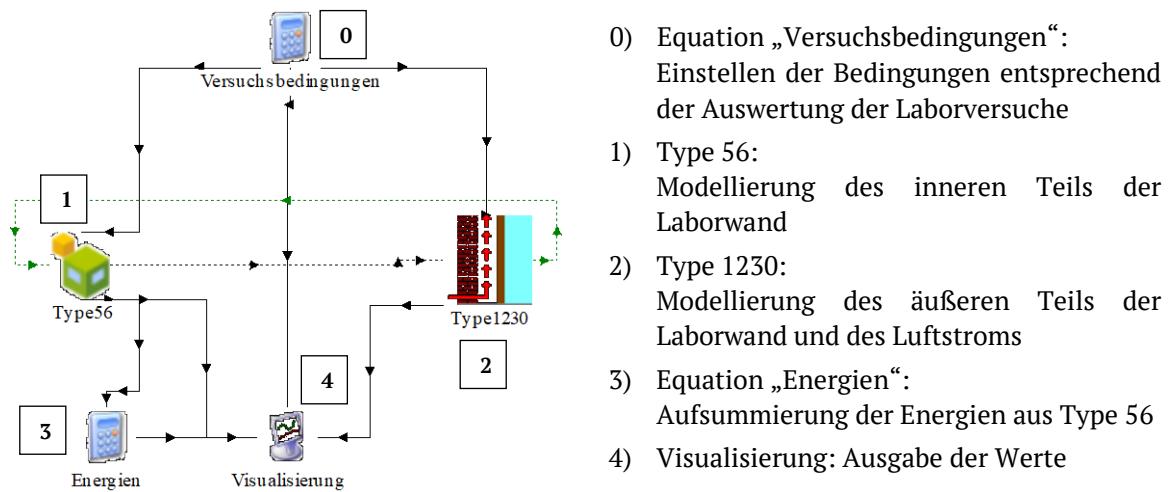


Abbildung 6-19: Simulation Studio der Modellierung der Laborwand mit Bezeichnung der Types

<sup>52</sup> Eingabewerte der Kapillarrohrmatte:

Abstand der Kapillare (Mitte bis Mitte): 0.02 m	Äußerer Durchmesser: 0.0043 mm
Wandstärke der Kapillare: 0.0008 m	Wärmeleitung Material: 1,2 kJ/hmK

### 6.3.2.5 Vergleich Messung – Simulation

Die Auswertung der Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation wurde auch in [Schmidt et al., 2018b] veröffentlicht. Über alle 34 Messreihen werden die folgenden Größen ausgewertet:

- ❖ Wasserseitiger Wärmestrom / Wärmestrom von der aktiven Schicht in das Bauteil [ $\dot{Q}_w$ ]
- ❖ Luftseitiger Wärmestrom / Wärmestrom vom Bauteil an die Luft im Luftspalt [ $\dot{Q}_L$ ]
- ❖ Luftseitige Austrittstemperatur aus dem Luftspalt [ $T_{L,aus}$ ]
- ❖ Wärmeübertragerkennzahl [ $U_{WÜT}$ ]

Als Ergebnis wird die Übereinstimmung der Simulationsergebnisse mit den Messergebnissen in % dargestellt. Einerseits erfolgt die Darstellung und Auswertung der Übereinstimmung in Form eines Boxplots und andererseits in Form der absoluten Häufigkeit.

#### Boxplot

Eine Kastengrafik (auch Boxplot) liefert auf den ersten Blick einen Eindruck in welchem Bereich und mit welcher Streuung die Daten. In einer Standard-Kastengrafik ist der Median, die 1. Quartile, die 3. Quartile und die beiden Extremwerte (Minimum und Maximum) dargestellt. Ein Beispiel für eine Kastengrafik mit Beschriftung der einzelnen Werte ist in Abbildung 6-20 zu erkennen.

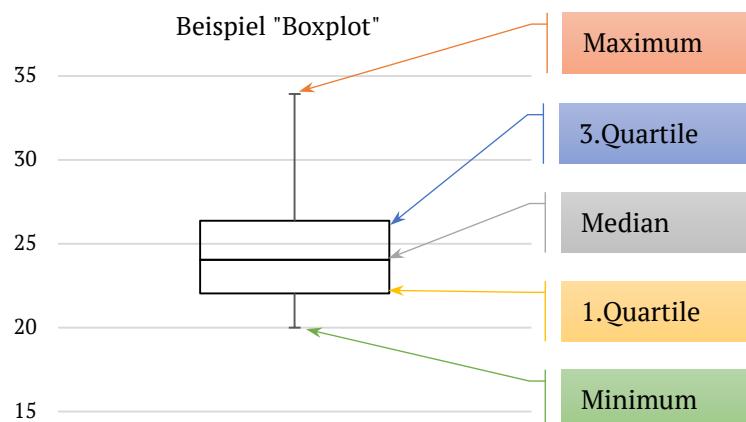


Abbildung 6-20: Beispiel für eine Kastengrafik (Boxplot) mit Beschriftung der einzelnen Bereiche

- ❖ **Maximum:** größter Wert des Datensatzes
- ❖ **3. Quartile / Oberes Quartil:** 75 % der Werte sind kleiner als dieser Kennwert
- ❖ **Median:** 50 % der Werte sind kleiner als dieser Kennwert
- ❖ **1. Quartil / Unteres Quartil:** 25 % der Werte sind kleiner als dieser Kennwert
- ❖ **Minimum:** kleinster Wert des Datensatzes

In Feld zwischen 1.Quartil und 3.Quartil liegen somit 50 % der ausgewerteten Daten. Mit einer Kastengrafik kann sich sehr schnell ein Überblick über vielen Datensätze verschafft werden. Da die Kastengrafik eindimensional ist, können mehrere Datensätze nebeneinander dargestellt werden und miteinander verglichen werden.

### 6.3.2.5.1 Wasserseitiger Wärmestrom $\dot{Q}_W$

Bei der Nutzung von Type 1230 liegen alle Übereinstimmungen im Bereich +/- 20% um den Messwert (Median 101%). Zusätzlich liegen 25 von 34 Messwerten im Bereich +/- 10%. Die häufigste Übereinstimmung liegt bei ca. 91%. Bei dem Modell nach DIN EN 13363 liegen 33 von 34 Übereinstimmungen im Bereich +/- 20% (Median 91%). Zusätzlich liegen 24 von 34 Messwerten im Bereich +/- 10%. Die häufigste Übereinstimmung liegt bei rund 93%. Insgesamt liegen die Ergebnisse von DIN EN 13363 leicht unterhalb der Ergebnisse von Type 1230, die durchschnittliche Abweichung ist somit geringfügig höher. Tendenziell liegen die Simulationsergebnisse beider Modelle eher unter den Messergebnissen (Übereinstimmung <100%).

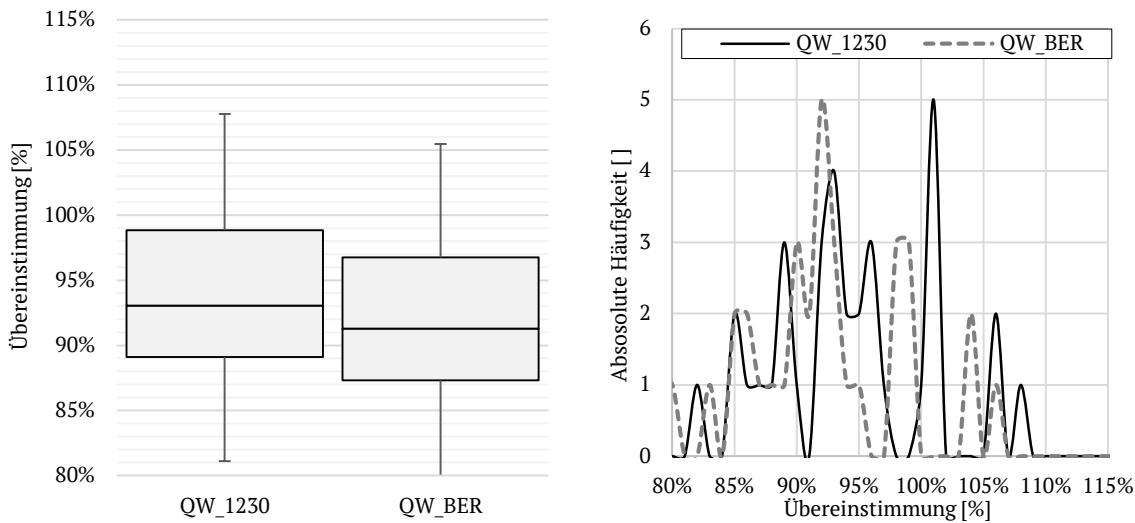


Abbildung 6-21: Übereinstimmung von  $\dot{Q}_W$  von Messung und Simulation mit Type 1230 (QW\_1230) resp. DIN EN 13363 (QW\_BER). Links dargestellt als Boxplot und rechts als absolute Häufigkeit.

### 6.3.2.5.2 Luftseitiger Wärmestrom $\dot{Q}_L$

Bei der Nutzung von Type 1230 liegen 33 von 34 Übereinstimmungen im Bereich +/- 10% (Median 100%). Zusätzlich liegen 32 von 34 Messwerten im Bereich +/- 5%. Die häufigste Übereinstimmung liegt bei rund 101%. Beim Modell nach DIN EN 13363 (BER) liegen alle Übereinstimmungen im Bereich +/- 10% um den Messwert (Median 102%). Zusätzlich liegen 28 von 34 Messwerten im Bereich +/- 5%. Die häufigste Übereinstimmung liegt bei ca. 103%. Insgesamt liegen die Ergebnisse von DIN EN 13363 leicht oberhalb der Ergebnisse von Type 1230, die durchschnittliche Abweichung ist somit geringfügig höher. Tendenziell liegen die Simulationsergebnisse eher über den Messergebnissen (Übereinstimmung >100%).

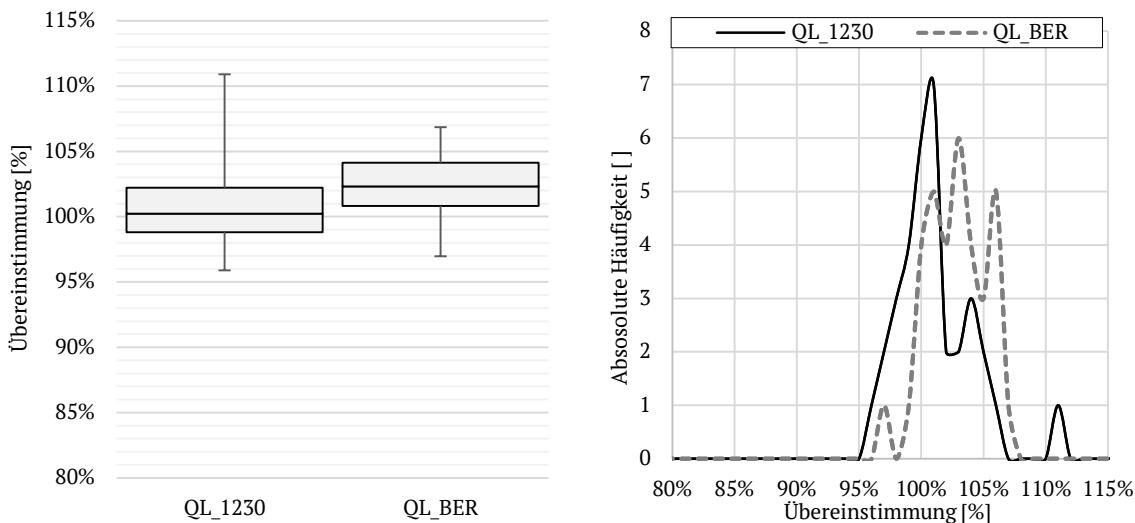


Abbildung 6-22: Übereinstimmung von  $\dot{Q}_L$  von Messung und Simulation mit Type 1230 (QL\_1230) resp. DIN EN 13363 (QL\_BER). Links dargestellt als Boxplot und rechts als absolute Häufigkeit.

### 6.3.2.5.3 Luftseitige Austrittstemperatur TL<sub>aus</sub>

Neben dem Wärmestrom  $\dot{Q}_L$  kann luftseitig auch die Austrittstemperatur aus der aLT verglichen werden, siehe Abbildung 6-23. Zu erkennen ist dabei, dass es bei dem Modell mit Type 1230 zu einer sehr guten Übereinstimmung der Austrittstemperaturen kommt. Die Austrittstemperaturen mit dem Modell nach EN 13363 (BER) liegen nahezu durchweg unterhalb der gemessenen Austrittstemperaturen, jedoch ebenfalls in einem sehr engen Bereich um die Messwerte. Der Vergleich der Austrittstemperaturen ergibt somit insgesamt eine sehr gute Übereinstimmung.

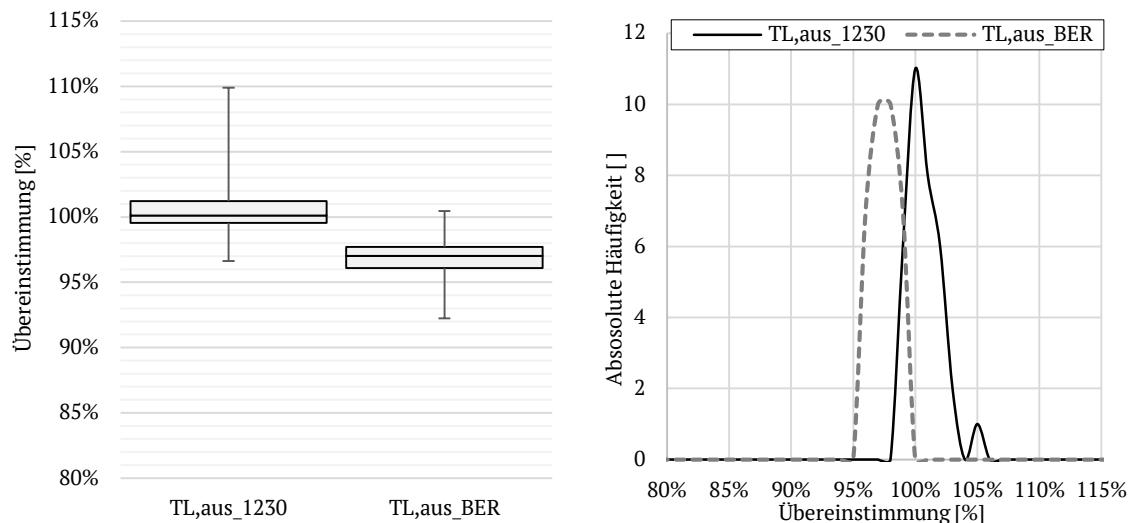


Abbildung 6-23: Übereinstimmung von  $TL_{aus}$  von Messung und Simulation mit Type 1230 (TL<sub>aus</sub>\_1230) resp. DIN EN 13363 (TL<sub>aus</sub>\_BER). Links dargestellt als Boxplot und rechts als absolute Häufigkeit.

### 6.3.2.5.4 Wärmeübertragerkennzahl UWÜT

Entsprechend Kapitel 6.3.2.2 wurde für die beiden Simulationsmodelle auch die Wärmeübertragerkennzahl nach Gleichung (6-1) bestimmt. Das Ergebnis ist in Abbildung 6-24 dargestellt. Dabei entsprechen die Daten „Messung“ den Daten aus Abbildung 6-12. Die mittlere Wärmeübertragerkennzahl aus der Messung über alle 34 Messreihen liegt bei rund 5 W/(m<sup>2</sup>K). Bei der Simulation mit Type 1230 wird die gleiche Größenordnung ermittelt (5 W/(m<sup>2</sup>K)). Der Wert für U<sub>WÜT</sub> mit der Berechnung nach EN 13363 liegt bei rund 4,3 W/(m<sup>2</sup>K) und damit rund 15% unter den beiden anderen Werten.

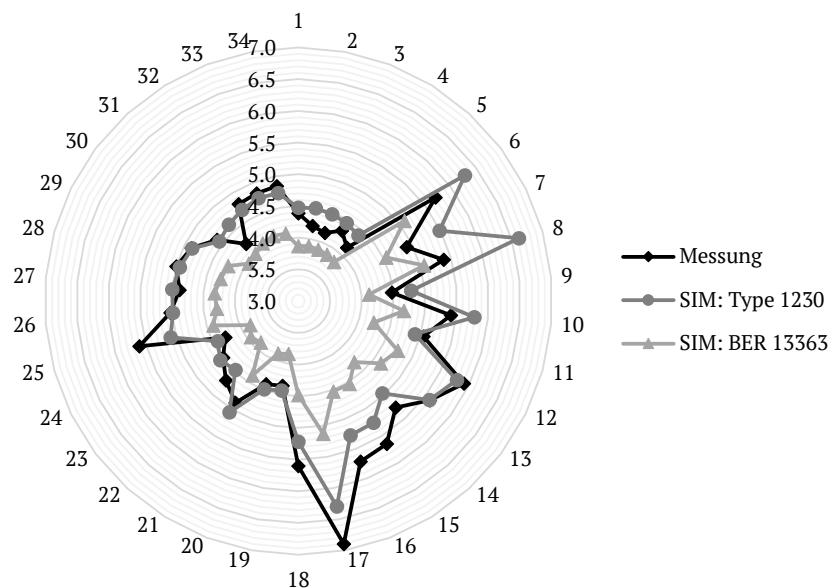


Abbildung 6-24: Vergleich der Wärmeübertragerkennzahl [W/(m<sup>2</sup>K)] für die Messung an der Laborwand und die beiden Simulationsmodelle

### 6.3.2.6 Auswertung

Bei Betrachtung der wesentlichen Energieströme, von der Kanaloberfläche an die Luft ( $\dot{Q}_L$ ) und von der aktiven Schicht in die Konstruktion ( $\dot{Q}_w$ ), liegen 82% aller simulierten Ergebnisse im Bereich +/- 10% um den jeweiligen Messwert. Nur acht Werte liegen über einer Abweichung von 15%. Die maximale Abweichung liegt bei rund 21%. Bei dieser Messreihe (Nr.8) liegt die Vermutung nahe, dass es sich um einen Messfehler handelt. Ebenso verhält es sich mit der Messreihe 21. Darüber hinaus liegen jedoch rund 60 % aller Simulationsergebnisse im Bereich +/- 5 % um den jeweiligen Messwert. Unter Einbeziehung der Messunsicherheit (Analyse siehe Anhang) kann hier also insgesamt von einer sehr guten Übereinstimmung gesprochen werden.

## 6.4 Fazit „Modellvalidierung“

Durch den Vergleich zwischen Simulation und Messung können alle aufgestellten Modelle für die aWT und die aLT validiert werden. Bei der aLT beruht die Validierung bisher auf den Ergebnissen der Laborwand, die Validierung anhand der Ergebnisse von der Feldtestfläche ist noch ausstehend. Bezogen auf die aWT eignet sich HEAT für Untersuchungen auf Bauteilebene und TRNSYS für instationäre Gebäude- und Systemsimulation. Für die aLT konnten zwei TRNSYS-Modelle anhand der Messungen an der Laborwand validiert werden. Somit steht für die folgenden Gebäudesimulationen sowohl für die aWT als auch für die aLT jeweils mindestens ein validiertes TRNSYS-Modell zur Verfügung.

Gleichzeitig wurden in diesem Kapitel auch die Grenzen der Validierung aufgezeigt. Der Vergleich von Messdaten einer realen, allen Umgebungsbedingungen ausgesetzten, Fassade mit Simulationen kann als eine solche Grenze betrachtet werden. Je nach Detaillierungsgrad kann eine Validierung hier unendlich schwierig gestaltet werden, da eine entsprechend große Zahl an Umgebungsbedingungen mit geeigneter Messtechnik aufgenommen und ausgewertet werden muss. Aus diesem Grund konnte auch die Validierung der Feldtestfläche der aLT nicht mehr in die Arbeit aufgenommen werden. Die Aufnahme und Auswertung der Messdaten der aLT-Feldtestfläche hat sich deutlich aufwendiger gestaltet als vorab geplant.

## 7 Gebäudesimulation

### 7.1 Einleitung

Auf Grundlage der validierten Simulationsmodelle können abschließend Simulationsstudien anhand von Referenzgebäuden durchgeführt werden. Ziel der Simulationen ist es die Potentiale der Komponenten einzeln und in Kombination aufzuzeigen, unter Beantwortung der folgenden grundsätzlichen Frage:

- Welche Deckungsanteile sind für die drei generellen Betriebsmodi (teilkompensatorisch, kompensatorisch und überkompensatorisch) erreichbar?
- Ist eine alleinige Temperierung des Gebäudes über die Komponenten (aWT & aLT), unter Verwendung von einfachen Regelstrategien, erreichbar (monovalenter Einsatz)?
- Welche zusätzlichen Verluste/Mehraufwand tritt durch den Betrieb der aWT/aLT auf?
- Welcher Pumpenstrombedarf (Heizkreispumpe) steht dem thermischen Nutzen gegenüber?
- Wie verändern sich Raum- und Oberflächentemperatur im Vergleich zur Referenz-Variante?

Ein zentraler Punkt der Untersuchungen, vor allen in Bezug auf die aWT, ist die Unterteilung in einen monovalenten Betrieb, also die Übernahme der Funktion einer Flächentemperierung, und in einen bivalenten Betrieb, als eine Art Bauteilaktivierung. Im monovalenten Betrieb ist die Komponente (aWT und/oder aLT) die einzige Heizung und muss dementsprechend Grundlastbetrieb und Spitzenlastbetrieb übernehmen. Beim bivalenten Ansatz steht ein zweites (ggfs. innenliegendes) Heizsystem zur Verfügung, welches einen Rest-Heizwärmebedarf oder eine Spitzenlast abdecken kann. Die Komponente (aWT und/oder aLT) kann damit im Grundlastbetrieb verbleiben. Da hier eine Vielzahl von Kombinationen möglich sind (Flächenanteile aWT und aLT...), können nur einige Fälle stellvertretend betrachtet werden.

### 7.2 Referenzgebäude

Die Komponenten aWT und aLT werden einzeln und in Kombination anhand des Referenzgebäudes aus der IEA SHC Task 44 [Dott et al., 2013] simuliert. Der Vorteil der Simulation anhand des Gebäudedatensatzes aus der Task ist, dass für das Gebäude bereits gemeinsame Randbedingungen definiert wurden. Demzufolge kann davon ausgegangen werden, dass die Ergebnisse, die im Rahmen der Simulationen an dem Referenzgebäude ermittelt werden, kein Resultat variierender oder falscher Randbedingungen sind. Die Randbedingungen für das Referenzgebäude enthalten u.a. Bauteilbeschreibungen, Wetterdaten, Profile für interne Gewinne durch Personen und Geräte und alle weiteren wichtigen Gebäude-Parameter. Die detaillierte Beschreibung der Randbedingungen und des Gebäudes kann den Dokumenten der IEA SHC Task 44<sup>33</sup>, siehe unter anderem [Dott et al., 2013] und [Haller et al., 2013] entnommen werden.

Die Beschreibung des Referenzgebäudes innerhalb der IEA Task ist in zwei Teile untergliedert. Im ersten Teil, Part A, siehe [Haller et al., 2013], werden die allgemeinen Randbedingungen des Gebäudes aufgeführt, darunter fallen u.a. Wetterdatensätze und der Wärmebedarf des Referenzgebäudes (je nach Standort). Für die Gebäudesimulation werden nur die Gebäude-Datei und die notwendige Peripherie verwendet, ohne die weitere Anlagentechnik. Im zweiten Teil der Beschreibung des Referenzgebäudes, siehe [Dott et al., 2013], wird das Gebäude an sich detailliert beschrieben. Da das Gebäude Kernpunkt der Simulationen mit aWT und aLT ist, sollen der Aufbau und die Randbedingungen im folgenden Kapitel kurz dargestellt werden.

---

<sup>33</sup> Siehe <http://task44.iea-shc.org/> (abgerufen am 23.10.2019)

### 7.2.1 Aufbau und Struktur des Referenzgebäudes

Eine Skizze des Referenzgebäudes ist in Abbildung 7-1 dargestellt. Allgemein handelt es sich bei dem Gebäude um einen zweigeschossigen Bau mit einer Nutzfläche von  $140 \text{ m}^2$  und einem Luftvolumen von ca.  $390 \text{ m}^3$ . Das Gebäude wird in TRNSYS als eine einzige Zone mit einer großen inneren Wand, die stellvertretend für die einzelnen inneren Wände (Raumtrennwände und Geschosstrennwände) steht, simuliert. Der Aufbau der thermischen Hülle des Gebäudes variiert, je nach dem energetischen Standard, der betrachtet werden soll, siehe Details in Kapitel 7.2.3.

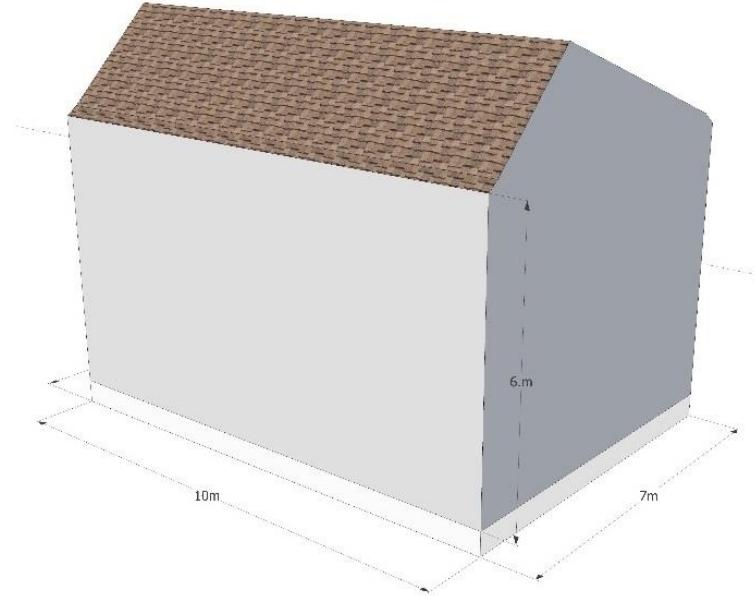


Abbildung 7-1: 3D-Skizze des Gebäudes auf Grundlage der Innenmaße für die Eingabe in TRNSYS. Im Vordergrund erkennbar sind die Süd-Fassade und die Ost-Fassade.

### 7.2.2 Ermittlung der Belegungsfläche der aWT

Die Brutto-Wandflächen des Gebäudes (auf Grundlage der Innenmaße) sind in Abbildung 7-2 dargestellt. Das Gebäude hat eine gesamte Wandfläche/Fassadenfläche von rund  $217 \text{ m}^2$ , jeweils  $60 \text{ m}^2$  auf der Nord- und Südseite und jeweils  $48,5 \text{ m}^2$  auf der West- und Ostseite. Für die Ermittlung der Belegungsfläche der aWT wurde die Lage der Fenster entsprechend Abbildung 7-2 definiert. Das Gebäude wurde maximal möglich mit der aWT belegt.

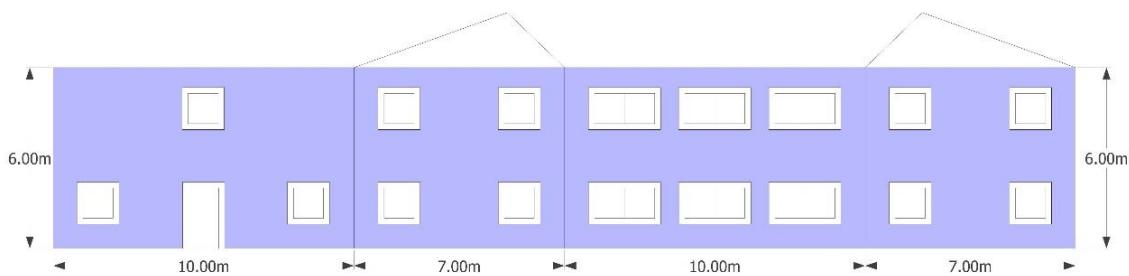


Abbildung 7-2: Faltmodell der 3D-Skizze mit Fenstern (Lage der Fenster auf der Fassade frei gewählt, Anzahl und Größe der Fenster sind über die IEA-Task festgelegt, siehe [Dott et al., 2013]). Mit Visualisierung der Belegungsfläche der aWT (blau).

Insgesamt wird das Gebäude bei der maximalen Belegungsvariante mit rund  $156 \text{ m}^2$  der aWT ausgestattet. Dies entspricht eine Belegungsrate von ca. 81 % (bezogen auf die Netto-Fassadenfläche), respektive ca. 72% (bezogen auf die Brutto-Fassadenfläche). Bei den verbleibenden Flächen handelt es sich um einen Sicherheitsabstand um die Fenster(laibungen). Bei der Ost- und Westfassade sind zusätzlich noch kleinere Flächen im Dachbereich (Schräge) unbelegt.

### 7.2.3 Gebäude-Varianten

In Anlehnung an die Vorgehensweise in der Task werden mehrere Gebäude-Varianten, stellvertretend für verschiedene energetische Qualitäten des Gebäudes (~ Sanierungsgrade), untersucht. Allen Varianten gemeinsam ist der Schichtaufbau der thermisch aktivierten Außenwand. Bei dem Schichtaufbau handelt es sich um eine Kombination aus der Außenwand aus der Task, siehe [Dott et al., 2013], und dem umgesetzten Schichtaufbau der Feldtestfassade entsprechend Tabelle 3-3. Dabei wird der neue Aufbau (Kapillarrohrmatten, Putz und WDVS) von der Feldtestfassade übernommen und für die Bestandswand ein Mauerwerk aus Ziegeln, entsprechend der Task und typischer für Bestandsgebäude (v.a. Wohngebäude) angesetzt.

Der U-Wert der Außenwand, berechnet nach EN ISO 6946:2007, liegt bei rund 0.18 W/(m<sup>2</sup>K), siehe Tabelle 7-1. Durch den Schichtaufbau ergibt sich ein stationärer Wirkungsgrad der aWT von rund 91% (genau 91.44%). Der U-Wert der unsanierten Bestandswand liegt bei rund 1.95 W/(m<sup>2</sup>K). Auch die weiteren Bauteile des Gebäudes wurden an einen Altbau angepasst (Dach- und Bodenaufbau), siehe Tabelle 7-1.

Die verschiedenen Gebäude-Varianten werden über den spezifischen Heizwärmebedarf in kWh/(m<sup>2</sup>a) definiert. Dabei wird die Nomenklatur aus der Task übernommen, dementsprechend werden die Varianten mit SFH (*single family house*) und anschließend dem gerundeten spezifischen Heizwärmebedarf in kWh/(m<sup>2</sup>a) benannt. Die folgenden drei Varianten wurden ausgewählt:

- **SFH15:** Repräsentiert ein Bestandsgebäude, das auf die Größenordnung „Passivhaus“ saniert wird.
- **SFH45:** Repräsentiert ein Bestandsgebäude, das auf die Größenordnung „aktueller Neubau“ saniert wird.
- **SFH75:** Repräsentiert ein teilsaniertes Bestandsgebäude, mit einem etwas höheren Heizwärmebedarf.

Die U-Werte der einzelnen Bauteile der Gebäude können Tabelle 7-1 entnommen werden. Mit besserer energetischer Qualität des Gebäudes sinkt die Heizgrenztemperatur und damit im Endeffekt auch die Länge der Heizperiode für die Gebäude-Variante, siehe Tabelle 7-2.

*Tabelle 7-1: U-Werte der Bauteile der Gebäude (nur thermische Hülle dargestellt)*

Bauteil	U-Wert [W/(m <sup>2</sup> K)]		
	SFH15	SFH45	SFH75
Außenwand	0.18	0.18	0.18
Bodenplatte	0.14	0.37	0.80
Dach	0.16	0.25	0.83
Fenster <sup>34</sup>	0.60	1.40	2.80

*Tabelle 7-2: Heizgrenztemperatur und resultierende Länge der Heizperiode pro Jahr der Gebäude*

Gebäude	Heizgrenztemperatur [°C]	Länge der Heizperiode [h]
SFH15	12	4749
SFH45	14	5397
SFH75	15	5804

<sup>34</sup> Berechneter U-Wert der Fenster aus Glas- und Rahmenanteil

### 7.2.4 Referenzergebnisse

In Tabelle 7-3 sind die Energiebilanzen der Referenzgebäudes (Wandtemperierung deaktiviert) dargestellt. Die geringe Abweichung in der Energiebilanz resultiert aus dem Berechnungsweg und der Summation der TRNSYS-Outputs. Der spezifische Heizwärmebedarf (ideale Heizung) der Varianten liegt zwischen 17 und 76 kWh/m<sup>2</sup>.

Tabelle 7-3: Jahres-Energiebilanz der Referenz-Varianten, Wandtemperierung deaktiviert

Gewinne [kWh]	SFH15	SFH45	SFH75	Verluste	SFH15	SFH45	SFH75
Solare Gewinne	2912	4029	5163	Transmission	5538	8154	13849
Interne Gewinne	1697	1935	2078	Lüftung/Infiltration	1526	4002	4096
Ideale Heizung	2409	6138	10603				
Gesamt	7018	12101	17844	Gesamt	7064	12155	17946
<b>q<sub>H,iH</sub> [kWh/m<sup>2</sup>]</b>	17	44	76				

In Tabelle 7-4 ist zu erkennen, dass die Heizlast von SFH15 bei ca. 2 kW liegt, bei SFH45 bei rund 4 kW und bei SFH75 bei rund 6 kW. Die Heizlast kann auch auf die Grundfläche des Gebäudes [W/m<sup>2</sup>] und auf die thermisch aktivierte Fassadenfläche umgelegt werden [W/m<sup>2</sup>]. Da für das Referenzgebäude die Grundfläche (140 m<sup>2</sup>) und die thermisch aktivierte Fassadenfläche (156 m<sup>2</sup>) sehr ähnlich sind, ergeben sich hier nahezu identische Werte.

Tabelle 7-4: Berechnung der spezifischen Heizlast der Varianten (ohne interne Gewinne); keine Heizlastberechnung nach DIN EN 12831

Variante	Heizlast [kW]	Spez. Heizlast A <sub>Geb</sub> [W/m <sup>2</sup> ]	Spez. Heizlast A <sub>aWT</sub> [W/m <sup>2</sup> ]
SFH15	2.2	16	14
SFH45	4.1	29	26
SFH75	6.2	44	40

Betrachtet man sich die Anteile der einzelnen Bauteile an den Wärmeverlusten der Gebäude in Abbildung 7-3, so erkennt man, dass der Anteil der Transmissionswärmeverluste der belegten und damit thermisch aktivierten Fassadenflächen an den gesamten Wärmeverlusten von SFH15 zu SFH75 von 27 % auf 10 % zurückgeht.

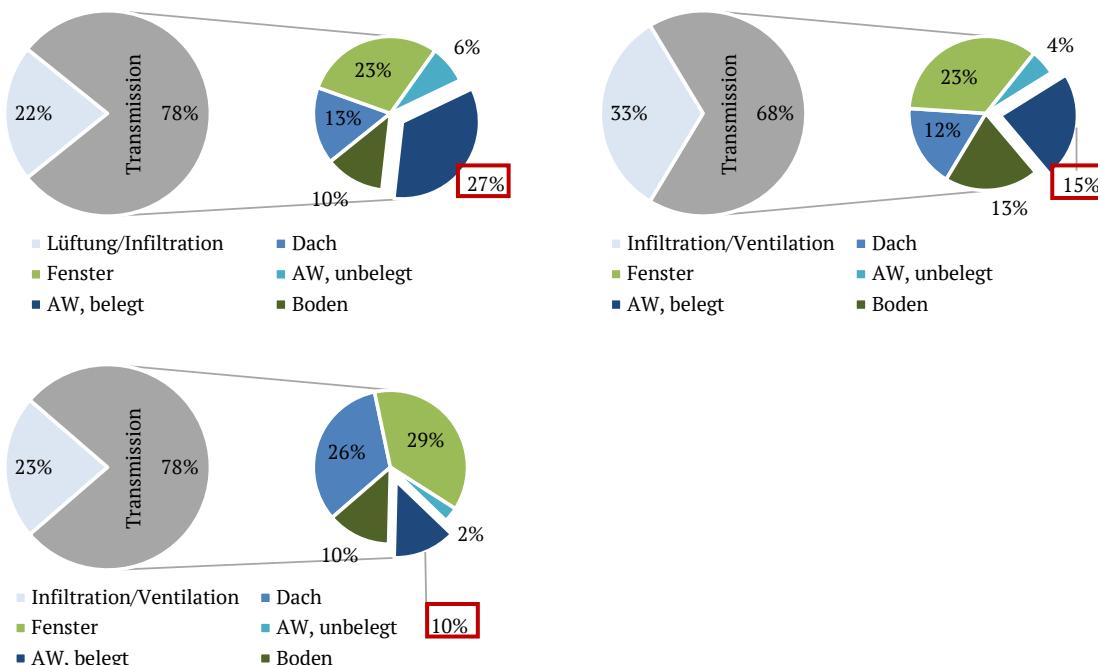


Abbildung 7-3: Aufteilung der Wärmeverluste des Gebäudes und Aufspaltung der Transmissionswärmeverluste in die Bauteile für SFH15 (oben links), SFH45 (oben rechts) und SFH75 (unten links)

### 7.3 Kennwerte und Bewertungsgrößen für die dynamische Simulation

Neben den stationären Kennwerten aus Kapitel 2.4.1.3.1 werden für die dynamischen Simulationen weitere Kennwerte und Bewertungsgrößen definiert. Für die aLT werden die Kennwerte um die entsprechenden Auswertegrößen erweitert bzw. ergänzt.

#### 7.3.1 Jährlicher Wirkungsgrad (energetischer, dynamischer)

Die Ermittlung des Wirkungsgrades über die U-Werte (siehe Kapitel 2.4.1.3.1) kann nur für den stationären Fall angesetzt werden, da instationäre Vorgänge (Ein- und Ausspeichereffekte, Temperaturerhöhungen im Raum, Änderung der Wärmeübergangskoeffizienten usw.) das Ergebnis verfälschen können. Für die Simulation wird der Wirkungsgrad daher auf Grundlage von Stunden- bzw. Jahresbilanzen und im Vergleich zu einer Ausgangsvariante (aWT deaktiviert) erstellt. Dabei wird die Änderung der Nutzwärme ( $Q_1$ ) von der Ausgangsvariante zu der simulierten Variante auf die insgesamt durch die aWT zugeführte Wärmemenge bezogen. Beide Wirkungsgrade sind somit gleich definiert, werden aber unterschiedlich berechnet.

$$\eta_{aWT,dyn} = \frac{Q_{w,1}}{Q_w} = \frac{(Q_{1,ref} - Q_{1,n}) * -1}{Q_w} \cdot 100 [\%] \quad (7-1)$$

Mit:

- $Q_{1,n}$  Wärmemenge durch die Außenwand der simulierten Variante, mit aWT [kWh]
- $Q_{1,ref}$  Wärmemenge durch die Außenwand der Ausgangsvariante [kWh], ohne aWT ( $Q_0$ )
- $Q_w$  Wärmemenge von der Wandtemperierung in die Außenwand gesamt [kWh]

#### 7.3.2 Jährlicher Nutzungsgrad $\varepsilon_{aWT}$

Neben dem Wirkungsgrad wird noch ein Nutzungsgrad ( $\varepsilon$ ) eingeführt, da der Einsatz der sehr trügen aWT zu Übertemperaturen im Raum führen kann (im Vergleich zur Referenzvariante). Der Nutzungsgrad beziffert, wie viel der über die aWT eingebrachten Wärme ( $Q_w$ ) verwendet wird, um den Wärmebedarf des Raumes zu verringern ( $\Delta Q_{H,Bestand}$ ). Darüber hinaus dem Raum zugeführte Wärme führt zu einer Übertemperierung des Raumes und somit wiederum zu höheren Verlusten. Zugleich sind auch die Verluste über den Wirkungsgrad der aWT in dem Nutzungsgrad enthalten.

$$\varepsilon_{aWT} = \frac{\Delta Q_{H,Bestand}}{Q_w} = \frac{Q_{H,iH,ref} - Q_{H,iH,n}}{Q_w} \cdot 100 [\%] \quad (7-2)$$

Mit:

- $Q_{H,iH,ref}$  Heizwärmebedarf des idealen Heizsystems der Referenz-Variante, ohne aWT [kWh]
- $Q_{H,iH,n}$  Heizwärmebedarf des idealen Heizsystems der simulierten Variante, mit aWT [kWh]

#### 7.3.3 Deckungsanteil $\delta_{aWT}$

Der Deckungsanteil  $\delta$  zeigt an, welcher Anteil des gesamten Heizwärmebedarfs über die aWT abgedeckt wird.

$$\delta_{aWT} = \frac{Q_w}{Q_{H,iH,n} + Q_w} \cdot 100 [\%] \quad (7-3)$$

#### 7.3.4 Regelgüte RG<sub>aWT</sub>

Zur Bewertung der Regelgüte, gerade im monovalenten Betrieb wird eine weitere Bewertungsgröße eingeführt, die Regelgüte der aWT (RG<sub>aWT</sub>):

$$RG_{aWT} = \frac{\varepsilon_{aWT} \cdot \delta_{aWT}}{\eta_{aWT,dyn} \cdot \delta_{aWT,max}} \cdot 100 [\%] \quad (7-4)$$

Mit:

- $\varepsilon_{aWT}$  Jährlicher Nutzungsgrad der aWT [%]
- $\delta_{aWT}$  Deckungsanteil der aWT [%]
- $\eta_{aWT,dyn}$  Jährlicher Wirkungsgrad der aWT [%]
- $\delta_{aWT,max}$  Maximaler Deckungsanteil der aWT [%] (Standard: 100 %)

Die Regelgüte lässt sich folgendermaßen beschreiben: Eine ideal geregelte aWT hätte einen Nutzungsgrad gleich dem dynamischen Wirkungsgrad (maximal möglicher Nutzungsgrad) und (je nach monovalentem oder bivalenten Ansatz) einen maximalen Deckungsanteil von 100 %. Durch den Bezug des resultierenden Nutzungsgrades und Deckungsanteils auf diesen maximal möglichen Wert, kann die Güte der Variante im Sinne einer Regelgüte mit möglichst hohem Deckungsanteil bewertet werden.

## 7.4 Simulationen mit außenliegender Wandtemperierung

### 7.4.1 Randbedingungen der Simulationen

Generell werden die Randbedingungen der Simulationsumgebung gemäß dem IEA-Referenzgebäude nach [Dott et al., 2013] und [Haller et al., 2013] angesetzt. Das Heizsystem des Gebäudes wird jedoch geändert, unter Integration der aWT. Ergänzt wird die aWT, bei Bedarf, durch die ideale Heizung in TRNSYS. Bei der idealen Heizung handelt es sich um ein fiktives Heizsystem, das die Temperatur am Ende eines jeden Simulationsschritts auf die eingestellte Soll-Temperatur anhebt, und zwar ohne Leitungsverluste, Trägheit, Leistungsbegrenzung. Aktiviert wird die Kombination aus aWT und idealer Heizung über die Heizperiode und die Raumtemperatur. Die Ermittlung der Heizperiode erfolgt über die mittlere Außentemperatur über 24 Stunden ( $T_{amb24}$ ). Erreicht dieser gleitende Mittelwert die Heizgrenztemperatur bzw. unterschreitet diese, wird das Heizsystem aktiviert. Die folgenden drei „einfachen“ Regelabfragen werden eingesetzt:

- Massenstromregelung – Rücklauftemperaturabfrage: Erreicht die Rücklauftemperatur die Vorlauftemperatur, entzieht die aWT dem Gebäude Wärme. Um diese Wärmeentnahme zu verhindern, wird in diesem Fall der Massenstrom deaktiviert (Hysteresis: 0.01 K).
- Massenstromregelung – Heizperiode: Nur innerhalb der Heizperiode wird der Massenstrom der aWT aktiviert ( $T_{amb24} < \text{Heizgrenztemperatur}$ ).
- Massenstromregelung – Raumtemperatur: Bei einer Raumtemperatur größer der Raum-Solltemperatur (20°C) plus einer Hysteresis wird der Massenstrom der aWT ausgeschaltet (Hysteresis 0.5 K).

Die Simulation der aWT/aLT erfolgt generell ohne Leitungsverluste, es werden bei der Simulation keine Vor- oder Rücklaufleitungen betrachtet, sondern nur die direkte Kapillarrohrmattenfläche.

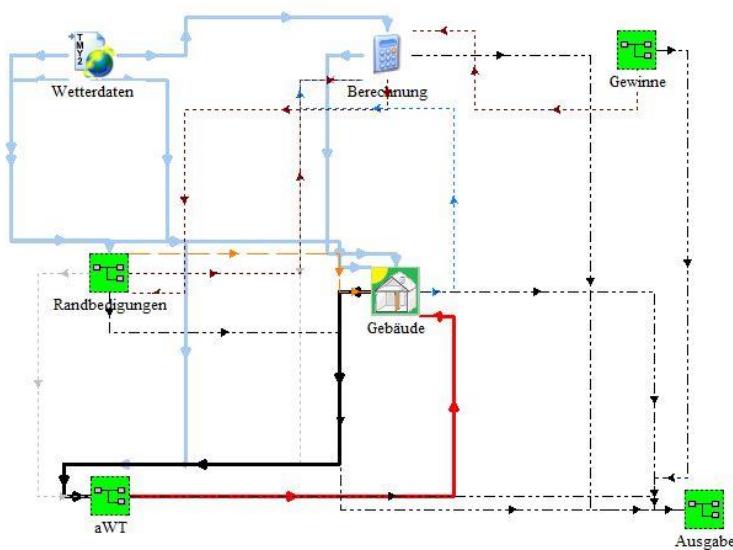


Abbildung 7-4: Screenshot des Simulation Studios aus TRNSYS für die Simulation der aWT

### 7.4.2 Auswertemethode

Die Auswertung der Ergebnisse der Simulation erfolgt unter verschiedenen Gesichtspunkten. Dabei werden die Simulationsergebnisse auch auf die Ergebnisse der Referenzvariante (ohne aWT) bezogen, um die Änderungen durch den Betrieb der aWT darzustellen:

- Energetische Größen und Laufzeiten: Auswertung der Simulationsergebnisse mit Hilfe der oben definierten Kennwerte.
- Hilfsenergien: Für die aWT ist der Pumpenstrombedarf der Heizkreispumpe eine relevante Hilfsenergie. Über die Näherung der Pumpenleistung pro Quadratmeter thermisch aktivierter Fläche aus Kapitel 4.10 kann die notwendige Pumpenleistung für die Simulation ermittelt werden:

$$P_{HK,aWT} = 0.36 \left[ \frac{W}{m^2} \right] * 156 [m^2] = 56 [W] \quad (7-5)$$

Über die Pumpenleistung und die Laufzeit der aWT kann der Pumpenstrombedarf [kWh/a] als weiterer Kennwert des Betriebs der aWT ermittelt und verglichen werden.

- Komfort / Thermische Behaglichkeit:

Für das Gefühl der Behaglichkeit ist die empfundene Temperatur maßgebend. Diese empfundene Temperatur oder auch operative Temperatur stellt in etwa das arithmetische Mittel zwischen der Raumlufttemperatur und der mittleren Oberflächentemperatur der Umfassungsflächen dar. Nach [Pistohl et al., 2013] gibt es einen Bereich, in dem sich der Mensch in einem geschlossenen Raum am wohlsten fühlt, das sogenannte Behaglichkeitsfeld (siehe Abbildung 7-5).

#### Mathematische Modellierung des Behaglichkeitsfeldes

Das Behaglichkeitsfeld aus Abbildung 7-5 kann über einfach lineare Abhängigkeiten auch mathematisch beschrieben werden. Durch die mathematische Modellierung des Behaglichkeitsfeldes kann die Auswertung der Behaglichkeit in Form einer Behaglichkeitsverteilung erfolgen. Dafür wird das Behaglichkeitsfeld in vier verschiedene Bereiche unterteilt und die Bedingungen für die vier Bereiche in Form mathematischer Abhängigkeiten erstellt. Die vier Bereiche sind in Abbildung 7-5 zu erkennen: „1) behaglich“, „2) noch behaglich“, „3) unbekannt warm“ und „4) unbekannt kalt“. Es handelt sich hierbei um eine vereinfachte Herangehensweise.

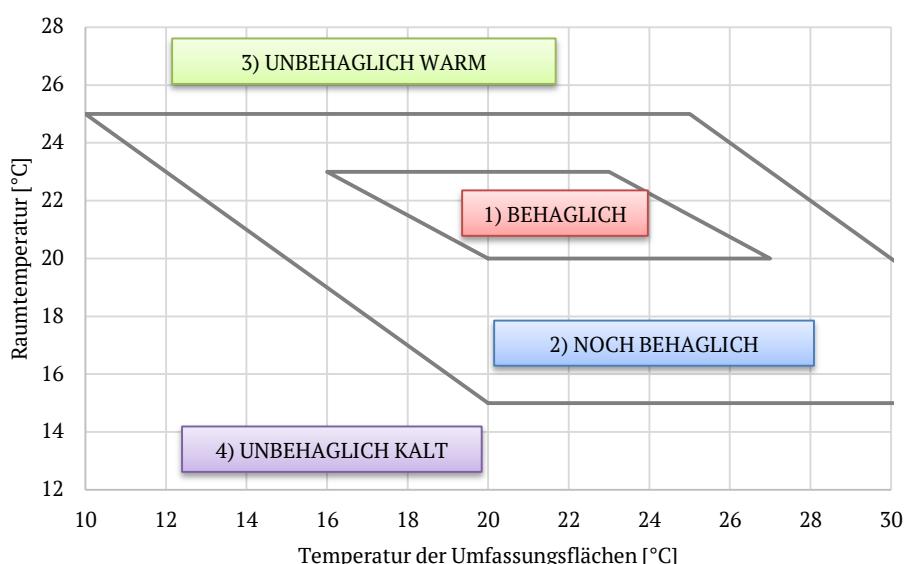


Abbildung 7-5: Behaglichkeitsfeld für Raumlufttemperatur und Temperatur der Umfassungsflächen; Abbildung erstellt in Anlehnung an [Pistohl et al., 2013]

### 7.4.3 Monovalenter Ansatz (Einsatz der aWT als Flächentemperierung)

Beim monovalenten Ansatz soll der komplette Heizwärmebedarf des Gebäudes über die aWT abdeckt werden. Daher werden die Vorlauftemperaturen anhand der Heizlast des Gebäudes definiert, siehe Tabelle 7-4. Aus der spezifische Heizlast pro  $m^2$  belegte Fassadenfläche (ohne den Anteil der belegten Fassadenflächen, da diese im überkompensatorischen Betrieb entfallen) ergeben sich aus Abbildung 4-20 die notwendigen Vorlauftemperaturen. Diese sind in Abbildung 7-6 als Kennlinie dargestellt. Zusätzlich sind in Abbildung 7-6 auch nochmal die unterschiedlichen Heizgrenztemperaturen der Gebäude zu erkennen. Beim monovalenten Ansatz befindet sich die aWT im überkompensatorischen Betrieb, da nur Vorlauftemperaturen größer der nominellen Raumtemperaturen zum Einsatz kommen. Der überkompensatorische Betrieb ist notwendig, um die Wärmeverluste von unbelegten Flächen, Fenstern und Lüftungswärmeverluste auszugleichen.

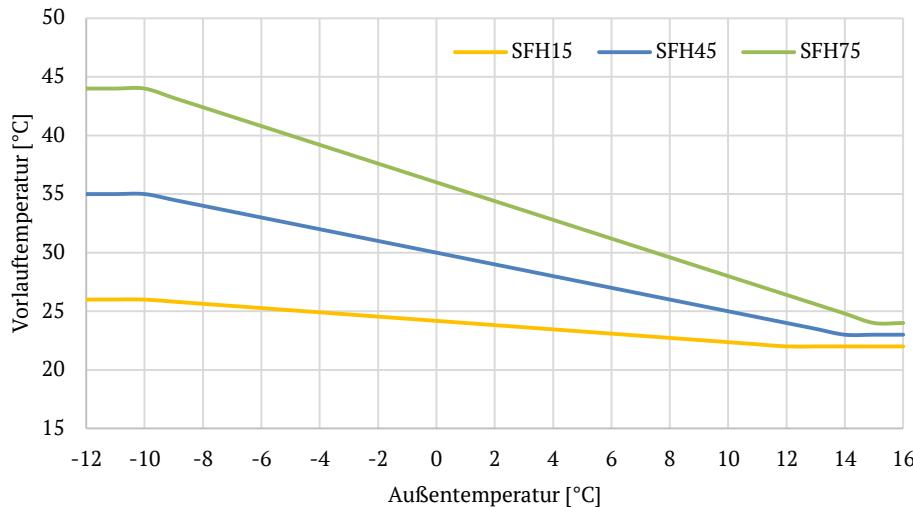


Abbildung 7-6: Heizkennlinie der aWT, aufgetragen über die mittlere Außentemperatur der letzten 24 h

In Tabelle 7-5 sind nochmal die Referenzergebnisse der drei Gebäude dargestellt. Aufgeführt sind der Heizwärmebedarf des Gebäudes (ideale Heizung), die mittlere Raum- und die mittlere Oberflächentemperatur über die Heizperiode.

Tabelle 7-5: Heizwärmebedarf der Referenzvarianten für die drei Gebäude und mittlere Raum- und Oberflächentemperatur über die Heizperiode

Kennwert	Name	Einheit	SFH15,Ref	SFH45,Ref	SFH75,Ref
$Q_{H,iH}$	Heizwärmebedarf	kWh/a	2409	6138	10606
$T_{Raum,av}$	Mittl. Raumtemp.	°C	20.7	20.3	20.3
$T_{SUR,av}$	Mittl. Oberflächentemp.	°C	20.3	20.0	19.4

#### 7.4.3.1 Simulationsergebnisse

Es erfolgt eine Darstellung der Simulationsergebnisse für den monovalenten Einsatz der aWT, geregelt über eine außentemperaturgeführte Heizkennlinie, entsprechend Abbildung 7-6.

##### 7.4.3.1.1 Energetische Größen und Laufzeiten

Die Ergebnisse der Simulation können Tabelle 7-6 entnommen werden. Der Deckungsgrad der Varianten liegt bei knapp über 99%, es liegt jedoch noch ein rechnerischer Rest-Wärmebedarf von 27 bis 203 kWh/a vor. Der Nutzungsgrad der Varianten liegt zwischen 70 und 76%, der energetische Mehraufwand somit bei rund 24 - 30%. Der dynamisch ermittelte Wirkungsgrad liegt zwischen 86 und 88% und die Regelgüte der einfachen Regelung (Heizkennlinie) für den monovalenten Betrieb bei Werten zwischen 78 und 87%. Beim monovalenten Ansatz sinkt die Regelgüte somit mit der energetischen Qualität bzw. mit höheren Vorlauftemperaturen deutlich. Bezieht man die Laufzeit der aWT ( $t_{aWT}$ ) auf die Länge der Heizperiode (siehe Tabelle 7-2), so läuft die aWT bei allen drei Varianten nur ca. jede dritte Stunde der Heizperiode.

Tabelle 7-6: Ergebnisse der monovalenten Variante für alle drei Gebäude

Kennwert	Name	Einheit	SFH15	SFH45	SFH75
$Q_{w,aWT}$	Wärmeeintrag der aWT	kWh/a	3154	8202	14908
$t_{aWT}$	Laufzeit der aWT	h/a	1532	1853	2139
$Q_{H,iH}$	Rest-Heizmwärmebedarf	kWh/a	27	75	203
$\eta_{aWT,dyn}$	Wirkungsgrad der aWT	%	86	88	88
$\varepsilon_{aWT}$	Nutzungsgrad der aWT	%	76	74	70
$\delta_{aWT}$	Deckungsanteil der aWT	%	99	99	99
$RG_{aWT}$	Regelgüte der Variante	%	87	84	78

#### 7.4.3.1.2 Hilfsenergien

Der Strombedarf der Heizkreispumpe (aWT) liegt, je nach Laufzeit der aWT zwischen 86 kWh und 120 kWh, siehe Tabelle 7-7.

Tabelle 7-7: Ermittelter Pumpenstrombedarf der Heizkreispumpe der aWT für die drei Varianten, ermittelt über die Laufzeit der aWT und die Leistung der Heizkreispumpe von rund 56 W

Kennwert	Name	Einheit	SFH15	SFH45	SFH75
$t_{aWT}$	Laufzeit der aWT	h/a	1532	1853	2139
$W_{P,aWT}$	Strombedarf Pumpe	kWh/a	86	104	120

#### 7.4.3.1.3 Komfort

Mit der mathematischen Modellierung des thermischen Behaglichkeitsfeldes aus Abbildung 7-5 kann die thermische Behaglichkeit als Verteilung über die Studen der Heizperiode dargestellt werden, siehe Abbildung 7-7.

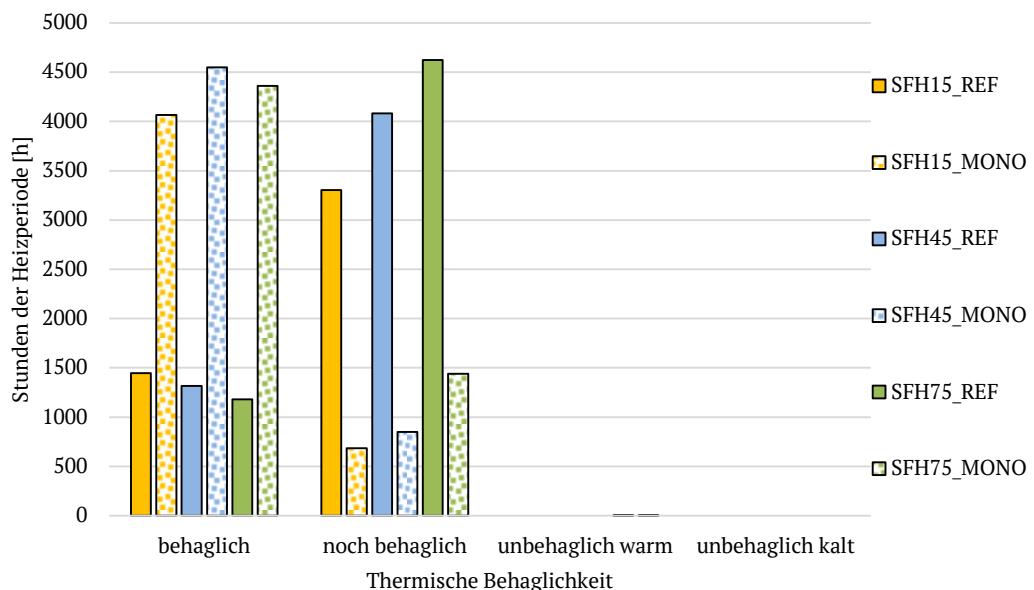


Abbildung 7-7: Auswertung der thermischen Behaglichkeit der monovalenten Simulationsvarianten der aWT (MONO), im Vergleich zur Referenzvariante ohne thermische Aktivierung (REF)

Als Gegenprobe wurde die Simulation nochmal ohne ideale Heizung und ohne interne Gewinne durch Personen und Geräte durchgeführt (für SFH45). In diesem Fall ist die aWT die einzige Wärmeabgabefläche unter den schlechtesten Bedingungen (keine internen Gewinne). Bei dieser Betrachtung treten in knapp 9% der Stunden der Heizperiode Raumtemperaturen <20°C auf, minimal 19°C.

#### 7.4.3.1.4 Vergleich und Auswertung

Entgegen der stationären Berechnung (91%) liegt der Wirkungsgrad der aWT als Ergebnis der dynamischen Simulation bei Werten zwischen 86 und 88%. Dieser Unterschied resultiert maßgeblich aus der Trägheit des Systems und aus den dynamischen Effekten der Wandtemperierung (veränderliche Wärmeübergangskoeffizienten innen und außen). Desto höhere Vorlauftemperaturen für den monovalenten Betrieb benötigt werden, desto geringere Werte werden für die Regelgüte und den Nutzungssgrad der aWT ermittelt. Dies hängt mit den höheren Raumtemperaturen zusammen, die bei der Auswertung als Überhitzung (über das Niveau der Referenzvariante hinaus) betrachtet werden. Bezieht man den Strombedarf der Heizkreispumpe auf den thermischen Input der jeweiligen Variante, so ergeben sich Werte von 0.8 bis 2% ( $W_{P,aWT}/Q_{w,aWT}$ ). Im überkompensatorischen, monovalenten Betrieb kann der Pumpenstrombedarf somit eher vernachlässigt werden. Bezuglich der thermischen Behaglichkeit, führt der Betrieb der aWT (im Vergleich zur Referenz-Variante) zu mehr „behaglichen“ Stunden.

#### 7.4.3.1.5 Alternativer Ansatz

Alternativ kann ein Ansatz für Betonkernaktivierungen benutzt werden. Dieser wurde von [Olesen et al., 2005] entwickelt, wird jedoch auch in [Pfafferott et al., 2015] und [Kalz, 2009] als guter und stabiler Regelalgorithmus für Betonkernaktivierungen in Niedrigenergiegebäuden dargestellt. Der Ansatz kann mit dem Bezug auf die aktuelle Außentemperatur verwendet werden, oder mit Bezug auf den gleitenden Mittelwert der letzten 24 h ( $T_{amb24}$ ).

$$T_{VL,aWT} = 18 + 0.45 \cdot (18 - T_{amb})[^\circ C] \quad (7-6)$$

$$T_{VL,aWT} = 18 + 0.45 \cdot (18 - T_{amb24})[^\circ C] \quad (7-7)$$

Für die folgenden Simulationen wurde Gleichung (7-6) gewählt. Die Ergebnisse der Simulationen mit der Kennlinie für die Gebäude können Tabelle 7-8 entnommen werden. Für SFH15 führt die Kennlinie zu einem Deckungsanteil von 100 %, also einem monovalenten Betrieb der aWT. Bei SFH45 liegt der Deckungsanteil nur noch bei 84 % und bei SFH75 bei 62 %. Wobei die Ergebnisse für SFH15 mit der Kennlinie nach [Olesen et al., 2005] nicht besser sind, als mit dem Ansatz oben, siehe Tabelle 7-6. Die Regelgüte der Variante oben liegt sogar leicht über dem hier erreichten Wert. Andererseits kommen zeitweise sehr niedrige Vorlauftemperaturen ( $< 21^\circ C$ ) zum Einsatz. Die Eignung des Ansatzes nach [Olesen et al., 2005] für die aWT in Niedrigenergiegebäuden (SFH15) kann somit verifiziert werden. Für die anderen beiden Varianten wird kein monovalenter Betrieb erreicht.

*Tabelle 7-8: Simulationsergebnisse für die Kennlinie nach [Olesen et al., 2005], bezogen auf die Heizperiode und alle drei Gebäude-Varianten*

Kennwert	Einheit	SFH15 <sub>Olesen</sub>	SFH45 <sub>Olesen</sub>	SFH75 <sub>Olesen</sub>
$Q_{w,aWT}$	kWh/a	3295	6241	7548
$t_{aWT}$	h/a	1031	3071	3800
$T_{VL,aWT,min}$	°C	20.6	20.6	20.3
$T_{VL,aWT,max}$	°C	30.4	30.5	30.5
$W_{P,aWT}$	kWh/a	58	172	213
$Q_{H,iH}$	kWh/a	4	1221	4675
$\eta_{aWT,dyn}$	%	86	88	89
$\varepsilon_{aWT}$	%	73	79	79
$\delta_{aWT}$	%	100	84	62
$RG_{aWT}$	%	85	75	54

#### 7.4.3.2 Fazit „Monovalenter Ansatz“

Als Fazit des monovalenten Ansatzes kann festgehalten werden, dass für alle drei betrachteten Gebäude-Varianten eine Beheizung alleine durch die aWT möglich ist. Interessant ist das Temperaturniveau der aWT, auch im monovalenten Betrieb. Für SFH15 werden maximal Vorlauftemperaturen von 25-26°C benötigt um den Heizwärmeverbrauch des Gebäudes komplett über die aWT zu decken. Für SFH45 steigt das notwendige Temperaturniveau auf etwa 35°C an

(vergleichbar mit Fußbodenheizung). Und für SFH75 werden über 40°C als Vorlauftemperatur notwendig. Aus energetischer Sicht, und im Vergleich zu anderen (inneliegenden) Heizsystemen wäre somit ein monovalenter Betrieb der aWT im Gebäude SFH75 schwierig darstellbar. Generell ist ein monovalenter Betrieb jedoch möglich und daher kann die aWT als Alternative zur FBH im Bestand betrachtet werden.

Hohe Deckungsgrade gehen jedoch bei den sehr einfachen, hier verwendeten, Regelstrategien zu Lasten des Nutzungsgrades und führen zu einem Mehraufwand in der Größenordnung bis zu ca. 30 % (SFH75). Dieser Mehraufwand resultiert einerseits aus dem Wirkungsgrad der aWT und andererseits aus einer Überhitzung des Gebäudes über die Raum-Solltemperatur hinaus. Er ist somit auch ein Indikator für die Regelgüte der Variante (siehe Werte für  $RG_{aWT}$ ).

Daher kann das Fazit auch folgendermaßen zusammengefasst werden: Je geringer der Heizwärmebedarf des Gebäudes, desto „einfacher“ ist der monovalente Betrieb der aWT regelbar und umsetzbar (hoher Nutzungsgrade bei hohen Deckungsanteilen). Dies resultiert aus den höheren Vorlauftemperaturen (über die Raumtemperatur hinaus) und der großen Täglichkeit der aWT.

#### 7.4.4 Bivalenter Ansatz (Einsatz der aWT als Bauteilaktivierung)

Beim bivalenten Ansatz wird davon ausgegangen, dass ein zweites (inneres) Heizsystem für den „Rest-Wärmebedarf“ existiert. Ziel des Einsatzes der aWT ist es, den Heizwärmebedarf für das innere Heizsystem und dessen notwendige Heizlast zu verringern. Der bivalente Ansatz entspricht dem Weg, der z.B. in [Shen & Li, 2016] gewählt wurde. Es wird davon ausgegangen, dass eine Abwärme- oder Umweltwärmequelle existiert, die eine konstante Temperatur mit ausreichendem Massenstrom für die aWT zur Verfügung stellt. Dies entspricht einer Vereinfachung, zwar existieren Abwärmequellen, die zeitlich unabhängig eine konstante Vorlauftemperatur „liefern“ (z.B. Grubenwasser, industrielle Abwärme), andererseits sind Umweltwärmequellen oft zeitabhängig (Solarthermie, Umgebungsluft, oberflächennahe Erdwärme). Die Verwendung solch volatiler Wärmequellen für die aWT (z.B. mittels Wärmepumpe) bedarf einer spezifischen Untersuchung.

Beim bivalenten Ansatz werden Simulationen mit konstanten Vorlauftemperaturen durchgeführt und ausgewertet.

##### 7.4.4.1 Abgrenzung der Betriebsmodi

###### 7.4.4.1.1 Teilkompensatorischer Betrieb

Im teilkompensatorischen Betrieb wird die aWT mit Vorlauftemperaturen unterhalb der Raumtemperatur betrieben, die Transmissionswärmeverluste werden somit teilkompensiert, siehe Kapitel 2.4.1.1. Der teilkompensatorische Betrieb führt zu einer Verringerung der Heizlast und des Heizwärmebedarfs für das innere Heizsystem. Im teilkompensatorischen Betrieb kann die aWT immer nur Teil eines bivalenten Systems sein.

###### 7.4.4.1.2 Kompensatorischer Betrieb

Im kompensatorischen Betrieb wird die aWT genutzt, um die Transmissionswärmeverluste der belegten Flächen (vollständig) zu kompensieren. Dementsprechend handelt es sich eher um eine Grundlasttemperierung mit niedrigen Vorlauftemperaturen und langen Laufzeiten. Auch der kompensatorische Betrieb dient zur Heizlastreduzierung für das innere Heizsystem, zudem findet eine Verringerung des Heizwärmebedarfs statt. Demzufolge kann die aWT auch im kompensatorischen nur Teil eines bivalenten Systems sein. Der Deckungsanteil der aWT im kompensatorischen Betrieb kann bzgl. der Größenordnung höchstens im Bereich des Anteils der Transmissionswärmeverluste der belegten Flächen an dem gesamten Heizwärmebedarf liegen, siehe Abschätzung in Kapitel 7.4.4.2.

###### 7.4.4.1.3 Überkompensatorischer Betrieb

Im überkompensatorischen Betrieb werden die Transmissionswärmeverluste der belegten Flächen vollständig kompensiert und zusätzlich können die belegten Flächen einen Nutzwärmestrom in das Gebäude zur Verfügung stellen, zur Abdeckung weitere Wärmeverluste. Auch im überkompensatorischen Betrieb kann die aWT als Grundlasttemperierung betrieben werden.

#### 7.4.4.2 Abschätzung für den (teil)kompensatorischen Betrieb

Der maximale Deckungsanteil der aWT im (teil)kompensatorischen Betrieb kann vereinfacht abgeschätzt werden. Entsprechend der Idee des kompensatorischen Betriebs können die Transmissionswärmeverluste der belegten Flächen komplett kompensiert werden. Über die Energiebilanzen und die Anteile der Bauteile an den Transmissionswärmeverlusten kann dieser Einfluss überschlägig ermittelt werden. Dabei wird davon ausgegangen, dass alle anderen Größen der Energiebilanz konstant bleiben. Die Aufteilung der Transmissionswärmeverluste in die einzelnen Bauteile kann Tabelle 7-9 entnommen werden. Die unterstrichenen Werte könnten im kompensatorischen Betrieb vollständig kompensiert werden. Dementsprechend können die Transmissionswärmeverluste aus Tabelle 7-3 um die unterstrichenen Werte reduziert werden. Die entsprechend angepasste „neue“ Energiebilanz kann Tabelle 7-10 entnommen werden. Bei Annahme des Nutzungsgrades gleich dem Wirkungsgrad müssten den Gebäuden entsprechend  $1881/0.914 = 2057$  bzw.  $1864/0.914 = 2048$  bzw.  $1839/0.914 = 2012$  kWh in der aWT zur Verfügung gestellt werden. Der maximal erreichbare Deckungsanteil im kompensatorischen Betrieb würde damit bei SFH15 bei 78%, bei SFH45 bei 32% und bei SFH75 bei 18% liegen, siehe Tabelle 7-11.

Tabelle 7-9: Aufteilung der Transmissionswärmeverluste in die einzelnen Bauteile der Varianten

Gebäude	SFH15		SHF45		SFH75	
Bauteil	$Q_{trans}$ [kWh/a]	Anteil [%]	$Q_{trans}$ [kWh/a]	Anteil [%]	$Q_{trans}$ [kWh/a]	Anteil [%]
Dach	902	16	1430	17	4609	33
Fenster	1631	29	2850	35	5208	37
Außenwand (unbelegt)	449	8	443	5	437	3
Außenwand (belegt)	1881	34	1864	23	1839	13
Bodenplatte	691	12	1624	20	1851	13
$\Sigma$	5554	100	8212	100	13944	100

Tabelle 7-10: Berechnete Jahres-Energiebilanz für den idealisierten kompensatorischen Betrieb der drei Varianten (angepasste Werte in roter Farbe dargestellt)

Gewinne [kWh]	SFH15	SFH45	SFH75	Verluste	SFH15	SFH45	SFH75
Solare Gewinne	2912	4029	5163	Transmission	3673	6290	12105
Interne Gewinne	1697	1953	2078	Lüftung/Infiltration	1526	4001	4096
Ideale Heizung	590	4309	8960				
Gesamt	5199	10291	16201		5199	10291	16201

Tabelle 7-11: Maximal erreichbare Deckungsanteile im rein (teil)kompensatorischen Betrieb

Variante	$Q_{w,awt}$ [kWh/a]	$Q_{h,ih}$ [kWh/a]	$\delta_{awt}$ [%]
SFH15	2057	590	78
SFH45	2048	4309	32
SFH75	2012	8960	18

Diese Abschätzung kann jedoch nur dazu dienen die ungefähre Größenordnung oder das maximale Potential des kompensatorischen Betriebs zu ermitteln. Durch den Einsatz der aWT entstehen auch Änderungen an den anderen Größen der Energiebilanz, so dass die oben ermittelten Werte in der Simulation nur schwer zu erreichen sind, siehe die folgenden Simulationsergebnisse.

#### 7.4.4.3 Simulationsergebnisse mit konstanten Vorlauftemperaturen

##### 7.4.4.3.1 Energetische Größen und Laufzeiten

In Abbildung 7-8 bis Abbildung 7-10 sind die Simulationsergebnisse für SFH15, SFH45 und SFH75 für konstante Vorlauftemperaturen (bis zu einem Deckungsanteil der aWT von 100%) dargestellt. Dabei wurde der Bereich der drei Betriebsmodi überschlägig farblich markiert, da eine genaue Abgrenzung nicht möglich ist. Für das Gebäude SFH15 wird bereits mit einer Vorlauftemperatur von 22°C ein Deckungsanteil der aWT ( $\delta_{aWT}$ ) von rund 90% erreicht, bei SFH45 werden hierfür ca. 26°C benötigt und für SFH75 ca. 30°C. Eine Vorlauftemperatur von 20°C ergibt bei SFH15 einen Deckungsanteil von rund 50%, bei SFH45 von 26% und bei SFH75 von 21%. Der oben ermittelte Deckungsanteil als Potential des kompensatorischen Betriebs wird für alle drei Varianten im Temperaturbereich zwischen 19 und 22°C erreicht, also im Bereich des kompensatorischen Betriebs. Dies ist eine Folge der Abschaltbedingung der aWT in Abhängigkeit der Raumtemperatur. Für die Simulation wurde die Abschalttemperatur auf 20.5°C gesetzt, siehe Kapitel 7.4.1, daher liegt die maximale Laufzeit der aWT in diesem Temperaturbereich. Für den Nutzungsgrad ( $\varepsilon_{aWT}$ ) ergibt sich das Maximum im teilkompensatorischen Betrieb. Im weiteren Verlauf bzw. bei höheren Vorlauftemperaturen nimmt der Nutzungsgrad stetig ab. Betrachtet man den Verlauf der Regelgüte ( $RG_{aWT}$ ) über die Vorlauftemperatur, so ergibt sich ein Maximum für alle drei Gebäude bei einem Deckungsanteil von ca. 98%.

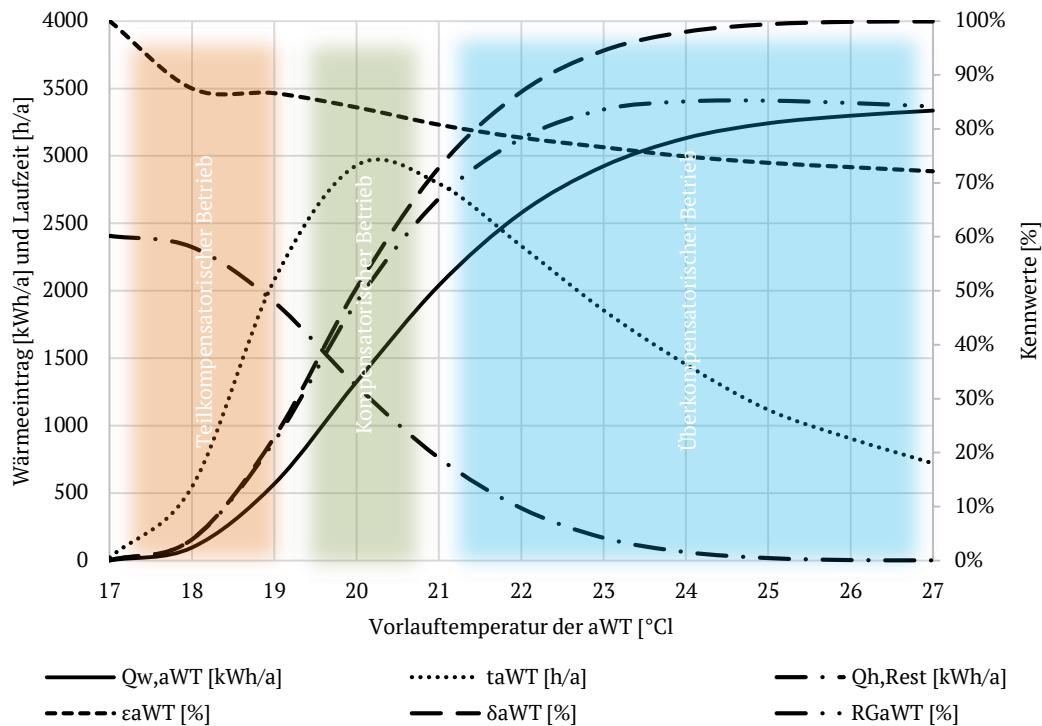


Abbildung 7-8: Überblick Simulationsergebnisse (SFH15) für konstante Vorlauftemperaturen mit Markierung der ungefähren Bereiche der Betriebsmodi

Tabelle 7-12: Beschreibung der Größen aus der Legende von Abbildung 7-8 bis Abbildung 7-10

Abkürzung	Beschreibung	Verweis
$Q_{w,aWT}$	Wärmeeintrag der aWT	Gl. (2-30) und (2-31), Kap. 2.4
$t_{aWT}$	Laufzeit der aWT	Siehe Kapitel 7.3
$Q_{h,Rest}$	Rest-Heizwärmebedarf	Siehe Kapitel 7.3
$\varepsilon_{aWT}$	Nutzungsgrad der aWT	Gl. (7-2), Kapitel 7.3.2
$\delta_{aWT}$	Deckungsanteil der aWT	Gl. (7-3), Kapitel 7.3.3
$RG_{aWT}$	Regelgüte der Variante	Gl. (7-4), Kapitel 7.3.4

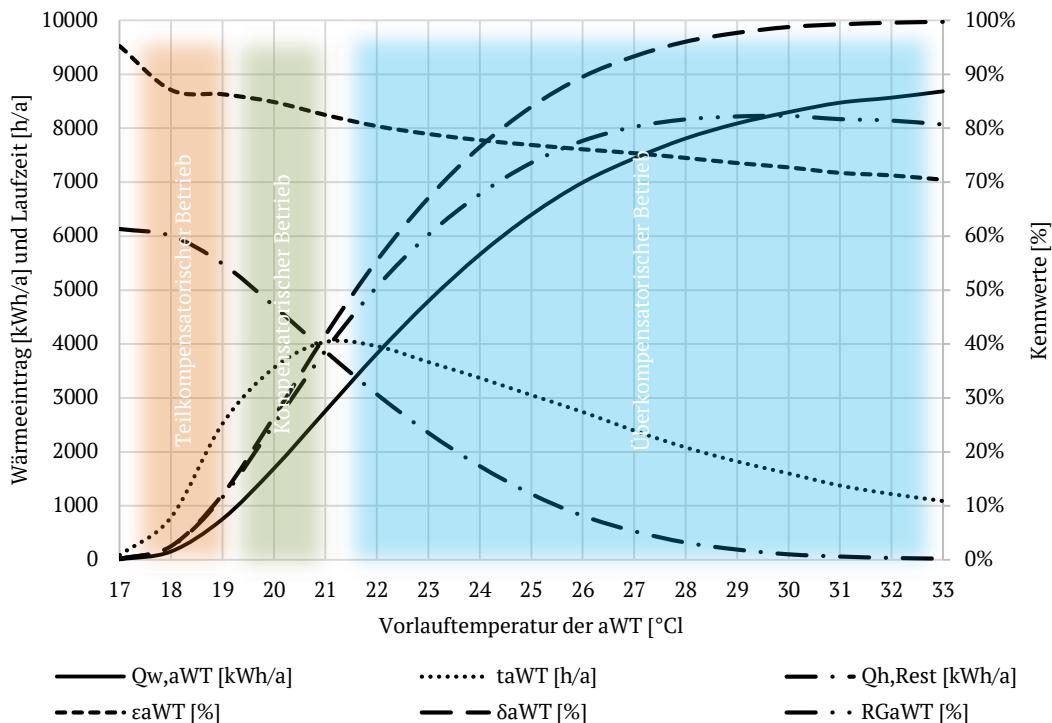


Abbildung 7-9: Überblick Simulationsergebnisse (SFH45) für konstante Vorlauftemperaturen mit Markierung der ungefähren Bereiche der Betriebsmodi

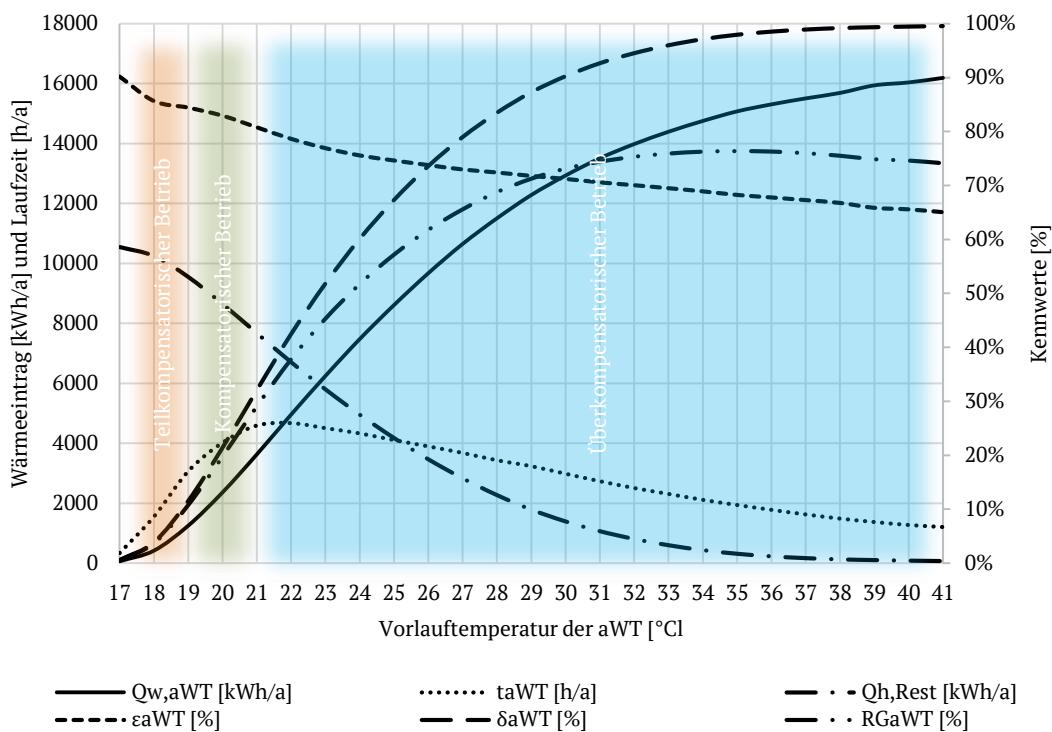


Abbildung 7-10: Überblick Simulationsergebnisse (SFH75) für konstante Vorlauftemperaturen mit Markierung der ungefähren Bereiche der Betriebsmodi

#### 7.4.4.3.2 Hilfsenergien

In Abbildung 7-11 ist der Pumpenstrombedarf der aWT als Ergebnis der Laufzeit der aWT über die Vorlauftemperatur dargestellt. Auch das Verhältnis von Pumpenstrombedarf zum thermischen Input der aWT ist dargestellt. Zu erkennen ist, dass im teilkompensatorischen Betrieb das Verhältnis vom elektrischen Aufwand zum thermischen Nutzen bei ca. 20-30% liegt. Im kompensatorischen Betrieb liegt das Verhältnis bei ca. 10% und im überkompensatorischen Betrieb werden Werte zwischen 5% und < 1% erzielt. Im überkompensatorischen Betrieb nimmt einerseits die Laufzeit der aWT ab und gleichzeitig steigt, in Folge höherer Vorlauftemperaturen, der thermische Input. Demzufolge nimmt die Relevanz des Pumpenstrombedarfs über die Vorlauftemperatur ab. Bezieht man die maximale Laufzeit der aWT auf die Länge der Heizperiode, so läuft die aWT bei SFH15 in 60% der Stunden der Heizperiode, bei SFH45 in 75% der Stunden und bei SFH75 in 80% der Stunden.

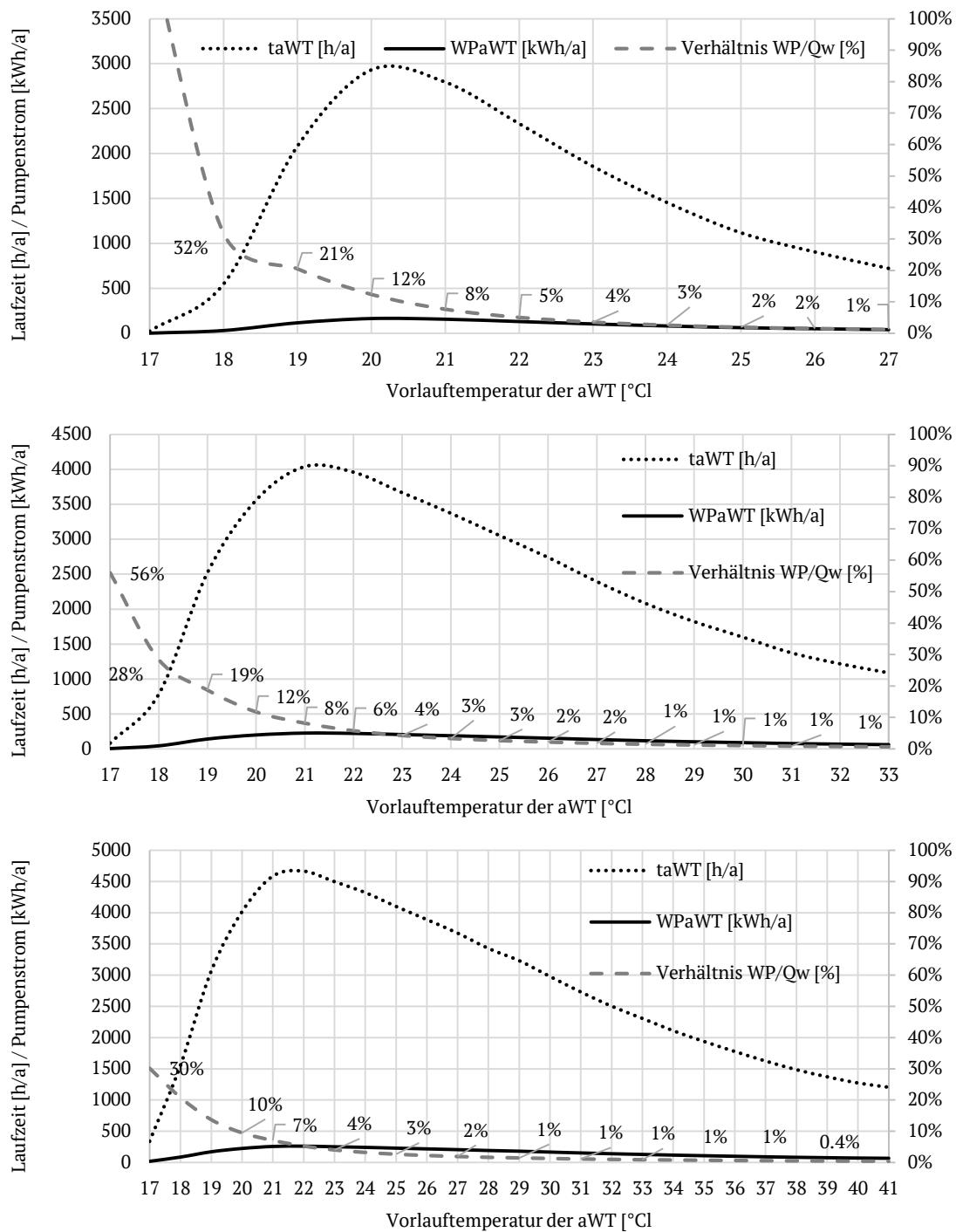


Abbildung 7-11: Laufzeit, Pumpenstrombedarf und das Verhältnis von Pumpenstrom zum thermischen Input über die Vorlauftemperatur aufgetragen; SFH15 (oben), SFH45 (mittig), SFH75 (unten)

#### 7.4.4.3.3 Komfort

Bezogen auf die thermische Behaglichkeit steigen die „behaglichen“ Stunden mit höherer Vorlauftemperatur der aWT, siehe Abbildung 7-12. Mit höherer Vorlauftemperatur kommt es als direkter Einfluss zu höheren Oberflächentemperaturen und als indirekter Einfluss in Folge der Trägheit zu höheren Raumtemperaturen (Nutzungsgrad und Regelgüte). Daher steigt auch die thermische Behaglichkeit entsprechend dem verwendeten Modell. Relevant ist auch, dass es zu keinen unbehaglich warmen Stunden durch den Betrieb der aWT kommt, gerade bei höheren Vorlauftemperaturen. Bei SFH75 werden unbehaglich warme Stunden ab einer Vorlauftemperatur von 35°C ermittelt (2 h); bei einer Vorlauftemperatur von 41°C treten in 15 h der Heizperiode „unbehaglich warme“ Temperaturen auf.

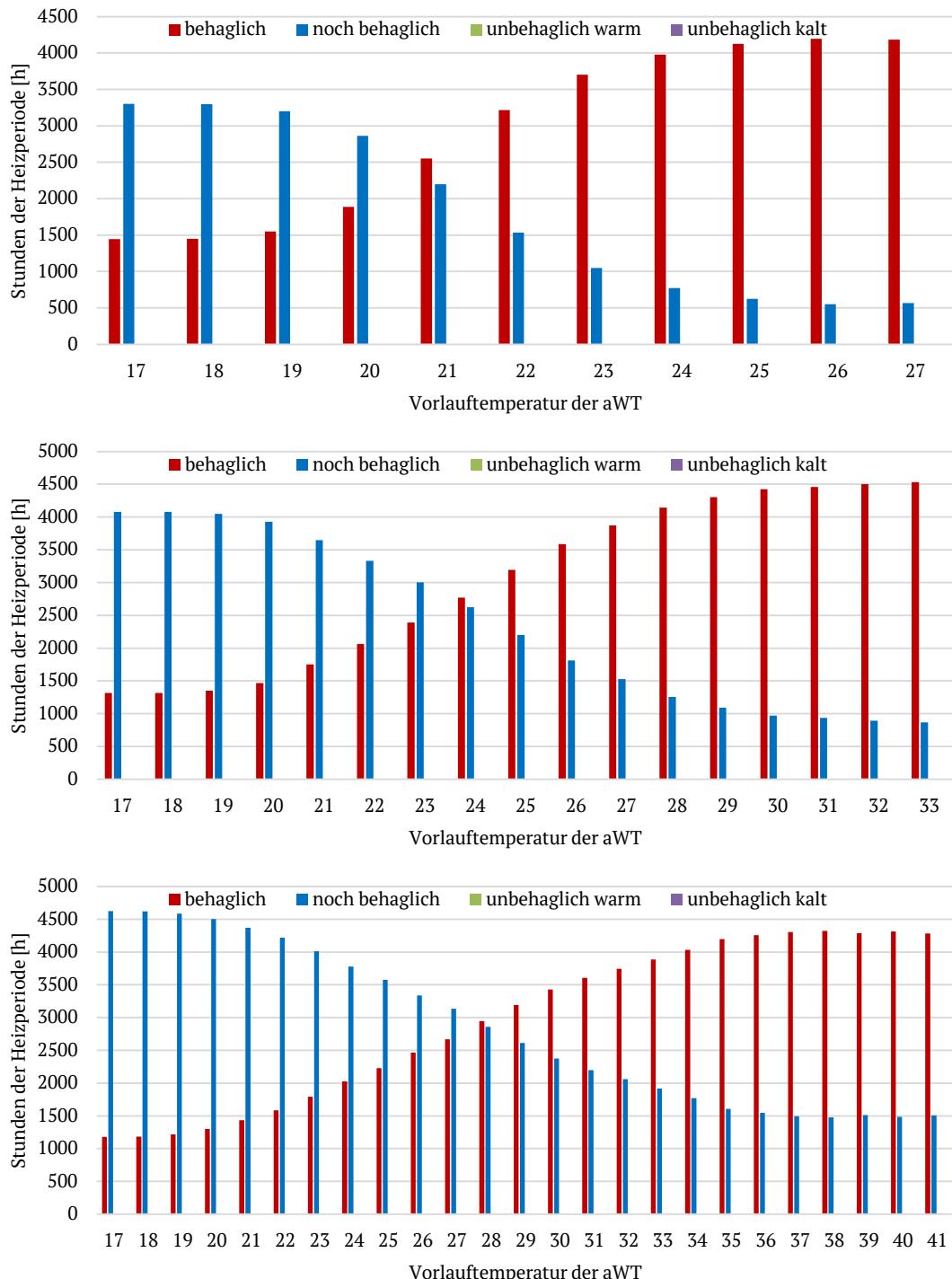


Abbildung 7-12: Auswertung der thermischen Behaglichkeit für SFH15 (oben), SFH45 (mittig) und SFH75 (unten)

#### 7.4.4.3.4 Vergleich und Auswertung

##### ➤ (Teil)Kompensatorischer Betrieb

Wichtig für den (teil)kompensatorischen Betrieb ist eine lange Laufzeit der aWT in der Heizperiode. Wird dies erreicht, können auch die Werte für den Deckungsanteil aus der Abschätzung erzielt werden. Je nach energetischem Gebäude-Standard und Anteil der belegten Flächen an den gesamten Wärmeverlusten des Gebäudes, können Deckungsanteile bis knapp 30 % erreicht werden. Dieses Ergebnis für (SFH15) unterstreicht den niederexergetischen Ansatz der aWT, da dieser Deckungsanteil mit Fluidtemperaturen unter/bei Raumtemperatur erzielt wird. Der hohe Wert für SFH15 resultiert auch aus der in SFH15 berücksichtigten Lüftungsanlage mit Wärmerückgewinnung. Dieser Effekt wird detaillierter in Kapitel 7.5 betrachtet. Bei energetisch schlechteren Bestandgebäuden (SFH75) kann der Deckungsanteil jedoch deutlich geringere Werte annehmen (<10 %).

Für alle Varianten gleich ist, dass der Pumpenstrom durch die lange Laufzeit der aWT und den eher geringen thermischen Input über die aWT relevante Größenordnungen erreicht (~30%). Unter primärenergetischen Gesichtspunkten ist diese Größenordnung kritisch zu betrachten bzw. zu optimieren, siehe auch [Wystrcil, 2016].

Umgekehrt zeichnet sich der teilkompensatorische Betrieb jedoch auch durch sehr hohe dynamische Wirkungsgrade (90 - 91%) und Nutzungsgrade (>85%) aus. Dies zeigt, dass die stationäre Ermittlung des Wirkungsgrads (91%) bzgl. der Größenordnung durch die dynamische Ermittlung bestätigt werden kann. Da durch die aWT im (teil)kompensatorischen Betrieb keine Überhitzung verursacht werden kann, ist die Regelung der aWT hier unproblematisch. Wichtig ist, wie oben beschrieben, eine lange Laufzeit unter Vermeidung eines Wärmeentzugs aus der Fassade und unter Ansetzung einer „sinnvollen“ Ausschalt-Raumtemperatur der aWT. Eine ggf. auftretende Überhitzung resultiert aus den internen Gewinnen und der (solaren) Einstrahlung in das Gebäude.

Bei Betrachtung der Regelgüte ( $RG_{aWT}$ ) in fällt auf, dass hier nur sehr geringe Werte erreicht werden. Diese geringen Werte resultieren aus dem Bezug auf einen Deckungsanteil von 100%. Dieser ist jedoch im (teilkompensatorischen Betrieb) nicht erreichbar und auch keine Zielgröße.

Im Grunde genommen besteht im (teil)kompensatorischen Betrieb ein Zielkonflikt zwischen den maximal möglichen Deckungsanteilen und dem Wirkungsgrad der aWT. Wird die Bestandswand hoch wärmegedämmt, steigt zwar der Wirkungsgrad der aWT, gleichzeitig sind jedoch auch nur geringe Deckungsanteile im kompensatorischen Betrieb zu erreichen, sofern nicht die komplette thermische Hülle des Gebäudes in der gleichen Qualität optimiert wird. Diese Tatsache wird aus dem Vergleich zwischen den drei Gebäudevarianten ersichtlich. Geringe Dämmstärken führen zwar ggf. zu höheren Deckungsanteilen, der absolute energetische Aufwand steigt jedoch. Der (teil)kompensatorische Effekt beschränkt sich auf den Anteil der thermisch aktivierte Flächen an den gesamten Transmissionswärmeverlusten.

##### ➤ Überkompensatorischer Betrieb

Deutlich ist anhand der Ergebnisse zu erkennen, dass mit zunehmender Vorlauftemperatur der Nutzungsgrad ( $\varepsilon_{aWT}$ ) absinkt. Die aWT führt in diesen Fällen vermehrt zu einer Überhitzung des Raumes, über die Solltemperatur hinaus. Dies zeigt auch die geringere Laufzeit der aWT ( $t_{aWT}$ ) bei höheren Vorlauftemperaturen. Hierbei handelt es sich wiederum um eine Regelungsaufgabe. Es gilt ein Optimum zu finden zwischen Laufzeit und Vorlauftemperatur. Üblich sind zum Beispiel außentemperaturabhängige Heizkennlinien. Da diese jedoch abhängig von einem evtl. vorhanden Abwärme- oder Niedertemperaturpotential und dem sekundären Heizsystem sind, sind diese spezifisch zu bestimmen und zu untersuchen.

Durch die geringeren Laufzeiten und dem größeren thermischen Input bei höheren Temperaturen ist hingegen der Strombedarf der Heizkreispumpe im überkompensatorischen Betrieb weniger relevant. Bezogen auf den thermischen Input liegt der Anteil des Strombedarfs der Heizkreispumpe bei höheren Vorlauftemperaturen sogar unter 1 %.

#### 7.4.4.4 Fazit „Bivalenter Ansatz“

Interessant sind im bivalenten Betrieb vor allem die Einsatzmöglichkeiten bzw. die energetischen Potentiale mit niedrigen Vorlauftemperaturen. Für sehr gut isolierte Gebäude (SFH15) können mit sehr niedrigen Fluidtemperaturen bereits hohe Deckungsgrade erreicht werden. Natürlich ist der Heizwärmebedarf bei solchen Gebäuden generell so niedrig, dass Aufwand (Kosten für thermische Aktivierung & Pumpenstrom) und Ertrag (Reduktion des Heizwärmebedarfs für das sekundäre Heizsystem) genau miteinander verglichen werden müssen. Aus energetischer Sicht bieten sich hier jedoch interessante Einsatzfälle für Niedertemperatur-Wärmequellen. Beachtet werden muss beim bivalenten, (teil)kompensatorischen Ansatz, dass der Pumpenstrombedarf in einem sinnvollen Verhältnis zum thermischen Input über die Wandtemperierung steht.

Wie bereits oben angesprochen bieten sich auch für den bivalenten, überkompensatorischen Betrieb Heizkennlinien an (z.B. außentemperaturgeführte). Entsprechend [Kalz, 2009] führen Kennlinien im Vergleich zu konstanten Vorlauftemperaturen zu Einsparungen beim Pumpenstrom von bis zu 10 %. Diese Aussage bezieht sich auf Betonkernaktivierungen. Dies konnte für die aWT durch Simulationsstudien bestätigt werden, bei der aWT kann jedoch auch der gegenteilige Effekt eintreten, siehe die Ergebnisse in Tabelle 7-13. Bezogen auf die aWT ist wichtig, in welchem Betriebsbereich die Kennlinien liegen bzw. welcher Ansatz gewählt wurde (bivalent oder monovalent). Im (teil)kompensatorischen Betrieb werden längere Laufzeiten erzielt, als im überkompensatorischen Betrieb, daher sollten Kennlinien mit dem Fokus auf geringer Laufzeit im überkompensatorischen Bereich liegen. Für die beiden Beispiele aus Tabelle 7-13 werden beim Einsatz von Kennlinien höhere Nutzungsgrade und höhere Werte für die Regelgüte erzielt:

- Die außentemperaturgeführte Heizkennlinie erreicht einen leicht höheren Deckungsanteil, bei geringerem Pumpenstrombedarf und besserem Nutzungsgrad. Im Endeffekt resultiert daraus auch eine leicht bessere Regelgüte.
- Der Ansatz nach [Olesen et al., 2005] erreicht den gleichen Deckungsanteil wie die Variante mit einer konstanten Vorlauftemperatur von 25°C, jedoch einen besseren Nutzungsgrad und eine bessere Regelgüte. Bei diesem Beispiel liegt eine längere Laufzeit der aWT vor. Dies widerspricht somit der Aussage aus [Kalz, 2009].

Entsprechend diesen Beispielen können eine Vielzahl von Kennlinien entwickelt werden, je nach Optimierungsziel.

*Tabelle 7-13: Beispielhafter Vergleich zwischen Simulationen mit konstanter Vorlauftemperatur (23°C und 25°C) der aWT, außentemperaturgeführten Heizkennlinie zwischen 21 und 26°C für SFH45 (TVL\_21\_26) und der Kennlinie nach [Olesen et al., 2005], siehe Gleichung (7-6) bzw. (7-7)*

Kennwert	Einheit	TV_23	TVL_21_26	TV_25	Olesen
$Q_{w,aWT}$	kWh/a	4794	4941	6395	6241
$t_{aWT}$	h/a	3668	3650	3055	3071
$W_{P,aWT}$	kWh/a	205	204	171	172
$\eta_{aWT}$	%	88	88	88	88
$\varepsilon_{aWT}$	%	79	80	77	79
$\delta_{aWT}$	%	67	69	84	84
$RG_{aWT}$	%	60	63	74	75
Beschreibung		konstant	Kennlinie	konstant	Kennlinie

#### 7.4.5 Fazit „Simulationen aWT“

Der Betrieb der aWT als alleiniges Heizsystem, oder mit hohen Deckungsanteilen, ist mit einem energetischen Mehraufwand verbunden, der sich aus zwei Komponenten zusammensetzt:

- Wirkungsgrad der aWT: Der Wirkungsgrad der aWT verursacht einen zusätzlichen Mehraufwand, der für die betrachteten Gebäuden in der Größenordnung von ca. 10% liegt. Dieser Mehraufwand könnte durch eine dickere Wärmedämmung verbessert werden, liegt aber bereits eher am oberen Ende des (auch wirtschaftlich) sinnvollen Bereichs, siehe Abbildung 2-19 und Kapitel 2.5.
- Regelgüte der verwendeten Regelstrategie: Ein weiterer Mehraufwand wird durch die Regelung der aWT verursacht. Durch die Trägheit kommt es auch nach Abschalten der aWT zu einer Wärmeabgabe in den Raum. Dies führt zu einer Übertemperierung (über den Sollwert hinaus) und ist daher rechnerisch als Mehraufwand zu betrachten, unabhängig von einer ggf. verursachten höheren thermischen Behaglichkeit. Durch angepasste Regelstrategien kann dieser Mehraufwand minimiert bzw. auch bezüglich der thermischen Behaglichkeit optimiert werden.

Bei einer Vorlauftemperatur von 21°C liegt der Mehraufwand zwischen 7% (SFH75), 8% (SFH45) und maximal 16% (SFH15), siehe Abbildung 7-13, und damit bei SFH45 & SFH75 genau in der Größenordnung des stationären Wirkungsgrads der aWT.

Anders ausgedrückt: Bei SFH45 wird für die Variante mit 33°C Vorlauftemperatur für den Ersatz von 1 kWh der idealen/inneren Heizung ca. 1.4 kWh der aWT benötigt. Davon gehen rund 0.2 kWh zusätzlich über die Außenfassade „verloren“ und weitere ca. 0.2 kWh führen zu einer Übertemperierung des Raumes. Diese 0.2 kWh, die zu einer Übertemperierung des Raumes führen können als Herausforderungen für die Regelung betrachtet werden. Bei einer optimal regelten aWT würde 1 kWh der idealen Heizung durch ca. 1.1 - 1.2 kWh der aWT ersetzt werden, dann würde der Mehraufwand nur aus dem Anteil des Wirkungsgrades der aWT bestehen und wäre auch unabhängig von der Vorlauftemperatur. Da die aWT jedoch auch den Einsatz von Niedertemperatur(ab)wärme und den vermehrten Einsatz von Umweltenergie ermöglicht, muss dieser energetische Mehraufwand unter systemischen Gesichtspunkten analysiert werden.

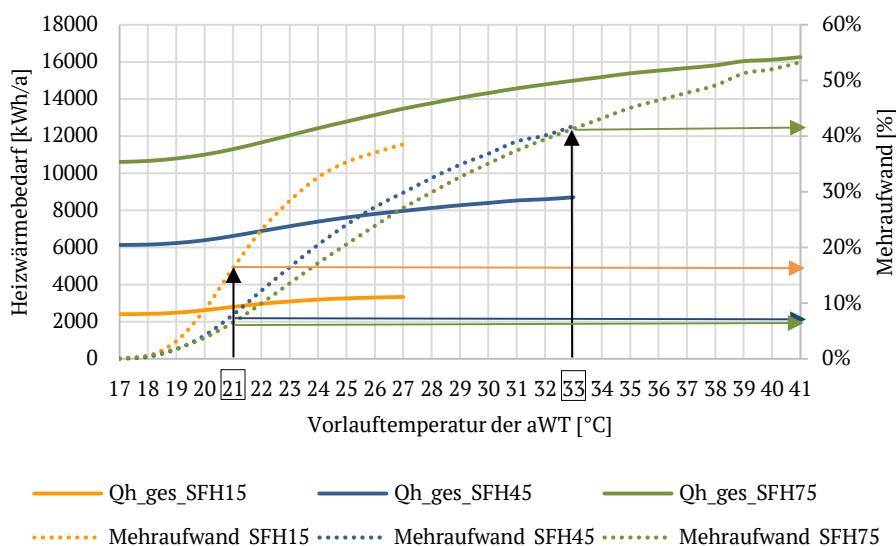


Abbildung 7-13: Gesamter Heizwärmebedarf beim Betrieb der aWT (+inneres Heizsystem) über die Vorlauftemperatur aufgetragen. Zusätzlich ist der (energetische) Mehraufwand durch den Betrieb der aWT dargestellt [%]

Als zusätzliches Fazit kann festgehalten werden, dass einerseits eine monovlente Beheizung aller drei Gebäude über die aWT möglich ist und andererseits, dass der Einsatz von Kennlinien, statt konstanter Vorlauftemperaturen, zu besseren Ergebnissen führt. Ein Optimierungsziel für den Betrieb der aWT ist somit passende Kennlinien für den geplanten Betrieb (mono/bivalent) zu ermitteln; bestenfalls basierend auf ggf. vorhandenen Abwärme- oder Umweltenergiopotentialen.

## 7.5 Simulationen mit außenliegender Lufttemperierung

Da noch keine nutzbaren Ergebnisse zur Validierung der Simulationsmodelle für die Feldtestfläche der aLT vorliegen, wird bei den folgenden Simulationen auf die, durch die Laborwand validierten, Modelle zurückgegriffen. Um in dem validierten Bereich zu bleiben, wird die aLT auf die Randbedingungen der Laborwand ausgelegt (Volumenstrom, Luftspalt). Für die Simulationen der aLT wird wiederum das Referenzgebäude aus der IEA Task, entsprechend [Dott et al., 2013], benutzt. Dies führt zu einer Vergleichbarkeit der Ergebnisse. Die aLT wird mittels Type 1230, siehe Beschreibung in Kapitel 5.3.3.2, modelliert.

### 7.5.1 Anpassungen des Referenzgebäudes

Es werden zwei Änderungen an dem Referenzgebäude vorgenommen:

- 1) Integration des Types 1230 und Aufteilung der thermischen Hülle zwischen Type 56 und Type 1230.
- 2) Das Gebäude SFH45 erhält durch die Integration der aLT eine mechanische Belüftung (Ventilation). Der gesamte Luft-Volumenstrom wird dem Gebäude über die aLT zugeführt.

Durch Simulationsläufe und Vergleiche mit den Ergebnissen aus Kapitel 7.3.4 wurde verifiziert, dass die Änderungen keinen relevanten Effekt auf den Heizwärmebedarf des Gebäudes besitzen (Ventilation ohne WRG und nicht über aLT). Kleine Abweichungen sind jedoch auch zu erwarten, da für die aLT dem Wandaufbau nach Tabelle 0-7 eine 20 mm Luftsicht hinzugefügt wurde und sich somit der U-Wert der entsprechenden Bauteile minimal verbessert.

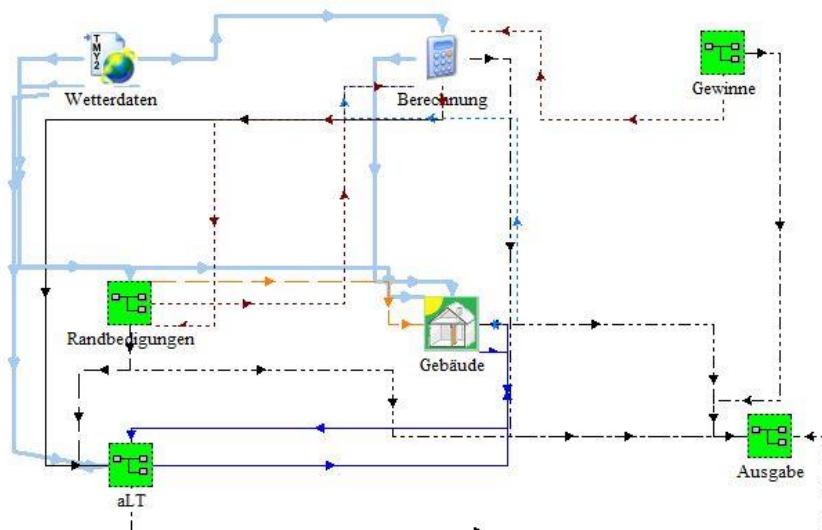


Abbildung 7-14: Screenshot des Simulation Studios in TRNSYS für die aLT-Simulationen

### 7.5.2 Auslegung der aLT

Das Volumen des Gebäudes beträgt rund  $390 \text{ m}^3$ . Für die mechanische Lüftung wird ein konstanter Luftwechsel von  $0.4 \text{ h}^{-1}$  angenommen. Daraus ergibt sich ein Luft-Volumenstrom durch die aLT von ca.  $156 \text{ m}^3/\text{h}$ . Die notwendige Fläche der aLT wurde mit der Wärmeübertragerkennzahl aus Kapitel 6.3.2.3 so berechnet, dass bei Auslegungstemperatur ( $-10^\circ\text{C}$ ) die einströmende Luft, bei einer Vorlauftemperatur in den Kapillaren von  $35^\circ\text{C}$ , einen Wert von  $20^\circ\text{C}$  nicht unterschreitet. Mit diesen Randbedingungen wurde eine notwendige aLT-Fläche von ca.  $12 \text{ m}^2$  ermittelt. Da das Gebäude nur aus einer Zone besteht, wurde auch nur eine zentrale Fläche für die aLT modelliert.

### 7.5.3 Ergebnisse

Da in das Gebäude SFH15 bereits eine Lüftungsfunktion mit Wärmerückgewinnung integriert ist, wird sich bei den Ergebnissen mit der aLT auf das Gebäude SFH45 fokussiert. Die Ergebnisse von SFH45 sind auf SFH75 übertragbar bzw. skalierbar.

### 7.5.3.1 Luftführung durch die Fassade, ohne Betrieb der aLT

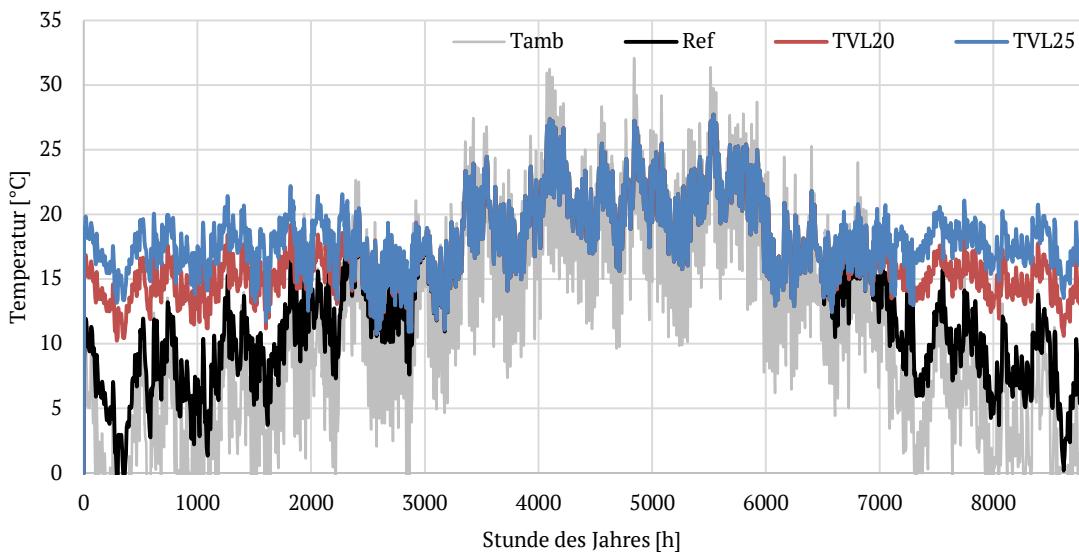
In Tabelle 7-14 sind die Referenz-Ergebnisse für die Variante „SFH45 mit aLT“ dargestellt. Dabei wurden in SFH45<sub>Ref</sub> die beiden Änderungen aus 7.5.1 umgesetzt, jedoch noch ohne Luft-Volumenstrom durch die aLT. In SFH45<sub>Ref,aLT</sub> wurde der Luft-Volumenstrom durch die aLT aktiviert, jedoch ohne Sole-Volumenstrom durch die thermische aktive Schicht in der Wandkonstruktion. Diese beiden Varianten sind die Referenz-Varianten für die folgenden Simulationen unter Nutzung der aLT.

*Tabelle 7-14: Referenzergebnisse für SFH45, ohne Luftführung durch die Fassade (Ref) und mit Luftführung durch die Fassade (Ref,aLT)*

Kennwert	Einheit	SFH45 <sub>Ref</sub>	SFH45 <sub>Ref,aLT</sub>
$Q_{H,Rest}$	kWh/a	6074	6047
$Q_{trans}$	kWh/a	8154	9189
$Q_{vent}$	kWh/a	4002	2993

Durch den Vergleich der beiden (Referenz)Spalten wird der Effekt der die thermische Hülle durchströmenden Luft erkennbar. Die Transmissionswärmeverluste steigen an, die Lüftungswärmeverluste hingegen nehmen ab, insgesamt ist der Effekt ziemlich ausgeglichen und der Gesamt-Wärmebedarf nimmt nur leicht ab. Zu erkennen ist der Effekt auch in Abbildung 7-15. Ohne die aLT strömt die Luft mit Umgebungstemperatur (grau) in das Gebäude. Nach Integration der aLT (schwarz) werden höhere Zulufttemperaturen erreicht. Wird der Sole-Massenstrom durch die Kapillarrohrmatten mit einer konstanten Vorlauftemperatur aktiviert, kommt es zu deutlich höheren Zulufttemperaturen. Bei einer konstanten Vorlauftemperatur von 20°C (TVL20) wird der rote Verlauf der Zulufttemperatur erreicht und bei einer konstanten Vorlauftemperatur von 25°C (TVL25) wird der blaue Verlauf der Zulufttemperatur erreicht.

Betrachtet man sich die Kühlperiode in Abbildung 7-15 (Zeitraum zwischen 3000 und 6000 h), so wird ein weiterer Effekt der aLT erkennbar. In der Kühlperiode findet eine Vortemperierung der Zuluft statt, auch bei deaktivierter aLT. Die den Luftspalt durchströmende Luft wird durch die Bestandswand abgekühlt und betritt den Raum mit einer geringeren Temperatur als die Umgebungsluft. Dies kann als eine Art „Dämpfungsfaktor“ durch die Trägheit bzw. Speichermasse der massiven Bestandswand betrachtet werden. Diese Dämpfung hat den Vorteil, dass warme Umgebungsluft über Tag abgekühlt wird, umgekehrt aber, über Nacht, kältere Umgebungsluft auch aufgewärmt wird.



*Abbildung 7-15: Zulufttemperatur über ein Jahr für Gebäude SFH45 und verschiedene Simulationsläufe*

### 7.5.3.2 Ergebnisse mit konstanten Vorlauftemperaturen

In Tabelle 7-15 sind die Simulationsergebnisse für konstante Vorlauftemperaturen zwischen 17 und 40°C dargestellt. Wie erwartet liegt der Wirkungsgrad der aLT leicht über dem Wirkungsgrad der aWT aus Kapitel 7.3.4. Es werden hingegen deutlich höhere Nutzungsgrade als bei der aWT erzielt (aWT mit einer konstanten Vorlauftemperatur von 25°C,  $\varepsilon_{aLT} = 77\%$ ). Dies zeigt die deutlich bessere Regelbarkeit der aLT, im Vergleich zur aWT; zumindest auf Grundlage der hier verwendeten einfachen Regelstrategien. Der Wirkungsgrad der aLT ist leicht höher und es kommt zu einer deutlich geringeren Übertemperierung des Raumes, damit ist im Endeffekt der Nutzungsgrad besser bzw. auch die Regelgüte besser, als bei der aWT mit vergleichbaren Vorlauftemperaturen.

Im überkompensatorischen Betrieb ist der Deckungsanteil der aLT bei gleicher Vorlauftemperatur etwas geringer als bei der aWT, wobei dieser Vergleich irreführend ist, da das Referenzgebäude mit 156 m<sup>2</sup> aWT belegt wurde, aber nur mit 12 m<sup>2</sup> aLT (entsprechend der Auslegung auf den Luft-Volumenstrom). Umgekehrt ausgedrückt kann über die aLT etwa sechs bis sieben Mal so viel Energie übertragen werden wie bei der aWT, bezogen auf einen Quadratmeter (Fassaden)Fläche und bei gleichem spezifischem Massenstrom. Für die aWT und Gebäude SFH45 können mit einer konstanten Vorlauftemperatur von 25°C rund 41 kWh/(m<sup>2</sup>a) über die thermisch aktive Schicht übertragen werden (bei der angesetzten Regelung). Bei der aLT werden bei einer konstanten Vorlauftemperatur von 25°C rund 268 kWh/(m<sup>2</sup>a) an die Wand und die Luft (im Luftspalt) übertragen. Dementsprechend fällt auch der Pumpenstrom bei der aLT wesentlich weniger ins Gewicht. Zwar hat die aLT lange Laufzeiten, jedoch eine deutlich geringere Fläche als die aWT. Daraus ergibt sich ein geringerer Pumpenstrombedarf.

Im (teil)kompensatorischen Betrieb ist der Deckungsanteil der aLT hingegen sogar höher als bei der aWT, trotz der deutlich geringeren Fläche. Dies liegt an dem Lüftungsanteil der aLT, der bereits mit deutlich niedrigeren Temperaturen zu einer Zuluft-Vortemperierung führt. Es können somit noch niedrigere Vorlauftemperaturen als bei der aWT nutzbar gemacht werden.

*Tabelle 7-15: Simulationsergebnisse der aLT für konstante Vorlauftemperaturen für SFH45 (aLT-Fläche 12 m<sup>2</sup>)*

Kennwert	Einheit	TVL_17	TVL_20	TVL_25	TVL_30	TVL_35	TVL_40
$Q_{W,aLT}$	kWh/a	1591	2234	3214	4103	4895	5552
$t_{aLT}$	h/a	4307	4192	4004	3842	3718	3564
$W_{P,aLT}$	kWh/a	19	18	17	17	16	15
$Q_{H,Rest}$	kWh/a	4571	3994	3109	2303	1591	1021
$\eta_{aLT}$	%	97	97	97	97	97	97
$\varepsilon_{aLT}$	%	94	93	92	92	92	91
$\delta_{aLT}$	%	26	36	51	64	75	84
$RG_{aLT}$	%	25	34	48	61	71	79

Für hohe Deckungsgrade werden jedoch sehr hohe Vorlauftemperaturen benötigt, auch deutlich höhere als bei der aWT in Kapitel 7.3.4. Dies liegt an der geringen Fläche der aLT. Für einen monovalenten Betrieb müssten die gesamten Wärmeverluste des Gebäudes entweder über die 12 m<sup>2</sup> Wandtemperierung oder über den Zuluft-Wärmestrom abgedeckt werden. In diesem Fall handelt es sich nicht mehr um eine Flächentemperierung mit großen Flächen, sondern um eine Art Luftheizung, mit kleinem Wandtemperierungs-Anteil. Auch mit 12 m<sup>2</sup> kann die aLT als monovalentes Heizsystem betrieben werden, dann sind jedoch maximale Vorlauftemperaturen deutlich über 40°C notwendig.

### 7.5.3.3 Vergleich aWT – aLT für konstante Vorlauftemperaturen

In Abbildung 7-16 ist ein Vergleich des spezifischen Wärmeeintrags, bezogen auf die thermisch aktivierte Fassadenfläche, über die konstanten Vorlauftemperaturen für aWT (156 m<sup>2</sup>) und aLT (12 m<sup>2</sup>) aufgetragen. Zu erkennen ist, dass bereits mit niedrigen Vorlauftemperaturen in der aLT Wärme (an die Luft) übertragen werden kann. Hier ist der Lüftungsanteil der aLT erkennbar, da der Luftspalt auch als zusätzliche Wärmeübertragungsfläche betrachtet werden kann. Somit liegt der spezifische Wärmeeintrag bei der aLT deutlich höher als bei der aWT, vor allem im

teilkompensatorischen Betrieb. Zusätzlich werden bei der aLT auch bei hohen Vorlauftemperaturen noch hohe Werte für den Nutzungsgrad erreicht. Dies verdeutlicht nochmal die bessere (schnellere) Regelbarkeit der aLT, im Vergleich zur aLT.

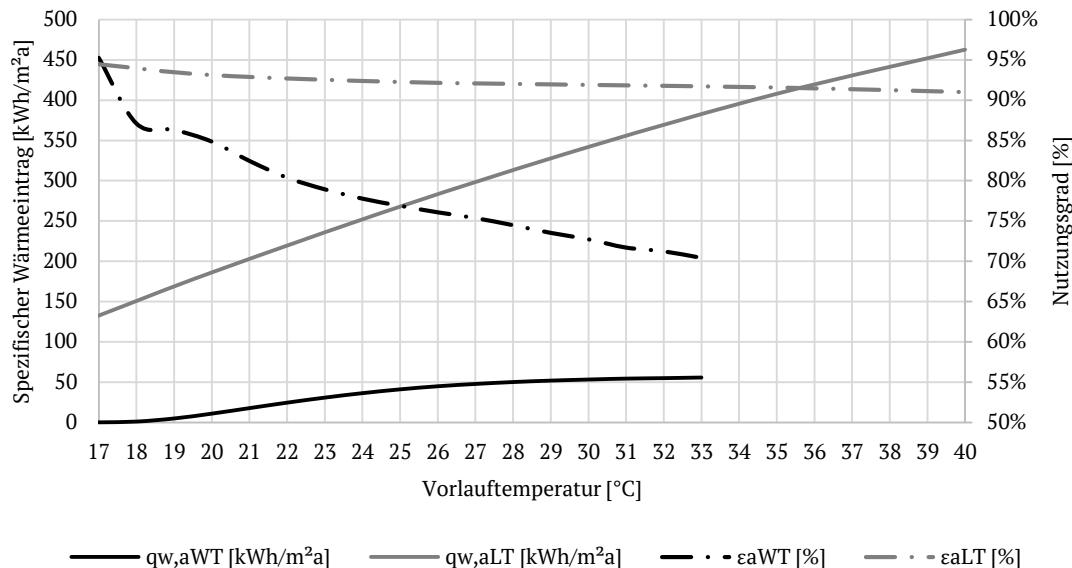


Abbildung 7-16: Vergleich des spez. Wärmeeintrags für aWT und aLT [ $\text{kWh/m}^2\text{a}$ ] und des Nutzungsgrades [%] für konstante Vorlauftemperaturen im Gebäude SFH45

#### 7.5.3.4 Ergebnisse mit Kennlinien

Als Beispiel für eine Kennlinie wurde eine Variante mit außentemperaturabhängiger Vorlauftemperaturregelung (zwischen 21 und 35°C) für die aLT simuliert. Ziel der Kennlinie ist eine nahezu konstante Zulufttemperatur zu erreichen. Entsprechend Abbildung 7-17 gelingt dies im Winter relativ gut und es werden konstante Zulufttemperaturen um 18°C erreicht. Problematisch werden die Zulufttemperaturen eher im Übergangsbereich zwischen Heizperiode und Kühlperiode. Durch höhere Raumtemperaturen wird die aLT hier öfter ausgeschaltet und kann die Zulufttemperatur in diesen Zeiten nicht mehr anheben. Dabei handelt es sich aber um ein Regelungsproblem, das lösbar ist. Für eine solche Kennlinie wird ein Deckungsanteil von rund 60% erreicht, bei einem Nutzungsgrad von 91%.

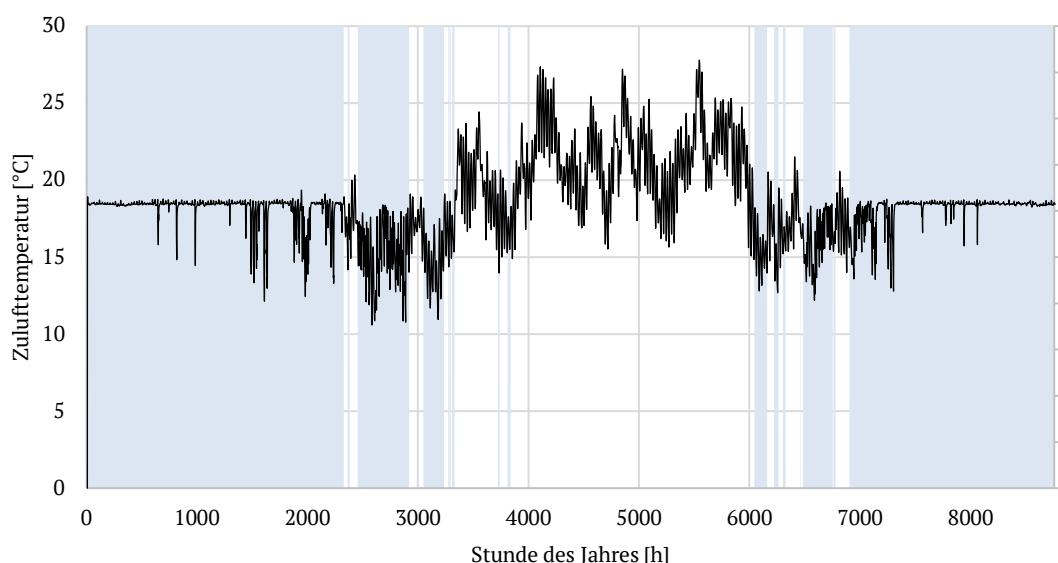


Abbildung 7-17: Zulufttemperatur für die Variante mit einer außentemperaturabhängigen Vorlauftemperaturregelung der aLT (zwischen 21 - 35°C). Der Zeitraum der Heizperiode ist blau hinterlegt

#### 7.5.4 Fazit „Simulationen aLT“

Die Zuluftführung durch einen Luftspalt in der Bestandswand hat für den Einsatz der Wandtemperierung (entsprechend dem Konzept der aWT und aLT) einen ganz generellen Vorteil: Durch die Vorwärmung sinken die Lüftungswärmeverluste auf Kosten einer Erhöhung der Transmissionswärmeverluste. Diese können jedoch über die Wandtemperierung eingebracht bzw. ausgeglichen werden. Insofern vereinfacht die Luftführung durch die thermische Hülle die Heizaufgabe für die aWT/aLT.

Betrachtet man sich den Vergleich von aLT und aWT, so wird erkenntlich, dass die aLT vor allem im teilkompensatorischen Betrieb eines bivalenten Systems eine sehr interessante Rolle spielen kann. Mit Hilfe der aLT können noch niedrigere Vorlauftemperaturen nutzbar gemacht werden (siehe z.B. Wärmeeintrag bei einer konstanten Vorlauftemperatur von 17°C in Tabelle 7-15). Somit handelt es sich bei der aLT aus energetischer Sicht um eine niederexergetische Ergänzung und Erweiterung der aWT.

Entsprechend der Theorie der aLT in Kapitel 2.5 ergänzt die aLT die träge Wandtemperierung sehr gut, was zu einer guten Regelbarkeit mit geringen Übertemperaturen führt. Vor allem reagiert die aLT wesentlich schneller auf das Regelsignal, daher erscheinen „einfachere“ Lösungen bzgl. der Regelung ausreichend. Insgesamt betrachtet ist die aLT somit deutlich besser regelbar. Dies lässt sich an den höheren Werten für die Regelgüte in Tabelle 7-15 (im Vergleich zu reinen aWT bei konstanten Vorlauftemperaturen) und an den hohen Nutzungsgraden in Abbildung 7-16 ablesen.

Die aLT entsprechend der Modellierung in Kapitel 5.3 bietet sich vor allem für einen bivalenten Betrieb an, mit dem Fokus auf den Lüftungswärmeverlusten. Eine Regelung der Vorlauftemperatur in Bezug auf eine konstante (behagliche) Zulufttemperatur erscheint sinnvoll. Der Rest-Wärmebedarf könnte über das sekundäre Heizsystem abgefahren werden, welches z.B. die aWT sein könnte. Gegen einen monovalenten Betrieb bei einer kleinen aLT-Fläche sprechen auch die daraus resultierenden hohen Zulufttemperaturen. Großer Vorteil der aLT ist die mögliche (Über)Kompensation der Lüftungswärmeverluste, mit gleichzeitiger (Über)Kompensation der Transmissionswärmeverluste der belegten Flächen.

Wichtigster Punkt in Bezug auf das aktuelle Konzept der aLT ist jedoch die Integration einer Wärmerückgewinnung. Dies kann innerhalb der aLT (Luftspalt) erfolgen oder als zentrale Wärmerückgewinnung über die Abluft. Bisher handelt es sich bei der aLT um eine reine Zuluft-Temperierung, ohne weitergehende Betrachtung der Abluft. Ein sinnvolles Systemkonzept unter Einsatz der aLT sollte die Abluftbetrachtung bzw. eine Wärmerückgewinnung jedoch integrieren. Zusätzlich spielt die Kühlung der Zuluft in der Kühlperiode eine wesentliche Rolle für die aLT. Dieses Potential wurde hier nicht betrachtet. In Bezug auf sinnvolle Systemkonzepte ist auch die Möglichkeit der Nachtkühlung in der Kühlperiode zu betrachten (Kurzschlussfunktion unter Umgehung des Wärmetauschers „Bestandswand“).

Auch sollte eine weitergehende Betrachtung der thermischen Behaglichkeit in Zusammenhang mit der aLT erfolgen. Diese wurde hier ausgeklammert, da bei einer mechanischen Lüftung eine Vielzahl weiterer Faktoren zu beachten sind (Position des Zuluft-Einlasses, Temperatur und Geschwindigkeit der Zuluft...), die im Rahmen der vereinfachten Potentialstudien nicht betrachtet werden können.

Die hier dargestellten Ergebnisse der aLT beziehen sich auf den hygienischen Luftbedarf des Gebäudes und sind nicht auf andere Strömungsverhältnisse übertragbar.

## 7.6 Simulationen mit außenliegender Wand- und Lufttemperierung

Die Kombination von aWT und aLT nutzt die Simulationsumgebung aus Kapitel 7.4 und 7.5. Durch die Integration der aLT mit einer Fläche von 12 m<sup>2</sup> liegt die Belegungsfläche der aWT „nur“ noch bei 144 m<sup>2</sup>. Trotzdem bleibt das Gebäude mit 156 m<sup>2</sup> Wandtemperierung belegt, nur dass 12 m<sup>2</sup> davon zusätzlich durch einen Luftstrom aktiviert und als aLT definiert werden.

Bei der Kombination aus aWT und aLT handelt es sich um einen monovalenten Ansatz. Ziel der Kombination sollte eine komplette Abdeckung des Heizwärmebedarfs des Gebäudes sein. Trotzdem sollen auch die Ergebnisse im (teil)kompensatorischen Betrieb, vor allem als Vergleich, aufgeführt und ausgewertet werden. Entsprechend der Simulationsergebnisse für die aLT wird sich auf die Gebäudevariante SFH45 fokussiert.

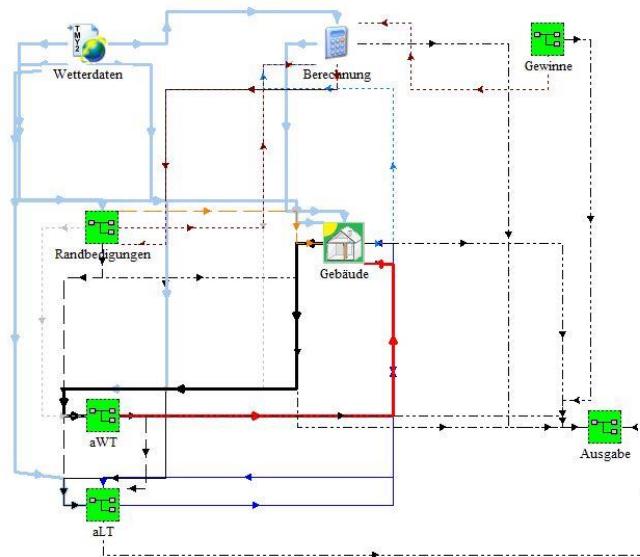


Abbildung 7-18: Screenshot des Simulations Studios aus TRNSYS für die kombinierte Simulation von aWT und aLT

### 7.6.1 Simulationen mit konstanten Vorlauftemperaturen für die Kombination von aWT und aLT

Bei diesen Simulationen werden die aWT und die aLT mit der gleichen konstanten Vorlauftemperatur betrieben. Der Luft-Volumenstrom durch die aLT ist in der Simulation permanent aktiviert, unabhängig vom Sole-Volumenstrom. Der Sole-Volumenstrom durch die Kapillarrohrmatten der aWT und der aLT wird entsprechend der in Kapitel 7.4 und 7.5 beschriebenen Bedingungen aktiviert bzw. deaktiviert.

#### 7.6.1.1 Energetische Größen und Kennwerte

Betrachtet man sich die Simulationsergebnisse für SFH45 in Abbildung 7-19, so können die folgenden Beobachtungen festgehalten werden:

- Bereits mit Vorlauftemperaturen um 25°C wird ein Deckungsanteil ( $\delta_{aWT\_aLT}$ ) von ca. 100% erreicht.
- Im kompensatorischen Betrieb, mit einer Vorlauftemperatur von 20°C, wird ein Deckungsanteil von rund 60% erreicht. Im teilkompensatorischen Betrieb mit 17°C Vorlauftemperatur wird noch ein Deckungsanteil von rund 30% erreicht.
- Der Nutzungsgrad ( $\epsilon_{aWT\_aLT}$ ) liegt im teilkompensatorischen Betrieb bei maximal 93% und im überkompensatorischen Betrieb bei knapp unter 80%.
- Die Regelgüte (RG<sub>aWT\_aLT</sub>) erreicht im überkompensatorischen Betrieb Werte knapp unter 90%.
- Während die, über die aWT eingebrachte, Wärme ( $Q_{w,aWT}$ ) einen nahezu linearen Verlauf über die Vorlauftemperaturerhöhung aufweist, wird für die, über die aLT eingebrachte, Wärme ( $Q_{w,aLT}$ ) ein Maximum im kompensatorischen Betrieb erreicht.
- Im (teil)kompensatorischen Betrieb wird über die aLT wesentlich mehr Wärme in den Wandquerschnitt eingebracht, als über die aWT ( $Q_{w,aLT} >> Q_{w,aWT}$ ).
- Im überkompensatorischen Betrieb wird über die aWT mehr Wärme eingebracht, als über die aLT ( $Q_{w,aLT} < Q_{w,aWT}$ ).

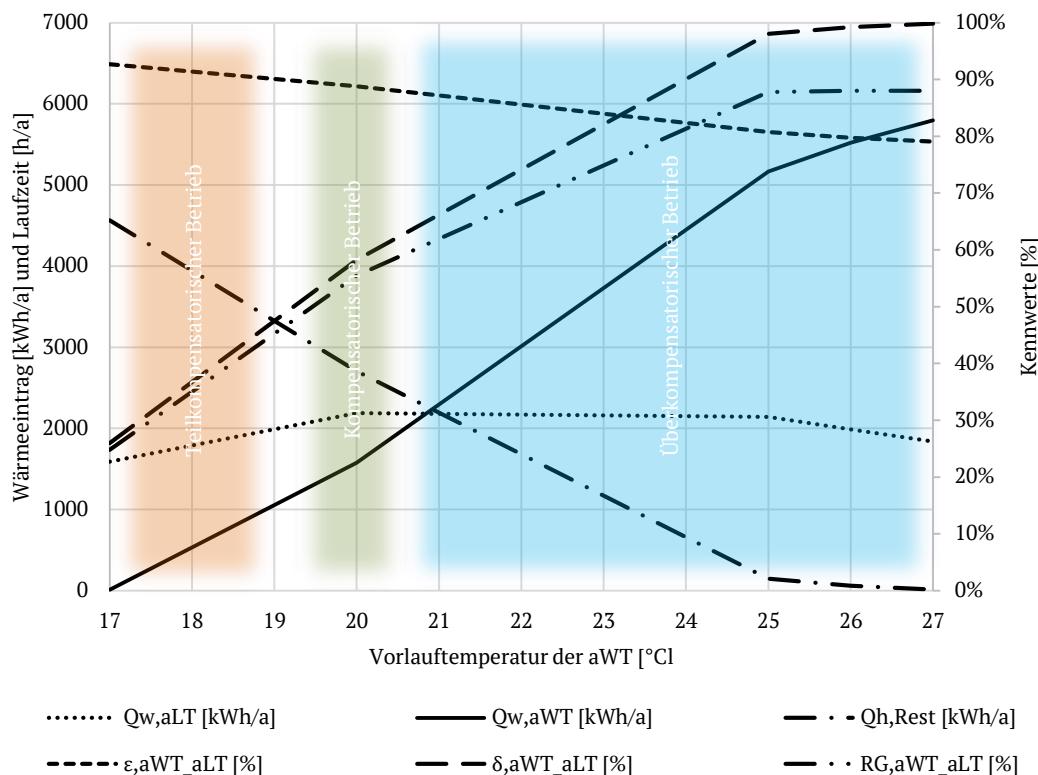


Abbildung 7-19: Simulationsergebnisse für die Kombination von aWT und aLT und konstante Vorlauftemperaturen zwischen 17 und 27°C; SFH45

### 7.6.1.2 Laufzeiten und Hilfsenergien

Bei Betrachtung der Laufzeiten und Hilfsenergien in Abbildung 7-20 fällt vor allem die unterschiedliche Laufzeit von aLT und aWT auf. Während das Maximum der Laufzeit der aLT im teilkompensatorischen Betrieb liegt ( $17^{\circ}\text{C}$ ), liegt das Maximum der Laufzeit der aWT im kompensatorischen Betrieb ( $20^{\circ}\text{C}$ ). Dies hängt mit der hinterlegten Regelung zusammen. Da die aLT niedrigere Vorlauftemperaturen zur Temperierung der Zuluft nutzbar machen kann, würde die aWT bei diesen niedrigen Temperaturen der Wand oft Wärme entziehen (wenn Vorlauftemperatur kleiner als Ruhetemperatur). Daher weist die aLT bei den niedrigen Vorlauftemperaturen deutlich höhere Laufzeiten auf. Ab dem kompensatorischen Betrieb ist die Laufzeit der beiden Komponenten gleich, da diese abhängig von der Raumtemperatur ist und beide Komponenten identisch über die Raumtemperatur geregelt sind. Durch den höheren thermischen Input der aLT, bei niedrigen Vorlauftemperaturen, ist der Pumpenstrombedarf für die thermische Aktivierung bei der Kombination der beiden Komponenten weniger relevant. Es wird maximal ein Verhältnis von 5% erreicht, magerlich „verursacht“ durch die hohe Laufzeit der aWT im kompensatorischen Betrieb. Im überkompensatorischen Betrieb liegt das Verhältnis eher in der Größenordnung 1-2%.

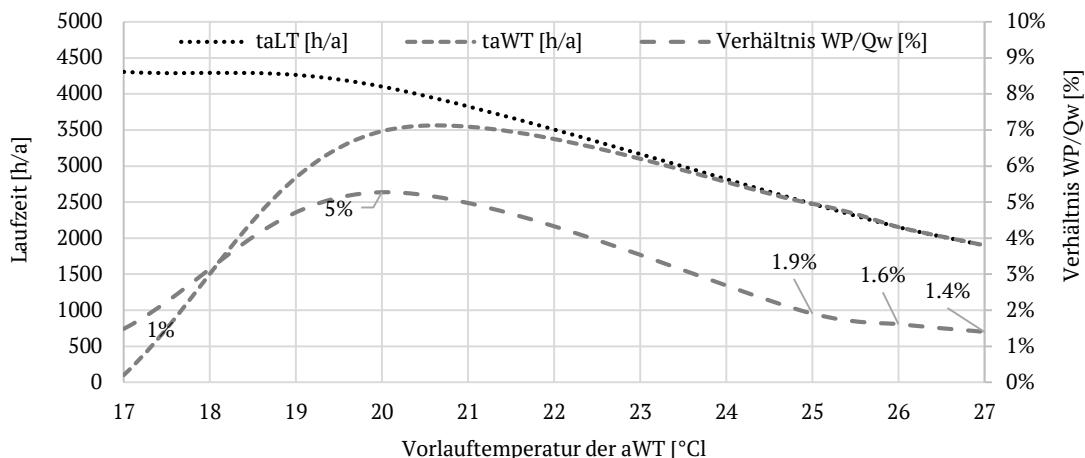


Abbildung 7-20: Laufzeiten für aLT ( $t_{aLT}$ ) und aWT ( $t_{aWT}$ ) über die Vorlauftemperatur aufgetragen. Zusätzlich ist das sich daraus ergebende Verhältnis von Pumpenstrombedarf (WP) zum thermischen Input ( $Q_w$ ) der beiden Komponenten dargestellt

### 7.6.1.3 Komfort

In Abbildung 2-21 ist die Auswertung der thermischen Behaglichkeit für die Kombination von aLT und aWT, auch im Vergleich zur Referenz-Variante (mit idealer Heizung) dargestellt. Eine weitergehende Analyse der Ergebnisse soll nicht erfolgen, siehe Begründung in Kapitel 7.5.

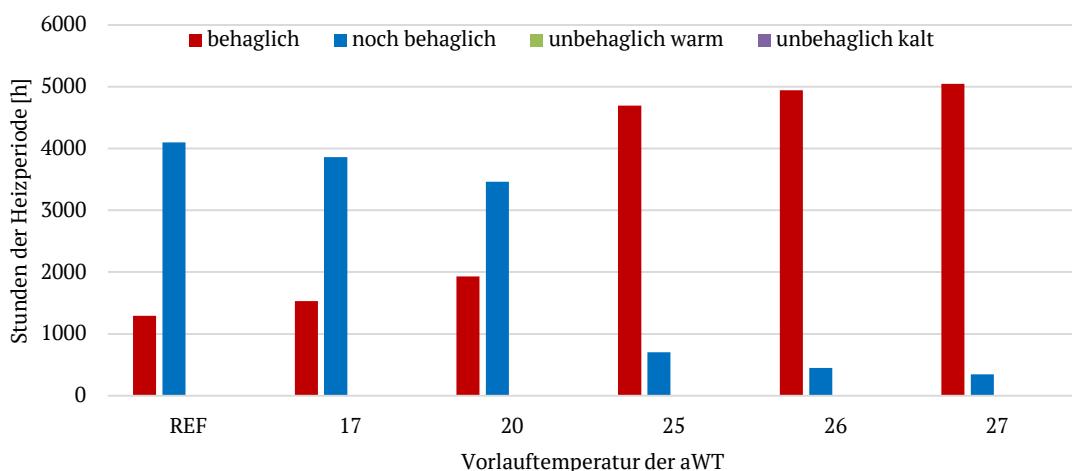


Abbildung 7-21: Auswertung der thermischen Behaglichkeit der Kombination aus aLT und aWT für konstante Vorlauftemperaturen und SFH45; zusätzlich ist die Referenz-Variante (REF) dargestellt.

#### 7.6.1.4 Vergleich und Auswertung für SFH45

Durch den Vergleich der Simulationsergebnisse mit konstanten Vorlauftemperaturen für die aWT und die Kombination von aWT und aLT können die folgenden Erkenntnisse gewonnen werden:

- Die Vortemperierung der Zuluft bewirkt eine Absenkung der notwendigen Vorlauftemperatur für den monovalenten Betrieb. Für die aWT alleine wird eine Vorlauftemperatur von 33°C für einen Deckungsanteil von 100% benötigt. Durch die Kombination mit der aLT sinkt die notwendige Vorlauftemperatur für einen Deckungsanteil von 100% auf 27°C.
- Gleichzeitig werden beim monovalenten Betrieb der Kombination von aWT und aLT bessere Nutzungsgrade und, im Endeffekt, auch eine bessere Regelgüte erzielt. Dies resultiert aus dem schnelleren Ansprechverhalten der aLT. Auch mit der einfachen Regelstrategie kommt es zu einer geringeren Übertemperierung. Der energetische Mehraufwand (bei der hier genutzten Regelung) für einen Deckungsanteil von 100% liegt bei der aWT bei rund 40%. Bei der Kombination von aWT und aLT reduziert sich der Mehraufwand auf ca. 25%, daran ist nochmal die bessere („einfacherer“) Regelbarkeit erkennbar.
- Bezogen auf die thermische Behaglichkeit erhöht der Betrieb der aLT nochmal die „behaglichen“ Stunden durch die Zuluft-Vorwärmung. Bezogen auf den monovalenten Betrieb treten bei der Kombination von aLT und aWT (27°C Vorlauftemperatur) mehr „behagliche“ Stunden auf, als bei der aWT (33°C Vorlauftemperatur). Auch hinsichtlich der thermischen Behaglichkeit bietet die Kombination der beiden Komponenten somit Vorteile.

#### 7.6.2 Fazit „Kombination von aWT und aLT“

Die Ergebnisse des Simulationslaufs zeigen die Potentiale der Kombination der beiden Komponenten auf, siehe auch Abbildung 7-22. Durch die Kombination können hohe Deckungsgrade mit niedrigen Vorlauftemperaturen und mit guten Nutzungsgraden erreicht werden. Für das hier betrachtete Modellgebäude (SFH45) reicht eine Vorlauftemperatur von 25°C für einen Deckungsanteil von ca. 100%; also eine Vollversorgung des Gebäudes. Der Nutzungsgrad liegt in diesem Fall bei ca. 80%. Der Vorteil der aLT ist der hohe Wärmeeintrag bereits im (teil)kompensatorischen Betrieb (siehe Bereich zwischen 17 und 20°C). Der Vorteil der aWT ist hingegen die große Fläche und der dadurch mögliche Wärmeeintrag mit niedrigen Temperaturdifferenzen zur Raumluft; erkennbar aus der Steigung der Kennlinie für den Deckungsanteil in Abbildung 7-22.

Zusammengefasst kann somit festgehalten werden, dass durch die Kombination von aWT und aLT die komplette Beheizung des Gebäudes über die Außenfassade möglich ist. Der Vorteil der Kombination liegt in niedrigen Vorlauftemperaturen und einer guten Regelbarkeit. Das Gebäude wäre somit minimalinvasiv, von außen, sanierbar und komplett temperierbar, mit der Möglichkeit der Nutzung von Wärmequellen auf sehr niedrigem Temperaturniveau.

Tabelle 7-16: Beobachtungen und Auswirkung der Kombination von aWT und aLT

Beobachtung	Auswirkung
Reduzierung der Laufzeit der aWT im überkompensatorischen Betrieb	Geringerer Pumpenstrombedarf und einfache Regelbarkeit <sup>35</sup>
Zuluft-Vorwärmung macht niedrigere Vorlauftemperaturen nutzbar	Höhere Deckungsanteile der Kombination von aWT und aLT auch bei niedrigen Vorlauftemperaturen (siehe Verlauf des Deckungsanteils in Abbildung 7-22)
Reduzierung der notwendigen Vorlauftemperatur für 100% Deckungsanteil	Begünstigung des niederexergetischen Ansatzes und Verbesserung der Regelbarkeit
Höhere Nutzungssgrade der Kombination von aLT und aWT bei hohen Deckungsanteilen.	Erhöhung der Regelgüte → einfache Regelstrategien erscheinen nutzbar

<sup>35</sup> Strombedarf des Ventilators der aLT wird hier nicht betrachtet.

Der kombinierte Betrieb der beiden Komponenten bedarf weiterer Untersuchungen, vor allem hinsichtlich kombinierter Kennlinien. Ein sinnvoller Betriebsmodus scheint ein Grundlastbetrieb der aWT und die Spitzenlastabdeckung über die aLT, aber in den Grenzen der thermischen Behaglichkeit (Zulufttemperaturen und Oberflächentemperaturen). Für solche Kennlinien wurde eine nochmal bessere Regelgüte, im Vergleich zu der Regelgüte der konstanten Vorlauftemperaturen, ermittelt. So könnte die aLT im Grundlastbetrieb mit sehr niedrigen Vorlauftemperaturen laufen (z.B. Rücklauf der aWT) und zu Spitzenlastzeiten durch die schnelle Regelbarkeit die Spitzenlast mit höheren Vorlauftemperaturen „abfahren“. Damit könnte die aWT im Grundlastbetrieb verbleiben.

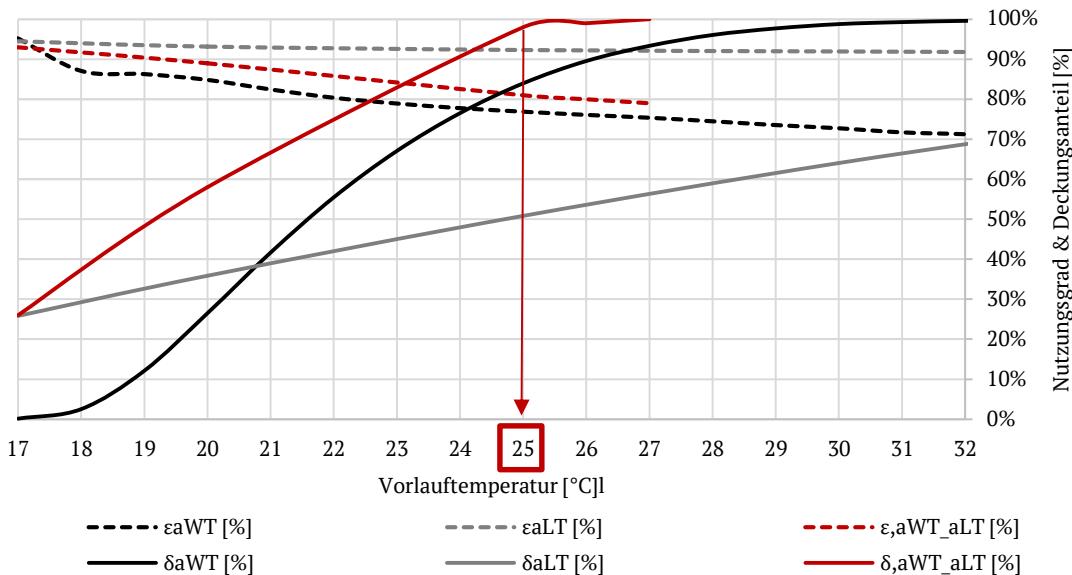


Abbildung 7-22: Vergleich von Deckungsanteil ( $\delta$ ) und Nutzungsgrad ( $\epsilon$ ) von kombiniertem Betrieb (aWT+aLT) mit dem einzelnen Betrieb (nur aWT und nur aLT)

## 7.8 Fazit „Gebäudesimulation“

Die aWT kann lagebedingt die Transmissionswärmeverluste der belegten Flächen kompensieren. Dementsprechend sinkt der Heizwärmebedarf des Gebäudes um den entsprechenden Anteil. Soll eine darüber hinaus gehende Überkompensation der Transmissionswärmeverluste erfolgen, mit dem Ziel weitere Wärmeverluste des Gebäudes abzudecken, steigt die Regelungsschwierigkeit der aWT, durch die große Trägheit mit der notwendigen Vorlauftemperatur deutlich an. Je geringer der Heizwärmebedarf des Gebäudes (über die Transmissionswärmeverluste der belegten Flächen hinaus), desto geringer ist dieser Effekt. Umgekehrt zeigen die Simulationen jedoch auch, dass eine Beheizung aller untersuchten Gebäude über die aWT im monovalenten Ansatz möglich ist.

Für Gebäude mit einem geringen Heizwärmebedarf (in den Simulationen repräsentiert durch die Variante SFH15) kann die aWT als monovalentes System eingesetzt werden. Bei höheren Heizwärmebedarfen steigt die notwendige Vorlauftemperatur für hohe Deckungsanteile und damit die Anforderungen an die Regelung der aWT. Umgekehrt kann die aWT als Grundlasttemperierung beim bivalenten Ansatz sehr niedrige Fluidtemperaturen nutzbar machen und auch mit einfachen Regelstrategien genutzt werden.

Die aLT alleine, ausgelegt auf den hygienischen Luftwechsel, ist geeignet um den Heizwärmebedarf für ein zweites Heizsystem zu reduzieren (bivalenter Ansatz). Für den monovalenten Ansatz werden sehr hohe Vorlauftemperaturen benötigt, die nicht zum niederexergetischen Ansatz der Idee passen. Der Vorteil der aLT liegt gerade in der Nutzbarmachung niedriger Vorlauftemperaturen für die Zuluft-Vorwärmung. Zudem eignet sich die aLT durch die schnelle Regelbarkeit auch für die Spitzenlastabdeckung eines bivalenten Systems.

In dieser Hinsicht ergänzt die aLT die aWT ideal. Einerseits kann die aLT die Lüftungswärmeverluste (über)kompensieren und reduziert somit die Heizlast für die aWT deutlich und andererseits kann die aLT die Spitzenlast abfahren. Beide Systeme alleine sind eher für einen kompensatorischen Betrieb (Fokus aWT: Transmissionswärmeverluste, Fokus aLT: Lüftungswärmeverluste) geeignet, mit entsprechend unterschiedlichen Auslegungskriterien. In der Kombination ergibt sich jedoch ein ganzheitlicher Ansatz, da der Rest-Heizwärmebedarf eines Gebäudes (nach Kompensation der Transmissionswärmeverluste der belegten Flächen und (Teil)Kompensation der Lüftungswärmeverluste) so gering ist, dass geringe Übertemperaturen ausreichen, um eine komplette Beheizung zu realisieren. Dies zeigten auch die Simulationsergebnisse in diesem Kapitel.

Abschließend sollen die Fragen beantwortet werden, die am Anfang des Kapitels gestellt wurden:

- Welche Deckungsanteile sind für die drei generellen Betriebsmodi (teilkompensatorisch, kompensatorisch und überkompensatorisch) erreichbar?

*Tabelle 7-17: Überschlägig erreichbare Deckungsanteile für die Variante SFH45*

Komponente	teilkompensatorisch	kompensatorisch	überkompensatorisch
aWT	12%	42%	100%
aLT	30%	36%	100%
aWT + aLT	50%	60%	100%

- Ist eine alleinige Temperierung des Gebäudes über die Komponenten (aWT & aLT), unter Verwendung von einfachen Regelstrategien, erreichbar (monovalenter Einsatz)?  
Ja, alle betrachteten Gebäude können alleine durch die aWT oder aLT beheizt werden, mit der hier verwendeten Regelstrategie. Dem gegenüber steht jedoch ein thermischer Mehraufwand.
- Welche zusätzlichen Verluste/Mehraufwand tritt durch den Betrieb der aWT/aLT auf?  
Mit der hier genutzten Regelung liegt der maximale thermische Mehraufwand (bei SFH45) in der Größenordnung von 40%. Dieser tritt bei monovalenten Betrieb der aWT mit konstanten Vorlauftemperaturen auf.
- Welcher Pumpenstrombedarf (Heizkreispumpe) steht dem thermischen Nutzen gegenüber?  
Im überkompensatorischen Betrieb liegt das Verhältnis im Bereich um 1%.
- Wie verändern sich Raum- und Oberflächentemperatur im Vergleich zur Referenz-Variante?  
Durch den Betrieb der aWT steigen insbesondere die Oberflächentemperaturen. In Kombination mit der aLT werden hohe Raum- und Oberflächentemperaturen erreicht.

## 8 Fazit und Ausblick

Als Fazit dieser Arbeit kann festgehalten werden, dass die Konzeption und Anbringung der beiden Feldtestflächen entsprechend der theoretischen Untersuchungen realisiert werden konnten. Die Realisierbarkeit der Idee „Temperierung von außen“ konnte somit an einem großflächigen Demonstrator nachgewiesen werden. Über den Zeitraum dieser Arbeit traten keine Schäden oder untypischen Probleme im Betrieb der aWT/aLT auf. Die aWT ist von außen nicht zu erkennen, es lässt sich auch keine Veränderung der Fassadenoberfläche ausmachen (Risse, Veralgung, Verfärbung). Die baulichen Arbeiten konnten somit erfolgreich abgeschlossen werden. Dies ist ein ganz wesentliches Ergebnis in Bezug auf eine Etablierung bzw. weitere Umsetzung der Idee der aWT. Stellvertretend sei hier die Resonanz auf die Veröffentlichungen der Umsetzung genannt.

Für beide Komponenten ist noch Optimierungspotential vorhanden, wobei die aWT näher an einer technischen Umsetzung erscheint als die aLT. Die Idee der aLT bedarf noch weiterer Überlegungen und Untersuchungen, vor allem hinsichtlich Vorfertigung, Hygiene und Wärmerückgewinnung bzw. Abluftbehandlung.

Die am Anfang dieser Arbeit gestellte Frage, ob eine Beheizung alleine über die aWT möglich ist und ob es sich bei der aWT um eine Bauteilaktivierung oder eine Flächentemperierung handelt, kann als Fazit der Arbeit beantwortet werden: Beide Betriebsmodi sind generell möglich und auch eine alleinige Beheizung aller untersuchten Gebäude mit der aWT war möglich. Jedoch erscheint es sinnvoll den Betriebsmodus anhand der Randbedingungen des Gebäudes zu wählen. Für Niedrigenergiegebäude (abgebildet durch SFH15 in den Simulationsstudien) kann die aWT als monovalente Temperierung dienen. Je höher der Heizwärmebedarf des Gebäudes, desto höhere Vorlauftemperaturen sind für einen monovalenten Betrieb nötig, desto negativer wirkt sich die Trägheit der aWT aus. Dies kann als Regelungsaufgabe betrachtet werden, führt aber auch zu der Schlussfolgerung, dass für solche Gebäude (abgebildet durch SFH45 und SFH70 in den Simulationsstudien) die aWT eher als bivalentes System betrieben werden sollte; also im Sinne einer klassischen Bauteilaktivierung. Die Idee der aLT erweitert die aWT zu einem monovalenten Heizsystem, für alle betrachteten Gebäudevarianten.

Bei Betrachtung der aWT als monovalentes System kann man auch schlussfolgern, dass für hohe Deckungsanteile die Regelung der aWT der Schlüssel zur Minimierung des Energieverbrauchs ist. Dies zeigt, dass im Bereich der Regelung noch Optimierungspotential vorhanden ist. Andererseits sind im Grundlastbetrieb einfache Regelstrategien ausreichend.

Bei Betrachtung der Kombination aus aWT und aLT ergibt sich ein anderes Bild: Bereits mit sehr niedrigen Vorlauftemperaturen (bei SFH45 z.B. 25°C) können sehr hohe Deckungsanteile erreicht werden. Da hierfür einfache Regelstrategien verwendet wurden, ist weiteres Optimierungspotential vorhanden.

Somit eignet sich die aWT (alleine oder in Kombination mit der aLT) für die thermische Aktivierung des Gebäudebestands „von außen“, unter Nutzbarmachung niedriger Vorlauftemperaturen, vor allem in der Kombination mit der aLT.

Als Ausblick soll der ursprüngliche Einsatzfall der aWT und aLT zur Nutzbarmachung von Niedertemperatur-Abwärme an dieser Stelle nochmal angesprochen werden. Die aWT und insbesondere die aLT ermöglicht die Nutzbarmachung von Niedertemperatur-Wärmeströmen auch unterhalb der Raumtemperatur (im teilkompensatorischen Betrieb). Diese Abwärmepotentiale sind vorhanden und werden jedoch momentan kaum genutzt. Der Schichtaufbau und Betrieb der aWT/aLT könnte an solche Quellen angepasst werden, da bei einer „kostenlosen“ Wärmequelle auch geringere Wirkungsgrade oder Nutzungsgrade „erlaubt“ wären.

Wichtig für beide Komponenten ist der systemische Ansatz, als die Integration der Komponenten in Systeme und die Kopplung mit Wärmeerzeugern, Speicher usw. Durch diese Integration lassen sich die energetischen und exergetischen Potentiale der Komponenten aufzeigen. Hierbei sollten auch weitere Untersuchungen für Raummodelle mit unterschiedlichen Anteilen der Fassadenfläche und unterschiedlichen Temperaturanforderungen stattfinden (Betrachtungen auf Raumbene auch mit

ggfs. vorhandenen Aufheizlasten). Diese Untersuchungen können zeigen, für welche Randbedingungen und in welchen Grenzen die aWT tatsächlich als monovalentes Temperierungssystem einsetzbar ist.

Weitere notwendige Analysen betreffen die thermische Behaglichkeit. Der Einsatz der aWT führt generell zu höheren Oberflächentemperaturen (der belegten Bauteile). Dies ist nochmal detailliert zu betrachten und zu bewerten, auch im Kontext evtl. möglicher geringerer Raumtemperaturen bei gleichbleibender thermischer Behaglichkeit. Die thermische Behaglichkeit sollte als ein Kriterium mit in die Untersuchungen aufgenommen werden, wobei die klassischen Anforderungen der Behaglichkeit dem Einsatz der aWT entgegenkommen (geringe Temperaturdifferenzen zwischen Raumluft- und Oberflächentemperaturen und Strahlungsasymmetrie).

Auch das Kühlpotential der beiden Komponenten muss noch untersucht und beziffert werden. Neben der Beheizung von Gebäuden rückt auch die Kühlung immer stärker in den Fokus. Viele internationale Veröffentlichungen zum Thema Bauteilaktivierung aus Kapitel 2.1 und 2.2 zielen mehr auf die Kühlmöglichkeit als auf die Beheizung. Durch die Trägheit bietet sich die aWT zum Beispiel für eine Vortemperierung über Nacht an und kann somit die Aufheizung des Gebäudes/Raumes über den Tag verzögern. Die aLT kann helfen diesen Effekt zu nutzen. Andererseits kann die aWT ebenfalls das Gebäude über Nacht rückkühlen.

Als ein letzter Punkt soll noch die Einbindung der thermischen Speichermasse der Bestandswand in die Regelung und die Systemkonzepte angesprochen werden. Diese Speichermasse bewirkt die Trägheit der aWT und wird daher erst mal negativ wahrgenommen. Sie kann aber auch als Speichermasse für volatile Wärmequellen dienen und auf diesem Weg nochmal die Einbindung von Umweltwärme in die Gebäudetemperierung fördern. Zusätzlich können durch die Speichereffekte und die Trägheit Wärmebedarf und Wärmeeinbringung voneinander entkoppelt werden und somit auch Spitzenlasten vermieden bzw. in Randzeiten verschoben werden.

Im Rahmen dieser Arbeit konnte somit die Realisierbarkeit und die Modellierbarkeit der Ideen dargestellt werden. Für die Regelbarkeit konnten erste Ansätze und Hinweise erarbeitet werden. Die Simulationen zeigen das Niedertemperatur-Potential, insbesondere der Kombination der beiden Komponenten.

Für alle oben angesprochenen und weiteren Untersuchungen stehen zum Abschluss dieser Arbeit neben einer Feldtestanlage auch validierte Simulationsmodelle zur Verfügung.

Zusammengefasst erscheint der Einsatz der aWT im Gebäudebestand in den folgenden Fällen interessant:

- Konstruktiv:
  - ✓ Wenn die Bestandswand einen schlechten U-Wert aufweist ( $>1 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ ) und eine thermische Sanierung der Bestandswand ansteht.
  - ✓ Wenn die vorhandenen Räumhöhen den nachträglichen Einbau einer Fußbodenheizung nicht ermöglichen.
  - ✓ Wenn kein inneres Heizsystem vorhanden ist (z.B. Öl-Einzelöfen) oder das innere Heizsystem saniert werden muss (Austausch Heizkörper & Rohrleitungen).
  - ✓ Wenn große Fassadenflächen ohne Öffnungen (Fenster/Türen) vorhanden sind, die eine einfache und kostengünstige Anbringung der aWT ermöglichen.
- Energetisch:
  - ✓ Wenn ein (Niedertemperatur)Abwärmepotential vorhanden ist, welches ohne Temperaturanhebung vor allem über die aWT nutzbar ist ((teil)kompensatorischer Betrieb).
  - ✓ Wenn ein Umweltwärmepotential vorhanden ist, welches über den Einsatz der aWT genutzt/erschlossen werden kann (z.B. Steigerung des Nutzungsgrades von

Solarthermie-Kollektoren). Durch die aWT können niedrige(re) Vorlauftemperaturen nutzbar gemacht werden, somit können Wärmeströme genutzt werden, die andernfalls (oft) ungenutzt bleibt.

- ✓ Wenn eine Möglichkeit der Effizienz-Steigerung durch den Betrieb der aWT besteht. Eine solche Effizienzsteigerung auf Komponenten-Ebene sollte jedoch immer auf Systemebene nochmal überprüft werden (z.B. Steigerung der Effizienz einer Wärmepumpe durch niedrigere Vorlauftemperaturen im Verhältnis zum energetischen Mehraufwand durch den Betrieb der aWT).
- ✓ Wenn ein Gebäude/Halle o.ä. grundtemperiert werden soll.
- ✓ Wenn die Bestandswand bzw. die Bestandsstruktur als thermischer Speicher nutzbar gemacht werden soll (Wärme und „Kälte“) bzw. über diese Speichereffekte Spitzenlasten vermieden/verschoben werden sollen.
- ✓ Wenn der Nutzungsgrad volatiler Umweltenergie-Quellen durch die Nutzbarmachung der Bestandsstruktur als thermischer Speicher gesteigert werden kann.

- Invasiv:

- ✓ Wenn der nachträgliche Einbau einer Flächenheizung (innen) mit zu hohem Aufwand bzw. zu umfangreichen Arbeiten verbunden ist bzw. das Gebäude minimalinvasiv saniert werden soll (ggfs. sogar im bewohnten Zustand).

In Bezug auf die Auslegung der aWT sollte die Grundlast („reale Heizlast“) eines Gebäudes, geteilt durch die zur Verfügung stehende Belegungsfläche in der Größenordnung 20-25 W/m<sup>2</sup> liegen. In diesem Bereich kann die aWT (bei üblichen Wandaufbauten) als niedrigerexergetisches Temperierungssystem eingesetzt werden. Für übliche Wohngebäude liegt die mögliche Belegungsrate bei 60-80%<sup>36</sup>.

---

<sup>36</sup> Bezogen auf die Brutto-Fassadenfläche des Gebäudes.



## 9 Veröffentlichungen und Präsentationen

### 9.1 Veröffentlichungen

Tabelle 9-1: Veröffentlichungen der Thematik im Rahmen dieser Arbeit

Jahr	Zeitschrift / Buch	Titel
2014	Tagungsband EnOB-Symposium 2014, Essen	LEXU 2 - Einsatz von außenliegender Wandtemperierung bei der Gebäudesanierung
2015	BINE-Fachnews 02.12.2015	Gebäude über Außenwand heizen
2015	Forschung für die Wärmewende, Beiträge zur FVEE-Jahrestagung 2015, S. 55-60	Effiziente Wärmesysteme für Wohngebäude (Stichwort „Außenliegende Wandheizung“)
2016	IKZ-Haustechnik 1/2/2016, S.40f.	Über die Außenwand heizen
2016	CESBP/BauSim 2016, Dresden	LEXU II - Einsatz von außenliegender Wandtemperierung bei der Gebäudesanierung
2016	23. Symposium "Nutzung Regenerativer Energiequellen und Wasserstofftechnik", Stralsund	Einsatz von außenliegender Wandtemperierung bei der Gebäudesanierung - Demonstrationsobjekt mit LowEx-Temperierungssystem
2017	Tagungsband 27. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein	Dynamische Leistungscharakterisierung und Modellierung von PVT-Kollektoren für einen Demonstrator mit einem innovativen LowEx-Temperierungssystem
2017	Bauphysik, Ausgabe 4/2017, Verlag Ernst & Sohn, Berlin	"Außenliegende Wandtemperierung" - LowEx-Anwendung zur Temperierung von Bestandsgebäuden und thermische Aktivierung der Bestandswand: Theoretische Grundlagen und Kennwerte
2017	Schriftenreihe des Fachgebiets Bauphysik, Bauphysiktage Kaiserslautern 2017, Seite 45 bis 49, ISBN: 978-3-95974-067-8	"Außenliegende Wand- und Lufttemperierung - Minimalinvasive LowEx-Anwendung zur Temperierung von Bestandsgebäuden und thermische Aktivierung der Bestandswand"
2017	BDB Landesnachrichten Rheinland-Pfalz Saarland, 4/2017, Seite 29 bis 33	"Umsetzung einer außenliegenden Wand- und Lufttemperierung mit niedererexergetischem Versorgungssystem" - Ein Demonstrationsobjekt an der Universität des Saarlandes in Saarbrücken
2017	Innovationen für die Energiewende, Beiträge zur FVEE-Jahrestagung 2017, S.28-33	Energie- und ressourceneffiziente Gebäude – Notwendigkeit, Chancen und Herausforderung (Stichwort „Außenliegende Temperierung“).
2018	Sanitär + Heizungstechnik (SHT), 2/2018, Seite 30 bis 35	Keine Energiewende ohne Wärmewende – Niederexergetische Außenwandtemperierung als Lösung (Teil 1)
2018	Sanitär + Heizungstechnik (SHT), 4/2018, Seite 46 bis 50	Keine Energiewende ohne Wärmewende – Niederexergetische Außenwandtemperierung als Lösung (Teil 2)
2018	Energieeffizienz in Gebäuden - Jahrbuch 2018, Seite 213 bis 220	LowEx-Wandtemperierung - Idee, Grundlagen und Umsetzung einer niedererexergetischen Wandtemperierung als möglicher Baustein für die Wärmewende
2018	Transforming Cities - Versorgung von Städten, Seite 85 bis 87	Niedertemperatur-Wandtemperierung
2018	Bauphysik Ausgabe 4/2018, Verlag Ernst & Sohn, Berlin	"Außenliegende Wandtemperierung" - LowEx-Anwendung zur Temperierung von Bestandsgebäuden und thermische Aktivierung der Bestandswand: Praktische Umsetzung anhand eines Demonstrationsgebäudes und Ermittlung der Systemkosten
2018	BauSim 2018, Karlsruhe	Modellierung und Validierung von Simulationsansätzen für die Außenliegende Lufttemperierung
2019	Bauphysiktage Weimar	Auswertung eines Großdemonstrators mit Außenliegender Wandtemperierung, Wärmepumpe, Eisspeicher und PVT-Hybridkollektoren

## 9.2 Präsentationen

Tabelle 9-2: Präsentationen der Thematik im Rahmen dieser Arbeit

Jahr	Typ	Veranstaltung	Ort	Titel
2016	Vortrag	SENSAI-Treffen	Luzern (SUI)	LEXU II: Low Exergy Utilization – Einsatz von außenliegender Wandtemperierung bei der Gebäudesanierung
2016	Poster	BauSim 2016	Dresden	LEXU II – Einsatz von außenliegender Wandtemperierung bei der Gebäudesanierung
2016	Poster	TRNSYS Experience Day	Kaiserslautern	Field test of an outlying wall tempering for building refurbishment – Modeling and validation of the components and the system using TRNSYS
2016	Poster	23. Symposium „Nutzung Regenerativer Energiequellen und Wasserstoff“	Stralsund	Einsatz von außenliegender Wandtemperierung bei der Gebäudesanierung – Demonstrationsobjekt mit LowEx-Temperierungssystem
2017	Vortrag	27. Symposium „Thermische Solarenergie“	Bad Staffelstein	Dynamische Leistungscharakterisierung und Modellierung von PVT-Kollektoren für einen Demonstrator mit einem innovativen LowEx-Temperierungssystem
2017	Poster	TRNSYS Experience Day	Arlon (BEL)	Field test of an outlying wall tempering for building refurbishment, together with heat pump, PCM-storage and PVT collectors
2017	Vortrag	Bauphysiktage	Kaiserslautern	Außenliegende Wand- und Lufttemperierung – Minimalinvasive LowEx-Anwendung zur Temperierung von Bestandsgebäuden und thermische Aktivierung der Bestandswand
2017	Poster	4. LIESA-Kongress	Saarbrücken	Außenliegende Wandtemperierung „Niederexergetische Flächentemperierung für den Gebäudebestand, mit der Möglichkeit der Sanierung von außen“
2017	Vortrag	SENSAI-Treffen	Luzern (SUI)	Außenliegende Wand- und Lufttemperierung - Umsetzung eines Großdemonstrators
2018	Vortrag	47. Fachseminar d. Landesinnung Stuck Putz Trockenbau	Nohfelden	Verfahren zur außenliegenden Wandheizung im WDVS (Vortragender: Prof. Dr. Horst Altgeld)
2018	Vortrag	TRNSYS Experience Day	Belval (LUX)	LEXU II - Low Exergy Wall Tempering for Building Refurbishment
2018	Vortrag	BauSim 2018	Karlsruhe	Modellierung und Validierung von Simulationsansätzen für die Aussenliegende Lufttemperierung

### 9.3 Betreute Studienarbeiten

Tabelle 9-3: Betreute Studienarbeiten

Jahr	Typ	Hochschule, Ort	Bearbeiter	Titel
2013	Bachelor-Thesis	htw saar, Saarbrücken	D.Schmidt	Modellierung einer außen liegenden Luftheizung (aLH) mit Hilfe der Software TRNSYS und Vergleich der Simulationsergebnisse mit Modellrechnungen in Excel und Messungen
2015	F&E	htw saar, Saarbrücken	D.Schmidt	Modellierung der außenliegenden Luftheizung (aLH) in TRNSYS & Simulationsstudien anhand eines Referenzgebäudes
2016	Bachelor-Thesis	Hochschule für Technik, Stuttgart	D. Seufert	Gebäudesanierung mit außenseitig aufgebrachten Wandheizungen
2016	Bachelor-Thesis	Hochschule Nordhausen	M. Schmidt	Planung, Katalogisierung sowie Dokumentation der Messsensorik einer außenliegenden Wand- bzw. Luftheizung im Rahmen des Forschungsprojektes LEXU II
2016	Master-Thesis	htw saar, Saarbrücken	D.Schmidt	Messtechnische Charakterisierung und Simulation von PVT-Kollektoren
2017	Bachelor-Thesis	htw saar, Saarbrücken	S. Palm & M. Eckert	Durchführung von in situ Messungen zur dynamischen Leistungscharakterisierung und Modellierung einer PVT-Kollektoranlage im Rahmen eines Demonstrationsobjektes
2017	F&E	htw saar, Saarbrücken	K. Becker	Einfluss von Zonierung und Nutzung auf die Energiekennwerte des Referenzgebäudes aus der IEA SHC Task 32 und 44; Simulationsstudien mit TRNSYS
2018	Bachelor-Thesis	Hochschule Bonn-Rhein-Sieg	M. Fadlallah	Untersuchungen zur Ermittlung des Vereisungsgrades eines Eisspeicher für die Regelung des Beladungs- und Enladungszustands
2019	Bachelor-Thesis	Ostbayrische Techn. Hochschule Amberg-Weiden	R. Murke	Erarbeitung eines Wärmequellenmanagements für die Kombination einer Wärmepumpe mit PVT-Hybridkollektoren und Eisspeicher
2019	Master-Thesis	FH Trier, Umweltcampus Birkenfeld	F. Hähn	Inbetriebnahme und Monitoring einer Feldtestfläche der außenliegenden Lufttemperierung mit abschließender Validierung des Simulationsmodells in TRNSYS

## Abbildungs- und Tabellenverzeichnis

### Abbildungen

Abbildung 1-1: Graphische Darstellung der Methodik der vorliegenden Arbeit .....	3
Abbildung 2-1: Anteil des Lüftungswärmebedarfs über das Gebäudealter bzw. den energetischen Standard, Abbildung entnommen aus [FGK, 2011] .....	6
Abbildung 2-2: Schematischer Vergleich des Aufbaus von zentralen und dezentralen Lüftungsanlagen .....	7
Abbildung 2-3: Idee einer klimaaktiven Fassade von Le Corbusier aus dem Jahr 1929, Abbildung entnommen aus [Knaack et al., 2007] .....	9
Abbildung 2-4: Explosionszeichnung des AIS; Abbildung entnommen aus [Koenders et al., 2018] ..	10
Abbildung 2-5: Hydraulikskizze des Versorgungssystems der Feldtestfassade mit aWT/aLT .....	13
Abbildung 2-6: 3D-Skizze der Lage der Komponenten am Gebäude C3.1 auf dem Campus der Universität des Saarlandes .....	13
Abbildung 2-7: Gesamtwärmeübergangskoeffizient $\alpha_g$ von Flächenheizungen als Funktion der Oberflächenübertemperatur; Werte berechnet mit Gleichung (2-22), unter der Annahme, dass $T_{op} = T_{Raum}$ .....	17
Abbildung 2-8: Relative Aufteilung der Wärmeabgabe in Konvektion und Strahlung bei einer vertikalen Flächenheizung; Abbildung erstellt in Anlehnung an [Koschenz & Lehmann, 2000], mit den Daten aus Abbildung 2-7 .....	17
Abbildung 2-9: Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient bei freier Konvektion an einer vertikalen Fläche der Höhe 1 und 3 m, bei unterschiedlichen Temperaturdifferenzen zwischen Oberfläche und Raumluft (bei 20°C). Abbildung erstellt in Anlehnung an [Glück, 2008]. .....	18
Abbildung 2-10: Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient bei erzwungener Konvektion an einer überströmten Platte der Länge 1, 2 und 3 m (für eine Lufttemperatur von 20°C und mit den Stoffwerten bei 20°C). Abbildung erstellt in Anlehnung an [Glück, 2008]. .....	19
Abbildung 2-11: Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient bei Mischkonvektion an einer vertikalen Fläche mit der Höhe 1 (hier 1 & 3 m) und bei Raumluftgeschwindigkeiten $w$ (0.1 bis 0.3 m/s). Abbildung erstellt in Anlehnung an [Glück, 2008]. .....	19
Abbildung 2-12: Literaturwerte für den äußeren konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten; Abbildung erstellt in Anlehnung an [Feist, 1994] .....	20
Abbildung 2-13: Temperaturfaktor $b$ in Abhängigkeit der Bauteilloberflächentemperatur $T_s$ und der operativen Raumtemperatur $T_{op}$ . Diagramm erstellt in Anlehnung an [Glück, 2008]. .....	22
Abbildung 2-14: Schichtaufbau des aWT-Modells .....	24
Abbildung 2-15: Übertragung des TABS-Modells nach [Koschenz & Lehmann, 2000] auf die aWT ..	25
Abbildung 2-16: Übertrag des Gesamt-Widerstandsnetzwerks von TABS zwischen der Vorlauftemperatur $T_{VL}$ und beiden Temperaturen $T_1$ & $T_2$ auf den Spezialfall der aWT .....	25
Abbildung 2-17: Schematische Änderung der Ruhetemperatur durch den Betrieb der aWT und Zuordnung der Betriebssituationen .....	27
Abbildung 2-18: Schema der theoretischen und resultierenden Wärmeströme für den teilkompensatorischen Betrieb, den kompensatorischen Betrieb und überkompensatorischen Betrieb .....	28
Abbildung 2-19: Wirkungsgrad der aWT in Abhängigkeit des U-Wertes der Bestandswand und der Dämmstärke des WDVS (WLG 035). Zusätzlich zu der Wärmedämmung wurden für $R_2$ noch eine 20 mm dicke Putzschicht und der äußere Wärmeübergangswiderstand mit 0.04 W/(m <sup>2</sup> K) angesetzt. ....	31
Abbildung 2-20: Vergleich des Verlaufs von verbessertem U-Wert ( $1-U_{alt}/U_{neu}$ ) [%] und des Wirkungsgrades der aWT [%] mit steigender Dämmstärke (WLG035) für eine Bestandswand mit einem U-Wert von 1 [W/(m <sup>2</sup> K)] .....	31
Abbildung 2-21: Schichtaufbau des aLT-Modells .....	36
Abbildung 2-22: Schema des Luftkanals der aLT .....	37
Abbildung 2-23: Übertragung des Modells aus Abbildung 2-15 auf die aLT; in Anlehnung an [Luther, 2013] .....	37

Abbildung 2-24: Erweiterung des Widerstandsnetzwerks aus Abbildung 2-16 um den Luftspalt .....	38
Abbildung 2-25: Berechnung des konvektiven Wärmeübergangs im Spalt nach [VDI, 2013] .....	38
Abbildung 2-26: Wärmeübergangskoeffizient durch Konvektion ( $\alpha_{k,e}$ ) über die Länge des Luftspalts für verschiedene Luftgeschwindigkeiten im Luftspalt für den Fall 2a) .....	40
Abbildung 2-27: Lufttemperatur $T_L$ und äußere Oberflächentemperatur des Luftkanals $T_{se}$ über die Länge des Luftspalts .....	41
Abbildung 3-1: Ausschnitt aus dem Lageplan des Campus (links) und Luftbild (Quelle: Google Maps, 2017) .....	44
Abbildung 3-2: Ausrichtung des Gebäudes bzw. der einzelnen Gebäudetrakte .....	44
Abbildung 3-3: Westfassade des Gebäudes C3.1. Links: Vor der Sanierung. Rechts: Nach der Sanierung. ....	45
Abbildung 3-4: Grundrisse der Geschosse (von oben links nach unten rechts: EG, 1. OG, 2. OG und 3. OG) mit den Räumen an der Feldtestfassade (farblich markiert) .....	46
Abbildung 3-5: 3D-Skizze der thermischen Hülle des Gebäudes (links, Blickrichtung von Süd-Ost) und Überblick über die Bauteile der thermischen Hülle .....	47
Abbildung 3-6: Schema des inneren Heizsystems, hier dargestellt am Beispiel des Erdgeschosses. Die Feldtestfassade befindet sich im Grundriss oben (dickere graue Struktur mit Tür im EG). ....	47
Abbildung 3-7: Schadstellen auf der Feldtestfassade des Gebäudes mit freiliegender Bewehrung (Fotos entnommen aus Gutachten WPM-Ingenieure) .....	48
Abbildung 3-8: Detailaufnahmen der Fassade nach dem Sandstrahlen (links und Mitte) und eingerüstete Fassade mit Sandstrahlnetzen (rechts) .....	48
Abbildung 3-9: Umgesetzte Belegungsplanung der Fassade; Unterlagen der GEFGA Energiesysteme GmbH.....	49
Abbildung 3-10: Schema der eingesetzten Kapillarrohrmatten und technische Details, siehe [Clina, 2013] .....	50
Abbildung 3-11: Stationäre Wärmeabgabe der aWT über deren (arithmetische) mittlere Temperatur für verschiedene Umgebungstemperaturen ( $T_a$ ), bei $T_i = 20^\circ\text{C}$ (links) und Vergleich der Basiskennlinie von aWT ( $T_i = 20^\circ\text{C}$ und $T_a = 0^\circ\text{C}$ ) und Fußbodenheizung (rechts) .....	50
Abbildung 3-12: Befestigungsmittel für die Kapillarrohrmatten und Stammrohre auf der Fassade: A) Clipschiene, B) Dübelhaken und C) Kunststoffnagel (siehe auch [Clina, 2013]) .....	52
Abbildung 3-13: Maschinelles Aufbringen des Unterputzes auf die Kapillarrohrmatten (links) und manuelles Glattstreichen der Putzschicht (Mitte und rechts) .....	53
Abbildung 3-14: Maschinelles Überputzen der Kapillarrohrmatten (links), Ansicht der der glattgestrichenen Fassade nach dem Überputzen (Mitte) und Foto der Einschweißsättel mit Tauchhülsen für die Temperatursensoren an der Feldtestfläche als „„dickstes Bauteil“ der Temperierungsebene .....	53
Abbildung 3-15: Installation der Wärmedämmplatten aus EPS auf der Fassade (links). Aufputzen des Armierungsgewebes (Mitte) und Blick auf die Fassade nach der Armierung, noch ohne Oberputz (rechts). .....	54
Abbildung 3-16: Fotos der Fassade nach Abschluss der Sanierungsarbeiten (in der Mitte der Fassade über der Tür ist die Außenklappe der aLT-Feldtestfläche zu erkennen) .....	54
Abbildung 3-17: Resultierender Schichtaufbau für die Feldtestfassade, Zeichnung erzeugt mit ubakus.de.....	55
Abbildung 3-18: 3D-Skizze des Wandaufbaus der aWT-Feldtestfläche, erzeugt mit ubakus.de .....	55
Abbildung 3-19: Bemaßte Westansicht der Feldtestfassade (Quelle: Gebäudeunterlagen der Universität des Saarlandes) .....	57
Abbildung 3-20: Belegungsplanung „Standard-Belegung der Feldtestfassade“ mit vier Heizkreisen und dem benötigten Befestigungsmaterial; Planungsunterlagen der GEFGA Energiesysteme GmbH .....	59
Abbildung 3-21: Beispiel für eine Ausklinkung der Wärmedämmung für eine Blitzschutzleitung ....	60
Abbildung 3-22: Überblick Gesamtkosten in € und flächenspezifische Systemkosten in €/m <sup>2</sup> , bezogen auf die Brutto-Fläche der Fassade für die drei betrachteten Varianten.....	61
Abbildung 3-23: Foto der Vorderseite der Musterwand, Foto des „Kompetenzzentrums für Ausbau und Fassade, Rutesheim“ .....	62

Abbildung 3-24: Detailaufnahme der Musterwand mit der Ausklink-Lösung, Fotos des „Kompetenzzentrums für Ausbau und Fassade, Rutesheim“ .....	62
Abbildung 3-25: Oberes Ende der Fassade mit provisorischem Regenschutz (links) und Vergrößerung des beschädigten Bereichs (gelb markiert) an den Kapillarrohrmatten (rechts) .....	63
Abbildung 3-26: Links: Neuer Gerüstanker (orange) und altes Bohrloch (rot). Rechts: Blick auf den ursprünglichen Gerüstanker ohne Putz und WDVS .....	63
Abbildung 3-27: Geöffnete Wärmedämmung mit freigelegter Bohrung (links). Detailaufnahme der Bohrung vor (Mitte) und nach der Reparatur (rechts). Die entsprechende Kapillare wurde verödet. ....	63
Abbildung 3-28: Thermische Aktivierung der Feldtestfläche der aWT an Raum 2.24 .....	65
Abbildung 3-29: Grundlegendes Schema der außenliegenden Lufttemperierung mit WDVS (1), Luftspalt (2), thermisch aktive Schicht (3), Bestandswand (4), Außenklappe (5), Innenklappe (6) und Ventilator (7) .....	67
Abbildung 3-30 : Grundlegendes Schema der außenliegenden Lufttemperierung erweitert um eine Umluftfunktion mit WDVS (1), Luftspalt (2), thermisch aktive Schicht (3), Bestandswand (4), Außenklappe (5), Innenklappe „Frischluft“ (6), Ventilator (7) und Innenklappe „Umluft“ (8).....	68
Abbildung 3-31: Schema der mechanischen Frischlufttemperierung.....	69
Abbildung 3-32: Schema der mechanischen Umlufttemperierung .....	69
Abbildung 3-33: Schema der mechanischen Mischlufttemperierung .....	69
Abbildung 3-34: Schema der natürlichen Frischlufttemperierung .....	69
Abbildung 3-35: Schema der natürlichen Umlufttemperierung .....	69
Abbildung 3-36: Möglichkeiten der Luftverteilung am oberen und unteren Ende der Feldtestfläche	71
Abbildung 3-37: Strömungssimulation mit ANSYS der umgesetzten Feldtestfläche (Strömungsgeschwindigkeit über die Feldtestfläche im Luftspalt in m/s; bei einem Volumenstrom von 58 m <sup>3</sup> /h) .....	71
Abbildung 3-38: Konzept der aLT-Feldtestfläche nach der Detailplanung; zu sehen ist die Feldtestfläche ohne Abdeckung mit Bemaßung .....	72
Abbildung 3-39: Fotos der Kapillarrohrmatte für die aLT-Feldtestfläche auf der Fassade.....	72
Abbildung 3-40: Fotos der aLT-Feldtestfläche mit Kapillarrohrmatte und Unterkonstruktion .....	73
Abbildung 3-41: Fotos der aLT-Feldtestfläche während des Einputzens der Kapillarrohrmatten ....	73
Abbildung 3-42: Foto der Feldtestfläche nach dem zweiten Verputzen und Detailaufnahme der Putzoberfläche nach der Trocknung .....	73
Abbildung 3-43: Abdeckung des Luftkanals mit Zementfaserplatten .....	74
Abbildung 3-44: Armierung der Feldtestfläche.....	74
Abbildung 3-45: Resultierender Schichtaufbau für die aLT-Feldtestfläche, Zeichnung erstellt mit ubakus.de.....	74
Abbildung 3-46: 3D-Skizze des Wandaufbaus der aLT-Feldtestfläche, erzeugt mit ubakus.de .....	75
Abbildung 4-1: Installation der IR-Kamera im Raum 2.24 (links) und Parameter der Kamera (rechts) .....	79
Abbildung 4-2: Vergleich zwischen gemessener Oberflächentemperatur mit TR109 (Tsi_MEAS) und den Temperaturen aus den Bildern der IR-Kamera (Tsi_IR_Point & Tsi_IR_AV).....	80
Abbildung 4-3: Sensoren zur Ermittlung der Wärmeströme .....	80
Abbildung 4-4: Über die Kerntemperatur $T_k$ und den Wärmedurchgangskoeffizient $U_1$ berechnete Wärmeströme für $q_1$ im Vergleich zum gemessenen Wärmestrom über die Wärmeflussplatte .....	81
Abbildung 4-5: Über die Oberflächentemperaturen und die Wärmeübergangskoeffizienten berechnete Wärmeströme für $q_1$ im Vergleich zum gemessenen Wärmestrom über die Wärmeflussplatte .....	83
Abbildung 4-6: Über den stationären Wirkungsgrad der Wandtemperierung berechneter Wärmestrom $q_1$ im Vergleich zum gemessenen Wärmestrom über die Wärmeflussplatte .....	84
Abbildung 4-7: Überblick über die berechneten Wärmeströme in Relation zum gemessenen Wärmestrom für $q_1$ , $FQAX$ und dem aus Messwerten direkt berechneten Wärmestrom $qw$ .....	85
Abbildung 4-8: Verlauf von $qw$ und der äußeren Oberflächentemperatur ( $T_{se}$ , TR107) vom 08.04.2019 .....	86

Abbildung 4-9: Verlauf von gemessenem Wärmestrom nach innen, Raumtemperatur (TRaum), Raumtemperatur in der Nähe der Oberfläche (TRaum_SUR) und innerer Oberflächentemperatur (Tsi) .....	86
Abbildung 4-10: Verlauf von innerem Wärmeübergangskoeffizient ( $\alpha_{g,i}$ ), gemessenem Wärmestrom nach innen (FOAX) und Temperaturdifferenz zwischen Oberflächen- und Raumtemperatur [K] .....	87
Abbildung 4-11: Vergleich des Wärmestroms in das Bauteil über die Messzeit; gemessen (qw) und berechnet aus q1 und q2.....	88
Abbildung 4-12: Basiskennlinie der Fußbodenheizung nach [DIN EN 1264-2, 2013] .....	89
Abbildung 4-13: Stützstellen der Basiskennlinie der aWT (Ergebnisse aus den Messreihen) .....	89
Abbildung 4-14: Vergleich der Basiskennlinie von Fußbodenheizung (FBH) und aWT .....	90
Abbildung 4-15: Parameter für die Berechnung der aWT als Wandheizung nach [DIN EN 1264-2, 2013] .....	91
Abbildung 4-16: Wärmestromdichte über die logarithmische Temperaturdifferenz für die Feldtestfläche der aWT; berechnet als Fußbodenheizung [KH,FBH] und als aWT [KH,aWT] nach [DIN EN 1264-2, 2013] .....	91
Abbildung 4-17: Berechnete Wärmestromdichte für unterschiedliche Bestandsstrukturen .....	92
Abbildung 4-18: Wärmestromdichte über die Vorlauftemperatur für die Feldtestfassade bei $T_{Raum} = 20^\circ\text{C}$ & $T_{amb} = -12^\circ\text{C}$ .....	92
Abbildung 4-19: Wärmeströme über die Vorlauftemperatur für die Feldtestumsetzung der aWT ....	93
Abbildung 4-20: Spezifischer Nutzwärmestrom ( $q_1$ ) der aWT in Abhängigkeit des U-Wertes der Bestandswand und der Vorlauftemperatur; mit $T_{Raum} = 20^\circ\text{C}$ und thermischer Aktivierung & WDVS (160mm, WLG032) entsprechend der Feldtestumsetzung .....	94
Abbildung 4-21: Spezifischer Nutzwärmestrom ( $q_1$ ) der aWT in Abhängigkeit des U-Wertes der Bestandswand und der mittleren Temperatur der aWT; mit $T_{Raum} = 20^\circ\text{C}$ und thermischer Aktivierung & WDVS (160mm WLG032) entsprechend der Feldtestumsetzung .....	95
Abbildung 4-22: Beispielhafte Darstellung des Aufheizvorgangs von Messung 4; mit Ermittlung von Verzugszeit ( $t_u$ ) und Ausgleichszeit ( $t_g$ ).....	96
Abbildung 4-23: Vergleich von gemessener (MEAS) und simulierter (HEAT) Oberflächentemperatur .....	97
Abbildung 4-24: Vergleich der Temperaturverläufe für Messung und Modellierung mit HEAT unter Fixierung Raum- und Außentemperatur ( $T_{si\_HEAT2\_1}$ ) und Modellierung mit Sprungfunktion ( $T_{si\_HEAT2\_2}$ ) .....	97
Abbildung 4-25: Verlauf der inneren Oberflächentemperatur über die Zeit bei verschiedenen Temperatursprüngen in der Temperierungsebene. Ergebnisse linearisiert berechnet.....	99
Abbildung 4-26: Abkühlkurve einer Messreihe (Raum- und Oberflächentemperatur über die Messzeit) .....	100
Abbildung 4-27: Verlauf der inneren Oberflächentemperatur Tsi nach Abschaltung der aWT, bei einer Raumtemperatur von $21^\circ\text{C}$ und einer Außentemperatur von $0^\circ\text{C}$ .....	100
Abbildung 4-28: Auswertung der Zeitkonstanten für den Abkühlvorgang .....	101
Abbildung 4-29: Verlauf der inneren Oberflächentemperatur über die Zeit bei verschiedenen Abkühlkurven; Ergebnisse berechnet.....	101
Abbildung 4-30: Lineare Näherung der Leitungsverluste in W/m in Abhängigkeit der mittleren Temperatur der Verteilleitung (Stammrohr) [ $^\circ\text{C}$ ].....	102
Abbildung 5-1: Modellierung eines Ausschnitts der aWT in HEAT, die Zahlen entsprechen der Nr. aus Tabelle 5-4 .....	108
Abbildung 5-2: Schema der außenliegenden Lufttemperierung mit Bestandswand (4), thermisch aktiver Schicht (3), Luftspalt (2), Wärmedämmung (1), Lufteinlass (5) und Luftauslass (6) .....	109
Abbildung 5-3: Wärmetransportvorgänge gegenüber der Umgebung der aLT .....	109
Abbildung 5-4: Wärmetransportvorgänge innerhalb des Luftkanals der aLT.....	110
Abbildung 5-5: Wesentliche Ausgabewerte der Simulationsmodelle, die zur Validierung herangezogen werden können .....	110
Abbildung 5-6: Skizze des Modellierungsansatzes mittels TRNSYS Type 56. Die Temperatur $T_{R2}$ entspricht der Temperatur $T_{L,m}$ aus Abbildung 5-5 und $T_{R1}$ der Temperatur $T_R$ .....	111
Abbildung 5-7: Skizze des Mehrzonenmodells zur Modellierung des Luftkanals .....	112

Abbildung 5-8: Schema des Aufbaus von Type 1230 zur Modellierung von hinterlüfteten Fassaden mit den einzelnen Schichten S1 bis S3.1 & S3.2 und der Verknüpfung des Types mit dem Gebäudemodell Type 56. Im Folgenden wird die Nomenklatur entsprechend Abbildung 5-5 übernommen. ....	113
Abbildung 5-9: Schema der Verknüpfung von Type 1230 und Type 56 am Beispiel einer thermisch aktivierten, segmentierten Außenwand. In diesem Beispiel ist die Wand in 5 Teile segmentiert und es wird die mittlere Oberflächentemperatur $T_{SE,m}$ als Verknüpfungstemperatur definiert. ....	114
Abbildung 5-10: Schematische Darstellung der Kenndaten des belüfteten Zwischenraums (links) und des entsprechenden Temperaturprofils im Inneren des Luftspalts (rechts); unter der Annahme, dass die Luft über die Strecke erwärmt wird. Die Abbildung wurde erstellt in Anlehnung an Bild 5 aus DIN EN 13363. ....	115
Abbildung 5-11: Übertragung des Schemas aus Abbildung 5-10 auf die Modellierung in TRNSYS-Type 56 unter Verwendung von zwei Luftknoten (Airnode 1 = Innenraum; Airnode 2 = Luftkanal) ....	117
Abbildung 5-12: Zuordnung der Outputs und Ergebnisse zu der Berechnung und Type 56 bzw. Inputs ....	118
Abbildung 6-1: Prinzipskizze der aWT-Laborwand. Abbildung entnommen aus [Altgeld et al., 2009b]. ....	122
Abbildung 6-2: Vergleich des simulierten (HEAT), aus Messwerten berechneten (CALC) und gemessenen (MEAS) Wärmeströme $q_1, q_2$ & $qw$ für sechs Messreihen. ....	124
Abbildung 6-3: Vergleich der gemessenen Temperaturen (MEAS) mit den Simulationsergebnissen (HEAT) ....	125
Abbildung 6-4: Vergrößerter Vergleich von gemessener (MEAS) und simulierter Oberflächentemperatur (HEAT). Zusätzlich wird die simulierte Temperatur zwischen Bestandswand und neuem Innenputz (HEAT2) dargestellt ....	125
Abbildung 6-5: Vergleich von gemessener (MEAS), berechneter (CALC) und simulierter (HEAT) Wärmestromdichte ....	126
Abbildung 6-6: Faltmodell der thermischen Hülle des Raumes 2.24 (3D-Modell) ....	127
Abbildung 6-7: Vergleich des simulierten (TRNSYS), aus Messwerten berechneten (CALC) und gemessenen (MEAS) Wärmeströme $q_1, q_2$ & $qw$ für die Messreihen. ....	128
Abbildung 6-8: Vergleich zwischen gemessener (MEAS) und simulierter (TRN) innerer Oberflächentemperatur ....	130
Abbildung 6-9: Vergleich zwischen gemessener (MEAS) und simulierter (TRN) äußerer Oberflächentemperatur ....	130
Abbildung 6-10: Vergleich zwischen gemessener (MEAS) und simulierter (TRN) Rücklauftemperatur der aWT ....	130
Abbildung 6-11: Querschnitt durch die Laborwand mit den einzelnen Schichten entsprechend Tabelle 6-6. ....	131
Abbildung 6-12: Verlauf der Kennwerte $NTU$ & $U_{WUT}$ über die verschiedenen Messreihen ....	132
Abbildung 6-13: Fotos der aLT-Laborwand. Einsetzen der Kapillarrohrmatte auf der Trägerplatte (links). Blick auf Laborwand ohne Deckel (mittig), zu erkennen sind die Abstandshalter des Luftkanals. Mess- und Anlagentechnik auf der Rückseite der Laborwand (rechts). ....	133
Abbildung 6-14: Gestell der Laborwand mit rückseitiger MDF-Platte und aufgeklebter rückseitiger Wärmedämmung und Luftauslass (links). MDF-Trägerplatte mit thermisch aktiver Fläche (blau) und Abstandshaltern, befestigt mit vier Schlossschrauben (Mitte). Laborwand mit Abdeckung und Lufteinlass (DN 100) im Fußbereich (rechts). ....	133
Abbildung 6-15: Simulation Studio der Modellierung der Laborwand mit Bezeichnung der Types. ....	134
Abbildung 6-16: Modellierung der Laborwand der aLT in Type 56 (Luftspalt vergrößert dargestellt) ....	134
Abbildung 6-17: Aufteilung der Laborwand zwischen Type 1230 und Type 56. ....	135
Abbildung 6-18: Detail der aktiven Schicht (Kapillarrohre) innerhalb der Putzschicht (Maße in mm) ....	136
Abbildung 6-19: Simulation Studio der Modellierung der Laborwand mit Bezeichnung der Types. ....	136
Abbildung 6-20: Beispiel für eine Kastengrafik (Boxplot) mit Beschriftung der einzelnen Bereiche ....	137

Abbildung 6-21: Übereinstimmung von $QW$ von Messung und Simulation mit Type 1230 (QW_1230) resp. DIN EN 13363 (QW_BER). Links dargestellt als Boxplot und rechts als absolute Häufigkeit...	138
Abbildung 6-22: Übereinstimmung von $QL$ von Messung und Simulation mit Type 1230 (QL_1230) resp. DIN EN 13363 (QL_BER). Links dargestellt als Boxplot und rechts als absolute Häufigkeit. ...	138
Abbildung 6-23: Übereinstimmung von $T_{L,aus}$ von Messung und Simulation mit Type 1230 (TL <sub>aus</sub> _1230) resp. DIN EN 13363 (TL <sub>aus</sub> _BER). Links dargestellt als Boxplot und rechts als absolute Häufigkeit. ....	139
Abbildung 6-24: Vergleich der Wärmeübertragerkennzahl [ $W/(m^2K)$ ] für die Messung an der Laborwand und die beiden Simulationsmodelle .....	139
Abbildung 7-1: 3D-Skizze des Gebäudes auf Grundlage der Innenmaße für die Eingabe in TRNSYS. Im Vordergrund erkennbar sind die Süd-Fassade und die Ost-Fassade.....	142
Abbildung 7-2: Faltmodell der 3D-Skizze mit Fenstern (Lage der Fenster auf der Fassade frei gewählt, Anzahl und Größe der Fenster sind über die IEA-Task festgelegt, siehe [Dott et al., 2013]). Mit Visualisierung der Belegungsfläche der aWT (blau). ....	142
Abbildung 7-3: Aufteilung der Wärmeverluste des Gebäudes und Aufspaltung der Transmissionswärmeverluste in die Bauteile für SFH15 (oben links), SFH45 (oben rechts) und SFH75 (unten links) .....	144
Abbildung 7-4: Screenshot des Simulation Studios aus TRNSYS für die Simulation der aWT .....	146
Abbildung 7-5: Behaglichkeitfeld für Raumlufttemperatur und Temperatur der Umfassungsflächen; Abbildung erstellt in Anlehnung an [Pistohl et al., 2013] .....	147
Abbildung 7-6: Heizkennlinie der aWT, aufgetragen über die mittlere Außentemperatur der letzten 24 h .....	148
Abbildung 7-7: Auswertung der thermischen Behaglichkeit der monovalenten Simulationsvarianten der aWT (MONO), im Vergleich zur Referenzvariante ohne thermische Aktivierung (REF) .....	149
Abbildung 7-8: Überblick Simulationsergebnisse (SFH15) für konstante Vorlauftemperaturen mit Markierung der ungefähren Bereiche der Betriebsmodi .....	153
Abbildung 7-9: Überblick Simulationsergebnisse (SFH45) für konstante Vorlauftemperaturen mit Markierung der ungefähren Bereiche der Betriebsmodi .....	154
Abbildung 7-10: Überblick Simulationsergebnisse (SFH75) für konstante Vorlauftemperaturen mit Markierung der ungefähren Bereiche der Betriebsmodi .....	154
Abbildung 7-11: Laufzeit, Pumpenstrombedarf und das Verhältnis von Pumpenstrom zum thermischen Input über die Vorlauftemperatur aufgetragen; SFH15 (oben), SFH45 (mittig), SFH75 (unten).....	155
Abbildung 7-12: Auswertung der thermischen Behaglichkeit für SFH15 (oben), SFH45 (mittig) und SFH75 (unten).....	156
Abbildung 7-13: Gesamter Heizwärmebedarf beim Betrieb der aWT (+inneres Heizsystem) über die Vorlauftemperatur aufgetragen. Zusätzlich ist der (energetische) Mehraufwand durch den Betrieb der aWT dargestellt [%] .....	159
Abbildung 7-14: Screenshot des Simulation Studios in TRNSYS für die aLT-Simulationen .....	160
Abbildung 7-15: Zulufttemperatur über ein Jahr für Gebäude SFH45 und verschiedene Simulationsläufe .....	161
Abbildung 7-16: Vergleich des spez. Wärmeeintrags für aWT und aLT [ $kWh/m^2a$ ] und des Nutzungsgrades [%] für konstante Vorlauftemperaturen im Gebäude SFH45 .....	163
Abbildung 7-17: Zulufttemperatur für die Variante mit einer außentemperaturabhängigen Vorlauftemperaturregelung der aLT (zwischen 21 - 35°C). Der Zeitraum der Heizperiode ist blau hinterlegt.....	163
Abbildung 7-18:Screenshot des Simulations Studios aus TRNSYS für die kombinierte Simulation von aWT und aLT .....	165
Abbildung 7-19: Simulationsergebnisse für die Kombination von aWT und aLT und konstante Vorlauftemperaturen zwischen 17 und 27°C; SFH45 .....	166
Abbildung 7-20: Laufzeiten für aLT ( $t_{aLT}$ ) und aWT ( $t_{aWT}$ ) über die Vorlauftemperatur aufgetragen. Zusätzlich ist das sich daraus ergebende Verhältnis von Pumpenstrombedarf (WP) zum thermischen Input ( $Qw$ ) der beiden Komponenten dargestellt .....	167

Abbildung 7-21: Auswertung der thermischen Behaglichkeit der Kombination aus aLT und aWT für konstante Vorlauftemperaturen und SFH45; zusätzlich ist die Referenz-Variante (REF) dargestellt.	167
.....	.....
Abbildung 7-22: Vergleich von Deckungsanteil ( $\delta$ ) und Nutzungsgrad ( $\epsilon$ ) von kombiniertem Betrieb (aWT+aLT) mit dem einzelnen Betrieb (nur aWT und nur aLT) .....	169
Abbildung 0-1: Strömungsgrenzschicht (links) und thermische Grenzschicht (rechts) über den Wandabstand „y“; Abbildung entnommen aus [VDI, 2013] .....	194
Abbildung 0-2: R&I-Schema der Grundrisse der Räume, die an die Feldtestfassade angrenzen. In grau schraffiert ist die Außenwand der Feldtestfassade dargestellt. ....	198
Abbildung 0-3: R&I-Schema der Heizkreises für die Feldtestfassade (ohne die beiden Feldtestflächen), von der Technikzentrale bis zur Fassade (Ausschnitt aus dem gesamten R&I-Schema der Anlage) .....	199
Abbildung 0-4: MSR-Technik der aWT-Feldtestfläche im Querschnitt (die in der Ebene der Wandtemperierung integrierten Temperatursensoren sind nicht dargestellt).....	201
Abbildung 0-5: R&I-Schema des Heizkreises der aWT-Feldtestfläche, von der Technikzentrale bis zur Fassade (Ausschnitt aus dem gesamten R&I-Schema) .....	202
Abbildung 0-6: Luftseitige MSR-Technik der Feldtestfläche im Wandquerschnitt .....	203
Abbildung 0-7: R&I-Schema des Heizkreises der aLT-Feldtestfläche, von der Technikzentrale bis zur Fassade als Ausschnitt aus dem gesamten R&I-Schema .....	204
Abbildung 0-8: Raumgeometrie des Feldtestraums für die detaillierte Beispielrechnung .....	206
Abbildung 0-9: Zusammenhang zwischen Vorlauftemperatur [°C] und Spreizung der aWT [K], bei konstantem Massenstrom .....	207
Abbildung 0-10: Stoffdaten Sole „Heizkreise“ .....	208
Abbildung 0-11: Energiebilanz der äußeren Oberfläche von S1 .....	209
Abbildung 0-12: Energiebilanz innerhalb von Schicht S1.....	209
Abbildung 0-13: Energiebilanz an der Innenoberfläche von Schicht S1/Außenoberfläche des Kanals .....	210
.....	.....
Abbildung 0-14: Energiebilanz im Luftspalt .....	210
Abbildung 0-15: Energiebilanz an der Innenoberfläche des Luftkanals; Schnittstelle zu Type 56 ..	211
Abbildung 0-16: Messunsicherheitsbudget für den Luft-Wärmestrom (Messung Nr. 29); Screenshot aus GUM-Workbench .....	214
Abbildung 0-17: Messunsicherheitsbudget für den Wasser-Wärmestrom von Messung Nr. 29; Screenshot aus GUM-Workbench.....	215
Abbildung 0-18: Messunsicherheitsbudget für $QVL$ von Messung Nr. 29 aus GUM-Workbench.....	216
Abbildung 0-19: Verlauf von Volumenstrom und Druckverlust über die Frequenz des Drehzahlstellers .....	217
Abbildung 0-20: R&I-Schemata der aLT-Laborwand .....	217

## Tabellen

Tabelle 2-1: Wärmeübergangskoeffizienten für Innenflächen nach DIN EN 1264 .....	22
Tabelle 2-2: Schichtaufbau für den in Abbildung 2-14 dargestellten Standard-Fall der aWT .....	24
Tabelle 2-3: Vergleich von $\eta_{aWT}$ und $f_{split}$ , $aWT$ für ein vereinfachtes Beispiel .....	32
Tabelle 2-4: Schichtaufbau für den in Abbildung 2-21 dargestellten Standard-Fall der aLT .....	36
Tabelle 3-1: Liste der an die Feldtestfassade angrenzenden Räume .....	45
Tabelle 3-2: Druckverlust der einzelnen Heizkreise der Fassade .....	51
Tabelle 3-3: Schichtaufbau der Feldtestfläche, entsprechend Abbildung 3-17 .....	55
Tabelle 3-4: Berechnung der mit Matten belegte Fläche der Feldtestfassade .....	57
Tabelle 3-5: Berechnung der mit Stammrohren belegten Fläche der Feldtestfassade .....	57
Tabelle 3-6: Materialkostenzusammenstellung und Anlagentechnik für alle drei Varianten .....	58
Tabelle 3-7: Montagekosten für die Belegungsvariante V0 „Feldtestfassade“ .....	58
Tabelle 3-8: Montagekosten für die Belegungsvariante V1 „Standard-Belegung“ .....	58
Tabelle 3-9: Montagekosten für die Belegungsvariante V2 „Ausklink-Lösung“ .....	58
Tabelle 3-10: Gesamtkosten für alle drei Belegungsvarianten .....	58
Tabelle 3-11: Berechnung der flächenspezifischen Systemkosten für alle drei Belegungsvarianten .....	58
Tabelle 3-12: Berechnung der mit Matten belegten Fläche der Feldtestfassade .....	60
Tabelle 3-13: Flächenspez. Netto-Kosten der Komponenten und Arbeitsschritte, Variante „Standard“, V1 .....	61
Tabelle 3-14: Schichtaufbau der Feldtestfläche der aWT entsprechend Abbildung 3-17 .....	65
Tabelle 3-15: Schichtaufbau der Feldtestfläche, entsprechend Abbildung 3-45 .....	75
Tabelle 3-16: Materialkostenzusammenstellung für die aLT-Feldtestfläche .....	76
Tabelle 3-17: Montagekosten für die aLT-Feldtestfläche .....	77
Tabelle 3-18: Gesamtkosten für die aLT-Feldtestfläche .....	77
Tabelle 3-19: Berechnung der flächenspezifischen Systemkosten für die aLT-Feldtestfläche .....	77
Tabelle 4-1: Legende der Wärmeströme aus Abbildung 4-7 .....	85
Tabelle 4-2: Regelbarkeit in Abhängigkeit der Schwierigkeit „S“ nach [Schneider & Berthold, 2016] .....	96
Tabelle 4-3: Vergleich der Zeitkonstanten für die Messung (MEAS) und die simulierten Varianten (HEAT) .....	98
Tabelle 4-4: Zeitkonstanten der Messreihen „Aufheizvorgang“ mit Bezug auf der Änderung der Kerntemperatur .....	98
Tabelle 4-5: Zeitkonstanten aus HEAT für einen Temperatursprung von 5 K und von 25 K .....	99
Tabelle 4-6: Zeitkonstanten aus HEAT für einen Abkühlvorgang der Kerntemperatur von ca. 5 K und 15 K .....	101
Tabelle 4-7: Spezifische Pumpenleistung in Abhängigkeit des spezifischen Massenstroms .....	103
Tabelle 4-8: Überschlägige Ermittlung des Druckverlusts der Feldtestfläche der aWT und dessen Aufteilung in die einzelnen Bestandteile .....	103
Tabelle 5-1: Eingabedaten für Modellierung der aWT mittels Kapillarohrmatten nach Abbildung 3-10 .....	105
Tabelle 5-2: Eingabedaten für die Modellierung der Außenwand mit thermischer Aktivierung .....	106
Tabelle 5-3: Active Layer Specification .....	106
Tabelle 5-4: Materialkennwerte für die Modellierung der aWT, entsprechend der Umsetzung aus Tabelle 3-3 .....	108
Tabelle 5-5: Zusammenfassung Modellierung aWT & aLT in TRNSYS .....	119
Tabelle 6-1: Fehlerquellen von Simulationsprogrammen; Abbildung erstellt in Anlehnung an [Achermann & Zweifel, 2003] .....	121
Tabelle 6-2: Eingesetzte Materialien, Schichtdicken und Wärmeleitfähigkeit der Laborwand der aWT .....	122
Tabelle 6-3: Vergleich von simuliertem (HEAT) und gemessenem (MEAS) Temperaturverlauf durch den Bauteilquerschnitt, am Beispiel der Messreihe Nr. 1 .....	124
Tabelle 6-4: Inputs und Vergleichswerte für das stationäre TRNSYS-Modell .....	127
Tabelle 6-5: Inputs und Vergleichswerte für das instationäre TRNSYS-Modell .....	129

Tabelle 6-6: Schichtaufbau der Laborwand .....	131
Tabelle 6-7: Variationsbereich der Versuchsparameter an der Laborwand .....	132
Tabelle 6-8: Schichtaufbau der Modellierung in Type 56 und Type 1230 .....	136
Tabelle 7-1: U-Werte der Bauteile der Gebäude (nur thermische Hülle dargestellt) .....	143
Tabelle 7-2: Heizgrenztemperatur und resultierende Länge der Heizperiode pro Jahr der Gebäude .....	143
Tabelle 7-3: Jahres-Energiebilanz der Referenz-Varianten, Wandtemperierung deaktiviert .....	144
Tabelle 7-4: Berechnung der spezifischen Heizlast der Varianten (ohne interne Gewinne); keine Heizlastberechnung nach DIN EN 12831 .....	144
Tabelle 7-5: Heizwärmebedarf der Referenzvarianten für die drei Gebäude und mittlere Raum- und Oberflächentemperatur über die Heizperiode .....	148
Tabelle 7-6: Ergebnisse der monovalenten Variante für alle drei Gebäude .....	149
Tabelle 7-7: Ermittelter Pumpenstrombedarf der Heizkreispumpe der aWT für die drei Varianten, ermittelt über die Laufzeit der aWT und die Leistung der Heizkreispumpe von rund 56 W .....	149
Tabelle 7-8: Simulationsergebnisse für die Kennlinie nach [Olesen et al., 2005], bezogen auf die Heizperiode und alle drei Gebäude-Varianten .....	150
Tabelle 7-9: Aufteilung der Transmissionswärmeverluste in die einzelnen Bauteile der Varianten .....	152
Tabelle 7-10: Berechnete Jahres-Energiebilanz für den idealisierten kompensatorischen Betrieb der drei Varianten (angepasste Werte in roter Farbe dargestellt) .....	152
Tabelle 7-11: Maximal erreichbare Deckungsanteile im rein (teil)kompensatorischen Betrieb .....	152
Tabelle 7-12: Beschreibung der Größen aus der Legende von Abbildung 7-8 bis Abbildung 7-10... ..	153
Tabelle 7-13: Beispielhafter Vergleich zwischen Simulationen mit konstanter Vorlauftemperatur (23°C und 25°C) der aWT, außentemperaturgeführten Heizkennlinie zwischen 21 und 26°C für SFH45 (TVL_21_26) und der Kennlinie nach [Olesen et al., 2005], siehe Gleichung (7-6) bzw. (7-7) ..	158
Tabelle 7-14: Referenzergebnisse für SFH45, ohne Luftführung durch die Fassade (Ref) und mit Luftführung durch die Fassade (Ref,aLT) .....	161
Tabelle 7-15: Simulationsergebnisse der aLT für konstante Vorlauftemperaturen für SFH45 (aLT-Fläche 12 m <sup>2</sup> ) .....	162
Tabelle 7-16: Beobachtungen und Auswirkung der Kombination von aWT und aLT .....	168
Tabelle 7-17: Überschlägig erreichbare Deckungsanteile für die Variante SFH45 .....	170
Tabelle 9-1: Veröffentlichungen der Thematik im Rahmen dieser Arbeit .....	175
Tabelle 9-2: Präsentationen der Thematik im Rahmen dieser Arbeit .....	176
Tabelle 9-3: Betreute Studienarbeiten .....	177
Tabelle 0-1: MSR-Technik der Feldtestfassade .....	199
Tabelle 0-2: MSR-Technik der aWT-Feldtestfläche .....	201
Tabelle 0-3: MSR-Technik der aLT-Feldtestfläche .....	205
Tabelle 0-4: Fläche, Temperatur und Emissionsgrad der Teilflächen für die Beispielrechnung .....	206
Tabelle 0-5: Messmittelliste mit Bezeichnung und Position .....	216
Tabelle 0-6: Messwerte für Volumenstrom und Druckverlust als Funktion der Frequenz bzw. der Drehzahl des Ventilators .....	216
Tabelle 0-7: Schichtaufbau der thermisch aktiven Außenwand für die Gebäudesimulation .....	218
Tabelle 0-8: Übersicht der belegten Flächen je Fassade .....	218
Tabelle 0-9: Kenndaten der unterschiedlichen Standorte und Wetterdatensätze nach [Haller et al., 2013] .....	218

## Literaturverzeichnis

- Achermann, M., Zweifel, G. 2003: Praxisnahe Validierung von Simulationsprogrammen, Beitrag zur IEA Solar Task 32, Hochschule für Technik und Architektur HTA Luzern, 2003
- Afjei, T., Betschart, W., Bircher, R., Doka, G., Geering, H.P., Giger, T., Ginsburg, S., Glass, A., Huber, A., Shafai, E., Wetter, M., Wittwer, D., Zweifel, G. 1998: Kostengünstige Niedrigtemperaturheizung mit Wärmepumpe, Phase 2, Informationsstelle für Elektrizitätsanwendung, Zürich, 1998
- Annex 37 2003: Heating and Cooling with Focus on Increased Energy Efficiency and Improved Comfort, Guidebook to IEA ECBCS Annex 37: Low Exergy Systems for Heating and Cooling of Buildings, VTT Technical Research Center of Finland 2003
- Altgeld, H., Boettcher, J., Dürnhofer, A., Mahler, M. 2009: Abschlussbericht zu Arbeitspaket 6a „Entwicklung geeigneter Funktionskennwerte“ innnerhalb des Projektes LEXU (Fkz. 0327370T), IZES gGmbH, Saarbrücken, 2009
- Altgeld, H., Boettcher, J., Dürnhofer, A., Mahler, M. 2009: Abschlussbericht zu AP5: Laborversuch des Projektes LEXU der IZES gGmbH, Fkz. 0327370T, Saarbrücken, 2009
- Altgeld, H., Boettcher, J., Dürnhofer, A., Mahler, M. 2010: Endbericht des Projektes LEXU (Fkz. 0327370T) „Energieeinspar- und Kostensenkungspotentiale durch den Einsatz von außen liegenden Wandheizungssystemen (aWH) für Niedertemperaturanwendungen, IZES gGmbH, Saarbrücken, 2010
- Altgeld, H., Mahler, M., Schmidt, C. 2013: Zwischenbericht zum AP3 im Projekt LEXU 2: Teil I „Experimentelle Ergebnisse und Schlussfolgerungen“, IZES gGmbH, Saarbrücken, 2013
- Behrendt, B., Raimondo, D., Zhang, Y., Schwarz, S., Christensen, J., Olesen, B. 2011: A System for the comparison of tools for the simulation of water-based radiant heating and cooling systems, In: Proceedings of Building Simulation 2011: 12th Conference of International Building Performance Simulation Association, Sydney, 14.-16.11.2011
- Bier, W. 2002: Untersuchung von Gebäude mit sehr niedrigem Heizwärmebedarf – validierte Modellierung zur thermischen Simulation, Diplomarbeit, Fachbereich Physik der Universität Siegen, 2002
- BINE 2015: Gebäude über Außenwand heizen, BINE Informationsdienst, 02.12.2015
- BINE 2016: Gebäude dient als Wärmespeicher, BINE Informationsdienst, 10.05.2016
- Blomberg, T. 2000: HEAT 2 – A PC-program for heat transfer in two dimensions, Building Technology Group, M.I.T., Cambridge / Dept. of Building Physics, Lund, Sweden.;
- Böckh, P., Wetzel, T. 2015: Wärmeübertragung, Grundlagen und Praxis, 6.Auflage, Springer-Verlag, Berlin 2015, ISBN: 978-3-662-44476-4
- Bukvic-Schäfer, A. 2007: Lastmanagement – Nutzung der thermischen Kapazität von Gebäuden als nichtelektrischer Energiespeicher in elektrischen Versorgungsnetzen, Universität Kassel, 2007 ISBN: 978-3-8958-356-4
- Clina 2013: Planungshandbuch der Clina Heiz- und Kühlelemente GmbH, Stand 2013, Berlin
- Crawley, D., Hand, J., Kummert, M., Griffith, T. 2008: Contrastint the capabilities of building energy performance simulation programs, In: Building and Environment 43 (2008), S.661-673, 2008
- Dentel, A., Stephan, W. 2013, TRNSYS Type 399 – Phase change materials in passive and active wall constructions, Model description and implementing into TRNSYS, Georg Simon Ohm Universität, Nürnberg, 2013
- DIN EN 1264-1 : 2011-09 „Raumflächenintegrierte Heiz- und Kühlsysteme mit Wasserdurchströmung- Teil 1: Definition und Symbole“; Beuth Verlag GmbH, Berlin
- DIN EN 1264-2 : 2013-03 „Raumflächenintegrierte Heiz- und Kühlsysteme mit Wasserdurchströmung- Teil 2: Fußbodenheizung: Prüfverfahren für die Bestimmung der Wärmeleistung unter Benutzung von Berechnungsmethoden und experimentellen Methoden“; Beuth Verlag GmbH, Berlin
- DIN EN 1264-3 : 2009-11 „Raumflächenintegrierte Heiz- und Kühlsysteme mit Wasserdurchströmung- Teil 3: Auslegung; deutsche Fassung EN 1264-2:2009“; Beuth Verlag GmbH, Berlin

- DIN EN 1264-5 : 2009-01 „Raumflächenintegrierte Heiz- und Kühlsysteme mit Wasserdurchströmung- Teil 5: Heiz- und Kühlflächen in Fußböden, Decken und Wänden – Bestimmung der Wärmeleistung und der Kühlleistung; deutsche Fassung EN 1264-5:2008“; Beuth Verlag GmbH, Berlin
- DIN EN ISO 11855: Umweltgerechte Gebäudeplanung – Planung, Auslegung, Installation und Steuerung eingebetteter Strahlungsheizungs- und -kühlsysteme: Teil 1: Begriffe, Symbole und Komfortkriterien, Teil 2: Bestimmung der Auslegungs- Heiz- bzw. Kühlleistung, Teil 3: Planung und Auslegung, Teil 4: Auslegung und Berechnung der dynamischen Wärme und Kühlleistung für thermoaktive Bauteilsysteme (TABS), Teil 5 Installation, Teil 6: Mess-, Steuer- und Regelungseinrichtungen, Deutsches Institut für Normung e. V., Berlin, 2015
- DIN EN 13363-2 : 2005-06 „Sonnenschutzeinrichtungen in Kombination mit Verglasungen – Berechnung der Solarstrahlung und des Lichttransmissionsgrades - Teil 2: Detailliertes Berechnungsverfahren“; Beuth Verlag GmbH, Berlin
- DIN 1946-6:2005-05 „Raumlufttechnik – Teil 6: Lüftung von Wohnungen – Allgemeine Anforderungen, Anforderungen zur Bemessung, Ausführung und Kennzeichnung, Übergabe/Übernahme (Abnahme) und Instandhaltung“, Beuth-Verlag GmbH, Berlin
- DIN EN ISO 6946 : 2018-03 „Bauteile – Wärmedurchlasswiderstand und Wärmedurchgangskoeffizient – Berechnungsverfahren (ISO 6946:2017); Deutsche Fassung EN ISO 6946:2017, Beuth Verlag GmbH, Berlin
- Dott, R., Haller, M., Ruschenburg, J., Ochs, F., Bony, J. 2013: The Reference Framework for System Simulations of the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38, Part B: Buildings and Space Heat Load, A technical report of subtask C, Inistitut Energie am Bau – Fachhochschule Nordwestschweiz, Muttenz, Schweiz, 2013
- Duffie, J., Beckman, W. 2013: Solar Engineering of Thermal Processes, Fourth Edition, John Wiley & Sons Inc., New Jersey, 2013, ISBN: 978-0-470-87366-3
- Fanger, P. O. 1970: Thermal comfort: Analysis and applications in environmental engineering, Danish Technical Press, Kopenhagen, 1970
- Fantucci, S., Serra, V., Perino, M. 2015: Dynamic insulation systems: experimental analysis on a parietodynamic wall, In: Energy Procedia 78 (2015), S. 549-554, [doi: 10.1016/j.egypro.2015.11.734](https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.11.734)
- Feist, W. 1994: Thermische Gebäudesimulation: Kritische Prüfung unterschiedlicher Modellansätze, Verlag C.F. Müller, Heidelberg, 1994, ISBN: 3-7880-7486-8
- FGK 2011: FGK Statusreport 30, Richtiges Lüften in Haus und Wohnung, Fachverband Gebäude- Klima e.V., Bietigheim-Bissingen 2011
- FLIR 2010: Benutzerhandbuch FLIR B6XX series, FLIR P6XX series, FLIR SC6XX series, German (DE), Publ. No. 1558548, Rev. A506, Dezember 2010
- Frohner, I., Vajda, J. 2006: Ein Beitrag zur Bestimmung der inneren und äußeren Wärmeübergangskoeffizienten von Außenwänden, in: Gesundheitsingenieur – Haustechnik – Bauphysik – Umwelttechnik – 127 (2006) Heft 1, Seite 10-14.
- Gebhart, B. 1961: Heat Transfer, McGraw-Hill Book Company, New York, 1961, verfügbar unter: <https://hdl.handle.net/2027/mdp.39015000501976>
- Glebmin, J., Steinweg, J., Rockendorf, G. 2015: Abschlussbericht zum Verbundvorhaben „Entwicklung eines Konzeptes zur temperaturoptimierten Wärmebedarfsdeckung in Solaraktivhäusern“, Institut für Solarenergieforschung GmbH, Hameln, 2015
- Glück, B. 1982: Strahlungsheizung – Theorie und Praxis, Karlsruhe Müller, 1982, ISBN: 3788071575
- Glück, B. 1990: Wärmeübertragung – Wärmeabgabe von Raumheizflächen und Rohren, VEB Verlag für Bauwesen, 1990
- Glück, B. 1997: Strahlungstemperatur der Umgebung, in: Gesundheitsingenieur – Haustechnik – Bauphysik – Umwelttechnik – 118 (1997) Heft 6, Seite 305-309
- Glück, B. 1999: Thermische Bauteilaktivierung: Nutzen von Umweltenergie und Kapillarrohren, Heidelberg Müller, 1999, ISBN: 3788076747
- Glück, B. 2001: Möglichkeiten des Energieeinsatzes mit niedrigem Exergiepotenzial zum Heizen und Kühlen von Räumen, In: Gesundheits-Ingenieur – Bauphysik, Umwelttechnik 122(2001), Heft 1, S. 23-31, 2001

- Glück, B. 2003: Fachlicher Teil gemeinsamen Abschlussberichts des F/E-Themas: Entwicklung von Produkten mit Kunststoff-Kapillarrohrmatten zur umweltschonenden Raumheizung und –kühlung und Umweltschonende Raumheizung und –kühlung durch multivalenten Einsatz von Kunststoff-Kapillarrohrmatten, Westsächsische Hochschule Zwickau, 2003
- Glück, B. 2005: Dynamisches Raummodell zur wärmetechnischen und wärmephysiologischen Bewertung – Teil D, Rud. Otto Meyer Umwelt-Stiftung, Hamburg, 2005
- Glück, B. 2008: Fachlicher Teil gemeinsamen Abschlussberichts des F/E-Themas: Innovative Wärmeübertragung und Wärmespeicherung, Westsächsische Hochschule Zwickau, 2008
- Hagentoft C.-E. 2001: Introduction to Building Physics, Studentenlitteratur AB, ISBN: 978-9144018966, Lund, 2001
- Hahne, E. 2010: Technische Thermodynamik – Einführung und Anwendung, Oldenbourg Verlag München, 5. Überarbeitete Auflage, 2010, ISBN: 978-3-486-59231-3
- Haller, M., Dott, R., Ruschenburg, J., Ochs, F., Bony, J. 2013: The Reference Framework for System Simulations of the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38, Part A: General Simulation Boundary Conditions, A technical report of subtask C, Institut für Solartechnik SPF, Rapperswil, Schweiz, 2013
- Hau, P. 2010: Nutzung der „außen liegenden Wandheizung“ zur Temperierung der „Frischluft“ bei der Gebäudesanierung, Master-Thesis, Technische Universität München, Lehrstuhl für Bauklimatik und Haustechnik, Saarbrücken, 2010
- Hauser, G., Kaiser, J. 2013: Dämmstoffintegrierte Kanäle für zentrale Lüftungsanlagen mit Wärmerückgewinnung, In: Bauphysik 35 (2013), Heft 6, S. 367-376, Ernst & Sohn Verlag, Berlin
- Henze, G., Felsmann, C., Kalz, D., Herkel, S. 2008: Primary energy and comfort performance of ventilation assisted thermo-active building systems in continental climates, In: Energy and Buildings 40 (2008), S. 99-111, [doi:10.1016/j.enbuild.2007.01.014](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2007.01.014)
- Hepbasil, A. 2012: Low exergy (LowEx) heating and cooling systems for sustainable buildings, In: Renewable and Sustainable Energy Reviews 16 (2012), S. 73-104, doi:10.1016/j.rser.2011.07.138
- Hobbie, A. 2009: QUADRO THERM – Die funktionale Wandtemperierung, In : Mauerwerk 13 (2009), Heft 1., S. 33-38, Ernst & Sohn Verlag, 2009
- Humpal, H. 2010: Die thermische Bauteilaktivierung. Wirkungsweise, Besonderheiten, thermodynamische Grundlagen, Dimpomica Verlag GmbH, Hamburg, 2010, ISBN: 978-3-8366-8547-4
- Imbabi, M. 2012: A passive-active dynamic insulation system for all climates, In: International Journal of Sustainable Built Environment (2012) 1, S. 247-258, <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijsbe.2013.03.002>
- JCGM 100: 2008: Evaluation of measurement data – Guide to the expression of uncertainty in measurement, Joint Committee for Guides in Metrology, JCGM, Corrected Version 2010, [www.bipm.org](http://www.bipm.org)
- Kalz, D. 2009: Heating and Cooling Concepts Employing Environmental Energy And Thermo-Acitive Building System for Low-Energy Buildings – System Analysis and Optimization, Dissertation der Universität Karlsruhe (TH), Fraunhofer Verlag, Stuttgart, 2010
- Klein et al. 2005 – a TRAnsient SYstem Simulation program, Volume 4 „Mathematical Reference“, Revision 2014-05 for TRNSYS 17.02.0000, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, 2005
- Klein et al. 2014 – a TRAnsient SYstem Simulation program, Volume 5 „Multizone Building modeling with Type56 and TRNBuild“, Revision 2012-02 for TRNSYS 17.01.0006, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, 2014
- Klein, K., Hermann, M., Herkel, S. 2016: Gebäude als netzdienliche Wärmespeicher, In: Bautechnik 93 (2016), Heft 1., Ernst & Sohn Verlag 2016
- Knaack, U., Klein, T., Bilow, M., Auer, T. 2007: Fassaden – Prinzipien der Konstruktion, Birkhäuser Verlag AG, Basel, 2007, ISBN: 978-3-7643-7961-2
- Koenders, S., Loonen, R., Hensen, J. 2018: Investigation the potential of a closed-loop dynamic insulation system for opaque building elements, In: Energy & Building 173 (2018), S.409-427, <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2018.05.051>

- Koschenz, M., Lehmann, B., 2000: Thermoaktive Bauteilsysteme tabs, Dübendorf EMPA, 2000, ISBN: 3905594196
- Le Corbusier 1964: Le Corbusier 1929 - Feststellungen zur Architektur und Städtebau, Verlag Ullstein GmbH, Berlin und Frankfurt, 1964
- Lehmden, A. 2013: Funktionsweise der Ziegelwand-Temperierung, In: Mauerwerk 17 (2013), Heft 2, S. 88-83, Ernst & Sohn Verlag, 2013
- Loga, T., Stein, B., Diefenbach, N., Born, R. 2015: Deutsche Wohngebäudetypologie – zweite erweiterte Auflage, Institut Wohnen und Umwelt, Darmstadt, 2015
- Luther, G., Altgeld, H. 2002: Die außenliegende Wandheizung, In: Gesundheits-Ingenieur-Haustechnik-Bauphysik-Umwelttechnik 2002 (1), S. 8-15.
- Luther, G. 2008: Das thermische Verhalten der Außenwandheizung (aWH), Theoretische Grundlagen, Abschlussbericht zu Arbeitspaket 2a des Forschungsprojektes LEXU (Fkz. 0327370T) der IZES gGmbH, Saarbrücken
- Luther, G. 2013: Außenliegende Luftheizung, Konzept, Modellierung und Analysen. Fachbericht für das Projekt LEXU II (Fkz. 0327370Y), Universität des Saarlandes, FSt. Zukunftsenergie, Saarbrücken; 2013 <http://www.fze.uni-saarland.de/Speicher.htm>
- Lutz, P., Jenisch, R., Klopfer, H., Freymuth, H., Krampf, Petzold, K. 2002: Lehrbuch der Bauphysik, 5. Auflage, Teubner, Stuttgart, 2002, ISBN: 3-519-45014-3
- Manzke, U. 2016: TGA-Funktionsfassade klimatisiert Gebäude, In: Ernst & Sohn Special 2016 – Geschosswohnungsbau, S. 65-67, Ernst & Sohn Verlag, Berlin, 2016
- Meggers, F., Baldini, L., Leibundgut, H. 2012: An Innovative Use of Renewable Ground Heat for Insulation in Low Exergy Building Systems, In: Energies 2012, 5, S. 3149-3166, doi: 10.3390/en5083149
- Olesen, B. W., Dossi, F.C. 2005: Neue Erkenntnisse über Regelung und Betrieb für Betonkernaktivierung, Teil 1, HLH, 56(1), S. 29-34, VDI Fachmedien, Düsseldorf, 2005
- Pahn, M., Bayer, D., Krumke, S., Caspari, C., Gauer, T., Schluppkotten, D., Holzhauser, M., Weiler, T. 2019: Großdemonstrator – Multifunktionale Betonfertigteile für energetisch nutzbare Gebäudetragstrukturen, Fraunhofer IRB Verlag, Stuttgart, 2019
- Pfafferott, J., Kalz, D., Koenigsdorff, R. 2015: Bauteilaktivierung: Einsatz – Praxiserfahrung – Anforderungen, Stuttgart Fraunhofer IRB Verlag, 2015, ISBN: 978816793571
- Pistohl, W., Rechenhauer, C., Scheuerer, B. 2013: Handbuch der Gebäudetechnik, Band 2, 8. Auflage, Werner Verlag Köln, 2013, ISBN: 978-3-8041-4687-7
- Polifke, W., Kopitz, J. 2009: Wärmeübertragung: Grundlagen, analytische und numerische Methoden, 2. Auflage, Person Studium, München, 2009 ISBN: 978-3-8273-7349-6
- Quaschning, V. 2011: Regenerative Energiesysteme – Technologie – Berechnung – Simulation, 7. Auflage, Hanser Verlag München, 2011, ISBN: 978-3-446-42732-7
- Ramirez-Balas, C., Sendra, J., Suarez, R., Fernandez-Nieto, E., Narbona-Reina, G. 2015: The mur neutralisant as an active thermal system: Saint Gobain tests (1931) versus CFD simulation (2015), Conference Paper “Le Corbusier , 50 years later”, Universität Valenzia, 2015
- Schmidt, D. 2009: Low exergy systems for high-performance buildings an communities, In: Energy and Buildings 41 (2009), S. 331-336, doi:10.1016/j.enbuild.2008.10.005
- Schmidt, D. 2013: Modellierung einer außen liegenden Luftheizung (aLH) mit Hilfe der Software TRNSYS und Vergleich der Simulationsergebnisse mit Modellrechnungen in Excel und Messungen, Bachelor-Thesis, Hochschule für Technik und Wirtschaft des Saarlandes, Saarbrücken, 2013
- Schmidt, C., Altgeld, H., Groß, B., Luther, G., Schmidt, D. 2016: LEXU II – Einsatz von aussenliegender Wandtemperierung bei der Gebäudesanierung, In: Proceedings of Central European Symposium on Building Physics 2016/BauSIM 2016, Dresden, 2016
- Schmidt, C., Luther, G., Altgeld, H., Maas, S., Groß, B., Scholzen, F. 2017: „Außenliegende Wandtemperierung“ – LowEx-Anwendung zur Temperierung von Bestandsgebäuden und thermischen Aktivierung der Bestandswand: theoretische Grundlagen und Kennwerte, in: Bauphysik (39) 2017, Heft 4, S.215 – 223, Ernst & Sohn Verlag, Berlin, 2017 <https://doi.org/10.1002/bapi.201710028>

- Schmidt, C., Luther, G., Altgeld, H., Maas, S., Groß, B., Scholzen, F. 2018: „Außenliegende Wandtemperierung“ – Praktische Umsetzung anhand eines Demonstrationsgebäudes und Ermittlung der Systemkosten, in: Bauphysik (40) 2018, Heft 4, S.187 – 202, Ernst & Sohn Verlag, Berlin, 2018 <https://doi.org/10.1002/bapi.201810021>
- Schmidt, C., Altgeld, H., Groß, B., Maas, S., Scholzen, F. 2018, Modellierung und Validierung von Simulationsansätzen für die außenliegende Lufttemperierung, In: Tagungsband BauSim 2018 - Deutsch-Österreichische IBPSA-Konferenz, S.336-343, Karlsruhe, 2018
- Schmidt, D., Hoffmann, S. 2018: Dimensionierung von Wärmespeichersystemen in Wohngebäuden zur Netzentlastung, In: Tagungsband „BauSIM 2018“ - Integrierte Gebäude- und Energiekonzepte, S. 344-351, Karlsruhe, 2018
- Schneider, W., Berthold, H. 2016: Praktische Regelungstechnik, 4. Auflage, Springer Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2016, ISBN: 978-3-658-16992-3
- Schramek, E.-R. 2007, Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik, 73. Auflage, Oldenbourg Industrieverlag München, ISBN: 3-8356-3104-7
- Seem, J. E., 1987: Modeling of heat transfer in buildings, Ph. D. Thesis at the University of Wisconsin-Madison, Solar Energy Laboratory, 1987
- Shen, C., Li, X. 2016: Energy saving potential of pipe-embedded building envelope utilizing low-temperature hot water in the heating season, In: Energy and Buildings 138 (2017) 318-331, <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2016.12.064>
- Sherman, M., Walker, I. 2001: Heat Recovery in Building Envelopes, In: Proceedings of the ASHRAE/DOE/BTEC Thermal Performance of the Exterior Envelopes of Buildings VIII, ASHRAE, Atlanta, 2001
- Schwenk, C., Maas, A. 2014: Betonkernaktivierung mit Luft am Beispiel einer ENOB-Projektes – Vergleichende Systemsimulation, In: BauSim 2014, S. 358-365 Aachen 2014
- Schwenk, C. 2018: Betonkernaktivierung mit Luft – Komfortaspekte und Energiebedarf im Vergleich zu herkömmlichen Systemen der Raumkühlung, Dissertation, Universität Kassel, 2018
- Taylor, B., Imbabi, M. 1998: The Application of Dynamic Insulation in Buildings, In: Renewable Energy 15 (1998), S. 377-382
- Thornton, J. 2007: Ventilated, Air Cavity Wall, Documentation for Type 1230, TESS LLC, 2007
- Trogisch, A. 2006: Planungshilfen Lüftungstechnik, 2. Auflage, C.F. Müller Verlag, Heidelberg, 2006, ISBN: 3-7880-7779-4
- VDI 2013: VDI-Wärmeatlas, 11. Auflage, Springer Verlag, Berlin, 2013
- Willems, W., Schild, K., Dinter, S. 2006, Handbuch der Bauphysik, Teil 1, 1. Auflage, Vieweg & Sohn Verlag, Wiesbaden, 2006 ISBN: 978-3-528-03982-2
- Wystrcil, D. 2016, Ein Beitrag zur thermo-hydraulischen Optimierung niedrexergetischer Wärme- und Kälteversorgungssysteme, Dissertation, Technische Fakultät der Albert-Ludwigs-Universität Freiburg, Freiburg, 2016
- Xie J., Zhu Q., Xu X., An active pipe-embedded building envelope for utilizing low-grade energy sources, J. Cent. South Univ. Press and Springer-Verlag, 19 (2012) 1663–1667

## Anhang

- Anhang zu Kapitel 2: „Grundlagen“ ..... 193
- Anhang zu Kapitel 3: „Umsetzung Demonstrator“ ..... 198
- Anhang zu Kapitel 4: „Versuche am Demonstrator“ ..... 206
- Anhang zu Kapitel 5: „Modellierung“ ..... 209
- Anhang zu Kapitel 6: „Modellvalidierung“ ..... 212
- Anhang zu Kapitel 7: „Gebäudesimulation“ ..... 218

## Anhang zu Kapitel 2: „Grundlagen“

### 1) Wärmeleitung

Eine Wärmeleitung (stationär oder instationär) kann in allen Festkörpern, Flüssigkeiten oder Gasen stattfinden. Die Wärmeleitung setzt keine makroskopische Bewegung voraus. Unter der Voraussetzung, dass ein lokaler Temperaturgradient herrscht, hängt die Wärmestromdichte (bei reiner Wärmeleitung) ausschließlich von einem Materialkennwert (Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$ ) ab.

$$\dot{q} = -\lambda \nabla T = -\left(\lambda \frac{dT}{dx}, \lambda \frac{dT}{dy}, \lambda \frac{dT}{dz}\right) \quad (0-1)$$

Mit:

$\dot{q}$	Wärmestromdichte [W/m <sup>2</sup> ]
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit [W/(mK)]
$\frac{dT}{d(x, y, z)}$	Temperaturgradient in x,y,z-Richtung [K]

Diese Beziehung ist als Fouriersches Gesetz bekannt, siehe z.B. [Hagentoft, 2001] oder [VDI, 2013]. Bei der instationären Wärmeleitung ist die Temperatur im Bauteil nicht nur von der Zeit, sondern auch vom Ort abhängig. Für die eindimensionale (x-Richtung), instationäre Wärmeleitung ergibt sich die folgende Berechnung:

$$\frac{dT}{dt} = a \cdot \frac{d^2T}{dx^2} \quad (0-2)$$

Mit:

$$a \quad \text{Temperaturleitfähigkeit } a = \lambda / (\rho \cdot cp) \text{ [m}^2/\text{s}]$$

Für einige typische Probleme können [VDI, 2013] Lösungen für Gleichung (0-2) in analytischer Form entnommen werden. Zur generellen Lösung der Differentialgleichung (0-2) bieten sich numerische Möglichkeiten an.

#### Stationäre Wärmeleitung

Für den Sonderfall der stationären Wärmeleitung (Temperatur ist nicht von der Zeit, sondern nur von dem Ort abhängig) können analytische Berechnungen für die Wärmeleitung abgeleitet werden.

#### Stationäre Wärmeleitung durch eine ebene, homogene Wandschicht

$$\dot{Q} = \lambda \cdot A \cdot \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{D} \quad (0-3)$$

Mit:

$\dot{Q}$	Wärmestrom [W]
A	Fläche [m <sup>2</sup> ]
$T_{s,1,2}$	Oberflächentemperaturen [°C]
D	Dicke der Wand [m]

### 2) Konvektion

Unter Konvektion wird der Energietransport in einem strömenden Medium verstanden. Im Gegensatz zur Wärmeleitung kommt es hier zu einer makroskopischen Bewegung des Mediums, durch die ein Transport von Enthalpie und kinetischer Energie stattfindet. Demzufolge hängt der konvektive Wärmeübergang nicht nur von den Materialkennwerten ab, sondern auch von den Prozessparametern (z.B. Strömungsgeschwindigkeit und Turbulenzgrad). Für die hier betrachteten TABS ist besonders der konvektive Wärmetransport zwischen einem strömenden Fluid und der Strömungsberandung (Wand, Oberfläche) relevant. In Abbildung 0-1 sind ein wandnahes Strömungsprofil (links) und ein wandnahes Temperaturprofil (rechts) dargestellt. Die Grenzbedingungen der Profile sind bekannt,  $T_F$  entspricht der Temperatur im Fluid fernab der Wand und  $T_w$  der Temperatur der Wandoberfläche. Die Strömungsgeschwindigkeit an der Wandoberfläche ist gleich Null und die Strömungsgeschwindigkeit im Fluid  $w_F$  ist bekannt. Dazwischen bildet sich eine Grenzschicht aus, die durch große Temperatur- und Geschwindigkeitsgradienten gekennzeichnet ist. Diese Grenzschicht wird Strömungs-

grenzschicht bzw. thermische Grenzschicht genannt. Die mathematische Modellierung dieser Grenzschicht basiert auf der Grenzschichttheorie von Ludwig Prandtl (1904).

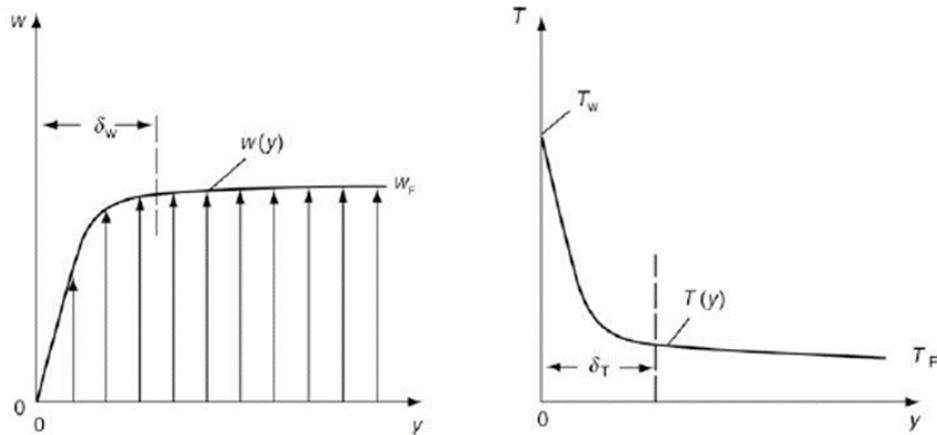


Abbildung 0-1: Strömungsgrenzschicht (links) und thermische Grenzschicht (rechts) über den Wandabstand „ $y$ “; Abbildung entnommen aus [VDI, 2013]

Der konvektive Wärmeübergang führt dazu, dass Energie von dem Medium auf die Wand oder umgekehrt (je nach Temperaturgradient) übertragen wird. Die Wärmestromdichte ist somit wiederum abhängig von der Temperaturdifferenz an den Rändern. Gleichzeitig ist die Wärmestromdichte jedoch auch abhängig von dem Profil der Grenzschichten. Deren Gestalt kann äußerst komplex sein, da diese von den weiteren Prozessparametern abhängig sind. Durch die Definition eines Wärmeübergangskoeffizienten kann der Zusammenhang jedoch vereinfacht dargestellt werden:

$$\dot{Q} = \alpha_k \cdot A \cdot (T_w - T_F) \quad (0-4)$$

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A} = \alpha_k \cdot (T_w - T_F) \quad (0-5)$$

Mit:

$$\begin{aligned} \alpha_k & \quad \text{Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient [W/(m}^2\text{K}]} \\ A & \quad \text{Wärmeübertragende Fläche [m}^2\text{]} \end{aligned}$$

Der konvektive Wärmeübergangskoeffizient ist unter anderem abhängig von den folgenden Parametern:

- ▢ Temperaturabhängige Materialkennwerte des Fluides
- ▢ Prozessparameter der Strömung (Geschwindigkeit, Turbulenzgrad, Temperatur und Ausrichtung relativ zur Wand)
- ▢ Geometrie der Wand
- ▢ Oberflächenbeschaffenheit (Rauigkeit)

Für die meisten Anwendungsfälle kann auf empirisch ermittelte Korrelationen für den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten zurückgegriffen werden. Die Korrelationen werden üblicherweise in dimensionsloser Form, unter Berücksichtigung von Ähnlichkeitsgesetzen, aufgeführt. Dadurch kann die Anzahl der Variablen und der Einflussfaktoren erheblich verringert werden.

In dimensionsloser Form wird der konvektive Wärmeübergangskoeffizient durch die Nusselt-Zahl [Nu] repräsentiert, benannt nach Wilhelm Nusselt (1915).

$$\text{Nu} = \frac{\alpha_k \cdot l}{\lambda} \quad (0-6)$$

$$\alpha_k = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{l} \quad (0-7)$$

Der Einsatz der Nusselt-Zahl bedingt, dass die folgenden beiden Konvektionsarten unterschieden werden:

1) Erzwungene Konvektion:

Bei der erzwungenen Konvektion wird durch eine äußere mechanische Einwirkung (z.B. Pumpe oder Ventilator) eine Strömung hervorgerufen bzw. erzwungen.

2) Freie oder natürliche Konvektion:

Bei der freien Konvektion wird die Strömung durch Kräfte innerhalb des Fluides selbst hervorgerufen. Typischerweise handelt es sich hierbei um Dichteunterschiede in Folge von Temperatur- oder Konzentrationsgradienten.

Für die Abbildung der Strömungscharakteristik bei erzwungener Konvektion wird die Reynolds-Zahl benutzt. Die Reynolds-Zahl stellt das Verhältnis der Trägheitskräfte zu den Reibungskräften innerhalb der Strömung dar.

$$Re = \frac{w \cdot l}{\nu} \quad (0-8)$$

Mit:

- w Charakteristische Strömungsgeschwindigkeit [m/s]
- l Charakteristische Länge des betrachteten Wärmeübergangs [m]
- $\nu$  Kinematische Viskosität [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]

Die Strömungscharakteristik bei der natürlichen Konvektion wird durch die Grashof-Zahl beschrieben.

$$Gr = \frac{l^3 \cdot g \cdot \beta \cdot \Delta T}{\nu^2} \quad (0-9)$$

Mit:

- g Erd- bzw. Fallbeschleunigung [ $\text{m}/\text{s}^2$ ]
- l Charakteristische Länge des betrachteten Wärmeübergangs [m]
- $\nu$  Kinematische Viskosität [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]
- $\beta$  Thermischer Ausdehnungskoeffizient [1/K]
- $\Delta T$  Temperaturdifferenz zwischen Wand und Fluid [K]

Neben der Reynolds-Zahl und der Grashof-Zahl ist aus Ähnlichkeitsbetrachtungen bekannt, dass der konvektive Wärmeübergang zudem vom Verhältnis der kinematischen Viskosität  $\nu$  zur Temperaturleitfähigkeit  $a$  abhängig ist. Dieses dimensionslose Verhältnis wurde als Prandtl-Zahl definiert:

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (0-10)$$

Mit:

- $\nu$  Kinematische Viskosität [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]
- $a$  Temperaturleitfähigkeit [ $\text{m}^2/\text{s}$ ] ( $= \frac{\lambda}{\rho \cdot cp}$ )

Die Prandtl-Zahl ist somit ein charakteristischer Materialkennwert, der unabhängig von Prozessparametern ist. Sie definiert das Verhältnis der Strömungsgrenzschicht zur Temperaturgrenzschicht, siehe Abbildung 0-1.

Somit können folgende Beziehungen festgehalten werden:

- Für die erzwungene Konvektion:

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (0-11)$$

- Für die natürliche Konvektion:

$$Nu = f(Gr, Pr) \quad (0-12)$$

### Strömung durch Rohre

Nach [VDI, 2013] ist die Reynolds-Zahl bei der Strömung durch Rohre definiert:

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d}{\nu} \quad (0-13)$$

Mit:

w	Über den Querschnitt gemittelte Strömungsgeschwindigkeit [m/s]
d	Rohrinnendurchmesser [m]

Für  $\text{Re} < 2300$  kann die Rohrströmung als laminar angenommen werden. Für  $2300 < \text{Re} < 10^4$  kann die Strömung entweder laminar oder auch turbulent sein. Für  $\text{Re} > 10^4$  kann eine turbulente Strömung angenommen werden. Die Berechnung der Nusselt-Zahl für die verschiedenen Strömungsbereiche kann z.B. aus [VDI, 2013] entnommen werden. Je nach Randbedingungen ergeben sich hier unterschiedliche Berechnungswege bzw. auch Näherungsformeln.

### 3) Strahlung

Bei der Wärmestrahlung oder Temperaturstrahlung wird Energie in Form von elektromagnetischen Wellen von einem Körper an seine Umgebung emittiert. Die Wärmestrahlung ist umso größer, je höher die Temperatur des emittierenden Körpers ist. Im Gegensatz zur Wärmeleitung und Konvektion ist die Wärmestrahlung nicht an ein Medium gebunden. Elektromagnetische Wellen können sich auch im Vakuum ausbreiten.

Jeder Körper mit einer Temperatur  $> 0$  K emittiert Wärmestrahlung. Von der Oberfläche eines Körpers mit der Temperatur  $T_s$  kann maximal eine Energiestromdichte  $\dot{e}_s$  in folgender Höhe emittiert werden:

$$\dot{e}_s = \sigma \cdot T_s^4 \quad (0-14)$$

Mit:

$\dot{e}_s$	Energiestromdichte des idealen schwarzen Körpers [W/m <sup>2</sup> ]
$\sigma$	Stefan-Boltzmann-Konstante [W/(m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> )]
$T_s$	Oberflächentemperatur [K]

Ein solcher Körper wird als idealisierter schwarzer Körper bezeichnet. Er kann alle auf ihn auftreffende Strahlung vollständig absorbieren und sendet bei der betreffenden Temperatur die maximal mögliche thermische Energie aus. Entsprechend der obenstehenden Gleichung ist die Energiestromdichte proportional zur Stefan-Boltzmann-Konstante und zur vierten Potenz der Oberflächentemperatur.

Die emittierte Wärmestrahlung eines realen Körpers ist geringer als die des idealen schwarzen Körpers bei gleicher Temperatur:

$$\dot{e} = \varepsilon \cdot \dot{e}_s = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T_s^4 \quad (0-15)$$

Mit:

$\dot{e}$	Energiestromdichte des realen schwarzen Körpers [W/m <sup>2</sup> ]
$\sigma$	Stefan-Boltzmann-Konstante [W/(m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> )]
$T_s$	Oberflächentemperatur [K]
$\varepsilon$	Emissionsgrad [°]

Über den Emissionsgrad  $\varepsilon$  wird die Wärmestrahlung des realen Körpers von der selbigen des idealen Körpers unterschieden. Für reale Körper gilt:  $0 \leq \varepsilon < 1$ . Der ideale schwarze Körper hätte einen Emissionsgrad = 1. Der Emissionsgrad hängt vom Material des Körpers und dessen Oberflächenbeschaffenheit ab. Zudem kann er eine Funktion der Temperatur, der Strahlungsrichtung und des Wellenspektrums sein. Für einige Körper ist der Emissionsgrad jedoch konstant, diese bezeichnet man als graue Körper. Die entsprechenden Werte können Tabellen entnommen werden.

### Wärmeaustausch zwischen zwei parallelen Platten

Für zwei parallele schwarze Platten mit der Oberfläche 1 und 2 (gleicher Größe) beträgt der durch Strahlung entstehende Wärmestrom:

$$\dot{Q}_{12} = \sigma \cdot A \cdot (T_{s,1}^4 - T_{s,2}^4) \quad (0-16)$$

Mit:

$\sigma$	Stefan-Boltzmann-Konstante [W/(m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> )]
$T_{s,1,2}$	Oberflächentemperatur Platte 1 bzw. Platte 2 [K]
$A$	Fläche [m <sup>2</sup> ]

Diese Gleichung gilt jedoch nur, wenn die lineare Ausdehnung der Oberflächen deutlich größer ist als ihr Abstand. Zusätzlich darf der Raum zwischen den Oberflächen keine strahlungsaktiven Gase enthalten, d.h. absorbierende oder streuende Gase.

Bei grauen strahlenden Oberflächen mit den Emissionsverhältnissen  $\varepsilon_1$  und  $\varepsilon_2$  ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$\dot{Q}_{12} = C_{12} \cdot A \cdot (T_{s,1}^4 - T_{s,2}^4) \quad (0-17)$$

Mit:

$$C_{12} \quad \text{Strahlungsaustauschzahl [W/(m<sup>2</sup>K<sup>4</sup>)]:} \\ C_{12} = \frac{\sigma}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad (0-18)$$

Mit:

$$\sigma \quad \text{Stefan-Boltzmann-Konstante [W/(m<sup>2</sup>K<sup>4</sup>)]} \\ \varepsilon_{1,2} \quad \text{Emissionsgrad Material 1 bzw. 2 [°]}$$

Dieser Fall entspricht dem System von parallelen Platten nach [VDI, 2013]<sup>37</sup>. Für die meisten Fälle, in denen sich zwei Flächen gegenüberstehen, kann man jedoch nicht davon ausgehen, dass alle Strahlung, die von einer der Flächen emittiert wird, auf der anderen Fläche auftrifft. Im allgemeinen Fall wird nur ein Teil der emittierten Strahlung auf eine andere Fläche treffen. Für diese Berechnung werden sogenannte Sichtfaktoren bzw. Einstrahlzahlen benötigt. Insbesondere wenn der Strahlungsaustausch zwischen mehreren Flächen berechnet werden soll. Die Einstrahlzahl ist eine dimensionslose, geometrisch ableitbare Größe, die eine Verbindung in Form von Sichtachsen zwischen Flächen herstellt. Die Einstrahlzahl beschreibt, welcher Anteil der emittierten Strahlung auf eine andere, betrachtete, Gegenfläche auftrifft. Für verschiedene Situationen und für geometrische Formen müssen unterschiedliche Einstrahlzahlen betrachtet werden, diese können z.B. [VDI, 2013], [Schramek, 2007] und [Glück, 1982] entnommen werden.

<sup>37</sup> Vgl. Teil K „Wärmestrahlung“, Kapitel 2.1 „Einfache Fälle“, Seite 1090

 **Anhang zu Kapitel 3: „Umsetzung Demonstrator“**

**1) MSR-Technik Feldtestfassade „Gesamt“**

Pumpe: Im Fluidkreis der Feldtestfassade kommt eine Nassläufer-Umwälzpumpe mit einer maximalen Förderhöhe von 10,9 m zum Einsatz. Die Pumpe wird um ein externes Kommunikationsmodul ergänzt, das die Ansteuerung über eine 0-10 V-Schnittstelle ermöglicht (Volumenstromregelung).

Volumenstrommessung (Sole): Der Sole-Volumenstrom wird mittels magnetisch-induktiver Messmethode ermittelt.

Temperatursensoren: Als Temperatursensoren kommen durchweg Pt100-Temperatursensoren zum Einsatz (Klasse A, 4-Leiter-Technik). Teilweise werden Temperatursensoren mit Kalibrierzertifikat verbaut.

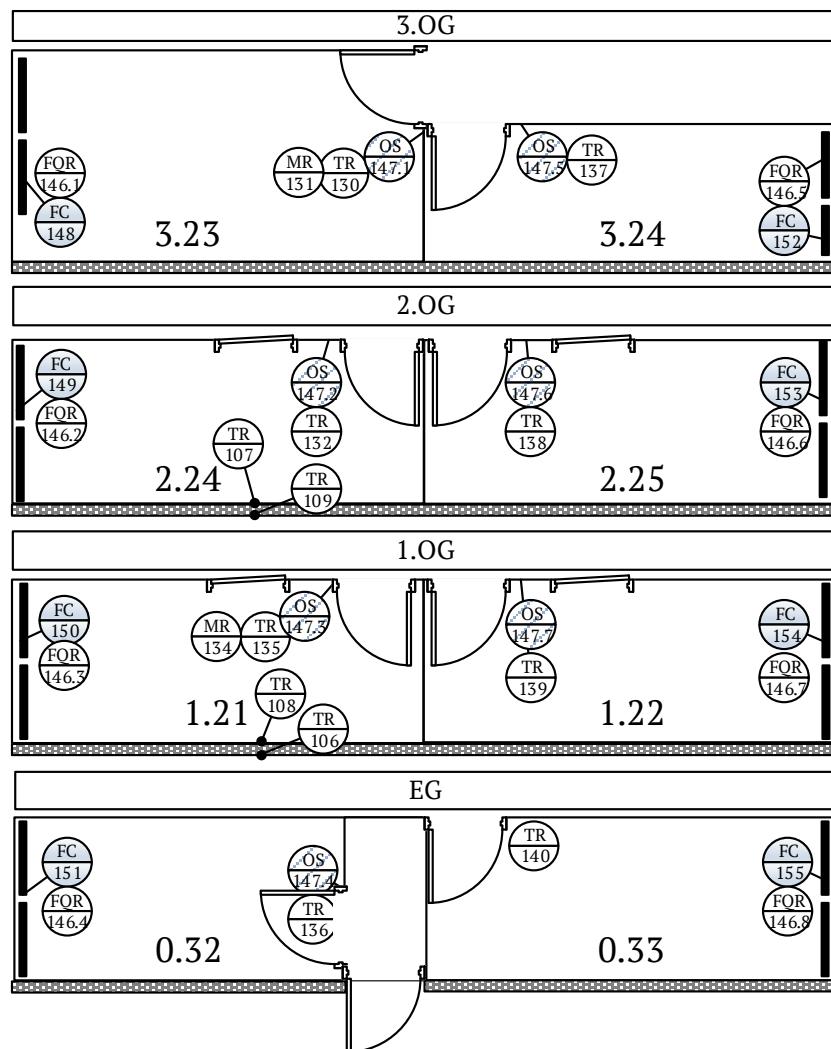


Abbildung 0-2: R&I-Schema der Grundrisse der Räume, die an die Feldtestfassade angrenzen. In grau schraffiert ist die Außenwand der Feldtestfassade dargestellt.

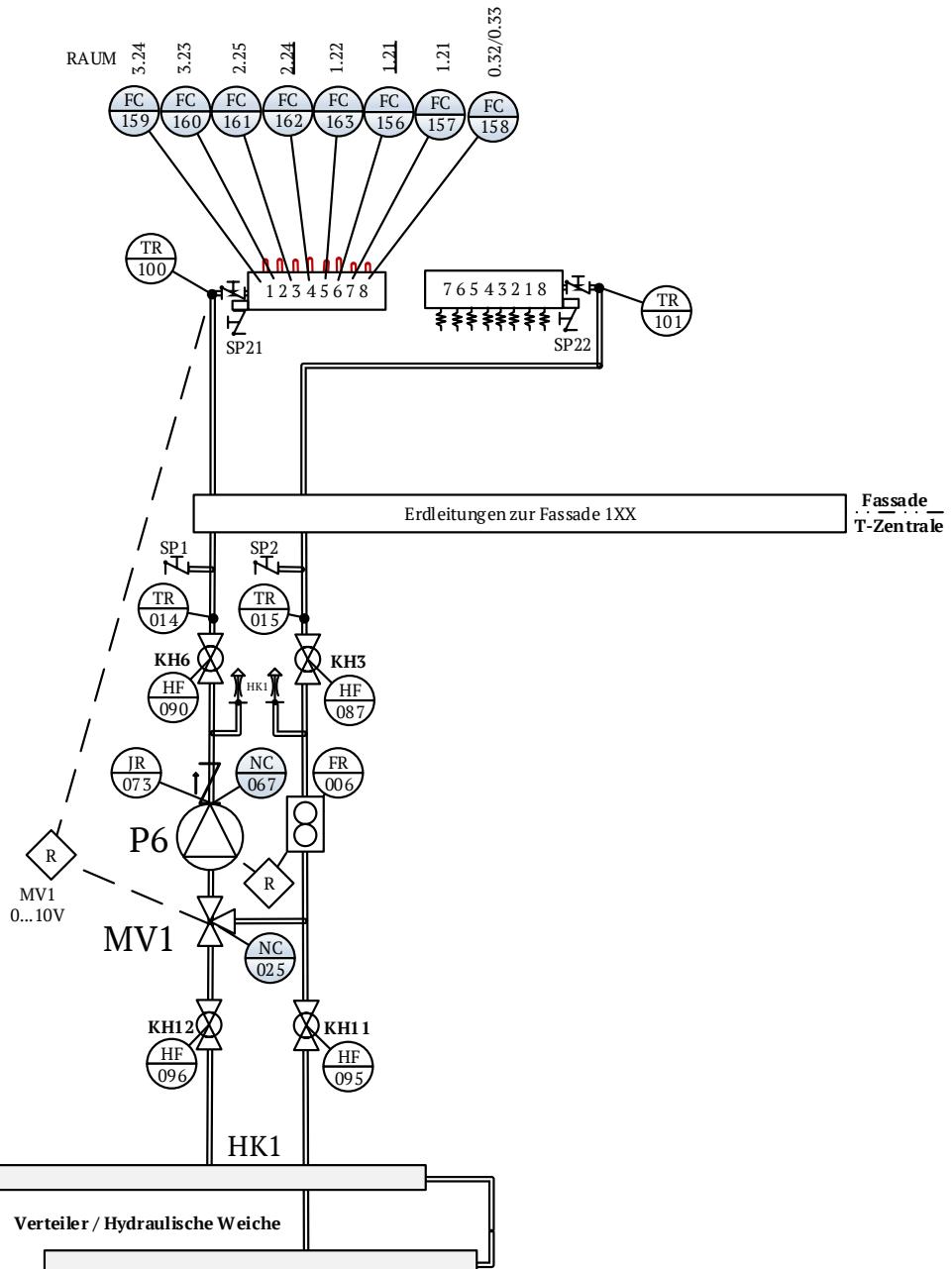


Abbildung 0-3: R&I-Schema der Heizkreise für die Feldtestfassade (ohne die beiden Feldtestflächen), von der Technikzentrale bis zur Fassade (Ausschnitt aus dem gesamten R&I-Schema der Anlage)

Tabelle 0-1: MSR-Technik der Feldtestfassade

Nr. <sup>38</sup>	Name	Messgröße / Stellgröße	Messstelle / Beschreibung
006	FR	Volumenstrom	Volumenstrom Heizkreis 1 „Fassade“
014	TR	Temperatur	Vorlauftemperatur aWT-Technikzentrale
015	TR	Temperatur	Rücklauftemperatur aWT-Technikzentrale
025	NC	<u>Stellung</u>	Stellung Mischventil (Rücklaufbeimischung)
067	NC	<u>Drehzahl</u>	Drehzahl Pumpe 6
073	JR	Strombedarf	Strombedarf Pumpe 6
087	HF	<u>Stellung</u>	Handeingriff Kugelhahn
090	HF	<u>Stellung</u>	Handeingriff Kugelhahn

<sup>38</sup> Die Nummer bezieht sich auf das R&I-Schema der gesamten Anlage

095	HF	<u>Stellung</u>	Handeingriff Kugelhahn
096	HF	<u>Stellung</u>	Handeingriff Kugelhahn
100	TR	Temperatur	Vorlauftemperatur aWT-Fassadenverteiler
101	TR	Temperatur	Rücklauftemperatur aWT-Fassadenverteiler
106	TR	Temperatur	Äußere Oberflächentemperatur Fassade
107	TR	Temperatur	Innere Oberflächentemperatur Raum 2.24
108	TR	Temperatur	Innere Oberflächentemperatur Raum 1.21
109	TR	Temperatur	Äußere Oberflächentemperatur Fassade
130	TR	Temperatur	Raumtemperatur Raum 3.23
131	MR	Feuchte	Relative Feuchte Raum 3.23
132	TR	Temperatur	Raumtemperatur Raum 2.24
134	MR	Feuchte	Relative Feuchte Raum 1.21
135	TR	Temperatur	Raumtemperatur Raum 1.21
136	TR	Temperatur	Raumtemperatur Raum 0.32
137	TR	Temperatur	Raumtemperatur Raum 3.24
138	TR	Temperatur	Raumtemperatur Raum 2.25
139	TR	Temperatur	Raumtemperatur Raum 1.22
140	TR	Temperatur	Raumtemperatur Raum 0.33
146.1	FQR	Wärmemenge	Wärmemengenzähler Raum 3.23
146.2	FQR	Wärmemenge	Wärmemengenzähler Raum 2.24
146.3	FQR	Wärmemenge	Wärmemengenzähler Raum 1.21
146.4	FQR	Wärmemenge	Wärmemengenzähler Raum 0.32
146.6	FQR	Wärmemenge	Wärmemengenzähler Raum 2.25
146.7	FQR	Wärmemenge	Wärmemengenzähler Raum 1.22
146.8	FQR	Wärmemenge	Wärmemengenzähler Raum 0.33
147.1	OS	Nutzereingriff	Raumbediengerät 3.OG, Raum 3.23
147.2	OS	Nutzereingriff	Raumbediengerät 2.OG, Raum 2.24
147.3	OS	Nutzereingriff	Raumbediengerät 1.OG, Raum 1.21
147.4	OS	Nutzereingriff	Raumbediengerät EG
147.5	OS	Nutzereingriff	Raumbediengerät 3.OG, Raum 3.24
147.6	OS	Nutzereingriff	Raumbediengerät 2.OG, Raum 2.25
147.7	OS	Nutzereingriff	Raumbediengerät 1.OG, Raum 1.22
148	FC	<u>Stellung</u>	Stellung Thermostatventil Raum 3.23
149	FC	<u>Stellung</u>	Stellung Thermostatventil Raum 2.24
150	FC	<u>Stellung</u>	Stellung Thermostatventil Raum 1.21
151	FC	<u>Stellung</u>	Stellung Thermostatventil Raum 0.32
152	FC	<u>Stellung</u>	Stellung Thermostatventil Raum 3.24
153	FC	<u>Stellung</u>	Stellung Thermostatventil Raum 2.25
154	FC	<u>Stellung</u>	Stellung Thermostatventil Raum 1.22
155	FC	<u>Stellung</u>	Stellung Thermostatventil Raum 0.33
156 <sup>39</sup>	FC	<u>Stellung</u>	Stellung Verteilerventil (AUF / ZU)
157	FC	<u>Stellung</u>	Stellung Verteilerventil (AUF / ZU)
158	FC	<u>Stellung</u>	Stellung Verteilerventil (AUF / ZU)
159	FC	<u>Stellung</u>	Stellung Verteilerventil (AUF / ZU)
160	FC	<u>Stellung</u>	Stellung Verteilerventil (AUF / ZU)
161	FC	<u>Stellung</u>	Stellung Verteilerventil (AUF / ZU)
162 <sup>39</sup>	FC	<u>Stellung</u>	Stellung Verteilerventil (AUF / ZU)
163	FC	<u>Stellung</u>	Stellung Verteilerventil (AUF / ZU)

<sup>39</sup> Heizkreis der aLT bzw. aWT-Feldtestfläche: wird individuell aus der Technikzentrale versorgt, daher ist FC156 und FC162 dauerhaft geschlossen

## 2) MSR-Technik Feldtestfläche „aWT“

### Pumpe

Im Fluidkreis kommt eine Nassläufer-Umwälzpumpe mit einer maximalen Förderhöhe von 10,9 m zum Einsatz. Die Pumpe wird um ein externes Kommunikationsmodul ergänzt.

### Volumenstrommessung (Sole)

Der Sole-Volumenstrom wird mittels magnetisch-induktiver Messmethode ermittelt.

### Temperatursensoren

Als Temperatursensoren kommen durchweg Pt100-Temperatursensoren zum Einsatz (Klasse A, 4-Leiter-Technik). Teilweise werden Temperatursensoren mit Kalibrierzertifikat verbaut.

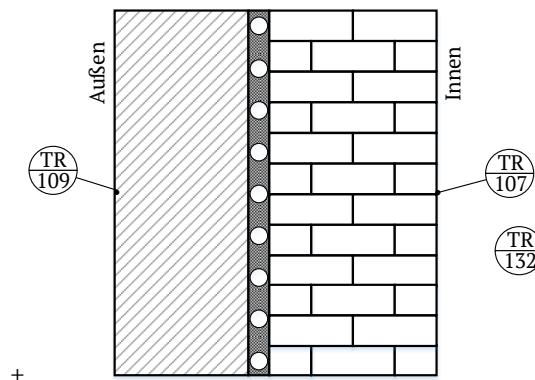


Abbildung 0-4: MSR-Technik der aWT-Feldtestfläche im Querschnitt (die in der Ebene der Wandtemperierung integrierten Temperatursensoren sind nicht dargestellt)

Tabelle 0-2: MSR-Technik der aWT-Feldtestfläche

Nr. <sup>40</sup>	Name	Messgröße / Stellgröße	Messstelle / Beschreibung
007	FR	Volumenstrom	Volumenstrom Heizkreis 2 „aWT“
016	TR	Temperatur	Vorlauftemperatur aWT-Technikzentrale
017	TR	Temperatur	Rücklauftemperatur aWT-Technikzentrale
026	NC	<u>Stellung</u>	Stellung Mischventil (Rücklaufbeimischung)
068	NC	<u>Drehzahl</u>	Drehzahl Pumpe 8
074	JR	Strombedarf	Strombedarf Pumpe 8
086	HF	<u>Stellung</u>	Handeingriff Kugelhahn
089	HF	<u>Stellung</u>	Handeingriff Kugelhahn
093	HF	<u>Stellung</u>	Handeingriff Kugelhahn
094	HF	<u>Stellung</u>	Handeingriff Kugelhahn
104	TR	Temperatur	Vorlauftemperatur aWT-Fassadenverteiler
105	TR	Temperatur	Rücklauftemperatur aWT-Fassadenverteiler
107	TR	Temperatur	Äußere Oberflächentemperatur der Fassade
109	TR	Temperatur	Innere Oberflächentemperatur der Fassade
115	TR	Temperatur	Vorlauftemperatur Kapillarrohrmatte
116	TR	Temperatur	Rücklauftemperatur Kapillarrohrmatte
117	TR	Temperatur	Putztemperatur „Oben“
118	TR	Temperatur	Putztemperatur „Mitte“
119	TR	Temperatur	Putztemperatur „Unten“
132	TR	Temperatur	Raumtemperatur Raum 2.24
162	FC	<u>Stellung</u>	Stellung Verteilerventil (AUF / ZU)
168	HF	<u>Stellung</u>	Handeingriff Kugelhahn
169	HF	<u>Stellung</u>	Handeingriff Kugelhahn

<sup>40</sup> Die Nummer bezieht sich auf das R&I-Schema der gesamten Anlage

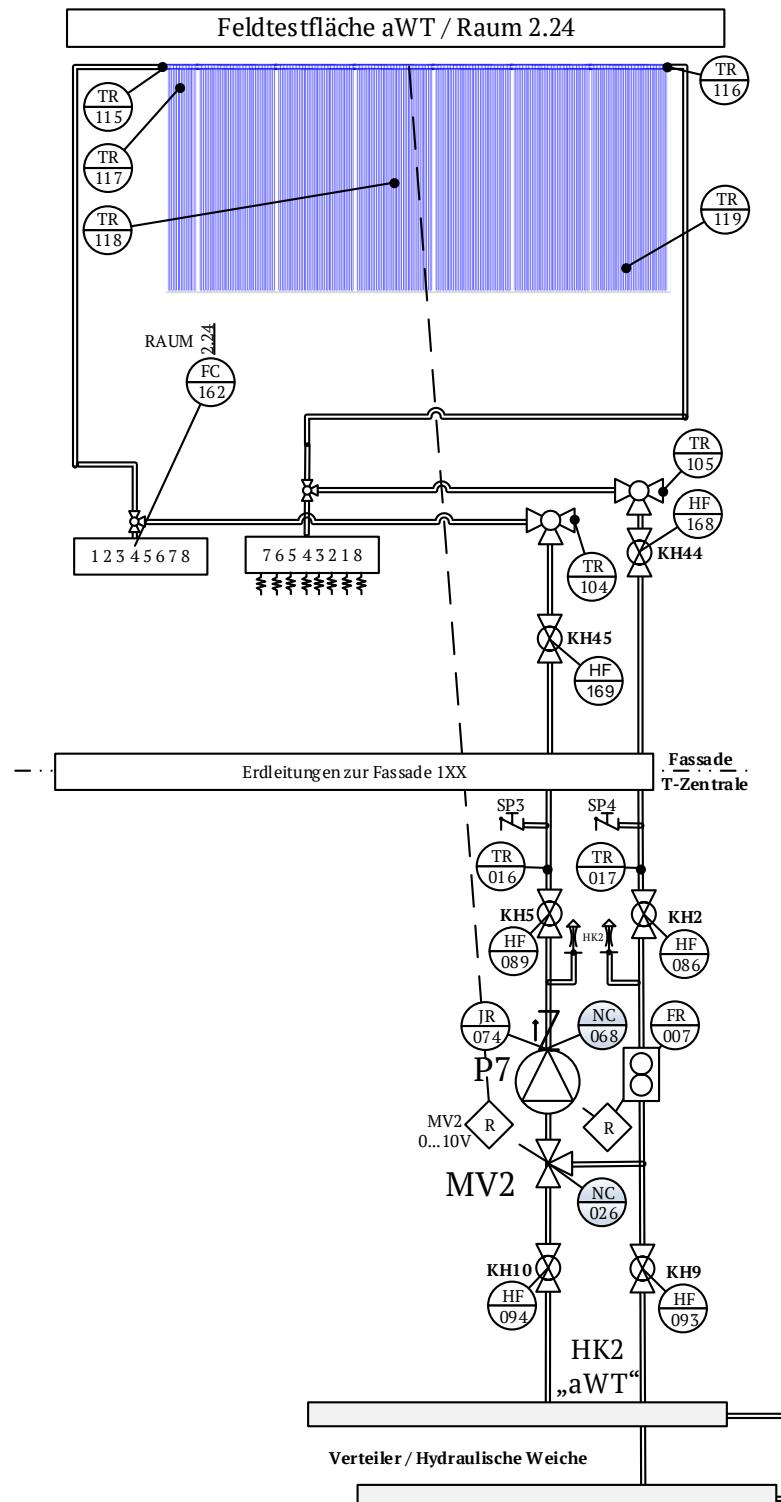


Abbildung 0-5: R&I-Schema des Heizkreises der aWT-Feldtestfläche, von der Technikzentrale bis zur Fassade (Ausschnitt aus dem gesamten R&I-Schema)

### 3) MSR-Technik Feldtestfläche „aLT“

Die verbaute Messtechnik soll eine energetische Bilanzierung der aLT-Feldtestfläche und gleichzeitig einen Vergleich der Messwerte mit Simulationsergebnissen ermöglichen. Die Messstellen sind auch in Abbildung 0-6 dargestellt. Hinzu kommt die MSR-Technik, die in der Technikzentrale für die aLT-Feldtestfläche verbaut wurde und die MSR-Technik im Raum 1.21 hinter der Feldtestfläche.

#### Klappen

- ➊ Außenklappe: Als Außenklappe kommt eine elektrische Luftklappe für den Außenbereich zum Einsatz. Die Öffnung der Klappe wird über einen Getriebemotor realisiert. Beim Einbau wurde die Klappe um ein Fliegengaze und einen Luftfilter ergänzt.
- ➋ Innenklappe „Umluft“: Bei der Innenklappe „Umluft“ handelt es sich um eine elektrische Innen-Verschlussklappe. Die Innenklappe ist für beide Luftrichtungen geeignet.
- ➌ Innenklappe „Zuluft“: Für die Innenklappe „Zuluft“ wird eine Luftklappe um einen Stellmotor und eine „Volumenstrom-Messdüse“ ergänzt. Der Luftkanal kann mit dieser Klappe luftdicht verschlossen werden (Dichtlippe).

#### Ventilator

Es kommt ein Rohreinschubventilator (DN150) zum Einsatz, mit einem Förderstrom von ca.  $170 \text{ m}^3/\text{h}$  ( $n=1375 \text{ min}^{-1}$ ). Der Ventilator wurde um eine extern ansteuerbare Drehzahlregelung ergänzt.

#### Pumpe

Im Fluidkreis der Kapillarrohrmatte kommt für die aLT-Feldtestfläche eine Nassläufer-Umwälzpumpe mit einer maximalen Förderhöhe von 7,3 m zum Einsatz. Die Pumpe wird um ein externes Kommunikationsmodul ergänzt, das die Ansteuerung über eine 0-10 V-Schnittstelle ermöglicht.

#### Luft-Volumenstrom

- ➊ Luftgeschwindigkeit: Die Messung der Luftgeschwindigkeit erfolgt am Zuluft-Einlass, vor der Innenklappe „Zuluft“. Über einen Strömungssensor kann die Luftgeschwindigkeit in der Rohrmitte ermittelt werden und über die Rohrgeometrie somit der Luft-Volumenstrom berechnet werden.
- ➋ Druckdifferenz: Innerhalb der Innenklappe „Zuluft“ befindet sich eine Messdüse. Hier wird der Druckabfall über die Messdüse / Messblende (als Differenzdruckmessung) ermittelt und somit kann anhand der bekannten Düsengeometrie und der entsprechenden Konstanten auf den Volumenstrom rückgeschlossen werden.
- ➌ Wasser-Volumenstrom: Der Wasser-Volumenstrom wird mittels magnetisch-induktiver Messmethode gemessen.

#### Temperatursensoren

Als Temperatursensoren kommen durchweg Pt100-Temperatursensoren zum Einsatz. Im Fluidkreis sind diese in Tauchhülsen verbaut, im Luftkanal direkt von der Luft umströmt. Alle Temperatursensoren sind mindestens Klasse A. Wo es notwendig erschien, sind kalibrierte Temperatursensoren mit Kalibrierzertifikat verbaut.

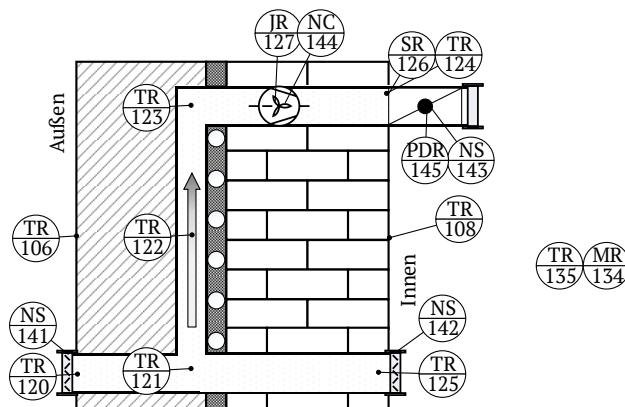


Abbildung 0-6: Luftseitige MSR-Technik der Feldtestfläche im Wandquerschnitt

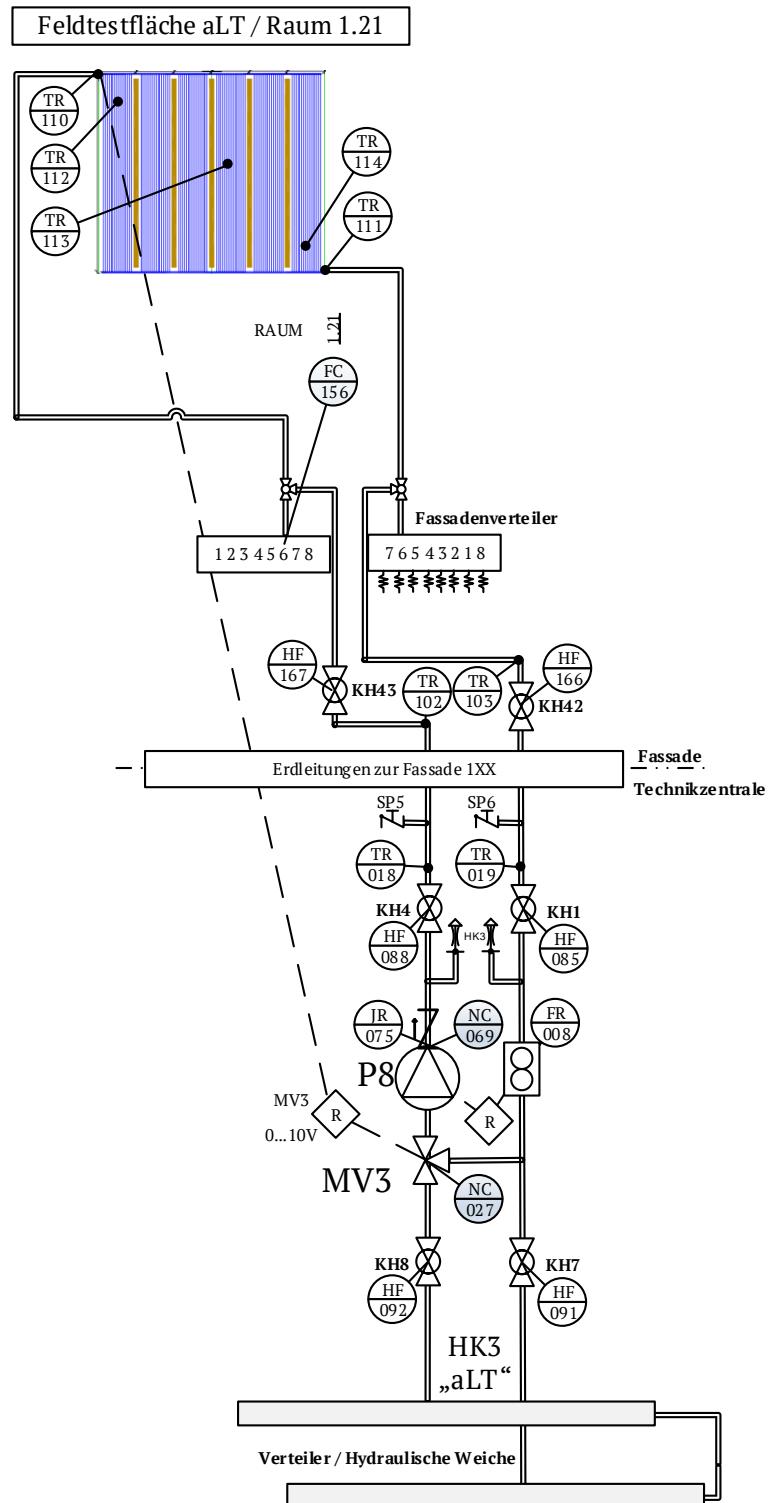


Abbildung 0-7: R&I-Schema des Heizkreises der aLT-Feldtestfläche, von der Technikzentrale bis zur Fassade als Ausschnitt aus dem gesamten R&I-Schema

Tabelle 0-3: MSR-Technik der aLT-Feldtestfläche

Nr. <sup>41</sup>	Name	Messgröße / <u>Stellgröße</u>	Messstelle / Beschreibung
008	FR	Volumenstrom	Volumenstrom Heizkreis 3 „aLT“
018	TR	Temperatur	Vorlauftemperatur aLT-Technikzentrale
019	TR	Temperatur	Rücklauftemperatur aLT-Technikzentrale
027	NC	<u>Stellung</u>	Stellung Mischventil (Rücklaufbeimischung)
069	NC	<u>Drehzahl</u>	Drehzahl Pumpe 7
075	JR	Strombedarf	Strombedarf Pumpe 7
085	HF	<u>Stellung</u>	Handeingriff Kugelhahn
088	HF	<u>Stellung</u>	Handeingriff Kugelhahn
091	HF	<u>Stellung</u>	Handeingriff Kugelhahn
092	HF	<u>Stellung</u>	Handeingriff Kugelhahn
102	TR	Temperatur	Vorlauftemperatur aLT-Fassadenverteiler
103	TR	Temperatur	Rücklauftemperatur aLT-Fassadenverteiler
106	TR	Temperatur	Äußere Oberflächentemperatur der Fassade
108	TR	Temperatur	Innere Oberflächentemperatur der Fassade
110	TR	Temperatur	Vorlauftemperatur Kapillarrohrmatte
111	TR	Temperatur	Rücklauftemperatur Kapillarrohrmatte
112	TR	Temperatur	Putztemperatur „Oben“
113	TR	Temperatur	Putztemperatur „Mitte“
114	TR	Temperatur	Putztemperatur „Unten“
120	TR	Temperatur	Temperatur Lufteinlass „Außenluft“
121	TR	Temperatur	Temperatur Luftkanal „Unten“
122	TR	Temperatur	Temperatur Luftkanal „Mitte“
123	TR	Temperatur	Temperatur Luftkanal „Oben“
124	TR	Temperatur	Temperatur Luftauslass „Zuluft“
125	TR	Temperatur	Temperatur Lufteinlass „Umluft“
126	SR	Geschwindigkeit	Luftgeschwindigkeit Luftauslass „Zuluft“
127	JR	Strombedarf	Strombedarf Ventilator
134	MR	Feuchte	Relative Luftfeuchte der Raumluft
135	TR	Temperatur	Raumtemperatur Raum 1.21
141	NS	<u>Klappenwinkel</u>	Stellung Außenklappe (AUF / ZU)
142	NS	<u>Klappenwinkel</u>	Stellung Innenklappe (AUF / ZU)
143	NS	<u>Klappenwinkel</u>	Stellung Zuluftklappe (variabel)
144	NC	<u>Drehzahl</u>	Leistungsregelung Ventilator über Spannung
145	PDR	Druckdifferenz	Druckdifferenz über Messdüse in Klappe
156	FC	<u>Stellung</u>	Stellung Verteilerventil (AUF / ZU)
166	HF	<u>Stellung</u>	Handeingriff Kugelhahn
167	HF	<u>Stellung</u>	Handeingriff Kugelhahn

<sup>41</sup> Die Nummer bezieht sich auf das R&I-Schema der gesamten Anlage

 **Anhang zu Kapitel 4: „Versuche am Demonstrator“**

**1) Detaillierte Berechnung des Strahlungsaustausch im Feldtestraum 2.24**

Mit Bezug auf die thermisch aktive Wand (Teilfläche 1)

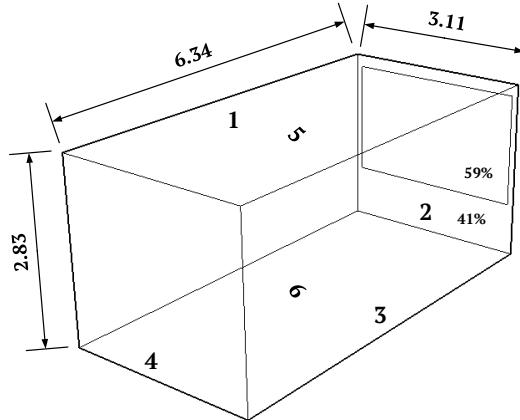


Abbildung 0-8: Raumgeometrie des Feldtestraums für die detaillierte Beispielrechnung

Tabelle 0-4: Fläche, Temperatur und Emissionsgrad der Teilflächen für die Beispielrechnung

Teilfläche	Fläche [m <sup>2</sup> ]	Temperatur [°C]	Emissionsgrad [ ]
1	18	26.8 (TR109)	0.93 (Putz)
2	8.8	17.0 <sup>42</sup>	0.90 <sup>43</sup>
3	18	21.0 <sup>44</sup>	0.93 (Putz)
4	8.8	21.0 <sup>44</sup>	0.93 (Putz)
5	19.7	21.0 <sup>44</sup>	0.93 (Putz)
6	19.7	21.0 <sup>44</sup>	0.92 (Teppich)

Bestimmung der Einstrahlzahlen nach [VDI, 2013]:

$\phi_{1,1} = 0$	-/-	Sichtfaktor von Fläche 1 auf Fläche 1
$\phi_{1,2} = 0.11$	Senkrechte Eckflächen	nach [VDI, 2013], K2.Abb.17a & K2.Abb.17b
$\phi_{1,3} = 0.25$	Parallele Eckflächen	nach [VDI, 2013], K2.Abb.14a & K2.Abb.14b
$\phi_{1,4} = 0.11$	Senkrechte Eckflächen	nach [VDI, 2013], K2.Abb.17a & K2.Abb.17b
$\phi_{1,5} = 0.265$	Senkrechte Eckflächen	nach [VDI, 2013], K2.Abb.17a & K2.Abb.17b
$\phi_{1,6} = 0.265$	Senkrechte Eckflächen	nach [VDI, 2013], K2.Abb.17a & K2.Abb.17b

Berechnung der Gesamt-Strahlungsenergie [W/m<sup>2</sup>] der Flächeneinheiten:

$$\begin{aligned}
 \dot{e}_1 &= 5.67 \cdot 10^{-8} \cdot 0.93 \cdot (26.8 + 273.15)^4 &= 427 \text{ W/m}^2 \\
 \dot{e}_2 &= 5.67 \cdot 10^{-8} \cdot 0.90 \cdot (17.0 + 273.15)^4 &= 362 \text{ W/m}^2 \\
 \dot{e}_3 &= 5.67 \cdot 10^{-8} \cdot 0.93 \cdot (21.1 + 273.15)^4 &= 395 \text{ W/m}^2 \\
 \dot{e}_4 &= 5.67 \cdot 10^{-8} \cdot 0.93 \cdot (21.1 + 273.15)^4 &= 395 \text{ W/m}^2 \\
 \dot{e}_5 &= 5.67 \cdot 10^{-8} \cdot 0.93 \cdot (21.1 + 273.15)^4 &= 395 \text{ W/m}^2 \\
 \dot{e}_6 &= 5.67 \cdot 10^{-8} \cdot 0.92 \cdot (21.1 + 273.15)^4 &= 391 \text{ W/m}^2
 \end{aligned}$$

Strahlungsaustausch zwischen den Oberflächen:

Der von Teilfläche 1 abgegebene Wärmestrom berechnet sich nach [Schramek, 2007] zu:

$$\dot{q}_1 = \dot{e}_1 - \epsilon_1 \sum_{j=1}^6 \phi_{1,j} \cdot [\dot{e}_j + (1 - \epsilon_j) \cdot \dot{f}_{mittel}]$$

<sup>42</sup> Berechnet über Fensterfläche (59%) mit dem U-Wert des Fensters und der Außenwand (41%) und dem angenommenen U-Wert der Außenwand

<sup>43</sup> Berechnet über die Flächenanteile für Glas (0.87) und Putz (0.93)

<sup>44</sup> Interne Wand; grenzt an beheizten Gebäudeteil, daher die Annahme gleich der Raumtemperatur

$$\dot{f}_{mittel} = \frac{\sum_{i=1}^6 \dot{e}_i \cdot A_i}{\sum_{i=1}^6 \epsilon_i \cdot A_i}$$

Mit:

$\dot{q}$	Wärmestromdichte [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]
$\dot{e}$	Gesamt-Strahlungsenergie je Flächeneinheit [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]
$\epsilon$	Emissionsgrad
$\phi$	Einstrahlzahl
$\dot{f}_{mittel}$	Mittlere Flächenhelligkeit [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]
A	Fläche [ $\text{m}^2$ ]

Für das Beispiel oben ergibt sich die mittlere Flächenhelligkeit zu:

$$\dot{f}_{mittel} = \frac{427 \cdot 18 + 362 \cdot 8.8 + 395 \cdot 18 + 395 \cdot 8.8 + 395 \cdot 19.7 + 391 \cdot 19.7}{0.93 \cdot 18 + 0.90 \cdot 8.8 + 0.93 \cdot 18 + 0.93 \cdot 8.8 + 0.93 \cdot 19.7 + 0.92 \cdot 19.7} = 429 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Die Wärmestromdichte für Teilfläche 1 somit zu:

$$\dot{q}_1 = 427 - 0.93 \cdot \left\{ \begin{array}{l} 0.011 \cdot [362 + (1 - 0.90) \cdot 425] \\ + 0.25 \cdot [395 + (1 - 0.93) \cdot 425] \\ + 0.11 \cdot [395 + (1 - 0.93) \cdot 425] \\ + 0.265 \cdot [395 + (1 - 0.93) \cdot 425] \\ + 0.265 \cdot [391 + (1 - 0.92) \cdot 425] \end{array} \right\} = 33.3 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Vergleich mit der Näherung über die operative Raumtemperatur. Dabei bildet der zweite Term den Wärmeübergang durch Strahlung ab.

$$\alpha_g = 1.6 \cdot |T_s - T_{Raum}|^{0.3} + 5.1 \cdot \frac{T_s - T_{op}}{T_s - T_{Raum}}$$

Für das Beispiel liegen die Oberflächentemperatur  $T_s$  bei  $26.8^\circ\text{C}$ , die Raumtemperatur bei  $21.1^\circ\text{C}$  und die berechnete operative Raumtemperatur bei  $21.4^\circ\text{C}$ . Damit ergibt sich der Wärmeübergangskoeffizient durch Strahlung zu rund  $4.9 \frac{\text{W}}{(\text{m}^2\text{K})}$ . Mit der Übertemperatur von  $(26.8-21.1)=5.7 \text{ K}$  ergibt sich somit ein Wärmestrom von  $4.9 \cdot 5.7 = 28 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$ . Der über die operative Raumtemperatur genäherte Wärmeübergangskoeffizient durch Strahlung liegt somit ca. 18% unter dem über den Strahlungsaustausch berechneten Wärmeübergang. Aus  $\dot{q}_1$  rückgerechnet liegt der Wärmeübergangskoeffizient in der Größenordnung  $5.8 \frac{\text{W}}{(\text{m}^2\text{K})}$ .

## 2) Zusammenhang zwischen Vorlauftemperatur und Spreizung der aWT

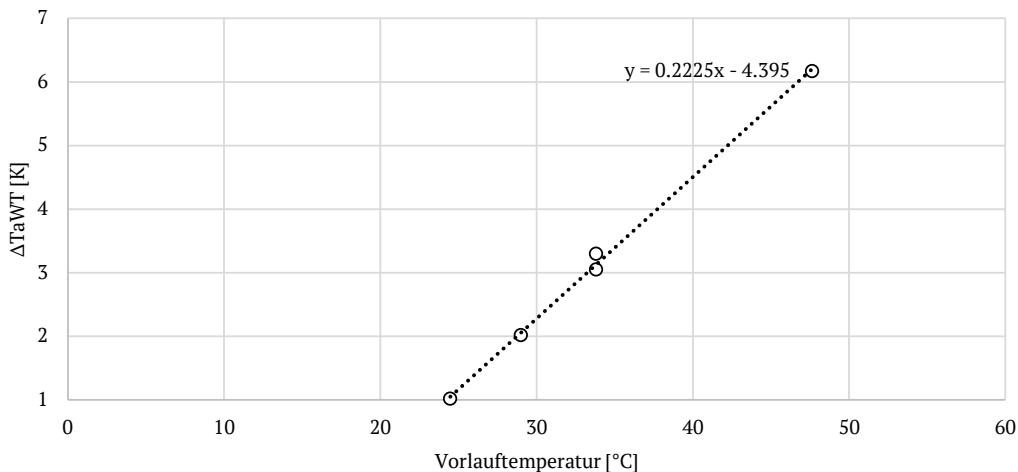


Abbildung 0-9: Zusammenhang zwischen Vorlauftemperatur [ $^\circ\text{C}$ ] und Spreizung der aWT [K], bei konstantem Massenstrom

## 3) Stoffdaten Sole „Heizkreise“

Am 01.02.2019 wurde mittels Refraktometer eine Frostsicherheit der Sole von rund -20°C ermittelt. Dies entspricht einen Anteil von etwa 39% (Vol.) des Frostschutzmittels „Propylenglykol“. Mittels der Software „Coolpack<sup>45</sup>“ wurden die folgenden Stoffdaten ermittelt:

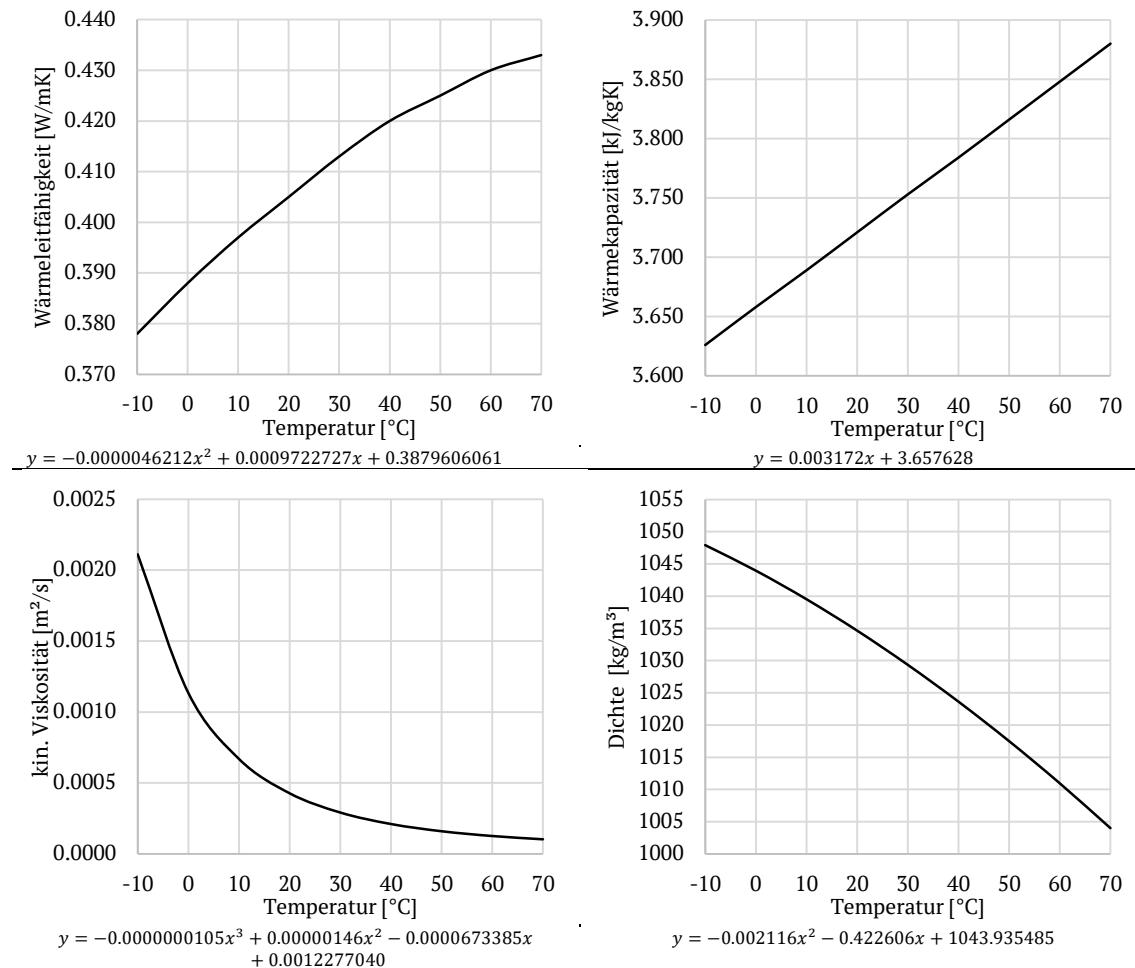


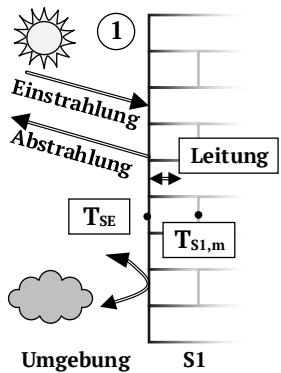
Abbildung 0-10: Stoffdaten Sole „Heizkreise“

<sup>45</sup> Heat Transfer Fluid Calculator, Version 2.02, 2000, Department of Energy Engineering, Technical University of Denmark

## grün Anhang zu Kapitel 5: „Modellierung“

### 1) Berechnungsschritte innerhalb von Type 1230<sup>46</sup>

#### [I] Äußere Oberfläche von S1



Die folgenden Wärmetransportvorgänge werden in Type 1230 an der äußeren Oberfläche von S1 berücksichtigt:

- grün Absorption von Solarstrahlung
- grün Langwelliger Strahlungsaustausch bzw. Abstrahlung
- grün Wärmeaustausch durch Konvektion mit der Umgebungsluft
- grün Wärmeleitung in das Innere der Schicht, siehe 0

Abbildung 0-11: Energiebilanz der äußeren Oberfläche von S1

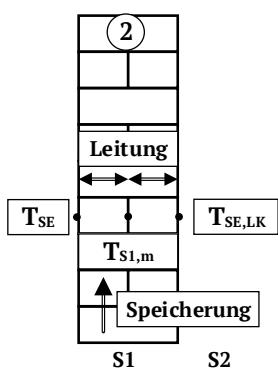
Die resultierende Energiebilanz für die äußere Oberfläche von S1 ist:

$$I_T \cdot \alpha \cdot A - \alpha_{k,e} \cdot A \cdot (T_{SE} - T_{amb}) - \alpha_{s,e} \cdot A \cdot (T_{SE} - T_{Sky}) - \frac{2 \cdot U_{S1} \cdot A}{d} \cdot (T_{SE} - T_{S1,m}) =! 0 \quad (0-19)$$

Mit:

- |                |   |
|----------------|---|
| $I_T$          | Einfallende Direktstrahlung                   |
| $\alpha$       | Absorptionsfaktor der äußeren Oberfläche      |
| $A$            | Wandfläche                                    |
| $\alpha_{k,e}$ | Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient „außen“ |
| $T_{SE}$       | Oberflächentemperatur „außen“                 |
| $T_{amb}$      | Umgebungstemperatur                           |
| $\alpha_{s,e}$ | Radiativer Wärmeübergangskoeffizient „außen“  |
| $T_{Sky}$      | Himmelstemperatur                             |
| $U_{S1}$       | Wärmedurchgangskoeffizient der Schicht S1     |
| $d$            | Dicke der Schicht S1                          |
| $T_{S1,m}$     | Mittlere Temperatur der Schicht S1            |

#### [II] Innerhalb von Schicht S1



Die folgenden Wärmetransportvorgänge werden in Type 1230 innerhalb von S1 berücksichtigt:

- grün Wärmeleitung in bzw. durch die Schicht
- grün Wärmespeicherung in der Schicht

Abbildung 0-12: Energiebilanz innerhalb von Schicht S1

Die resultierende Energiebilanz innerhalb von S1 ist:

$$m \cdot c_p \cdot \frac{dT_{S1,m}}{dt} = \frac{2 \cdot U_{S1} \cdot A}{d} \cdot (T_{SE} - T_{S1,m}) + \frac{2 \cdot U_{S1} \cdot A}{d} \cdot (T_{SE,LK} - T_{S1,m}) \quad (0-20)$$

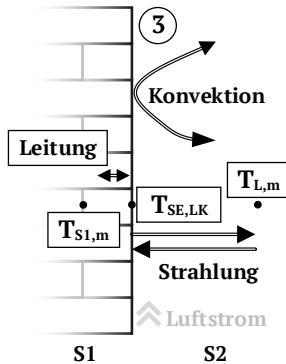
<sup>46</sup> Siehe [Thornton, 2007]

Durch den Speichereffekt innerhalb der Schicht handelt es sich um eine zeitabhängige Differentialgleichung.

Mit:

- $m$  Masse der Schicht S1  
 $c_p$  Spezifische Wärmekapazität der Schicht S1  
 $T_{SE,LK}$  Innere Oberflächentemperatur der Schicht S1 (Grenztemperatur Luftspalt) bzw. äußere Oberflächentemperatur des Luftkanals

[III] Innenoberfläche von Schicht S1



Die folgenden Wärmetransportvorgänge werden in Type 1230 an der Innenoberfläche der Schicht S1 berücksichtigt:

- Wärmeleitung in das Innere der Schicht, siehe 0
- Konvektiver Wärmeaustausch mit der Luft im Luftspalt
- Strahlungsaustausch innerhalb des Luftspalts

Abbildung 0-13: Energiebilanz an der Innenoberfläche von Schicht S1/Außenoberfläche des Kanals

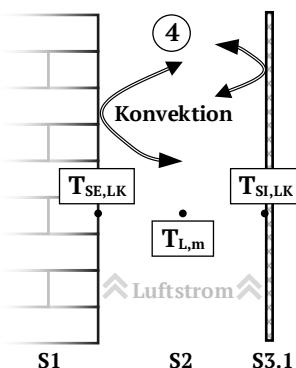
Die resultierende Energiebilanz an der inneren Oberfläche von S1 ist:

$$\frac{2 \cdot k \cdot A}{d} \cdot (T_{S1,m} - T_{SE,LK}) = \alpha_{k,LK} \cdot A \cdot (T_{SE,LK} - T_{L,m}) + \alpha_{r,LK} \cdot A \cdot (T_{SE,LK} - T_{SI,LK}) \quad (0-21)$$

Mit:

- $\alpha_{k,LK}$  Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient von der Oberfläche an die Luft  
 $T_{L,m}$  Lufttemperatur im Luftkanal  
 $\alpha_{r,LK}$  Radiativer Wärmeübergangskoeffizient der inneren Oberfläche von S1  
 $T_{SI,LK}$  Innere Oberflächentemperatur des Luftkanals

[IV] Luftspalt



Die folgenden Wärmetransportvorgänge werden in Type 1230 im Luftspalt berücksichtigt:

- Konvektiver Wärmeaustausch mit der Luft im Luftspalt von beiden Oberflächen

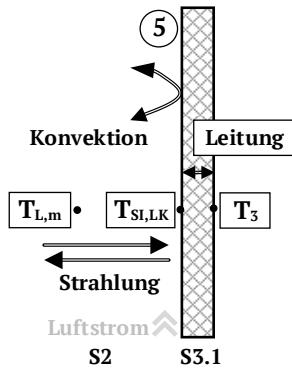
Abbildung 0-14: Energiebilanz im Luftspalt

Die spezifische Energie, die dem Luftstrom zu- oder abgeführt wird berechnet sich aus:

$$q_u'' = \alpha_{k,LK} \cdot (T_{SE,LK} - T_{L,m}) + \alpha_{k,LK} \cdot (T_{SI,LK} - T_{L,m}) \quad (0-22)$$

Mit:

- $\alpha_{k,LK}$  Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient von der Oberfläche an die Luft  
 $T_{L,m}$  Lufttemperatur im Luftkanal  
 $T_{SE,LK}$  Äußere Oberflächentemperatur des Luftkanals  
 $T_{SI,LK}$  Innere Oberflächentemperatur des Luftkanals

[V] Innenoberfläche Luftkanal

Die folgenden Wärmetransportvorgänge werden in Type 1230 an der inneren Oberfläche des Luftkanals berücksichtigt:

- Konvektiver Wärmeaustausch mit der Luft im Luftspalt
- Wärmeleitung in das Innere der Schicht
- Strahlungsaustausch innerhalb des Luftspalts
- Achtung: Es wird keine Wärmespeicherung in der Schicht S3.1 berechnet und berücksichtigt; es handelt sich um eine masselose Schicht.

Abbildung 0-15: Energiebilanz an der Innenoberfläche des Luftkanals; Schnittstelle zu Type 56

Die resultierende Energiebilanz an der Innenoberfläche des Luftkanals ist:

$$\alpha_{r,LK} \cdot A \cdot (T_{SO,LK} - T_{SI,LK}) = \alpha_{k,LK} \cdot A \cdot (T_{SI,LK} - T_{I,LK}) + \frac{(T_{SI,LK} - T_3)}{R_b} \quad (0-23)$$

Mit:

$T_3$  Verknüpfung zu Type 56 (äußere Oberflächentemperatur von Type 56)

$R_b$  Wärmedurchgangswiderstand der Schicht S3

## Anhang zu Kapitel 6: „Modellvalidierung“

### 1) **Messunsicherheit bzw. Fehlerrechnung für die Laborwand der aLT**

Im Folgenden soll die Messunsicherheit der einzelnen Messinstrumente aufgeführt und erläutert werden. Im Anschluss erfolgt die Berechnung der Standardabweichung anhand der Messunsicherheit der Messkette.

#### Wasser-Massenstrom: Coriolismassenstromsensor „PROMASS 83“, Endress + Hauser

Der Wasser-Massenstromsensor wurde im Vorfeld der Versuche neu vom Hersteller kalibriert. Laut entsprechendem Zertifikat liegt die erweiterte Messunsicherheit für den kalibrierten Endwert von 15 kg/min bei 0,058 %. Bei der erweiterten Messunsicherheit handelt es sich um die Standardunsicherheit der Messung multipliziert mit einem Erweiterungsfaktor  $k = 2$ , was bei einer Normalverteilung einem Vertrauensniveau von 95 % entspricht. Das bedeutet, dass 95 % aller Werte eine Abweichung von  $<+/- 0,058 \%$  aufweisen. Da der an der Laborwand eingestellte Massenstrom (25-130 l/h) im unteren Messbereich des Sensors liegt, sollte hier die Nullpunktstabilität (0,2 kg/h) und die unkalibrierte Messgenauigkeit von 0,15 % angenommen werden. In der Summe ergeben sich hier Messabweichungen von ca. 1 % (24 kg/h) bis 0.3 % (130 kg/h). Für die Fehlerrechnung kann beim Wasser-Massenstrom somit mit einer Messabweichung von maximal 1 % gerechnet werden.

#### Temperatursensoren: Pt100

Die Temperaturmessung mit Platin-Temperatursensoren (Pt) beruht einer Temperaturabhängigkeit des spezifischen Widerstandes des eingesetzten Materials (hier Platin). Eine detaillierte physikalische Betrachtung des Mechanismus kann der Literatur<sup>47</sup> entnommen werden. Die Kennlinie eines Pt100-Sensors nach DIN EN 60751<sup>48</sup> ist gegeben:

$$R(T) = R_0 \cdot [1 + \alpha \cdot T + \beta \cdot T^2 + \gamma \cdot T^3] \quad (0-24)$$

Mit:

$R_0$	100 $\Omega$ / Widerstand bei 0°C
$\alpha$	$3,90802 \cdot 10^{-3} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$
$\beta$	$-5,802 \cdot 10^{-7} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-2}$
$\gamma$	$-4,27350 \cdot 10^{-12} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-3} (T < 0 \text{ }^{\circ}\text{C})$
$\gamma$	0 ( $T > 0 \text{ }^{\circ}\text{C}$ )

An der Laborwand kamen nur selbst kalibrierte Pt100-Sensoren der Klasse A in 4-Leiterschaltung zum Einsatz. Nach DIN EN 60751 liegt die Genauigkeit von Sensoren der Klasse A bei  $+/- (0,15 + 0,002 \cdot t)$ . Durch die Standardabweichung von  $+/- 0,15 \text{ K}$  kommt es bei sehr kleinen Temperaturen bzw. bei sehr kleinen Temperaturdifferenzen somit zu großen prozentualen Abweichungen. Für die Laborwand trifft dies vor allem auf den Wasserstrom zu, hier treten zwischen Ein- und Austritt Temperaturdifferenzen kleiner 1 K auf. Daher wurden die eingesetzten Temperatursensoren vorher einzeln für den Temperaturbereich kalibriert.

#### Luft-Volumenstrom: Balgengaszähler / Messdüse / Ventilator

Wie oben beschrieben wird der Luft-Volumenstrom als Funktion der Frequenz bzw. der Drehzahl des eingesetzten Ventilators approximiert.

#### Standardabweichung / Messunsicherheitsbudget der Messkette

Ziel der Messungen an der Laborwand waren u.a. die Ermittlung der Wärmeströme im Luftkanal von der Oberfläche an die Luft ( $\dot{Q}_L$ ) und der Wärmestrom von der aktiven Schicht in die Konstruktion ( $\dot{Q}_W$ ). Daneben wird auch der Verlustwärmestrom als Differenz der beiden anderen Wärmeströme betrachtet. Diese drei (Mess)Ergebnisse werden im Folgenden auch mit den Simulationsergebnissen verglichen, daher erfolgt die Aufstellung der Messkette am Beispiel dieser drei Größen. Die

<sup>47</sup> Göpel W, Hesse J, Zemel JN (1992a) „Sensors“. In: Crovini, L (Hrsg) *Resistance Thermometers*, Bd 4, S 71

<sup>48</sup> Industrielle Platin-Widerstandsthermometer und Platin-Temperatursensoren, Beuth-Verlag

Ermittlung des Messunsicherheitsbudgets erfolgt mit Hilfe der Software „GUM Workbench®“. Diese dient zur Unsicherheitsanalyse physikalischer Messungen und folgt den Richtlinien des DIN/ISO/BIPM „Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement“ ([JCGM, 2008]). Mit Hilfe der Software wird das Messunsicherheitsbudget der kompletten Messkette aufgestellt, vom Sensor bis zum Datenlogger:

An die Luft übertragbarer Wärmestrom ( $\dot{Q}_L$ ):

$$\dot{Q}_L [W] = \dot{m}_L * cp_L * \Delta T_L \quad (0-25)$$

Mit:

$\dot{m}_L$	Massenstrom Luft	Berechnet aus Volumenstrom ( $V_L$ ), siehe Gleichung (0-31)
$cp_L$	Wärmekapazität Luft	Approximiert über mittlere Lufttemperatur ( $T_{M,L}$ ) <sup>49</sup>
$\Delta T_L$	Lufttemperaturänderung	Differenz zwischen $T_{L,\text{ein}}$ und $T_{L,\text{aus}}$

Beim Luftwärmestrom werden die folgenden Messunsicherheiten betrachtet:

- ❖ Messfehler der Datenerfassung / Datenlogger
- ❖ Volumenstrommessung:
  - Messfehler [%] über Belastungszustand des Balgengaszählers
  - Messfehler [%] in Abhängigkeit der Temperatur des durchströmenden Mediums
- ❖ Luftdruckmessung / Barogeber:
  - Messunsicherheit [hPa], bezogen auf Normalhöhennull (NHN)
  - Messunsicherheit [hPa] durch Temperatureinfluss
- ❖ Temperaturmessung
  - Messfehler in Abhängigkeit der Genauigkeitsklasse und der Kalibrierung

Vom Wasser in die Konstruktion übertragbarer Wärmestrom ( $\dot{Q}_W$ ):

$$\dot{Q}_W [W] = \dot{m}_W * cp_W * \Delta T_W \quad (0-26)$$

Mit:

$\dot{m}_W$	Massenstrom Wasser	Messwert
$cp_W$	Wärmekapazität Wasser	Approximiert über mittlere Wassertemperatur ( $T_{M,W}$ ) <sup>50</sup>
$\Delta T_W$	Wassertemperaturänderung	Differenz zwischen $T_{W,\text{ein}}$ und $T_{W,\text{aus}}$

Verlustwärmestrom ( $\dot{Q}_{VL}$ ):

$$\dot{Q}_{VL} [W] = \dot{Q}_W - \dot{Q}_L \quad (0-27)$$

Beispielrechnung zur Ermittlung des Messunsicherheitsbudgets

Für die Beispielrechnung wurde der Datensatz mit der ID-Nr. 30, gemessen am 23.01.2013, Startzeit 16:00 Uhr verwendet.

❖ Luft-Wärmestrom  $\dot{Q}_L$ :

- ❖ Luft-Volumenstrom: Der Luft-Volumenstrom lag bei diesem Datensatz bei  $20,49 \text{ m}^3/\text{h}$ . Dies entspricht einem Belastungszustand des Balgengaszählers von 60% und entsprechend dem Datenblatt somit einem Messfehler von 0,1%. Die Temperatur im Balgengaszähler bei dieser Messung lag bei rund  $40^\circ\text{C}$ . Dies resultiert in einem Messfehler von 9,44%. Insgesamt ergibt sich somit eine Abweichung von  $20,49 * ((0,1 + 9,44) / 100) = 1,96 \text{ m}^3/\text{h}$
- ❖ Luftdruckmessung: Der Umgebungsluftdruck der Messung lag bei  $981 \text{ hPa}$ . Der Messfehler des Messgeräts liegt bei  $0,5 \text{ hPa}$ . Ein temperaturbedingter Messfehler lag nicht vor. Der Messwert wird als  $4-20 \text{ mA}$ -Signal ausgegeben und über den Datenlogger und einen  $100 \Omega$  Präzisionswiderstand gemessen. Der Messwert entspricht einem Ausgangssignal von  $9,4 \text{ mA}$  und somit einer Spannung von  $0,94 \text{ V}$ . Entsprechend dem Datenblatt des Datenloggers bei DC-Messung und einem Messbereich von  $10 \text{ V}$  liegt der Messfehler bei  $0,002\%$  vom Messwert  $+ 0,0005\%$  vom Messbereich. Der gesamte Messfehler ergibt sich somit zu:  $0,5 \text{ hPa} + (0,002/100 * 0,94) + (0,0005/100 * 10) = 0,5 \text{ hPa} + 0,0003 \text{ hPa}$

<sup>49</sup> Polynom für Berechnung der Wärmekapazität der (trockenen) Luft kann dem Anhang entnommen werden

<sup>50</sup> Polynom für Berechnung der Wärmekapazität des Wassers kann dem Anhang entnommen werden

- Temperaturmessung: Zur Temperaturmessung kamen Pt100-Sensoren, Klasse A mit einem internen Kalibrierschein zum Einsatz. Dieser Kalibrierschein stellt sicher, dass alle verwendeten Temperatursensoren unterhalb einer Toleranzgrenze von mindestens  $+-0,09\text{ K}$  liegen. Daher kann dieser Wert als maximaler Wert des Sensors angesetzt werden. Hinzu kommt der Messfehler des Datenloggers. Alle Pt100 wurden mit Vierleiter-Technik verkabelt, mit einer Konstantstromquelle versorgt [1 mA] und der Spannungsabfall gemessen.
  - $T_{L,\text{ein}}$ : Die Luft-Eintrittstemperatur in die Laborwand lag bei  $18,26\text{ °C}$ . Dies entspricht einem Widerstands-Wert von rund  $107,12\text{ }\Omega$  und einer Spannung von  $0,1071\text{ V}$ . Entsprechend dem Datenblatt des Datenloggers bei DC-Messung und einem Messbereich von  $10\text{ V}$  liegt der Messfehler bei  $0,002\%$  vom Messwert  $+0,0005\%$  vom Messbereich. Dies entspricht bei dieser Messung  $0,1071*(0,002/100)+10*(0,0005/100) = 0,000052142\text{ V}$  und umgerechnet einem Temperaturwert von  $+-0,13\text{ K}$ . Zusammen ergibt sich für  $T_{L,\text{ein}}$  somit eine Abweichung von  $+-0,09+0,13=0,22\text{ K}$ .
  - $T_{L,\text{aus}}$ : Die Luft-Austrittstemperatur aus der Laborwand lag bei  $46,95\text{ °C}$ . Dies entspricht einem Widerstands-Wert von rund  $118,22\text{ }\Omega$  und einer Spannung von  $0,1182\text{ V}$ . Entsprechend dem Datenblatt des Datenloggers bei DC-Messung und einem Messbereich von  $10\text{ V}$  liegt der Messfehler bei  $0,002\%$  vom Messwert  $+0,0005\%$  vom Messbereich. Dies entspricht bei dieser Messung  $0,1182*(0,002/100)+10*(0,0005/100) = 0,0000523644\text{ V}$  und umgerechnet einem Temperaturwert von  $+-0,13\text{ K}$ . Zusammen ergibt sich für  $T_{L,\text{aus}}$  somit eine Abweichung von  $+-0,09+0,13=0,22\text{ K}$ .
  - $T_{BG,\text{ein}}$ : Die Eintrittstemperatur in die Laborwand lag bei  $43,74\text{ °C}$ . Dies entspricht einem Widerstands-Wert von rund  $116,98\text{ }\Omega$  und einer Spannung von  $0,1169\text{ V}$ . Entsprechend dem Datenblatt des Datenloggers bei DC-Messung und einem Messbereich von  $10\text{ V}$  liegt der Messfehler bei  $0,002\%$  vom Messwert  $+0,0005\%$  vom Messbereich. Dies entspricht bei dieser Messung  $0,1169*(0,002/100)+10*(0,0005/100) = 0,000052339\text{ V}$  und umgerechnet einem Temperaturwert von  $+-0,13\text{ K}$ . Zusammen ergibt sich für  $T_{L,\text{aus}}$  somit eine Abweichung von  $+-0,09+0,13=0,22\text{ K}$ .

Insgesamt ergibt sich der Luft-Wärmestrom zu einem Wert von rund  $205\text{ W}$  mit einer erweiterten Messunsicherheit von  $+-23\text{ W}$ . Anders ausgedrückt liegt die erweiterte Messsicherheit bei  $+-11\%$  (relativ).

**Messunsicherheits-Budget:**

Größe	Wert	Standardmess-unsicherheit	Verteilung	Sensitivitäts-koeffizient	Unsicher-heitsbeitrag	Index
$V_{\text{mw}}$	$24,39\text{ m}^3/\text{h}$	$1,34\text{ m}^3/\text{h}$	Rechteck	8.4	11 W	98.7 %
$P_{\text{ambmw}}$	$981.000\text{ Pa}$	$0.289\text{ Pa}$	Rechteck	0.22	0.062 W	0.0 %
$dp$	$25,4\text{ Pa}$	$0,0\text{ Pa}$	Rechteck	0.0	0.0 W	0.0 %
$T_{BG,\text{ein}}$	$316,890\text{ K}$	$0,127\text{ K}$	Rechteck	-0.65	-0.082 W	0.0 %
$T_{L,\text{ein}}$	$18,260\text{ °C}$	$0,127\text{ °C}$	Rechteck	-7.2	-0.91 W	0.6 %
$T_{L,\text{aus}}$	$46,950\text{ °C}$	$0,127\text{ °C}$	Rechteck	7.2	0.91 W	0.6 %
$Q$	$205,6\text{ W}$	$11,4\text{ W}$				

**Ergebnis:**   
 Messgröße:  $Q$   
 Wert:  $206\text{ W}$   
 Relative erweiterte Messunsicherheit:  $\pm11\%$   
 Erweiterungsfaktor: 2.00  
 Überdeckung: 95% (Normal)

*Abbildung 0-16: Messunsicherheitsbudget für den Luft-Wärmestrom (Messung Nr. 29); Screenshot aus GUM-Workbench*

- Wasser-Wärmestrom  $\dot{Q}_W$ :

- Wasser-Massenstrom:

Der eingesetzte Massenstromsensor wurde vorab beim Hersteller für den passenden Massenstrombereich werkskalibriert mit Zertifikat. Laut Zertifikat liegt die erweiterte Messunsicherheit bei  $0,058\%$ , bei einem Erweiterungsfaktor von  $k=2$ . Der Messwert wird über

einen 4-20 mA-Ausgang ausgegeben und im Datenlogger über ein Präzisionswiderstand von  $100 \Omega$  gemessen. Der Messwert von  $0,0177 \text{ kg/s}$  entspricht einem Ausgangssignal von  $15,35 \text{ mA}$  bzw. einer gemessenen Spannung von  $1,536 \text{ V}$ . Entsprechend dem Datenblatt des Datenloggers bei DC-Messung und einem Messbereich von  $10 \text{ V}$  liegt der Messfehler bei  $0,002\%$  vom Messwert  $+ 0,0005\%$  vom Messbereich. Dies entspricht bei dieser Messung  $1,536 \cdot (0,002/100) + 10 \cdot (0,0005/100) = 0,0000807 \text{ V}$  und umgerechnet einem Massenstrom von  $\pm 0,0012 \text{ kg/s}$ . Zusammen ergibt sich für  $m_w$  somit eine Abweichung von  $\pm 0,0013 \text{ kg/s}$ .

#### Temperaturmessung:

Zur Temperaturmessung kamen Pt100-Sensoren, Klasse A mit einem internen Kalibrierschein zum Einsatz. Dieser Kalibrierschein stellt sicher, dass alle verwendeten Temperatursensoren unterhalb einer Toleranzgrenze von mindestens  $\pm 0,09 \text{ K}$  liegen. Daher kann dieser Wert als maximaler Wert des Sensors angesetzt werden. Hinzu kommt der Messfehler des Datenloggers. Alle Pt100 wurden mit Vierleiter-Technik verkabelt, mit einer Konstantstromquelle versorgt [1 mA] und der Spannungsabfall gemessen.

- $T_{w,\text{ein}}$ : Die Wasser-Eintrittstemperatur in die Laborwand lag bei  $57,91 \text{ }^\circ\text{C}$ . Dies entspricht einem Widerstands-Wert von rund  $122,44 \Omega$  und einer Spannung von  $0,1224 \text{ V}$ . Entsprechend dem Datenblatt des Datenloggers bei DC-Messung und einem Messbereich von  $10 \text{ V}$  liegt der Messfehler bei  $0,002\%$  vom Messwert  $+ 0,0005\%$  vom Messbereich. Dies entspricht bei dieser Messung  $0,1224 \cdot (0,002/100) + 10 \cdot (0,0005/100) = 0,000052448 \text{ V}$  und umgerechnet einem Temperaturwert von  $\pm 0,13 \text{ K}$ . Zusammen ergibt sich für  $T_{w,\text{ein}}$  somit eine Abweichung von  $\pm 0,09 + 0,13 = 0,22 \text{ K}$ .
- $T_{w,\text{aus}}$ : Die Wasser-Austrittstemperatur aus Laborwand lag bei  $54,39 \text{ }^\circ\text{C}$ . Dies entspricht einem Widerstands-Wert von rund  $121,08 \Omega$  und einer Spannung von  $0,12108 \text{ V}$ . Entsprechend dem Datenblatt des Datenloggers bei DC-Messung und einem Messbereich von  $10 \text{ V}$  liegt der Messfehler bei  $0,002\%$  vom Messwert  $+ 0,0005\%$  vom Messbereich. Dies entspricht bei dieser Messung  $0,12108 \cdot (0,002/100) + 10 \cdot (0,0005/100) = 0,0000524216 \text{ V}$  und umgerechnet einem Temperaturwert von  $\pm 0,13 \text{ K}$ . Zusammen ergibt sich für  $T_{w,\text{aus}}$  somit eine Abweichung von  $\pm 0,09 + 0,13 = 0,22 \text{ K}$ .

Insgesamt ergibt sich der Wasser-Wärmestrom zu einem Wert von rund  $251.5 \text{ W}$  mit einer erweiterten Messunsicherheit von  $\pm 15,9 \text{ W}$ . Anders ausgedrückt liegt die erweiterte Messsicherheit bei  $\pm 13\%$  (relativ).

**Messunsicherheits-Budget:**

Größe	Wert	Standardmessunsicherheit	Verteilung	Sensitivitätskoeffizient	Unsicherheitsbeitrag	Index
$T_{\text{vor}}$	$57,909 \text{ }^\circ\text{C}$	$0,127 \text{ }^\circ\text{C}$	Rechteck	71	$9,0 \text{ W}$	32,5 %
$T_{\text{rueck}}$	$54,392 \text{ }^\circ\text{C}$	$0,127 \text{ }^\circ\text{C}$	Rechteck	-72	$-9,1 \text{ W}$	33,1 %
$m$	$0,017700 \text{ kg/s}$	$654 \cdot 10^{-6} \text{ kg/s}$	Normal	14000	$9,3 \text{ W}$	34,4 %
$Q$	$251,5 \text{ W}$	$15,9 \text{ W}$				

**Ergebnis:** Messgröße:  $Q$   
Wert:  $252 \text{ W}$   
Erweiterte Messunsicherheit:  $\pm 32 \text{ W}$   
Erweiterungsfaktor: 2.00  
Überdeckung: 95% (Normal)

Abbildung 0-17: Messunsicherheitsbudget für den Wasser-Wärmestrom von Messung Nr. 29; Screenshot aus GUM-Workbench

#### Verlust-Wärmestrom $\dot{Q}_{VL}$ :

Der Verlustwärmestrom ergibt sich als Differenz von  $\dot{Q}_w$  und  $\dot{Q}_L$  und beinhaltet somit die Messunsicherheiten dieser beiden Messketten. Bei einem resultierenden Wert von  $46 \text{ W}$  beträgt die Standard-Messunsicherheit  $19.7 \text{ W}$  oder  $86\%$ . Dies ist bei der Auswertung der folgenden Simulationsläufe zu beachten.

**Messunsicherheits-Budget:**

Größe	Wert	Standardmess-unsicherheit	Verteilung	Sensitivitäts-koeffizient	Unsicher-heitsbeitrag	Index
$Q_W$	252.0 W	16.0 W	Normal	1.0	16 W	65.9 %
$Q_L$	206.0 W	11.5 W	Normal	-1.0	-12 W	34.1 %
$Q_{VL}$	46.0 W	19.7 W				

**Ergebnis:** Messgröße:  $Q_{VL}$   
 Wert: 46 W  
 Erweiterte Messunsicherheit:  $\pm 39$  W  
 Erweiterungsfaktor: 2.00  
 Überdeckung: 95% (Normal)

Abbildung 0-18: Messunsicherheitsbudget für  $Q_{VL}$  von Messung Nr. 29 aus GUM-Workbench

## 2) Messtechnik / R&I-Schema der aLT-Laborwand

Das R&I-Schemata ist in Abbildung 0-20 dargestellt, die folgenden Messgrößen werden für die energetische Auswertung ermittelt:

Tabelle 0-5: Messmittelliste mit Bezeichnung und Position

Bezeichnung	Messgröße	Messmittel	Position
$T_{L,\text{ein}}$	Temperatur:	Pt100 (4-Leiter)	Luftauslass
$T_{L,\text{aus}}$	Temperatur	Pt100 (4-Leiter)	Lufteinlass
$T_{W,\text{ein}}$	Temperatur	Pt100 (4-Leiter)	Kapillarrohrmatte, oben
$T_{W,\text{aus}}$	Temperatur	Pt100 (4-Leiter)	Kapillarrohrmatte, unten
$T_{BG,\text{ein}}$	Temperatur	Pt100 (4-Leiter)	Eintritt Balgengaszähler
$V_L$	Volumenstrom	Balgengaszähler BK-G25	Luftauslass, Rückseite
$m_W$	Massenstrom	Coriolismassenstromsensor	Wasserkreislauf, Rückseite
$p_{\text{amb}}$	Druck	Digitaler Barogeber	Schaltschrank
$T_{\text{amb}}$	Temperatur	Pt100 (4-Leiter)	Laborwand
$RH_{\text{amb}}$	Luftfeuchte	Kapazitiver Hygrogeber	Laborwand

Zusätzlich ist der luftüberströmte Bereich des aLT mit zwölf Temperatursensoren ausgerüstet, diese werden jedoch nicht für die energetische Auswertung und Validierung benötigt und sollen daher hier nicht weiter berücksichtigt werden. Der Luft-Volumenstrom  $V_L$  wurde als Funktion der Ventilatordrehzahl und der Druckverluste vom Laborwand-Eintritt bis zum Balgengaszähler-Eintritt ermittelt. Dieses Verfahren wurde gewählt, da über alle Messungen die Rohr- bzw. Kanalgeometrie nicht verändert wurde. Daher ist es möglich, den Luft-Volumenstrom der Drehzahl des Saugzugventilators zuzuordnen bzw. in diesem Fall der Frequenz des verwendeten Drehzahlreglers. Zusätzlich wurden die Druckverluste über die Laborwand ( $\Delta p$ ) gemessen und mit einem Polynom approximiert, um mit dem Umgebungsdruck und den Druckverlusten den Eintrittsdruck in den Balgengaszähler zu ermitteln.

Mit den Messwerten entsprechend Tabelle 0-6 wurde für den gewählten Betriebsbereich eine Approximation für den Volumenstrom und den Druckverlust durchgeführt.

Tabelle 0-6: Messwerte für Volumenstrom und Druckverlust als Funktion der Frequenz bzw. der Drehzahl des Ventilators

$f$ [Hz]	15,0	17,5	22,5	25,0	27,0
$n$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	1046	1195	1344	1492	1611
$V_L$ [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]	-/-	0,0069	0,00805	0,0091	0,0109
$\Delta p$ [Pa]	19	25,5	41,5	50,3	58,7

Aus den Messwerten, siehe Tabelle 0-6 und Abbildung 0-19 lässt sich eine polynomische Approximation zweiten Grades bilden:

 Volumenstrom:

$$V_L [\text{m}^3/\text{s}] = -0,000004 * f^2 + 0,0006 * f - 0,0025 \quad (0-28)$$

Druckverlust:

$$\Delta p [Pa] = 0,079367 * f^2 - 0,029991 * f + 1,609283 \quad (0-29)$$

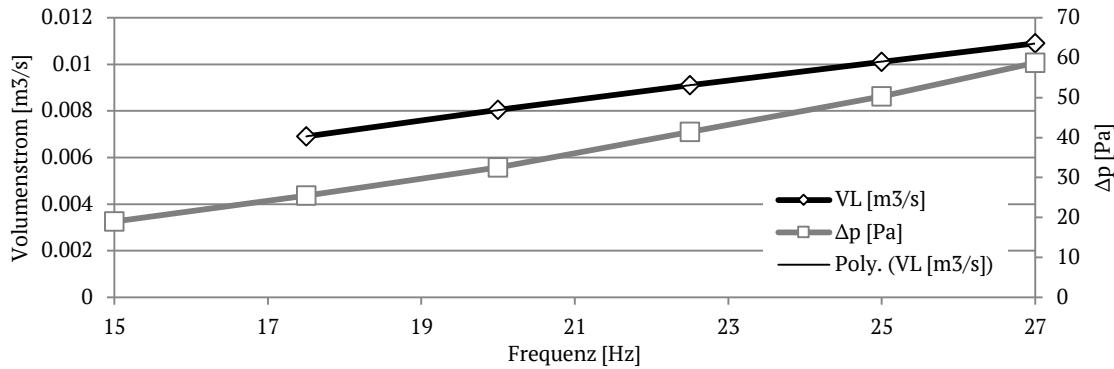


Abbildung 0-19: Verlauf von Volumenstrom und Druckverlust über die Frequenz des Drehzahlstellers

### 3) Bestimmung des Luft-Massenstroms der aLT-Laborwand

Der Luft-Volumenstrom wird an der Laborwand ca. 0,5 m hinter dem Kanalaustritt mit einem Balgengaszähler gemessen. Am Eintritt des Balgenganzsählers wird die Temperatur gemessen ( $T_{BG,ein}$ ) und der absolute Eintrittsdruck in den Balgengaszähler wird aus dem Umgebungsdruck und dem Druckverlust über die Laborwand ermittelt.

$$p_{abs} [Pa] = p_{amb} - \Delta p \quad (0-30)$$

Aus dem approximierten Volumenstrom  $V_L$ , dem berechneten Eingangsdruck  $p_{abs}$  und der Temperatur  $T_{BG,ein}$  lässt sich der Massenstrom  $m_L$  über die Zustandsgleichung idealer Gase berechnen:

$$m_L [kg/s] = \frac{p_{abs} * V_L}{R_{s,L} * T_{BG,ein}} \quad (0-31)$$

Mit:

- $p_{abs}$  Absoluter Luftdruck am Eintritt in den Balgengaszähler, siehe Gleichung (0-30) [Pa]
- $V_L$  Luft-Volumenstrom, siehe Gleichung (0-28) [ $m^3/s$ ]
- $R_{s,L}$  Spezifische Gaskonstante für trockene Luft = 287,058 [J/(Kg\*K)]
- $T_{BG,ein}$  Absolute Eintrittstemperatur in den Balgengaszähler [K]

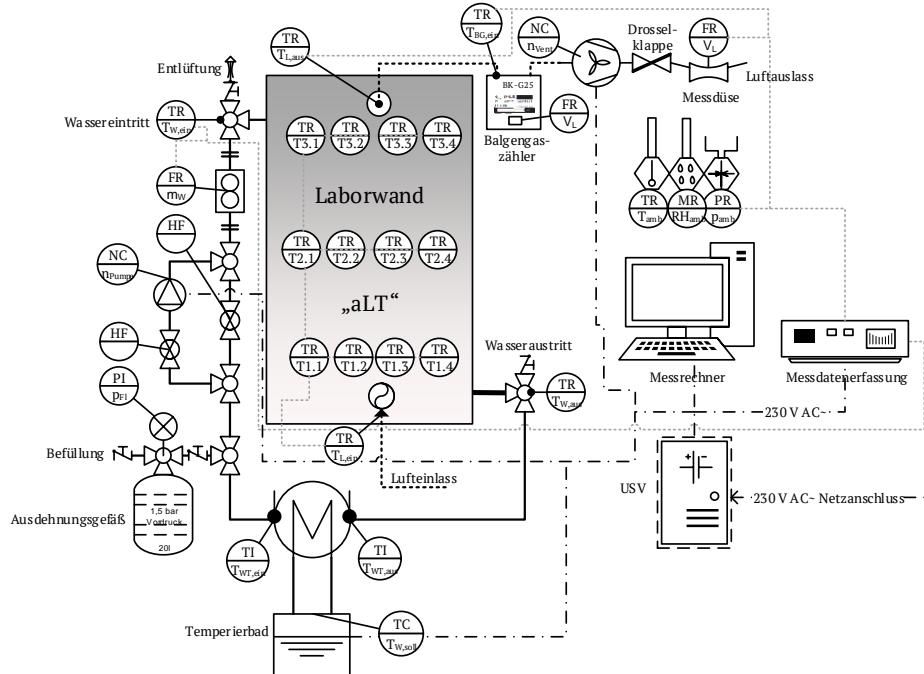


Abbildung 0-20: R&I-Schemata der aLT-Laborwand

## grün Anhang zu Kapitel 7: „Gebäudesimulation“

### 1) Randbedingungen des Referenzgebäudes

#### Schichtaufbau der thermisch aktivierte Außenwand

Tabelle 0-7: Schichtaufbau der thermisch aktiven Außenwand für die Gebäudesimulation

Schicht	Bezeichnung	Dicke [mm]	Lambda [W/mK]	Dichte [kg/m <sup>3</sup> ]	Wärmekapazität [kJ/kgK]
S <sub>1</sub>	Gips-Leichtputz	15	0.60	2800	1.00
S <sub>2</sub>	Mauerwerk aus Ziegeln	210	0.70	1380	0.90
S <sub>3</sub>	Alter Außenputz	5	0.54	1400	1.1
S <sub>4</sub>	Klebemörtel	5	0.54	1400	1.1
S <sub>5</sub>	Aktive Schicht <sup>51</sup>				
S <sub>6</sub>	Klebemörtel	10	0.54	1400	1.1
S <sub>7</sub>	Kalk-Zement-Putz	40	0.43	1200	1.0
S <sub>8</sub>	Klebemörtel	5	0.89	1400	1.1
S <sub>9</sub>	EPS	160	0.032	17	1.5
S <sub>10</sub>	Armierung und Oberputz	10	0.89	1400	1.1
	Gesamt [mm]:	460			

#### Übersicht Belegungsvariante

Tabelle 0-8: Übersicht der belegten Flächen je Fassade

Ausrichtung	Wandfläche brutto [m <sup>2</sup> ]	Fenster [m <sup>2</sup> ]	Wandfläche netto [m <sup>2</sup> ]	Belegte Fläche [m <sup>2</sup> ]	Belegung [%]
Nord	60.0	3.0	57.0	51.00	89
Ost	48.5	4.0	44.5	33.48	75
Süd	60.0	12.0	48.0	38.40	80
West	48.5	4.0	44.5	33.48	75
Gesamt	217.0	23.0	194.0	156.36	81

#### Klima und Wetterdaten

Als Referenzstandorte wurden im Rahmen der Task 44 fünf Standorte definiert. Die wichtigsten Kenndaten der unterschiedlichen Standorte sind in Tabelle 0-9 zusammengefasst. Hierbei sind  $T_{amb,D}$  die Auslegungsaußentemperatur,  $\bar{T}_{amb}$  die mittlere jährliche Außentemperatur,  $\Delta T_{amb}$  die Amplitude der Sinuskurve des Außentemperaturverlaufs,  $\tau_{Tamb,shift}$  das Zeitintervall zwischen dem ersten Tag des Jahres und dem Tag mit der kältesten Außentemperatur (für die Sinuskurve des Außentemperaturverlaufs) und  $I_{tot,45,S}$  die jährliche Einstrahlung auf eine um 45° geneigte, nach Süden ausgerichtete Ebene. Die verwendeten Wetterdaten der Referenzstandorte in der IEA Task wurden mit Hilfe der Software Meteonorm<sup>52</sup> generiert, siehe [Haller et al., 2013]. Für die hier durchgeführten Simulationen wird sich auf den Wetterdatensatz von Strasbourg beschränkt, da dieser repräsentativ für Mittel-Europa ist.

Tabelle 0-9: Kenndaten der unterschiedlichen Standorte und Wetterdatensätze nach [Haller et al., 2013]

Location	Klimatyp	Lat. [°]	Long. [°]	Alt. [m]	T <sub>amb,D</sub> [°C]	$\bar{T}_{amb}$ [°C]	$\Delta T_{amb}$ [°C]	$\tau_{Tamb,shift}$ [h]	I <sub>tot,45,S</sub> [kWh/m <sup>2</sup> a]
Strasbourg	Moderat	48.55N	7.63E	150	-10.0	11.0	9.3	319	1227

<sup>51</sup> Modellierung der aktiven Schicht in TRNSYS entsprechend Abbildung 3-10 mit folgenden Parametern:

- Pipe spacing: 0.03 m
- Pipe outside diameter: 0.0043 m
- Pipe wall thickness: 0.0008 m
- Pipe wall conductivity: 0.828 kJ/(hmK)

<sup>52</sup> Meteonorm 6.1.0.9, Global Meteorological Database for Engineers, Planners and Education, Meteotest, Bern, Schweiz, 2009

### Interne Gewinne

Es werden zwei unterschiedliche innere Lasten berücksichtigt. Einerseits die inneren Lasten durch die Bewohnung bzw. die Bewohner des Gebäudes und andererseits durch elektrische Verbraucher innerhalb des Gebäudes. Die Gewinne durch Bewohner werden in TRNSYS unterteilt in konvektive (20W/Person) und radiative (40W/Person) Gewinne. Der Belegungsfaktor des Hauses ändert sich in jeder Stunde, je nach der Anzahl der anwesenden Personen. Das „Anwesenheitsprofil“ ist für jeden Tag der Woche gleich, siehe [Dott et al., 2013]. Über das Jahr betrachtet ergeben sich durch die Bewohner konvektive Wärmezuflüsse von 3,0 kWh/m<sup>2</sup>a und radiative Wärmezuflüsse von 6,0 kWh/m<sup>2</sup>a. Die Abwärme der elektrischen Geräte wird ebenfalls über ein Tagesprofil berücksichtigt. Über das Jahr betrachtet ergeben sich hier Wärmezuflüsse in der Höhe von 13,4 kWh/m<sup>2</sup>a.

### Lüftung und Infiltration

Die Lüftung bzw. Infiltration der Gebäude wird entsprechend der Angaben in der Task umgesetzt. Für SFH45 und SFH75 wird eine konstante Luftwechselrate von 0.4 h<sup>-1</sup> angenommen. Für das Gebäude SFH15 wird eine Lüftungsanlage mit Wärmerückgewinnung modelliert (Wirkungsgrad der WRG 0.6). Die Austrittstemperatur aus der Lüftungsanlage wird nach der folgenden Formel berechnet:

$$T_{aus,vent} = T_{Amb} + 0.6 \cdot (T_{Raum} - T_{Amb}) \quad (0-32)$$

Für die Integration der aLT in die Modellgebäude muss die Lüftung entsprechend angepasst werden (Ventilation statt Infiltration). Die Luftwechselrate wird als konstant angenommen.