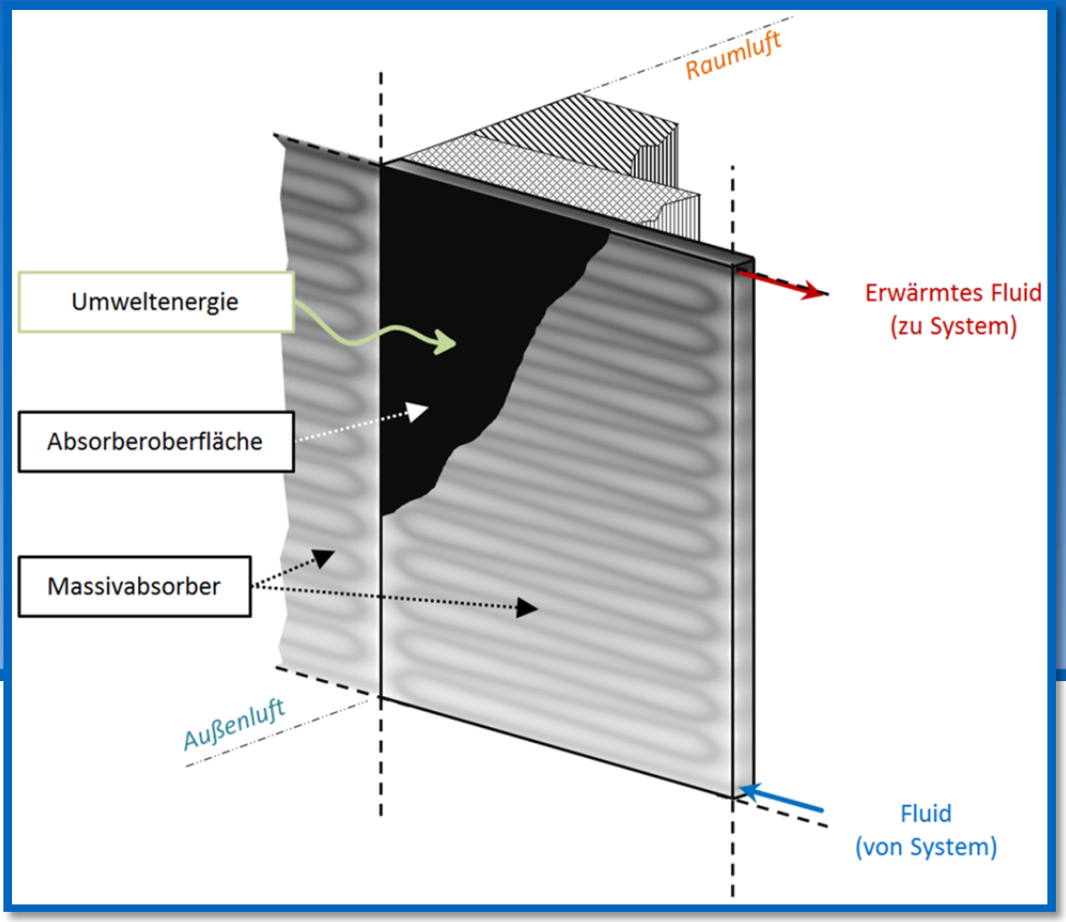
Technische Universität München
Fakultät für Maschinenwesen
Lehrstuhl für Energiesysteme



SOLARTHERMISCHE MASSIVABSORBER UND LANGZEITWÄRMESPEICHER

Analyse, Optimierung und Dimensionierung
im Betrieb mit Wärmepumpen

Benedikt Tanzer
Dissertation

TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN
FAKULTÄT FÜR MASCHINENWESEN
LEHRSTUHL FÜR ENERGIESYSTEME

Solarthermische Massivabsorber und Langzeitwärmespeicher

Analyse, Optimierung und Dimensionierung im Betrieb mit Wärmepumpen

Benedikt Tanzer

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen
der Technischen Universität München zur Erlangung
des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender:	Prof. Dr.-Ing. Wolfram Volk
Prüfer der Dissertation:	1. Prof. Dr.-Ing. Hartmut Spliethoff
	2. Prof. Dr. rer. nat. Christian Schweigler (Hochschule München)

Die Dissertation wurde am 11.03.2019 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 29.05.2019 angenommen.

Falls Gott die Welt geschaffen hat,
war seine Hauptsorge sicher nicht, sie so zu machen,
dass wir sie verstehen können.

Albert Einstein

Danksagung

Diese Dissertation habe ich während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter an der Hochschule München erarbeitet. Meine Forschung wurde finanziell gefördert durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Energie sowie das Kooperative Graduiertenkolleg (KGk.) der Hochschule München. Ich möchte mich für das mir entgegengebrachte Vertrauen sehr bedanken.

Für die praktische Umsetzung der Versuche möchte ich meinen besonderen Dank an Herrn Richard Laumer und Herrn Heinz Eberherr der Laumer Bautechnik GmbH aussprechen. Ebenso will ich mich an dieser Stelle bei Herrn Jochen Lam für den intensiven Wissensaustausch rund um die Systemsimulationen mit TRNSYS bedanken. Dies hat mir vieles erleichtert.

Ich möchte mich zudem bedanken bei Prof. Dr. Wolfram Volk für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission und bei meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr. Hartmut Spliethoff für die mir gebotene Möglichkeit an der Technischen Universität München zu promovieren. Herrn Prof. Dr. Christian Schweigler möchte ich ganz besonders für die vielen fachlichen Diskussionen und Anregungen, die viele aufgewendete Zeit und seine Unterstützung insgesamt während der gesamten Forschungsdauer danken. Dies hat sehr zum Erfolg meiner Arbeit beigetragen.

Meinen Eltern, die mich stets über meine gesamte Studienzeit hin unterstützt haben, danke ich sehr sowie meinen stolzen Großeltern, denen ich diese Arbeit widme. Zu guter Letzt möchte ich mich bei Dir liebe Sandra bedanken: Ohne Dich wäre ich wohl nie diesen Weg gegangen. Danke für Deinen Antrieb, Deine Ratschläge und alles was Du für mich getan hast. Ganz lieben Dank, dass Du immer für mich da warst!

Vorwort

Diese Arbeit ist im Rahmen des Forschungsprojekts „Solarwärmesystem für die Beheizung von Industriehallen mit Massivabsorber und Saisonwärmespeicher“ entstanden. Teile der Dissertation wurden in dem daraus entstandenen Forschungsbericht bei der Technischen Informationsbibliothek Hannover (TIB) unter den Förderkennzeichen 03ET1158A, 03ET1158B und 01134847 veröffentlicht. Dieser Forschungsbericht wurde von Benedikt Tanzer als Hauptautor verfasst. Bei der hier vorliegenden Arbeit handelt es sich um eine textlich überarbeitete Fassung der Berichtsbeiträge des Hauptautors. Alle hier übernommenen Abschnitte, Grafiken oder Aussagen des Forschungsberichts wurden eigenständig durch den Hauptautor Benedikt Tanzer verfasst ohne Zuhilfenahme von Dritten. Diese Dissertation umfasst in den Kapiteln 1-10 Textstellen, wörtliche oder indirekte Zitate sowie Grafiken aus dem Forschungsbericht Tanzer et al. (2017).

Die Antragsstellung zu diesem begleitenden Forschungsprojekt erfolgte 2012 beim Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi). Seit Ende 2013 umbenannt in Bundesministerium für Wirtschaft und Energie. Das Vorhaben hatte eine Laufzeit von Februar 2013 bis Dezember 2016.

Wichtiger Hinweis

Alle abgebildeten Fotos und Grafiken ohne Quellenangabe wurden durch den Autor erstellt. Die Weiterverwertung und der Abdruck aller enthaltenen Bilder sind ohne ausdrückliche schriftliche Erlaubnis untersagt.

Genehmigte Vorveröffentlichungen zur Dissertation

Tanzer, B., Schweigler, C., Eberherr, H., Laumer, R. (2017): Abschlussbericht des Forschungsvorhabens: Solarwärmesystem für die Beheizung von Industriehallen mit Massivabsorber und Saisonwärmespeicher. München, Hochschule München. DOI: 10.2314/GBV:898474809.

Tanzer, B, Schweigler, C (2016): Façade-integrated massive solar-thermal collectors combined with long-term underground heat storage for space heating. In: Energy Procedia 91, 505-516.

Abstract

Die fortschreitende Energiewende hat als Kernziel die Dekarbonisierung des Energiesektors, der auch die Wärmeversorgung für Gebäude umfasst. Ein geeignetes Instrument für diesen Bereich sind Heizsysteme mit Wärmepumpen. Aus Umweltwärme, wie z.B. aus oberflächennaher Geothermie, erzeugen sie durch geringen Einsatz elektrischer Arbeit effizient nutzbare Wärme. Ein Vorteil bei der Verwendung von Erdwärme ist die annähernd konstante Entnahmeleistung, wenngleich die Verfügbarkeit durch die lokalen Boden- und Grundwasserverhältnisse eingeschränkt sein kann. Davon nicht betroffen ist die regenerative Wärmegewinnung mittels Solarthermie, jedoch ist sie besonders wetter- und tageszeitabhängig. Konventionelle Kollektoren sind teuer, für den Betrieb mit Wärmepumpen nur unterstützend geeignet und sie verändern das optische Erscheinungsbild der Gebäudehülle.

Um diesen Einschränkungen entgegenzuwirken, beschreibt diese Arbeit das Potential von thermisch aktivierten Fassaden, sog. Massivabsorbern, im Zusammenwirken mit einem erdwärmekollektor-ähnlichen Langzeitwärmespeicher. Diese Massivabsorber nehmen solare Wärme direkt an der Gebäudehülle auf und übergeben sie an das System. Diese Wärme fungiert als Umweltenergieanteil der Wärmepumpe oder kann, falls kein Bedarf besteht, im Speicher zwischengelagert werden. Der Speicher wiederum versorgt die Wärmepumpe, wenn keine ausreichende Leistung an der Solarwand bereitsteht.

Diese Arbeit klärt auf, welche konstruktiven Parameter des Massivabsorbers und des Wärmespeichers maßgebend sind und wie sie sich energetisch und monetär auswirken. Mit einem neu entwickelten 4-Knotenmodell für Massivabsorber werden die Parametereinflüsse, u.a. mit der Elementary Effects Method, analysiert und das dynamische Betriebsverhalten wird untersucht. Darauf aufbauend wird eine wirtschaftliche Optimierung durchgeführt, sodass Wärmegestehungskosten an der Fassade von nur etwa 0,7 Ct. kWh^{-1} erreicht werden. Die Parameterstudie des Speichers erfolgt für die Materialien Kies und Elektroofenschlacke. Der Wärmeaustausch mit dem Speicher erfolgt über horizontal verlegte Rohrschlangen. Bedingt durch die geringere Wärmekapazität sorgt Kies in der Systemanwendung aber für höhere Kosten. Die detaillierte Untersuchung des Speichers zeigt die deutliche Abhängigkeit seiner Konstruktion vom Anteil der aktivierten Fassadenfläche und dem Wärmebedarf des Gebäudes. Mit dieser Arbeit werden Auswahltabellen zur Verfügung gestellt, mit denen ein kostenoptimierter Speicherbau je nach Randbedingung möglich ist. Systemvarianten ohne, mit einem oder zwei Wärmespeichern sowie einer primär- oder sekundärseitigen Anordnung der Wärmepumpe werden dynamisch simuliert, die Ergebnisse diskutiert und jeweils im Hinblick auf ihre Energieeffizienz und Kosten bewertet. Mit nur einem Wärmespeicher und südlich orientierten Massivabsorbern ergibt sich für das neue System das beste Verhältnis aus Kosten und Systemeffizienz (JAZ ca. 7). Dabei kann die CO_2-Emission im Vergleich zu einer Wärmepumpenanlage mit Erdwärmesonde fast halbiert werden. Um eine schnelle Dimensionierung ohne komplexe Systemsimulation durchführen zu können, wird die hierarchisch lineare Modellierung bzw. die Multilevel Analysis zur Bestimmung von Speichergröße, Kosten und Energieeffizienz angewendet. Dabei werden Regressionen für einzelne Datengruppen gebildet, die erneut zu Gruppen abhängiger Variablen zusammengefasst werden.

The main objective of the ongoing energy transition is the decarbonization of the energy sector, which includes the heat supply for buildings. For this purpose, appropriate instruments are heating systems based on heat pumps. Using environmental energy e.g. from a geothermal source, those systems generate useful heat activated by a comparably small amount of external electric power. A benefit of the geothermal heat source is the almost constant availability of low-grade heat throughout the year. Even though, the availability depends on properties of the ground and conditions of the groundwater. These local limitations do not apply for solar energy as a heat source. However, the thermal output depends on the daily course of the sun as well as on the actual weather. Furthermore, conventional solar thermal collectors are expensive, providing only limited improvement for the performance of heat pumps and may influence the appearance of the buildings envelope negatively.

As a novel solution for the above problem, this work describes the potential of thermally activated facades in combination with a building-integrated long term heat storage (BLTS) similar to a geothermal collector. Façade-integrated massive solar-thermal collectors (FMSC) collect solar energy and low-grade heat from ambient directly at the building envelope. This energy forms the regenerative source for a heat pump. Surplus heat is stored in the BLTS, allowing for continuous operation of the heat pump system during cold periods with limited solar gains.

This work describes in detail which constructive parameters of a FMSC and a BLTS are decisive and how they impact the energetic and monetary performance. The investigation is based on a new 4-node model for the dynamic behavior of the FMSC. The influence of all relevant design parameters has been studied by applying the Elementary Effects Method. Finally, an economic optimization is accomplished yielding specific heat generation costs for the façade-integrated collector of about 0,7 Eurocent per kWh. The parametric study of the storage is realized for the materials gravel and broken saturated electric furnace slag which are thermally activated by horizontal tube layers. Depending on the lower heat capacity, gravel entails higher costs within the application in the heat system. The detailed study on the BLTS shows a distinct dependency of its construction on the proportion of the thermally activated façade area and on the heat demand of the building. A selection chart is given for the sizing of a cost optimized storage according to given boundary conditions. Five system variants with different storage configurations at the primary or secondary side of the heat pump are simulated dynamically; the results are discussed and rated with regard to their energy efficiency and costs. The best ratio of costs and system efficiency (annual performance factor ca. 7) is found for a system with just one heat storage and only south facing FMSC. This system nearly halves the CO_2-emission compared to a heat pump system with borehole heat exchangers as geothermal source. To facilitate preliminary design without complex system simulations, a multilevel analysis is deployed to determine storage size, costs and energy efficiency. Thereby, regression models are developed for specific data groups which are consolidated to larger groups of dependent variables.

Inhalt

I Glossar V
II Symbol- und Formelverzeichnis VII
III Abbildungsverzeichnis XIII
IV Tabellenverzeichnis XXV

1 EINLEITUNG UND MOTIVATION 1

2 GRUNDLAGEN 7

2.1 Solare Heizsysteme 7

2.2 Kollektortechnik 10

2.2.1 Bauformen 10
2.2.2 Fassadenintegrierter Massivabsorber 13

2.3 Langzeitwärmespeicher: Vergleich und Einordnung 15

2.3.1 Bauformen 16
2.3.2 Speichermaterial 17
2.3.3 Diskussion 18

2.4 Wärmepumpe 19

2.5 Zusammenfassung des Forschungsstands 19

3 ZIELE UND METHODIK 23

3.1 Zielstellung 23

3.2 Methodik und Vorgehensweise 23

3.3 Thematische Abgrenzung 25

3.4 Aufbau der Arbeit 26

4 SYSTEMKOMPONENTE: MASSIVABSORBER 27

4.1 Herangehensweisen zur Modellierung von Massivabsorbern 27

4.2 Modell des fassadenintegrierten Massivabsorbers 29

4.2.1 Wärmestrombilanz an der Oberfläche 30
4.2.2 Latenter Wärmeaustausch 34
4.2.3 Wärmestrom zwischen rückseitigem Raum und Massivabsorber 35
4.2.4 Fluid-Wärmestrom 35
4.2.5 Widerstandstransformation 36

4.2.5.1 Wärmewiderstand zwischen Rohroberflächen- und Kerntemperatur 37
4.2.5.2 Wärmeübergangswiderstand des Fluids im Rohr auf die Rohrwand 41
4.2.5.3 Wärmewiderstand des Rohrmantels 41

4.2.5.4 Wärmewiderstand zwischen Kollektoreintritts- und mittlerer Fluidtemperatur ... 41
4.2.6 Diskussion: Anwendung für instationäre Berechnungen ... 42
4.2.7 Wärmestrombilanz (instationär) ... 43
4.3 Experimenteller Versuchsaufbau ... 44
4.3.1 Geometrie ... 45
4.3.2 Absorption ... 46
4.3.3 Fertigung ... 47
4.4 Modellvalidierung (statisch) ... 50
4.5 Modellvereinfachung – DIN EN ISO 9806:2014-06 ... 54
4.6 Modellvalidierung (dynamisch) ... 61
4.6.1 Effektive Wärmekapazität und Zeitkonstante ... 62
4.6.2 Zusammenfassung Validierung und Modellentscheidung ... 64
4.7 Sensitivitätsanalyse ... 65
4.7.1 Elementary Effects Method ... 66
4.7.2 Sensitivität singulärer Parametervariationen ... 71
4.7.3 Potentialabschätzung selektiver Oberflächenbeschichtung ... 76
4.8 Leistungs- und Kostenanalyse ... 79
4.8.1 Elementarzellenvariation ... 81
4.8.2 Konstruktionsabhängige Temperaturdifferenzen von Elementarzellen ... 83
4.8.3 Hydraulische Arbeit und Wärmeenergie durch dynamische Simulation ... 85
4.8.4 Gesamt-Massivabsorber und konstruktive Einschränkungen ... 88
4.8.5 Herstellungskosten für Massivabsorber ... 91
4.8.6 Wirtschaftliche Bewertung ... 92
4.9 Zusammenfassung ... 96

5 SYSTEMKOMPONENTE: FESTKÖRPERWÄRMESPEICHER ... 99

5.1 Versuchsaufbau und Voruntersuchungen ... 99
5.1.1 Speicherkonstruktion ... 99
5.1.2 Elektroofenschlacke (EOS) ... 104
5.2 Modellierung ... 105
5.2.1 Diskretisierung ... 106
5.2.2 Wärmetransportvorgänge ... 107
5.2.3 Anpassung des Speichermodells TRNSYS type343 ... 112
5.3 Modellvalidierung und Betrieb – SPV2a ... 113
5.4 Wärmespeichercharakteristik ... 116
5.5 Sensitivitätsanalyse ... 116

5.6 Wirtschaftliches Optimierungsverfahren 122
5.6.1 Bedeutung der Wärmeübertragungseigenschaften für die Systemauslegung 123
5.6.2 Methodik der Parametervariation 124
5.6.3 Betriebs- und konstruktionsabhängige Kosten 127
5.6.4 Wirtschaftliche Bewertung 127
5.7 Zusammenfassung 131

6 GEBÄUDEHEIZSYSTEM MIT MASSIVABSORBER UND LANGZEITWÄRMESPEICHER 133

6.1 Gebäudebeschreibung und Randbedingungen 133
6.1.1 Wärmeerzeuger 135
6.1.2 Wärmeverteilung 136
6.1.3 Wärmespeicher 137
6.2 Systemmodellierung 137
6.2.1 Betriebsweisen 138
6.2.2 Fassadenbetrieb 139
6.3 Systembewertung 139
6.3.1 Monetäre Systembewertung 139
6.3.2 Energetische Systembewertung 141
6.3.3 Kombinierte Bewertung und Methodik des Variantenvergleichs 142
6.4 Systemvariante 1: Voruntersuchung 143
6.5 Systemvariantenübersicht 144
6.6 Systemvariante 2: ein Wärmespeicher als Wärmequelle 146
6.6.1 Darstellung der Betriebszustände in der Systemmodellierung 147
6.6.1.1 Konzept SV2a 148
6.6.1.2 Konzept SV2b 149
6.6.2 Ermittlung der optimalen Systemkonfiguration 149
6.6.3 Variation des Speichermaterials 154
6.6.4 SV2a: Variation Fassadenkombination 156
6.7 Systemvariante 3: zwei Wärmespeicher als Wärmequelle 158
6.8 Systemvariante 4: ein Wärmespeicher auf der Sekundärseite der Wärmepumpe 162
6.9 Systemvariante 5: je ein Wärmespeicher als Wärmequelle und -senke 164
6.10 Dimensionierung durch hierarchisch lineare Modellierung 167
6.11 Systembetriebsfaktor 174
6.12 Anwendung der Systemoptimierung 176

6.13 Systemvergleich 183
6.14 Zusammenfassung 188

7 PILOTINSTALLATION 191

7.1 Betrieb 193
7.2 Erkenntnisse 195
7.3 Zusammenhang von Solarertrag und Solarstrahlung 196
7.4 Betriebsjahr 2016 – Anlagenvergleich 197
7.4.1 Wärmespeicherbetrieb 197
7.4.2 Energieumsätze der Pilotanlage 199

8 ZUSAMMENFASSUNG 201

9 FAZIT UND AUSBLICK 207

V Literaturverzeichnis 211
VI Gesetze, Verordnungen und Normen 223

10 ANHANG 227

A. Absorptions- und Emissionskoeffizient (weiß, betongrau, anthrazit) 227
B. Kostenanalyse 228
C. Preisansatz Massivabsorber 231
D. Wärmespeichermaterial: Elektroofenschlacke 234
E. Wärmespeicher: Anpassung von TRNSYS type343 239
F. Preisansatz Wärmespeicher 241
G. Auswahltabelle für Speicherkonfigurationen mit Kies 242
H. Auswahltabelle für Speicherkonfigurationen mit EOS 243
I. Beispielgebäude: U-Werte 244
J. Wärmepumpencharakteristik 244
K. Speichermodellanpassung zur Berechnung mehrerer Rohrebenen 247
L. Basis zur Kostenkalkulation der Systemsimulationen 250
M. Systemvoruntersuchung – SV1 252
N. Matrizen der Betriebskriterien der Systemvarianten 261
O. Preissteigerungsrate bedarfsgebundener Kosten bei SV2a 265
P. Polynomkoeffizienten zur Dimensionierung des Gesamtsystems 266
Q. Vergleich alternativer Massivabsorber im System 267
R. Tabellen zum Systemkostenvergleich und Annuitäten 270

I Glossar

AM	Atmosphäre
Ansys Fluent	Numerisches Berechnungsprogramm zur Lösung thermischer und strömungsmechanischer Probleme
B0W35	Ein Standardbetriebspunkt einer Sole-Wasser-Wärmepumpe, bei dem die Verdampfereintrittstemperatur bei 0 °C und die Kondensatoraustrittstemperatur bei 35 °C liegen.
BTA	Bauteilaktivierung
COP	Coefficient of Performance; Die Leistungszahl einer Wärmepumpe mit der das Verhältnis der Nutzwärme zur eingesetzten Antriebsenergie ausgedrückt wird.
CTF	Wärmeleittransferfunktion; „conduction transfer function“
DP	Datenpunkt; zu verarbeitendes Signal der Mess-, Steuer- und Regelungstechnik
EES	Engineering Equations Solver; Programm für iteratives Lösen von Gleichungssystemen
EOS	Elektroofenschlacke; Abfallprodukt der Eisenverhüttung
EnEV	Energieeinsparverordnung
ETC	Vakuumröhrenkollektor; „evacuated tube collector“
EZ	Elementarzelle
FBH	Fußbodenheizung; Rohre zur Wärmeübertragung befinden sich oberhalb der Wärmedämmung des Bodens im Estrich.
FPC	Flachkollektor; „flat plate collector“
HLM	Hierarchisch lineare Modellierung
ICS	Integrierter Kollektor Speicher; „integrated collector storage“
MA	Massivabsorber (in Diagrammen)
MSR	Mess-, Steuer- und Regelungstechnik
NHZG	Nachheizung (elektrisch)
PE	Polyethylen; thermoplastischer Kunststoff der als Rohrmaterial geeignet ist.
PP	Polypropylen; thermoplastischer Kunststoff der als Rohrmaterial geeignet ist.
PVT	Photovoltaisch thermischer Kollektor
SP	Festkörperwärmespeicher mit geringfeuchtem Speichermaterial
SPV	Wärmespeichervarianten der Versuchsanlage
SV	Systemvariante
TICHELMANN-System	Rohrverlegesystem, bei dem der hydraulische Abgleich über identische Rohrlängen aller Verbraucher geschieht.
TRNSYS	Modulbasiertes Simulationsprogramm; Einzelne Module / Types können miteinander interagieren. Iteratives Lösungsverfahren
type	TRNSYS-internes Subprogramm zur Abbildung verschiedener Modellrechnungen
UTC	„universal time coordinated“, koordinierte Weltzeit, die der deutschen Zeitzone im Sommer zwei Stunden und im Winter einer Stunde vorauseilt.
WP	Wärmepumpe; Kältekreismaschine
W10W35	Ein Standardbetriebspunkt einer Wasser-Wasser-Wärmepumpe, bei dem die Verdampfereintrittstemperatur bei 10 °C und die Kondensatoraustrittstemperatur bei 35 °C liegen.
XPS	Extrudierter Polystyrol-Hartschaum; Wärmedämmstoff

II Symbol- und Formelverzeichnis

Nachfolgend sind die „lateinischen“ und „griechischen“ Formelzeichen sowie je ein Verzeichnis für Indizes und Superskripts aufgeführt.

Lateinische Buchstaben

Formelzeichen	Benennung	SI-Einheit
a	Annuitätsfaktor	-
a	Temperaturleitfähigkeit	$m^2\ s^{-1}$
A	Fläche	m^2
$\tilde{A}$	Flächenanteil	-
AN	Annuität	€ a^{-1}
AZ	Arbeitszahl	-
B	Breite	m
c_1	Wärmedurchgangskoeffizient	$W\ m^{-2}\ K^{-1}$
c_2	Wärmedurchgangskoeffizient temperaturabhängig	$W\ m^{-2}\ K^{-2}$
c_3	Wärmedurchgangskoeffizient windgeschwindigkeitsabhängig	$J\ m^{-3}\ K^{-1}$
c_4	Koeffizient für Einfluss der langwelligen Bestrahlungsstärke	-
c_5	Effektive Wärmekapazität	$J\ m^{-2}\ K^{-1}$
c_6	Windgeschwindigkeitsabhängiger Konversionsfaktor	$s\ m^{-1}$
c oder c_p	Spezifische Wärmekapazität; Festkörper ohne Index	$J\ kg^{-1}\ K^{-1}$
c_{min}	Mindestbetondeckung	m
C	Kapazität, Kondensator	J bzw. $J\ K^{-1}$
CTR	Reglerausgabewert; Ein oder Aus	-
d	Abstand zwischen zwei Punkten	m
d_x	Rohrabstand	m
D	Durchmesser	m
E_L	Langwellige Einstrahlung auf Kollektorebene	$W\ m^{-3}$
$f_{el,WP}$	Anteil der Wärmepumpenarbeit an der elektrischen Gesamtarbeit des Systems	%
f_{Inst}	Aufwand für die jährlich wiederkehrende Instandsetzung als prozentualer Anteil der Anfangsinvestition	%
f_{mat}	Faktor für Rohrmaterialmehrkosten	-
f_p	Primärenergiefaktor	-
f_{Sys}	Systembetriebsfaktor	-
f_{W+Insp}	Aufwand für die jährlich wiederkehrende Wartungsarbeit und Inspektion als prozentualer Anteil der Anfangsinvestition	%
g	Funktionsvariable	-
G	Globalstrahlung auf Kollektorebene	$W\ m^{-2}$
H	Höhe	m
HIB	Hierarchienummer für Betriebsarten	-
HIF	Hierarchienummer für Fassaden- bzw. Massivabsorberaktivierung	-
$HLAY$	Speicherschicht	-
i	Zinsstatischer Kalkulationszinsfuß (nominell)	-
JAZ	Jahresarbeitszahl	-
k	Laufvariable	variabel
$k_{Sys,a}$	Spezifischer Wärmepreis	€ J^{-1}
K	Permeabilität	m^2
K	Kosten	€ bzw. € a^{-1}
l	Anzahl Simulationsvarianten (EE-Methode)	-
L	Länge; charakteristische Länge	m
$\bar{L}$	Mittlere Länge	m
LDB	„lower dead band“, unterer Hysteresebereich	variabel
m	Masse	kg
$\dot{m}$	Massenstrom	$kg\ s^{-1}$
n	Exponent; Kombination freie und erzwungene Strömung	-
n	Speicherschichtanzahl	-

N	Anzahl modellierter Speicherschichten	-
Nu	NUSSELT-Zahl	-
O	Diskretisierungsfehler	m
p	Anzahl prozentualer Unterteilungen im realen Wertebereich (EE-Methode)	-
p	Druck	Pa
p	Regressionsparameter	variabel
P	Leistung	W
P	Matrix der Regressionsparameter	variabel
Pr	PRANDTL-Zahl	-
$\dot{q}$	Spezifische Wärmeleistung; Wärmestromdichte	W m^{-2}
q	Zinsfaktor	-
Q	Wärmeenergie	J
$\dot{Q}$	Wärmeleistung; Wärmestrom	W
r	Anzahl Stützpunkte; Variationsläufe	-
r	Radiale Koordinate	-
r	Radius	m
r	Preissteigerungsrate	-
R	Spezifischrer Thermischer Widerstand oder absoluter thermischer Widerstand	m^2 K W^{-1} oder K W^{-1}
R^2	Bestimmtheitsmaß; statistisches Qualitätsmerkmal	-
Ra	RAYLEIGH-Zahl	-
s	Laufvariable	-
S	Selektivität	-
t	Zeit	s bzw. variabel
T	Betrachtungszeitraum	a
T	Periodendauer	s
T	T-Verhältnis	-
T	Temperatur	K
T_N	Anzahl der Jahre der rechnerischen Nutzungsdauer	-
u	Windgeschwindigkeit	m s^{-1}
U	Wärmedurchgangskoeffizient	W m^{-2} K^{-1}
UDB	„upper dead band“, oberer Hysteresebereich	-
U_{Sp}	Konstruktiver Wärmeübertragungskoeffizient einer Speicherelementarzelle	W m^{-3} K^{-1}
$U_{Sp,Sys}$	Systemnotwendiger Wärmeübertragungskoeffizient einer Speicherelementarzelle	W m^{-3} K^{-1}
$U_{Sp,Sys,red}$	Systemnotwendiger Wärmeübertragungskoeffizient einer Speicherelementarzelle mit Berücksichtigung von f_{Svs}	W m^{-3} K^{-1}
V	Volumen	m^3
$\tilde{V}$	Volumenanteil	-
$\dot{V}$	Volumenstrom	m^3 s^{-1}
w	Strömungsgeschwindigkeit	m s^{-1}
W	Arbeit	J
x	Kartesische Koordinate; Abszisse	-
x	Laufvariable	variabel
X	Matrix der unabhängigen Variablen	variabel
y	Kartesische Koordinate; Ordinate	-
y	Schätzwert aus Regressionsgleichung	variabel
Y	Matrix der abhängigen Variablen	variabel
Y^*	Matrix der Schätzwerte der abhängigen Variablen	variabel
z	Kartesische Koordinate; Applikate	-

Griechische Buchstaben

Formelzeichen	Benennung	SI-Einheit
α	Absorptionskoeffizient (kurzwellig)	-
α	Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient	W m^{-2} K^{-1}

β	Winkel	°
δ	Absolute Schrittweite	variabel
δ	Halbe Bauteildicke	m
δ	Winkel (Windrichtung)	°
Δ	Differenz	-
Δ	Relative Schrittweite	-
ε	Emissionskoeffizient (langwellig)	-
η	Wirkungsgrad	-
η_0	Optischer Wirkungsgrad	-
θ	Temperatur, Verwendung bei Kollektorwirkungsgrad	°C bzw. K
$\bar{\vartheta}$	Mittlere Temperatur	°C bzw. K
ϑ	Temperatur	°C bzw. K
ϑ	Vertikalwinkel	°
λ	Wärmeleitfähigkeit	W m^{-1} K^{-1}
λ	Wellenlänge	m
μ^*	Betrag des Mittelwerts der Einzeländerungen	-
μ	Mittelwert der Einzeländerungen	-
ξ	Primärenergiebezogene Heizzahl des Systems	-
π	Kreiszahl	3,1416
ρ	Dichte	kg m^{-3}
σ	Standardabweichung	variabel
σ	STEFAN-BOLTZMANN-Konstante	$5{,}670 \cdot 10^{-8}$ W m^{-2} K^{-4}
σ_N	Standardfehler	variabel
τ	Dimensionslose Zeit	-
τ	Nutzungszeit, bezogen auf Speicher	s
τ	Zeitkonstante	s
φ	Horizontalwinkel	°
ψ	Materialunabhängiger, thermischer Widerstand; Verzögerung	s
ω	Infinitesimaler Raumwinkel	°

Indizes (Subskripts)

Kürzel	Benennung
05A	Halber Abstand
a	„ambient“, Umgebung (bezogen auf Außenluft)
a	außen
a	Jährlich
A	Amortisation
Abs	Absorber
b	„back“, rückseitig (bezogen auf Massivabsorber)
b	„beam“, direkt
B	Betriebsgebunden
B	Boden
B	Rückwand bzw. Tragwand
BTA	Bauteilaktivierung
C	Kondensator
Cu	Kupfer
D	Darcy-modifiziert
d	Diffus
e	Auslass; Austritt
E	Ebene; wird bei Wärmespeicher nummeriert.
E	Erdreich
eff	Effektiv
el	elektrisch
Ersatz	Ersatzinvestition
Erst	Erstinvestition
EZ	Elementarzelle
f	Front, vorderseitig

Fl	Fluid
frei	Ungestört; frei
G	Gesamt
Geb	Gebäude
hor	horizontal
HP	Heizperiode
HPend	Ende der Heizperiode
Hub	Hub; Anhebung
hyd	hydraulisch
i	innen
i	Nummerierungsindex; Laufindex
in	Eintritt; Zulauf
Investition	Investition
Iso	Isolierung; Wärmedämmung
j	Laufindex
k	Laufindex
K	Kapitalgebunden
K	Konvektion
K; Kern	Virtuelle Temperaturposition in Rohrebene
Knkt	Kontakt
Kol	Kollektor
Kond	Kondensator
kum	kumuliert
kw	kurzwellig
l	Laufindex
L	Longitudinal
loss	Verlust
lw	langwellig
m	gemittelt
Ma	Massivabsorber
max	Maximum
min	Minimum
mod	modifiziert
n	Laufindex
Nhzg	Nachheizung
p	Druck
P	Perimeter
pr	Primärseitig; Verdampferseite bei Wärmepumpe
Pump	Pumpe
R	Rohr
R	Rohrmaterial
R1	Raum 1
R2	Raum 2
real	Tatsächlicher, realer Wert
red	reduziert
S	Seite
S	Sonstiges
Schätz	Schätzung
sek	Sekundärseitig; Kondensatorseite bei Wärmepumpe
si	„surface inside“, Innenoberfläche
Sim	Simulation
Sky	Himmel
sol	Solar
Soll	Sollwert
sp	Spezifisch
Sp	Speicher
Sp–Fl	Beschreibung für die Differenz der mittleren Temperaturen von Speicher und Fluid
St	Stillstand

Str	Strahlung
Sys	System
t	total
t	Zeit; Zeitbezug
T	Temperatur
T	Transversal
Tau	Taupunkt
Trag	Tragschale
u	Laufindex
u	nutzbar
U	Umwelt bzw. Umgebung
un	unten
v	Laufindex
V	Bedarfsgebunden (früher: verbrauchsgebunden)
Verd	Verdampfer
VL	Vorlauf
w	Laufindex
WP	Wärmepumpe
x	Kartesische Koordinate; Abszisse
x	Laufvariable
y	Kartesische Koordinate; Ordinate
z	Kartesische Koordinate; Applikate

Hochzeichen (Superskripts)

Kürzel	**Benennung**
+	Positiv
-	Negativ
T	Transponiert

III Abbildungsverzeichnis

Abb. 1: Installierte Gesamtleistung thermischer Solarkollektoren für Deutschland in 2011 (Daten aus Mauthner und Weiss (2013, 9)) 1

Abb. 2: Abhängigkeit des COP von der Verdampfer-Eintrittstemperatur bei konstantem, primärseitigem Volumenstrom. Hier für eine Heiztemperatur von 38 °C. (Datenquelle: Viessmann Werke GmbH & Co. KG) 3

Abb. 3: Monatliche Solarstrahlung für München Flughafen für Ost-, Süd-. Westfassade (oben); Aufsummierte, jährliche Solarstrahlung auf Ost-, Süd- und Westfassade (unten); Sommerphase Mai-Sep. 4

Abb. 4: Skizze des Systemkonzepts nach Tanzer und Schweigler (2016, 508) 7

Abb. 5: Einbausituation des fassadenintegrierten Massivabsorbers 13

Abb. 6: Vereinfachte Darstellung eines Massivabsorbers als Vorsatzschalenelement im horizontalen Schnitt (Tanzer et al. 2017) 30

Abb. 7: links: sternförmiges Widerstandsnetzwerk des Massivabsorbers mit angeschlossener rückseitiger Wärmedämmung und Tragschale. Rechts: Wärmeströme an den relevanten Knotenpunkten. (schematische, nicht maßstabsgetreue Darstellung); Erläuterung der Widerstände unter Kap. 4.2.5 auf Seite 36 31

Abb. 8: Transformiertes Widerstandsnetzwerk eines Massivabsorbers im stationären Zustand (links) und Darstellung der spezifischen Wärmeströme (rechts) 37

Abb. 9: (a1) zeigt das Widerstandsnetzwerk als Ausgangsbasis für das Modell einer Bauteilaktivierung nach Koschenz und Lehmann (2000, 20); (a2) zeigt das von Koschenz und Lehmann (2000, 21) transformierte Widerstandsnetzwerk in Sternform. (b1) zeigt das Widerstandsnetzwerk eines Massivabsorbers und (b2) zeigt das entsprechende transformierte Widerstandsnetzwerk. Der raumluftseitige Konvektionsanteil ist eliminiert. 39

Abb. 10: Beispiel für die Konvergenz der kumulierten Partialsummen aus Gl. (4.31); Vorgabewerte im Text 40

Abb. 11: Thermisches Widerstandsnetzwerk für Massivabsorber mit dargestellter, repräsentativer Wärmekapazität des Betonkörpers für dynamische Berechnungen 44

Abb. 12: Konstruktionszeichnung des Versuchsabsorbers (Laumer Bautechnik GmbH) 46

Abb. 13: Probekörper zur Bestimmung des Absorptions- und Emissionskoeffizienten (Foto: Laumer Bautechnik GmbH) 46

Abb. 14: Betonagevorgang bei der Herstellung des Massivabsorber-Versuchsaufbaus. 48

Abb. 15: Endmontage Massivabsorber-Versuchsaufbau....49

Abb. 16: Versuchsmassivabsorber auf dem Kollektorprüfstand am Institut für Solartechnik SPF, der Hochschule für Technik HSR in Rapperswil (Schweiz)....50

Abb. 17: Fluent-Simulationsergebnis; (a) Isometrische Ansicht, (b) Vorderansicht, (c) Rückseite, (d) Seitenansicht, (e) von oben (Austritt), (f) von unten (Einlass). (g) Gitterstruktur im Auslassbereich.....53

Abb. 18: Streudiagramm der berechneten Wärmeleistungen aus dem 4-Knotenmodell und dem Modell nach DIN EN ISO 9806:2014-06 (72) für den Versuchsabsorber....58

Abb. 19: Versuchsabsorber: Kollektorkennliniendiagramme bei Variation unterschiedlicher Randbedingungen; Standardwerte, wenn keine Variation vorliegt: Ta = 20 °C, $TSky$ = 20 °C, G = 800 W m^{-2}; FC1: Flachkollektor „Honeycom Collector“ (TIGI: http://tigisolar.com/assets/files/TIGI-A3-Brochure-2015.pdf, aufgerufen am 14. März 2017); FC2: Flachkollektor „Stiebel Eltron SOL 27 plus“; VRC1: Vakuumröhrenkollektor „Eurosun DF120-6“; VRC2: Vakuumröhrenkollektor „Eurosun Germanstar HP 70/24“; Vergleichskollektorkurven FC2, VRC1, VRC2 nach Parameterangaben SPF Institut für Solartechnik bezogen auf die Bruttofläche (www.spf.ch, aufgerufen am 14. März 2017).....60

Abb. 20: Messdaten Versuchsabsorber; Bestimmung der Zeitkonstante....63

Abb. 21: Vergleich verschiedener effektiver Wärmekapazitäten des DIN EN ISO 9806:2014-06 (72) Modells des Versuchsabsorbers (Index: TRNSYS); 4-Knotenmodell (Index: EES); Messung (Index: Mess) 64

Abb. 22: Zusammenhang zwischen Außendurchmesser und Innendurchmesser verschiedener Rohre; Rohrdaten: Mapress-Kuperrohr (Geberit Vertriebs GmbH), Verbundrohr (Mair Heiztechnik Vertriebsgesellschaft mbH), Kapillarrohr aus Polypropylen (BeKa Heiz- und Kühlmatten GmbH).....68

Abb. 23: Einfluss der Kollektorparameter auf den Jahreswärmeertrag mit $\vartheta in = \max\{-5\ °C; \vartheta Tau\}$; Die Abszisse zeigt μ^*, den Mittelwert der Beträge der elementaren Effekte eines Parameters auf den Wärmeertrag und die Ordinate die Standardabweichung σ der Stichprobe. 69

Abb. 24: Singuläre Parametervariation; Gesamtübersicht; Referenz: weiß punktiert (Tanzer et al. 2017) 72

Abb. 25: Singuläre Parametervariation Teil 1; Umwelteinflüsse und Fluid; Punkt ist Referenz (Tanzer et al. 2017) 74

Abb. 26: Singuläre Parametervariation Teil 2; Konstruktion; Punkt ist Referenz (Tanzer et al. 2017)....75

Abb. 27: Singuläre Parametervariation Teil 3; Materialeigenschaften; Punkt ist Referenz (Tanzer et al. 2017) 76

Abb. 28: Wärmeertragssteigerung bei Anpassung der Strahlungskoeffizienten gegenüber der Referenz; links: Heizperiode; rechts: Sommerphase; „IBP-Farben“ nach Leonhardt und Sinnesbichler (2000, 7). (Tanzer et al. 2017) 79

Abb. 29: Darstellung einer halben Elementarzelle als Teil eines vollständigen Massivabsorbers (Tanzer et al. 2017) 79

Abb. 30: Ablaufdiagramm zur Bestimmung der wirtschaftlichen Massivabsorberkonstruktion (Tanzer et al. 2017) 80

Abb. 31: Angesetztes Jahresprofil zur Berechnung der Massivabsorber-Elementarzellen. 84

Abb. 32: Temperaturregelung Elementarzelle 86

Abb. 33: dynamische Simulation von Elementarzellen-Variante 16; Temperaturrandbedingungen und geregelter Massenstrom (sekundäre Ordinate rechts in umgekehrter Wertereihenfolge) (Tanzer et al. 2017) 87

Abb. 34: dynamische Simulation von Variante 16; Strahlungsrandbedingung und momentane Wärme- und hydraulische Leistung (sekundäre Ordinate rechts in umgekehrter Wertereihenfolge) (Tanzer et al. 2017) 88

Abb. 35: dynamische Simulation von Variante 16; kumulierter Wärmeertrag und hydraulische Arbeit (Tanzer et al. 2017) 88

Abb. 36: Verteilung herstellbarer Massivabsorberkonstruktionen im Rahmen der Einschränkungen über Wärmepreis und zugehöriger Annuität. (Tanzer et al. 2017) 94

Abb. 37: Herstellbare Varianten sortiert nach dem Wärmepreis (Tanzer et al. 2017) 95

Abb. 38: kombinierte Nebenbedingungen zur Auswahl geeigneter Massivabsorberkonfigurationen sortiert nach ihrer Variantennummer; Die rautenförmigen Marker stehen für den Flächenanteil des Massivabsorbers am Fassadenelement mit 7,5 x 3,5 m². Die punktförmigen Marker stellen den spezifischen Ertrag der Massivabsorbervariante in Bezug auf den Maximalwert aller 164 Varianten dar. (Tanzer et al. 2017) 95

Abb. 39: kombinierte Nebenbedingungen zur Auswahl geeigneter Massivabsorberkonfigurationen sortiert nach dem Wärmepreis; Die rautenförmigen Marker stehen für den Flächenanteil des Massivabsorbers am Fassadenelement mit 7,5 x 3,5 m². Die punktförmigen Marker stellen den spezifischen Ertrag der Massivabsorbervariante in Bezug auf den Maximalwert aller 164 Varianten dar. (Tanzer et al. 2017) 96

Abb. 40: Grundriss Erdgeschoss mit Lage der Speicher (Tanzer et al. 2017) 102

Abb. 41: Schnitt A-A der Pilotanlage (Tanzer et al. 2017) 102

Abb. 42: EOS-Speicherbau für SPV2a und b; (a) zeigt die 20 cm starke Perimeterdämmung umlaufend sowie die seitlich eingeführten Leitungen der Temperatursensoren zur Erdreichvermessung; (b) zeigt den Verfüllvorgang der EOS und den zentralen Temperatursensorschutz mit Sensor zum Erdreich; (c) zeigt SPV2b mit Verbundrohren in doppelter Lage in einer Sandschicht; (d) zeigt an der Speicheroberfläche verlegte, perforierte Kunststoffrohre mit denen eine nachträgliche Befeuchtung der EOS zur Wärmekapazitätssteigerung möglich ist. (Tanzer et al. 2017) 103

Abb. 43: EOS Proctorversuch für mit Fein- und Grobkorn: 0…4 mm und 12…32 mm. Die Nummern im Diagramm stehen für die Einzelversuche. Erreichter Verdichtungsgrad für Nr. (1) 90,52 %, für Nr. (2) 95,92 % und für Nr. (3) 100 % gegenüber der einfachen Proctordichte von 2522 kg m^{-3}. (Tanzer et al. 2017) 104

Abb. 44: Temperaturabhängigkeit von Elektroofenschlacke in trockener und feuchter Form (eigene Darstellung); Messung EloMinit (trocken) durchgeführt vom Bayerischen Zentrum für Angewandte Energieforschung in Würzburg (ZAE Bayern) im Auftrag der Max Aicher Umwelt GmbH. (Tanzer et al. 2017).....104

Abb. 45: EOS Grobkorn 105

Abb. 46: Angepasstes Berechnungsgitter des rotationssymmetrischen Wärmespeichers in Anlehnung an Hornberger (1994, 33) 106

Abb. 47: Wärmestrommodellierung innerhalb der Speicherzone; oben: Bilanz zur Wärmedämmung; mittig: Bilanz interner Elemente mit und ohne Rohr; unten: Bilanz zum bodennahen Erdreich (Tanzer et al.2017).....107

Abb. 48: Modellvalidierung an SPV2a. Zeitraum 1. April 2016 bis 15. Mai 2016. Verglichen werden die momentanen Leistungswerte gemäß Simulation und Messung, die mittlere Speichertemperatur und der kumulierte Energieumsatz. Die Temperaturskala befindet sich innerhalb der Grafik (Min.-Wert 10 °C; Max.-Wert 20 °C). (Tanzer et al. 2017).....114

Abb. 49: Modellvalidierung an SPV2a. Zeitraum 1. April 2016 bis 15. Mai 2016. Verglichen werden die momentanen Leistungswerte der Simulation und der Messung, die mittlere Speichertemperatur und die kumulierten Wärmeverluste über die obere Speicherabdeckung, die Speicherseite und über den Speicherboden. Temperaturskala innerhalb der Grafik (Min.-Wert 10 °C; Max.-Wert 20 °C). (Tanzer et al. 2017).....115

Abb. 50: Speicherelementarzelle (Referenz) in ortsaufgelöster Darstellung der oberen Elementhälfte (Symmetriebedingung): Abkühlphase; mittlere

Fluidtemperatur als Punkt; die punktierte Linie zeigt die Temperatur der diskretisierten Speicherebenen. (Tanzer et al. 2017) 118

Abb. 51: Speicherelementarzelle (Referenz) in ortsaufgelöster Darstellung der oberen Hälfte der Elementarzelle (Symmetriebedingung): Relaxation; mittlere Fluidtemperatur als Punkt; die punktierte Linie zeigt die Temperatur der diskretisierten Speicherebenen. (Tanzer et al. 2017) 119

Abb. 52: Speicherelementarzelle (Referenz) in zeitaufgelöster Darstellung; Ebene 1 ist obere Speicherebene, Ebene 10 ist Rohrebene. (Tanzer et al. 2017) 119

Abb. 53: Parametervariation an einer Wärmespeicherelementarzelle (Tanzer et al. 2017) 121

Abb. 54: Singuläre Parametervariation Zusammenfassung (Tanzer et al. 2017)..... 121

Abb. 55: Symbolische Verfahrensdarstellung der Modellrechnung für den Gesamtspeicher über Addition passender Elementarzellen (EZ) (Tanzer et al. 2017) 122

Abb. 56: Abhängigkeit von USp von der Speichernutzungszeit $Q/QSp,max$ für unterschiedliche Temperaturverhältnisse für EOS (Tanzer et al. 2017)..... 124

Abb. 57: Ablauf zur Wirtschaftlichkeitsuntersuchung von Wärmespeicherelementarzellen (EZ) (Tanzer et al. 2017)..... 126

Abb. 58: gemittelter, relativer Durchfluss aus neun verschiedenen Massivabsorbern in den Monaten April bis September als halbjährliches Durchflussprofil einer Wärmespeicher-Elementarzelle (Tanzer et al. 2017) 126

Abb. 59: USp (links) und AN (rechts) (normiert) in Abhängigkeit von normierten Parametern der Elementarzellenreferenz; Die Bezugsgrößen (Min.- und Max.-Werte) sind den einzelnen Parametervariationen zugeordnet. 128

Abb. 60: USp (normiert) in Abhängigkeit von AN (normiert) bei Parametervariation der Elementarzellenreferenz; Die Bezugsgrößen (Min.- und Max.-Werte) sind den einzelnen Parametervariationen zugeordnet. 128

Abb. 61: Elementarzellenvarianten in Gegenüberstellung von USp und AN inkl. Trend; EOS-H025 und Kies-H025 sind Varianten mit $HSp = 250$ mm. 129

Abb. 62: Kostensteigerung bei unterschiedlicher Bewertung des Durchflusses; Darstellung umfasst Kies und EOS; ANmin entspricht nur kapitalgebundenen Kosten; ANmax entspricht konstantem, maximalem Durchfluss; ANw-Profil entspricht den Kosten bei Ansatz des Durchflussprofils..... 130

Abb. 63: Elementarzellen kostenoptimiert für Kies als Speichermaterial 130

Abb. 64: Elementarzellen kostenoptimiert für EOS als Speichermaterial 131

Abb. 65: Beispielgebäude; dunkler Bereich symbolisiert die Fläche in der eine thermisch aktivierte Massivabsorberfassade vollständig oder teilweise eingesetzt werden kann (Tanzer et al. 2017) 133

Abb. 66: Vorlauftemperatur der Bodenheizung des Beispielgebäudes für 20 °C Raumtemperatur (Tanzer et al. 2017) 135

Abb. 67: Skizze des Beispielgebäudes mit Darstellung der Position der Anlagenkomponenten; oben: Seitenansicht; unten: Draufsicht (Tanzer et al. 2017)..... 136

Abb. 68: Kostenvergleich von Kies- und EOS-Speichern im Rahmen der Systemvariante 2a bei unterschiedlichen Speichervolumina und USp. Die spez. Kosten sind entweder auf das reale Volumen oder auf das Wasseräquivalent bezogen; Maßgebend sind die gestrichelten, oberen Kurven. (Tanzer et al. 2017)..... 141

Abb. 69: Systemvariante 1: spezifische Wärmeerträge der Massivabsorber-Fassadenkombinationen; N = Nord, O = Ost, S = Süd, W = West; 1 ≙ 100 % Fassadenbelegung (Tanzer et al. 2017)..... 143

Abb. 70: links: Systemvariante 1: Schwankungsbreite der spezifischen Wärmeerträge bei unterschiedlichen Massivabsorber-Fassadenkombinationen; rechts: spezifische, solare, jährliche Strahlungsenergie auf die jeweilige Fassade (Wetterdaten für München, Flughafen) (Tanzer et al. 2017)..... 144

Abb. 71: Systemvariante 2; Funktionsschema (Tanzer et al. 2017) 147

Abb. 72: Systemvariante 2a und 2b (EOS); vollständige Belegung der Südfassade mit Massivabsorbern; Parametervariation von VSp, ΔTSP-FL, min und HIB; Balkendiagramm: Verhältnis von Heizzahl ξ zum Wärmepreis kSys, a als Effizienzbeschreibung (Tanzer et al. 2017)..... 153

Abb. 73: Systemvariante 2a (Kies); vollständige Belegung der Südfassade mit Massivabsorbern; Parametervariation von VSp und ΔTSP-FL, min; Balkendiagramm: Verhältnis von Heizzahl ξ zum Wärmepreis kSys, a als Effizienzbeschreibung (Tanzer et al. 2017)..... 155

Abb. 74: Systemvariante 2a; Variation der Fassadenkombination; N = Nord, O = Ost, S = Süd, W = West; 100 ≙ 100 % Fassadenbelegung; Balkendiagramm: Verhältnis von Heizzahl ξ zum Wärmepreis kSys, a als Effizienzbeschreibung..... 157

Abb. 75: Systemvariante 3; Funktionsschema (Tanzer et al. 2017) 158

Abb. 76: Systemvariante 3; vollständige Belegung der Südfassade mit Massivabsorbern; Parametervariation von VSp1 und VSp2 sowie ΔTSP-FL, min; Balkendiagramm: Verhältnis von Heizzahl ξ zum Wärmepreis kSys, a als Effizienzbeschreibung (Tanzer et al. 2017)..... 161

Abb. 77: Systemvariante 4; Funktionsschema (Tanzer et al. 2017) 162

Abb. 78: Systemvariante 4; vollständige Belegung der Südfassade mit Massivabsorbern; Parametervariation von VSp, der max. zulässigen Speichertemperatur $T_{max,HP}$ und dem Startpunkt der Speicherladung durch die Wärmepumpe $t_{Start,HP}$ sowie einer Reduzierung der max. Speichertemperatur auf $T_{max,HPend}$ am Ende der Heizperiode (HP) $t_{Start,HPend}$; Balkendiagramm: Verhältnis von Heizzahl ξ zum Wärmepreis $k_{Sys,a}$ als Effizienzbeschreibung (Tanzer et al. 2017) 164

Abb. 79: Systemvariante 5; Funktionsschema (Tanzer et al. 2017) 165

Abb. 80: Systemvariante 5; vollständige Belegung der Südfassade mit Massivabsorbern; Parametervariation von VSp1 und VSp2, der max. Speichertemperatur $T_{max,HP}$ und dem Startpunkt der Speicherladung von SP2 durch die Wärmepumpe $t_{Start,HP}$ sowie einer Reduzierung der max. Speichertemperatur auf $T_{max,HPend}$ am Ende der Heizperiode (HP) $t_{Start,HPend}$; Balkendiagramm: Verhältnis von Heizzahl ξ zum Wärmepreis $k_{Sys,a}$ als Effizienzbeschreibung 166

Abb. 81: Abhängigkeit des spezifischen Speichervolumens vom spezifischen Wärmebedarf des Gebäudes für optimiertes Verhältnis von ξ zu $k_{Sys,a}$ 168

Abb. 82: Abhängigkeit von $\xi/k_{Sys,a}$ und JAZ vom grundflächenbezogenen Wärmebedarf der Beispielgebäudevarianten. Grundlage für die jeweilige Schätzfunktion. (Tanzer et al. 2017) 170

Abb. 83: Kontrollrechnung der Dimensionierungsgleichung; blau: Standardvariationspunkte, rot: Dimensionierungspunkt, grün: Optimum 171

Abb. 84: Kostenänderungsanalyse beispielhaft an drei Fassadenkombinationen (84 MWh) durchgeführt. (Tanzer et al. 2017) 173

Abb. 85: qualitativer Temperaturverlauf verschiedener Ebenen (E1-E10) sowie der qualitative Leistungsverlauf einer Speicherzelle; ab Betrieb: m = konst., Tin = konst. (Tanzer et al. 2017) 174

Abb. 86: Systemvariante 2a; manuelle $U_{Sp,Sys}$-Variation; Ursprungswerte: weiß; Bestwerte: grün; USp zu klein: rot (Tanzer et al. 2017) 175

Abb. 87: Ablaufdiagramm der Systemoptimierung 177

Abb. 88: Visualisierung des Optimierungsvorgangs; Darstellung der Samplingergebnisse nach Gl. (6.8) und Gl. (6.14); Verhältnis von Heizzahl ξ zum Wärmepreis $k_{Sys,a}$ als Effizienzbeschreibung (Tanzer et al. 2017) 179

Abb. 89: Systemvariante 2a: Wöchentliche Energieumsätze und Wärmepumpeneffizienz (Tanzer et al. 2017) 179

Abb. 90: Systemvariante 2a: Monatliche Energieumsätze und Wärmepumpeneffizienz (Tanzer et al. 2017) 180

Abb. 91: Systemvariante 2a: Wöchentliche Massivabsorbererträge mit Zuordnung (Tanzer et al. 2017) 180

Abb. 92: Systemvariante 2a: Monatliche Massivabsorbererträge mit Zuordnung (Tanzer et al. 2017) 180

Abb. 93: Systemvariante 2a: Wärmespeichertemperaturverlauf; Erdreichtemperatur nach Tanzer et al. (2017, 354ff.) ermittelt 181

Abb. 94: Systemvariante 2a: Monatliche Wärmespeicherenergiebilanz 181

Abb. 95: Systemvariante 2a: jährliche Energieumsätze; Jahresarbeitszahl Wärmepumpe JAZ sowie Jahresarbeitszahl System JAZSys und Heizzahl ξ 182

Abb. 96: links oben: Investitionskosten; rechts oben: Jahresbedarf an elektrischer Energie; links unten: jährliche Annuität auf Grundlage der Kalkulationsdaten von Anhang B; rechts unten: Wärmepreis. (Tanzer et al. 2017) 185

Abb. 97: Sensitivitätsanalyse in zweifacher Ausführung für das optimierte Massivabsorberheizsystem sowie das Wärmepumpenheizsystem mit Erdsonde bei minimalem und maximalem Kostenansatz; links: Grunddaten nach Anhang B; rechts: frei gewählte Grunddaten (Tanzer et al. 2017) 186

Abb. 98: Abhängigkeit des Wärmepreises vom Kalkulationszinssatz für verschiedene Betrachtungszeiträume. Dargestellt sind das optimierte Massivabsorbersystem (SV2a) sowie die Erdsondensysteme mit minimalem und maximalem Kostenansatz. Strompreisbasis: 17 Ct. kWh^{-1}, Preissteigerungsrate (Kapital, Betrieb): 2 %; (Bedarf): 3 % 187

Abb. 99: CO_2-äquivalente Emission des optimierten Massivabsorbersystems im Vergleich zum Erdsondenheizsystem 187

Abb. 100: Vergleich der CO_2-Verminderungskosten bei Gegenüberstellung der Systemvarianten in Abhängigkeit des Betrachtungszeitraums 188

Abb. 101: Schlosserei aus Süd-Ost-Blickrichtung; Massivabsorber mit Anthrazitanstrich (Foto: Laumer Bautechnik GmbH) 191

Abb. 102: Hydraulikschema des Massivabsorberheizsystems der Pilotanlage (Schlosserei) 192

Abb. 103: Betrieb Schlosserei; Grafik aufgeteilt in drei Bereiche: oben: Temperatur; mittig: spezifische Solarstrahlung auf die drei aktivierten Fassadenorientierungen; unten: Wärmeleistungen der Massivabsorber-Fassaden und der Wärmespeicher (Tanzer et al. 2017) 194

Abb. 104: Schlosserei 2016: Betriebsstunden der einzelnen Systemzustände (Tanzer et al. 2017) 195

Abb. 105: Verteilung der Messausfälle der Betriebszustände in 2016 der Pilotanlage (Tanzer et al. 2017) 195

Abb. 106: Abhängigkeit des Solarertrags der Massivabsorber von der Solarstrahlung (Pilotanlage); Oben: Ostfassade; Mitte: Südfassade; Unten: Westfassade (Tanzer et al. 2017) 196

Abb. 107: Pilotanlage 2016 (SPV2a): mittlere Speichertemperatur und Wärmeverlustleistung (Tanzer et al. 2017) 198

Abb. 108: Pilotanlage 2016 (SPV2b): mittlere Speichertemperatur und Wärmeverlustleistung (Tanzer et al. 2017) 198

Abb. 109: Energieumsätze und Effizienzwerte der Pilotanlage (2016) (Tanzer et al. 2017) 199

Abb. 110: Pilotanlage 2016: Wärmepumpeneffizienz und Laufzeit (Tanzer et al. 2017) 200

Abb. 111: Betonprüfkörper mit weißer Wandfarbe untersucht am 15. Juni 2015. Dargestellt ist der spektrale (wellenlängenabhängige) Reflexionswert (rote Kurve). Solarer Absorptionsgrad (AM1.5) $\alpha Str, kw = 0{,}182$ und thermischer Emissionsgrad bei 100 °C $\varepsilon Str, lw = 0{,}951$. Solarspektrum (AM1.5) und Spektrum eines Schwarzkörpers bei 100 °C (BB 373) sind nur qualitativ dargestellt. (Messung: Institut für Solartechnik SPF, der Hochschule für Technik HSR in Rapperswil (Schweiz)) 227

Abb. 112: Unbehandelter Betonprüfkörper untersucht am 15. Juni 2015. Dargestellt ist der spektrale (wellenlängenabhängige) Reflexionswert (rote Kurve). Solarer Absorptionsgrad (AM1.5) $\alpha Str, kw = 0{,}660$ und thermischer Emissionsgrad bei 100 °C $\varepsilon Str, lw = 0{,}966$. Solarspektrum (AM1.5) und Spektrum eines Schwarzkörpers bei 100 °C (BB 373) sind nur qualitativ dargestellt. (Messung: Institut für Solartechnik SPF, der Hochschule für Technik HSR in Rapperswil (Schweiz)) 228

Abb. 113: Betonprüfkörper mit anthrazit Wandfarbe untersucht am 15. Juni 2015. Dargestellt ist der spektrale (wellenlängenabhängige) Reflexionswert (rote Kurve). Solarer Absorptionsgrad (AM1.5) $\alpha Str, kw = 0{,}788$ und thermischer Emissionsgrad bei 100 °C $\varepsilon Str, lw = 0{,}945$. Solarspektrum (AM1.5) und Spektrum eines Schwarzkörpers bei 100 °C (BB 373) sind nur qualitativ dargestellt. (Messung: Institut für Solartechnik SPF, der Hochschule für Technik HSR in Rapperswil (Schweiz)) 228

Abb. 114: Elektroofenschlacke ohne Mittelkorn (4 … 12,5 mm): Körnungslinie; zur Messdurchführung beauftragt: GSG Geologie-Service GmbH Würzburg 234

Abb. 115: Elektroofenschlacke ohne Mittelkorn (4 … 12,5 mm): Korngrößenverteilung; zur Messdurchführung beauftragt: GSG Geologie-Service GmbH Würzburg 235

Abb. 116: Elektroofenschlacke ohne Mittelkorn (4 … 12,5 mm): Proctorkurve; zur Messdurchführung beauftragt: GSG Geologie-Service GmbH Würzburg 236

Abb. 117: Elektroofenschlacke ohne Mittelkorn (4 … 12,5 mm): Ergebnisse des Proctorversuchs; zur Messdurchführung beauftragt: GSG Geologie-Service GmbH Würzburg 237

Abb. 118: EOS bei unterschiedlicher Befeuchtung; oben: Wassergehalt ca. 6-9 %; mitte: ofengetrocknet 50 °C; Befeuchtung während Proctorversuch (Fotografiert von GSG Geologie-Service GmbH Würzburg) 238

Abb. 119: Heizleistung in Abhängigkeit der Eintrittstemperatur in den Verdampfer und der Austrittstemperatur des Kondensators; Multilineare Regression gepunktet; Datenquelle: Viessmann Werke GmbH & Co. KG für Vitocal 300 G Type BWS 301.A45 (Tanzer et al. 2017) 245

Abb. 120: Temperaturabhängiger p0-Verlauf aus Tabelle 47; aufgeteilt in zwei Bereiche (Tanzer et al. 2017) 245

Abb. 121: Temperaturabhängiger p1-Verlauf aus Tabelle 47; aufgeteilt in zwei Bereiche (Tanzer et al. 2017) 245

Abb. 122: Temperaturabhängiger p2-Verlauf aus Tabelle 47; aufgeteilt in zwei Bereiche (Tanzer et al. 2017) 246

Abb. 123: Wärmespeicherverlustanalyse; Manipulation der Wärmedurchgangskoeffizienten bei Speichergeometrieänderung (Tanzer et al. 2017) 249

Abb. 124: Normierte Diskretisierung der Wärmespeicherschichten; Rohrebenen farbig hervorgehoben (Tanzer et al. 2017) 249

Abb. 125: Systemvariante 1: Funktionsschema (Tanzer et al. 2017) 253

Abb. 126: Systemvariante 1: absolute Wärmeerträge der Massivabsorber-Fassadenkombinationen; N = Nord, O = Ost, S = Süd, W = West; 1 ≙ 100 % Fassadenbelegung (Tanzer et al. 2017) 255

Abb. 127: Systemvariante 1: Jährliche Gesamtwärmeerträge und spezifische, jährliche Gesamtwärmeerträge bezogen auf die jeweilige Massivabsorberfläche (Tanzer et al. 2017) 255

Abb. 128: Systemvariante 1: Investitionskosten für Massivabsorberfassaden (Tanzer et al. 2017) 256

Abb. 129: Systemvariante 1; N = Nord, O = Ost, S = Süd, W = West; 1 ≙ 100 % Fassadenbelegung; Bild rechts oben: Verhältnis von Heizzahl ξ zum Wärmepreis kSys, a als Effizienzbeschreibung (Tanzer et al. 2017) 258

Abb. 130: SV1: N0O0S1W0; Wöchentliche Energieumsätze und WP-Effizienz (Tanzer et al. 2017) 259

Abb. 131: SV1: N0O0S1W0; Monatliche Energieumsätze und WP-Effizienz (Tanzer et al. 2017) 259

Abb. 132: SV1: N0O0S1W0; Wöchentliche MA-Erträge und deren Zuordnung (Tanzer et al. 2017) 259

Abb. 133: SV1: N0O0S1W0; Monatliche MA-Erträge und deren Zuordnung (Tanzer et al. 2017) 260

Abb. 134: SV1: N0O0S1W0; jährliche Energieumsätze; Jahresarbeitszahl Wärmepumpe JAZ sowie Jahresarbeitszahl System JAZSys und Heizzahl ξ (Tanzer et al. 2017) 260

Abb. 135: Systemvariante 2a; Auswirkung der Preissteigerungsrate der Energiebezugspreise bzw. bedarfsgebundenen Kosten (Tanzer et al. 2017) 265

Abb. 136: Untersuchung 1; Vergleich alternativer Massivabsorbervarianten innerhalb des Systems. (Tanzer et al. 2017) 269

Abb. 137: Untersuchung 2; Vergleich alternativer Massivabsorbervarianten innerhalb des Systems. (Tanzer et al. 2017) 269

IV Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Übersicht solarer Heizsysteme (Tanzer et al. 2017) 9

Tabelle 2: Anwendungen und Untersuchungen von Massivabsorbern (Tanzer et al. 2017) 12

Tabelle 3: Thermischer Vergleich zwischen einem 1 mm Kupfer Absorber und einer 50,8 mm starken Massivabsorber-Rohrüberdeckung (Tanzer et al. 2017) 14

Tabelle 4: Merkmale eines multifunktionalen Kollektors nach Munari Probst (2009, 103ff.); Einschätzung zur Erfüllung der Kriterien durch fassadenintegrierte Massivabsorber (Tanzer et al. 2017) 15

Tabelle 5: Solarer Absorptionskoeffizient und thermischer Emissionsgrad bei 100 °C dreier Wandoberflächen (Tanzer et al. 2017) 47

Tabelle 6: Konstruktionsparameter und Randbedingungen für die numerische Berechnung 51

Tabelle 7: Ansys Fluent Residuen der Lösung 53

Tabelle 8: Vergleich zwischen der numerischen Lösung (Fluent) und dem 4-Knotenmodell (EES) 54

Tabelle 9: Variationsbereich der Umgebungseigenschaften zur Bestimmung der Kollektorparameter (Tanzer et al. 2017) 56

Tabelle 10: Kollektorparameter nach Regression für das ausführliche Modell nach DIN EN ISO 9806:2014-06 (72) mit einem Bestimmtheitsmaß $R2 = 0{,}9988$ (Tanzer et al. 2017) 58

Tabelle 11: Parametervariation zur Einflussbestimmung auf den möglichen, jährlichen Wärmeertrag (Tanzer et al. 2017) 67

Tabelle 12: Parametervariation zur Bestimmung der Einflüsse von Strahlungskoeffizienten auf den spezifischen Jahreswärmeertrag. *Kursive* Variantendaten nach Duta et al. (2014, 551); Varianten nach Leonhardt und Sinnesbichler (2000, 7) mit Zusatz „IBP“ (Tanzer et al. 2017) 77

Tabelle 13: Parametervariation (Tanzer et al. 2017) 83

Tabelle 14: Referenzumweltbedingungen; Stunde 8005, des Meteonormdatensatzes für München Flughafen (Tanzer et al. 2017, 129) 85

Tabelle 15: Grundparameter der Elementarzellenvariante 16 (Tanzer et al. 2017) 86

Tabelle 16: Maßnahmen zur Baugrößeneinschränkung (Tanzer et al. 2017) 91

Tabelle 17: konstruktive Parameter der Versuchs-Wärmespeicher 100

Tabelle 18: Materialkennwerte der Versuchs-Wärmespeicher 100

Tabelle 19: Wärmeübertragungsbestandteile und Parameter der Versuchs-Wärmespeicher 100

Tabelle 20: Wärmeleitfähigkeitsmessung von EOS (Tanzer et al. 2017) 105

Tabelle 21: Parametervariation der Wärmespeicherelementarzelle (Tanzer et al. 2017) 118

Tabelle 22: Parametervariation der Wärmespeicher-Elementarzelle (Tanzer et al. 2017) 124

Tabelle 23: Betriebs- und Konstruktionskosten der Elementarzellenreferenz 127

Tabelle 24: Kollektorparameter nach Regression für das ausführliche Modell nach DIN EN ISO 9806:2014-06 (72) mit einem Bestimmtheitsmaß R2 = 0,9988 (Tanzer et al. 2017) 133

Tabelle 25: Auslegungszustand der Wärmepumpe für das Beispielgebäude (Tanzer et al. 2017) 135

Tabelle 26: Übersicht der Systemvarianten 145

Tabelle 27: Vergleich zwischen hierarchisch linearer Modellierung und dynamischer Simulation 172

Tabelle 28: Ergebnisvergleich zwischen berechnetem Sampling nach HLM und dynamischer Simulation (Tanzer et al. 2017) 178

Tabelle 29: Statische Amortisationszeiten [a] für die Erst- oder Ersatzinvestition von SV2a in Bezug zu den Systemvarianten mit Erdwärmesonden 184

Tabelle 30: Größenverhältnisse der Pilotanlage im Vergleich 197

Tabelle 31: Angesetzte Werte für die rechnerische Nutzungsdauer, den Aufwand für Inspektion, Wartung und Instandsetzung; wenn nicht anders angegeben Werte nach VDI 2067 Blatt 1:2012-09 229

Tabelle 32: Entstehung der Preise (Tanzer et al. 2017) 231

Tabelle 33: Allgemeine Massivabsorberpreise (Tanzer et al. 2017) 231

Tabelle 34: Rohrpreise (Tanzer et al. 2017) 231

Tabelle 35: Preisgrundlage für Massivabsorber mit Kapillarrohrmatten (Tanzer et al. 2017) 232

Tabelle 36: Verbindungspreise (T-Stücke) (Tanzer et al. 2017) 232

Tabelle 37: Verbindungspreise (Übergang auf Pressverbindung) (Tanzer et al. 2017) 233

Tabelle 38: Anschlusskosten je Massivabsorber an Verteilnetz (Tanzer et al. 2017) 233

Tabelle 39: Speziell anzupassende Modellparameter (Fixwerte) von type343 für abweichende Speichergeometrien ohne freie Wasserströmung. Parameterliste nach Hornberger (1994, 152f.). Die Variable N beschreibt die Anzahl der modellierten Speicherschichten. (Tanzer et al. 2017) 239

Tabelle 40: Wärmewiderstände der Versuchsspeicheranlagen bezogen auf DR, a (Tanzer et al. 2017) 240

Tabelle 41: Entstehung der Preise (Tanzer et al. 2017) 241
Tabelle 42: Allgemeine Konstruktionspreise Wärmespeicher (Tanzer et al. 2017) 241
Tabelle 43: Rohrpreise Wärmespeicher (Tanzer et al. 2017) 241
Tabelle 44: Elementarzellenkonfiguration (Kies) (Tanzer et al. 2017) 242
Tabelle 45: Elementarzellenkonfiguration (EOS) (Tanzer et al. 2017) 243
Tabelle 46: U-Werte des Beispielgebäudes (Tanzer et al. 2017) 244
Tabelle 47: Quadratische Regression der Kondensatorleistung; zu Abb. 119 (Tanzer et al. 2017) 244
Tabelle 48: Regression der Regressionsparameter der Kondensatorleistung (Tanzer et al. 2017) 246
Tabelle 49: Regression der Regressionsparameter der elektrischen Leistungsaufnahme des Verdichters (Tanzer et al. 2017) 247
Tabelle 50: Regression der Regressionsparameter der Verdampferleistung (Tanzer et al. 2017) 247
Tabelle 51: Datenpunktliste (Tanzer et al. 2017) 250
Tabelle 52: Betriebsrelevante Anlagenbestandteile; Preisansatz durch Richard Kaufmann GmbH (Tanzer et al. 2017) 250
Tabelle 53: Nahtloses Stahlrohr nach DIN EN 10220:2003-03 mit Preisansatz ohne Rohrmontage (Tanzer et al. 2017) 251
Tabelle 54: Systemvariante 1; Betriebskriterienmatrix (Tanzer et al. 2017) 254
Tabelle 55: Systemvariante 2a; Betriebskriterienmatrix (Tanzer et al. 2017) 261
Tabelle 56: Systemvariante 2b; Betriebskriterienmatrix; Zusätzliche Abbruchkriterien von SV2b gegenüber SV2a (!) (Tanzer et al. 2017) 262
Tabelle 57: Systemvariante 3; Betriebskriterienmatrix (Tanzer et al. 2017) 262
Tabelle 58: Systemvariante 4; Betriebskriterienmatrix (Tanzer et al. 2017) 263
Tabelle 59: Systemvariante 5; Betriebskriterienmatrix (Tanzer et al. 2017) 264
Tabelle 60: Polynomkoeffizienten zur Speicherdimensionierung, siehe Gl. (6.8) (Tanzer et al. 2017) 266
Tabelle 61: Polynomkoeffizienten zur Abschätzung von $\xi/kSys, a$, siehe Gl. (6.14) (Tanzer et al. 2017) 266
Tabelle 62: Polynomkoeffizienten zur Abschätzung von JAZ, siehe Gl. (6.14) (Tanzer et al. 2017) 267
Tabelle 63: Vergleich alternativer Massivabsorbervarianten innerhalb des Systems über die Untersuchungsvarianten U1 und U2 (Tanzer et al. 2017) 268

Tabelle 64: Systemkosten [€] und elektrischer Aufwand [kWh a^{-1}] im Vergleich für optimiertes Beispielgebäude und konventionelles Erdsondensystem (Tanzer et al. 2017) 270

Tabelle 65: Annuitätswerte [€ a^{-1}] im Vergleich für optimiertes Beispielgebäude und konventionelles Erdsondensystem (Tanzer et al. 2017) 271

1 Einleitung und Motivation

Das Erneuerbare-Energie-Wärmegesetz (EEWärmeG) §1 Abs. 2 besagt, dass der „Anteil Erneuerbarer Energien am Endenergieverbrauch für Wärme und Kälte bis zum Jahr 2020 auf 14 Prozent“ steigen soll. Mit dem Klimaschutzplan 2050 aus dem Jahr 2016 soll zur Umsetzung des Pariser Klimaschutzabkommens eine vollständige Dekarbonisierung der Energieerzeugung erreicht werden (BMUB 2016, 35); dies betrifft somit auch den Wärmesektor. Für das Jahr 2020 wird ein Anteil erneuerbarer Energien bei Wärme und Kälte von 16,3 % prognostiziert (BMWi 2015, 26). Dazu sollte bereits 2016 der erneuerbare Anteil von 14 % im Wärmesektor erreicht werden. Bereits in BEE (2016, 4) wird diese Prognose kritisch eingeschätzt und mit erreichten 13,2 % in BMWi (2018, 5) bestätigt. Vorläufige Daten für 2017 weisen sogar einen Rückgang auf 12,9 % aus. Obwohl der anvisierte Anteil an erneuerbaren Energien am Gesamtenergieverbrauch (Wärme und Strom) in Deutschland im Jahr 2015 erreicht wurde, besteht noch Nachholbedarf im Bereich der Energieeffizienz (EEA 2017, 19ff.). Das Potential, welches damit einhergeht, belegt der hohe Wärmeanteil aus dem Jahr 2015 mit 53,3 % (4,7 EJ) am gesamten Endenergiebedarf Deutschlands (8,9 EJ) (AGEB 2016, 29) bei einem primärenergetischen Gesamtenergiebedarf von 13,3 EJ (AGEB 2017, o.S.). Insgesamt sind hier weiterhin große Anstrengungen erforderlich und besonders zur Erhöhung des geringen Anteils erneuerbarer Energien im Nichtwohnbereich, in dem nach BEE (2016, 4) „in 60 Prozent der Fälle Ausnahmetatbestände“ gelten.

Die Motivation dieser Arbeit liegt in der Entwicklung eines neuen effizienten Heizsystems, um erneuerbare Energien für Gewerbe- und Industriegebäude wirtschaftlich attraktiv zu gestalten und deren Verbreitung zu fördern. Darüber hinaus soll es nicht von örtlichen Gegebenheiten, wie bei geothermischen Systemen, abhängig sein, um ein breiteres Anwendungsfeld zu bieten. Unter dem Gesichtspunkt, dass industrielle Gebäude oftmals einen geringen Fensterflächenanteil aufweisen und die Fassade im Normalfall nicht energetisch genutzt wird, liegt es nahe Solarkollektoren vorzusehen. Dies wird gestützt durch die Zielvorgaben der Europäischen Kommission Heizwärme CO_2-arm und lokal mit den Schlüsseltechnologien Wärmepumpe und Solarkollektor zu erzeugen (European Commission 2011, 11). Des Weiteren deckt sich der Ansatz der thermischen Fassadennutzung auch mit der Studie eines möglichen Szenarios[1] von Henning und Palzer (2012, 31), wonach etwa 75 % insgesamt an Gebäuden *solarthermisch* zu verwenden wären, wenn eine vollständige Deckung des Gesamtenergiebedarfs mittels erneuerbarer Energien realisiert werden solle. 16,3 % als Anteil der Fassadenfläche von der nutzbaren Gesamtgebäudefläche können dabei nach

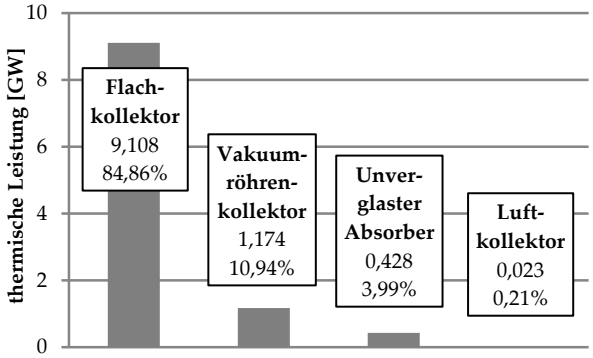


Abb. 1: Installierte Gesamtleistung thermischer Solarkollektoren für Deutschland in 2011 (Daten aus Mauthner und Weiss (2013, 9))

[1] Henning und Palzer (2012, 18) legen „[i]n diesem Szenario [den] Einfluss einer höheren Sanierungstätigkeit (Reduktion des Heizwärmebedarfs auf 50 % des Wertes aus 2010) und die Fixierung des Anteils von elektrischen Wärmepumpen im Bereich der dezentralen Wärmeversorgung auf 75 %“ zugrunde.

Einschätzung von Braun (2012, 15) solartechnisch (Wärme und Strom) an Fassaden genutzt werden. Beide Quellen zusammen führen zu 23,2 km² solarthermisch nutzbarer Fassadenfläche[2]. Unter der Annahme, dass dort Fassadenkollektoren abhängig vom Solaranteil des Systems zwischen 60 und 70 % mit einem Jahresertrag zwischen 265 und 348 kWh m^{-2} a^{-1} (Matuska und Sourek 2006, 1450) eingesetzt werden, ergäbe dies mögliche Jahreserträge im Bereich von 22,1 bis 29,1 PJ a^{-1} und folglich einen Anteil von 0,47 bis 0,62 % bezogen auf den Endenergiebedarf für Wärme in Deutschland von 4,7 EJ (AGEB 2016, 29). Insofern die gesamte für Solartechnik verfügbare Fassadenfläche von 233 km² (Braun 2012, 15) für *Solarthermie* genutzt und die Photovoltaik über andere Flächen bereitgestellt werden würde, läge der Ertrag bei 222,3 bis 291,9 PJ a^{-1} und entsprächen somit 4,73 bis 6,21 % des deutschen Wärmebedarfs.

Diese thermische Aktivierung lässt sich über Solarkollektoren unterschiedlichster Bauart erreichen, siehe Abb. 1. Verteilung von Ende 2011 ist von der Einbausituation unabhängig. Die kumulierte Gesamtleistung beträgt 10,5 GW (22,3 PJ a^{-1}). En Gros sind dabei Flachkollektoren mit einem Anteil von knapp 85 % gefolgt von rund 11 % durch Vakuumröhrenkollektoren. Ende 2016 steigerte sich die Leistung auf 13,9 GW (BSW-Solar 2017, o.S.). Die Zunahme um 32,4 % zeigt unbestritten die Aktualität der thermischen Solarenergienutzung.

Doch welche Art von Kollektor sollte für Fassaden genutzt werden? Neben den rein technischen Aspekten zur Energieerzeugung unterliegt die Anwendung auch den Anforderungen der modernen Architektur. Dort gewinnt die Integrationsfähigkeit von Solarkollektoren immer größere Bedeutung bei zukünftigen Planungen, wozu nach Munari Probst (2009, 59): „Possible combinations options in terms of "*technology choice - surface requirements"* and "*available exposed surfaces -energy* [sic!] *production goals"* should be considered to find the best compromise in terms of building integration needs and energy production goals […]". Demnach sollen verwendete Solarkollektoren im Einklang mit den Gebäudeoberflächen stehen und dies in Abwägung zur Energieerzeugung. Anwendungsbeispiele dazu nennt Munari Probst (2009, 79ff. & 184ff.). Dass hier auch für Deutschland weiterhin Entwicklungsbedarf besteht, nennen Brechlin et al. (2003, 96). Auch Cappel et al. (2014, 1342f.) ziehen diesen Schluss, wonach allerdings das Hauptproblem einer häufigeren Anwendung fassadenintegrierter Kollektoren ökonomischer Natur ist. D'Antoni und Saro (2012, 3666f.) weisen auf die Erfordernis einer erheblichen Kosteneinsparung bei konventionellen Solarkollektoren – auch ohne Fassadenintegration – hin, um die thermische Solarenergienutzung stärker zu verbreiten. Dabei wirken dem überwiegend die teuren Materialien entgegen.

„Insgesamt lässt sich somit schlussfolgern, dass:

- eine verbesserte Kollektorintegration in die Gebäudehülle notwendig [ist] und
- eine Kostenreduzierung durch das Verwenden alternativer Materialien und einfacher Konstruktionen angestrebt werden sollte" (Tanzer et al. 2017).

[2] Braun (2012, 15): 16,3 % (233 km²) Fassadenfläche für Wärme und Strom nutzbar; Henning und Palzer (2012, 31): Drei Viertel bzw. 75 % von 190 km² (Dach und Fassade) sind solarthermisch verwendbar. Solarthermisch nutzbare Fassadenfläche: $16{,}3\,\% \cdot 75\,\% \cdot 190\ \mathrm{km^2} = 23{,}2\ \mathrm{km^2}$.

Als solarthermische Fassadenkollektoren unterscheiden O'Hegarty et al. (2016a, 409) fünf Haupttypen, darunter auch Massivabsorber als vorgehängte Fassadenelemente mit integrierten Rohren. Die genannten wirtschaftlichen und architektonischen Anforderungen können durch Massivabsorber erfüllt werden (D'Antoni und Saro 2012, 3667f.). Obwohl Massivabsorber bereits seit Ende der 70er Jahre bekannt sind und seitdem in der wissenschaftlichen Literatur behandelt werden, vgl. z.B. Sodha et al. (1979), Kumar et al. (1981) und Schwarz (1981), gibt es bislang keine großflächige Verbreitung.

Nicht nur die monetären und architektonischen Vorzüge der Konstruktion, wie günstige Materialien und Fassadenintegration gehen mit der thermischen Aktivierung einher. Die Erwärmung der Fassade bzw. des Massivabsorbers durch Sonnenenergie stellt zudem ein Temperaturniveau bereit, das in Verbindung mit einer Wärmepumpe effizient genutzt werden kann. Liegen diese Temperaturen oberhalb derer von Erdreich (0 °C) oder Grundwasser (10 °C) reduziert sich der elektrische Aufwand der Wärmepumpe im Vergleich zu den alternativen Quellen, wodurch die Leistungsziffer (COP) steigt, siehe Abb. 2.

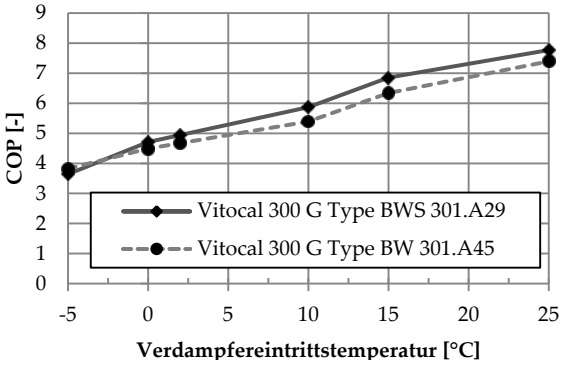


Abb. 2: Abhängigkeit des COP von der Verdampfer-Eintrittstemperatur bei konstantem, primärseitigem Volumenstrom. Hier für eine Heiztemperatur von 38 °C. (Datenquelle: Viessmann Werke GmbH & Co. KG)

Die technische Einbindung von Massivabsorbern in ein Heizsystem erfolgt bislang stets nur in Kombination mit einer Wärmepumpe, wie die Anwendungen in D'Antoni und Saro (2013, 204), Primus et al (1999, 21ff.), Primus und Jastrow (1998, 31ff.), Jastrow (1997, 3ff. & 23 & 41), Primus (1995, 34ff.), Schwarz (1987, 47ff.) oder auch Schwarz (1981, o.S.) belegen. Die erzielten Leistungsziffern bewegen sich dabei im vergleichsweise niedrigen Bereich. Denn ist der Massivabsorber die alleinige Wärmequelle, muss der Betrieb der Wärmepumpe auch bei niedrigen Außentemperaturen erfolgen. Das Ziel für einen energieeffizienteren Einsatz von Wärmepumpen muss jedoch sein, ihnen quellenseitig dauerhaft Wärme mit möglichst hoher Temperatur bereitzustellen. Sollte die Wärmeleistung des Massivabsorbers hierfür nicht mehr ausreichen, muss eine alternative Wärmequelle, wie ein Wärmespeicher, an dessen Stelle treten.

Dieses Grundkonzept eines Heizsystems mit Solarkollektor als Wärmequelle und gleichzeitiger Wärmespeicherung findet bereits Anwendung: Für die solare Wärmeversorgung mit hohen saisonalen Deckungsraten werden Systeme mit großen Solarkollektoranlagen, zentralem Saisonwärmespeicher und Wärmeverteilung über ein Nahwärmenetz eingesetzt. Kritisch sind dabei die Parameter der Wärmenutzung mit hohen Nettemperaturen für Raumheizung und Brauchwasserbereitung. Die vergleichsweise hohen Investitionskosten gegenüber einer Gas-Brennwertkesselanlage, siehe Bauer et al. (2016, 232f.), müssen weiter reduziert werden, um derartige Systeme wirtschaftlich einsetzen zu können.

Im Gegensatz dazu werden konventionelle Solaranlagen mit Wärmespeicherung auch dezentral eingesetzt. Für einen Systemaufbau mit Massivabsorber und Speicher lie-

fert die Literatur hier nur vereinzelt Beschreibungen. Selbst kleine Wärmespeicher, z.B. Pufferspeicher, finden mit dieser Kollektorart kaum Anwendung, werden nicht näher diskutiert oder dienen zur Reduzierung von taktendem Wärmepumpenbetrieb; beispielhaft sei verwiesen auf Primus (1995, 34 & 115). Die Möglichkeit zur Verwendung eines zusätzlichen Wärmespeichers ist zudem allgemein beschrieben in D'Antoni & Saro (2012, 3676f.) oder in Schwarz (1981, o.S.) mit einem im Erdreich eingelegten Betonabsorber, der sowohl aktiv beladen als auch passiv dem umgebenden Erdreich Wärme entziehen kann. Eine Verbindung von Massivabsorbern mit großen Wärmespeichern, die Wärme über längere Zeiträume hinweg bevorraten können, wird bisher in der Literatur nur ansatzweise diskutiert. (Tanzer et al. 2017)

Es zeigen lediglich Tanzer und Schweigler (2016, 515) den Zusammenhang, dass das Speichervolumen von der aktivierten Fassadenfläche abhängt, wohingegen Abhängigkeiten zwischen Kosten und umgesetzten Energien außen vor bleiben. Eine detaillierte Analyse der Interaktionen zwischen Massivabsorber und Speicher ist folglich ein wichtiger Schritt in der Weiterentwicklung dieses Systemgedankens.

Hieraus ergibt sich die zentrale Fragestellung, wie ein solches System beschaffen sein muss, um eine wirtschaftliche Alternative zu konventionellen Wärmepumpensystemen darzustellen.

Obwohl in Deutschland seit Beginn der 90er Jahre große, saisonale Wärmespeicher gebaut und im Rahmen von Forschungsprogrammen, wie „Solarthermie-2000" und „Solarthermie2000plus" untersucht werden, bleibt auch deren Verbreitung gering. Ausschlaggebend sind die hohen Investitionskosten für groß dimensionierte Speicher, die eine hohe solare Abdeckung des Heizbedarfs ermöglichen sollen. Dass viel solare Wärmeenergie im Sommer überschüssig vorhanden ist und genutzt werden sollte, macht Abb. 3 deutlich. Diese Energie erwärmt das Gebäude auch in der Sommerphase passiv über die Hülle, ist aber zugleich für hohe Kühllasten verantwortlich. Eine saisonale Verlagerung dieser Überschusswärme in den Bedarfszeitraum hilft dem entgegenzuwirken.

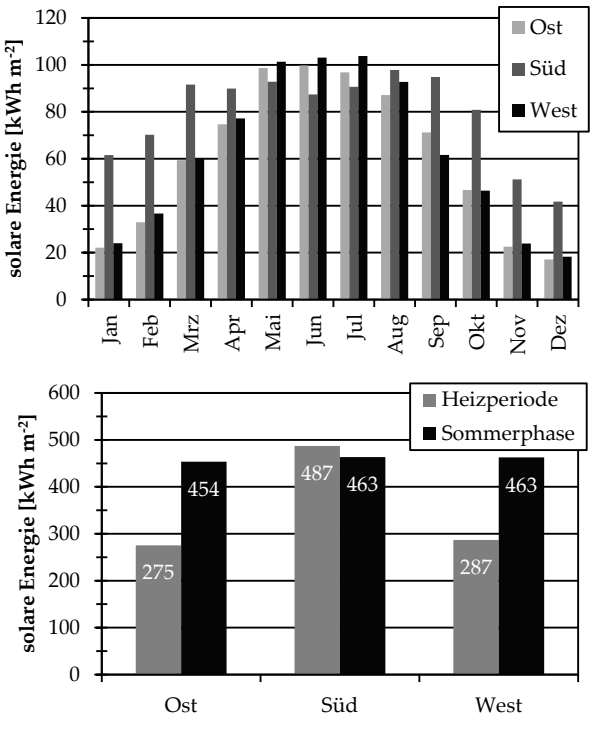


Abb. 3: Monatliche Solarstrahlung für München Flughafen für Ost-, Süd-. Westfassade (oben); Aufsummierte, jährliche Solarstrahlung auf Ost-, Süd- und Westfassade (unten); Sommerphase Mai-Sep.

Einsatzgebiete der saisonalen Wärmespeicherung gibt es sowohl in Verbindung mit großen Wärmenetzen, als auch dezentral bei Einfamilienhäusern (Lottner und Mangold 2000, 1ff.). Die Langzeit- oder saisonale Wärmespeicherung werden bis dato ausschließlich mit konventioneller Kollektortechnik ausgeführt und mit hohen Speichertemperaturen betrieben. Bei den Großanlagen mit Nahwärmenetz sei hierzu verwiesen auf Mangold und Schmidt (2006, 25f.) und im Bereich dezentraler Nutzung bei Einfamilienhäusern auf die Untersuchung von Al-

Addous (2006, 17ff.). Schmidt et al. (2003, 6) stellen vier Haupttypen großer Wärmespeicherkonstruktionen gegenüber: Heißwasserspeicher, Kies-Wasser-Speicher, Aquifer- und Erdsondenspeicher und demonstrieren, dass je größer das Volumen ist, desto niedriger sind die volumenspezifischen Herstellkosten. (Tanzer et al. 2017)

Die Überlegung Massivabsorber als Alternative zu den bisher etablierten Kollektoren in Kombination mit Langzeitwärmespeichern einzusetzen ist somit nur konsequent, um die Vorteile beider Technologien (Fassadenintegration; Wärmepumpenbetrieb; sommerlicher Wärmetransfer) miteinander zu vereinen. Darüber hinaus ist ein weiterer innovativer Aspekt dieser Arbeit die Nutzung des Massivabsorbers auf einen Betrieb oberhalb des Taupunkts der Außenluft zu beschränken. Hierdurch wird dem Gedanken der neutralen Fassadengestaltung Rechnung getragen, um die Akzeptanz am Gebäude angebrachter Solartechnik zu erhöhen. Dies erfordert eine Erweiterung bisheriger Regelungstechnik und Überwachungsfunktionen. Dadurch hebt sich diese Arbeit von der bekannten Literatur ab, da dort die Nutzung latenter Wärme ein wichtiger Kerngedanke in Verbindung mit einer Wärmepumpe ist, wie z.B. in D'Antoni und Saro (2013), Jastrow (1997) oder Primus (1995) beschrieben.

Im weiteren Verlauf wird eine detaillierte Analyse des Heizsystems und seiner Einzelbestandteile Massivabsorber und saisonaler Wärmespeicher vorgenommen. Die Fragen F1 bis F5 werden im weiteren Verlauf durch Prüfung ihrer Hypothesen (H) beantwortet:

F1[3]**:** *Wie beeinflussen die Konstruktionsparameter und Umweltbedingungen den Wärmeertrag eines fassadenintegrierten Massivabsorbers und den Betrieb in Verbindung mit einem Langzeitwärmespeicher?*

(**H1**) Die Parameterstudie an fassadenintegrierten Massivabsorbern führt zu veränderten Ergebnissen gegenüber frei aufgestellten Massivabsorbern und Massivabsorbern mit Betrieb unterhalb des Lufttaupunkts, wie sie von D'Antoni und Saro (2013, 202ff.) und O'Hegarty et al. (2016b, 955ff.) untersucht sind.

F2: *Wie gestaltet sich die optimale Konfiguration eines fassadenintegrierten Massivabsorbers?*

(**H2**) Die optimale Konfiguration ist nicht allein vom Verhältnis aus Materialkosten zum Wärmeertrag abhängig.

F3: *Wie beeinflussen die Konstruktionsparameter eines Festkörperwärmespeichers seine Fähigkeit Wärme abzugeben oder aufzunehmen?*

(**H3.1**) Aus dem Aufbau des Wärmespeichers kann ein Kennwert für die Wärmeübertragung im dynamischen Betrieb als systemrelevante Größe abgeleitet werden.

---

[3] Diese Forschungsfrage knüpft an die Arbeit von D'Antoni und Saro (2012, 2678). Für freistehende Massivabsorber mit mäanderförmiger Verrohrung, zweiseitiger Wärmeübertragerfläche und direkter Anbindung an eine Wärmepumpe ist der Parametereinfluss bereits untersucht (D'Antoni und Saro 2013, 202ff.). Offen bleibt, ob sich in einem Heizsystem anderer Konfiguration (einseitiger Luftkontakt) die Einflüsse der konstruktiven Details verändern. O'Hegarty et al. (2016b, 955ff.) nehmen eine detailliertere Parameterstudie vor, jedoch mit Einschränkungen bezogen auf den Umfang der Parameter.

(**H3.2**) Je kompakter ein Wärmespeicher konstruiert ist, desto höher ist seine Wärmeaustauschrate.

F4: *Welche Kriterien sind für die Speicherwahl maßgebend und welche Wärmespeicherkonstruktion folgt daraus?*

(**H4.1**) Jeder Anlagenkonfiguration kann eine optimale Wärmespeicherkonstruktion zugewiesen werden.

(**H4.2**) Speichermaterialien mit hohen Wärmeleitfähigkeiten sind zu bevorzugen.

F5: *Wie sollte ein Heizsystem mit Massivabsorbern und Langzeitwärmespeicherung aufgebaut sein und mit welcher Betriebsweise wird eine hohe Effizienz der Anlage erreicht?*

(**H5.1**) Je höher der Anteil der aktivierten Fassadenfläche ist, desto höher ist die Anlageneffizienz.

(**H5.2**) Die Effizienz des Systems kann verbessert werden, wenn die Wärmepumpe stets die höchstmögliche Quellentemperatur zugewiesen bekommt.

(**H5.3**) Eine Aufteilung des Wärmespeichers in zwei Teilspeicher mit unterschiedlichem Betrieb steigert die Anlageneffizienz.

(**H5.4**) Verschieden orientierte Massivabsorber beeinflussen sich im Wärmeertrag.

(**H5.5**) Zu kleines oder zu großes Speichervolumen verschlechtert die Wirtschaftlichkeit der Anlage.

2 Grundlagen

Die Konzeptidee des neuen Heizsystems umfasst vier wesentliche Kernkomponenten, siehe Abb. 4: den Massivabsorber (1), der kurzwelliges Licht absorbiert, im langwelligen Strahlungsaustausch mit der Umgebung steht und konvektiv Wärme aus der Umgebungsluft aufnimmt oder an sie abgibt. Die gewonnene Wärme kann auf drei Hauptwegen dem System zugeführt werden. Wenn keine Heizanforderung vorliegt, kann der Wärmespeicher (2) geladen werden. Im Heizfall ist zu differenzieren, ob die Wärme direkt der Flächenheizung (3) bereitgestellt wird oder ob der Massivabsorber als Wärmequelle der Wärmepumpe (4) eingesetzt wird. Reicht die Wärmeabgabe des Massivabsorbers nicht aus, um die momentane Wärmeanforderung des Gebäudes zu decken, wird die Wärme des im Sommer geladenen Speichers verwendet. (Tanzer et al. 2017)

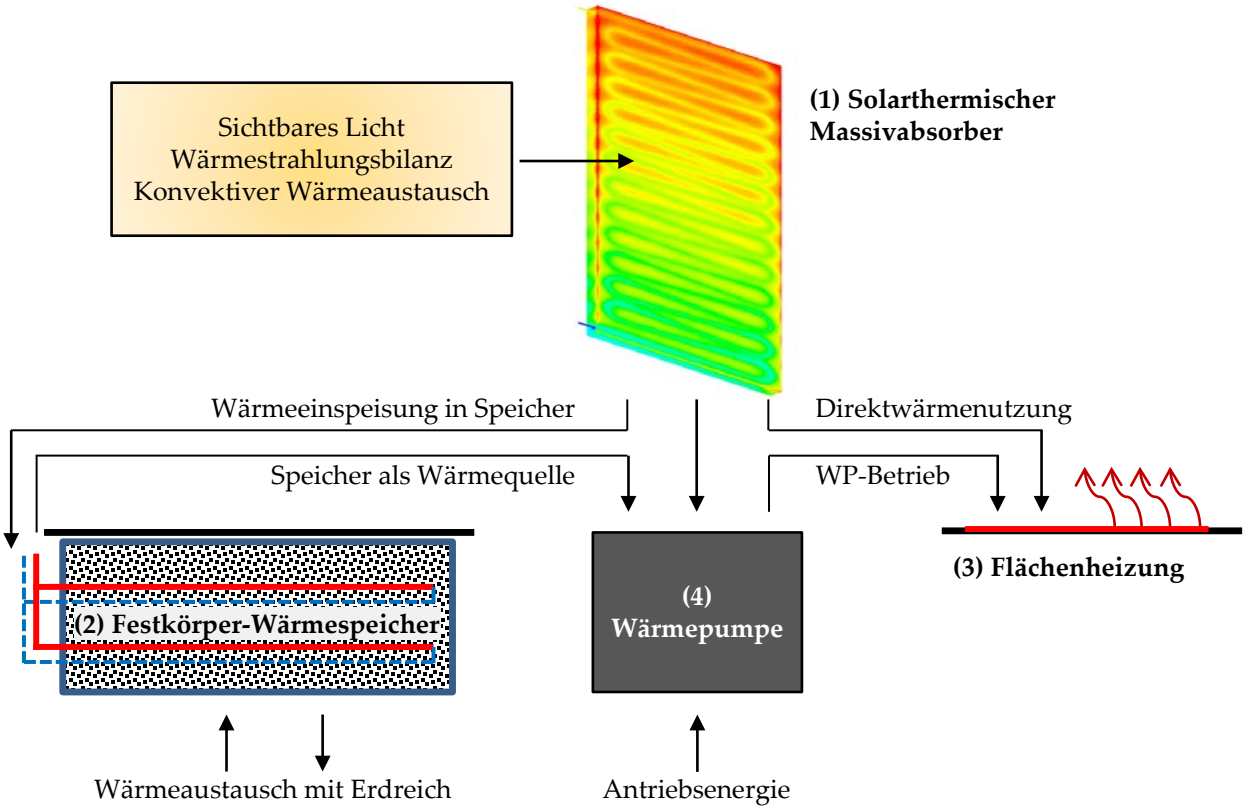


Abb. 4: Skizze des Systemkonzepts nach Tanzer und Schweigler (2016, 508)

2.1 Solare Heizsysteme

„Ein Großteil der in der Literatur diskutierten solarbasierten Heizsysteme [umfasst] auch die Trinkwassererwärmung […] und fungiert nicht nur zur Gebäudeerwärmung. Damit ein möglichst breitgefächerter Überblick zu den vorhanden Systemzusammenstellungen gewährleistet werden kann, finden auch diese Systeme hier Erwähnung; jedoch [wird auf die] Trinkwassererwärmung nicht näher eingegangen [...].

Einleitend und bezugnehmend auf Weiss (2003, 39) unterliegt die Gebäudeerwärmung im Jahresverlauf bekanntermaßen großen Schwankungen, die überwiegend auf die Verhältnisse der Außentemperatur zurückzuführen sind. Hingegen sind die Tagesprofile eher flach z.B. durch Reduzierung des Heizbedarfs bei einfallendem Sonnenschein in das Gebäudeinnere. Darüber hinaus geht Weiss (2003) auch auf die unterschiedlichen Tem-

peraturen zwischen Gebäudeheizung und Trinkwassererwärmung ein. Dies ist abhängig von der Art der wärmeabgebenden Bauteile, wie z.B. Flächenheizungen oder Heizkörper. Ebenfalls weist der Autor darauf hin, dass der Temperaturunterschied zwischen dem Vor- und Rücklauf üblicherweise klein ist, sodass die Rücklauftemperaturen (25-45 °C) vergleichsweise hoch sind.

Für die vollwertige Wärmeversorgung eines Gebäudes sind die Funktionen von Trinkwassererwärmung und Gebäudeheizung zu integrieren. Als grundlegende Kriterien an ein kombiniertes Heizsystem führ[en] Hadorn et al. (2002, 7) auf, dass neben der Leistungsfähigkeit der Aufwand der Installation, Fehlerrisiken, der notwendige Platzbedarf, das Gesamtgewicht der Materialien und die Standardisierung und Komplexität des Systems Beachtung finden müssen. Auch wenn Hadorn et al. (2002) sich auf die Erkenntnisse von Task 26[4] (solare Kombisysteme) bezieh[en], ist aufgrund ihrer Allgemeinheit eine Übertragung auf reine Heizsysteme zur Gebäudeerwärmung anzunehmen.

Um ein neuartiges Solarheizsystem näher zu charakterisieren, müssen zentrale Komponenten bestimmt werden. Orientierung dabei soll ein Vergleich bereits existierender Systeme bieten. In Tabelle 1 sind verschiedene Systemkonzepte dargestellt, mit Verweis auf einschlägige Literaturstellen. In die Gegenüberstellung werden Groß- und Kleinanlagen einbezogen, um dem Ziel, große Industriegebäude effizient mit solarer Energie zu versorgen, gerecht zu werden.

Klein et al. (1976) stellen ein Heizsystem vor, das einen Flachkollektor zur Wärmeerzeugung und weiterhin einen Wärmespeicher sowohl für die Gebäude- als auch für die Trinkwassererwärmung besitzt. Damit erfüllt dieses solare Heizsystem die grundlegenden Anforderungen, um Sonnenenergie zu nutzen. Allerdings, insofern die Solarwärme nicht mehr zur Verfügung steht, z.B. nachts, greift eine Unterstützungsheizung ein, die parallel dazu arbeitet. [Dementsprechend ist] eine solare Abdeckung zu 100 % nicht vorgesehen […].

Die Varianten 1 und 2a werden vollständigkeitshalber mitaufgeführt, finden aber in der Praxis kaum Anwendung, da die Bodenheizung ausschließlich direkt über die Solarkollektoren oder die Unterstützungsheizung versorgt werden kann“ (Tanzer et al 2017).

Dies stellen auch Hartmann und Schwarzburger (2009, 158) fest, wonach ein Wärmespeicher zwingend gefordert wird. Ob dies an der zusätzlichen Kombination mit einer Wärmepumpe liegt, ist nicht näher erläutert. Aber nach den Ausführungen von Weiss (2003, 51ff.) sind prinzipiell auch Systeme gänzlich ohne Speicherung der Solarwärme möglich.

Vorteilhaft ist der Einsatz von Solarwärme, wenn die Heizflächen nur geringe Temperaturen erfordern, wie Hartmann und Schwarzburger (2009, 255, 269) anmerken. Im Gegensatz zu Heizkörpern, mit Vorlauftemperaturen größer 50 °C, erlauben Flächenheizungen, wie die Bauteilaktivierung oder die Fußbodenheizung wesentlich geringere Temperaturen. Diese können, abhängig von der Dimensionierung, mit Vorlauftemperaturen bis knapp unter 30 °C betrieben werden.

[4] Arbeitsgruppe zu solaren Kombisystemen des Programms der International Energy Agency (IEA): Solar Heating and Cooling

Tabelle 1: Übersicht solarer Heizsysteme (Tanzer et al. 2017)

Nr.	Allgemeine Beschreibung	Referenz
1	**Direktes solares Heizen**: Dem Gebäude wird ohne zusätzlichen Wärmespeicher direkt die Solarenergie zugeführt. Parallel dazu ist eine Trinkwassererwärmung möglich. Die Wärme des Kollektors für das Gebäude kann nicht separat gespeichert werden, sondern wird direkt der Speichermasse der Fußbodenheizung zugeführt. Nachteil: dem Gebäude muss über unabhängige Heizsysteme (z.B. Kaminöfen) Wärme zugeführt werden.	(Weiss 2003, 51ff.)
2a	**Direktes solares Heizen mit Unterstützungsheizung:** Wie bei Nr. 1 werden die Solarkollektoren direkt an die Fußbodenheizung angeschlossen. Eine zusätzliche Heizeinheit kann bei nicht ausreichender Solarstrahlung die Heizung des Gebäudes übernehmen. Als Besonderheit ist die Betriebsstrategie hervorzuheben, bei der das Gebäude im Falle der direkten Kollektorheizung um bis zu 4 °C überhitzt werden kann. Nähere Auskünfte über den Komfort werden jedoch nicht gegeben.	(Weiss 2003, 55ff.)
2b	**Direktes solares Heizen mit Unterstützungsheizung und Speicherung:** Wie Nr. 2a, jedoch ist zwischen Heizkreis und Solarkreis ein Pufferspeicher integriert, der wie eine überdimensionierte hydraulische Weiche arbeitet. Die Unterstützungsheizung kann, wie auch die Solarkollektoren, den Wärmespeicher erhitzen.	(Hartmann und Schwarzburger 2009, 158f.)
3	**Kurzzeitwärmespeicher und Unterstützungsheizung:** Der Solarkreis ist vom übrigen System getrennt. Die Kollektoren erwärmen einen Kurzzeitspeicher, der dem Gebäude Wärme bereitstellt. Ist diese nicht ausreichend, kann über einen zusätzlichen Heizkessel die Wärme erzeugt werden.	(Weiss 2003, 57ff.); Hadamovsky und Jonas 2000, 239ff.)
4	**2-Speichersystem (seriell):** Die Solarkollektoren erwärmen den Speicher der Fußbodenheizung, der zusätzlich über einen separaten Heizkessel aufgewärmt werden kann. Ein zweiter Wärmespeicher dient zur Trinkwassererwärmung. Ist der zweite, in Serie geschaltete Speicher zu kalt, wird dem ersten Wärmespeicher Wärme entnommen und dem zweiten zugeführt. Ist dessen Temperatur nicht ausreichend hoch, startet die Unterstützungsheizung.	(Weiss 2003, 75f.)
5	**2-Speichersystem (parallel):** Die Kollektoren können entweder den Wärmespeicher für die Flächenheizung oder den zweiten Speicher für die Trinkwassererwärmung mit Wärme beliefern. Die Erwärmung der Speicher erfolgt indirekt über Wärmetauscher. Unter Einsatz einer leistungsmodulierenden Zusatzheizung kann auch direkt die Gebäudeheizung angesteuert werden.	(Weiss 2003, 77ff.); (Hadamovsky und Jonas 1996, 201ff.); (Remmers et al. 2001, 12f.)
6	**Zentraler Großwärmespeicher zur Versorgung mehrerer dezentraler Heizungssysteme:** Die Solarkollektoren erwärmen einen zentral gelegenen Wärmespeicher, der bei fehlender Solarenergie durch eine Zusatzheizung erwärmt werden kann. Der Speicher selbst verbindet die Wärmeerzeugung mit den Verbrauchern (Gebäude- oder Trinkwassererwärmung)	(Weiss 2003, 87ff.); (Khartchenko 2004, 262)
7	**Dezentrale Langzeitwärmespeicherung:** Dieses System zeichnet sich vor allem durch das große Speichervolumen aus. Darin wird der Speicher indirekt von den Solarkollektoren erwärmt und es kann notfalls zusätzlich über einen separaten Heizkessel Wärme zugeführt werden. Die Wärmeentnahme für die Gebäudebeheizung sowie für die Trinkwassererwärmung erfolgt ebenfalls indirekt.	(Weiss 2003, 90ff.)
8	**Massivabsorber mit Erdkollektorunterstützung:** Ein am Dach platzierter Massivabsorber versorgt ausschließlich eine Wärmepumpe. Reicht die Wärme nicht aus, kann auf einen Erdkollektor zurückgegriffen werden. Eine Regenerierung des Erdreichs mithilfe des Massivabsorbers ist nicht vorgesehen.	Oswald (1984, o.S.)

„Als Zukunft der thermischen Solaranlagen nennen Hartmann und Schwarzburger (2009, 284f.) den bivalenten Betrieb von Wärmepumpe und Solarwärme. Dabei sollten die Solarkollektoren (konventionell) einen Anteil von mindestens 35 % am gesamten Wärmebedarf abdecken. Den übrigen Teil deckt die Wärmepumpe. Wird mehr als die Hälfte

des Wärmebedarfs über die Kollektoren gedeckt, ist eine Vorwärmung des Wärmepumpensolekreises möglich. In dieser Arbeit ist vorgesehen, dass die Kollektoren bzw. der Massivabsorber ebenfalls die Wärmepumpe mitversorgt, sei es mit direkter Anbindung an den Solekreis oder indirekt über die Anbindung des Wärmespeichers, der über die Kollektoren geladen wird, an den Solekreis. Damit wird das von Hartmann und Schwarzburger (2009) beschriebene bivalente Konzept weiter beschritten.

Neben der Versorgung individueller Gebäude gibt es Bestrebungen nicht jedes Gebäude einzeln mit einem Solarheizsystem auszustatten, sondern über große und zentrale Solarsysteme als Nahwärmeversorgungseinrichtungen. Das von Khartchenko (2004, 262f.) beschriebene zentrale Nahwärmeheizsystem besitzt einen großen Wärmespeicher, der je nach gewünschtem solarem Deckungsgrad für Kurzzeit-, Wochen- oder Langzeitspeicherungen verwendet werden kann. Bei Niedertemperatur-Wärmespeichern[5] wird das Transportmedium mittels zentraler Wärmepumpe auf ein höheres Temperaturniveau gehoben; wobei eine Zusatzheizung dennoch erforderlich ist. Eine gedankliche Skalierung dieses Großanlagenkonzepts auf ein dezentrales System scheint denkbar, denn es werden keine besonderen Anlagenkomponenten verwendet, die *in* einem Gebäude nicht zur Anwendung kommen könnten. Dennoch weist Khartchenko (2004) explizit darauf hin, dass dieses solare Heizsystem mit Langzeitwärmespeicher vorteilhaft gegenüber mehreren kleinen dezentralen Systemen ist. Eine dezentrale Lösung erfordert insgesamt mehr Komponenten, wie Pumpen oder Wärmetauscher, die Wärmeverluste sind höher und der flächenbezogene Solarertrag ist geringer (Khartchenko 2004, 263). Realisierte Projekte werden z.B. in SDH (2016) europaweit und für Anlagen in Deutschland mit Beschreibung der Technologie in Schmidt et al. (2004) aufgeführt, wonach der solare Anteil am jährlichen Wärmebedarf bei über 50 % liegen kann.

Der Literaturauszug bestätigt das hier vorgeschlagene Grundkonzept. Unterschiede ergeben sich aus der Verschaltung der Komponenten und speziell in Einbindung und Größe des Wärmespeichers. Für das Massivabsorberheizsystem werden diese Variationen studiert.“ (Tanzer et al. 2017)

2.2 Kollektortechnik

Der Markt der Solarthermie zeigt eine große Vielfalt an Ausführungen verschiedener Kollektorbauformen, die über viele kleine und große Hersteller erhältlich sind.

2.2.1 Bauformen

Die Bauformen der thermischen, nicht konzentrierenden Solarkollektoren lassen sich in drei grundlegende mit Flüssigkeit betriebene Typen einteilen:

- Unverglaste Absorber,
- Flachkollektoren (FPC[6]) und
- Vakuumröhrenkollektoren (ETC[7]).

[5] Nach Khartchenko (2004, 67f.) sind dies Kollektoren, die das Fluid auf Temperaturen kleiner 100 °C erwärmen. Einfache Absorber, erreichen im Sommer max. etwa 30 °C. Die Stagnationstemperatur kann deutlich höher liegen.

[6] Flat-plate-collector

[7] Evacuated-tube-collector

„Oberzig (2012, 24f.) nennt noch weitere Kollektorbauformen, deren Verbreitung jedoch gering ist. Die bereits bekannten Massivabsorber werden nicht explizit erwähnt. Vielmehr ist der Massivabsorber als aktiviertes Fassadenelement nach obiger Klassifizierung aufgrund der einfachen Konstruktion den unverglasten Absorbern zuzuordnen.

Eine tiefergreifendere Übersicht konventioneller Kollektortechnik, wiederum ausgenommen Massivabsorber, bietet z.B. Kalogirou (2004, 240ff.) mit Gruppierung in feststehend oder dem Sonnenlauf folgend. Die Anwendungsbereiche dieser Kollektoren reichen von dezentraler Solarenergienutzung einzelner Gebäude bis hin zur solaren Nahwärmeversorgung (Remmers et al. 2001, 4-30). Dabei [können] sowohl die Brauchwasser- als auch die Gebäudeerwärmung abgedeckt [werden].

Unverglaste Absorber[8], wie sie zur Erwärmung z.B. von Schwimmbädern eingesetzt werden, besitzen i.d.R. keine isolierende seitliche und rückwärtige Abdeckung, um die Wärmeabgabe an die Umgebung zu reduzieren[. Sie] haben [den] vergleichsweise einfachsten Aufbau[,] […] gelten daher als preiswert und werden im Niedertemperaturbereich eingesetzt.

Einen guten Kompromiss zwischen Leistungsfähigkeit und Kosten bilden die Flachkollektoren (Oberzig 2012, 37). Die typische Konstruktion beschreibt z.B. Quaschning (2013, 106f.): Durch die transparente Abdeckung, meist Glas, werden die Wärmeverluste durch Konvektion und Wärmestrahlung gemindert. Gedämmte Rahmenkonstruktionen vermindern den konvektiven und konduktiven Wärmetransport an die Umgebung oder an Halteeinrichtungen. Dennoch bleibt die Abhängigkeit des Wärmeverlusts von der Kollektortemperatur bestehen.

Vakuumröhrenkollektoren haben gegenüber Flachkollektoren z.B. den Vorteil bei gleicher Betriebstemperatur höhere Wirkungsgrade zu erreichen, jedoch verursachen sie – aufgrund der aufwendigeren Konstruktion – höhere Kosten, aufgeführt z.B. in Oberzig (2012, 41). Ihre Wärmeabgabe an die Umgebung geschieht fast ausschließlich über Strahlung, siehe z.B. Oberzig (2012, 38). Das Vakuum, welches das Rohr des Trägermediums umgibt, verhindert einen leitenden Wärmefluss. Sie eignen sich besonders gut für Heizungsanlagen, bei denen nicht über ein sekundäres System die Temperatur erhöht wird, weil ihre Wärmeausbeute auch bei geringem Strahlungsangebot hoch ist, erläutert u.a. in Quaschning (2013, 109f.).

Daneben sind [als Sonderbauform] photovoltaisch thermische Kollektoren (PVT Kollektoren) bekannt, die in ihrer hybriden Bauweise ein Fluid – Wasser oder Luft – erwärmen und damit gleichzeitig für eine Kühlung der integrierten Solarzellen sorgt. Bei Siliziumzellen kann eine etwa zehnprozentige Leistungssteigerung erreicht werden, wenn die Temperatur um 25 °C gesenkt wird (Quaschning 2013, 200). Darüber hinaus wird Luft als Wärmeträgermedium in Luftkollektoren eingesetzt. Sie sind in ihrem grundsätzlichen Aufbau den Flachkollektoren ähnlich, wobei das Fluid z.B. durch einen Rippenabsorber strömt (Quaschning 2013, 109). Gemeinsam haben alle bisher genannten Kollektoren, dass sie die Solarstrahlung in unveränderter Form absorbieren, wie sie auf deren Oberfläche auftrifft. Strahlungskonzentrierende Kollektoren mit parabolischen Spiegeln

[8] Nach DIN EN ISO 9806:2014-06 (6) als unabgedeckter Kollektor bezeichnet. In der Neufassung DIN EN ISO 9806:2018-04 entfällt diese Zuordnung.

erreichen hingegen wesentlich höhere Temperaturen, da sie das Sonnenlicht auf der Absorberfläche bündeln. Einen Überblick zu dieser und weiteren Kollektortechniken zeigen Tian und Zhao (2013, 539ff.). Diese Kollektortypen werden hier nicht weiter behandelt.

Der Begriff Massivabsorber ist für diese Arbeit definiert als unverglastes Vorsatzschalenelement mit integrierten Rohren zur Aufnahme von Umweltwärme. Thermodynamisch vergleichbar sind aber auch Kollektoren ähnlicher Konstruktion, z.B. mit Glasabdeckung. D'Antoni und Saro (2012) führen einen umfassenden Literaturvergleich zu Massivabsorbern auf.

Tabelle 2 gibt einen Überblick zu den verschiedenen Bauformen von Massivabsorbern. Sie werden in der Literatur als Teil anderer Konstruktionen, z.B. in Primus (1995) und Schwarz (1987), oder freistehend, z.B. D'Antoni und Saro (2013), beschrieben. Da der Massivabsorber z.B. an der Fassade eines Gebäudes angebracht ist, gibt die Fassade auch die Lage und Orientierung des Massivabsorbers vor. Freistehende Massivabsorber sind, wie konventionelle Kollektoren, in geneigter Aufstellung möglich, z.B. Sodha et al. (1980). Ebenfalls in die Kategorie der thermisch trägen Kollektoren einzuordnen sind diejenigen mit z.B. Sand (Sodha et al. 1980) oder Asphalt (Shaopeng et al. 2011) anstatt Beton als Absorbermaterial. Dabei kann der Aufbau auch zusätzlich mit einer Glasabdeckung versehen werden. Dies zeigt eine große Vielfalt, die sich aus der einfachen Konstruktion ergibt" Tanzer et al. (2017).

Tabelle 2: Anwendungen und Untersuchungen von Massivabsorbern (Tanzer et al. 2017)

Nr.	Allgemeine Beschreibung	Referenz
1	45° geneigter Sandkollektor mit schwarzer Oberfläche und Glasabdeckung	Sodha et al. (1980)
2	Horizontal liegender Betonkollektor ohne Glasabdeckung	Sarachitti et al. (2011) Gao et al. (2010) Turner (1986) Kumar et al. (1981)
3	Horizontal liegender Kollektor aus Asphalt ohne Glasabdeckung	Shaopeng et al. (2011)
4	Horizontal liegender Kollektor aus Beton oder Sand mit Glasabdeckung	Srivastava et al. (1982)
5	Geneigter Betonkollektor mit Glasabdeckung	Hazami et al. (2005) Al-Saad et al. (1994) Bopshetty et al. (1992) Nayak et al. (1989)
6	Freistehender, vertikaler Betonkollektor ohne Glasabdeckung	D'Antoni und Saro (2013)
7	Freistehende und gebäudeintegrierte Betonkollektoren ohne Glasabdeckung	Primus et al. (1999) Primus und Jastrow (1998) Jastrow (1997)
8	Fassadenintegrierter Betonkollektor ohne Glasabdeckung	Primus (1995) Schwarz (1987)
9	Fassadenintegrierter Betonkollektor mit Glasabdeckung	Srivastava et al. (1980)
10	Betonkollektor in horizontaler, geneigter und vertikaler Ausrichtung mit an der Oberfläche sichtbaren Rohren ohne Glasabdeckung	Chaurasia (2000)

Die Vielfalt der Massivabsorber ergibt sich aus den Einsatzgebieten. Verglaste Varianten werden zur Brauchwassererwärmung auch direkt eingesetzt, wohingegen unverglaste in Kombination mit einer Wärmepumpe Verwendung finden. Dabei wird bislang ein Unterschreiten des Taupunkts an der Oberfläche zugelassen bzw. ist gewünscht[,] um zusätzlich Wärme aus der Kondensation des in der Luft enthaltenen Wasserdampfs zu generieren. Nach eingehender Literaturrecherche ist der Einsatz von Massivabsorbern mit expliziter Beschränkung auf Temperaturen oberhalb des Lufttaupunkts bislang nicht diskutiert worden. Der Ansatz diese Wärme bewusst nicht zu nutzen, z.B. aus Anforderungen an die Fassadenintegrationsfähigkeit, ist bis dato nicht verfolgt. Damit die eingangs erwähnte Anforderung an die Integrationsfähigkeit des Massivabsorbers in die Fassade gegeben ist, wird ein trockener Betrieb in dieser Arbeit untersucht, um Frost- oder Kondensatbildung zu vermeiden und um den Ansprüchen neutral wirkender Fassadenoberflächen gerecht zu werden.

2.2.2 Fassadenintegrierter Massivabsorber

Neben den meist einfachen Ausführungen reiner Absorber, sind Konstruktionen moderner Kollektoren, wie FPC und ETC, durchaus komplex. In der Solarthermie sollten nach Kutscher et al. (1984, 113f.) die eingesetzten Materialien für Kollektoren idealerweise „inexpensive, easy to form, strong (in terms of pressure and handling), stable at temperatures of 205 °C […], stable under long-term exposure to ultraviolet radiation, nonporous, lightweight, and completely noncorrosive“ sein. Kutscher et al. (1984, 114) weisen aber darauf hin, dass ein Material nur bedingt all diese Kriterien erfüllen kann. „Wie eingangs bereits erläutert, führt die Integrationsfähigkeit von Kollektoren, die notwendige Verbindung mit einer Wärmepumpe und das Ziel ein kostengünstiges Solarheizsystem zu erstellen zur Massivabsorbertechnik. Die Hauptvorteile von Massivabsorbern beschreib[en] D'Antoni und Saro (2013, 3668): Aufgrund des armierten Betons können Massivabsorber einwirkenden Belastungen standhalten, gängige Techniken aus der Betonfertigteilproduktion können adaptiert […] und ein Massivabsorber kann einfach hergestellt werden. Darüber hinaus besitzt er günstigere Herstellungskosten und ein Kollektorrahmen wird überflüssig. Dem ist anzufügen, dass der Verzicht auf einen Kollektorrahmen nur dann sinnvoll ist, wenn Wärmeverluste über die Seiten akzeptabel sind oder sie, wie das Beispiel von D'Antoni und Saro (2013), darüber Wärme aufnehmen.

Durch den Verzicht auf den Rahmen kann abgeleitet werden, dass dies eine Fassadenintegration begünstigt. Wie ein Massivabsorber als Teil einer Fertigteilfassade in sog. Sandwichbauweise eingebaut wird, veranschaulicht Abb. 5. Die Tragschale bildet die statische Hülle des Gebäudes. Die Wärmedämmung wird in dem Maß, wie es sich aus der aktuellen [EnEV] für Außenbauteile ergibt, zwischen Tragschale und Vorsatzschale (nicht tragend) angebracht. Die Vorsatzschale wird durch eine Rohrschlangeneinlage thermisch aktiviert und arbeitet

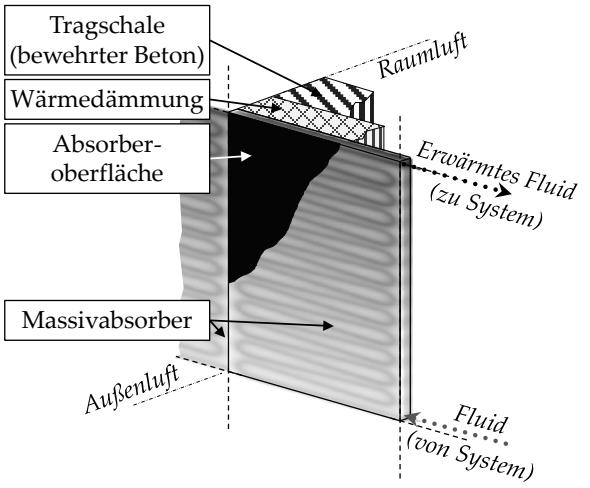


Abb. 5: Einbausituation des fassadenintegrierten Massivabsorbers

schließlich als Massivabsorber“ (Tanzer et al. 2017).

Die Vorgaben für die Dicke der Vorsatzschale ergeben sich in erster Linie aus der bautechnisch notwendigen Überdeckung der Stahlbewehrung. Einzelheiten sind der DIN EN 1992-1-1:2011-01 zu entnehmen und führen abhängig von den örtlich anzusetzenden Witterungsbedingungen zu unterschiedlicher Bewertung; ein übliches Maß der Gesamtdicke sind 7 cm. Für den Beton der Vorsatzschicht sind die Vorgaben der DIN EN 206:2017-01 sowie DIN 1045-2:2008-08 heranzuziehen und der zur Stabilisierung notwendige Bewehrungsstahl hat der Reihe DIN 488-1:2009-08 bis DIN 488-6:2010-01 sowie DIN EN 10080:2005-08 zu entsprechen. Da die Oberfläche des Massivabsorbers auch die äußere, optische Begrenzung der Fassade bildet, muss sie den Anforderungen der Architektur genügen. Informationen hierzu bieten die FDB-Merkblätter Nr. 1 (2015) und Nr. 8 (2009). Die farbliche Gestaltung ist frei, allerdings den wärmetechnischen Anforderungen unterworfen. Die Oberfläche des Massivabsorbers sollte nach Möglichkeit sehr dunkel oder schwarz sein, um einen hohen solaren Absorptionsgrad zu erreichen.

Alternativ zur Stahlbewehrung rücken textile Bewehrungen immer weiter in den Vordergrund. Derzeit gibt es hierfür jedoch noch keine allgemeine Zulassung für Vorsatzschalenelemente, weshalb diese hier nicht näher betrachtet werden.

Der größte Unterschied eines Absorbers oder Flachkollektors zu einem Massivabsorber ist die thermische Masse. Sie bildet sich zum einen aus der Bauteildicke, der Dichte des Betons und seiner spezifischen Wärmekapazität. Bevor die aufgenommene Wärme das Fluid erreicht, muss der Betonkörper erwärmt werden, was im Vergleich zu konventionellen Kollektoren zu einer deutlichen Zeitverzögerung führt. Hierdurch kann, auch wenn keine Sonnenenergie mehr den Kollektorbetrieb stützt, Wärme aus dem Massivabsorber entnommen werden (D’Antoni und Saro 2012, 3667). Auch metallische Kollektoren speichern Wärme im Absorber, jedoch im Vergleich zu Massivabsorbern verschwindend gering. Tabelle 3 vergleicht dazu die Eigenschaften einer 1 mm Kupfer-Absorberschicht eines FPCs mit einer 50,8 mm Massivabsorber-Überdeckung[9] (Daten aus D’Antoni und Saro 2013, 198).

Tabelle 3: Thermischer Vergleich zwischen einem 1 mm Kupfer Absorber und einer 50,8 mm starken Massivabsorber-Rohrüberdeckung (Tanzer et al. 2017)

Bauteil	Wärmeleitfähigkeit [W m^{-1} K^{-1}]	Dichte [kg m^{-3}]	Wärmekapazität [J kg^{-1} K^{-1}]	Wärmewiderstand [m^2 K W^{-1}]	Temperaturleitfähigkeit [m^2 s^{-1}]
1 mm Kupfer	380	8920	382	2,63E-06	111,5E-06
50,8 mm Beton	1,37	2000	1000	0,037	0,685E-06

Die Temperaturleitfähigkeit des Kupfer-Absorbers ist hier ca. um den Faktor 163 größer und der Wärmewiderstand etwa um den Faktor 7·10^{-5} gegenüber der Betonplatte reduziert. Die aufgenommene Wärme wird somit nahezu direkt an den Wärmeträger weitergeleitet. Im Massivabsorber hingegen bleibt die absorbierte Energie länger im Bauteil vorrätig. Da der Wärmetransport nicht einseitig nur von der Absorberoberfläche zum

[9] Die Überdeckung repräsentiert die Strecke oberhalb des eingelegten Rohres bis zur Oberfläche des Massivabsorbers. Die Unterdeckung bezeichnet entsprechend die Strecke bis zur Rückseite; die Kontaktstelle zur Dämmung.

Rohr hin verläuft, sondern bei entsprechenden Temperaturbedingungen auch vom Inneren des Betonkörpers zur Außenluft, kann aufgenommene, aber nicht genutzte Wärme, wieder an die Umgebung abfließen. Vor allem, wenn es zum Betriebsstillstand kommt, wird zuvor aufgenommene Wärme wieder ungenützt verloren gehen. Dieses Beispiel lässt vermuten, dass eine Reduzierung der Absorberdicke anzustreben ist. Wie sich die Wärmespeicherfähigkeit des Massivabsorbers aber im laufenden, dynamischen Betrieb verhält, lässt sich an dieser Stelle noch nicht beurteilen. Für einen beidseitig der Außenluft ausgesetzten Massivabsorber haben D'Antoni und Saro (2013, 205) eine Parameteranalyse durchgeführt, bei der die Absorberdicke einen moderaten Einfluss hat.

Nach Munari Probst (2009, 103ff.) sollen Kollektoren neben ihrer energetischen Hauptaufgabe auch ein architektonisches Element darstellen. Sie nennt dazu Merkmale eines multifunktionalen Kollektors: Funktionalität, Konstruktion und Formgebung. Entsprechend dieser Auflistung kann der fassadenintegrierte Massivabsorber bewertet werden, siehe Tabelle 4. Die Grundlage für diese Bewertung bilden Erfahrungen und Einschätzungen des Autors einer im Vorfeld zu dieser Arbeit erstellten Demonstrationsanlage mit fassadenintegrierten Massivabsorbern, nähere Informationen zu diesem System in Tanzer et al. (2017, 51ff. & 255ff.) beschrieben.

Anhand dieser Checkliste nach Munari Probst (2009, 105) zeigen sich deutlich die Vorteile der Fassadenaktivierung zur Solarnutzung, da sie die gestellten Anforderungen vollständig erfüllen kann.

Tabelle 4: Merkmale eines multifunktionalen Kollektors nach Munari Probst (2009, 103ff.); Einschätzung zur Erfüllung der Kriterien durch fassadenintegrierte Massivabsorber (Tanzer et al. 2017)

Nr.	Anforderung	Bewertung des Autors zu fassadenintegrierten Massivabsorbern	Ok?
1	Vereinbarkeit von der Aufgabe der Gebäudehülle mit der des Kollektors	**1.** Die Gebäudehülle selbst bleibt unverändert und bedarf, abgesehen von Durchdringungen für die Rohrleitungstechnik, keiner Veränderungen.	✓
2	Erfüllung konstruktiver Anforderungen, die an ein Gebäude gestellt werden	**2.** Der U-Wert der Gebäudehülle und die Widerstandsfähigkeit gegen Wind und Feuer werden nicht beeinflusst, da die Vorsatzschale in ihrer Funktion nicht geändert wird.	✓
3	Flexibilität der Formgebung zur Anwendung an unterschiedlichen Gebäuden	**3.** Der Massivabsorber ist variabel in Form und Größe, kann in unterschiedlichen Farben gestrichen werden und besitzt variabel gestaltbare Oberflächentexturen. Die Baugrößen und die Verfugung sind analog zu Vorsatzschalenelementen möglich.	✓
4	Verfügbarkeit von Blindelementen (thermisch nicht aktiven Kollektoren)	**4.** Standardvorsatzschalen können in gleichen Abmessungen und gleichem Aussehen gefertigt werden.	✓
5	Verfügbarkeit von ergänzenden Verbindungsstücken zwischen den Kollektorelementen	**5.** Jeder Massivabsorber ist ein eigenständiges Fassadenelement, das keine Verbindungselemente benötigt, um eine geschlossene, gänzlich aktivierte Fassade zu ermöglichen.	✓

2.3 Langzeitwärmespeicher: Vergleich und Einordnung

Große Wärmespeicher im Sinne der Langzeitspeicherung[10] sind individuell gefertigte Konstruktionen, die mit der Speicherung sommerlicher Wärme eine höhere Jahresarbeitszahl und konstantere Leistung der Wärmepumpe im Winter ermöglichen (Hadorn

[10] Speicherung von Wärme über einige Monate oder länger (Hadorn 1989, 17)

1989, 29). Diese Effekte vergrößern sich mit höheren Speichertemperaturen und einer größeren Speicherkapazität. Sie unterscheiden sich in Bauform, Speichermedium, Anwendung und der Art der Ein- und Auskopplung von Wärme. Anhand dieser Kategorien wird abgewogen, welche den Einsatz zusammen mit Massivabsorber und Wärmepumpe begünstigen. Einen detaillierten und aktuellen Überblick zum Zusammenwirken von Wärmepumpen und Langzeitwärmespeicher bieten Hesaraki et al. (2015).

2.3.1 Bauformen

„Bekannte und bereits verwendete Typen von Großspeichern sind Kies-Wasser-, Aquifer-, Heißwasser- und Erdsondenspeicher (Schmidt et al. 2004, 167ff.), wobei auch Kombinationen davon möglich sind, wie z.B. bei Müller (2001). Kleinere Wärmespeicher in Heizsystemen fassen üblicherweise wenige Kubikmeter und werden für den kurzzeitigen Zeitversatz zwischen Wärmezufuhr und –entnahme eingesetzt. Hadorn (1989, 45) hält die Kategorisierung allgemeiner mit einer Einteilung in die gängigen Wärmespeichermaterialien wie Wasser und Erdreich oder beide kombiniert. Flüssigkeitsgefüllte Speicher werden als Konvektivspeicher bezeichnet. Werden trockene Materialien eingesetzt, die Wärme vornehmlich über Konduktion austauschen, so handelt es sich um Diffusivspeicher und kombinierte Formen werden als Mischspeicher bezeichnet. Da die Variantenvielfalt durch die diversen Konstruktionsformen groß sein kann, wird die weitere Beschreibung über die Einteilung nach Schmidt et al. (2004, 167ff.) vorgenommen.

Der Heißwasserspeicher wird als Tank ausgeführt, bei dem die Wärmedämmung an Decke und Seite Vorrang hat (Schmidt et al. 2004, 167f.). Dies lässt sich auf die internen Konvektionsströme im Speicherwasser zurückführen durch die das heiße Wasser durch Thermik aufsteigt. [Folglich sind die höheren Temperaturen nicht am Speicherboden.] Die Speicherhülle ist aus diffusionsdichten Werkstoffen zu fertigen, was sich negativ auf die Kosten auswirkt. Von Vorteil hingegen ist die örtliche Unabhängigkeit.

Kies-Wasser-Speicher nutzen Erdreichmaterial, wie Kies mit unterschiedlichem Wasseranteil zur Speicherung. Der Wärmeaustausch kann direkt über den Austausch des Wassers oder über integrierte Rohrschlangen erfolgen. Die Speicher werden wie der Heißwasserspeicher ebenfalls mindestens an der Oberfläche und an den Seiten wärmegedämmt. Werden sie im Erdreich versenkt gebaut, ist eine seitliche Abstützung nicht notwendig. Die Speichergröße muss aufgrund der geringeren spezifischen Wärmekapazität allerdings größer sein als beim reinen Wasserspeicher. (Schmidt et al. 2004, 168)

Für den Erdsonden- und Aquiferspeicher ist Kenntnis des Untergrunds zwingend erforderlich. Für den Erdsondenspeicher bedarf es bestimmter geologischer Voraussetzungen, damit die Speicherung erfolgreich umgesetzt werden kann. Da eine seitliche und am Boden befindliche Wärmedämmung nicht möglich ist, werden diese Speicher nur an der Oberfläche isoliert. Ein Vorteil ist die zusätzliche Erweiterungsmöglichkeit des Speichers durch Einbindung weiterer Erdsonden in das System. (Schmidt et al. 2004, 168)

Der Aquiferspeicher funktioniert vergleichbar mit dem Kies-Wasser-Speicher, bei dem der Wärmeaustausch direkt durch Ein- und Ausspeisen des Wassers geschieht. Zwischen zwei wasserundurchlässigen Schichten befindet sich das eigentliche poröse Speichermaterial, wie z.B. Sand. Über Saug- und Schluckbrunnen wird der Wassertausch vollzogen. Voraussetzung ist, dass das dort vorhandene Grundwasser keine oder nur eine geringe Strömung aufweist. (Schmidt et al. 2004, 169)

Verschiedenste Bauformen dieser Speicher veranschaulicht Hadorn (1989, 46). Von diesen Speichern sind Diffusivspeicher mit vertikalem Wärmeaustauschrohr, wie der Erdsondenspeicher, häufig anzutreffen. Die Wärmespeicher werden dabei meist im Verbund mit Wärmepumpen betrieben. Ohne Wärmepumpe ist der Konvektivspeichertyp überwiegend. (Hadorn 1989, 47)

Von verschiedenen, realisierten Saisonwärmespeichern zeigen Lottner und Mangold (2000, 7), dass für kleinere Speichervolumina (ca. 1000 m^3) der Kies-Wasser-Speicher die niedrigsten Kosten aufweist. Insgesamt sind jedoch Erdsonden- und Aquiferspeicher am günstigsten“ (Tanzer et al. 2017). Sie sind allerdings auch am stärksten von den örtlichen Gegebenheiten abhängig (Schmidt et al. 2004, 196), weshalb sie der Motivation dieser Arbeit für örtlich unabhängiges System nicht genügen. Die Bauform des Kies-Wasser-Speichers erlaubt hingegen die gewünschte Flexibilität.

2.3.2 Speichermaterial

„Es ist zu unterscheiden zwischen drei Grundtypen der Wärmespeicherung: sensibel (fühlbar), latent bzw. mit Phasenwechsel oder thermochemisch[11] (Hadorn 1989, 18). Letztere Stoffe sind zwar schon seit längerem bekannt, befinden sich jedoch noch im Entwicklungsstadium. Dabei sind nach Hauer et al. (2013, 23) Ad- und Absorptionsprozesse hierzu am häufigsten untersucht. Für die chemische Umwandlung sind hohe Prozesstemperaturen erforderlich, wie Xu et al. (2014, 625f.) vergleichend aufführen. Da die gespeicherte Energiemenge in der Umwandlung steckt, werden hohe Energiedichten erreicht und die sensiblen Wärmeverluste sind gering (Li et al. 2013, 466). Weil diese hohen Temperaturen über Massivabsorber nicht erreicht werden, werden thermochemische Speicher nicht weiter betrachtet.

Für Speichermaterialien, die während des Betriebs Energie über den Phasenwechsel speichern, sind diverse Stoffe bekannt, deren Schmelzpunkt zwischen 0 °C und 40 °C liegt[. D]arunter fallen Paraffine, paraffinfreie organische[12] und nicht organische Verbindungen, wie Wasser bzw. Eis. Jedoch sind nicht alle Stoffe in diesem Temperaturbereich für die technische Anwendung in Speichern geeignet. (Abhat 1983, 316)

Anwendungen davon sind beispielsweise Systeme mit Eisspeicher (Tamasauskas et al. 2012) oder Wärmespeicher mit Phase-Change-Materials (PCM) (Esen 2000, 16f.). Nach Xu et al. (2014, 634) sind Latentspeichermaterialien aber nach wie vor teuer, wirken je nach Materialklasse korrosiv und bergen die Gefahr von thermischer Instabilität.

Ein Problem bei Speichern, die ausschließlich sensible Wärme bereitstellen sind die stets vorhandenen Wärmeverluste und für die direkte Heizwärmebereitstellung erfordern sie in der Regel eine Wärmepumpe (Xu et al. 2014, 619f.). Das Material sollte eine hohe spezifische Wärmekapazität aufweisen, stabil für andauerndes Be- und Entladen sowie kostengünstig sein (Hasnain 1998, 1127). Darüber hinaus ist die Temperaturleitfähigkeit ein wichtiges Kriterium bei der Wahl des Speichermaterials (Pinel et al. 2011, 3347).

---

[11] Thermochemische Stoffe ändern reversibel durch Energiezufuhr ihre Zusammensetzung (Sharma et al. 2009, 321).

[12] z.B. Caprylsäure $C_8H_{16}O_2$

Grundsätzlich steigen mit der Speichergröße auch die absoluten Wärmeverluste, wohingegen die spezifischen Wärmeverluste sinken und ebenso die spezifischen Baukosten (Hadorn 1989, 36). Im Maßstab großer, saisonaler Wärmespeicherung sind nach Hadorn (1989, 49) die zu lösenden technischen Herausforderungen am geringsten, wenn ein niedriges Temperaturniveau gewählt wird, aber oberhalb von 0 °C. Ab 30 °C wirken sich die Wärmeverluste deutlich negativ aus, was auf die höheren Temperaturgradienten an den Umschließungsflächen zurückgeführt werden kann. Neben diesen Merkmalen weist Hadorn (1989, 23) darauf hin, dass feuchtes Erdreich besser als trockenes Erdreich für die Wärmespeicherung geeignet ist; Darüber hinaus ist reines Wasser als Speichermaterial bzgl. der spezifischen Wärmekapazität am besten geeignet. Bei einer feuchten Schüttung dringt das zusätzliche Wasser in die Hohlräume zwischen den Körnern ein und erhöht dadurch die volumetrische Wärmekapazität des Speichermaterials.

Weitere Speichermedien für die thermisch sensible Nutzung können auch Gesteine, Metalle, Beton, Sand, Ziegel bzw. andere Baustoffe oder ähnliches sein (Hasnain, 1998, 1129).“ (Tanzer et al. 2017)

2.3.3 Diskussion

Um der Anforderung gerecht zu werden, ein Speicherkonzept unabhängig von den geologischen Einflüssen aufbauen zu können, sind Erdsonden- und Aquiferspeicher auszuschließen. Zum einen ist für die Errichtung eine Genehmigung erforderlich und zum anderen erfordern sie eine aufwendige technische Ausführung. Beispielsweise können bei der Erstellung von Erdsonden durch die Bohrungen Grundwasserleiter durchbrochen werden. Bei unsachgemäßer Ausführung kann es zu schwerwiegenden Folgen und Schäden kommen, wie durch aufquellenden Gips nach einem Wassereinbruch in die betreffende Bodenschicht (Sass und Burbaum 2010, 234ff.). Der Aquifer als Wärmespeicher ist nicht wärmetechnisch zu isolieren. Darum muss das Oberfläche-Volumen-Verhältnis (A/V-Verhältnis) klein sein und das Volumen größer als 100.000 m^3 sein (Schmidt et al. 2003, 5).

Das zweite Kriterium ist eine hohe Integrationsfähigkeit in das zu versorgende Gebäude oder in die nähere Umgebung. Als Option für die Gebäudeintegration besteht für große Wärmespeicher nur die Möglichkeit sie unterhalb des Gebäudes zu platzieren. Baufläche bleibt somit frei für andere Maßnahmen, was sich besonders in dichtbesiedelten Gebieten mit hohen Grundstückspreisen als Vorteil darstellt. Ein weiterer Vorteil ist, dass durch den unterirdischen Speicherbau der solare Deckungsgrad höher ist als bei wärmegedämmten oberirdischen Speichern, da die Wärmeverluste ans Erdreich geringer sind (Ucar und Inalli 2008, 2536). Für einen Heißwasserspeicher würde dies bedeuten, dass er entweder in aufwendiger Konstruktion als Druckspeicher auszuführen wäre oder drucklos, aber in beiden Fällen mit der notwendigen statischen Tragfähigkeit für das Gebäude. Dieser Aufwand verschwindet, wenn stattdessen das vorhandene Erdreich oder eine als Ersatz eingebrachte Schüttung verwendet werden kann, wie auch Al-Addous 2006, 10) aufführt. Die Lastaufnahmefähigkeit wird nicht beeinträchtigt und der Wärmeaustausch ist über eingebettete Rohrschlangen möglich.

Zur Steigerung der Wärmekapazität und zur Verbesserung des Wärmetransports sollte das Erdreich möglichst feucht gehalten werden. Mit Unterschreiten der Frostgrenze könnte auch die mit dem Phasenwechsel des enthaltenen Wassers verbundene latente

Wärme genutzt werden. Wird jedoch von einem festen Einbau des Speichers im angrenzenden Erdreich ausgegangen, so kann sich die Volumenvergrößerung beim Erstarren nur in Richtung des Gebäudes ausbreiten; mit der Gefahr der Auslösung von Bauschäden. Um diese Wirkung auszuschließen, wird ein Absenken der Temperatur auf Werte unter 0 °C nicht zugelassen.

2.4 Wärmepumpe

Die Wärmepumpe als Heizkomponente im Massivabsorberheizsystem hat die Aufgabe Wärme aus Quellen niedriger Temperatur auf ein höheres, nutzbares Niveau zu befördern. Dabei nimmt mit steigendem Temperaturunterschied zwischen Quelle und Senke die Leistungszahl und somit die Effizienz ab (Baehr und Kabelac 2016, 578).

Die benötigte Temperatur der Senke (Bodenheizung) ist abhängig von ihrer Auslegung und dem Gebäude selbst. Als Wärmequelle kann sowohl ein Massivabsorber oder ein Wärmespeicher dienen. Die Angaben zur Leistungszahl[13] der Hersteller zu Sole-Wasser-Wärmepumpen oder Wasser-Wasser-Wärmepumpen werden z.B. durch B0W35 bzw. W10W35 ausgedrückt. Dabei stehen die ersten Angaben für die Wärmequelle: Sole (brine) bei 0 °C und Wasser bei 10 °C. Erstes trifft in etwa auf Erdsondenanlagen zu und zweites auf Grundwasseranlagen. Die folgenden Angaben bezeichnen die Nutzwärmeseite; hier ein Wasserheizkreis mit 35 °C Vorlauftemperatur.

Im hier vorgestellten Heizsystem sind Temperaturen im Bereich von etwa 5 bis 30 °C sowohl bei der Wärmelieferung durch einen Massivabsorber als auch bei der Nutzung eines Wärmespeichers zu erwarten. Der Temperaturhub der Wärmepumpe reduziert sich damit, so dass die Kreislaufeffizienz steigt und somit eine Reduzierung der benötigten Antriebsenergie erzielt wird.

2.5 Zusammenfassung des Forschungsstands

Sodha et al. (1979) haben erstmals einen Solarkollektor mit einem massiven Absorberkörper beschrieben. Zwar besitzt dieser Kollektor eine zusätzliche Glasabdeckung, in jedem Fall zeigt die Studie, dass Beton auf Sandbasis die höchste Effizienz gegenüber Ziegel oder Mörtel erzielt. Die wichtigste Literatur zum Thema Massivabsorber ist nach wie vor die Monografie von Primus (1995). Sie beschreibt detailliert das Verhalten des Massivabsorbers als Umweltwärmequelle für Wärmepumpenheizanlagen in gemäßigtem Klima. Dabei werden auch die Eigenschaften und Konstruktionsmerkmale einer Fassadenintegration und die Herstellung näher beschrieben. Der Betrieb ist geprägt von der Nutzung latenter Wärme durch Tauwasserbildung an der Absorberoberfläche infolge des Betriebs in Verbindung mit einer Wärmepumpe. Neuere Arbeiten beschäftigen sich vorwiegend mit der Modellierung des Massivabsorbers und der Untersuchung der Parametereinflüsse. Im Unterschied zu Primus (1995) haben D'Antoni und Saro (2013) eine detaillierte Modellbeschreibung vorgenommen, setzen den Massivabsorber jedoch als exponiertes Bauteil mit beidseitigem Absorber an. Mittels Elementary-Effects-Methode wird eine Sensitivitätsanalyse vorgenommen, bei der der äußere Rohrdurchmesser, der Rohrabstand und die Absorberdicke den größten Einfluss auf den Wärmeertrag haben.

[13] Nach Reihe DIN EN 14511-1:2013-12 bis DIN EN 14511-4:2013-12

Eine weitere Beschränkung liegt in der rein auf den Massivabsorberertrag bezogenen Analyse, die eine Implementierung in einem System vernachlässigt.

Saisonale Wärmespeicher oder Langzeitwärmespeicher sind bereits seit vielen Jahrzehnten bekannt. In Deutschland wurde mit dem Förderprogramm „Solarthermie-2000" eine Forschungsoffensive in diesem Bereich durchgeführt. Nach einer vergleichsweise langen Laufzeit der einzelnen Projekte folgen durch Schmidt et al. (2004) der maßgebende Überblick zu den Forschungsergebnissen. Hauptaugenmerk liegt auf dem wasseräquivalenten Speichervolumen und den zugehörigen Investitionskosten. Dabei zeigt der Vergleich mit größer werdendem Volumen eine überproportionale Kostenreduktion und dies unabhängig von der Speicherart. Des Weiteren werden Dimensionierungsrichtlinien aufgeführt, die sich jedoch auf die Trinkwassererwärmung bei Kleinanlagen oder auf zentrale Großanlagen beschränken und es wird ein Überblick zu den Wärmespeicherbauformen gegeben. Ein Wärmespeicher, der in das Gebäude integriert werden kann, also ein statisch tragendes Konzept, wird nicht beschrieben. Dabei verspricht diese Art lokaler Wärmespeichernutzung eine Platz- und damit eine Kosteneinsparung. Die Weiterentwicklung der Bauformen im Rahmen der verschiedenen Forschungsvorhaben führen Mangold und Schmidt (2006) u.a. für den Kies-Wasser-Wärmespeicher auf und zeigen den im Folgeprogramm „Solarthermie2000plus" erreichten Stand. Sie weisen darauf hin, dass die hohen Temperaturen, die bei Einsatz konventioneller Kollektortechnik erreicht werden können, nachteilig auf die Beanspruchung der eingesetzten Materialien und die statische Konstruktion wirken. Zudem wird darauf aufmerksam gemacht, dass für kleine Speichervolumina bis 500 m^3 die Entwicklung ökonomischer Bauprinzipien erforderlich ist. Einen umfassenden Überblick zu thermischen Energiespeichersystemen bietet Cabeza (2015). Dort wird auch die Speicherung in festen – und damit trockenen – Speichermaterialien beschrieben. Jedoch liegt der Fokus vermehrt auf dem Einsatzgebiet hoher Speichertemperaturen. Eine Niedertemperaturanwendung, wie sie mit Massivabsorbern stattfinden würde, wird nicht erwähnt.

In der Literatur werden Gebäudeheizsysteme mit Massivabsorber vergleichsweise selten beschrieben und bislang nicht zusammen mit einer Langzeitwärmespeicherung, obwohl sich mit der Speicherung überschüssig vorhandener Wärme im Sommer Potential für einen effizienteren Betrieb abzeichnet. Solare Heiztechnik mit konventioneller Kollektortechnik, wie z.B. Flachkollektoren, wird vielfach ausführlich beschrieben, so z.B. durch Hartmann und Schwarzburger (2009) deren Systemkonzepte für Wärmepumpen in Wohngebäuden bestimmt sind. Thermische Solaranlagen behandelt Khartchenko (2004) und geht dabei auch auf eine Speicherung der Solarwärme in einem Feststoffwärmespeicher ein, wobei das als Speicher eingesetzte Gesteinschüttbett direkt mit Luft durchströmt wird. Remmers (2001) befasst sich hingegen explizit mit großen konventionellen Solaranlagen und beschreibt deren Dimensionierung sowie die notwendigen Systemkomponenten im Detail.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass zur Anwendung von Massivabsorbern nur in begrenztem Umfang Forschungsergebnisse dokumentiert sind und ein Heizsystem aus Massivabsorber, Langzeitwärmespeicher und Wärmepumpe bisher nicht wissenschaftlich untersucht ist. Massivabsorber werden bislang nicht trocken, sondern mit gewünschter Kondensatbildung an der Oberfläche und damit nicht ohne Einfluss auf die optische Erscheinung des Gebäudes betrieben. Zudem ist ihr Zusammenspiel mit

Wärmespeichern jedweder Art kaum untersucht. Folglich ist ein entsprechendes Heizsystem gänzlich als Neuheit zu betrachten. Es besteht keine Referenz, die eine Einordnung vorab zulässt. Der Forschungsbedarf ist damit klar gegeben.

3 Ziele und Methodik

Nachfolgend werden die Ziele dieser Arbeit, bezogen auf den Forschungsbedarf, erläutert. Im Anschluss daran werden die Methoden und die Vorgehensweise beschrieben, womit die Forschungsziele erreicht werden sollen. Sie bilden die Grundlage für das Versuchsprogramm zur Beantwortung der verschiedenen Fragestellungen dieser Arbeit.

3.1 Zielstellung

Die thematische Abfolge dieser Arbeit stützt sich auf das vom deutschen Bundesministerium für Wirtschaft und Energie geförderte Forschungsprojekt „Solarwärmesystem für die Beheizung von Industriehallen mit Massivabsorber und Saisonwärmespeicher“ (Förderkennzeichen 03ET1158A/B). Innerhalb des Vorhabens sollte gezeigt werden, dass ein solches Heizsystem für große Gebäude, wie Industriehallen, geeignet ist und an welche Bedingungen diese Eignung geknüpft ist. Die zugrundeliegende Annahme bestand darin Massivabsorber technisch wirkungsvoll mit einem Langzeitwärmespeicher koppeln zu können. Dabei soll die Unabhängigkeit des Wärmepumpenheizsystems von den lokalen geologischen Gegebenheiten eine größere Verbreitung der Wärmepumpentechnik unterstützen. Gegenüber den bisherigen Heizsystemen, bei denen ausschließlich der Massivabsorber als Wärmequelle dient, soll der Wärmespeicher zu einer deutlich besseren Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe führen. Zudem soll es die Wärmespeicherung im Sommer erlauben, den Nutzungsgrad des Fassadenkollektors zu steigern, da der Heizwärmebedarf für das Gebäude nur während der Heizperiode vorliegt. Ein funktionierendes Heizsystem dieser Art soll den Flächenbedarf für die Installation der verschiedenen Systemkomponenten reduzieren, da die Solar- bzw. Umgebungswärmequelle in die Fassade integriert und der Wärmespeicher unter dem Gebäude platziert wird. Synergieeffekte während der Errichtung des Gebäudes können zu einer Kosteneinsparung führen. Zudem entfallen mit diesem Heizsystem etwaige Lagerstätten für Brennstoffe.

Das Heizsystem soll über eine detaillierte, dynamische Simulation abgebildet werden. Darin sollen neben den Hauptkomponenten auch das Gebäude und die Integration von Massivabsorber und Wärmespeicher thermisch korrekt bilanziert werden. Für verschiedene Systemkonfigurationen mit verschieden großen Massivabsorberflächen und -orientierungen, mit oder ohne Speicher, welche unterschiedlich ins System eingebunden sein können, soll die wirtschaftlich und energetisch geeignetste Variante gefunden werden. Zudem sollen verschiedene Betriebs- und Regelstrategien erörtert werden, mit denen ein solches Heizsystems einfach geplant und realisiert werden kann.

3.2 Methodik und Vorgehensweise

Um das Forschungsziel zu erreichen und die Forschungsfragen beantworten zu können, werden anfänglich die Hauptkomponenten Massivabsorber und Wärmespeicher näher beschrieben. Hieraus folgen die Systemberechnungen und eine Untersuchung ihrer Kombinationsmöglichkeiten.

Ausgehend von einem gültigen Modell des frostfrei betriebenen, fassadenintegrierten Massivabsorbers wird dessen thermisches Verhalten genau bestimmt. Über diverse Variationen der Modellparameter werden die Auswirkungen auf den Wärmeertrag und die -leistung analysiert und bewertet, wodurch auf die optimale Konstruktion geschlossen wird. Die Grundlage bildet ein detailliertes physikalisches Modell, das ortsaufgelöst alle

beteiligten Wärmetransportvorgänge beschreibt. Die Modellaussagen für den Wärmeertrag einschließlich des transienten Verhaltens werden anhand von Prüfstandsmessungen an einem Versuchsmuster eines Massivabsorbers validiert. Da für die Berechnung von Kollektorerträgen meist auf ein parametergestütztes Modell, entsprechend der DIN EN ISO 9806:2014-06 (70ff.), zurückgegriffen wird, wird ein qualitativer Vergleich beider Modelle vorgenommen. In früheren Arbeiten werden Massivabsorber aufgrund ihrer großen thermischen Masse nicht mit dieser Art Modell abgebildet.

Nach Kontrolle der Validität wird das ausführliche Massivabsorbermodell herangezogen, um die Einflüsse der Konstruktionsparameter des Massivabsorbers auf den Wärmeertrag und die Wärmeleistung zu bestimmen. Hierzu wird die „Elementary Effects Method" (EE-Methode) nach Morris (1991, 161ff.) verwendet, mit der die grundlegenden Effekte auf die Zielgrößen aller Parameter innerhalb des Parameterraums global dargestellt werden. Die generierten Ergebnisse können mit denen in D'Antoni und Saro (2013, 205) verglichen werden. Im zweiten Teil der Sensitivitätsanalyse wird ausgehend von einer Referenzkonstruktion des Massivabsorbers der Einfluss einzelner Parameter auf das Ergebnis untersucht. Die Ergebnisse werden mit denen in O'Hegarty et al. (2016b, 957ff.) verglichen und darüber hinaus weitere Modellparameter betrachtet. Zum Abschluss der Massivabsorberuntersuchung wird eine Leistungs- und Kostenanalyse vorgenommen. Um unterschiedliche Baugrößen in der Untersuchung erfassen zu können wird eine Methode vorgestellt, bei der lediglich ein detailliertes Teilelement repräsentativ untersucht wird. Diesem werden alle notwendigen Rand- und Betriebsbedingungen auferlegt, woraus sich die thermische, hydraulische und wirtschaftliche Effizienz eines Massivabsorbers ergibt und schließlich die geeignetste Konstruktion ermittelt werden kann.

Die Grundlage für die Berechnung des Wärmespeichers bildet das von Hornberger (1994, 32ff.) entwickelte Modell für einen Kies-Wasser-Speicher. Das Modellkonzept wird erörtert und Unterschiede zum trockenen Festkörperwärmespeicher werden bestimmt, gefolgt von der zugehörigen Anpassung des Modells. Im Gegensatz zum Kies-Wasser-Speicher besitzt der Festkörperwärmespeicher nur kapillar, natürlich gebundenes Wasser, um die Tragfähigkeit des Gebäudes sicherzustellen. Zur Validierung des angepassten dynamischen Modells wird ein realisiertes Heizsystem mit Massivabsorber und Wärmespeicher herangezogen. Dabei wird die Wärmeleistung auf das Fluid, die mittlere Speichertemperatur, die Wärmeverluste des Speichers an die Umgebung und die umgesetzte Energiemenge mit den Berechnungsergebnissen des Modells verglichen. Anschließend dazu wird für den Wärmespeicher eine Kenngröße zur Beschreibung der Wärmeübertragungsfähigkeit im dynamischen Betrieb definiert. Mit dieser Charakterisierung wird eine schnelle Auswahl der Speicherkonstruktion passend zum Heizsystem möglich. Dazu wird in einem quasi-stationären Zustand ein konstanter Wärmeentzug betrachtet und mit der Temperaturdifferenz zwischen mittlerer Fluidtemperatur und mittlerer Speichertemperatur als treibende Größe ein Wärmeübertragungskoeffizient ermittelt. Es folgt eine Sensitivitätsanalyse der Konstruktionsparameter für die Speicherauslegung. Dazu wird vom Wärmespeicher ein repräsentativer Teilausschnitt näher betrachtet. Das Speichersegment, ebenfalls als Elementarzelle bezeichnet, besitzt eine einheitliche Rohrlänge und ist zu den Seiten hin adiabat. Untersucht werden die Auswirkungen von Geometriedaten, Speichermaterial und Hydraulik. Für die Untersuchung der Wirtschaftlichkeit der Speicherkonstruktionen werden die Materialkosten mit den Betriebskosten in Bezug zur

Wärmeübertragungsfähigkeit bewertet. Die Betriebskosten entsprechen der aufzuwendenden Pumparbeit.

Für die Untersuchung unterschiedlicher Systemkonfigurationen wird zum einen die in der Komponentenuntersuchung ermittelte günstigste Massivabsorbervariante und zum anderen die für die erforderliche Leistungsfähigkeit passende Konstruktion des Speichers ausgewählt. Das Gebäude und das Heizsystem mit allen Haupt- und Hilfskomponenten werden mit der Simulationssoftware TRNSYS (Klein et al. 2010) dynamisch berechnet. Mit Variation der Fassadenflächen ändern sich innerhalb des Gebäudes die Führung der Verteilleitungen und deren Dimension. Es wird dazu ein einheitliches Schema vorgestellt, das für alle Varianten identisch ist und eine Berechnung der Investitionskosten für diesen Anlagenteil ermöglicht. Des Weiteren werden Kostenansätze für alle weiteren Systembestandteile, wie Gebäudeleittechnik und erforderliche betriebsrelevante Komponenten mit den zugehörigen Montagekosten aufgeführt. Sie bilden die Grundlage der monetären Bewertung. Die Ermittlung der Bedarfskosten basiert auf den Ergebnissen der dynamischen Simulationen.

Es werden insgesamt fünf verschiedene Systemkonzepte diskutiert. Dabei wird untersucht, wie sich Veränderungen der Betriebsstrategie auf die Wirtschaftlichkeit der Varianten auswirken. Innerhalb der verschiedenen Konzepte werden zudem die Auswirkungen der Veränderungen von Speichervolumina und der Anzahl sowie Orientierung der Massivabsorber eingehend betrachtet. Als Kriterium für die Bewertung der Systeme untereinander wird der Wärmepreis, der sich aus den Gesamtkosten für die jährliche Bereitstellung der Heizenergie ergibt, und die Heizzahl, die die Anlageneffizienz mit Bezug auf den Primärenergieeinsatz beschreibt, herangezogen.

Ausgehend von den Systemanalysen wird ein Zusammenhang zwischen Wärmebedarf und Speichergröße erarbeitet, ein Dimensionierungsvorschlag für das favorisierte System gegeben und schließlich ein Wirtschaftlichkeitsvergleich zu einem Wärmepumpenheizsystem mit Erdsondenwärmequelle vorgenommen.

3.3 Thematische Abgrenzung

Der Inhalt dieser Arbeit ist beschränkt auf Gebäude der Industrie und des Gewerbes, wegen der allgemein größeren Gebäude und einer Fassadengestaltung mit geringem Fensterflächenanteil. Die Argumentation einer praktikablen Umsetzung des Anlagenkonzepts zielt auf dieses Anwendungssegment.

Aufgrund der Rahmenbedingungen wird in dieser Arbeit nicht untersucht, wie sich die Nutzung latenter Wärmegewinne aus der Luft durch Taupunktunterschreitung der Massivabsorber-Oberfläche auswirkt. Ebenso werden Verdunstungsvorgänge an der senkrechten Massivabsorberoberfläche nicht betrachtet, da die Befeuchtung durch Regen als vernachlässigbar eingeschätzt wird. Die vorgestellten Modelle nutzen nur sensible Wärme und den Strahlungsaustausch mit der Umgebung.

Bei Durchsicht der Literatur ist festzustellen, dass Massivabsorber auch mit einer wärmeisolierenden Glasschicht hergestellt werden können. Auf diese Konstruktion wird in dieser Arbeit nicht eingegangen. Aus rein wärmetechnischer Sicht ist dies sinnvoll, entspricht jedoch nicht den Zielvorgaben dieser Arbeit einer optisch neutralen Fassadenaktivierung.

Eine solare Warmwasserbereitung über Massivabsorber ist nicht Teil dieser Arbeit, da sie für Produktionsgebäude i.d.R. nicht notwendig ist, sehr stark nutzungsabhängig ist und über Zweitsysteme realisiert werden kann. Die Untersuchung beschränkt sich ausschließlich auf die Gebäudebeheizung. Hierzu werden niedrige Heizungstemperaturen, wie bei Flächenheizungen üblich, angesetzt, um einen effizienten Wärmepumpenbetrieb zu ermöglichen. Die Berechnungsergebnisse sind, insofern sie nicht allgemeiner Natur sind, bezogen auf den Standort München und die dort vorliegenden Standardwetterbedingungen.

3.4 Aufbau der Arbeit

Kapitel 4 umfasst die Entwicklung des Massivabsorbers und die zugehörigen Analysen des thermischen Verhaltens und die Untersuchung einer wirtschaftlichen Bauweise.

Kapitel 5 beinhaltet die Konzeption des Wärmespeichers, Untersuchungen zu seiner Wärmeübertragungsfähigkeit und monetäre Bewertung.

Kapitel 6 berücksichtigt die Untersuchungen und Erkenntnisse der Komponenten und vereint sie in neuartigen Systemkonzepten. Eingangs werden die Grundlagen beschrieben. Bevor die Modellierung der Systemvarianten durchgeführt wird, werden deren Ergebnisse am Ende jeder Variantenvorstellung diskutiert.

Kapitel 7 zeigt, wie eine Pilotanlage eines Massivabsorberheizsystems mit Langzeitwärmespeicher in der Praxis funktioniert, welche Probleme sich aus den Ansätzen ergeben und welche Effizienz damit einhergeht.

In Kapitel 8 werden die Ergebnisse der Arbeit zusammengefasst und in Kapitel 9 ein abschließendes Fazit gezogen, Handlungsempfehlungen genannt und ein Ausblick für zukünftige Forschungsarbeiten zu diesem Thema gegeben.

4 Systemkomponente: Massivabsorber

Für die thermische und wirtschaftliche Bewertung des Massivabsorbers wird auf Basis der Vorgaben durch die Fertigung von Vorsatzschalenelementen ein Versuchsabsorber entwickelt. Der Versuchsabsorber wird an einem Kollektorprüfstand vermessen. Die erhobenen Daten werden zur Validierung des Massivabsorbermodells verwendet, bevor damit eine detaillierte Parameterstudie und schließlich eine Wirtschaftlichkeitsbetrachtung durchgeführt wird. Das Massivabsorbermodell stellt auch ein Werkzeug für die spätere Systemanalyse dar. Die bautechnische Umsetzung wird in Tanzer et al. (2017, 51ff.) genauer behandelt.

4.1 Herangehensweisen zur Modellierung von Massivabsorbern

„Berechnungsmodelle für einen Massivabsorber sind in der Literatur bereits beschrieben. Dabei unterscheiden sie sich in den angewendeten Methoden. Einen ersten Ansatz liefer[n] Sodha et al. (1980, 203ff.) mit einer numerischen Berechnung in eindimensionaler Richtung von der Oberfläche zur Rohrebene. Die Rohrebene wird dabei als homogen angesehen und der Wärmetransport an das Fluid über einen passenden Wärmeübergangskoeffizienten gebildet. Ähnliche Modelle beschreiben Kumar et al. (1981, 257ff.) und Srivastava et al. (1982, 198ff.). Eine Bilanzierung der Wärmeströme an der Oberfläche wird indirekt vorgenommen.

Turner (1986, 10f.) geht bei der Modellierung eines horizontalen unabgedeckten Massivabsorbers davon aus, dass der Rohrabstand ausreichend gering ist, damit eine eindimensionale Berechnung zulässig ist. Eine Untersuchung des Rohrabstands ist damit folglich nicht möglich.

Über ein explizites, finite Differenzenverfahren bieten Bopshetty et al. (1992, 1009ff.) ein Verfahren an, bei dem ein zweidimensionaler Querschnitt eines repräsentativen Abschnitts diskretisiert wird und die Temperaturverteilung der Elemente berechnet wird. Die Temperaturverteilung wird als konstant entlang der Rohrlänge angenommen. Dem ist nach Koschenz und Lehmann (2000, 23), bezogen auf die vergleichbare Bauteilaktivierung, zu widersprechen, da sich der Temperaturverlauf logarithmisch entlang des Rohrs entwickelt. Ebenfalls nach dem finiten Differenzenschema für einen zweidimensionalen Querschnitt bieten Sokolov und Reshev (1992, 405) eine Lösung an. Entlang des Rohrs wird eine Stückelung vorgesehen, um das dreidimensionale Wärmeleitproblem zu behandeln.

Jastrow (1997, 59ff.) teilt den Massivabsorber entlang des Rohrs ebenfalls in Teilstücke gleicher Größe ein. Die Elemente bestehen aus fünf diskreten Schichten, worin die mittlere Schicht das Rohr beinhaltet. Es wird angenommen, dass der Wärmefluss radial von einem Bezugspunkt im Massivabsorber zum Fluid verläuft. Dieser Bezugspunkt wird allerdings nicht näher erläutert und kann auch mit der angegebenen Literaturquelle nicht nachvollzogen werden! Dem Modell ist daher vorzuhalten, dass die Bezugspunkttemperatur nicht definiert ist und bei großen Rohrabständen eine Diskrepanz zwischen seitlicher und vertikaler Ausdehnung der rohrbeinhaltenden Ebene besteht. Die dort vorhandene Temperaturverteilung bleibt unberücksichtigt.

Sarachitti et al. (2011, 1404ff.) berechnen einen horizontalen Massivabsorber mit räumlicher Diskretisierung in vertikaler Richtung. Dabei wird entgegen den zuvor ge-

nannten Modellen kein Formfaktor oder eine andere Berücksichtigung des Rohrabstands durchgeführt. Für eine vollständige Parameteruntersuchung eignet sich dieses Modell daher nicht“ (Tanzer et al. 2017).

O’Hegarty et al. (2017, 1044ff.) modellieren einen aus mehreren Einzelabsorbern zusammengesetzten fassadenintegrierten Massivabsorber über finite Elemente als 3D-Modell und erreichen damit eine gute Übereinstimmung mit den experimentell ermittelten Daten. Dem Modell ist allerdings vorzuhalten, dass die Strömungsmodellierung im Rohr auf laminare Strömung beschränkt ist und trotz einer Netzvereinfachung ca. 120 min Rechenzeit notwendig sind, um den transienten Versuchsablauf über eine Dauer von 24 h abzubilden. Folglich eignet sich diese Methode für kurze Betrachtungszeiten, jedoch nicht für Jahressimulationen über mehrere Varianten.

D’Antoni und Saro (2013, 197ff.) beschreiben hingegen ein Modell, in dem die relevanten Parameter berücksichtigt werden und eine Bilanzierung der Wärmeleistungen an der Oberfläche vorgenommen wird. Das Modell basiert auf einer Transformation der thermischen Widerstände im Massivabsorber zu einem Sternnetzwerk und der Lösung des transienten Wärmeleitproblems über matrixbezogene Zeitreihenberechnungen von Wärmeleittransferfunktionen (CTFs[14]). Erstmals beschrieben wird diese Methode von Stephenson und Mitalas (1971), die es ermöglicht aus momentanen und vergangenen Oberflächentemperaturen sowie vergangenen Wärmeströmen die aktuellen zu berechnen (Delcroix et al. 2013, 2667). Für jeden Betonbereich vor und hinter der Rohrebene wird je nach Konstruktion eine Transferfunktion berechnet. Um dies zu vermeiden und den Berechnungsaufwand zu reduzieren, wird durch Tanzer et al. (2017, 65-85) eine Modellierung des Massivabsorbers vorgenommen, bei der das transiente Verhalten unabhängig von Transferfunktionen möglich ist. Dieses Modell wird nachfolgend wiedergegeben.

„Die Berechnung der äquivalenten, thermischen Widerstände im Massivabsorber beschreiben Koschenz und Dorer (1999) sowie Koschenz und Lehmann (2000, 19ff.) grundsätzlich für thermoaktive Bauteilsysteme. Dabei beziehen sie sich für die analytische Lösung des zweidimensionalen Wärmeleitproblems auf Glück (1982, 63ff.). Diese Methode basiert auf einer analytisch exakten Lösung und die Energieströme aus der Umgebung können einfach nachvollziehbar bilanziert werden.

[14] Conduction transfer functions

Eine abstraktere Variante zur Modellierung von Kollektoren ist das auf wenige Parameter reduzierte 1-Knoten-Modell. Es wird in DIN EN ISO 9806:2014-06 (72)[15] sowohl für die gängigen Flachkollektoren und Vakuum-Röhrenkollektoren als auch für unabgedeckte Kollektoren, wie z.B. Schwimmbadabsorber, [zur Anwendung vorgegeben]. Über mehrere Messungen an realen Kollektoren [sind] die Parameter mittels multilinearer Regression [zu bestimmen]. Eine dynamische Berechnung der Kollektoren erfolgt über die Ermittlung der effektiven Wärmekapazität des Kollektors, die die zeitliche Veränderung des Solarertrags bestimmt. Für Kollektoren mit hoher thermischer Masse, wie sie der Massivabsorber hat, gibt es in dieser Norm keine konkrete Aussage zur Anwendbarkeit, auch wenn nach DIN EN ISO 9806:2014-06 (72) ‚die meisten der auf dem Markt verfügbaren Kollektorausführungen, mit Ausnahme von ICS-Kollektoren', durch das Modell abgedeckt werden können. Dies zu überprüfen liefert nicht nur einen wissenschaftlichen Mehrwert, sondern kann mit Kenntnis passender Parameter die Planung von Heizsystemen mit fassadenintegrierten Massivabsorbern erleichtern, da die Anwendung des 1-Knoten-Modells vergleichsweise einfach möglich ist" (Tanzer et al. 2017). Dies wird in Kap. 4.5 im Detail beschrieben.

4.2 Modell des fassadenintegrierten Massivabsorbers

Das in Tanzer et al. (2017, 65-85) ausführlich beschriebene Massivabsorbermodell basiert auf der analytischen Lösung für thermoaktive Bauteilsysteme, wie sie in Koschenz und Dorer (1999) sowie Koschenz und Lehmann (2000, 19ff.) beschrieben werden. Der größte Unterscheidungspunkt liegt in der Anwendung. Während die thermoaktiven Bauteilsysteme nur innerhalb eines Gebäudes eingesetzt werden, ist der Massivabsorber an seiner Oberfläche Wind und Solarstrahlung ausgesetzt. Das Modell muss daher um diesen Gesichtspunkt erweitert werden.

Für das Massivabsorbermodell wird eine gleiche Temperaturverteilung zwischen den Rohren angesetzt, auch wenn die Rohre nicht parallel zueinander liegen und ebenso durchströmt werden. D.h. es wird angenommen, dass ein verändertes Temperaturprofil des Betons zwischen den Rohren bei z.B. mäanderförmiger Verlegeart aufgrund der örtlich entgegengesetzten Strömung vernachlässigbar ist, da sich dieser Effekt im Mittel

---

[15] Die Nachfolgenorm der DIN EN ISO 9806:2014-06 ist die DIN EN ISO 9806:2016-06. Die dort angegeben Neuerungen sind für diese Arbeit nicht berücksichtigt. Das 1-Knotenmodell wird dort um zwei weitere Faktoren erweitert: c_7 [W m^{-2} K^{-4}] als von der Windgeschwindigkeit abhängiger IR-Strahlungsaustausch mit der Umgebung und c_8 [W m^{-2} K^{-4}] als eine weitere Form der Berücksichtigung von Strahlungsverlusten. c_8 beschreibt eine stärkere Krümmung der Wirkungsgradkurve und ist vergleichbar mit Faktor c_2, welcher jedoch aufgrund der Bauform des Massivabsorbers in Folge der Regression statistisch keine Relevanz besitzt und null gesetzt werden kann; vergleiche Kap. 4.5.
ERRATUM: Der Einfluss von c_7 ist auch bei Massivabsorbern, wie sie in dieser Arbeit beschrieben werden, statistisch belegbar. Dies zeigte eine Untersuchung des Modells, die im Anschluss an diese Arbeit zur Kontrolle durchgeführt wurde. Trotz dieses Einflusses zeigt die Anwendung des 1-Knotenmodells der vorangegangenen DIN EN ISO 9806:2014-06 eine hinreichende Übereinstimmung der Simulationsergebnisse mit den generierten Messwerten dieser Arbeit, siehe Kap. 4.6. Die Regressionsanalyse kompensiert dabei weitestgehend den Einfluss des neuen Faktors c_7 durch veränderte Werte der übrigen Parameter c_1 bis c_6 (ohne c_5). Die in dieser Arbeit beschriebenen Ergebnisse werden daher nicht durch die Neufassung der DIN EN ISO 9806 in ihrer Aussagekraft beeinflusst. Dies gilt ebenso für die angewendeten Methoden und Herangehensweisen, welche übertragbar sind.

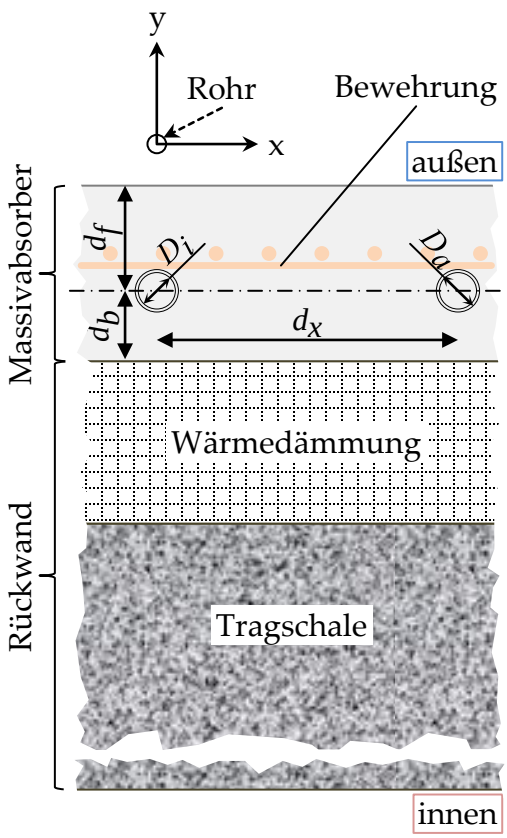


Abb. 6: Vereinfachte Darstellung eines Massivabsorbers als Vorsatzschalenelement im horizontalen Schnitt (Tanzer et al. 2017)

über die Fläche ausgleicht, vgl. Bopshetty et al. (1992, 1009). Ebenso ist anzunehmen, dass der Gradient der Temperaturverteilung im Bauteil senkrecht zur Fließrichtung größer ist als in Fließrichtung selbst (Sokolov und Reshev 1992, 404), weshalb eine Unterteilung des Rohrs in mehrere Abschnitte längs der Strömungsrichtung zulässig ist und die Genauigkeit verbessert. Da Wärmeverluste über die Ränder des Massivabsorbers vernachlässigbar sind, kann das Modell der Wärmeleitung auf zwei Dimensionen senkrecht zur Strömungsrichtung reduziert werden. Auch die Vereinfachung auf ein eindimensionales Problem ist möglich, insofern es sich um eine einfache Geometrie[16] handelt. Diese Annahmen fassen auch D'Antoni und Saro (2012, 3672) zusammen.

Der Massivabsorber, siehe Abb. 6, wird als Teil der Gebäudefassade abgebildet. Der Massivabsorber nimmt an der Absorberoberfläche Strahlungsenergie auf und steht in konvektivem, energetischen Austausch mit der Außenluft. Zur Gebäudeseite hin ist der Massivabsorber wärmeisoliert. (Tanzer et al. 2017)

4.2.1 Wärmestrombilanz an der Oberfläche

Die Energiebilanz an der Absorberoberfläche bildet sich zu:

$$\dot{q}_{Str,U,kw} + \dot{q}_{Str,U,lw} - \dot{q}_{Str,Abs,lw} - \dot{q}_{K,Abs} - \dot{q}_{b,f} - \dot{q}_u = 0 \tag{4.1}$$

worin $\dot{q}$ [W m^{-2}] die flächenbezogene Wärmeleistung ist und der Index „Str" für Strahlung steht, „U" und „Abs" die Strahlungsquelle mit Umgebung und Absorber beschreiben sowie „kw" und „lw" für kurz- und langwellig, „K" für Konvektion und „u" für nutzbar stehen. „b,f" beschreibt den Anteil des Wärmestroms, der sich – im stationären Zustand – zwischen der Rückseite und der Vorderseite bzw. Front einstellt. Der Index „v" steht für Verlust und „B" für Rückseite der Wand, siehe hierzu Abb. 7.

Grundlage für diese Energiebilanz ist ein sternförmiges Widerstandsnetzwerk zwischen Oberfläche, Rohr und Rückseite in Anlehnung an Koschenz und Dorer (1999, 141), siehe Abb. 7 für den stationären Zustand an einem beliebigen Punkt entlang der Strömungsrichtung. Wird von der mittleren Oberflächentemperatur an Vorder- und Rückseite ausgegangen, ergeben sich drei Wärmeströme zwischen diesen Grenzflächen und der Fluidtemperatur.

[16] Z.B. Kapillarrohrmatte mit geringem Rohrabstand und zugleich Teilung der Rohrstrecke in mehrere Abschnitte, sodass der Temperaturgradient in Fließrichtung vernachlässigbar ist.

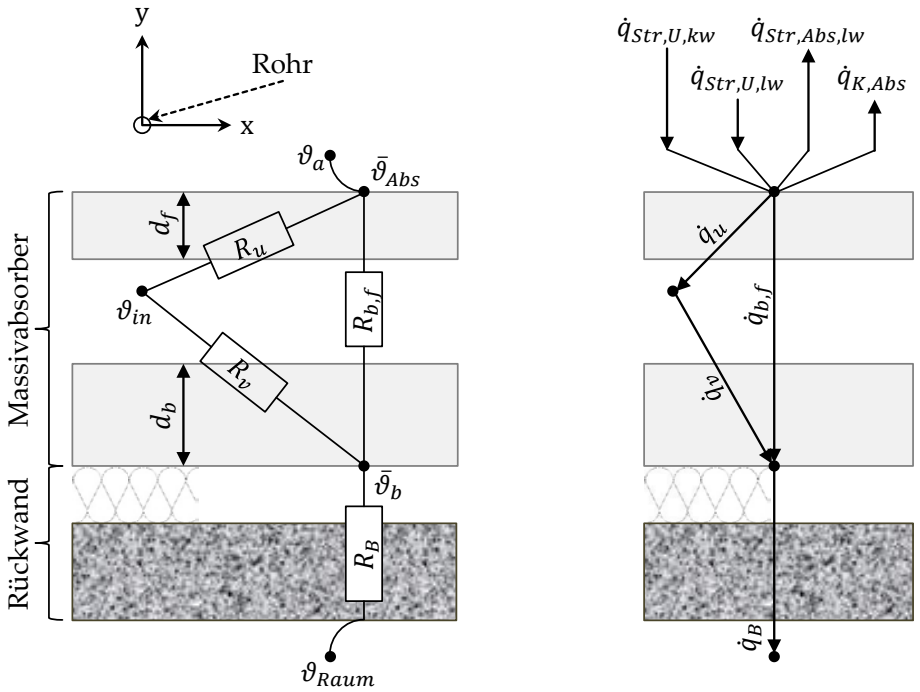


Abb. 7: links: sternförmiges Widerstandsnetzwerk des Massivabsorbers mit angeschlossener rückseitiger Wärmedämmung und Tragschale. Rechts: Wärmeströme an den relevanten Knotenpunkten. (schematische, nicht maßstabsgetreue Darstellung); Erläuterung der Widerstände unter Kap. 4.2.5 auf Seite 36

Koschenz und Lehmann (2000, 19ff.) zeigen detailliert eine analytische Lösung für eine Bauteilaktivierung. Der Massivabsorber muss jedoch die kurzwellige Solarstrahlung an seiner Oberfläche absorbieren, weswegen diese in die Bilanz einbezogen werden muss. Koschenz und Lehmann (2000, 50f.) wenden für die Bauteilaktivierung einen Gesamtwärmeübergangskoeffizienten an, der Konvektion und langwellige Strahlung vereint. Aufgrund des zusätzlichen Einflusses der kurzwelligen Solarstrahlung kann dieser empirische Ansatz, wie er z.B. nach DIN EN 1264-2:2013-03 (7) für Fußbodenheizungen angegeben ist, nicht für einen Massivabsorber verwendet werden. Der Ansatz von Eicker (2012, 108ff.) ist nach Tanzer et al. (2017, 67) hier nicht zielführend.

Das KIRCHHOFF'SCHE Gesetz $\alpha_{\lambda,\omega}(\lambda, T, \varphi, \vartheta) = \varepsilon_{\lambda,\omega}(\lambda, T, \varphi, \vartheta)$ besagt, dass der gerichtete spektrale Absorptionskoeffizient $\alpha_{\lambda,\omega}$ [-] gleich dem gerichteten spektralen Emissionskoeffizienten $\varepsilon_{\lambda,\omega}$ [-] bei gleicher Wellenlänge λ [m] und infinitesimalem Raumwinkel ω ist. Beide sind Funktionen der Wellenlänge, der Temperatur T [K] sowie dem Horizontal- und Vertikalwinkel φ [°] und ϑ [°]. Die Gleichheit gilt jedoch nur eingeschränkt für die Integrale dieser Koeffizienten über den gesamten Wellenlängen- und den Raumwinkelbereich und zwar, wenn die einfallende Strahlung von einem schwarzen Strahler ausgesandt wird und beide Körper eine identische Temperatur besitzen, denn die Absorptionsfähigkeit einer Oberfläche ist auch abhängig von den Eigenschaften der *einfallenden* Strahlung und folglich keine reine Materialeigenschaft. (Herwig und Moschallski 2014, 180f.)

Für weiterführende Informationen siehe auch Baehr und Stephan (2013, 661ff.)

Infolge dieser Abhängigkeiten werden nachfolgend die Integrale über die Raumwinkel und den Wellenlängenbereich passend zu den jeweiligen Strahlungspartnern angegeben. Es handelt sich fortan um die hemisphärischen Gesamtabsorptionsgrade bzw. Gesamtemissionsgrade. Nach Baehr und Stephan (2013, 664f.) können reale Körper häufig als Lambert-Strahler angesehen werden, bei dem die Strahlungsemission der Gleichmä-

ßigkeit eines schwarzen Strahlers entspricht und somit nur die Temperaturabhängigkeit bestehen bleibt. Liegt der Großteil der emittierten als auch der einfallenden Strahlung in einem Wellenlängenbereich, in dem der Emissionskoeffizient annähernd konstant ist, lässt sich die Gleichheit der Koeffizienten ausreichend genau verwenden. Dies gilt somit nicht für die Absorption der Solarstrahlung und die Emission bei üblichen Umgebungstemperaturen; es sind daher zwei Koeffizienten zu bestimmen. Im weiteren Verlauf wird daher der Begriff Absorption sowie Emission immer bezogen auf die betrachtete Fläche verwendet; dies gilt ebenso für deren Koeffizienten.

Der Wärmestrom $\dot{q}_{Str,U,kw}$ [W m^{-2}], der durch die kurzwellige Solarstrahlung auf die Oberfläche des Massivabsorbers wirkt, ist neben der Summe aus diffuser und direkter Solarstrahlung $\dot{q}_{sol}$ [W m^{-2}] noch vom Absorptionskoeffizienten $\alpha_{Str,kw}$ [-] abhängig:

$$\dot{q}_{Str,U,kw} = \alpha_{Str,kw} \cdot \dot{q}_{sol} \tag{4.2}$$

Die im Sichtfeld der Absorberoberfläche befindlichen Umgebungsflächen, sowie der sichtbare Himmelsanteil, emittieren langwellige Wärmestrahlung. Sowohl ein klarer als auch bewölkter Himmel strahlt auf die Kollektoroberfläche.

Mit dem Gesetz von STEFAN-BOLTZMANN können die Leistungswerte eines Strahlers einfach berechnet werden. Für natürlich vorkommende, reale Körper ist die Schwarzkörperstrahlung mit dem materialabhängigen Gesamtemissionsgrad ε zu multiplizieren. Er fungiert als prozentuale Schwächung des schwarzen Strahlers:

$$\dot{q}_{\varepsilon}(T) = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \tag{4.3}$$

Ist die effektive Himmelstemperatur bekannt, kann auf den hemisphärisch gleichmäßig verteilten Wärmestrom geschlossen werden. Das gleiche gilt für die Umgebung, wobei Wetterdatensätze üblicherweise keine effektiven Temperaturen der Umgebungsflächen beinhalten. Daher wird für die Umschließungsflächen eine Oberflächentemperatur gleich der Außenlufttemperatur und ein mittlerer Emissionskoeffizient[17] für diese Flächen angesetzt. Die eintreffende Strahlungsdichte im Infrarotbereich für geneigte Flächen mit dem Neigungswinkel β_{Kol} berechnet sich über das STEFAN-BOLTZMANN-Gesetz und die geometrische Stellung der Flächen nach:

$$\dot{q}_{Str,U,lw} = \alpha_{Str,lw,Sky} \cdot \underbrace{\varepsilon_{Sky} \cdot \sigma \cdot T_{Sky}^4 \cdot \left(1 + \frac{\cos \beta_{Kol}}{2}\right)}_{\text{Himmel}} + \alpha_{Str,lw,a} \cdot \underbrace{\varepsilon_a \cdot \sigma \cdot T_a^4 \cdot \left(1 - \frac{\cos \beta_{Kol}}{2}\right)}_{\text{Umgebung}} \tag{4.4}$$

Hier stellt die Temperatur T_{Sky} [K] die tatsächliche Strahlungstemperatur dar und ε_{Sky} [-] den Emissionskoeffizient. Der Absorptionskoeffizient für langwellige Strahlung aus dem Himmelshalbraum $\alpha_{Str,lw,Sky}$ [-] und für Strahlung aus der Umgebung $\alpha_{Str,lw,a}$ [-] liegt bei Umgebungsbedingungen realer Körper häufig nahe 1; siehe dazu die Prüfköperemissionswerte in Tabelle 5.

[17] Dieser Emissionskoeffizient entspricht *nicht* der Albedo. Die Albedo bezeichnet das mittlere Reflexionsvermögen von umgebenden Flächen. Dieser Wert ist maßgeblich für die Ermittlung der Einstrahlung auf eine nicht horizontale Fläche, zusammengesetzt aus Direkt-, Diffusstrahlung und bodenreflektierter Strahlung.

Für die Wärmeabstrahlung des Massivabsorbers gilt dieselbe physikalische Gesetzmäßigkeit. Die Berechnung erfolgt analog nach dem STEFAN-BOLTZMANN-Gesetz:

$$\dot{q}_{Str,Abs,lw} = \varepsilon_{Abs} \cdot \sigma \cdot T_{Abs}^4 \tag{4.5}$$

„An Massivabsorberoberflächen können sowohl ein thermischer Auftrieb als auch eine erzwungene Konvektion vorliegen. Beide Effekte überlagern sich und führen zu einem gemeinsamen Wärmeübertragungskoeffizienten $\alpha_{K,eff}$ [W m^{-2} K^{-1}]. Während die charakteristische Länge L [m] für die Konvektion durch Wind die Breite der senkrechten Platte ist, ist sie für den Auf- oder Abtrieb die Höhe der Platte. Aufgrund der um 90° zueinander gedrehten Strömungsrichtungen, kann eine Überlagerung nicht einfach durch eine Addition beider Wärmeübergangskoeffizienten erfolgen. Nach Churchill (1977, 12) ist der Exponent $n = 3$ zur NUSSELT-Zahl Nu [-] bei kleiner PRANDTL-Zahl Pr [-] am geeignetsten. Auch Eicker (2012, 112) und Glück (1990, 128) wenden diesen Exponenten an“ (Tanzer et al. 2017):

$$Nu^n = Nu_{m,Platte,Thermik}^n + Nu_{Wind}^n \tag{4.6}$$

Die Beziehung zwischen Nu und dem konvektiven Wärmeübergangskoeffizient α_K ist direkt proportional über das Verhältnis der Wärmeleitfähigkeit des Fluids λ [W m^{-1} K^{-1}] zur charakteristischen Länge. Es folgt:

$$\alpha_{K,eff} = \sqrt[3]{\alpha_{K,Thermik}^3 + \alpha_{K,Wind}^3} = \sqrt[3]{\left(\frac{Nu_{m,Platte,Thermik} \cdot \lambda_{Luft}}{L_{Thermik}}\right)^3 + \alpha_{K,Wind}^3} \tag{4.7}$$

Nach Verein Deutscher Ingenieure (2013, 761) ist „die Form der aus der Mischkonvektion resultierenden Strömung […] richtungsabhängig“. Demnach würde sich der Term erzwungener Konvektion von der freien entweder addieren oder subtrahieren. Dieser Ansatz wird allerdings für Fälle beschrieben, bei denen beide Strömungsformen sich entlang einer Achse bewegen. Bei der Überlagerung von horizontalem Wind und vertikaler Thermik ergänzt sich der Zusammenhang um eine zusätzliche räumliche Dimension. Es wird daher angenommen, dass der erzwungene Anteil der Konvektion stets verstärkend auf die Thermik wirkt!

Nach Churchill und Chu (1975, 1326) lässt sich Nu für freie Konvektion für laminaren und turbulenten Bereich berechnen nach:

$$Nu_{m,Platte,Thermik} = \left[0{,}825 + \frac{0{,}387 \cdot Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0{,}437}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{8/27}}\right]^2 \tag{4.8}$$

worin Ra [-] die RAYLEIGH-Zahl des Fluids ist. Für die Konvektion durch Wind kann eine detaillierte Berechnung über einen Varianzvektor vorgenommen werden (Soltau 1989, 29). Nach Frank (2007, 35) hat sich diese – messtechnisch aufwendige – Konvektionsberechnung nicht etabliert. Eine einfacher anzuwendende Methode aus Wetterdaten die erzwungene Strömung in die energetische Bilanz einzubeziehen liefert Loveday und Taki (1996). Demnach kann sowohl auf diese Geschwindigkeit als auch direkt auf den Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{K,Wind}$ [W m^{-2} K^{-1}] über statistische Beziehungen umge-

rechnet werden. Dazu muss zusätzlich die Windrichtung bekannt sein, um jeder Fassade und ihrer Orientierung eine windzugewandte (luv) oder windabgewandte (lee) Einordnung zu geben. Die empirischen Ansätze von Loveday und Taki (1996, 1735) sind für eine luvseitige Ausrichtung:

$$\alpha_{K,Wind} = 2{,}00 \cdot w_{Wind} + 8{,}91 \tag{4.9}$$

und für eine leeseitige Orientierung:

$$\alpha_{K,Wind} = 1{,}77 \cdot w_{Wind} + 4{,}93 \tag{4.10}$$

worin w_{Wind} [m s^{-1}] die freie Windgeschwindigkeit ist.

4.2.2 Latenter Wärmeaustausch

„Eine zusätzliche Möglichkeit Wärmeenergie aus der Umgebungsluft zu gewinnen ist die Kondensation des in der Luft enthaltenen Wasserdampfs. Die Kollektor-Oberflächentemperatur muss dazu unterhalb der Taupunkttemperatur der Außenluft sinken. Infolgedessen beginnt der Wasserdampf zu kondensieren. Die Implementierung in Kollektormodelle wird in der Literatur bereits umfangreich beschrieben, wie z.B. durch Soltau (1989, 60-72), Frank (2007, 40-42) oder in Bezug auf Massivabsorber durch D'Antoni und Saro (2013, 201).

Ein vergleichbares Phänomen zur Kondensation ist die Desublimation an unabgedeckten Kollektoren. Dabei wird dem Kollektor der Wärmeträger mit einer Temperatur < 0 °C zugeführt. Kühlt dadurch die Oberflächentemperatur des Kollektors ebenfalls unter den Gefrierpunkt ab und liegt die Taupunkttemperatur der umgebenden Luft höher, bildet sich Reif an der Kollektoroberfläche. Neben der Kondensationsenthalpie wird zusätzlich die Schmelzenthalpie des in der Luft enthaltenen Wasserdampfs frei und kann als Nutzwärme abgeführt werden. Die Reifbildung wirkt dem weiteren Wärmegewinn entgegen, indem die fortwährend anwachsende Reifschicht selbst eine isolierende Wirkung besitzt und der Reif die Absorption und Emission der Strahlung verändert. […] [D]as reflektierende Verhalten des Kollektors [steigt] an und die Umwandlung der Strahlungs- in Wärmeenergie wird gedämpft. Soltau (1989, 60) weist auf diesen Gesichtspunkt hin, wobei eine detaillierte Beschreibung Krumm (1985, 83ff.) zu entnehmen ist.

Obwohl das wärmegewinnende Potential aus Kondensation und mit Einschränkung auch aus der Desublimation durchaus vorhanden ist, wird dies im weiteren Verlauf dieser Arbeit außenvorgelassen. Diese Entscheidung ist architektonischen Gründen geschuldet, da die optische Veränderung einer Gebäudefassade durch Kondensat oder Reif als einer der Gründe angesehen wird, warum sich die Technik des Massivabsorbers in Fassaden bislang nicht verbreiten konnte. Der Fokus der Arbeit eine optimale Betriebsstrategie für ein Gesamtkonzept aus Massivabsorber und übrigen Systemkomponenten zu finden unterliegt daher [der] durch die praktische Anwendung vorgegebene[n] Grenze.

Das physikalische Gegenstück zur Kondensation ist die Verdunstung an der Oberfläche befindlichen Wassers. Schlagregen, der die Fassaden nässt und anschließend verdunstet, entzieht dem Massivabsorber Energie. Ein Wärmegewinn aufgrund von Niederschlag wird nach Krumm (1985, 13) für geneigte Flächen als gering eingeschätzt, ebenso Maßmeyer und Posorski (1982, 55f.). Während für den Wärmegewinn die spezifische

Wärme des Wassers (sensibel) mit ca. 4,2 kJ kg^{-1} K^{-1} anzuwenden ist, ist für die Verdunstung und damit die Trocknung des Massivabsorbers die Verdampfungsenthalpie[18] mit 2256,6 kJ kg^{-1} bei 100 °C und 1,013 bar (Verein Deutscher Ingenieure 2013, 358) entscheidend. Aufgrund der Tatsache, dass es sich um eine senkrechte Fassade handelt, an der der Massivabsorber angebracht ist und da aus den verfügbaren Wetterdaten kein Hinweis für die Häufigkeit und Intensität einer Beregnung senkrechter Flächen zu entnehmen ist, wird dieser Effekt vernachlässigt“ (Tanzer et al. 2017). Dennoch sei angemerkt, dass sich Niederschlagswasser auch an den vertikalen Fassaden anhaften kann sowie in das Bauteil eindringen kann.

4.2.3 Wärmestrom zwischen rückseitigem Raum und Massivabsorber

An der Rückseite des Massivabsorbers wird Wärme mit dem dahinterliegenden Raum ausgetauscht. Hemmnis für den Wärmefluss zwischen der Absorberoberfläche mit der flächengemittelten Temperatur $\bar{\vartheta}_b$ [°C] und dem dahinterliegenden Raum mit der Temperatur ϑ_{Raum} [°C] sind die Wärmewiderstände der Fassadendämmung der Fassade und der Tragschale. Die sich aus beiden Elementen ergebenden thermischen Widerstände bilden zusammen mit dem Wärmeübergangswiderstand an der Rückseite, beschrieben durch den raumseitigen Wärmeübergangskoeffizienten zur Luft α_{si} [W m^{-2} K^{-1}], den Gesamtwärmewiderstand R_B [m^2 K W^{-1}]:

$$R_B = \frac{d_{Iso}}{\lambda_{Iso}} + \frac{d_{Trag}}{\lambda_{Trag}} + \frac{1}{\alpha_{si}} \tag{4.11}$$

worin d [m] die jeweilige Schichtdicke, λ [W m^{-1} K^{-1}] die Wärmeleitfähigkeit für die Isolierung oder Tragschale sind. α_{si} wird nicht eigens berechnet, sondern aufgrund des zu erwartend geringen Anteils gegenüber den anderen Widerstandsanteilen mit einem in der Bauphysik üblichen, konstanten Wert für senkrechte Wände angegeben:

$\alpha_{si} = 10$ W m^{-2} K^{-1}

Die spezifische Wärmeleistung $\dot{q}_B$ [W m^{-2}] zwischen Massivabsorberrückseite und Raumluft berechnet sich nach:

$$\dot{q}_B = \frac{1}{R_B} \cdot (\bar{\vartheta}_b - \vartheta_{Raum}) \tag{4.12}$$

worin $\bar{\vartheta}_b$ [°C] die mittlere Oberflächentemperatur der Massivabsorberrückseite und ϑ_{Raum} [°C] die Raumlufttemperatur sind.

4.2.4 Fluid-Wärmestrom

Der Wärmeertrag aus dem Massivabsorber ergibt sich über den flächenspezifischen Massenstrom $\dot{m}_{Fl,sp}$ [kg s^{-1} m^{-2}], die spezifische Wärmekapazität des Fluids c_p [J kg^{-1} K^{-1}] und die Temperaturdifferenz zwischen Vorlauf ϑ_{in} [°C] und Rücklauf ϑ_e [°C]:

$$\dot{q}_{Fl} = \dot{m}_{Fl,sp} \cdot c_p \cdot (\vartheta_e - \vartheta_{in}) \tag{4.13}$$

mit

[18] Steigend zu niedrigeren Temperaturen (Verein Deutscher Ingenieure 2013, 155)

$$\dot{m}_{Fl,sp} = \frac{\dot{m}_{Fl}}{d_x \cdot L_R} \tag{4.14}$$

worin $\dot{m}_{Fl}$ [kg s^{-1}] der absolute Massenstrom der Elementarzelle, d_x [m] der Rohrabstand und L_R [m] die Einheitsrohrlänge der Elementarzelle, hier 1 m, sind. Da die Austrittstemperatur ϑ_e ebenso wie die Leistung selbst unbekannt sind, kann diese Gleichung für sich alleine nicht gelöst werden. Die Wärmeströme $\dot{q}_u$ und $\dot{q}_v$, siehe Abb. 7, sind beide unbekannt, bilden jedoch mit $\dot{q}_{Fl}$ eine Wärmebilanz. Die eingangs erwähnte Transformation des Widerstandsdreiecks, konkret der Widerstände R_u und R_v, ist daher notwendig.

4.2.5 Widerstandstransformation

Wie Koschenz und Lehmann (2000, 19ff.) demonstrieren, kann ein repräsentatives Sternnetzwerk der thermischen Widerstände erzeugt werden. Im Zentrum des Massivabsorbers wird dazu die mittlere Kerntemperatur $\bar{\vartheta}_{Kern}$ festgelegt. Sie ist nach Koschenz und Lehmann (2000, 19ff.) die mittlere Temperatur in der Rohrebene zwischen den Rohren sowie gemittelt über die gesamte Rohrlänge. Es werden neue Wärmeströme definiert, die auf diesen Temperaturpunkt wirken: von der Absorberoberfläche $\dot{q}_f$ und der Rückseite des Massivabsorbers $\dot{q}_b$. Davon abgehend der Wärmestrom des Fluids $\dot{q}_{Fl}$, siehe Abb. 8. Die Bilanz der Wärmeströme am Knotenpunkt lautet für stationäre Zustände:

$$\dot{q}_f - \dot{q}_b - \dot{q}_{Fl} = 0 \tag{4.15}$$

Die Wärmeströme $\dot{q}_b$ für den rückseitigen Teil des Massivabsorbers und $\dot{q}_B$ für die Rückwand (Fassade) sind identisch:

$$\dot{q}_b = \dot{q}_B \tag{4.16}$$

mit:

$$\dot{q}_b = \frac{1}{R_b} \cdot (\bar{\vartheta}_{Kern} - \bar{\vartheta}_b) = \frac{\lambda_b}{d_b} \cdot (\bar{\vartheta}_{Kern} - \bar{\vartheta}_b) \tag{4.17}$$

und analog dazu der vordere Absorberbereich mit:

$$\dot{q}_f = \frac{1}{R_f} \cdot (\bar{\vartheta}_{Abs} - \bar{\vartheta}_{Kern}) = \frac{\lambda_f}{d_f} \cdot (\bar{\vartheta}_{Abs} - \bar{\vartheta}_{Kern}) \tag{4.18}$$

Ziel ist es alle thermischen Widerstände entlang der Strömungsrichtung in möglichst wenige Einzelwiderstände zusammenzufassen. Nach Koschenz und Lehmann (2000, 24) führt dies für die Rohrebene zu:

$$R_t = R_w + R_{Fl} + R_R + R_z \tag{4.19}$$

worin R_w [m^2 K W^{-1}] der thermische Widerstand zwischen der Rohr-Oberflächentemperatur und der lokalen Kerntemperatur ϑ_{Kern} [°C] ist. Dieser Widerstand umfasst die zweidimensionale ungleiche Temperaturverteilung in x und y-Richtung und berücksichtigt bei der Bauteilaktivierung im Modell von Koschenz und Lehmann (2000) die konvektiven Wärmeübergänge an den Bauteilaußenflächen, wie später aus Gl. (4.22) hervorgeht. R_{Fl} [m^2 K W^{-1}] ist der konvektive Wärmeübergangswiderstand vom Fluid im Rohr auf die Rohrwand. R_R [m^2 K W^{-1}] ist der thermische Widerstand des Rohrmaterials selbst und R_z [m^2 K W^{-1}] entspricht einem thermischen Widerstand

zwischen der Eintrittstemperatur in den Kollektor und der mittleren Fluidtemperatur. Alle Widerstände sind in Serie geschalten.

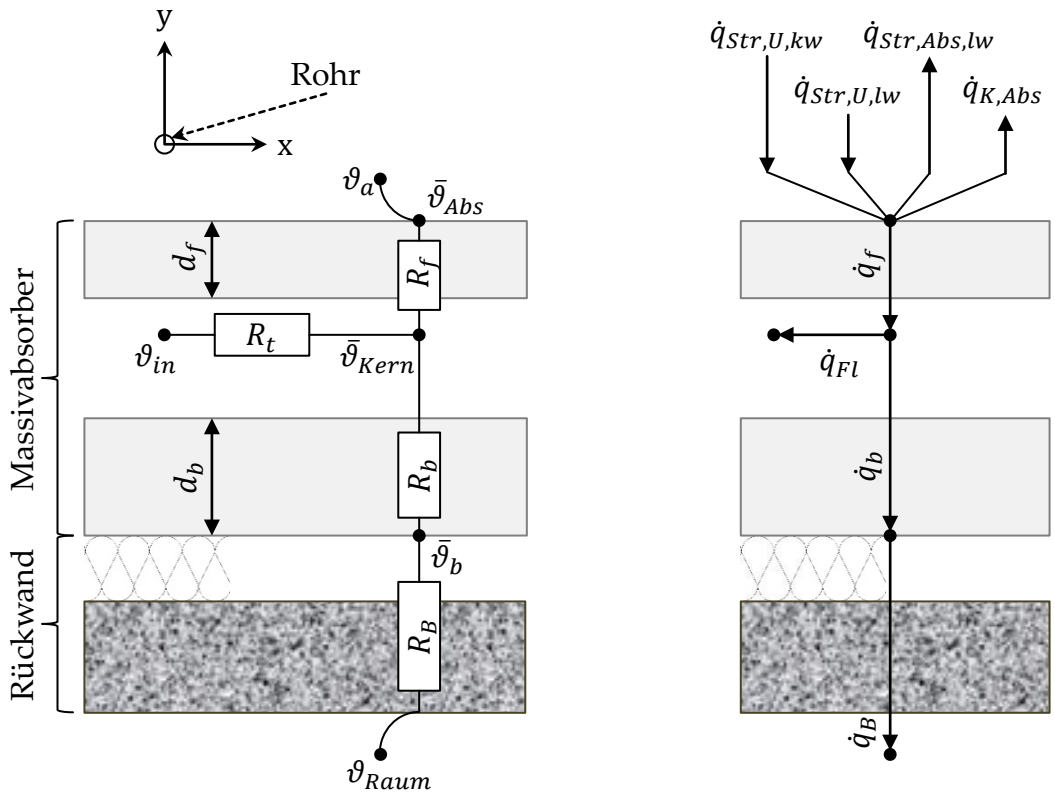


Abb. 8: Transformiertes Widerstandsnetzwerk eines Massivabsorbers im stationären Zustand (links) und Darstellung der spezifischen Wärmeströme (rechts)

Die zweite Gleichung, mit der der Fluid-Wärmestrom berechnet werden kann, verbindet die noch unbekannte mittlere Kerntemperatur $\bar{\vartheta}_{Kern}$ [°C] und die Massivabsorbereintrittstemperatur ϑ_{in} [°C] mit dem Gesamtwiderstand R_t [m² K W^{-1}], siehe auch Abb. 7:

$$\dot{q}_{Fl} = \frac{1}{R_t} \cdot (\bar{\vartheta}_{Kern} - \vartheta_{in}) \tag{4.20}$$

Die einzelnen Teilwiderstände von R_t werden nachfolgend beschrieben.

Die Bilanz der Leistungen ist somit für alle Widerstände gegeben. Die mittlere Kerntemperatur bleibt die einzige Unbekannte und kann gelöst werden, wenn die Randbedingungen bekannt sind.

4.2.5.1 Wärmewiderstand zwischen Rohroberflächen- und Kerntemperatur

Wie eingangs erläutert bedarf das Modell nach Koschenz und Lehmann (2000) einer Anpassung des Gesamtwärmeübergangskoeffizienten an der Absorberoberfläche, um kurzwellige Solarstrahlung zu jedem Zeitpunkt direkt bilanzieren zu können. Aus diesem Grund wird in der Beschreibung der Wärmeübertragung die Massivabsorberoberfläche als Bezugspunkt anstelle der angrenzenden Luftschicht gewählt.

In Koschenz und Lehmann (2000, 21) bilden die angrenzenden Raumtemperaturen der Bauteilaktivierung ϑ_{R1} und ϑ_{R2} (Index „R“ steht für Raum) die Systemgrenzen. Durch Eliminierung der in R_w integrierten Wärmeübergangskoeffizienten für die konvektive Wärmeübertragung zwischen Umgebungsluft und Bauteiloberfläche verschiebt sich die

Systemgrenze auf die jeweiligen Oberflächen; wie bereits zuvor erwähnt bildet der Widerstand R_w die zweidimensionale Temperaturverteilung im Querschnitt ab und umfasst daher auch die Konvektion zur Raumluft bei der Bauteilaktivierung. Der konvektive Wärmewiderstand muss dazu unendlich klein werden bzw. der Wärmeübergangskoeffizient unendlich groß. Der Unterschied zwischen dem ursprünglichen Modellaufbau und des für Massivabsorber angepassten Modells ist in Abb. 9 dargestellt. Teilbild (a1) zeigt die Grundlage des Modells nach Koschenz und Lehmann (2000, 20). Dort spannt sich zwischen den beiden Raumlufttemperaturen ϑ_{R1} und ϑ_{R2} sowie der Oberflächentemperatur des Rohrs ϑ_3 das Widerstandsdreieck auf. Durch Transformation der Widerstände wird das Netzwerk (a2) aus der Dreiecksdarstellung (a1) erzeugt, in dem die Widerstände R_1 und R_2 den konvektiven Wärmeübergang zwischen der Umgebungsluft mit den Temperaturen ϑ_R und den Oberflächen sowie den Wärmewiderstand der Über- und Unterdeckung der Rohrebene beinhalten. Analog dazu zeigt (b1) das neue Widerstandsdreieck, wie es für den Massivabsorber gebildet wird. (b2) veranschaulicht entsprechend zu (a2) das transformierte Netzwerk der Widerstände, in dem die Grenztemperaturen jetzt identisch mit den Oberflächentemperaturen sind.

Der Widerstand R_w – in dem die Teilwiderstände R_1 und R_2 des *ursprünglichen* Modells bereits beinhaltet sind – ist das Äquivalent zu den Widerständen R_u zwischen ϑ_3 und ϑ_{R1} und R_v zwischen ϑ_3 und ϑ_{R2}. Zusätzlich wird der einfache Gesamtwiderstand in y-Richtung $R_{1,2}$ aufgeteilt in R_1 und R_2 zwischen den Grenztemperaturen ϑ_{R1} und ϑ_{Kern} sowie ϑ_{R2} und ϑ_{Kern}. Nach Koschenz und Lehmann (2000, 21) lautet dieser Widerstand:

$$R_w = \frac{d_x \cdot \left[\ln\left(\frac{d_x}{\pi \cdot D_a}\right) + \sum_{s=1}^{\infty} \frac{g_1(s) + g_2(s)}{s}\right]}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{BTA}}, \tag{4.21}$$

wenn ϑ_{R1} und ϑ_{R2} die angrenzenden Raumlufttemperaturen der Bauteilaktivierung bezeichnen; mit den expliziten Konstantenfunktionen $g_i(s)$ zur Randwertanpassung aus der Lösung der LAPLACE'SCHEN Differentialgleichung zweidimensionaler Wärmeleitung im ebenen Fall nach Glück (1982, 66); entwickelt über die partielle Integration der Differentialgleichung und der dazu notwendigen FOURIER-Reihe:

$$g_i(s) = \frac{\frac{\frac{\alpha_i}{\lambda_{BTA}} \cdot d_x + 2 \cdot \pi \cdot s}{\frac{\alpha_i}{\lambda_{BTA}} \cdot d_x - 2 \cdot \pi \cdot s} \cdot e^{-\frac{4 \cdot \pi \cdot s}{d_x} d_{3-i}} - e^{-\frac{4 \cdot \pi \cdot s}{d_x}(d_1 + d_2)}}{e^{-\frac{4 \cdot \pi \cdot s}{d_x}(d_1 + d_2)} - \frac{\frac{\alpha_1}{\lambda_{BTA}} \cdot d_x + 2 \cdot \pi \cdot s}{\frac{\alpha_1}{\lambda_{BTA}} \cdot d_x - 2 \cdot \pi \cdot s} \cdot \frac{\frac{\alpha_2}{\lambda_{BTA}} \cdot d_x + 2 \cdot \pi \cdot s}{\frac{\alpha_2}{\lambda_{BTA}} \cdot d_x - 2 \cdot \pi \cdot s}} \quad \text{mit } i \in \{1,2\} \tag{4.22}$$

worin α_1 und α_2 [W m^{-2} K^{-1}] die Wärmeübergangskoeffizienten an den jeweiligen Bauteiloberflächenseiten, λ_{BTA} [W m^{-1} K^{-1}] die Wärmeleitfähigkeit des thermisch aktiven Bauteils, d_x [m] der Rohrabstand und s die Gliedernummer der trigonometrischen Reihe sind. Des Weiteren gilt: $d_1 = d_f$ [m] und $d_2 = d_b$ [m].

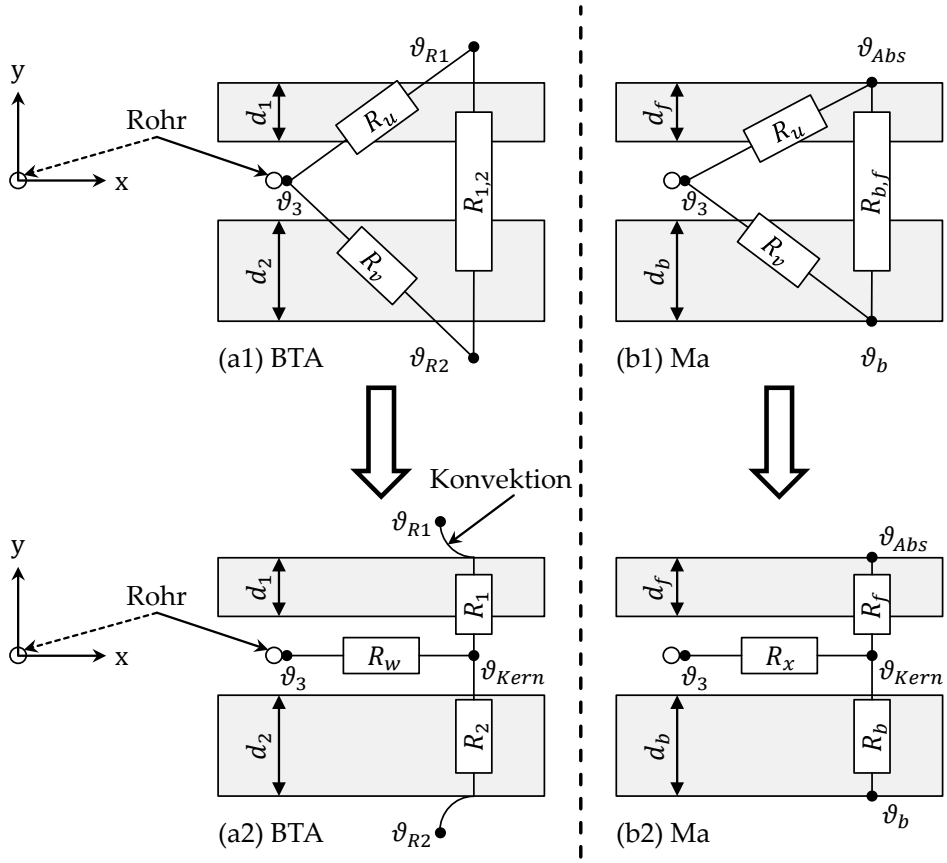


Abb. 9: (a1) zeigt das Widerstandsnetzwerk als Ausgangsbasis für das Modell einer Bauteilaktivierung nach Koschenz und Lehmann (2000, 20); (a2) zeigt das von Koschenz und Lehmann (2000, 21) transformierte Widerstandsnetzwerk in Sternform. (b1) zeigt das Widerstandsnetzwerk eines Massivabsorbers und (b2) zeigt das entsprechende transformierte Widerstandsnetzwerk. Der raumluftseitige Konvektionsanteil ist eliminiert.

„Damit der konvektive Wärmeaustausch aus dem Widerstand R_w eliminiert werden kann, wird eine Grenzwertbetrachtung durchgeführt. Gl. (4.22) wird passend substituiert und zusätzlich α_i, α_1 und α_2 gleichgesetzt, da alle drei Wärmeübergangskoeffizienten gegen unendlich streben sollen. Die einzelnen Substitutionen lauten“ (Tanzer et al. 2017):

$$x = \frac{\alpha_i}{\lambda_{BTA}} \cdot d_x = \frac{\alpha_1}{\lambda_{BTA}} \cdot d_x = \frac{\alpha_2}{\lambda_{BTA}} \cdot d_x \tag{4.23}$$

$$A = e^{-\frac{4 \cdot \pi \cdot s}{d_x} d_{3-i}} \tag{4.24}$$

$$B = e^{-\frac{4 \cdot \pi \cdot s}{d_x} (d_1 + d_2)} \tag{4.25}$$

$$C = 2 \cdot \pi \cdot s \tag{4.26}$$

Es wird $g_i(s)$ zu $h(x)$:

$$h(x) = \frac{\frac{x+C}{x-C} \cdot A - B}{B - \frac{x+C}{x-C} \cdot \frac{x+C}{x-C}} \tag{4.27}$$

Mit dem Grenzwert für $x \to \infty$, da $\{\alpha_i; \alpha_1; \alpha_2\} \to \infty$:

$$\lim_{x\to\infty} h(x) = \lim_{x\to\infty} \frac{\frac{x+C}{x-C}\cdot A - B}{B - \frac{x+C}{x-C}\cdot\frac{x+C}{x-C}} = \frac{A-B}{-1+B} \tag{4.28}$$

Durch Rücksubstitution bildet sich das neue $g_i(s)$ zu:

$$g_i(s) = \frac{e^{-\frac{4\cdot\pi\cdot s}{d_x}\cdot d_{3-i}} - e^{-\frac{4\cdot\pi\cdot s}{d_x}\cdot(d_1+d_2)}}{-1+e^{-\frac{4\cdot\pi\cdot s}{d_x}\cdot(d_1+d_2)}} \text{ mit } i\in\{1,2\} \tag{4.29}$$

Die Funktion $g_i(s)$ hat jetzt keinen konvektiven Einfluss mehr und ist lediglich von der Konstruktion des Bauteils abhängig. Durch Einsetzen von Gl. 4.29 in Gl. 4.21 entfällt auch für den Widerstand R_w die Konvektion an den Bauteiloberflächen:

$$R_w = \frac{d_x\left[\ln\left(\frac{d_x}{\pi\cdot D_a}\right) + \sum_{s=1}^{\infty}\frac{e^{-\frac{4\cdot\pi\cdot s}{d_x}\cdot d_1} + e^{-\frac{4\cdot\pi\cdot s}{d_x}\cdot d_2} - 2\cdot e^{-\frac{4\cdot\pi\cdot s}{d_x}\cdot(d_1+d_2)}}{s\cdot\left(-1+e^{-\frac{4\cdot\pi\cdot s}{d_x}\cdot(d_1+d_2)}\right)}\right]}{2\cdot\pi\cdot\lambda_{BTA}} \tag{4.30}$$

R_w wird jetzt, entsprechend der Darstellung in Abb. 9, für den Massivabsorber als R_x bezeichnet und mit den dafür notwendigen Variablenkorrekturen $d_1 = d_f$, $d_2 = d_b$ und $\lambda_{BTA} = \lambda_{Ma}$ versehen; Die Neubenennung soll die Eliminierung des konvektiven Wärmeübergangs verdeutlichen:

$$R_x = \frac{d_x\left[\ln\left(\frac{d_x}{\pi\cdot D_a}\right) + \sum_{s=1}^{\infty}\frac{e^{-\frac{4\cdot\pi\cdot s}{d_x}\cdot d_f} + e^{-\frac{4\cdot\pi\cdot s}{d_x}\cdot d_b} - 2\cdot e^{-\frac{4\cdot\pi\cdot s}{d_x}\cdot(d_f+d_b)}}{s\cdot\left(-1+e^{-\frac{4\cdot\pi\cdot s}{d_x}\cdot(d_f+d_b)}\right)}\right]}{2\cdot\pi\cdot\lambda_{Ma}} \tag{4.31}$$

Die in Gl. 4.31 enthaltene Summenreihe konvergiert nach wenigen Termen, wie Abb. 10 für d_x mit 0,2 m, d_f mit 0,0569 m, d_b mit 0,0159 m und λ_{Ma} mit 2,5 W m^{-1} K^{-1} zeigt.

„Durch die Eliminierung der Wärmeübertragungskoeffizienten für den konvektiven Wärmeübergang an der Bauteiloberfläche ist eine wiederkehrende Neuberechnung von R_x während einer Simulation des Massivabsorbers nicht mehr notwendig; es genügt die Vorabberechnung. D.h. R_x ist ausschließlich von den konstruktiven Merkmalen des Massivabsorbers abhängig.

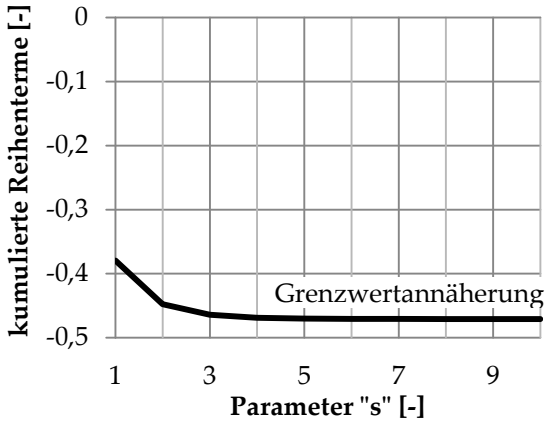


Abb. 10: Beispiel für die Konvergenz der kumulierten Partialsummen aus Gl. (4.31); Vorgabewerte im Text

Auch in Koschenz und Lehmann (2000, 21) wird der Widerstand R_w bei der Bauteilaktivierung vereinfacht, damit nur noch die konstruktive Abhängigkeit der Bauteile besteht. Allerdings wird vorausgesetzt, dass $d_1/d_x \wedge d_2/d_x > 0{,}3$ und $D_a/d_x < 0{,}2$ sein müssen. Für ein thermisch aktives Bauteil mit großer Rohrüberdeckung kann dies zutreffen, doch beim oben gezeigten Beispiel wäre die erste Bedingung nicht erfüllt: $0{,}0569/0{,}2 \wedge 0{,}0159/0{,}2 \not> 0{,}3$. Dies bestätigt, dass eine Anpassung des ursprünglichen Modells notwendig ist, um Massiv-

absorber beliebiger Konstruktion berechnen zu können“ (Tanzer et al. 2017).

D’Antoni und Saro (2013, 200) verdeutlichen in der Darstellung des Widerstandsnetzwerks, dass auch sie die Bauteiloberflächen als Bezugspunkte einsetzen. Die Beschreibung deren Modells lässt jedoch keine Rückschlüsse über die tatsächliche Anwendung oder die dazu notwendige Anpassung des Modells von Koschenz und Lehmann (2000) zu.

4.2.5.2 Wärmeübergangswiderstand des Fluids im Rohr auf die Rohrwand

Der zweite Widerstandswert R_{Fl} bildet sich im Rohr zwischen dem strömenden Fluid und der Rohrwand als thermischer Wärmeübergangswiderstand aus. Maßgebend für diesen Widerstand ist die Fließgeschwindigkeit, die sich in einem laminaren oder turbulenten Strömungsbild äußert. Im Übergangsbereich (Transition) treten beide Strömungsbilder auf. Der Widerstand R_{Fl} [m² K W⁻¹] ist der Kehrwert des zugehörigen Wärmeübergangskoeffizienten α_{Fl}:

$$R_{Fl} = \frac{1}{\alpha_{Fl}} \tag{4.32}$$

mit

$$\alpha_{Fl} = \frac{\lambda_{Fl} \cdot Nu}{D_i} \tag{4.33}$$

worin D_i [m] die charakteristische Länge des Rohrs, in diesem Fall der Innendurchmesser, ist. Zur Bestimmung von Nu sei verwiesen folgende Literaturquellen: Verein Deutscher Ingenieure (2013), Gnielinski (1995), Gnielinski (1975), Shah (1975), Rotta (1972) sowie Konakov (1946).

4.2.5.3 Wärmewiderstand des Rohrmantels

Der dritte im Modell verwendete Teilwiderstand wird durch das Rohr im Massivabsorber gebildet. Ebenso wie jedes andere Material im Kollektor stellt es eine Behinderung der Wärmeleitung dar. Für die Bezugsfläche $d_x \cdot L$ ist R_R [m⁻² K W⁻¹] nach Koschenz und Lehmann (2000, 24):

$$R_R = \frac{d_x \cdot \ln\left(\frac{D_a}{D_i}\right)}{2 \cdot \lambda_R \cdot \pi} \tag{4.34}$$

worin λ_R [W m⁻¹ K⁻¹] die Wärmeleitfähigkeit des Rohrmaterials ist.

4.2.5.4 Wärmewiderstand zwischen Kollektoreintritts- und mittlerer Fluidtemperatur

„R_z [m² K⁻¹ W⁻¹] bezeichnet einen thermischen Widerstand in z-Richtung und somit entlang des Rohrs. Er ist eine rechnerische Widerstandsgröße zwischen der Eintrittstemperatur in den Massivabsorber und der mittleren Fluidtemperatur. Zugrunde gelegt sind in diesem Widerstand die logarithmische mittlere Temperaturdifferenz des Bauteils zwischen der Fluidtemperatur und den Grenztemperaturen; hier die mittlere Absorbertemperatur und die mittlere Rückseitentemperatur“ (Tanzer et al. 2017). Analog zu Koschenz und Lehmann (2000, 24) folgt:

$$R_z = \frac{1}{\dot{m}_{sp} \cdot c_p \cdot \left[1 - e^{-\frac{1}{\left(R_{Fl}+R_R+R_x+\frac{1}{U_f+U_b}\right)\cdot \dot{m}_{sp}\cdot c_p}}\right]} - \left(R_{Fl} + R_R + R_x + \frac{1}{U_f + U_b}\right) \tag{4.35}$$

Daraus ergibt sich durch Einsetzen von Gl. (4.35) in Gl. (4.19):

$$R_t = \frac{1}{\dot{m}_{sp} \cdot c_p \cdot \left[1 - e^{-\frac{1}{\left(R_{Fl}+R_R+R_x+\frac{1}{U_f+U_b}\right)\cdot \dot{m}_{sp}\cdot c_p}}\right]} + \frac{1}{U_f + U_b} \tag{4.36}$$

Diese Gleichung ist abhängig von den beiden Wärmedurchgangskoeffizienten U_f [W m^{-2} K^{-1}] und U_b [W m^{-2} K^{-1}], die den Wärmedurchgang durch die Front- und Rückseite des Massivabsorbers beschreiben. Sie sind der Kehrwert der zugehörigen Wärmewiderstände, siehe dazu Abb. 9 (b2):

$$U_j = \frac{1}{R_j} \text{ mit } j \in \{f, b\} \tag{4.37}$$

4.2.6 Diskussion: Anwendung für instationäre Berechnungen

Die vorgestellten Gleichungen für die Beschreibung der thermischen Widerstände in einem Massivabsorber gelten im ursprünglichen Modell für eine Bauteilaktivierung nur für den stationären Zustand (Koschenz und Lehmann 2000, 25). Die Wärmedurchgangskoeffizienten U_f und U_b in der Modellierung der Bauteilaktivierung sind abhängig von den Oberflächentemperaturen des Bauteils, da entsprechend die dortigen Wärmeübergangskoeffizienten davon abhängig sind. Diese Abhängigkeit wird in der Anpassung für Massivabsorber beseitigt.

Ein weiterer wichtiger Zusammenhang ist die Änderung der Fluidtemperatur im Rohr. Sie ist nicht linear fallend oder steigend, sondern verhält sich logarithmisch entlang der Fließrichtung. Die Austrittstemperatur fällt oder steigt immer nur bis auf die am Rohraustritt herrschende Bauteiltemperatur, je nach Betriebsfall. Damit der Unterschied zwischen der logarithmischen Temperaturdifferenz und der arithmetischen vernachlässigbar klein wird, muss der berechnete Rohrabschnitt ebenfalls klein sein. Als Kriterium hierfür geben Koschenz und Lehmann (2000, 26) folgende Bedingung an:

$$\dot{m}_{Fl,sp} \cdot c_p \cdot \frac{1}{U_t} = \dot{m}_{Fl,sp} \cdot c_p \cdot R_t \geq 1 \tag{4.38}$$

Dies ist mit ein Grund für die in der folgenden Variantenanalyse gewählte Methodik nur kleine Elementarzellen als Einheitsgröße zu verwenden. Die Zerlegung in Teilelemente wird ebenfalls in D'Antoni und Saro (2012, 3672) als eine gängige Methode genannt. (Tanzer et al. 2017)

4.2.7 Wärmestrombilanz (instationär)

Im Gegensatz zum stationären Zustand wird für den dynamischen Fall Gl. 4.15 um den Anteil ergänzt, der für die Massivabsorbererwärmung bzw. –kühlung sorgt, siehe Abb. 11. Temperaturänderungen des virtuellen Kernknotens wirken sich auf den Wärmeinhalt des Massivabsorbers aus. Dies erfolgt durch Laden oder Entladen des dafür stehenden Kondensators C_{Ma}.

Es folgt:

$$\dot{q}_f - \dot{q}_b - \dot{q}_{Fl} = \dot{q}_{C,Ma} \tag{4.39}$$

Die Höhe des Wärmestroms wird über diskrete Zeitschritte Δt [s] und über die Änderung der Temperaturen innerhalb eines Zeitschritts ermittelt. Somit folgt:

$$\dot{q}_{C,Ma} = \frac{\rho_{Ma} \cdot c_{Ma} \cdot \left(\bar{\vartheta}_{Kern,t0} - \bar{\vartheta}_{Kern,t-1}\right) \cdot V_{Ma}}{A_{Ma} \cdot \Delta t} \tag{4.40}$$

Dem Massivabsorber wird vereinfacht *eine* Temperaturzone $\bar{\vartheta}_{Kern}$ zugewiesen. Für den Wärmestrom der Speicherung ist die Änderung der Temperatur über die Zeit entscheidend. Da sich die mittlere Kerntemperatur in der Rohrebene befindet und in x-Richtung dem Mittelwert entspricht, wird angesetzt, dass sich die tatsächliche mittlere Bauteiltemperatur des gesamten Massivabsorbers ebenso ändert, wie eben die mittlere Kerntemperatur. Für kleine Zeitschritte kann dies nicht zutreffen, da z.B. bei plötzlichem Anstieg der Solarstrahlung auf die Oberfläche die Oberflächentemperatur umgehend reagiert, während die Auswirkungen im Kern noch nicht auftreten können. Koschenz und Lehmann (2000, 25) erläutern selbigen Effekt ausgehend von der Veränderung der Wärmeträgereintrittstemperatur.

Wird zunächst von einem quasistationären Zustand ausgegangen, sind die Gradienten des Temperaturfeldes stabil ausgebildet. Mit Änderung der Randbedingungen ändert sich das Temperaturfeld und die Erwärmung oder Abkühlung setzt ein mit räumlich unterschiedlich starker Ausprägung. Abhängig von der Bauteildicke dauert es eine gewisse Zeit, bis sich die Temperaturgradienten im Bauteil soweit ausgebildet haben, dass sie als konstant betrachtet werden können. Die Grenzbedingung für ein homogenes Bauteil, hier Platte, geben Koschenz und Lehmann (2000, 44) an mit:

$$\tau(\delta) = \frac{a \cdot \Delta t}{(\delta)^2} = \frac{\lambda \cdot \Delta t}{\rho \cdot c \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2} > 0{,}2 \tag{4.41}$$

„In der Anwendung dieses 4-Knotenmodells gibt es nur ein diskretes Element mit der Temperatur $\bar{\vartheta}_{Kern}$. In diesem Fall gibt es keinen Diskretisierungsfehler $O(\delta)$ wie beim expliziten Differenzenverfahren für instationäre Wärmeleitprobleme, denn es wird keine Wärme von einem Element zu einem anderen transportiert. Somit ist die Stabilitätsbedingung[19], wie z.B. in Baehr und Stephan (2013, 220ff.) beschrieben, hier nicht anzuwenden. Stattdessen sorgt $\tau(\delta) > 0{,}2$ für die erwähnte Ausbildung des Temperaturgradienten und gibt damit die minimal notwendige Zeitschrittweite vor. Bei dem Differenzen-

[19] $\tau(\delta) \leq 0{,}5$ für den Wärmetransport von einem diskreten Element zu einem anderen

verfahren ist es folglich eine Maximalvorgabe und für die Anwendung hier muss eine Mindestvorgabe erfüllt sein“ (Tanzer et al. 2017).

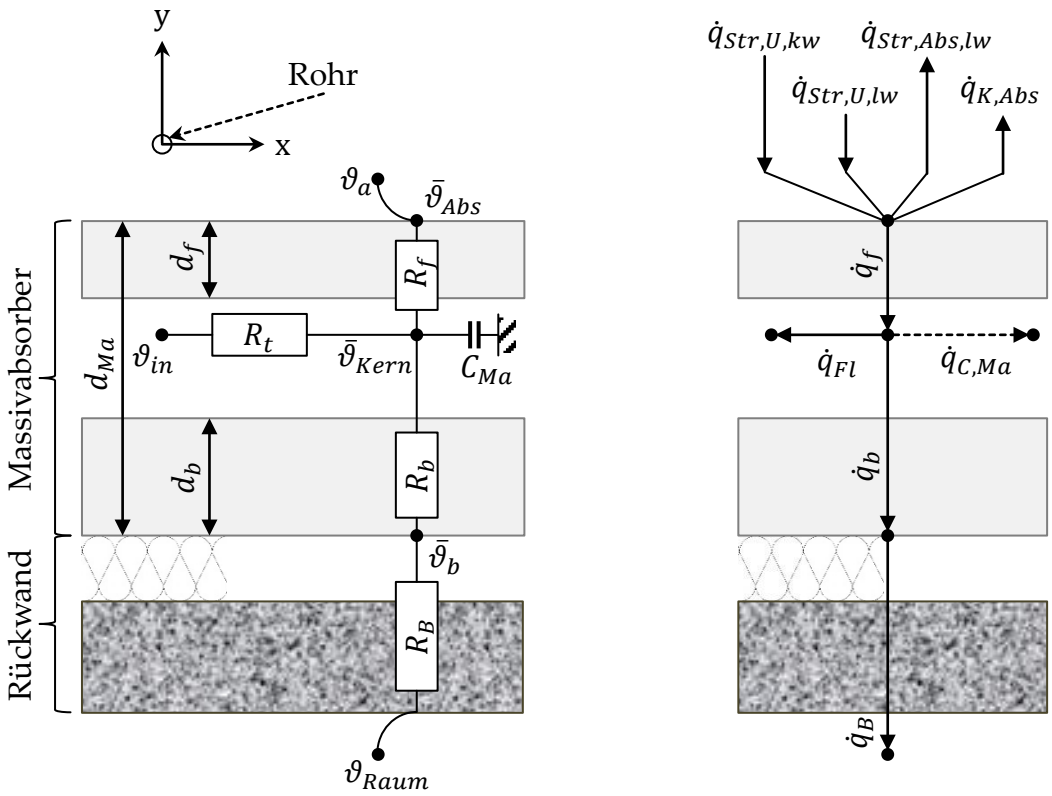


Abb. 11: Thermisches Widerstandsnetzwerk für Massivabsorber mit dargestellter, repräsentativer Wärmekapazität des Betonkörpers für dynamische Berechnungen

Die Stoffdaten sind auf das homogene Bauteil bezogen. Diese Platte besitzt beidseitig umschlossen die identischen mittleren Oberflächentemperaturen. Gl. 4.41 beschreibt, dass mit zunehmender Dicke d und mit kleiner werdendem Zeitschritt Δt der dimensionslose Zeitwert τ sinkt und eine Erfüllung des Kriteriums gefährdet wird. Wird z.B. als maximale Teilschichtdicke eines Massivabsorbers 0,07 m und ein Zeitschritt von 5 min angenommen, ergibt sich ein Grenzwert von 0,26: ein zulässiges Wertepaar. Erst bei einem Zeitschritt kleiner als 3,93 min wäre die Bedingung nicht mehr erfüllt. Liegt der Zeitschritt fest bei 1 min, dürfte die betrachtete Schichtdicke nicht größer als 0,035 m sein. Für das vorgestellte Modell des Massivabsorbers ist diese Bedingung einzuhalten, um die Temperaturgradienten stabil auszubilden.

Bei den späteren dynamischen Ganzjahresberechnungen mit diesem Modell in Kap. 4.7 wird ein Zeitschritt von 5 min gewählt. Dies trägt der obigen Bedingung Rechnung und sorgt für eine noch hinnehmbare Datenmenge und moderaten Zeitaufwand der Berechnungen.

4.3 Experimenteller Versuchsaufbau

Der Aufbau eines Massivabsorbers ohne Glasabdeckung zu Versuchszwecken kann auf wenige Merkmale konzentriert werden. Das Material des Hauptkörpers und seine Gesamtdicke werden durch die Fassade selbst vorgegeben. Als vorgehängtes Fassadenelement muss der Massivabsorber optisch den gleichen Ansprüchen genügen wie eine

Standardvorsatzschale. Aus diesem Grund sollte die Oberflächenbeschaffenheit des Massivabsorbers identisch zu den thermisch nicht aktivierten sein.

4.3.1 Geometrie

Die Abmessung von Länge und Breite ist für den Versuchsabsorber nicht von Belang. Hingegen wird die Leistungsfähigkeit durch den Aufbau in der Tiefe beeinflusst. Hierzu gibt es genormte Vorgaben für Vorsatzschalenelemente, die die Langzeitstabilität sicherstellen und eine eingesetzte Stahlbewehrung vor Korrosion schützen sollen; sie müssen auch für Massivabsorber eingehalten werden. Geregelt wird dies in DIN EN 1992-1-1:2011-01 und DIN EN 1992-1-1/NA:2013-04. Hingegen ist nicht geregelt, ob sich das Rohr des Massivabsorbers innerhalb der Betondeckung befinden darf. Zur Wahrung des Korrosionsschutzes wird eine ungestörte Betondeckung der Bewehrung in Richtung Außenluft vorgeschlagen. Für den Versuchsabsorber wird diese Anforderung nicht eingehalten, da zur Bestimmung des thermischen Verhaltens und für den Abgleich mit Modellberechnungen der prinzipielle Aufbau vorliegen muss. Es wird eine Gesamtdicke des Betonhauptkörpers von 7 cm gewählt und die Rohrebene zentral platziert.

Damit erreicht der Massivabsorber eine geringe Rohrüberdeckung, die innerhalb der Toleranz liegt. Es ist zu beachten, dass eine große Überdeckung der Rohre zu einer Minderung der Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt des Fluids führt (O'Hegarty et al. 2016b, 958f.) und somit zu einer Leistungsreduzierung.

Höhere Temperaturdifferenzen bzw. Leistungen lassen sich erreichen, wenn eine hohe Wärmeleitfähigkeit des Rohrmaterials und ein geringer Rohrabstand gewählt wird, denn dies reduziert den thermischen Widerstand zwischen Beton und Fluid, siehe hierzu z.B. die Untersuchung von O'Hegarty et al. (2016b, 957ff.). Als Material wird Kupfer verwendet, welches bei Rohren den größten Wert aufweist. Der Rohrabstand wird mit 10 cm festgelegt. Da serielles und paralleles Durchströmen des Massivabsorbers untersucht werden soll, ergibt sich dieser Abstand als Mindestmaß für die erforderlichen Formstücke, wie z.B. Kugelhähne. Die vertikalen Rohre ragen etwa 10 cm beidseitig aus dem Absorber heraus, um die Formstücke montieren zu können.

Der Innendurchmesser des Rohrs ist 10 mm mit einer Wandstärke von 1 mm. Nach O'Hegarty et al. (2016b, 958) hat die Rohrdimension einen vernachlässigbaren Effekt, wohingegen D'Antoni und Saro (2013, 205) dem Rohrdurchmesser den größten Einfluss bescheinigt. Diese konträren Aussagen werden in einer Parameterstudie untersucht. Für die Auswahl am Versuchsabsorber kann mit dem kleinen Rohrdurchmesser auch der geringstmögliche[20], baubare Rohrabstand gewählt werden.

Um den Testaufbau an einem Laborprüfstand vermessen zu können, wurden die Abmessungen mit dem Schweizer Institut für Solartechnik SPF, der Hochschule für Technik HSR in Rapperswil, abgestimmt. Demnach entspricht der Aufbau keiner finalen Bauform, sondern die Abmessung den Einschränkungen des Prüfstands. Der Versuchsabsorber hat eine Höhe von 2,0 m und eine Breite von 1,1 m. Mit dem frei gewählten Rohrabstand finden insgesamt 11 Rohre parallel zu einander Platz, siehe Abb. 12.

[20] Ergibt sich für den Versuchsabsorber aus den Abmessungen der Kugelhähne und T-Stücke zum Aufbau einer Umschalteinrichtung für serielle und parallele Durchströmung

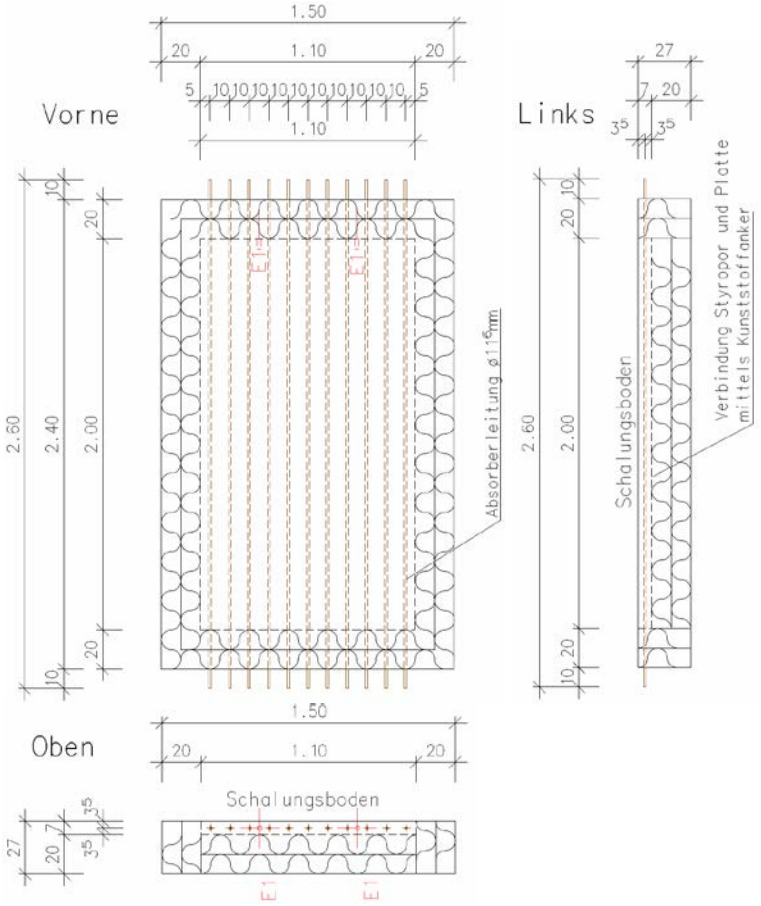


Abb. 12: Konstruktionszeichnung des Versuchsabsorbers (Laumer Bautechnik GmbH)

Zur Reduzierung der Gesamtmasse, wird auf die Tragschale verzichtet, da sie durch die Wärmedämmung thermisch entkoppelt ist, siehe Abb. 5. Die Wärmedämmung selbst bleibt aber bestehen und wird auch seitlich an den Rändern entlanggeführt, damit Randeffekte vernachlässigt werden können. Die Dämmung hat eine Dicke von 20 cm umlaufend und besitzt eine Wärmeleitfähigkeit von 0,035 W m^{-2} K^{-1}. (Tanzer et al. 2017)

4.3.2 Absorption

„Für die solare Absorption- und langwellige Emissionsrate werden im Vorfeld die in Betracht gezogenen Fassadenfarben analysiert. Zur Auswahl stehen neben einem weißen Anstrich, unbehandelter Beton oder eine dunkle Anthrazitfarbe, siehe Abb. 13. Die drei verschiedenen Proben wurden mit einem Spektrometer auf ihr Reflexionsvermögen hin untersucht. Hieraus folgen durch eine gewichtete Integration der Messwerte und aus dem Zusammenhang zwischen Reflexion, Transmission und Absorption bzw. Emission, die in Summe den Wert 1 ergeben, der hemisphärische Gesamtemissionsgrad und der solare Absorptionskoeffizient. Die detaillierten spektralen Verläufe sind in Anhang A aufgeführt. Die ermittelte Absorption und Emission ist sowohl material- als auch farbabhängig. Der Absorptionskoeffizient wird über das solare Spektrum (AM1.5[21]) im Wellenlängenbereich von 0,3 bis [18 µm] ermittelt. Wie zu erwarten absorbieren helle Oberflächen wenig und dunkle viel Strahlung im kurzwelligen Bereich bzw. es reflektieren helle Farben das Licht gut, wohingegen dunkle nur einen geringen grad besitzen. Tabelle 5 zeigt die chungsergebnisse. Zwar kann die anthrazitfarbene Oberfläche nur 78,8 % des zugrunde gelegten Sonnenspektrums absorbieren,

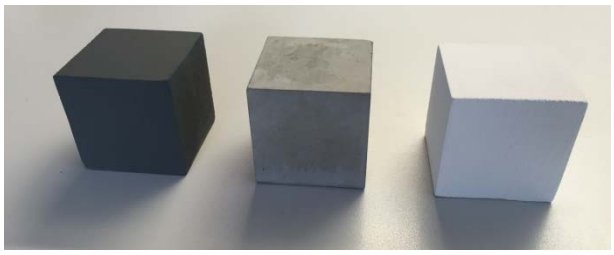


Abb. 13: Probekörper zur Bestimmung des Absorptions- und Emissionskoeffizienten (Foto: Laumer Bautechnik GmbH)

[21] AM1.5 ist ein Wert aus der Solartechnik, der die Intensität der Sonnenstrahlung nach Durchschreiten von 1,5 Atmosphären hat. Je tiefer die Sonne am Horizont steht, desto höhere AM-Werte stellen sich ein. Dementsprechend wird mehr Strahlung in der Atmosphäre gestreut und absorbiert, siehe dazu Duffie und Beckman (2013, 59ff.).

doch ist sie gegenüber den gemessenen Alternativen für Solarstrahlungsabsorption die beste Lösung“ (Tanzer et al. 2017). Der thermische Emissionsgrad verdeutlicht, dass dieser Koeffizient für den Bereich langwelliger Strahlung gilt. Aufgrund der gewichteten Integrationen der Reflexionsmesswerte mit Bezug auf das Solarstrahlungsspektrum oder das Spektrum eines Schwarzkörpers bei 100 °C sind der Absorptions- und Emissionsgrad nicht identisch.

Tabelle 5: Solarer Absorptionskoeffizient und thermischer Emissionsgrad bei 100 °C dreier Wandoberflächen (Tanzer et al. 2017)

Koeffizient	Symbol	Anthrazit	Betongrau	Weiß
Solarer Absorptionsgrad (AM1.5)	α_{sol}	0,788	0,660	0,182
Thermischer Emissionsgrad (100 °C)	$\varepsilon_{373\mathrm{K}}$	0,945	0,966	0,951

Die Wahl anthrazit anstatt schwarz als Oberflächenfarbe zu wählen hat keine technischen, sondern rein optische Gründe, die innerhalb des Forschungsvorhabens für die Pilotinstallation gewählt wird. Die weiteren Untersuchungen dieser Arbeit basieren daher auf anthrazit gestrichenen Oberflächen für Massivabsorber, um die Vergleichbarkeit mit dem realisierten Gesamtsystem gewährleisten zu können.

4.3.3 Fertigung

Abb. 14 zeigt die Herstellung des Versuchsaufbaus. Auf einer Rüttelplatte wird die Schalung aufgebaut, in der zusammen mit Abstandshaltern die Stahlbewehrung eingelegt wird. Auf der Innenseite der Schalung folgt die seitliche Wärmedämmung, mit der die thermischen Randeffekte unterdrückt werden sollen. Die Oberfläche der Rüttelplatte besteht aus einer großen, planen Stahlplatte, die zugleich für die Oberflächenstruktur des Massivabsorbers verantwortlich ist. Die Absorberoberfläche befindet sich am Boden der Schalung und der restliche Aufbau geschieht von außen nach innen bezogen auf die endgültige Position eines Massivabsorbers in einer Fassade.

Die Rohre werden auf der Bewehrung montiert und durch vorgefertigte Bohrungen an den Stirnseiten durch die Schalung und Seitenisolierung geführt. Nach Herstellung des Grundaufbaus, wird der flüssige Beton eingegossen. Anschließend startet der Rüttelvorgang, um eingeschlossene Luft aus dem Beton zu treiben. Der Beton kann sich dabei noch setzen. Noch vor dem Aushärten wird die rückseitige Wärmedämmung in Platten auf den Beton gelegt und über Flachanker bzw. Nadeln befestigt. Im letzten Schritt folgt die Trocknung bzw. der Aushärtevorgang des Massivabsorbers. Der Herstellungsablauf für fassadenintegrierte Massivabsorber verläuft analog, wobei auf die Wärmedämmung noch zusätzlich die Tragschale betoniert werden muss; erst dann beginnt der Trocknungsschritt.

Aufgrund des Eigengewichts des Massivabsorbers ist die übliche Prüfstandsbefestigung nicht möglich; das Leergewicht ohne Dämmung beträgt ca. 370 kg. Zudem ist die Konstruktion zusammen mit der Isolierung nicht stabil ohne eine Tragschale. (Tanzer et al. 2017)

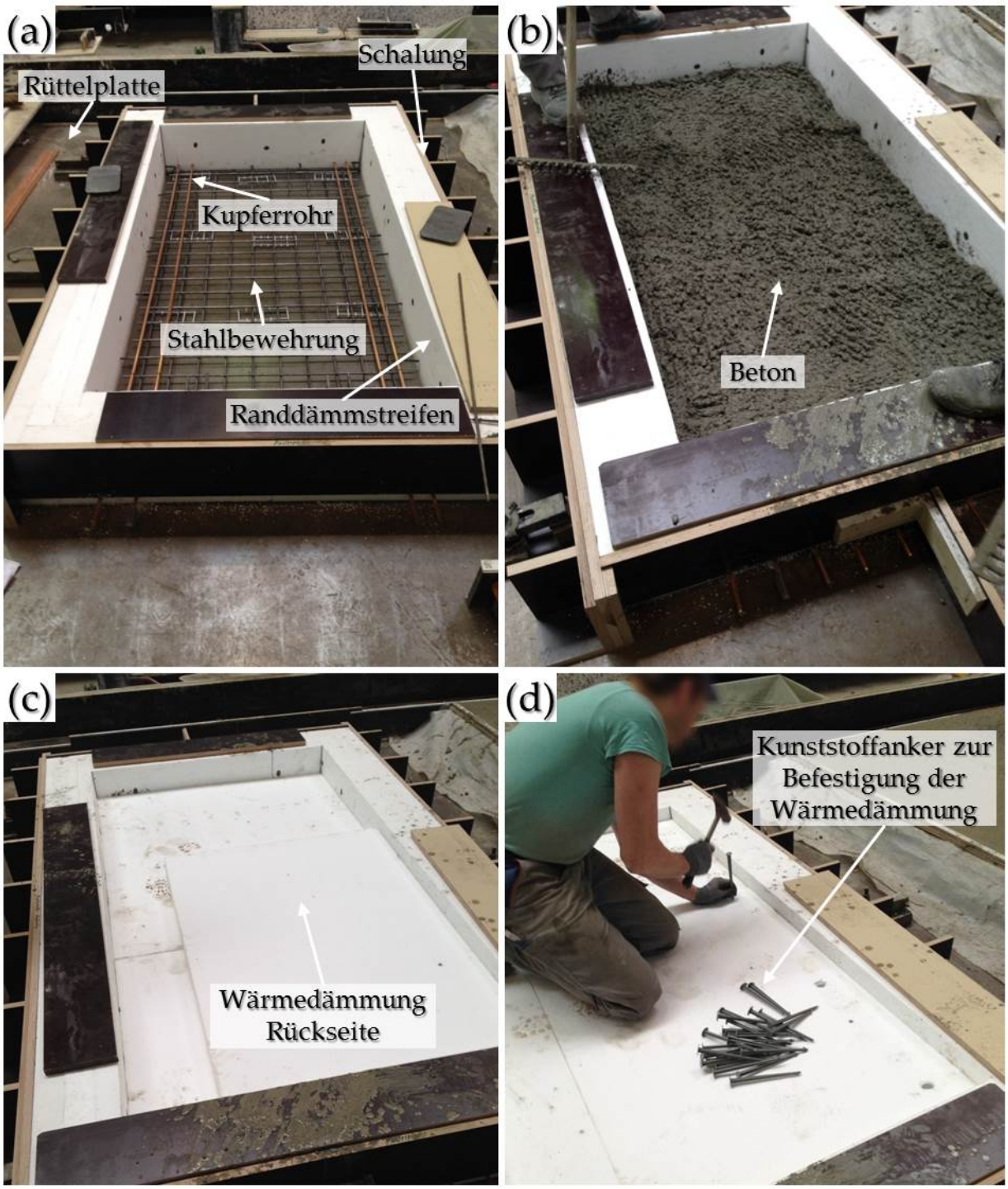


Abb. 14: Betonagevorgang bei der Herstellung des Massivabsorber-Versuchsaufbaus.

Der Versuchsabsorber wird daher auf eine roll- und schwenkbare Stahlkonstruktion montiert. Zur Befestigung werden Stahlbügel von der Tragekonstruktion über die Wärmedämmung bis zur Absorberoberfläche geführt. Die Stahlbügel sollen ein unkontrolliertes Kippen des Absorbers nach vorne verhindern. Die Überlappung mit der strahlungsabsorbierenden Oberfläche wird auf wenige cm beschränkt, um eine Verfälschung der Messergebnisse zu minimieren. Abb. 15 zeigt, wie die Absorberoberfläche mit der zuvor untersuchten, anthraziten Farbe gestrichen wird. Des Weiteren zeigt Abb. 15 (a) die Stahlbügel zur Halterung. In (b) ist die Umschaltvorrichtung von paralleler auf serielle Durchströmung abgebildet.

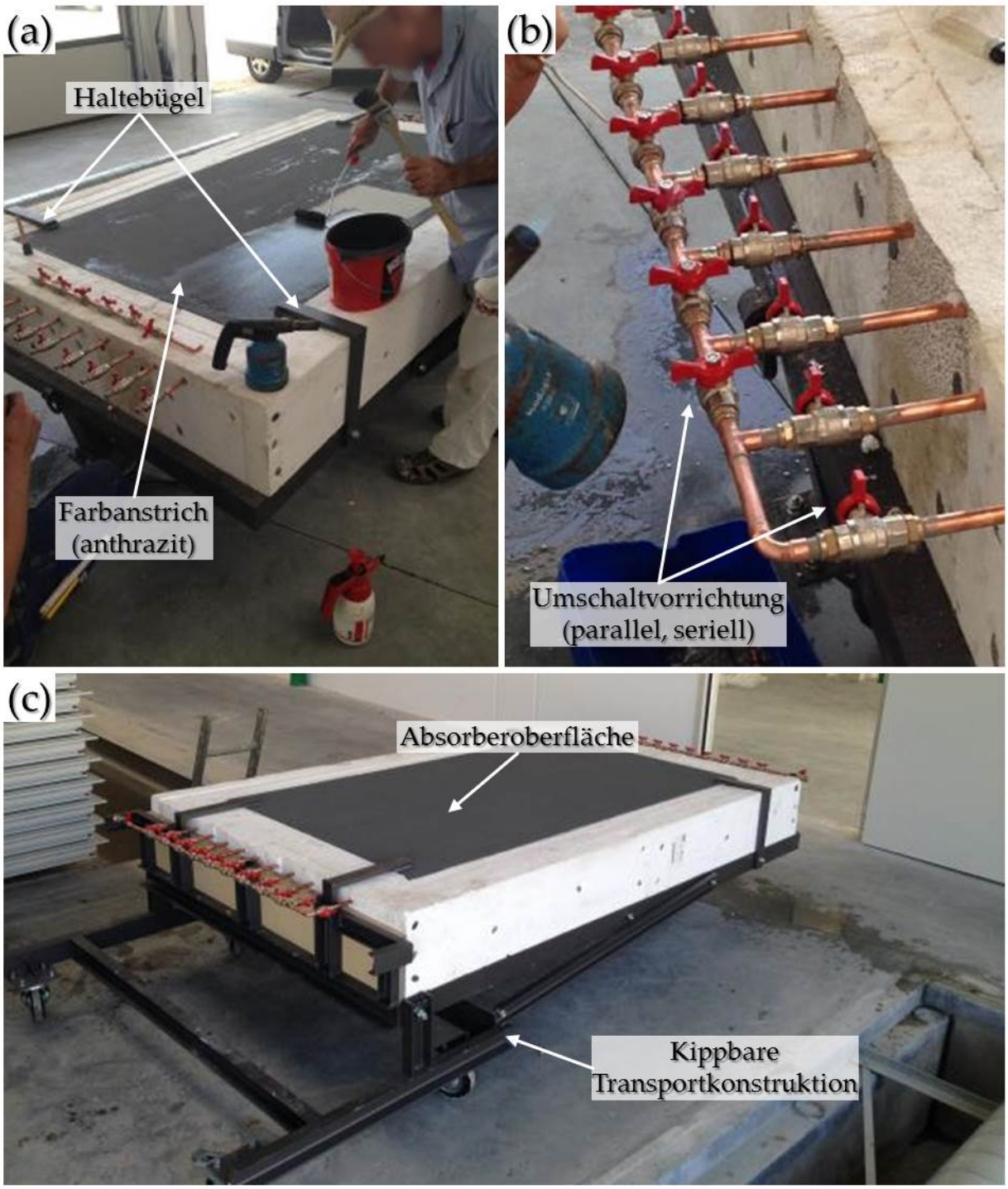


Abb. 15: Endmontage Massivabsorber-Versuchsaufbau

Im parallelen Strömungsfall ist die Verschaltung der Rohre nach dem Tichelmannprinzip hergestellt. Damit wird ein identischer Massenstrom in jedem Einzelrohr bei Parallelbetrieb ohne manuellen hydraulischen Abgleich möglich. (c) zeigt den Massivabsorber in transportfertiger Position. In Abb. 16 ist der Versuchsabsorber, positioniert auf dem Kollektorprüfstand, dargestellt. Dort werden die kurz- und langwellige Strahlungsintensität, die Umgebungstemperatur, die Windgeschwindigkeit parallel zur Oberfläche und die Eigenschaften des Wasser-Glykol-Gemischs gemessen. Dies sind die Temperaturen an Ein- und Austritt, der Volumenstrom, die Dichte und die Wärmekapazität.

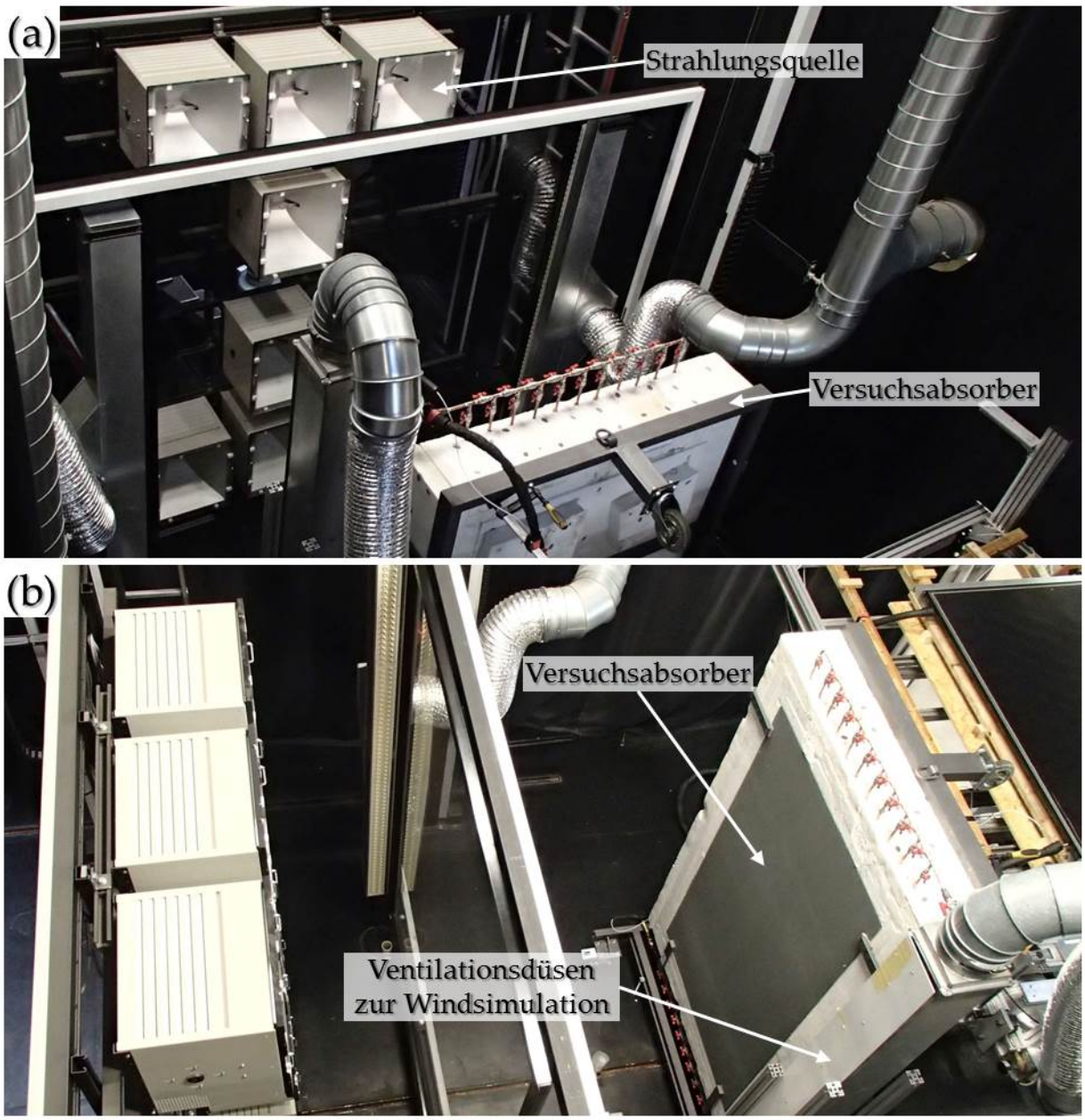


Abb. 16: Versuchsmassivabsorber auf dem Kollektorprüfstand am Institut für Solartechnik SPF, der Hochschule für Technik HSR in Rapperswil (Schweiz)

4.4 Modellvalidierung (statisch)

In Kap. 4.2 wird ein Rechenmodell zur Bestimmung des Wärmeertrags des Massivabsorbers vorgestellt und die Randbedingungen angegeben, unter denen das Modell gültig ist. Zur Überprüfung der Modellgenauigkeit wird in einem ersten Schritt die Qualität des widerstandsbasierten Modells einem Vergleich mit einer numerischen Lösung unterzogen (statisch). Die dynamische Validierung folgt in Kap. 4.6.

„Die numerische Berechnung ist in Ansys Fluent (R18.0 academic version) durchgeführt. Die Parameter des darin modellierten Massivabsorbers sind in Tabelle 6 aufgeführt. Der Massivabsorber besitzt parallel zueinander angeordnete Rohre, die von unten nach oben durchströmt werden. Der Einfluss der Rohrwand wird aufgrund des geringen thermischen Widerstands des Kupferrohrs hier nicht modelliert; auch im Knotenmodell wird der Widerstand des Rohrmaterials an dieser Stelle vernachlässigt. Die Rückseite des

Massivabsorbers und damit die thermische Ankopplung an die Raumluft werden über einen kombinierten Wärmedurchgangskoeffizienten ausgedrückt. Darin enthalten sind die rückseitige Wärmedämmung und Tragwand sowie der raumseitige Wärmeübergangskoeffizient. Die konvektive Wärmeübertragung an der Absorberoberfläche wird mittels eines festen Werts für den Wärmeübergangskoeffizienten berücksichtigt. Eine detaillierte, numerische Berechnung für die Luftströmung entlang dieser Fläche wird folglich nicht vorgenommen. Für das Fluid in den Rohren sowie für den Hauptkörper des Massivabsorbers werden temperaturunabhängige feste Stoffwerte angesetzt.

Die Konstruktionsdaten des Massivabsorbers entsprechen dem Versuchsaufbau, der im Rahmen dieser Arbeit erstellt und vermessen wurde, mit Ausnahme der zusätzlichen Tragschale“ (Tanzer et al. 2017). Tabelle 6 fasst die Parameter und Randbedingungen des Versuchsabsorbers zusammen.

Tabelle 6: Konstruktionsparameter und Randbedingungen für die numerische Berechnung

Nr.:	Beschreibung	Wert	Einheit
Konstruktion			
1	Höhe	2	m
2	Breite	1,1	m
3	Tiefe	0,07	m
4	Position der Rohre gemessen von der Oberfläche	0,035	m
5	Anzahl der Rohre	11	-
6	Rohrabstand	0,1	m
7	Rohrdurchmesser innen (außen)	0,010 (0,012)	m
8	Rohrrauigkeit	0,001	mm
Absorber			
9	Absorptionskoeffizient an der Oberfläche	0,788	-
10	Strahlungsleistung (solar)	800	$W\ m^{-2}$
11	Mittlerer Emissionskoeffizient	0,945	-
12	Gegenstrahlungstemperatur	278,15 (5)	K (°C)
13	Statischer Konvektionskoeffizient	15	$W\ m^{-2}\ K^{-1}$
14	Lufttemperatur	293,15 (20)	K (°C)
Rückwand			
15	Tragwanddicke	0,15	m
16	Wärmeleitfähigkeit der Tragwand	1,5	$W\ m^{-1}\ K^{-1}$
17	Dicke der Wärmedämmung	0,16	m
18	Wärmeleitfähigkeit der Wärmedämmung	0,04	$W\ m^{-1}\ K^{-1}$
19	Pauschaler, raumseitiger Wärmübergangskoeffizient	7,69	$W\ m^{-2}\ K^{-1}$
-	Resultierender *U*-Wert	0,2364	$W\ m^{-2}\ K^{-1}$
20	Raumtemperatur	298,15 (25)	K (°C)
Rohr			
21	Wärmeleitfähigkeit	360	$W\ m^{-1}\ K^{-1}$

Fortsetzung Tabelle 6: Konstruktionsparameter und Randbedingungen für die numerische Berechnung

Nr.:	Beschreibung	Wert	Einheit
Strömung			
22	Gesamtdurchfluss	150	$l\ h^{-1}$
23	Eintrittstemperatur	283,15 (10)	K (°C)
24	Mittlerer Wärmeübergangskoeffizient	433,75	$W\ m^{-2}\ K^{-1}$
Stoffdaten Fluid (Wasser mit 35 Vol.-% Glykol; Werte gemittelt zwischen 10 und 40 °C)			
25	Dichte	1049,25	$kg\ m^{-3}$
26	Spezifische Wärmekapazität	3737,5	$J\ kg^{-1}\ K^{-1}$
27	Wärmeleitfähigkeit	0,452	$W\ m^{-1}\ K^{-1}$
28	Dynamische Viskosität	2,64149	$10^{-3}\ kg\ m^{-1}\ s^{-1}$
Stoffdaten Hauptkörper (Beton) (DIN EN ISO 10456:2010-05, 15)			
29	Dichte	2400	$kg\ m^{-3}$
30	Spezifische Wärmekapazität	1000	$J\ kg^{-1}\ K^{-1}$
31	Wärmeleitfähigkeit	2,5	$W\ m^{-1}\ K^{-1}$

Es wird für die numerische Berechnung ein Gitter mit ca. 7,03 Mio. Elementen erzeugt. Die mittlere orthogonale Qualität[22] liegt bei 0,97 und die mittlere Schiefequalität[23] ist 0,16. Einen Ausschnitt des Gitters zeigt Abb. 17 (g). Aufgrund der Gittergenerierung hat das Volumen der numerischen Berechnung einen Anteil von 100,0186 % am realen Massivabsorber. Für das Rohr liegt der Anteil bei 98,3616 % in Ansys Fluent. Das Strömungsprofil in den parallelen Rohren ist laminar und wird mit zugehörigem Modell berechnet. Die Residuen der Lösung innerhalb des Fluent-Solvers sind in Tabelle 7 aufgeführt und weisen eine ausreichend hohe Genauigkeit auf.

Die Temperaturverteilung der numerischen Lösung ist Abb. 17 (a-f) zu entnehmen. Durch die parallele Anordnung der Rohre zeigt sich die Symmetrie zwischen den einzelnen Rohren. Generell ist es ausreichend, lediglich die Temperaturverteilung um ein Rohr zu berechnen. Die Darstellung eines größeren Absorberelements erfolgt durch Ausnutzung der Symmetrie. Darüber hinaus zeigt Abb. 17 (a, e, f), dass sich zwischen den Rohren eine ungleichförmige Temperaturverteilung einstellt. Zwischen den Rohren – an der Symmetrieachse – ergeben sich die höchsten Temperaturen. Die Kühlung durch die integrierten Rohre ist an dieser Position am schlechtesten.

Die Ergebnisse der analytischen Lösung (berechnet mit EES[24]) im Vergleich (relativ und absolut) zur numerischen sind in Tabelle 8 aufgeführt. Sowohl bei den Temperaturen als auch bei den Wärmeströmen zeigt sich, dass das angewendete 4-Knotenmodell für den statischen Betrieb eines Massivabsorbers zwar Abweichungen besitzt, jedoch im niedrigen Prozentbereich.

[22] Ein Qualitätsmerkmal bei numerischen Berechnungen zur Netzgüte; Wertebereich 0 bis 1, wobei Werte nahe 0 für eine schlechte Qualität stehen.

[23] Beschreibt das Verhältnis aus der Differenz der optimalen Zellgröße und der tatsächlichen Zellgröße zur optimalen. Wertebereich 0 bis 1, wobei Werte nahe 1 für eine schlechte Qualität stehen.

[24] Engineering Equation Solver: Berechnungsprogramm zur Lösung nichtlinearer Gleichungen

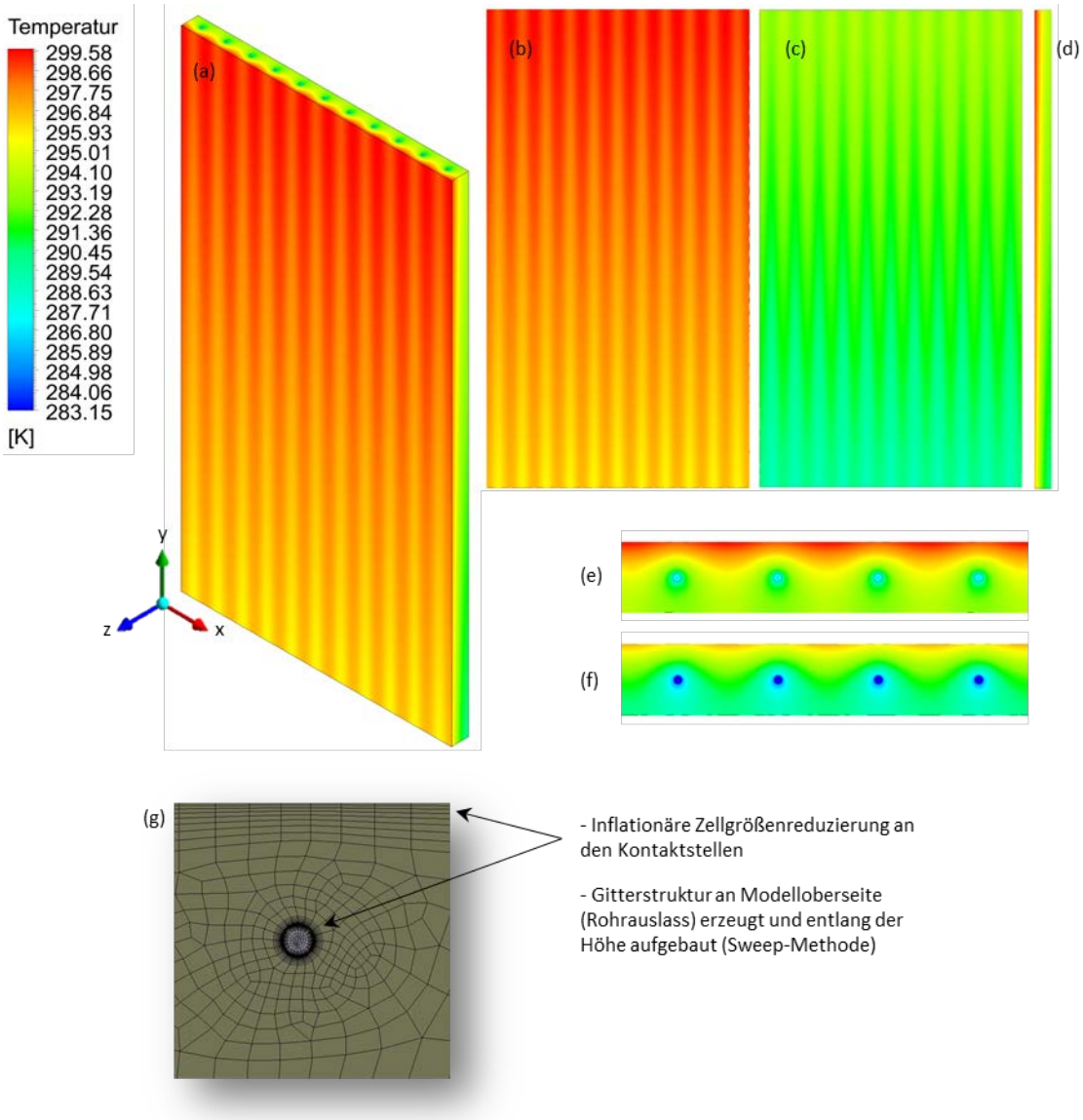


Abb. 17: Fluent-Simulationsergebnis; (a) Isometrische Ansicht, (b) Vorderansicht, (c) Rückseite, (d) Seitenansicht, (e) von oben (Austritt), (f) von unten (Einlass). (g) Gitterstruktur im Auslassbereich.

Tabelle 7: Ansys Fluent Residuen der Lösung

Kontinuität[25]	x-Geschw.	y-Geschw.	z-Geschw.	Energie
3.9734E-04	1.5904E-08	4.2811E-08	1.6081E-08	4.8355E-11

[25] Massenerhaltung

Tabelle 8: Vergleich zwischen der numerischen Lösung (Fluent) und dem 4-Knotenmodell (EES)

Nr.:	Beschreibung	Numerische Lösung	4-Knotenmodell	Einheit	Abweichung
1	Mittlere Absorber-Temperatur	298,94 (25,76)	298,98 (25,83)	K (°C)	-0,04 (-0,01 %)
2	Mittlere Hauptkörpertemperatur[26]	294,41 (21,26)	292,65 (19,50)	K (°C)	1,76 (0,60 %)
3	Mittlere Rückseitentemperatur	292,80 (19,65)	292,67 (19,52)	K (°C)	0,13 (0,04 %)
4	Mittlere Austrittstemperatur	288,75 (15,60)	289,21 (16,06)	K (°C)	-0,46 (-0,16 %)
5	Mittlere Fluidtemperatur	286,27 (13,12)	286,18 (13,03)	K (°C)	0,09 (0,03 %)
6	Mittlerer Wärmestrom Absorber (Bezug: Absorberfläche)	435,70	452,03	W m^{-2}	-16,33 (-3,75 %)
7	Mittlerer Wärmestrom Rückseite (Bezug: Absorberfläche)	1,26	1,30	W m^{-2}	-0,03 (-2,56 %)
8	Mittlerer Wärmestrom Fluid (Bezug: Absorberfläche)	436,96	453,32	W m^{-2}	-16,35 (-3,74 %)

„Im weiteren Verlauf dieser Arbeit sollen die thermischen Eigenschaften und die Funktion des Massivabsorbers weiter untersucht werden. Insbesondere ist der Einfluss der verschiedenen geometrischen Parameter zu diskutieren, um möglichst effiziente und wirtschaftliche Konfigurationen des Massivabsorbers zu identifizieren. Anschließend soll ein Modell für die thermische Funktion des Massivabsorbers in eine zeitaufgelöste Simulationsrechnung für das gesamte Gebäudeheizsystem, bestehend aus Massivabsorber, Wärmespeicher und Wärmepumpe integriert werden. Die numerische Lösung liefert zwar exakte Aussagen; für die vorgesehenen Untersuchungen ist dieses Rechenverfahren – mit Berechnungsdauern je nach Netzgenauigkeit von mehreren Minuten bis Stunden – jedoch zu zeitaufwendig und daher ungeeignet. Aus diesem Grund wird für die Diskussion der geometrischen Parameter das 4-Knotenmodell mit einer Rechenzeit für den statischen Zustand von etwa einer Sekunde der numerischen Berechnung vorgezogen“ (Tanzer et al. 2017).

Für die spätere Verwendung innerhalb der Systemmodellierung ist eine weitere Vereinfachung nötig. Dies wird im folgenden Abschnitt beschrieben.

4.5 Modellvereinfachung – DIN EN ISO 9806:2014-06

Obwohl das eingangs vorgestellte Modell des Massivabsorbers eine starke Vereinfachung gegenüber einer numerischen Berechnung darstellt, ist sie im Vergleich zur Kollektorgleichung der DIN EN ISO 9896:2014-06 (72) weiterhin komplex. Für die noch folgenden Systemsimulationen in TRNSYS (Klein et al. 2010), im weiteren Verlauf nur noch mit dem Produktnamen bezeichnet, wird auf das 1-Knotenmodell der Norm zurückgegriffen. Zum einen können die Massivabsorberparameter direkt mit denen anderer Solarkollektoren verglichen werden und zum anderen kann auf das bereits verfügbare Subprogramm (type) für Kollektoren in TRNSYS zurückgegriffen werden. Das 4-Knotenmodell wird im Zuge der Arbeit in EES aufgebaut. Die Möglichkeit EES mit TRNSYS zu koppeln ist zwar gegeben, erhöht die Rechenzeit allerdings stark, da in jedem Iterationsschritt in TRNSYS der gesamte Programmcode in EES durchlaufen werden würde.

[26] Fluent: gemittelte Temperatur der Volumenelemente; EES: mittlere Kerntemperatur

Zunächst wird daher überprüft, ob die Anwendung des parameterbasierten Kollektormodells der Norm eine Anwendung für Massivabsorber zulässt.

DIN EN ISO 9806:2014-06 (70f.) beschreibt verschiedene parameterbasierte Modelle. Vakuumröhrenkollektoren, Flachkollektoren oder unabgedeckte Kollektoren z.B. Schwimmbadabsorber werden i.d.R. mit diesen Modellen beschrieben. Im Gegensatz zu einem Massivabsorber besitzen sie eine geringe thermische Masse. Daher erreichen sie schnell stationäre Zustände, was auf einen Massivabsorber nicht zutrifft. Der Einfluss des dynamischen Effekts, verbunden mit der Wärmekapazität des Absorberkörpers ist also ein wesentlicher Aspekt bei der Anwendung des Modells für den Massivabsorber. Die Berechnung der momentanen Wärmeleistung quasi-dynamischer Fluidkollektoren erfolgt nach DIN EN ISO 9806:2014-06 (72):

$$\frac{\dot{Q}}{A_G} = \eta_0[G_b K_b(\theta_L, \theta_T) + G_d K_d] - c_6 u G - c_1(\vartheta_{m,Fl} - \vartheta_a) - c_2(\vartheta_{m,Fl} - \vartheta_a)^2 - c_3 u(\vartheta_{m,Fl} - \vartheta_a) + c_4(E_L - \sigma T_a^4) - c_5 \frac{\mathrm{d}\vartheta_{m,Fl}}{\mathrm{d}t} \tag{4.42}$$

worin $\dot{Q}$ [W] der tatsächliche Solarertrag, A_G [m²] die strahlungsaufnehmende Fläche, η_0 [-] der sogenannte optische Wirkungsgrad bei $(\vartheta_{m,Fl} - \vartheta_a = 0)$, G [W m^{-2}] die Globalstrahlung mit den Indizes „b“ für Direktstrahlung (beam) und „d“ für Diffusstrahlung, $\vartheta_{m,Fl}$ [°C] die mittlere Fluidtemperatur und ϑ_a [°C] bzw. T_a [K] die Umgebungs-Lufttemperatur, u [m s^{-1}] die Windgeschwindigkeit an der Oberfläche und σ [5,670 · 10^{-8} W m^{-2} K^{-4}] die STEFAN-BOLTZMANN-Konstante ist. c_i sind die Kollektorparameter mit jeweils unterschiedlichen Einheiten. E_L [W m^{-2}] ist die langwellige Einstrahlung vom Himmelshalbraum auf den Kollektor. Aus der Differenz mit $\sigma \cdot T_a^4$ ergibt sich die Netto-Bestrahlungsstärke im langwelligen Strahlungsspektrum. Dies umfasst die vorliegenden Oberflächentemperaturen und die verbundene effektive Auskühlung infolge der im Betrieb auftretenden Wärmeabstrahlung. $K_b(\theta_L, \theta_T)$ [-] stellt die Einfallswinkelkorrektur dar. Sie beschreibt die Minderung der Absorption von Direktstrahlung, wenn die Strahlung nicht senkrecht auf den Absorber trifft, sondern der Strahlungseinfall um die Winkel θ_L und θ_T in longitudinaler bzw. transversaler Richtung von der Lotrechten abweicht. Dieser Effekt wird beispielsweise durch Verschattung über den Kollektorrahmen oder eine wellenförmige Oberflächenstruktur beeinflusst. Für den Massivabsorber mit planer Oberfläche und ohne Rahmen wird dieser Einfluss vernachlässigt. Selbiges gilt für den Diffusionsstrahlungsanteil, beschrieben durch K_d [-].

Für den Massivabsorber reduziert sich obige Gleichung zu:

$$\frac{\dot{Q}}{A_G} = \eta_0 \cdot G - c_6 \cdot u \cdot G - c_1 \cdot (\vartheta_{m,Fl} - \vartheta_a) - c_2 \cdot (\vartheta_{m,Fl} - \vartheta_a)^2 - c_3 \cdot u \cdot (\vartheta_{m,Fl} - \vartheta_a) + c_4 \cdot (E_L - \sigma T_a^4) - c_5 \cdot \frac{\mathrm{d}\vartheta_{m,Fl}}{\mathrm{d}t} \tag{4.43}$$

Die Kollektorparameter c_i sind nach DIN EN ISO 9806:2014-06 (115):

- c_1 [W m^{-2} K^{-1}] ist der Wärmedurchgangskoeffizient, wenn die mittlere Fluidtemperatur und die Außenlufttemperatur identisch sind.
- c_2 [W m^{-2} K^{-2}] beschreibt die Temperaturabhängigkeit des Wärmedurchgangskoeffizienten zwischen der mittleren Fluidtemperatur und der Außenlufttemperatur.
- c_3 [J m^{-3} K^{-1}] ist ein windgeschwindigkeitsabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient.
- c_4 [-] beschreibt den Einfluss der langwelligen Bestrahlungsstärke.
- c_5 [J m^{-2} K^{-1}] steht für die effektive Wärmekapazität.
- c_6 [s m^{-1}] ist der von der Windgeschwindigkeit abhängige Konversionsfaktor und gibt damit den Einfluss des Windes auf die Bestrahlungsstärke wieder.

Die zu variierenden Umgebungseigenschaften sind aus dem Modell abzulesen:

- Gesamtstrahlung G
- Windgeschwindigkeit u
- Die Außenlufttemperatur ϑ_a
- Die mittlere Fluidtemperatur $\vartheta_{m,Fl}$, die sich über die Kollektoreintrittstemperatur ϑ_{in} ergibt.

Die Kollektorparameter sind gemäß den Vorgaben der DIN EN ISO 9806:2014-06 zu ermitteln. Die Norm beschreibt hierzu, wie Messungen durchzuführen sind. Die Kollektorparameter für den Massivabsorber werden in dieser Arbeit jedoch nicht über praktische Messungen ermittelt, sondern über das beschriebene 4-Knotenmodell. Der Vorteil liegt in der größeren Variabilität verschiedenste Konfigurationen darzustellen und erspart den Aufwand die Massivabsorber im Vorfeld anfertigen zu müssen.

In DIN EN ISO 9806:2014-06 (62) ist für unabgedeckte Kollektoren der Variationsbereich der Veränderlichen angegeben. Da sich die Norm auf praktische Messungen bezieht erscheint es sinnvoll so wenig Messpunkte wie nötig vorzugeben. Für die Modellentwicklung, zum Einsatz in der späteren Systemsimulation, werden in dieser Arbeit die erforderlichen Betriebspunkte iterativ mit dem Programm EES berechnet. Der Variationsbereich kann daher weitaus größer gewählt werden, wodurch das Regressionsmodell eine höhere Validität erfährt. Für den Versuchsabsorber wird ein umfangreiches Sampling erstellt, siehe Tabelle 9. Es ergeben sich daraus insgesamt 91854 Permutationen, für die jeweils ein stationärer Zustand über das 4-Knotenmodell berechnet wird. (Tanzer et al. 2017)

Tabelle 9: Variationsbereich der Umgebungseigenschaften zur Bestimmung der Kollektorparameter (Tanzer et al. 2017)

G [W m^{-2}]	$\vartheta_{m,Fl}$ [°C]	ϑ_a [°C]	ϑ_{Sky} [m s^{-1}]	u [m s^{-1}]
0 … 1200 (150)	-10 … 30 (5)	-10 … 30 (5)	-10 … 30 (5)	0 … 1,5 (0,25)
				1,5 … 5 (0,50)

Bereichsangabe: „von“ … „bis“ (Schrittweite)

Die Koeffizienten c_1 bis c_6 (ohne c_5, da in statischer Berechnung ohne Einfluss) werden nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate innerhalb der Regressionsanalyse ermittelt. Dazu wird Gl. (4.43) nach folgendem Schema linearisiert:

$$y = p_0 + p_1 \cdot f_1(G) + p_2 \cdot f_2(-u \cdot G) + p_3 \cdot f_3\left(-\vartheta_{m,Fl} + \vartheta_a\right) + p_4 \cdot f_4\left(-\left(\vartheta_{m,Fl} - \vartheta_a\right)^2\right) + p_5 \cdot f_5\left(-u \cdot \left(\vartheta_{m,Fl} - \vartheta_a\right)\right) + p_6 \cdot f_6(E_L - \sigma \cdot T_a^4) \tag{4.44}$$

Bzw.:

$$y = p_1 \cdot f_1(G) + p_2 \cdot f_2(u; G) + p_3 \cdot f_3\left(\vartheta_{m,Fl}; \vartheta_a\right) + p_4 \cdot f_4\left(\vartheta_{m,Fl}; \vartheta_a\right) + p_5 \cdot f_5\left(u; \vartheta_{m,Fl}; \vartheta_a\right) + p_6 \cdot f_6(E_L; T_a) \tag{4.45}$$

Der Parameter p_0 ist von keiner Variablen beeinflusst und wird 0 gesetzt, da keine Konstante im Modell vorhanden ist. Die Lösung kann durch Matrixrechnung oder mit geeigneten Programmen erfolgen. In Matrixform folgt nach Backhaus et al (2016, 131):

$$P = [X^T \cdot X]^{-1} \cdot [X^T \cdot Y] \tag{4.46}$$

Die Matrix P beinhaltet alle Parameter p_1 bis p_6, die für das Modell notwendig sind. Im aktuellen Fall ist die Matrix P eine 7x1 Matrix. Y beinhaltet nur die Leistungswerte bzw. die Zielgröße und hat daher beliebig viele Zeilen m und nur eine Spalte. X besitzt ebenso viele Zeilen, hat aber entsprechend der Anzahl der Parameter sieben Spalten.

Für den Versuchsabsorber gelten die in Tabelle 6 genannten Charakteristika. Das Ergebnis der Reihe aus Gl. 4.31 liegt bei -0,02445. Nach Berechnung des Samplings und der multivariaten Regression über *alle* Parameter zeigt sich, dass der Parameter $p_4 = c_2 = -0{,}00179586$ mit der Standardabweichung $\sigma_2 = 0{,}00007$ ist. Nach DIN EN ISO 9806:2014-06 (72) muss die T-Statistik[27] eines Parameters mitbetrachtet werden. Es gilt:

$$c_i = 0, \text{wenn } T = \frac{p_i}{\sigma_{n,i}} < 3 \tag{4.47}$$

worin σ_n [-] den Standardfehler bezeichnet. Folglich wird die Regression unter Vernachlässigung des Terms $f_4\left(\left(\vartheta_{m,Fl} - \vartheta_a\right)^2\right)$ wiederholt, ohne Berücksichtigung von c_2; $c_2 = 0$. Es ergeben sich die in Tabelle 10 aufgeführten Parameterwerte.

Die Qualität des einfacheren 1-Knoten-Modells verdeutlicht zusätzlich Abb. 18. Die Abszisse spannt die simulierten Werte nach dem in Kap 4.2 beschriebenen 4-Knotenmodell auf und die Ordinate die zugehörigen Rechenwerte nach dem 1-Knoten-Modell der DIN EN ISO 9806:2014-06 (72). (Tanzer et al. 2017)

[27] Nach DIN EN ISO 9806:2014-06 (72) ist das T-Verhältnis der „Parameterwert geteilt durch die Standardabweichung dieses Parameterwertes". Richtig ist jedoch, dass sich das T-Verhältnis als Quotient aus Parameterwert und dessen Standardfehler ergibt (vgl. Backhaus et al. 2016, 92). Ein direkter Vergleich des Unterschieds zwischen beiden Größen wird in Koschack (2008, 259) vorgenommen, wonach „[d]er Standardfehler [...] die theoretische Streubreite des Stichprobenmittelwerts [und die] Standardabweichung […] die reale Streubreite aller Werte der Stichprobe beschreibt".

Tabelle 10: Kollektorparameter nach Regression für das ausführliche Modell nach DIN EN ISO 9806:2014-06 (72) mit einem Bestimmtheitsmaß $R^2 = 0,9988$ (Tanzer et al. 2017)

Kollektorparameter	Einheit
$p_1 = \eta_0 = 0{,}59089$	[-]
$p_2 = c_6 = 0{,}03567$	[s m^{-1}]
$p_3 = c_1 = 7{,}46962$	[W m^{-2} K^{-1}]
$p_4 = c_2 = 0$	[W m^{-2} K^{-2}]
$p_5 = c_3 = 1{,}41148$	[J m^{-3} K^{-1}]
$p_6 = c_4 = 0{,}34250$	[-]

Der momentane Wirkungsgrad (statisch) ist nach DIN EN ISO 9806:2014-06 (71):

$$\eta = \frac{\dot{Q}}{A_G \cdot \left(G + \frac{\varepsilon}{\alpha} \cdot (E_L - \sigma \cdot T_a^4)\right)} \tag{4.48}$$

Mit den ausschließlich statischen Betriebszuständen des Kollektors kann der Kollektorwirkungsgrad als Funktion der Temperaturdifferenz zwischen mittlerer Fluidtemperatur und Außenlufttemperatur aufgetragen werden. Die Leistungskurven sind von den Randbedingungen abhängig. Abb. 19 zeigt, den Einfluss von Windgeschwindigkeit, Solarstrahlung, Außenlufttemperatur und Himmelstemperatur auf die Leistungskurve.

Aus den Kurven kann die Stillstandstemperatur ermittelt werden. Wenn der Wirkungsgrad des Massivabsorbers null ist, d.h. der Kurvenverlauf schneidet die Abszisse, ist die maximale Übertemperatur erreicht. Die Stillstandstemperatur ϑ_{St} [°C] ist die Fluidtemperatur und ergibt sich aus der Addition der Außentemperatur und der im Diagramm angegebenen Temperaturdifferenz $\theta_{m,Fl} - \theta_a$ [K]:

$$\vartheta_{St} = \vartheta_a + \left(\theta_{m,Fl} - \theta_a\right) \tag{4.49}$$

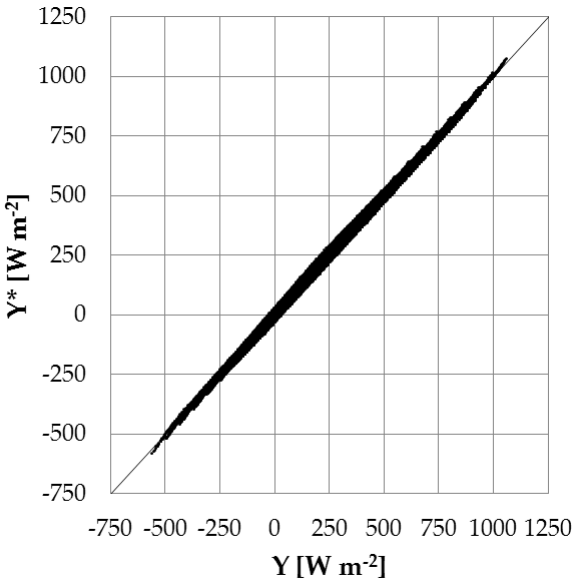


Abb. 18: Streudiagramm der berechneten Wärmeleistungen aus dem 4-Knotenmodell und dem Modell nach DIN EN ISO 9806:2014-06 (72) für den Versuchsabsorber.

Verglichen mit konventionellen Kollektoren zeigt der Versuchskollektor Defizite in der thermischen Wirkungsweise. Ebenso bei niedrigen Übertemperaturen erreichen die zum Vergleich in Abb. 19 dargestellten Kollektoren zum Teil höhere Werte. Ein Grund ist die dunkle, aber nicht schwarze Einfärbung der Oberfläche, die zu einer geringeren Solarstrahlungsabsorption führt. Weiterhin ist am Versuchsabsorber die Oberfläche nicht selektiv beschichtet, weswegen langwellige Strahlungsverluste höher ausfallen. Die zusätzliche Verglasung der Vergleichskollektoren schützt zusätzlich vor Wärmeverlusten. Dennoch kann die vergleichsweise einfache Konstruktion bei niedrigen Übertemperaturen mit konventionellen Kollektoren konkurrieren.

Weitere Zusammenhänge sind:

- Der Kollektorwirkungsgrad fällt mit zunehmender Übertemperatur; z.B. niedriges θ_a.
- Je größer die Windgeschwindigkeit ist, desto niedriger ist der Wirkungsgrad η.
- Je niedriger die solare Einstrahlung ist, desto niedriger ist η.
- Je größer die langwellige Einstrahlung aus der Umgebung – in erster Linie bestimmt durch die Himmelstemperatur – ist, desto höher ist η bei kleiner Übertemperatur. Bei großer Übertemperatur (> 33 K) und bei den gegebenen Randbedingungen ist der Effekt entgegengesetzt.

Eine nur geringe Aussagekraft besitzt der Kollektorwirkungsgrad von Massivabsorbern verglichen mit dem von konventionellen Kollektoren. Er ist nach Turner (1986, 12) für den realen Betrieb sogar bedeutungslos. In Folge der großen Zeitverzögerungen bis zum Erreichen eines stationären Zustands, die mit der Masse einhergehen, kann bei realer Anwendung kein Nutzen aus dem für stationäre Zustände gültigen Wirkungsgrad gezogen werden. Vielmehr muss die Wärmekapazität mit einbezogen werden. (Tanzer et al. 2017)

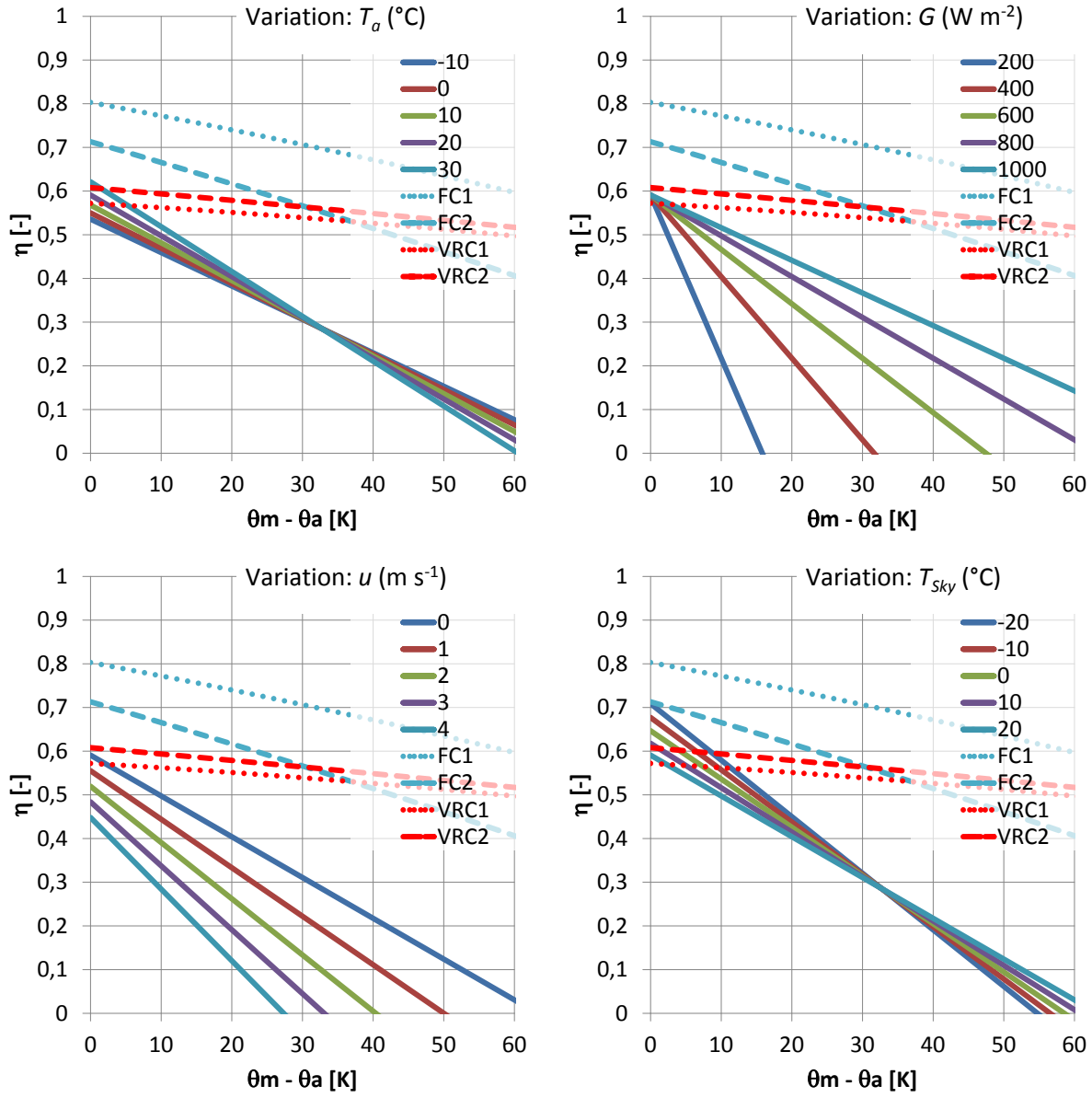


Abb. 19: Versuchsabsorber: Kollektorkennliniendiagramme bei Variation unterschiedlicher Randbedingungen; Standardwerte, wenn keine Variation vorliegt: T_a = 20 °C, T_{Sky} = 20 °C, G = 800 W m^{-2}; FC1: Flachkollektor „Honeycom Collector" (TIGI: http://tigisolar.com/assets/files/TIGI-A3-Brochure-2015.pdf, aufgerufen am 14. März 2017); FC2: Flachkollektor „Stiebel Eltron SOL 27 plus"; VRC1: Vakuumröhrenkollektor „Eurosun DF120-6"; VRC2: Vakuumröhrenkollektor „Eurosun Germanstar HP 70/24"; Vergleichskollektorkurven FC2, VRC1, VRC2 nach Parameterangaben SPF Institut für Solartechnik bezogen auf die Bruttofläche (www.spf.ch, aufgerufen am 14. März 2017).

Um mit dem 1-Knoten-Modell auch dynamische Berechnungen durchführen zu können muss die effektive Wärmekapazität bzw. der Parameter c_5 bestimmt werden. Wird von einem stationären Zustand auf einen anderen gewechselt, sind mit den bereits ermittelten Parametern diese Zustände bestimmbar. Das zeitliche Verhalten von Temperatur und Leistung wird maßgeblich von der effektiv wirksamen Wärmekapazität beeinflusst. Sie beschreibt gemäß den Ausführungen in DIN EN ISO 9806:2014-06 (74ff.) wieviel Energie effektiv notwendig ist, um die mittlere Fluidtemperatur um ein Kelvin zu erhöhen. Dies lässt sich am Differential $\mathrm{d}\vartheta_{m,Fl}\ (dt)^{-1}$ erkennen. Da der einzige Temperaturknotenpunkt im Modell die mittlere Fluidtemperatur darstellt, wird dadurch ausge-

drückt, dass sich die mittlere Temperatur des Kollektorkörpers gleichermaßen ändert. Inwieweit dies auch für den thermisch trägen Massivabsorber zulässig ist, ist zu prüfen.

Nach DIN EN ISO 9806:2014-06 (76) ist der absolute Wärmeverlust (stationär):

$$A_{Ma} \cdot U_{loss} = -\frac{\dot{m} \cdot c_{p,Fl} \cdot \Delta T}{\vartheta_{m,Fl} - \vartheta_a} \tag{4.50}$$

mit $\Delta T = \vartheta_e - \vartheta_{in}$ und U_{loss} [W m^{-2} K^{-1}] als Wärmeverlustkoeffizient des Kollektors.

Nach DIN EN ISO 9806:2014-06 (77) wird die effektive Wärmekapazität C_{eff} [J K^{-1}] für Prüfungen mit einem Sonnenstrahlungssimulator, wie er der Versuchsanordnung entspricht, berechnet nach:

$$C_{eff} = \frac{A_{Ma} \cdot \eta_0 \cdot \int_{t_1}^{t_2} \mathrm{G}\mathrm{d}t - \dot{m} \cdot c_{p,Fl} \cdot \int_{t_1}^{t_2} \Delta T \mathrm{d}t - A_{Ma} \cdot U_{loss} \cdot \left[\int_{t_1}^{t_2} (\vartheta_{in} - \vartheta_a)\mathrm{d}t + \frac{1}{2} \cdot \int_{t_1}^{t_2} \Delta T \mathrm{d}t\right]}{\vartheta_{m,Fl,2} - \vartheta_{m,Fl,1}} \tag{4.51}$$

Die beiden Temperaturen $\vartheta_{m,Fl,2}$ und $\vartheta_{m,Fl,1}$ sind die mittleren Fluidtemperaturen im jeweiligen stationären Zustand.

Alternativ kann nach DIN EN ISO 9806:2014-06 (78) Parameter c_5 auch über die Summe der Einzelkapazitäten der Materialien berechnet werden:

$$C_{eff,einfach} = \sum_i p_i \cdot m_i \cdot c_i \tag{4.52}$$

Für den Absorber, den Wärmeträger und die Rohre ergibt sich ein Faktor $p = 1$. Damit werden deren Massen zu 100 % in die effektive Wärmekapazität aufgenommen.

Die Wärmekapazität folgt schließlich zu:

$$C_{eff,einfach} = 1 \cdot (V_{Ma} \cdot \rho_{Beton}) \cdot c_{Beton} + 1 \cdot (V_{Rohr} \cdot \rho_{Cu}) \cdot c_{Cu} + 1 \cdot (V_{Fl} \cdot \rho_{Fl}) \cdot c_{p,Fl} \tag{4.53}$$

Dies ergibt schließlich 371964 J K^{-1}. Die Wärmekapazität wird auf die Fläche bezogen, wonach für den Versuchsabsorber ein c_5 von 169075 J m^{-2} K^{-1} folgt. (Tanzer et al. 2017)

4.6 Modellvalidierung (dynamisch)

Die dynamische Berechnung unterscheidet sich von der statischen darin, dass die Speicherfähigkeit des Absorbermaterials in die Rechnung einfließt. Anhand der Messungen an dem Versuchsabsorber werden nachfolgend sowohl das 4-Knotenmodell als auch das 1-Knotenmodell nach DIN EN ISO 9806:2014-06 (72) geprüft und etwaige Schwächen der Modelle aufgezeigt und wie sich diese bei der Anwendung der Modelle auswirken. Um das 1-Knotenmodell anwenden zu können muss die effektive Wärmekapazität des Versuchsabsorbers ermittelt werden.

Am Versuchsmassivabsorber wurden mehrere Versuchsreihen durchgeführt. Nachfolgend wird nur ein typischer Übergang von einem statischen Zustand in einen anderen näher beschrieben. Weitere Messreihen sind in Tanzer et al. (2017, 313ff.) aufgeführt. Im hier dargestellten Versuch wird für parallele Rohrdurchströmung von einem eingeschwungenen Zustand ohne Strahlung auf einen zweiten stationären Zustand mit konstanter Bestrahlungsstärke übergegangen. In einer minutengenauen Datenerfassung zeigt sich, wie sich die Austrittstemperatur dem Maximum annähert. Ziel dieses Versuchs ist es Referenzdaten für die Bestimmung der Zeitkonstante und der effektiven Wärmekapa-

zität zu erhalten. Die Randbedingungen sind: $\dot{q}_{Str,U,kw} = 800$ W m^{-2}, $u = 0$ m s^{-1}, $\dot{V} = 150$ l h^{-1}, parallele Durchströmung.

4.6.1 Effektive Wärmekapazität und Zeitkonstante

Aus dem Zeitverlauf kann die Zeitkonstante τ des Testmassivabsorbers bestimmt werden. Die Zeitkonstante ist definiert als die Zeitdauer, in der ein Körper 63,2 % $[(1 - e^{-1})]$ der Temperaturdifferenz durchläuft, die sich bei einem Aufheiz- oder Abkühlvorgang zwischen zwei stationären Zuständen einstellt. Das Temperaturverhalten folgt der natürlichen Exponentialfunktion. Die zugehörige Gleichung lautet bezogen auf eine ergebnisbasierte Temperatur[28] des Massivabsorbers:

$$T(t) = T_{max} \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}}\right) \tag{4.54}$$

Zwischen zwei stationären Zuständen ändert sich z.B. die Differenz $(\vartheta_e - \vartheta_a)$ zwischen Fluidaustrittstemperatur und Umgebungslufttemperatur gemäß diesem Zusammenhang. T_{max} entspräche demnach beim Aufheizvorgang der maximalen Temperaturdifferenz $(\vartheta_e - \vartheta_a)$ im zweiten stationären Zustand; für Fälle in denen die Umgebungstemperatur unter der Austrittstemperatur des Fluids liegt. Nach DIN EN ISO 9806:2014-06 (78f.) wird ein Betriebszustand als stationär angesehen, wenn die Änderung von $(\vartheta_e - \vartheta_a)$ kleiner als 0,5 K min^{-1} ist; Dies wird angewendet bei der Leistungsprüfung von Kollektoren. Diese Festlegung gilt jedoch in erster Linie für konventionelle Flach- und Vakuumröhrenkollektoren, da sie ihre Temperaturdifferenz ausreichend schnell ändern. Für den hier untersuchten Massivabsorber ist dieser Ansatz nicht zielführend, wie Abb. 20 veranschaulicht. Die Temperaturänderung ist durchgehend kleiner als 0,5 K min^{-1}, weshalb ein anderes Kriterium heranzuziehen ist.

Der Testlauf beginnt mit ausgeschalteten Strahlern und der Versuchsabsorber befindet sich im eingeschwungenen Zustand. Mit Zuschalten der Solarstrahlung auf 800 W m^{-2} steigt die Temperatur des Versuchsabsorbers kontinuierlich an und stagniert im zweiten stationären Zustand. Es sind somit Start- und Endzustand bekannt. Mit der Kenntnis, dass nach 63,2 % der Temperaturveränderung die Zeitkonstante erreicht ist, kann τ ermittelt werden. Die Veränderung der Austrittstemperatur erfährt, wie auch die in DIN EN ISO 9806:2014-06 (78) vorgeschlagene Temperaturdifferenz, einen natürlichen Anstieg. Da es sich bei der Versuchsanordnung um einen Labortest handelt, können die Parameter wie Eintritts- oder Umgebungstemperatur annähernd konstant gehalten werden. Nach augenscheinlicher Betrachtung der Messergebnisse stellt sich im eingeschwungenen Zustand eine Austrittstemperatur von 35,2 °C ein. Zu Beginn liegt die Temperatur im Mittel bei 29,4 °C. Somit ergibt sich eine Differenz von 5,8 K. 63,2 % dieser Temperaturdifferenz - gleichbedeutend mit einer Austrittstemperatur von 33,0 °C – werden nach einer Dauer von 1 h und 13 min erreicht. Diese Dauer stellt die Zeitkonstante τ des Versuchsabsorbers dar.

Bei 5τ (99,3 %) sei der vollständig eingeschwungene Zustand angenommen.

Im vorliegenden Fall ergibt sich $5\,\tau = 5 \cdot 1{,}217\,\text{h} = 6{,}085\,\text{h}$. Wie aus der Darstellung der Messung in Abb. 20 abzulesen ist, tritt zu diesem Zeitpunkt der zweite stationäre Zu-

[28] Auch gültig für die Wärmeleistung

stand ein. Die Größenordnung bis zum Erreichen des Maximums ist vergleichbar mit dem Sandkollektor von Sodha et al. (1980, 214). Für besonders träge Kollektoren, wie im vorliegenden Fall des Massivabsorbers, ist diese Herangehensweise den Angaben der Norm vorzuziehen. (Tanzer et al. 2017)

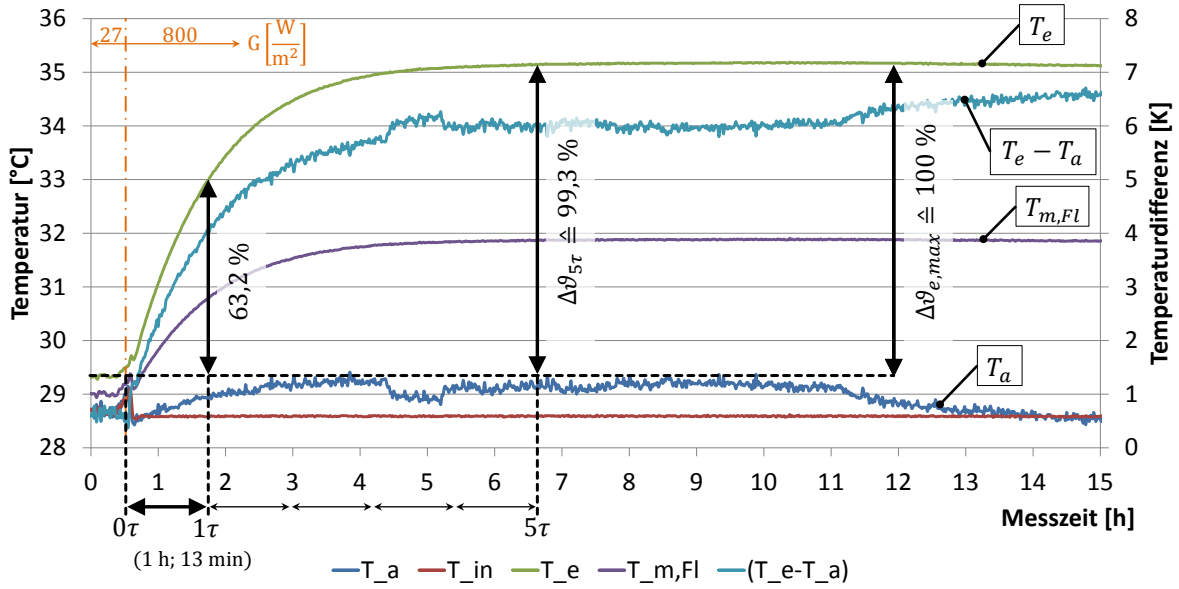


Abb. 20: Messdaten Versuchsabsorber; Bestimmung der Zeitkonstante

Das 1-Knotenmodell konnte bereits bis auf die effektive Wärmekapazität c_5 vollständig bestimmt werden. Die Resultate sind in Tabelle 10 dargestellt. Zur Ermittlung der effektiven Wärmekapazität werden die drei erläuterten Methoden verglichen: **(1)** Nach DIN EN ISO 9806:2014-06 (78) kann für einen Kollektor die effektive Wärmekapazität über die einzelnen Massenanteile bestimmt werden: 169 kJ m^{-2} K^{-1}., siehe Gl. 4.53 in Kap. 4.5. **(2)** Eine etwas aufwendigere Methode ist die Bestimmung über das Kollektorverhalten nach sprunghafter Veränderung der Einstrahlung (DIN EN ISO 9806:2014-06, 76f.) bzw. Gl. 4.51 in Kap. 4.5. In diesem dynamischen Verfahren ändert sich die Temperatur und Leistung über die Laufzeit, siehe Abb. 20. Zur Berechnung wird aus zwei stationären Zuständen ein Wärmeverlustkoeffizient gebildet und durch Integration der Leistungen und deren Bilanzierung auf die eingespeicherte Energie geschlossen. Der zweite stationäre Zustand wird für den Massivabsorber nach dem oben beschriebenen Verfahren festgelegt. Nach Durchführung ergibt sich eine effektive Wärmekapazität von 4122 kJ m^{-2} K^{-1}. **(3)** Für die dritte Methode wird mit den bekannten Kollektorkoeffizienten und einem Schätzwert bzw. Startwert für die effektive Wärmekapazität die Messkurve nachgerechnet. Durch schrittweise Anpassung wird der simulierte Kurvenverlauf den Realwerten angenähert. Der dadurch ermittelte Wert für die beste Übereinstimmung in Form der geringsten Abweichung zur gemessenen Kurve, liegt bei 290 kJ m^{-2} K^{-1}.

Abb. 21 zeigt die unterschiedlichen Leistungs- und Temperaturkurven zu den ermittelten Kapazitäten. Wird der in Methode (3) bestimmte Wert trotz der noch vorhandenen Abweichungen als endgültig angesehen, so unterschätzt Methode (1) um 41,7 % und Methode (2) überschätzt um 1321 %. Dies deckt sich mit Eisenmann et al. (2004, 442), worin ebenfalls Methode (2) als überbewertend in Bezug auf konventionelle Kollektoren herausstellt wird. Methode (1) eignet sich für eine grobe Näherung, für den weiteren Verlauf wird jedoch Methode (3) angewendet.

Das Ergebnis für das 4-Knotenmodell (Index: EES) ist in Abb. 21 dargestellt und es zeigt sich, dass auch hier eine Minderbewertung der thermischen Masse vorliegt, da die Kurve oberhalb der Messkurve liegt. Der statische Zustand am Ende des Messzeitraums wird vom 4-Knotenmodell um 0,21 K und vom 1-Knotenmodel der Norm um 0,17 K über- bzw. unterschritten. Die Diskrepanz in der Wärmeleistung liegt entsprechend bei +3,81 % und bei -3,13 %. (Tanzer et al. 2017)

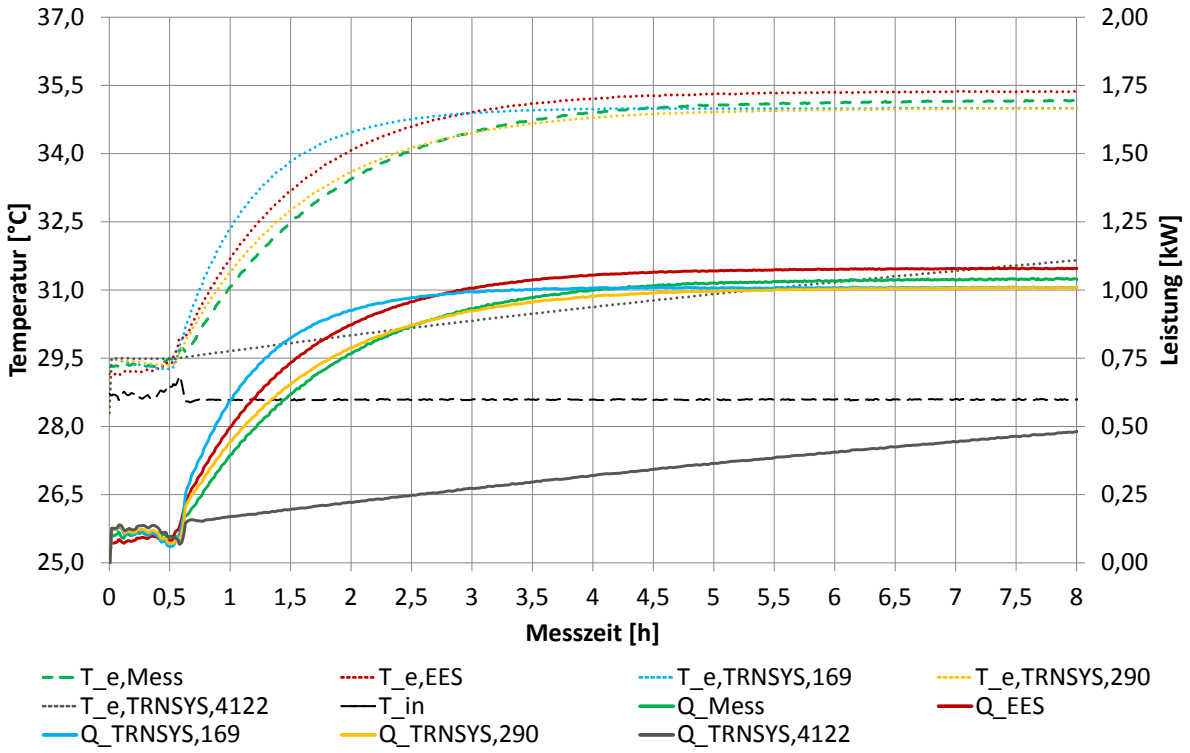


Abb. 21: Vergleich verschiedener effektiver Wärmekapazitäten des DIN EN ISO 9806:2014-06 (72) Modells des Versuchsabsorbers (Index: TRNSYS); 4-Knotenmodell (Index: EES); Messung (Index: Mess)

Der schnelle Anstieg der Austrittstemperatur und der Wärmeleistung beim 4-Knotenmodell kann einerseits mit Abweichungen zwischen den verwendeten und den realen Stoffdaten begründet werden aber ebenfalls mit der Inhomogenität des Temperaturfelds während des dynamischen Vorgangs.

Abschließend lässt sich sagen, dass die effektive Wärmekapazität nach Methode (1) einen kleineren Wert verursacht als (3), da die Temperatur der Masse schneller steigt als die Fluidtemperatur. Die Bestimmung nach (2), dem dynamischen Verfahren, eignet sich für Massivabsorber nicht! Der Bezug der effektiven Wärmekapazität auf die Änderung der mittleren Fluidtemperatur führt zu einer sehr starken Überbewertung der Kollektormasse. Dies begründet sich durch den Betriebszustand, der Geometrie des Kollektors und der damit zusammenhängenden Ausbildung von Temperaturgradienten im Absorber.

4.6.2 Zusammenfassung Validierung und Modellentscheidung

„Für beide vorgestellten Modelle konnte eine hinreichend genaue Übereinstimmung mit den Messdaten nachgewiesen werden. Die Zusammenhänge und die Wirkung veränderter Randbedingungen auf die Zielgrößen Austrittstemperatur und Wärmeleistung werden erörtert. [Abschließend] lässt sich sagen, dass das 4-Knotenmodell die am Prüfstand erhobenen Daten besser wiedergibt.

Die aus der Regression ermittelten Parameter für das 1-Knotenmodell für stationäre Zustände sorgen für eine zufallsbedingte Deckung der Messdaten, denn es werden die Fehlerquadrate minimiert. Es handelt sich um eine Schätzung des Ergebniswerts, der je nach Wahl der Regressionsparameter mehr oder minder gut das anvisierte Ergebnis trifft. Dies ist zurückzuführen auf die zur Parameterbestimmung vorgegebenen Grenzen. […]

Für eine Parameterstudie des Massivabsorbers wird das 4-Knotenmodell aufgrund seines Aufbaus und wegen der genaueren Ergebnisse im weiteren Verlauf verwendet. Das 1-Knotenmodell bietet für eine Jahressimulation eines Heizsystems hinreichend genaue Werte. Es ist jedoch darauf zu achten, dass plötzliche Temperatursprünge am Kollektor nach Möglichkeit vermieden werden. Hier zeigen sich die größten Abweichungen zum 4-Knotenmodell. Ein weiterer wichtiger Vorteil ist die höhere Rechengeschwindigkeit durch die geringere Komplexität des Modells, da es durch nur sieben Parameter ausreichend beschrieben werden kann“ (Tanzer et al. 2017)

Zur Bestimmung der effektiven Wärmekapazität werden zwei Vorgehensweisen nach der Norm DIN EN ISO 9806:2014-06 und eine Methode mit Angleichung der Sprungantwort aus Simulation zu Messwerten untersucht. Die für konventionelle Konvektoren geeigneten Verfahren der Norm liefern für den Massivabsorber zu stark abweichende Ergebnisse der effektiven Wärmekapazität, weshalb das Verfahren durch Werteanpassung zu verwenden ist.

Neben den insgesamt etwas ungenaueren Ergebnissen des 1-Knotenmodells ist darauf zu achten, dass die Parameterermittlung auch in dem Temperatur- und Strahlungsbereich vorgenommen wird, der im späteren Betrieb vorliegt. Außerhalb dieses Bereichs vergrößern sich die Unterschiede zur Messung.

4.7 Sensitivitätsanalyse

Bis hierhin sind die Modelle für die Anwendung qualifiziert. Beginnend mit der Sensitivitätsanalyse folgt nun die Komponentenentwicklung. Um die Effekte einzelner Parameter auf die Wärmeleistung oder –ertrag zu zeigen, werden zwei Verfahren angewandt. Zu Beginn wird anhand der „Elementary Effects Method“ (EE-Methode) nach Morris (1991, 161ff.) der Einfluss aller Parameter verglichen. Dabei wird im gesamten Variationsbereich der Parameter für jede Einflussgröße deren Auswirkung auf das Ergebnis deutlich und die Parameter sind alle direkt miteinander vergleichbar. Jedoch erlaubt es diese Methode nicht die detaillierten Eigenschaften eines Parameters aufzuzeigen, weshalb im Anschluss die relevanten Parameter einzeln variiert und ihr Einfluss im Vergleich zu einer Referenzkonstruktion des Massivabsorbers dargestellt und diskutiert wird.

4.7.1 Elementary Effects Method

Der Massivabsorber lässt sich im 4-Knotenmodell über insgesamt 21 unabhängige Parameter bzw. Randbedingungen abbilden, vergleiche Tabelle 11. Es wird das Verfahren nach Morris (1991, 161ff.) zur Bestimmung der Einflüsse einzelner Parameter auf die Wärmeleistung und den Wärmeertrag verwendet. Dies ermöglicht den direkten Vergleich zur Untersuchung von D'Antoni und Saro (2013, 204f.) für einen symmetrischen, exponierten Massivabsorber.

Über die EE-Methode können eine Vielzahl von k Parametern und deren Auswirkungen auf das Endergebnis, z.B. den Wärmeertrag, verglichen werden und dies mit einer überschaubaren Anzahl an Variationen der Parameter. Hierzu wird der gesamte Parameterraum untersucht, indem für diese Methode der Sensitivitätsanalyse ein geeignetes Parametersampling erstellt wird. Jeder Parameter wird dazu r-mal variiert, während bei jeder dieser Variationen alle übrigen Parameter konstant gehalten werden. Für jeden Parameter wird ein minimal und maximal möglicher Wert definiert, innerhalb dieses Bereichs die Variation durchgeführt wird, z.B. beim Absorptionskoeffizient zwischen 0,1 und 1. Das Intervall wird p-mal unterteilt und innerhalb dieses Bereichs erfolgt die Variation stets mit der relativen Schrittweite Δ [-]. Für jede Parameterzusammenstellung wird $y(X)$ und $y(x_1, x_2, \dots, x_{i-1}, x_i + \Delta, x_{i+1}, \dots, x_k)$ berechnet, die entsprechend die Zielgröße y für einen Parametersatz X vor und nach $(x_i + \Delta)$ der Parametervariation darstellen. Über die Differenz dieser beiden Werte und bezogen auf Δ folgt der „elementary effect": die Auswirkung der Parameterveränderung auf das Ergebnis. Eine Übersicht zur Berechnungsmethodik und detailliertere Informationen zum angewandten Verfahren sind Tanzer et al (2017, 312f.) zu entnehmen. Als weiterführende Literatur wird auf Saltelli et al. (2008) verwiesen. Die Untersuchung der Sensitivität erfolgt mit folgenden Größen:

- Die Standardabweichung σ [-] der „elementary effects". Hohe Werte drücken eine starke Beeinflussung des momentan betrachteten Parameters von anderen Parametern aus. Kleine Werte geben an, dass die einzeln ermittelten „elementary effects" sehr ähnliche Werte aufweisen und damit eine große Unabhängigkeit von anderen Parametern vorliegt. Saltelli et al. (2008, 111)
- Der Mittelwert der einzelnen „elementary effects" ist μ und bewertet den Einfluss eines Parameters auf die Ergebnisgröße innerhalb des vorher gewählten Parameterraums. Saltelli et al. (2008, 111)
- Der Mittelwert der Beträge der einzelnen „elementary effects" ist μ^* und ist von Campolongo et al. (2007, 1511f.) eingeführt. Entstehen während der Parametervariation positive und negative Ergebniswerte, können sich diese bei der Mittelwertbildung von μ gegenseitig aufheben und die Aussagekraft geht verloren. Die Bildung der Beträge bei μ^* vermeidet dies.

Für die Untersuchung, den Jahreswärmeertrag, mit $k = 15$ Parametern wird $p = 4$ und $r = 10$ gewählt.

Die gewählte Methode „SU“ (sampling for uniformity)[29] für die Parameterverteilung (Sampling) wird beschrieben in Khare et al. (2015)[30]. Tabelle 11 führt die Parameter und die resultierenden Schrittweiten der Variation auf. Insgesamt werden $l = 160$ unterschiedliche Simulationsvarianten durchgeführt, da jeder Variationsverlauf r (trajectory) aus $k + 1$ verschiedenen Parameterkonfigurationen besteht. (Tanzer et al. 2017)

$$l = (k + 1) \cdot r \tag{4.55}$$

Neben den r-Variationen für jeden Parameter k muss auch für jedes r zusätzlich ein Referenzdesign berechnet werden. Der Aufbau der Matrix, über die die unterschiedlichen Konfigurationen zu entnehmen sind, ist eine $l \times k$ Matrix.

Tabelle 11: Parametervariation zur Einflussbestimmung auf den möglichen, jährlichen Wärmeertrag (Tanzer et al. 2017)

Nr.:	Beschreibung	Bereich (Schrittweite δ)	Einheit
Konstruktion			
1	Höhe	1-5 (1,33)	m
2	Breite	1-5 (1,33)	m
3	Tiefe bzw. Rohrüberdeckung ab Rohrachse	0,01-0,1 (0,03)	m
4	Tiefe bzw. Rohrunterdeckung ab Rohrachse	0,01-0,1 (0,03)	m
-	Anzahl der Rohre (Berechnet über Breite und Rohrabstand)	Indirekt berücksichtigt	-
5	Rohrabstand	0,05-0,2 (0,05)	m
6	Rohrdurchmesser (außen)	0,0035-0,026 (0,0075)	m
-	Wandstärke der Rohre und Innendurchmesser (berechnet über statistische Änderung des Außendurchmessers)	Indirekt berücksichtigt	-
7	Rohrrauigkeit	0,001-0,01 (0,003)	mm
Absorber			
8	Absorptionskoeffizient an der Oberfläche	0,1-1 (0,3)	-
9	Mittlerer Emissionskoeffizient	0,1-1 (0,3)	-
Rückwand			
10	Resultierender U-Wert aus Tragwand, Wärmedämmung und raumseitigem, konvektivem Wärmeübergangskoeffizienten	0,05-0,2 (0,65)	W m^{-2} K^{-1}
Strömung			
11	Gesamtvolumenstrom	10-150 (46,67)	l h^{-1} m^{-2}
Stoffdaten Hauptkörper			
12	Dichte	1800-2500 (233,3)	kg m^{-3}
13	Spezifische Wärmekapazität	500-1200 (233,3)	J kg^{-1} K^{-1}
14	Wärmeleitfähigkeit	0,5-3 (0,83)	W m^{-1} K^{-1}
Stoffdaten Rohr			
15	Wärmeleitfähigkeit	0,2-380 (126,6)	W m^{-1} K^{-1}

[29] Es wird eine gleichmäßige Verteilung der Parameter vorgenommen und nicht z.B. eine Verteilung nach GAUß.

[30] Unter http://abe.ufl.edu/carpena/software/SUMorris.shtml (University of Florida, zuletzt online am 06. Sept. 2016) ist das Sampling nach Khare et al. (2015) frei als Matlab-Code verfügbar.

Für jede Zeile dieser 160x15 Matrix wird die zugehörige Zielfunktion Y[31] generiert, wobei die Art von Y frei gewählt werden kann. Im konkreten Fall ergibt sich Y über die Berechnung des Wärmebedarfs über das 4-Knotenmodell.

Da einige Parameter des 4-Knotenmodells von anderen Größen abhängig sind, werden die nachfolgenden Vereinfachungen vorgenommen, damit der Parameterraum erstellt werden kann.

Der Innendurchmesser D_i [mm] der Rohre, der modellintern für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten an dieser Stelle notwendig ist, wird über eine Regressionsgleichung aus Herstellerdaten ermittelt, siehe Abb. 22:

$$D_i = 0{,}9174 \cdot D_a - 1{,}6232 \text{ [mm]} \tag{4.56}$$

worin D_a [mm] der Außendurchmesser ist. Diese Korrelation hat ein Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0{,}9779$.

Der Rohrabstand hängt bei einer mäanderförmigen Verlegung der Rohre vom Material und dem Außendurchmesser und folglich vom Biegeradius ab. Im hier vorliegenden Fall wird der Massivabsorber mit parallel verlegten Rohren und gleichmäßiger Durchströmung im TICHELMANN-System analysiert. So können auch kleine Rohrabstände bei großen Rohren mit einem Rohrabstand kleiner als der Mindestbiegeradius untersucht werden, um die Optimierung von ggf. praxisgerechten Einschränkungen unabhängig zu machen. Die Stoffdaten für das 35 Vol.-% Glykol-Wasser-Gemisch werden innerhalb des Modells temperaturabhängig berechnet. Eine Variation des Glykol-Gehalts wird nicht vorgenommen, da ein Frostschutz bei an Massivabsorbern bei Minusgraden notwendig ist. Zur Bestimmung der Auswirkungen verschiedener Rohrmaterialien wird nur der Einfluss der Wärmeleitfähigkeit betrachtet. Die Dichte und spezifische Wärmekapazität der Rohre wird aufgrund der geringen thermischen Masse vernachlässigt und bei der Variation somit ausgeschlossen. (Tanzer et al. 2017)

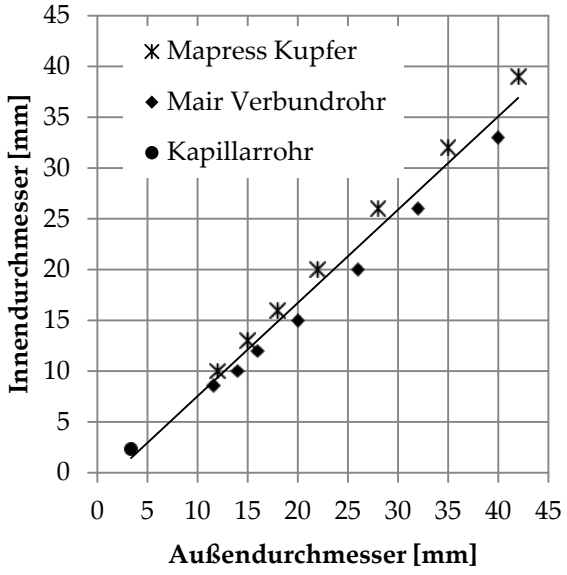


Abb. 22: Zusammenhang zwischen Außendurchmesser und Innendurchmesser verschiedener Rohre; Rohrdaten: Mapress-Kuperrohr (Geberit Vertriebs GmbH), Verbundrohr (Mair Heiztechnik Vertriebsgesellschaft mbH), Kapillarrohr aus Polypropylen (BeKa Heiz- und Kühlmatten GmbH).

Jahreswärmeertrag (dynamisch)

Die Konstruktion wird auf den maximal möglichen Wärmeertrag hin untersucht. Dem Modell des Massivabsorbers werden die Randbedingungen aus dem Wetterdatensatz für München Flughafen zugrunde gelegt. Da dem Kollektormodell alleine keine spezielle Regelung für den Betrieb anhaftet, wird als Eintrittstemperatur in den Kollektor die Taupunkttemperatur der Außenluft gewählt bzw. wenn diese unter -5 °C

[31] Beschreibt die Matrix (Spaltenvektor) der Zielgrößen.

fällt, dies als Grenze. D'Antoni und Saro (2013, 205) setzen konstante Fluidtemperaturen von -5 °C an und nutzen je nach Umgebungsbedingungen auch Kondensationswärme. Die Kollektoreintrittstemperatur wird im Gegensatz zu D'Antoni und Saro (2013, 205) nicht zusätzlich bei der Untersuchung des jährlichen Wärmeertrags variiert, vielmehr folgt die Eintrittstemperatur der oben genannten Festlegung an die Taupunkttemperatur; D'Antoni und Saro (2013) behalten die Eintrittstemperatur für eine Simulation konstant und variieren diese wie einen anderen Parameter. Strahlungs- oder auch Temperatureinflüsse – als Variationsgrößen – auf den Kollektor sind gesondert durch Berechnung der Wärmeleistung im stationären Zustand zu bestimmen, siehe hierzu Tanzer et al. (2017, 109ff.); Bei der dynamischen Berechnung des Wärmeertrags sind die Umweltdaten durch den Wetterdatensatz vorgegeben.

Für Massivabsorber unter den erwähnten Randbedingungen ergibt sich nach Berechnung des Wärmeertrags der 160 Varianten eine Bewertung des Einflusses der Konstruktionsparameter, siehe Abb. 23.

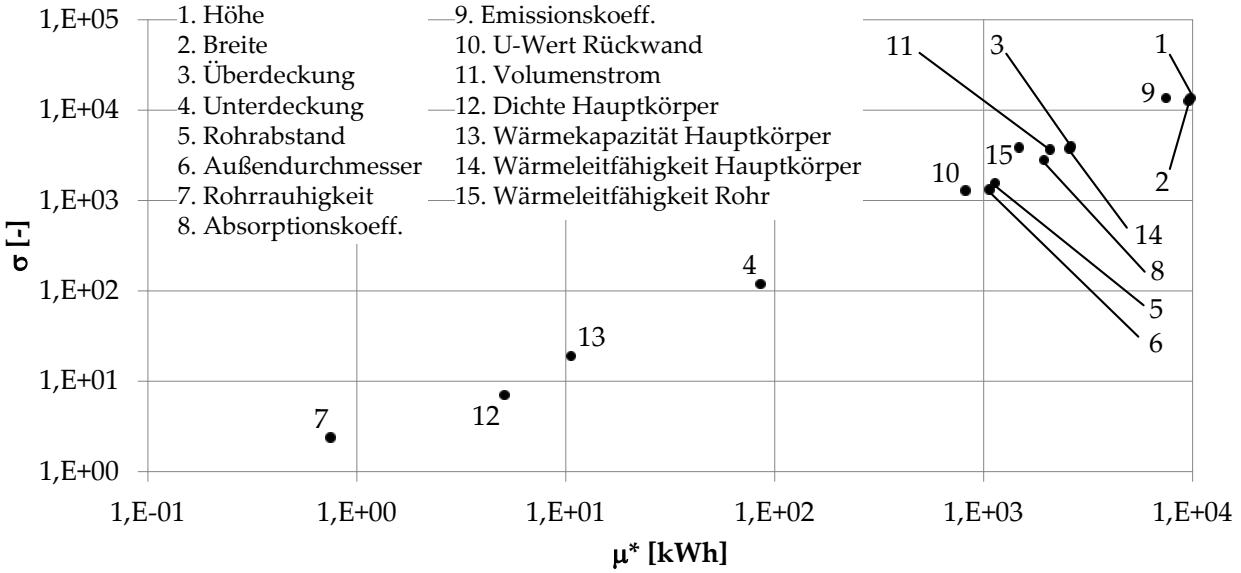


Abb. 23: Einfluss der Kollektorparameter auf den Jahreswärmeertrag mit $\vartheta_{in} = \max\{-5\,°C; \vartheta_{Tau}\}$; Die Abszisse zeigt μ^*, den Mittelwert der Beträge der elementaren Effekte eines Parameters auf den Wärmeertrag und die Ordinate die Standardabweichung σ der Stichprobe.

„Wie erwartet ist der absolute jährliche Wärmeertrag am stärksten von den Abmessungen des Massivabsorbers abhängig, der Höhe und Breite bzw. der Fläche. Im Gegensatz zu D'Antoni und Saro (2013, 205) hat nicht der Rohraußendurchmesser den nächstgrößeren Einfluss auf den Energieertrag, sondern die Emissivität der Absorberoberfläche. Ein möglicher Grund für diesen Unterschied ist das von D'Antoni und Saro (2013) gewählte Sampling, worüber keine Auskunft erteilt wird, oder die Nutzung der latenten Wärme. Je größer der thermische Emissionskoeffizient ist, desto mehr Wärmestrahlung wird von der Oberfläche emittiert. Für nichtmetallische Werkstoffe, wie Beton – egal ob gefärbt oder natürlich –, liegt der Koeffizient bei ca. 0,9" (Tanzer et al. 2017). Die Oberfläche so zu behandeln, dass der Emissionskoeffizient sinkt, ist folglich anzustreben, siehe dazu auch Kap. 4.7.3.

„Die Überdeckung des Rohrs in Richtung Absorber sorgt je nach Dicke für einen zusätzlichen Wärmewiderstand. Dies äußert sich in höherer Temperatur an der Absorber-

oberfläche und niedrigerer in Rohrebene, wenn Wärme entzogen wird. Je größer die Überdeckung ist, umso größer sind der thermische Widerstand und damit die Temperaturdifferenz. Infolgedessen entstehen größere Wärmeverluste konvektiv und durch Strahlung, wodurch der jährliche Wärmeertrag sinkt. Kleine Überdeckungen der Rohre sind daher anzustreben.

Die Wärmeleitfähigkeit des Hauptkörpers – i.d.R. Beton für Massivabsorber – besitzt nahezu denselben Effekt, wie die Überdeckung der Rohre auf den Wärmeertrag. Hohe Werte sind anzustreben. Zuschlagstoffe im Beton und die Wahl des Gesteins können die Wärmeleitfähigkeit verbessern (Graf 1950, 47).

Auch der Durchfluss des Fluids sollte aus Sicht des Wärmeertrags hoch gewählt werden. Dabei ist zwischen dem abhängigen Druckverlust in den Rohren und dem höheren thermischen Energieertrag des Massivabsorbers abzuwägen.

Gut nachzuvollziehen ist der große Einfluss des Absorptionskoeffizienten für kurzwellige Strahlung. Kleine Werte bedeuten einen niedrigen Wärmeertrag und große einen hohen. Durch einen dunklen Farbanstrich, im besten Falle schwarz, kann dies erreicht werden. Unbehandelter Beton liegt mit dem Absorptionskoeffizienten von etwa 0,6 im mittleren Bereich.

Die Wärmeleitfähigkeit des Rohrmaterials hat, selbst bei den geringen Wandstärken, einen nicht unerheblichen Effekt auf den jährlichen Wärmeertrag. So können Rohre aus Kupfer ($\lambda \sim 380$ W m^{-1} K^{-1}) den Ausnutzungsgrad eines Massivabsorbers klar verbessern. Hier ist aber auch abzuwägen, ob die Kosten dem Mehrwert gerecht werden.

Der Rohrabstand und der Durchmesser der Rohre tragen ebenso maßgeblich zum möglichen Wärmeertrag bei. Je größer der Rohrabstand ist, desto geringer ist der Ertrag, denn mit großem Abstand steigt der Weg der Wärmeleitung. Zudem reduziert sich die in der Kollektorebene verfügbare Rohrlänge und damit die Möglichkeit des Fluids Wärmeenergie mit dem Hauptkörper auszutauschen. Für den Rohrdurchmesser gilt gegenteiliges: je größer der Durchmesser ist, desto höher ist die Wärmeausbeute. Allerdings ist zu beachten, dass die Variationen stets den Rohrabstand konstant belassen haben. Tatsächlich können mit kleineren Rohren auch kleinere Abstände realisiert werden. Der minimal mögliche Rohrabstand ist daher immer eine Funktion des Außendurchmessers, sofern es sich um eine mäanderförmige Verlegeart handelt.

Der rückseitige U-Wert des Kollektors bedarf einer genauen Betrachtung. […] [D]ie Analyse [zeigt], dass der Einfluss dieses Parameters vergleichsweise starke Auswirkungen auf den Wärmeertrag hat. Wird in den Variationen der U-Wert verkleinert und somit die Wärmedämmeigenschaften der Rückwand erhöht, sinkt gleichzeitig der Wärmeertrag. In der Jahressimulation ist als Raumtemperatur ein ganzjährig konstanter Wert von 20 °C angesetzt. Die niedrigen Eintrittstemperaturen in den Kollektor von maximal 18,59 °C[32] sorgen daher meist für einen kontinuierlichen Wärmestrom vom Raum zum Kollektor. Steigt die Dämmwirkung, sinkt dieser Wärmestrom und somit der jährliche Wärme-

[32] Entspricht der höchsten Taupunkttemperatur im Referenzjahr, die zugleich die Fluidtemperatur am Massivabsorbereintritt ist.

ertrag. Grundsätzlich soll dem Raum keine Wärmeenergie, besonders in der Heizperiode, entzogen werden. Ein hohes Wärmedämmmaß muss daher erreicht werden.

Die Unterdeckung der Rohrebene besitzt geringere Auswirkungen auf das Ergebnis. Aber ebenso wie bei der Überdeckung sind kleinere Werte positiv für den Wärmegewinn.

Die thermische Masse, maßgeblich von der Dichte und spezifischen Wärmekapazität des Hauptkörpers abhängig, wirkt sich nur geringfügig auf den Wärmeertrag aus. Die Sensitivität des Wärmeertrags auf eine Veränderung der thermischen Masse innerhalb der gesetzten Parametergrenzen ist somit vernachlässigbar; allerdings nicht der Parameter selbst. Die Rauigkeit des Rohrs verändert den Wärmeübergang von Rohrwand auf das Fluid nicht merklich. Die Rauigkeit hat den geringsten Einfluss aller Parameter.

Die Ergebnisse decken sich größtenteils mit denen von D'Antoni und Saro (2013, 205). Allerdings kann der geringe Einfluss der Absorberfläche nicht bestätigt werden. Zudem wird hier der größte Einfluss – unbeachtet der Flächenparameter – vom Emissionskoeffizienten erreicht. Dabei ist zu beachten, dass die [„elementary effects"] stark vom gewählten Wertebereich der einzelnen Parameter abhängen und daher im Kontext der Anwendung zu betrachten sind. Eine Übertragung der Ergebnisse ist nicht uneingeschränkt möglich" (Tanzer et al. 2017).

Die durchgeführte Sensitivitätsanalyse am Massivabsorber zeigt deutlich, welche Konstruktionsparameter im Finden einer bestmöglichen Konstruktion besonders zu beachten sind und welche von niederer Priorität sind. Anhand der Studie zu den Wärmeleistungen lässt sich ablesen, welche Fragestellungen für den Massivabsorber vorangetrieben werden sollten, wie z.B. eine Abschottung gegen Wind, um den konvektiven Wärmeverlust zu reduzieren. Für weiterführende Analysen zu μ in Bezug auf den Wärmeertrag sowie zur Wärmeleistung mittels EE-Methode siehe Tanzer et al (2017, 106ff.).

4.7.2 Sensitivität singulärer Parametervariationen

„Die singuläre Parametervariation beschreibt die Untersuchung eines festgelegten Referenzdesigns, bei dem einzelne Eigenschaften verändert werden. Nachfolgend wird die Wärmeleistung einer Massivabsorberelementarzelle analysiert. Die Geometrie entspricht der in Kap. 4.8.6 gewählten, wirtschaftlichsten Bauform. Ausgehend von diesem Massivabsorber werden mit dem 4-Knotenmodell stationäre Berechnungen durchgeführt […]. Es wird stets ein Parameter innerhalb plausibler Grenzen variiert, wodurch die Abhängigkeit der Wärmeleistung zu dieser Größe darstellbar ist. Damit erweitert diese Analyse die globale Betrachtung nach der Elementary Effects Method. Als Randbedingung der Referenz werden die Werte aus Tabelle 14 auf Seite 85 verwendet.

Der in Abb. 24 dargestellte Überblick der Parametervariation lässt erkennen, an welcher Position noch Optimierungspotential stecken würde. Alle Variationen rechts der weißen Referenzpunkte führen zu einer Steigerung der Wärmeleistung. Die Wärmeleitfähigkeit von Absorber und Rohr könnte durch eine Erhöhung zu einer Leistungssteigerung führen. Bei Erhöhung des Stahlanteils im bewehrten Beton steigt die Wärmeleitfähigkeit und verbessert die Kollektoreffizienz (Nayak et al. 1989, 53). Nach Al Saad et al. (1994, 39) steigt mit Stahlrohren gegenüber Kunststoffrohren die Kollektoreffizienz, was mit der Steigerung der Wärmeleitfähigkeit des Rohrmaterials in der Analyse hier bestä-

tigt wird. Verglichen mit dem Referenzdesign liegt die mögliche Steigerung aber im niedrigen Prozentbereich. Ein ähnlich geringer Einfluss ergibt sich auch bei der Wärmeleitfähigkeit des Absorbers durch Änderung der Stahlarmierung bzw. Stahlanteils im Beton. Die Emission langwelliger Wärmestrahlung hingegen erlaubt unter den konstruktiven Parametern die größte Leistungssteigerung. Dies wird in Kap. 4.7.3 näher untersucht. Gleiches gilt für das Absorptionsvermögen, welches abhängig von der Absorberhelligkeit gesteigert werden kann. Die Über- und Unterdeckung der Rohre sollte möglichst gering sein. Mit zunehmender Dicke erhöht sich der thermische Widerstand des Massivabsorbers und die Wärmeleistung sinkt. Der Abstand der Rohre sollte gering sein, denn mit zunehmender, daraus resultierender Rohrlänge nimmt die Verweildauer des Fluids im Massivabsorber zu, so dass es länger Wärme mit dem Betonkörper austauschen kann. Der Innendurchmesser reduziert zwar bei Vergrößerung den Wärmeübergangskoeffizienten, erhöht hingegen die Wärmeaustauschfläche. Es zeigt sich, dass die zunehmende Fläche den größeren Einfluss hat. Die Strömungsgeschwindigkeit zeigt bei Erhöhung nur einen geringen Leistungsanstieg. Von den Umweltparametern sollte die Windgeschwindigkeit möglichst gering […] [, d]ie Umgebungstemperaturen und die Solarstrahlung hoch und die Fluidtemperatur niedrig [sein]“ (Tanzer et al. 2017).

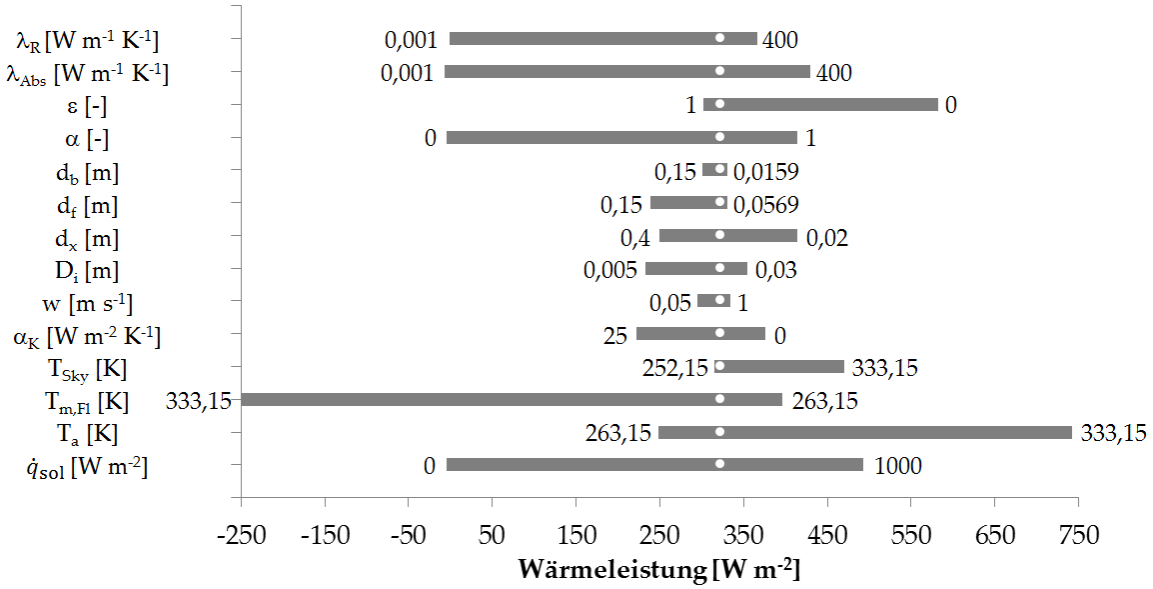


Abb. 24: Singuläre Parametervariation; Gesamtübersicht; Referenz: weiß punktiert (Tanzer et al. 2017)

„Die Einzelergebnisse der Analyse sind in Abb. 25 bis Abb. 27 aufgeführt. Die Verläufe sind immer in Bezug zu den Randbedingungen des Referenzdesigns zu betrachten, so z.B. in Abb. 25 der Leistungsverlauf bei Veränderung des konvektiven Wärmeübergangs. Wäre die Strahlungsbilanz null und die Lufttemperatur höher als die Fluidtemperatur, könnte konvektiv Wärme gewonnen werden. Mit steigendem Wärmeübergangskoeffizienten stiege auch die Leistung des Massivabsorbers (Jastrow 1997, 70). Dargestellt ist ein üblicher Betriebsfall bei dem die Oberflächentemperatur höher als die anliegende Lufttemperatur ist.

In Abb. 25 lässt sich ablesen, dass mit zunehmender Solarstrahlung der Wärmeertrag linear steigt, ebenso mit steigender Außenlufttemperatur. Nimmt hingegen die Fluidtemperatur zu, sinkt die Wärmeleistung und kann für das gegebene Beispiel ab etwa 308 K negativ werden. Dass mit niedrigeren Fluidtemperaturen die Kollektoreffizienz

steigt, führen Nayak et al. (1989, 53) und Bopshetty (1992, 1016) an. Dies deckt sich mit dem Leistungsverlauf der mittleren Fluidtemperatur hier. Bei Erhöhung der Temperatur umgebender Flächen im Sichtfeld, hier die effektive Temperatur als Kombination von Himmel und umliegenden Oberflächen, steigt die Wärmeleistung überproportional nach Gl. (4.3) an. Der konvektive Wärmeübergangskoeffizient ist hier nur der Anteil, der durch Wind verursacht wird und entspricht somit einer Erhöhung der Windgeschwindigkeit. Der konvektive Anteil aufgrund von Thermik ergibt sich im Modell über die Oberflächentemperatur. Der Linienverlauf zeigt einen Wechsel der Krümmung. An diesem Punkt endet die Dominanz der Thermik und der Windeinfluss überwiegt. Ist die Strömungsgeschwindigkeit steigend, steigt der Massenstrom und der Massivabsorber wird besser gekühlt (Nayak et al 1986, 53) (Bopshetty 1992, 1015f.). Abhängig von der Temperatur des Fluids bewirkt dies eine mehr oder minder große Änderung der Wärmeleistung. Dass der Anstieg der Wärmeleistung zunächst stärker ist und mit höheren Fließgeschwindigkeiten abnimmt, deckt sich mit den Ausführungen von Sodha et al. (1980, 213), Jastrow (1997, 75) und Shaopeng et al. (2011, 1585f.). Darüber hinaus postulieren Kumar et al. (1981, 267) eine Grenzwertannäherung, die bestätigt werden kann, denn für die Annahme eines sehr großen Durchflusses wäre Ein- und Austrittstemperatur nahezu identisch und die maximale Kühlung des Massivabsorbers würde sich einstellen.

Bei den Einflussparametern von Abb. 25 ist zwischen zwei Arten zu differenzieren. Solarstrahlung, Außenlufttemperatur und effektive Himmelstemperatur sind unabhängig (Umgebung); sie führen mit steigenden Werten stets zu einer Erhöhung der Wärmeleistung. Die mittlere Fluidtemperatur und die Strömungsgeschwindigkeit im Rohr sind vom Betrieb abhängig und der konvektive Wärmeübergang an Absorberoberfläche ist abhängig von den Betriebseinstellungen und den Umgebungsbedingungen. O'Hegarty et al. (2016b, 960) variier[en] an einem Massivabsorber den Massenstrom und bestätig[en] qualitativ den Verlauf der Strömungsgeschwindigkeitsvariation in Abb. 25.

In Abb. 26 wird der Einfluss des Innendurchmessers untersucht. Nach O'Hegarty et al. (2016b, 958) kann der Rohrdurchmesser vernachlässigt werden bzw. eine Vergrößerung des Durchmessers verursacht einen ähnlichen Effekt wie die Verringerung der Überdeckung. Dies kann nur dann zutreffen, wenn der Massenstrom bei der Durchmesseranpassung konstant bleibt. Bleibt die Strömungsgeschwindigkeit hingegen konstant[,] steigert sich der Durchfluss mit größerem Durchmesser. Letzteres entspricht den Untersuchungen hier, weist auf einen deutlichen Einfluss des Innendurchmessers hin und deckt sich mit dem Ergebnis von D'Antoni und Saro (2013, 205).

Rohrabstand, Über- und Unterdeckung sorgen mit einer Werteerhöhung für eine Steigerung des thermischen Widerstands und reduzieren dadurch die Wärmeleistung. Mit Reduzierung des Rohrabstands ist nach Nayak et al. (1989, 53) und Bopshetty (1992, 1016) eine Effizienzsteigerung verbunden und bei Annäherung an kleine Werte sinkt die Zunahme der Effizienz. Dieser Effekt kann in dieser Qualität nicht bestätigt werden. Allerdings deutet der Leistungsverlauf im unteren Bereich einen Krümmungswechsel [sic!] [eine Änderung der Steigung] an.

Die Untersuchung von Jastrow (1997, 73) deckt sich mit den Erkenntnissen dieser Arbeit. Sodha et al (1980, 213) und Kumar et al. (1981, 267) bestätigen das Verhalten indirekt für die Überdeckung in Bezug auf die Kollektoreffizienz. Der Absorptionskoeffizient

sorgt bei Erhöhung für eine Leistungszunahme, siehe auch Jastrow (1997, 71), und der Emissionskoeffizient für eine Abnahme“ (Tanzer et al. 2017).

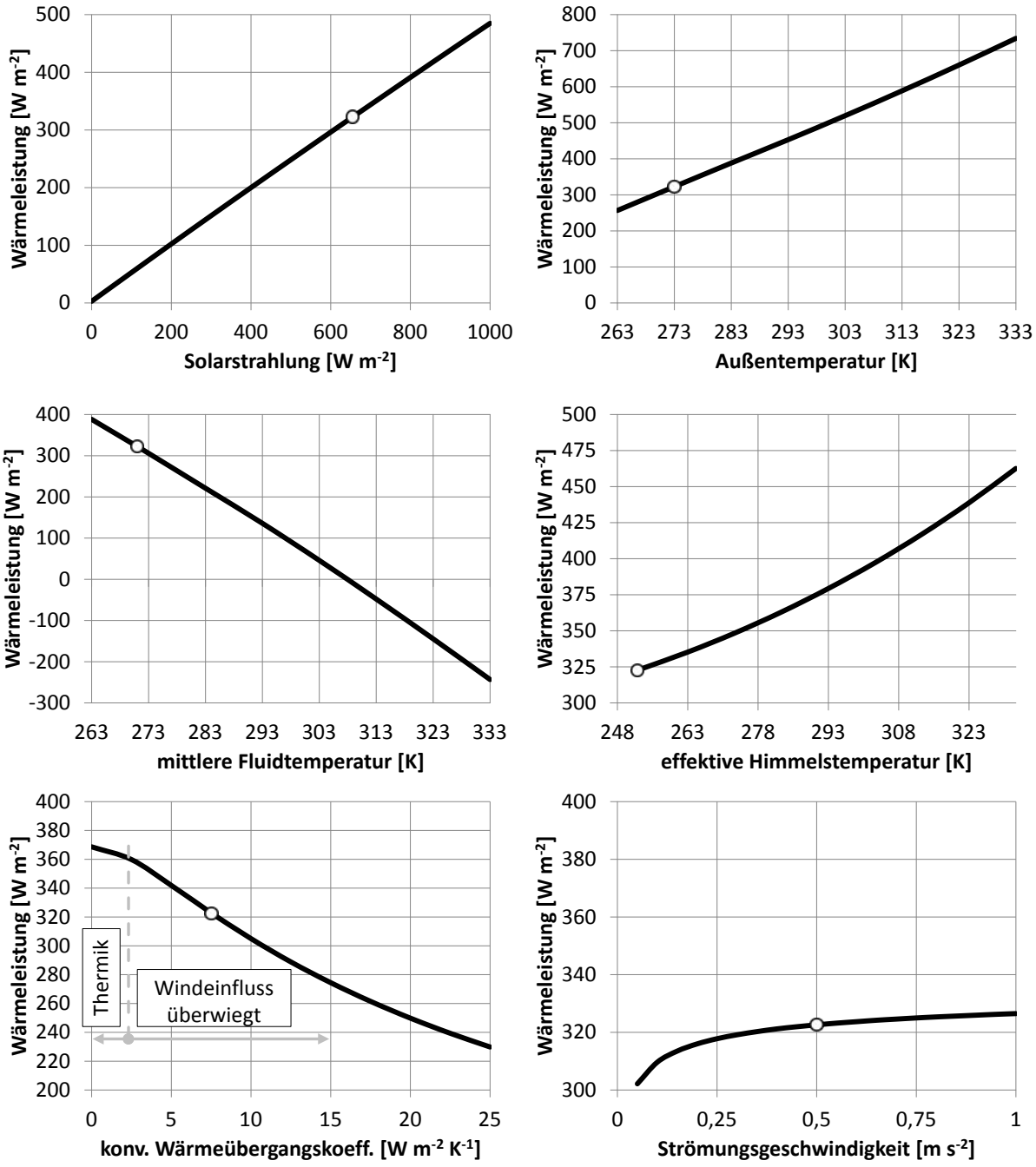


Abb. 25: Singuläre Parametervariation Teil 1; Umwelteinflüsse und Fluid; Punkt ist Referenz (Tanzer et al. 2017)

Für die Wärmeleitfähigkeit von Rohr und Absorberkörper demonstriert Abb. 27, dass sich die Wärmeleistung asymptotisch einem Grenzwert annähert. Für den Absorber wird dies durch Jastrow (1997, 72) bestätigt und es wird angegeben, dass für den Absorber ab ca. 8 W m^{-1} K^{-1} die Leistungszunahme abnimmt, was die Grenzwertaussage stützt. Dabei steigt bereits bei geringen Werteerhöhungen die Leistung schnell an. Mit der üblichen Wärmeleitfähigkeit von Beton von 2,5 W m^{-1} K^{-1} (DIN EN ISO 10456:2010-05, 15) sind be-

reits 76,5 % des Maximums erreicht. Beim Rohrmaterial ist mit dem Verbundrohr mit 0,43 W m^{-1} K^{-1} bereits 89,9 % des Grenzwertes erreicht

Interpretation der Asymptoten: Ist die Wärmeleitfähigkeit eines Bauteils unendlich, ist der sich daraus ergebende thermische Widerstand ohne Einfluss dieses Bauteils. Bei hoher Wärmeleitfähigkeit des Absorbers ergibt sich die Wärmeleistung über den thermischen Widerstand des Rohrs und des Wärmeübergangs vom Rohr auf das Fluid.

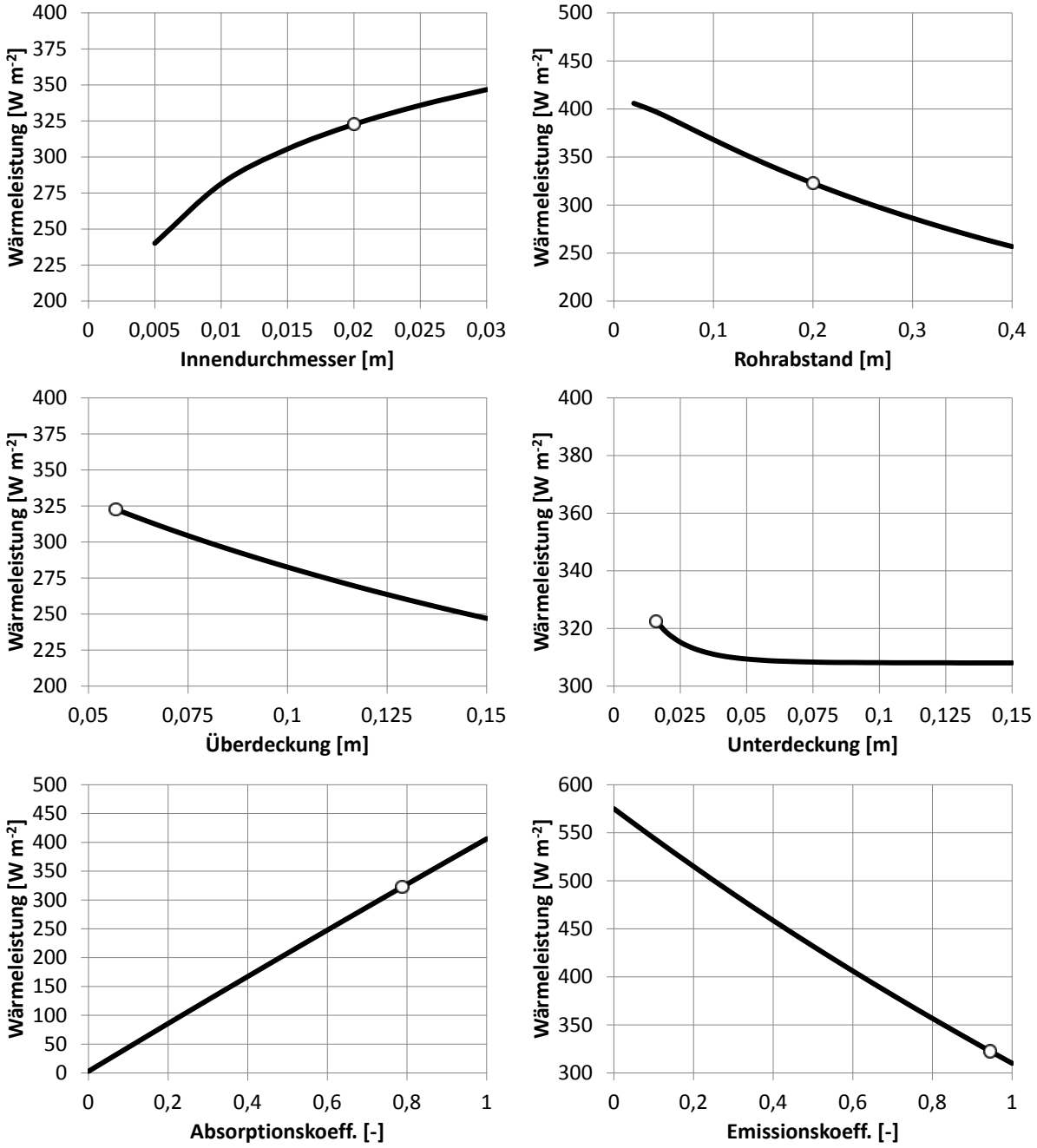


Abb. 26: Singuläre Parametervariation Teil 2; Konstruktion; Punkt ist Referenz (Tanzer et al. 2017)

Die Parametervariation zeigt aber auch, dass das gewählte Referenzdesign keine großen Abweichungen zu den Maxima hat. Dabei ist zu bedenken, dass der Emissions- und Absorptionskoeffizient und die Wärmeleitfähigkeit des Absorbers (Beton) in dieser Arbeit vorgegeben sind als feste Randbedingung. Für die Über- und Unterdeckung ist

der minimal zulässige, konstruktive Wert gewählt. Das Rohr (Material und Dimension), der Rohrabstand und die Fließgeschwindigkeit ergeben sich aus der Wirtschaftlichkeit, siehe Kap. 4.8. (Tanzer et al. 2017)

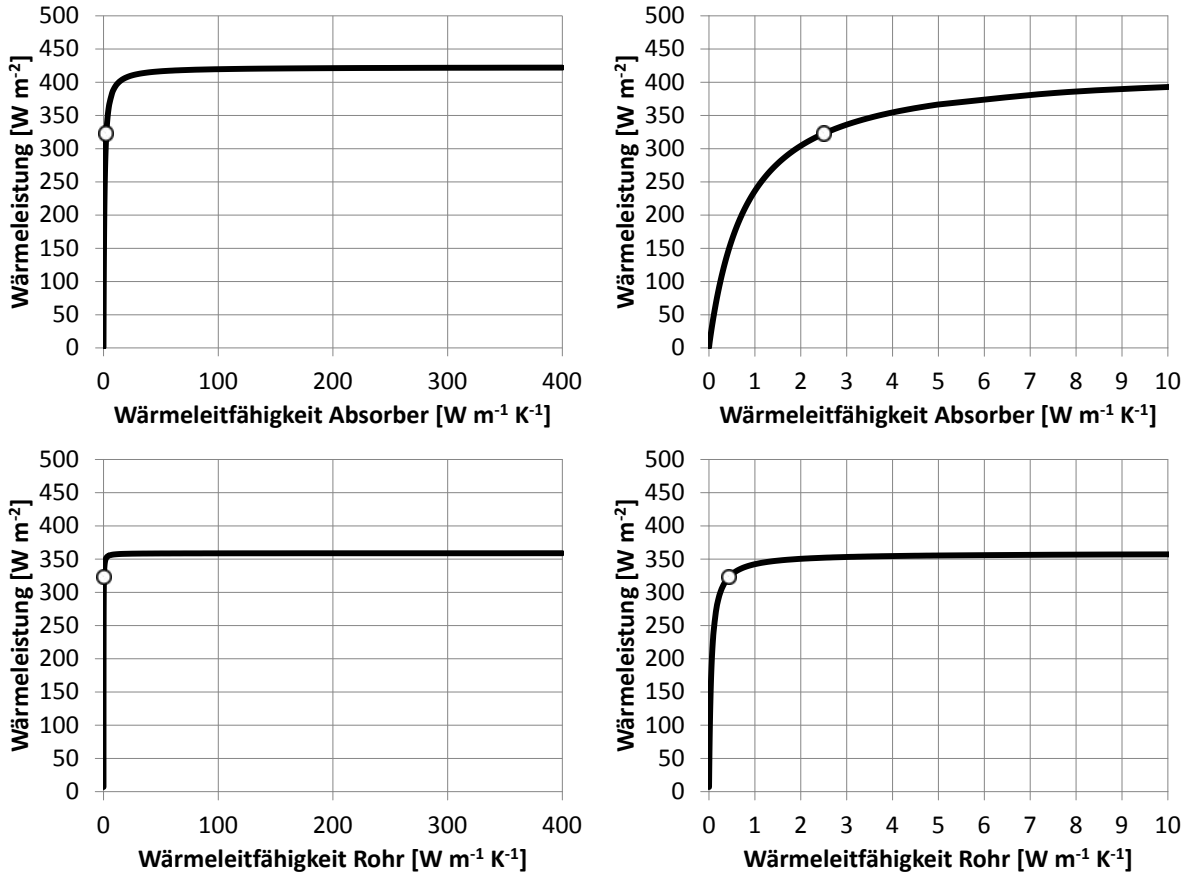


Abb. 27: Singuläre Parametervariation Teil 3; Materialeigenschaften; Punkt ist Referenz (Tanzer et al. 2017)

4.7.3 Potentialabschätzung selektiver Oberflächenbeschichtung

„In der Kombination der aktivierten Fassade mit einer Wärmepumpe wird die Temperatur des Wärmeträgers mindestens auf Taupunktniveau gehalten. Tiefere Temperaturen werden aufgrund der Vorgabe eines frostfreien Betriebs ausgeschlossen. Für eine Weiterentwicklung des Massivabsorbers durch Anwendung selektiv beschichteter Oberfläche ist abzuschätzen, welche Wärmeertragssteigerung möglich wäre. Für eine konservative Analyse wird der in Kap. 4.8.6 ausgewählte Massivabsorber mit anthrazitfarbener Oberfläche weiter untersucht.

Die Berechnungen werden analog zu den Wärmebedarfsberechnungen in Kap. 4.8.3 anhand der Elementarzelle vorgenommen. Die dort gewählten Randbedingungen für Strahlung und Temperaturen werden übernommen. Die Analyse umfasst die in Tabelle 12 aufgeführten optischen Eigenschaften. Darin wird u.a. nach den von Duta et al. (2014, 551) beschriebenen real möglichen Beschichtungsmaterialien für Flachkollektoren variiert. Die Materialien basieren jeweils auf Aluminiumoxid, das durch Zufuhr weiterer, zumeist metallischer Oxide in der Gitterstruktur für die Veränderung der Koeffizienten sorgt.

Tabelle 12: Parametervariation zur Bestimmung der Einflüsse von Strahlungskoeffizienten auf den spezifischen Jahreswärmeertrag. *Kursive* Variantendaten nach Duta et al. (2014, 551); Varianten nach Leonhardt und Sinnesbichler (2000, 7) mit Zusatz „IBP" (Tanzer et al. 2017)

Variante	$\alpha_{Str,kw}$ [-]	ε_{Abs} [-]	S [-]	$\Delta T_{Fl,EZ}$ [K]	$q_{Fl,Winter}$ [kWh m^{-2}]	$q_{Fl,Sommer}$ [kWh m^{-2}]	q_{Fl} [kWh m^{-2}]
A (1)	0,32	0,18	1,8	0,106	800	484	1284
A/AO (2)	0,29	0,14	2,1	0,105	835	515	1350
A/Fe_2O_3	0,54	0,16	3,4	0,142	883	557	1440
A/AO/ Fe_2O_3	0,63	0,15	4,2	0,156	920	589	1509
A/AO/ Fe_2O_3/Au	0,62	0,05	12,4	0,164	1029	689	1718
A/AO/ Fe_2O_3/Au / TiO_2	0,65	0,07	9,3	0,167	1014	676	1690
A/V_2O_5	0,55	0,23	2,4	0,137	810	493	1303
A/AO/ V_2O_5	0,41	0,12	3,4	0,125	891	564	1455
A/AO/ V_2O_5/Au	0,52	0,17	3,1	0,138	867	542	1409
A/AO/ V_2O_5/Au/ TiO_2	0,53	0,14	3,8	0,142	902	574	1476
A/CuS	0,95	0,36	2,6	0,184	783	472	1255
A/AO/CuS	0,79	0,58	1,4	0,141	518	265	783
A/AO/CuS /Au	0,75	0,23	3,3	0,167	866	542	1408
A/AO/CuS /Au /TiO_2	0,69	0,2	3,5	0,161	882	556	1438
Referenz (anthrazit)	**0,788**	**0,945**	**0,8**	**0,111**	**221**	**91**	**312**
Var (3)-Eps (4)-1	0,788	0,1	7,9	0,185	1020	680	1700
Var-Eps-2	0,788	0,2	3,9	0,175	909	580	1489
Var-Eps-3	0,788	0,4	2,0	0,157	697	399	1096
Var-Eps-4	0,788	0,6	1,3	0,139	498	252	750
Var-Eps-5	0,788	0,8	1,0	0,122	320	145	465
Var-Abs (5)-1	0,9	0,945	1,0	0,126	250	109	359
Var-Abs-2	0,6	0,945	0,6	0,085	174	63	237
Var-Abs-3	0,4	0,945	0,4	0,057	124	39	163
Var-Abs-4	0,2	0,945	0,2	0,029	77	22	99
Var-EpsAbs-1	0,6	0,6	1,0	0,112	447	212	659
Var-EpsAbs-2	0,4	0,4	1,0	0,100	591	310	901
Var-EpsAbs-3	0,2	0,2	1,0	0,086	746	437	1183
Hellgrau (IR) (6) (IBP) (7)	0,48	0,58	0,8	0,096	434	200	634
Blau (IR) (IBP)	0,56	0,49	1,1	0,116	544	277	821
Rot (IR) (IBP)	0,64	0,59	1,1	0,119	468	227	695

(1) „A" ist Al_2O_3
(2) „AO" ist Al_2O_3 mit veränderter Gitterstruktur
(3) Variation
(4) thermischer Emissionskoeffizient
(5) solarer Absorptionskoeffizient
(6) Infrarotoptimiert
(7) Fraunhofer-Institut für Bauphysik (IBP)

Wichtig: die Wahl dieser Beschichtungen ist nur beispielhaft, um die Größenordnungen wiederzugeben. Für Betonoberflächen ist noch keine derartige Beschichtungstechnik bekannt. Darüber hinaus werden der thermische Emissions- und der solare Absorptionskoeffizient, ausgehend vom Referenzdesign mit anthrazitfarbener Oberfläche, jeweils einzeln und kombiniert variiert sowie Farbanstricheigenschaften für Fassaden nach Leonhardt und Sinnesbichler (2000, 7) untersucht“ (Tanzer et al. 2017).

Die Selektivität S [-] ist das Verhältnis des solaren Absorptionskoeffizienten $\alpha_{Str,kw}$ und des thermischen Emissionskoeffizienten ε_{Abs} :

$$S = \frac{\alpha_{Str,kw}}{\varepsilon_{Abs}} \tag{4.57}$$

Im Vorfeld wird nach Kap. 4.8.2 die Temperaturdifferenz des Fluids (Ein- und Austritt) der Elementarzelle im Auslegungspunkt bestimmt, die sich durch die Koeffizientenvariation ändert. In der dynamischen Jahresberechnung wird der Durchfluss nach dieser Temperaturdifferenz geregelt. Die sich ergebenden Regelungstemperaturdifferenzen $\Delta T_{Fl,EZ}$ sind ebenfalls in Tabelle 12 aufgeführt.

Die Berechnungen können in eine Sommer- und Winterphase eingeteilt werden. Während in der Sommerphase das Temperaturprofil eines angedachten Wärmespeichers maßgebend ist, wird das Massivabsorberverhalten während der Heizperiode durch die Taupunkttemperatur und den Wärmepumpenbetrieb bestimmt, siehe zur weiteren Erläuterung des Verfahrens Kap. 4.8.

Abb. 28 zeigt geordnet nach den Strahlungskoeffizienten die Wärmeertragssteigerung $q_{Fl}/q_{Fl,Referenz}$ gegenüber dem Referenzanstrich. In beiden Fällen verbessert sich durch eine Reduzierung des Emissionskoeffizienten der spezifische Wärmeertrag, jedoch mit verstärkten Auswirkungen im Sommer. Während dieser Zeit wird der Massivabsorber auf einem höheren Temperaturniveau betrieben, wonach die Strahlungsverluste an die Umgebung größer ausfallen. Während der Heizperiode ist der Unterschied zwischen Oberflächentemperatur zur Himmels- und Umgebungstemperatur geringer, wodurch die Verringerung der Strahlungsverluste einen kleineren Effekt auf den Wärmeertrag hat.

Wird der Absorptionskoeffizient von 0,788 (Referenz) auf 0,9 erhöht, ist für die Heizperiode eine Wärmeertragssteigerung von 13,1 % möglich; in der Sommerphase 19,8 %.Wird der Emissionskoeffizient von 0,945 (Referenz) auf 0,8 reduziert liegt die Steigerung in der Heizperiode bei 44,8 % und in der Sommerphase bei 59,3 %. Wird anstatt dem vergleichsweise dunklen, anthrazitfarbenen Anstrich der Referenz der hellgraue Anstrich mit den Daten nach Leonhardt und Sinnesbichler (2000, 7) verwendet, steigert sich der Wärmeertrag im Winter um 96,4 % und im Sommer um 119,8 %. Für den roten Farbanstrich erhöht sich der Ertrag gegenüber der Referenz im Winter um 111,8 % und im Sommer um 149,5 %.

Die Analyse zeigt, dass auch bei Massivabsorbern mit dem Ziel diese auf niedrigem Temperaturniveau zu betreiben eine selektive Beschichtung oder ein selektiv wirkender Farbanstricht zu deutlichen Wärmeertragssteigerungen führen kann. Weitere Untersuchungen sind dahingehend notwendig, speziell im Betrieb mit Wärmepumpen.

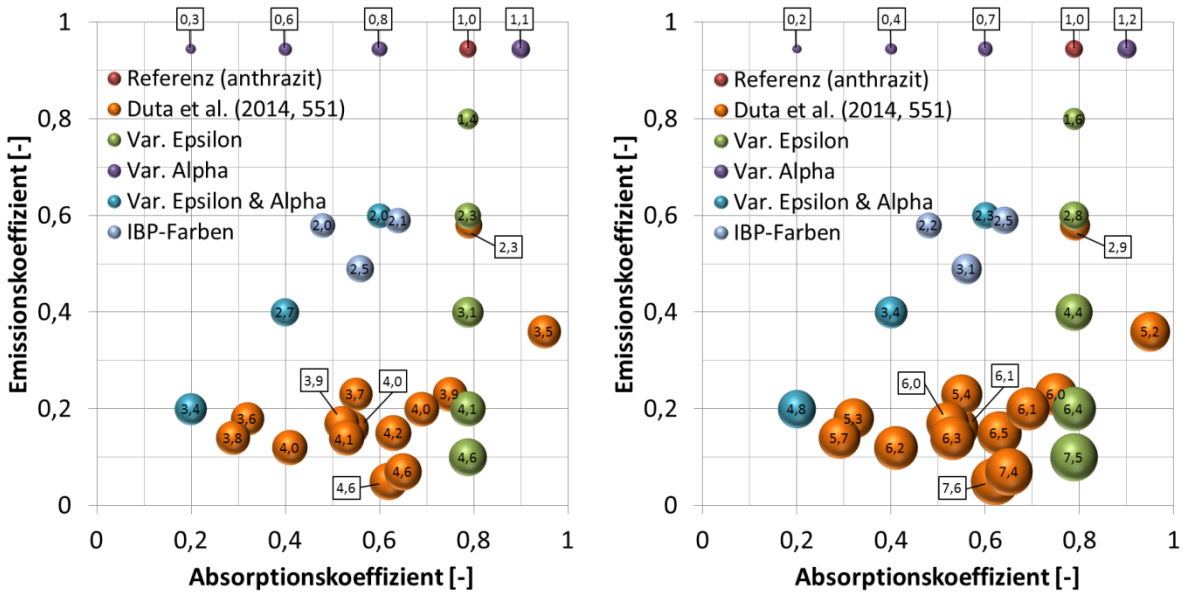


Abb. 28: Wärmeertragssteigerung bei Anpassung der Strahlungskoeffizienten gegenüber der Referenz; links: Heizperiode; rechts: Sommerphase; „IBP-Farben" nach Leonhardt und Sinnesbichler (2000, 7). (Tanzer et al. 2017)

4.8 Leistungs- und Kostenanalyse

„Die Sensitivitätsanalyse aus Kap. 4.7 zeigt kostenunabhängig den Einfluss der Konstruktionsparameter auf die Wärmeleistung. Ein Massivabsorber mit der energetisch besten Konstruktion muss aber nicht der wirtschaftlichsten Variante entsprechen. Sowohl die Investitionskosten als auch die aufzuwendenden Kosten für den Betrieb sind Kriterien, die die Verwendung dieses Kollektortyps sinnvoll machen können oder nicht. Damit die Berechnung der Systemvarianten mit einem geeigneten Massivabsorber durchgeführt werden kann, wird eine Voruntersuchung durchgeführt. Dadurch reduziert sich Anzahl und Rechenaufwand für die Systemvarianten, ohne die Aussagekraft der Ergebnisse zu mindern.

Die Analyse erfolgt an kleinen Teilstücken, im Weiteren als Elementarzellen (EZ) bezeichnet, mit einer festen Länge von 1 m mit mittig darin verlaufendem Rohr zur Wärmeübertragung, ebenfalls mit der Länge 1 m. Dementsprechend gering ist die Temperaturänderung des Fluids. Die Berechnungsergebnisse können so weitgehend unabhängig von der logarithmischen Temperaturdifferenz zwischen Kollektor und Wärmeträger miteinander verglichen werden. Koschenz

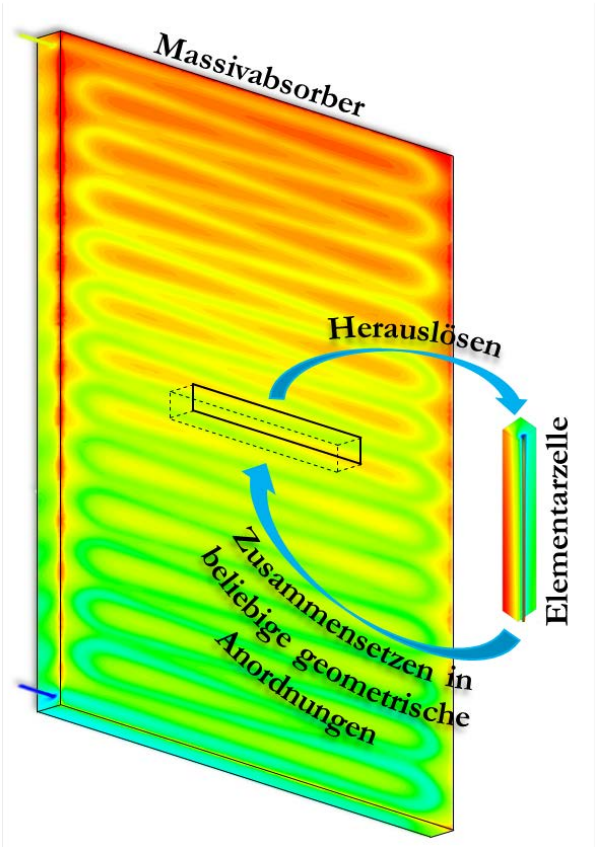


Abb. 29: Darstellung einer halben Elementarzelle als Teil eines vollständigen Massivabsorbers (Tanzer et al. 2017)

und Lehmann (2000, 26) zeigen, wie sich durch Stückelung der Wegstrecke die Diskrepanz zwischen logarithmischer und arithmetischer Temperaturdifferenz verkleinert. Zudem sind die Elementarzellen unabhängig von einer späteren Verlegeart. Abb. 29 verdeutlicht eine Elementarzelle als Ausschnittelement des ganzen Massivabsorbers.

Um die Kosten für Konstruktion und Betrieb zusammengefasst in der Analyse bewerten zu können, wird die Annuitätenmethode angewandt, siehe Anhang B. Hierzu wird der dynamischen Berechnung der Massivabsorbervarianten ein für den Einsatzzweck sinnvolles Betriebsszenario zugrunde gelegt. Der zeitliche Ablauf wird später im Verlauf durch die Systemberechnung bestätigt. Die verbrauchsgebundenen Kosten, die sich aus der Betriebsannahme ergeben, sind deshalb nur für einen Vergleich untereinander geeignet; sie erlauben keine abschließende Aussage über Leistungswerte des Massivabsorbers innerhalb eines komplexen Heizsystems. Dies bleibt der späteren Systemrechnung vorbehalten. In Abb. 30 ist der Ablauf des hier vorgestellten Verfahrens visualisiert […]“ (Tanzer et al. 2017).

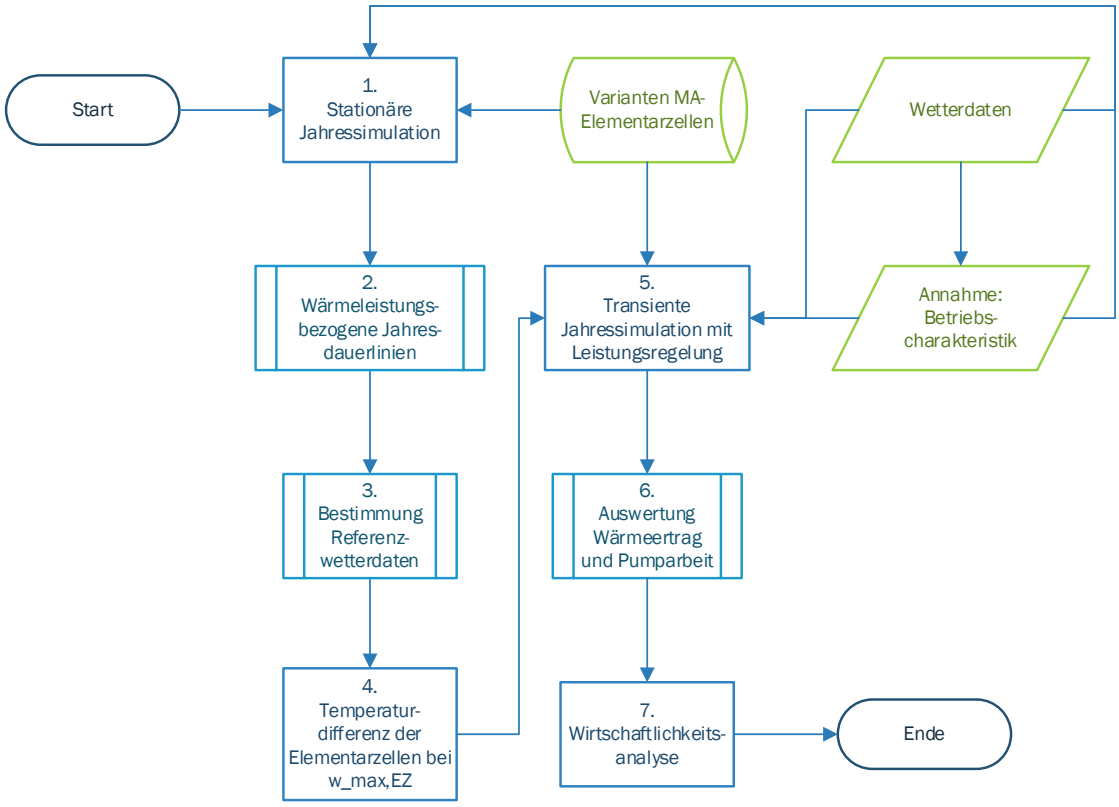


Abb. 30: Ablaufdiagramm zur Bestimmung der wirtschaftlichen Massivabsorberkonstruktion (Tanzer et al. 2017)

Zu Beginn wird festgelegt, welche Varianten verglichen werden sollen. Aus dem Parametersatz wird ein Sampling erstellt, um effizient das gesamte Variantenspektrum abzubilden, siehe Kap. 4.8.1. Über einen Referenzwetterdatensatz und zusammen mit einer *vorläufig angenommenen* Betriebscharakteristik werden die Randbedingungen für die Massivabsorber-Elementarzellen festgelegt. Die Betriebscharakteristik wird angenommen für einen Betrieb mit Speicherladung im Sommer und mit einem Wärmepumpenbetrieb im Winter, bei dem die Taupunkttemperatur nicht unterschritten wird. Bei der Auslegung eines Massivabsorberbauteils zum Einsatz innerhalb eines Heizsystems, würde eine bestimmte Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt in der Regelung festlegt wer-

den. Für die Elementarzelle ist dies nicht möglich, da der spätere Zusammenschluss mehrerer Elementarzellen zu *einem* Massivabsorber noch offen ist. Für jede Elementarzelle muss daher vorab ihre eigene Temperaturdifferenz unter vorgegebenen Randbedingungen, dem Auslegungszustand, bestimmt werden, siehe Kap. 4.8.2. Der Datensatz der Varianten wird infolgedessen um diesen zusätzlichen Parameter ergänzt. Damit liegen alle notwendigen Randbedingungen für eine dynamische Berechnung vor und es können mit dem zugrunde gelegten Betriebsszenario die erzielbaren Wärmeerträge und der hydraulische Aufwand bestimmt werden, siehe Kap. 4.8.3. Mit den gewonnenen Daten für die Elementarzellen kann mit den konstruktiven Nebenbedingungen ein passender Massivabsorber mit unterschiedlichen geometrischen Ausführungen zusammengestellt werden, siehe Kap. 4.8.4. Aus den Abmessungen und der Bauform sowie dem erforderlichen Hilfsenergiebedarf können die erwarteten Gesamtkosten bestehend aus Investitions- und Betriebsaufwand für Hilfsenergie ermittelt werden, Kap. 4.8.5. Die Kosten werden bewertet und ein wirtschaftlicher Vergleich der Varianten wird gezogen, siehe Kap. 4.8.6.

4.8.1 Elementarzellenvariation

„Die Elementarzellen werden in vier voneinander unabhängigen Parametern variiert: der Rohrinnendurchmesser, der Rohrabstand – gleichbedeutend mit der EZ-Breite –, die Strömungsgeschwindigkeit und das Rohrmaterial bzw. die Wärmeleitfähigkeit der Rohre. Die übrigen Parameter bleiben konstant. Der Massivabsorber als Teil der Fassade wird aus Beton gefertigt und demnach werden die Stoffeigenschaften nicht verändert. Weil es sich um eine nicht-selektiv beschichtete Oberfläche handelt, bleibt der Emissionskoeffizient unverändert. Der solare Absorptionskoeffizient erhält für eine anthrazite Farbgebung einen unter allen Varianten konstanten Wert. Unter den gemessenen Farbvarianten, Kap. 4.3.2, weist sie mit 0,788 den höchsten Wert der Absorptionskoeffizienten auf. Abhängig vom Rohrinnendurchmesser wird die Über- und Unterdeckung der Rohre der Elementarzellen definiert. Die Plattendicke wird immer minimal gewählt, entsprechend der geforderten Mindestdeckung der Stahlarmierung. Die Konstruktion eines Massivabsorbers als fassadenintegriertes Bauteil basiert auf dem Konzept einer Fassade in Sandwich-Element-Bauweise. Die Trag- und Dämmschale bleiben dabei vom Massivabsorber unbeeinflusst. Damit die Vorsatzschale bzw. der Massivabsorber Halt findet, wird sie, wie in Kap. 4.3.3 beschrieben, über Ankerhaken durch die Wärmedämmung hindurch mit der tragenden Wand verbunden. Je größer die Einzelfläche des vorgehängten Elements ist, desto mehr dieser Anker werden benötigt, um die Masse des Elements sicher zu tragen. Die Durchdringung der Wärmedämmung sorgt punktuell für Wärmebrücken, die nach Möglichkeit zu reduzieren sind. Dies wird hier vernachlässigt.

Der Massivabsorber selbst wird durch eine Stahlbewehrung etwa mittig in der Betonschicht statisch stabil angeordnet. Sie bietet Schutz vor Zugspannung, die durch thermische Einflüsse oder die Aufhängungen entstehen können. Weil der Massivabsorber den sichtbaren Teil der Außenwand bildet, ist die Optik ein durchaus wichtiger Faktor. Die angesetzte Stahlbewehrung besteht je nach statischen Anforderungen aus z.B. über Kreuz liegenden Baustahlstangen. Für die Konstruktion des Massivabsorbers wird ein Bewehrungsgitter mit jeweils 8 mm starken Stahlstangen verwendet. Diese Bewehrungsart wird für übliche Vorsatzschalenelemente verwendet. Die Mindestbetondeckung [wird] nach DIN EN 1992-1-1:2011-01 [gewählt]. Für Bauteile der Expositionsklasse XC4, welche sowohl Regen und Trockenheit ausgesetzt sind (DIN EN 1992-1-1/NA:2013-04,

16) sind Betone der Festigkeit ≥ C35/45[33] einzusetzen. Die ermittelte Mindestbetondeckung liegt bei c_{min} mit 25 mm. Um Schwankungen im Herstellungsprozess zu berücksichtigen, wird c_{min} um einen Zuschlag von 5 mm erhöht. Somit beträgt der resultierende Rechenwert 30 mm. Die Mindestüberdeckung der Bewehrung muss nur in Richtung der nach außen gewandten Oberfläche eingehalten werden. Zum Gebäudeinneren gerichtet darf die Überdeckung der Rohre mit Beton unterschritten werden, da etwaige Rissbildungen dort nicht sichtbar sind. In der Mindestüberdeckung dürfen i.d.R. keine weiteren Bauteile, die den Bewehrungsschutz unterbrechen könnten, eingesetzt werden; eine bauaufsichtliche Zulassung ist im Einzelfall zu prüfen.

Beispiel: Eine Vorsatzschale mit einer Stärke von 7 cm besitzt eine 3,0 cm starke frontseitige Betonschicht, die die Fassadenoberfläche bildet. Darunter wird ein kreuzförmiges Bewehrungsgitter mit einer Gesamtstärke von 1,6 cm eingesetzt. Damit bleiben noch 2,4 cm für die Rückseite bzw. die Unterdeckung übrig. In diesen 2,4 cm können Rohre eingesetzt werden mit denen ein Massivabsorberbetrieb ermöglicht wird. Ist der Rohraußendurchmesser größer, muss die Unterdeckung mindestens auf das Rohrmaß erhöht werden. Die Überdeckung beinhaltet den halben Rohrdurchmesser, die Stärke der Bewehrung und die frontseitige Betondeckung“ (Tanzer et al. 2017).

Die Berechnung der Betonüberdeckung wird für die Elementarzellen folgendermaßen festgelegt:

$$d_f = \frac{D_a}{2} + (2 \cdot 0{,}008\ \text{m}) + 0{,}03\ \text{m} \tag{4.58}$$

Für die Unterdeckung gilt:

$$\frac{D_a}{2} + 0{,}005\ \text{m} + d_f < 0{,}07\ \text{m};\ d_b = 0{,}07 - d_f \tag{4.59}$$

bzw.:

$$\frac{D_a}{2} + 0{,}005\text{m} + d_f \geq 0{,}07\text{m};\ d_b = \frac{D_a}{2} + 0{,}005\text{m} \tag{4.60}$$

Für jede Konstruktion wird die Gesamtdicke eines Massivabsorbers so bestimmt, dass sie mindestens 7 cm ist bzw. das Rohr eine rückseitige Mindestbetonunterdeckung von 5 mm hat.

Alternativ zur Stahlbewehrung sind in der Betontechnik Verfahren bekannt textile, korrosionsresistente Materialien einzusetzen. Für textil verstärkten Beton bietet z.B. Brameshuber (2006) nähere Informationen. Die weitere Analyse beschränkt sich auf stahlbewehrten Beton, da hierfür bereits bauliche Genehmigungen für Vorsatzschalenelemente vorliegen.

Zusammengefasst zeigt Tabelle 13 wie sich die Elementarzellenvarianten zusammensetzen. Kombinationen, bei denen der Rohrabstand für den Rohraußendurchmesser zu klein ist, werden ausgeschlossen.

[33] Die Abkürzung der Festigkeitsklasse für Beton C35/45 steht für eine Zylinderdruckfestigkeit von 35 N mm^{-2} und einer Würfeldruckfestigkeit von 45 N mm^{-2}

Diese sind bezogen auf Tabelle 13:

- $\forall(3\ \text{mm} \leq D_i < 8\ \text{mm}) \Rightarrow d_x \geq 10\ \text{mm}$
- $\forall(8\ \text{mm} \leq D_i < 20\ \text{mm}) \Rightarrow d_x \geq 25\ \text{mm}$
- $\forall(20\ \text{mm} \leq D_i) \Rightarrow d_x \geq 50\ \text{mm}$

Tabelle 13: Parametervariation (Tanzer et al. 2017)

Nr.:	Rohrmaterial	$w_{max,EZ}$ [m s^{-1}]	D_i [mm]	d_x [mm]
1	Polypropylen (PP)	0,1	3	10
2	Verbundrohr	0,5	8	25
3	Stahl	1	12	50
4	Kupfer	1,5	16	100
5		2	20	150
6			26	200
7				250

Der Rohraußendurchmesser wird nach Gl. 4.56 berechnet. Die Rauigkeit der Rohre bleibt unverändert, auch wenn die Rohrmaterialien nicht konstant bleiben. Verein Deutscher Ingenieure (2013, 1224) zeigt, dass Kunststoffrohre, darunter Rohre aus PP und Verbundrohre mit einem Innenrohr aus Kunststoff eine absolute Rauigkeit bis zu 0,0015 mm aufweisen. Dies gilt ebenso für Rohre aus Kupfer. Lediglich Stahlrohre erreichen in neuem Zustand einen höheren Wert von bis zu 0,04 mm. In der Variantenbetrachtung wird für alle Rohre der gleiche Wert angesetzt, da der Einfluss vernachlässigbar ist, wie Abb. 23 belegt. Für den solaren Absorptionskoeffizienten und den Emissionskoeffizienten werden die Messwerte für anthrazitfarben gestrichene Betonoberflächen verwendet, siehe Abb. 113 in Anhang A. Der Gesamt-U-Wert der Rückwand entspricht mit 0,21 W m^{-2} K^{-1} den Anforderungen der EnEV 2016 (30) und die rückseitige Raumtemperatur wird konstant auf 20 °C festgesetzt. Die Rohre werden von stahlarmiertem Beton umschlossen; ρ_{Beton} mit 2400 kg m^{-3}, c_{Beton} mit 1000 J kg^{-1} K^{-1} und λ_{Beton} mit 2,5 W m^{-1} K^{-1}, wie in DIN EN ISO 10456:2010-05 (15) angegeben. Folglich sind insgesamt 700 Elementarzellenkonfigurationen zu untersuchen.

4.8.2 Konstruktionsabhängige Temperaturdifferenzen von Elementarzellen

Zur Nachbildung des Regelungsverhalten des Massivabsorbers in der dynamischen Simulation, wird der Volumenstrom der Elementarzellen abhängig von der Temperaturspreizung angepasst. Dazu wird diese Temperaturdifferenz der Elementarzellen $\Delta T_{Fl,EZ}$ bestimmt, welche auf dem angenommenen Jahresprofil für den Betrieb basieren, siehe Abb. 31. Dieses Jahresprofil ist eingeteilt in einen Winter- und Sommerbetrieb. Der Winterbetrieb erstreckt sich von Anfang Oktober bis Ende April. Die Sommermonate füllen den übrigen Zeitraum. Für die Heizperiode wird eine Mindesteintrittstemperatur in die Massivabsorber von wenigstens -5 °C bzw. die Taupunkttemperatur angenommen. Der Wetterdatensatz für München (Flughafen) ist zugrunde gelegt. Die Austrittstemperatur liegt 5 K höher. Für die Sommermonate ist vereinfachend ein Speicherladeprofil angenommen, das sich jeden Monat um 5 K erhöht. Die Eintrittstemperatur in einen Massivabsorber ist vereinfacht auf die Speichertemperatur festgelegt. Eine Plausibilitätskontrolle des Profils und der sich daraus ergebenen Durchflüsse bzw. hydraulischen Arbeit kann Tanzer et al. (2017, 326f.) entnommen werden.

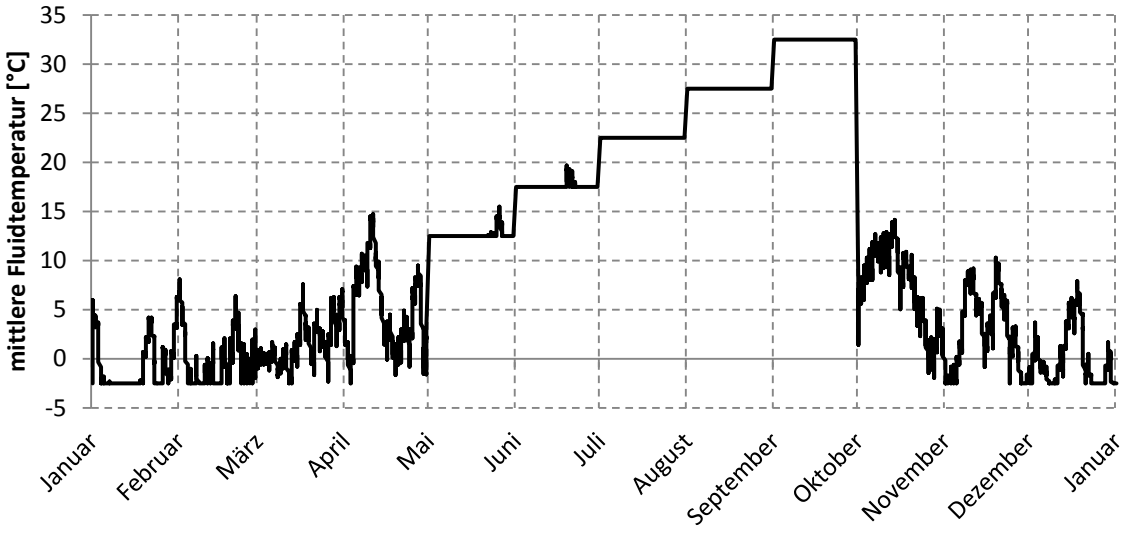


Abb. 31: Angesetztes Jahresprofil zur Berechnung der Massivabsorber-Elementarzellen.

„Jeder ganze Massivabsorber wird auf die erwähnte Solltemperaturdifferenz von 5 K geregelt. Die zu berechnenden Elementarzellen werden als zentrales Element angeordnet, wie in Abb. 29 dargestellt. So kann die mittlere Fluidtemperatur für die Berechnungen als Randbedingung der Berechnung angesetzt werden und nicht die Eintrittstemperatur, da sie je nach Temperaturspreizung der Elementarzellen unterschiedlich wäre.

Das verwendete Jahresprofil für München liefert eine stundengenaue Auflösung, sowohl indirekt von der mittleren Fluidtemperatur – abhängig von der Taupunkttemperatur – als auch von der übrigen, für die Kollektorberechnung notwendigen Umweltdaten, wie Strahlung oder Windgeschwindigkeit. Die Grunddaten des Wetterdatensatzes werden auf eine vertikale, südorientierte Fläche umgerechnet. Die horizontalen Strahlungsdaten des Datensatzes können nach Perez et al. (1987) auf beliebige Einstrahlwinkel abgewandelt werden. Die Windgeschwindigkeit an Gebäudefassaden bzw. der daraus resultierende erzwungene, konvektive Wärmeübergangskoeffizient wird mit dem empirischen Ansatz von Loveday und Taki (1996) erzeugt.

Für jede Elementarzellekonfiguration ergibt sich abhängig von den Umwelteinflüssen eine mehr oder minder starke Erwärmung des Fluids. Entsprechend ist die Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt stets unterschiedlich. Die im Jahresverlauf auftretende maximale Temperaturdifferenz wird über eine stationäre Berechnung der stündlichen Wärmeleistung der Elementarzellen erreicht, da das festgelegte Jahresprofil für jede Simulationsstunde unterschiedliche Randbedingungen und damit auch eine unterschiedliche Erwärmung des Fluids liefert“ (Tanzer et al. 2017). Dies bietet eine hohe Variation möglicher Umgebungsbedingungen.

In Anlehnung an Schneider und Schnaus (1936, 54f.) wird bis zu 2/3 der Maximalleistung die Spreizung von 5 K festgelegt. Für Wärmeleistungen des Massivabsorbers oberhalb dieser 2/3 wird eine größere Spreizung des Fluids akzeptiert, unterhalb davon wird die Temperaturdifferenz entsprechend geregelt. Durch die Analyse unterschiedlicher Konfigurationen des Massivabsorbers ergeben sich nach Tanzer et al (2017, 129) Referenzumweltbedingungen, die mit guter Übereinstimmung bei allen Variationen 2/3 der Spitzenleistung erreichen. Die Werte sind in Tabelle 14 aufgeführt.

Tabelle 14: Referenzumweltbedingungen; Stunde 8005, des Meteonormdatensatzes für München Flughafen (Tanzer et al. 2017, 129)

Beschreibung	Parameter	Wert [Einheit]
Horizontale Globalstrahlung	G_{hor}	283,58 [W m^{-2}]
Globalstrahlung Südfassade	$G_{Süd}$	655,46 [W m^{-2}]
Außenlufttemperatur	T_a	-0,18 [°C]
Himmelstemperatur	T_{Sky}	-20,99 [°C]
Taupunkttemperatur	T_{Tau}	-4,64 [°C]
Freie Windgeschwindigkeit	u	1,55 [m s^{-1}]
Windrichtung (0° ist Nord, 90° ist Ost, usw.)	δ_{Wind}	299,5 [°]
Erzwungener Wärmeübergangskoeffizient nach Loveday und Taki (1996)	$\alpha_{Loveday}$	7,52 [W m^{-2} K^{-1}]
Mittlere Fluidtemperatur der Elementarzelle	$T_{m,Fl}$	-2,14 [°C]

In Summe werden 175 Elementarzellenkonfigurationen mit jeweils vier unterschiedlichen Wärmeleitfähigkeiten für das Rohrmaterial analysiert. Die daraus folgenden 700 Varianten können mit Kenntnis der Randbedingungen des Referenzzeitpunkts stationär berechnet werden. Für jede einzelne Variante folgt daraus eine Temperaturdifferenz, die als Regelungsgrenzwert der EZ für die folgende dynamische Simulation verwendet werden kann.

4.8.3 Hydraulische Arbeit und Wärmeenergie durch dynamische Simulation

Die abschließende Bewertungsgrundlage aller Varianten bilden die Investitionskosten zusammen mit den Bedarfskosten als Aufwand und die gewonnene Wärmeenergie als Nutzen. Die Bedarfskosten werden nur über die hydraulische Arbeit bestimmt. Die Gesamtmenge an hydraulischer Arbeit, aber auch die Wärmeenergie über den Betrachtungszeitraum wird kumuliert und folgt aus der dynamischen Elementarzellen-Simulation. Die kumulierte, hydraulische Arbeit $W_{hyd,kum}$ [W s] berechnet sich nach:

$$W_{hyd,kum} = \int_{t_{Start}}^{t_{Ende}} \Delta p \cdot \dot{V} \mathrm{d}t \tag{4.61}$$

worin t [s] die Zeit mit den Indizes „Start“ und „Ende“ für Anfang und Ende des Betrachtungszeitraums steht. Δp [Pa] ist der Druckverlust und $\dot{V}$ [m^3 s^{-1}] der Volumenstrom durch den Massivabsorber. Zusammen mit dem Wirkungsgrad der Pumpe η_{Pump} und des Motors η_{Motor} kann auf die elektrische Antriebsenergie umgerechnet werden:

$$W_{Pump,kum} = \frac{W_{hyd,kum}}{\eta_{Pump} \cdot \eta_{Motor}} \text{ mit dem Ansatz } \left(\eta_{Pump} \cdot \eta_{Motor}\right) = 0{,}5 \tag{4.62}$$

Diese Umrechnung ist für Arbeit und Leistung identisch.

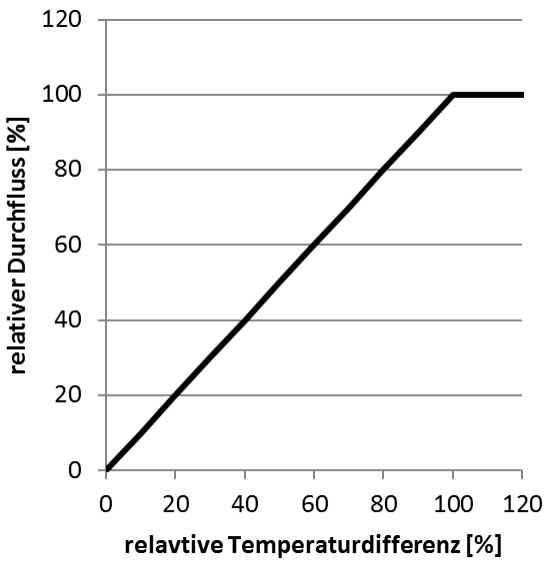


Abb. 32: Temperaturregelung Elementarzelle

„Die Regelung erfolgt qualitativ nach Abb. 32. Für jede Elementarzelle wird der Durchfluss konstant nachgeregelt, bis ihre maximal zulässige Temperaturdifferenz erreicht ist. Die Temperaturdifferenz des vorangegangenen Zeitschritts t_{n-1} wird im neuen Zeitschritt wieder aufgenommen und daraus der notwendige Durchfluss berechnet. Im jeweils aktuellen Berechnungszeitschritt t_0 wird dann dieser Durchfluss angewandt. Dies entspricht einer einfachen Proportionalregelung (P-Regler).

Mit Durchführung der dynamischen Berechnung ergibt sich für jede Variante ein den Abb. 33 bis Abb. 35 ähnlicher Verlauf. Hier dargestellt ist die Elementarzellevariante mit der internen Nummer 16 mit Verbundrohr. Tabelle 15 führt die zugehörigen Parameter auf.

Abb. 33 veranschaulicht, wie mit steigender mittlerer Fluidtemperatur in den Sommermonaten der Durchfluss nach und nach abnimmt, bis im Monat September (Stunde 5832 bis 6552) die vorgegebene mittlere Temperatur so hoch ist, dass kein positiver Wärmeertrag mehr möglich ist. Folglich lässt sich vereinfacht aussagen: je niedriger die Eintrittstemperatur in den Massivabsorber ist, desto näher kann der Durchfluss an seinem Maximum liegen und der höchste Ertrag erreicht werden“ (Tanzer et al. 2017).

Tabelle 15: Grundparameter der Elementarzellenvariante 16 (Tanzer et al. 2017)

Parameter	Variante 1
$w_{max,EZ}$ [m s^{-1}]	0,5
D_i [mm]	20
d_x [mm]	200
L [m]	1
d_f [mm]	56,9
d_b [mm]	15,9
α_{Abs} [-]	0,788
ε_{Abs} [-]	0,945
ρ_{Ma} [kg m^{-3}]	2400
c_{Ma} [J kg^{-1} K^{-1}]	1000
λ_{Ma} [W m^{-1} K^{-1}]	2,5
λ_R [W m^{-1} K^{-1}]	0,43

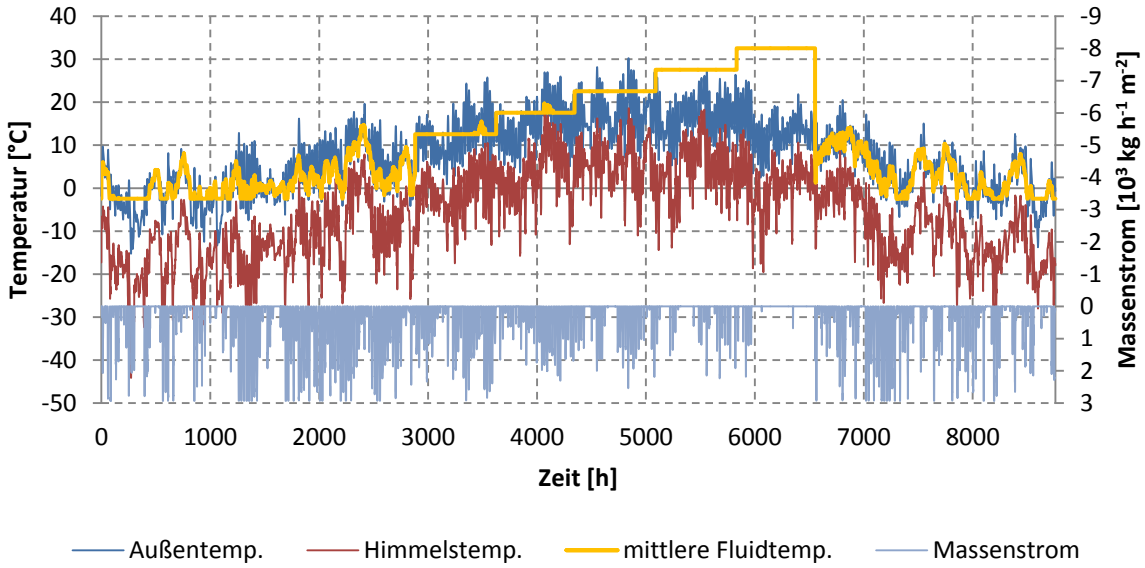


Abb. 33: dynamische Simulation von Elementarzellen-Variante 16; Temperaturrandbedingungen und geregelter Massenstrom (sekundäre Ordinate rechts in umgekehrter Wertereihenfolge) (Tanzer et al. 2017)

„Abb. 34 zeigt, wie in den Sommermonaten die Wärmeleistung fast kontinuierlich abnimmt. Wegen der vertikalen Ausrichtung kann die Elementarzelle in den Sommermonaten nicht von der hohen solaren Einstrahlung (auf die Horizontale) profitieren. Demnach fällt in der Mitte eines Jahres die Strahlungssumme (direkt und diffus) auf die niedrigsten Höchstwerte. Die Temperatur hingegen erreicht hier üblicherweise ihr Maximum. Unter diesen Umständen ist der direkte Kontakt des Absorbers mit der Außenluft von Vorteil, um vermehrt konvektiv Wärme zu gewinnen. Neben Abb. 34 zeigt Abb. 35, welcher Unterschied sich zwischen Aufwand und Nutzen ergibt. Der kumulierte Wärmeertrag eines Jahres, stets unter Beachtung des hinterlegten Betriebsszenarios, liegt bei 313,3 kWh m^{-2}. Der dazu nötige hydraulische Aufwand beträgt mit 155,5 Wh m^{-2} nur etwa 1/2000 davon. Mit einem angenommenen Gesamtwirkungsgrad für die Pumpe und deren elektrischen Antrieb von 0,50 beträgt der Pumpaufwand 311,0 Wh m^{-2}.

Die Zonen mit horizontalem Verlauf der umgesetzten Energien stellen Zeitabschnitte dar, in denen keine Wärme über den Massivabsorber gewonnen werden kann. Das Betriebsszenario gibt etwa ab Stunde 6000 die maximale Speichertemperatur mit der resultierenden Fluidtemperatur von 32,5 °C vor“ (Tanzer et al. 2017).

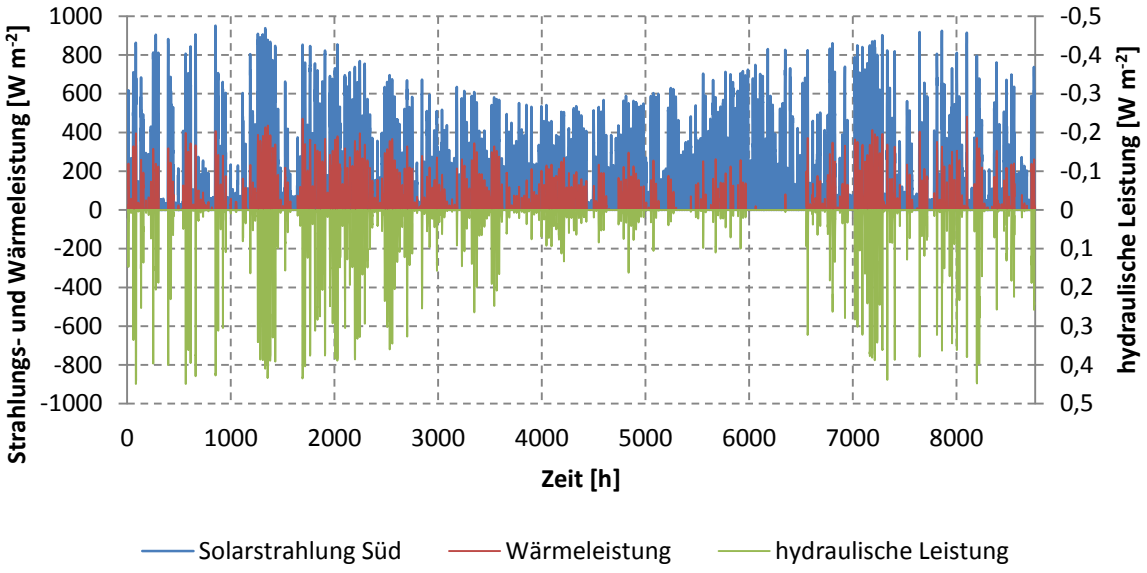


Abb. 34: dynamische Simulation von Variante 16; Strahlungsrandbedingung und momentane Wärme- und hydraulische Leistung (sekundäre Ordinate rechts in umgekehrter Wertereihenfolge) (Tanzer et al. 2017)

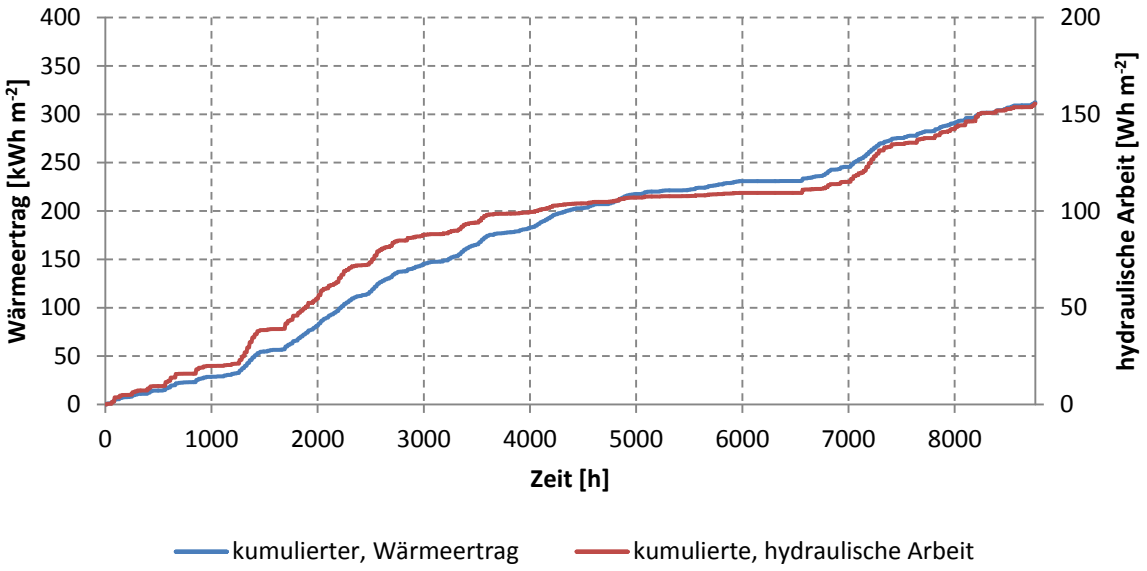


Abb. 35: dynamische Simulation von Variante 16; kumulierter Wärmeertrag und hydraulische Arbeit (Tanzer et al. 2017)

4.8.4 Gesamt-Massivabsorber und konstruktive Einschränkungen

„Mit den bisher durchgeführten Schritten ist ein umfassender Datensatz an möglichen Elementarzellenkonfigurationen erstellt. Mit der Bestimmung und Erweiterung der Regelungstemperaturdifferenz jeder EZ werden die hydraulische Arbeit und die Wärmeenergie berechnet.

Aus jeder Elementarzellenvariante können durch Aneinanderreihung eine Vielzahl an Gesamtmassivabsorbern erstellt werden. Vor allem die Verlegeart, ob parallel oder mäanderförmig, beeinflusst sowohl die Konstruktions- als auch die Betriebskosten. Vor diesem Hintergrund werden grundlegende Einschränkungen festgelegt, zusammenge-

fasst in Tabelle 16. Eine Festlegung betrifft die maximal zulässige Temperaturdifferenz des Fluids. Aus den zuvor ermittelten Temperaturdifferenzen der Elementarzellen über 1 m Länge kann über die maximale Temperaturdifferenz des Gesamtmassivabsorbers auf eine maximale Rohrlänge $L_{max,\Delta T}$ [m] geschlossen werden:

$$L_{max,\Delta T} = \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{EZ}} \cdot L_{EZ} \tag{4.63}$$

worin ΔT_{max} [K] die gewünschte Temperaturdifferenz des Fluids, ΔT_{EZ} [K] die Temperaturdifferenz der Elementarzelle und L_{EZ} [m] dessen Länge ist.

Aber gleichermaßen liegt eine Begrenzung für den maximal gewünschten Druckverlust des Gesamt-Massivabsorbers vor. Es folgt analog dazu:

$$L_{max,\Delta p} = \frac{\Delta p_{max}}{\Delta p_{EZ}} \cdot L_{EZ} \tag{4.64}$$

worin Δp [Pa] die Druckdifferenz (Druckverlust) ist.

Für einen Massivabsorber als Teil eines festgelegten Fassadenelements ist für die serielle Verlegeart der Grenzwert:

$$L_{max,seriell} = \min\left(L_{max,\Delta T}; L_{max,\Delta p}; \frac{A_{max,Fassade}}{d_x}\right) \tag{4.65}$$

worin $A_{max,Fassade}$ [m²] die maximal mögliche Fassadenelementfläche und damit die obere Begrenzung der möglichen Massivabsorberfläche ist.

Werden jedoch vertikale Einzelrohre verwendet, um den Massivabsorber abzubilden, folgt der Grenzwert zu:

$$L_{max,parallel} = \min\left(L_{max,\Delta T}; L_{max,\Delta p}; H_{max,Fassade} - 2 \cdot H_{min,Anschluss}\right) \tag{4.66}$$

Die parallelen Einzelrohre werden über Verteil- und Sammelleitung zu *einer* Konstruktion verbunden. Eine Begrenzung in der Breite ergibt sich über den Rohrdurchmesser dieser Verbindungsleitungen, wenn sie aufgrund ihres Durchmessers nicht mehr in der Vorsatzschale bzw. dem Massivabsorber integriert werden kann; in diesem Fall müssen die einzelnen senkrechten Rohre alternativ z.B. hinter dem Massivabsorber in der Ebene der Wärmedämmung verbunden werden. Sind diese exponiert, bleiben Transportgrößen der Betonfertigteile die beschränkende Abmessung[34]. Die Größe $H_{min,Anschluss}$ [m] repräsentiert den vollständigen Installationsbereich für die Verteil- oder Sammelleitung zzgl. einem Abstand zwischen Außenkante Rohr und Ende des Massivabsorberelements. In der thermischen Analyse der Massivabsorber wird dieser zusätzliche Sicherheitsabstand vernachlässigt, da die integrierte Sammelleitung wärmetechnisch aktiv ist. $H_{max,Fassade}$ [m] ist die maximal mögliche Höhe des Massivabsorbers, vorgegeben durch die maximale Fassadeelementhöhe aus dem Betonfertigbau.

Mit Kenntnis der erlaubten Rohrlänge für die Zusammensetzung des Massivabsorbers kann im nächsten Schritt seine Gesamtabmessung festgelegt werden. Hierzu werden drei grundlegende Konstruktionen unterschieden:

[34] Eine Verteilleitung außerhalb des Massivabsorbers wird nicht untersucht. Jeder Massivabsorber beinhaltet die Verteil- und Sammelleitung, wie auch die Rohrschlange(n) selbst.

- Massivabsorber aus vorgefertigten Kapillarrohrmatten
- Massivabsorber mit senkrechten, parallel verlegten Rohren
- Massivabsorber mit einem Rohr in mäanderförmiger Verlegeart

Für die Massivabsorber aus Kapillarrohrmatten ist eine Vorgabe der Mattenbreite notwendig. Die Breite ist herstellerabhängig und ist im Rahmen dieser Arbeit auf eine maximale horizontale Ausdehnung[35] von 1,2 m begrenzt. Die Länge der Kapillarrohrmatte kann i.d.R. variabel vorgegeben werden und entspricht sodann L_{max}. Überschreitet L_{max} die vorgegebene Maximalhöhe, ist diese Konstruktion aufgrund der Einschränkungen ausgeschlossen und wird nicht weiter betrachtet. Damit fallen Kapillarrohrvarianten mit einer Temperaturdifferenz des Fluids kleiner 5 K für die weitere Untersuchung aus.

Für Massivabsorber mit parallel verlegten Rohren gilt im Grunde das gleiche Prinzip wie für diejenigen aus Kapillarrohrmatten. Allerdings kann die maximale Breite stark variieren. Für die Untersuchung in dieser Arbeit ist eine Breite von 3,5 m als Obergrenze (Transportgröße) gewählt. Die maximale Bauhöhe wird wiederum durch die maximale Höhe des Fassadenelements eingeschränkt, welche ebenfalls aus Transportgründen auf 7,5 m festgelegt wird. Des Weiteren werden eine Mindesthöhe von 2 m und eine Mindestbreite von 1 m angesetzt. Dies soll unrealistisch kleine Massivabsorber ausschließen. Die gewählten Abmessungen orientieren sich an üblichen Kollektorgrößen.

Im Gegensatz zu Kapillarrohrmatten ist bei der selbst zu produzierenden Parallelrohr-Variante das Verteil- und Sammelrohr, die die einzelnen senkrechten Rohre verbinden, nicht bereits vorgegeben und werden individuell gefertigt.

Die dritte zu untersuchende Bauform ist ein Massivabsorber mit mäanderförmig verlegtem Rohr. Durch diese Form der Rohrverlegung kann die maximal zulässige Rohrlänge deutlich erhöht werden. Ob solch eine Variante aufgrund der Einschränkungen zulässig ist, ergibt sich über die Flächenmaße nach:

$$H_{min} \cdot B_{min} \leq L_{max} \cdot d_x \leq H_{max} \cdot B_{max} \tag{4.67}$$

Hauptkriterium bleibt für diese Massivabsorberart daher die belegte Fläche, die innerhalb der gewählten Materialgrenze und der vorgegebenen Flächen des Fassadenelements liegen muss.

PP, Verbundwerkstoffe, Stahl und Kupfer sind gängige Materialien für Standardrohrgrößen. Kapillarrohrmatten hingegen werden üblicherweise aus PP hergestellt, wobei auch teilweise Kupfer Verwendung findet. Da jedoch lediglich für PP-Kapillarrohrmatten belastbare Kosten verfügbar waren, werden unter allen Elementarzellen, die zu Massivabsorbern mit Kapillarrohrsystem zusammengesetzt werden, für die finale Gegenüberstellung nur diejenigen mit Kunststoffrohr verwendet“ (Tanzer et al. 2017).

[35] Angabe bezogen auf häufigste Breitenangabe zu Kapillarrohrmatten der BeKa Heiz- und Kühlmatten GmbH (http://www.beka-klima.de)

Tabelle 16: Maßnahmen zur Baugrößeneinschränkung (Tanzer et al. 2017)

Maßnahme	Parameter	Wert	Einheit
Fluid-Temperaturdifferenz zur Regelung	ΔT_{max}	5	K
Max. Gesamtdruckverlust	Δp_{max}	50000	Pa
Mindesthöhe	H_{min}	2,0	m
Mindestbreite	B_{min}	1,0	m
Maximalhöhe	H_{max}	7,5	m
Maximalbreite	B_{max}	3,5	m
Max. Kapillarrohrmattenbreite		1,2	m
Ausschluss von Kapillarrohrmatten aus Verbund-, Stahl- und Kupferrohr			

4.8.5 Herstellungskosten für Massivabsorber

„Die Fertigungskosten sind nicht allein von den Grundmaterialien abhängig, sondern ergeben sich ebenso über die Bauweise. Berücksichtigt werden:

- Betonpreis inkl. Stahlbewehrung
- Rohrpreise inkl. dem Arbeitspreis für die Verlegearbeit der Rohre und etwaiger Verbindungsstücke
- Sonstige Fertigungskosten: Einbau und Produktion im Fertigteilwerk, wie z.B. Fertigung der Schalung, Logistik oder Lagerung
- Farbanstrich

Die angesetzten Preise sind in Anhang C aufgeführt.

Im Folgenden wird an einer Dimensionierungsvariante exemplarisch die Kostenermittlung vorgestellt. Für die in Abb. 33 bis Abb. 35 vorgestellte Variante 16 der Elementarzellen kann eine serielle und parallele Verschaltung der Rohre durchgeführt werden. Unabhängig davon kostet die Herstellung 5,60 € m^{-2} für den Beton inkl. der Bewehrung, 8,00 € m^{-2} für den anthraziten Farbanstrich und 13,50 € m^{-2} für die sonstigen Nebenkosten; insgesamt somit 27,10 € m^{-2}.

Der Gesamtmassivabsorber wird aus den Elementarzellen zusammengesetzt. Über die in Kap. 4.8.4 festgelegten Randbedingungen ergibt sich die maximale Einzelrohrlänge. Mit einem ΔT_{EZ} von 0,1107 K m^{-1} und Δp_{EZ} von 291 Pa m^{-1} für diese Elementarzellenvariante 16 folgt $L_{max,\Delta T}$ mit 45,17 m und $L_{max,\Delta p}$ mit 171,87 m. Daraus ergibt sich als zulässige Gesamtlänge für die Mäanderbauform $L_{max,seriell}$ mit 45,17 m und bei paralleler Verlegung $L_{max,parallel}$ mit 7,50 m, da hier die Höhe des Fassadenelements begrenzend wirkt. Die maximale Breite für beide Konstruktionen liegt bei B_{max} mit 3,50 m. Aus diesen Angaben ergibt sich für das parallele Modell im Auslegungsfall nur eine Spreizung von 0,83 K. Mit der in Heizungssystemen üblichen Hysterese von min. ±1 K ist dies zu gering und eine Regelung der Spreizung im Auslegungsfall kaum möglich. Die Variante mit paralleler Verlegung wird daher verworfen. Hingegen erfüllt hier die Variante in serieller Verschaltung alle Kriterien.

Jedes Einzelrohr eines Massivabsorbers hat jeweils zwei Anschlusspunkte an die Hauptleitung. Sie bleibt zunächst in der Komponentenbetrachtung monetär unberücksichtigt. Die Kosten für den Anschluss des fertigen Massivabsorbers an das Verteilnetz werden nicht als Teil der Fassade, sondern als Teil der allgemeinen Verrohrung ange-

setzt. Bei der parallelen Verrohrung müssten Teilanschlüsse bereits in der Fassade erfolgen, damit sich die Einzelrohre zu einem Verbund zusammensetzen. Die Höhe der Verbindungskosten innerhalb der Fassade ergibt sich aus der Anzahl der parallelen Rohre.

Der Preis für die Rohrschlange (serielle Ausführung) folgt aus $L_{max,seriell}$ zu 246,61 € je Massivabsorber bzw. auf flächenbezogen über:

$$A_{Ma} = L_{max,seriell} \cdot d_x = 9{,}03\ \mathrm{m^2} \tag{4.68}$$

zu 27,31 € m^{-2}.

Variante 16 in serieller Ausführung hat einen Gesamtherstellungspreis von 54,41 € m^{-2} (27,10 € m^{-2} + 27,31 € m^{-2}) bzw. für einen vollständigen Massivabsorber als Teil einer Fertigteilfassade in Sandwichbauweise 491,32 €. Eine Standardvorsatzschale ohne thermischer Aktivierung kann mit 15,00 € m^{-2} angesetzt werden. Die Mehrkosten für diesen Massivabsorber betragen somit 39,41 € m^{-2}“ (Tanzer et al. 2017).

4.8.6 Wirtschaftliche Bewertung

„Für die wirtschaftliche Bewertung ist das Verhältnis von Nutzen zu Aufwand ausschlaggebend. Dazu werden mit Hilfe der Annuität der jährliche Wärmeertrag, der jährliche elektrische Aufwand der Pumpe und die anfänglichen Investitionskosten der untersuchten Varianten in einem einzigen Endwert, dem Wärmepreis, gegenübergestellt, siehe Anhang B.

Unter allen Varianten, die unter den genannten Einschränkungen möglich sind, zeigt Abb. 36, wie die Annuität aller möglichen 164 Konstruktionen über 50 Jahre gerechnet mit einem Zinssatz von 1,74 % vom Wärmeertrag abhängen. Der angesetzte Strompreis für den Pumpbetrieb beträgt 17,12 Ct. kWh^{-1}.

Abb. 37 zeigt die unter den genannten Einschränkungen, herstellbaren Massivabsorberkonstruktionen sortiert nach dem Wärmepreis. Dieser bewegt sich zwischen 0,61 und 3,27 Ct. kWh^{-1}. Der Wärmepreis beinhaltet Nutzen und Aufwand eines jeden Massivabsorbers und wird als wirtschaftliches Hauptauswahlkriterium herangezogen. Unter den besten 37 Varianten liegt der Wärmepreis zwischen 0,61 und 0,74 Ct. kWh^{-1} bzw. steigt um 22,5 %. Dieser Bereich wird näher betrachtet. Für die Auswahl einer tatsächlich geeigneten Variante müssen jedoch weitere Nebenbedingungen berücksichtigt werden:

- **Die Fläche eines kompletten Massivabsorbers**: Jeder einzelne Massivabsorber muss an das Verteilnetz angeschlossen werden. Dazu sind neben den Anschlussübergängen, Absperrventilen, zusätzlichem Rohr- und Isolierungsmaterial auch personeller Aufwand für den hydraulischen Abgleich zu berücksichtigen. Diese Kosten sind abgeschätzt und belaufen sich auf 115,18 € je Massivabsorber, siehe Anhang C Tabelle 38. Da diese Kosten der Heizungsverteilung und nicht der Gebäudehülle zugeordnet werden, werden sie zunächst nicht in den Wärmepreis miteingerechnet, sondern werden erst im Zuge der Systemberechnung mit berücksichtigt. Dennoch bleibt das resultierende Kriterium bestehen, möglichst großflächige Massivabsorber einzubauen.
- **Spezifischer Wärmeertrag**: Im Wärmepreis ist der Wärmeertrag bereits berücksichtigt. Hier täuscht der Wert allerdings über die Kollektoreffizienz hinweg. Eine geringe Annuität würde auch zu einem niedrigen Wärmepreis füh-

ren. Für einen effektiven Betrieb muss der flächenbezogene Wärmeertrag möglichst hoch sein, um den heizungstechnischen Anforderungen gerecht zu werden und die vorhandene Fassadenfläche möglichst effizient zu nutzen.

- **Rohrsystem**: Zu untersuchen sind neben den Verlegesystemen – Kapillarrohrmatte, parallel oder mäanderförmig – auch die Rohrmaterialien. Kapillarrohrmatten haben den Nachteil, dass die Verteil- und Sammelrohre zusätzlich zu den eigentlichen Wärmeübertagungsrohren in der Vorsatzschale eingebaut werden müssen. Je größer die Mattenfläche ist, desto mehr Wärmeträgerfluid wird mit dem Erfordernis größerer Rohrdimensionen für Verteil- und Sammelrohre umgesetzt. Ein weiterer Kritikpunkt ist die geringe Steifigkeit und Formbeständigkeit der Kapillarrohrmatte. Stahl- und Kupferrohre größerer Dimension sind nicht als Rollenware verfügbar, sondern i.d.R. als Stangenware. Ist die Gesamtrohrlänge größer als die Länge der Stangen, sind Verbindungsstücke notwendig. Nach dem Gießen des Massivabsorbers sind die Verbindungsstellen nicht mehr zugänglich und können nicht korrigiert werden; zudem erhöhen Formteile zusätzlich die Herstellkosten, welche in dieser Untersuchung nicht berücksichtigt sind. Lediglich der Zusammenschluss mehrerer Einzelrohre zu einer parallelen Verlegeart ist über den Anteil an T-Stücken in den Investitionskosten eingerechnet. Aus den genannten Gründen werden die Massivabsorberkonstruktionen zwar mitbetrachtet, für die letztliche Auswahl innerhalb dieser Arbeit wird jedoch Verbundrohrtechnik als Rollenware als am besten verarbeitbar betrachtet und daher verwendet.

[Aus] den Nebenbedingungen […] [folgt] die Auswahl der optimalen Massivabsorberkonstruktion […]. Unter allen Varianten, die nicht durch die Einschränkungsmaßnahmen ausgeschlossen werden, zeigt Abb. 36 die Grenzkurve[36], an der sich die einzelnen Varianten anordnen“ (Tanzer et al. 2017).

Über gedachte Ursprungsgeraden durch die einzelnen Variantenpunkte ergibt sich eine Geradenschar. Die Geraden mit der niedrigsten Steigung bilden das beste Verhältnis von Annuität und Wärmeertrag, den Wärmepreis. In Abb. 37 ist der Wärmepreis sortiert aufgetragen über alle den Nebenbedingungen entsprechenden Varianten. Die Varianten mit hohem Wärmepreis werden nicht näher betrachtet. Der Wärmepreis ist das Hauptkriterium, nach dem die optimale Massivabsorberkonfiguration ausgewählt wird.

Zusätzlich zu dem Hauptkriterium werden die Nebenbedingungen einbezogen. Ein Aspekt ist der Aufwand den Massivabsorber an das übrige Heizsystem anzuschließen. Der Variantenauszug in Abb. 38 zeigt die 37 besten Bauformen für Massivabsorber. Dargestellt ist der Anteil ihrer Fläche an der Maximalfläche des Fassadenelements und der normierte spezifische Ertrag bezogen auf den maximalen Wärmeertrag aller Varianten.

[36] Außerhalb dieser Grenze befinden sich zwei Varianten mit Kapillarrohrmatten aus Polypropylen. Beide Varianten besitzen nur eine niedrige maximale Strömungsgeschwindigkeit von 0,1 und 0,5 m s^{-1}, welche zu sehr geringem hydraulischen Aufwand führt und somit zu niedrigen Kosten. Zusätzlich ist der Abstand der Rohre sehr gering bei 10 und 25 mm, wodurch die Kühlung des Massivabsorbers gefördert und der Wärmeertrag erhöht wird, vgl. Abb. 26.

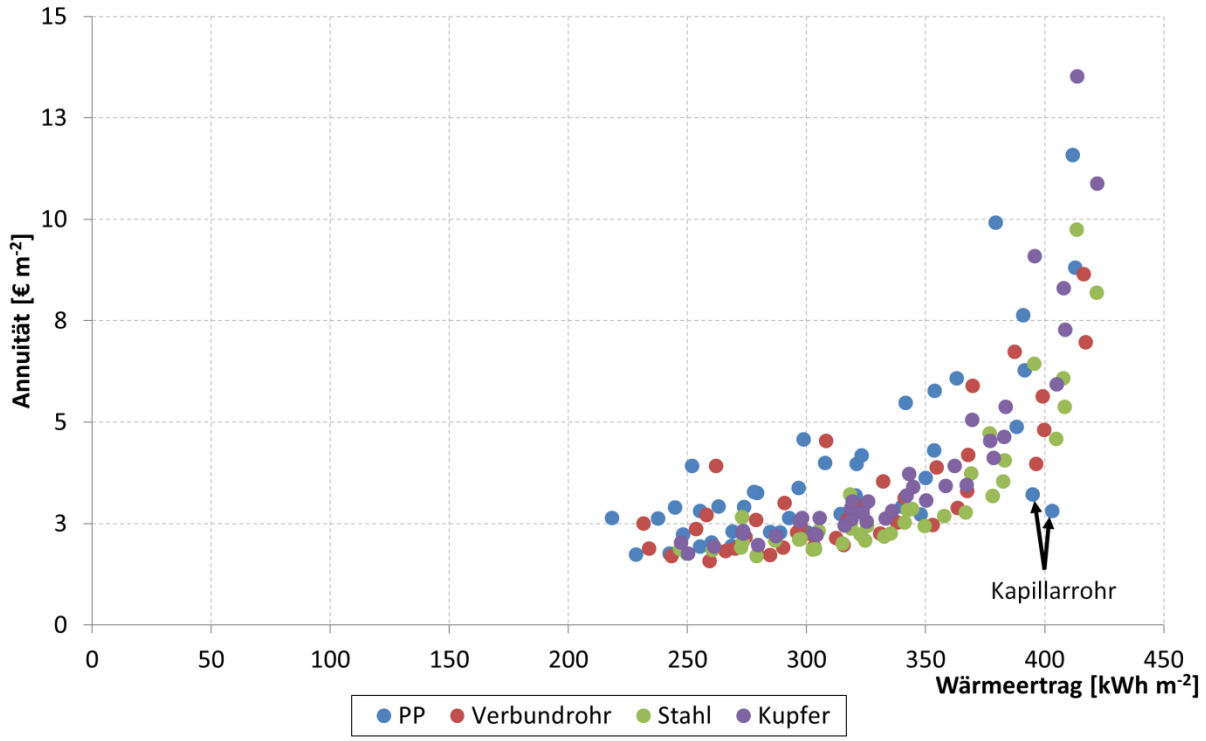


Abb. 36: Verteilung herstellbarer Massivabsorberkonstruktionen im Rahmen der Einschränkungen über Wärmepreis und zugehöriger Annuität. (Tanzer et al. 2017)

„Die Variante mit dem größten Flächenanteil an einem Fassadenelement mit 3,5 x 7,5 m² bzw. der größten Gesamtfläche ist zu bevorzugen. Hierüber ergeben sich die Anschlusskosten des Massivabsorbers. Bei einer Vielzahl an kleinen Einzelmassivabsorbern wäre der tatsächliche Wärmepreis innerhalb des Systems höher anzusetzen. Da dieser Kostentyp jedoch vom Gebäudeaufbau und der Anschlussart abhängig ist, bleibt ihre Berücksichtigung hier nur subjektiv.

Die zweite Nebenbedingung ist der spezifische Wärmeertrag. Dieser sollte möglichst hoch sein, um auch bei begrenzter Fassadenfläche ausreichend Wärmemenge zur Verfügung stellen zu können.

Werden die Varianten mit Berücksichtigung der Nebenbedingungen sortiert nach dem Wärmepreis zusammen mit ihren normierten Flächen und spezifischen Wärmeerträgen aufgetragen, siehe Abb. 39, wird deutlich, dass der Bereich in dem sich die Varianten der Auswahl befinden im dargestellten Bereich gleichmäßig verteilt sind. Dies spricht für das gewählte Sampling. Diese Darstellung bildet die Grundlage für die Auswahl der besten Konstruktion. Darüber hinaus wird weiter eingeschränkt auf die Verwendung des Verbundrohrs […].

In der gemeinsamen Betrachtung der Kriterien über den Gesamtwärmeertrag besitzt unter denen mit Verbundrohrmaterial Variante 16 den besten Wert. Es bleibt festzuhalten, dass diese Variantenwahl weder den niedrigsten Wärmepreis besitzt, noch den höchsten Wärmeertrag beisteuert. Die Varianten 29, 26, 24 und 37 erzielen die höchsten Gesamtwärmeerträge. Der *ausschließlich* auf den Massivabsorber bezogene Wärmepreis liegt bei diesen Konfigurationen aber am oberen Ende der Auswahl der 37 Varianten“ (Tanzer et al. 2017).

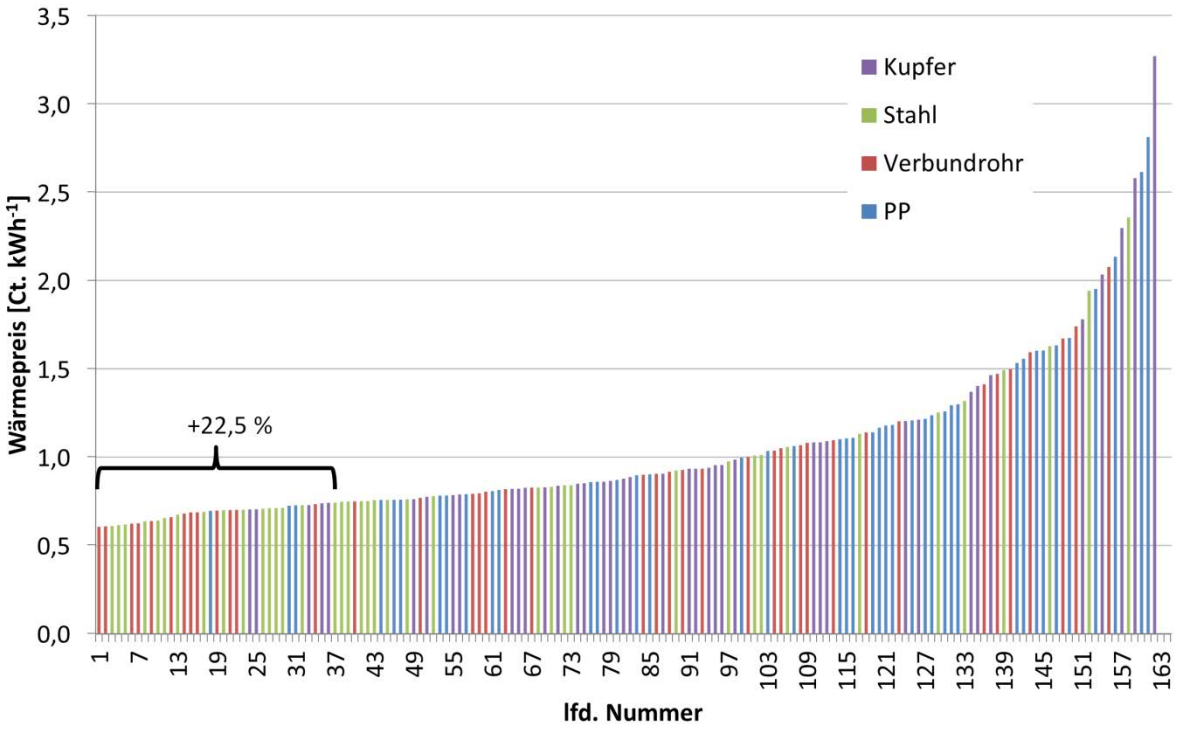


Abb. 37: Herstellbare Varianten sortiert nach dem Wärmepreis (Tanzer et al. 2017)

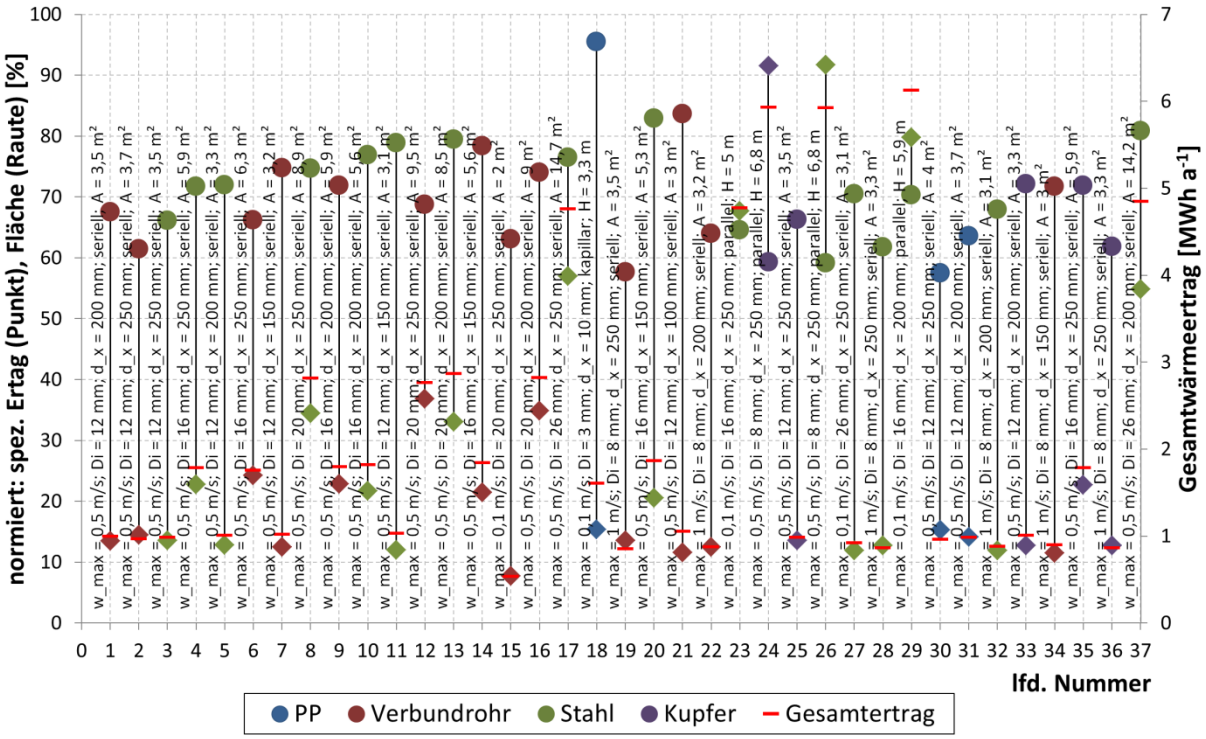


Abb. 38: kombinierte Nebenbedingungen zur Auswahl geeigneter Massivabsorberkonfigurationen sortiert nach ihrer Variantennummer; Die rautenförmigen Marker stehen für den Flächenanteil des Massivabsorbers am Fassadenelement mit 7,5 x 3,5 m². Die punktförmigen Marker stellen den spezifischen Ertrag der Massivabsorbervariante in Bezug auf den Maximalwert aller 164 Varianten dar. (Tanzer et al. 2017)

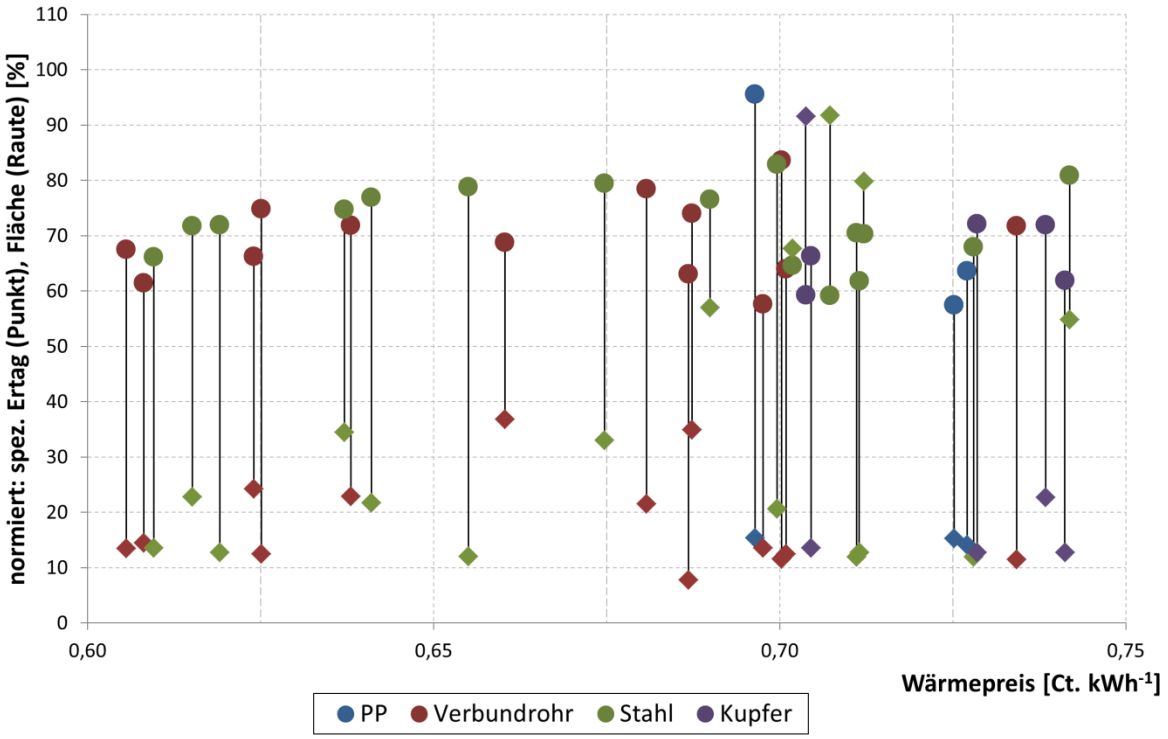


Abb. 39: kombinierte Nebenbedingungen zur Auswahl geeigneter Massivabsorberkonfigurationen sortiert nach dem Wärmepreis; Die rautenförmigen Marker stehen für den Flächenanteil des Massivabsorbers am Fassadenelement mit 7,5 x 3,5 m². Die punktförmigen Marker stellen den spezifischen Ertrag der Massivabsorbervariante in Bezug auf den Maximalwert aller 164 Varianten dar. (Tanzer et al. 2017)

Für die weitere Untersuchung des Heizsystems wird Variante 16 ausgewählt. Der gewählte Rohrtyp von Variante 16 hat sich im Bereich der Flächenheizung bewährt. Ein großer Vorteil liegt in der Möglichkeit, die Rohre ohne anfällige Verbindungsstöße direkt auf der Stahlbewehrung verlegen zu können. Der Vorteil des Verbundrohrsystems im Vergleich zum Kapillarrohrsystem liegt vor allem in der flexiblen produktionstechnischen Bearbeitung und in der geringeren Störungsanfälligkeit (z.B. mechanische Verschlüsse). Der Wärmepreis von Variante 16 ist 0,69 Ct. kWh^{-1}. Das Verbundrohr mit einem Innendurchmesser von 20 mm wird seriell mit einem Rohrabstand von 200 mm verlegt und maximal mit einer Geschwindigkeit von 0,5 m s^{-1} durchströmt. Die Gesamtfläche des fassadenintegrierten Massivabsorbers beträgt 9,03 m^2.

4.9 Zusammenfassung

Für den von multiplen Parametern – konstruktiv und thermisch – abhängigen Massivabsorber werden bekannte Modellrechnungen verglichen und eine Modellanpassung in Anlehnung an die rechnerische Behandlung von thermisch aktiven Bauteilen wird vorgenommen. Dieses 4-Knotenmodell wird an einer numerischen Berechnung finiter Volumenelemente für den statischen Zustand validiert. Nachdem der statische Zustand gesichert gerechnet werden kann, werden Parameter für das 1-Knotenmodell nach DIN EN ISO 9806:2014-06 (72) für den Versuchsabsorber bestimmt. Die Generierung der Parameter erfolgt durch ein Sampling statischer Zustände des 4-Knotenmodells. Die statistische Parameterbestimmung führt zu einer genügend hohen Schätzung der Samplingwerte.

An dem Prüfstand des Massivabsorbers werden diverse Messungen vorgenommen, deren Ergebnisse mit den Aussagen der Modellrechnungen verglichen werden. Die beste

Übereinstimmung zeigt das 4-Knotenmodell, wobei das parameterbasierte 1-Knotenmodell ausreichend genaue Berechnungsergebnisse liefert. Als problematisch stellt sich die Bestimmung der effektiven Wärmekapazität für das 1-Knotenmodell heraus.

Mit den exakteren Berechnungsergebnissen des 4-Knotenmodells und der variablen Eingabemöglichkeit der realen Konstruktionsparameter eignet es sich für eine detaillierte Sensitivitätsanalyse und für eine Wirtschaftlichkeitsuntersuchung. Das 1-Knotenmodell ist durch seinen einfachen Aufbau und seine hohe Rechengeschwindigkeit, ohne Iterationsschritte, besser für komplexe Systemberechnungen geeignet.

Die durchgeführte Sensitivitätsanalyse ist in drei Gruppen unterteilt. In der ersten Gruppe werden Parameteränderungen untereinander innerhalb eines Samplings auf den jährlichen Wärmeertrag hin untersucht. Dabei wird eine Erweiterung der Untersuchung von D'Antoni und Saro (2013, 204f.) vorgenommen. Die grundlegenden Erkenntnisse sind vergleichbar, unterscheiden sich jedoch aufgrund des unterschiedlichen Massivabsorberaufbaus und des gewählten Samplings. Neben den Flächenabmessungen sind Emissionskoeffizient, Wärmeleitfähigkeit des Hauptkörpers und die Rohrüberdeckung am stärksten an der Höhe des Wärmeertrags beteiligt.

In der zweiten Gruppe wird eine singuläre Parameterstudie vorgenommen. Dabei werden die Effekte sowohl der thermischen und konstruktiven Seite untersucht. Für das Ziel die Wärmeleistung zu maximieren, sollte die Fluidtemperatur möglichst niedrig sein, der Rohrabstand gering, der Rohrdurchmesser groß, die Wärmeleitfähigkeiten von Rohr und Absorberkörper hoch, der Absorptionskoeffizient hoch und der Emissionskoeffizient niedrig. Wenig Einfluss haben Rohrunterdeckung und Fließgeschwindigkeit.

Beide Sensitivitätsanalysen liefern identische Aussagen, wobei die Elementary Effects Method eine globale Aussage ermöglicht und die Einzelparametervariation das detaillierte Verhalten einzelner Größen wiedergibt.

Die dritte Untersuchung verdeutlicht das Potential selektiver Beschichtungen. Inwieweit diese Beschichtungen für Betonoberflächen am Markt verfügbar sind, konnte im Rahmen dieser Arbeit nicht geklärt werden. Die Vergleiche theoretischer Arbeiten zu Materialien mit niedrigem Emissionskoeffizienten zeigen allerdings, dass auch im Winter, wenn der Massivabsorber auf niedrigem Temperaturniveau betrieben wird, eine Wärmeertragssteigerung um 150 % für Streichfarben und für Oberflächen mit metallischer Beschichtung um 360 % möglich wäre. Im Sommer mit höherer Betriebstemperatur liegen die Steigerungen höher. Weitere Untersuchungen sind hier nötig.

Die Leistungs- und Kostenanalyse wird an Teilstücken gleicher Länge durchgeführt. Für diese Elementarzellen wird ein Auslegungskriterium bestimmt, bei dem in der dynamischen Berechnung der maximale Durchfluss vorliegt. Darauf aufbauend werden insgesamt 700 unterschiedliche Varianten berechnet und im Rahmen der Fertigungs- und Transportmöglichkeiten sowie systemorientierter Nebenbedingungen ausgewählt. Die darstellbaren Varianten werden auf Investitionskosten, Betriebskosten und den jährlichen Wärmeertrag hin untersucht. Der Wärmepreis liegt zwischen 0,61 und 3,27 Ct. kWh^{-1} bei der getroffenen Auswahl, woraus *eine* Konstruktion als optimal ausgewählt wurde. (Tanzer et al. 2017)

5 Systemkomponente: Festkörperwärmespeicher

Einleitend werden die durchgeführten Vorarbeiten und die Versuchsspeicheranlage beschrieben, als Grundlage für die Modellvalidierung. Parallel zu dieser Arbeit wurde eine Pilotanlage errichtet, in die die neuen Erkenntnisse teilweise einfließen konnten. Ein Wärmespeichermodell wird erstellt und mit den Messdaten validiert. Auf die erfolgreiche Überprüfung folgt eine Analyse der Modellparameter und darauf aufbauend wird ein Verfahren vorgestellt, um die wirtschaftlichsten Konstruktionen bestimmen zu können. Der Festkörper-Wärmespeicher sei hier definiert als eine Abwandlung des bekannten Kies-Wasser-Wärmespeichers. Die Lösungsfindung fußt zudem auf folgenden Festlegungen:

Speichermaterialfestlegung: Die Speicherfüllung ist überwiegend statisch und Flüssigkeitsbewegungen im Material werden nicht betrachtet. Das Material kann z.B. aus diversen Kiessorten, Sand oder vergleichbaren Stoffen bestehen. Ebenso ist eine Speicherfüllung möglich, die etwa aus einem einzigen Feststoff besteht, wie z.B. Beton. Zur Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit zwischen einzelnen, trockenen Bestandteilen kann z.B. Wasser verwendet werden.

Baukonstruktive Anforderung: Das Wärmespeichergebilde ist in das Gebäude integriert bzw. befindet sich unter diesem und ist von Erdreich umschlossen. Das Speichermaterial und die übrige Ausführung des Speichers müssen den statischen Anforderungen genügen und das Gebäude sicher vor etwaigen Setzungen des Speichermaterials oder des Bodens schützen. Das Speichermaterial muss daher die Tragfähigkeit üblicher Baugründungen leisten können.

Belade- und Entladesystem: Die Zufuhr von Wärme aus den Solarkollektoren in den Wärmespeicher erfolgt indirekt über Rohrschlangen, die im Speicher regelmäßig in Ebenen verlegt sind. Die Wärmeentnahme wird auf gleichem Wege vorgenommen.

Thermisches Verhalten: Es werden ausschließlich Temperaturänderungen ohne Phasenwechsel des im Speichermaterial eingeschlossenen Wassers betrachtet, um negative Auswirkungen auf das Gebäude infolge der Volumenvergrößerung beim Einfrieren zu unterbinden.

5.1 Versuchsaufbau und Voruntersuchungen

Um die Modellierung eines Wärmespeichers durchführen zu können, werden zunächst die gewählten Randbedingungen im Detail beschrieben. Hierzu zählen die Einbausituation vor Ort, die Bauformen und eine Untersuchung des Speichermaterials. Zusätzlich werden die Ergebnisse von Voruntersuchungen zum Verhalten des im Material enthaltenen Wassers betrachtet, um diese ggf. Anpassungen bei der Modellierung zu berücksichtigen.

5.1.1 Speicherkonstruktion

Die zwei Wärmespeicher der Pilotanlage, siehe Kap. 7, unterscheiden sich lediglich in der Bauform. Die untersuchte Gesamtanlage (Pilotanlage „Schlosserei“) beinhaltet *zwei* Wärmespeicher (SPV2a und SPV2b). Zusätzlich ist eine auf Kies als Speichermaterial basierende Speicherkonstruktion (SPV1) nach Tanzer et al. (2017, 145ff.) als Vergleichsanlage aufgeführt. Die zugehörigen Parameter sind in Tabelle 17 bis Tabelle 19 aufgelistet.

Tabelle 17: konstruktive Parameter der Versuchs-Wärmespeicher

Beschreibung	SPV1 (Tanzer et al. (2017, 145)	SPV2a	SPV2b
Grundfläche [m²]	1920	385	128
Bauform	Rechteckig	Unregelmäßig; vieleckig	Unregelmäßig; vieleckig
Höhe [m]	2,35	2,50	2,50
Volumen [m³]	4515	962,5	320
Perimeterlänge [m]	225,5	90,4	48,7
Seitenfläche [m²]	529,9	226,0	121,8
Dämmstärke (alle Randflächen) [m]	0,33 (geschätzt)	0,20	0,20
U-Wert Wärmedämmung	0,30	0,15	0,15

Tabelle 18: Materialkennwerte der Versuchs-Wärmespeicher

Beschreibung	SPV1 (Tanzer et al. (2017, 145)	SPV2a	SPV2b
Speichermaterial	Kies und Sand (Rohrebene)	EOS	EOS
Feuchtigkeit beim Einbau [Ma.-%]	Geschätzt 6	ca. 8	ca. 8
Wärmeleitfähigkeit [W m^{-1} K^{-1}]	1,33	0,906	0,906
Volumetrische Wärmekapazität [kJ m^{-3} K^{-1}]	1843	2632	2632
Dämmstoff	Glasschaumgranulat	Druckstabile Perimeterdämmung	Druckstabile Perimeterdämmung
Wärmeleitfähigkeit [W m^{-1} K^{-1}]	0,09	0,03	0,03

Tabelle 19: Wärmeübertragungsbestandteile und Parameter der Versuchs-Wärmespeicher

Beschreibung	SPV1 (Tanzer et al. 2017, 146)	SPV2a	SPV2b
Rohrebenen [-]	2	2	2
Gesamtrohrlänge Ebene 1 [m]	4600	1100	1000
Gesamtrohrlänge Ebene 2 [m]	4600	1100	1000
Rohrschleifen je Ebene [-]	28	9	8 (doppelt verlegt)
Rohrabstand [m]	0,40	0,40	0,25 je Rohr (effektiv 0,125)
Rohrmaterial	PE-Verbundrohr	PE-Verbundrohr	PE-Verbundrohr
Rohrdimension [mm]	25 x 2,3	25 x 2,3	25 x 2,3
Wärmeleitfähigkeit [W m^{-1} K^{-1}]	0,41	0,41	0,41
Fluid	Wasser	Glykol-Wasser (35 Vol.-%)	Glykol-Wasser (35 Vol.-%)
Summenvolumenstrom [l s^{-1}]	9,95	3,50	1,10
Mittlere Rohrschleifenlänge [m]	164,3	122,2	125,0
Mittlerer Einzelrohrvolumenstrom [l s^{-1}]	0,178	0,194	0,100

„In der […] Versuchsanlage ist das insgesamt zur Verfügung stehende Volumen für den Wärmespeicher aufgeteilt auf zwei Einzelspeicher im Verhältnis 3:1. Die Idee dahinter ist das effektiv wirksame Volumen durch mehrmaliges Nachladen des kleinen Speichers SPV2b, auch im Winter, zu steigern. […] [D]er größere […] SPV2a kommt erst zum Einsatz wenn aus dem kleineren [SPV2b] keine Wärme mehr entnommen werden kann“ (Tanzer et al. 2017).

Der Reservespeicher SPV2a besitzt ein Volumen von 962,5 m^3. Die Bauhöhe liegt bei 2,50 m worin ebenfalls zwei Rohrebenen integriert sind. Sie sind jeweils 0,625 m von Speicherdecke und –boden entfernt. Das Speichermaterial ist Elektroofenschlacke (EOS), näheres unter Kap. 5.1.2. In den Rohrebenen wird eine Sandschicht verwendet, um Beschädigungen an den Verbundrohren während des Verdichtungsvorgangs zu vermeiden, da die gebrochene EOS augenscheinlich spitzere Kanten als üblicher Kies besitzt. Die unregelmäßige Form des Speichers zeigt der Grundriss in Abb. 40. Der Wärmeaustausch erfolgt über ein PE-Verbundrohr, siehe Tabelle 19. Der operative Speicher SPV2b besitzt 320 m^{-3}. Die Speicherhöhe und die Lage der Rohrleitungen sind identisch.

Ein am Bauort (Massing in Niederbayern) vorkommendes, oberflächennahes Schichtenwasser, das bei SPV1, siehe Tanzer et al (2017, 146), für eine erhöhte Abkühlung sorgt, ist für diese Pilotanlage mit zwei Speichern über Spundwände abgeschirmt, siehe Abb. 41. Zusätzlich befindet sich am Speicherboden ein unbewehrter und abgedichteter Betonboden, um den Feuchteaustausch mit dem Erdreich einzuschränken.

Die Speicher sind seitlich mit senkrechten Betonwänden abgeschirmt, um nachrutschendes Erdreich während der Verfüllung zu verhindern. Zum direkt benachbarten SPV2b ist ebenfalls eine betonierte Trennwand eingezogen, die beidseitig wärmegedämmt ist, siehe Abb. 42 (a). Die Wärmedämmung der gesamten Speicherhülle besitzt einen U-Wert mit 0,15 W m^{-2} K^{-1}. Teilbild (b) zeigt den Vorgang der Verfüllung mit EOS. Im Zentrum jedes Speichers ist je eine Verbindung zum Erdreich geschaffen, um die Temperatur außerhalb des Wärmespeichers zu messen. Nach dem Auffüllen der ersten Schicht wird die erwähnte Sandschicht eingebracht. Die Rohrschlangen werden für beide Speicher auf dieselbe Art verlegt, jedoch bei SPV2b mit dem halben Rohrabstand gegenüber SPV2a, siehe Teilbild (c). Nach dem Einbringen der letzten Schicht EOS wird in der obersten Lage eine Sandschicht mit integrierten, perforierten Rohren eingebracht, um ein Nachbefeuchten des Speichers zu ermöglichen, falls innerhalb der Betriebszeit der Wassergehalt abnehmen sollte (d). Durch die Nachbefeuchtung kann neben der Wärmekapazität auch die Wärmeleitfähigkeit des Speichermaterials gesteigert werden. Den Abschluss bildet die Wärmedämmung an der Oberseite des Speichers, die direkt unterhalb der Bodenplatte liegt.

Innerhalb der Speicher und mit der Temperaturmessung im umliegenden Erdreich sind insgesamt 109 Sensoren (Pt100) eingebaut. Dabei sind 29 davon redundant ausgeführt. Die Sensoren sind sowohl gleichmäßig höhen- als auch flächenverteilt. In jedem Wärmespeicher ist zudem eine Messung des Feuchtegehalts installiert, auf die hier jedoch nicht direkt eingegangen wird.

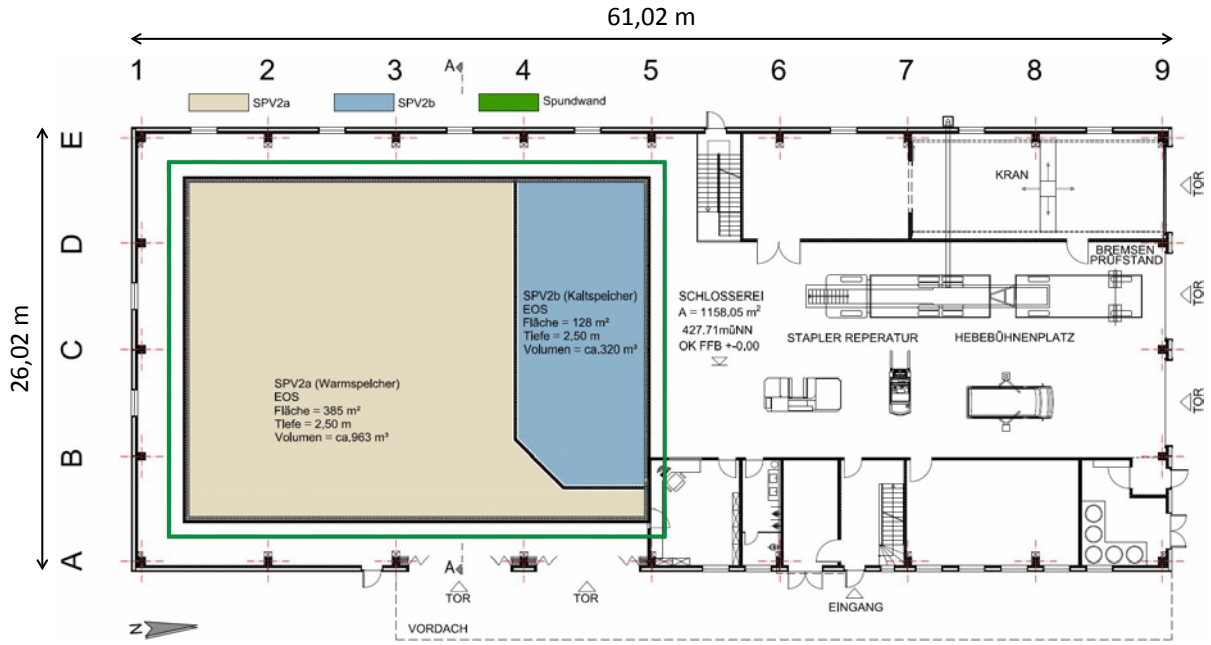


Abb. 40: Grundriss Erdgeschoss mit Lage der Speicher (Tanzer et al. 2017)

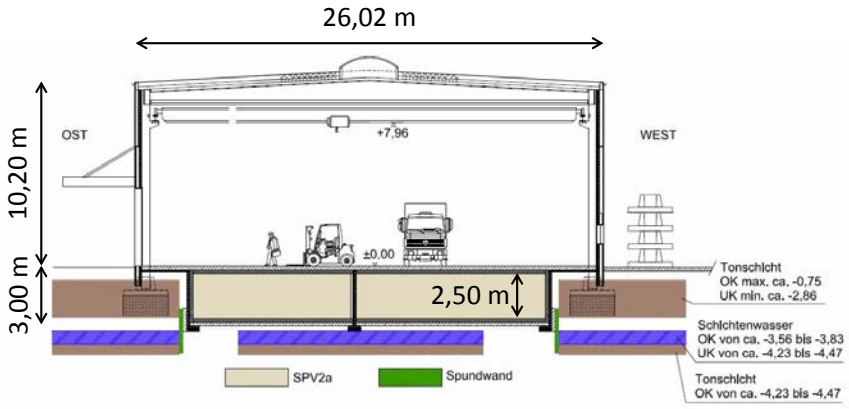


Abb. 41: Schnitt A-A der Pilotanlage (Tanzer et al. 2017)

Abb. 42: EOS-Speicherbau für SPV2a und b; (a) zeigt die 20 cm starke Perimeterdämmung umlaufend sowie die seitlich eingeführten Leitungen der Temperatursensoren zur Erdreichvermessung; (b) zeigt den Verfüllvorgang der EOS und den zentralen Temperatursensorschutz mit Sensor zum Erdreich; (c) zeigt SPV2b mit Verbundrohren in doppelter Lage in einer Sandschicht; (d) zeigt an der Speicheroberfläche verlegte, perforierte Kunststoffrohre mit denen eine nachträgliche Befeuchtung der EOS zur Wärmekapazitätssteigerung möglich ist. (Tanzer et al. 2017)

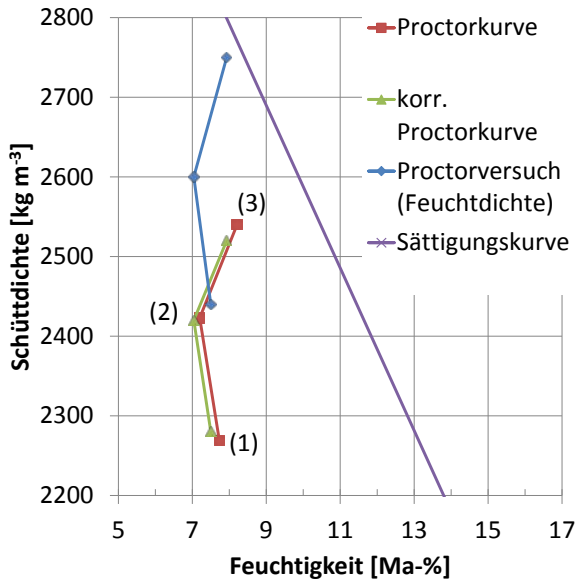


Abb. 43: EOS Proctorversuch für mit Fein- und Grobkorn: 0…4 mm und 12…32 mm. Die Nummern im Diagramm stehen für die Einzelversuche. Erreichter Verdichtungsgrad für Nr. (1) 90,52 %, für Nr. (2) 95,92 % und für Nr. (3) 100 % gegenüber der einfachen Proctordichte von 2522 kg m^{-3}. (Tanzer et al. 2017)

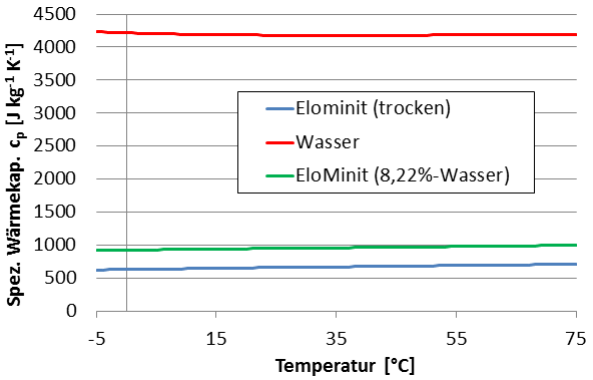


Abb. 44: Temperaturabhängigkeit von Elektroofenschlacke in trockener und feuchter Form (eigene Darstellung); Messung EloMinit (trocken) durchgeführt vom Bayerischen Zentrum für Angewandte Energieforschung in Würzburg (ZAE Bayern) im Auftrag der Max Aicher Umwelt GmbH. (Tanzer et al. 2017)

5.1.2 Elektroofenschlacke (EOS)

Um den baulichen Anforderungen des hier diskutierten Wärmespeichers gerecht zu werden, ist die Auswahl an möglichen Materialalternativen begrenzt, vor allem, wenn eine bessere volumetrische Wärmekapazität gesucht wird. Elektroofenschlacke (EOS), im speziellen EloMinit®[37] kann, ebenso wie Kies, in verschiedenen Korngrößen und Mischverhältnissen bezogen werden. Bisher findet es nach Angabe von Max Aicher GmbH (o.J., o.S.) vor allem Verwendung als Dämmstoff, als schallmindernder Asphalt, als Zuschlag in der Ziegelindustrie zur Verbesserung des Schallschutzes oder als Tragschichtmaterial im Straßen- und Industriebau.

Um die thermischen Eigenschaften kennenzulernen, werden verschiedene Analysen durchgeführt, um die Wärmekapazität, die Wärmeleitfähigkeit und die Dichte zu ermitteln. Proctorversuche[38] an mehreren Korngemischen zeigen, dass eine 1:1 Mischung aus Körnergrößen von 0…4 und 12…32 mm, somit unter Ausschluss des Mittelkorns, zur kompaktesten Lage führt. Das Verdichtungsverhalten für diese Korngrößenverteilung ist in Abb. 43 dargestellt. Versuche mit unterschiedlichem Feuchtegehalt erzeugen unterschiedliche Dichten. Mit einer Feuchtigkeit von über 8 Ma-% kann die höchste Materialverdichtung erzielt werden. (Tanzer et al. 2017)

„In Anhang D ist die Korngrößenverteilung und die Messung der Proctordichte des verwendeten EOS-Gefüges aufgeführt. Die unübliche Form der Proctorkurve für EOS ist zurückzuführen auf die schlechte Wasseraufnahmefähigkeit im Gegensatz zu schluffigem oder tonigem Material. Zur Veranschaulichung der Wasseraufnahmefähigkeit sind in Abb. 118 in Anhang D getrocknete, geringbefeuchtete und genässte EOS-Schüttung abgebildet.

[37] EloMinit® ist ein eingetragenes Produkt der Max Aicher GmbH.

[38] Mit dem Proctorversuch wird mehrmals eine definierte Menge potentieller Energie dem Versuchszylinder zugeführt, um die Fähigkeit zur Verdichtung des Materials zu bestimmen.

Bei einem Wassergehalt von 8,21 % im Korngemisch kann im Proctorversuch eine Dichte von 2570 kg m^{-3} erreicht werden. Zum Vergleich: eine identisch untersuchte Menge an trockenem Fein- und Mittelsand erreicht eine Trockendichte von 1720 kg m^{-3}. Die Untersuchung der Wärmekapazität von trockener EOS erreicht zwischen -5 °C und 75 °C eine mittlere Wärmekapazität von ca. 670 J kg^{-1} K^{-1}. Unter Zufuhr von 8,21 % Wasser verändert sich neben der Dichte des Probekörpers auch die Gesamtwärmekapazität der Probe. Mit den Rohdaten der vorangegangenen Untersuchung werden die einzelnen temperaturabhängigen Wärmekapazitätswerte mit dem 0,0821-fachen[39] der Wärmekapazität von Wasser erhöht. Über das gesamte Temperaturintervall erreicht EOS schließlich 957 J kg^{-1} K^{-1}, siehe Abb. 44. Über das Produkt der Feuchtdichte (2750 kg m^{-3}) folgt die resultierende volumetrische Wärmekapazität zu 0,731 kWh m^{-3} K^{-1}. Die Messergebnisse der Wärmeleitfähigkeit für trockene, dargestellt in Abb. 45, und feuchte EOS, bei 7,2 % Wassergehalt, sind in Tabelle 20 aufgeführt. Als Berechnungsgrundlage für feuchte EOS wird weiterhin 0,906 W m^{-1} K^{-1} verwendet“ (Tanzer et al. 2017).

Abb. 45: EOS Grobkorn

Tabelle 20: Wärmeleitfähigkeitsmessung[40] von EOS (Tanzer et al. 2017)

Probe	Trockendichte [kg m^{-3}]	Wassergehalt [Ma-%]	Effektive Wärmeleitfähigkeit [W m^{-1} K^{-1}]
EOS 0/32	2248	0	0,356
EOS 0/32	2248	7,2	0,906

Für weitere Untersuchungen zum Feuchtigkeitsverhalten von EOS in eingebauten Speichern siehe Tanzer et al. (2017, 152ff.). Zum Verhalten von kapillarem Wasser in körnigem Gefüge siehe Kuckelkorn (2004).

5.2 Modellierung

„Der Festkörperwärmespeicher als Objekt ohne interne Konvektion und ohne Phasenwechsel basiert auf der Wärmeleitung aus dem Volumen des Speichers zum Fluid in den Rohren. Dazu kann das gesamte Speichergebiet in x-, y- und z-Richtung mittels Quaderelementen diskretisiert werden (Glück 2006). Jedoch werden dort Vereinfachungen vorgenommen, wie der Verzicht auf eine seitliche Wärmedämmung und ein Längsschnitt wird im Detail berechnet. Der von Glück (2006) beschriebene Programmcode basiert auf Visual Basic.NET und wäre für eine Kopplung mit anderen Systemkomponenten, z.B. in TRNSYS, entsprechend umzuschreiben.

Für die Darstellung der thermischen Vorgänge des Wärmespeichers und seiner unmittelbaren Umgebung, dem Erdreich, mittels eines Rechenmodells wird auf ein bestehendes TRNSYS Programmmodul, das ICEPIT-Modell, zurückgegriffen. Die Modellbezeichnung „ICEPIT“ läuft unter der type-Nummer „343“. Dieser Type wird eingehend in Hornberger (1994, 32ff.) beschrieben und ist mit „WAKRO“[41] bezeichnet. Damit das Modell für einen nahezu oder gänzlich trockenen Festkörper-Wärmespeicher angewendet werden kann, sind Anpassungen am Modell erforderlich. Die Programmierung von type343 umfasst zum Großteil die Anforderungen, die sich aus der Aufgabenstellung

[39] Feuchtigkeitswert der Proctorversuche mit der höchsten Verdichtung

[40] Bayerisches Zentrum für Angewandte Energieforschung in Würzburg (ZAE Bayern) im Auftrag der Max Aicher Umwelt GmbH

[41] Wärme-/Kältespeicher mit Rohrschlangen

dieser Arbeit für Wärmespeicher ergeben. Daher werden im nachfolgenden Abschnitt die in Hornberger (1994, 32ff.) beschriebenen Funktionsabläufe des Modells aufgegriffen, im Kontext dieser Arbeit erläutert und die Anpassungen beschrieben“ (Tanzer et al. 2017).

5.2.1 Diskretisierung

type343 ist Teil des Simulationsprogramms TRNSYS. Der Simulations- bzw. Berechnungsbereich ist ein rotationssymmetrischer Körper. Er rotiert um die vertikale z-Achse. Das Modell besteht weiter aus vier diskretisierten Bereichen:

- Hauptbereich bzw. Körper des Wärmespeichers
- Wärmedämmung an der oberen Speichergrenze
- Erdreich unterhalb des Speichers
- Erdreich entlang des Perimeters, der seitlichen Abgrenzung

Für die Lösung des Wärmeleitproblems wird ein analytisch-numerisches Verfahren verwendet. Diese Berechnungszellen sind nicht homogen, siehe Abb. 46.

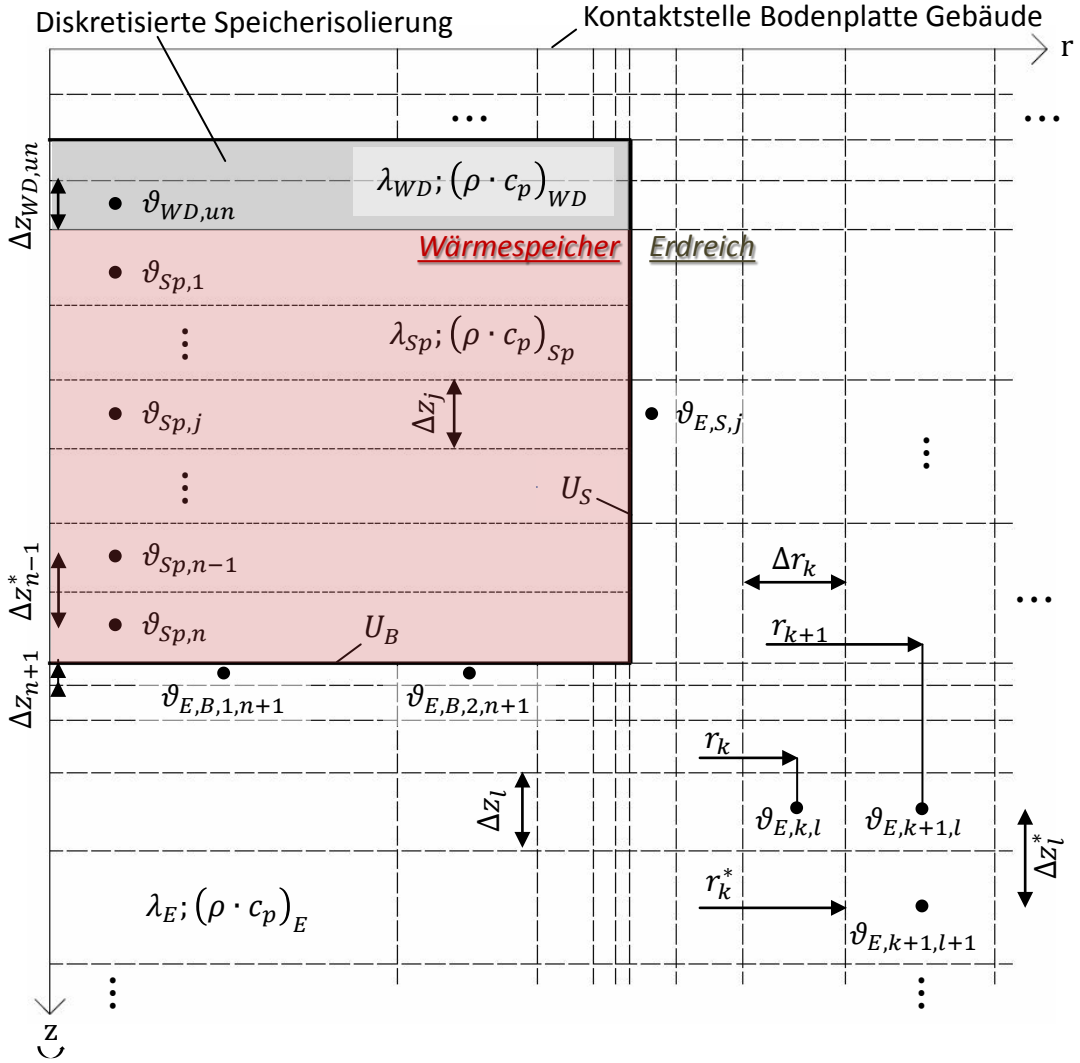


Abb. 46: Angepasstes Berechnungsgitter des rotationssymmetrischen Wärmespeichers in Anlehnung an Hornberger (1994, 33)

„Der Kernbereich des Modells ist der zentral angeordnete Wärmespeicher. Dieser wird über Rechteckelemente im zweidimensionalen Schnitt, wie aus Abb. 46 hervorgeht,

aufgebaut. Durch die Rotation um die z-Achse werden Scheibenelemente geformt, die an ihren Kontaktstellen thermisch gekoppelt sind. Die Form des entstehenden Kegelstumpfs des Speichers wird durch den oberen und unteren Durchmesser vorgegeben. Sind beide Durchmesser identisch, entsteht ein einfacher Zylinder. Die Programmierung von type343 erlaubt es in jeder Schicht ein Rohr zur Wärmeübertragung einzulegen, wobei maximal 20 Schichten […] [möglich sind und] Δz_j individuell gewählt werden [kann].

Das Erdreich unterhalb des tatsächlichen Wärmespeicherbereichs ist in acht horizontale Schichten eingeteilt. Beginnend mit einer anfänglichen, festen Schichthöhe direkt am Speicher von 0,3 m und einem Wachstumsfaktor von 1,5 wird eine maximale Tiefe des Erdreichs von 14,78 m modelliert. Mit größerem Abstand zur Speicherunterkante werden kleinere Temperaturgradienten erwartet, weswegen diese Annahme getroffen […] [wird]. Das Erdreich entlang des Speicherperimeters ist in n / 2 Schichten eingeteilt und steht im thermischen Austausch mit den angrenzenden Zellen. Das Erdreich neben dem Speicher ist in sieben vertikale Schichten aufgeteilt. Die horizontale Schichtweite erhöht sich ausgehend von einer ersten radialen Zellbreite von 0,5 m ebenfalls um den Faktor 1,5. Gemessen wird hierbei vom größten, angegebenen Speicherdurchmesser. Das Erdreich im Perimeter wächst somit auf eine horizontale Ausdehnung von 16,1 m an. Im Modell ist es möglich den Wärmespeicher mit Erdreich zu überdecken. Diese Überdeckung kann maximal 3 m betragen und wird abhängig von der gewählten Einbautiefe in 3 bis 10 horizontale Schichten aufgeteilt, wobei die maximale Einzelschichthöhe auf 0,3 m festgelegt ist. (Hornberger 1994, 33f.)

Hornberger (1994, 35) nimmt für sein Modell an, dass die Wärmeverluste des Speichers nach oben hin größer sind als zu den Seiten oder zum unten angrenzenden Erdreich. Aus diesem Grund wird die Wärmedämmschicht an der Speicheroberkante ebenfalls diskretisiert, wohingegen die übrigen Kontaktstellen lediglich mit konstanten Wärmedurchgangskoeffizienten angebunden werden. Für die Speicherwand wird der Koeffizient U_S und für den Speicherboden U_B verwendet. An der oberen Wärmedämmung werden hingegen konstante Stoffdaten zur Elementberechnung vorgegeben. Maßgeblich hierfür sind die volumetrische Wärmekapazität $(\rho \cdot c)_{Iso}$ und die Wärmeleitfähigkeit des Dämmstoffs λ_{Iso}“ (Tanzer et al. 2017).

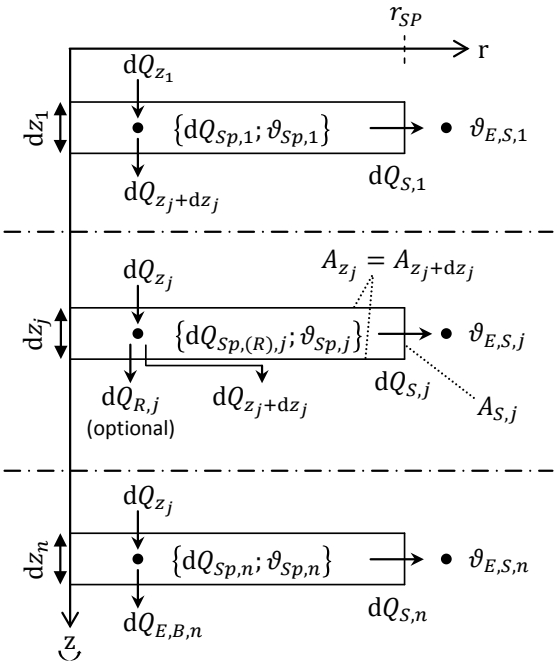


Abb. 47: Wärmestrommodellierung innerhalb der Speicherzone; oben: Bilanz zur Wärmedämmung; mittig: Bilanz interner Elemente mit und ohne Rohr; unten: Bilanz zum bodennahen Erdreich (Tanzer et al.2017)

5.2.2 Wärmetransportvorgänge

Zur Erläuterung der Wärmetransportvorgänge innerhalb des TRNSYS type343 wird eingangs die Wärmebilanz der numerischen Berechnung aufgeführt. Der von Hornberger (1994) implementierte Stofftransport (Wasser) innerhalb des Speichers wird aufgrund des hier trockenen Festkörperspeichers unterdrückt, der lediglich kapillargebundenes Wasser aufweist.

Somit ändern sich Teile des ursprünglichen Modells.

Die Wärmebilanz, siehe dazu auch Abb. 47, an einem beliebigen inneren Speicherelement mit der Höhe dz, zunächst für Schichten ohne Rohr, lautet in Anlehnung an Hornberger (1994, 36):

$$\mathrm{d}Q_{Sp,j} = \mathrm{d}Q_{z_j} - \mathrm{d}Q_{z_j+\mathrm{d}z_j} - \mathrm{d}Q_{S,j} \tag{5.1}$$

worin $\mathrm{d}Q_{Sp,j}$ [J] die Änderung des Energieinhalts der Speicherzelle, $\mathrm{d}Q_{z_j}$ [J] die der Zelle zugeführte Energie, $\mathrm{d}Q_{z_j+\mathrm{d}z_j}$ [J] die aus der Zelle abgehende Wärme und $\mathrm{d}Q_{S,j}$ [J] die Wärmeverluste über die Perimeterfläche sind.

Dabei ist:

$$\mathrm{d}Q_{Sp,j} = (\rho \cdot c)_{Sp} \cdot \mathrm{d}\vartheta_{Sp,j} \cdot A_{z_j} \cdot \mathrm{d}z_j = (\rho \cdot c)_{Sp} \cdot \mathrm{d}\vartheta_{Sp,j} \cdot V_{z_j} \tag{5.2}$$

worin $(\rho \cdot c)_{Sp}$ [J m^{-3} K^{-1}] die volumetrische Wärmekapazität als Produkt der Dichte und der spezifischen Wärmekapazität des Speichermaterials, $\mathrm{d}\vartheta_{Sp,j}$ [K] die Änderung der Temperatur der Speicherzelle, A_{z_j} [m²] die Grund- bzw. Deckfläche des Scheibenelements, $\mathrm{d}z_j$ [m] die diskrete Elementhöhe und V_{z_j} [m³] das Volumen des Scheibenelements sind.

Wie aus Abb. 46 hervorgeht, ist $\mathrm{d}Q_{z_j}$ die Wärmeenergie vom Nachbarelement kommend und $\mathrm{d}Q_{z_j+\mathrm{d}z_j}$ die vom Element abfließende. Beide Terme aufgeschlüsselt lauten:

$$\mathrm{d}Q_{z_j} = -A_{z_j} \cdot \lambda_{Sp} \cdot \left(\frac{\partial \vartheta_{Sp}}{\partial z}\right)_{z_j} \cdot \mathrm{d}t \tag{5.3}$$

und

$$\mathrm{d}Q_{z_j+\mathrm{d}z_j} = -A_{z_j} \cdot \lambda_{Sp} \cdot \left(\frac{\partial \vartheta_{Sp}}{\partial z}\right)_{z_j+\mathrm{d}z_j} \cdot \mathrm{d}t \tag{5.4}$$

worin λ_{Sp} [W m^{-1} K^{-1}] die Wärmeleitfähigkeit des Speichermaterials ist.

Die Wärmeabgabe am seitlichen Rand des Wärmespeichers an das angrenzende Erdreich wird mittels des Wärmedurchgangskoeffizienten der dortigen Wärmedämmung U_S [W m^{-2} K^{-1}] beschrieben:

$$\mathrm{d}Q_{S,j} = U_S \cdot \left(\vartheta_{Sp,j} - \vartheta_{E,S,j}\right) \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_{Sp} \cdot \mathrm{d}z_j \cdot \mathrm{d}t \tag{5.5}$$

worin $\vartheta_{Sp,j}$ [°C] die Temperatur der Speicherzelle, $\vartheta_{E,S,j}$ [°C] die Temperatur des seitlich angrenzenden Erdreichs und r_{Sp} [m] der Radius der Elementscheibe sind.

Nach Hornberger (1994, 37) ist durch Zusammenführen von Gl. (5.2) bis (5.5) die Differentialgleichung für die Temperatur des Elements j zu erhalten:

$$\frac{\mathrm{d}\vartheta_{Sp}}{\mathrm{d}t} = \frac{\lambda_{Sp}}{(\rho \cdot c)_{Sp}} \frac{\partial^2 \vartheta_{Sp}}{\partial z^2} + \frac{U_S \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_{Sp} \cdot \left(\vartheta_{E,S,j} - \vartheta_{Sp,j}\right)}{(\rho \cdot c)_{Sp} \cdot A_{z_j}} \tag{5.6}$$

Für die räumliche Diskretisierung greift Hornberger (1994, 37) auf den Differenzenquotienten der 2. Ableitung für ein nicht-äquidistantes Gitter nach Marsal (1976, 62f.) zurück:

$$\frac{\partial^2 \vartheta_{Sp}}{\partial z^2} \rightarrow \frac{\frac{\left(\vartheta_{Sp,j+1} - \vartheta_{Sp,j}\right)}{\Delta z_j^*} - \frac{\left(\vartheta_{Sp,j} - \vartheta_{Sp,j-1}\right)}{\Delta z_{j-1}^*}}{\Delta z_j} \tag{5.7}$$

worin $\vartheta_{Sp,j+1}$ [°C] und $\vartheta_{Sp,j-1}$ [°C] die Temperaturen der angrenzenden Speicherelemente sind.

Für die Bestimmung der Wärmemenge ergibt sich die Höhe des betrachteten Volumens aus der Summe der beiden halben Höhen zweier benachbarter Elemente:

$$\Delta z_j^* = \frac{\Delta z_j + \Delta z_{j+1}}{2} \tag{5.8}$$

Durch Einsetzen von Gl. (5.7) in Gl. (5.6) folgt analog zu Hornberger (1994, 38):

$$\frac{\mathrm{d}\vartheta_{Sp,j}}{\mathrm{d}t} = \frac{\lambda_{Sp}}{(\rho \cdot c)_{Sp}} \frac{\frac{\left(\vartheta_{Sp,j+1} - \vartheta_{Sp,j}\right)}{\Delta z_j^*} - \frac{\left(\vartheta_{Sp,j} - \vartheta_{Sp,j-1}\right)}{\Delta z_{j-1}^*}}{\Delta z_j} + \frac{\left[U_S \cdot A_{S,j} \cdot \left(\vartheta_{E,S,j} - \vartheta_{Sp,j}\right)\right]}{(\rho \cdot c)_{Sp} \cdot V_{z_j}} \tag{5.9}$$

Gl. (5.9) wird im zweiten Summanden im Gegensatz zu Gl. (5.6) mit Δz_j erweitert, weswegen jetzt das Volumen des Elements j erscheint. Gl. (5.9) beschreibt den internen Wärmeaustausch im Speicher zwischen den dortigen Elementen. (Tanzer et al. 2017)

Im Wärmespeicher werden Schichten mit integrierten Wärmeträgerrohrschlangen (maximal zwei) eingesetzt, die das Be- und Entladen ermöglichen. Die Beschreibung der Wärmeübertragung vom Fluid in den Rohren auf die Speicherzelle erfolgt durch analytische Rechnung; auf eine Diskretisierung der Strömung im Rohrvolumen wird verzichtet. Die Berechnung der Wärmeübertragung erfolgt ausschließlich über *einen* Wärmeübertragungskoeffizienten, vergleichbar mit der Speicherseite. Die Wärmekapazität der Rohre wird nicht berücksichtigt, da sie im Vergleich zu der thermischen Masse des Speichers vernachlässigbar ist.

Der Wärmedurchgangskoeffizient wird aus den Einzel-Wärmewiderständen in der Rohrebene gebildet. Diese sind neben dem Wärmeübergangswiderstand vom Fluid auf die Rohrinnenseite, dem Wärmewiderstand des Rohrs selbst, noch ein Wärmeübergangswiderstand von der Rohraußenseite auf das Speicherfüllmaterial. Letzterer wird mittels der Gesetzmäßigkeit für Strömung in porösen Medien[42] gebildet, da im ursprünglichen Modellkonzept ein Kies-Wasser-Speicher modelliert ist, bei dem das vorhandene Wasser frei strömen kann. Dieser konvektive Wärmeübergang auf das Rohr ist für den hier betrachteten trockenen Speicher nicht vorhanden; die Feuchtigkeit im Speichermaterial wird als statisch angesehen, da das kapillar gebundene und andere Formen von Wassereinschlüssen keine [relevante] Krafteinwirkung erfährt. Der Wärmeübergangskoeffizient vom Fluid auf das zugehörige Speicherelement $U_{R,j}$ [W m^{-2} K^{-1}] bildet sich analog zu Hornberger (1994, 35):

$$U_{R,j} = \frac{\frac{1}{A_{R,a,j}}}{R_i + R_R + R_{Knkt} + R_{Sp}} = \frac{\frac{1}{A_{R,a,j}}}{R_i + R_R + R_{05A}} = \frac{\frac{1}{A_{R,a,j}}}{R_G} \tag{5.10}$$

[42] DARCY-Gesetz

worin R_i [K W^{-1}] für den thermischen Widerstand zwischen Fluid und Rohrinnenwand, R_R [K W^{-1}] für das Rohrmaterial, R_{Knkt} [K W^{-1}] für den Kontakt zwischen Rohraußenseite und Wärmespeichermaterial, R_{Sp} [K W^{-1}] für das Speichermaterial selbst und R_{05A} [K W^{-1}] für die Summe von R_{Knkt} und R_{Sp} stehen. R_G [K W^{-1}] stellt den Gesamtwiderstand zwischen Fluid und Speicher dar. $A_{R,a,j}$ [m^2] ist die äußere Rohrmantelfläche, auf die die Widerstände bezogen werden.

Svec et al. (1983, 270ff.) zeigen, wie bereits bei vollständig gesättigtem, tonartigem Erdreich der Kontaktwiderstand einen maßgeblichen Einfluss hat. Anhand der Messergebnisse von Svec et al. (1983, 273) lässt sich ablesen, dass für Rohre mit kleinerem Außendurchmesser der prozentuale Anteil des Kontaktwiderstands am Gesamtwiderstand zunimmt. Obwohl anzunehmen ist, dass ein Kontaktwiderstand auch bei den hier dargestellten Wärmespeichern auftritt, wird er als vernachlässigbar angesehen, da beim Speichermaterial eine gewisse Stoffdatenunsicherheit bzgl. des Feuchtegehalts vorliegt und der große Rohrabstand einen vergleichsweise großen Wärmewiderstand zur Folge hat. Der Kontaktwiderstand lässt sich in der hier durchgeführten Widerstandsreihe auch als angepasste Wärmeleitfähigkeit beschreiben, wonach es für die weitere Untersuchung ausreichend ist, mit dem kombinierten Widerstand R_{05A} zu rechnen.

Die Berechnung von $U_{R,j}$ erfolgt über die Ermittlung der Teilwiderstände. Es folgt:

$$R_i = \frac{1}{\alpha_i \cdot A_{R,i,j}} \tag{5.11}$$

worin α_i [W m^{-2} K^{-1}] der Wärmeübergangskoeffizient vom Fluid auf die Rohrinnenseite und $A_{R,i,j}$ [m^2] die innere Rohroberfläche sind.

Über den Formfaktor für Zylindermantel folgt für die Rohrwand:

$$R_R = \frac{\ln\left(\frac{D_{R,a}}{D_{R,i}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L_{R,j} \cdot \lambda_R} \tag{5.12}$$

worin $D_{R,a}$ [m] und $D_{R,i}$ [m] der Außen- und Innendurchmesser des Rohrs, $L_{R,j}$ [m] die Gesamtrohrlänge im betrachteten Speicherelement und λ_R [W m^{-1} K^{-1}] die Wärmeleitfähigkeit des Rohrs sind.

Analog dazu wird der Wärmetransport von der äußeren Rohraußenkante zum Symmetriepunkt zwischen den Rohren angesetzt. Somit folgt:

$$R_{05A} = \frac{\ln\left(\frac{d_{R,05A}}{D_{R,a}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L_{R,j} \cdot \lambda_{Sp}} \tag{5.13}$$

worin $d_{R,05A}$ [m] der halbe Rohrabstand in der Rohrebene ist. Es sei hier darauf hingewiesen, dass die Modellierung als zylindrischer Mantel ein Speicherelement nicht vollständig jedoch ausreichend ausfüllt.

Zusammengefasst folgt für $U_{R,j}$:

$$U_{R,j} = \frac{\frac{1}{A_{R,a,j}}}{\frac{1}{\alpha_i \cdot A_{R,i,j}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{R,a}}{D_{R,i}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L_{R,j} \cdot \lambda_R} + \frac{\ln\left(\frac{d_{R,05A}}{D_{R,a}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L_{R,j} \cdot \lambda_{Sp}}} \tag{5.14}$$

Entsprechend der Ausführung in Abb. 47 lautet die Wärmestrombilanz mit Rohr:

$$\mathrm{d}Q_{Sp,R,j} = \mathrm{d}Q_{z_j} - \mathrm{d}Q_{z_j+\mathrm{d}z_j} - \mathrm{d}Q_{S,j} - \mathrm{d}Q_{R,j} \tag{5.15}$$

worin $\mathrm{d}Q_{R,j}$ [J] die Wärmemengenänderung des Fluids ist mit:

$$\mathrm{d}Q_{R,j} = U_{R,j} \cdot \left(\vartheta_{m,FL,j} - \vartheta_{Sp,j}\right) \cdot A_{R,a,j} \cdot \mathrm{d}t \tag{5.16}$$

worin die für die Wärmeübertragung maßgebliche Fluidtemperatur $\vartheta_{m,FL,j}$ [°C] nach Hornberger (1994, 38) über die logarithmische Temperaturdifferenz gebildet wird:

$$\vartheta_{m,Fl,j} = \frac{\vartheta_{Fl,in,j} - \vartheta_{Fl,e,j}}{\ln\left(\frac{\vartheta_{Fl,in,j} - \vartheta_{Sp,j}}{\vartheta_{Fl,e,j} - \vartheta_{Sp,j}}\right)} + \vartheta_{Sp,j} \tag{5.17}$$

worin $\vartheta_{Fl,in,j}$ [°C] und $\vartheta_{Fl,e,j}$ [°C] die Ein- und Austrittstemperatur des Fluids sind.

Für die Bilanz an einem Element mit Rohren folgt:

$$\frac{\mathrm{d}\vartheta_{Sp,j}}{\mathrm{d}t} = \frac{\lambda_{Sp}}{(\rho \cdot c)_{Sp}} \frac{\frac{\left(\vartheta_{Sp,j+1} - \vartheta_{Sp,j}\right)}{\Delta z_j^*} - \frac{\left(\vartheta_{Sp,j} - \vartheta_{Sp,j-1}\right)}{\Delta z_{j-1}^*}}{\Delta z_j} + \frac{1}{(\rho \cdot c)_{Sp} \cdot V_{z_j}} \cdot \left[U_S \cdot A_{S,j} \cdot \left(\vartheta_{E,S,j} - \vartheta_{Sp,j}\right) + U_{R,j} \cdot A_{R,a,j} \cdot \left(\frac{\vartheta_{Fl,in,j} - \vartheta_{FL,e,j}}{\ln\left(\frac{\vartheta_{Fl,in,j} - \vartheta_{Sp,j}}{\vartheta_{Fl,e,j} - \vartheta_{Sp,j}}\right)} \right) \right] \tag{5.18}$$

Dabei beschreibt der erste Summand den Wärmeaustausch mit Nachbarzellen und der zweite Summand beinhaltet den Wärmeverlust an das umgebende Erdreich und den Austausch mit dem Wärmeträger.

Die Wärmeströme an Speicherdecke und –boden sind nicht von den Anpassungen beeinflusst. Sie bilden die Randbedingungen und sind nach Hornberger (1994, 40):

$$\dot{q}_{z_1} = \frac{\lambda_{Iso}}{0{,}5 \cdot \Delta z_{Iso,un}} \cdot \left(\vartheta_{Iso,un} - \vartheta_{Sp,1}\right) \tag{5.19}$$

und:

$$\dot{q}_{E,B,n} = \frac{1}{\frac{\Delta z_{n+1}}{2 \cdot \lambda_E} + \frac{1}{U_B}} \cdot \left(\vartheta_{Sp,n} - \bar{\vartheta}_{E,B,n+1}\right) \tag{5.20}$$

worin λ_{Iso} [W m^{-1} K^{-1}] und λ_E [W m^{-1} K^{-1}] die Wärmeleitfähigkeiten von Wärmedämmung und Erdreich, $\Delta z_{Iso,un}$ [m] und Δz_{n+1} [m] die angrenzenden, diskreten Elementhöhen von Wärmedämmung und Erdreich, $\vartheta_{Iso,un}$ [°C], $\vartheta_{Sp,1}$ [°C], $\vartheta_{Sp,n}$ [°C] die Temperatur der untersten Wärmedämmungsschicht, der ersten und letzten Speicherschicht und U_B [W m^{-2} K^{-1}] der Wärmedurchgangskoeffizient der Bodendämmung darstellen. $\bar{\vartheta}_{E,B,n+1}$

[°C] ist die mittlere Temperatur der direkt angrenzenden Erdreichelemente am Speicherboden. Für die Berechnung der Elemente im speicherumschließenden Erdreich sei auf die Arbeit von Hornberger (1994, 41f.) verwiesen.

5.2.3 Anpassung des Speichermodells TRNSYS type343

„Für die Realisierung der Speichermodellierung kann auf die bestehende Programmierung von type343 zurückgegriffen werden. Dabei sind Anpassungen zu treffen, um den Konvektionsstrom im Speichermaterial zu unterdrücken. Im Speichermodell werden die thermischen Widerstände in der Rohrebene neu zusammengestellt. **(1)** Der Modelleingabewert des konvektiven Wärmeübergangs vom Fluid auf die Rohrwand wird […] um die Wärmeleitung im trockenen Speichermaterial [ergänzt]. **(2)** [D]er im Modell berechnete, konvektive Wärmeübergang von der Rohraußenwand auf das Wasser in der Kiesschüttung wird durch Parameteranpassung eliminiert. **(3)** [D]ie Berechnung des Wärmedurchgangs durch die Rohrwand bleibt im Modell bestehen.

Um dies zu erreichen, muss der Wärmeübergangskoeffizient von Rohraußenseite auf das wasserdurchströmte Speichermaterial so groß gewählt werden, dass der daraus resultierende Wärmewiderstand vernachlässigbar wird. Anhand der im Programm verwendeten DARCY-modifizierten RAYLEIGH-Zahl Ra_D [-] werden die NUSSELT-Zahl Nu_a [-] und daraus der konvektive Wärmeübergangskoeffizient α_a [-] berechnet. Dabei gelten die Proportionalitäten (Hornberger 1994, 35f.): $\alpha_a \sim Nu_a \sim Ra_D^p \sim K^p$ mit der numerischen Konstanten $p > 0$ (Fand et al. 1986, 130f.), worin K [m²] die Permeabilität des Speichermaterials ist. Da K ein Eingabeparameter von type343 ist, ist K sehr groß zu wählen, um den thermischen Widerstand $1/\alpha_a$ bedeutungslos zu machen.

Der Wärmeübergangskoeffizient $\alpha_{i,Eingabe}$ im Rohr ist ebenfalls eine Eingabegröße, der Widerstand R_{05A} hingegen nicht. Aufgrund der Modellierung können beide Werte vorab zusammengefasst werden“ (Tanzer et al. 2017):

$$\alpha_{i,Eingabe} = \frac{\frac{1}{A_{R,a,j}}}{\frac{1}{\alpha_i \cdot A_{R,i,j}} + \frac{\ln\left(\frac{d_{R,05A}}{D_{R,a}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L_{R,j} \cdot \lambda_{Sp}}} \tag{5.21}$$

Der Wärmedurchgang des Rohres wird im Modell separat erfasst.

Die ursprüngliche Programmierung des type343 zeigt überdies bei Kühlung oder Erwärmung des Speichers eine Mischung der Temperatur aller Ebenen unterhalb bzw. oberhalb der Rohrschlaufe. Diese Maßnahme ist darauf zurückzuführen, dass die eigentliche Konzeption des type343 für einen Kies-Wasser-Speicher ausgelegt wird, bei dem sich freies Wasser im Speichermaterial bewegt und für eine bessere Durchmischung des Materials sorgt. Diese Durchmischung wird nicht angewendet. Die Veränderung betrifft den Codeabschnitt „230“ [43], welcher wie folgt zu ändern ist:

- Original: „if((rhowat(max(tstf(k),0.))-rhowat(max(tstf(k+1),0.))).lt.0.01)“
- Angepasst: „if(0.001.lt.0.01)“

[43] Codezeileninformation und Freigabe diese hier zu veröffentlichen durch Prof. Dr.-Ing. M. Hornberger per Email am 29.11.2016 [MEZ] 13:39 Uhr.

Mit dieser einfachen Anpassung wird die im Code dargestellte vollkommene Mischung der unten liegenden Temperaturschichten übersprungen und der Austausch zwischen den Schichten. Das Speichermodell basiert ausschließlich auf Wärmeleitung ohne den Einfluss konvektiven Verhaltens.

5.3 Modellvalidierung und Betrieb – SPV2a

Die nachfolgende Validierung des vorgestellten Modells wird auszugsweise für den größeren Speicher SPV2a vorgestellt. Für weitere Validierungen zum Speicher SPV1 sowie zu SPV2b sei auf Tanzer et al. (2017, 163ff. & 341ff.) verwiesen.

Da beide Wärmespeicher der Pilotanlage direkt nebeneinander eingebaut sind, besitzen sie eine Kontaktlänge von ca. 23,5 m. Demnach ist an dieser Kontaktfläche angrenzendes Erdreich, welches im Modell mitmodelliert wird, am realen Speicher nicht vorhanden ist. Das idealisierte Modell sieht keine Möglichkeit vor benachbarte Wärmespeicher anzuordnen. Anpassungen der Randbedingungen, insbesondere der mittleren Erdreichtemperatur, erlauben es aber, dass ein rechnerischer Datenabgleich möglich wird.

Die Parameteranpassungen sind in Anhang E beschrieben.

An der Speicheroberseite trifft die modellierte Wärmedämmung auf die Bauteilaktivierung. Da die Temperatur des Betonkerns nicht bekannt ist, wird als Betontemperatur die Raumlufttemperatur angesetzt und im Falle des Heizbetriebs die mittlere Temperatur aus Vor- und Rücklauf[44]. Um die Trägheit der Bauteilaktivierung auf Temperaturänderungen einzubeziehen werden die Temperaturen über eine Stunde hinweg gemittelt. Der Wärmeabfluss über die Umschließungsflächen wird durch Temperaturwerte auf der Innen- und Außenseite der Wärmedämmung bestimmt und jedem Sensorwert wird entsprechend seiner Position ein Teil der Übertragungsfläche zugeordnet.

Abb. 48 zeigt den Vergleich zwischen den simulierten und den gemessenen Daten. Mit den in Kap. 5.2.3 vorgestellten Anpassungen der Modellparameter ist eine hinreichend genaue Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation darstellbar. Die in Abb. 48 auftretenden Unterschiede zwischen dem Modellierungsergebnis und den Messdaten der mittleren Speichertemperatur, sind auf unzureichender Kenntnis der real vorherrschenden Stoffwerte zurückzuführen.

„Bei Durchlaufen eines kompletten Speicherzyklus müssen die Wärmeverluste zusammen mit der entnommenen nutzbaren Wärmeenergie der zugeführten Wärmeenergie während des Speicherladebetriebs entsprechen. Die zugehörige Energiebilanz lautet für den Wärmespeicher somit“ (Tanzer et al. 2017):

$$Q_{Sp} = Q^{+}_{Sp,laden} + Q^{-}_{Sp,Verlust} + Q^{-}_{Sp,entladen} \tag{5.22}$$

worin das Superskript „+“ für die positive Wärmeenergie beim Beladen $Q^{+}_{Sp,laden}$ [J], und „–“ für die negativen Wärmeenergien, die aus dem Speicher abgeführt werden, stehen. $Q^{-}_{Sp,Verlust}$ [J] ist die Wärmeenergie an die Umgebung und $Q^{-}_{Sp,entladen}$ [J] die für Heizungszwecke entnommene Energiemenge.

[44] Aufgetretene Datenausfälle dieser Temperaturen sind über die Außenlufttemperatur kompensiert, wobei dies für SPV2a zu 423 Messminuten aufgetreten ist.

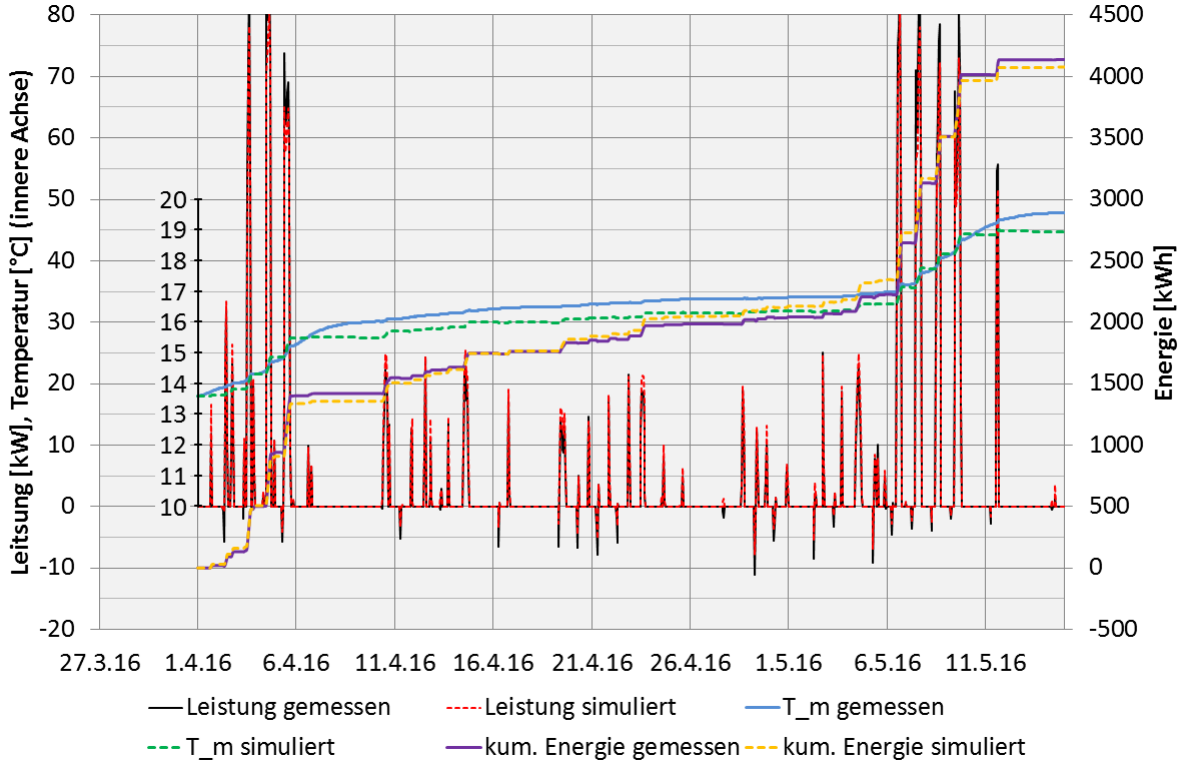


Abb. 48: Modellvalidierung an SPV2a. Zeitraum 1. April 2016 bis 15. Mai 2016. Verglichen werden die momentanen Leistungswerte gemäß Simulation und Messung, die mittlere Speichertemperatur und der kumulierte Energieumsatz. Die Temperaturskala befindet sich innerhalb der Grafik (Min.-Wert 10 °C; Max.-Wert 20 °C). (Tanzer et al. 2017)

„Die Wärmemengen für das Laden und Entladen des Speichers werden durch zeitliche Integration der im Fluid umgesetzten Wärmeleistungen bestimmt. Der Wärmeaustausch mit dem Erdreich, der Halle und dem Nachbarspeicher wird über folgendes Integral der Wärmeleistungen bestimmt:

$$Q_{Sp,Verlust} = \int_{t_0}^{t_{8760}} \left(\dot{Q}_{Halle} + \dot{Q}_S + \dot{Q}_{E,B} + \dot{Q}_{Sp,N}\right) \cdot \mathrm{d}t \tag{5.23}$$

worin $\dot{Q}_{Halle}$ [W], $\dot{Q}_S$ [W], $\dot{Q}_{E,B}$ [W] und $\dot{Q}_{Sp,N}$ [W] die übertragene Wärmeleistung zwischen Speicherdecke und Halle, zwischen dem Speicherinneren und seitlichem Erdreich, zwischen Speicherboden und Erdreich sowie zwischen dem betrachteten Speicher und dem Nachbarspeicher sind. Diese Wärmeleistungen ergeben sich über den Wärmedurchgangskoeffizienten U [W m^{-2} K^{-1}], die zugeordnete Fläche A_{Sensor} [m²] und die anliegenden Temperaturen auf der Außen- $\vartheta_{Sp,Sensor,a}$ [°C] und Innenseite $\vartheta_{Sp,Sensor,i}$ [°C] der Umschließungsfläche:

$$\dot{Q} = U \cdot A_{Sensor} \cdot \left(\vartheta_{Sp,Sensor,a} - \vartheta_{Sp,Sensor,i}\right) \tag{5.24}$$

Den punktuell angeordneten Sensoren werden repräsentative Flächenanteile der Umschließungsflächen zugeordnet. Jeder Sensor im Speicherinneren besitzt auf der anderen Seite der Speicherwandung ein Gegenstück. Die Genauigkeit der Wärmeverlustmessung ist damit abhängig von der Rasterung der Sensorflächenteile und deren Anzahl“ (Tanzer et al. 2017).

Abb. 49 zeigt den für SPV2a zuvor abgebildeten Zeitraum, diesmal jedoch mit den über das Modell ermittelten kumulierten Wärmeverlusten über Boden, Seite und Decke.

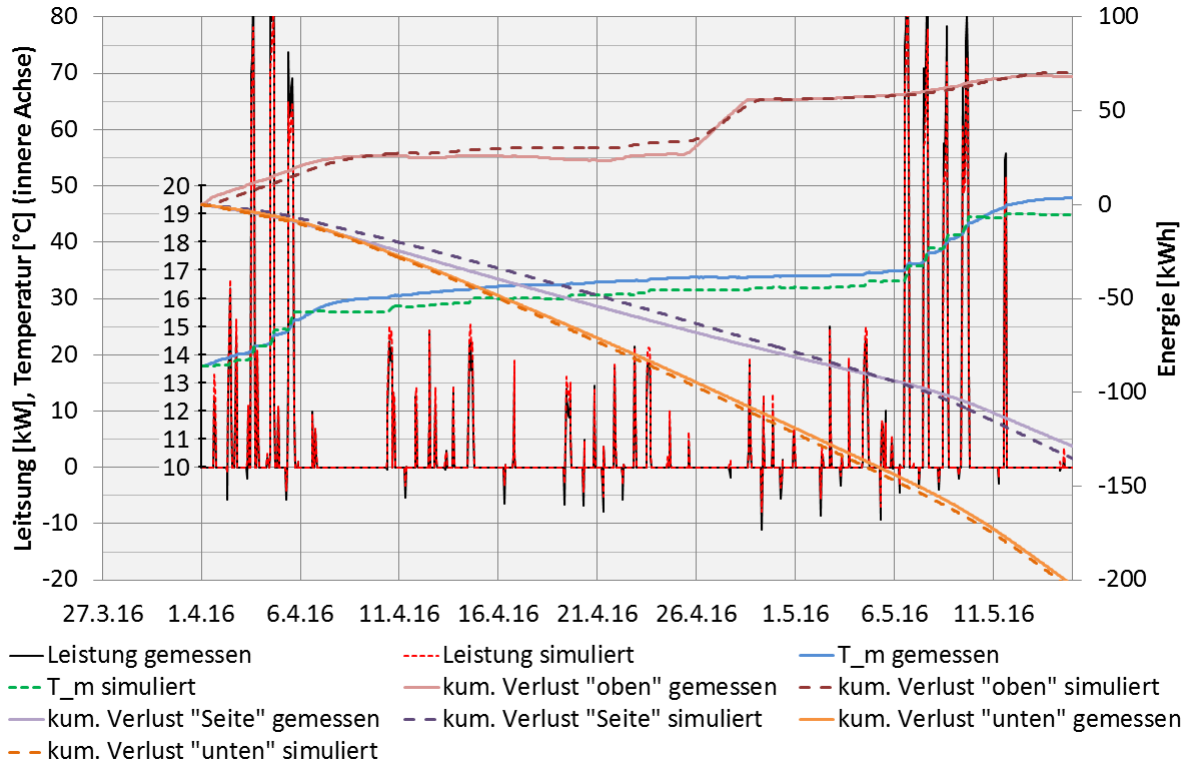


Abb. 49: Modellvalidierung an SPV2a. Zeitraum 1. April 2016 bis 15. Mai 2016. Verglichen werden die momentanen Leistungswerte der Simulation und der Messung, die mittlere Speichertemperatur und die kumulierten Wärmeverluste über die obere Speicherabdeckung, die Speicherseite und über den Speicherboden. Temperaturskala innerhalb der Grafik (Min.-Wert 10 °C; Max.-Wert 20 °C). (Tanzer et al. 2017)

Die Abweichungen gegenüber den Messdaten liegen für SPV2a im Mittel bei -0,33 K. Die größte negative Abweichung beträgt -0,62 K und die maximale positive +0,28 K. Die Wärmeleistungen am Fluid weichen im Mittel -0,3 kW von der Messung ab. Die größte negative Abweichung beträgt -18,5 kW und die maximale positive +5,7 kW. Für die Wärmeverluste zeigen sich am Ende des Zeitraums Abweichungen von -2,7 kWh (+1,3 %) am Boden, -6,9 kWh (+5,2 %) am Perimeter und +2,9 kWh (+4,2 %) an der Speicherdecke im Vergleich zur Messung. Damit wird gezeigt, dass auch bei einer komplexen Kubatur das Modell durch die Anpassung der Parameter ein geeignetes Abbild der Realität darstellt.

Unter den genannten Umständen bzw. Unsicherheiten ist die Übereinstimmung der Messwerte und der Simulationsergebnisse hinreichend genau, um das Speichermodell für die Systemrechnung sowie für eine Parameteruntersuchung heranzuziehen, da die Differenzen unter Bezug auf die gemessenen Temperaturen und die Konstruktion erklärbar sind. Komplexe Konfigurationen und/oder Einflüsse im Bereich des modellierten Erdreichs werden durch die Simulation nicht erfasst. Dies ist jedoch für eine Systemanalyse, in der der Wärmetransport grundsätzlich untersucht werden soll, nicht notwendig.

5.4 Wärmespeichercharakteristik

Die Hauptaufgabe des Wärmespeichers besteht in der Speicherung von Energie in dem Umfang, wie sie innerhalb eines Zyklus gefordert wird. Daraus leitet sich das Hauptkriterium ab: das Gesamtspeichervolumen bzw. seine Gesamtkapazität. Die Kapazität des Speichers ist ausschließlich von der volumetrischen Wärmekapazität aller Stoffe abhängig.

Um einem Speicher mit dem Volumen V_{Sp} [m³] die notwendige Energie zu- oder abführen zu können, muss die Wärmeaufnahme- und Wärmeabgabefähigkeit mit den übrigen Heizsystemkomponenten übereinstimmen. In einem quasistationären Zustand bei konstantem Wärmeentzug stellt sich zwischen dem Fluid in den Rohrschlangen und dem Speichermaterial ein stabiler Temperaturgradient ein. Daraus folgt, dass die mittlere Speichertemperatur und die mittlere Fluidtemperatur kontinuierlich abfallen, die Temperaturdifferenz dieser Mittelwerte ΔT_{Sp-Fl} [K] bleibt jedoch unverändert. Je nach Größe der Entzugsleistung $\dot{Q}_{Sp,Entzug}$ [W] verändert sich direkt proportional dazu ΔT_{Sp-Fl}. Der Zusammenhang zwischen der Temperaturdifferenz und der Entzugsleistung wird nur durch die geometrische Form des Speichers beeinflusst. Demnach kann ein individueller volumenbezogener Wärmeübertragungskoeffizient U_{Sp} [W m^{-3} K^{-1}] gebildet werden nach:

$$U_{Sp} = \frac{\dot{Q}_{Sp,Entzug}}{\Delta T_{Sp-Fl}} \cdot \frac{1}{V_{Sp}} \tag{5.25}$$

Je nach Konstruktion und den fluiddynamischen Randbedingungen kann U_{Sp} bestimmt werden, indem ΔT_{Sp-Fl} bei bekanntem Volumen und bekannter Entzugsleistung ermittelt wird. Der Begriff Wärmeübertragungskoeffizient soll verdeutlichen, dass es sich um den Wärmetransport zwischen dem Fluid im Rohr und dem Speichervolumen handelt. Mit Bezug auf die jeweils mittleren Temperaturen gibt es auch keine fest definierte Wegstrecke der Wärmeleitung.

5.5 Sensitivitätsanalyse

„In den vorangegangenen Abschnitten wird das Modell für Langzeitwärmespeicher dargestellt. Dieses Modell wird nun zur Untersuchung effizienter Speicherauslegung eingesetzt. Zur Analyse des Einflusses unterschiedlicher Auslegungsoptionen wird an einem Referenzobjekt eine singuläre Parametervariation durchgeführt. Dabei wird wie schon bei der Analyse des Massivabsorbers von einem repräsentativen Teilstück, weiterhin als Elementarzelle bezeichnet, ausgegangen.

Die Basis bildet eine Elementarzelle mit 1 m Rohrlänge. Das Wärmeträgerrohr verläuft horizontal und vertikal mittig durch die Elementarzelle. Über den Rohrabstand und die Bauhöhe H_{Sp} [m] ergibt sich das Volumen der Elementarzelle. Es wird der Einschwingvorgang bei Wärmeinkopplung und-auskopplung untersucht. Das Ziel ist es daraus den Wärmewiderstand aus dem Beharrungszustand abzuleiten.

Auf die zentral gelegene Fläche der Rohrebene bezogen wird eine frei wählbare Entzugsleistung $\dot{q}_{Entzug}$, hier von 50 W m^{-2}, vorgegeben. Mit dem Speichermodell wird ΔT_{Sp-Fl} bestimmt und U_{Sp} berechnet nach“ (Tanzer et al. 2017):

$$U_{Sp} = \frac{\dot{q}_{Entzug}}{H_{Sp}} \cdot \frac{1}{\Delta T_{Sp-Fl}} \tag{5.26}$$

Da $\dot{q}_{Entzug}$ und ΔT_{Sp-Fl} für den Auslegungsfall als Grenzwerte festgelegt werden, geben sie die Rahmenbedingungen vor, welche Qualitätsanforderungen durch die Speicherkonstruktion erfüllt werden müssen.

„Das Rohrmaterial wird konstant belassen und Daten für Verbundrohre angesetzt. Um Einflüsse aus dem im Modell integrierten Erdreich zu unterbinden, werden die Wärmedurchgangskoeffizienten zur Speicherseite und –boden sehr klein (10^{-5} W m^{-2} K^{-1}) und ebenfalls die Wärmeleitfähigkeit der modellierten, oberen Speicherisolierung sehr klein (10^{-5} W m^{-1} K^{-1}) gewählt.

Ablaufschema der Elementarzellenberechnung:

- Anwendung des dynamischen Speichermodells (TRNSYS type343)
- Betrieb mit konstanter Entzugsleistung
- Folge: Absenkung der Wärmeträgertemperatur mit fortschreitender Ausbildung des Temperaturprofils im Speichervolumen
- Im Beharrungszustand, wenn sich das Temperaturprofil nicht mehr weiter ändert, wird ΔT_{Sp-Fl} ausgewertet.

Die Berechnung in TRNSYS wird entsprechend aufgebaut, dass die instationäre Simulation der Elementarzellen mit einer kleinen Zeitschrittweite (≤ 10 s), abhängig von der iterativ im Programm ermittelten Austrittstemperatur, über konstantes $\dot{q}_{Entzug}$ die neue Eintrittstemperatur berechnet. Die Simulationszeit wird je Variante auf 250 h festgesetzt, um sicherzustellen, dass ein quasistationärer Zustand vorliegt. Für das Referenzelement zeigen Abb. 50 bis Abb. 52 beispielhaft das thermische Verhalten der modellierten Schichten bis zu 50 h für die Abkühlung und bis 100 h die Relaxation, d.h. die Rückbildung des Temperaturprofils nach Beenden der Wärmeeinkopplung oder -auskopplung.

Mit zunehmender Dauer des Wärmeentzugs bildet sich der stationäre Zustand aus. In der ortsaufgelösten Darstellung sind die Linien verschiedener Zeiten dann parallel zueinander. In der Relaxationsphase gleichen sich die Temperaturen der verschiedenen Ebenen der mittleren Speichertemperatur an. Die mittlere Fluidtemperatur am Ende des Wärmeentzugs und die sich einstellende mittlere Speichertemperatur führen zu ΔT_{Sp-Fl}. In der zeitaufgelösten Darstellung ist der stationäre Zustand dann erreicht, wenn zwischen den einzelnen Ebenen keine Veränderung der Temperaturdifferenzen mehr eintritt. Dies zeigt sich auch im Verlauf von ΔT_{Sp-Fl}, die sich ihrem Grenzwert angenähert hat.

Die variierten Parameter sind in Tabelle 21 aufgeführt. Für die dort beschriebene Referenz folgt:

$$U_{Sp} = \frac{50\ \frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m^2}}}{1\ \mathrm{m}} \cdot \frac{1}{12{,}174\ \mathrm{K}} = 4{,}1\ \frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m^3 K}} \tag{5.27}$$

Die Temperaturdifferenz ΔT_{Sp-Fl} der Referenz ist Abb. 52 zu entnehmen. U_{Sp} beschreibt also wie groß die Wärmeleistung des Fluids sein muss, um an der Elementarzelle dieser Konstruktion mit 1 m^3 Volumen eine Abkühlung zwischen mittlerer Fluidtemperatur und mittlerer Speichertemperatur um 1 K vorzunehmen“ (Tanzer et al. 2017).

Tabelle 21: Parametervariation der Wärmespeicherelementarzelle (Tanzer et al. 2017)

Variation	Referenz; (Min.; Max)	Einheit
Rohrinnendurchmesser	20; (10; 30)	mm
Rohrabstand	400; (100; 1000)	mm
Temperaturleitfähigkeit	7,21; (3,46; -) Kies; (EOS; -)	10^{-7} m² s^{-1}
Bauhöhe	1,00; (0,25; 2,00)	m
Strömungsgeschwindigkeit	0,4; (0,1; 1,0)	m s^{-1}

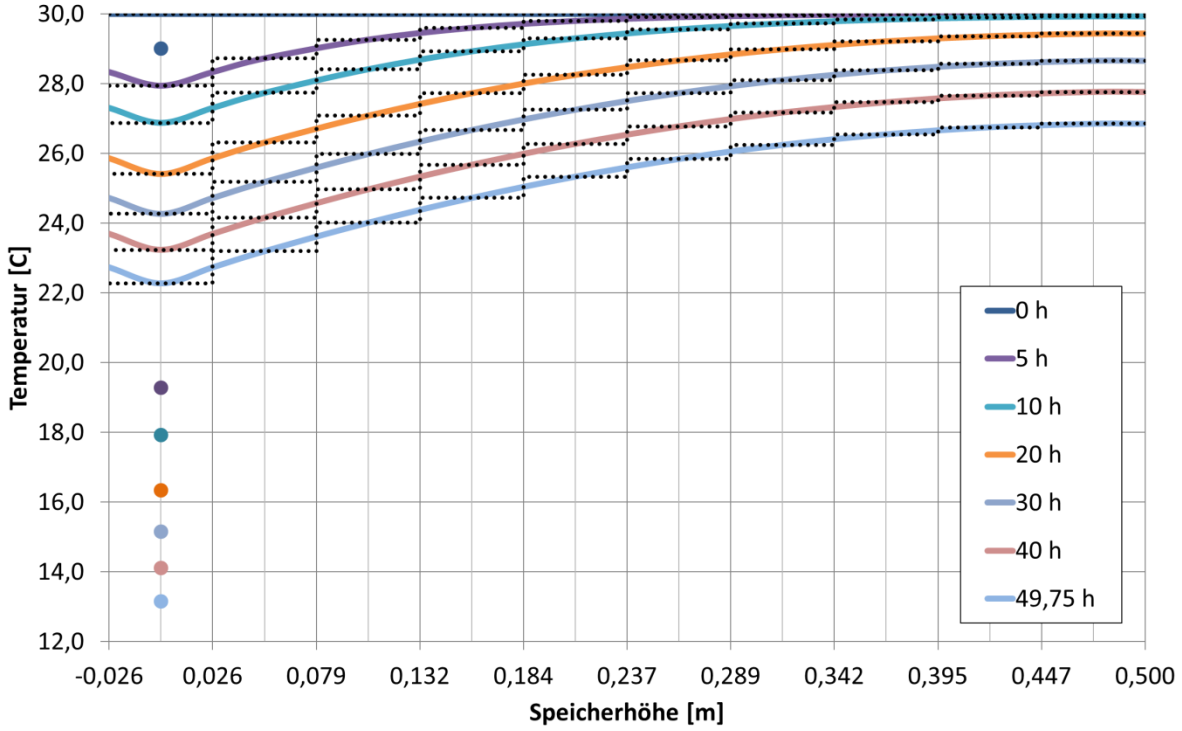


Abb. 50: Speicherelementarzelle (Referenz) in ortsaufgelöster Darstellung der oberen Elementhälfte (Symmetriebedingung): Abkühlphase; mittlere Fluidtemperatur als Punkt; die punktierte Linie zeigt die Temperatur der diskretisierten Speicherebenen. (Tanzer et al. 2017)

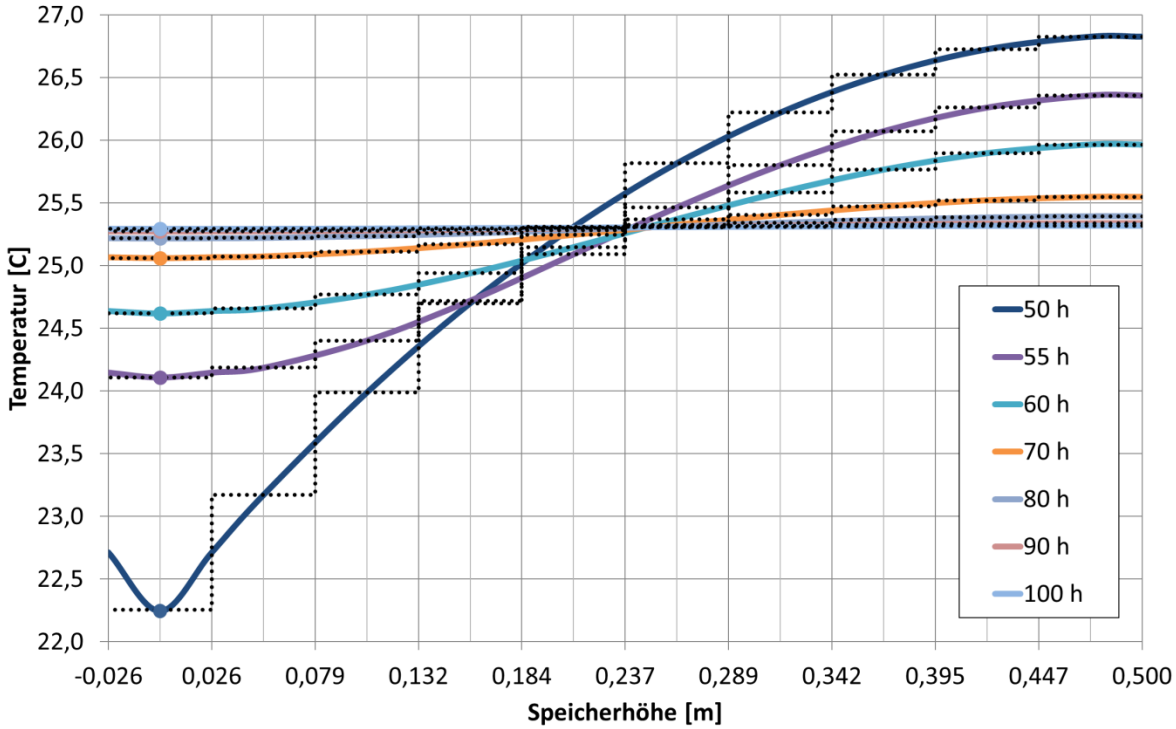


Abb. 51: Speicherelementarzelle (Referenz) in ortsaufgelöster Darstellung der oberen Hälfte der Elementarzelle (Symmetriebedingung): Relaxation; mittlere Fluidtemperatur als Punkt; die punktierte Linie zeigt die Temperatur der diskretisierten Speicherebenen. (Tanzer et al. 2017)

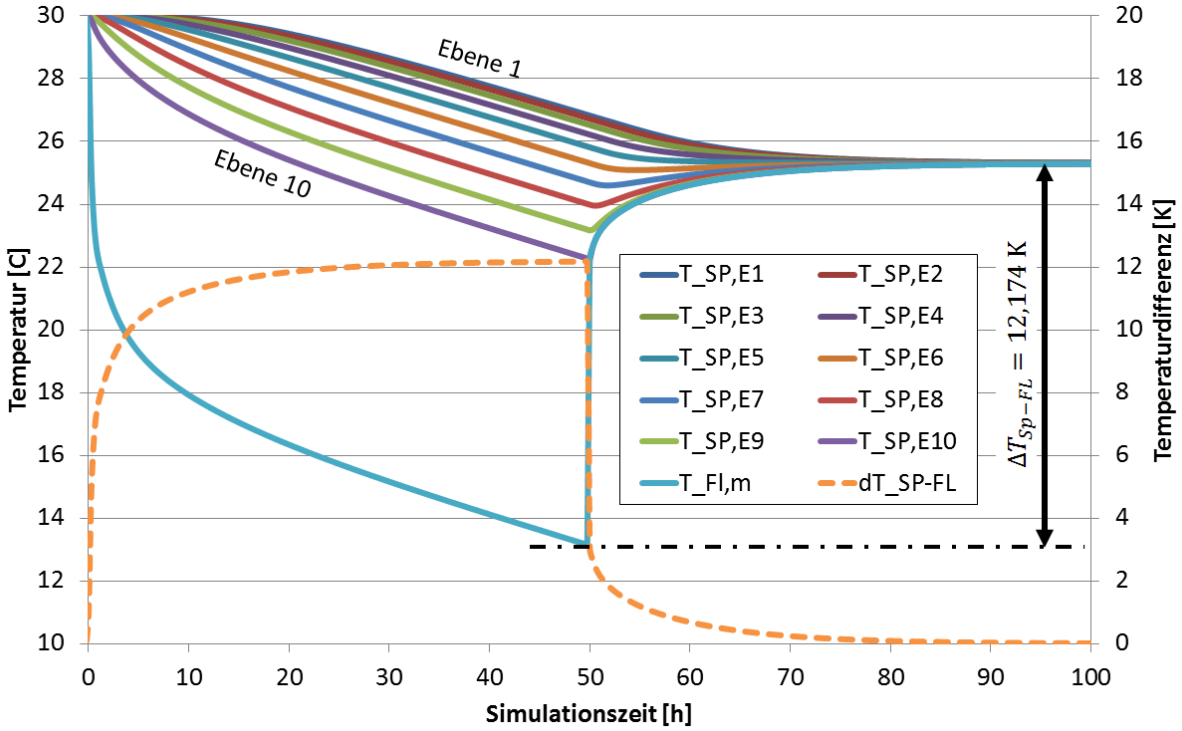


Abb. 52: Speicherelementarzelle (Referenz) in zeitaufgelöster Darstellung; Ebene 1 ist obere Speicherebene, Ebene 10 ist Rohrebene. (Tanzer et al. 2017)

Die Simulation in Abb. 52 zeigt zu Beginn der Simulation eine identische Starttemperatur von 30 °C für das Fluid und den gesamten Speicher. Die Temperaturdifferenz ΔT_{Sp-Fl} ist zu diesem Zeitpunkt null. Indem auf das Fluid kontinuierlich 50 W m^{-2} – bezogen auf die Grundfläche – als Entzugsleistung wirken, stellt sich eine quasistationäre Temperaturschichtung ein. Ab Stunde 50 wird der Wärmeentzug beendet, woraufhin sich die Schichten im Speicher einer Endtemperatur angleichen und sich eine eindeutige Temperaturdifferenz zwischen Fluid und Speichermaterial ergibt.

„Für eine möglichst effiziente Speicherauslegung sind […] [folglich] Geometrien zu identifizieren, die hohe Wärmeübertragungswerte bei gleichzeitig geringem technischem Aufwand erreichen. Zu diesem Zweck wird der Einfluss der einzelnen Geometrieparameter untersucht. Die Analyse in Abb. 53 zeigt, dass mit steigendem Innendurchmesser und bei gleichbleibender Strömungsgeschwindigkeit der Wärmeübertragungskoeffizient U_{Sp} steigt. Mit dieser Parametervariation geht auch eine Steigerung des Durchflusses einher, der wiederum für eine bessere Wärmeübertragung seitens des Fluids sorgt und damit zu einer besseren Kühlung des Speicherelements. Gleichzeitig erhöht sich die Kontaktfläche des Rohrs und der thermische Widerstand der Schüttung verringert sich mit größerem Durchmesser. Dies bedeutet eine umgekehrte Proportionalität zwischen der Temperaturdifferenz am Fluid und der Durchflusserhöhung.

Mit größer werdendem Rohrabstand hingegen steigt der thermische Widerstand zwischen der mittleren Fluidtemperatur und der mittleren Speichertemperatur. Selbiger Zusammenhang besteht zwischen dem Wärmeübertragungskoeffizienten des Speichers und seiner Bauhöhe“ (Tanzer et al. 2017).

Im statischen Zustand ist beim Speichermaterial nur die Wärmeleitfähigkeit von Bedeutung. Hier gilt wieder: Eine Reduzierung des thermischen Widerstands – gleichbedeutend mit einer Steigerung der Wärmeleitfähigkeit – führt zwischen den beiden Temperaturen zu einer Verbesserung der Wärmeaus- und Wärmeeinkopplung.

Bei festem Rohrdurchmesser und Variation der Strömungsgeschwindigkeit steigt mit ihrer Zunahme auch U_{Sp}. In der konkreten Variation zeigt sich zwischen 0,3 und 0,4 m s^{-1} ein Sprung im Ergebniswert. Hier wechselt das Strömungsprofil von laminar in den Übergangsbereich zur Turbulenz.

Dadurch findet eine deutliche Verbesserung des Wärmetransports statt, während sich im laminaren Bereich der Wärmeübergangskoeffizient kaum ändert.

In der Gegenüberstellung der fünf variierten Parameter, siehe Abb. 54, wird die Bandbreite des Einflusses deutlich, den sie auf U_{Sp} haben. Den größten Einfluss hat die Speicherhöhe. Eine Gesamthöhe von 0,25 m bedeutet einen Abstand von 0,25 m bis zur nächsten Rohrebene. Ausgehend von der Referenz ist die weitere Reduzierung des Rohrabstands weniger effektiv, da er bereits bei 0,4 m liegt. Weniger stark wiegen die Einflüsse der Strömungsgeschwindigkeit und des Rohrdurchmessers. Den geringsten Einfluss hat die Wärmeleitfähigkeit des Speichermaterials. Zwar sollte sie hoch sein, doch kann aus der Untersuchung abgeleitet werden, dass andere konstruktive Merkmale von höherer Priorität sind für eine Optimierung der Wärmeübertragung.

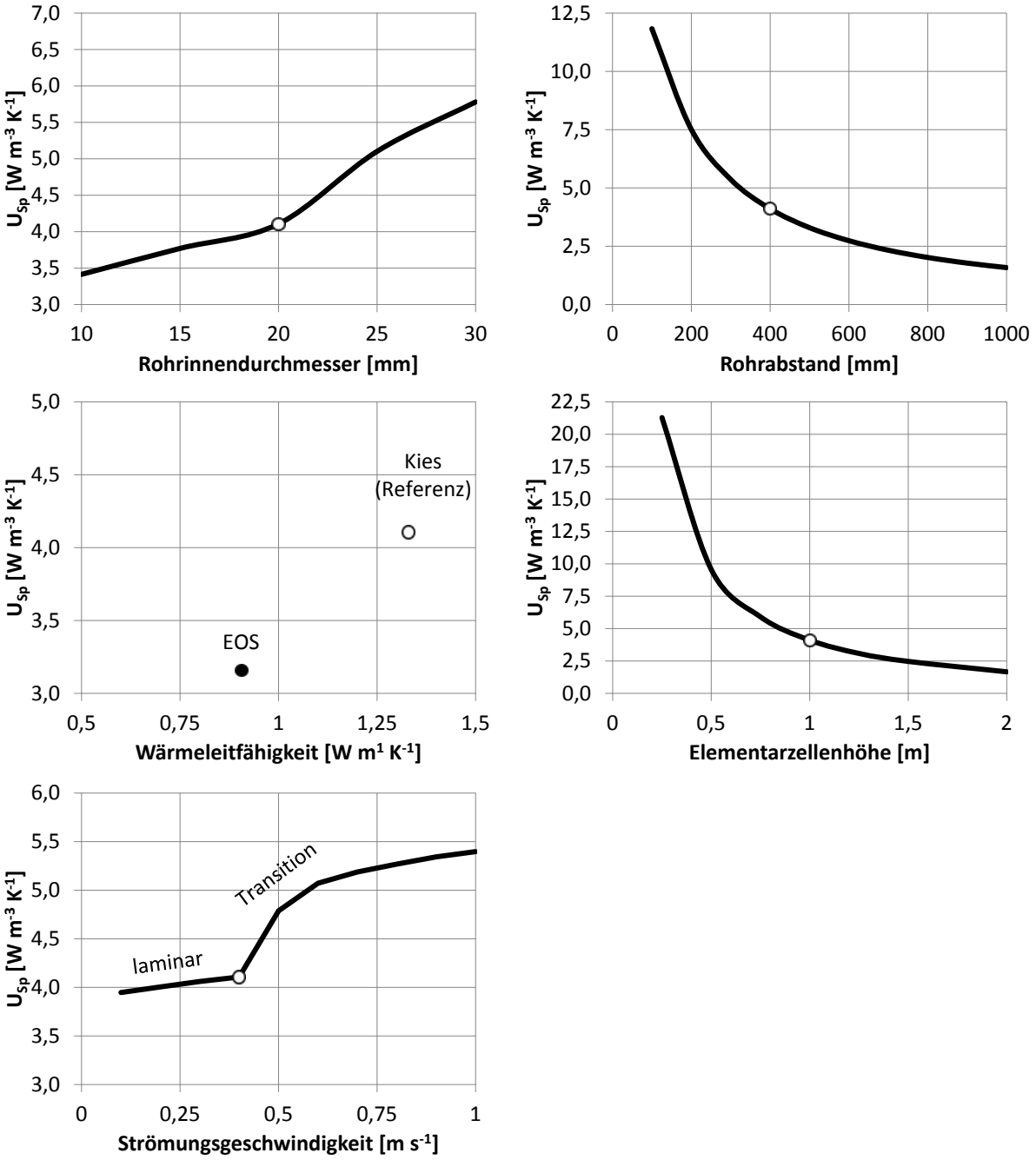


Abb. 53: Parametervariation an einer Wärmespeicherelementarzelle (Tanzer et al. 2017)

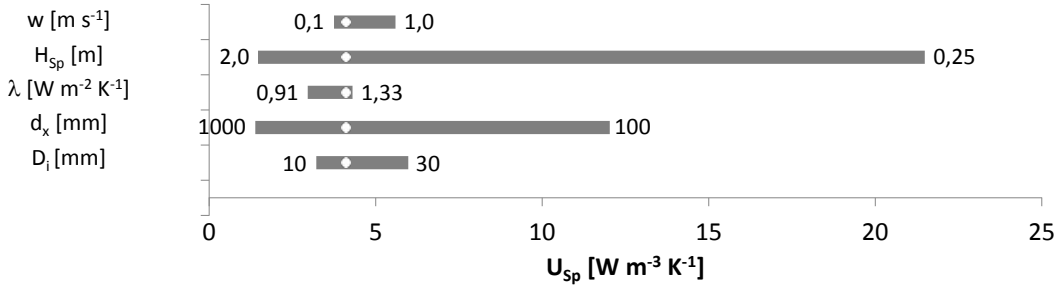


Abb. 54: Singuläre Parametervariation Zusammenfassung (Tanzer et al. 2017)

Aus der Parameteranalyse können zwar die technischen Wirkzusammenhänge abgeleitet werden, doch sind auch hier für die Anwendung, wie bei der Untersuchung des Massivabsorbers, wirtschaftliche Aspekte zu berücksichtigen.

5.6 Wirtschaftliches Optimierungsverfahren

Die in Kap. 5.5 durchgeführte statische Betrachtung von U_{Sp} erlaubt noch keine Rückschlüsse auf die zu verwendende endgültige Konfiguration innerhalb eines Systems. Damit für jede Systemkonfiguration der wirtschaftlich am besten geeignete Wärmespeichertyp ermittelt werden kann, wird die Wärmespeichercharakteristik näher betrachtet. Für eine wirtschaftlich effiziente Speicherauslegung muss schlussendlich ein Kompromiss zwischen der Qualität der Wärmeübertragung, ausgedrückt durch U_{Sp}, der Speichergröße und den zu erwartenden Investitions- und Betriebskosten gefunden werden. Zur Konstruktionsfestlegung des Wärmespeichers wird eine Optimierung der Elementarzellenparameter durchgeführt; der Ablauf ist symbolisch in Abb. 55 dargestellt.

Die Elementarzellenberechnungen mit zylindrischer Bauform und adiabater Hülle werden jeweils mit einer Rohrlänge L_R von 1 m durchgeführt. Mit dem Rohrabstand d_x als Variationsparameter ergibt sich für jede Elementarzelle die jeweilige Grundfläche A. Abb. 55 veranschaulicht, wie aus den Elementarzellen ein beliebiges Speicherbauwerk durch Addition zusammengesetzt werden wird. Aufgrund der idealen Dämmung der Variationsrechnung ist die zylindrische Bauform für den Gesamtspeicher nicht von Bedeutung, sondern nur die einzelnen Volumina. Folglich wird wie beim Massivabsorber durch Aneinanderreihung von Elementarzellen der Gesamtspeicher gebildet, um den individuellen Ansprüchen von Heizsystemen gerecht zu werden.

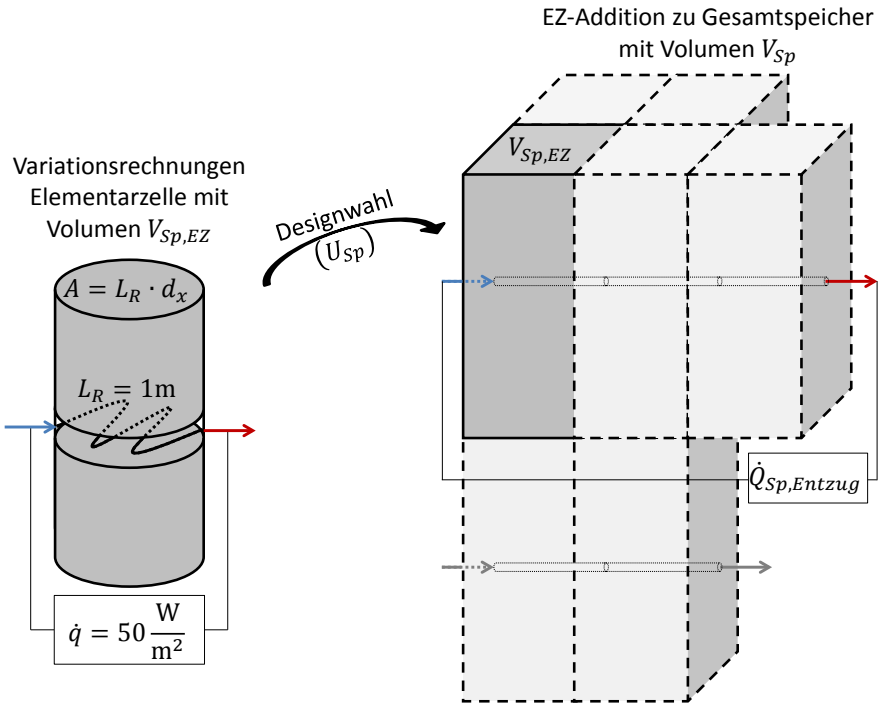


Abb. 55: Symbolische Verfahrensdarstellung der Modellrechnung für den Gesamtspeicher über Addition passender Elementarzellen (EZ) (Tanzer et al. 2017)

5.6.1 Bedeutung der Wärmeübertragungseigenschaften für die Systemauslegung

„Der Wärmespeicher muss bei andauerndem Betrieb konstant die benötigte Energie als Quelle oder Senke bieten. Passt die maximale Entnahmeleistung aus dem Speicher nicht zur notwendigen Verdampferleistung der Wärmepumpe, führt dies unweigerlich zu taktendem oder sogar gestörtem Betrieb. Neben der Konsequenz, dass dadurch die Wärmezufuhr zu den Verbrauchern unterbrochen wird, sorgt ein häufiges Takten auch für hohe Anlaufströme der Verdichter und erhöht somit den elektrischen Aufwand, was wiederum die Effizienz der Wärmepumpe und der Gesamtanlage verschlechtert. Eine optimierte Auslegung des Wärmespeichers auf den Bedarf des übrigen Heizsystems hin ist daher zwingend erforderlich.

Der für ein *System* notwendige Wärmeübertragungskoeffizient der Speicherkonstruktion $U_{Sp,Sys}$ ist abhängig von der Energiemenge Q_{Sp} [J], die im Speichermaterial mit der volumetrischen Wärmekapazität $c_{V,Sp}$ [J m^{-3} K^{-1}] bevorratet werden soll und dem effektiven Temperaturhub $\Delta T_{Sp,Hub}$ [K], den der Wärmespeicher in einem Jahreszyklus vollzieht. Hieraus folgt das notwendige Gesamtspeichervolumen:

$$V_{Sp} = \frac{Q_{Sp}}{c_{V,Sp} \cdot \Delta T_{Sp,Hub}} \tag{5.28}$$

woraus sich die Anforderung für das System ergibt zu:

$$U_{Sp,Sys} = \frac{\dot{Q}_{Sp,Entzug}}{\Delta T_{Sp-Fl}} \cdot \frac{1}{V_{Sp}} = \frac{\dot{Q}_{Sp,Entzug}}{\Delta T_{Sp-Fl}} \cdot \frac{c_{V,Sp} \cdot \Delta T_{Sp,Hub}}{Q_{Sp}} \tag{5.29}$$

Die Gleichung lässt sich umformen zu:

$$U_{Sp,Sys} = \frac{\dot{Q}_{Sp,Entzug}}{Q_{Sp}} \cdot \frac{\Delta T_{Sp,Hub}}{\Delta T_{Sp-Fl}} \cdot c_{V,Sp} = \frac{1}{\psi_{Sp}} \cdot c_{V,Sp} = \frac{1}{R_{Sp}} \tag{5.30}$$

Der Kehrwert entspricht einem volumenbezogenen, thermischen Widerstand R_{Sp} [m^3 K W^{-1}] und dabei ist das Verhältnis der gespeicherten Wärme zur Entnahmeleistung gleichbedeutend mit einer einmaligen, vollständigen Nutzungszeit des Speichers τ_{Sp} [s]:

$$\tau_{Sp} = \frac{Q_{Sp}}{\dot{Q}_{Sp,Entzug}} \tag{5.31}$$

Abb. 56 […] zeig[t] hierzu für EOS, wie $U_{Sp,Sys}$ von τ_{Sp} abhängt. Je länger die Nutzungszeit ist, desto geringer ist der notwendige Wärmeübertragungskoeffizient anzusetzen. Für einen großen Wärmespeicher mit geringer Entzugsleistung kann somit eine Konstruktion mit geringerer Übertragungsfähigkeit gewählt werden, als wenn der Speicher sehr schnell entladen werden muss“ (Tanzer et al. 2017). Um Unabhängigkeit vom Materialeinfluss zu erzielen, kann ein materialunabhängiger Widerstand ψ_{Sp} definiert werden, wie in Tanzer et al. (2017, 176) dargestellt. Durch Multiplikation mit der Wärmekapazität des Materials ergibt sich der erforderliche $U_{Sp,Sys}$-Wert des Speichers. Zum Vergleich: nach Tanzer et al. (2017, 174) benötigt ein kleiner Kurzzeitspeicher ein $U_{SP,Sys}$ von 38,4 W m^{-3} K^{-1} und ein Langzeitspeicher beispielsweise 5,12 W m^{-3} K^{-1}; abhängig vom der bereitzustellenden Wärmeenergie Q_{Sp} während eines Zyklus.

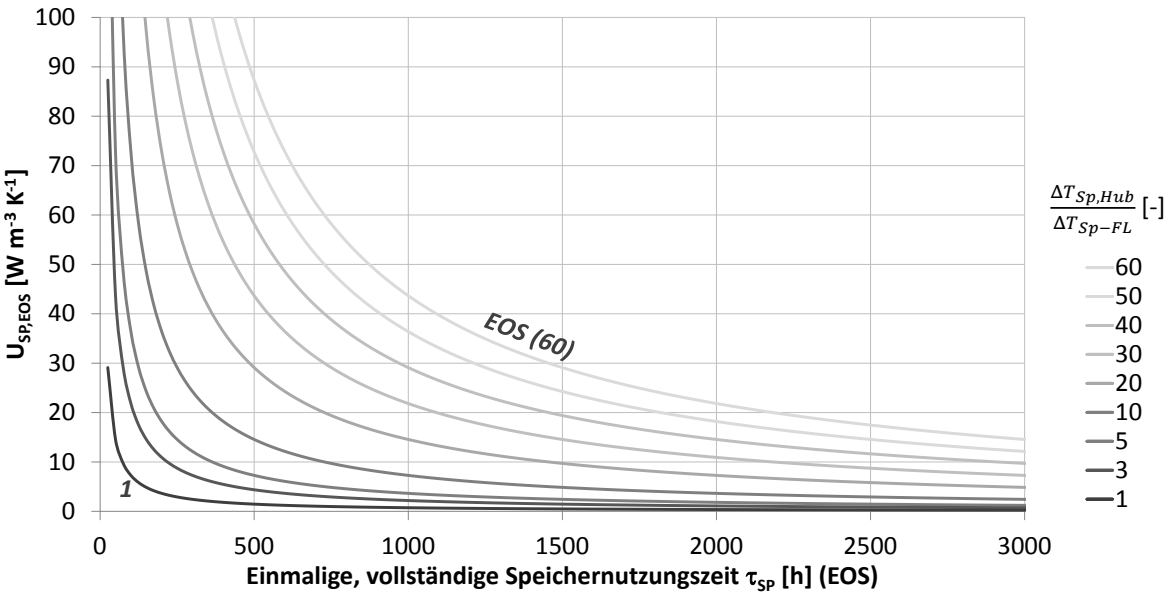


Abb. 56: Abhängigkeit von U_{Sp} von der Speichernutzungszeit $Q/Q_{Sp,max}$ für unterschiedliche Temperaturverhältnisse für EOS (Tanzer et al. 2017)

5.6.2 Methodik der Parametervariation

Zur Analyse der Parameter und deren Auswirkungen auf die Wirtschaftlichkeit wird ein umfangreiches Sampling mit voneinander unabhängigen Parametern erstellt, siehe Tabelle 22.

Tabelle 22: Parametervariation der Wärmespeicher-Elementarzelle (Tanzer et al. 2017)

Nr.:	$w_{max,EZ}$ [m s^{-1}]	D_i [mm]	d_x [mm]	H_{Sp} [mm]	Material
1	0,1	10	100	250	Kies
2	0,2	15	200	500	EOS
3	0,3	20	300	750	
4	0,4	25	400	1000	
5	0,5	30	500	1250	
6	0,6		600	1500	
7	0,7		700	2000	
8	0,8		800		
9	0,9		900		
10	1,0		1000		

Insgesamt ergeben sich daraus 7000 Permutationen. Zur Wärmeübertragung wird ein Verbundrohrwerkstoff mit $\lambda_{R,Sp}$ von 0,43 [W m^{-1} K^{-1}] gewählt.

Die übrigen Modellparameter und der Ablauf der dynamischen Berechnung werden analog zu Kap. 5.5 angesetzt. Die Methode der Untersuchung des Wärmeentzugs bis zum Erreichen eines eingeschwungenen Zustands des Wärmeentzugs wird ebenfalls übernommen. Zusammengefasst bedeutet dies eine adiabate Hülle der Elementarzellen, konstanter Wärmeentzug und Bestimmung der Temperaturdifferenz ΔT_{Sp-Fl}.

Für alle Geometrievarianten werden zwei grundlegende Ausschlusskriterien für die weitere Betrachtung angesetzt:

1. Stellt sich nach 225 h Simulationszeit kein stabiler Zustand ein, wird diese Konfiguration verworfen. Dieser Grenzwert ist gewählt, da als charakteristische Zeitdauer für einen kontinuierlichen Betrieb eines Gebäudeheizsystems eine Zeitspanne von einigen Tagen angesehen werden kann. Das Einschwingen in einen stationären Zustand sollte in einem deutlich kürzeren Zeitabschnitt erfolgen. Der stabile Zustand sei erreicht, wenn nach 225 h 95 % des ΔT_{Sp-Fl}-Wertes erreicht sind.

2. Als Druckverlustgrenzwert sind 500 Pa m^{-1} gewählt; so ergäbe sich bei Ansatz eines maximalen Druckverlusts im Speicherwärmeträgerkreis von 15000 Pa eine Rohrlänge von 30 m. Ergeben sich kleinere spezifische Druckverluste abhängig von den Parametern der Durchströmung, vergrößert sich die Gesamtrohrlänge entsprechend bis der angesetzte Grenzwert von 15000 Pa erreicht ist. Kleinere Rohrlängen würden erfahrungsgemäß zu einem unverhältnismäßig hohen Aufwand für die Installation einer großen Anzahl paralleler Wärmeträgerkreise im Speicher führen.

Der Ablauf gestaltet sich nach Abb. 57. (1.) Zunächst wird die quasistationäre Berechnung nach obigem Schema für alle Varianten durchgeführt. (2.) Für jede Elementarzelle wird ΔT_{Sp-Fl} am Ende der Simulation ausgewertet und (3.) U_{Sp} berechnet. (4.) Parallel dazu wird die Durchflusscharakteristik eines Jahres aus der Massivabsorberstudie, welche nachfolgend beschrieben ist, herangezogen. Sie ist ein Nebenprodukt der Jahresertragsrechnungen. Die Einzeldurchflüsse werden normiert auf ihren Maximalwert. Der Ansatz wird gewählt, um eine Verteilung für die Durchflussraten am Wärmespeicher zu erhalten. Die normierten Werte werden mit der maximalen Strömungsgeschwindigkeit der Speichervarianten für jeden Zeitpunkt multipliziert, woraus sich (5.) der Druckverlust und damit die hydraulische Arbeit am Speicher für ein Jahr Betrieb als Schätzung ableiten lässt.

Für den Speicher liegt damit der apparative und betriebliche Aufwand vor. Die Investitionskosten für jede Elementarzellenkonfiguration können anhand spezifischer Kostenfunktionen bestimmt werden. Als Ergebnis (6.) werden die Wärmeübertragungseigenschaften in Abhängigkeit des jährlichen Aufwands für Errichtung und Betrieb betrachtet und daraus die Wahl der günstigsten Konstruktion abgeleitet.

Normierte Durchflusscharakteristik

„Der Betrieb des Wärmespeichers ist wegen der Kopplung mit dem Massivabsorber indirekt von den Wetterbedingungen abhängig. Es wird angenommen, dass der relative Durchfluss im Wärmeträgerkreis des Speichers in den Sommermonaten identisch ist mit dem Durchfluss des Massivabsorbers. Dieses relative Profil, siehe Abb. 58, wird ebenfalls für die Heizperiode angesetzt, um eine häufige Variation der Entzugsleistung und somit des Durchflusses abzubilden. Das hier verwendete Betriebsverhalten basiert auf der Modellierung des Betriebs neun verschiedener Massivabsorbergeometrien für die Monate April bis September. Die relativen Durchflusswerte für den Speicherbetrieb dieses Zeitraums sind durch Mittelung der neun Modellverläufe erzeugt. Das zugrunde gelegte Jahresprofil für den Massivabsorber in diesen Monaten zeigt Abb. 31. Für den jährlichen Verlauf der normierten Durchflüsse wird das Profil für die Sommermonate doppelt angesetzt“ (Tanzer et al. 2017). Eine Plausibilitätskontrolle dieses Ansatzes ist Tanzer et al. (2017, 346f.) zu entnehmen.

Aus dem Jahresprofil der Durchströmung werden die hydraulische, jährliche Pumparbeit und daraus der elektrische Aufwand für die Umwälzung des Wärmeträgers für jede Elementarzellenkonfiguration ermittelt.

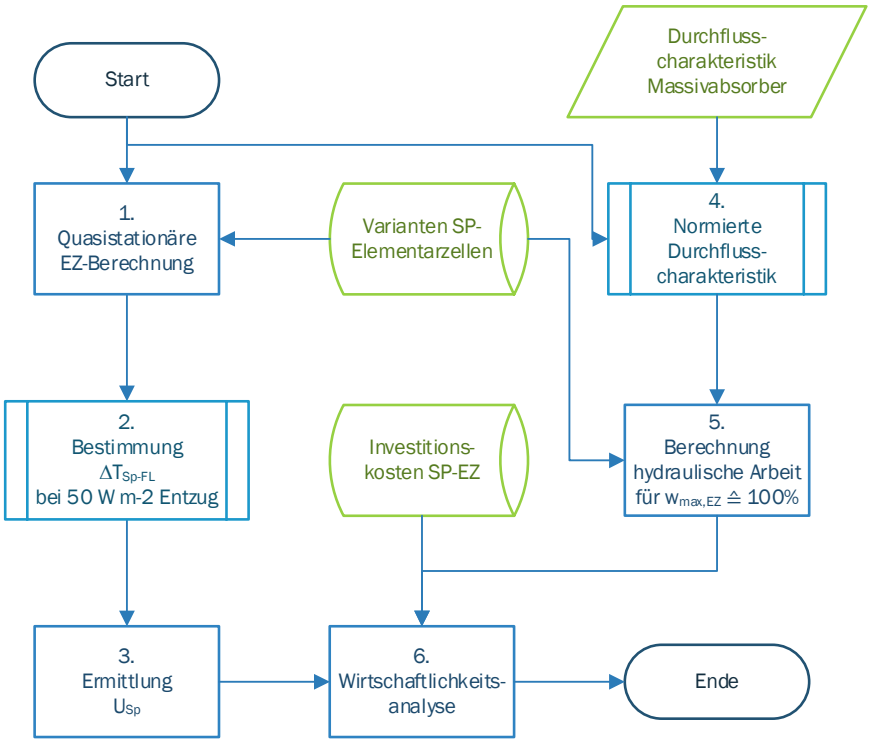


Abb. 57: Ablauf zur Wirtschaftlichkeitsuntersuchung von Wärmespeicherelementarzellen (EZ) (Tanzer et al. 2017)

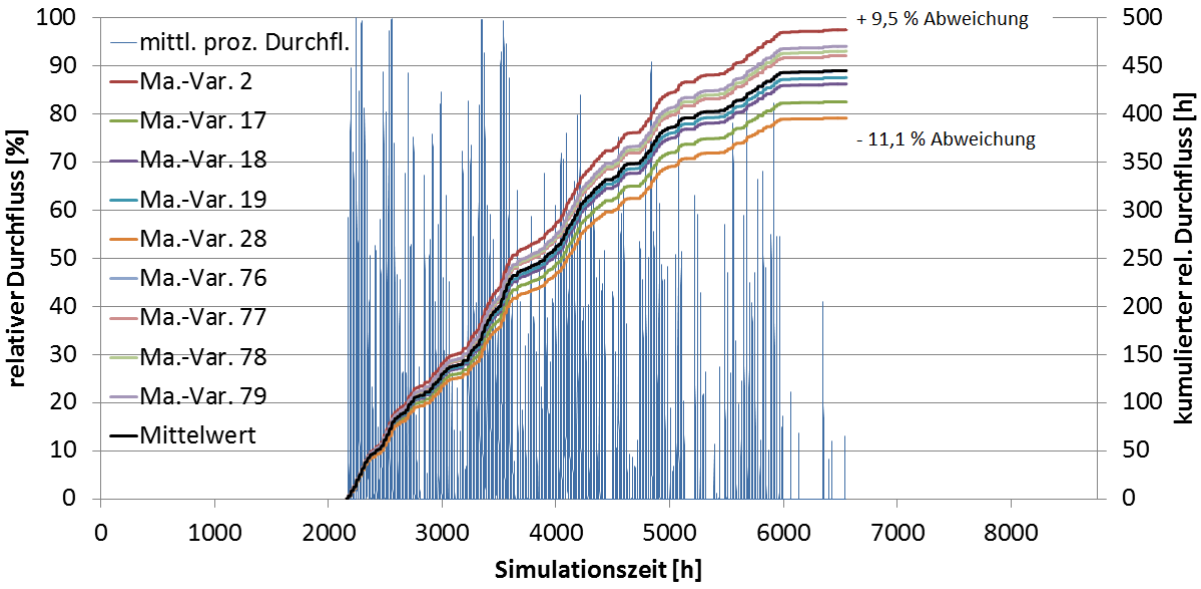


Abb. 58: gemittelter, relativer Durchfluss aus neun verschiedenen Massivabsorbern in den Monaten April bis September als halbjährliches Durchflussprofil einer Wärmespeicher-Elementarzelle (Tanzer et al. 2017)

5.6.3 Betriebs- und konstruktionsabhängige Kosten

„Mittels Annuitätenmethode werden die Investitionskosten auf jährliche Gesamtkosten umgerechnet, siehe dazu Anhang B. Für jede Elementarzellenkonfiguration kann dann der Wärmeübertragungswert U_{Sp} den jährlichen Kosten zugeordnet werden.

Die jährlichen Betriebskosten ergeben sich aus der durchflussabhängigen, hydraulischen Arbeit und dem Strompreis für den Pumpbetrieb sowie dem Gesamtwirkungsgrad der Umwälzpumpe inkl. Elektromotor $\eta_{Pump,G}$ [-], der wiederum mit 0,50 angesetzt wird.

Zu jeder Elementarzellenvariante müssen die Herstellkosten bestimmt werden. Sie setzen sich zusammen aus dem Speicher- und Rohrmaterial sowie dem Arbeitsaufwand. Für den Bau muss das vorhandene Erdreich ausgehoben, das Speichermaterial inkl. Verdichtung eingefüllt und die Rohre verlegt und installiert werden. Der Kostenansatz der nachfolgenden Untersuchung ist in Anhang F, Tabelle 42 und Tabelle 43, aufgeführt.

Am Beispiel der Referenzgeometrie von Kap. 5.5 sind die Kosten in Tabelle 23 aufgeschlüsselt. Die einmaligen Investitionskosten liegen bei 15,19 € für die Elementarzelle mit einem Volumen von 0,4 m^{-3}. Daraus ergibt sich ein spezifischer Preis von 37,98 € m^{-3}. Die kapitalgebundene Annuität beträgt 114,35 Ct. m^{-3} a^{-1}, verbrauchsgebunden 1,40 Ct. m^{-3} a^{-1} und gesamt 115,75 Ct. m^{-3} a^{-1}.

Trotz der vermeintlich hohen Nutzungszeit aus dem normierten Durchflussprofil ist der Kostenanteil für den Betrieb gering. Der größte Kostenanteil entfällt auf das Speichermaterial mit etwa 45 %, gefolgt vom Rohr und dessen Einbau mit jeweils gut 20 % der Gesamtkosten“ (Tanzer et al. 2017).

Tabelle 23: Betriebs- und Konstruktionskosten der Elementarzellenreferenz

Kostenart	Absolutkosten EZ; spezifisch	Annuität EZ; spezifisch
Aushub	2,00 €; 5,00 € m^{-3}	15,05 Ct. m^{-3} a^{-1}; 13,0 %
Material	6,80 €; 17,00 € m^{-3}	51,19 Ct. m^{-3} a^{-1}; 44,4 %
Rohr	3,17 €; 7,93 € m^{-3}	23,87 Ct. m^{-3} a^{-1}; 20,6 %
Rohreinbau	3,22 €; 8,05 € m^{-3}	24,24 Ct. m^{-3} a^{-1}; 20,9 %
Betrieb $\left(W_{hyd} = 7{,}32\,\frac{\mathrm{Wh}}{\mathrm{a}}; \eta_{Pumpe,G} = 0{,}5\right)$	0,13 Ct. a^{-1}; 0,31 Ct. m^{-3} a^{-1}	1,40 Ct. m^{-3} a^{-1}; 1,2 %

5.6.4 Wirtschaftliche Bewertung

Ausgehend vom Referenzdesign der Speicherelementarzellen wird eine kostenbezogene Parameteranalyse durchgeführt. In Abb. 59 links ist die normierte Parametervariation von Kap. 5.5 zusammengefasst und im Vergleich dazu die Abhängigkeit der Annuität von den Parametern. Erwartungsgemäß zeigen der Wärmeübertragungskoeffizient U_{Sp} und die Gesamtannuität AN eine grundsätzlich analoge Reaktion auf die Variation der verschiedenen Auslegungsparameter. Die Annuität ist nachfolgend stets spezifisch und ermittelt aus Elementarzellen. Mit Vergrößerung der Rohrdimension steigen die Kosten und dies stärker, als wenn die Strömungsgeschwindigkeit erhöht wird, da die Betriebskosten nur einen geringen Anteil an den Gesamtkosten haben. Größere Werte von Rohrabstand und Gesamthöhe reduzieren die Speicherkosten. Dabei verhalten sich beide nahezu identisch.

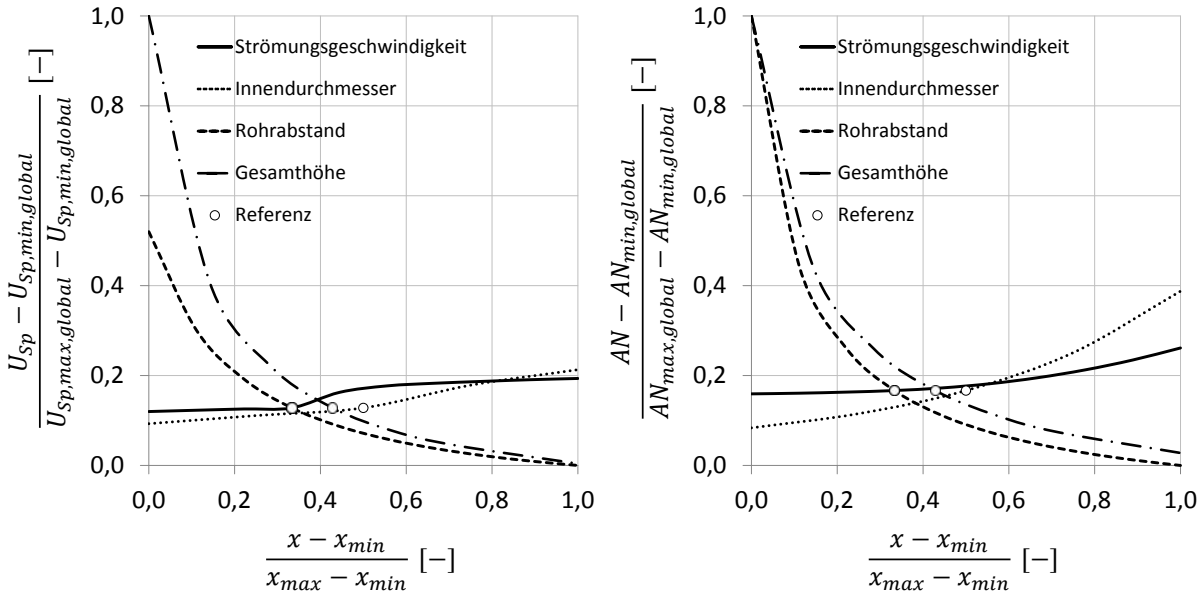


Abb. 59: U_{Sp} (links) und AN (rechts) (normiert) in Abhängigkeit von normierten Parametern der Elementarzellenreferenz; Die Bezugsgrößen (Min.- und Max.-Werte) sind den einzelnen Parametervariationen zugeordnet.

Wird U_{Sp} und AN gemeinsam dargestellt, siehe Abb. 60, wird die Abhängigkeit erneut deutlich. Die Annuität AN erreicht mit kleiner werdender Gesamthöhe geringfügig schneller größere Werte als der Wärmeübertragungskoeffizient. Hingegen nimmt mit kleinerem Rohrabstand der Wärmeübertragungskoeffizient U_{Sp} schneller größere Werte an als AN. Bei der Strömungsgeschwindigkeit ist das Verhalten analog. Hier zeigt sich, dass mit einer U_{Sp}-Vergrößerung durch Durchflusserhöhung nur eine geringe Kostenzunahme stattfindet. Beim Innendurchmesser steigen zunächst die Kosten, bevor die Effizienz der Wärmeübertragung einen stärkeren Zuwachs erhält.

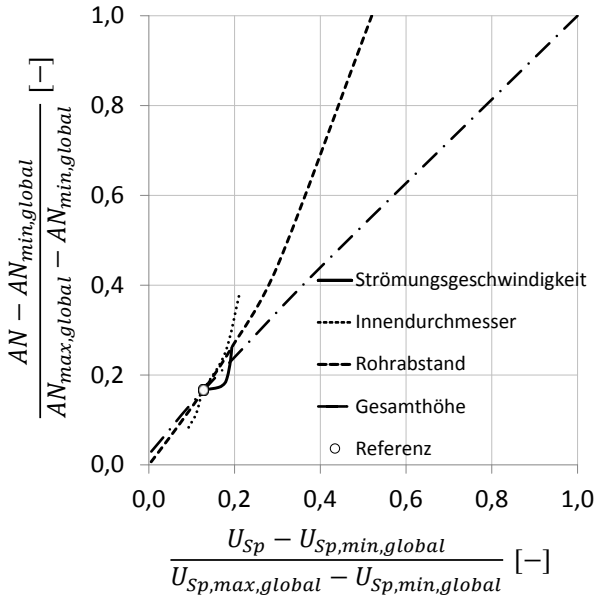


Abb. 60: U_{Sp} (normiert) in Abhängigkeit von AN (normiert) bei Parametervariation der Elementarzellenreferenz; Die Bezugsgrößen (Min.- und Max.-Werte) sind den einzelnen Parametervariationen zugeordnet.

„Zusammenfassend kann abgeleitet werden, dass die Steigerung des Durchflusses mit Erreichen der turbulenzgeprägten Strömung die größte Wirkung bei geringer Kostenzunahme verursacht. Jedoch ist innerhalb des betrachteten Parameterraums festzuhalten, dass die größten Einflüsse vom Rohrabstand und der Gesamthöhe ausgehen.

Werden für alle Varianten die Annuität AN und der Wärmeübertragungskoeffizient U_{Sp} bestimmt, ergibt sich das in Abb. 61 dargestellte Ergebnis. Aufgeführt sind dabei auch Elementarzellen mit einer Gesamthöhe von 250 mm. Diese Bauhöhe – identisch mit dem vertikalen Abstand der Wärmeträgerkreise im Speicher – ist zwar mituntersucht, doch wird sie aus praktischen Gründen verworfen, da die Rohre zum Schutz bei der Verdichtung in einem Sandbett verlegt wer-

den sollten. Für diesen Fall ergäbe sich somit eine ausschließliche Füllung des Speichers mit Sand und die durchgeführten Berechnungen sind hierfür nur begrenzt gültig. Korrekturen wären ggf. erforderlich sowohl in Bezug auf die thermischen Eigenschaften des Speichermaterials als auch in Bezug auf die Herstellkosten. Für eine überschlägige Bewertung ist das Ergebnis jedoch ausreichend.

Am Verlauf der Trendlinien lässt sich erkennen, dass Kies aufgrund der höheren Wärmeleitfähigkeit und der geringeren Kosten bessere Wärmeübertragungseigenschaften bei gleicher monetärer Belastung bietet. Anhand der Elementarzellen mit 250 mm Bauhöhe wird das Ergebnis der Sensitivitätsanalyse bestätigt, dass sich U_{SP} bei geringer werdender Gesamthöhe vergrößert.

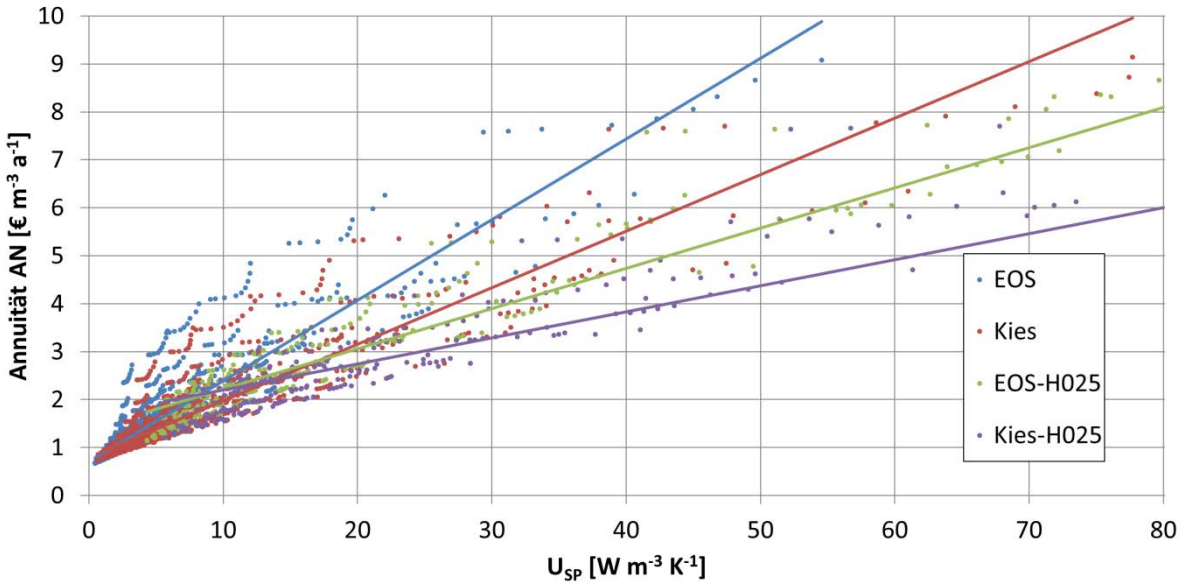


Abb. 61: Elementarzellenvarianten in Gegenüberstellung von U_{Sp} und AN inkl. Trend; EOS-H025 und Kies-H025 sind Varianten mit $H_{Sp} = 250$ mm.

Zur Untersuchung des Einflusses des Durchflussprofils, wird als Gedankenexperiment die Annuität betrachtet, wenn die Betriebskosten vernachlässigt werden und ebenso wenn ein maximaler Betrieb vorgenommen wird. Die minimale Annuität wird durch den kapitalgebundenen Anteil bestimmt und die maximale wird erreicht, wenn kontinuierlich, über das gesamte Jahr hinweg der maximale Durchfluss angesetzt wird. Werden diese Varianten miteinander verglichen, zeigt sich, dass das gewählte Durchflussprofil nahe an der minimalen Annuität liegt mit einer maximalen Abweichung davon von 35,3 % (lokal) und im Mittel von 4,9 %, siehe Abb. 62.

Mit der vorläufigen Annahme, dass das hinterlegte Durchflussprofil repräsentativ ist, wird durch die geringe Abweichung zum Minimalwert eine allgemeingültige Kostenoptimierung möglich. Werden die Speichermaterialien Kies und EOS getrennt voneinander betrachtet, siehe Abb. 63 und Abb. 64, ergibt sich eine reduzierte Form von Abb. 61.

Die Varianten bilden jeweils eine Grenzkurve zu geringer Annuität aus. Aufgrund der Schrittweiten im Sampling formiert sich im Bereich kleiner U_{Sp} die Grenzkurve deutlich. Bei großen Werten nimmt die Streuung zu. Bei feinerem Sampling würde sich auch für große U_{Sp}-Werte eine glatte Grenzkurve ergeben“ (Tanzer et al. 2017)!

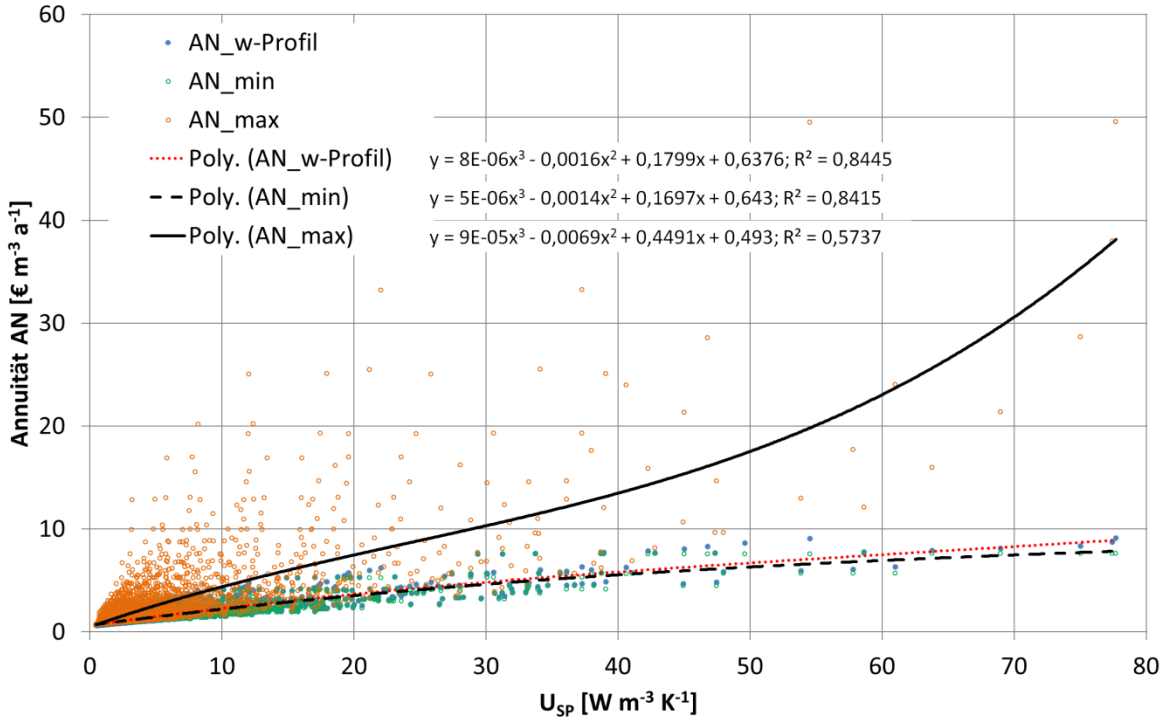


Abb. 62: Kostensteigerung bei unterschiedlicher Bewertung des Durchflusses; Darstellung umfasst Kies und EOS; AN_{min} entspricht nur kapitalgebundenen Kosten; AN_{max} entspricht konstantem, maximalem Durchfluss; $AN_{w-Profil}$ entspricht den Kosten bei Ansatz des Durchflussprofils

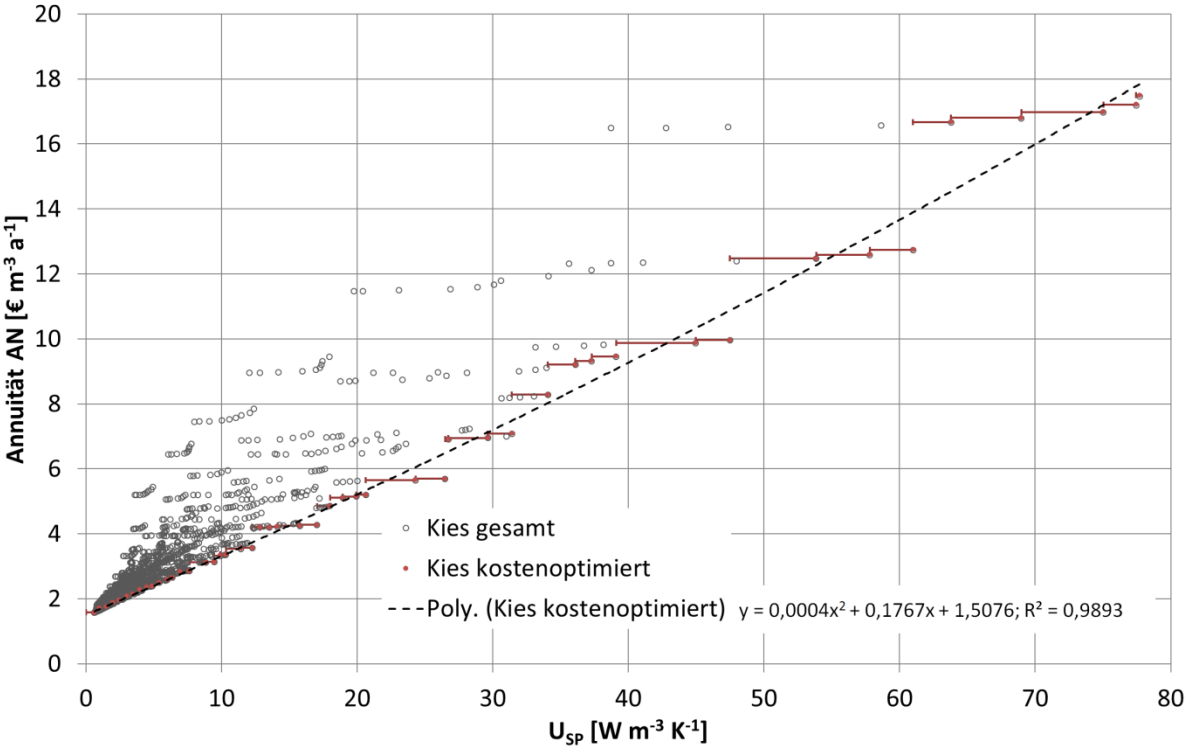


Abb. 63: Elementarzellen kostenoptimiert für Kies als Speichermaterial

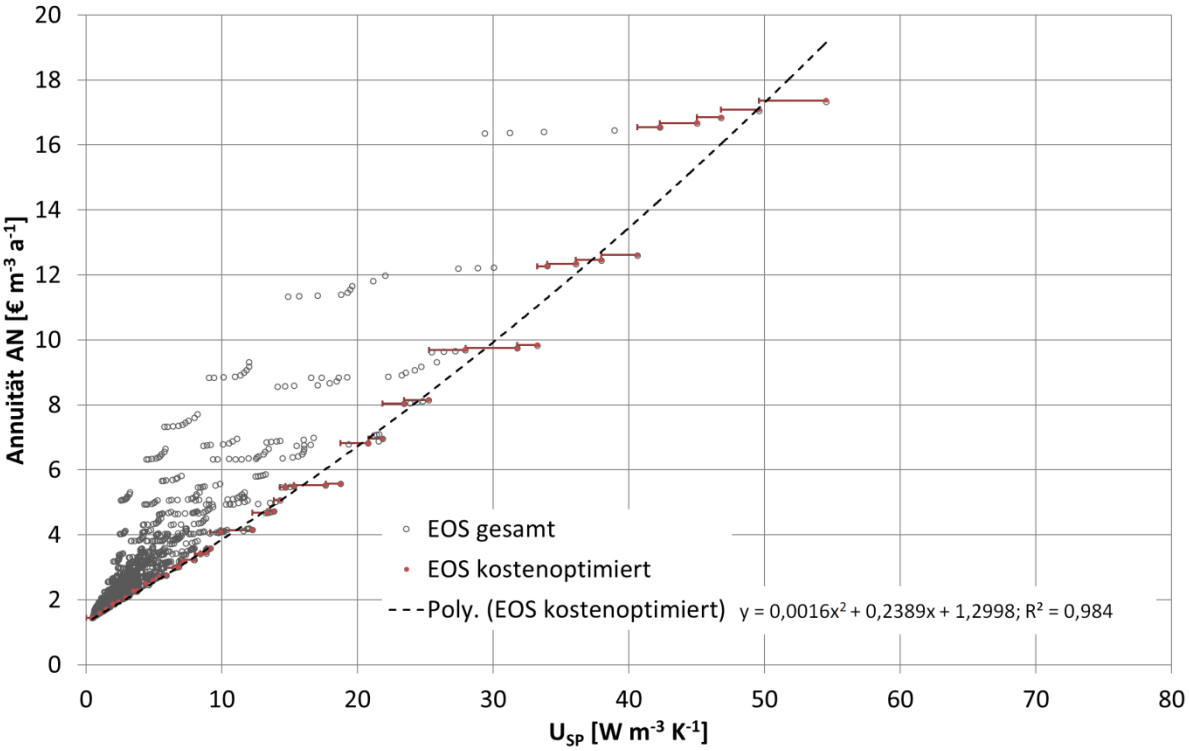


Abb. 64: Elementarzellen kostenoptimiert für EOS als Speichermaterial

Die Ergebniswerte für die Speichermaterialien Kies und EOS zu Abb. 63 und Abb. 64 sind in Anhang G und H in Tabelle 44 und Tabelle 45 enthalten.

5.7 Zusammenfassung

„Für die Untersuchung des Festkörperwärmespeichers wird das vorhandene Wärmespeichermodell eines wassergesättigten Kies-Wasser-Wärmespeichers nach Hornberger (1994, 32ff.) herangezogen und zielorientiert angepasst. Mit der Eliminierung der Konvektionsströme freien Wassers kann die Modellrechnung für einen realisierten Wärmespeicher bestätigt werden.

Mittels der neuen Berechnungsmöglichkeit wird eine Sensitivitätsanalyse für den Einfluss der verschiedenen Geometrieparameter von Elementarzellen durchgeführt. Für die Untersuchung wird ein Wärmeübertragungskoeffizient definiert, mit dem die Wärmeauskopplung und –einkopplung beschrieben werden kann. [Annähernd konstant bleibt die wärmeübertragende Fläche; ausgehend von 1 m Rohrlänge für alle Elementarzellen.] Auf dieser Grundlage zeigt sich, dass Speicherhöhe und Rohrabstand, den größten Einfluss auf die Wärmeübertragungsfähigkeit der Speicherkonfiguration haben. [Beide Werte sind gleichbedeutend und beschreiben eine Wegstrecke bis zum adiabaten Rand der Elementarzelle, unterliegen jedoch unterschiedlich variierten Wertebereichen.] Danach folgen der Innendurchmesser, die Strömungsgeschwindigkeit und die Wärmeleitfähigkeit, welche für Kies und Elektroofenschlacke variiert […] [wird]. Die höhere Wärmeleitfähigkeit von Kies hat positiven Einfluss auf die Wärmeübertragungseigenschaften des Speichers.

Ausgehend von der Definition der Wärmeübertragungsrate […] [wird] demonstriert, wie für eine Systemanforderung die passende Speicherkonstruktion zu wählen ist. Es […] [wird] dazu eine Methode vorgestellt, mit der die Wärmespeicherkonfigurationen wirt-

schaftlich bewertet werden können. Aus dieser Bewertung für die Materialien Kies und Elektroofenschlacke […] [ergeben] sich geringere Kosten und höhere spezifische Übertragungsraten bei der Verwendung von Kies als Speicherfüllmaterial“ (Tanzer et al. 2017).

6 Gebäudeheizsystem mit Massivabsorber und Langzeitwärmespeicher

In diesem Abschnitt werden Systemkonzepte eines Heizsystems mit Massivabsorber, Wärmespeicher und Wärmepumpe als zentrale Komponenten miteinander verglichen und der Einfluss der Fassadenaktivierung und Speichergröße untersucht. Die Untersuchung des Wärmepumpenheizsystems wird an einem beispielhaften Hallengebäude durchgeführt. Für die am besten geeigneten Varianten wird ein Verfahren zur Dimensionierung erarbeitet und eine vergleichende Wirtschaftlichkeitsuntersuchung zu einem Wärmepumpenheizsystem mit Erdsonde gegeben.

6.1 Gebäudebeschreibung und Randbedingungen

Der in Kap. 4 bestimmte Massivabsorber (MA) und die Auswahl der in Kap. 5 definierten Konstruktionen für Wärmespeicher bilden die Kernkomponenten der Systemanalyse. Systemkonfigurationen und Betriebsweisen werden an einem Beispielgebäude mit den Abmessungen 25 x 50 x 10 m (Breite x Länge x Höhe), siehe Abb. 65, untersucht.

Der Massivabsorber (Variante 16, w_{max} mit 0,5 m s^{-1}; D_i mit 20 mm; d_x mit 200 mm; serielle Verlegeart; A mit 9,03 m^2; siehe Kap. 4.8.6) wird in der Systemsimulation mit dem 1-Knotenmodell dargestellt. Die Parameter sind analog zu Kap. 4.5 bestimmt und in Tabelle 24 aufgeführt.

Tabelle 24: Kollektorparameter nach Regression für das ausführliche Modell nach DIN EN ISO 9806:2014-06 (72) mit einem Bestimmtheitsmaß $R^2 = 0,9988$ (Tanzer et al. 2017)

Kollektorparameter	Einheit
$p_1 = \eta_0 = 0{,}56954$	[-]
$p_2 = c_6 = 0{,}03240$	[s m^{-1}]
$p_3 = c_1 = 7{,}07527$	[W m^{-2} K^{-1}]
$p_4 = c_2 = 0$	[W m^{-2} K^{-2}]
$p_5 = c_3 = 1{,}09790$	[J m^{-3} K^{-1}]
$p_6 = c_4 = 0{,}34116$	[-]
$c_5 = 176{,}59489$	[kJ m^{-2} K^{-1}]

Das Gebäude sei nicht unterkellert und stellt eine Industrie- oder Gewerbehalle dar. Der gesamte Hallenraum wird als eine Zone betrachtet ohne Abtrennung einzelner Räume. Das Gebäude wird berechnet für den Standort München mit Südorientierung der großen Fassadenseite. Der Wärmeschutz ist gemäß der aktuell gültigen Energieeinsparverordnung (EnEV 2016, §4 Abs. 2) berücksichtigt; Ansätze in Anhang I.

Eigenschaften der Standardfassade: stahlarmierte Tragschale (16 cm); Wärmedämmung (14 cm mit λ_{Iso} von 0,031 W m^{-1} K^{-1}); Vorsatzschale aus Beton (7 cm).

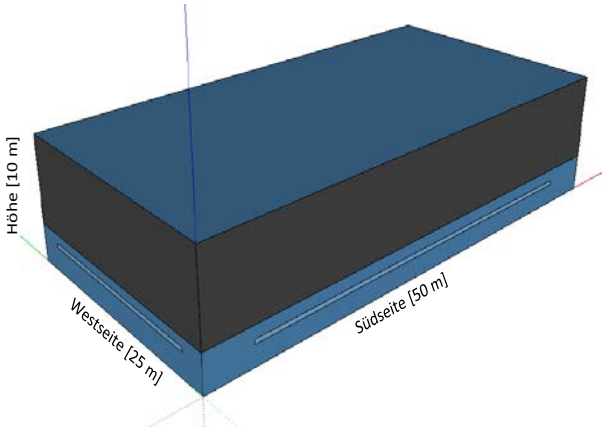


Abb. 65: Beispielgebäude; dunkler Bereich symbolisiert die Fläche in der eine thermisch aktivierte Massivabsorberfassade vollständig oder teilweise eingesetzt werden kann (Tanzer et al. 2017)

Das Dach ist durchweg opak und die Fassade ist in zwei vertikale Zonen aufgeteilt. Entsprechend dieser Aufteilung werden in der Halle zwei vertikal übereinanderliegende Lufträume angenommen. Die Temperatur im Aufenthaltsbereich, d.h. in der bodennahen Zone, dient als Regelungsgröße für die Raumkonditionierung. Es wird folgende Fassadenaufteilung gewählt (Tanzer et al. 2017):

- „Bodennahe Zone: mit 3 m Höhe; In diesem Bereich ist in jeder Fassadenseite eine Fensterreihe vorgesehen, mit jeweils 10 % dieser Fassadenfläche.
- Dachnahe Zone: mit 7 m Höhe; Diese Fassadenflächen sind geschlossen und können je nach Variation zwischen der Bauform Massivabsorber und Standardfassade gewechselt werden."

Die Bodenplatte mit der integrierten Betonkernaktivierung ist nach unten hin wärmegedämmt. Diese Bodenisolierung steht in direktem Kontakt mit dem Erdreich oder bildet die Deckenisolierung eines möglichen Wärmespeichers (SP). Die Temperatur des Erdreichs als Randbedingung des Gebäudes wird nicht über diskrete Elemente örtlich aufgelöst berechnet, sondern es wird vereinfachend ein sinusförmiger Verlauf der Erdreichtemperatur mit einer Periodendauer von einem Jahr angesetzt. Der Verlauf dieser modifizierten Erdreichtemperatur $\vartheta_{E,mod}(t)$ [°C] gemäß der Konstruktion des Beispielgebäudes ist nach Tanzer et al. (2017, 358):

$$\vartheta_{E,mod}(t) = \frac{6{,}57\ \frac{\mathrm{m^2K}}{\mathrm{W}}}{11{,}64\ \frac{\mathrm{m^2K}}{\mathrm{W}}}\left(\left[7{,}83\ °\mathrm{C} + 9{,}78\ \mathrm{K} \cdot \cos\left(\frac{2\pi \cdot t}{8760\ \mathrm{h}} - 1{,}06 \cdot \pi - 0{,}30 \cdot \pi\right)\right] - 20\ °\mathrm{C}\right) + 20\ °\mathrm{C} \tag{6.1}$$

Diese Gleichung basiert auf den Vorgaben der DIN EN ISO 13370:2008-04 und ist abhängig von den angesetzten Randbedingungen: 1. umlaufender Randdämmstreifen mit 80 cm Tiefe unter der Bodenplatte; 2. einer XPS-Wärmedämmung[45] unter der Bodenplatte in Richtung Erdreich.

Die Bodenheizung hat einen Rohrabstand von 25 cm und einem Rohrinnendurchmesser von 16 mm. Die Rohre haben eine Betonüberdeckung von 100 mm und eine Unterdeckung von 200 mm. Zusammen mit der Wärmedämmung ergibt sich ein rechnerischer U-Wert der Bodenplatte von 0,28 W m^{-2} K^{-1}.

Die Heizungsregelung wird ausschließlich durch den bodennahen Bereich der Halle (Aufenthaltsbereich) beeinflusst. Dies soll ein realitätsnahes Regeln im Aufenthaltsbereich abbilden. Die dachnahe Zone ist thermisch angekoppelt. Wärme wird sowohl über die horizontale Kontaktstelle durch Wärmeleitung ausgetauscht und zusätzlich wird ein künstlicher Luftstrom auferlegt, sodass der Temperaturunterschied zwischen den beiden Lufträumen nur wenige Kelvin beträgt. Die Benutzung des Gebäudes wird einheitlich vorab festgelegt. Zwischen 7:00 und 18:00 Uhr wirkt die Infiltration mit 0,2 h^{-1}. Außerhalb dieser Betriebszeit findet angesichts der dichten Ausführung der Gebäudehülle kein Luftwechsel statt. Der Heizbetrieb ist in der Heizperiode von Anfang Oktober bis Ende April aktiviert.

[45] Wärmedämmung aus extrudiertem Polystyrol

Die dynamische Gebäudesimulation umfasst und liefert folgende Grunddaten:

- Raumsolltemperatur: 20 °C
- Normaußentemperatur für München: -16 °C
- Wärmebedarf: 84033 kWh a^{-1}; 67,2 kWh m^{-2} a^{-1}
- Heizlast im Auslegungsfall (20 °C): 58,3 kW; 46,6 W m^{-2}
- Heizlast (21 °C): 60,2 kW; 48,2 W m^{-2}
- Vollbenutzung: 1441 h a^{-1}

6.1.1 Wärmeerzeuger

„Als Wärmeerzeuger wird eine Standardwärmepumpe (WP) mit nicht leistungsgeregelten Verdichtern eingesetzt. Die Charakteristik der hier verwendeten Wärmepumpe entspricht einer Viessmann Vitocal 300-G: Typ 301.A45, welche in der Pilotanlage eingesetzt ist. Abhängig von den Eintrittstemperaturen in den Verdampfer oder Kondensator ergeben sich die Wärmeleistung und die elektrische Antriebsleistung. Die Bestimmung der Charakteristik ist in Anhang J aufgeführt. Durch Normierung und Skalierung der Wärmepumpendaten wird die Charakteristik auf eine Wärmepumpe mit zum Gebäude passender Wärmeleistung transferiert. Sie besteht aus drei identischen Verdichtern, die abhängig von der Heizlast zu- oder abgeschaltet werden. Da die Heizlast direkt von der Außenlufttemperatur abhängt, wird der Bereich zwischen 20 °C und -16 °C entsprechend der Verdichteranzahl unterteilt. Bei Temperaturen niedriger als -4 °C arbeiten alle drei Verdichter, zwischen -4 °C und 8 °C nur zwei und oberhalb von 8 °C Außenlufttemperatur nur einer. Für den Auslegungsfall gelten die Daten aus Tabelle 25“ (Tanzer et al. 2017).

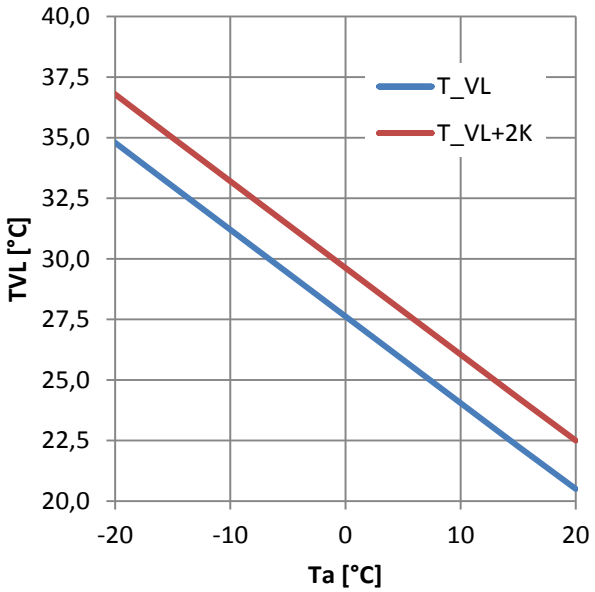


Abb. 66: Vorlauftemperatur der Bodenheizung des Beispielgebäudes für 20 °C Raumtemperatur (Tanzer et al. 2017)

Tabelle 25: Auslegungszustand der Wärmepumpe für das Beispielgebäude (Tanzer et al. 2017)

Eigenschaft	Wert	Einheit
Anzahl Verdichter	3	-
Wärmeleistung (B0W35)	60,2	kW
Antriebsleistung (B0W35)	13,1	kW
Kälteleistung (B0W35)	47,1	kW
COP (B0W35)	4,6	-
Durchfluss Verdampfer (Wasser-Glykol-Gemisch 35 %)	15511	kg h^{-1}
Durchfluss Kondensator (Wasser)	10783	kg h^{-1}

Für das Beispielgebäude wird in TRNSYS für verschiedene Außenlufttemperaturen die Vorlauftemperatur bestimmt, bei der sich im stationären Zustand exakt 20 °C einstel-

len, siehe Abb. 66. Für den dynamischen Betrieb zu Erreichung einer realistischen Aufheizzeit wird die Vorlauftemperatur um 2 K angehoben.

6.1.2 Wärmeverteilung

Bei der Errichtung eines Gebäudes erfolgt eine detaillierte Planung der einzelnen Gewerke. Ändern sich Anzahl oder Größe einzelner Anlagenteile, führt dies meist zu einer Vielzahl an Änderungen andernorts. Werden am Beispielgebäude Vorsatzschalenelemente im Zuge der Variantenstudie in Massivabsorber getauscht, verändern sich auch Dimension und Anzahl der Versorgungsleitungen.

„Um für verschiedene Systemvarianten (SV) und Änderungen an Parametern die Analyse mit angemessenem Aufwand durchführen zu können, wird folgende Festlegung getroffen: Die Technikzentrale, von der aus die Verteilleitungen zu den Anlagenkomponenten führen, wird zentral im Beispielgebäude platziert, siehe Abb. 67.

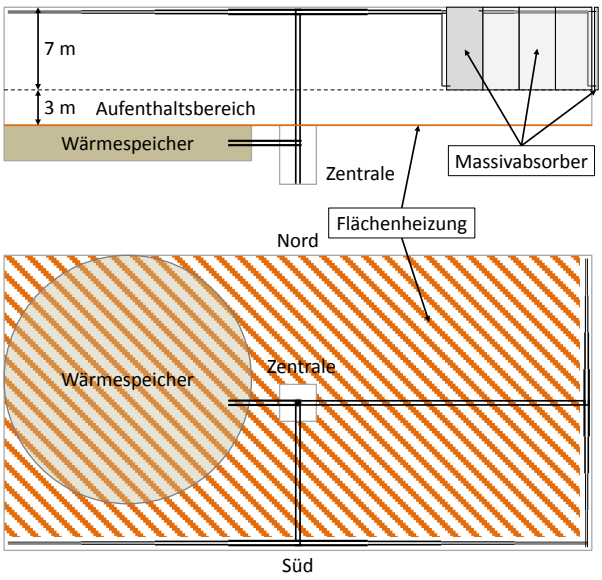


Abb. 67: Skizze des Beispielgebäudes mit Darstellung der Position der Anlagenkomponenten; oben: Seitenansicht; unten: Draufsicht (Tanzer et al. 2017)

Die Rohrlängen sind nach dem Aufbau des Beispielgebäudes berechnet. Für die Höhe der Kosten von Form- und Verbindungsstücken sowie für den Druckverlust wird der Zuschlagsfaktor der Montagezeit für Formstücke nach […] [Innung Spengler, Sanitär- und Heizungstechnik München (2015, 30)] berücksichtigt. Die überschlagsorientierte Druckverlustberechnung in der Zentrale und der Halle gilt für alle Varianten: Zuschlag in Zentrale 85 %; Zuschlag in Halle 40% (Mittelwert). Die Anbindung der Fassaden verhält sich jeweils gleich: Die Rohrleitungen beginnen bodennah in der Zentrale und steigen zunächst 15 m bis unter das Dach; Für die Raumhöhe der Zentrale werden 5 m angesetzt, für die Halle 10 m. Unter dem Dach verlaufen die Rohrleitungen mittig gelegen bis zu den Fassaden, demnach ergibt sich z.B. für die Anbindung der Südseite eine Länge von 12,5 m und für die Ostseite 25 m. An der Fassade selbst wird die Rohrleitung in vier Bereiche unterteilt. Die Hauptleitung verläuft von der Mitte der Fassade nach beiden Seiten über ¼ der Fassadenlänge. Für die äußeren Abschnitte der Fassade mit einer Länge von ebenfalls 25 % der Fassadenlänge wird der Durchfluss der Rohrleitung auf 75 % reduziert und der passende Rohrleitungsquerschnitt entsprechend angepasst“ (Tanzer et al. 2017). Die in einem Fassadenelement übereinander angeordneten Massivabsorber werden über vertikal verlaufende Anbindeleitungen angeschlossen. Für jeden Massivabsorber ergibt sich von der Verteilleitung aus im Mittel eine knapp 9,5 m lange Anbindeleitung $\bar{L}_{R,Anbindung}$ [m]. Diese Länge umfasst die mittlere, halbe Wegstrecke aller übereinander liegenden Massivabsorber innerhalb einer Fassadenelementbreite. Das Berechnungsschema der Anbindeleitung richtet sich nach dem zur Verfügung stehenden Platz an der Fassade und gilt für die Variantenstudie dieser Arbeit:

$$\bar{L}_{R,Anbindung} = 0{,}5 \cdot \left(\frac{H_{Fassade,Ma}}{H_{Ma}}\right)^2 \cdot H_{Ma} = 0{,}5 \cdot \frac{H^2_{Fassade,Ma}}{H_{Ma}} \quad (6.2)$$

worin $H_{Fassade,Ma}$ [m] die Höhe des Fassadenelements insgesamt ist, an dem Massivabsorber angebracht werden können und H_{Ma} [m] die Höhe des einzelnen Massivabsorbers ist.

Entspricht die aktivierte Fassadenfläche des Beispielgebäudes keinem Vielfachen der Fläche der Massivabsorberelemente, wird deren Anzahl vereinfacht mit Dezimalstelle angegeben.

Die Anbindeleitung für den oder die Wärmespeicher ist in dem pauschalen Rohrleitungslängenansatz der Zentrale enthalten und wird daher nicht eigens berechnet.

Üblicherweise werden Rohrleitungen mit einer diffusionsdichten Wärmedämmung versehen, wenn die Gefahr besteht, dass sich an der Oberfläche Kondensat bildet. Diese Art der Rohrisolierung wird dicht verklebt und verursacht deutlich höhere Kosten als die Rohre an sich. Aufgrund der Betriebsweise der Massivabsorber, die über dem Taupunkt geregelt werden, ist die diffusionsdichte Wärmedämmung obsolet. Es wird davon ausgegangen, dass in der Halle die gleiche absolute Luftfeuchtigkeit herrscht, wie in der Außenluft. Bei der späteren Kostenkalkulation entfällt dementsprechend die Berücksichtigung dieser Wärmedämmung zur Verhinderung eines möglichen Tauwasseranfalls. Der Kostenansatz ist in Anhang L aufgeführt. Ein Wärmeaustausch der Rohre mit der Hallenluft wird in den Systemberechnungen nicht berücksichtigt.

6.1.3 Wärmespeicher

Der oder die Wärmespeicher – je nach gewählter Systemvariante – werden unter dem Gebäude platziert, um die nutzbare, begehbare Hallenfläche nicht zu verkleinern. Für die Erdwärmespeicher wird eine Solltiefe als maximale vertikale Abmessung von **4 m** festgesetzt. Bei kleineren Tiefen vergrößert sich die Oberfläche entsprechend, wodurch das A/V-Verhältnis steigt und die Wärmeverluste zunehmen. Größere Bautiefen werden vermieden, da dies mit erhöhtem Herstellungsaufwand vor allem bei der seitlichen Abstützung gegen das angrenzende Erdreich verbunden ist. Ist die Solltiefe kein Vielfaches der Höhe der Elementarzellen eines Speichers, wird die maximale Anzahl an ganzen Elementarzellen verwendet, die innerhalb der Solltiefe Platz findet. Damit das A/V-Verhältnis kleinstmöglich wird, wird hier eine zylindrische Bauform verwendet.

6.2 Systemmodellierung

„Für die Systemmodellierung mittels der Simulationsplattform TRNSYS werden die folgenden Komponentenmodelle („types“) zur Abbildung der Hauptkomponenten eingesetzt: Gebäude: type56; Wetter: type15 mit Meteonorm-Datensatz für München Flughafen; Wärmepumpe: type927; Massivabsorber mittels 1-Knotenmodell: type1289; Wärmespeicher: type343[46] mit Anpassungen entsprechend Kap. 5.2. Weitere Informationen zu den in TRNSYS verwendeten Rechenmethoden sind für Deutschland über die Transsolar Energietechnik GmbH erhältlich“ (Tanzer et al. 2017).

[46] Die ursprüngliche Programmierung von type343 sieht vor, dass nur ein Speichermodell innerhalb eines TRNSYS-Decks eingesetzt werden kann. Um diese Einschränkung zu umgehen, ist type343 neu zu kompilieren; Zustimmung des Urhebers notwendig.

Die Abbildung der verschiedenen Systemvarianten in TRNSYS basiert auf drei Bereichen und bildet die in den folgenden Abschnitten aufgeführten Funktionsschemata ab:

1. Feststellung aller Hauptkomponenten
2. Bestimmung der Nebenkomponenten, wie:
    a. Pumpe: type3b
    b. Wärmeübertrager: type91
    c. Sammler/Verteiler: type649, type647
    d. Rohrleitungen[47]: type31
    e. PID-Regler: type23
    f. On-/Off-Schalter mit Mindestlaufzeit: type911
    g. Zeitverzögerter Werteabruf: type661
3. Steuer- und Regelungsstruktur

Bei der Modellierung der Massivabsorberfassade wird das Grundelement, bestehend aus Tragschale und Dämmung, mit dem 1-Knotenmodell des Massivabsorbers gekoppelt. Als Kontakttemperatur zwischen Fassadenabsorber und tragender Wand wird dabei die mittlere Fluidtemperatur des Massivabsorbers verwendet.

Das Wärmespeichermodell (type343) erlaubt maximal zwei Rohrebenen zur Eingabe. Insofern mehrere Speicher-Elementarzellen übereinander angeordnet werden müssen, werden die Eingabeparameter gemäß Anhang K modifiziert.

6.2.1 Betriebsweisen

„Für jeden einzelnen Betriebszustand, den das Heizsystem eingehen kann, werden Bedingungen definiert, unter denen dieser Betrieb freigeben wird. Während des laufenden Betriebs kommen zusätzliche Abbruchbedingungen zur Anwendung, die für den Wechsel in einen anderen Betriebszustand sorgen können. Die zusätzlichen Abbruchbedingungen entsprechen den Wächteraufgaben realer Heizsysteme. Üblicherweise stehen mehrere Betriebsarten für ein Heizsystem zur Auswahl. Ein einfaches System besitzt z.B. entweder einen Heiz- oder Ladebetrieb. In diesem Fall ist eine Vorrangschaltung zu definieren. Innerhalb der Modellierung in TRNSYS werden den einzelnen Betriebsarten Hierarchienummern *HIB* zugewiesen; je größer ein *HIB*-Wert ist, desto wichtiger ist der Betrieb im Vergleich zu anderen. Die einzelnen Bedingungen werden in boolesche Signale (1/0) umgewandelt, z.B. durch type911 oder über logische Operatoren. Die booleschen Signale jeder Bedingung werden zur Kombination miteinander multipliziert. Eine Freigabe hat den Wert 1. Durch Multiplikation mit der zugeteilten Hierarchienummer kann eine Min.-/Max.-Auswahl getroffen werden.

Neben den übergeordneten Regelungs- und Steuerungsstrategien wird für alle zu untersuchenden Systemvarianten eine Temperaturspreizung [zwischen Vor- und Rücklauf] von 5 K festgelegt. Daraus ergeben sich je nach vorhandener Wärmeleistung die Durchflussmengen im jeweiligen Kreis (Tanzer et al. 2017).

[47] Der Einsatz von Rohrleitungen innerhalb der TRNSYS-Simulation ist nicht zwingend erforderlich, wenn Wärmeverluste über Rohrleitungen nicht berechnet werden sollen. Bei umfangreichen, komplexen Simulationen kann es mitunter zu Problemen in den Iterationsschritten kommen. Mit den eingefügten Rohrleitungen werden Temperaturwerte zeitversetzt ausgegeben, wodurch die Stabilität steigen kann.

6.2.2 Fassadenbetrieb

„Die Fassaden am Gebäude sind zu den vier Haupthimmelsrichtungen hin orientiert und erhalten tageszeitabhängig unterschiedlich viel solare Strahlungsenergie. Demzufolge erwärmen sich die Fassaden differenziert und eignen sich teilweise nicht für einen gleichzeitigen Betrieb. Ebenso wie bei den Betriebsarten des Heizsystems wird die Hierarchiezuweisung auch für die Fassaden angewendet. Für das Beispielgebäude ergeben sich insgesamt 15 Kombinationsmöglichkeiten mit den Hierarchienummern HIF der Fassade, nachfolgend dargestellt für volle Massivabsorberbestückung:

- Ost $HIF = 1$ $\sum A_{MA} = 175\ \mathrm{m^2}$
- West $HIF = 2$ $\sum A_{MA} = 175\ \mathrm{m^2}$
- Nord $HIF = 3$ $\sum A_{MA} = 350\ \mathrm{m^2}$
- Süd $HIF = 4$ $\sum A_{MA} = 350\ \mathrm{m^2}$
- Ost-West $HIF = 5$ $\sum A_{MA} = 350\ \mathrm{m^2}$
- Nord-Ost $HIF = 6$ $\sum A_{MA} = 525\ \mathrm{m^2}$
- Ost-Süd $HIF = 7$ $\sum A_{MA} = 525\ \mathrm{m^2}$
- Nord-West $HIF = 8$ $\sum A_{MA} = 525\ \mathrm{m^2}$
- Süd-West $HIF = 9$ $\sum A_{MA} = 525\ \mathrm{m^2}$
- Nord-Süd $HIF = 10$ $\sum A_{MA} = 700\ \mathrm{m^2}$
- Nord-Ost-West $HIF = 11$ $\sum A_{MA} = 700\ \mathrm{m^2}$
- Ost-Süd-West $HIF = 12$ $\sum A_{MA} = 700\ \mathrm{m^2}$
- Nord-Ost-Süd $HIF = 13$ $\sum A_{MA} = 875\ \mathrm{m^2}$
- Nord-Süd-West $HIF = 14$ $\sum A_{MA} = 875\ \mathrm{m^2}$
- Nord-Ost-Süd-West $HIF = 15$ $\sum A_{MA} = 1050\ \mathrm{m^2}$

Die Hierarchie ist abhängig von der jeweiligen Massivabsorberfläche an den vier Fassaden. Die größte Hierarchienummer wird der größten, gemeinsamen Massivabsorbergesamtfläche zugewiesen. Sind zwei oder mehr Kombinationen gleich groß, wird manuell eine eindeutige Zuordnung vergeben. Im vorliegenden Beispielfall haben Nord- und Südseite sowie Ost- und Westseite jeweils die identische Fläche. Der Süd- und Westseite wird Vorrang vor den anderen Fassadenflächen gegeben“ (Tanzer et al. 2017). Die Hierarchiezuordnung ist eine hier angewandte Methode um im TRNSYS-Modell alle Varianten zu erfassen.

6.3 Systembewertung

Zur Wirtschaftlichkeitsuntersuchung wird der Kostenaufwand in Relation zur Energieeffizienz des Heizsystems gesetzt.

6.3.1 Monetäre Systembewertung

Die Ermittlung der Investitionskosten erfolgt für alle Systemvarianten nach identischem Schema. Es wird die technische Ausführung der Hauptkomponenten ermittelt, z.B. für die Wärmepumpe und den Langzeitwärmespeicher. Dabei wird die Wärmepumpe für das Beispielgebäude einmalig ausgewählt. Die Größe des Wärmespeichers ergibt sich aus der Wahl von ΔT_{Sp-Fl}, der minimal zulässigen Temperaturdifferenz zwischen mittlerer Speichertemperatur und mittlerer Fluidtemperatur, und der Wärmeein- und Wärmeauskopplung, bestimmt durch die Wärmepumpe. Hieraus folgt der für das Sys-

tem notwendige Wärmeübertragungskoeffizient des Speichers $U_{Sp,Sys}$. Mit dieser Systemanforderung an den Wärmespeicher wird aus Anhang G bzw. H die passende Konstruktion ausgewählt, wobei gelten muss: $U_{Sp,Sys} \leq U_{Sp}$. Dabei ist U_{Sp} der tatsächliche Wärmeübertragungskoeffizient der Elementarzelle bzw. der Speicherkonstruktion, der in Kap. 5.6 ermittelt wird. $U_{Sp,Sys}$ hingegen ist die Anforderung des Systems an die Speicherkonstruktion. Da die Anforderung stets zu erfüllen ist, aber nicht zu jeder Systemanforderung $U_{Sp,Sys}$ eine exakt passende Konstruktion verfügbar ist, ist die qualitativ nächstbeste zu wählen.

„Die Wärmedämmung und etwaige, statisch notwendige Unterstützungskonstruktionen werden nach Festlegung der Kubatur zugewiesen. Die Kosten für Rohre und deren Installation inkl. Wärmeschutz erfolgt nach dem in Kap. 6.1.2 vorgestellten Schema. Die Rohrdimensionen sind entsprechend der Durchflüsse im Auslegungsfall (Maximalbelastung) festzulegen. Regelungs- und sicherheitstechnische Komponenten, wie Ventile oder Ausdehnungsgefäße, werden auf Grundlage des Funktionsschemas der jeweiligen Systemvariante ermittelt und in den Kosten berücksichtigt. Hieraus ergeben sich auch die Datenpunkte der Mess-, Steuer- und Regelungstechnik (MSR) [und deren Kosten].

In der Kostenanalyse für unterschiedliche Wärmespeichergrößen[48] sind Kies und EOS als Speichermaterial in Abb. 68 gegenübergestellt. Da die Stoffdaten unterschiedlich sind, wird der Speicherinhalt auf einen Wasseräquivalent-Wert umgerechnet. Die spezifischen Herstellungskosten (ohne Betriebskosten) sind zum einen bezogen auf das tatsächliche Volumen und zum anderen auf das Wasseräquivalent[, denn bei letzterem sind beide Materialien auf dieselbe volumetrische Wärmekapazität umgerechnet.] Bei ersterem (Index: real) erreicht Kies die geringeren spezifischen Kosten[; Bezug auf das reale Speichervolumen der jeweiligen Variante]. Dies ist zurückzuführen auf den geringeren Materialpreis und auf die günstigeren Wärmeübertragungseigenschaften, die wegen der höheren Wärmeleitfähigkeit größere U_{Sp}-Werte [bei gleichem Aufbau] möglich machen. Mit Bezug der Kosten auf das [relevante] Wasseräquivalent zeigt sich, dass als wichtigste Kenngröße des Systems die Gesamtwärmekapazität maßgebend ist“ (Tanzer et al. 2017). Für einen Wirtschaftlichkeitsvergleich der Speichermaterialien ist folglich nicht nur die Wärmeleitfähigkeit, die zu spezifisch günstigeren Konstruktionen führt, entscheidend, sondern der Energieinhalt insgesamt. Zu vergleichen und somit maßgebend sind daher die Kurven des Wasseräquivalents (Index: W.-äq.), bei denen EOS niedrigere Kosten verursacht. Zusammenfassend lässt sich daher sagen, dass EOS-basierte Speicher zwar höhere U_{Sp}-Werte erfordern und damit höhere konstruktionsbedingte spezifische Kosten verursachen, jedoch aufgrund der höheren Energiedichte insgesamt günstigere Gesamtspeicher ermöglichen, weshalb EOS zu bevorzugen ist.

Die für die Systembewertung angesetzten Preise aller Komponenten der Hydraulik, Zusatzkosten für den Bau eines Wärmespeichers und von Massivabsorbern, Installationskosten für die Gebäudeleittechnik und die Ansätze für die Montage sowie die Preisansätze für Strom sind in Anhang L hinterlegt. Mit Kenntnis der Investitionskosten und der Bedarfskosten kann der Wärmepreis als betriebsabhängige Größe berechnet werden. Der Wärmepreis $k_{Sys,a}$ ergibt sich aus der Annuität des Gesamtsystems bezogen auf den

[48] Bezogen auf Systemvariante 2a und Kapitel 6.6.

Wärmebedarf, woraus sich ein einfacher Vergleich zu anderen Heizsystemen ableiten lässt.

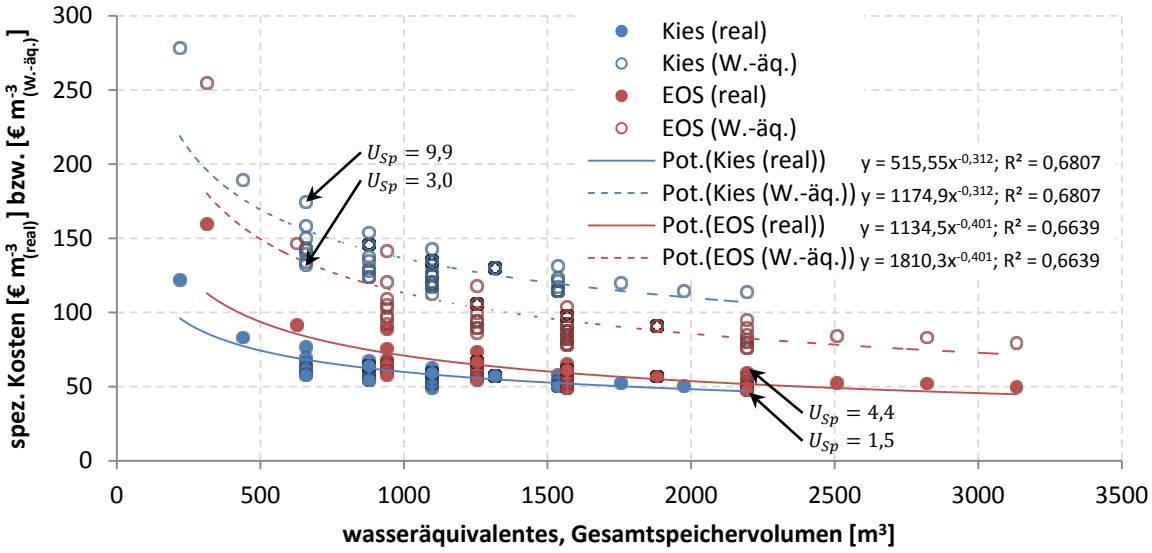


Abb. 68: Kostenvergleich von Kies- und EOS-Speichern im Rahmen der Systemvariante 2a bei unterschiedlichen Speichervolumina und U_{Sp}. Die spez. Kosten sind entweder auf das reale Volumen oder auf das Wasseräquivalent bezogen; Maßgebend sind die gestrichelten, oberen Kurven. (Tanzer et al. 2017)

6.3.2 Energetische Systembewertung

Da die Kosten des Heizsystems nicht das alleinige Entscheidungskriterium darstellen, ist die energetische Effizienz mit zu bewerten. Für die Komponenten und das System ist die Wärmeleistung oder Wärmeenergie bezogen auf die elektrische Leistung oder Arbeit ausschlaggebend. Werden Zeitspannen betrachtet, stellt die zeitraumbezogene Arbeitszahl AZ_t [-], die über die umgesetzten Energiemengen bestimmt wird, die entscheidende Kennzahl dar. Für die Bewertung der Wärmepumpe gilt (Tanzer et al. 2017):

$$AZ_t = \int \frac{\dot{Q}_{WP,sek}}{P_{el,WP}} \cdot \mathrm{d}t \tag{6.3}$$

worin $\dot{Q}_{WP,sek}$ [W] die von der Wärmepumpe am Kondensator bereitgestellte Wärmeleistung und $P_{el,WP}$ [W] die Leistungsaufnahme des Verdichters sind. In der Jahresbetrachtung ist die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe $AZ_{Jahr} = JAZ$ ausschlaggebend.

Mit JAZ_{Sys} [-] wird der Wärmebedarf des Gebäudes bzw. die bereitgestellte Energiemenge der Bodenheizung Q_{Geb} [J] auf die gesamte elektrische Arbeit des Systems $W_{el,Sys}$ [J] eines Jahres bezogen.

$$JAZ_{Sys} = \frac{Q_{Geb}}{W_{el,Sys}} \tag{6.4}$$

Um unterschiedliche Energieträger, wie Gas, Öl oder Strom, mit dem solargestützten Heizsystem vergleichen zu können, wird der mit dem Energieeinsatz verbundene Primärenergiebedarf verwendet, ausgedrückt durch die Heizzahl ξ [-]. Für Wärmepumpenheizsysteme wird sie ausführlich beschrieben in Baehr und Kabelac (2016, 582ff.). Sie ist vergleichbar mit der Jahresarbeitszahl einer Wärmepumpe oder eines Heizsystems, setzt

jedoch die Wärmelieferung in Relation zum Primärenergiebedarf. Unter Vernachlässigung von Wärmeverteilverlusten im Gebäude, aufgrund der kurzen Leitungswege von der Heizzentrale zur Bodenheizung, folgt:

$$\xi = \frac{Q_{Geb}}{W_{el,Sys}} \cdot \frac{1}{f_p} = \frac{\int_{Jahr} \dot{Q}_{Geb} \cdot \mathrm{d}t}{\int_{Jahr} \left(P_{el,WP}(t) + P_{el,Sys}(t) \right) \cdot \mathrm{d}t} \cdot \frac{1}{f_p} = \frac{JAZ_{Sys}}{f_p} \tag{6.5}$$

worin $P_{el,Sys}$ [W] die elektrische Summenleistung aller Systemkomponenten, wie z.B. Pumpen, ist. Der Primärenergiefaktor f_p [-] für Strom wird mit 1,8 angesetzt (EnEV 2016, 26). Der Wirkungsgrad des Verdichters bzw. des Elektromotors und weitere Wärmeverluste der Erzeugung sind in der normierten Charakteristik der verwendeten Wärmepumpe berücksichtigt. Würde das Gebäude rein elektrisch beheizt werden, ergibt sich, wieder unter Vernachlässigung von Wärmeverlusten, ξ_{min} als Kehrwert von f_p zu 0,56.

6.3.3 Kombinierte Bewertung und Methodik des Variantenvergleichs

Die monetäre und die energetische Eigenschaft bzw. Wirkung des Systems müssen in einer gemeinsamen Betrachtung zusammengeführt werden. Sie stellen den Aufwand und den Nutzen dar. In diesem Zusammenhang haben sich Verfahren zur Bestimmung der sog. CO_2-Vermeidungs- bzw. CO_2-Verminderungskosten eines Systems oder einzelner Komponenten etabliert. Dabei ist zwingend ein Referenzbezug herzustellen, wie Beer et al. (2009, 12ff.) aufführen. Darüber hinaus unterscheiden Beer et al (2009). zwei unterschiedliche Arten von CO_2-Verminderungskosten:

Statisch: Das Referenzsystem und das Vergleichssystem, hier das System mit Massivabsorber, werden als gleichwertig angesehen. Die Differenz beider annuitätischen Systemkosten wird ins Verhältnis zur Differenz der jeweiligen Emissionen gesetzt. Damit ist eine Anwendung der statischen Methode bei Neubauten möglich (Beer et al. 2009, 16).

Dynamisch: Für den Fall, dass eine Modernisierungsmaßnahme getroffen wird, wird das bestehende System mit dem aktuellen Restwert bewertet und über die Dauer des Betrachtungszeitraums mit Ersatzinvestitionen versehen. Ein Restwert am Ende dieses Zeitraums wird in der Betrachtung gegengerechnet (Beer et al. 2009, 20).

Unter dem Gesichtspunkt, dass in dieser Arbeit eine vergleichende Analyse verschiedener Systemvarianten untereinander vorgenommen wird und kein Vergleichssystem als Referenzgröße existiert, muss eine andere Bewertungsmethode verwendet werden. Zwar wäre es denkbar einen Vergleich z.B. zu einer Öl- oder Gasheizung vorzunehmen, damit sind die sich daraus ergebenden CO_2-Verminderungskosten aber eben auf dieses System bezogen und nicht weiter auf andere übertragbar.

Zur Abwägung, welche Systemvariante in den nachfolgenden Untersuchungen zu bevorzugen ist, wird daher nicht mit Kosten- und Emissionsdifferenzen gearbeitet, sondern mit dem spezifischen Wärmepreis $k_{Sys,a}$ und der auf Primärenergie bezogenen Systemeffizienz, der Heizzahl ξ, und diese ins Verhältnis zu einander gesetzt: $k_{Sys,a}/\xi$ bzw. dem Kehrwert $\xi/k_{Sys,a}$ für handlichere Werte.

Der Bezugspunkt liegt damit im Ursprung des Diagramms, das den spezifischen Wärmepreis $k_{Sys,a}$ für die untersuchten Systemvarianten in Abhängigkeit der Heizzahl ξ darstellt. Es wird folglich immer die Variante mit dem besten Verhältnis als optimale Lösung angesehen. Im Nachgang kann dann der Bezug zu einer speziellen Referenzanlage

vorgenommen werden und die möglichen CO_2-Verminderungskosten für einen Vergleich unterschiedlicher Heizsysteme verwendet werden.

6.4 Systemvariante 1: Voruntersuchung

In Kap. 6.1 bis 6.3 werden die Ausgangssituation und die Bewertungskriterien näher beschrieben. Dies bildet die Grundlage für die Systemanalyse, bei der mit Systemvariante 1 (SV1) eine Voruntersuchung durchgeführt wird, in der zwar Massivabsorber zur Anwendung kommen, jedoch noch kein Langzeitwärmespeicher. Derartige Systeme sind in der Literatur bereits diskutiert, allerdings, wie eingangs zu dieser Arbeit aufgeführt, stets mit Nutzung latenter Wärme durch Taupunktunterschreitung, z.B. Primus (1995). Für einen sinnvollen Betrieb *ohne* Speicher ist die Nutzung der latenten Wärme zwingend erforderlich. Diese Voruntersuchung mit Systemvariante 1 dient demnach nur zur Entwicklung von Vorgaben für die Fassadenbelegung für die nachfolgenden Untersuchungen von Systemvarianten mit Langzeitwärmespeicher. Da das beschriebene Beispielgebäude, siehe Kap. 6.1, eine Aktivierung von vier unterschiedlich orientierten Fassaden erlaubt, gilt es zu analysieren, wie hoch deren Wärmeerträge sind und wie sie sich gegenseitig beeinflussen. Die daraus gewonnenen Erkenntnisse bilden die Ausgangssituation für die komplexeren Heizsystemvarianten mit Wärmespeicher. Damit reduzieren sich die einzelnen Analysevorgänge der verschiedenen Systemvarianten.

„Unter Betrachtung der spezifischen Wärmeleistungen wird deutlich, wie die Auswirkungen bei mehreren aktiven Fassadenseiten sind. Der Ertrag der Südseite verändert sich kaum, unabhängig davon, welche andere Fassadenorientierung zugeschalten ist, siehe Abb. 69.

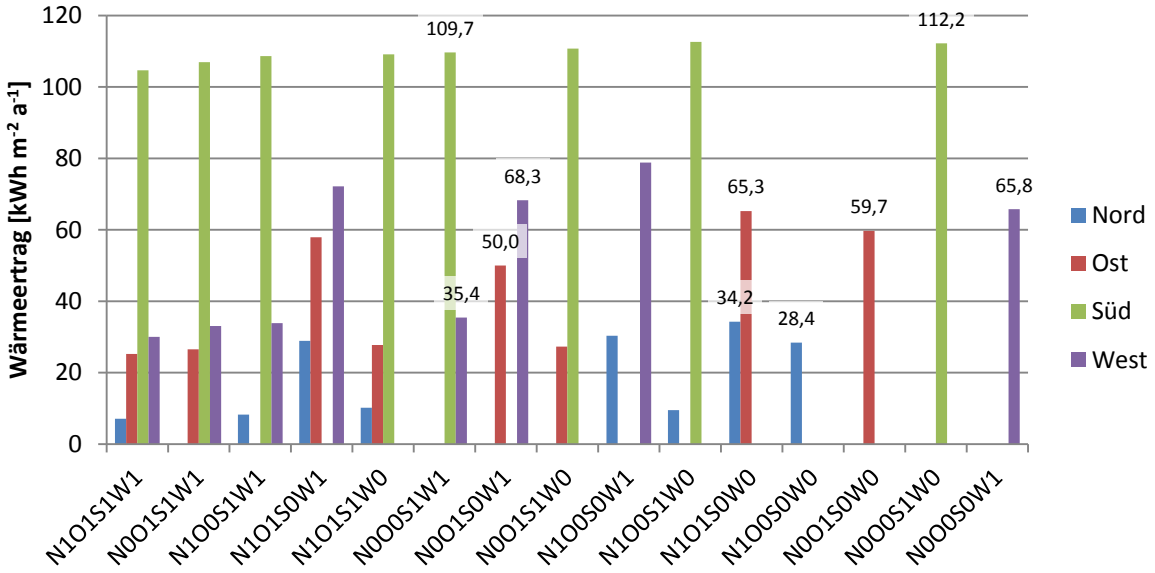


Abb. 69: Systemvariante 1: spezifische Wärmeerträge der Massivabsorber-Fassadenkombinationen; N = Nord, O = Ost, S = Süd, W = West; 1 ≙ 100 % Fassadenbelegung (Tanzer et al. 2017)

Der Wärmeertrag der Südfassade ist für alle untersuchten Konfigurationen annähernd gleich, mit Werten im Bereich zwischen 104,7 und 112,6 kWh m^{-2} a^{-1}, siehe Abb. 70 links. Hingegen zeigen alle anderen spezifischen Leistungswerte einen deutlichen Einfluss der zugeteilten weiteren aktiven Fassaden. Während die solare Einstrahlung auf die Westseite um 2,6 % höher ist als auf die Ostseite, ist der Wärmeertrag um 20,6 % höher

im Vergleich von N0O0S0W1[49] mit N0O1S0W0. Dies liegt vorwiegend an der längeren Vorwärmzeit der Westseite über die Außenluft. Bei der Ostseite überschneiden sich die Zeitdauern der Aufwärmung und die der Heizanforderung, woraus eine kürzere Nutzungszeit resultiert.

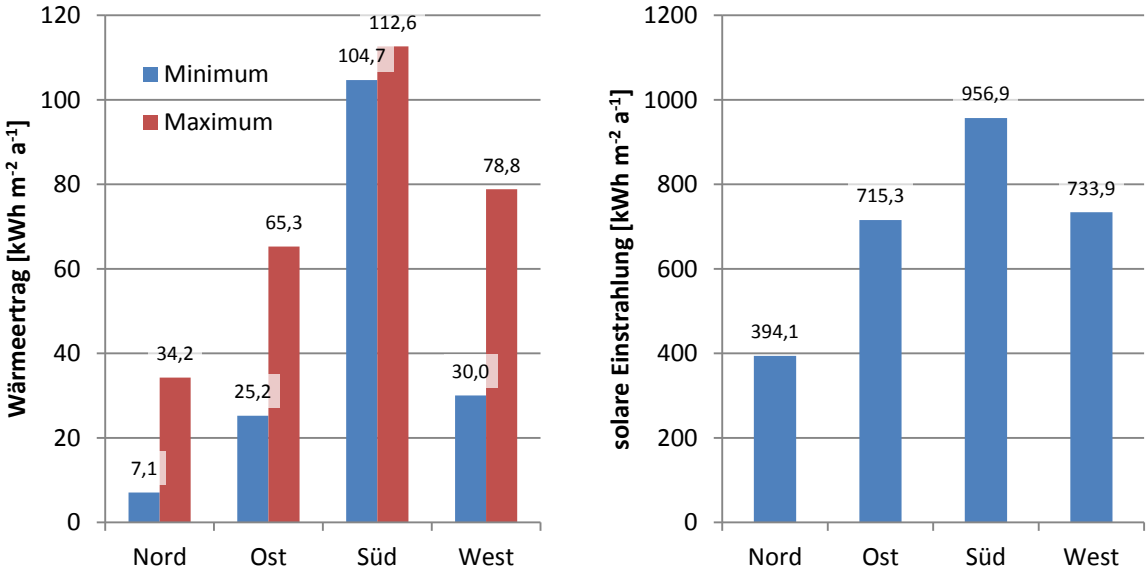


Abb. 70: links: Systemvariante 1: Schwankungsbreite der spezifischen Wärmeerträge bei unterschiedlichen Massivabsorber-Fassadenkombinationen; rechts: spezifische, solare, jährliche Strahlungsenergie auf die jeweilige Fassade (Wetterdaten für München, Flughafen) (Tanzer et al. 2017)

Weiterführende Informationen zu Systemvariante 1 (SV1) sind in Anhang M enthalten. Daraus geht hervor, dass bei Betrachtung des Gesamtsystems zur Wärmeversorgung des Gebäudes der gemeinsame Einsatz von Westseite und Südseite das günstigste Verhältnis von Energieeffizienz und Wärmegestehungskosten aufweist. Wenn nur die Südseite aktiviert wird, ergeben sich jedoch deutlich geringere Kosten bei annähernd gleichem Einsatz elektrischer Antriebsenergie, ausgedrückt durch die Heizzahl ξ. Aus diesem Grund wird für die nachfolgenden Systemuntersuchungen mit Wärmespeicher(n) (SV2 bis SV5) die Südseitennutzung mit Priorität zum Vergleich herangezogen, um daraus die beste Systemvariante zu ermitteln.

Zusammenfassend macht die Voruntersuchung deutlich, dass es nur bedingt möglich ist, einer Fassadenausrichtung einen klaren Wärmeertragswert zuzuweisen. Lediglich die Südseite bleibt hier annähernd konstant. Darüber hinaus wird der Wärmeertrag der Massivabsorber durch die zeitliche Abfolge der Nutzung bestimmt“ (Tanzer et al. 2017).

6.5 Systemvariantenübersicht

Neben der Voruntersuchung SV1 ohne Wärmespeicher werden insgesamt vier weitere Systemvarianten untersucht, siehe Tabelle 26. Während für SV1 die elektrische Zusatzheizung zwingend erforderlich ist, unabhängig davon, welche Fassadenkombination gewählt wird, soll durch Einbindung von gebäudeintegrierten Festkörperwärmespei-

[49] N = Nord, O = Ost, S = Süd, W = West; 1 = 100 % bzw. maximal mögliche Massivabsorberbestückung des Beispielgebäudes, entsprechend bedeutet 0 = 0%.

chern eine Kompensation der Nachheizung erfolgen. Neben einer veränderten Hydraulik haben einer oder mehrere Wärmespeicher Auswirkungen auf die Anlagenregelung.

Tabelle 26: Übersicht der Systemvarianten

SV	Hauptkomponenten				Konzept
1	MA	WP	NHZG		Es ist keine Deckung des Wärmebedarfs ohne Nachheizung möglich, siehe Kap. 6.4
2	MA	WP	SP (q)		Der Wärmespeicher arbeitet als Wärmepumpenquelle; beladen wird über Massivabsorber. Ziel: Eliminierung der Nachheizung
3	MA	WP	SP1 (q)	SP2 (q,p)	SP1 dient als Reservespeicher und ist quellenseitig mit der Wärmepumpe verbunden; die Beladung erfolgt ausschließlich über Massivabsorber. Ziel-SP1: Die Temperatur von SP1 ist stets höher als bei SP2. SP2 ist ein kleiner, schnell ladbarer Speicher und ist Wärmepumpenquelle. Das Beladen erfolgt nur über Massivabsorber. Ziel-SP2: SP2 wird auf niedrigem Temperaturniveau betrieben, um auch im Winter eine Nachladung über die Massivabsorber zu ermöglichen.
4	MA	WP	SP (s)		Der Wärmespeicher stellt die Wärmesenke für die Wärmepumpe dar. Die Beladung kann über Massivabsorber oder die Wärmepumpe erfolgen. Der Wärmespeicher versorgt nur die Bodenheizung. Ziel: Die Wärmepumpe kühlt die Massivabsorber auf minimale Temperatur ab und erhöht die Massivabsorbereffizienz; maximaler Wärmeentzug aus den Massivabsorbern.
5	MA	WP	SP1 (q)	SP2 (s,p)	Kombination von SV2 und SV4: Der quellenseitige Wärmespeicher wird als Reservespeicher betrieben. Die Aufladung von SP1 ist nur durch Massivabsorber möglich. SP2 kann zusätzlich auch über die Wärmepumpe erwärmt werden. Ziel: Reicht das Temperaturniveau von SP2 nicht aus, um die Bodenheizung zu versorgen, kann SP1 als Wärmequelle für die Wärmepumpe herangezogen werden; Reduzierung der Laufzeit der elektrischen Nachheizung.

Legende:

SV:	Systemvariante
MA:	Fassadenintegrierter Massivabsorber mit beliebigen Orientierungen
WP:	Wärmepumpe
SP:	Wärmespeicher
NHZG:	Nachheizung; Die Nachheizung ist in jeder Variantenmodellierung aktiv, für Typ 1 jedoch zwingend erforderlich
p:	primär, Vorrang
q:	Wärmequelle: bezogen auf Wärmepumpe; verdampferseitig
s:	Wärmesenke: bezogen auf Wärmepumpe; kondensatorseitig
⟶	Modellierte mögliche Wärmeströme zwischen den Systemkomponenten

„Systemvariante 2 (SV2) ergänzt Variante 1 um einen Festkörperwärmespeicher, der ganzjährig, aber vor allem in den Sommermonaten über die Massivabsorber geladen werden kann. Während der Heizperiode kann der Speicher sowohl für eine direkte Heizwärmeversorgung, als auch als Wärmequelle für die Wärmepumpe benutzt werden. Systemvariante 3 (SV3) wird um einen zusätzlichen, kleineren Wärmespeicher ergänzt, der identisch wie der Reservespeicher betrieben wird. Der kleinere, operative Speicher erhält eine höhere Betriebspriorität, wird dadurch schneller entladen und soll im Winter durch Nachladung den Massivabsorbern zusätzlich Wärme entziehen. Anders als die

Varianten 2 und 3 wird bei Systemvariante 4 (SV4) der Wärmespeicher nicht als Wärmequelle der Wärmepumpe verwendet, sondern dient als Wärmesenke. Die Wärmepumpe entzieht dem Massivabsorber dabei stets die maximal mögliche Energie und lädt damit den Speicher auf ein hohes Temperaturniveau. Dadurch soll ein längerer direkter Heizbetrieb mit diesem Speicher erreicht werden. In der letzten, fünften Systemvariante (SV5) werden die Konzepte 3 und 4 vereint. Der Reservespeicher bleibt weiterhin eine Wärmequelle der Wärmepumpe, wohingegen der kleinere Speicher für eine Maximierung des Massivabsorberertrags dienen soll.

Allen SV gleich ist die Wärmepumpe als Kernkomponente. Ihre Effizienz hängt maßgeblich von den Fluidtemperaturen auf der Verdampfer- und Kondensatorseite ab, siehe Kap. 2.4. Es stellt sich daher die Frage, welche der möglichen Wärmequellen gewählt werden soll, wenn eine Heizanforderung vorliegt.

Betriebskonzept a: Allein von der Hierarchie der Betriebszustände abhängig wird die Wärmequelle der Wärmepumpe ausgewählt, bis die Randbedingungen[, z.B. zu niedrige Temperaturen,] einen Wechsel [zu einem anderen Betriebszustand] erzwingen.

Betriebskonzept b: Die Wärmequellen der Wärmepumpe wechseln immer zu derjenigen, die das höchste Temperaturniveau bietet.

Welches dieser beiden Betriebskonzepte zur wirtschaftlichsten Lösung führt, wird zunächst an Systemvariante 2 überprüft. Stellt sich ein Konzept als überlegen heraus, wird dieses für alle weiteren Systemvarianten verwendet und das andere verworfen“ Tanzer et al. 2017).

6.6 Systemvariante 2: ein Wärmespeicher als Wärmequelle

Über die Massivabsorber kann in den Sommermonaten der Speicher geladen werden. Wenn es die Wetterbedingungen und der Heizbetrieb erlauben, ist auch eine Beladung während der Heizperiode möglich. Beginnt die Heizperiode, wird in der Anlagenregelung geprüft, ob geheizt werden soll und wenn ja, welche Wärmequelle zu nutzen ist. Die anfängliche Untersuchung wird mit EOS durchgeführt. Im Anschluss daran folgt eine vergleichende Untersuchung zu Kies als Speichermaterial und schließlich werden die Auswirkungen verschiedener Massivabsorberorientierungen analysiert.

Im Funktionsschema für SV2, siehe Abb. 71, ist die Verschaltung aller benötigten Komponenten dargestellt. Die Massivabsorber liefern Energie an den Wärmespeicher oder an den Verdampfer der Wärmepumpe. Zusätzlich wird untersucht, ob eine direkte Wärmelieferung über den Wärmeübertrager (Direktheizung) sinnvoll genutzt werden kann. Die von der Wärmepumpe abgegebene Nutzwärme wird in den Wärmeverteiler eingespeist. Dort sind die Heizkreise für die Fußbodenheizung (FBH) und Bauteilaktivierung (BTA) angeschlossen. Der zusätzlich vorhandene Pufferspeicher auf der Sekundärseite der Wärmepumpe hat, wie schon bei SV1, die Aufgabe einen taktenden Betrieb der Wärmepumpe zu verhindern. In der Systemrechnung in TRNSYS wird für die Ermittlung der umgesetzten Energien darauf verzichtet.

An der Verteilerstation für die angebundenen Massivabsorberfassaden ist für jede einzelne davon eine eigene Pumpstation aufgebaut. Der Wärmespeicher wird über die Steuerungsschaltung je nach Betriebszustand be- und entladen. Die Wärmepumpe und der Wärmeübertrager trennen das System in einen primären und sekundären Kreis; auf

der Primärseite wird ein Glykol-Wasser-Gemisch als Frostschutzmittel eingesetzt und auf der Sekundärseite Wasser ohne Zusätze.

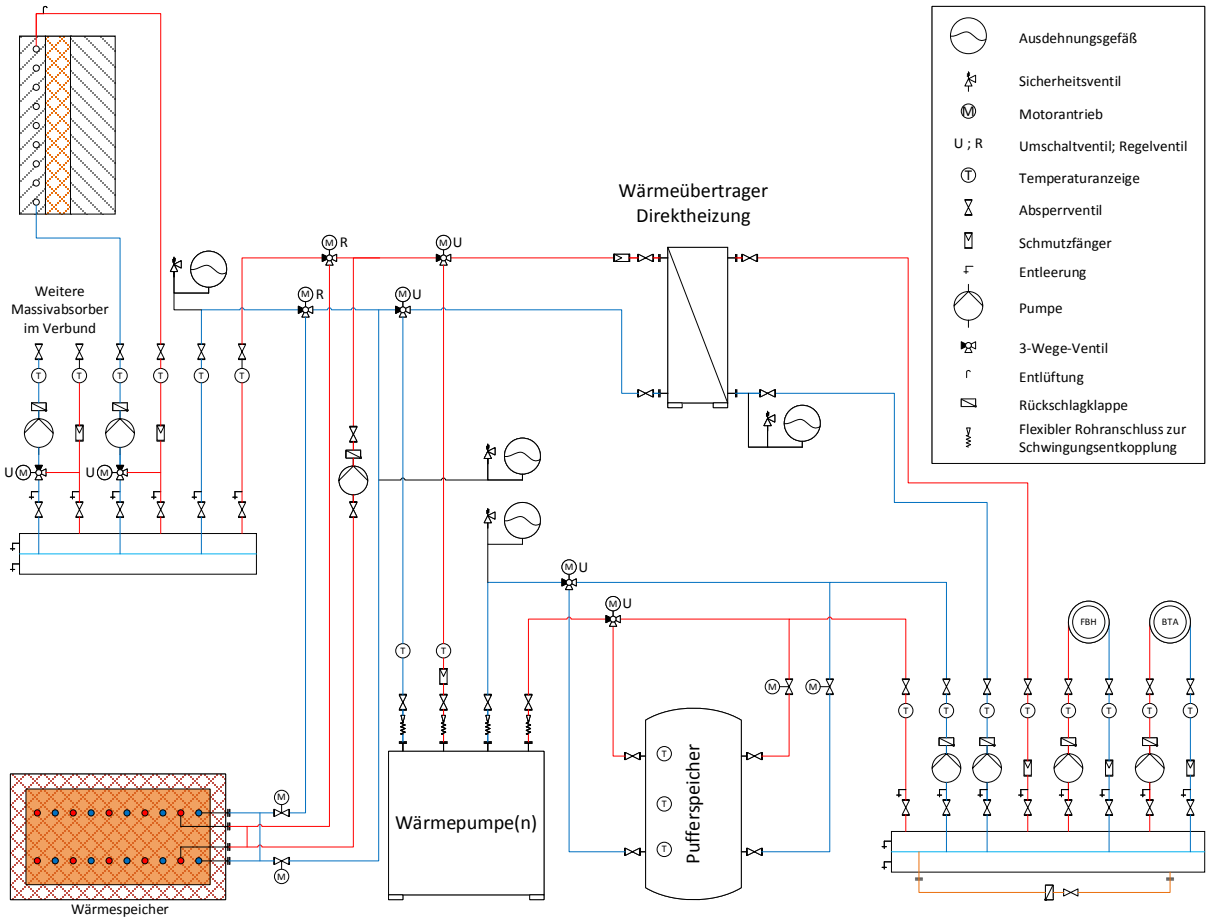


Abb. 71: Systemvariante 2; Funktionsschema (Tanzer et al. 2017)

6.6.1 Darstellung der Betriebszustände in der Systemmodellierung

„Während des Betriebs der Heizanlagen wird kontinuierlich geprüft, welcher Betriebszustand von den Anlagenteilen eingenommen werden soll. Das Betriebskonzept wird dabei grundlegend durch die Systemvarianten (SV) selbst vorgegeben.

Ob ein Betrieb aktiv sein kann oder nicht, wird über eine Betriebskriterienmatrix für jede Systemvariante festgelegt. Daraus lässt sich nicht nur die Simulationsgrundlage erklären, sondern es ist auch der Grundaufbau der realen Anlagenregelung davon ableitbar. Für jeden Betriebszustand gibt es eine Anforderung, die für die Aktivierung und das Beibehalten eines laufenden Betriebs notwendig ist. Sobald ein Betrieb bereits aktiv ist, wird im Modell kontinuierlich überprüft, ob die Bedingungen noch eingehalten werden. Ist dies nicht der Fall, muss der Betrieb beendet werden. Darüber hinaus werden Abbruchbedingungen genannt, die als Wächterfunktion agieren. Sie übernehmen z.B. den Schutz der Wärmepumpe vor zu tiefen oder zu hohen Temperaturen am Verdampfer.

Jeder Hauptbetriebszustand, der vom System eingenommen werden kann erhält eine eindeutige Hierarchienummer *HIB*. Wie schon in Kap. 6.2.1 einleitend erläutert, hat der Betriebszustand mit dem größeren Wert stets Vorrang. Neben den *HIB*-Werten gibt es eine weitere Untergliederung mancher Betriebszustände. Diese werden mit den Buchstaben a, b oder c bezeichnet. Mit „a“ wird dabei der Hauptzustand der Anlagenfahrweise

beschrieben. „b“ und „c“-Zustände sind diesem untergeordnet. D.h. nur wenn ein „a“-Zustand aktiv ist, kann auch der entsprechende „b“ oder „c“-Zustand eintreten, wenn deren Bedingungen eingehalten werden. Dies ermöglicht z.B. die gleichzeitige Versorgung der Wärmepumpe für den Heizfall und die Versorgung eines Speichers, um diesen zu laden“ (Tanzer et al. 2017).

Die Hysterese gibt die obere (UDB) und untere Totzone (LDB) an, siehe dazu auch Anhang M für eine nähere Erläuterung. Die obere Totzone ist für den Betriebsstart maßgebend und die untere für den laufenden Betrieb.

6.6.1.1 Konzept SV2a

Bei der Analyse der Systemvariante 2 wird eingangs Betriebskonzept (a) näher betrachtet. Die Kriterien hierzu sind in Tabelle 55 in Anhang N aufgeführt.

„Der in dieser SV2a allen Betrieben vorgezogene Zustand ist die Direktheizung von Massivabsorber auf Bodenheizung: MA-FBH (5a). Hier wird nur Pumpenergie und Energie für die Anlagensteuerung benötigt. Ist der Wärmeertrag aus dem Massivabsorber groß genug, kann gleichzeitig der Wärmespeicher geladen werden: MA-SP (5b). Die energetisch zweitgünstigste Variante ist die Direktheizung aus dem Wärmespeicher, SP-FBH (4), bei der ebenfalls nur Pumpenergie aufgewendet werden muss. Erst nach Prüfung dieser Betriebszustände erfolgt der Wärmepumpenbetrieb mit der Massivabsorberquelle: MA-WP-FBH (3a). Hier ist eine gleichzeitige Speicherladung möglich: MA-SP (3b). Den letzten Heizbetrieb nimmt der Wärmespeicher als Wärmepumpenquelle ein: SP-WP-FBH (2). Liegt keine Heizanforderung mehr vor, kann $HIB = 1$ (Betrieb: MA-SP mit Wert 1) aktiviert und einzig der Wärmespeicher beladen werden.

Im Gegensatz zu SV1 erfordern die Betriebsarten mit Wärmespeicher zusätzliche Bedingungen. Bei der Direktheizung muss die Speichertemperatur mindestens der Vorlauftemperatur entsprechen ($T_{Sp} \geq T_{VL,Soll}$). Nutzt die Wärmepumpe den Speicher als Quelle, muss die Speichertemperatur der minimal zulässigen Speichertemperatur entsprechen ($T_{Sp} \geq T_{Sp,min}$). Die Begrenzung ergibt sich über das gewählte ΔT_{Sp-Fl}. Da aus Frostschutzgründen 0 °C im Speicher nicht unterschritten werden dürfen folgt: $T_{Sp,min} = 0\,°C + \Delta T_{Sp-Fl}$.

Ergänzende Untersuchung zu Konzept SV2a: Unterdrückung von SP-FBH

Die Direktheizung, $HIB = 4$, entzieht dem Wärmespeicher Energie, wenn dessen Temperatur ausreicht für die Versorgung der Fußbodenheizung. Dies geschieht überwiegend zu Beginn der Heizperiode, wenn das Temperaturniveau hoch genug ist. Die entnommene Wärme steht damit nicht mehr für den Heizbetrieb *mit* Wärmepumpe zur Verfügung. Daher ist zu prüfen, ob sich eine Verbesserung einstellt, wenn dem Heizbetrieb SP-WP-FBH (3a) hier Vorrang gegeben werden sollte. Damit wird bereits frühzeitig die Wärme mit der Wärmepumpe genutzt und das Temperaturniveau im Speicher sinkt langsamer. Der direkte Heizbetrieb mittels Speicher wird damit unterdrückt. Die neuen Betriebsarten sind somit MA-SP (1), SP-FBH (2), SP-WP-FBH (3), MA-WP-FBH (4a), MA-SP (4b), MA-FBH (5a) und MA-SP (5b). Die Nutzung des Massivabsorbers mit Wärmepumpe steigt dadurch in der Hierarchie der Betriebszustände, wodurch sich dessen Einsatzpriorität erhöht. Der Wärmeinhalt des Speichers bleibt länger in Reserve“ (Tanzer et al. 2017).

6.6.1.2 Konzept SV2b

Gegenüber SV2a wird bei SV2b analysiert, ob sich insgesamt über das Jahr hinweg eine Verbesserung von $k_{Sys,a}$ oder ξ erreichen lässt, wenn der Wärmepumpe stets die wärmere Quelle angeboten wird. Die Hydraulik des Systems bleibt dabei identisch mit SV2a. Lediglich die Regelung des Systems wird verändert, siehe Tabelle 56 in Anhang N. Die Anpassung erfolgt durch weitere Abbruchbedingungen von Massivabsorber oder Wärmespeicher. Der Betrieb wird dann gestoppt und die nächste HIB-Stufe wird gestartet.

6.6.2 Ermittlung der optimalen Systemkonfiguration

Für die Bewertung der betrachteten Systemvarianten – hier 2a und 2b – werden Simulationsrechnungen über ein Betriebsjahr mit folgenden Eigenschaften durchgeführt:

- Zeitschrittweite: 1 Minute zur Berücksichtigung aller Regelungseffekte
- Simulationsdauer je Berechnung: 2 Jahre mit Beginn jeweils zum 1. Januar; Der eingeschwungene Zustand wird über die Energiebilanz des Speichers überprüft. Aufgrund der guten Speicherisolierung hat sich dieser Zeitraum als geeignet herausgestellt. In die Datenauswertung fließt nur das zweite Jahr ein, um initiale Fehler auszuschließen.

Neben der im vorangegangenen Abschnitt diskutierten Abfolge und Regelung der Betriebszustände ist die Dimensionierung der Systemkomponenten für den effizienten Betrieb des Heizsystems ausschlaggebend. Für die Ausführung des Massivabsorbers ist – gemäß Voruntersuchung mittels SV1, siehe Anhang M – eine vollständige Belegung der Südseite gewählt. Die Untersuchung des Wärmespeichereinflusses erfolgt über die Variation der Speichergröße V_{Sp} und der Temperaturdifferenz für die Wärmeein- und Wärmeauskopplung ΔT_{Sp-Fl}. Der für diese gewählte Wärmeübertragung erforderliche Wert des Wärmeübertragungskoeffizienten $U_{Sp,Sys}$ ergibt sich daraus, gemäß Gl. (5.29). Die Auswahl der passenden Wärmespeicherelementarzelle wird nach Abb. 63 und Abb. 64 bzw. nach Tabelle 44 und Tabelle 45 in Anhang G (Kies) und H (EOS) vorgenommen.

Das Vorgehen wird anhand des folgenden Beispiels verdeutlicht: Für einen EOS-Wärmespeicher mit 1750 m³ und der Auslegungstemperaturdifferenz ΔT_{Sp-Fl} von 4 K mit der maximalen Verdampferleistung der Wärmepumpe von 47,1 kW folgt $U_{Sp,Sys} = 6{,}74$ W m^{-3} K^{-1}. Ausgewählt wird die Elementarzelle mit dem nächsthöheren U_{Sp}-Wert der Speichergeometrien: $U_{Sp} = 6{,}85$ W m^{-3} K^{-1}. Die Elementarzelle besitzt eine Höhe von 0,50 m, einen Rohrabstand von 0,5 m und einen Rohrinnendurchmesser von 20 mm mit einer maximalen Strömungsgeschwindigkeit $w_{max,EZ}$ von 0,6 m s^{-1}. Würde der Wärmespeicher mit nur einer Elementarzellenschicht aufgebaut werden, ergäbe sich die Grundfläche $A_{Sp,G,1EZ}$ [m²] aus dem Quotienten aus Volumen und Höhe zu 3500 m². Die darin zu verbauende Gesamtrohrlänge L_{Sp} [m] folgt mit dem Verlegeabstand d_x [m] nach:

$$L_{Sp} = \frac{A_{Sp,G,1EZ}}{d_x} = \frac{3500\ \text{m}^2}{0{,}5\ \text{m}} = 7000\ \text{m} \tag{6.6}$$

„Für die Elementarzelle stellt sich für das Wasser-Glykol-Gemisch und bei $w_{max,EZ}$ [m s^{-1}] ein Druckverlust von 400 Pa m^{-1} ein. Als zulässigen Druckverlust durch eine Rohrschlaufe werden 15000 Pa veranschlagt; dieser Wert wird für alle Systemanalysen als

Auslegungswert herangezogen. Es ergibt sich eine Einzelrohrlänge von 37,5 m und 186,7 Rohrkreise in der Fläche. Die Bauhöhe des Wärmespeichers folgt aus der Soll-Bautiefe (4 m). Darin finden acht Elementarzellen übereinander angeordnet Platz. Die tatsächliche Grundfläche und die Rohrlängen pro Ebene werden neu bestimmt. Die Perimeterlänge für einen zylindrischen Speicherkörper liegt dann bei 74,2 m, woraus sich die seitliche Kontaktfläche zum Erdreich zu 296,8 m² ergibt. Die statische Abstützung der Baugrube durch eine einfache Betonwand erstreckt sich über die Perimeterfläche. Dies ist bei der Ermittlung der Herstellkosten berücksichtigt.

Eine Veränderung von V_{Sp} und/oder von ΔT_{Sp-Fl} führt immer zu einem neuen, geforderten $U_{Sp,Sys}$. Abhängig von der Rasterung der Elementarzellenstufen, gemäß der Untersuchung in Kap. 5.6.4, steht nur eine begrenzte Anzahl Speichergeometrien zur Verfügung. [Da gelten muss, dass $U_{Sp,Sys} \leq U_{Sp}$ ist,] entsteht eine Zufälligkeit, wie gut die gewählte Speichergeometrie der Anforderung in Form von $U_{Sp,Sys}$ entspricht. Dies führt beim Vergleich der Simulationsergebnisse zu unregelmäßigen Streuungen um einen Trend, der sich bei Variation mit beliebig feinen Schrittweiten ergeben würde.

Die durchgeführten Variationen an SV2a sind in Abb. 72 aufgeführt und umfassen die Speichergrößenänderung von 1000 m³ bis 2250 m³ und für jede Speichergröße ein ΔT_{Sp-Fl} von 3 bis 10 K. Insgesamt folgt daraus, dass ein ΔT_{Sp-Fl} von 4 K, im Bereich der Schwankungen, die günstigste Wahl ist. Für diesen Wert wird die Speichergröße ebenfalls von 1000 m³ bis 2250 m³ variiert. Darüber hinaus wird für den gefundenen Bestpunkt für Variante 2a die Wirkung der Unterdrückung des Betriebs SP-FBH vorgenommen (Legende Abb. 72: HIB angepasst). Ebenso wird eine Vergleichsanalyse von Systemvariante SV2b für Speichervolumina von 1000 bis 2500 m³ bei $\Delta T_{Sp-Fl} = 4$ K durchgeführt.

Variation des Speichervolumens

Die Wirtschaftlichkeitsdarstellung in Abb. 72 lässt sich grob in die Bereiche mit $\xi < 4$ und $\xi \approx 4$ einteilen. Bei zu kleiner Speicherauslegung ergeben sich kleine Heizzahlen und große Wärmepreise. Dort ist in diesen Fällen die elektrische Nachheizung länger in Betrieb. Mit größer werdendem Speichervolumen wird $U_{Sp,Sys}$ kleiner und damit auch die Kosten der verwendeten Elementarzelle. Im Gegenzug dazu steigen mit größerem Volumen die Gesamtkosten des Speichers. Diese statischen Investitionskosten werden von der Volumenzunahme dominiert. Da aber der Wärmepreis auch die bedarfsgebundenen Kosten und somit den Betrieb wiederspiegelt, nimmt mit kleinerem Volumen der Wärmepreis zu. Dies bedeutet, dass die Betriebskosten des Systems nicht allein von den Investitionskosten[,] sondern maßgeblich durch die Betriebseffizienz bestimmt werden.

Wird in der Kalkulation eine bedarfsgebundene Preissteigerungsrate berücksichtigt, führt dies zu einer deutlichen Wärmepreiserhöhung bei nicht passend dimensionierten Anlagen, siehe Anhang O. Je größer diese Rate ist, desto größer die Auswirkung. Der ermittelte Bestpunkt als Verhältnis von ξzu $k_{Sys,a}$bleibt aber bestehen.

Ist das Speichervolumen für das gewählte Heizsystem zu groß dimensioniert, bleiben die bedarfsgebundenen Kosten in etwa konstant. Der höhere Wärmepreis entsteht an dieser Stelle über die größere Kubatur des Speichers, mit der die Kosten für die Wärmedämmung, seitlicher Abstützung und das Material in Summe steigen. In diesem Bereich der maximalen Heizzahl wird mit zunehmendem Speichervolumen keine Verbesserung

mehr von ξ erreicht. Wird der Wärmespeicher dennoch weiter vergrößert nimmt ξ wieder geringfügig ab, was auf den weniger effizienten Wärmepumpenbetrieb bei niedrigerer Verdampfertemperatur zurückzuführen ist. $k_{Sys,a}$ nimmt jedoch erheblich zu, da hier das zusätzliche Speichervolumen keinen Mehrwert mit sich bringt. […]“ (Tanzer et al. 2017)

Variation von ΔT_{Sp-Fl}

„Beginnend bei großem ΔT_{Sp-Fl} sorgt eine Verringerung dieses Systemparameters für eine Reduzierung von $k_{Sys,a}$ und eine Verbesserung von ξ infolge der besseren Ausnutzung des Speichervolumens. ΔT_{Sp-Fl} ist nicht allein eine Temperaturdifferenz, die sich während des laufenden Betriebs einstellt, sondern gibt zugleich die minimal im Speicher mögliche mittlere Temperaturdifferenz an. Denn bei dem grundsätzlichen Ansatz, dass im Wärmespeicher keine Unterschreitung von 0 °C zulässig ist, darf die mittlere Fluidtemperatur ebenfalls nicht unter 0 °C sinken. Demnach folgt die minimale Speichertemperatur $T_{Sp,min}$ [°C] zu:

$$T_{Sp,min} = 0\ °C + \Delta T_{Sp-Fl} \tag{6.7}$$

Kleine Werte für ΔT_{Sp-Fl} steigern somit die verfügbare effektive Gesamtwärmekapazität des Speichers im Betrieb!

Bei sehr kleinen ΔT_{Sp-Fl} kehrt sich der Einfluss um, da die Auslegung für sehr kleine Werte unverhältnismäßig hohe Kosten für das Wärmeübertragungsrohrsystem im Speicher erfordert. Bei $V_{Sp} = 2250$ m³ beginnt die Sättigung bereits bei $\Delta T_{Sp-Fl} = 7$ K. Je weniger Wärmeenergie effektiv für Heizzwecke zur Verfügung steht, denn ΔT_{Sp-Fl} begrenzt die Auskühlung und damit die effektive Wärmekapazität des Speichers, desto mehr muss von der elektrischen Zusatzheizung aufgewendet werden, wodurch sich die höheren Preise ergeben.

Das beste Verhältnis zwischen Heizzahl und Wärmepreis ergibt sich bei $\Delta T_{Sp-Fl} = 4$ K bei $V_{Sp} = 1750$ m³ bei $k_{Sys,a} = 0{,}297$ € kWh^{-1} und $\xi = 3{,}91$. Bei zu großen Speichern ergibt sich der Bestpunkt aus der effektiv notwendigen Speicherkapazität. Dort sind größere Temperaturdifferenzen ausreichend, um noch immer genügend Wärme für die Wärmepumpe zu bevorraten. Das Verhältnis von Heizzahl zu Wärmepreis beträgt im Bestpunkt 13,2 kWh €$^{-1}$. Für die weitere Systemanalyse wird daher $\Delta T_{Sp-Fl} = 4$ K vorrangig verwendet.

Die Anpassung der Hierarchie bei Variante SV2a für die direkte Speichernutzung – ‚HIB angepasst‘ in Abb. 72 – erreicht keine Verbesserung gegenüber der ursprünglichen Konfiguration von SV2a.

Für das Konzept 2b zeigt sich ebenso eine Verschlechterung, vor allem durch den Anstieg des Wärmepreises. In SV2a wird dem Massivabsorber (MA-WP-FBH) ebenso wie hier in SV2b der Vorrang vor dem Wärmespeicherbetrieb (SP-WP-FBH) in der Heizperiode gegeben. Allerdings wird in SV2a der Massivabsorber solange betrieben, bis sein unterstes Temperaturniveau erreicht ist und keine Energie über die Wärmepumpe mehr entzogen werden kann. Erst dann folgt der Wechsel zum Speicher. Dies führt dazu, dass der Wärmespeicher erst später beansprucht wird und somit längere Zeit auf höherem Temperaturniveau liegt. Er steht damit länger für Heizzwecke bereit. Der Wärmespeicher

wird im Konzept 2b bereits zu Beginn der Heizperiode durch die Wärmepumpe entladen, woraufhin in der späteren Kaltphase weniger Energie zur Verfügung steht. Der Vergleich der Bestpunkte zeigt, dass SV2b 2250 m^3 Speichervolumen benötigt, um eine hohe Heizzahl zu erreichen; bei SV2a sind dies nur 1750 m^3. Eine Betriebsweise mit Vorrang der jeweils wärmsten Quelle ist daher nicht wirtschaftlicher darstellbar als die Priorisierung der Massivabsorber.

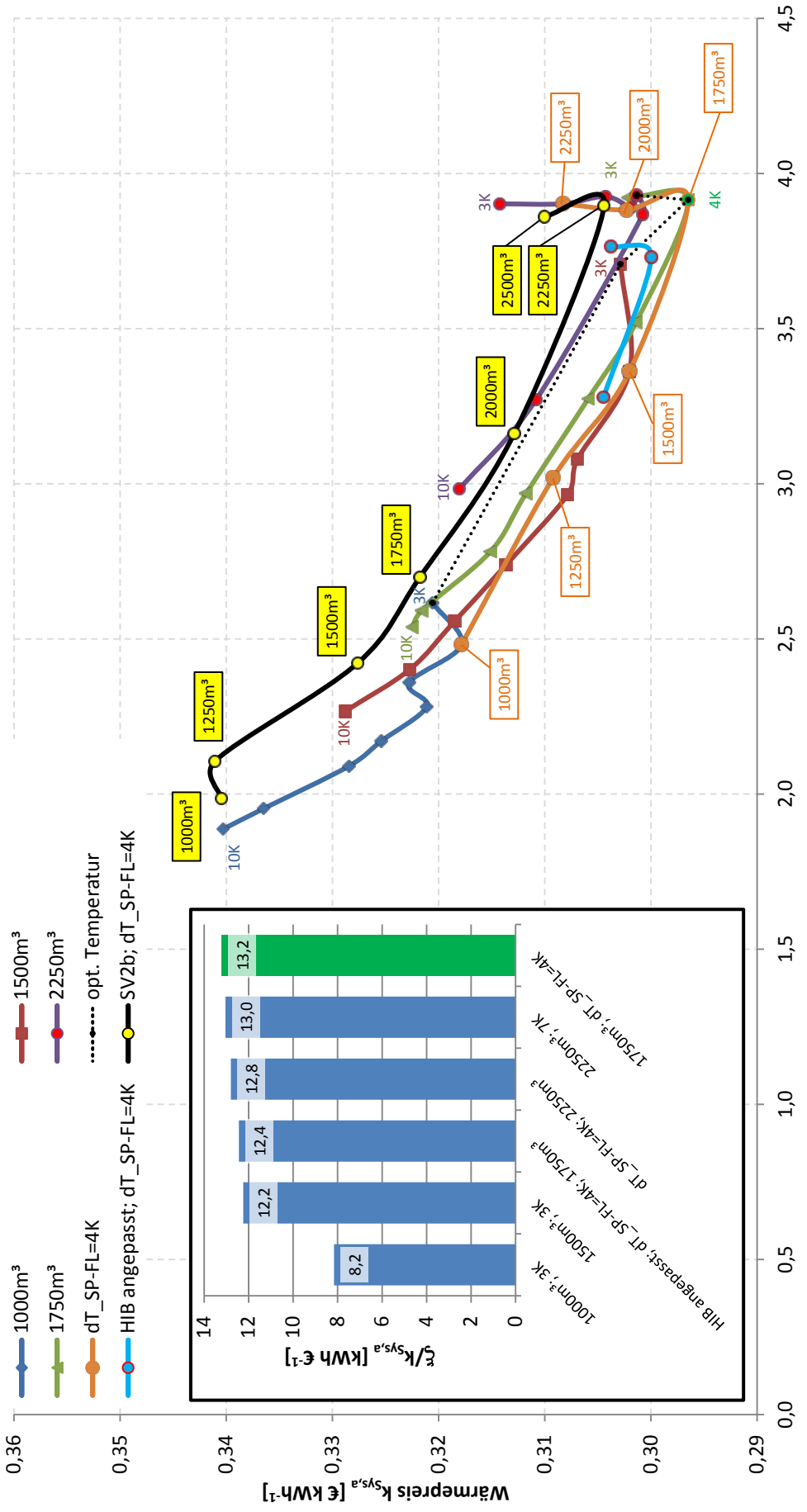


Abb. 72: Systemvariante 2a und 2b (EOS); vollständige Belegung der Südfassade mit Massivabsorbern; Parametervariation von V_{Sp}, $\Delta T_{SP-FL,min}$ und *HIB*; Balkendiagramm: Verhältnis von Heizzahl ξ zum Wärmepreis $k_{sys,a}$ als Effizienzbeschreibung (Tanzer et al. 2017)

6.6.3 Variation des Speichermaterials

„Wie bereits in Kap. 6.3.1 vorangehend analysiert, verursacht Kies als Speichermaterial höhere Kosten als EOS. Diese statische Voranalyse wird mittels dynamischer Variantenrechnung für den Betriebsfall belegt. Die Vergleichsrechnungen mit EOS sind in Kap. 6.6.2 enthalten. Damit die Vergleichbarkeit der Ergebnisse der „dT_SP-FL=4K"-Kurven für EOS und Kies gegeben ist, wird die Speichervolumenvariation über den Bereich von 1000 bis 3500 m³ durchgeführt, da Kies nur etwa 70 % der volumetrischen Wärmekapazität von EOS aufweist. Zur besseren Darstellung sind die Werte gerundet. Die Variation von ΔT_{Sp-Fl} erfolgt von 3 bis 10 K für Speichervolumina von 1500 bis 3500 m³, siehe Abb. 73.

Die energetische Effizienz liegt mit $\xi = 3{,}88$ annähernd gleichauf mit dem Optimum des EOS-Speichers. Allerdings benötigt der Kiesspeicher ein 42,8 % größeres Volumen. Dies bewirkt auch einen Anstieg der Kosten für die Wärmedämmung der seitlichen Abstützung. Der Wärmepreis liegt mit 0,306 € kWh^{-1} 3,0 % höher als beim Speichermaterial EOS.

Die Verläufe der Linien mit konstantem Volumen oder ΔT_{Sp-Fl} im Vergleich zu denen mit EOS in Abb. 72 zeigen nahezu in jedem Punkt einen deutlich höheren Wärmepreis bei etwa gleicher Heizzahl ξ. Dies bedeutet, dass zwar mit Kies die gleiche Systemeffizienz erreichbar ist, die schlechtere Wärmekapazität aber höhere Kosten […] [auslöst]" (Tanzer et al. 2017).

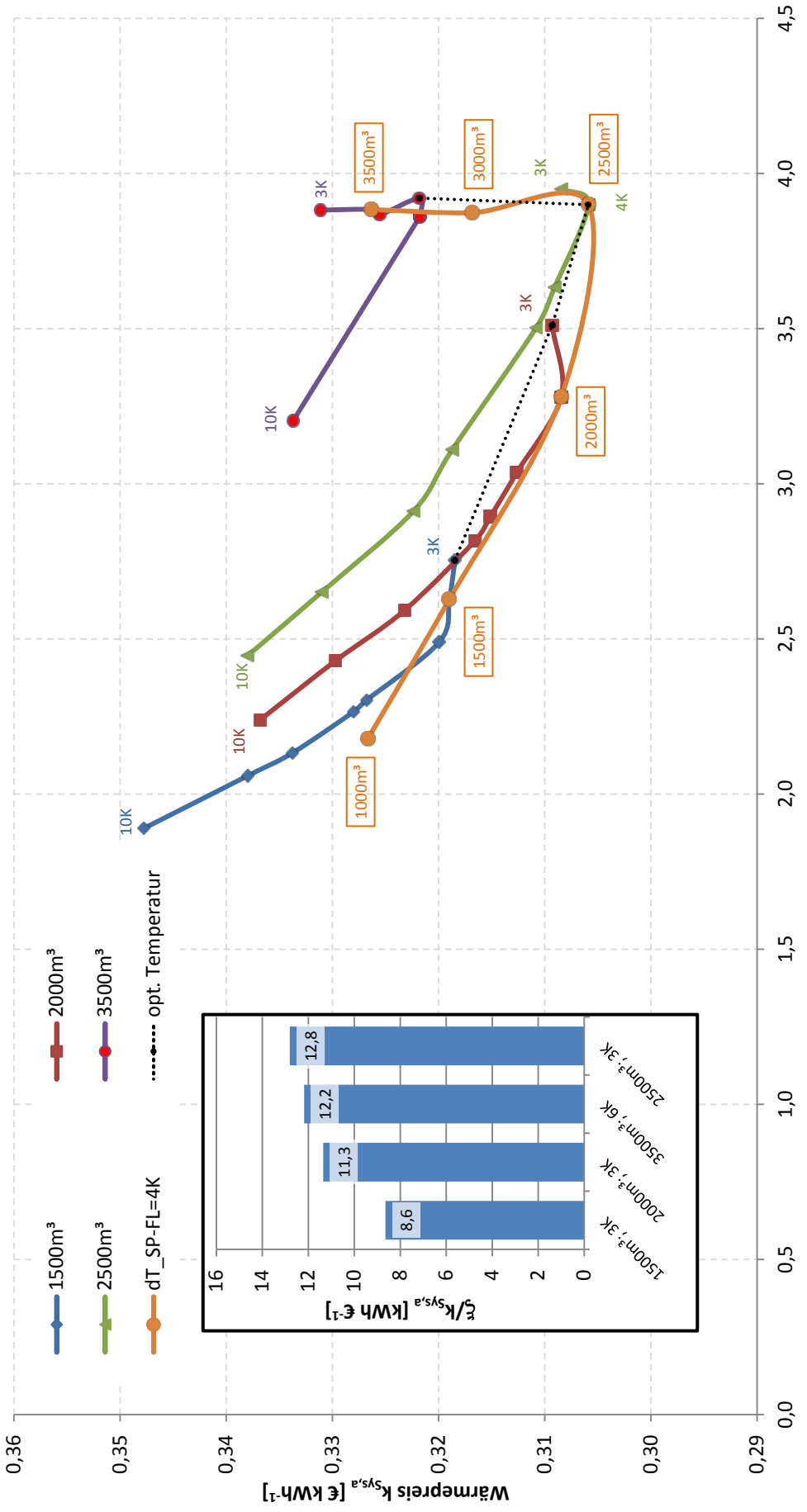


Abb. 73: Systemvariante 2a (Kies); vollständige Belegung der Südfassade mit Massivabsorbern; Parametervariation von V_{Sp} und $\Delta T_{SP-FL,min}$; Balkendiagramm: Verhältnis von Heizzahl ξ zum Wärmepreis $k_{Sys,a}$ als Effizienzbeschreibung (Tanzer et al. 2017)

6.6.4 SV2a: Variation Fassadenkombination

„Neben der Veränderung der Speichergröße und seiner Eigenschaften ist auch zu untersuchen, wie sich verschiedene Fassadenkombinationen auf die Systemeffizienz auswirken. Aus der Analyse von Systemvariante 1 geht hervor, dass die Südfassade am kostengünstigsten ist, aber dennoch ein vergleichbar gutes Verhältnis von ξ zu $k_{Sys,a}$ hat. Für SV2a wird diese Analyse […] [erneut] vorgenommen, um die Wechselwirkung zwischen Speicherdimensionierung und Fassadenbelegung zu eruieren.

Die zu untersuchenden Fassadenkombinationen werden an dieser Stelle feiner gegliedert. Die Variation wird in 25 % Schritten der Fassadenfläche vorgenommen. Dabei wird nicht die Grundgesamtheit der Varianten untersucht, sondern ausgehend von den Erkenntnissen der Voruntersuchung (SV1) und den bisher diskutierten Ergebnissen für SV2 eine Auswahl vorgenommen. Die simulierten Varianten und ihre Ergebnisse sind in Abb. 74 dargestellt. Bei der bisherigen Untersuchung von SV2a ist eine vollständige Belegung der Südfassade gewählt. Es ergibt sich eine optimale Speichergröße von 1750 m³ mit der Auslegung für 4 K als treibende Temperaturdifferenz (ΔT_{Sp-Fl}). Ausgehend von diesem Bestpunkt (N0O0S100W0[50] mit 1750 m³ Speichergröße und ΔT_{Sp-Fl} von 4 K) wird für jede Fassadenkombination eine Speichergrößenvariation für 1500 m³, 1750 m³ und 2000 m³ vorgenommen.

Beginnend mit der ausschließlichen Südfassadenbelegung wird nach und nach ein Anteil der Ostfassade als Massivabsorber hinzugeschaltet, bis auch diese vollständig belegt ist. Im zweiten Schritt folgt selbiges für die Westfassade. Im dritten Schritt wird die Belegung von Ost- und Westseite gleichmäßig erhöht, bis alle drei Fassaden gänzlich aktiviert sind. Durch Zuschalten der Nordfassade als aktive Massivabsorberseite wird die Maximalbelegung untersucht. Schließlich wird noch ein reiner Ost- und Westseitenbetrieb analysiert und wie sich das Ergebnis verändert, wenn stückweise die Südseite zugeschaltet wird.

Als Ergebnis der Untersuchung, siehe Abb. 74, zeigt sich eine Bestätigung der Voruntersuchung auch für das System mit Wärmespeicher. Mit aktivierter Südfassade werden insgesamt die Bestwerte erreicht. Jedes Zuschalten einer weiteren Fassade wirkt sich positiv auf die Effizienz bzw. die Heizzahl aus, kann jedoch zu einem deutlichen Anstieg des Wärmepreises führen. Das beste Ergebnis wird erreicht mit vollständiger Südseitennutzung und zusätzlich 75 % Nutzung der Westseite, mit einem ξ zu $k_{Sys,a}$ Verhältnis von 12,4. Damit ist diese Variante dennoch ungünstiger einzuordnen, als die Südfassade für sich alleine mit einem ξ zu $k_{Sys,a}$ Verhältnis von 13,2, siehe Abb. 72. Demnach bleibt die bisherige Festlegung bestehen[, nur die Südfassade als Massivabsorber auszuführen]“ (Tanzer et al. 2017).

[50] N = Nord, O = Ost, S = Süd, W = West; hier: 100 = 100 % bzw. maximal mögliche Massivabsorberbestückung des Beispielgebäudes, entsprechend bedeutet 0 = 0%.

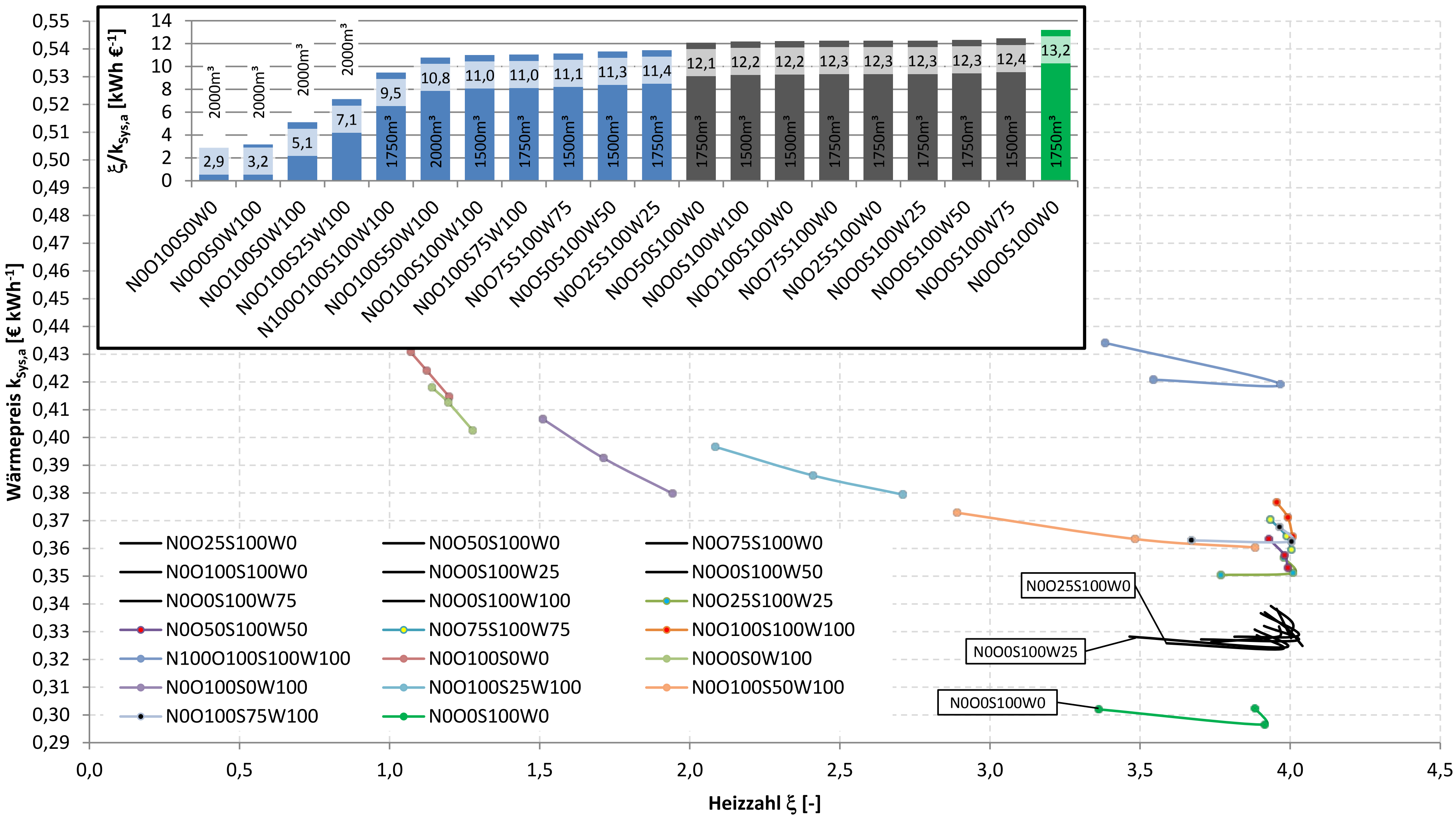


Abb. 74: Systemvariante 2a; Variation der Fassadenkombination; N = Nord, O = Ost, S = Süd, W = West; 100 ≙ 100 % Fassadenbelegung; Balkendiagramm: Verhältnis von Heizzahl ξ zum Wärmepreis $k_{Sys,a}$ als Effizienzbeschreibung

6.7 Systemvariante 3: zwei Wärmespeicher als Wärmequelle

„Gegenüber dem Ansatz in SV2, bei dem ein einzelner Wärmespeicher auf der Verdampferseite der Wärmepumpe angeordnet ist, wird an dieser Stelle untersucht, ob durch Teilung dieses Speichers eine wirtschaftliche Verbesserung erreicht werden kann. Hintergrund ist, dass ein vergleichsweise großer Wärmespeicher nur durch allmähliche Abkühlung ein Temperaturniveau erreicht, bei dem eine Nachladung des Speichers im Winter überhaupt möglich wird. Wäre das Temperaturniveau stets tief genug, kann innerhalb der Heizperiode mehr Wärmeenergie aus der Fassade in den Speicher transferiert werden. Auf Basis dieser Argumentation ist die Pilotanlage[, siehe Kap. 7,] konzipiert.

Die zwei Speicher, siehe Abb. 75, können als Teilung des einen aus Systemvariante 2 angesehen werden, wobei beide thermisch voneinander zu entkoppeln sind. Dies führt zwangsläufig zu einer Erhöhung der Herstellungskosten aufgrund der zusätzlichen Wärmedämmung und der statisch notwendigen Einhausung.

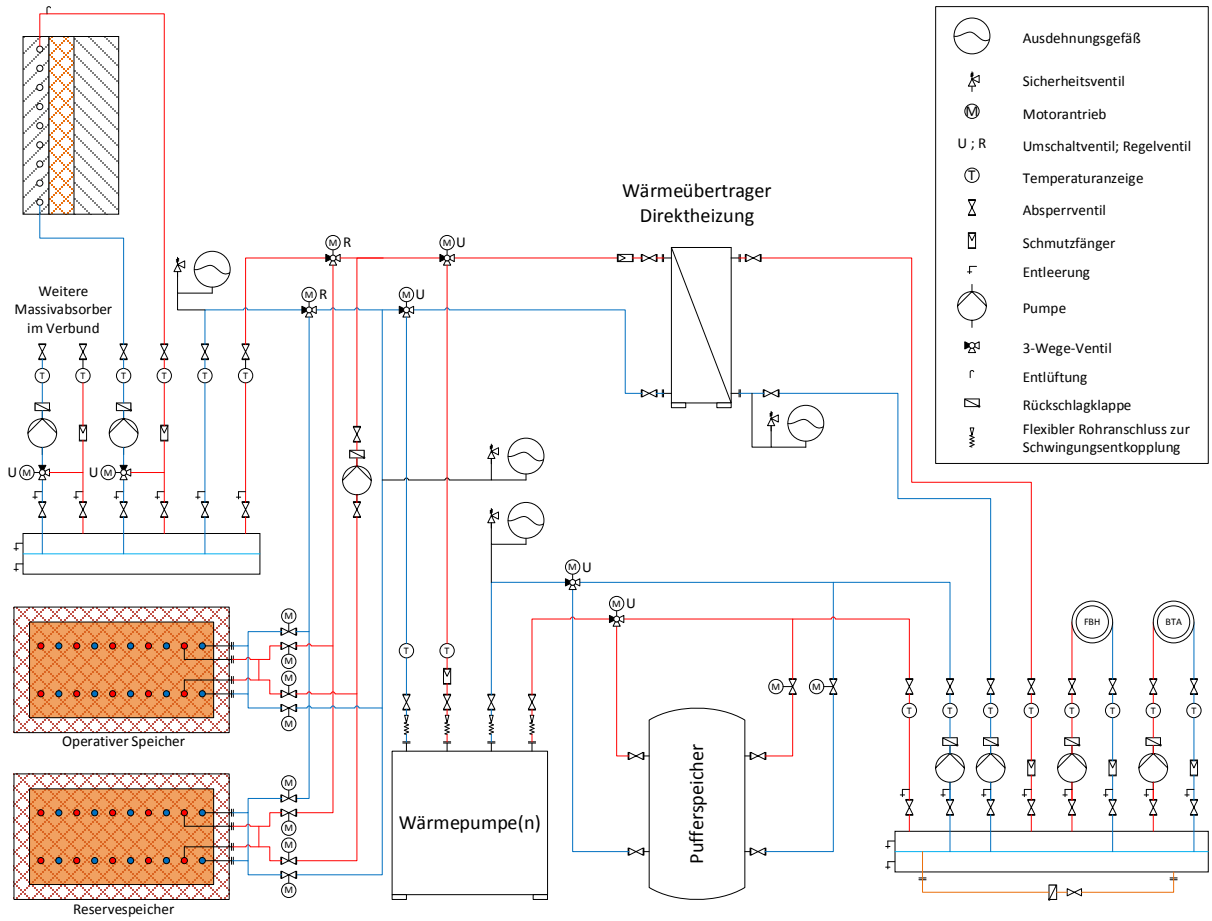


Abb. 75: Systemvariante 3; Funktionsschema (Tanzer et al. 2017)

Der Betrieb ist auf den ersten Blick identisch mit Systemvariante 2. In den Sommermonaten kann über die Massivabsorber jeder Wärmespeicher geladen werden. Mit hohem Temperaturniveau erreichen sie die Heizperiode und stellen entweder direkt oder indirekt über die Wärmepumpe eine Versorgung der Bodenheizung dar. Um das vorgegebene Ziel der gesteigerten Nachladung während des Winters zu ermöglichen wird der entkoppelte, kleinere Wärmespeicher 2 (SP2) prioritär als Quelle für den Wärmepumpenbetrieb eingesetzt. Dies führt zu Beginn der Heizperiode zu einem schnellen Ausküh-

len. Mit Betrieb der Wärmepumpe erreicht SP2 ein niedriges Temperaturniveau, das – so die Zielsetzung – die Möglichkeit der Nachladung steigert. Wird eine höhere Anzahl von Ladezyklen erreicht, steigt die effektive, jährlich nutzbare Energiemenge des Speichers an“ (Tanzer et al. 2017).

Die Betriebsarten der Systemvariante 3 sind in Tabelle 57 in Anhang N aufgeführt.

Es erhält der kleinere Wärmespeicher 2 Vorrang vor dem Reservespeicher (SP1), um dem Betriebsziel von SV3 Rechnung zu tragen. Sowohl im Entlade- als auch im Beladevorgang ist dem zweiten Speicher die höhere HIB zugewiesen. Primär wird in der Heizperiode versucht den Wärmebedarf der Bodenheizung mit den vorhandenen Massivabsorbern zu decken. Steht ausreichend Wärme zur Verfügung und reicht das Temperaturniveau aus, wird parallel dazu einer oder werden beide Wärmespeicher geladen. Ist dieser Betrieb nicht mehr möglich, wird die Direktversorgung der Bodenheizung durch Wärmeentnahme aus SP2 angestrebt. Im Nachgang dazu folgt der Einsatz der Wärmepumpe mit Massivabsorber als Wärmequelle. Auch hier kann, unter Voraussetzung, dass die notwendigen Kriterien erfüllt sind, parallel die Speicherladung aktiv werden. In der nächsten Betriebsstufe dient SP2 als Wärmequelle der Wärmepumpe. Sobald auch dieser Betrieb nicht mehr möglich ist, wird SP1 für die Wärmeversorgung eingesetzt; hier zunächst wieder der direkte Heizbetrieb gefolgt vom Einsatz der Wärmepumpe. Damit sind alle Modi des Heizbetriebs durchlaufen. Liegt keine Heizanforderung mehr vor, werden die Wärmespeicher soweit möglich wieder geladen mit Vorrang von SP2.

„Innerhalb der Heizphase kann die mittlere Temperatur beider Wärmespeicher bis auf die Grenztemperatur 0 °C + ΔT_{Sp-Fl} gesenkt werden. In den Systemvarianten mit hohem ΔT_{Sp-Fl} sinkt analog zu SV2 der nutzbare Wärmeinhalt der Speicher.

Beide Wärmespeicher werden in Zylinderform und mit einer maximalen Tiefe von 4 m angesetzt. Abb. 67 zeigt, wie ein Wärmespeicher unterhalb des Gebäudes platziert werden kann. Der zweite Wärmespeicher ist ebenfalls unterhalb der Bodenplatte und neben dem anderen angeordnet und die mittlere Kontakttemperatur zur Bodenplatte wird als gewichteter Mittelwert der beiden [oberen Speicherschichttemperaturen über die Speichergrundflächen] festgelegt. Alle weiteren Systemparameter werden nach den schon erwähnten Prinzipien ermittelt. Zur Vereinfachung wird angenommen, dass die Speicher vollständig unter dem Gebäude Platz finden und in jedem Fall identische Bedingungen bzgl. der Ankopplung an die Umgebung herrschen.

Als Temperaturdifferenz ΔT_{Sp-Fl} wird in SV2a 4 K festgelegt. Mit diesem fixierten Wert wird in SV3 untersucht, wie sich unterschiedliche Volumina von SP1 und SP2 auf die Heizzahl ξ und den Wärmepreis $k_{Sys,a}$ auswirken.

SP1 wird variiert von 175 m³ bis 2100 m³. Zur Erinnerung: in SV2a liegt das wirtschaftlich beste Ergebnis bei 1750 m³. Der Variationsbereich für SP2 wird angesetzt von 175 m³ bis 700 m³. Im sich daraus ergebenden Bestpunkt erfolgt dann die Untersuchung verschiedener ΔT_{Sp-Fl} für beide Speicher. […]

Durch die Volumenvergrößerung von SP2 zeigt sich, dass die Heizzahl ξ deutlich steigt, siehe Abb. 76. Erst wenn mit beiden Speichern zusammen der Wärmebedarf ausreichend gedeckt werden kann, stoppt diese Zunahme. Das beste Verhältnis von ξ zu $k_{Sys,a}$ liegt bei 1050 m³ für SP1 und bei 525 m³ für SP2. In Summe heißt dies, dass für eine

Gesamtgröße beider Wärmespeicher von 1575 m³ $\xi = 3{,}89$ erreicht werden kann. Zum Vergleich: in Systemvariante 2a konnte mit 1750 m³ eine nahezu identische Heizzahl von 3,91 erreicht werden. Der Nachteil liegt aber vor allem im Wärmepreis. Während in SV2a 0,297 € kWh^{-1} anfallen, sind es für SV3 0,362 € kWh^{-1}. Dies ist zum einen begründet in der zusätzlichen Wärmedämmung und Einhausung von SP2, jedoch auch in der unterschiedlichen Konstruktion beider Speicher. In SV3 ist für SP1 ein $U_{Sp,Sys}$-Wert von 11,23 W m^{-3} K^{-1} und für SP2 22,45 W m^{-3} K^{-1} nötig, wohingegen in SV2a nur 6,74 W m^{-3} K^{-1} erforderlich sind. [Diese Erhöhung des notwendigen Wärmeübertragungskoeffizienten des Systems liegt in der gleichbleibenden Entzugsleistung der Wärmepumpe, wohingegen die absolute Speichergröße kleiner ist aufgrund der Aufteilung.] Als Ergebnis ist festzustellen, dass aufgrund der Abhängigkeit der Herstellungskosten einer Elementarzelle vom U_{Sp}-Wert, eine Speicherteilung zu keiner Gleichsetzung oder gar Reduzierung der Kosten führen kann. Wäre diese Einschränkung nicht gegeben, wie z.B. bei Nutzung von Wasserbehälterspeichern mit direktem Austausch des Speicherfluids, ist zu vermuten, dass SV3 zu bevorzugen ist.

Werden […] [in der Folge] für SP1 mit 1050 m³ und SP2 mit 525 m³, die jeweiligen ΔT_{Sp-Fl} variiert, […] [folgt auch hier], dass für diese Systemvariante 4 K die vielversprechendste Wahl ist. Mit der zusätzlichen Aktivierung aller möglichen Fassadenorientierungen durch Massivabsorber wird keine Verbesserung erreicht.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass gegenüber SV2a keine wirtschaftliche Verbesserung zu erzielen ist, auch wenn bei kleinerem Speichergesamtvolumen eine vergleichbar hohe Systemheizzahl zu erreichen ist. Die erhöhten Kosten zur Herstellung des zweiten Speichers und die daraus resultierenden größeren U_{Sp}-Werte verschlechtern das Verhältnis aus Effizienz und Wärmepreis“ (Tanzer et al. 2017).

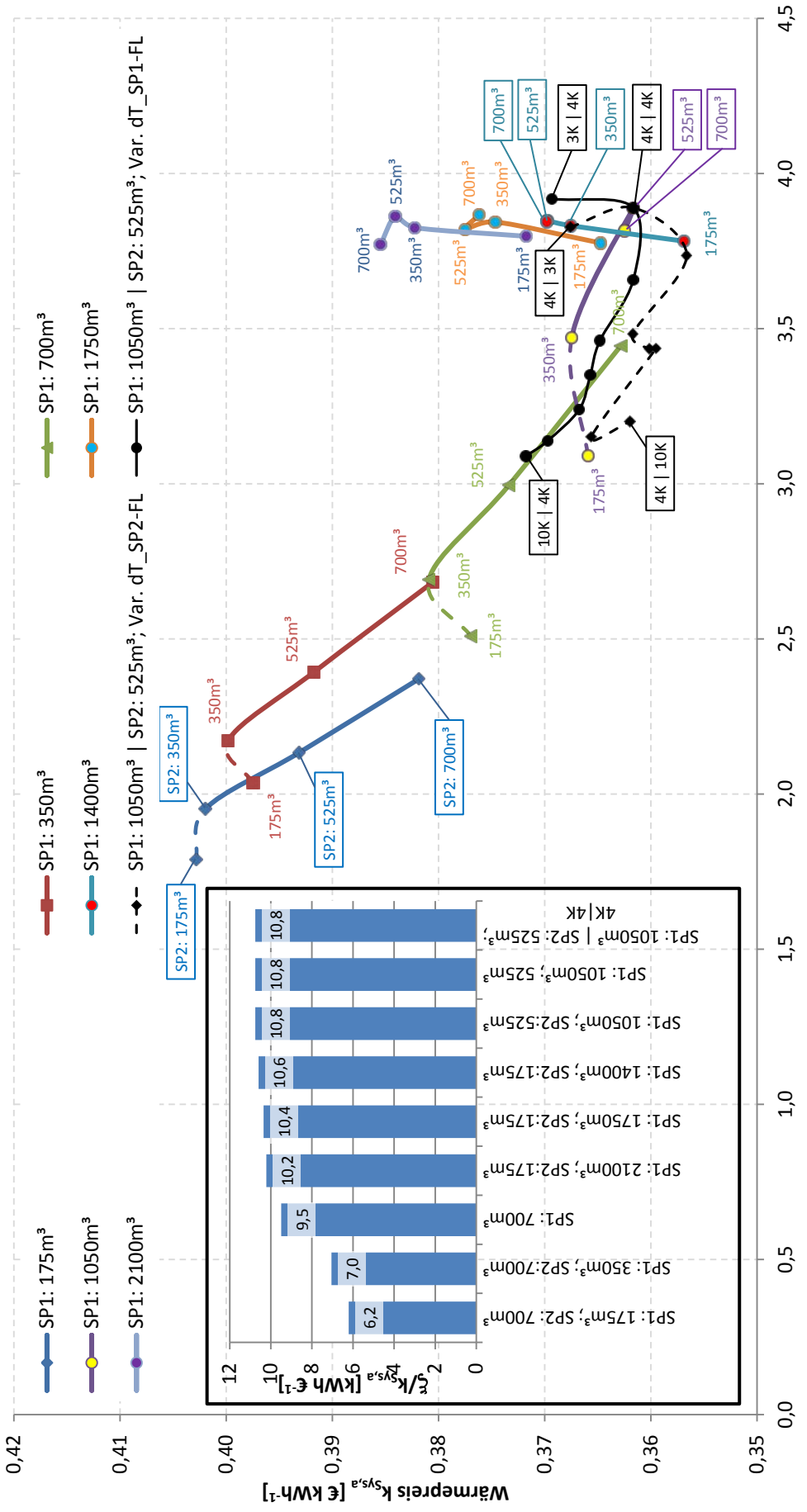


Abb. 76: Systemvariante 3; vollständige Belegung der Südfassade mit Massivabsorbern; Parametervariation von V_{Sp1} und V_{Sp2} sowie $\Delta T_{SP-FL,min}$; Balkendiagramm: Verhältnis von Heizzahl ξ zum Wärmepreis $k_{Sys,a}$ als Effizienzbeschreibung (Tanzer et al. 2017)

6.8 Systemvariante 4: ein Wärmespeicher auf der Sekundärseite der Wärmepumpe

In Systemvariante 4 verändert sich die Anordnung des Wärmespeichers gegenüber SV2 dahingehend, dass er nicht mehr als Wärmequelle für die Wärmepumpe dient, sondern von der Wärmepumpe geladen werden kann, siehe Abb. 77.

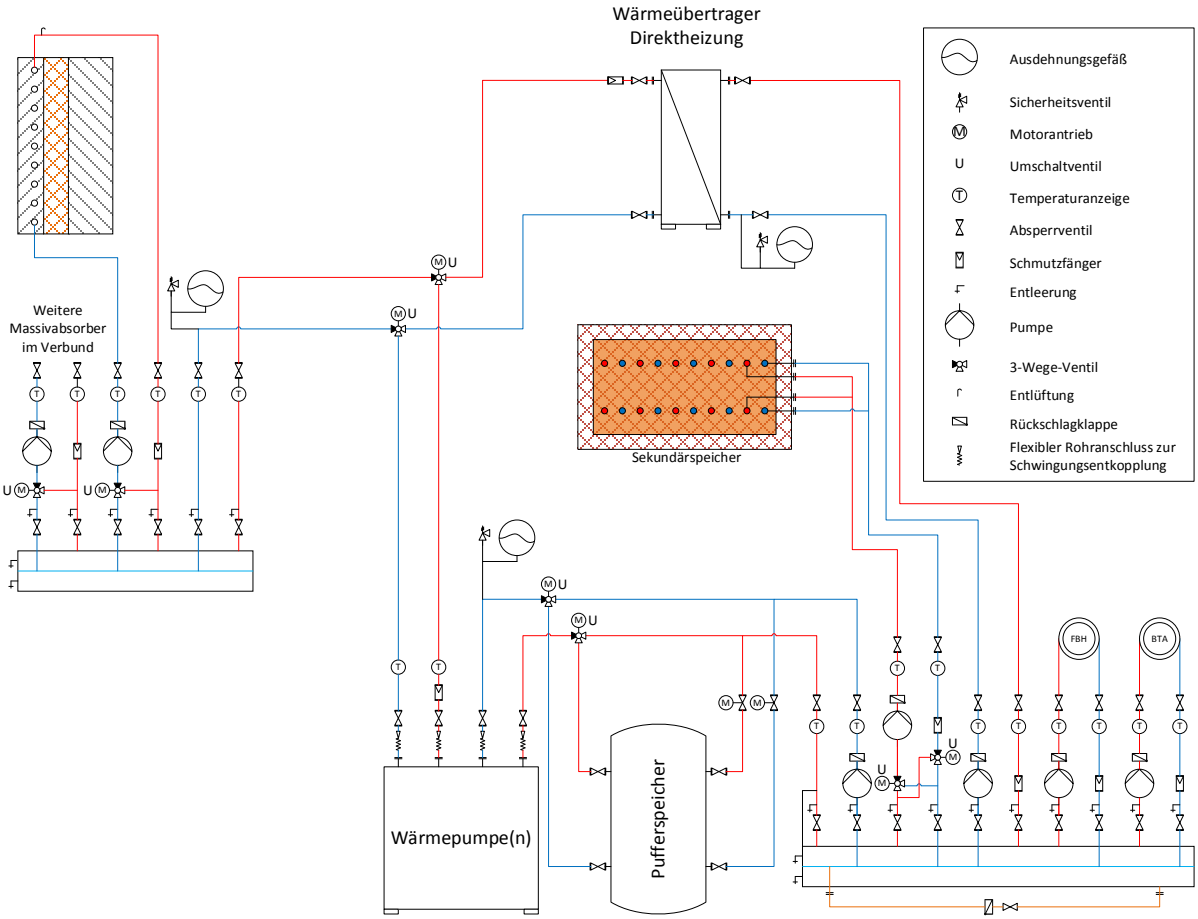


Abb. 77: Systemvariante 4; Funktionsschema (Tanzer et al. 2017)

„Das Systemkonzept zielt auf eine Maximierung des Wärmeertrags aus dem Massivabsorber ab. Mit Hilfe der Wärmepumpe soll die aktivierte Fassade immer am minimal zulässigen Temperaturniveau, also nahe dem Taupunkt, betrieben werden. Vor allem, wenn keine Heizanforderung vorliegt, kann der Wärmespeicher bisher direkt über die Fassade geladen werden. Ist dies nicht mehr möglich, kann die von den Massivabsorbern gelieferte Wärme mittels Wärmepumpe dem Wärmespeicher zugeführt werden. Da der Wärmespeicher keine Quelle mehr für die Wärmepumpe darstellt, muss das Temperaturniveau des Speichers so hoch sein, dass eine direkte Versorgung der Bodenheizung möglich ist.

Die Heizkurve der Flächenheizung sollte für diesen Fall niedrig sein. Werden hohe Temperaturen benötigt, z.B. 45 °C, müsste der Wärmespeicher entsprechend hoch beladen werden. Diese Speichertemperaturen können mit den vorgestellten Massivabsorbern kaum erreicht werden. Die Wärmepumpe muss demzufolge eingesetzt werden, deren Effizienz jedoch mit höheren Temperaturen sinkt, siehe Abb. 2.

Der Anlagenbetrieb erfolgt nach den in Tabelle 58 in Anhang N aufgeführten Betriebszuständen. Der energetisch vorteilhafteste Betrieb ist die Direktheizung über die

Fassade. Bei ausreichender Fassadenwärme ist es möglich zusätzlich dem Speicher Energie zuzuführen. Im zweiten Schritt ist es notwendig den Wärmespeicher zur Deckung des Wärmebedarfs heranzuziehen. Die dort gespeicherte Energie setzt sich zum einen aus der Umweltenergie aus den Massivabsorbern und zum anderen aus der elektrischen Antriebsenergie der Wärmepumpe zusammen. Hierbei ist zu kritisieren, dass die unvermeidlichen Verlustwärmeströme aus dem Speicher an das umgebende Erdreich immer auch einen Anteil wertvoller Antriebsenergie enthalten. Sobald der Speicher nicht mehr die notwendige Vorlauftemperatur für die Bodenheizung bereitstellen kann, wird die Wärmepumpe in Betrieb genommen. Dabei dienen die vorhandenen Massivabsorber als Wärmequelle. Ist auch dieser Heizzustand nicht länger möglich, stellt die elektrische Zusatzheizung die benötigte Energie bereit. Sobald kein Heizbetrieb mehr gefordert ist, kann der Wärmespeicher geladen werden. Vorzugsweise geschieht dies direkt über die Massivabsorber, kann dann aber auch mittels Wärmepumpe erfolgen.

Die Variation der Parameter beschränkt sich für SV4 auf die Veränderung des Speichervolumens und auf dessen Erwärmung mit der Wärmepumpe. Das Volumen wird variiert von 250 m^3 bis 2500 m^3, siehe Abb. 78. Der Betrieb der Wärmepumpe hat über die aufgewendete elektrische Arbeit Einfluss auf die Heizzahl ξ. Je länger die Wärmepumpe betrieben wird, desto größer ist diese Arbeit. Selbiges gilt für die maximale Temperatur, bis zu welcher der Speicher beladen wird. Die maximale Temperatur der Wärmelieferung der verwendeten Wärmepumpe beträgt 65 °C.

Die Heizperiode erstreckt sich von Anfang Oktober bis Ende April. Wird angenommen, dass die Wärmepumpe eine Speicherladung auf 65 °C zulässt, hieße dies, dass auch gegen Ende April noch der Wärmespeicher auf dieses hohe Niveau erwärmt werden würde. Um dies zu vermeiden, werden für die maximale Speichertemperatur ab Mitte März $T_{Sp,max,HPend}$ nur noch 35 °C zugelassen. Entsprechend der Heizkurve mit 35,4 °C Vorlauftemperatur bei -16 °C Außentemperatur wird diese Grenze als praktikabel erachtet. [Dieser Ansatz ist stark abhängig vom gewählten Wetterdatensatz.]

Die Simulationsergebnisse zeigen einen klar veränderten Verlauf gegenüber den beiden Varianten mit Wärmespeicher auf der Verdampferseite. Für ξ wird bestenfalls ein Wert von 1,4 erreicht und eine Volumenvergrößerung führt kaum zur einer Verbesserung […], sorgt hingegen in allen Variationen für eine markante Wärmepreissteigerung.

Der Grund für die niedrigen Heizzahlen liegt in der hohen notwendigen Vorlauftemperatur zur Beladung des Speichers, damit über diesen eine dauerhafte direkte Heizung möglich wird. Darüber hinaus bleibt unter den gegebenen Randbedingungen die elektrische Nachheizung aktiv mit hohen Anteilen am Wärmebedarf zwischen 22,8 und 31,7 %.

Der Bestwert wird aufgrund des nahezu senkrechten Kurvenverlaufs bei kleinen Volumina erzielt. Wegen der insgesamt niedrigen Heizzahlwerte, im Vergleich zu SV2 und SV3 und dem notwendigen Aufwand elektrisch nachzuheizen, wird diese Variante nicht weiter untersucht. SV4 bietet im Vergleich der SV keinen Vorteil“ (Tanzer et al. 2017).

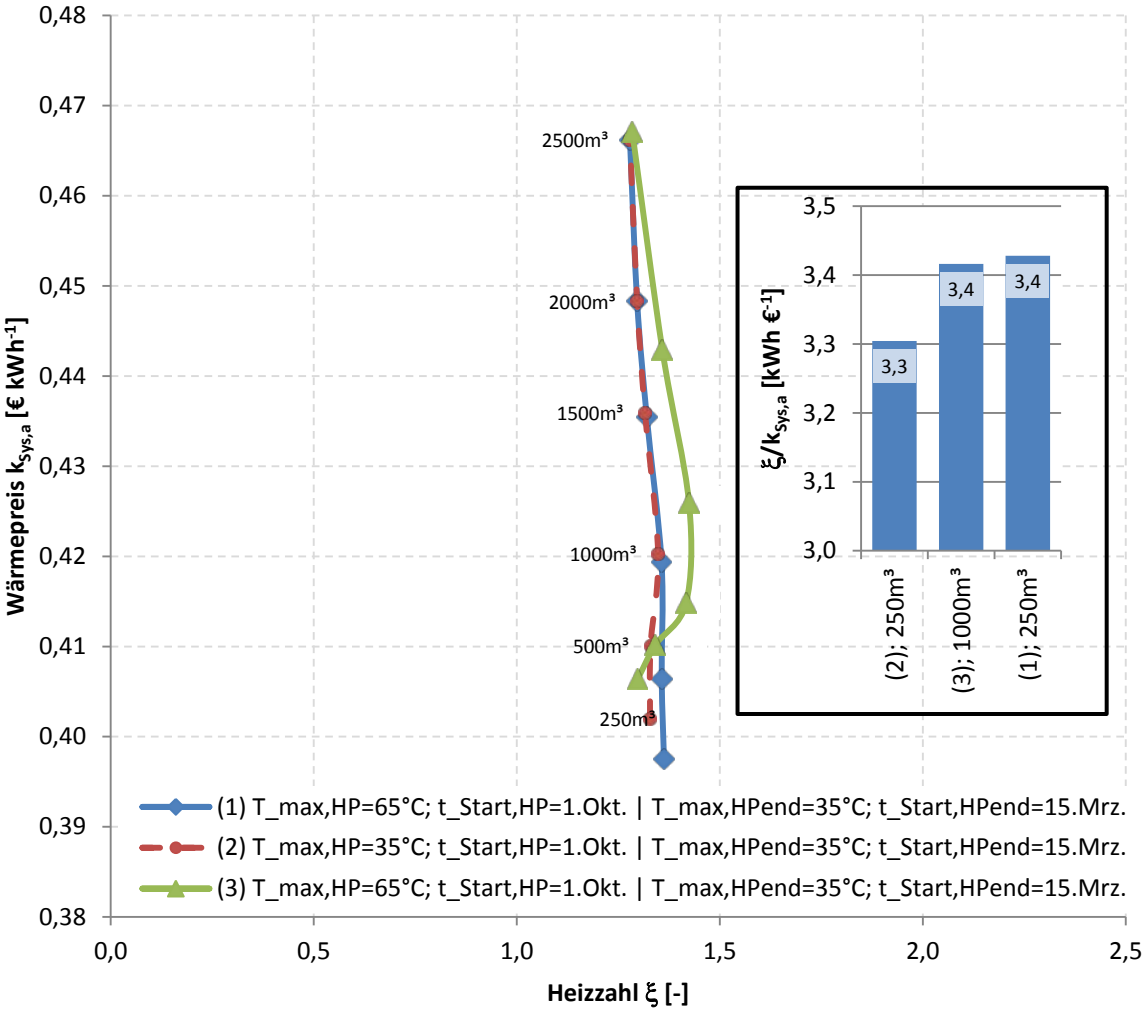


Abb. 78: Systemvariante 4; vollständige Belegung der Südfassade mit Massivabsorbern; Parametervariation von V_{Sp}, der max. zulässigen Speichertemperatur $T_{max,HP}$ und dem Startpunkt der Speicherladung durch die Wärmepumpe $t_{Start,HP}$ sowie einer Reduzierung der max. Speichertemperatur auf $T_{max,HPend}$ am Ende der Heizperiode (HP) $t_{Start,HPend}$; Balkendiagramm: Verhältnis von Heizzahl ξ zum Wärmepreis $k_{Sys,a}$ als Effizienzbeschreibung (Tanzer et al. 2017)

6.9 Systemvariante 5: je ein Wärmespeicher als Wärmequelle und -senke

„Die als letzte zu untersuchende Systemvariante kombiniert SV2a und SV4 mit der Betriebsidee von SV3. Auf der Primärseite der Wärmepumpe wird ein vergleichsweise großer Wärmespeicher (SP1) installiert. Dieser dient als Reserve für längere Betriebszeiten ohne Solarwärmeerträge. Auf der Sekundärseite hingegen arbeitet ein kleinerer Wärmespeicher (SP2), der mittels Wärmepumpe beladen wird, wenn während der Heizperiode Solarwärmeüberschüsse vom Massivabsorber geliefert werden. Vorrangig wird die Massivabsorberwärme über die Wärmepumpe für die direkte Beheizung des Gebäudes genutzt, siehe Abb. 79.

Wie bei allen Systemvarianten ist der energetisch beste Betrieb die Direktheizung mit Wärmelieferung vom Massivabsorber zur Bodenheizung und wird daher wieder priorisiert, siehe Tabelle 59 in Anhang N. Beide Wärmespeicher können zudem bei einem Wärmeüberschuss geladen werden. Sobald eine Wärmeanforderung auftritt, wird SP2 mit Priorität entladen (SP2-FBH (7a)), um die eingespeicherte Wärmepumpenantriebsenergie nicht an das kühlere Erdreich zu verlieren. An diesem Punkt tritt eine neue

parallele Betriebsart auf: Da beide Strömungskreise hydraulisch voneinander entkoppelt sind, kann SP1 gleichzeitig über die Fassade geladen werden (MA-SP1 (7b)). Sobald auch dieser Betriebszustand nicht mehr möglich ist, beginnt die Beheizung über die Wärmepumpe mit Massivabsorber als Quelle (MA-WP-FBH (6a)). Anschließend kann Wärmespeicher 2 direkt über die Massivabsorber geladen werden, gefolgt von Wärmespeicher 1. Den Abschluss der Speicherladung erfüllt die Wärmepumpe zusammen mit Wärmespeicher 2. Erst wenn auch dies nicht mehr möglich sein sollte, wird SP1 als Wärmequelle herangezogen. Zunächst über die Direktheizung und schlussendlich als Wärmequelle der Wärmepumpe. Damit arbeitet der größere Speicher als Reservespeicher im Heizsystem“ (Tanzer et al. 2017).

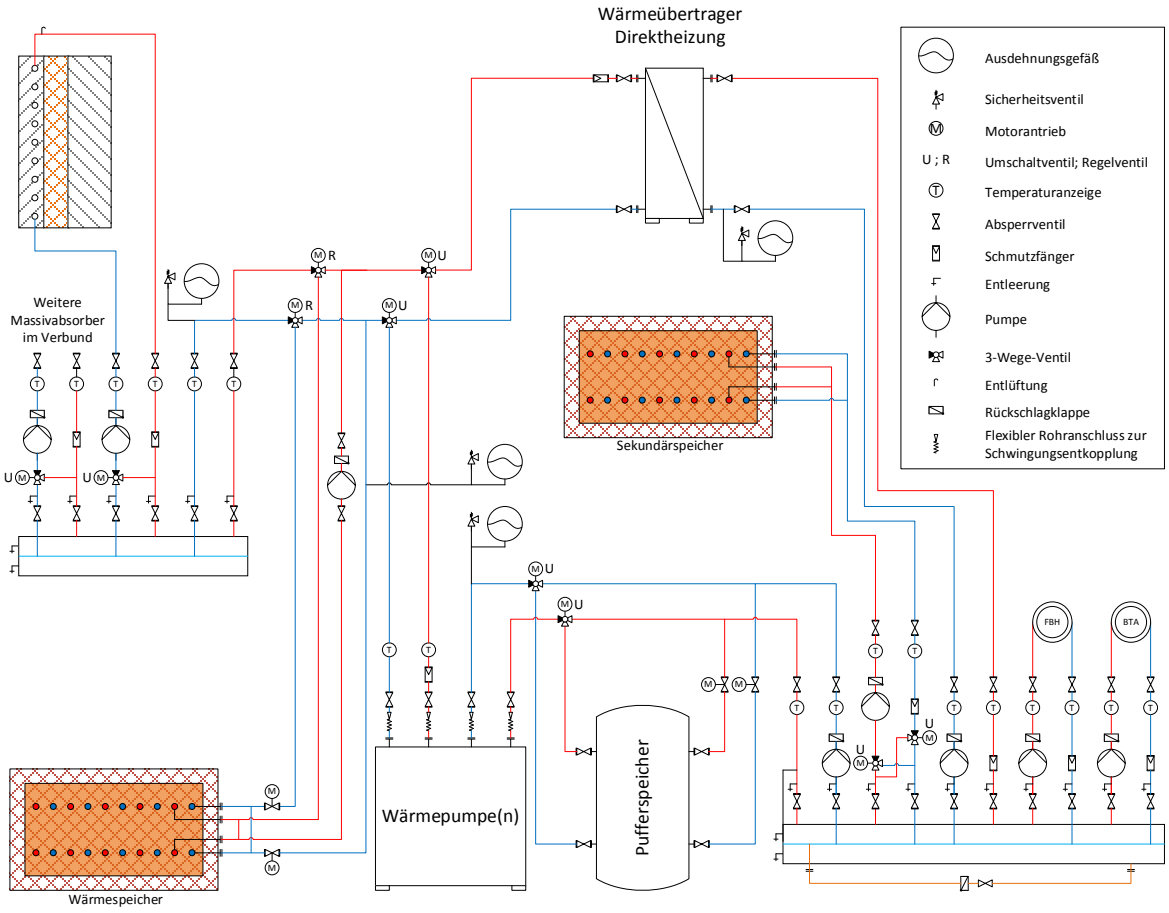


Abb. 79: Systemvariante 5; Funktionsschema (Tanzer et al. 2017)

Bei der Analyse dieser Systemvariante erfolgt die Variation der Auslegungsparameter erneut in Anlehnung an die Untersuchung der zuvor betrachteten Varianten 2a, 3 und 4. Der primäre Wärmespeicher 1 wird in seiner Größe beginnend von 350 m³ bis 2000 m³ variiert. Für jedes Volumen des SP1 wird der sekundäre Wärmespeicher in seiner Größe verändert: 125 m³ bis 500 m³. Die angesetzte Temperaturdifferenz ΔT_{SP-Fl} liegt wiederum bei 4 K. Für Wärmespeicher 2 wird die maximale Speichertemperatur von Oktober bis Mitte März auf 65 °C und ab Mitte März bis Ende April auf 35 °C festgelegt.

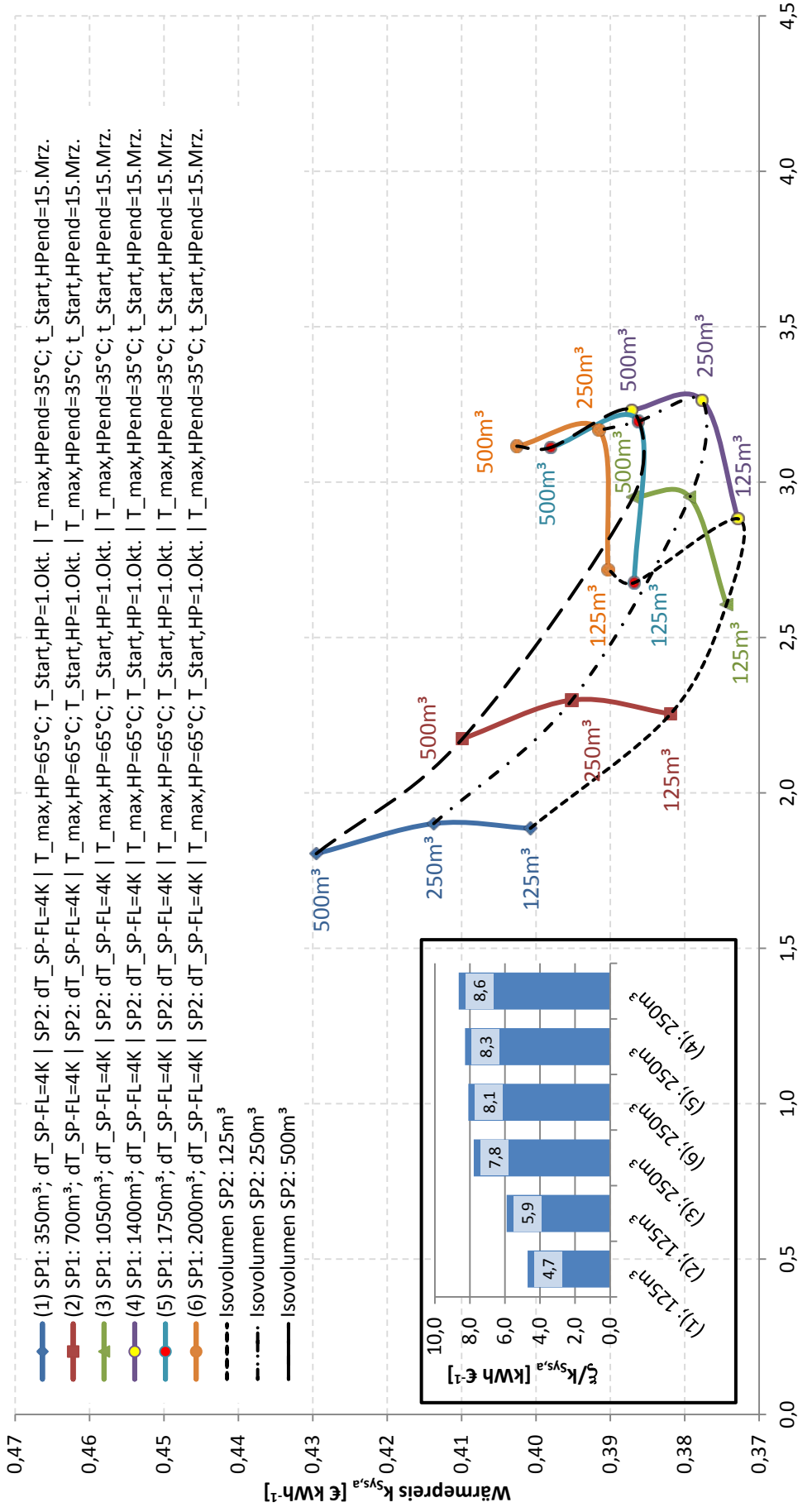


Abb. 80: Systemvariante 5; vollständige Belegung der Südfassade mit Massivabsorbern; Parametervariation von V_{Sp1} und V_{Sp2}, der max. Speichertemperatur $T_{max,HP}$ und dem Startpunkt der Speicherladung von SP2 durch die Wärmepumpe $t_{Start,HP}$ sowie einer Reduzierung der max. Speichertemperatur auf $T_{max,HPend}$ am Ende der Heizperiode (HP) $t_{Start,HPend}$; Balkendiagramm: Verhältnis von Heizzahl ξ zum Wärmepreis $k_{Sys,a}$ als Effizienzbeschreibung (Tanzer et al. 2017)

Die Simulationsergebnisse zu den untersuchten Systemauslegungen sind in Abb. 80 aufgeführt. Mit Kenntnis der Ergebnisse für SV4 mit nur marginalem Einfluss der Verminderung der Speicherladetemperatur $T_{Sp,max,HPend}$ auf 35 °C gegen Ende der Heizperiode wird jetzt auf eine erneute Untersuchung dieser Option verzichtet. Dies gilt ebenso für die Speicherladetemperatur $T_{Sp,max,HP}$.

Wie bei SV4 ist auch bei SV5 durch Variation des Volumens von SP2 bei geringem SP1-Volumen kaum eine energetische Verbesserung zu beobachten. Der Wärmepreis hingegen steigt verstärkt an. Ist das Reservespeichervolumen groß, macht sich eine Verbesserung von ξ bemerkbar. Dabei ist für das Beispielgebäude ein SP2-Volumen von 250 m³ am vorteilhaftesten. Bleibt das Volumen von SP2 konstant ist der Kurvenverlauf vergleichbar mit dem von SV2. Zunächst sinkt $k_{Sys,a}$ und steigt ab Erreichen des Bestpunkts wieder an. Ein Optimum ist lokal für jedes SP1-Volumen darstellbar. Das globale Optimum des Parametersatzes liegt bei SP1 mit 1400 m³ und SP2 mit 250 m³. Dabei ist $\xi = 3{,}26$ und $k_{Sys,a} = 0{,}378$ € kWh^{-1}.

Im Vergleich zu SV2a erreicht SV5 ein deutlich geringeres Verhältnis von $\xi/k_{Sys,a}$ von maximal 8,6; verursacht durch die geringere Heizzahl und die höheren spezifischen Kosten. Folglich ist auch diese Systemvariante zu verwerfen. Für den weiteren Verlauf wird daher Systemvariante SV2a verwendet.

6.10 Dimensionierung durch hierarchisch lineare Modellierung

Unter allen untersuchten Varianten stellt sich SV2a mit EOS als die effizienteste und wirtschaftlich interessanteste heraus. Sie bietet das beste Kosten-Nutzen-Verhältnis. Der weitere Verlauf der Arbeit konzentriert sich daher ausschließlich auf dieses System.

Die bisherigen Variationsrechnungen haben sich stets auf dasselbe Gebäude mit dem gleichen Wärmebedarf beschränkt. Jetzt wird analysiert, wie das Heizsystem zu dimensionieren ist, wenn eine geänderte wärmetechnische Ausführung des Gebäudes vorliegt. Für diese Untersuchung wird folgendes Verfahren angewandt: Das Solarheizsystem wird für zwei Gebäudeausführungen identischer Geometrie aber mit stark unterschiedlichem Wärmebedarf ausgelegt. Daraus werden Regeln für die Systemdimensionierung für unterschiedliche Gebäudeeigenschaften abgeleitet. Zur Darstellung des Verhaltens eines Gebäudes mit deutlich geringerem Wärmebedarf werden im Modell die Wärmeverluste des Gebäudes so weit vermindert, dass sich eine Heizlast von 25,1 kW bei -16 °C und ein Jahreswärmebedarf von 45733 kWh a^{-1} ergeben. Der Wärmebedarf ist somit gegenüber der Referenz etwa halbiert. Des Weiteren werden die Heizkurve und die Rohraufteilung in der Bodenheizung entsprechend der verminderten Wärmeanforderung angepasst.

In Anbetracht der bestehenden Freiheitsgrade ist es erforderlich für eine Dimensionierungsvorhersage für jede Variation ausreichend Stützpunkte zu generieren. Dazu wird für jedes der zwei Gebäude eine Variation der Fassadenbelegung und der Wärmespeichergröße vorgenommen. Die Detailauslegung erfolgt nach den bekannten Methoden und den Erkenntnissen der vorangegangenen Kapitel. Demnach werden vorrangig Fassadenkombinationen zusammen mit aktiver Südseite herangezogen und es gilt zusätzlich die Festlegung auf $\Delta T_{Sp-Fl} = 4$ K.

Die Gültigkeit dieser Berechnung liegt, wie für die beiden anschließend noch folgenden Schätzgleichungen, in den Intervallgrenzen der angesetzten Varianten (Tanzer et al. 2017):

Absolutwerte		*Auf Grundfläche bezogen*
• 45,7 MWh $\leq Q_{Geb} \leq$ 84 MWh	bzw.:	36,6 kWh m^{-2} $\leq \boldsymbol{q_{Geb}} \leq$ 67,2 kWh m^{-2}
• 0 m^2 $\leq A_{OST} \leq$ 175 m^2	bzw.:	0 m^{2}m^{-2} $\leq \boldsymbol{\tilde{A}_{OST}} \leq$ 0,14 m^{2}m^{-2}
• 87,5 m^2 $\leq A_{SÜD} \leq$ 350 m^2	bzw.:	0,07 m^{2}m^{-2} $\leq \boldsymbol{\tilde{A}_{SÜD}} \leq$ 0,28 m^{2}m^{-2}
• 0 m^2 $\leq A_{WEST} \leq$ 175 m^2	bzw.:	0 m^{2}m^{-2} $\leq \boldsymbol{\tilde{A}_{WEST}} \leq$ 0,14 m^{2}m^{-2}

Für die weiteren Dimensionierungsgrundsätze werden die spezifischen Werte verwendet. Gebäude mit einem anderen Wärmebedarf, die außerhalb der Absolutwertgrenzen liegen, werden damit entsprechend skaliert. Als zusätzliche Einschränkung wird aufbauend auf den vorangegangenen Untersuchungen eine Südseitenaktivierung vorausgesetzt. Die dortige Massivabsorberfläche muss mindestens 87,5 m² / 84 MWh = 1,041 m² MWh^{-1} betragen. Die Nordseite bleibt außen vor.

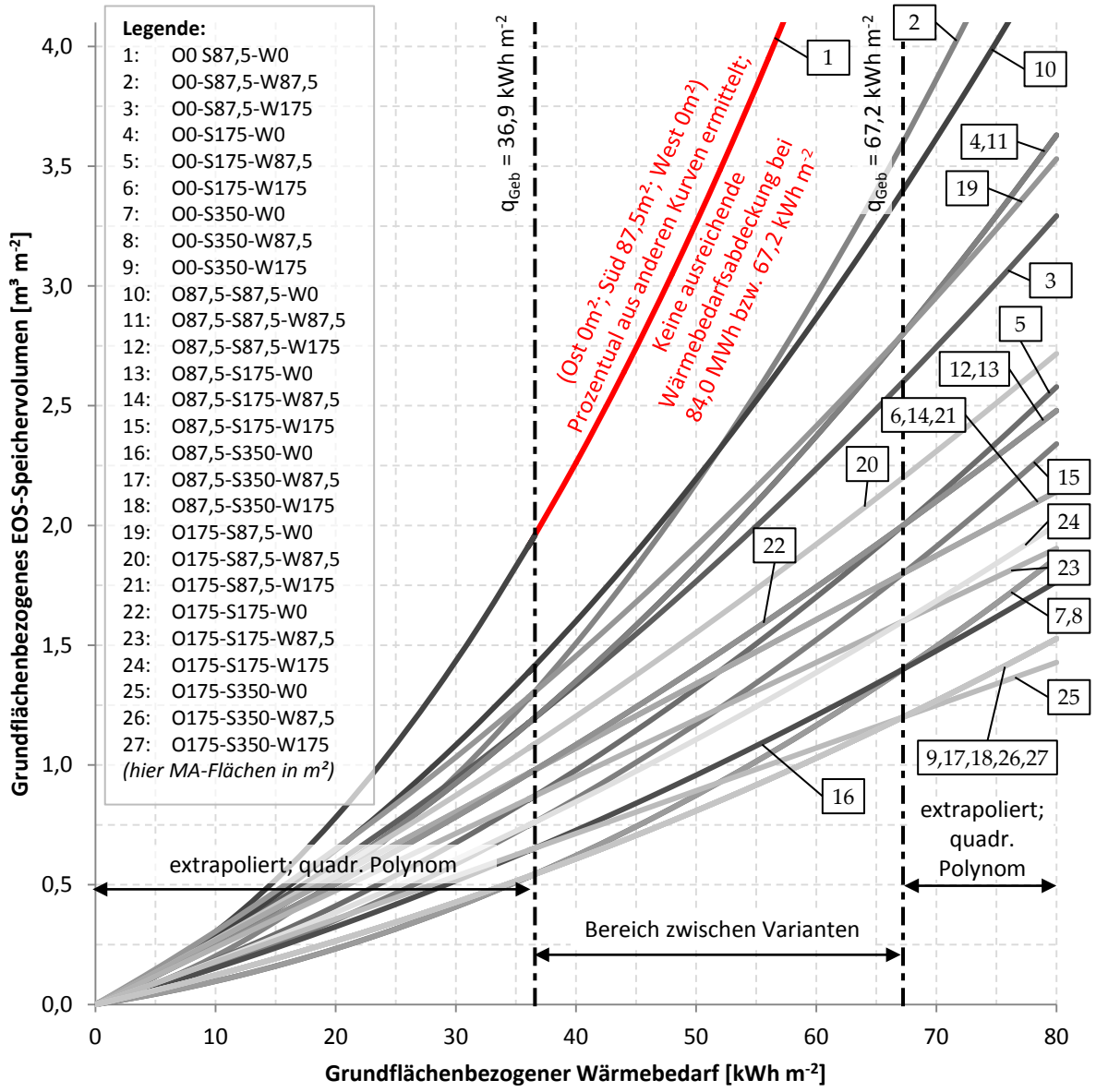


Abb. 81: Abhängigkeit des spezifischen Speichervolumens vom spezifischen Wärmebedarf des Gebäudes für optimiertes Verhältnis von ξ zu $k_{Sys,a}$

In Abb. 81 ist die Abhängigkeit des Speichervolumens vom Wärmebedarf für Linien konstanter Massivabsorberfläche und Fassadenorientierung dargestellt. Der Kurvenverlauf basiert auf den Optimierungsergebnissen, analog zu Kap. 6.6.2, für die beiden angesetzten Gebäudevarianten mit 45,7 und 84 MWh a^{-1} Jahreswärmebedarf. An den Schnittpunkten der vertikalen Wärmebedarfslinien sind die Bestwerte des Verhältnisses $\xi/k_{Sys,a}$ für unterschiedliche Fassadenbelegungen aufgeführt. Für jede dargestellte Kurve liegen zwei in Simulationen ermittelte Ergebnisbestpunkte und zusätzlich der Ursprung vor. Zur Übertragung der Ergebnisse auf Gebäude mit anderem Wärmebedarf wird ein quadratisches Polynom verwendet. Damit wird auch eine Aussage für sehr niedrigen Wärmebedarf und entsprechend kleine Speichervolumina möglich.

Die Kurvenverläufe besagen: Je kleiner der Wärmebedarf ist, desto geringer ist das notwendige Speichervolumen und dies bei konstanter Massivabsorberfläche. Im Grenzfall bei sehr kleinem Wärmebedarf ist anzunehmen, dass der alleinige Heizbetrieb mittels Massivabsorber ausreichend ist. Dieser Grenzwert konnte aufgrund des erheblichen Rechenaufwandes jedoch nicht bestätigt werden, weswegen sich eine weitere Detaillierung für den linken Diagrammbereich in zukünftigen Arbeiten empfiehlt. Der Bereich zwischen den beiden Wärmebedarfswerten ist jedoch frei von unstetigem Verlauf.

Hierarchisch lineare Modellierung (HLM) zur Ermittlung der Speichergröße

Aus dem Diagramm selbst kann nicht direkt auf das Speichervolumen geschlossen werden, wenn für die aktuell fragliche Fassadenkonstellation keine eigene Auslegungskurve vorhanden ist. Hierzu wird eine hierarchisch lineare Modellierung (HLM) vorgenommen, mit dem eine beliebige Fassadenkonstellation verwendet werden kann, um die erforderliche Speichergröße zu bestimmen. Für weitere Informationen zu dieser Methode, auch Random-Coefficient-Mehrebenenmodell oder Multilevel Analysis genannt, sei z.B. auf Snijders (2011, 879ff.), Langer (2009, 95ff.) oder Hox (1995, 10ff.) verwiesen. Für die Haupthimmelsrichtungen decken die ermittelten Verläufe jede Kombinationsmöglichkeit ab, woraus sich eine Approximation über alle Freiheitsgrade erstellen lässt. Die Hauptform (1. Ebene) ist das quadratische Polynom ohne y-Achsenabschnitt $p_0 = 0$:

$$\tilde{V}_{Sp} = p_1 \cdot q_{Geb} + p_2 \cdot q_{Geb}^2 \tag{6.8}$$

worin $\tilde{V}_{Sp}$ [$m^3\,m^{-2}$] das erforderliche Speichervolumen und q_{Geb} [kWh m^{-2}] der Wärmebedarf – beides bezogen auf die Grundfläche – sind.

Für die Koeffizienten p_1 und p_2 lässt sich wiederum eine Approximation durchführen, bis jede Fassadenseite berücksichtigt ist. Das Schema dazu sei auszugsweise durch die nachfolgenden Gleichungen beschrieben. Die Polynomkoeffizienten p_i werden durch eigene quadratische Gleichungen in Abhängigkeit der Massivabsorberfassadenfläche abgebildet. Diese stufen sich in jeweils drei weitere Ebenen, entsprechend den Haupthimmelsrichtungen (Ost, Süd, West). Die 2. Ebene ergibt sich mit je 3 Koeffizienten $p_{i,j}$ zu:

$$p_1 = p_{1,0} + p_{1,1} \cdot \tilde{A}_{OST} + p_{1,2} \cdot \tilde{A}_{OST}^2 \tag{6.9}$$

mit je 3 Koeffizienten der 3. Ebene $p_{i,j,k}$

$$p_{1,0} = p_{1,0,0} + p_{1,0,1} \cdot \tilde{A}_{SÜD} + p_{1,0,2} \cdot \tilde{A}_{SÜD}^2 \tag{6.10}$$

mit je 3 Koeffizienten der 4. Ebene $p_{i,j,k,l}$, woraus eine vollständige Substitution folgt:

$$p_{1,0,0} = p_{1,0,0,0} + p_{1,0,0,1} \cdot \tilde{A}_{WEST} + p_{1,0,0,2} \cdot \tilde{A}_{WEST}^2 \quad (6.11)$$

$$p_{1,0,1} = p_{1,0,1,0} + p_{1,0,1,1} \cdot \tilde{A}_{WEST} + p_{1,0,1,2} \cdot \tilde{A}_{WEST}^2 \quad (6.12)$$

$$p_{1,0,2} = p_{1,0,2,0} + p_{1,0,2,1} \cdot \tilde{A}_{WEST} + p_{1,0,2,2} \cdot \tilde{A}_{WEST}^2 \quad (6.13)$$

etc., worin $\tilde{A}$ [m² m⁻²] die grundflächenbezogene Massivabsorberfläche ist.

Insgesamt besteht die Gesamtgleichung aus $3 \cdot 3 \cdot 3 \cdot 2 = 54$ Parametern, die in Anhang P Tabelle 60 aufgeführt sind.

Hierarchisch lineare Modellierung bei Energieeinsatz und Kosten

Die soeben für die Speicherauslegung beschriebene Methode der HLM basiert zwar auf den ermittelten Bestpunkten der Variantenanalyse, lässt jedoch keine direkten Rückschlüsse auf die wirtschaftliche Einordnung zu. Aus diesem Grund werden nach selbem Schema je eine Polynomfunktion zu $\xi/k_{Sys,a}$ und JAZ erstellt, die auf der gleichen Datengrundlage basieren. Damit kann eine Kosten-Nutzen-Abwägung zwischen den Varianten getroffen werden und mittels der JAZ eine Schätzung der Betriebskosten erfolgen.

Diese Datengrundlage für die Anpassungen per Polynom zeigt Abb. 82. Bei konstanter aktivierter Fassadenfläche steigt das Verhältnis von $\xi/k_{Sys,a}$ mit größer werdendem Wärmebedarf, da für das Beispielgebäude die spezifischen Kosten z.B. für die Wärmepumpe, den Speicher und die Bedarfskosten geringer werden. Lediglich die Massivabsorberfläche wird identisch bewertet. Über diesen Zusammenhang kann eine – auf das Beispielgebäude bezogene – Kostenprognose mit Bezug zur Systemeffizienz gegeben werden.

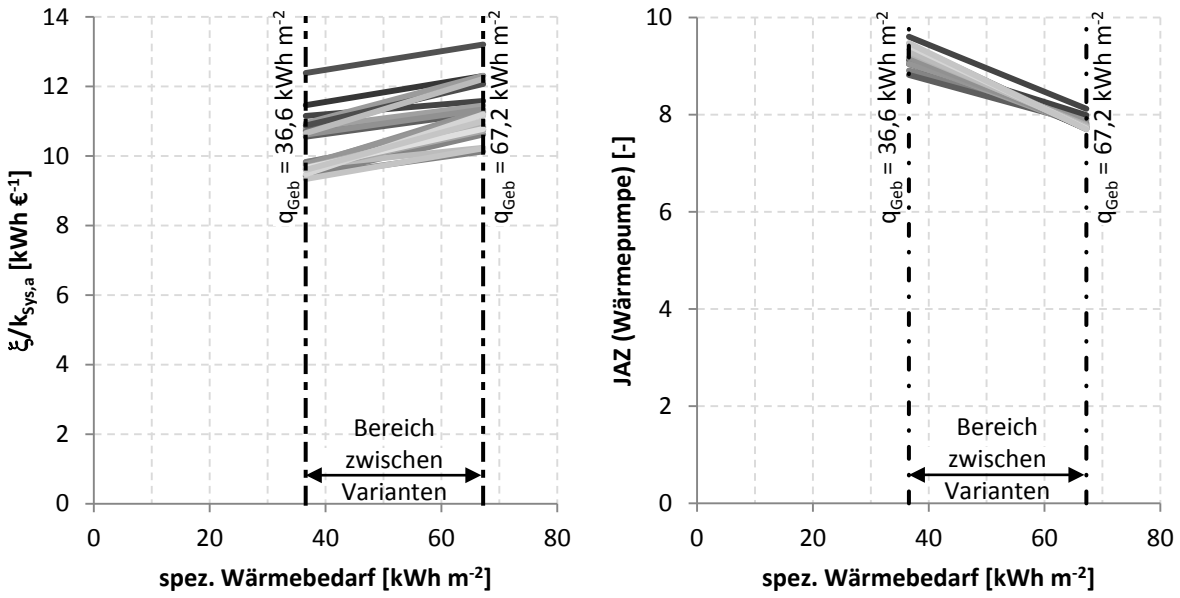


Abb. 82: Abhängigkeit von $\xi/k_{Sys,a}$ und JAZ vom grundflächenbezogenen Wärmebedarf der Beispielgebäudevarianten. Grundlage für die jeweilige Schätzfunktion. (Tanzer et al. 2017)

Da ξ auch die Nachheizung umfasst und ebenso der Heizwärmebedarf dort einfließt, wird als dritte Kennzahl die JAZ der Wärmepumpe ausgewertet. Sie hingegen sinkt bei größerem Heizwärmebedarf, da die relativ verfügbare Massivabsorberfläche ebenso ab-

nimmt, wodurch geringere Speichertemperaturen erreicht werden und die Wärmepumpe im Mittel mit geringerer Wärmequellentemperatur betrieben wird.

Für beide Datensätze wird die Vorgehensweise der HLM von Gl. (6.8) angewandt, wobei die Ausgangsgleichung nun *linear* ist:

$$y(q) = p_0 + p_1 \cdot q_{Geb} \tag{6.14}$$

Die Polynomkoeffizienten p_i werden wie zuvor über quadratische Gleichungen in Abhängigkeit der Massivabsorberfassadenfläche abgebildet, z.B.:

$$p_0 = p_{0,0} + p_{0,1} \cdot \tilde{A}_{OST} + p_{0,2} \cdot \tilde{A}_{OST}^2 \tag{6.15}$$

mit

$$p_{0,0} = p_{0,0,0} + p_{0,0,1} \cdot \tilde{A}_{SÜD} + p_{0,0,2} \cdot \tilde{A}_{SÜD}^2 \tag{6.16}$$

mit

$$p_{0,0,0} = p_{0,0,0,0} + p_{0,0,0,1} \cdot \tilde{A}_{WEST} + p_{0,0,0,2} \cdot \tilde{A}_{WEST}^2 \tag{6.17}$$

$$p_{0,0,1} = p_{0,0,1,0} + p_{0,0,1,1} \cdot \tilde{A}_{WEST} + p_{0,0,1,2} \cdot \tilde{A}_{WEST}^2 \tag{6.18}$$

$$p_{0,0,2} = p_{0,0,2,0} + p_{0,0,2,1} \cdot \tilde{A}_{WEST} + p_{0,0,2,2} \cdot \tilde{A}_{WEST}^2 \tag{6.19}$$

etc.; ebenfalls $3 \cdot 3 \cdot 3 \cdot 2 = 54$ Koeffizienten sowohl bei Energieeinsatz und Kosten.

Diese Berechnungsparameter sind in Anhang P aufgeführt, Tabelle 61 und Tabelle 62.

Zur Kontrolle der vorgestellten Gleichungen wird das Beispielgebäude erneut in seinen Parametern variiert. Es werden eine Raumtemperatur von 18 °C und eine Luftwechselrate von 0,1 h^{-1} gewählt. Dies führt zu einer Heizlast von 42,1 kW und 60,7 MWh an Wärmebedarf. Anhand von Gl. (6.8) ergibt sich ein notwendiges Speichervolumen mit EOS als Speichermaterial von 2121 m^{-3}. Die Variationsrechnung des Gebäudes zeigt Abb. 83. Dort ist das Ergebnis des polynombasierten Optimierungsverfahrens, der HLM, dem der ausführlichen Optimierung mittels Parametervariation (Speichergröße, ΔT_{Sp-Fl}, Massivabsorberbelegung) und dynamischer Systemsimulation gegenübergestellt. siehe auch Tabelle 27.

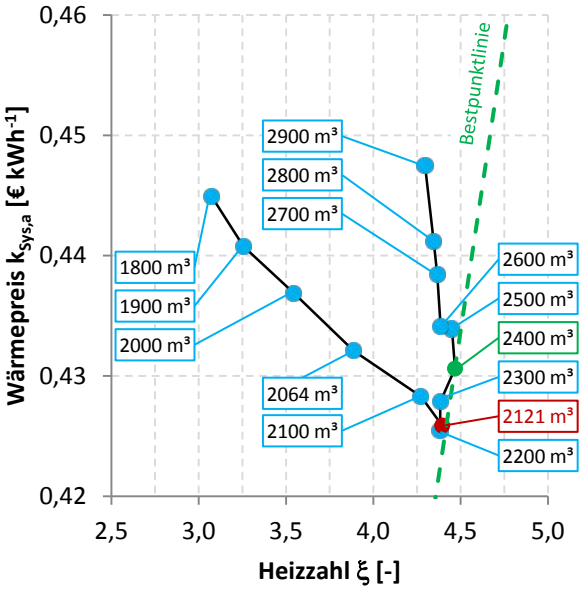


Abb. 83: Kontrollrechnung der Dimensionierungsgleichung; blau: Standardvariationspunkte, rot: Dimensionierungspunkt, grün: Optimum

Tabelle 27: Vergleich zwischen hierarchisch linearer Modellierung und dynamischer Simulation

Methode	V_{Sp} [m³]	ξ [-]	$k_{Sys,a}$ [€ kWh^{-1}]	$\xi/k_{Sys,a}$ [kWh €$^{-1}$]
HLM	2121	4,39	0,426	10,32
Parametervariation und dynamische Systemsimulation	2100	4,27	0,428	9,975
	2200	4,38	0,425	10,30
	2300	4,38	0,428	10,25
	2400	4,47	0,431	10,37

Die Anwendung der HLM ist folglich geeignet, um mit geringem Aufwand eine erste Abschätzung ohne Simulation zu entwickeln, ob für ein Gebäude die dort möglichen Massivabsorberflächen zu einem wirtschaftlichen Ergebnis führen.

Übertragbarkeit der Ergebnisse auf ein anderes Kostenszenario

Der *Wert* von $\xi/k_{Sys,a}$ bezieht sich auf die beiden Varianten des Beispielgebäudes mit 45,7 und 84 MWh. *Qualitativ* eignet sich dieses Verhältnis auch für andere Gebäude, denn mit steigenden Systemkosten verändert sich immer der gesamte Verlauf, allerdings bleibt der Bestpunkt immer einer Variante zugeordnet und die Varianten untereinander behalten ihre qualitative Position, wie Abb. 84 zeigt. Um eine allgemeine Gültigkeit dieser Herangehensweise für beliebige Gebäude auch bei unterschiedlichem Kostenansatz stichprobenartig zu belegen, wird zum Vergleich die Kostenberechnung abgeändert und die einzelnen Optima werden erneut gesucht. Hierzu sind die Kosten frei erhöht[51].

Im Ergebnis zeigt sich, dass die Schätzung von $\xi/k_{Sys,a}$ für eine *qualitative* Einordnung geeignet ist. Der berechnete Wert selbst ist für die weitere Dimensionierung *nicht* relevant. Er kann somit als referenzbezogene Größe interpretiert werden.

Mit Abschätzung der Speichergröße wird der jeweilige Bestpunkt bestimmt und mit dem referenzbezogenen Verhältnis $\xi/k_{Sys,a}$ kann innerhalb eines Parametersatzes die am besten geeignete Variante ausgewählt werden. Die Investitionskosten können für die daraus ermittelte Komponentenzusammenstellung kalkuliert werden. Für eine Wirtschaftlichkeitsanalyse ist es aber notwendig die bedarfsgebundenen Kosten (Strom) miteinzubeziehen. Sie können über die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe angenähert werden.

Bei den Bestpunkten der Dimensionierungsvarianten liegt der Anteil $f_{el,WP}$ [-] der Wärmepumpenarbeit am elektr. Gesamtaufwand (inkl. Nachheizung) im Mittel bei 85,57 % bzw. bei 89,11 % (ohne Nachheizung) und hat damit den größten Anteil. Dies bedeutet, dass aus der Jahresarbeitszahl des Systems eine Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe angenähert werden kann (Tanzer et al. 2017):

$$JAZ_{Sys} = \frac{Q_{Geb}}{W_{el,Sys}} = \frac{Q_{WP,sek} + Q_{Nhzg}}{\frac{W_{el,WP}}{f_{el,WP}}} \tag{6.20}$$

[51] Spez. Rohrpreiserhöhung 1,50 € m^{-1} je Rohr; Rohrisolierung (diffusionsdicht) hinzugefügt; Montagekosten +2,50 € Std^{-1}; Wärmedämmung Speicher +8,00 € m^{-2}; Betonierte Einhausung +5,00 € m^{-2}; Datenpunktkosten +50 € DP^{-1}; spez. Kosten Wärmepumpe +35,00 € kW^{-1}; Zusatzkosten WP +200,00 €; Umwälzpumpen +100,00 €; Kalkulationszins +3,26 %; Preissteigerung kapital-, betriebs- und bedarfsgebundener Kosten je 3 %; Strompreisbasis 0,2 € kWh^{-1}.

Für den realen Betrieb der Anlage mit einem Pufferspeicher ist davon auszugehen, dass eine elektrische Nachheizung nicht notwendig ist. Damit vereinfacht sich die Bilanz:

$$JAZ_{Sys} = \frac{Q_{WP,sek}}{\frac{W_{el,WP}}{f_{el,WP}}} = \frac{Q_{Geb}}{\frac{W_{el,WP}}{f_{el,WP}}} = JAZ \cdot f_{el,WP} \tag{6.21}$$

bzw.:

$$W_{el,Sys} = \frac{Q_{Geb}}{JAZ \cdot f_{el,WP}} = \frac{W_{el,WP}}{f_{el,WP}} \tag{6.22}$$

$f_{el,WP}$ ist ein individueller Faktor, der entsprechend der Hydraulik und übrigen Komponenten im System passend zu wählen ist. Für die Beispielgebäude hier wird $f_{el,WP} \cong 0{,}89$ verwendet.

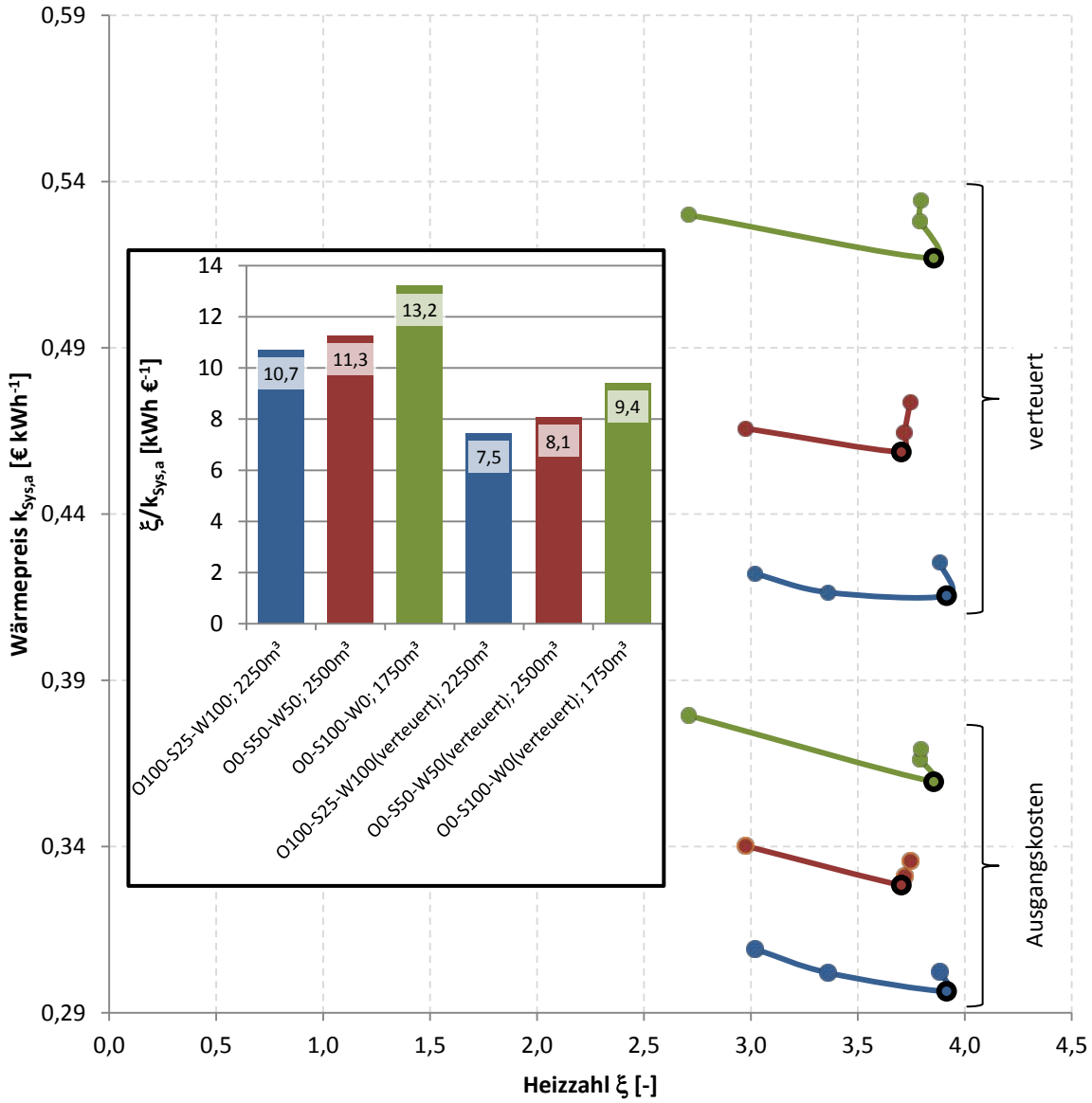


Abb. 84: Kostenänderungsanalyse beispielhaft an drei Fassadenkombinationen (84 MWh) durchgeführt. (Tanzer et al. 2017)

Das in Abb. 83 gewählte Beispiel ergibt eine simulierte *JAZ* von 8,71 und über die Schätzformel 8,66 in den Auslegungspunkten; eine Abweichung von 0,57 %.

6.11 Systembetriebsfaktor

Bei allen Systemberechnungen wird der erforderliche Wärmeübertragungskoeffizient $U_{Sp,Sys}$ bisher über Gl. (5.29) ermittelt und damit die Speicherkonfiguration mit dem passenden U_{Sp}-Wert ausgewählt. Dabei wird stets davon ausgegangen, dass für einen erfolgreichen Betrieb des Systems der Wärmespeicher die maximale Wärmeübertragungsfähigkeit basierend auf der maximalen Entzugsleistung leisten muss. Damit wird Bezug genommen auf die quasi-stationäre Ermittlung der U_{Sp}-Werte.

Ist am Beginn einer Wärmezufuhr- oder Wärmeentzugsphase die Temperaturverteilung im Speicher homogen, kann unabhängig von der Auslegungsleistung für den stationären Zustand zum Startzeitpunkt eine deutlich höhere Wärmeleistung genutzt werden. Mit länger andauerndem Betrieb flacht das Temperaturprofil des Speichers ausgehend vom Wärmeträgerrohr beginnend bei Schicht E10 (Speichermodell) weiter ab, so dass die Wärmeleistung sinkt, wie Abb. 85 qualitativ zeigt.

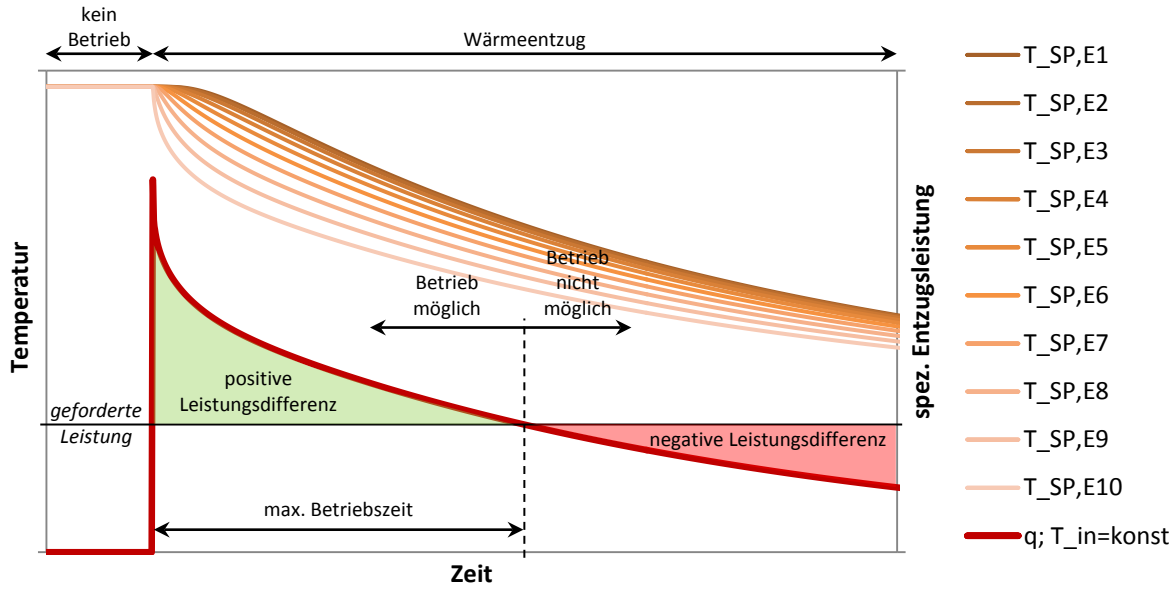


Abb. 85: qualitativer Temperaturverlauf verschiedener Ebenen (E1-E10) sowie der qualitative Leistungsverlauf einer Speicherzelle; ab Betrieb: $\dot{m}$ = konst., T_{in} = konst. (Tanzer et al. 2017)

Abhängig von der Speicherkonstruktion kann nach einer gewissen Zeit die geforderte Wärmeleistung nicht mehr erzeugt werden. Eine schlechte Wärmeübertragungsfähigkeit U_{Sp} verkürzt diese Zeitspanne für die die gewünschte Wärmeleistung erbracht werden kann. In Abb. 85 ist die Zeitdauer bezeichnet, während der die volle Auslegungsleistung zur Verfügung steht, unter der vereinfachenden Annahme eines konstanten Massenstroms und konstanter Eintrittstemperatur. Mit Erreichen dieser „maximalen Betriebszeit“ unterschreitet die tatsächlich verfügbare Entzugsleistung die erforderliche. Ab diesem Zeitpunkt ist somit eine Deckung des Wärmebedarfs nicht mehr möglich.

„Beim bisherigen Vorgehen war vorgesehen, dass der Speicher nur soweit abgekühlt wird, dass bis zum Erreichen der minimalen zulässigen Speichertemperatur (0 °C) immer die maximale Wärmeleistung bezogen werden kann. ΔT_{Sp-Fl} und der untere Temperaturgrenzwert für die Speichertemperatur waren fest miteinander verknüpft. Diese Bedingung wird jetzt aufgehoben. Es werden Auslegungen der Wärmeübertragung zugelassen, sodass bei Erreichen der minimalen Speichertemperatur nicht mehr die volle Leis-

tung zur Verfügung steht. Hierbei besteht die Erwartung, dass beim vorwiegenden Betrieb in Teillast [durch eine Auslegung mit $U_{Sp} < U_{Sp,Sys}$] keine merkliche Einschränkung des Anlagenverhaltens besteht und nur in den seltenen Fällen mit sehr hoher Wärmeanforderung der Einsatz der Wärmepumpe dadurch eingeschränkt wird. In diesen Fällen wird die fehlende Wärmeenergie durch die elektrische Nachheizung bereitgestellt. Damit wird eine kostengünstigere Auslegung des Wärmespeichers möglich ohne nennenswerte Verschlechterung des Wärmeumsatzes.

Der U_{Sp}-Wert gibt implizit an, welche Entzugsleistung vorhanden sein muss und bestimmt so den Aufbau der Elementarzelle. Da der Betrieb des realen Speichers aber nicht kontinuierlich ist, sondern geprägt ist durch einen andauernden Wechsel in der Leistungsentnahme oder -aufnahme und zwischen Betrieb und Stillstand, […] [wird geprüft], ob eine Speicherauslegung mit geringerer Wärmeübertragungsfähigkeit ($U_{Sp} < U_{Sp,Sys}$) nicht zu einer wirtschaftlicheren Lösung führt, wie z.B. im Vergleich der Ausführungen in Kap. 6.6.2 führt.

Zu diesem Zweck wird für die drei Beispielgebäude [46, 61 und 84 MWh] an den Bestpunkten der konstruktive U_{Sp}-Wert reduziert, gemäß den Tabellenwerten in Anhang H., dargestellt in Abb. 86.

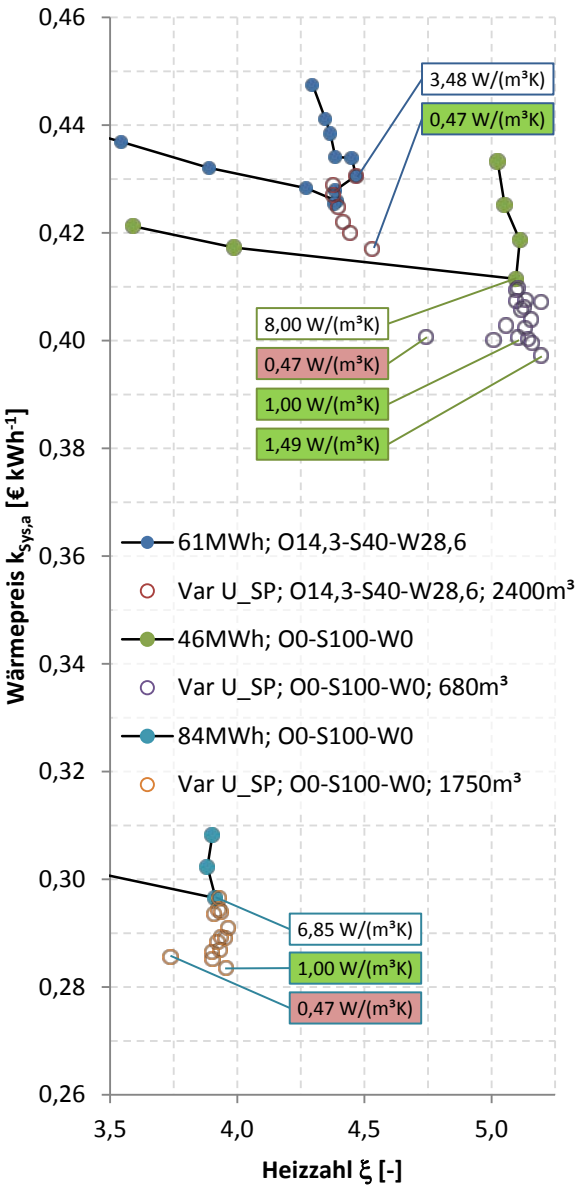


Abb. 86: Systemvariante 2a; manuelle $U_{Sp,Sys}$-Variation; Ursprungswerte: weiß; Bestwerte: grün; U_{Sp} zu klein: rot (Tanzer et al. 2017)

Wie zu erwarten sinkt der Wärmepreis, wenn eine Speicherzelle geringerer Leistungsfähigkeit bzw. Qualität ausgewählt wird, während die Heizzahl auch bei geringeren U_{Sp}-Werten annähernd unverändert bleibt. Erst bei deutlicher Verkleinerung, etwa um den Faktor 10, zeigt sich ein merklicher Rückgang der Heizzahl ξ. Für das Beispielgebäude mit 46 und 84 MWh führt der kleinste U_{Sp}-Tabellenwert zu einer Reduzierung von ξ und gleichzeitig zu einer Erhöhung des Wärmepreises [gegenüber Konstellationen mit höherem U_{Sp} (jedoch $U_{Sp} < U_{Sp,Sys}$)], da die fehlende Leistungsfähigkeit des Speichers über die Nachheizung kompensiert werden muss. Am Beispiel mit 61 MWh ist die Rasterung der U_{Sp}-Werte nicht fein genug, um den Umschlagpunkt darstellen zu können.

Als Ergebnis dieser Analyse kann gefolgert werden, dass eine Anpassung des Auslegungskriteriums für $U_{Sp,Sys}$ (Gl. 5.29) zu wirtschaftlicheren Lösungen führt. Die Anpassung von U_{Sp} ist als Berücksichtigung der Dynamik und des Auslastungsgrades der Anlage zu interpretieren. Je häufiger und andauernder der Speicherbetrieb ist, desto mehr

muss sich der notwendige $U_{Sp,Sys}$-Wert dem maximalen, gemäß Gl. (5.29), annähern“ (Tanzer et al. 2017).

Zur Berücksichtigung dieses Zusammenhangs wird Gl. (5.29) um f_{Sys} [-] ergänzt:

$$U_{Sp,Sys,red} = \frac{\dot{Q}_{Sp,Entzug}}{\Delta T_{Sp-Fl}} \cdot \frac{1}{V_{Sp}} \cdot f_{Sys} = U_{Sp,Sys} \cdot f_{Sys} \tag{6.23}$$

Aus Abb. 86 und den dort verwendeten U_{Sp}-Werten ergeben sich für f_{Sys} typische Werte im Bereich von ca. 0,15 bis 0,3.

- 61 MWh, $U_{Sp,Sys} = 3{,}44$ W m^{-3} K^{-1}: $0{,}47/3{,}44 < f_{Sys} \leq 1{,}00/3{,}44 \Leftrightarrow 0{,}14 < f_{Sys} \leq 0{,}29$
- 46 MWh, $U_{Sp,Sys} = 7{,}57$ W m^{-3} K^{-1}: $1{,}00/7{,}57 < f_{Sys} \leq 1{,}49/7{,}57 \Leftrightarrow 0{,}13 < f_{Sys} \leq 0{,}20$
- 84 MWh, $U_{Sp,Sys} = 6{,}74$ W m^{-3} K^{-1}: $1{,}00/6{,}74 < f_{Sys} \leq 1{,}49/6{,}74 \Leftrightarrow 0{,}15 < f_{Sys} \leq 0{,}22$

Da die Bestimmung von f_{Sys} auf drei Einzeluntersuchungen basiert, wird für die untere zulässige Grenze der Maximalwert gewählt. Es folgt: $0{,}15 < f_{Sys} \leq 0{,}29$.

6.12 Anwendung der Systemoptimierung

Bis hierhin, speziell in Abschnitt 6.10 sind jeweils ein Verfahren zur Ermittlung der Speichergröße, von JAZ und dem Verhältnis von $\xi/k_{Sys,a}$ aufgeführt. All diese Werte sind abhängig von der Massivabsorberbelegung, welche einen zusätzlichen Freiheitsgrad darstellt. Im weiteren Verlauf wird beschrieben, wie die passende Fläche der aktivierten Massivabsorberfassade für beliebige Gebäude wirtschaftlich gewählt werden kann und dies anhand eines Beispiels demonstriert.

„Zur Einordnung und für einen Wirtschaftlichkeitsvergleich des Massivabsorberheizsystems wird das Beispielgebäude (84 MWh) mit den Schätzgleichungen (6.8) und (6.14) ausgelegt. Den Ablauf der Systemoptimierung zeigt Abb. 87. Hierfür wird für das zu analysierende Gebäude der Wärmebedarf berechnet. Ist für das Gebäude bereits eine feste Anordnung möglicher Massivabsorberflächen vorgegeben, folgt im nächsten Schritt die Ermittlung der notwendigen Speichergröße nach Gl. (6.8). Soll die Gesamtanlage einschließlich der Massivabsorberfassadenbelegung grundlegend optimiert werden, wird ein Parametersatz mit Variation der Massivabsorberflächen erstellt, […] [woraufhin] für jede Variante die Speichergröße bestimmt wird. Die Speichergröße gibt bereits für die jeweilige Konstellation den Bestpunkt wieder. Zu jeder Variante kann jetzt nach dem Berechnungsschema von Gl. (6.14) das referenzbezogene Bestpunktverhältnis $\xi/k_{Sys,a}$ berechnet werden. Durch einen Vergleich der Ergebnisse des Parametersatzes kann die beste Konstellation aus Speichergröße und der Fassadenbelegung mit Massivabsorbern ausgewählt werden. Mit dem Faktor f_{Sys} wird $U_{Sp,Sys,red}$ berechnet, woraus sich die finale Zusammenstellung ergibt. An diesem Punkt ist die Optimierung des Systems bereits abgeschlossen. Im Weiteren kann hierüber eine Wirtschaftlichkeitsbetrachtung möglicher Systemalternativen mit den zum Zeitpunkt der Kalkulation aktuellen Kostenansätzen durchgeführt werden. Hierzu müssen alle relevanten Kosten kalkuliert werden. Die Kostenerhebung für kapital- und betriebsgebundene Kosten erfolgt aus den Investitionskosten, dem Betrachtungszeitraum und den Zins- und Preissteigerungssätzen. Der elektrische Gesamtaufwand des Systems wird für die bedarfsgebundenen Kosten über die Schätzung von JAZ nach dem Schema von Gl. (6.14) berechnet. Mit einer passenden Abschätzung des übrigen elektrischen Aufwands sonstiger Bauteile, wie z.B. Pumpen, anhand von $f_{el,WP}$ folgt $W_{el,Sys}$ aus Gl. (6.22)“ Tanzer et al. (2017).

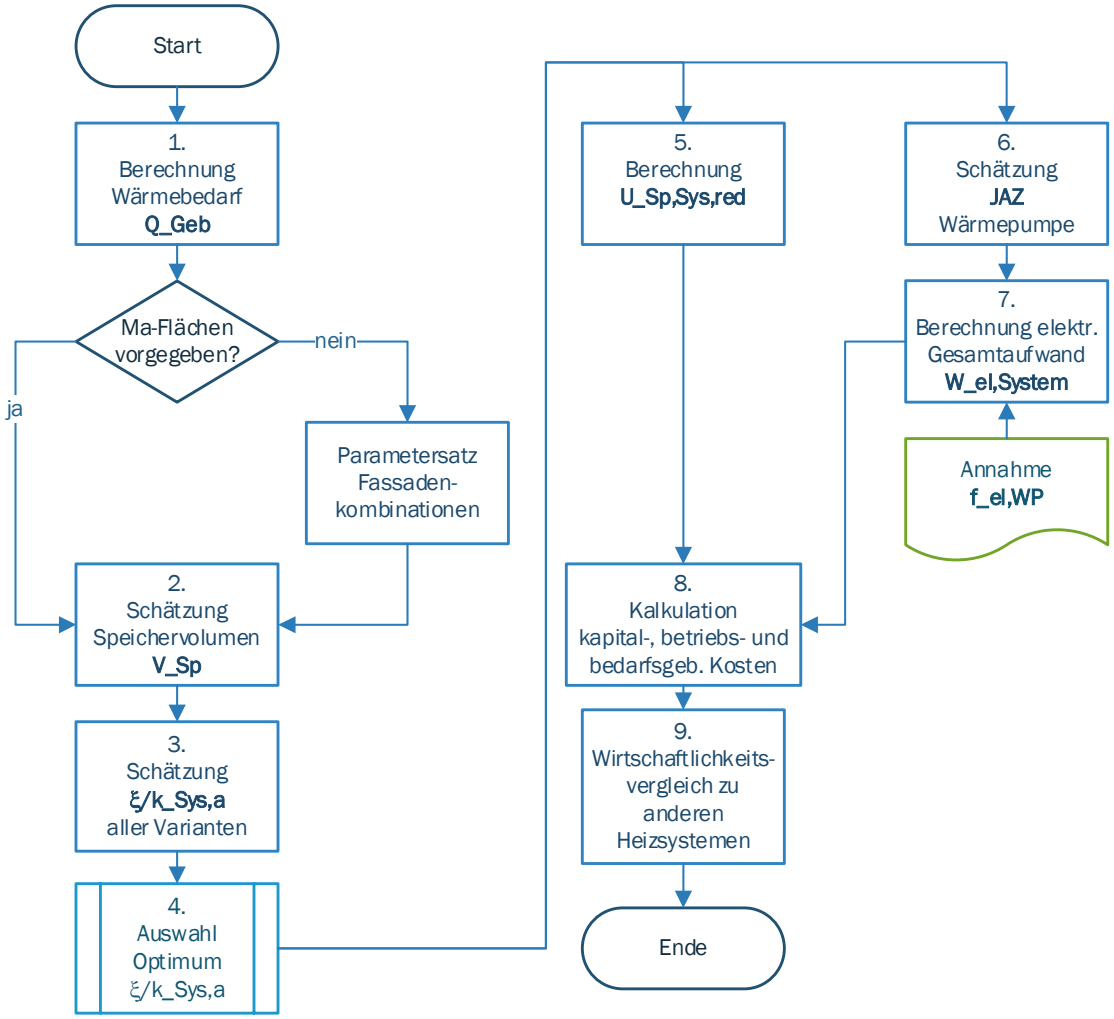


Abb. 87: Ablaufdiagramm der Systemoptimierung

Zur Veranschaulichung wird für das Beispielgebäude (84 MWh) eine Parametervariation der Massivabsorberflächen durchgeführt: Die Ost- und Westseite wird in 15 m² Schritten und die Südseite in 20 m² Intervallen variiert. Mit Durchlaufen des Schemas von Abb. 87 ergibt sich *zunächst* das Bewertungskriterium von $\xi/k_{Sys,a}$ aus der entsprechenden Dimensionierungsgleichung (HLM). Die Ergebniswerte für alle dort ermittelten Konfigurationen werden unter Kenntnis von Speichergröße, Massivabsorberfläche und Jahresarbeitszahl, ebenfalls berechnet über die HLM und der Annahme von $f_{el,WP} \cong 0{,}89$, in einen Wert für den spezifischen Wärmepreis $k_{Sys,a}$ sowie in die Heizzahl ξ überführt, Abb. 88.

Die Analyse des Datensamplings zeigt drei Clusterbereiche, siehe Abb. 88. Der obere Bereich stellt überwiegend die Varianten mit drei aktivierten Fassaden dar und bei den Ergebniswerten im mittleren Bereich ist neben der Südfassade auch teilweise oder komplett die Ost- oder Westfassade aktiviert. Dies ist ein weiterer Beleg dafür die Südfassade zu bevorzugen, insofern sie groß genug ist, um den Bedarf zu decken. Die übrigen, auf einer Linie befindlichen Punkte stellen Varianten dar, in denen lediglich die Südfassade aktiviert ist. Mit zunehmender Fläche nehmen die geschätzte Effizienz, jedoch auch die Kosten ab, denn die notwendige Speichergröße reduziert sich. Je größer die Fassadenfläche ist, desto länger kann die Wärmepumpe zusammen mit der Fassade betrieben wer-

den, die im Gegensatz zum Wärmespeicher geringere Verdampfertemperaturen bedingt und eine Reduzierung der Effizienz zur Folge hat.

Die gezeichnete Bestpunktlinie verläuft durch die Variante, für die der beste Schätzwert von $\xi/k_{Sys,a}$ über HLM ermittelt ist. Diese Linie erreicht nicht exakt das vermeintliche Optimum in Abb. 88, welches über die Schätzung der Jahresarbeitszahl nach Gl. (6.14) mit Tabelle 62 und der daraus abgeleiteten Kosten bestimmt ist. Wie sich zeigt, ist eine Aussage über die zu erwartenden Systemkosten mit geringer Unsicherheit möglich.

Das beste Ergebnis findet sich für eine ausschließliche Südfassadenbelegung mit 350 m² und für eine Speichergröße von 1750 m³. Die über diesen ermittelten Bestpunkt ($\xi/k_{Sys,a}$) bestimmte Variante wird zur Kontrolle mittels TRNSYS-Simulation detailliert nachgerechnet: (a) mit $U_{Sp,Sys}$, (b) mit $U_{Sp,Sys,red,min}$ ($f_{Sys} = 0{,}15$) und (c) mit $U_{Sp,Sys,red,max}$ ($f_{Sys} = 0{,}29$). Die zugehörigen Ergebnisse sind in Abb. 88 durch die Kennzeichnungen „Schätzung" bzw. „Schätz" sowie „Simulation" bzw. „Sim" dargestellt. Ein Vergleich der Ergebniswerte der Simulation mit den entsprechenden Werten der Schätzung durch HLM zeigt nur geringe Abweichungen, welche in Tabelle 28 aufgelistet sind.

Tabelle 28: Ergebnisvergleich zwischen berechnetem Sampling nach HLM und dynamischer Simulation (Tanzer et al. 2017)

Speicherkonstruktion [W m^{-3} K^{-1}]	$\xi_{Schätz}$ [-]	ξ_{Sim} [-]	$\Delta\xi$ [-]	$k_{Sys,a,Schätz}$ [€ kWh^{-1}]	$k_{Sys,a,Sim}$ [€ kWh^{-1}]	$\Delta k_{Sys,a}$ [€ kWh^{-1}]
$U_{Sp,Sys} = 6{,}74$	3,83	3,91	-0,08 (-2,0 %)	0,291	0,297	-0,006 (-2,0 %)
$U_{Sp,Sys,red,max} = 1{,}95$	3,83	3,90	-0,07 (-1,8 %)	0,281	0,287	-0,006 (-2,1 %)
$U_{Sp,Sys,red,min} = 1{,}01$	3,83	3,90	-0,07 (-1,8 %)	0,279	0,285	-0,006 (-2,1 %)

Die Abweichungen des Schätzverfahrens nähern die genauen Simulationsergebnisse bis auf ca. 2 % an.

Für den Abschluss der Optimierung von Systemvariante 2a sind nachfolgend die umgesetzten Wärmemengen und der Temperaturverlauf des Wärmespeichers in Abb. 89 bis Abb. 95 dargestellt. 87 % des Wärmebedarfs des Gebäudes (81,4 MWh) werden mit Umweltenergie und dabei vorwiegend mit Solarenergie gedeckt, 12 % (9,9 MWh) entfallen auf die elektrische Arbeit der Wärmepumpe und 1 % (0,9 MWh) auf die elektrische Nachheizung. Von der insgesamt genutzten Umweltenergie (87 % bzw. 70,7 MWh) werden 43 % (30,6 MWh) vom Massivabsorber direkt oder als Wärmequelle der Wärmepumpe dem Gebäude zugeführt. 52 % (36,8 MWh) beträgt der Anteil der Umweltenergie, die vom Speicher auf die Wärmepumpe geführt wird und 5 % (3,3 MWh) können direkt vom Speicher der Fußbodenheizung zugeführt werden.

Wie aus Abb. 89 und Abb. 90 hervorgeht, wird die Wärmeversorgung des Gebäudes jeweils etwa zur Hälfte über die Massivabsorber und den Wärmespeicher als Wärmequelle für die Wärmepumpe gedeckt. Die Direktheizung mittels Wärmespeicher kann nur in den ersten drei Wochen der Wärmeanforderung genutzt werden. Später reicht die Temperatur des Speichers nicht mehr aus und die Wärmepumpe wird aktiviert. Gemäß der Simulation bleibt in geringem Umfang der Einsatz der elektrischen Nachheizung erforderlich. Pufferspeicher als Reservespeicher bieten sich als zusätzliche Kompensationsmöglichkeit an und sind zu empfehlen.

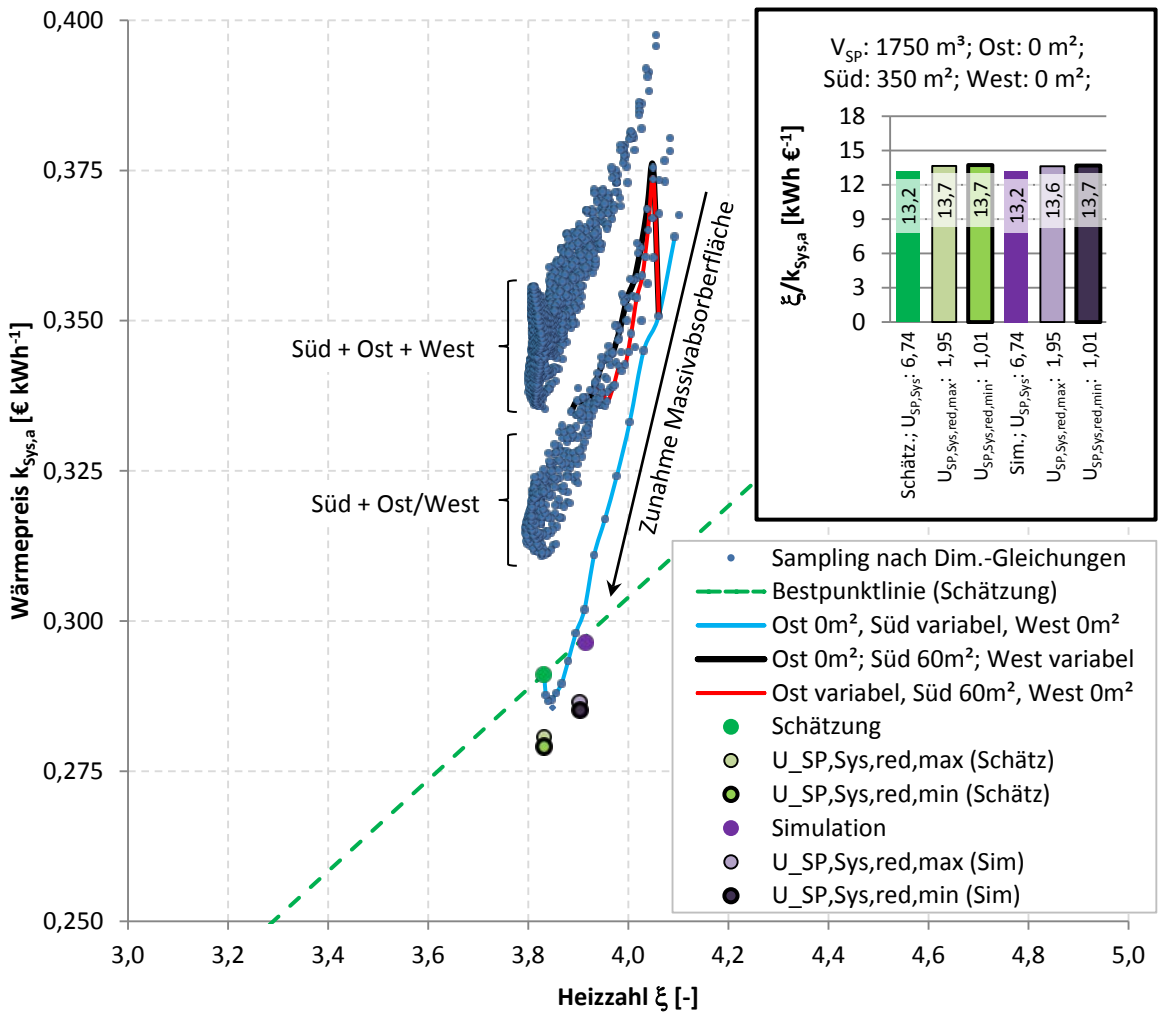


Abb. 88: Visualisierung des Optimierungsvorgangs; Darstellung der Samplingergebnisse nach Gl. (6.8) und Gl. (6.14); Verhältnis von Heizzahl ξ zum Wärmepreis $k_{Sys,a}$ als Effizienzbeschreibung (Tanzer et al. 2017)

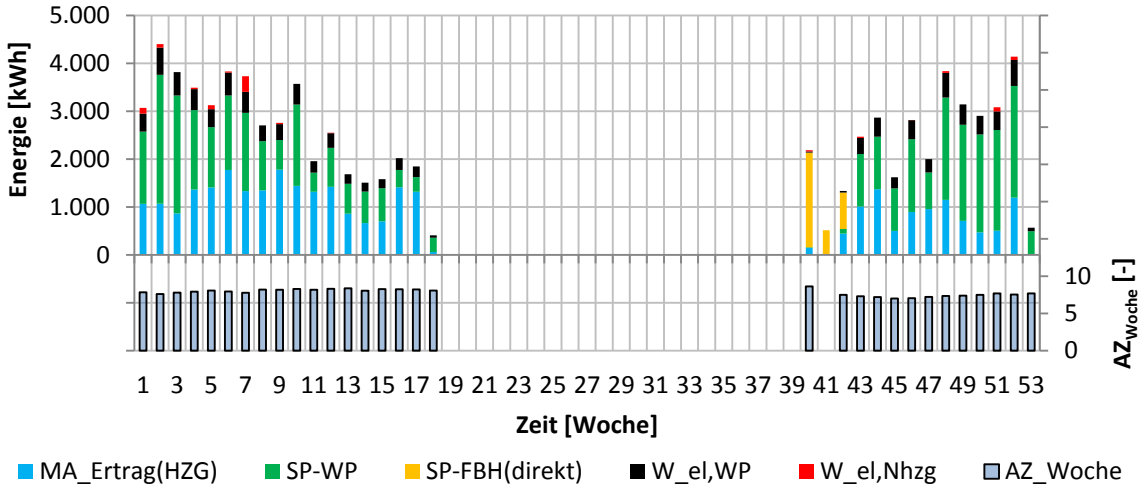


Abb. 89: Systemvariante 2a: Wöchentliche Energieumsätze und Wärmepumpeneffizienz (Tanzer et al. 2017)

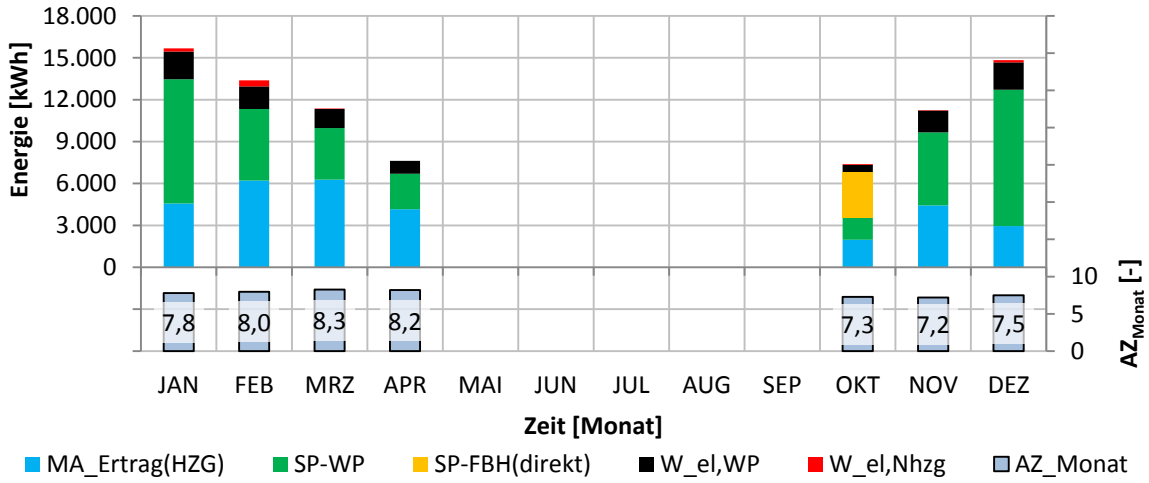


Abb. 90: Systemvariante 2a: Monatliche Energieumsätze und Wärmepumpeneffizienz (Tanzer et al. 2017)

Die Effizienz des Wärmepumpenbetriebs ist über die jeweiligen Arbeitszahlen dargestellt. Sie liegen aufgrund der hohen Quellentemperaturen etwa zwischen 7 und 8. Diese Werte sind ein Beleg dafür, dass die Systemkomponenten passend dimensioniert sind.

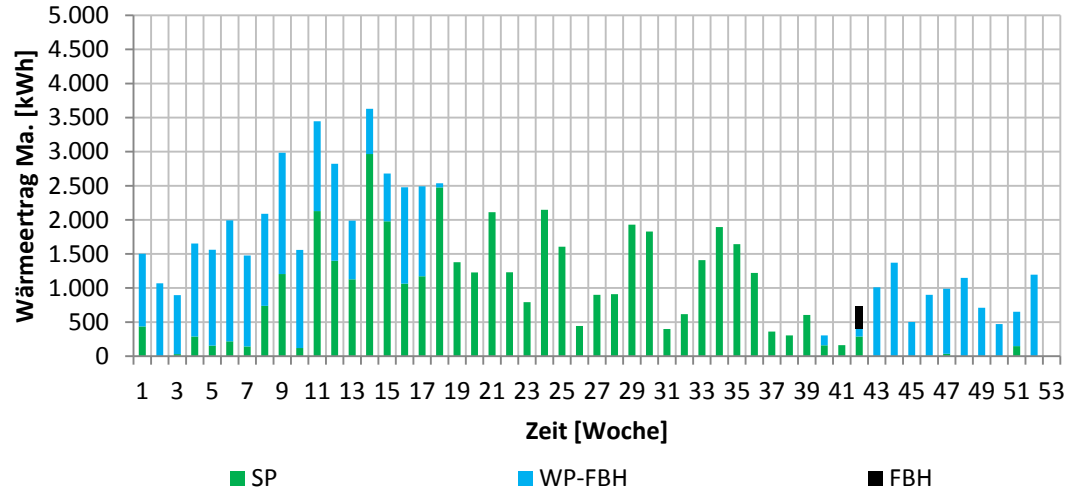


Abb. 91: Systemvariante 2a: Wöchentliche Massivabsorbererträge mit Zuordnung (Tanzer et al. 2017)

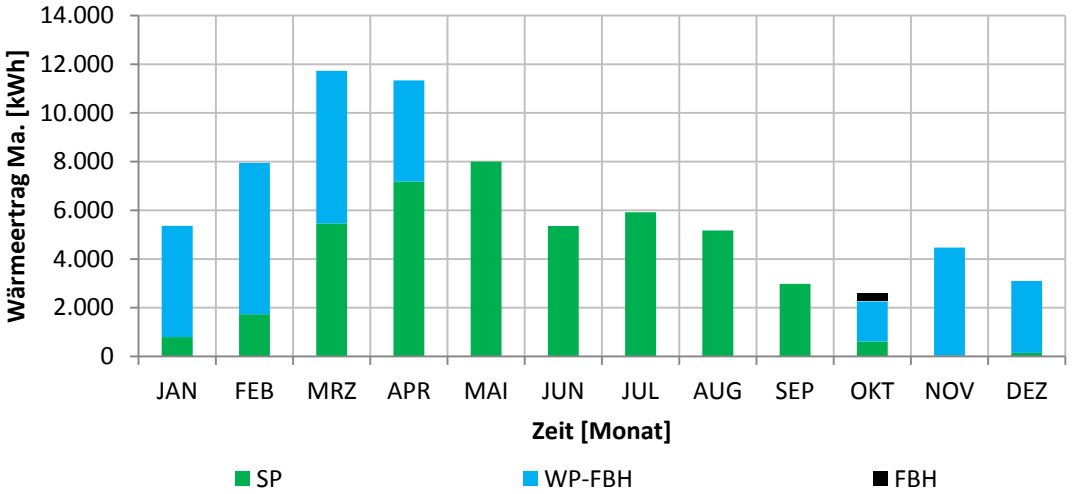


Abb. 92: Systemvariante 2a: Monatliche Massivabsorbererträge mit Zuordnung (Tanzer et al. 2017)

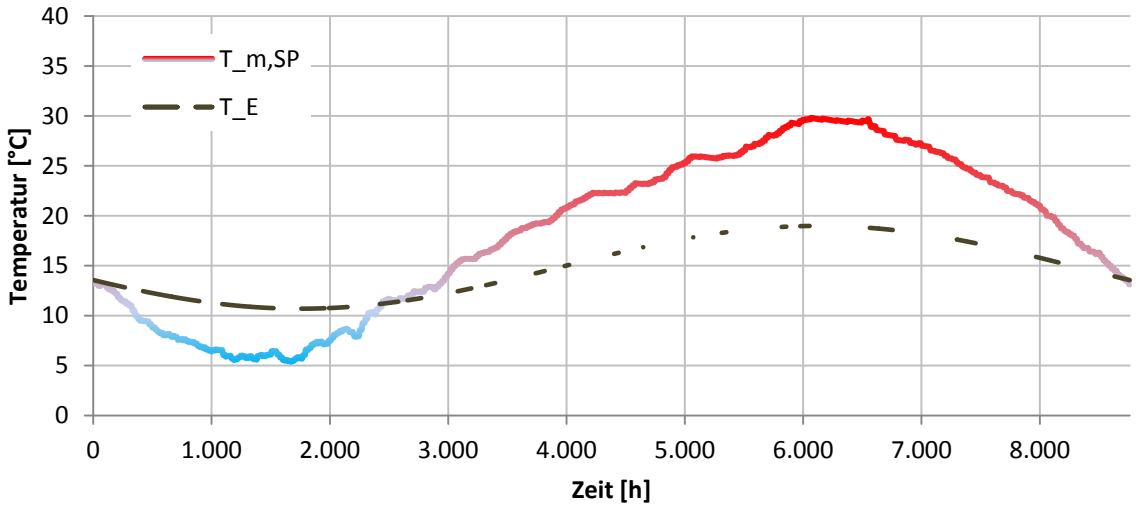


Abb. 93: Systemvariante 2a: Wärmespeichertemperaturverlauf; Erdreichtemperatur nach Tanzer et al. (2017, 354ff.) ermittelt

„Wird die Wärmelieferung des Massivabsorbers näher betrachtet, siehe Abb. 91 und Abb. 92, fällt auf, dass die Speicherladung aufgrund der niedrigeren Speichertemperaturen von März bis Mai vergleichsweise hoch ist. Zwar wird die höchste mittlere Speichertemperatur erst etwa im August erreicht, aber der höhere Sonnenstand und die stets steigenden Speichertemperaturen wirken einer fortwährenden Beladung entgegen.

Die Direktheizung über die Massivabsorber kann nur in Woche 42 erreicht werden. Ein Verzicht auf die Umsetzung dieses Anlagenzustands wäre daher ohne große Auswirkungen denkbar. Hingegen ist der gemeinsame Betrieb von Massivabsorber und Wärmepumpe über die gesamte Heizperiode hinweg möglich“ (Tanzer et al. 2017). Zwar verhindert dies größtenteils das Nachladen des Speichers, da der Speicher nur mit dem Massivabsorber geladen werden kann. Darüber hinaus hat zum einen der Heizbetrieb Vorrang und zum anderen sind Nachladephasen aufgrund der niedrigen Umgebungstemperaturen im Winter ohnehin selten möglich.

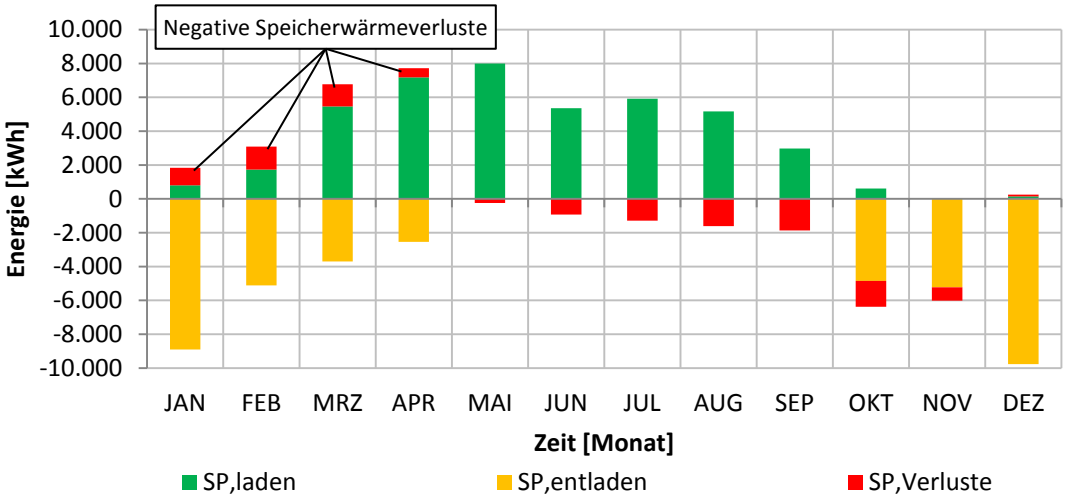


Abb. 94: Systemvariante 2a: Monatliche Wärmespeicherenergiebilanz

„Der Wärmespeicher erreicht unter den gegebenen Randbedingungen etwa gegen Mitte bis Ende Februar seine niedrigsten mittleren Temperaturen von ca. 5 °C. Der

Höchstwert wird im August mit 30 °C erreicht. Entsprechend dem Temperaturverlauf verhält es sich auch mit den Wärmeverlusten des Speichers an die Umgebung.

Die Lade- und Entladephasen des Speichers sind in Abb. 94 abzulesen. Auch in den Wintermonaten gibt es Zustände, die ein Nachladen erlauben, wenngleich der Anteil sehr gering ist. Ebenfalls zu erkennen ist, dass von Januar bis April die Nutzung des Speichers zu Heizzwecken deutlich zurückgeht, da vermehrt Wärme über den Massivabsorber dem Gebäude zugeführt werden kann. [Ein weitere Aspekt des Speicherbetriebs ist, dass nicht ganzjährig Wärme an die Umgebung abgegeben wird, sondern auch dem Speicher über seine Hülle zufließt; zu erkennen in den Monaten Januar bis April mit negativen Wärmeverlusten. Die Erdreichtemperatur ist während dieser Phase bereits höher als die Speichertemperatur aufgrund der phasenverschobenen Temperaturverläufe in den Erdschichten.]

Die jährliche Energiebilanz, siehe Abb. 95, veranschaulicht nochmals den hohen Anteil der Umweltenergie am Heizwärmebedarf. Die elektrische Arbeit der Wärmepumpen ist analog zu den erwähnten, hohen Arbeitszahlen gering. Die elektrische Arbeit der Pumpen und der Gebäudeleittechnik ist entsprechend der Berechnung ebenfalls gering. Um dies auch bei realen Anlagen zu erreichen und die Systemeffizienz hoch zu halten, sollte die Auslegung der Rohre und anderer Komponenten stets eine angemessene Abwägung zwischen den Bedarfs- und Investitionskosten beinhalten.

Die in dieser Arbeit beschriebene Systemoptimierung führt zu einer sehr effizienten Systemkonfiguration: Die Jahresarbeitszahl des Systems JAZ_{Sys} beträgt 7,0; die Heizzahl ξ stellt den Bezug zum Primärenergieeinsatz her. Sie beträgt 3,9“ (Tanzer et al. 2017).

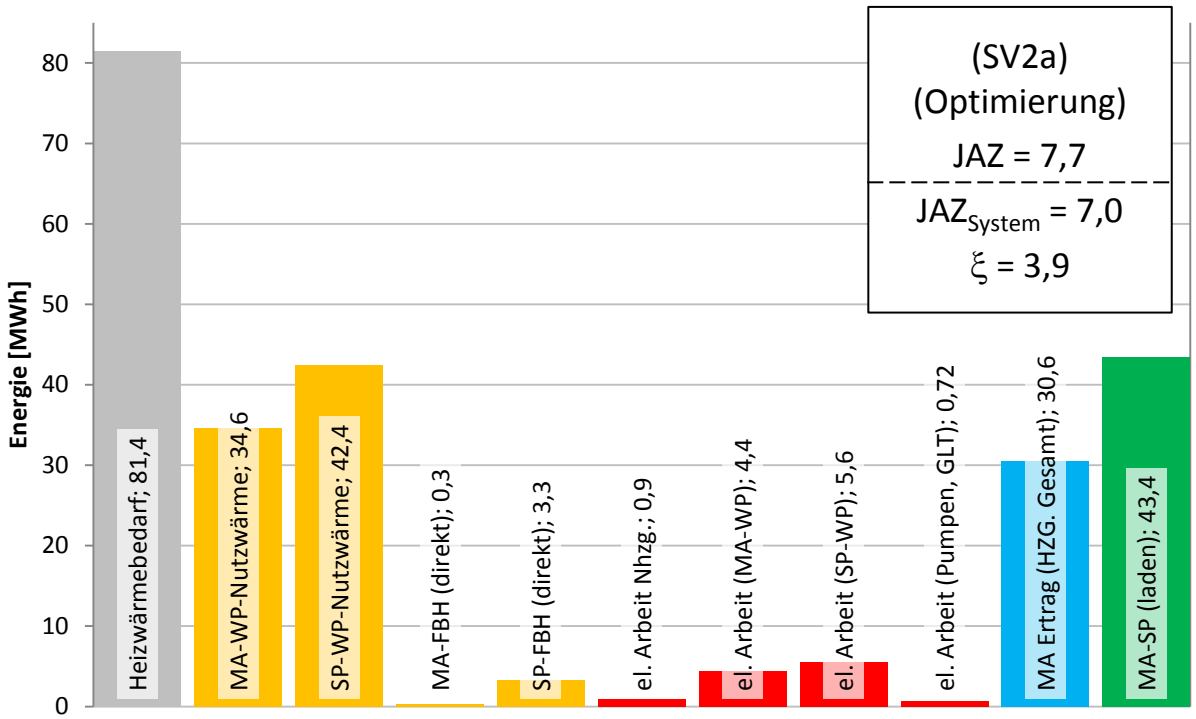


Abb. 95: Systemvariante 2a: jährliche Energieumsätze; Jahresarbeitszahl Wärmepumpe *JAZ* sowie Jahresarbeitszahl System JAZ_{Sys} und Heizzahl ξ

Wie in allen zuvor berechneten Systemvarianten wurde der in Kap. 4.8.6 als am besten geeignete Massivabsorber verwendet. In diesem System liegt der Jahreswärmeertrag

des Massivabsorbers bei 74,0 MWh a^{-1} und ergibt über die 350 m^2 Gesamtfläche einen spezifischen Jahresertrag von 211 kWh m^{-2} a^{-1}. Verglichen mit Fassadenkollektoren, wie z.B. in Matuska und Sourek (2006, 1450) mit 265 kWh m^{-2} a^{-1} aufgeführt, erreicht der Massivabsorber 79,8 % des Ertrags trotz der einfacheren Konstruktion gegenüber Flachkollektoren. Ein Vergleich zu weiteren Massivabsorberkonstruktionen ist in Anhang Q aufgeführt und bestätigt die hier getroffene Wahl.

6.13 Systemvergleich

Die optimierte Variante aus Kap. 6.12 mit $U_{Sp,Sys,red,min}$ = 1,01 W m^{-3} K^{-1} (Simulation) wird nachfolgend mit einem Standard-Wärmepumpenheizsystem mit Erdsondenquelle verglichen. Die Wirtschaftlichkeit ergibt sich über die Berechnung von Kennzahlen, wie z.B. mittels der Annuitätenmethode (VDI 2067 Blatt 1:2012-09), welche hier angewandt wird. Weitere Möglichkeiten wären z.B. die Barwert- oder die Kapitalwertmethode. Die Ausgangskostensituation ist für die betrachteten Systeme in Tabelle 64 in Anhang R aufgeführt, die in Abb. 96 zusammen mit dem elektrischen Energiebedarf und den Annuitäten, siehe auch Tabelle 65 in Anhang R, sowie dem entsprechenden Wärmepreis abgebildet sind. Als Kostenansatz für das System mit Erdsonde werden der Kalkulationsansatz der Richard Kaufmann GmbH (max. Kosten) und über Literaturquellen ermittelte Preise (min. Kosten) herangezogen. (Tanzer et al. 2017)

Einleitend wird jedoch die erste Abschätzung der Wirtschaftlichkeit des neuen Systems SV2a über die statische Amortisationszeit t_A [a] angegeben. Sie ist nach Müller (2006, 226) die Differenz aus Investitionskosten und Liquidationseinzahlung bezogen auf jährlich gleich hohe Rückflüsse. Der Restwert, aus dem sich eine Liquidationseinzahlung am Ende der Laufzeit ergeben würde, wird hier vernachlässigt. Die statische Amortisationszeit ist folglich der einfache Bezug der Investitionskosten zu den Rückflüssen. Da ein Heizsystem keine direkten Rückflüsse generiert, sind die möglichen Einsparungen anzusetzen.

Für die Entscheidungsfindung, ob das neue System wirtschaftlich interessant sein kann, werden zwei Szenarien betrachtet:

(a) Eine Erstinvestition (Erst), wie sie bei einem Neubau vorliegen würde. Dabei werden die Investitionsmehrkosten ins Verhältnis zu den jährlichen Einsparungen gesetzt, die hier die Differenz der bedarfsgebundenen Energiekosten sind.

(b) Eine Ersatzinvestition (Ersatz), wenn ein vorhandenes und funktionsfähiges Heizsystem bereits im Bestand vorliegt, jedoch Überlegungen zum Tausch der Anlage getroffen wird. Hier werden ausschließlich die Investitionskosten des neuen Systems bewertet und ins Verhältnis zu den Einsparungen gesetzt.

Für Fall (a) folgt somit:

$$t_{A,Erst,SV2a,Erdsonde\ (Min.)/(Max.)} = \frac{K_{Invest,SV2a} - K_{Invest,Erdsonde\ (Min.)/(Max.)}}{K_{a,V,Erdsonde\ (Min.)/(Max.)} - K_{a,V,SV2a}} \tag{6.24}$$

und für die Ersatzinvestition (b):

$$t_{A,Ersatz,SV2a,Erdsonde\ (Min.)/(Max.)} = \frac{K_{Invest,SV2a}}{K_{a,V,Erdsonde\ (Min.)/(Max.)} - K_{a,V,SV2a}} \tag{6.25}$$

worin K_{Invest} [€] die jeweiligen Investitionskosten und $K_{a,V}$ [€ a^{-1}] gleichbedeutend mit AN_V die bedarfsgebundenen Kosten des jeweiligen Systems sind.

Die Ergebnisse der verschiedenen Szenarien zur Amortisationszeit sind in Tabelle 29 zusammengefasst. Durch diese erste Abschätzung zeigt sich, dass im Falle einer Entscheidung zur Erstinvestition zwischen SV2a und den teuren Preisansatz des Systems mit Erdwärmesonden eine Amortisation der Mehrkosten bereits nach 4,3 Jahren eintritt. Ist das Vergleichssystem hingegen günstig (Erdsonde (Min.)) erhöht sich die Amortisationszeit der Mehrkosten auf 22,6 Jahre. Bei einer Nutzungszeit von 50 Jahren wäre auch dies noch als akzeptabel und wirtschaftlich anzusehen. Der Ersatz eines bestehenden und noch funktionierenden Systems mit Erdsonden ist hingegen nicht zu empfehlen, da die Amortisation der vollständigen Investitionskosten von SV2a über die Einsparungen durch niedrigere Energiekosten erst nach 56 Jahren eintritt.

Tabelle 29: Statische Amortisationszeiten [a] für die Erst- oder Ersatzinvestition von SV2a in Bezug zu den Systemvarianten mit Erdwärmesonden

System	K_{Invest} [€]	$K_{a,V} = AN_V$ [€ a^{-1}]	$K_{a,V,SV2a} - K_{a,V,Erdsonde}$ [€ a^{-1}]	$t_{A,Erst,SV2a}$ [a]	$t_{A,Ersatz,SV2a}$ [a]
SV2a	192917,13	4485,49	-	-	-
Erdsonde (Min.)	115145,00	7928,10	3442,61	22,6	56,0
Erdsonde (Max.)	178114,80	7928,10	3442,61	4,3	56,0

Die Investitionskosten des neuen Systems SV2a und der Vergleichssysteme setzen sich zusammen aus verschiedenen Anlagenkomponenten mit unterschiedlichen Nutzungsdauern, woraus sich komplexe Zusammenhänge bei der Kostenentwicklung ergeben. Zur Verdeutlichung werden nachfolgend am Beispiel der Annuitätenmethode Einflüsse von Preissteigerungsraten, Zinssätzen und dem Strompreis analysiert. Dies lässt eine detailliertere Aussage zur Wirtschaftlichkeit zu.

Die singuläre Sensitivitätsanalyse, siehe Abb. 97, wird für zwei Referenzfälle vorgenommen, welche in den Diagrammen angegeben sind. Vor allem die bedarfsgebundene Preissteigerungsrate sorgt bei großen Werten für einen monetären Vorteil des Massivabsorbersystems gegenüber den Systemen mit Erdsonden. Dies ist begründet durch den geringeren elektrischen Aufwand. Ist der Strompreis zu Beginn des Betrachtungszeitraums höher, vergrößern sich die Auswirkungen des geringeren Energiebedarfs. Kapitalzinssatz und die zugehörige Preissteigerungsrate wirken sich hingegen aufgrund der geringeren Investitionskosten bei den Erdsondensystemen weniger stark aus. In jedem Fall ist eine genaue Untersuchung der Wirtschaftlichkeit erforderlich, um eine aussagekräftige Abwägung zwischen diesen Systemen treffen zu können. Ein eindeutiger und grundsätzlicher wirtschaftlicher Vorteil des Massivabsorbersystems ist nicht gegeben. Darüber hinaus ist festzuhalten, dass die Mehrkosten, die bei einer Variation der Preissteigerung für kapital- und betriebsgebundene Kosten auftreten, stark vom Betrachtungszeitraum und etwaigen Ersatzbeschaffungen abhängig sind.

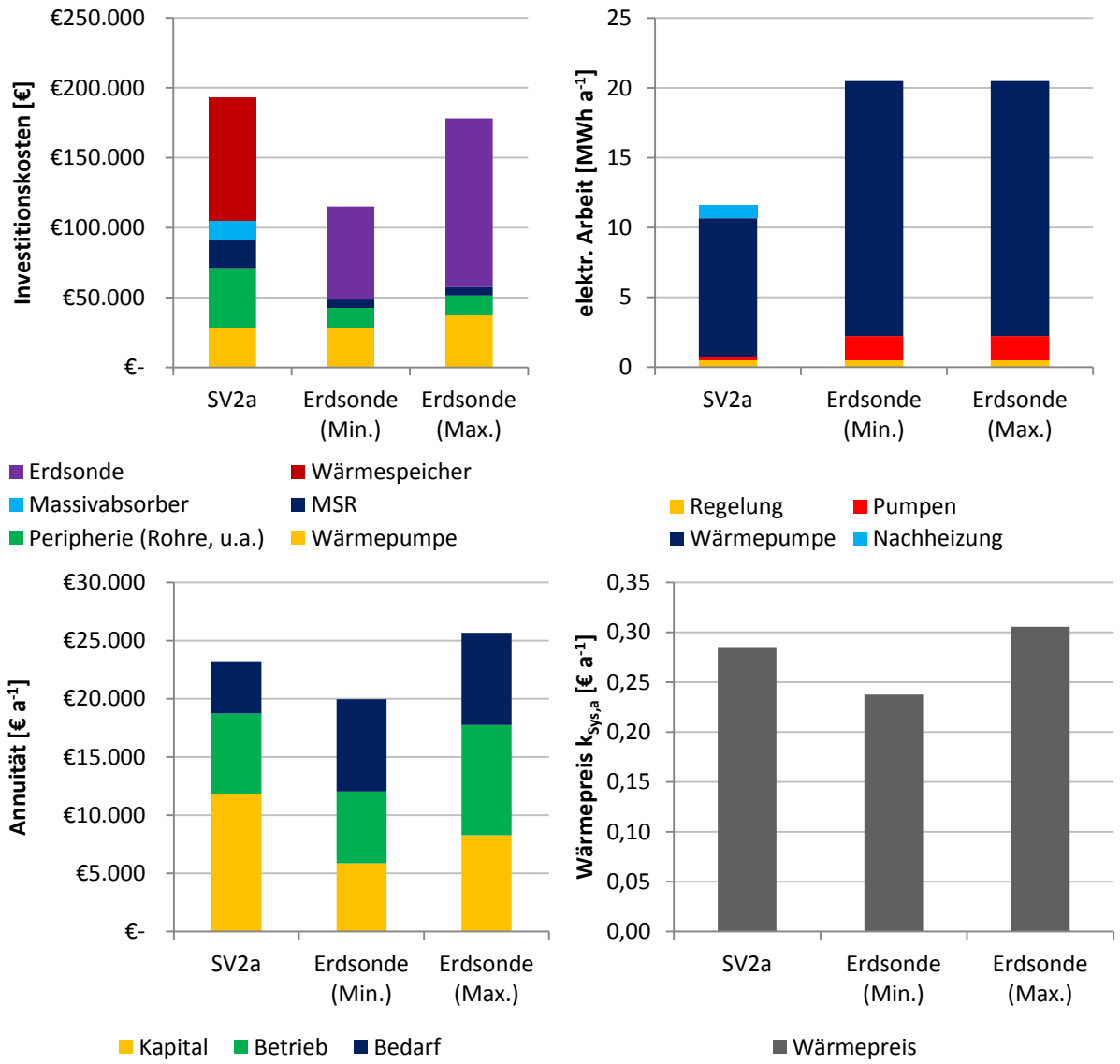


Abb. 96: links oben: Investitionskosten; rechts oben: Jahresbedarf an elektrischer Energie; links unten: jährliche Annuität auf Grundlage der Kalkulationsdaten von Anhang B; rechts unten: Wärmepreis. (Tanzer et al. 2017)

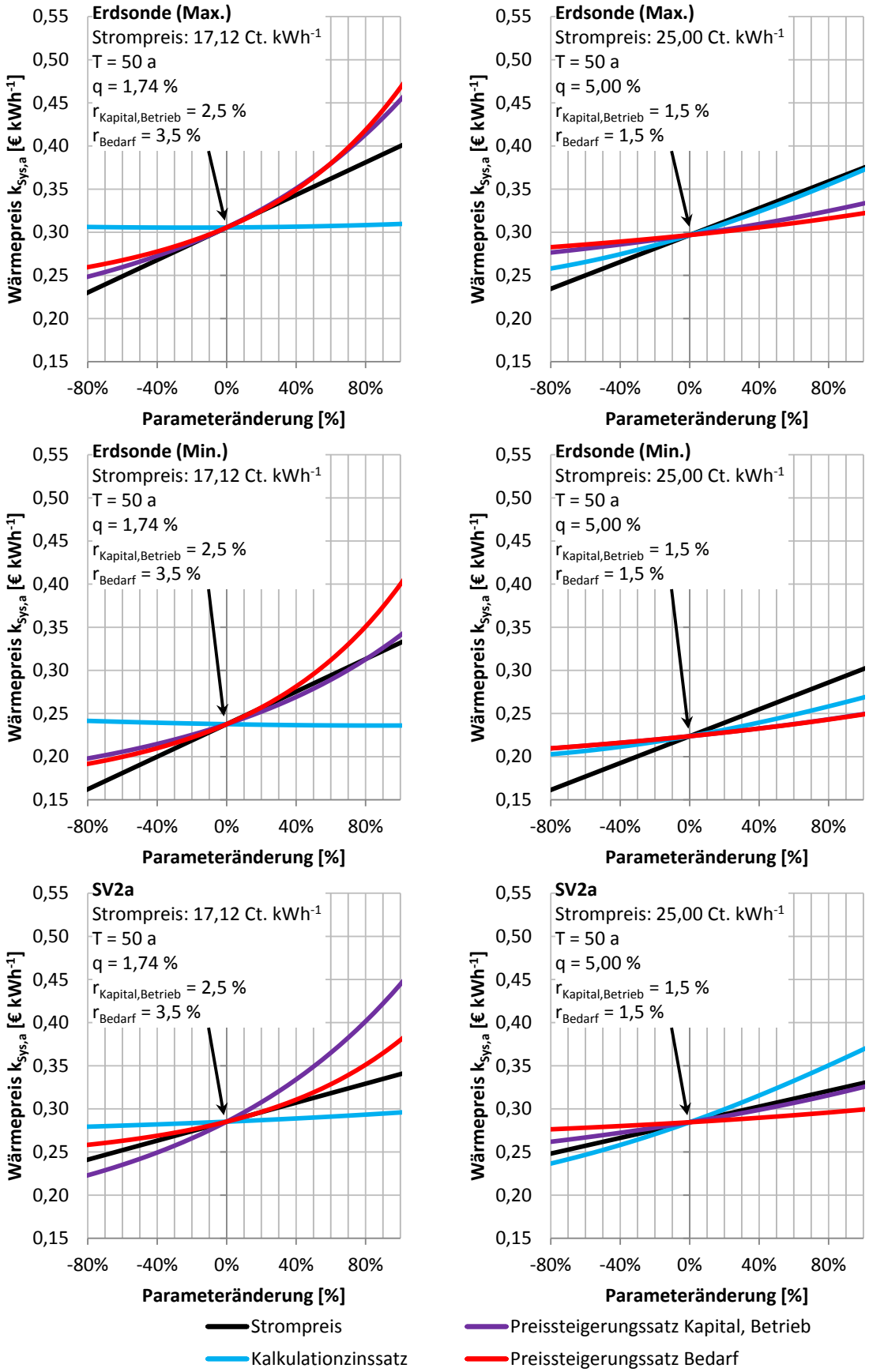


Abb. 97: Sensitivitätsanalyse in zweifacher Ausführung für das optimierte Massivabsorberheizsystem sowie das Wärmepumpenheizsystem mit Erdsonde bei minimalem und maximalem Kostenansatz; links: Grunddaten nach Anhang B; rechts: frei gewählte Grunddaten (Tanzer et al. 2017)

In einer eingeschränkteren Betrachtung mit einem Strompreis von 0,17 € kWh^{-1}, einer Preissteigerungsrate von 2 % für kapital- und betriebsgebundene Kosten und 3 % für bedarfsgebundene Kosten, zeigt Abb. 98 den Einfluss den Kalkulationszinssatzes für unterschiedliche Betrachtungszeiträume. Auf den ersten Blick nimmt mit steigendem Zinssatz die Wirtschaftlichkeit des Massivabsorbersystems ab, begründet durch die höheren Anschaffungskosten. Gegenüber dem günstigen Ansatz des Erdsondensystems ist eine Wirtschaftlichkeit unter den gegebenen Randbedingungen nicht möglich. Das teurere Vergleichssystem verursacht an jedem Punkt höhere Wärmegestehungskosten.

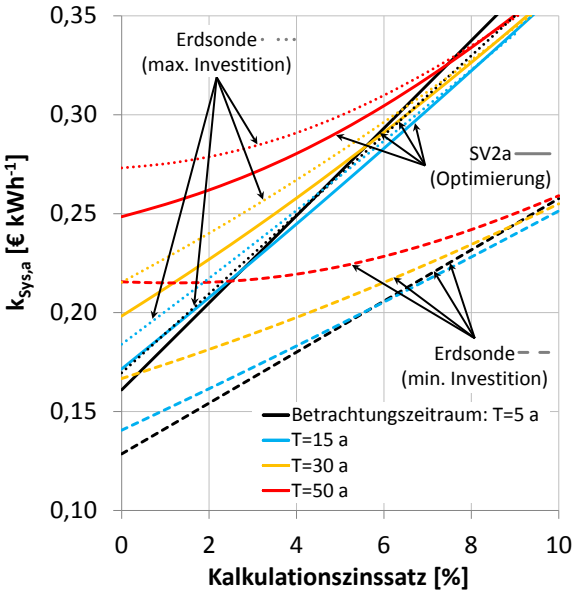


Abb. 98: Abhängigkeit des Wärmepreises vom Kalkulationszinssatz für verschiedene Betrachtungszeiträume. Dargestellt sind das optimierte Massivabsorbersystem (SV2a) sowie die Erdsondensysteme mit minimalem und maximalem Kostenansatz. Strompreisbasis: 17 Ct. kWh^{-1}, Preissteigerungsrate (Kapital, Betrieb): 2 %; (Bedarf): 3 %

Wird der Variationsbereich des Kostenansatzes für das Erdsondenheizsystem betrachtet, erscheint die Wirtschaftlichkeit des Massivabsorbersystems als prinzipiell darstellbar. Ein günstig ausgeführtes Erdsondenheizsystem erzielt nach den gewonnenen Erkenntnissen einen niedrigeren Wärmepreis als das Massivabsorberheizsystem.

Neben den rein wirtschaftlichen Kriterien sorgt ein geringer elektrischer Energiebedarf für eine geringere CO_2-Emission. Die jährliche CO_2-Einsparung des optimierten Massivabsorbersystems (2020: 5,6 t a^{-1}; 2030: 4,5 t a^{-1}) gegenüber dem Erdsondensystem (2020: 9,9 t a^{-1}; 2030: 7,9 t a^{-1}) ist proportional zum Energiebedarf und beträgt 184 t bei 50 a Betrachtungszeit, siehe Abb. 99. Der Berechnungsansatz basiert auf den von IINAS (2017) veröffentlichten CO_2-Äquivalenten für 2020 und ab 2030. Damit ist das Massivabsorbersystem gegenüber dem Erdsondensystem in ökologischer Sicht zu bevorzugen.

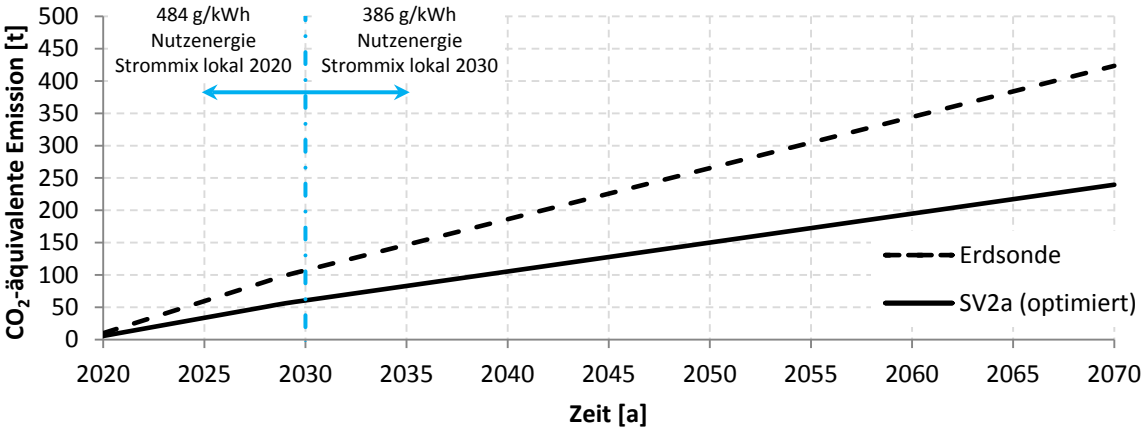


Abb. 99: CO_2-äquivalente Emission des optimierten Massivabsorbersystems im Vergleich zum Erdsondenheizsystem.

Werden die Werte der CO_2-Emission in Beziehung zu den aufzuwendenden Kosten gesetzt, kann eine Angabe der CO_2-Verminderungskosten gegeben werden. Für die Berechnung wird das dynamische Verfahren nach Beer et al. (2009, 21) angewendet. Die angesetzten Kosten resultieren aus den einzelnen Annuitäten, die auf den Kapitalwert zu Beginn des Betrachtungszeitraums bei $t = 0$ umgerechnet sind. Dabei ist zu beachten, dass sich aufgrund der detaillierten Kostenkalkulation und technischen Nutzungszeiten der einzelnen Komponenten innerhalb der Vergleichssysteme je nach sich ergebendem Restwert eine gewisse Schwankung um den in Abb. 100 dargestellten Trend ergibt. Gezeigt sind die CO_2-Verminderungskosten für zwei verschiedene Preis- und Zinsansätze. Der Bereich zwischen den Kurven gibt den Schwankungsbereich wieder, woraus sich folgern lässt, dass bei 50 a Betriebsdauer die CO_2-Verminderungskosten bei der linken Darstellung, je nach Kostenansatz für das Erdsondensystem zwischen etwa 100 und 1000 € t^{-1} und bei der rechten zwischen -100 und 500 € t^{-1} schwanken.

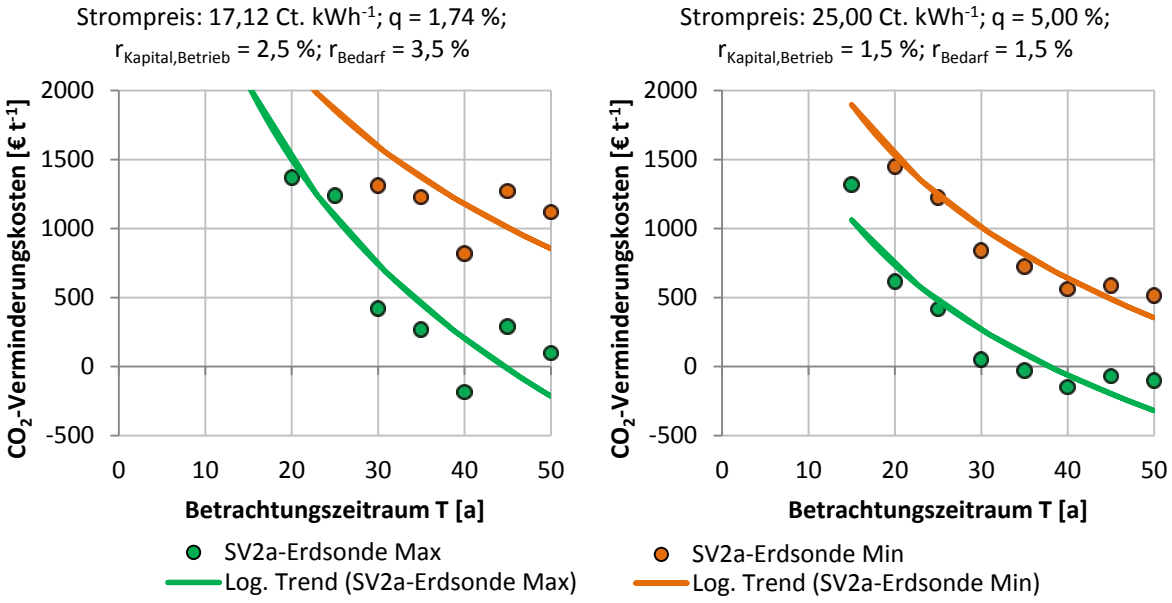


Abb. 100: Vergleich der CO_2-Verminderungskosten bei Gegenüberstellung der Systemvarianten in Abhängigkeit des Betrachtungszeitraums

Dies bedeutet, dass unter der gewählten Preis- und Zinskonstellation von Abb. 100 (links), das optimierte Massivabsorbersystem dem Wärmepumpenheizsystem mit Erdsonde bei maximalem Kostenansatz in jedem Fall vorzuziehen wäre, sowohl aufgrund der geringeren Emission als auch wegen den geringeren anfallenden Gesamtkosten. Für andere Kostenansätze ist letztlich abzuwägen, ob der Aufwand einer CO_2-Einsparung gegenüber dem Mehraufwand vertretbar ist oder nicht. Eine grundsätzliche Antwort hierauf kann diese Arbeit nicht bieten, da die individuellen Gegebenheiten und der Referenzbezug zur Entscheidungsfindung notwendig sind.

6.14 Zusammenfassung

„Für eine detaillierte Bewertung unterschiedlicher Systemkonzepte aus Massivabsorber und Wärmespeicher (TRNSYS-type343) ist ein Beispielgebäude in TRNSYS modelliert. Zur Ermittlung der Herstellungskosten ist ein einheitliches Schema erstellt, mit dem sich Leitungslängen, Durchflüsse und Rohrdimensionen abschätzen lassen.

Die Modellierung des Systems beinhaltet eine betriebszustandsabhängige Steuerung. D.h. die einzelnen Systemkomponenten werden abhängig von den Randbedingungen eines Betriebszustands aktiviert. Diese Randbedingungen […] [sind] für jede Anlagenvariante beschrieben.

Damit die unterschiedlichen Systemvarianten miteinander vergleichbar sind, […] [sind] jeweils die Wärmegestehungskosten und die primärenergiebezogene Systemeffizienz bestimmt. Der Wärmepreis als abhängige Größe dieser Heizzahl erlaubt die Einordnung der Varianten hinsichtlich Energieeinsatz und Kosten. Dabei wird das Verhältnis von Heizzahl zu Wärmepreis als Wirtschaftlichkeitskriterium verwendet“ (Tanzer et al. 2017).

Untersucht werden insgesamt vier Hauptvarianten des neuen Systems und eine Voruntersuchung zur Ermittlung einer Strategie für die Belegung der Fassaden mit Massivabsorberflächen für die Gewinnung von Wärme zur direkten oder mittelbaren Gebäudebeheizung oder für die Speicherladung. „Im Ergebnis zeigt sich für die Südfassade die bei Weitem beste Wirkung des Massivabsorbers mit annähernd doppeltem spezifischem Wärmeertrag im Vergleich zur West- oder Ostfassade. Die Hauptuntersuchung konzentriert sich auf unterschiedliche Speicherkonfigurationen. Ausgehend von einem Langzeitwärmespeicher auf der Quellenseite der Wärmepumpe (Systemvariante 2) wird in Systemvariante 3 der Quellenspeicher geteilt, um ein effizientes Nachladen des Speichers während der Heizperiode ermöglichen. Derselben Zielsetzung folgend wird in Systemvariante 4 der Wärmespeicher auf der Sekundärseite der Wärmepumpe platziert und abschließend je ein Wärmespeicher auf der Primär- und Sekundärseite der Wärmepumpe (Systemvariante 5). Dabei zeigt sich Systemvariante 2a mit einem Wärmespeicher als Quelle der Wärmepumpe am wirtschaftlichsten“ (Tanzer et al. 2017).

Als Option wird untersucht, ob ein Wechsel der Wärmepumpe zur stets wärmeren Quelle insgesamt einen effizienteren Betrieb ermöglicht. Da der Wärmespeicher dabei schneller entleert wird, ergibt sich jedoch ein negatives Ergebnis. Zudem wird der Unterschied zwischen Elektroofenschlacke und Kies als Speichermaterial untersucht. Der preislich günstigere Kies besitzt eine geringere Wärmekapazität und benötigt daher ein größeres Volumen, woraus sich insgesamt höhere Kosten in Anschaffung und Betrieb ergeben.

„Nach Ermittlung der zu bevorzugenden Systemvariante wird für die Dimensionierung eine umfangreiche Parametervariation durchgeführt, um mittels hierarchischer linearer Modellierung die Speichergröße über den Wärmebedarf und die Fassadenbelegung abschätzen zu können. Dies wird ebenfalls für die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe und das Verhältnis von Heizzahl zu Wärmepreis durchgeführt. Das Dimensionierungsverfahren erreicht eine Genauigkeit von über 95 %.

Um zu klären, wie das Massivabsorberheizsystem im Vergleich zu einem Wärmepumpenheizsystem mit Erdsonde einzuordnen ist, wird für das Beispielgebäude eine Optimierung über die neuen Gleichungen zur Dimensionierung vorgenommen und mittels dynamischer TRNSYS-Simulation bestätigt. Für beide Systeme werden die Herstellkosten und die jährlichen Kosten im Betrieb ermittelt und über die Annuitätenmethode vergleichbar gemacht. Dabei wird eine Parametervariation der Wirtschaftlichkeitsfaktoren durchgeführt. Je nach Kostenansatz für das Erdsonden-Wärmepumpe-System stellt sich das System mit Massivabsorber als konkurrenzfähig dar. Der elektrische Aufwand

für den Betrieb des Massivabsorbersystems liegt aufgrund der besseren Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe bei nur 55 %. Dies bedeutet auch, dass die energiebedingte Emission von CO_2 um denselben Faktor niedriger ausfällt. (Tanzer et al. 2017)

7 Pilotinstallation

Ein weiteres Massivabsorbersystem ist beschrieben in Tanzer et al. (2017, 255ff.), die hier nicht weiter diskutiert wird.

Die Pilotanlage mit den zwei Wärmespeichern wurde für eine Schlosserei der Laumer Bautechnik GmbH im Laufe dieser Forschung errichtet und in Betrieb genommen. Die Auslegung der Komponenten geschah daher nicht nach dem optimierten Schema, sondern auf Basis bis dahin vorhandenen Wissens über die Zusammenhänge. Nachfolgend wird gezeigt, welche Betriebscharakteristik sich darbietet und welche Option für eine nachträgliche Verbesserung durchgeführt werden kann.

Das Gebäude, siehe Abb. 101, ist standortbedingt in einer nicht optimalen Ausrichtung für das Massivabsorberheizsystem platziert, siehe Abb. 40. Aufgrund dieser Konstellation ist die am Gebäude maximal mögliche Fassadenfläche aktiviert. Massivabsorberflächen: Südseite lediglich 199,4 m²; Ost- und Westseite 304,5 m² bzw. 447,9 m².

„Die Heizlast des Gebäudes liegt für 17 °C Hallentemperatur bei 59,7 kW (Ermittlung durch Richard Kaufmann GmbH). Im Gebäude sind neben den Werkstattbereichen noch ein Büroraum (20 °C) sowie ein Dusch- und Umkleidebereich (24 °C) untergebracht.

Die Heizlast der wärmeren Gebäudeteile ist im Vergleich zur Halle gering (5,5 %). Allerdings ist es für diese Aufenthaltsbereiche notwendig nahezu ganzjährig die Temperatur zu halten, während in der Halle größere Temperaturschwankungen hinnehmbar sind. Ihr Betrieb verläuft gesondert von dem der Halle, wie aus dem Hydraulikschema, siehe Abb. 102, mit einem separaten Anschluss der Fußbodenheizung zu entnehmen ist.

Abb. 101: Schlosserei aus Süd-Ost-Blickrichtung; Massivabsorber mit Anthrazitanstrich (Foto: Laumer Bautechnik GmbH)

Das Konzept entspricht SV3 mit zwei Wärmespeichern (SPV2a: 963 m³; SPV2b: 320 m³) mit jeweils zwei Rohrebenen und EOS als Speichermaterial. Beide Wärmespeicher können durch die Massivabsorber unabhängig voneinander oder gemeinsam geladen werden. Dies geschieht überwiegend außerhalb der Heizperiode von etwa Mitte März bis Mitte November […]. […] [D]er operative, kleinere Wärmespeicher [erhält] den Vorzug bei der Wärmezu- und Wärmeabfuhr. Damit soll[…] im Winter ein Nachladeeffekt erreicht werden, da […] [SPV2b] bereits nach kürzeren Entzugszeiten tiefe Temperaturen annimmt […].

Die beiden nicht-leistungsgeregelten Sole-Wasser-Wärmepumpen stellen 1/3 bzw. 2/3 der Heizleistung bereit und benötigen für einen ausreichenden konvektiven Wärmeübergang im Verdampfer einen Mindestdurchfluss, der zwingend einzuhalten ist. Hierzu ist zwischen Massivabsorber und Wärmepumpe eine hydraulische Weiche installiert. Damit kann im Massivabsorberkreis der Durchfluss – unabhängig von der aktuellen Wärmeabgabe – auf eine Spreizung von 5 K geregelt werden. Dienen die Wärmespeicher als Wärmequelle, kann die hydraulische Weiche über einen Bypass umgangen werden […]“ (Tanzer et al. 2017).

„Der Anlagenbetrieb wurde im November 2015 aufgenommen, wobei zunächst kein Pufferspeicher auf der Sekundärseite der Wärmepumpe vorhanden war. Zwischen den Kondensatoren der Wärmepumpen und dem Heizungsverteiler […] [wird] der Wärmeträger mit einer gesonderten Pumpe umgewälzt. Aus dem drucklosen Verteiler entnehmen die Heizkreispumpen die Wärmeenergie. Aufgrund der teilweise geringen Wärmeabnahme […] [kommt] es in der Verbindungsleitung zum Temperaturanstieg und zu taktendem Betrieb der Wärmepumpen, weshalb zur Kompensation der Pufferspeicher parallel dazu eingebunden wurde“ (Tanzer et al. 2017).

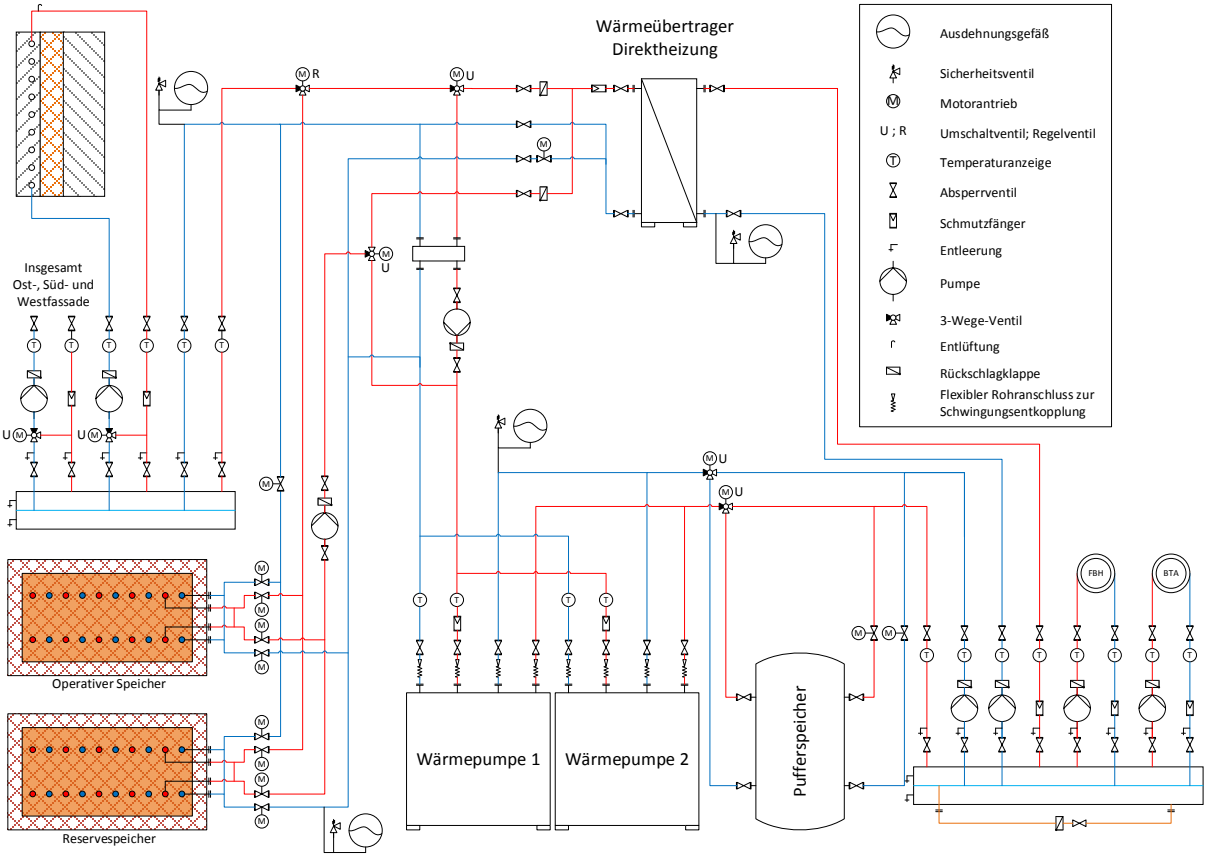


Abb. 102: Hydraulikschema des Massivabsorberheizsystems der Pilotanlage (Schlosserei)

Ein Heizbetrieb ohne Wärmepumpe ist möglich, wenn entweder der Massivabsorber oder einer der Wärmespeicher eine ausreichend hohe Quellentemperatur besitzt. In diesem Fall wird über den Wärmeübertrager die Heizenergie bereitgestellt.

Der Wechsel zwischen den Betriebsarten ist hierarchisch gestuft, ähnlich den Vorgaben zu Systemvariante 3. Liegt eine Heizanforderung vor, werden die einzelnen, zu dem Zeitpunkt möglichen Betriebsarten nacheinander getestet, bis sich eine stabile Versorgung einstellt. Anfänglich wird der Massivabsorberkreis gespült (im Kurzschluss betrieben) und die Temperaturveränderung zwischen Vor- und Rücklauf registriert. Anschließend folgt der energetisch günstigste Betrieb mit direktem Heizen über den Wärmeübertrager. Ist die Wärmeleistung ausreichend hoch, kann nachfolgend der Reservespeicher (SPV2a) oder der operative Speicher (SPV2b) zusätzlich geladen werden. Hierzu wird das Regelventil entsprechend gestellt. Im Anschluss daran folgt der direkte Heizbetrieb mittels einem der beiden Wärmespeicher. In der aktuellen Konfiguration ist es notwendig den Reservespeicher auf 25 °C zu kühlen, damit er für die Wärmepumpe als Quelle

dienen kann, denn dies ist die maximal zulässige Quellentemperatur für den Verdampfer; ein Mischvorgang ist nicht vorgesehen. Daraufhin wird geprüft, ob der SPV2a für den direkten Heizvorgang verwendet und gleichzeitig SPV2b mit den Massivabsorbern geladen werden kann. Erst nach diesen Direktheizverfahren wird die Wärmepumpe eingesetzt, wobei wiederum der Massivabsorber priorisiert als Quelle verwendet wird. Gefolgt wird dieser Zustand von einem geregelten Betrieb mit gleichzeitigem Laden von SPV2a oder b. Anschließend werden die Speicher selbst als Quelle herangezogen. Damit sind alle am System möglichen Heizbetriebszustände durchlaufen. Liegt keine Wärmeanforderung vor, wird zunächst SPV2a und anschließend SPV2b geladen. Die Abfolge der Betriebszustände ist in Abb. 104 geordnet von links nach rechts aufgeführt.

7.1 Betrieb

Im Gegensatz zur Vergleichsanlage, beschrieben in Tanzer et al. (2017, 255ff.), werden für diese Anlage keine intermittierenden Leistungsmessungen vorgenommen. Die in den Massivabsorbern eingelassenen Temperatursensoren geben Aufschluss darüber, ob ein Betrieb möglich ist oder nicht.

Abb. 103 veranschaulicht für den 23. Juni 2016 den Betriebsverlauf für einen wolkenlosen Sommertag und die eingetretene Speicherladung. „In den Morgenstunden steigt mit aufgehender Sonne die Lufttemperatur an. Sowohl die Solarstrahlung als auch die Temperatur sorgen für einen Temperaturanstieg der östlichen Massivabsorbersektion. Etwa bei 1 K Überschreitung der mittleren Temperatur des SPV2a beginnt der Ladevorgang, doch sinkt die Wärmeleistung schnell wieder ab. An diesem Punkt wird die im Beton gespeicherte Wärme entnommen. Erst etwa eine Stunde später kann aus der Ostfassade konstant Wärme entnommen werden. Die Gesamtwärmeleistung liegt um 9 Uhr [UTC] bei ca. 50 kW bzw. 164 W m^{-2}. Dieser Scheitelpunkt tritt ca. 2,5 h nach dem östlichen Strahlungsmaximums auf. Die Angabe eines Effizienzwerts für die stationäre Wärmeabgabe, bezogen auf die momentane Solarstrahlung, macht demnach keinen Sinn.

Um etwa 10 Uhr [UTC] wird der Südfassadenbetrieb gestartet. Die Leistungsspitze zu Beginn ergibt sich allein aus dem […] [Abströmen] des bis dahin still stehenden Wärmeträgers aus dem Massivabsorberkreislauf. Anhand der Absorbertemperatur auf der Südseite wäre jedoch bereits ein früherer Ladebeginn möglich gewesen. Hier kann durch Änderung der Hysterese-Einstellungen in der Regelung eine Verbesserung erzielt werden. Bereits um 11 Uhr [UTC] wird der Westseitenbetrieb ebenfalls aktiviert. Allerdings ist die Leistung zunächst negativ, weshalb auch an diesem Punkt eine Nachbesserung erforderlich ist. Am frühen Nachmittag haben alle Fassaden gleichzeitig einen positiven Wärmeertrag. Mit fortschreitendem Betrieb und hoher Wärmeleistung ergibt sich die Begrenzung der Wärmeübertragung im Speicher.

Die Massivabsorbertemperaturen sind um 13:30 Uhr [UTC] etwa 15 bis 20 K über der Speichertemperatur, die an einer mittleren Position ohne direkten Kontakt zu den Wärmeträgerrohren erfasst wird. Daraus lässt sich schließen, dass sich, wie in Kap. 6.11 modelliert, ein Temperaturprofil vom Wärmeträger ins Volumen des Speichers ausgebildet hat. Dies führt zum Anwachsen der Temperaturdifferenz zwischen Massivabsorber und Speicherkern. Diese begrenzt den Wärmeentzug aus den Massivabsorbern am Ende des Betriebstages. In den Abendstunden ab 19:00 Uhr [UTC] empfängt die Westfassade keine Solarstrahlung mehr. Die weitere Wärmeabgabe stammt aus der thermischen Masse der

Massivabsorber. In Folge der bestehenden Temperaturgradienten bleibt bis 21:00 Uhr [UTC] eine Temperaturdifferenz zwischen Massivabsorber und Speicher von annähernd 10 K bestehen. Erst mit Umschalten der Wärmelieferung auf den zweiten, kühleren Speicher SPV2b erfolgt eine stärkere Abkühlung des Massivabsorbers“ (Tanzer et al. 2017).

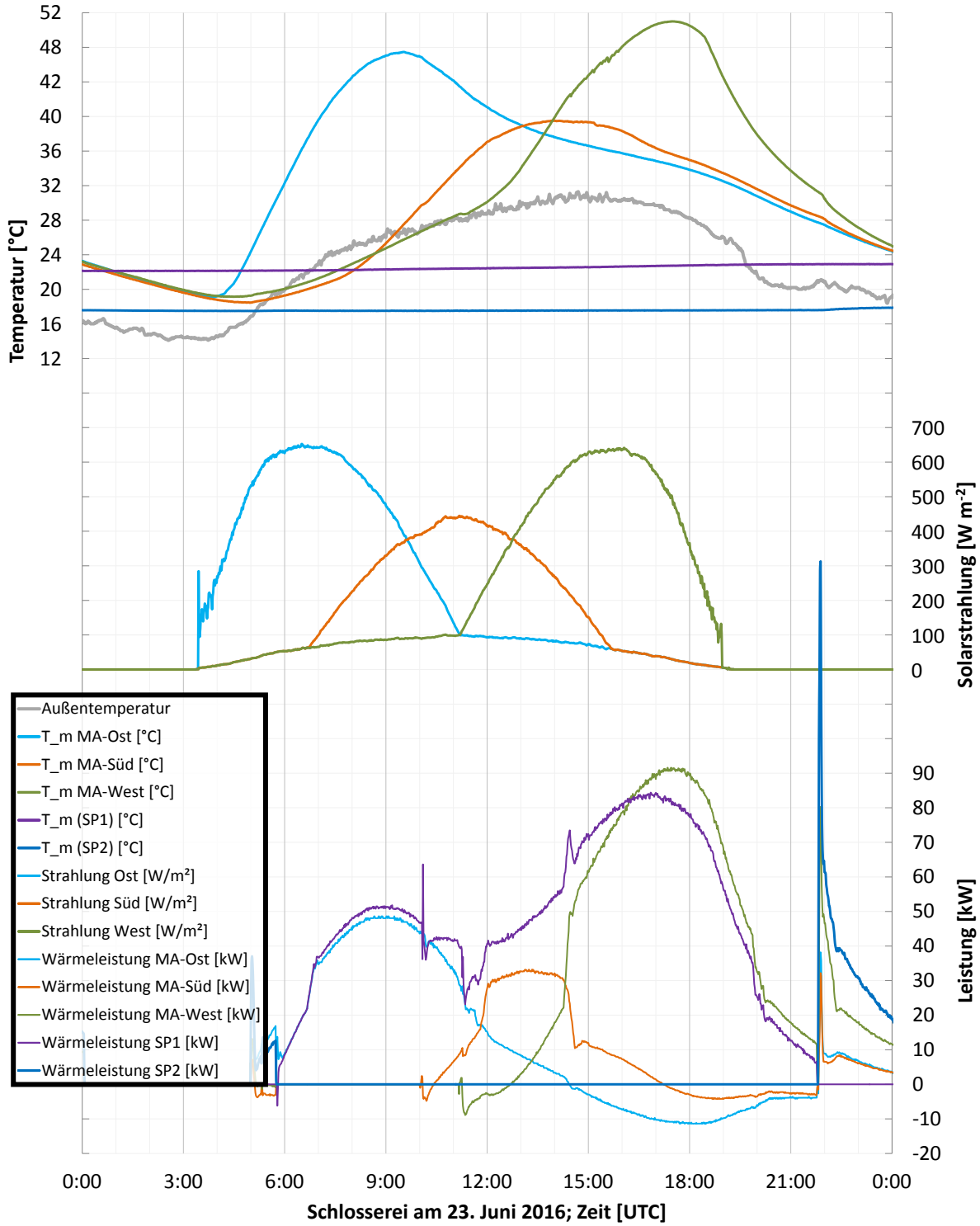


Abb. 103: Betrieb Schlosserei; Grafik aufgeteilt in drei Bereiche: oben: Temperatur; mittig: spezifische Solarstrahlung auf die drei aktivierten Fassadenorientierungen; unten: Wärmeleistungen der Massivabsorber-Fassaden und der Wärmespeicher (Tanzer et al. 2017)

7.2 Erkenntnisse

Die Leistungsaufnahme ist in mehreren Betriebszuständen weiter zu optimieren, um unnötige Pumparbeit zu vermeiden. In der Analyse der einzelnen Betriebszustände, siehe Abb. 104, wird ersichtlich, dass überwiegend der Massivabsorber-Wärmepumpe-Heizbetrieb aktiv war. Im Anschluss daran folgen bereits die beiden Betriebszustände mit direkter Wärmelieferung der Speicher an die Bodenheizung. Der Heizbetrieb mit Wärmepumpe und gleichzeitiger Wärmeentnahme aus den Speichern fällt vergleichsweise gering aus. Lediglich zu 4,7 % (2,7 % + 2 %) wird der Wärmespeicher für seine Bestimmung als Reservewärmequelle herangezogen.

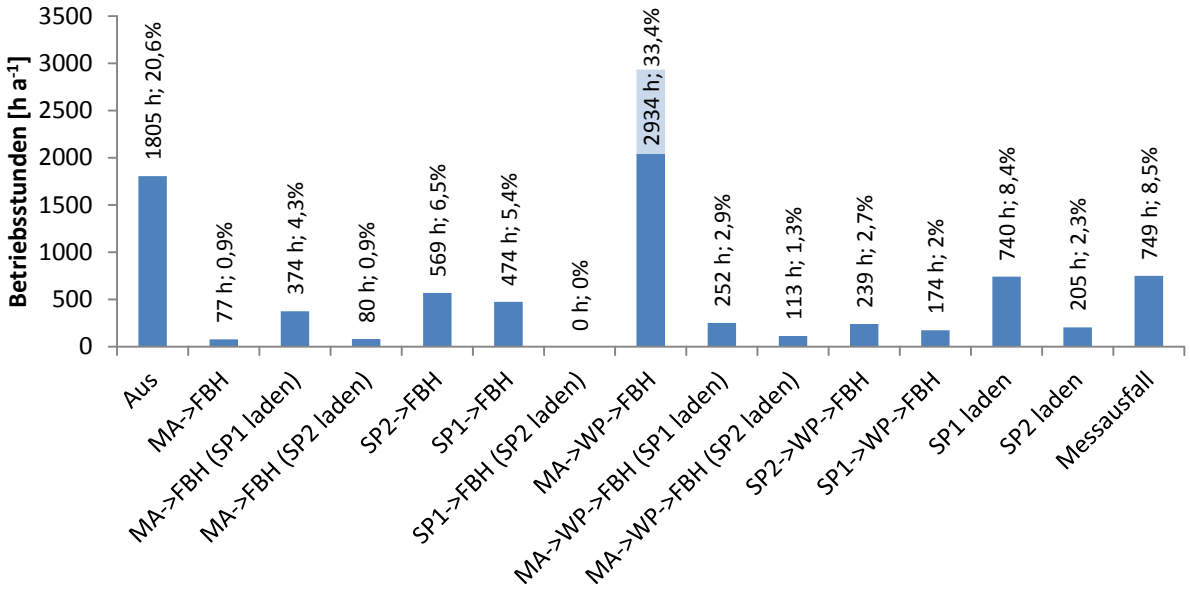


Abb. 104: Schlosserei 2016: Betriebsstunden der einzelnen Systemzustände (Tanzer et al. 2017)

„Die Datenausfälle konzentrieren sich überwiegend auf den Monat Januar in 2016, siehe Abb. 105. In dieser Zeit erfolgte die Wärmeversorgung des Gebäudes meist mit den Wärmespeichern als Wärmequelle. Die Aufzeichnung der Betriebszustände startete in etwa ab Februar. Aus diesem Grund sind die Betriebszustände in Abb. 104 für SP1-WP-FBH und SP2-WP-FBH zu gering angegeben. Die zusätzliche Betriebszeit beider Speicher beträgt für Januar ca. 145 h, woraus sich der Heizbetrieb von SP1 und SP2 zusammenfassen lässt auf ca. 560 h bzw. 6,36 % der Gesamtbetriebszeit.

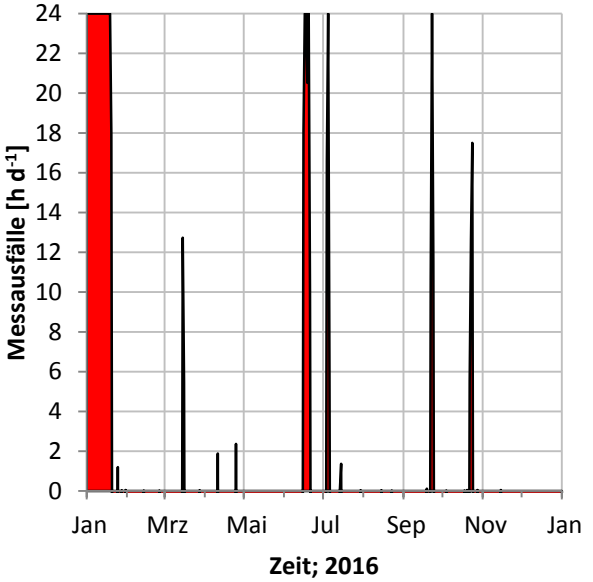


Abb. 105: Verteilung der Messausfälle der Betriebszustände in 2016 der Pilotanlage (Tanzer et al. 2017)

Darüber hinaus wurden während der Anlageninbetriebnahme und dem ersten Betriebsjahr folgende Erkenntnisse gewonnen: […]

• Zeitlicher Versatz der Wärmegenerierung: Gegenüber der Solarstrahlung folgt der Wärmeertrag des Massivabsorbers mit einem Zeitversatz von ca. 2,5 h. Eine Wärme-

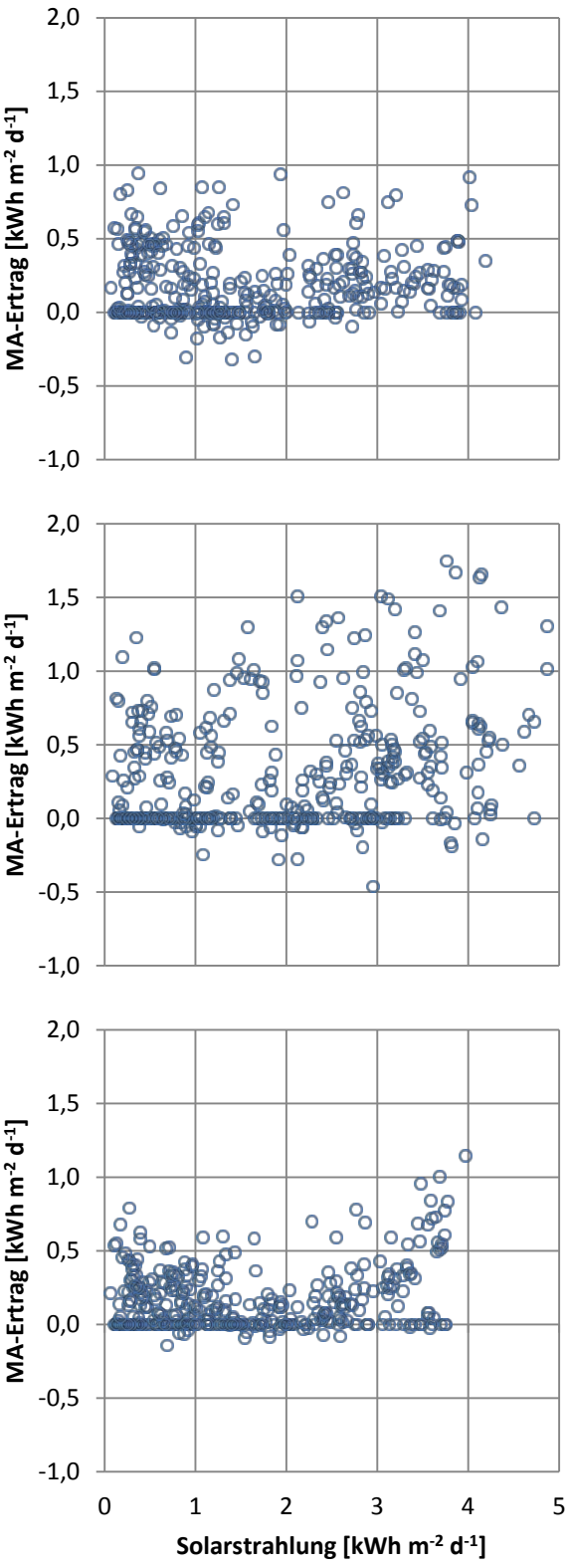


Abb. 106: Abhängigkeit des Solarertrags der Massivabsorber von der Solarstrahlung (Pilotanlage); Oben: Ostfassade; Mitte: Südfassade; Unten: Westfassade (Tanzer et al. 2017)

entnahme in den frühen Morgenstunden ist somit nur eingeschränkt möglich. Lediglich durch die Wärmepumpe kann eine stärkere Fassadenunterkühlung erreicht werden, welches allerdings nur während der Heizperiode möglich ist. Für den Speicherladebetrieb ist dies aber kein [wesentlicher] Nachteil.

• Entkopplung der Massivabsorber: Die verschieden ausgerichteten Massivabsorberflächen müssen über separate Wärmeträgerkreisläufe angeschlossen werden, um die Nutzwärme der Fassaden dem Speicher ohne Abzüge zuzuführen. Die Ein- und Ausschaltbedingungen für den Betrieb der Massivabsorberflächen müssen exakt eingestellt werden“ (Tanzer et al. 2017).

7.3 Zusammenhang von Solarertrag und Solarstrahlung

Über das gesamte Jahr 2016 hinweg sind die Solarstrahlung und der Solarertrag jeder Fassade gemessen. Wie bereits erwähnt, ist ein direktes Vergleichen beider Leistungen nicht sinnvoll aufgrund des zeitlichen Versatzes. Abb. 106 stellt daher die täglich umgesetzten Energiemengen gegenüber.

Bei Flachkollektoren zeichnet sich eine Korrelation zwischen diesen Energiemengen ab (Raab et al. 2004, o.S.). Die Messwerte der Massivabsorber der Schlosserei zeigen an keiner Fassade einen Trend der Datenwerte, die mit denen der Flachkollektoren vergleichbar sind. Vielmehr streuen die Werte im gesamten Bereich. Ein Grund ist der verstärkte Effekt der Konvektion, die auch bei niedriger solarer Einstrahlung einen Wärmeentzug möglich macht. Die Streuung in den rechten Diagrammbereichen ist auf hohe Speichertemperaturen und demnach eine geringe Wärmeentnahme zurückzuführen.

7.4 Betriebsjahr 2016 – Anlagenvergleich

7.4.1 Wärmespeicherbetrieb

Die Wärmespeicher weisen ähnliche Temperaturverläufe auf, siehe Abb. 107 und Abb. 108. Der Reservespeicher der Schlosserei SPV2a und ebenso der operative Speicher SPV2b werden bis zu einer mittleren Speichertemperatur von über 35 °C erwärmt. Dies beruht auf den Größenverhältnissen von Massivabsorberflächen und Speichervolumen. Diese ist in Tabelle 30 gegenübergestellt[52].

Tabelle 30: Größenverhältnisse der Pilotanlage im Vergleich

Massivabsorberflächen [m²]			Wärmespeichervolumen [m³]	Volumen-Fläche-Verhältnis [m³ m⁻²]
Ost	Süd	West		
305	*199*	*448*	SPV2a: 963; SPV2b: 320	1,35
∑ 952				

Die Abschätzung der Wärmeverluste orientiert sich für die Schlosserei an den Temperatursensoren an den verschiedenen Hüllflächen unter Berücksichtigung der jeweiligen Flächenanteile. Demnach sind die Wärmeverluste an der Speicherdecke von der Temperatur der Bodenplatte abhängig. Je nach Betriebsphase tritt dort ein Wärmeverlust oder ein Wärmegewinn auf. Dies deckt sich mit dem Ansatz des Simulationsmodells. Der größte Wärmeverlust der Pilotanlage tritt zwischen September und Oktober auf und liegt entsprechend der größeren Temperaturdifferenz zur Umgebung bei SPV2a bei 3,73 W m^{-2} und bei SPV2b bei 1,89 W m^{-2}.

Im Vergleich von SPV2a und SPV2b zeigt sich an der mittleren Speichertemperatur der Ablauf des Anlagenbetriebs. SPV2b wird von Mitte September bis Mitte Oktober verstärkt betrieben und ausgekühlt. Daher fällt seine Temperaturkurve dort stärker ab. Die Temperatur von SPV2a fällt überwiegend durch die Wärmeverluste an die Umgebung in diesem Zeitraum. Gegen Ende des Jahres werden beide Speicher mit Eintritt in die Kaltphase verstärkt für den Heizbetrieb genutzt.

[52] Dabei sind alle Massivabsorberausrichtungen für das Volumen-Fläche-Verhältnis zusammengefasst, da sich die Wirkung im Sommerbetrieb zur Speicherladung nicht sehr stark unterscheidet.

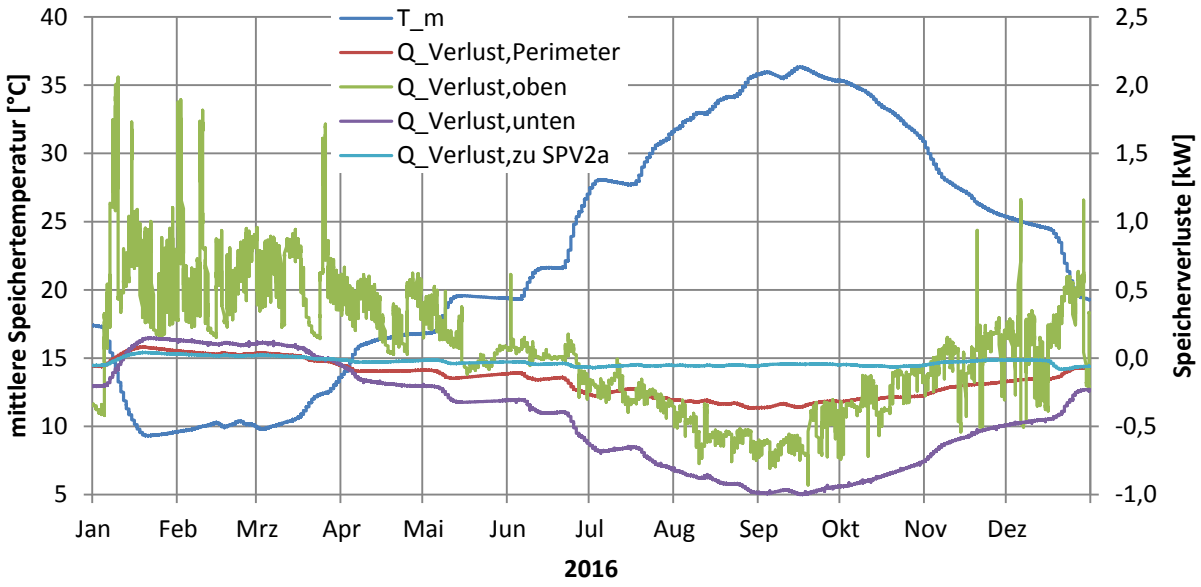


Abb. 107: Pilotanlage 2016 (SPV2a): mittlere Speichertemperatur und Wärmeverlustleistung (Tanzer et al. 2017)

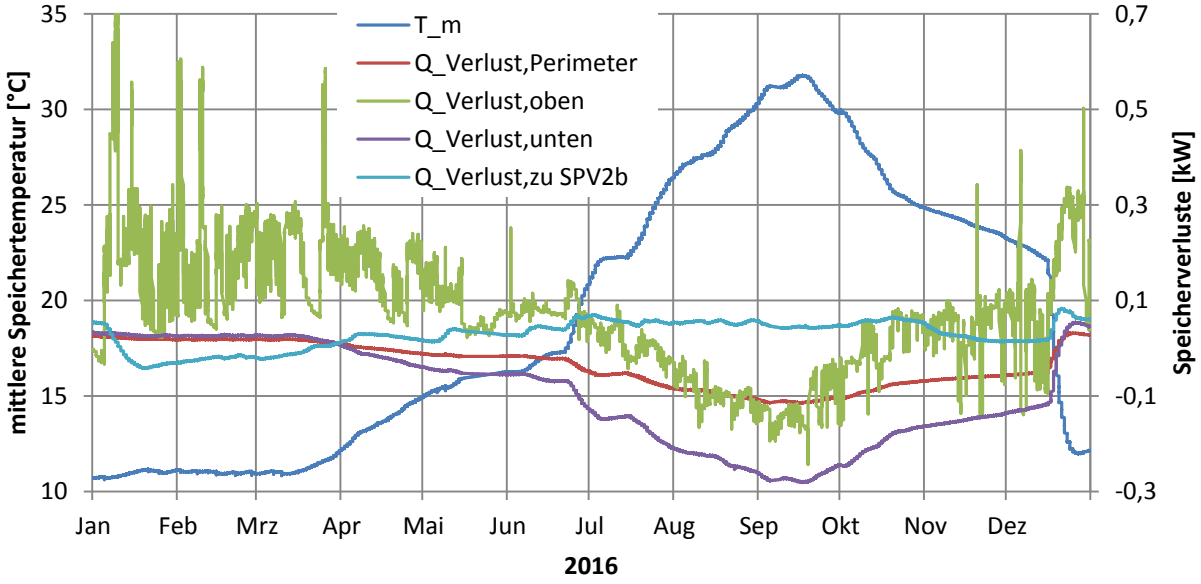


Abb. 108: Pilotanlage 2016 (SPV2b): mittlere Speichertemperatur und Wärmeverlustleistung (Tanzer et al. 2017)

7.4.2 Energieumsätze der Pilotanlage

Der Energieumsatz des Systems ist in Abb. 109 dargestellt; Links oben sind die spezifischen Wärmeerträge des Jahres dargestellt. Die Südfassade ist am effektivsten, gefolgt von den annähernd gleich großen Wärmeerträgen der Ost- und Westseite.

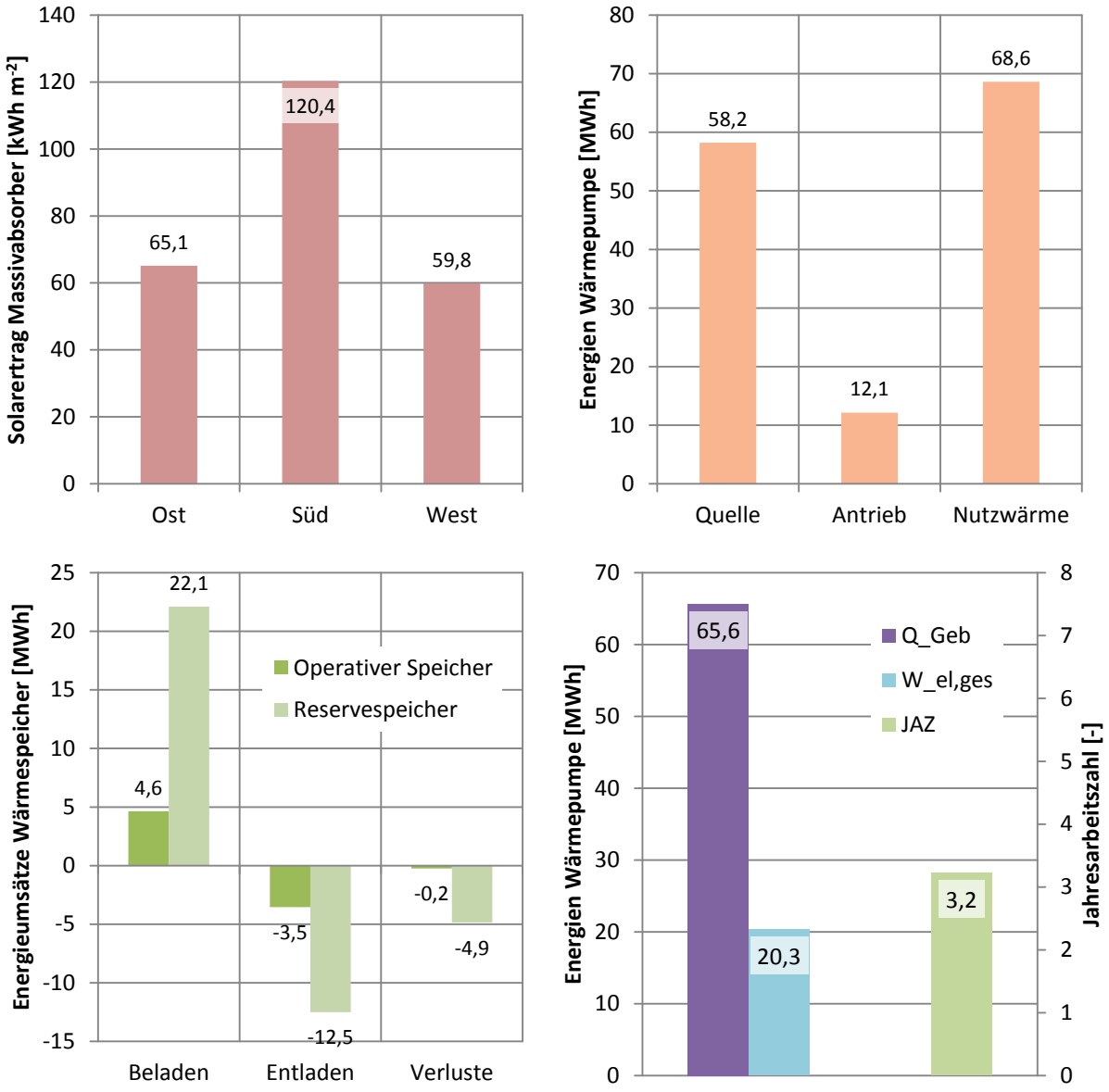


Abb. 109: Energieumsätze und Effizienzwerte der Pilotanlage (2016) (Tanzer et al. 2017)

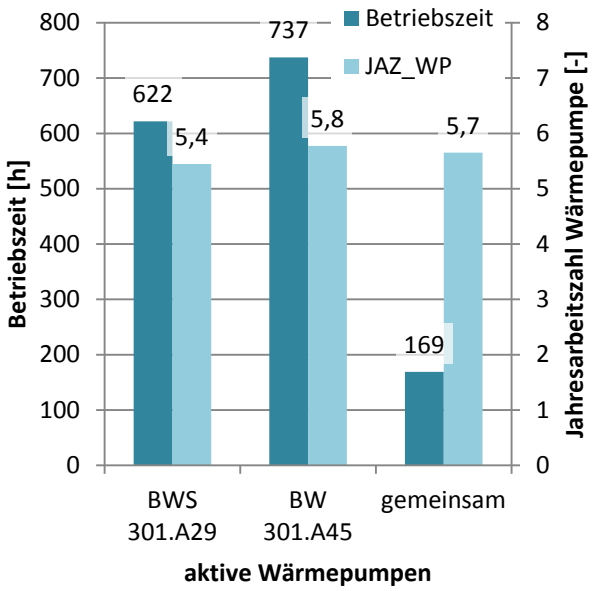


Abb. 110: Pilotanlage 2016: Wärmepumpeneffizienz und Laufzeit (Tanzer et al. 2017)

Bei der Pilotanlage ist der Nutzen der Wärmespeicher zwar gegeben, dennoch tragen sie nur einen geringen Anteil zur Deckung des Wärmebedarfs bei. Während des Sommers arbeitet das System planmäßig für die Speichertemperaturerhöhung. Insgesamt bleibt die Effizienz des Gesamtsystems jedoch deutlich gegenüber den Systembetrachtungen in Kap. 6 zurück: Da die Auslegung der Massivabsorber noch nicht kostenoptimiert bzgl. der Hydraulik ausgeführt ist, ist der jeweilige elektrische Gesamtbedarf so groß, dass die Jahresarbeitszahl 3,2 und die Heizzahl 1,78 beträgt. Der schädliche Einfluss der Hilfsantriebe wird besonders beim Vergleich der Systemarbeitszahl mit der Wärmepumpenarbeitszahl deutlich, die im Mittel beider Geräte bei 5,7 liegt, siehe Abb. 110. (Tanzer et al. 2017)

8 Zusammenfassung

Diese Arbeit beschreibt die Entwicklung eines alternativen solarthermischen Heizsystems für Industrie- und Gewerbebauten. Kernaspekte stellen der Massivabsorber, der Festkörperwärmespeicher und das Gesamtsystem dar, welches beide Hauptkomponenten in Verbindung bringt.

Einleitend befasst sich die theoretische Grundlagenermittlung mit dem Aufbau bzw. den Konzepten bekannter solarer Heizsysteme. Dabei fällt auf, dass in den meisten Beschreibungen eine Trinkwassererwärmung mitberücksichtigt wird. Diese Anforderung besteht für Hallenbauten, die Gegenstand dieser Arbeit sind, nicht.

Als Grundlage für die durchgeführten Analysen wird im Anschluss daran ein kurzer Abriss zu konventionellen thermischen Solarkollektoren und deren Bauformen aufgeführt. Dabei wird stets Bezug zu Massivabsorbern genommen. Es wird gezeigt, dass trocken betriebene Massivabsorber – also ohne Nutzung latenter Wärme durch Wasserdampfkondensation an der Absorberoberfläche – die Anforderungen der Architektur an die Solartechnik erfüllen können. Hierzu wird die Möglichkeit der Gebäudeintegration diskutiert, mit dem Ergebnis, dass eine Fassadenintegration eine gute technische Umsetzbarkeit bietet. Durch einen Literaturvergleich werden die Forschungslücken im Kontext zu dieser Arbeit herausgearbeitet. Zwar sind Massivabsorber in vielerlei Bauformen bereits in der Literatur diskutiert, doch stellen sie in der Praxis eher ein Nischenprodukt dar.

Im dritten Abschnitt des Grundlagenbereichs wird der aktuelle Forschungsstand großer thermischer Wärmespeicher beleuchtet. Die Konzentration liegt auf den gängigen Bauformen und den möglichen Speichermaterialien. Darauf basierend wird das Konzept des Festkörperwärmespeichers ohne Stofftransport im Material eingeordnet.

Abschließend wird kurz auf die grundlegende Funktion einer Wärmepumpe eingegangen, denn sie ist Teil eines jeden untersuchten Systems dieser Arbeit.

Basierend auf dem Forschungsstand werden in Kapitel 3 die Zielstellung und die Methoden sowie die Vorgehensweise beschrieben, mit der diese Ziele erreicht werden sollen.

Kapitel 4 bildet das erste Hauptkapitel und befasst sich mit dem fassadenintegrierten Massivabsorber, der detaillierten Untersuchung thermischer Effekte bis hin zur Analyse wirtschaftlicher Konstruktionen. Für die Berechnung der thermischen Leistungsfähigkeit des Massivabsorbers werden insgesamt zwei Modelle verwendet: ein detailliertes 4-Knotenmodell in Anlehnung an die Berechnung thermisch aktiver Bauteile und das ausführliche 1-Knotenmodell der DIN EN ISO 9806:2014-06. Das 4-Knotenmodell ermöglicht eine bessere Wiedergabe der erhobenen Messdaten eines für diese Arbeit erstellten Versuchsabsorbers. Im Gegenzug dazu erreicht das 1-Knotenmodell ebenfalls eine ausreichend hohe Genauigkeit, aber besitzt darüber hinaus den Vorteil deutlich gesteigerter Rechengeschwindigkeit, wenn eine dynamische Simulation eines Anlagenbetriebs für die übliche Periodendauer von einem Jahr vorgenommen werden soll. Allerdings ist für die Anwendung des 1-Knotenmodells die Bestimmung von Parametern notwendig, die sich aus einer multivariaten Regression ergeben. Die Datengrundlage hierzu kann über das 4-Knotenmodell generiert werden. Die effektive Wärmekapazität hingegen muss über

das dynamische Verhalten ermittelt werden. Die in der Norm vorgeschlagene Addition der Einzelkapazitäten der Kollektorbestandteile führt zu einer Unterbewertung. Die zweite dort beschriebene Methode zur Bestimmung der effektiven Wärmekapazität aus dem dynamischen Übergang zwischen zwei stationären Zuständen sorgt für zu große Werte. In beiden Fällen ist liegt die Ursache in der großen thermischen Masse des Massivabsorbers begründet. Aus diesem Grund wird eine neue Methode vorgestellt, wie durch Modellierung eines einfachen, dynamischen Betriebsverlaufs und durch Abgleich der Kurven beider Modelle ein passender Wert für die effektive Wärmekapazität bestimmt werden kann.

Bei der Validierung der Modelle erreicht das 4-Knotenmodell stets die gleichgute Übereinstimmung; unabhängig von den Randbedingungen. Das 1-Knotenmodell ist naturgemäß in seiner Genauigkeit durch den Bereich beschränkt, der für die Parametererermittlung herangezogen wird.

Mit erfolgreicher Modellbestätigung werden zwei Methoden einer Sensitivitätsanalyse vorgenommen. Mittels der Elementary Effects Method werden die Haupteinflussparameter der Konstruktion und Umweltbedingungen auf die Leistungsfähigkeit des Massivabsorbers untersucht. Diese globale Analyse stellt die Rohrüberdeckung, die Wärmeleitfähigkeit des Hauptkörpers und die Emissivität als maßgebliche Faktoren heraus. Als zweite Methode wird eine singuläre, referenzbezogene Parametervariation angewendet. Ausgehend von einer Referenzkonstruktion werden innerhalb realistischer Intervalle Parameterabänderungen durchgeführt. Auch diese Analyse weist die Emissivität als einen Haupteinflussfaktor aus, weshalb abschließend dieser Parameter genauer studiert wird. Dies führt zu dem Ergebnis, dass z.B. mit hochselektiven Beschichtungen auch während der Heizperiode Leistungssteigerungen um etwa den Faktor 4,5 möglich sind.

Den Abschluss des Kapitels bildet die Optimierung der Massivabsorbergeometrie im Hinblick auf minimale jährliche Kosten. Dazu wird der jährliche Wärmeertrag für alle in Frage kommenden Dimensionierungsvarianten und für verschiedene Rohrtypen, -materialien, -abstände und Durchflussmengen ermittelt und auf der Grundlage aktueller Preisansätze wirtschaftlich bewertet. Neben den Material- und Herstellkosten werden die jährlichen Betriebskosten über ein angenommenes Betriebsszenario berechnet. Beide Kostenarten werden in einem Wärmepreis zusammengefasst. Für einen Betrachtungszeitraum von 50 Jahren, 1,74 % Zins sowie unter Berücksichtigung von Preissteigerungsraten ergeben sich für die wirtschaftlich besten Konfigurationen spezifische Wärmepreise zwischen 0,61 Ct. kWh^{-1} und 0,74 Ct. kWh^{-1}. Als beste Variante wird ein Massivabsorber mit Verbundrohr, mäanderförmiger Rohrverlegung und großer Modulfläche ausgewiesen. (Tanzer et al. 2017)

Im zweiten Hauptabschnitt, Kapitel 5, folgt die detaillierte Untersuchung des Wärmespeichers. Dort wird eingangs Bezug auf die im Rahmen dieser Forschung untersuchte Pilotanlage und deren Speicher genommen. Es werden die unterschiedlichen Konstruktionen und Einsatzbedingungen beschrieben und das Speichermaterial diskutiert. Dabei ergibt sich durch die Verwendung von Elektroofenschlacke, wie in der Pilotanlage eingesetzt, eine Erhöhung der volumetrischen Wärmekapazität gegenüber Kies, welcher bei einem Vergleichssystem, das in der Literatur beschrieben ist, eingebaut ist. Die Wärmeleitfähigkeit ist allerdings bei Kies höher. (Tanzer et al. 2017)

Die zwei Speicher der Pilotanlage werden über Pt100-Temperatursensoren vermessen und liefern damit Vergleichswerte für ein Rechenmodell. Für dieses Modell wird auf einen vorhandenen TRNSYS-type zurückgegriffen, welcher zielorientiert angepasst wird. Da dieses Modell ursprünglich für die Berechnung von Kies-Wasser-Speichern entwickelt ist, ist es notwendig die dort implementierte Berücksichtigung freier Wasserströmung zu deaktivieren und entsprechende Anpassungen bei den Eingabeparametern vorzunehmen. Im Anschluss daran wird ein Vergleich mit den Messdaten durchgeführt, woraus deutlich wird, dass die Anpassungen für den Einsatzzweck dieser Forschungsarbeit geeignet sind.

Nach der erfolgreichen Validierung des Modells wird für die Dimensionierung des Wärmeübertragungssystems eines Festkörperwärmespeichers aus einer Analyse quasistationärer Betriebszustände ein Wärmeübertragungskoeffizient abgeleitet. Dieser beschreibt den eingeschwungenen Zustand der Be- und Entladung des Speichers mit konstanter Wärmeleistung und entsprechend gleitenden Temperaturen von Wärmeträger und Speicherfüllmaterial. Mit dieser neuen Methode zur Charakterisierung der Wärmeübertragungsfähigkeit eines solchen Speichers kann für die Wärmeanforderung des Gebäudes eine geeignete Speicherkonfiguration ausgewählt werden. Das entscheidende Kriterium ist dabei die Anpassung von Wärmeinhalt und Entzugsleistung unter Berücksichtigung der im Betrieb zulässigen Temperaturdifferenz zwischen mittlerer Speichertemperatur und mittlerer Fluidtemperatur für die Wärmeein- und Wärmeauskopplung.

Ähnlich der Untersuchung des Massivabsorbers wird eine Variation der Geometrieparameter und des maximalen Durchflusses vorgenommen, um bei geforderter Wärmeübertragungsfähigkeit die jeweils kostengünstigste Bauform des Wärmespeichers ermitteln zu können. Dazu wird für jede Konfiguration nur ein elementarer Ausschnitt mit jeweils 1 m Rohrlänge verwendet und untersucht. Diese Elementarzellen umfassen alle Eigenschaften und können je nach Anforderung zu einem Gesamtspeicher zusammengesetzt werden. Bei der Geometrievariation werden insgesamt 7000 unterschiedliche Konfigurationen der Speicherelementarzellen für die Untersuchung herangezogen. Unter Annahme des zeitlichen Verlaufs des Wärmeträgerdurchflusses lassen sich jeweils die möglichen Betriebskosten bestimmen, die zusammen mit den Herstellkosten in annuitätische Kosten überführt werden. Mit der Wärmeübertragungsfähigkeit jeder Konstruktion wird für Kies und Elektroofenschlacke das Kosten-Nutzen-Verhältnis ermittelt. Aus allen Varianten ergibt sich letztlich zu jeder Wärmeübertragungsfähigkeit eine kostenoptimierte Konstruktion. Die Ergebnisse sind in Auswahltabellen zusammengefasst, die zur Dimensionierung heranzuziehen sind. (Tanzer et al. 2017)

Mit den Kenntnissen über Massivabsorber und Wärmespeicher wird im dritten Hauptkapitel (Kapitel 6) deren Interaktion innerhalb von verschiedenen Konfigurationen von Heizsystemen mit Wärmepumpe untersucht. Ausgehend von einem einfach zu variierenden Beispielgebäude werden für vier Systemkonfigurationen unterschiedliche Auslegungsvarianten betrachtet und hinsichtlich Energieumsatz und Wirtschaftlichkeit analysiert.

Die Bewertung der verschiedenen Systemvarianten geschieht zum einen jeweils über die Gesamtkosten (kapital-, betriebs- und bedarfsgebundene Kosten), welche mittels Annuitätsrechnung in einen Wärmepreis übersetzt werden. Zum anderen wird die primärenergiebezogene Systemarbeitszahl, die Heizzahl, beschrieben und damit die Energieef-

fizienz bewertet. Die Systemauswahl und –dimensionierung erfolgen dann unter Berücksichtigung dieser Kennzahlen. Es werden insgesamt vier Systemvarianten mit Wärmespeicher untersucht und zusätzlich eine Voruntersuchung ohne Wärmespeicher durchgeführt, um an erster Stelle eine Einschätzung zu entwickeln, welche Fassadenausrichtungen für Massivabsorberinstallationen zu bevorzugen sind.

Um die beste Auslegung zu finden, werden für die unterschiedlichen Systemkonzepte die Belegung der Fassaden mit Massivabsorbern und die Größe und die Übertragungsfähigkeit des Wärmespeichers variiert. Zusätzlich werden diverse Optionen für die Betriebsstrategie einzelner Systeme, wie z.B. Ein- und Ausschaltzeiten oder die hierarchische Abfolge von Betriebsarten, analysiert.

Die Voruntersuchung macht klar, dass sich bei Verzicht auf einen Wärmespeicher ein unvertretbar hoher Energiebedarf für eine zusätzliche Nachheizung ergäbe. Ohne diese Nachheizung wäre eine Deckung des Wärmebedarfs nicht möglich. Eine Variation der Massivabsorberbelegung der unterschiedlich ausgerichteten Fassaden bestätigt, dass die Nutzung der Südseite erwartungsgemäß den höchsten Ertrag bringt. Zudem werden ohne weitere Aktivierung der anderen Fassaden die niedrigsten Gesamtkosten erzielt. Dies liegt u.a. daran, dass die zusätzliche Verrohrung zu diesen Fassaden entfällt.

Als Basiskonzept wird Systemvariante 2 mit einem Langzeitwärmespeicher auf der Wärmequellenseite (Primärseite) der Wärmepumpe untersucht. Der Wärmespeicher wird im Sommer mit dem Solarwärmetrag der Massivabsorber beladen und dient im Winter als Wärmequelle für die Wärmepumpe. Da das Speichervolumen groß ist, findet die Abkühlung nur langsam statt, wodurch ein Nachladen im Winter eingeschränkt oder nicht möglich ist.

Als erste Alternative wird daher in Systemvariante 3 eine Aufteilung des Speichers in zwei Sektionen vorgenommen. Dabei ist eine Sektion als größerer Reservespeicher und die andere als operativer Speicher, der vorrangig als Wärmequelle genutzt werden soll, anzusehen. In Folge der geringeren Gesamtkapazität des kleineren Speichers soll dieser schneller auskühlen und bei einem Solarwärmeüberschuss wieder beladen werden können. Der größere Speicher hingegen wird erst dann eingesetzt, wenn keine andere Wärmequelle den Heizbedarf decken kann. Bei der theoretischen Untersuchung erreicht dieses System eine nahezu identische Heizzahl wie das System mit nur einem Wärmespeicher. Variante 3 verfügt aufgrund der optimierten Betriebsweise mit niedrigerer Temperatur des kleinen Speichers über eine geringere Gesamtspeicherkapazität im Vergleich zu Systemvariante 2. Dem stehen jedoch die höheren Herstellkosten bzw. der bauliche Aufwand in Folge der Trennung in zwei Speichersektionen entgegen.

Mit dem Ziel, Wärmeüberschüsse zur Speicherladung während der Heizperiode zu nutzen, werden zwei weitere Varianten definiert, bei denen ein Wärmespeicher auf der Nutzwärmeseite (Sekundärseite) der Wärmepumpe eingesetzt wird. Dieser Wärmespeicher wird bei Solarwärmeüberschuss, auch wenn dieser gering ist, während der Heizperiode mit Hilfe der Wärmepumpe beladen. Dies ließ ein größeres Potential für die Speicherladung erwarten, da hierbei der Wärmeentzug aus den Massivabsorbern mittels Wärmepumpe und somit bei niedrigster möglicher Temperatur und daraus resultierend mit bestmöglichem Kollektorwirkungsgrad erfolgen kann. In Systemvariante 4 ist nur

dieser sekundärseitig angeordnete Speicher vorhanden, während in Systemvariante 5 zusätzlich ein primärseitiger Reservespeicher vorgesehen ist.

Bei Systemvariante 4 ergibt sich im Vergleich zu den Varianten 2 und 3 eine deutlich verminderte Heizzahl, weil das Nachladen des Speichers während der Heizperiode nur in sehr geringem Umfang möglich ist und durch das Fehlen des Speichers auf der Quellenseite ein merklich höherer Einsatz der elektrischen Nachheizung nötig ist. Auch in Systemvariante 5 stellt sich keine Verbesserung gegenüber den Systemvarianten 2 und 3 ein. Hinderlich sind zum einen die höheren Wärmeverluste des Speichers auf der Nutzwärmeseite als Resultat des durchweg höheren Temperaturniveaus und zum anderen erfolgt die Wärmelieferung über die Wärmepumpe mit eindeutig geringerer Arbeitszahl. Dies liegt an dem geforderten, höheren Temperaturhub, den die Wärmepumpe zur Beladung des Speichers leisten muss.

Zusammengefasst kristallisiert sich Systemvariante 2 als wirtschaftlichste Heizsystemkonfiguration heraus. Dabei wird nur ein Wärmespeicher auf der Quellenseite der Wärmepumpe, der mit einer treibenden Temperaturdifferenz zwischen Speichermaterial und Wärmeträgerfluid von minimal 4 K betrieben wird, eingesetzt. Als beste Betriebsweise kann die Strategie mit vorrangiger Nutzung des Wärmeertrags der Massivabsorber als Wärmequelle für die Wärmepumpe identifiziert werden, selbst wenn aus dem Speicher höherwertige Wärme bezogen werden könnte.

Auf Grundlage dieser Ergebnisse wird eine Dimensionierungsanleitung in Form mehrdimensionaler Polynomfunktionen durch hierarchisch lineare Modellierung vorgestellt. Diese Vorgehensweise liefert ausgehend von der Aufteilung der Massivabsorber auf die verschiedenen Fassadenrichtungen eine Aussage über das benötigte Speichervolumen und den Wert des Effizienzkriteriums, das hier als Verhältnis von Wärmepreis und Heizzahl definiert ist. Daraus können die grundlegenden Auslegungswerte für eine gegebene Anwendungssituation und auf Basis der für das geplante Vorhaben gültigen Kostenansätze die zu erwartenden Investitions- und Betriebskosten abgeleitet werden.

Mit Blick auf die in Kapitel 4 getroffene Auswahl der geeignetsten Konstruktion des Massivabsorbers wird nach Kenntnis des optimalen Systems ein abschließender Vergleich anderer Massivabsorbervarianten vorgenommen. In der Gegenüberstellung werden die Konstruktion mit dem geringsten Wärmepreis, dem größten spezifischen Wärmeertrag und der größten Modulfläche einbezogen. Auch diese Analyse bestätigt die vormals getroffene Wahl.

Abschließend wird zur Systemanalyse ein Wirtschaftlichkeitsvergleich zu einem Wärmepumpenheizsystem mit Erdsonde als Wärmequelle unternommen. Mit dem gegenwärtigen Stand der Kostenkalkulation ist eine Wirtschaftlichkeit zwar darstellbar, allerdings nicht für jede Preis- und Zinskonstellation. Unter rein ökologischem Gesichtspunkt ist für den Betrieb das optimierte Massivabsorbersystem eindeutig zu bevorzugen.

In Kapitel 7 wird auf die errichtete Pilotanlage eingegangen. Da die Anlage bereits vor dem Abschluss der Konzeptentwicklung fertiggestellt war, sind die Betriebsverläufe noch nicht optimal und weisen Defizite auf. Insgesamt ist der Hilfsenergieeinsatz hoch, woraus sich niedrige Jahresarbeitszahlen des Systems ergeben. Die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe hingegen erreicht ein gutes Niveau und deckt sich mit den positiven Erkenntnissen der Simulationen.

9 Fazit und Ausblick

Für die Durchführung dieser Arbeit sind eingangs fünf Forschungsfragen aufgeführt, die nachfolgend beantwortet werden. Davon sind vier Forschungsfragen untergeordnet, deren Beantwortung jedoch für den Gesamtkontext notwendig ist. So ist im Vorfeld **F1** zu klären, *wie die Konstruktionsparameter und Umweltbedingungen den Wärmeertrag eines fassadenintegrierten Massivabsorbers und den Betrieb in Verbindung mit einem Langzeitwärmespeicher beeinflussen.* Den größten Effekt auf den Wärmeertrag erreicht die Emissivität der Absorberschicht. Sind selektive Beschichtungen technisch realisierbar, sollten sie aus energetischen Gesichtspunkten bevorzugt verwendet werden, denn je kleiner das Emissionsvermögen für Wärmestrahlung ist, desto weniger Energie wird an die Umgebung über Strahlung abgegeben. Dieser Effekt ist trotz der geringen Übertemperatur des Kollektors auch in der Heizperiode groß und es können Ertragssteigerungen bis zu einem Faktor von 4,5 erreicht werden. Ebenfalls großen Einfluss auf den Wärmeertrag hat der Wärmewiderstand der Betondeckschicht. Je größer die Überdeckung der in die Massivabsorberplatte eingelegten Wärmeträgerohre oder je schlechter die Wärmeleitfähigkeit der Deckschicht ist, desto größer ist der thermische Widerstand, wodurch der Wärmefluss zwischen Oberfläche und Rohr gehemmt wird. Allerdings ist eine Mindestbauteildicke einzuhalten, um einen ausreichenden Korrosionsschutz für die Stahlbewehrung sicherzustellen. Erwartungsgemäß sollte der Absorptionskoeffizient für kurzwellige Strahlung möglichst hoch sein. Mit größerem Durchfluss verringert sich die Temperaturerhöhung des Fluids und der Massivabsorber wird besser gekühlt. Dabei nimmt die Wärmeleistung ausgehend von kleinen Durchflusswerten schnell zu, flacht schließlich ab und nähert sich einem Grenzwert an. Daneben erhöhen sich mit Verdopplung der Strömungsgeschwindigkeit der Druckverlust quadratisch und die Pumpleistung kubisch. Die Wärmeleitfähigkeit des Rohrs sollte ferner auch hoch sein, wobei sich die größten Änderungen im Wärmeertrag im unteren Wertebereich bis ca. 1 $W\,m^{-1}\,K^{-1}$ ergeben. Bei höheren Werten verringert sich der Beitrag des Wärmeträgerrohres zum gesamten thermischen Widerstand rasch. Analog zur Bauteildicke sollte die Wandstärke des Rohrs klein sein.

Es lässt sich schlussfolgern, dass die in der Literatur aufgeführten Erkenntnisse zu Massivabsorbern auch unter Berücksichtigung der Langzeitwärmespeicherung ihre Gültigkeit behalten und somit übertragbar sind.

Aus den Ergebnissen der Sensitivitätsanalyse kann ein Massivabsorber mit maximaler Leistungsfähigkeit konstruiert werden, jedoch liefert sie noch keine Aussage über die Wirtschaftlichkeit. Im Anschluss an die Untersuchung der wärmetechnischen Vorgänge und Verhaltensweisen steht daher **F2** im Fokus, *wie sich die optimale Konfiguration eines fassadenintegrierten Massivabsorbers gestaltet.* Als Kriterium für die Auswahl werden die Wärmegestehungskosten bei Einsatz des Massivabsorbers festgelegt. Hierin fließen sowohl die Herstellungs- als auch die Bedarfskosten sowie die Effektivität der Wärmegewinnung ein. Die Massivabsorbervarianten unterscheiden sich in Rohrmaterial, wie PP-, Verbund-, Stahl- oder Kupferrohr, der Rohrdimension, dem Maximaldurchfluss, den Absorberabmessungen, dem Rohrabstand und der Verlegeart. Als optimale Konfiguration ergibt sich ein Massivabsorber mit 9 m^2 Absorberfläche, einem Verbundrohr mit 20 mm Innendurchmesser und 0,5 $m\,s^{-1}$ maximaler Strömungsgeschwindigkeit. Die Verlegeart ist seriell, und besitzt einen Rohrabstand von 20 cm. Die Optimierung des Massivabsorbers konnte damit erfolgreich durchgeführt werden. Im Vergleich zu den anderen Vari-

anten hat die optimale Konfiguration weder den niedrigsten Wärmepreis noch den höchsten Wärmeertrag. Die Auswahl erfolgt unter Berücksichtigung der Modulgröße der Massivabsorber, um den erhöhten Installationsaufwand bei kleinen Modulen einzubeziehen.

Wie für den Massivabsorber ist auch für den Wärmespeicher eine Klärung seiner thermischen Eigenschaften notwendig, weshalb nach **F3** zu klären ist, *wie Konstruktionsparameter eines Festkörperwärmespeichers dessen Fähigkeit Wärme abzugeben oder aufzunehmen beeinflussen?* Aus einer singulären Parametervariation folgt, dass ausgehend von einer konstanten Fließgeschwindigkeit mit Vergrößerung des Innendurchmessers eine Leistungssteigerung infolge der daraus resultierenden Durchflusserhöhung erreicht werden kann. Mit steigendem Verlegeabstand der Rohre nimmt das Leistungsvermögen ab, da sich der thermische Widerstand wegen des längeren Weges der Wärmeleitung vergrößert. Selbiges gilt für den vertikalen Abstand der Wärmeträgerrohre. Je mehr Speichermaterial einem Rohrabschnitt zuzuordnen ist, desto schlechter ist der hier neu definierte Wärmeübertragungskoeffizient des betrachteten Elements. Eine Variation der Durchflussmenge sorgt nur für einen geringen Anstieg im Bereich laminarer Strömung, da der wasserseitige Wärmeübergangskoeffizient annähernd konstant bleibt. Sobald sich Turbulenzen in der Strömung ergeben, nimmt der Wärmeübergang vom Rohr auf das Fluid stark zu, wodurch sich eine bessere Ein- oder Auskopplung von Wärme einstellt und insgesamt die Leistungsfähigkeit zunimmt. Unter den analysierten Speichermaterialien Kies und Elektroofenschlacke erreicht Kies aufgrund der höheren Wärmeleitfähigkeit eine um ca. 30 % höhere Leistungsfähigkeit.

Darauf aufbauend wird **F4** beantwortet, *welche Kriterien für die Speicherwahl maßgebend sind und welche Wärmespeicherkonstruktion daraus folgt.* Für die Speicherwahl selbst ist die Speichercharakteristik in Form des Wärmeübertragungskoeffizienten entscheidend. Sie hängt von der Entzugsleistung der Wärmepumpe, der Differenz von mittlerer Fluid- und Speichertemperatur und dem erforderlichen Wärmeinhalt ab. Die wirtschaftlichste Auslegungsdifferenz der Bezugstemperaturen wurde bei 4 K identifiziert, wie die Analyse verschiedener Systemvarianten zeigt. Mithilfe dieser Grunddaten kann die notwendige Speichercharakteristik bestimmt werden und daraus direkt die zugehörige, kostenoptimierte Konstruktion ausgewählt werden. In Folge der Definition der Speichercharakteristik kann mit einem größeren Speichervolumen auch eine Konstruktion gewählt werden, die spezifisch weniger Wärme übertragen kann. Darüber hinaus zeigt die Analyse der Betriebsdynamik, dass aufgrund der stetig wechselnden Veränderung der Temperaturschichtung im Wärmespeicher eine Reduzierung des Anforderungswertes der Speichercharakteristik auf 29 % und weniger möglich ist, ohne die Systemeffizienz negativ zu beeinflussen.

Das Speichervolumen selbst ist abhängig vom Jahreswärmebedarf und den Massivabsorberflächen und deren Orientierung. Die Zusammenhänge konnten über eine umfangreiche Parameterstudie zum neuen Heizsystems in eine einfache, mehrdimensionale Dimensionierungsgleichung überführt werde. Die hierzu angewandte Methode hierarchisch linearer Modellierung erlaubt es die Ergebnisse der komplexen dynamischen Simulationen auf verschiedene Gebäudeanforderungen anzuwenden. Das Speichervolumen berücksichtigt damit die Randbedingungen des Gebäudes und die des gewählten Systems.

Anhand der vorangegangenen Analysen wird **F5** geklärt, *wie ein Heizsystem mit Massivabsorbern und Langzeitwärmespeicherung aufgebaut sein sollte und mit welcher Betriebsweise eine hohe Effizienz der Anlage erreicht wird.* Die Systemkonfiguration mit den größten wirtschaftlichen Vorteilen besitzt zwingend südlich orientierte Massivabsorber, wobei östliche und westliche Fassadenteile optional zur Leistungssteigerung genutzt werden können. Darüber hinaus besitzt das System nur *einen* Wärmespeicher. Systeme mit zwei Wärmespeichern wurden untersucht, eine monetäre Verbesserung kann dort aber nicht nachgewiesen werden. Die Massivabsorber laden außerhalb der Heizperiode den Wärmespeicher. Zu Beginn der Heizphase kann der Massivabsorber direkt zur Erwärmung des Gebäudes benutzt werden, solange die Wärmeleistung und das Temperaturniveau zur Deckung des Bedarfs ausreicht. Später ist die Wärmepumpe zur Anhebung des Temperaturniveaus zu verwenden. Erst wenn diese beiden Betriebsarten nicht mehr möglich sind, weil der Massivabsorber z.B. die Taupunktgrenze erreicht, wird der Direktheizbetrieb des Wärmespeichers verwendet. Reicht auch dies nicht aus, um das Gebäude ausreichend mit Wärme zu versorgen, wird die Speicherwärme als Quelle der Wärmepumpe verwendet. Dabei werden anfangs sehr hohe Arbeitszahlen aufgrund der hohen Temperatur erreicht. Hingegen ist es nicht sinnvoll stets zur wärmeren Wärmequelle zu wechseln, da dies unabhängig vom erhöhten Takten zu einer vorzeitigen Entleerung des Wärmespeichers führt, dessen Wärmevorrat dann in langen Kaltphasen nicht mehr zur Verfügung steht. Dieses Systemkonzept für den fassadenintegrierten Massivabsorber in trockener Betriebsweise – also ohne Taubildung an der Fassadenoberfläche – erreicht die höchsten Heizzahlen und damit die höchste Effizienz der untersuchten Systemvarianten. Im Vergleich zu anderen untersuchten Systemvarianten sind die Wärmegestehungskosten für dieses Konzept am niedrigsten. Das Systemkonzept mit einer Teilung des Speichers in zwei Segmente ermöglicht es zwar aufgrund des damit verbundenen Regelungskonzepts in Summe mit weniger Speichervolumen auszukommen, sorgt aber gleichzeitig für höhere Baukosten aufgrund der Teilung, weshalb dieses Konzept im Vergleich nicht wirtschaftlich ist.

Zur Einordnung dieses neuentwickelten Systemkonzepts wird ein Vergleich mit einem Wärmepumpenheizsystem mit Erdsonde durchgeführt. Mit dem Massivabsorbersystem kann ein merklich niedrigerer, elektrischer Bedarf erreicht werden, da die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe Werte nahe 8 erreicht und da der Hilfsenergiebedarf bei entsprechender Auslegung ebenfalls klein sein kann. Das Hauptproblem des neuen Systems sind aber die Herstellungskosten, die sich im mittleren Bereich zwischen dem minimalen und maximalen Ansatz für das Erdsondensystem bewegen. Zur Kostenreduzierung müssen u.a. die Prozesse der Herstellung weiter optimiert werden, um den Übergang von der Einzel- in eine Massenfertigung zu erreichen. Den größten Kostenanteil hat der Wärmespeicher, für den trotz einfacher und optimierter Konstruktion ein großes Volumen notwendig ist. Dieses große Volumen ist die Folge der vergleichsweise schlechten Wärmekapazität des Speichermaterials.

Insgesamt lässt sich daraus der Schluss ziehen, dass das hier erstmals detailliert untersuchte Heizsystem mit trocken betriebenen Massivabsorbern und saisonaler Wärmespeicherung eine wirtschaftliche Alternative zu konventioneller Systemtechnik mit Wärmepumpe und Erdsonde sein kann. Bei einer Erstinvestition ist eine Amortisationszeit von ca. 4,3 Jahren möglich, wohingegen sie bei einer Ersatzinvestition 56 Jahre beträgt.

Somit sollte das hier untersuchte System nur für Neubaumaßnahmen herangezogen werden. Dies folgt aus der besseren Energieeffizienz des neuen Systems, die zudem auch dem Ziel der Dekarbonisierung des Wärmesektors Rechnung trägt.

Der Innovationsgehalt des neuen Systems lässt sich zusammenfassen in:

- Funktionierender Einsatz des Massivabsorbers in Kombination mit einer Wärmepumpe ohne Nutzung latenter Wärme für neutrale Optik
- Erstmalige Kombination von Massivabsorbern mit saisonaler Wärmespeicherung
- Hohe Jahresarbeitszahlen des Systems (ca. 7) im Vergleich zu bekannten Massivabsorbersystemen

Darüber hinaus ist festzuhalten:

- Unabhängigkeit von lokalen, geologischen Gegebenheiten
- Platzsparende Ausführung durch Nutzung des Gebäudeuntergrunds
- Es ist keine Regeneration des Speichers durch Grundwasser oder Erdwärme notwendig, sondern wird über die Massivabsorber vollzogen.
- Der Anteil an Umweltenergie am Wärmebedarf liegt bei 87 %, wovon 43 % über den Massivabsorber und 57 % über den Wärmespeicher gedeckt werden.
- Ein Großteil der Investitionskosten entfällt auf den Saisonspeicher. Die Erstellung der Massivabsorber spielt eine untergeordnete Rolle.
- Während der Bauphase können Synergieeffekte genutzt und Kosten reduziert werden.
- Es ist eine hohe Primärenergie- bzw. CO_2-Einsparung im Vergleich zu üblichen Wärmepumpensystemen möglich.

Das Kernziel dieser Arbeit ein innovatives Wärmepumpenheizsystem mit Massivabsorber in Verbindung mit saisonaler Wärmespeicherung zu entwickeln und dabei architektonische Anforderungen zu berücksichtigen, wird erreicht. Zukünftige Arbeiten sollten sich vorrangig damit beschäftigen, die Investitionskosten des gesamten Heizsystems und der davon abhängigen Bestandteile zu reduzieren. Eine weitere Vereinfachung des wärmespeichernden Bauwerks könnte erreicht werden, indem das Erdreich z.B. unmittelbar unterhalb der Bodenplatte aktiviert wird und die zusätzliche Wärmedämmung des Speichers entfallen könnte. Alternativ dazu sollten auch Wärmespeicher mit Phasenwechselmaterial in diesem Kontext näher betrachtet werden.

Eine weitere Entwicklungsmöglichkeit bietet der Massivabsorber selbst, bei dem eine Leistungssteigerung durch Unterschreiten der Taupunkttemperatur erzielt werden kann, wie frühere Arbeiten zu Massivabsorbern bereits zeigen, jedoch bisher ohne saisonale Wärmespeicherung. Zu klären ist dann weiterhin, welcher Vorteil erzielt wird, wenn zur Wahrung einer neutralen Fassadenoptik ein solcher Betrieb ausschließlich nachts erfolgt. Ebenso sollten selektiv absorbierende Farbvarianten oder Beschichtungen verwendet werden und die Auswirkungen auf die Herstellungskosten, die Leistungsfähigkeit und die Langzeitstabilität untersucht werden. Zudem sollten sich zukünftige Forschungsthemen mit dem Einsatz leistungsgeregelter Wärmepumpen innerhalb dieses Systemkonzepts befassen, um mögliche Effizienzvorteile eines variablen Volumenstroms bei der Wärmeentnahme aus der Fassade oder dem Wärmespeicher im Teillastfall zu ermöglichen.

V Literaturverzeichnis

Al-Addous, M. (2006): Berechnen der Größe von Wasserspeichern zum saisonalen Speichern von Wärme bei der ausschließlichen Wärmeversorgung von Häusern mit Solarkollektoren. Freiberg: TU Bergakademie.

Al-Saad, M. A., Jubran, B. A., Abu-Faris, N. A. (1994): Development and testing of concrete solar collectors. In: International Journal of Solar Energy 16 (1), 27-40.

Abhat, A. (1983): Low temperature latent heat thermal energy storage: heat storage materials. In: Solar Energy 30 (4), 313-332.

Arbeitsgemeinschaft Energiebilanzen e.V. (AGEB) (Hrsg.) (2017): Bilanz 2015 (Bearbeitungsstand 10.08.2017). Online im Internet: http://www.ag-energiebilanzen.de/7-0-Bilanzen-1990-2015.html, (Stand 10.08.2017; Abfrage 30.09.2017).

Arbeitsgemeinschaft Energiebilanzen e.V. (AGEB) (Hrsg.) (2016): Anwendungsbilanzen für die Endenergiesektoren in Deutschland in den Jahren 2013 bis 2015. Online im Internet: http://www.ag-energiebilanzen.de/index.php?article_id=29&fileName=ageb_bericht_anwendungsbilanzen_2013-2015_hjz_2016-11-29.pdf, (Stand 01.10.2016; Abfrage 23.09.2017).

Backhaus, K., Erichson, B., Plinke, W., Weiber, R. (2016): Multivariate Analysemethoden: Eine anwendungsorientierte Einführung. 14. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag.

Baehr, H. D., Kabelac, S. (2016): Thermodynamik: Grundlagen und technische Anwendungen. 16. Auflage. Berlin: Springer-Vieweg.

Baehr, H. D., Stephan, K. (2013): Wärme- und Stoffübertragung. 8. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer-Vieweg.

Bauer, D., Drück, H., Lang, S., Marx, R., Plaz, T. (2016): Weiterentwicklung innovativer Technologien zur solaren Nahwärme und saisonale Wärmespeicherung. Forschungsbericht zum BMWi-Vorhaben 0325998A (Januar 2013 bis September 2015). Stuttgart.

Beer, M., Corradini, R., Gobmaier, T., Köll, L., Podhajsky, R., Vogler, G., Zotz, M. (2009): CO2-Verminderung in Deutschland: Teil 1 – Methodik und Zusammenfassung. 3. Auflage. München: Forschungsstelle für Energiewirtschaft.

Bopshetty, S. V., Nayak, J. K., Sukhatme, S. P. (1992): Performance analysis of a solar concrete collector. In: Energy Conversion and Management 33 (11), 1007-1016.

Brameshuber, W. (Hrsg.) (2006): State-of-the-Art report of RILEM Technical Committee 201-TRC: Textile reinforced concrete. Bagneux, Frankreich: RILEM Publications S.A.R.L.

Braun, M. (2012): Vorstudie zur Integration großer Anteile Photovoltaik in die elektrische Energieversorgung. Studie im Auftrag des BSW – Bundesverband Solarwirtschaft e.V. Ergänzte Fassung von 29.05.2012. Kassel: Fraunhofer IWES.

Brechlin, U., Pilgaard, O., Piria, R. (2003): Sun in Action II – a solar thermal strategy for Europe. Brüssel: European Solar Thermal Industry Federation (ESTIF).

Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz, Bau und Reaktorsicherheit (BMUB) (Hrsg.) (2016): Klimaschutzplan 2050: Klimaschutzpolitische Grundsätze und Ziele der Bundesregierung. Online im Internet: http://www.bmub.bund.de/fileadmin/Daten_BMU/Download_PDF/Klimaschutz/klimaschutzplan_2050_bf.pdf, (Stand 01.11.2016; Abfrage 23.09.2017).

Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) (Hrsg.) (2015): Zweiter Erfahrungsbericht zum Erneuerbare-Energien-Wärmegesetz – Die Entwicklung des Wärme- und Kältemarktes in Deutschland. Berlin: BMWi.

Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) (Hrsg.) (2018): Zeitreihen zur Entwicklung der erneuerbaren Energien in Deutschland unter Verwendung von Daten der Arbeitsgruppe Erneuerbare Energien-Statistik (AGEE-Stat). Online im Internet: https://www.erneuerbare-energien.de/EE/Navigation/DE/Service/Erneuerbare_Energien_in_Zahlen/Zeitreihen/zeitreihen.html, (Stand 01.02.2018; Abfrage 07.07.2018).

Bundesverband der Energie- und Wasserwirtschaft e.V. (BDEW) (2017): BDEW-Strompreisanalyse Februar 2017: Haushalte und Industrie. Online im Internet: https://www.bdew.de/internet.nsf/res/9729C83961C37094C12580C9003438D3/$file/170216_BDEW_Strompreisanalyse_Februar2017.pdf, (Stand 16.02.2017; Abfrage 27.05.2017).

Bundesverband Erneuerbare Energie e.V. (BEE) (Hrsg.) (2016): Stellungnahme zum Entwurf eines Gesetzes zur Änderung des Gesetzes zur Förderung Erneuerbarer Energien im Wärmebereich (Erneuerbare-Energien-Wärmegesetz – EEWärmeG) BT-Drs. 18/6885 der Fraktion BÜNDNIS 90/DIE GRÜNEN sowie zur Unterrichtung durch die Bundesregierung: Erfahrungsbericht zum Erneuerbare-Energien-Wärmegesetz (EEWärmeG-Erfahrungsbericht) BT-Drs. 17/11957 sowie zur Unterrichtung durch die Bundesregierung: Zweiter Erfahrungsbericht zum Erneuerbare-Energien-Wärmegesetz (2. EEWärmeG-Erfahrungsbericht) BT-Drs. 18/6783. Online im Internet: https://www.bee-ev.de/fileadmin/Publikationen/Positionspapiere_Stellungnahmen/20160212_BEE_Stellungnahme_EEW%C3%A4rmeG_B90G.pdf, (Stand 12.02.2016; Abfrage 10.09.2017).

Bundesverband Solarwirtschaft e.V. (BSW-Solar) (Hrsg.) (2017): Statistische Zahlen der deutschen Solarwärmebranche (Solarthermie). Online im Internet: https://www.solarwirtschaft.de/fileadmin/user_upload/bsw_faktenblatt_st_2017_2.pdf, (Stand 01.02.2017; Abfrage 10.09.2017).

Bundesverband Wärmepumpe e.V. (bwp) (2017): JAZ-Rechner. Online im Internet: https://www.waermepumpe.de/jazrechner, (Stand 20.05.2017; Abfrage 20.05.2017).

Cabeza, L. F. (Hrsg.) (2015): Advances in thermal energy storage systems: Methods and applications. Cambridge: Woodhead Publishing.

Campolongo, F., Cariboni, J., Saltelli, A. (2007): An effective screening design for sensitivity analysis of large models. In: Environmental Modelling & Software 22, 1509-1518.

Cappel, C., Streicher, W., Lichtblau, F., Maurer, C. (2014): Barriers to the market penetration of façade-integrated solar thermal systems. In: Energy Procedia 48, 1336-1344.

Chaurasia, P. B. L. (2000): Solar water heaters based on concrete collectors. In: Energy 25 (8), 703-716.

Churchill, S. W. (1977): A comprehensive correlating equation for laminar, assisting, forced and free convection. In: AIChE Journal 23(1). 10-16.

Churchill, S. W., Chu, H. H. S. (1975): Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate. In: International Journal of Heat and Mass Transfer 18 (11), 1323-1329.

D'Antoni, M., Saro, O. (2013): Energy potential of a Massive Solar-Thermal Collector design in European climates. In: Solar Energy 93, 195-208.

D'Antoni, M., Saro, O. (2012): Massive Solar-Thermal Collectors: A critical literature review. In: Renewable and Sustainable Energy Reviews 16 (6), 3666-3679.

Delcroix, B., Kummert, M., Daoud, A., Hiller, M. (2013): Improved conduction transfer function coefficients generation in TRNSYS multizone building model. In: Proceedings of the 13th Conference of International Building Performance Simulation Association, Chambéry, Frankreich: 26.-28.08.2013. 2667-2674.

Deutsche Bundesbank (2017): MFI-Zinsstatistik (Bestände, Neugeschäft). Online im Internet: http://www.bundesbank.de/Redaktion/DE/Downloads/Statistiken/Geld_Und_Kapitalmaerkte/Zinssaetze_Renditen/S510ATSUHDE.pdf, (Stand 08.05.2017, Abfrage 27.05.2017).

Duffie, J. A., Beckman, W. A. (2013): Solar engineering of thermal processes. 4. Auflage. Hoboken, New Jersey: Wiley.

Duta, A., Isac, L., Milea, A., Ienei, E., Perniu, D. (2014): Coloured solar-thermal absorbers – a comprehensive analysis of cermet structures. In: Energy Procedia 48, 543-553.

Eicker, U. (2012): Solare Technologien für Gebäude: Grundlagen und Praxisbeispiele. 2. Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag.

Eisenmann, W., Pujiula, F., Köln, H., Baumann, A. (2004): Zur Bedeutung und Bestimmung der effektiven Wärmekapazität von Sonnenkollektoren. In: Müller-Steinhagen, H. (Hrsg.): 14. Symposium Thermische Solarenergie. Regensburg: OTTI-Energie-Kolleg, 439-446.

European Environment Agency (EEA) (Hrsg.) (2017): Trends and projections in Europe 2017: Tracking progress towards Europe's climate and energy targets. Online im Internet: https://www.eea.europa.eu/publications/trends-and-projections-in-europe-2017, (Stand 26.10.2017; Abfrage 29.04.2018).

Esen, M. (2000): Thermal performance of a solar-aided latent heat store used for space heating by heat pump. In: Solar Energy 69 (1), 15-25.

Fachvereinigung Deutscher Betonfertigteilbau e.V. (Hrsg.) (2015): Merkblatt Nr. 1 über Sichtbetonflächen von Fertigteilen aus Beton und Stahlbeton. Online im Internet: https://www.fdb-fertigteilbau.de/fdb-angebote/literatur-downloadcenter-merkblaetter/fdb-merkblaetter/merkblatt-nr-1/, (Stand 01.06.2015; Abfrage 03.05.2017).

Fachvereinigung Deutscher Betonfertigteilbau e.V. (Hrsg.) (2009): Merkblatt Nr. 8 über Betonfertigteile aus Architekturbeton. Online im Internet: https://www.fdb-fertigteilbau.de/fdb-angebote/literatur-downloadcenter-merkblaetter/fdb-merkblaetter/merkblatt-nr-8/, (Stand 01.01.2009; Abfrage 03.05.2017).

Fand, R. M., Steinberger, T. E., Cheng, P. (1986): Natural convection heat transfer from a horizontal cylinder embedded in a porous medium. In: International Journal of Heat and Mass Transfer 29 (1), 119-133.

Frank, E. (2007): Modellierung und Auslegungsoptimierung unabgedeckter Solarkollektoren für die Vorerwärmung offener Fernwärmenetze. 1. Auflage. Kassel: kassel university press GmbH.

Gao, Q., Huang, Y., Li, M., Liu, Y., Yan, Y. Y. (2010): Experimental study of slab solar collection on the hydronic system of road. In: Solar Energy 84, 2096-2102.

Glück, B. (2006): Wärmespeicher als mediendurchströmter Festkörper. Bericht der Rud. Otto Meyer-Umwelt-Stiftung. Hamburg.

Glück, B. (1990): Bausteine der Heizungstechnik: Berechnung Software: Wärmeübertragung: Wärmeabgabe von Raumheizflächen und Rohren. 2. Auflage. Berlin: Verlag für Bauwesen GmbH.

Glück, B. (1982): Strahlungsheizung – Theorie und Praxis. Berlin: Verlag für Bauwesen (VEB).

Gnielinski, V. (1995): Ein neues Berechnungsverfahren für die Wärmeübertragung im Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Rohrströmung. In: Forschung im Ingenieurwesen 61 (9), 240-248.

Gnielinski, V. (1975): Neue Gleichungen für den Wärme- und den Stoffübergang in turbulent durchströmten Rohren und Kanälen. In: Forschung im Ingenieurwesen 41 (1), 8-16.

Graf, O. (1950): Die Eigenschaften des Betons: Versuchsergebnisse und Erfahrungen zur Herstellung und Beurteilung des Betons. Berlin: Springer-Verlag OHG.

Hadamovsky, H.-F., Jonas, D. (2000): Solaranlagen. 1. Auflage. Würzburg: Vogel Verlag und Druck GmbH & Co. KG.

Hadamovsky, H.-F., Jonas, D. (1996): Solarstrom – Solarwärme. 1. Auflage. Würzburg: Vogel Verlag und Druck GmbH & Co. KG.

Hadorn, J.-C. (1989): Wegleitung zur saisonalen Wärmespeicherung. Zürich: SIA.

Hadorn, J.-C., Weiss, W., Suter, J.-M., Letz, T. (2002): System designs and performance of solar combisystems: Status report of Task 26 of the IEA Solar Heating and Cooling Programme. In: Proceedings Eurosun 2002, 1-10.

Hartmann, F., Schwarzburger, H. (2009): Systemtechnik für Wärmepumpen: Solar- und Umweltwärme für Wohngebäude. München, Heidelberg: Hüthig & Pflaum Verlag GmbH & Co. Fachliteratur KG.

Hasnain, S. M. (1998): Review on sustainable thermal energy storage technologies, Part I: heat storage materials and techniques. In: Energy Conversion and Management 39 (11), 1127-1138.

Hauer, A., Hiebler, S., Reuß, M. (2013): Wärmespeicher. 5. Auflage. Stuttgart: Fraunhofer-IRB-Verlag.

Hazami, M., Kooli, S., Lazaar, M., Farhat, A., Belghith, A. (2005): Performance of a solar storage collector. In: Desalination 183, 167-172.

Henning, H.-M., Palzer, A. (2012): 100 % erneuerbare Energien für Strom und Wärme in Deutschland. Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme (ISE). Online im Internet: https://www.ise.fraunhofer.de/content/dam/ise/de/documents/publications/studies/studie-100-erneuerbare-energien-fuer-strom-und-waerme-in-deutschland.pdf, (Stand 12.11.2012; Abfrage 20.12.2017).

Herwig, H., Moschallski, A. (2014): Wärmeübertragung: Physikalische Grundlagen - Illustrierende Beispiele – Übungsaufgaben mit Musterlösungen. 3. Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg.

Hesaraki, A., Holmberg, S., Haghighat, F. (2015): Seasonal thermal energy storage with heat pumps and low temperatures in building projects—A comparative review. In: Renewable and Sustainable Energy Reviews 43, 1199-1213.

Hoppe, S. (2014): Thermal response test. Online im Internet: http://www.erdwaerme-zeitung.de/thermal-response-test, (Stand 29.03.2014; Abfrage 02.05.2017).

Hornberger, M. (1994): Solar unterstützte Heizung und Kühlung von Gebäuden. Stuttgart: Forschungsberichte des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins Nr. 47.

Hox, J. J. (1995): Applied Multilevel Analysis. Amsterdam: TT-Publikaties.

Innung Spengler, Sanitär- und Heizungstechnik München (Hrsg.) (2015): Montagezeiten Heizung. 4. Auflage. Stuttgart: Gentner Verlag.

Internationales Institut für Nachhaltigkeitsanalyse und –strategien (IINAS) (2017): Aktualisierte Ergebnisse von GEMIS. Online im Internet: http://iinas.org/gemis-download-121.html, (Stand 01.04.2017; Abfrage 20.05.2017).

Jastrow, R. (1997): Optimierung eines Wärmepumpen-Heizsystems mit Betonabsorbern. Messungen in der Solar-Thermie-Wohnanlage Oberhausen-Rheinhausen und mathematisches Modell. Fortschritt-Bericht VDI Reihe 19 Nr. 104, Düsseldorf: VDI-Verlag.

Kalogirou, S. A. (2004): Solar thermal collectors and applications. In: Progress in Energy and Combustion Science 30 (3), 231-295.

Khare, Y. P., Muñoz-Carpena, R., Rooney, R. W., Martinez, C. J. (2015): A multi-criteria trajectory-based parameter sampling strategy for the screening method of elementary effects. In: Environmental Modelling & Software 64, 230-239.

Khartchenko, N. (2004): Thermische Solaranlagen. 2. Auflage. Berlin: Verlag für Wissenschaft und Forschung GmbH.

Klein, S. A. et al. (2010): TRNSYS 17.1: A transient system simulation program. Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison, USA. Online im Internet unter: http://sel.me.wisc.edu/trnsys (Stand 01.02.2013; Abfrage 02.09.2015).

Klein, S. A., Beckman, W. A., Duffie, J. A. (1976): A design procedure for solar heating systems. In: Solar Energy 18, 113-127.

Konakov, N. K. (1946): A new formula for the coefficient of resistance in smoothtubes. In: Comptes Rendus (Doklady) de l'Académie des Sciences de l'URSS LI (7), 505-508.

Koschack, J. (2008): Standardabweichung und Standardfehler: der kleine, aber feine Unterschied. In: Z Allg Med 84, 258-260.

Koschenz, M., Dorer, V. (1999): Interaction of an air system with concrete core conditioning. In: Energy and Buildings 30, 139-145.

Koschenz, M., Lehmann, B. (2000): Thermoaktive Bauteilsysteme tabs. 2. Auflage. Zürich: Pomcany's Belaro AG.

Krumm, W. (1985): Mathematische Modellierung des Betriebsverhaltens und der Leistungsfähigkeit von Energieabsorber-Wärmepumpenanlagen zur Gebäudebeheizung. Dissertation der Universität Gesamthochschule Siegen.

Kuckelkorn, J. M. (2004): Strukturuntersuchungen zur Charakterisierung der ungesättigten Wasserströmung in porösen Medien. München. Ludwig-Maximilians-Universität.

Kumar, A., Singh, U., Srivastava, A., Tiwari, G. N. (1981): Thermal design of a roof as an inexpensive solar collector/storage system. In: Applied Energy 8, 255-267.

Kutscher, C., Davenport, R., Farrington, R., Jorgensen, G., Lewandowski, A., Vineyard, C. (1984): Low-cost collectors/systems development progress report. Berichtsnr. SERI/RR-253-1750. Golden, Colorado (USA): Solar Energy Research Institute.

Langer, W. (2009): Mehrebenenanalyse: Eine Einführung für Forschung und Praxis. 2. Auflage. Wiesbaden: VS Verlag.

Leonhardt, H., Sinnesbichler, H. (2000): Untersuchungen des langwelligen Wärmestrahlungsverhaltens von Fassadenanstrichen im Winter. Online im Internet: http:// http://publica.fraunhofer.de/dokumente/N-75023.html. (Stand 13.06.2008; Abfrage 30.03.2017).

Li, T., Wang, R., Kiplagat, J.K., Kang, Y. (2013): Performance analysis of an integrated energy storage and energy upgrade thermochemical solid–gas sorption system for seasonal storage of solar thermal energy. In. Energy 50, 454-467.

Lottner, V., Mangold, D. (2000): Status of seasonal thermal energy storage in Germany. In: Brenner, M., Hahne, E.W.P. (Eds.), Proceedings of the 8th International Conference on Thermal Energy, Terrastock 2000. Stuttgart: 28. August – 1. September 2000, 53-60.

Loveday, D. L., Taki, A. H. (1996): Convective heat transfer coefficients at a plane surface on a full-scale building facade. In: International Journal of Heat and Mass Transfer 39 (8), 1729-1742.

Mangold, D., Schmidt, T. (2006): Saisonale Wärmespeicher: neue Pilotanlagen im Programm Solarthermie2000plus und Forschungsperspektiven. In: Proceedings PtJ Statusseminar Thermische Energiespeicherung-mehr Energieeffizienz zum Heizen und Kühlen. Freiburg: 02. – 03.11.2006, 21-35.

Marsal, D. (1976): Die numerische Lösung partieller Differentialgleichungen: in Wissenschaft und Technik. Zürich: Bibliographisches Institut AG.

Maßmeyer, K., Posorski, R. (1982): Wärmeübergänge am Energieabsorber und deren Abhängigkeit von meteorologischen Parametern. Jül - Spez - 184, Kernforschungsanlage Jülich GmbH, Institut für Kernphysik.

Matuska, T., Sourek, B. (2006): Facade solar collectors. In: Solar Energy 80, 1443-1452.

Mauthner, F., Weiss, W. (2013): Solar heat worldwide. Markets and contribution to the energy supply 2011. SHC Programme, International Energy Agency.

Max Aicher GmbH & Co.KG (o.J.): Schlackenverwertung. EloMinit®. Online im Internet unter: http://www.max-aicher-umwelt.de/de/schlackenverwertung/einsatzbereiche.html. (Stand 04.05.2017; Abfrage 04.05.2017)

Morris, M. D. (1991): Factorial sampling plans for preliminary computational experiments. In: Technometrics 33(2), 161-174.

Müller, D. (2006): Grundlagen der Betriebswirtschaftslehre für Ingenieure. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag.

Müller, J. (2001): Bewertung eines Hybridspeichers zur saisonalen Wärmespeicherung. Fortschritt-Bericht VDI-Reihe 19 Nr. 127. Düsseldorf: VDI Verlag GmbH.

Munari Probst, M. C. (2009): Architectural integration and design of solar thermal systems. Lausanne: Thèse EPFL (4258).

Nayak, J. K., Sukhatme, S. P., Limaye, R. G., Bopshetty, S. V. (1989): Performance studies on solar concrete collectors. In: Solar Energy 42 (1), 45-56.

O'Hegarty, R., Kinnane, O., McCormack, S. J. (2017): Concrete solar collectors for façade integration: An experimental and numerical investigation. In: Applied Energy 206, 1040-1061.

O'Hegarty, R., Kinnane, O., McCormack, S. J. (2016a): Review and analysis of solar thermal facades. In: Solar Energy 135, 408-422.

O'Hegarty, R., Kinnane, O., McCormack, S. J. (2016b): Parametric analysis of concrete solar collectors. In: Energy Procedia 91, 954-962.

Oberzig, K. (2012): Solarwärme. Heizen mit der Sonne. Berlin: Stiftung Warentest.

Oswald, D. (1984): Untersuchung einer Wärmepumpenheizung mit massivem Dachabsorber und Erdkollektor und ihrer Wirtschaftlichkeit. In: IBP Neue Forschungsergebnisse, kurz gefasst 11 (Mitteilung 94).

Perez, R., Seals, R., Ineichen, P., Stewart, R., Menicucci, D., (1987): A new simplified version of the Perez diffuse irradiance model for tilted surfaces. In: Solar Energy 39 (3), 221-231.

Pinel, P., Cruickshank, C.A., Beausoleil-Morrison, I., Willis, A. (2011): A review of available methods for seasonal storage of solar thermal energy in residential applications. In: Renewable and Sustainable Energy Reviews 15, 3341-3359.

Primus, I.-F. (1995): Massivabsorber: Die Wärmequelle für die Wärmepumpe. Düsseldorf: Beton-Verlag.

Primus, I.-F., Jastrow, R. (1998): Solar-Thermie und Nahwärme mit Massivabsorber-Wärmepumpen. In: Elektrizitätswirtschaft 97 (11), 31-35.

Primus, I.-F., Jastrow, R., Zaugg, J. (1999): Massivabsorber-Wärmepumpenheizung mit hoher Effizienz. Messungen von Leistungs- und Jahresarbeitszahl in der Praxis. In: Elektrizitätswirtschaft 98 (11), 20-26.

Quaschning, V. (2013): Regenerative Energiesysteme. Technologie – Berechnung – Simulation. 8. Auflage. München: Hanser Verlag.

Raab, S., Mangold, D., Heidemann, W., Müller-Steinhagen, W. (2004): Solar assisted district heating system with seasonal hot water heat store in Friedrichshafen (Germany). In: Eurosun 2004 – The 5th ISES Europe Solar Conference. Freiburg: 20.-23.06.2004.

Remmers, K-H., Antony, F., Fischbach, M., Luchterhand, J. (2001): Große Solaranlagen: Einstieg in Planung und Praxis. 2. Auflage. Berlin: Solarpraxis AG.

Rotta, J. C. (1972): Turbulente Strömungen: Eine Einführung in die Theorie und ihre Anwendung. Stuttgart: B. G. Teubner.

Saltelli, A., Ratto, M., Andres, T., Campolongo, F., Cariboni, J., Gatelli, D., Saisana, M., Tarantola, S. (2008): Global sensitivity analysis: The primer. Chichester, Großbritannien: John Wiley & Sons Ltd.

Sarachitti, R., Chotetanorm, C., Lertsatitthanakorn, C., Rungsiyopas, M. (2011): Thermal performance analysis and economic evaluation of roof-integrated solar concrete collector. In: Energy and Buildings 43 (6), 1403-1408.

Sass, I., Burbaum, U. (2010): Damage to the historic town of Staufen (Germany) caused by geothermal drillings through anhydrite-bearing formations: In: Acta Carsologica 39 (2), 233-245.

Schmidt, T., Mangold, D., Müller-Steinhagen, H. (2004): Central solar heating plants with seasonal storage in Germany. In: Solar Energy 76, 165-174.

Schmidt, T., Mangold, D., Müller-Steinhagen, H. (2003): Seasonal thermal energy storage in Germany. In: ISES Solar World Congress. Göteborg: 14. – 19.06.2003.

Schneider, R., Schnaus, G. (1936): Elektrische Energiewirtschaft: Die Betriebswirtschaft der Elektrizitätsversorgungsunternehmen. Berlin: Verlag von Julius Springer.

Schwarz, B. (1987): Wärme aus Beton. Systeme zur Nutzung der Sonnenenergie. Düsseldorf: Beton-Verlag.

Schwarz, B. (1981): Der Massivabsorber. Flüssigkeitsdurchströmte Betonbauteile als Flächenwärmetauscher und Wärmespeicher für Wärmepumpen-Heizungen. In: IBP Neue Forschungsergebnisse, kurz gefasst 9 (Mitteilung 72), 1-2.

Shah, R. K. (1975): Thermal entry length solutions for the circular tube and parallel plates. In: Proceedings of 3rd National Heat and Mass Transfer Conference 1. Indian Institute of Technology. Bombay.

Shaopeng, W., Mingyu, C., Jizhe, Z. (2011): Laboratory investigation into thermal response of asphalt pavements as solar collector by application of small-scale slabs. In: Applied Thermal Engineering 31 (10), 1582-1587.

Sharma, A., Tyagi, V. V., Chen, C. R., Buddhi, D. (2009): Review on thermal energy storage with phase change materials and applications. In: Renewable & Sustainable Energy Reviews 13, 318-345.

Snijders, T. A. B. (2011): Multilevel Analysis. In: Lovric M. (Hrsg.) International Encyclopedia of Statistical Science. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag.

Sodha, M. S., F. N. A., Tiwari, G. N., Kaushik, S. C., Malik, M. A. S. (1979): Analysis of an inexpensive solar collector/storage system. In: Proceedings of the Indian National Science Academy 45 A (2), 172-180.

Sodha, M. S., Srivastava, A., Tiwari, G. N., Kaushik, S. C. (1980): Performance of a constant flow sand solar collector. In: Applied Energy 7 (1-3), 201-214.

Solar District Heating (SDH) (2016): Ranking list of European large scale solar heating plants. Online im Internet unter http://solar-district-heating.eu/ServicesTools/Plantdatabase.aspx (Stand 31.12.2016; Abfrage 29.06.2017).

Sokolov, M., Reshef, M. (1992): Performance simulation of solar collectors made of concrete with embedded conduit lattice. In: Solar Energy 48 (6), 403-411.

Soltau, H. (1989): Das thermische Verhalten offener Kollektoren. Fortschritt-Bericht VDI Reihe 6 Nr. 239. Düsseldorf: VDI-Verlag.

Srivastava, A., Kumar, A., Tiwari, G. N. (1980): Thermal performance of a south facing wall as solar collector storage system. In: International Journal of Energy Research 4, 309-316.

Srivastava, A., Hussain, S. O., Sharma, B. N., Tiwari, G. N. (1982): Thermal performance of ground as an inexpensive solar collector and storage system. In: Energy Conversion and Management 22, 197-204.

Statistisches Bundesamt (Destatis) (2017): Preisindizes für die Bauwirtschaft. Februar 2017 (1. Vierteljahresausgabe). Fachserie 17 Reihe 4. Online im Internet: http://www.destatis.de/DE/Publikationen/Thematisch/Preise/Baupreise/BauwirtschaftPreise.html, (Stand 07.04.2017; Abfrage 27.05.2017).

Stephenson, D. G., Mitalas, G. P. (1971): Calculation of heat conduction transfer functions for multi-layer slabs. ASHRAE Transactions 77 (2), 117-126.

Svec, O. J., Goodricht, L. E., Palmer, J. H. L. (1983): Heat transfer characteristics of in-ground heat exchangers. In: Energy Research 7, 265-278.

Tamasauskas, J., Poirier, M., Zmeureanu, R., Sunyé, R. (2012): Modeling and optimization of a solar assisted heat pump using ice slurry as a latent storage material. In: Solar Energy 86, 3316-3325.

Tanzer, B, Schweigler, C (2016): Façade-integrated massive solar-thermal collectors combined with long-term underground heat storage for space seating. In: Energy Procedia 91, 505-516.

Tanzer, B., Schweigler, C., Eberherr, H., Laumer, R. (2017): Abschlussbericht des Forschungsvorhabens: Solarwärmesystem für die Beheizung von Industriehallen mit Massivabsorber und Saisonwärmespeicher. München, Hochschule München. DOI: 10.2314/GBV:898474809.

Tian, Y., Zhao, C. Y. (2013): A review of solar collectors and thermal energy storage in solar thermal applications. In: Applied Energy 104, 538-553.

Turner, R. H. (1986): Concrete slabs as winter solar collectors. In: ASME Solar Energy Conference, Ferber, R. R., American Society of Mechanical Engineers, Solar Energy Division (Hrsg.). Solar engineering, 1986. Proceedings of the ASME Solar Energy Conference (SED Eight Annual Conference), Anaheim, California, April 13-16, 1986. New York, N.Y (345 E. 47th St., New York 10017): American Society of Mechanical Engineers, 9-13.

Ucar, A., Inalli, M. (2008): Thermal and economic comparisons of solar heating systems with seasonal storage used in building heating. In: Renewable Energy 33, 2532-2539.

Verein Deutscher Ingenieure (Hrsg.) (2013): VDI-Wärmeatlas. 11. Aufl. Berlin: Springer-Verlag.

VIKERSØNN Deutschland (o.J.): Erdwärmebohrung Kosten. Online im Internet unter http://vikersonn.de/erdwaermebohrung-kosten. (Stand 02.05.2017; Abfrage 02.05.2017).

Weiss, W. (Hrsg.) (2003): Solar heating systems for houses: A design handbook for solar combisystems. London: James & James Ltd.

Xu, J., Wang, R. Z., Li, Y. (2014): A review of available technologies for seasonal thermal energy storage. In: Solar Energy, 610-638.

VI Gesetze, Verordnungen und Normen

DIN (nationale Normen)

Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN 488-1 (2009): Betonstahl - Teil 1: Stahlsorten, Eigenschaften, Kennzeichnung. Berlin: Beuth.

Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN 488-2 (2009): Betonstahl - Betonstabstahl. Berlin: Beuth.

Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN 488-3 (2009): Betonstahl - Betonstahl in Ringen, Bewehrungsdraht. Berlin: Beuth.

Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN 488-4 (2009): Betonstahl - Betonstahlmatten. Berlin: Beuth.

Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN 488-5 (2009): Betonstahl - Gitterträger. Berlin: Beuth.

Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN 488-6 (2010): Betonstahl - Teil 6: Übereinstimmungsnachweis. Berlin: Beuth.

Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN 1045-2 (2008): Tragwerke aus Beton, Stahlbeton und Spannbeton - Teil 2: Beton - Festlegung, Eigenschaften, Herstellung und Konformität - Anwendungsregeln zu DIN EN 206-1. Berlin: Beuth.

Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN 4049-3 (1994): Hydrologie - Teil 3: Begriffe zur quantitativen Hydrologie. Berlin: Beuth.

DIN EN (europäische Normen)

Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN EN 206 (2017): Beton - Festlegung, Eigenschaften, Herstellung und Konformität; Deutsche Fassung EN 206:2013+A1:2016. Berlin: Beuth.

Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN EN 1264-2 (2013): Raumflächenintegrierte Heiz- und Kühlsysteme mit Wasserdurchströmung – Teil 2: Fußbodenheizung: Prüfverfahren für die Bestimmung der Wärmeleistung unter Benutzung von Berechnungsmethoden und experimentellen Methoden; Deutsche Fassung EN 1264-2:2008+A1:2012. Berlin: Beuth.

Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN EN 1992-1-1 (2011): Eurocode 2: Bemessung und Konstruktion von Stahlbeton- und Spannbetontragwerken – Teil 1-1: Allgemeine Bemessungsregeln und Regeln für den Hochbau; Deutsche Fassung EN 1992-1-1:2004 + AC:2010. Berlin: Beuth.

Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN EN 1992-1-1/NA (2013): Nationaler Anhang - National festgelegte Parameter - Eurocode 2: Bemessung und Konstruktion von Stahlbeton- und Spannbetontragwerken - Teil 1-1: Allgemeine Bemessungsregeln und Regeln für den Hochbau. Berlin: Beuth.

Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN EN 10080 (2005): Stahl für die Bewehrung von Beton - Schweißgeeigneter Betonstahl - Allgemeines; Deutsche Fassung EN 10080:2005. Berlin: Beuth.

Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN EN 10220 (2003): Nahtlose und geschweißte Stahlrohre – Allgemeine Tabellen für Maße und längenbezogene Masse; Deutsche Fassung EN 10220:2002. Berlin: Beuth.

Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN EN 14511-1 (2013): Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern für die Raumbeheizung und -kühlung - Teil 1: Begriffe und Klassifizierung; Deutsche Fassung EN 14511-1:2013. Berlin: Beuth.

Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN EN 14511-2 (2013): Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern für die Raumbeheizung und -kühlung - Teil 2: Prüfbedingungen; Deutsche Fassung EN 14511-2:2013. Berlin: Beuth.

Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN EN 14511-3 (2013): Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern für die Raumbeheizung und -kühlung - Teil 3: Prüfverfahren; Deutsche Fassung EN 14511-3:2013. Berlin: Beuth.

Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN EN 14511-4 (2013): Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern für die Raumbeheizung und -kühlung - Teil 4: Betriebsanforderungen, Kennzeichnung und Anleitung; Deutsche Fassung EN 14511-4:2013. Berlin: Beuth.

DIN EN ISO (internationale Normen)

Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN EN ISO 9806 (2018): Solarenergie – Thermische Solarkollektoren – Prüfverfahren (ISO 9806:2017); Deutsche Fassung EN ISO 9806:2017. Berlin: Beuth.

Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN EN ISO 9806 (2014): Solarenergie – Thermische Solarkollektoren – Prüfverfahren (ISO 9806:2013); Deutsche Fassung EN ISO 9806:2013. Berlin: Beuth.

Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN EN ISO 13370 (2008): Wärmetechnisches Verhalten von Gebäuden – Wärmeübertragung über das Erdreich – Berechnungsverfahren (ISO 13370:2007); Deutsche Fassung EN ISO 13370:2007. Berlin: Beuth.

Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN EN ISO 10456 (2010): Baustoffe und Bauprodukte – Wärme- und feuchtetechnische Eigenschaften – Tabellierte Bemessungswerte und Verfahren zur Bestimmung der wärmeschutztechnischen Nenn- und Bemessungswerte (ISO 10456:2007 + Cor. 1:2009); Deutsche Fassung EN ISO 10456:2007 + AC:2009. Berlin: Beuth.

VDI Normen

Verein Deutscher Ingenieure e.V.: VDI 2067 Blatt 1 (2012): Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen: Grundlagen und Kostenberechnung. Berlin: Beuth.

Verein Deutscher Ingenieure e.V.: VDI 6025 (2012): Betriebswirtschaftliche Berechnungen für Investitionsgüter und Anlage. Berlin: Beuth.

Gesetze und Verordnungen

EnEV 2016: Energieeinsparverordnung vom 24. Juli 2007 (BGBl. I S. 1519), die zuletzt durch Artikel 3 der Verordnung vom 24. Oktober 2015 (BGBl. I S. 1789) geändert worden ist.

Erneuerbare-Energien-Wärmegesetz vom 7. August 2008 (BGBl. I S. 1658), das durch Artikel 333 der Verordnung vom 31. August 2015 (BGBl. I S. 1474) geändert worden ist.

European Commission (15.12.2011): Communication from the commission to the european parliament, the council, the european economic and social committee and the committee of the regions. Energy Roadmap 2050. Online im Internet: http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=COM:2011:0885:FIN:EN:PDF, (Stand 15.12.2011; Abfrage 20.12.2017). Brüssel.

10 Anhang

A. Absorptions- und Emissionskoeffizient (weiß, betongrau, anthrazit)

„Die Nachfolgenden Grafiken zeigen die hemisphärische spektrale Reflexion der drei untersuchten Probekörper bei jeweils unter 10 ° Neigung einfallender Strahlung“ (Tanzer et al. 2017). Mithilfe einer Fourier-Transformations-Spektroskopie wird die reflektierte Strahlung – erzeugt durch eine Halogenlampe und einen glühenden Kohlestab – gemessen. Die gemessenen Werte zeigt jeweils die rote Kurve der Probe in den Abb. 111 bis Abb. 113. Die Kurvenverläufe der Solarstrahlung (AM1.5) und eines schwarzen Strahlers bei 100 °C (BB 373) sind nur qualitativ dargestellt und für die Messung selbst nicht von Relevanz. Aus den spektralen Reflexionswerten wird über eine gewichtete Integration bezogen auf das jeweilige Referenzmaß ein spektraler Gesamtreflexionswert berechnet. Aus dem Zusammenhang zwischen Reflexions-, Transmissions- und Absorptions- bzw. Emissionsgrad wird auf gleiche Weise der für die Solartechnik wichtige solare Absorptionskoeffizient und der thermische Emissionsgrad berechnet.

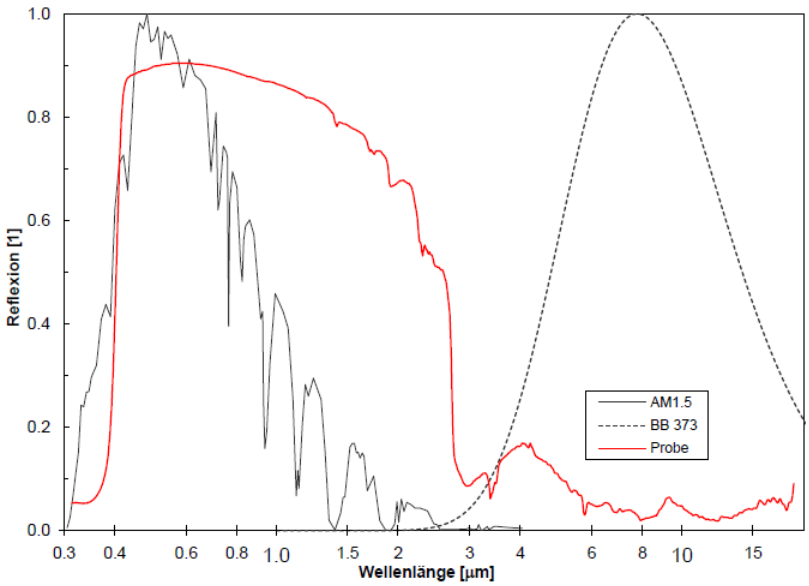


Abb. 111: Betonprüfkörper mit weißer Wandfarbe untersucht am 15. Juni 2015. Dargestellt ist der spektrale (wellenlängenabhängige) Reflexionswert (rote Kurve). Solarer Absorptionsgrad (AM1.5) $\alpha_{Str,kw} = 0,182$ und thermischer Emissionsgrad bei 100 °C $\varepsilon_{Str,lw} = 0,951$. Solarspektrum (AM1.5) und Spektrum eines Schwarzkörpers bei 100 °C (BB 373) sind nur qualitativ dargestellt. (Messung: Institut für Solartechnik SPF, der Hochschule für Technik HSR in Rapperswil (Schweiz))

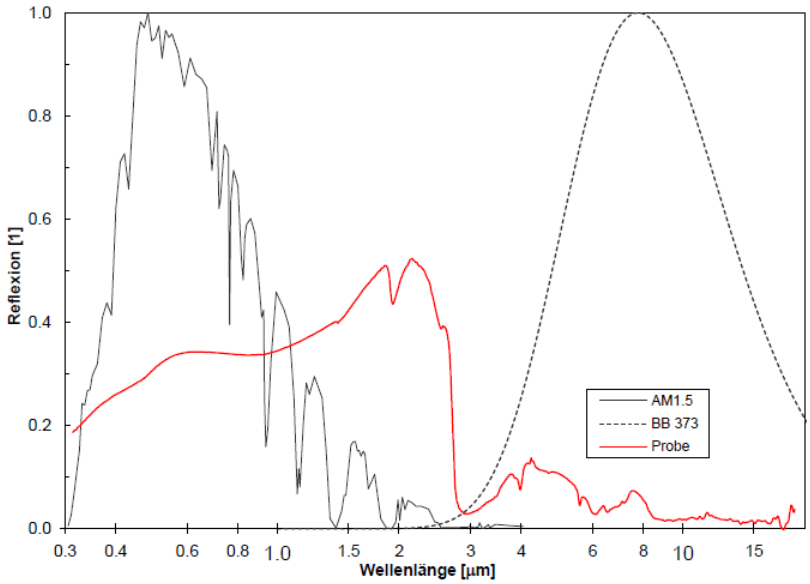


Abb. 112: Unbehandelter Betonprüfkörper untersucht am 15. Juni 2015. Dargestellt ist der spektrale (wellenlängenabhängige) Reflexionswert (rote Kurve). Solarer Absorptionsgrad (AM1.5) $\alpha_{Str,kw} = 0,660$ und thermischer Emissionsgrad bei 100 °C $\varepsilon_{Str,lw} = 0,966$. Solarspektrum (AM1.5) und Spektrum eines Schwarzkörpers bei 100 °C (BB 373) sind nur qualitativ dargestellt. (Messung: Institut für Solartechnik SPF, der Hochschule für Technik HSR in Rapperswil (Schweiz))

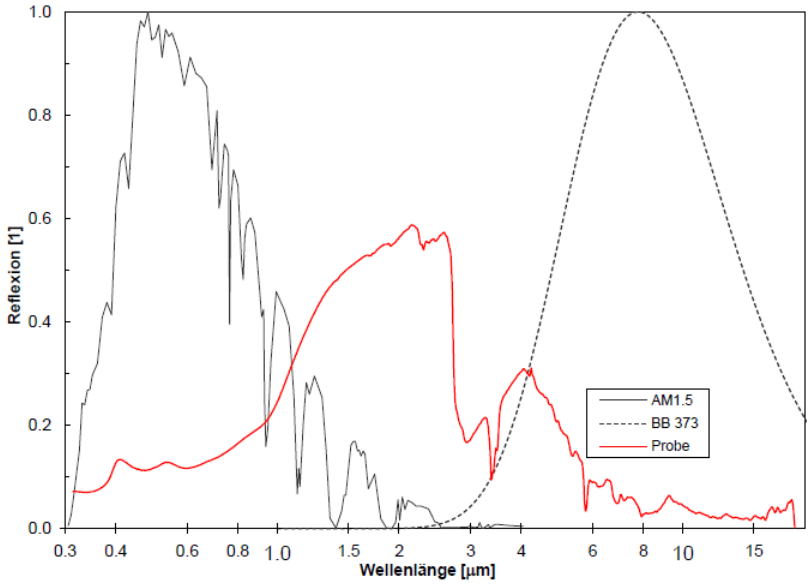


Abb. 113: Betonprüfkörper mit anthrazit Wandfarbe untersucht am 15. Juni 2015. Dargestellt ist der spektrale (wellenlängenabhängige) Reflexionswert (rote Kurve). Solarer Absorptionsgrad (AM1.5) $\alpha_{Str,kw} = 0,788$ und thermischer Emissionsgrad bei 100 °C $\varepsilon_{Str,lw} = 0,945$. Solarspektrum (AM1.5) und Spektrum eines Schwarzkörpers bei 100 °C (BB 373) sind nur qualitativ dargestellt. (Messung: Institut für Solartechnik SPF, der Hochschule für Technik HSR in Rapperswil (Schweiz))

B. Kostenanalyse

„Alle zu betrachtenden Komponenten und das System selbst umfassen neben den Investitionskosten zur Herstellung auch zyklische, jährliche Betriebskosten. Während die Einmalzahlungen zu Beginn eine Aussage über den Material- und Verarbeitungsaufwand geben und direkte Vergleiche ermöglichen, ändert sich der Einfluss der Betriebskosten auf den monetären Gesamtaufwand mit der Länge des betrachteten Zeitraums.

Eine Möglichkeit beide Kostenarten zu vereinen bietet die Annuitätenmethode, die für gebäudetechnische Anlagen in der VDI 2067 Blatt 1:2012-09 beschrieben wird.

Im Detail wird unterschieden zwischen kapital-, bedarfs- und betriebsgebundenen sowie sonstigen Kosten. Der Bezugszeitraum beträgt per Definition ein Jahr, wonach die kombinierten Kosten als Annuität AN [€ a^{-1}] bezeichnet werden:

$$AN = AN_K + AN_V + AN_B + AN_S \tag{10.1}$$

worin AN_K, AN_V, AN_B und AN_S die jährlichen kapital-, bedarfs- und betriebsgebundenen sowie sonstigen Kosten bezeichnen. Eine detaillierte Auflistung der Berechnungsgleichungen ist VDI 2067 Blatt 1:2012-09 (16ff.) zu entnehmen.

In Tabelle 31 sind die nach VDI 2067 Blatt 1:2012-09 (21ff.) für diese Arbeit relevanten Kennwerte zur Bestimmung von AN_K und AN_B aufgeführt; Unterschiede sind entsprechend gekennzeichnet“ (Tanzer et al. 2017).

Tabelle 31: Angesetzte Werte für die rechnerische Nutzungsdauer, den Aufwand für Inspektion, Wartung und Instandsetzung; wenn nicht anders angegeben Werte nach VDI 2067 Blatt 1:2012-09

Anlagenkomponente	Rechnerische Nutzungsdauer T_N [-]	Aufwand für Instandsetzung f_{Inst} [%]	Aufwand für Wartung und Inspektion f_{W+Insp} [%]
Massivabsorber	50 (1)	20 % / 50 a = 0,4 % / a (2)	0 (3)
Festkörperwärmespeicher	50 (1)	0 (3)	0 (3)
Wärmepumpe	20	1	1,5
MSR (4)	15	10	2
Rohre und Formteile	40	1	0
Ausdehnungsgefäße	15	1	1
Wärmeübertrager	20	2	0
Umwälzpumpen	10	2	1
Armaturen	15	1	1
Erdsonde (5)	50	2	1

(1) Integrierter Bestandteil des Gebäudes, daher identisch mit Lebensdauer des Gebäudes
(2) Annahme: Innerhalb der Nutzungszeit muss die Fassade einmal neu gestrichen werden. Fassadenanstrich 8 € m^{-2} bei einem angesetzten Investitionsbetrag für Massivabsorber von 40 € m^{-2}
(3) Ansatz des Autors
(4) VDI 2067 Blatt 1:2012-09 (27): verallgemeinerter Ansatz von „Regelventile, Hähne, Klappen“ für die gesamte MSR-Technik
(5) Für den Systemvergleich relevant

„AN beschreibt konstante, jährlich wiederkehrende Kosten und kann zukünftige Kostenentwicklungen berücksichtigen. Darin enthalten sind die in Tabelle 31 aufgeführten, unterschiedlichen Nutzungszeiten der einzelnen Bestandteile, der Zinssatz der aufzuwendenden Kosten sowie mögliche Preissteigerungsraten. Die Grundlage für alle Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen dieser Arbeit ist:

- Nach VDI 6025:2012-11 (40): ‚Zu wählen ist als Betrachtungszeitraum die Nutzungsdauer der kürzerlebigen und/oder kapitalintensiveren Anlagenkomponenten, sodass für die übrigen Anlagenkomponenten der Restwert zu ermitteln ist.‘ Da die kapitalintensiveren Anlagenkomponenten die Massivabsorber-

fassade und der Wärmespeicher sind, wird als Betrachtungszeitraum 50 Jahre gewählt. Ein kürzerer Betrachtungszeitraum führt zu geringeren Annuitäten aufgrund des größeren Restwerts.

- Der Kalkulationszins wird ausgehend vom mittleren Effektivzinssatz nach Deutsche Bundesbank (2017, 6) von April 2016 bis März 2017 für Kredite bis 0,25 Mio. € mit einer Laufzeit von über 10 Jahren für nichtfinanzielle Kapitalgesellschaften mit anfänglicher Zinsbindung ermittelt und beträgt 1,82 % a^{-1}. Der mittlere Effektivzinssatz für Einlage von über 2 Jahren liegt bei 1,66 % a^{-1}. Es wird eine Fremd- und Eigenkapitalquote von 50 % angenommen, wodurch sich der zinsstatische Kalkulationszinsfuß i [-] (nominell) ergibt zu:
  $i = 0{,}0182 \cdot 0{,}5 + 0{,}0166 \cdot 0{,}5 = 0{,}0174.$
  Der Zinsfaktor q [-] folgt zu:
  $q = 1 + i = 1{,}0174.$
- Als Preissteigerungsrate für kapitalgebundene Kosten wird nach Statistisches Bundesamt (2017, 28) 2,5 % a^{-1} als Mittelwert der prozentualen Veränderungen des Preisindex gegenüber dem Vorjahr (Zeitraum 2005 bis 2016) für gewerbliche Betriebsgebäude herangezogen. Dieser Wert wird ebenfalls für betriebsgebundene Kosten und Instandhaltung angesetzt.
- Es wird der durchschnittliche Strompreis für Industrie (Jahresverbrauch 160 MWh bis 20000 MWh) angesetzt nach der aktuellen Strompreisanalyse des Bundesverbands der Energie- und Wasserwirtschaft e.V. (2017, 25) mit 17,12 Ct. kWh^{-1} (2017) inkl. Stromsteuer und anderer Abgaben[53]. Ein Sondertarif für Wärmepumpenstrom und eine monatliche Grundpreispauschale werden nicht angewendet.
- Als Preissteigerungsrate für bedarfsgebundene Kosten, hier Strom, wird die durchschnittliche Strompreisentwicklung von 2011 bis 2017 nach Bundesverband der Energie- und Wasserwirtschaft e.V. (2017, 25) zugrunde gelegt. Die ermittelte prozentuale jährliche Änderung beträgt 3,4 % a^{-1} als Mittelwert der prozentualen Veränderungen der Strompreise gegenüber dem Vorjahr.
- [Hieraus ergibt sich ein Annuitätsfaktor a von 0,030109. Die Berechnung kann z.B. VDI 2067 Blatt 1:2012-09 (17) entnommen werden.]

Über die Annuität und über eine zugehörige, jährliche Wärmemenge Q [kWh a^{-1}], z.B. die dem Gebäude zugeführte Heizenergie Q_{Geb} [kWh a^{-1}], kann ein spezifischer Wärmepreis $k_{Sys,a}$ [€ kWh^{-1}] angegeben werden“ (Tanzer et al. 2017):

$$k_{Sys,a} = \frac{AN}{Q} \tag{10.2}$$

[53] Zusammengesetzt aus (Werte in Ct. kWh^{-1}): 8,05 (Beschaffung, Netzentgelt, Vertrieb); 0,11 (Konzessionsabgabe); 6,88 (Umlage nach dem Erneuerbare-Energien-Gesetz); 0,29 (Umlage nach dem Kraft-Wärme-Kopplungsgesetz); 0,25 (Umlage nach der Stromnetzentgeltverordnung); -0,002 (Offshore-Haftungsumlage); 0,006 (Umlage für abschaltbare Lasten); 1,537 (Stromsteuer)

C. Preisansatz Massivabsorber

Tabelle 32: Entstehung der Preise (Tanzer et al. 2017)

Farbcode der Preise für Tabelle 33, Tabelle 35, Tabelle 36, Tabelle 37		
grün		von Hersteller; Laumer Bautechnik GmbH; Großhandel
orange		über Regressionen aus anderen Preisdaten berechnet
rot		geschätzt, da keine Kostengrundlage vorhanden

Tabelle 33: Allgemeine Massivabsorberpreise[54] (Tanzer et al. 2017)

Beschreibung	Wert	Einheit
Normalbeton inkl. Bewehrung (Ansatz: 17,8 m/m² Bewehrungsstahl; Stahlrohrdurchmesser 8 mm; über Kreuz angeordnet)	80,00	€ m^{-3}
Farbanstrich	8,00	€ m^{-2}
Sonstiges (Einbau und Produktion: Alle Kosten die die Fertigung des Massivabsorbers darüber hinaus betreffen; Betonverarbeitung; Arbeitszeit zur Schalungsfertigung; Anlagenreinigung; Technischer Aufwand für die Bearbeitung der Absorberwände; Sonstige Mehrkosten wie Logistik oder Lagerung)	13,50	€ m^{-2}

Tabelle 34: Rohrpreise (Tanzer et al. 2017)

Rohrpreis – wenn nicht anders deklariert – basierend auf Angeboten der GC Großhandels Contor GmbH inkl. Verarbeitung:

PP-Rohr[55] nach $[0{,}6326 \cdot \exp(0{,}0997 \cdot D_i)]$ € m^{-1}

Verbundrohr[56] nach $\left[0{,}0166 \cdot {D_i}^2 - 0{,}3934 \cdot D_i + 3{,}1856\right]$ € m^{-1}

Stahlrohr[57] nach $\left[-0{,}0006 \cdot {D_i}^3 + 0{,}0417 \cdot {D_i}^2 - 0{,}7545 \cdot D_i + 5{,}7526\right]$ € m^{-1}

Kupferrohr[58] nach $\left[0{,}0035 \cdot {D_i}^2 + 0{,}1428 \cdot D_i + 1{,}2546\right]$ € m^{-1}

D_i [mm]	PP-Rohr	Verbundrohr	Stahlrohr	Kupferrohr	Einbau
8	3,12	2,82	3,80	4,34	1,72
12	4,59	3,36	4,17	5,97	2,50
16	6,40	4,42	5,18	7,72	3,28
20	8,15	5,46	6,04	9,01	3,50
26	11,95	7,68	7,28	10,83	3,50

[54] Preisangabe Laumer Bautechnik GmbH

[55] Universalrohr Rautitan flex (Stangenware); PE-Xa Rohr

[56] Mair Verbundrohr (Mair Heiztechnik Vertriebsgesellschaft mbH) mit Preisangabe durch die Laumer Bautechnik GmbH

[57] Verzinktes C-Stahlrohr für Pressverbindung

[58] Weiches Kupferrohr; Sanco Inland weich im Ring

Tabelle 35: Preisgrundlage für Massivabsorber mit Kapillarrohrmatten[59] (Tanzer et al. 2017)

Materialmehrkosten f_{mat} (0,00 für PP-Rohre) für:	Wert	Einheit
Verbundrohre gegenüber Rohre aus Polypropylen[60]	8,00	-
Stahlrohre gegenüber Rohre aus Polypropylen[61]	4,14	-
Kupferrohre gegenüber Rohre aus Polypropylen[62]	9,33	-

Kapillarrohrmatten-Preisansatz nach $\left[54{,}17 \cdot d_x^{-0{,}299} \cdot f_{mat} + 7{,}50\right]$ € m^{-2}

d_x [mm]	PP-Rohr[63]	Verbundrohr	Stahlrohr	Kupferrohr
10	39,47	263,27	139,79	305,71
25	33,42	214,86	114,75	249,27
50	29,62	184,42	99,01	213,78
100	26,37	158,46	85,58	183,51
150	24,70	145,07	78,66	167,90
200	23,60	136,30	74,12	157,67
250	22,80	129,88	70,80	150,19

Tabelle 36: Verbindungspreise (T-Stücke)[64] (Tanzer et al. 2017)

Preisansatz[65] (PP-, Verbund- und Stahlrohr) nach $[0{,}0204 \cdot D_i^2 - 0{,}658 \cdot D_i + 9{,}7971]$ € Stück^{-1}

Preisansatz[66] (Kupferrohr) nach $[1{,}0116 \cdot \exp(0{,}0794 \cdot D_i)]$ € Stück^{-1}

D_i [mm]	PP-Rohr	Verbundrohr	Stahlrohr	Kupferrohr
8	5,84	5,84	5,84	1,91
12	4,84	4,84	4,84	2,62
16	4,49	4,49	4,49	3,60
20	4,80	4,80	4,80	4,95
26	6,48	6,48	6,48	7,97

[59] (nur für D_i = 3 mm angewendet) - spez. Preise [€ m^{-2}] inkl. 7,5 € m^{-2} für Einbau (Befestigung auf Bewehrung)

[60] Kostenvergleich zwischen „Mehrschichtverbundrohr CONNECT; Conel weiss; 5 m Stange“ und einem PVC-U-Rohr mit D_a = 32 mm: 7,28 € m^{-1} / 0,91 € m^{-1}

[61] Kostenvergleich zwischen „Prestabor-Rohr; 6 m Stange“ mit D_a = 22 mm und einem PVC-U-Rohr mit D_a =20 mm:. 2,40 € m^{-1} / 0,58 € m^{-1}

[62] Kostenvergleich zwischen „Sanco, Stangenware“ mit D_a = 22 mm und einem PVC-U-Rohr mit D_a = 20 mm:. 5,41 € m^{-1} / 0,58 € m^{-1}

[63] Preisverlauf in Abhängigkeit des Rohrabstands d_x [mm] bestimmt über Standardkapillarrohrmatten aus Polypropylen der BeKa Heiz- und Kühlmatten GmbH

[64] Preise werden nur für die parallele Verlegeart angesetzt, um an den Rohrenden das Verteil- bzw. Sammelrohr zu erhalten.

[65] Für PP-, Verbund- und Stahlrohre werden T-Stücke aus verzinktem Stahl als Pressfitting angesetzt.

[66] Preise für Pressfitting T-Stücke

Tabelle 37: Verbindungspreise (Übergang auf Pressverbindung)[67] (Tanzer et al. 2017)

Preisansatz[68] (PP- und Verbundrohr) nach $[8{,}2165 \cdot \exp(0{,}0578 \cdot D_i)]$ € Stück^{-1}

D_i [mm]	PP-Rohr	Verbundrohr	Stahlrohr	Kupferrohr
8	13,05	13,05	-	-
12	16,44	16,44	-	-
16	20,72	20,72	-	-
20	26,11	26,11	-	-
26	36,93	36,93	-	-

Tabelle 38: Anschlusskosten je Massivabsorber an Verteilnetz (Tanzer et al. 2017)

Kostenart	Anzahl	Einzelkosten [€]	Teilsumme [€]
Strangregulierventil	1	29,95	29,95
Strangabsperrventil	1	24,85	24,85
Durchfluss-Mengenanzeiger	1	17,40	17,40
Verschraubung	2	3,90	7,80
Übergang	2	6,90	13,80
Geschätzte Montagezeit in Stunden (A-Monteur)	0,5	42,75	21,38
		Gesamtsumme	115,18

[67] Preise werden nur für die parallele Verlegeart angesetzt, um T-Stücke mit Pressverbindung anzuschließen.

[68] Für PP- und Verbundrohre werden Übergangsstücke in Edelstahl mit Pressverbindung angesetzt.

D. Wärmespeichermaterial: Elektroofenschlacke

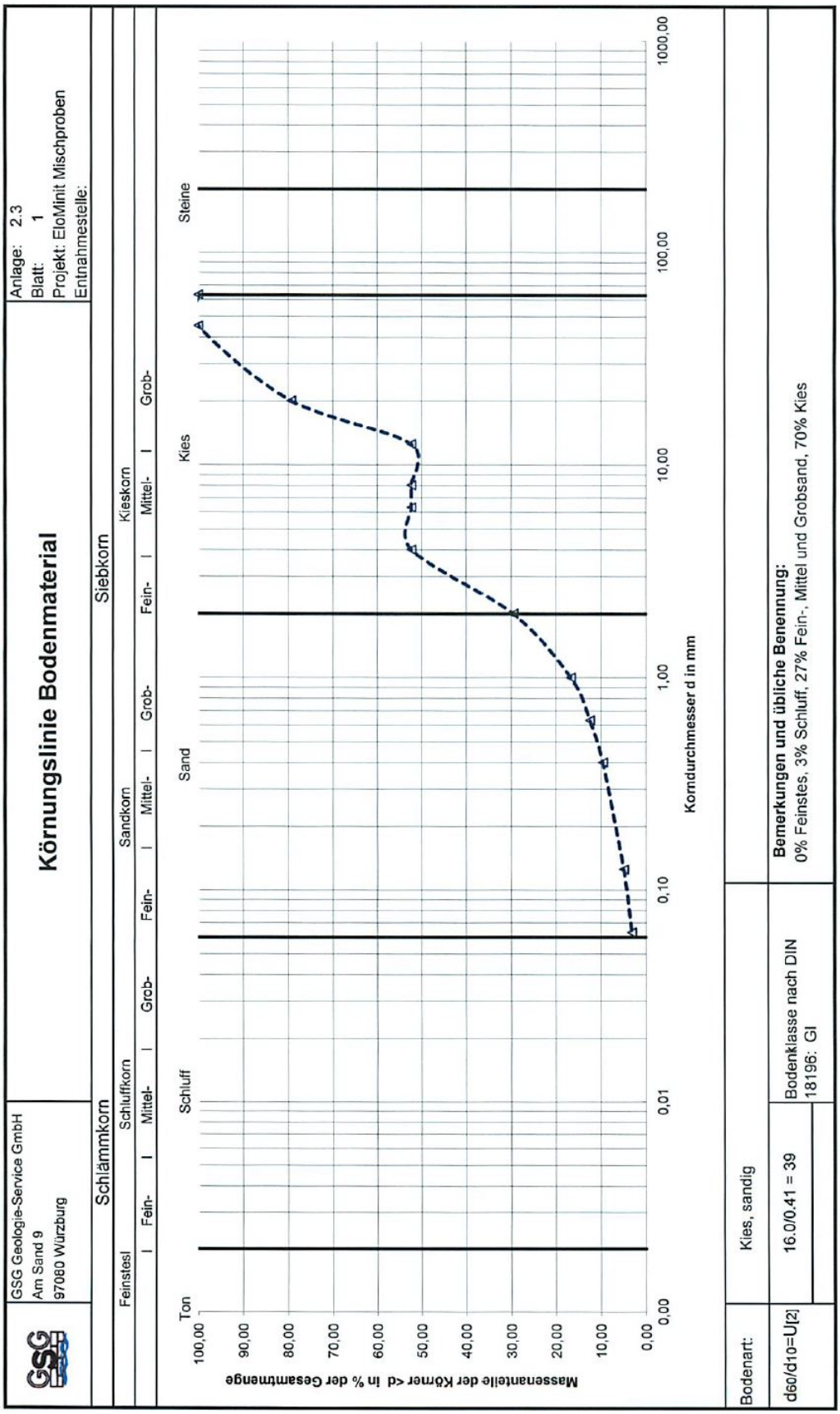


Abb. 114: Elektroofenschlacke ohne Mittelkorn (4 … 12,5 mm): Körnungslinie; zur Messdurchführung beauftragt: GSG Geologie-Service GmbH Würzburg

GSG Geologie-Service GmbH
Am Sand 9
97080 Würzburg

Aktenzeichen	Anlage: 2.3	Blatt 2
Projekt:	EloMinit - Mischproben	

Korngrößenverteilung

Bestimmung nach DIN 18123
durch Siebung

Ausgeführt am:	29.11.2014	von: Mm
Ausgewertet am:	05.01.2015	von: Mm

Entnahmestelle:	?		
Tiefe unter GOK:	?		
Entnahmeart:	gestört		
Probenbeschreibung:			
Kunststeinmaterial 0..4 + 12.5..32 mm			
Entnahme am:	26.11.2014	Von:	GSG

Steinanteil >63,0mm (geschätzt) 0
Gesamteinwaage trockene Probe: 5.888,00 g
Anteil <125µm an Gesamtprobe: 4,89 %
Bemerkungen:

Maschenweite [mm]	m (Rückstand) [g]	[%]	Summe Durchgang [%] Siebung	[%] Gesamt	Bemerkung
63,0 geschätzt	0,00	0,00	100,00	100,00	
45,0	0,00	0,00	100,00	100,00	
20,0	1.218,53	20,70	79,30	79,30	
12,5	1.588,10	26,97	52,33	52,33	
8,0	0,00	0,00	52,33	52,33	
6,3	0,00	0,00	52,33	52,33	
4,0	0,00	0,00	52,33	52,33	
2,0	1.340,87	22,77	29,56	29,56	
1,0	758,51	12,88	16,68	16,68	
0,63	248,98	4,23	12,45	12,45	
0,40	169,38	2,88	9,57	9,57	
0,125	273,35	4,64	4,93	4,93	
0,063	106,63	1,81	3,12	3,12	
Rückstand <0.063	181,32	3,08			
Gesamt:	5.885,67	99,96			
Siebverlust:	2,33	0,04			

Abb. 115: Elektroofenschlacke ohne Mittelkorn (4 … 12,5 mm): Korngrößenverteilung; zur Messdurchführung beauftragt: GSG Geologie-Service GmbH Würzburg

GSG Geologie-Service GmbH
Am Sand 9
97080 Würzburg

Aktenzeichen Anlage: 3.3 Blatt 1
Projekt:
EloMinit – Mischprobenvergleich

Entnahmestelle: MA GmbH
Tiefe unter GOK: ?
Entnahmeart: Gestört
Probenbeschreibung:
Kunststeinmaterial 0..4 + 12..32mm
Entnahme am: 26.11.14 Von: GSG

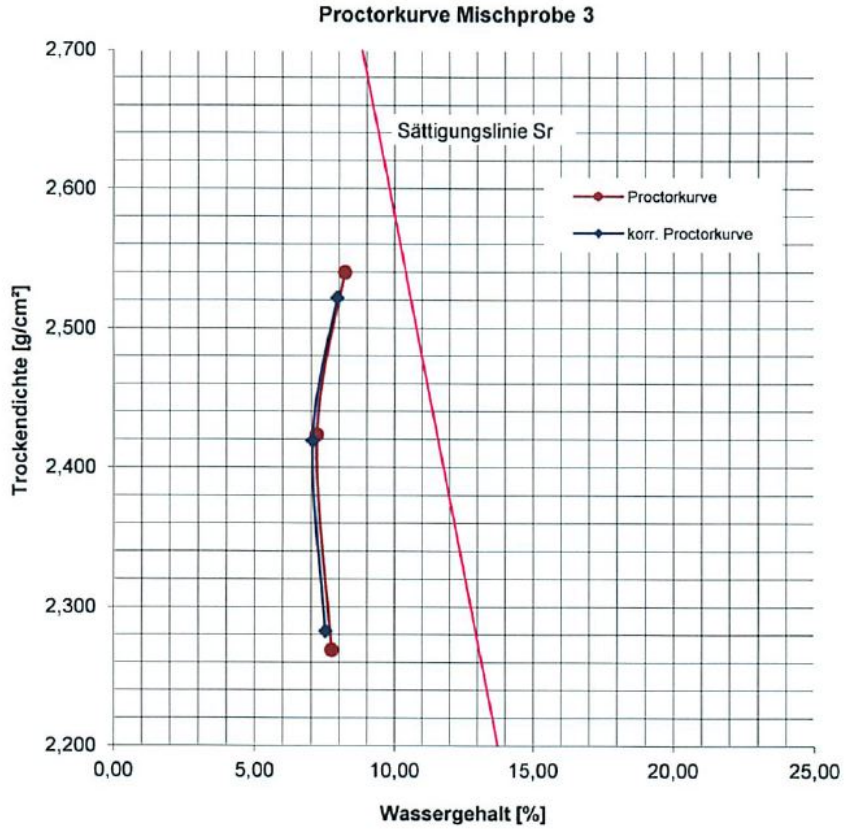
Proctor-Versuch

Bestimmung nach DIN 18127
Wassergehaltsbestimmung durch Ofentrocknung und Wägung

Ausgeführt am:	06.12.14	durch:	Cm
Ausgewertet am:	05.01.15	durch:	Mm
Korndichte (geschätzt):	3,6	g/cm³	
Anzahl der Schichten:	3		
Anzahl der Schläge/Schicht:	25		
Zulässiges Größtkorn:	2,00		
Anteil des Überkornes ü:	11,7 %		

Proctorhammer:
Masse = 2,5kg
Fallhöhe= 30cm

Bemerkungen: Angelieferte Probe ist zur optimalen Verarbeitung etwas trocken.



100 % einf. Proctordichte ρ_{Pr} = 2,52 g/cm³ Optimaler Wassergehalt w_{Pr} = 8,0%

97 % der einf. Proctordichte = 2,45 g/cm³ min/max Wassergehalt $w_{97\%Pr}$ = 6,5-9,0%

Abb. 116: Elektroofenschlacke ohne Mittelkorn (4 … 12,5 mm): Proctorkurve; zur Messdurchführung beauftragt: GSG Geologie-Service GmbH Würzburg

GSG Geologie-Service GmbH Am Sand 9 97080 Würzburg				AZ:		Anlage: 3.3		Blatt 2
				Projekt: EloMinit - Mischprobenvergleich				
Proctor-Versuch				Entnahmestelle: MA GmbH				
Bestimmung nach DIN 18127				Tiefe unter GOK: ?				
Wassergehaltsbestimmung durch Ofentrocknung und Wägung				Entnahmeart: gestört				
Ausgeführt am: 06.12.14 durch: Cm				Probenbeschreibung:				
Ausgewertet am: 05.01.15 durch: Mm				Kunststeinmaterial 0..4 + 12..32 mm				
				Entnahme am: 26.11.2014 Von: GSG				
Anzahl der Schichten: 3				Proctorhammer:				
Anzahl der Schläge/Schicht: 25				Masse = 2,50 kg				
Zulässiges Größtkorn: 2,00 cm				Fallhöhe= 30 cm				
Anteil des Überkornes ü (wt%): 11,69				Wassergehalt Überkorn [%]: 5,8				
Bemerkungen:								
Verdichtung:								
Versuch-Nr.:		1	2	3				
Feuchte Probe + Zylinder	m1 [g]	4.782,4	4.927,0	5.068,7				
Zylinder	mz [g]	2.478,7	2.478,7	2.478,7				
Feuchte Probe	mf [g]	2.303,8	2.448,4	2.590,1				
Volumen des Zylinders	Vz [cm³]	942,48	942,48	942,48				
Feuchtdichte:	rf [g/cm³]	2,44	2,60	2,75				
Wassergehaltsbestimmung								
Behälter-Nr.:		BH	A3	B8				
Feuchte Probe + Behälter:	mf+B [g]	411,92	390,51	445,29				
Trockene Probe + Behälter:	mt+B [g]	400,38	380,85	430,29				
Behälter:	B [g]	251,03	246,77	247,52				
Wasser:	mw [g]	11,54	9,66	15,00				
Trockene Probe:	mt [g]	149,35	134,08	182,77				
Wassergehalt:	w [%]	7,73	7,20	8,21				
Wassergehalt, korrigiert:	wÜ [%]	7,50	7,04	7,93				
Trockendichte:	rd [g/cm³]	2,269	2,423	2,540				
Trockendichte, korrigiert:	rd [g/cm³]	2,28	2,42	2,52				
100% einf. Proctordichte	g/cm³	2,522		97% der einf. Proctordichte			g/cm³	**2,45**
opt. Wassergehalt	[%]	**7,93**		*min/max. Wassergehalt [%]*			***6,5***	***9,0***
erreichte Verdichtung [%]	[%]	90,52	95,92	100,00				

Abb. 117: Elektroofenschlacke ohne Mittelkorn (4 … 12,5 mm): Ergebnisse des Proctorversuchs; zur Messdurchführung beauftragt: GSG Geologie-Service GmbH Würzburg

Abb. 118: EOS bei unterschiedlicher Befeuchtung; oben: Wassergehalt ca. 6-9 %; mitte: ofengetrocknet 50 °C; Befeuchtung während Proctorversuch (Fotografiert von GSG Geologie-Service GmbH Würzburg)

E. Wärmespeicher: Anpassung von TRNSYS type343

„Die Baukörper der Wärmespeicher der Pilotanlage weisen eine unterschiedliche Kubatur auf. Da das Modell einen Speicher in Zylinderform berechnet muss eine Anpassung von Maßen und Stoffdaten vorgenommen werden. Neben den Randbedingungen, die sich aus der Einbausituation selbst ergeben, wie z.B. die Raumtemperatur als Grenztemperatur oberhalb des Wärmespeichers, sind die statischen Parameter in Tabelle 39 aufgeführt.

Tabelle 39: Speziell anzupassende Modellparameter (Fixwerte) von type343 für abweichende Speichergeometrien ohne freie Wasserströmung. Parameterliste nach Hornberger (1994, 152f.). Die Variable *N* beschreibt die Anzahl der modellierten Speicherschichten. (Tanzer et al. 2017)

Nr.:	Parametercodierung nach Hornberger	Beschreibung
1	$DTOP$	Oberer Speicherdurchmesser
2	$DBOT$	Unterer Speicherdurchmesser
N+9	$KSIDE$	Wärmedurchgangskoeffizient am Perimeter
N+13	$ROCPGR$	Volumetrische Wärmekapazität des Erdreichs
N+14	$LAMBGR$	Wärmeleitfähigkeit des Erdreichs
N+21	$ALFICO$	Wärmeübergangskoeffizient an der Rohrinnenseite

Zur Berechnung der nicht einheitlichen Geometrie der untersuchten Wärmespeicher werden diese auf einen Zylinder umgerechnet. Die beiden Durchmesser des Rotationskörpers berechnen sich zu:

$$DTOP = DBOT = 2 \cdot r_{Sp} = \sqrt{\frac{A_{Sp,real} \cdot 4}{\pi}} \tag{10.3}$$

worin $A_{Sp,real}$ [m²] die Grund- bzw. Deckfläche des realen Wärmespeichers und r_{Sp} [m] der Zylinderradius sind.

An der Seite des Wärmespeichers zum Erdreich hin sind von den realen Wärmespeichern die Wärmedämmung und somit auch der U-Wert der seitlichen Abgrenzung bekannt. Da sich bei der Kegelform im Modell der Umfang des Perimeters ändert, ändert sich somit auch die wärmeübertragende Fläche. Um die Wärmeverluste korrekt abzubilden, wird der Wärmedurchgangskoeffizient U_S mit Hilfe des Flächenverhältnisses angepasst:

$$KSIDE = U_S \cdot \frac{L_{P,real}}{2 \cdot \pi \cdot r_{Sp}} \tag{10.4}$$

worin $L_{P,real}$ [m] die Perimeterlänge des realen Wärmespeichers ist. Die Höhe ist im Modell identisch anzusetzen.

Der Wärmeaustausch mit dem Erdreich wird in type343 stets bis in eine Tiefe von 14,78 m betrachtet (Hornberger 1994, 33). Können aber diese Tiefen nicht als ungestörtes Erdreich betrachtet werden, müssen die Stoffdaten des Erdreichs an dieser Stelle angepasst werden. Für die volumetrische Wärmekapazität bedeutet das, dass die Wärmemenge, die im Erdreich unter dem Speicher enthalten ist, im Modell gleich sein muss. Für Erdreichtiefen kleiner 14,78 m muss daher im Modell der Wert der volumetrischen Wärmekapazität prozentual verringert werden:

$$ROCPGR = (\rho \cdot c)_{E,r} \cdot \frac{H_{E,frei}}{14{,}78\ \mathrm{m}} \tag{10.5}$$

worin ρ [kg m^{-3}] und c [J kg^{-1} K^{-1}] die Dichte und spezifische Wärmekapazität des Erdreichs und $H_{E,frei}$ [m] die Höhe des ungestörten Erdreichs sind.

Die Wärmeleitfähigkeit des Erdreichs hingegen muss sich umgekehrt proportional zu $H_{E,frei}$ im Vergleich zur Wärmekapazität des Erdreichs verhalten, damit der resultierende Wärmewiderstand des Erdreichs im Modell die gleiche Größe hat, wie in der Realität:

$$LAMBGR = \lambda_E \cdot \frac{14{,}78\ \mathrm{m}}{H_{E,frei}} \tag{10.6}$$

worin λ_E [W m^{-1} K^{-1}] die Wärmeleitfähigkeit des real vorkommenden Erdreichs ist.

Der tatsächliche, mittlere Wärmeübergangskoeffizient in der Rohrleitung α_i wird vorab über die mittleren, gemessenen Durchflussmengen in einem der Rohrschlaufen berechnet. Die Berechnung des angepassten Inputparameters für den Wärmedurchgang wird nach Gl. (5.10) durchgeführt, allerdings ohne den Rohrwiderstand, da dieser eigens im Programm berechnet wird:

$$ALFICO = U_R = \frac{\frac{1}{A_{R,a}}}{R_i + R_{Knkt} + R_{Sp}} = \frac{\frac{1}{A_{R,a}}}{\frac{1}{\alpha_i \cdot A_{R,i}} + R_{Knkt} + \frac{\ln\left(\frac{d_{R,05A}}{D_{R,a}}\right)}{2\pi \cdot L_R \cdot \lambda_{Sp}}} \tag{10.7}$$

worin der Kontaktwiderstand R_{Knkt} [K W^{-1}] durch Parametervariation bestimmt wird.

Für den Gesamtwiderstand R_G stellt sich die Verteilung der Widerstände für die Wärmespeicher der Pilotanlage nach Tabelle 40 dar:

Tabelle 40: Wärmewiderstände der Versuchsspeicheranlagen bezogen auf $D_{R,a}$ (Tanzer et al. 2017)

R	SPV2a [10^{-3} m² K W^{-1}] (%)	SPV2b [10^{-3} m² K W^{-1}] (%)
R_i	1,67 (3,2)	1,92 (6,5)
R_R	5,91 (11,2)	5,91 (19,9)
R_{Knkt}	18,55 (35)	8,91 (30,0)
R_{Sp}	26,86 (50,7)	12,94 (43,6)
R_G	52,99 (100)	29,68 (100)

Der Widerstand R_{Knkt} lässt sich innerhalb des Modells auch als Veränderung der Wärmeleitfähigkeit des Speichermaterials interpretieren. Die Anpassung der Wärmeleitfähigkeit wirkt sich jedoch auch auf die modellierten Schichten aus, die keine Rohrschlaufe beinhalten. Mit den Werten in Tabelle 40 werden die besten Ergebnisse erreicht“ (Tanzer et al. 2017).

F. Preisansatz Wärmespeicher

Tabelle 41: Entstehung der Preise (Tanzer et al. 2017)

Farbcode der Preise für Tabelle 33, Tabelle 35, Tabelle 36, Tabelle 37		
grün		von Hersteller; Laumer Bautechnik GmbH; Richard Kaufmann GmbH; Großhandel
orange		über Regressionen aus anderen Preisdaten berechnet
rot		geschätzt, da keine Kostengrundlage vorhanden

Tabelle 42: Allgemeine Konstruktionspreise Wärmespeicher[69] (Tanzer et al. 2017)

Beschreibung	Wert	Einheit
Kosten für Aushub bis zu einer Einbautiefe von 3,0 m unter Geländeoberkante	5,00	€ m^{-3}
Materialpreis EOS	15,00	€ m^{-3}
Materialpreis Kies	17,00	€ m^{-3}
Rohrhalteschienen verlegen	0,62	€ m^{-1}
Rohre verlegen, befestigen und an Verteiler anschließen[70]	2,60	€ m^{-1}

Tabelle 43: Rohrpreise Wärmespeicher (Tanzer et al. 2017)

Preisansatz[71] Verbundrohr nach $[0{,}4575 \cdot \exp(0{,}0968 \cdot D_i)]$ € m^{-1}	
D_i [mm]	Preis € m^{-1}
10	1,20
15	1,95
20	3,17
25	5,14
30	8,35

[69] Preisangabe Laumer Bautechnik GmbH; Ausnahmen separat gekennzeichnet
[70] Preisangabe Richard Kaufmann GmbH
[71] Preisbasis bezogen auf PE-X-Rohr (VPE)

G. Auswahltabelle für Speicherkonfigurationen mit Kies

Tabelle 44: Elementarzellenkonfiguration (Kies) (Tanzer et al. 2017)

$U_{Sp,max}$ [W m^{-3} K^{-1}]	ΔU_{Sp} [W m^{-3} K^{-1}]	AN [€ m^{-3} a^{-1}]	Konstruktionsmerkmale w_{max} [m s^{-1}]; D_i [mm]; d_x [mm]; $H_{Sp,EZ}$ [m]
0,62	0,62	1,58	0,3; 10; 1000; 2
0,99	0,38	1,71	0,2; 20; 1000; 1,5
1,50	0,50	1,76	0,1; 10; 700; 1,25
1,99	0,49	1,88	0,3; 15; 1000; 0,75
2,47	0,48	1,96	0,6; 20; 800; 1
2,99	0,52	2,08	0,5; 15; 700; 0,75
3,45	0,46	2,14	0,6; 20; 800; 0,75
3,97	0,53	2,28	0,4; 15; 800; 0,5
4,49	0,52	2,37	0,5; 20; 600; 0,75
4,90	0,41	2,40	0,3; 10; 600; 0,5
5,42	0,52	2,50	0,6; 20; 800; 0,5
5,99	0,57	2,59	0,3; 10; 500; 0,5
6,36	0,37	2,65	0,6; 20; 700; 0,5
6,95	0,60	2,84	0,5; 20; 400; 0,75
7,63	0,68	2,85	0,6; 20; 600; 0,5
8,84	1,20	3,12	0,5; 20; 500; 0,5
9,46	0,62	3,14	0,6; 20; 500; 0,5
9,90	0,44	3,33	0,6; 20; 300; 0,75
10,32	0,42	3,36	0,3; 10; 300; 0,5
11,42	1,10	3,54	0,5; 20; 400; 0,5
12,27	0,85	3,56	0,6; 20; 400; 0,5
12,84	0,57	4,22	0,3; 20; 300; 0,5
13,53	0,70	4,19	0,5; 25; 400; 0,5
14,13	0,60	4,22	0,6; 25; 400; 0,5
15,76	1,63	4,25	0,5; 20; 300; 0,5
17,03	1,27	4,28	0,6; 20; 300; 0,5
17,99	0,96	4,86	0,5; 15; 200; 0,5
18,93	0,94	5,11	0,5; 25; 300; 0,5
19,93	1,00	5,15	0,6; 25; 300; 0,5
20,63	0,70	5,20	0,7; 25; 300; 0,5
24,30	3,67	5,65	0,5; 20; 200; 0,5
26,48	2,18	5,70	0,6; 20; 200; 0,5
26,71	0,23	6,91	0,4; 25; 200; 0,5
29,62	2,92	6,95	0,5; 25; 200; 0,5
31,41	1,78	7,09	0,7; 25; 200; 0,5
34,06	2,65	8,28	0,5; 15; 100; 0,5
36,09	2,03	9,21	0,7; 30; 200; 0,5
37,28	1,19	9,32	0,8; 30; 200; 0,5
39,09	1,81	9,46	0,9; 30; 200; 0,5
44,95	5,86	9,88	0,5; 20; 100; 0,5
47,47	2,52	9,97	0,6; 20; 100; 0,5
53,85	6,37	12,47	0,5; 25; 100; 0,5
57,80	3,95	12,59	0,6; 25; 100; 0,5
60,99	3,19	12,74	0,7; 25; 100; 0,5
63,78	2,79	16,67	0,5; 30; 100; 0,5
68,98	5,19	16,80	0,6; 30; 100; 0,5
75,03	6,05	16,98	0,7; 30; 100; 0,5
77,43	2,41	17,21	0,8; 30; 100; 0,5
77,71	0,28	17,50	0,9; 30; 100; 0,5

H. Auswahltabelle für Speicherkonfigurationen mit EOS

Tabelle 45: Elementarzellenkonfiguration (EOS) (Tanzer et al. 2017)

$U_{Sp,max}$ [W m^{-3} K^{-1}]	ΔU_{Sp} [W m^{-3} K^{-1}]	AN [€ m^{-3} a^{-1}]	Konstruktionsmerkmale w_{max} [m s^{-1}]; D_i [mm]; d_x [mm]; $H_{Sp,EZ}$ [m]
0,47	0,47	1,45	0,3; 10; 1000; 2
1,00	0,53	1,59	0,3; 10; 800; 1,25
1,49	0,49	1,72	0,3; 10; 700; 1
1,97	0,48	1,87	0,5; 15; 800; 0,75
2,42	0,45	1,95	0,3; 10; 600; 0,75
2,94	0,52	2,07	0,3; 10; 500; 0,75
3,48	0,55	2,26	0,1; 15; 700; 0,5
3,78	0,29	2,27	0,3; 10; 600; 0,5
4,39	0,61	2,51	0,5; 20; 700; 0,5
4,91	0,52	2,59	0,3; 10; 300; 0,75
5,37	0,46	2,72	0,6; 20; 400; 0,75
5,90	0,53	2,75	0,3; 10; 400; 0,5
6,55	0,65	2,99	0,2; 15; 400; 0,5
6,85	0,30	3,01	0,6; 20; 500; 0,5
7,18	0,33	3,20	0,6; 20; 300; 0,75
8,00	0,82	3,23	0,3; 10; 300; 0,5
8,43	0,43	3,41	0,5; 20; 400; 0,5
8,88	0,45	3,43	0,6; 20; 400; 0,5
9,17	0,29	3,58	0,5; 15; 300; 0,5
9,93	0,76	4,09	0,3; 20; 300; 0,5
12,27	2,34	4,15	0,6; 20; 300; 0,5
13,36	1,09	4,68	0,2; 15; 200; 0,5
13,84	0,48	4,73	0,5; 15; 200; 0,5
14,30	0,46	5,07	0,7; 25; 300; 0,5
14,70	0,40	5,47	0,2; 20; 200; 0,5
15,32	0,62	5,50	0,4; 20; 200; 0,5
17,66	2,34	5,52	0,5; 20; 200; 0,5
18,76	1,10	5,57	0,6; 20; 200; 0,5
20,80	2,04	6,82	0,5; 25; 200; 0,5
21,87	1,07	6,96	0,7; 25; 200; 0,5
23,44	1,57	8,04	0,1; 15; 100; 0,5
25,26	1,83	8,15	0,5; 15; 100; 0,5
27,96	2,69	9,69	0,4; 20; 100; 0,5
31,79	3,83	9,75	0,5; 20; 100; 0,5
33,25	1,46	9,84	0,6; 20; 100; 0,5
34,01	0,76	12,27	0,4; 25; 100; 0,5
36,11	2,10	12,34	0,5; 25; 100; 0,5
37,98	1,87	12,46	0,6; 25; 100; 0,5
40,63	2,65	12,61	0,7; 25; 100; 0,5
42,27	1,64	16,54	0,5; 30; 100; 0,5
45,01	2,74	16,67	0,6; 30; 100; 0,5
46,79	1,78	16,85	0,7; 30; 100; 0,5
49,61	2,81	17,08	0,8; 30; 100; 0,5
54,55	4,94	17,37	0,9; 30; 100; 0,5

I. Beispielgebäude: *U*-Werte

Tabelle 46: *U*-Werte des Beispielgebäudes (Tanzer et al. 2017)

Bauteil	*U*-Wert [W m^{-2} K^{-1}]
Bodenplatte über Erdreich (30 cm Beton, 12 cm XPS Wärmedämmung)	0,28
Bodenplatte über Wärmespeicher: 24 cm XPS Wärmedämmung trennen die oberste Speicherschicht von der Bodenplatte	0,15
Dach	0,21
Fassade (16 cm Tragschale (Beton), 14 cm WLG031 Wärmedämmung, 7 cm Vorsatzschale (Beton))	0,21
Fensterband	1,06

J. Wärmepumpencharakteristik

„Zur Bestimmung des Verhaltens der Wärmepumpe bei Veränderung der Temperaturen an Verdampfer oder Kondensator innerhalb der Systemsimulation werden Herstellerangaben der Wärmepumpe verwendet, um daraus über eine […] [hierarchisch lineare Modellierung] eine Gesamtgleichung zu erhalten[; zu Methodik vergleiche Snijders (2011, 879ff.), Langer (2009, 95ff.) oder Hox (1995, 10ff.)]. Die temperaturabhängigen […] Kondensatorleistungen [(Herstellerangabe)] werden über quadratische Polynome angenähert, siehe Abb. 119. Für die verschiedenen Austrittstemperaturen am Kondensator ergibt sich Tabelle 47. Die Temperaturspreizung am Verdampfer beträgt 3 K und am Kondensator 5 K. Quellenseitig kommt ein Wasser-Glykol-Gemisch zum Einsatz; senkenseitig Wasser“ (Tanzer et al. 2017).

Tabelle 47: Quadratische Regression der Kondensatorleistung; zu Abb. 119 (Tanzer et al. 2017)

Kurve	p_0	p_1	p_2	R^2
35 °C	44,41427	1,31285	0,00271	0,99547
45 °C	40,91403	1,09529	0,01376	0,99852
55 °C	39,20196	0,81270	0,01537	0,99886
60 °C	37,14383	0,81521	0,01480	0,99915

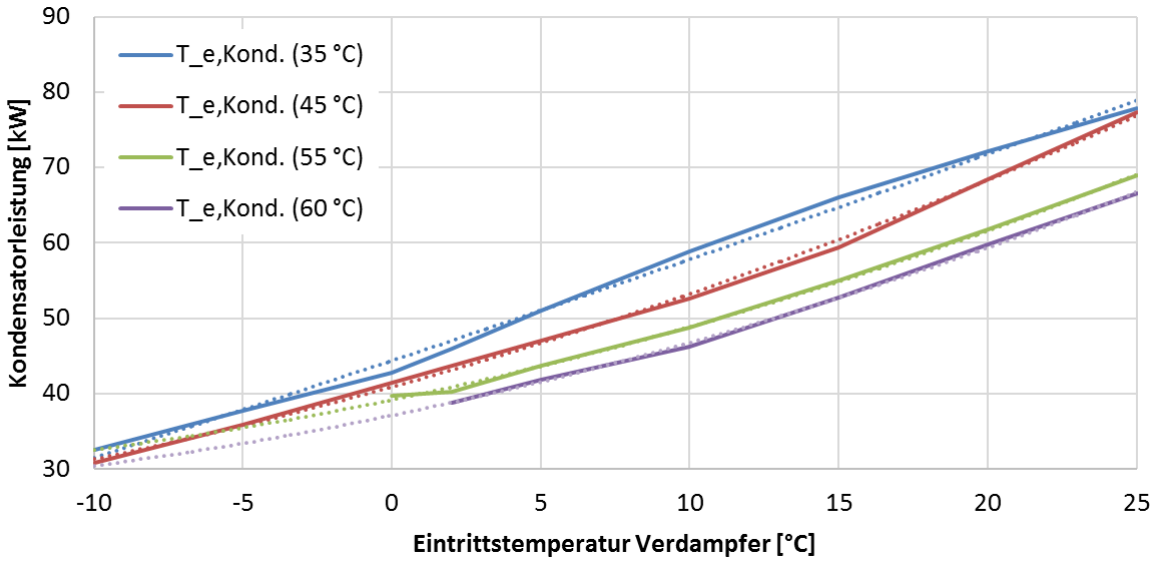


Abb. 119: Heizleistung in Abhängigkeit der Eintrittstemperatur in den Verdampfer und der Austrittstemperatur des Kondensators; Multilineare Regression gepunktet; Datenquelle: Viessmann Werke GmbH & Co. KG für Vitocal 300 G Type BWS 301.A45 (Tanzer et al. 2017)

„Um die vier Kurven der Austrittstemperaturen des Kondensators zu vereinen, werden die Parameter p_0, p_1 und p_2 ebenfalls über Regressionen nachgebildet, siehe Abb. 120 bis Abb. 122. Darin werden die Verläufe in zwei Bereichen betrachtet: bis 35 °C bis 55 °C und 55 °C bis 60 °C. Die Regressionsparameter sind in Tabelle 48 aufgeführt“ (Tanzer et al. 2017).

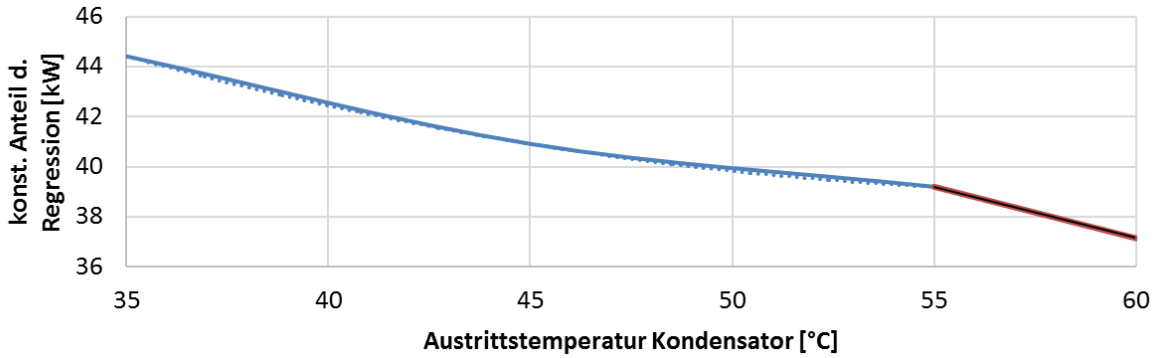


Abb. 120: Temperaturabhängiger p0-Verlauf aus Tabelle 47; aufgeteilt in zwei Bereiche (Tanzer et al. 2017)

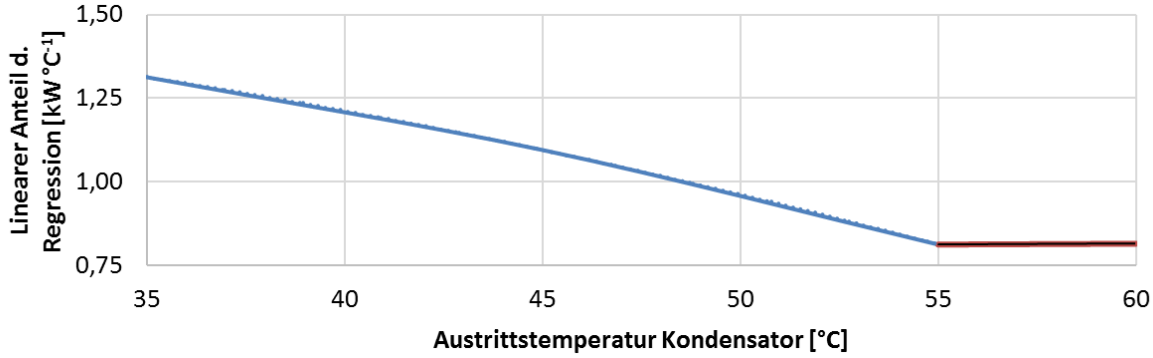


Abb. 121: Temperaturabhängiger p1-Verlauf aus Tabelle 47; aufgeteilt in zwei Bereiche (Tanzer et al. 2017)

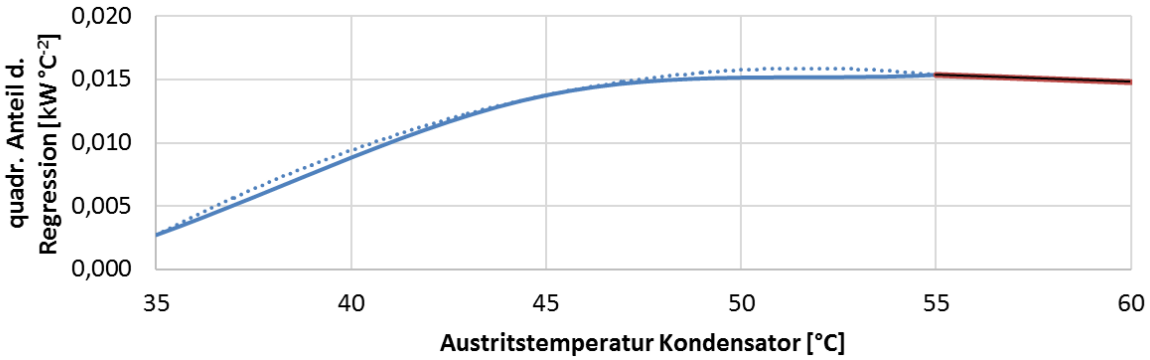


Abb. 122: Temperaturabhängiger p2-Verlauf aus Tabelle 47; aufgeteilt in zwei Bereiche (Tanzer et al. 2017)

Tabelle 48: Regression der Regressionsparameter der Kondensatorleistung (Tanzer et al. 2017)

Kurve	a_0	a_1	a_2	R^2
p_0 (35 °C bis 55 °C)	70,74693	-1,06529	0,00894	1,00
p_0 (35 °C ab 55 °C)	61,84135	-0,41163	-	1,00
Kurve	b_0	b_1	b_2	R^2
p_1 (35 °C bis 55 °C)	1,56230	0,00425	-0,00033	1,00
p_1 (35 °C ab 55 °C)	0,78516	0,00050	-	1,00
Kurve	c_0	c_1	c_2	R^2
p_2 (35 °C bis 55 °C)	-0,11031	0,00488	-0,00005	1,00
p_2 (35 °C ab 55 °C)	0,02166	-0,00011	-	1,00

Die Gesamtgleichung der Heizleistung hat die Form eines quadratischen Polynoms mit ebenfalls quadratischen Polynomen an den Parameterpositionen:

$$\dot{Q}_{WP,Kond.} = p0 + p1 \cdot T_{in,Verd} + p2 \cdot T_{in,Verd}^2 \tag{10.8}$$

mit

$$p0 = a0 + a1 \cdot T_{e,Kond} + a2 \cdot T_{e,Kond}^2 \tag{10.9}$$

$$p1 = b0 + b1 \cdot T_{e,Kond} + b2 \cdot T_{e,Kond}^2 \tag{10.10}$$

$$p2 = c0 + c1 \cdot T_{e,Kond} + c2 \cdot T_{e,Kond}^2 \tag{10.11}$$

worin $T_{in,Verd}$ [°C] die Eintrittstemperatur in den Verdampfer und $T_{e,Kond}$ [°C] die Austrittstemperatur aus dem Kondensator sind.

Für die elektr. Leistung des Verdichters und der Kälteleistung am Verdampfer wird das Verfahren wiederholt, siehe Tabelle 49 und Tabelle 50.

Tabelle 49: Regression der Regressionsparameter der elektrischen Leistungsaufnahme des Verdichters (Tanzer et al. 2017)

Kurve	a_0	a_1	a_2	R^2
p_0 (35 °C bis 55 °C)	1,58602	0,23032	-	0,99
p_0 (35 °C ab 55 °C)	-1,89639	0,29536	-	1,00
Kurve	b_0	b_1	b_2	R^2
p_1 (35 °C bis 55 °C)	0,11561	-0,00253	-	1,00
p_1 (35 °C ab 55 °C)	-0,04972	0,00072	-	1,00
Kurve	c0	c1	c2	R^2
p_2 (35 °C bis 55 °C)	0,00929	-0,00045	0,00001	1,00
p_2 (35 °C ab 55 °C)	0,00555	-0,00010	-	1,00

Tabelle 50: Regression der Regressionsparameter der Verdampferleistung (Tanzer et al. 2017)

Kurve	a_0	a_1	a_2	R^2
p_0 (35 °C bis 55 °C)	62,47218	-0,95683	0,00526	1,00
p_0 (35 °C ab 55 °C)	64,14971	-0,69817	-	1,00
Kurve	b_0	b_1	b_2	R^2
p_1 (35 °C bis 55 °C)	1,70650	-0,00572	-0,00018	1,00
p_1 (35 °C ab 55 °C)	0,96188	-0,00223	-	1,00
Kurve	c_0	c_1	c_2	R^2
p_2 (35 °C bis 55 °C)	-0,11876	0,00522	-0,00005	1,00
p_2 (35 °C ab 55 °C)	0,00919	0,00010	-	1,00

Die Gesamtgleichung der Heizleistung hat eine minimale Abweichung von -3,3 %, eine maximale Abweichung von +3,8 % und im Mittel +0,01 % sowie R^2 mit 0,998. Die Gesamtgleichung der Antriebsleistung des Verdichters hat eine minimale Abweichung von -6,9 %, eine maximale Abweichung von +4,0 % und im Mittel 0,22 % sowie R^2 mit 0,992. Die Gesamtgleichung der Verdampferleistung hat eine minimale Abweichung von -4,3 %, eine maximale Abweichung von +3,6 % und im Mittel 0,01 % sowie R^2 mit 0,998.

Zur Anwendung mittels type927 wird ein Datensatz für verschiedene Eintrittstemperaturen erstellt und die zugehörigen Heizleistungen und Antriebsleistungen normiert.

K. Speichermodellanpassung zur Berechnung mehrerer Rohrebenen

„Damit das Modell die Wärmeverluste korrekt wiedergibt, wenn der zu untersuchende Speicher mehr als zwei Rohrebenen besitzt, wird nachfolgend untersucht, ob durch Anpassung der Wärmedämmparameter eine Kompensation möglich ist.

Dazu wird **(1)** ein Wärmespeicher mit 1000 m³, 1000 m² Grundfläche, 1 m Gesamthöhe in zylindrischer Form mit einer Rohrebene angesetzt. Die Perimeterfläche ist 112,1 m² und der U-Wert der Wärmedämmung sei zu allen Seiten 0,15 W m^{-2} K^{-1}. An einem zweiten, höhenangepassten Speicher **(2)** wird die Grundfläche halbiert auf 500 m², um die dort auftretenden Verluste zu reduzieren. Das Volumen bleibt gleich, weshalb die Höhe zu 2 m folgt. Die Perimeterfläche ist jetzt 158,5 m². Der dritte betrachtete Speicher **(3)** besitzt wieder nur eine Rohrebene und die Abmessungen von (1). An (3) werden die U-

Werte angepasst, um die geringeren Wärmeverluste von (2) zu erhalten. Damit diese über die Grundflächen von (3) identisch mit (2) sind, wird der horizontale U-Wert $U_{hor,(3)}$ umgerechnet mittels:

$$U_{hor,(3)} = U_{hor,(2)} \cdot \frac{n_{EZ,(2)}}{n_{EZ,(3)}} \text{ mit } n \in \mathbb{N}^+ \tag{10.12}$$

worin n_{EZ} [-] die Anzahl der Elementarzellen übereinander sind.

Der U-Wert am Perimeter ergibt sich über das Flächenverhältnis des Perimeters:

$$U_{P,(3)} = U_{P,(2)} \cdot \frac{A_{P,(2)}}{A_{P,(3)}} = U_{P,(2)} \cdot \frac{\pi \cdot D_{P,(2)} \cdot H_{(2)}}{\pi \cdot D_{P,(3)} \cdot H_{(3)}} = U_{P,(2)} \cdot \frac{D_{P,(2)} \cdot H_{(2)}}{D_{P,(3)} \cdot H_{(3)}} \tag{10.13}$$

Wie aus Abb. 123 hervorgeht, können mit den vorgenommenen Manipulationen die Wärmeverluste so angeglichen werden, dass *zwei* Rohrebenen durch nur *eine* angenähert werden können. Die Abweichung von (3) zu (2) beträgt am Ende der Simulationszeit an der Speicherdecke +5,3 %, am Perimeter +0,1 % und am Speicherboden +3,5 %.

Jeder Wärmespeicher innerhalb der Systemvarianten erhält eine umschließende Wärmedämmung mit 0,15 W m^{-2} K^{-1}. Zur Stütze gegen nachrutschendes Erdreich während der Bauphase wird eine 20 cm starke, betonierte Wandung vorgesehen.

Die Berechnung des Wärmespeichers wird für alle Systemvarianten gleichermaßen vorgenommen. Jeder Speicher ist in die in type343 maximal möglichen, 20 Schichten mit zwei Rohrebenen eingeteilt. Die Einteilung ist normiert und wird mit der Gesamthöhe der Elementarzelle sowie der Rohrebenenanzahl multipliziert. Die Schichteinteilung ist in Abb. 124 aufgeführt. Dabei sei darauf hingewiesen, dass sich aufgrund der festgelegten Einteilung bei verschiedenen Speicherhöhen der Wärmetransport unterschiedlich schnell auf das Fluid auswirkt. Kurzzeitige Betriebsphasen profitieren von kleinen Elementarzellenhöhen, siehe dazu die Detailbeschreibung zu den internen Wärmeströmen an den Speicherschichten in Kap. 5.2.2“ (Tanzer et al. 2017).

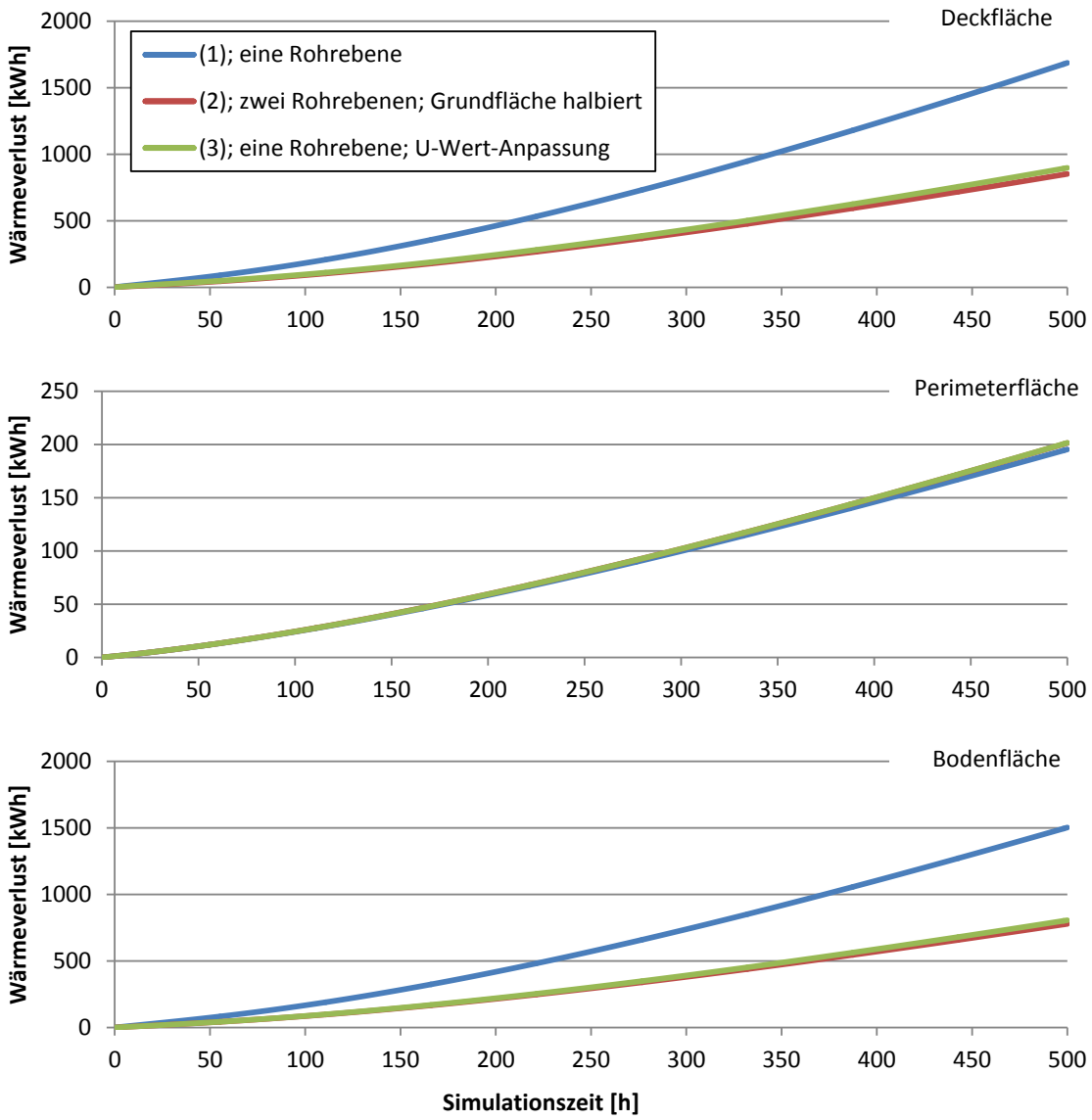


Abb. 123: Wärmespeicherverlustanalyse; Manipulation der Wärmedurchgangskoeffizienten bei Speichergeometrieänderung (Tanzer et al. 2017)

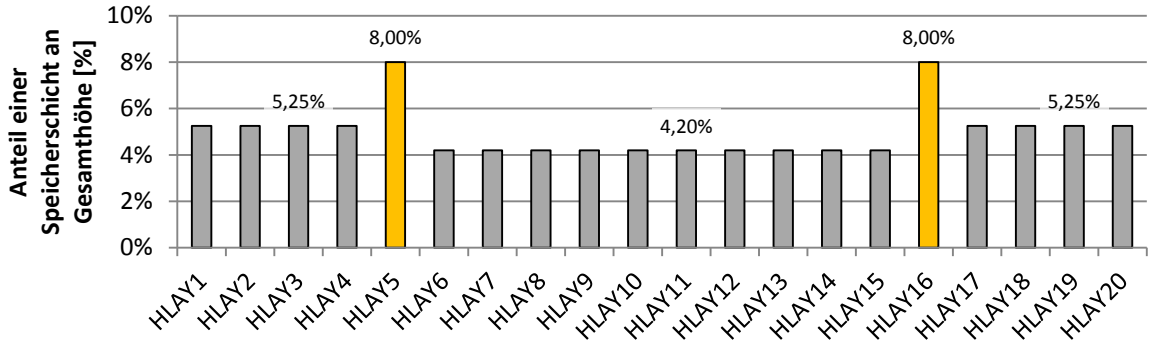


Abb. 124: Normierte Diskretisierung der Wärmespeicherschichten; Rohrebenen farbig hervorgehoben (Tanzer et al. 2017)

L. Basis zur Kostenkalkulation der Systemsimulationen

Gebäudeleittechnik

„Für die Gebäudeleittechnik werden die Kosten pauschal über die Datenpunktmenge einer Anlage bestimmt, siehe Tabelle 51. Jeder Datenpunkt inkl. der Installationsarbeiten wird dabei mit 300 € DP^{-1} angesetzt; Angabe durch MESCADO Regeltechnik GmbH.

Tabelle 51: Datenpunktliste (Tanzer et al. 2017)

Bauteil	Veranschlagte Datenpunktanzahl DP
Pumpe	4
Ventil	1
Klappe mit Rückmeldung	3
Wärmepumpe	8
Temperatursensor	1

Bauteilkosten

Die Investitionskosten der Zentrale werden über die Anzahl der einzelnen Bestandteile ermittelt. Sie sind für jede Anlagenkonfiguration einmalig zu bestimmen.

Tabelle 52: Betriebsrelevante Anlagenbestandteile; Preisansatz durch Richard Kaufmann GmbH (Tanzer et al. 2017)

Bauteile Zentrale	**Stückpreis netto [€]**
Zusatzkomponenten Wärmepumpe, z.B. Komponsator	2500
Inbetriebnahme pauschal	800
Verteiler/Sammler Massivabsorber	850
Glykolgemisch pauschal	2300
Ausdehnungsgefäß (klein)	130
Ausdehnungsgefäß (groß)	535
Wärmeübertrager	900
Hydraulische Weiche	715
Pufferspeicher 1000 L inkl. Dämmung	520
Umwälzpumpen pauschal	2500
Rückschlagklappe	35
Absperrklappe	80
Schmutzfänger	50
Vorschweißflansch	18

Massivabsorber

Bei der Kalkulation der Massivabsorber werden die spezifischen Herstellkosten abzüglich der Kosten für eine Standardvorsatzschale von 15 € m^{-2} bewertet (Mehrpreiskalkulation). Anschlusskosten an das Verteilnetz sind in Anhang C Tabelle 38 aufgeführt

Wärmepumpe

Für die Wärmepumpe werden je zwei Wärmepumpen im Bereich zwischen 40 und 75 kW von drei Herstellern[72] verglichen. Bezogen auf die Wärmeleistung bei B0W35 ist der mittlere spezifische Preis bei 413,56 € kW^{-1}; angewendet: 415,00 € kW^{-1} netto.

Rohre für Wärmeverteilung

Die Rohre innerhalb der Halle und Zentrale werden als nahtloses Stahlrohr nach DIN EN 10220:2003-03 gewählt. Die verwendeten Maße sind in Tabelle 53 aufgeführt.

Tabelle 53: Nahtloses Stahlrohr nach DIN EN 10220:2003-03 mit Preisansatz ohne Rohrmontage (Tanzer et al. 2017)

D_i [mm]	Rohrpreis [€ m^{-1}]	Korrosionsanstrich und tauwasserverhindernde Wärmedämmung inkl. Montage [€ m^{-1}] *	Gesamtpreis [€ m^{-1}]
43,1	4,58	*34,93*	39,51
51,2	6,46	*38,62*	45,08
70,3	8,26	*44,16*	52,41
82,5	10,75	*49,69*	60,44
100,8	15,67	*57,07*	72,73
125,0	19,50	*66,29*	85,79
150,0	23,96	*75,51*	99,47

***** bei Betrieb oberhalb des Taupunkts nicht erforderlich; in Systemkalkulation nicht berücksichtigt

Wärmespeicher

Zusätzlich zu den Kosten für die Elementarzellen, siehe Anhang G bzw. H, wird eine umschließende Wärmedämmung mit 0,15 W m^{-2} K^{-1} für 37 € m^{-2} angesetzt. Darüber hinaus wird die Wandfläche mit einer wasserfesten, 20 cm starken Betonwand für 50 € m^{-2} versehen; Preisangabe durch Laumer Bautechnik GmbH.

Arbeitspreis für Montage

Die Montagezeit wird nach den Empfehlungen der Handwerksinnung (Innung Spengler, Sanitär- und Heizungstechnik München 2015) errechnet und mit einem Nettostundenlohn für einen A-Monteur von 42,75 € h^{-1} verrechnet; Preisansatz Richard Kaufmann GmbH.

Unternehmerische Preiskalkulation

Preisreduzierungen oder –erhöhungen aufgrund des Gesamtumfangs der Baumaßnahme werden nicht berücksichtigt. Zuschläge für Gemeinkosten oder Wagnis und Gewinn sind in den Nettopreisen bereits enthalten“ (Tanzer et al. 2017).

[72] Preisangabe Viessmann-Wärmepumpen (BW 301.A45, BWS 301.A29) durch Richard Kaufmann GmbH; ait-deutschland GmbH (Alpha Innotec): alterra pro (SWP 451, SWP 581); Glen Dimplex Deutschland GmbH (SI 50TU, SI 75TU)

M. Systemvoruntersuchung – SV1

Nachfolgend werden die Betriebsweise, die Variantenanalyse und die Energiebilanz von Systemvariante 1 als Voruntersuchung zu den Systemen mit Wärmespeicher aufgeführt. Dieses Kapitel wurde bereits in Tanzer et al. (2017) vorveröffentlicht:

„Betriebsweise

Da SV1 keinen Speicher besitzt, ergeben sich nur zwei mögliche Betriebszustände:

- MA-FBH: Der Massivabsorber versorgt direkt über einen Wärmeübertrager (Systemtrennung) die Bodenheizung. Reicht die Wärmeleistung über den Massivabsorber nicht aus, wird eine elektrische Nachheizung aktiviert:
  $HIB = 2$ (Hierarchie des Betriebs)
- MA-WP-FBH: Die gewonnene Wärme aus den Massivabsorbern wird über die Wärmepumpe auf ein höheres Temperaturniveau gehoben. Bei zu geringer Wärmeleistung wird per Heizstab nachgeheizt:
  $HIB = 1$

Die Betriebsarten können in Abb. 125 nachvollzogen werden. Die Eingliederung des Pufferspeichers wird in der Systemsimulation *nicht* abgebildet. Bei realen Anlagen ist er notwendig, um einen taktenden Wärmepumpenbetrieb zu verhindern und um kurze Einsatzzeiten der Nachheizung zu kompensieren.

Für jede Betriebsart und Orientierung der Massivabsorber sind Bedingungen zu berücksichtigen; ebenso für die Komponenten Wärmepumpe und Wärmespeicher, wobei letzterer in SV1 nicht vorhanden ist. Die Angabe der oberen und unteren Totzonen (UDB bzw. LDB für upper bzw. lower dead band) für jeden On-/Off-Regler (CTR) bildet die Hysterese ab.

Das folgende Beispiel mit $T_{in,Ma} \geq T_{Tau}$ gilt für den südorientierten Massivabsorber:

- Freigabe:
  Für alle $\{T_{in,Ma-Süd} \geq T_{Tau} + UDB \ \wedge CTR_{t-1} = 0\}$ gilt $CTR = 1$
- Laufender Betrieb:
  Für alle $\{T_{in,Ma-Süd} \geq T_{Tau} + LDB \ \wedge CTR_{t-1} = 1\}$ gilt $CTR = 1$
- Betriebsende:
  Für alle $\{T_{in,Ma-Süd} \ngeq T_{Tau} + LDB \ \wedge CTR_{t-1} = 1\}$ gilt $CTR = 0$

Dies bedeutet, dass der südliche Massivabsorber ausgehend von einem Betriebsstillstand (Reglerwert $CTR_{t-1} = 0$) starten darf, wenn die Eintrittstemperatur $T_{in,Ma-Süd}$ größer gleich der Taupunkttemperatur der Umgebungsluft T_{Tau} ist plus den Wert der oberen Totzone UDB. In den folgenden Berechnungsschritten muss der Reglerwert des vorangegangenen Zeitschritts $CTR_{t-1} = 0$ sein und zusätzlich muss die Betriebsbedingung ($T_{in,Ma-Süd} \geq T_{Tau} + LDB$) erfüllt sein. Auch in diesem Fall wird für den aktuellen Zeitschritt der Reglerwert $CTR = 1$ ausgegeben und der Betrieb fortgesetzt. Kann die Bedingung nicht mehr erfüllt werden ($T_{in,Ma-Süd} \ngeq T_{Tau} + LDB$) wird der Reglerwert $CTR = 0$ und der Betrieb stoppt.

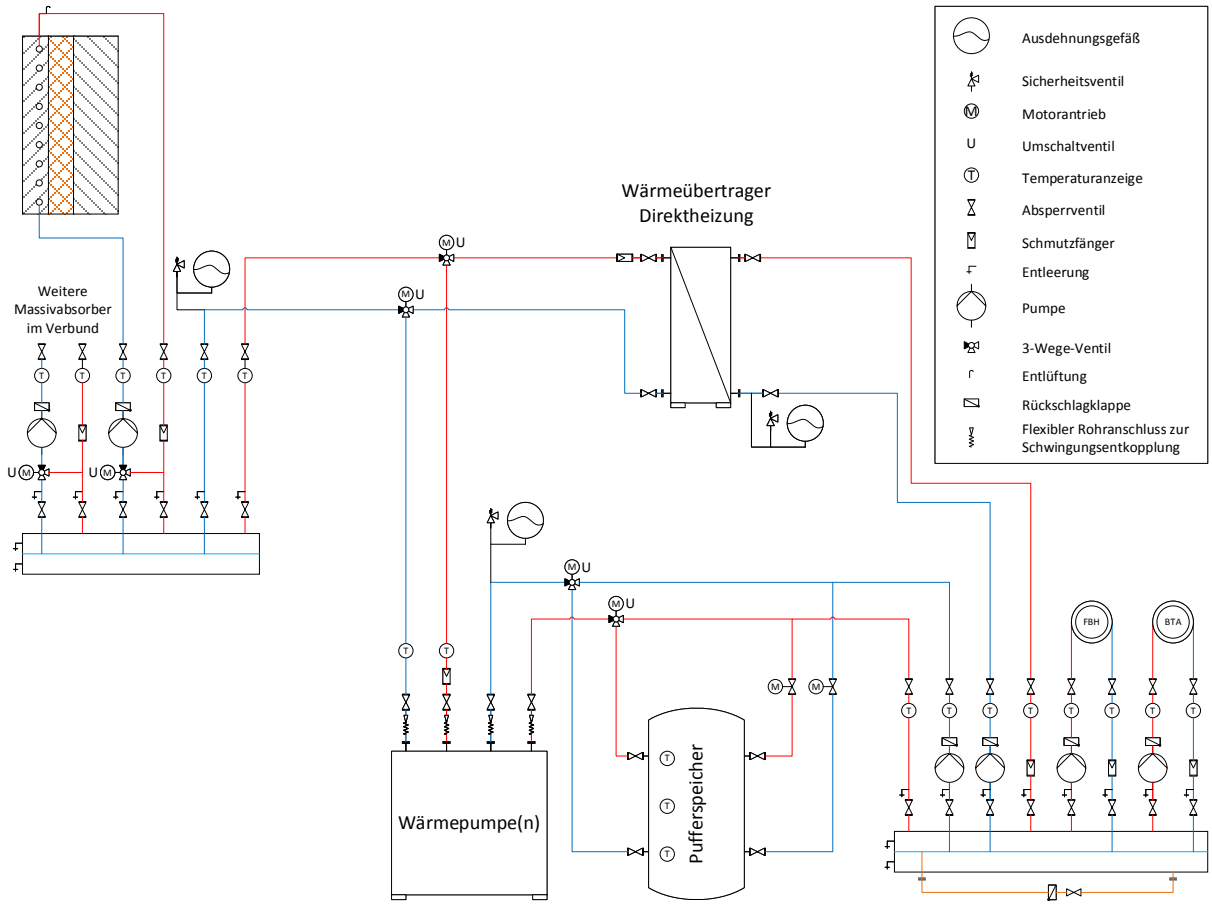


Abb. 125: Systemvariante 1: Funktionsschema (Tanzer et al. 2017)

Die aus den Regelungs- und Steuerungsprozessen notwendige elektrische Leistungsaufnahme und damit die gesamte MSR-Technik werden in Anlehnung an den für die Pilotanlage ermittelten Messwert mit einem Leistungsbedarf von konstant 56 W angesetzt.

Tabelle 54 führt für Systemvariante 1 (SV1) alle gesetzten Betriebsbedingungen und Abbruchkriterien auf. Die aufgeführten, teilweise hohen UDB-Werte werden zur Vermeidung häufigen Taktens festgelegt. Bei realen Anlagen sind diese Werte bei der Inbetriebnahme zu prüfen.

Grundvoraussetzung für Betriebsart 2, d.h. direkte Wärmelieferung der Massivabsorber an die Bodenheizung, ist das Vorliegen der Heizanforderung ($\dot{Q}_{Geb} > 0$ kW). Zusätzlich muss die Eintrittstemperatur $T_{in,Ma}$ um mindestens 5 K über der Taupunkttemperatur T_{Tau} liegen, damit beim Einsetzen der Wärmeabnahme von Massivabsorbern nicht innerhalb kürzester Zeit das durch die Taupunkttemperatur gegebene Abbruchkriterium erreicht wird. Bei begrenzten Solarwärmegewinnen kann so zumindest eine gewisse Wärmemenge aus der thermischen Masse des Massivabsorbers bezogen werden, sodass eine Mindestlaufzeit gewährleistet wird. Die Änderungsgeschwindigkeit der Temperatur des Massivabsorbers kann auf Grundlage der Wärmekapazität des Massivabsorbervolumens und der maximalen Wärmeleistung des Massivabsorbers bei maximaler Durchströmung und der angesetzten Spreizung abgeschätzt werden auf ca. 8,3 min K^{-1}. Daraus ergibt sich bei einer Temperaturabsenkung um 5 K eine Laufzeit von 41,5 min. Für den Betriebsstart innerhalb der Systemsimulation muss die Austrittstemperatur $T_{e,Ma}$ aus dem Massivabsorber zusätzlich um mindestens 8 K über der geforderten

Vorlauftemperatur $T_{VL,Soll}$ liegen. Damit ist $T_{e,Ma}$ vor Betriebsstart gleichbedeutend mit der Stagnationstemperatur. Dies verhindert einen taktenden Betrieb.

Tabelle 54: Systemvariante 1; Betriebskriterienmatrix (Tanzer et al. 2017)

	Betrieb (HIB) *Priorität steigend →*		**Hysterese**	
Bedingung	MA-WP-FBH (1)	MA-FBH (2)	obere Totzone (UDB)	untere Totzone (LDB)
$\dot{Q}_{Geb} > 0$ kW			*0*	*0*
$T_{in,Ma} \geq T_{Tau}$			*5*	*-1*
$T_{e,Ma} \geq T_{VL,Soll}$			*8*	*-1*
$T_{e,Ma} \geq 0$ °C			*0*	*-10*
$\dot{q}_{Ma} \geq 0$ W m^{-2}			*0*	*-5*
Abbruch				
$T_{WP,pr,in,min} \geq T_{WP,pr,in}$			*0*	*-10*
$T_{WP,pr,in} \geq T_{WP,pr,in,max}$			*0,5*	*0,5*

Sind diese Bedingungen nicht erfüllt, wird die Wärmepumpe angefordert. Zum Start muss die Austrittstemperatur aus der Fassade mindestens 0 °C betragen und am Massivabsorber eine positive Leistung vorliegen.

Variantenanalyse

Abb. 126 stellt die absoluten jährlichen Wärmeerträge für das Beispielgebäude gegenüber. Durch Kombination der südorientierten Fassade mit einem oder mehreren anderen Fassaden sinkt der Wärmeertrag, im Vergleich zur Summe der Wärmeerträge, wenn die Fassaden einzeln betrieben werden. Am Beispiel von Süd- und Westseite:

$$Q_{\mathrm{N0O0}\mathbf{S1}\mathrm{W0}} + Q_{\mathrm{N0O0S0}\mathbf{W1}} > Q_{\mathrm{N0O0}\mathbf{S1W1}} \Leftrightarrow 39{,}3\,\frac{\mathrm{MWh}}{\mathrm{a}} + 11{,}5\,\frac{\mathrm{MWh}}{\mathrm{a}} > (38{,}4 + 6{,}2)\,\frac{\mathrm{MWh}}{\mathrm{a}}$$

Im Gegensatz dazu steht die Nordfassade. Wird sie im Verbund mit einer weiteren zusammen betrieben, bewirkt sie mit Ost- und Westfassade eine Steigerung; die gemeinsame Wärmeträgertemperatur ist niedriger als beim Einzelbetrieb. Somit kann dem Massivabsorber auf beiden Fassaden mehr Wärme entnommen werden. Dies ist allerdings nur deshalb der Fall, da SV1 keine Deckung der Heizlast erreicht und folglich die Wärmepumpe für die bereitgestellte Quellenleistung über Massivabsorber überdimensioniert ist. Im laufenden Betrieb sinkt die Austrittstemperatur am Verdampfer immer weiter ab und die Massivabsorber werden besser gekühlt.

Die Südfassade wird aufgrund der höheren Einstrahlung meist auf höherem Temperaturniveau betrieben. Der Einsatz der anderen Fassaden verzögert sich dadurch.

Die Summenerträge der untersuchten Systeme, siehe Abb. 127, bekräftigen die getätigten Aussagen zu den Kombinationen der aktivieren Fassaden. Der Unterschied im Wärmeertrag zwischen N0O0S1W0 und N1O1S1W1 liegt bei 9,5 MWh bzw. es sorgen

Nord-, Ost- und Westfassade nur für eine 24,4 % Steigerung. Dies sorgt für eine Reduzierung des spezifischen Wärmeertrags von 112 auf 46 kWh m^{-2} a^{-1}, da die spezifischen Gesamterträge der anderen Fassaden geringer sind.

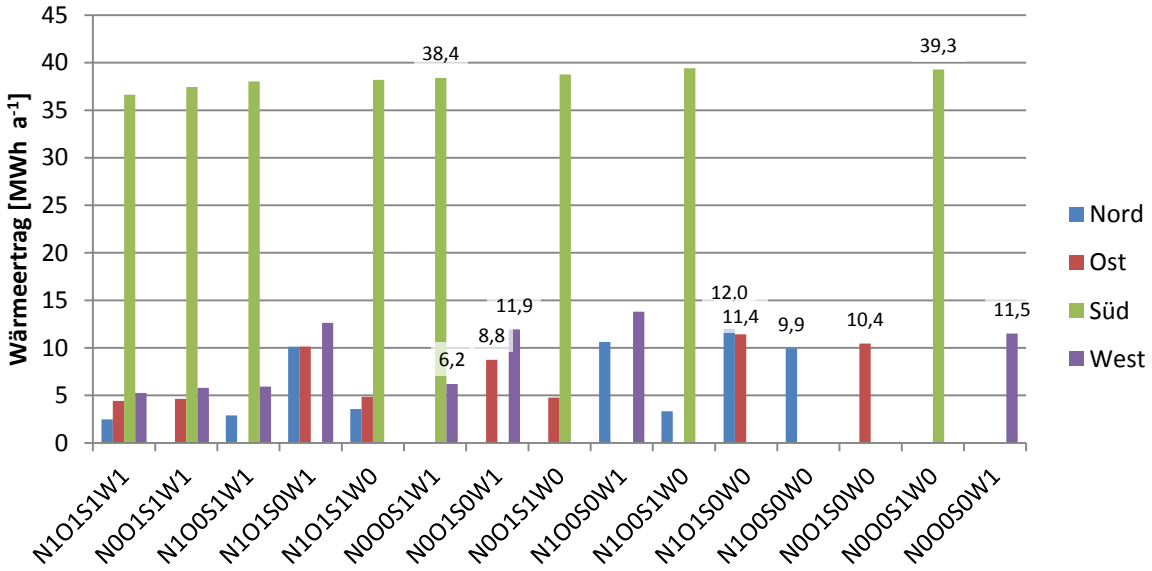


Abb. 126: Systemvariante 1: absolute Wärmeerträge der Massivabsorber-Fassadenkombinationen; N = Nord, O = Ost, S = Süd, W = West; 1 ≙ 100 % Fassadenbelegung (Tanzer et al. 2017)

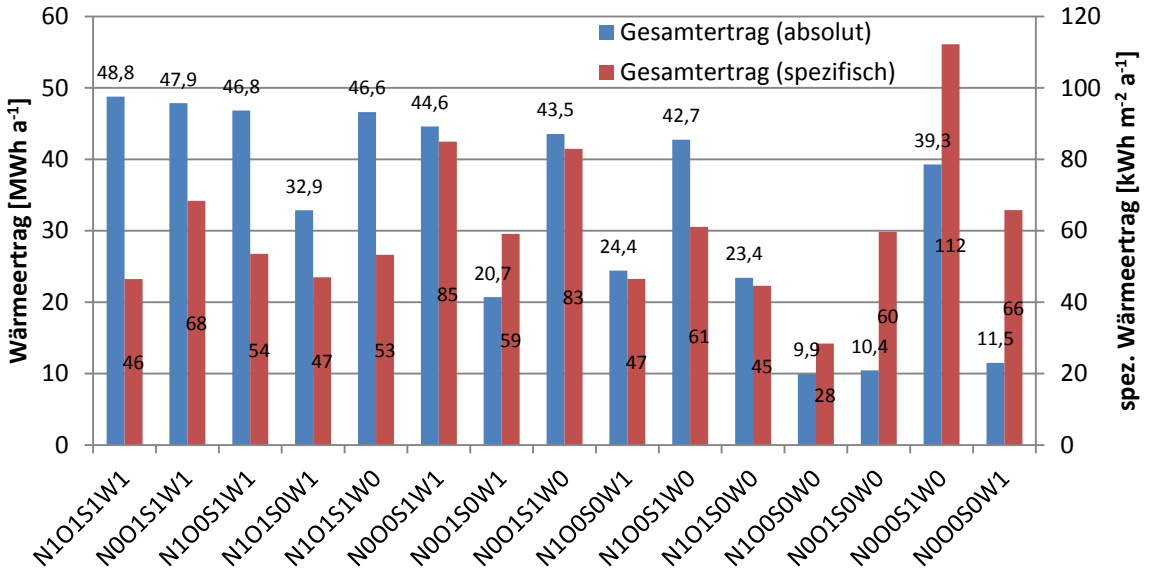


Abb. 127: Systemvariante 1: Jährliche Gesamtwärmeerträge und spezifische, jährliche Gesamtwärmeerträge bezogen auf die jeweilige Massivabsorberfläche (Tanzer et al. 2017)

Fassadenkombinationen identischer Gesamtfläche verursachen identische Herstellkosten im hier gewählten Ansatz mit zentral gelegener Technikzentrale. Je mehr Fassaden aktiv sind, desto größer sind die Investitionskosten. Durch die hydraulische Trennung der Pumpstationen gibt es keine Synergieeffekte, wenn das System um eine zusätzliche Fassade erweitert wird. Die in Abb. 128 aufgeführten Kosten beziehen sich ausschließlich auf die Massivabsorberfassaden und somit auf deren Installationskosten, die sich zusammensetzen aus: (1) Herstellung und Montage der Vorsatzschale, (2) Montage und Materialkosten der Versorgungshauptleitungen mit Wärmedämmung und Verteilerstation, (3) den Anschlussleitungen inkl. hydraulischem Abgleich und (4) der Einbindung

der technischen Geräte in die Gebäudeleittechnik. Gemeinsame Kosten, wie die Zentrale, sind nicht enthalten, weil sie für die Unterscheidung nicht relevant sind.

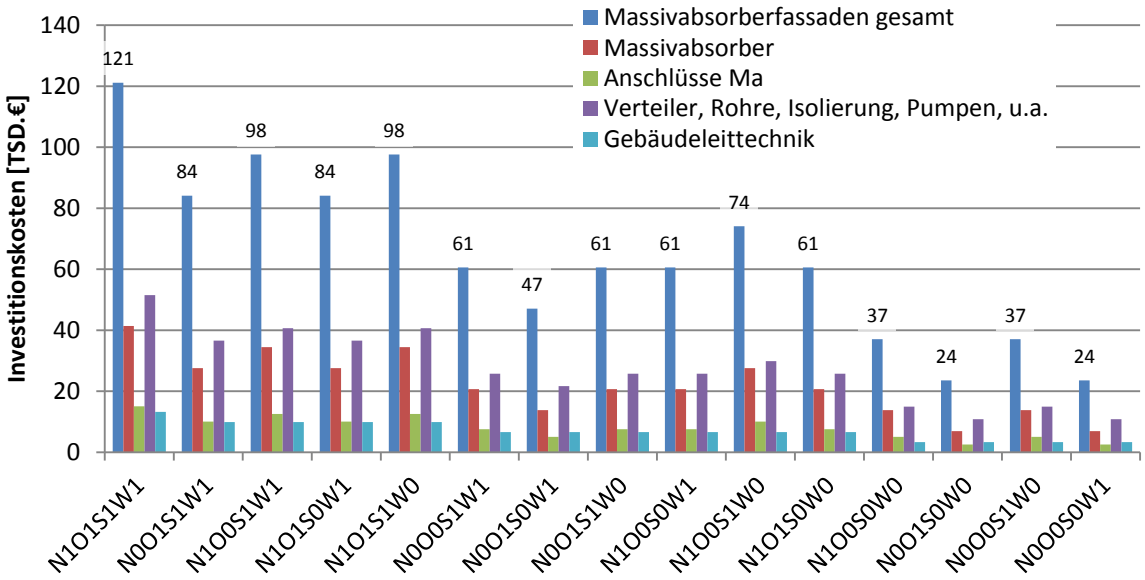


Abb. 128: Systemvariante 1: Investitionskosten für Massivabsorberfassaden (Tanzer et al. 2017)

Die Südseite des Gebäudes kann entsprechend den Kalkulationsgrundlagen für 37.032,93 € (105,81 € m^{-2}) vollständig mit Massivabsorbern ausgestattet werden. Dagegen steigen die Kosten für die Gesamtbelegung auf ca. 121.135,84 € (115,37 € m^{-2}).

Für Systemvariante 1 zeigt Abb. 129 für unterschiedliche Fassadenkombinationen die Wärmegestehungskosten $k_{Sys,a}$ in Abhängigkeit von der Heizzahl ξ. Es ergibt sich eine grundsätzliche Gruppierung der Ergebniswerte: Ohne Aktivierung der Südfassade liegt $k_{Sys,a}$ über 0,48 € kWh^{-1} und ξ bleibt unter 1. Für jede Variante mit südlichen Massivabsorbern ist ξ größer 1 und kann ohne Nutzung weiterer Fassaden einen Wärmepreis von etwa 0,38 € kWh^{-1} erreichen.

Wird $\xi_{min} = 0{,}56$, als Wert für Stromheizung, mit den Heizzahlen in Abb. 129 verglichen, lässt sich ablesen, dass der ausschließliche Betrieb von Nord-, Ost- oder Westfassade mit Massivabsorbern kaum eine energetische Verbesserung mit sich bringt. Wird der Nordseite zusätzlich die Ost- oder Westseite im System zur Verfügung gestellt, steigt die Effizienz der Anlage. Durch die Kombination aus diesen drei Fassadenorientierungen ergibt sich der Bestwert der Gruppe. Erst durch Hinzufügen der Südfassade folgt eine klare Verbesserung gegenüber den anderen Varianten. Die Südseite für sich alleine hat dabei das kleinste ξ. Wird eine der anderen Fassaden zusätzlich aktiviert, verbessert sich ξ, wobei die Ostfassade die größte Verbesserung bewirkt. Die Ostfassade ist der Westfassade überlegen, wenn zusätzlich die Südfassade aktiv ist; ohne Südfassade kann der westlich orientierte Massivabsorber mehr Wärmeenergie der Umgebung entziehen, als der östliche. Im transienten Verlauf sorgt die Südseite für eine erhöhte Deckung des Wärmebedarfs, weswegen die Westseite weniger Betriebszeit erhält. Die Ostfassade hingegen arbeitet zeitlich vor der Südfassade. Ohne Südfassade beginnt der Heizbetrieb mit Massivabsorber für die Westseite erst später am Tag, ohne dass bereits eine Erwärmung stattgefunden hat. Für den Betrieb der Ostfassade muss in den Morgenstunden, die Vorwärmung bis zur Betriebsfähigkeit direkt über Strahlung und Konvektion erfolgen. Die Westfassade kann sich über den gesamten Tag hinweg konvektiv vorwärmen, was zu

einer kürzeren Aufheizdauer führt. Der Maximalwert des Wärmeertrags, wenngleich nur geringfügig höher als bei der Kombination von Ost-, Süd- und Westausrichtung, liegt bei der vollständigen Fassadennutzung.

Die Investitionskosten sind entsprechend der gewählten Beispielgeometrie des Gebäudes für Nord- und Südfassade bzw. für Ost- und Westfassade identisch. Werden diese Varianten verglichen, bei denen nur eine einzige Fassade genutzt wird, bringt die Südfassade gegenüber der Nordfassade erwartungsgemäß eine deutliche Wärmepreisreduzierung mit sich. Der Unterschied liegt bei 0,15 € kWh^{-1}. Die Ost- und Westfassade liefern nahezu die gleiche Wärmeenergie für das Heizsystem. Die Wärmepreisdifferenz von Ost zu West liegt bei 0,005 € kWh^{-1}.

Zur Bewertung der Wirtschaftlichkeit der gefundenen Lösungen dient folgende Betrachtung: Beim Vergleich von zwei Lösungsoptionen ist die Konstellation zu bevorzugen, die bei identischem Wärmepreis eine höhere Heizzahl oder bei identischer Heizzahl einen günstigeren Wärmepreis bietet. Das beste Verhältnis von ξ zu $k_{Sys,a}$ [kWh €$^{-1}$] hat N0O1S1W1, siehe Abb. 129 rechts oben. Den geringsten Wärmepreis hingegen erreicht N0O0S1W0 bei einer ca. 13 % kleineren Effizienz. Für jede zusätzlich aktive Fassade müssen zusätzlich Rohre verbaut, das System um zusätzliche Komponenten erweitert und die Massivabsorber installiert werden. Der Zugewinn gegenüber der Südfassade ist daher gering.

Betriebsverlauf und Energiebilanz

Ausgehend von den Variationen von SV1 werden die umgesetzten Energiemengen der geeignetsten Massivabsorberbelegung – nur Südseite (N0O0S1W0) – detailliert bilanziert. In der wöchentlichen und monatlichen Darstellung, siehe Abb. 130 und Abb. 131, fällt auf, dass nahezu durchgehend die elektrische Nachheizung aktiv sein muss, um den Wärmebedarf des Gebäudes abzudecken. Die fehlende Energie, die zum Erreichen der notwendigen Vorlauftemperatur der Bodenheizung benötigt wird, wird über die elektrische Zusatzheizung bereitgestellt. Durch diese Unterstützungsheizung und aufgrund des geringen Temperaturhubs bei niedrig ausgelegter Heizkurve arbeitet die Wärmepumpe dennoch im Mittel mit hoher Arbeitszahl.

In SV1 deckt die Direktheizung 2,1 % und der Betrieb mit Wärmepumpe 48,7 % des Jahreswärmebedarfs, siehe Abb. 132 und Abb. 133. Unter diesem Gesichtspunkt ist zu empfehlen auf die Direktheizung zu verzichten. Damit können Kosten für Wärmeübertrager, andere Bauteile und Rohre sowie die Implementierung des Betriebs in die Gebäudeleittechnik eingespart werden.

Für diese Variante mit ausschließlicher Südfassadennutzung muss die elektrische Nachheizung knapp die Hälfte des Wärmebedarfs (42,0 %) abdecken, siehe Abb. 134. Ziel für weitere Systemvarianten muss es sein die Einsatzzeit der Nachheizung auf ein Minimum zu reduzieren.

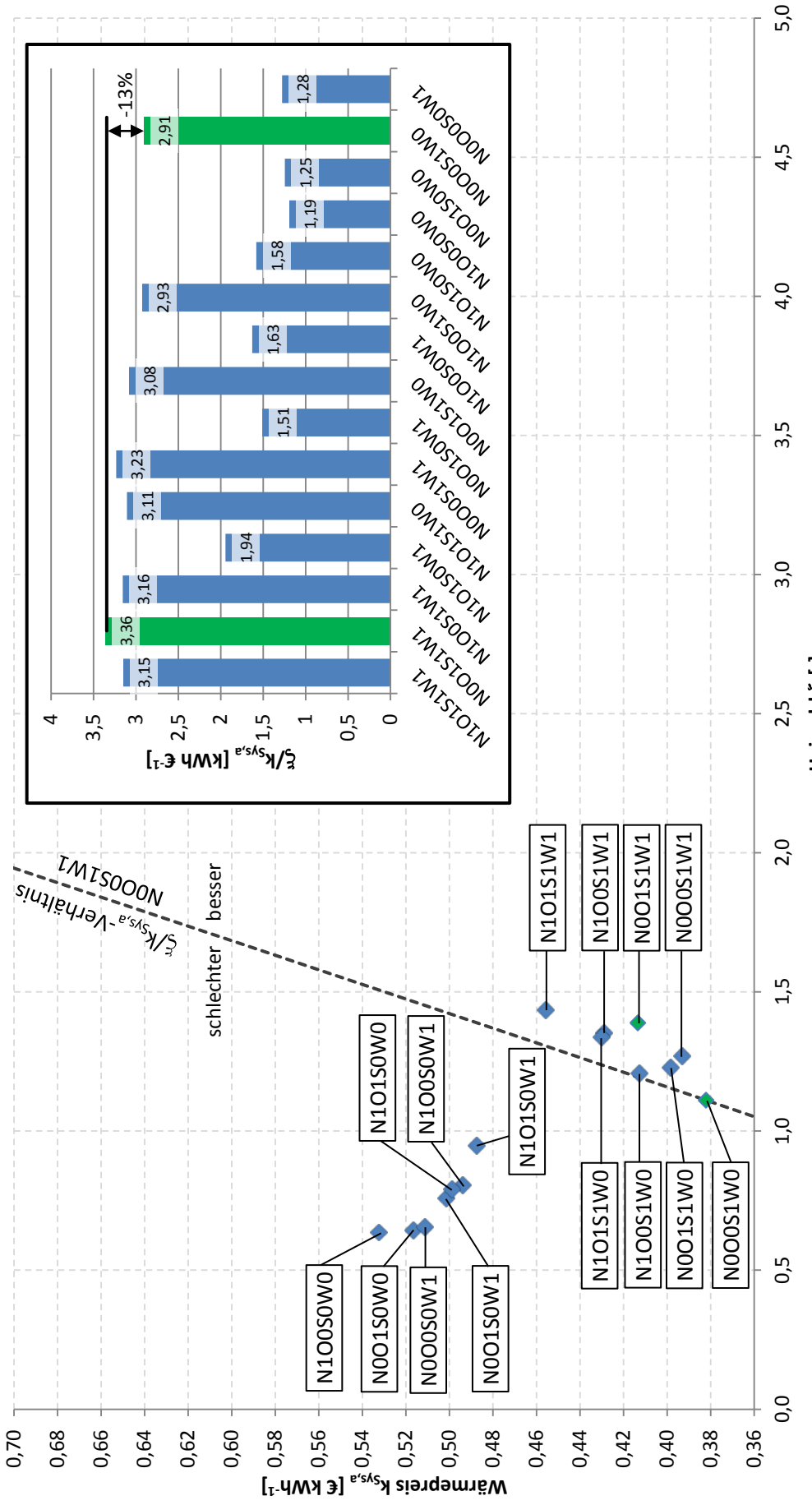


Abb. 129: Systemvariante 1; N = Nord, O = Ost, S = Süd, W = West; 1 ≙ 100 % Fassadenbelegung; Bild rechts oben: Verhältnis von Heizzahl ξ zum Wärmepreis $k_{sys,a}$ als Effizienzbeschreibung (Tanzer et al. 2017)

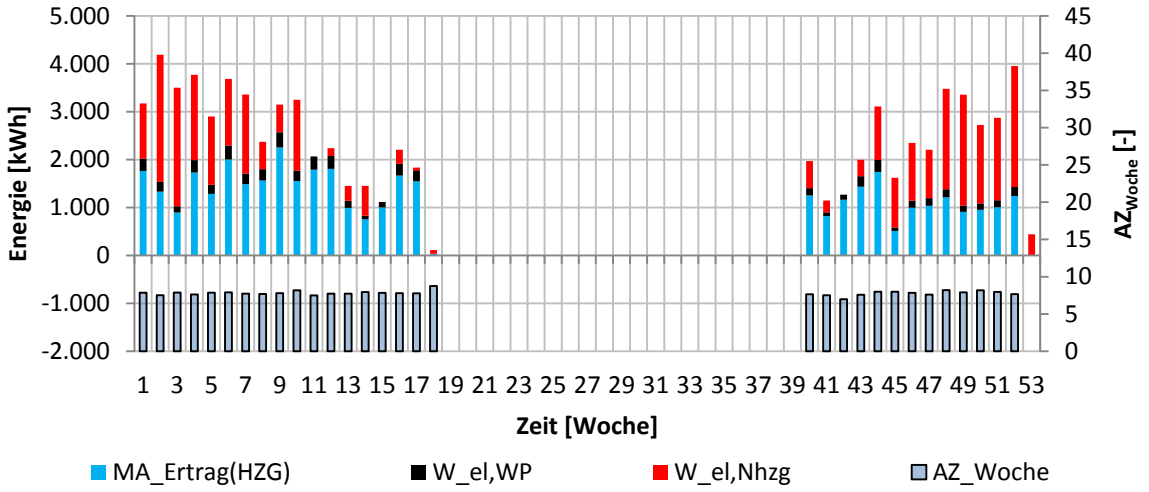


Abb. 130: SV1: N0O0S1W0; Wöchentliche Energieumsätze und WP-Effizienz (Tanzer et al. 2017)

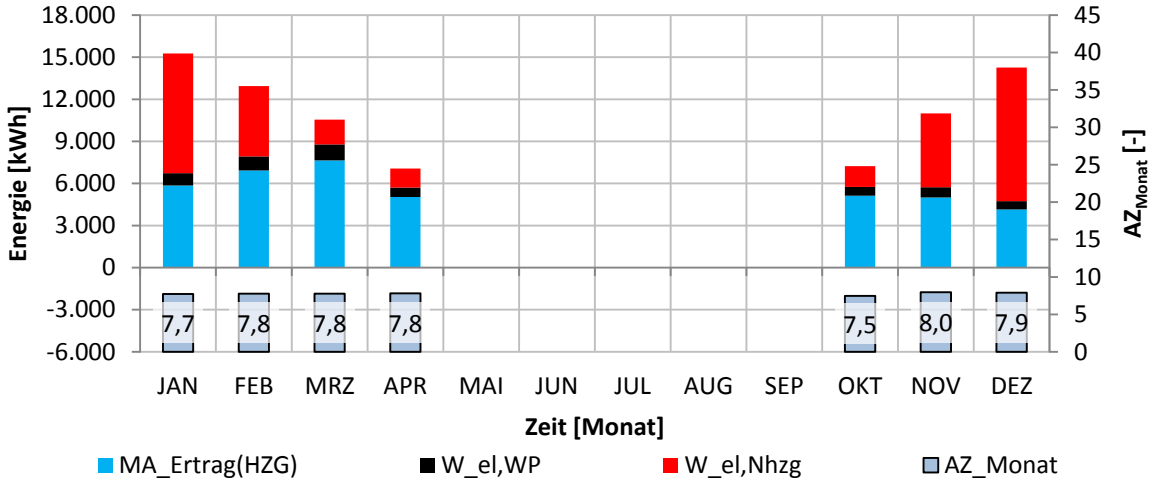


Abb. 131: SV1: N0O0S1W0; Monatliche Energieumsätze und WP-Effizienz (Tanzer et al. 2017)

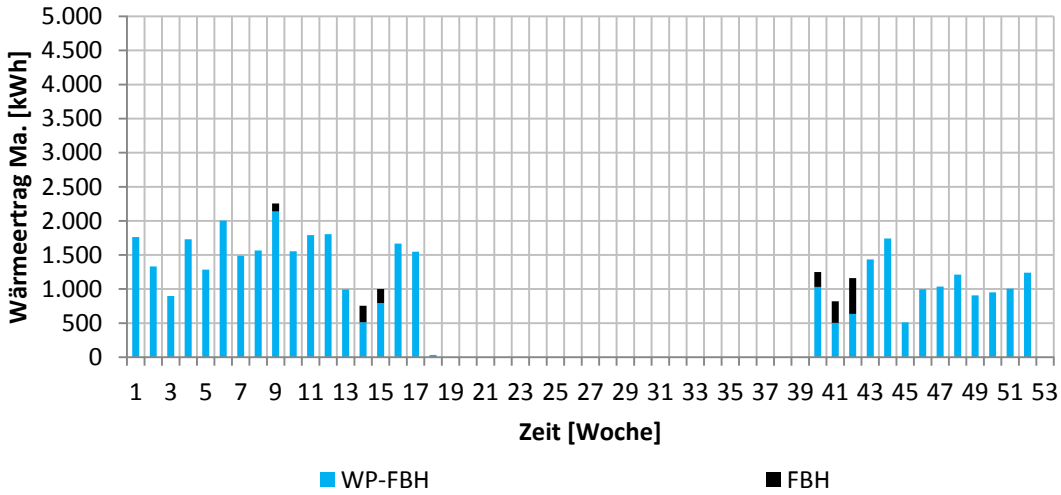


Abb. 132: SV1: N0O0S1W0; Wöchentliche MA-Erträge und deren Zuordnung (Tanzer et al. 2017)

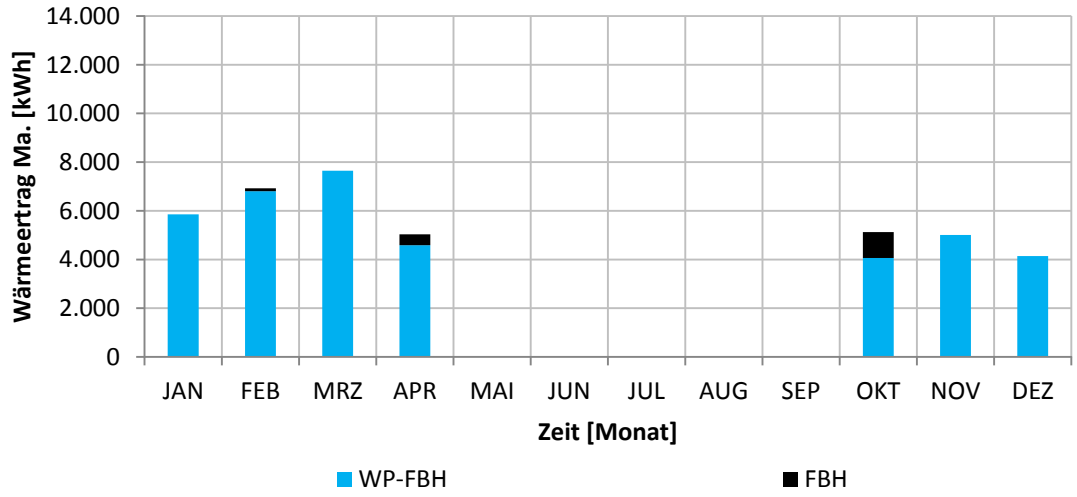


Abb. 133: SV1: N0O0S1W0; Monatliche MA-Erträge und deren Zuordnung (Tanzer et al. 2017)

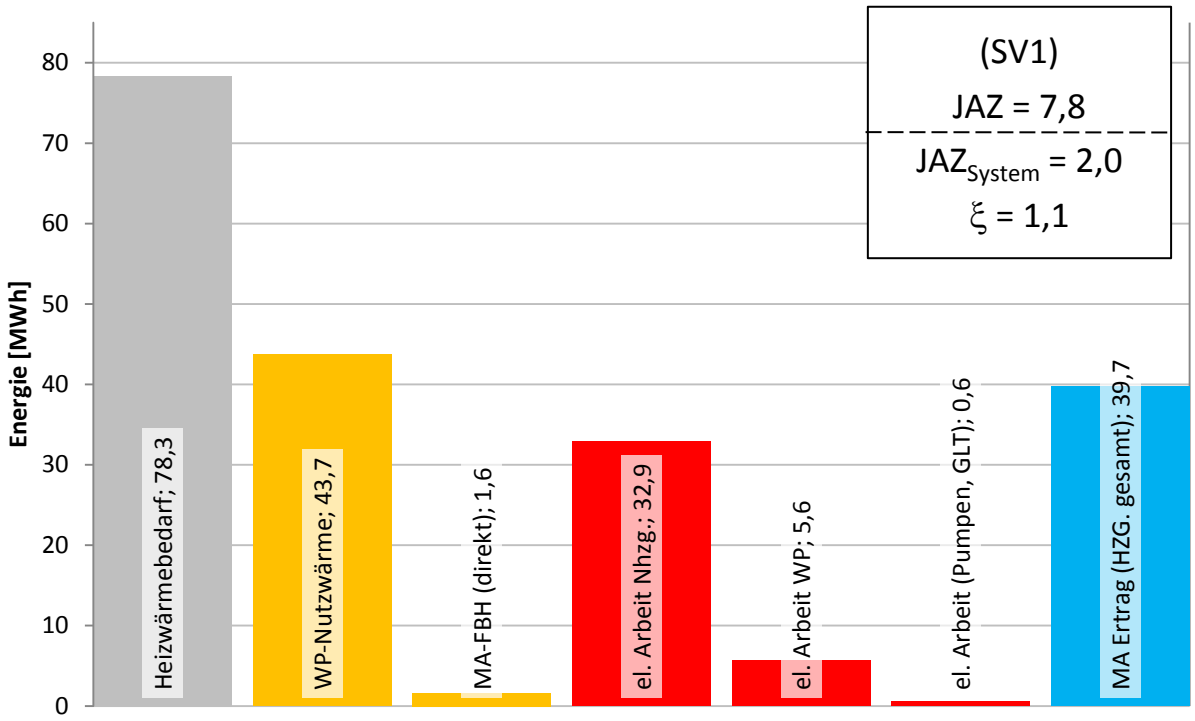


Abb. 134: SV1: N0O0S1W0; jährliche Energieumsätze; Jahresarbeitszahl Wärmepumpe *JAZ* sowie Jahresarbeitszahl System JAZ_{Sys} und Heizzahl ξ (Tanzer et al. 2017)

"

N. Matrizen der Betriebskriterien der Systemvarianten

Tabelle 55: Systemvariante 2a; Betriebskriterienmatrix (Tanzer et al. 2017)

	Betrieb (HIB) *Priorität steigend →*							**Hysterese**	
Bedingung	MA-SP (1)	SP-WP-FBH (2)	MA-WP-FBH (3a)	MA-SP (3b)	SP-FBH (4)	MA-FBH (5a)	MA-SP (5b)	obere Totzone (UDB)	untere Totzone (LDB)
$\dot{Q}_{Geb} > 0$ kW		■	■	■	■	■	■	0	0
$T_{in,Ma} \geq T_{Tau}$	■		■	■		■	■	5	-1
$T_{e,Ma} \geq T_{VL,Soll}$						■	■	8	-1
$T_{e,Ma} \geq T_{Sp}$	■							4	2
$T_{e,Ma} \geq 0$ °C			■	■				0	-10
$\dot{q}_{Ma} \geq 0$ W m^{-2}			■	■				0	-5
$T_{Sp} \geq T_{VL,Soll}$					■			1	-0,5
$T_{e,Ma,G} \geq T_{Sp}$				■			■	4	2
$T_{Sp} \geq T_{Sp,min}$		■						2	0,1
$P_{el,Nhzg} = 0\ kW$				■			■	0	0
Abbruch									
$T_{WP,pr,in,min} \geq T_{WP,pr,in}$		■	■					0	-10
$T_{WP,pr,in} \geq T_{WP,pr,in,max}$		■	■					0,5	0,5
0 °C $\geq T_{Sp,in}$	■	■		■				1	$-T_{Sp,min}$

Legende:

$\dot{Q}_{Geb}$	Momentaner Wärmebedarf des Gebäudes
$T_{in,Ma}$	Eintrittstemperatur in den Massivabsorber
T_{Tau}	Taupunkttemperatur
$T_{e,Ma}$	Austrittstemperatur aus dem Massivabsorber
$T_{VL,Soll}$	Sollvorlauftemperatur zur Deckung des Heizbedarfs; ermittelt aus der Heizkurve
T_{Sp}	Speichertemperatur, hier Mittelwert
$\dot{q}_{Ma}$	Spezifischer Wärmeertrag des Massivabsorbers
$T_{e,Ma,G}$	Gesamtaustrittstemperatur aller aktiven Massivabsorber; Mischtemperatur
$T_{Sp,min}$	Erwünschte, minimale mittlere Speichertemperatur; vereinfacht ermittelbar nach: $T_{Sp,min} = 0°C + \Delta T_{Sp-Fl}$
$P_{el,Nhzg}$	Momentane elektrische Leistung der Nachheizung
$T_{WP,pr,in,min}$	Minimal zulässige Eintrittstemperatur in den Verdampfer
$T_{WP,pr,in}$	Momentane Eintrittstemperatur in den Verdampfer
$T_{WP,pr,in,max}$	Maximal zulässige Eintrittstemperatur in den Verdampfer
$T_{SP,in}$	Momentane Eintrittstemperatur in den Wärmespeicher

Tabelle 56: Systemvariante 2b; Betriebskriterienmatrix; Zusätzliche Abbruchkriterien von SV2b gegenüber SV2a (!) (Tanzer et al. 2017)

	Betrieb (HIB) *Priorität steigend →*							Hysterese	
Abbruch	MA-SP (1)	SP-WP-FBH (2)	MA-WP-FBH (3a)	MA-SP (3b)	SP-FBH (4)	MA-FBH (5a)	MA-SP (5b)	obere Totzone (UDB)	untere Totzone (LDB)
$T_{e,Ma,max} \geq T_{Sp}$		**(!)**						2	-2
$T_{Sp} \geq T_{e,Ma,max}$			**(!)**	**(!)**				2	-2

Legende:

$T_{e,Ma,max}$ Maximale Austrittstemperatur der aktiven Massivabsorber

Tabelle 57: Systemvariante 3; Betriebskriterienmatrix (Tanzer et al. 2017)

	Betrieb (HIB) *Priorität steigend →*												Hysterese	
Bedingung	MA-SP1 (1)	MA-SP2 (2)	SP1-WP-FBH (3)	SP1-FBH (4)	SP2-WP-FBH (5)	MA-WP-FBH (6a)	MA-SP2 (6b)	MA-SP1 (6c)	SP2-FBH (7)	MA-FBH (8a)	MA-SP2 (8b)	MA-SP1 (8c)	obere Totzone (UDB)	untere Totzone (LDB)
$\dot{Q}_{Geb} > 0$ kW													0	0
$T_{in,Ma} \geq T_{Tau}$													5	-1
$T_{e,Ma} \geq T_{VL,Soll}$													8	-1
$T_{e,Ma} \geq T_{Sp1}$													4	2
$T_{e,Ma} \geq T_{Sp2}$													4	2
$T_{e,Ma} \geq 0$ °C													0	-10
$\dot{q}_{Ma} \geq 0$ W m^{-2}													0	-5
$T_{Sp1} \geq T_{VL,Soll}$													1	-0,5
$T_{Sp2} \geq T_{VL,Soll}$													1	-0,5
$T_{e,Ma,G} \geq T_{Sp1}$													4	2
$T_{e,Ma,G} \geq T_{Sp2}$													4	2
$T_{Sp1} \geq T_{Sp1,min}$													2	0,1
$T_{Sp2} \geq T_{Sp2,min}$													2	0,1
$P_{el,Nhzg} = 0\ kW$													0	0
Abbruch														
$T_{WP,pr,in,min} \geq T_{WP,pr,in}$													0	-10
$T_{WP,pr,in} \geq T_{WP,pr,in,max}$													0,5	0,5
0 °C $\geq T_{Sp1,in}$													1	$-T_{Sp1,min}$
0 °C $\geq T_{Sp2,in}$													1	$-T_{Sp2,min}$

Tabelle 58: Systemvariante 4; Betriebskriterienmatrix (Tanzer et al. 2017)

	Betrieb (HIB) *Priorität steigend →*							**Hysterese**	
Bedingung	MA-WP-SP (1)	MA-SP (2)	MA-WP-FBH (3a)	MA-WP-SP (3b)	SP-FBH (4)	MA-FBH (5a)	MA-SP (5b)	obere Totzone (UDB)	untere Totzone (LDB)
$\dot{Q}_{Geb} > 0$ kW			■	■	■	■	■	0	0
$T_{in,Ma} \geq T_{Tau}$	■	■	■	■		■	■	5	-1
$T_{e,Ma} \geq T_{VL,Soll}$						■	■	8	-1
$T_{e,Ma} \geq T_{Sp}$		■						4	2
$T_{e,Ma} \geq 0$ °C	■		■	■				0	-10
$\dot{q}_{Ma} \geq 0$ W m^{-2}	■		■	■				0	-5
$T_{Sp} \geq T_{VL,Soll}$					■			1	-0,5
$T_{e,Ma,G} \geq T_{Sp}$							■	4	2
$T_{WP,sek,e} \geq T_{Sp}$				■				4	0
$P_{el,Nhzg} = 0\ kW$				■			■	0	0
Abbruch									
$T_{WP,pr,in,min} \geq T_{WP,pr,in}$			■					0	-10
$T_{WP,pr,in} \geq T_{WP,pr,in,max}$			■					0,5	0,5
0 °C $\geq T_{Sp,in}$		■			■		■	1	$-T_{Sp,min}$
$T_{Sp} \geq T_{Sp,max}$	■			■				0,5	0,5

Legende:

$T_{WP,sek,e}$ Austrittstemperatur (Fluid) aus dem Kondensator der Wärmepumpe

$T_{Sp,max}$ Erwünschte, maximale mittlere Speichertemperatur

Tabelle 59: Systemvariante 5; Betriebskriterienmatrix (Tanzer et al. 2017)

	Betrieb (HIB) *Priorität steigend →*													**Hysterese**	
Bedingung	SP1-WP-FBH (1)	SP1-FBH (2)	MA-WP-SP2 (3)	MA-SP1 (4)	MA-SP2 (5)	MA-WP-FBH (6a)	MA-WP-SP2 (6b)	MA-SP1 (6c)	SP2-FBH (7a)	MA-SP1 (7b)	MA-FBH (8a)	MA-SP2 (8b)	MA-SP1 (8c)	obere Totzone (UDB)	untere Totzone (LDB)
$\dot{Q}_{Geb} > 0$ kW	■	■				■	■	■	■	■	■	■	■	0	0
$T_{in,Ma} \geq T_{Tau}$			■	■	■	■	■	■		■	■	■	■	5	-1
$T_{e,Ma} \geq T_{VL,Soll}$											■	■	■	8	-1
$T_{e,Ma} \geq T_{Sp1}$				■						■				4	2
$T_{e,Ma} \geq T_{Sp2}$					■									4	2
$T_{e,Ma} \geq 0$ °C			■			■	■	■						0	-10
$\dot{q}_{Ma} \geq 0$ W m^{-2}			■			■	■	■						0	-5
$T_{Sp1} \geq T_{VL,Soll}$		■												1	-0,5
$T_{Sp2} \geq T_{VL,Soll}$									■					1	-0,5
$T_{e,Ma,G} \geq T_{Sp1}$								■					■	4	2
$T_{e,Ma,G} \geq T_{Sp2}$												■		4	2
$T_{Sp1} \geq T_{Sp1,min}$	■													2	0,1
$T_{WP,sek,e} \geq T_{Sp2}$							■							4	0
$P_{el,Nhzg} = 0\ kW$							■	■		■		■	■	0	0
Abbruch															
$T_{WP,pr,in,min} \geq T_{WP,pr,in}$	■					■								0	-10
$T_{WP,pr,in} \geq T_{WP,pr,in,max}$	■					■								0,5	0,5
0 °C $\geq T_{Sp1,in}$	■	■		■				■		■			■	1	$-T_{Sp1,min}$
0 °C $\geq T_{Sp2,in}$					■				■			■		1	$-T_{Sp2,min}$
$T_{Sp2} \geq T_{Sp2,max}$			■				■							0,5	0,5

O. Preissteigerungsrate bedarfsgebundener Kosten bei SV2a

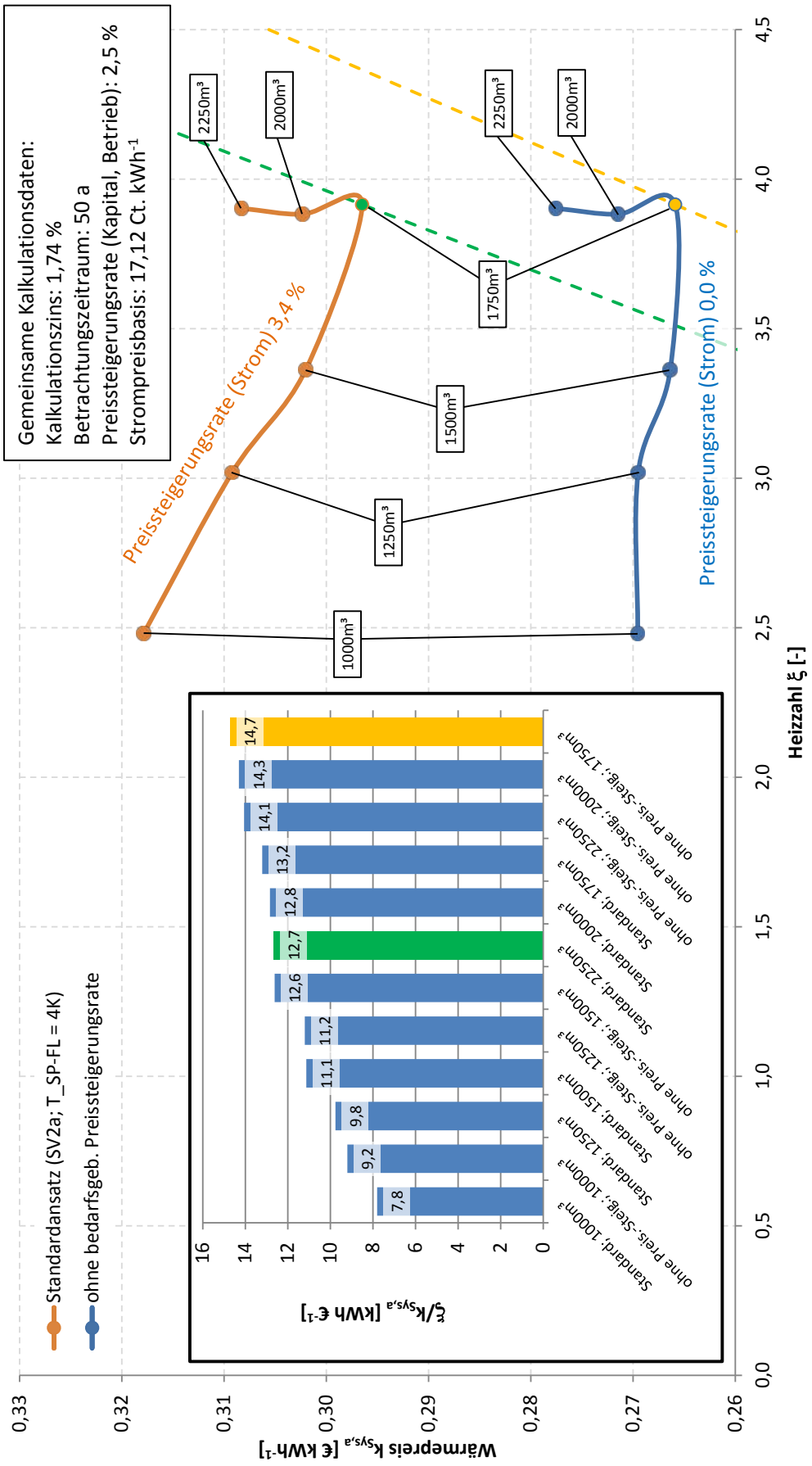


Abb. 135: Systemvariante 2a; Auswirkung der Preissteigerungsrate der Energiebezugspreise bzw. bedarfsgebundenen Kosten (Tanzer et al. 2017)

P. Polynomkoeffizienten zur Dimensionierung des Gesamtsystems

Tabelle 60: Polynomkoeffizienten zur Speicherdimensionierung, siehe Gl. (6.8) (Tanzer et al. 2017)

Parameter	Wert	Parameter	Wert	Parameter	Wert
p1,0,0,0	1,5998E-02	**p1,1,0,0**	7,4978E-02	**p1,2,0,0**	4,7268E-01
p1,0,0,1	-2,5922E-01	**p1,1,0,1**	-7,0407E+00	**p1,2,0,1**	4,7566E+01
p1,0,0,2	1,9815E+00	**p1,1,0,2**	6,7158E+01	**p1,2,0,2**	-4,5419E+02
p1,0,1,0	1,1610E-01	**p1,1,1,0**	-8,5877E-01	**p1,2,1,0**	-5,6635E+00
p1,0,1,1	1,9474E-01	**p1,1,1,1**	1,9683E+02	**p1,2,1,1**	-1,1765E+03
p1,0,1,2	-1,9895E-13	**p1,1,1,2**	-1,8062E+03	**p1,2,1,2**	1,0895E+04
p1,0,2,0	-5,1960E-01	**p1,1,2,0**	3,5711E+00	**p1,2,2,0**	1,0326E+01
p1,0,2,1	2,2872E+00	**p1,1,2,1**	-6,1670E+02	**p1,2,2,1**	3,5458E+03
p1,0,2,2	-2,0651E+01	**p1,1,2,2**	5,5449E+03	**p1,2,2,2**	-3,2569E+04
p2,0,0,0	1,8125E-03	**p2,1,0,0**	-1,6183E-02	**p2,2,0,0**	3,9631E-02
p2,0,0,1	-7,6290E-03	**p2,1,0,1**	2,9063E-01	**p2,2,0,1**	-1,5569E+00
p2,0,0,2	-9,9078E-03	**p2,1,0,2**	-1,9344E+00	**p2,2,0,2**	1,2132E+01
p2,0,1,0	-1,5951E-02	**p2,1,1,0**	1,1889E-01	**p2,2,1,0**	-1,4154E-01
p2,0,1,1	6,9354E-02	**p2,1,1,1**	-3,9277E+00	**p2,2,1,1**	2,0725E+01
p2,0,1,2	1,0658E-14	**p2,1,1,2**	3,2857E+01	**p2,2,1,2**	-1,9498E+02
p2,0,2,0	3,6328E-02	**p2,1,2,0**	-2,3590E-01	**p2,2,2,0**	4,2633E-14
p2,0,2,1	-1,4154E-01	**p2,1,2,1**	9,9415E+00	**p2,2,2,1**	-5,0550E+01
p2,0,2,2	-1,0658E-14	**p2,1,2,2**	-8,9064E+01	**p2,2,2,2**	5,1581E+02

Tabelle 61: Polynomkoeffizienten zur Abschätzung von $\xi/k_{Sys,a}$, siehe Gl. (6.14) (Tanzer et al. 2017)

Parameter	Wert	Parameter	Wert	Parameter	Wert
p0,0,0,0	1,1256E+01	**p0,1,0,0**	-1,1817E+02	**p0,2,0,0**	5,2008E+02
p0,0,0,1	-1,5952E+02	**p0,1,0,1**	4,1937E+03	**p0,2,0,1**	-1,8263E+04
p0,0,0,2	8,5167E+02	**p0,1,0,2**	-1,9259E+04	**p0,2,0,2**	7,7285E+04
p0,0,1,0	-1,1969E+01	**p0,1,1,0**	1,1736E+03	**p0,2,1,0**	-4,9500E+03
p0,0,1,1	1,7590E+03	**p0,1,1,1**	-4,8680E+04	**p0,2,1,1**	2,0110E+05
p0,0,1,2	-9,3610E+03	**p0,1,1,2**	2,2362E+05	**p0,2,1,2**	-8,5057E+05
p0,0,2,0	4,4673E+01	**p0,1,2,0**	-3,1587E+03	**p0,2,2,0**	1,2734E+04
p0,0,2,1	-4,7866E+03	**p0,1,2,1**	1,2219E+05	**p0,2,2,1**	-4,9240E+05
p0,0,2,2	2,4821E+04	**p0,1,2,2**	-5,5656E+05	**p0,2,2,2**	2,0876E+06
p1,0,0,0	-8,5050E-03	**p1,1,0,0**	1,5645E+00	**p1,2,0,0**	-5,9230E+00
p1,0,0,1	2,0858E+00	**p1,1,0,1**	-6,1041E+01	**p1,2,0,1**	2,3519E+02
p1,0,0,2	-1,1062E+01	**p1,1,0,2**	2,6990E+02	**p1,2,0,2**	-8,3789E+02
p1,0,1,0	3,8737E-01	**p1,1,1,0**	-1,8979E+01	**p1,2,1,0**	7,2122E+01
p1,0,1,1	-2,7040E+01	**p1,1,1,1**	7,5873E+02	**p1,2,1,1**	-2,7889E+03
p1,0,1,2	1,4380E+02	**p1,1,1,2**	-3,4177E+03	**p1,2,1,2**	1,0264E+04
p1,0,2,0	-9,3419E-01	**p1,1,2,0**	5,0078E+01	**p1,2,2,0**	-1,8239E+02
p1,0,2,1	7,4512E+01	**p1,1,2,1**	-1,9383E+03	**p1,2,2,1**	6,9021E+03
p1,0,2,2	-3,9107E+02	**p1,1,2,2**	8,7125E+03	**p1,2,2,2**	-2,5705E+04

Tabelle 62: Polynomkoeffizienten zur Abschätzung von *JAZ*, siehe Gl. (6.14) (Tanzer et al. 2017)

Parameter	Wert	Parameter	Wert	Parameter	Wert
p0,0,0,0	1,3360E+01	**p0,1,0,0**	-7,1523E+01	**p0,2,0,0**	3,2912E+02
p0,0,0,1	-1,1409E+02	**p0,1,0,1**	2,6967E+03	**p0,2,0,1**	-1,2176E+04
p0,0,0,2	5,9584E+02	**p0,1,0,2**	-1,3839E+04	**p0,2,0,2**	6,2124E+04
p0,0,1,0	-3,5534E+01	**p0,1,1,0**	9,3396E+02	**p0,2,1,0**	-4,3105E+03
p0,0,1,1	1,4983E+03	**p0,1,1,1**	-3,6728E+04	**p0,2,1,1**	1,7249E+05
p0,0,1,2	-8,1163E+03	**p0,1,1,2**	2,0598E+05	**p0,2,1,2**	-9,7756E+05
p0,0,2,0	1,0236E+02	**p0,1,2,0**	-2,4627E+03	**p0,2,2,0**	1,1306E+04
p0,0,2,1	-3,9349E+03	**p0,1,2,1**	9,9139E+04	**p0,2,2,1**	-4,7247E+05
p0,0,2,2	2,1691E+04	**p0,1,2,2**	-5,7490E+05	**p0,2,2,2**	2,7874E+06
p1,0,0,0	-7,3633E-02	**p1,1,0,0**	1,0454E+00	**p1,2,0,0**	-5,0136E+00
p1,0,0,1	1,6935E+00	**p1,1,0,1**	-4,2044E+01	**p1,2,0,1**	1,8949E+02
p1,0,0,2	-9,1957E+00	**p1,1,0,2**	2,1966E+02	**p1,2,0,2**	-9,7450E+02
p1,0,1,0	4,5837E-01	**p1,1,1,0**	-1,4095E+01	**p1,2,1,0**	6,6401E+01
p1,0,1,1	-2,2871E+01	**p1,1,1,1**	5,7444E+02	**p1,2,1,1**	-2,6662E+03
p1,0,1,2	1,2689E+02	**p1,1,1,2**	-3,2535E+03	**p1,2,1,2**	1,5170E+04
p1,0,2,0	-1,3990E+00	**p1,1,2,0**	3,7398E+01	**p1,2,2,0**	-1,7342E+02
p1,0,2,1	6,0472E+01	**p1,1,2,1**	-1,5423E+03	**p1,2,2,1**	7,2263E+03
p1,0,2,2	-3,3923E+02	**p1,1,2,2**	9,0024E+03	**p1,2,2,2**	-4,2761E+04

Q. Vergleich alternativer Massivabsorber im System

Bei den bisherigen Systemanalysen kommt stets die in Kap. 4.8.6 auf der Grundlage eines vereinfachten Einsatzprofils als am geeignetsten gefundene Massivabsorbergeometrie zum Einsatz. Hier wird geklärt, ob diese Auswahl auch bei exakter Abbildung des Betriebsjahres Bestand hat. Hierzu werden in die Gegenüberstellung drei weitere Massivabsorbergeometrien aufgenommen, die den geringsten Wärmepreis (Variante 1), den größten spezifischen Wärmeertrag (Variante 18) und den größten Flächenanteil am Fassadenelement (Variante 24) besitzen, siehe dazu auch Abb. 38 auf Seite 95. Die Details der drei Varianten und der ersten Auswahl, Variante 16, sind in Tabelle 63 zusammengefasst.

Es werden zwei Untersuchungen am Beispielgebäude mit 84 MWh vorgenommen und jeweils nur die Südfassade genutzt:

In der ersten Variante (U1) wird die Fassadenfläche jeweils so groß gewählt, dass sich derselbe Wärmeertrag ergibt, wie bei der Ausgangsvariante mit V16. Da die Fassadenfläche auf 350 m² begrenzt ist, erhält das System mit Massivabsorbervariante 24 (V24) aufgrund des geringsten spezifischen Wärmeertrags die volle Belegung. Alle übrigen Varianten fallen entsprechend kleiner aus, damit der Gesamtwärmeertrag jeweils identisch ist. Das Speichervolumen (EOS) wird über das Dimensionierungsverfahren ausgehend von V16 ermittelt und die Anpassung des Wärmeübertragungswertes $U_{Sp,Sys} = U_{Sp,Sys,red}$ erfolgt wie in Kap. 6.11 beschrieben.

Für die zweite Untersuchung (U2) wird jeder Massivabsorbervariante die volle Fassadefläche zugestanden. Die zugehörige Speichergröße wird wiederum über das Dimensionierungsverfahren vorgenommen. Somit ist in U2 die Fassadenfläche konstant, während es bei U1 das Speichervolumen ist.

Die Simulationsergebnisse für Untersuchung 1 und 2 sind in Abb. 136 und Abb. 137 dargestellt. In beiden Fällen zeigt sich, dass die bereits in Kap. 4.8.6 getroffene Wahl von Massivabsorbervariante 16 zum besten Verhältnis von Heizzahl und Wärmepreis führt. Die insgesamt niedrigere Heizzahl in Untersuchung 1 folgt aus der z.B. für V16 nicht maximal belegten Südfassade.

Zu jeder Variante wird die Speichergröße um etwa 100 m³ nach oben und unten variiert. Die in den vorangegangenen Abschnitten entwickelte Systemauslegung zeigt sich auch in Bezug auf die Wahl der Speichergröße als optimal, siehe Abb. 136. Bei der Untersuchung U2 ergibt sich kaum ein Unterschied in Kosten und Effizienz; der kleinere Speicher mit 1650 m³ erreicht den Bestwert.

Tabelle 63: Vergleich alternativer Massivabsorbervarianten innerhalb des Systems über die Untersuchungsvarianten U1 und U2 (Tanzer et al. 2017)

Parameter	**V1**	**V16**	**V18**	**V24**
Wärmepreis [Ct. kWh^{-1}]	0,61	0,69	0,70	0,70
Bauform	Seriell	Seriell	Kapillarrohr	Parallel
w_{max} [m s^{-1}]	0,5	0,5	0,1	0,5
D_i [mm]	12	20	3	8
d_x [mm]	200	200	10	250
Breite [m]	3,50	3,50	1,20	3,50
Höhe [m]	1,00	2,58	3,32	6,77
Fläche [m²]	3,49	9,03	3,98	23,70
Rohrmaterial	Verbundrohr	Verbundrohr	PP	Kupfer
Spez. Wärmeertrag [kWh m^{-2} a^{-1}]	285	312	403	250
Spez. Herstellungskosten [€ m^{-2}]	43,75	54,39	72,99	45,50
Zuordnung der Auswahl	Geringster Wärmepreis	Ursprüngliche Wahl	Höchster spez. Ertrag	Größter Flächenanteil
Fassadenfläche U1 [m²]	307,5	280,3	217,2	350,0
Auslegungsvolumen Speicher U1 [m³] (min; max)	1688 (1550; 1750)	1688 (1550; 1750)	1688 (1550; 1750)	1688 (1550; 1750)
Fassadenfläche U2 [m²]	350	350	350	350
Auslegungsvolumen Speicher U2 [m³] (min; max)	1653 (1550; 1750)	1750 (1650; 1850)	1754 (1650; 1850)	1532 (1450; 1650)

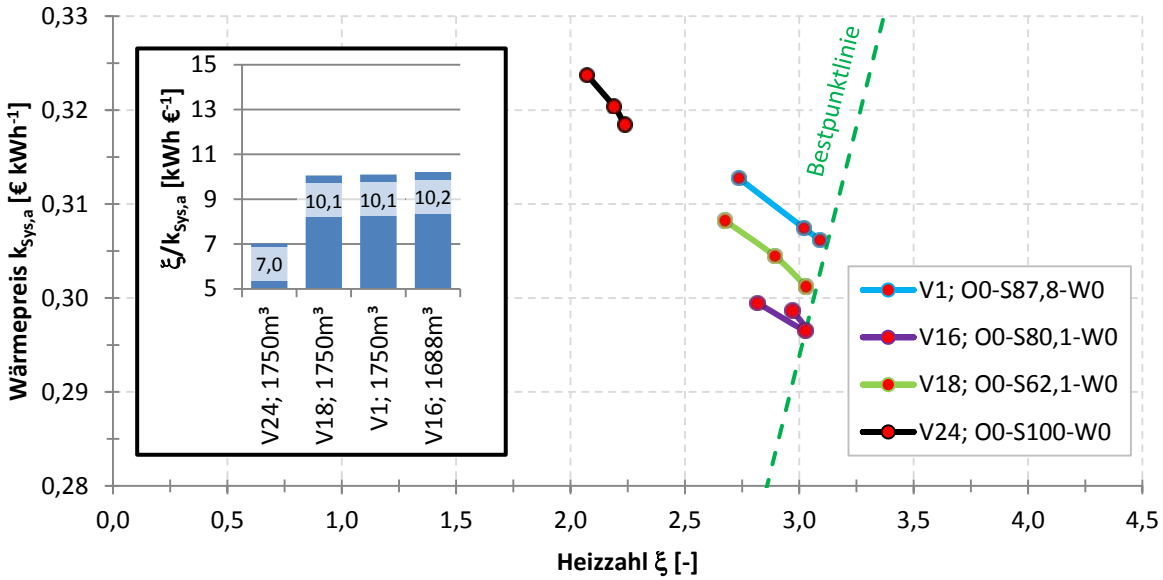


Abb. 136: Untersuchung 1; Vergleich alternativer Massivabsorbervarianten innerhalb des Systems. (Tanzer et al. 2017)

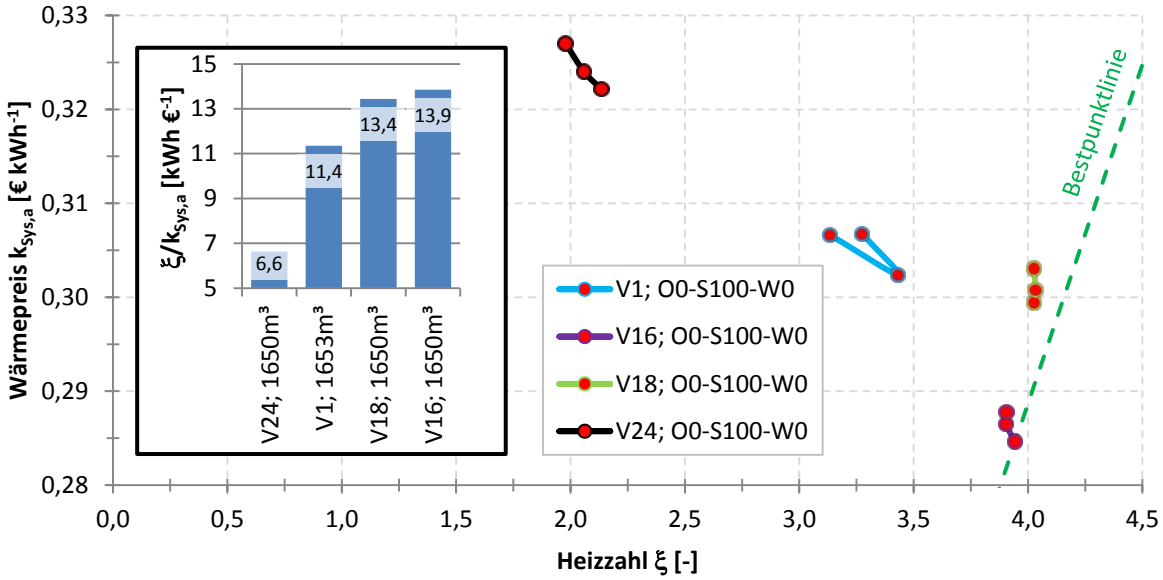


Abb. 137: Untersuchung 2; Vergleich alternativer Massivabsorbervarianten innerhalb des Systems. (Tanzer et al. 2017)

Es lässt sich zusammenfassen, dass die zur Massivabsorberauswahl angewendeten Kriterien mit Blick auf geringen Wärmepreis, hohe spezifische Wärmeleistung und großen Flächenanteil bei gemeinsamer Betrachtung den richtigen Maßstab für die Anlagenoptimierung darstellen. Jedes der drei Kriterien allein betrachtet führt zu Lösungen mit schlechterer Systembilanz als Variante 16. Folglich kann V16 als optimale Massivabsorberkonstruktion für das Heizsystem mit Langzeitwärmespeicher angesehen werden. (Tanzer et al. 2017)

R. Tabellen zum Systemkostenvergleich und Annuitäten

Tabelle 64: Systemkosten [€] und elektrischer Aufwand [kWh a^{-1}] im Vergleich für optimiertes Beispielgebäude und konventionelles Erdsondensystem (Tanzer et al. 2017)

Beschreibung	**SV2a** (1) Beispielgebäude (84 MWh) (Optimierung) (V_{Sp}: 1750 m³, $A_{SÜD}$: 350 m²)	**Erdsonde** (1),(9) **Min.** (JAZ_{WP}: 4,6 (2))	**Erdsonde** (1),(9) **Max.** (JAZ_{WP}: 4,6 (2))
Peripherie			
Wärmepumpe (415 € kW^{-1})	28283,00	28283,00	37108,87 (9)
Ausdehnungsgefäß	1055,00	-	-
Wärmeübertrager	900,00	-	-
Pumpen	10228,00	-	-
Rohre	23961,84 (3),(4)	13800,00 (10)	13800,00 (10)
Armaturen	6550,99	-	-
Pufferspeicher	-	520,00	520,00
Regelung (SV2a mit 300 € Datenpunkt^{-1})	20100,00	6000,00 (10)	6000,00 (10)
Wärmequelle			
Massivabsorber Mehrkosten gegenüber Standardvorsatzschale	13786,50	-	-
Wärmespeicher: Material und Rohre	46061,12 (5),(6)	-	-
Wärmespeicher: betonierte Einhausung (7)	14829,41	-	-
Wärmespeicher: Isolierung	27161,27	-	-
Erdsonde (1382,50 € kW^{-1} (8)) ($COP_{Schätzung}$: 4,6 (2)) (Q_{Sonde}: 45,6 kW bei Q_{Geb}: 58,3 kW)	-	63042,00 (8)	117185,93 (9)
Sonstiges			
Thermal response test	-	3500,00 (11)	3500,00 (11)
Summe	**192917,13**	**115145,00**	**178114,80**
Elektr. Aufwand			
Regelungstechnik	490,6 kWh a^{-1}	490,6 kWh a^{-1}	490,6 kWh a^{-1}
Pumpen	224,9 kWh a^{-1}	1689,1 kWh a^{-1} (12)	1689,1 kWh a^{-1} (12)
Wärmepumpe	9941,6 kWh a^{-1}	18268,0 kWh a^{-1}	18268,0 kWh a^{-1}
Nachheizung	934,7 kWh a^{-1}	-	-
Summe	**11591,8 kWh a^{-1}**	**21052,1 kWh a^{-1}**	**21052,1 kWh a^{-1}**

(1) Montagekosten in den Einzelpositionen inbegriffen
(2) Jahresarbeitszahl als Schätzwert für monovalente Wärmepumpen mit Erdsonde (bwp 2017)
(3) inkl. hydraulischem Abgleich
(4) beinhaltet alle Rohre, Isolierarbeiten und Kosten für den Verteileraufbau
(5) inkl. Aushub und Einbau
(6) siehe Kalkulation der Speicherelementarzellen
(7) es wird nur die Seitenwand berücksichtigt;
(8) Kostenmittelwert nach VIKERSØNN Deutschland (o.J., o.S.)
(9) Kosten (skaliert) auf Grundlage der Grobkostenschätzung Schlosserei (59,7 kW) (Richard Kaufmann GmbH)
(10) Kosten (nicht skaliert) auf Grundlage der Grobkostenschätzung Schlosserei (59,7 kW) (Richard Kaufmann GmbH)
(11) (Hoppe 2017, o.S.)
(12) 1200 W Pumpleistung bei 1407,6 Vollbenutzungsstunden pro Jahr

Tabelle 65: Annuitätswerte [€ a^{-1}] im Vergleich für optimiertes Beispielgebäude und konventionelles Erdsondensystem (Tanzer et al. 2017)

Beschreibung	SV2a	Erdsonde Min.	Erdsonde Max.
Kapitalgebunden (Rechnerische Nutzungsdauern T_N nach Anhang B; inkl. der Restwerte)			
Wärmepumpe	2504,09	2504,09	3285,51
Peripherie (Rohre, u.a.)	3852,02	645,33	645,33
MSR	2367,02	706,57	706,57
Massivabsorber	415,10	0,00	0,00
Wärmespeicher	2651,14	0,00	0,00
Erdsonde	0,00	2003,51	3633,72
Teilsumme	*(11789,37)*	*(5859,50)*	*(8271,13)*
Betriebsgebunden (Instandsetzung, Wartung und Inspektion zusammengefasst; nach Anhang B)			
Wärmepumpe	1262,78	1262,78	1656,84
Peripherie (Rohre, u.a.)	1279,75	255,74	255,74
MSR	4307,64	1285,86	1285,86
Massivabsorber	98,49	0,00	0,00
Wärmespeicher	0,00	0,00	0,00
Erdsonde	0,00	3377,64	6278,55
Teilsumme	*(6948,66)*	*(6182,03)*	*(9476,99)*
Bedarfsgebunden			
Regelungstechnik	189,84	189,84	189,84
Pumpen	86,99	669,29	669,29
Wärmepumpe	3846,97	7068,97	7068,97
Nachheizung	361,69	0,00	0,00
Teilsumme	*(4485,49)*	*(7928,10)*	*(7928,10)*
Summe	**23223,52**	**19969,63**	**25676,22**

Strompreis 17,12 Ct. kWh^{-1}; $T = 50$ a; $q = 1{,}74$ %; $r_{Kapital,Betrieb} = 2{,}5$ %; $r_{Bedarf} = 3{,}5$ %