Validierung eines Rechenmodells für Großspeicher zur Auslegung solarer Heizsysteme

Dissertation
zur Erlangung des Doktorgrades
der Naturwissenschaften
(Dr. rer. nat.)

dem
Fachbereich Physik
der
Philipps-Universität Marburg
vorgelegt von

Rainer John
(geb. Wagner)

aus Nordenham

Marburg 2002

Vom Fachbereich Physik der Philipps-Universität Marburg als Dissertation angenommen am 13.05.02.

Erstgutachter:	Prof. Dr. H. Ackermann
Zweitgutachter:	Prof. Dr. O. Melsheimer
Tag der mündlichen Prüfung:	24.05.02

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur 1

Einleitung 9

1 Beschreibung von Temperaturtransportprozessen in Speichern 11

1.1 Physikalische Vorgänge in idealisierten Wasserbehältern im Schwerefeld ... 11
1.1.1 Ausbildung einer vertikalen Schichtung in ideal isolierten Wasserbehältern ... 12
1.1.2 Abbau der Schichtung durch Wärmeleitung im Fluid ... 13
1.1.3 Abbau der Schichtung durch Wärmeleitung im Behältermantel ... 15
1.1.4 Zusammenfassung ... 19
1.2 Modellierung des Wärmetransportes in strömenden Medien ... 19
1.2.1 Ansätze der Kontinuumsmechanik ... 20
1.2.2 Beschreibung des Kontinuums Wasser ... 21
1.2.3 Boussinesq-Approximation ... 22
1.2.4 Wirbeltransportgleichung ... 23
1.2.5 Idealer Kolbenfluss ... 24
1.2.6 Zusammenfassung ... 26
1.3 Einströmvorgänge in Wasserbehälter im Schwerefeld ... 28
1.3.1 Vorbemerkung zu den dimensionslosen Kennzahlen: Pe, Fr, Re, Ar ... 29
1.3.2 Theoretisch ungünstigste Beladung des Speichers ... 29
1.3.3 Theoretisch günstigste Beladung des Speichers ... 30
1.3.4 Einfluss des Mischungsvorgangs auf die Schichtung ... 31
1.3.5 Beladewirkungsgrad mit Berücksichtigung des Mischungsvorgangs ... 33
1.3.6 Einfluss der Richard-Zahl auf die Strömungsform ... 34
1.3.7 Zusammenfassung ... 36
1.4 Zusammenfassung ... 37

2 Vermessung und Simulation von Temperaturprofilen des Großspeichers Cölbe 38

2.1 Vermessung des Großspeichers ... 38
2.1.1 Messaufbau ... 38
2.1.2 Bestimmung der kombinierten Standardunsicherheit ... 39
2.1.3 Systematische Fehler durch den Messwertaufnehmer ... 41
2.1.4 Repräsentationsfehler ... 43
2.1.5 Zusammenfassung ... 45
2.2 Ausgewählte Messergebnisse ... 45
2.2.1 Ein- und Zweidimensionale Temperaturprofile in Stillstandszeiten ... 45
2.2.2 Parametrisierung des radialen Temperaturgradienten ... 50
2.2.3 Radiales Temperaturprofil für Stillstands- und Betriebsperioden ... 52
2.2.4 Ermittlung der Speicherverluste ... 53
2.2.5 Messung der effektiven Wärmeleitfähigkeit ... 56
2.2.6 Eindimensionale Langzeitprofile während des Betriebs ... 58
2.2.7 Zusammenfassung ... 60
2.3 Nachbildung des Temperaturprofils ... 60
2.3.1 Vorbemerkung zur Modellwahl ... 60
2.3.2 Festlegung der Geometrieparameter des Rechenmodells ... 61
2.3.3 Parameteranpassung durch genetische Optimierung ... 62
2.3.4 Methodische Fehler und Messfehler ... 65
2.3.5 Vorhersagegenauigkeit des Modells ... 67
2.3.6 Zusammenfassung ... 70
2.4 Zusammenfassung ... 71

3 Ganzheitliche Energiebilanz solarer Heizsysteme mit Großspeichern 73

3.1 Beschreibung des untersuchten Systems. 73
3.1.1 Schematische Darstellung zur Systemuntersuchung 73
3.1.2 Variable Randbedingungen 74
3.1.3 Zusammenfassung 76
3.2 Beurteilungsgrößen für den Energieaufwand solarer Heizsysteme 76
3.2.1 Systemgrenzen zur Bestimmung der energetischen Amortisation 77
3.2.2 Primärenergieverbrauch zur Solarisierung des fossilen Heizsystems 78
3.2.3 Primärenergieaufwand während des Betriebs 80
3.2.4 Zusammenfassung 82
3.3 Primärenergetische Bewertung solarer Heizsysteme 83
3.3.1 Energieeinsparung durch solare Heizsysteme 83
3.3.2 Energetische Rücklaufzeiten solarer Heizsysteme 84
3.3.3 Solare Heizungsunterstützung am Standort Zürich 85
3.3.4 Zusammenfassung 87
3.4 Zusammenfassung. 87

4 Zusammenfassung 89

Anhang 94

A Verwendete Größen, Geometrien und Schaltbilder 94
A.1 Stoffdaten 94
A.2 Position der Messfühler im Passiv-Solarhaus Cölbe 95
A.3 Schematische Darstellung des Passiv-Solarhaus Cölbe 98
B Hinweise zur Speichermodellierung 99
B.1 Vollständig durchmischter Speicher 99
B.2 Eindimensionaler, ideal schichtender Speicher 100
C Ergänzende Abbildungen und Daten 102
C.1 Vergleich gemessener und simulierter innerer Energie des Speichers 102
C.2 Randbedingungen zur primärenergetischen Bewertung solarer Heizsysteme 104
D Simulationsaufgaben datenbankgestützt durchführen 106
D.1 Vorbemerkung zur Simulationsumgebung 106
D.2 Problemanalyse und Anforderungsdefinition 106
D.3 Datenstruktur 108
D.4 Software-technischer Entwurf 110
D.5 Erfahrungen und Ausblick 111

Literaturverzeichnis 113

Literatur zum Passiv-Solarhaus Cölbe 124

Nomenklatur

allgemeine dimensionslose Kennzahlen

Symbol	Name	Bedeutung
$Ar = Gr/Re^2$	Archimedes	in der Bedeutung ähnlich Gr, jedoch ohne β definiert; Gl. 1.21, S. 23
Bi	Biot	Verhältnis aus Wärmeübergang vom Fluid auf den Festkörper zur Wärmeleitung im Festkörper; Gl. 1.13, S. 18
Fr	Froude	Verhältnis aus Trägheitskraft zur Schwerkraft; Gl. 1.16, S. 22
Gr	Grashof	Verhältnis aus Auftriebs- zu Reibungskräften; dient als Maß für den Wärmetransport überwiegend durch freie Konvektion oder durch Wärmeleitung; Gl. 1.2, S. 13
Nu	Nußelt	dimensionsloser Wärmeübergangskoeffizient; Gl. 2.2, S. 42
Pe	Peclet	dimensionslose Temperaturleitfähigkeit; Abb. B.1, S. 100
Pr	Prandtl	Stoffwertverhältnis aus Viskosität ν und Temperaturleitzahl a
$Ra = Gr \cdot Pr$	Rayleigh	siehe Gr und Pr; Gl. 1.2, S. 13
Re	Reynolds	Verhältnis von Trägheits- zu Reibungskräften; Gl. 1.16, S. 22
$Ri = Ar$	Richard	siehe Ar

Lateinische Symbole

Symbol	Einheit	Bedeutung
a	m²/s	Temperaturleitfähigkeit
A	m²	Querschnittsfläche des Speichers; Gl. 2.11, S. 54
A_{Koll}	m²	Kollektorfläche
$A_{Koll,\,V}$	m^{-1}	Verhältnis von Kollektorfläche zum Speichervolumen; Gl. 1.27, S. 31
$A_{Sensor,\,quer}$	m²	Querschnittsfläche der Pt-100 Tauchfühler im Speicher; §2.1.3, S. 41
$\tilde{Bi}$	1	modifizierte Bi; zur Beschreibung des Einflusses der Behälterwand auf den Erhalt der Schichtung; Gl. 1.13, S. 18
$\dot{C}$	W/K	Kapazitätsrate; Gl. B.1, S. 99
c_p	Ws/kgK	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
C_S	Ws	Kapazität des Speichers; Gl. B.1, S. 99
d	m	Innendurchmesser von Be- und Entladerohren
$D = 2 \cdot R$	m	Innendurchmesser eines Speichers
D/Dt	s^{-1}	Totales Differenzial; Gl. 1.14, S. 21
d_D	m	Dicke der Dämmung
e	Ws/m³	spezifische innere Energie
e_{NH}	1	Aufwandszahl des Nachheizsystems nach [DIN 4701]; §3.2.3, S. 80

Symbol	Einheit	Bedeutung
e_p, $e_{p,Ref}$, $e_{p,Sol}$	1	Anlagenaufwandszahl (Referenz- bzw. solares Heizsystem) nach [DIN 4701];Verhältnis aus primärenergetischen Aufwand zur Nutzenergie; Gl. 3.4, S. 81
$\vec{e}_z$	1	Einheitsvektor in Richtung der z-Achse des Koordinatensystems
ΔE_{Nutz}	kWh	Nutzenergie des Speichers; definiert als Differenz aus maximaler zu minimaler innerer Energie des Speichers; §2.3.5, S. 67
$E_{Speicher}$	kWh	innere Energie des Speichers; simuliert oder berechnet mit $\langle T_{Lin} \rangle$; Bezugstemperatur 0 °C
ΔE_{Tag}	kWh	Abweichung zwischen gemessener und simulierter, innerer Energie des Speichers am Ende eines Tages; §2.3.5, S. 67
$f_{p,Gas}$, $f_{p,el}$	1	Primärenergiefaktor zur Berücksichtigung vorgelagerter Verluste bei der Bereitstellung von Gas bzw. Strom; §3.2.3, S. 80
g, $\vec{g}$	m/s²	Erdbeschleunigung
G	W/m²	Globalstrahlung
h	m	Länge oder Höhe
Δh	m	Abstand zweier Temperaturknoten in der Simulation; §2.3.4, S. 65
ΔH	m	Unsicherheit im Bezugspunkt zur Ermittlung der Füllhöhe im Speicher; Abb. 2.13, S. 62
δh_{Ti}	m	Differenz der Temperaturfühlerhöhen h_{Ti} (in der Simulation angenommene Höhe) und x_{Ti} (reale Höhe) des Temperaturfühlers T_i; §2.3.4, S. 65
i	1	Hilfsvariable zum Zählen von Iterationen, Messstellen o.ä.
j	1	siehe i
k	W/m²K	Wärmedurchgangskoeffizient
k_{Boden}, k_{Deckel}, k_{Mantel}	W/m²K	mittlerer Wärmedurchgangskoeffizient des Speichers im Bereich des Bodens, Deckels oder Mantels; Gl. 2.10, S. 53
k_S	W/m²K	mittlerer Wärmedurchgangskoeffizient des Speichers; Gl. 2.10, S. 53; Gl. 2.11, S. 54
KEA	kWh	kumulierter Energieaufwand; z.B. für die Herstellung, den Transport oder den Betrieb eines Systems; §3.2.1, S. 77
$KEA_{B,Ref}$, $KEA_{B,Sol}$	kWh	KEA für den Betrieb des Referenzheizsystems (Gl. 3.1, S. 77) bzw. des solaren Heizsystems (Gl. 3.2, S. 77)
$KEA_{H+T,Ref}$, $KEA_{H+T,Sol}$	kWh	KEA zur Herstellung und für den Transport des Referenzheizsystems (Gl. 3.1, S. 77) bzw. des solaren Heizsystems (Gl. 3.2, S. 77)
K_{Verl}	1	dimensionsloser Verlustkoeffizient des Speichers; Gl. 1.25, S. 30
l	m	Länge
L	m	charakteristische Länge des Problems
L_{Sensor}	m	Länge der Pt-100 Tauchfühler im Speicher; §2.1.3, S. 41

Symbol	Einheit	Bedeutung
n	1	siehe i
N	1	Anzahl der Temperaturknoten im Speicher
p	Pa	Druck
$\vec{p}$	1	Parametervektor des Speichermodells; Gl. 2.13, S. 63
p_i, $p_{i,mess}$	$[p_i]$	Parameterwert des Speichermodells nach der Optimierung bzw. gemessen; Tab. 2.4, S. 64
$\vec{P}_{Opt}$	1	Parametervektor des Speichermodells nach der genetischen Optimierung; Gl. 2.13, S. 63
p_0	Pa	Bezugsdruck (z.B. Umgebungsdruck); Gl. 1.10, S. 14
$P_{el,A}$	W/m²	Gewinne (elektrisch), bezogen auf die Mantelfläche des Speichers; Gl. 1.24, S. 25
P_i	1	Pumpensignal (1 für Pumpe an; 0 für Pumpe aus); Bezeichnung der Pumpen in §A.2, S. 95
$\vec{q}$	W/m³	volumenspezifischer Wärmestrom
$\dot{q}_{(eff)}$	W/m³	spezifischer Wärmestrom durch eine effektive Wärmeleitung zwischen zwei Kontrollvolumen (z.B. zur Berücksichtigung der freien Konvektion); Gl. 1.24, S. 25
$\dot{q}_{(\lambda)}$	W/m³	spezifischer Wärmestrom durch Wärmeleitung zwischen zwei Kontrollvolumen; Gl. 1.24, S. 25
$\dot{q}_{(+)}$	W/m³	spezifischer Wärmestrom durch externe Gewinne in das Kontrollvolumen hinein (z.B. elektrische Nachheizung); Gl. 1.24, S. 25
$\dot{q}_{(-)}$	W/m³	spezifischer Wärmestrom durch Wärmeverluste aus dem Kontrollvolumen heraus an die Umgebung; Gl. 1.24, S. 25
Q_I, Q_{II}	kWh	Nutzenergie für Raumheizungs- und Trinkwasserbedarf für zwei unterschiedliche Gebäudetypen *I* und *II*; Tab. 3.2, S. 76
$\dot{Q}_{eff}$	W	vertikaler, effektiver Wärmestrom im Speicher; Abb. 1.2, S. 17
ΔQ_{eff}	Ws	durch Wärmeleitung und freie Konvektion transportierte Energie; Abb. 1.2, S. 17
ΔQ^-_{eff}	kWh	Energie, welche durch die effektive Wärmeleitung von der wärmeren Speicherschicht zu kälteren diffundiert; Abb. 2.10, S. 56
$Q_n = Q_{tw} + Q_{rh}$	kWh	Nutzenergie; Gl. 3.4, S. 81
Q_{rh}	kWh oder kWh/m²a	Nutzenergie, die zur Deckung des Raumheizbedarfs dient; ohne vorgelagerte Umwandlungsverluste; Abb. 3.1, S. 74; Bezugsfläche ist Nutzfläche des Gebäudes
ΔQ_S	kWh	Differenz aus innerer Energie des Großspeichers zu Beginn und zum Ende eines Simulationsjahres; Gl. 3.4, S. 81
Q_{tw}	kWh oder kWh/m²a	Nutzenergie, die zur Erwärmung des Trinkwassers auf Nutztemperatur dient; ohne vorgelagerte Umwandlungsverluste; Abb. 3.1, S. 74; Bezugsfläche ist Nutzfläche des Gebäudes

Symbol	Einheit	Bedeutung
$\dot{Q}_{Verluste}$	W	Wärmestrom durch die Speicherdämmung; Abb. 1.2, S. 17
$\Delta Q_{Verluste}$	kWh	Verluste im kalten Speicherbereich während der Messung der effektiven Wärmeleitfähigkeit; Abb. 1.2, S. 17
$\Delta Q_{Verlust,\,90\,°C}$	kWh/d	gemessene Speicherverluste an einem Tag bei einer mittleren Speichertemperatur von 90 °C
r	m	zur Kennzeichnung der r-Koordinate bei Zylinderkoordinaten
$r(x, y)$	1	Korrelation zwischen zwei Größen x und y; Gl. 2.8, S. 51
r_{sensor}	m	Radius der Pt-100 Tauchfühler im Speicher; §2.1.3, S. 41
R	m	Radius; insbesondere Radius eines Speichers
RL_i	1	Ventilsignal (1 für Ventil offen; 0 für geschlossen); Bezeichnung der Ventile in §A.2, S. 95
s	1	Laplace-Transformierte der dimensionslosen Zeit τ; Gl. B.12, S. 101
t	s	Zeit
T, $T(t)$, $T(z, t)$	°C oder K	Temperatur; ggf. von Zeit und Ort abhängig; oft Temperatur einer Messstelle im Speicher
ΔT_{Drift}	K	Fehler durch Temperaturdrift der Messkette;§2.1.2, S. 39; §2.3.4, S. 65
T_{in}	°C oder K	Temperatur des in den Speicher einströmenden Fluids
T_{init}	°C	Initialisierungstemperatur für das Rechenmodell des Speichers
$\langle T_{Lin}\rangle$, $\langle T_{t,\,Lin}\rangle$	°C oder K	mittlere Speichertemperatur bei linearer Interpolation zwischen den Messstellen zur Zeit t; Gl. 2.5, S. 44
$\Delta\langle T_{Lin}\rangle$	K	$\langle T_{Stop,\,Lin}\rangle - \langle T_{Start,\,Lin}\rangle$
T_{min}, T_{max}	°C oder K	minimale/maximale gemessene Speichertemperatur; Tab. 2.1, S. 46
$\langle T_{t,\,Min}\rangle$, $\langle T_{t,\,Max}\rangle$	°C oder K	mittlere Speichertemperatur wenn zwischen den Messstellen jeweils der untere/obere Fühler als Temperaturwert der Schicht verwendet wird
t_R	a	Rücklaufzeit; Gl. 3.6, S. 84
ΔT_{radial}	K	gemessener, radialer Temperaturgradient im Speicher; §2.2.2, S. 50
$\Delta T_{radial,\,j}$	K	radialer Temperaturgradient im Speicher, an jeder Messlanze zweimal bestimmt; j läuft über $2i$ (vgl. $\Delta T_{Vertikal,\,i}$); §2.2.2, S. 50
$T_{Speicher,\,i}$	°C oder K	Temperatur einer Speicherschicht; §2.2.2, S. 50
T_{Start}, T_{Stop}	°C oder K	Messwert einer Speichertemperaturmessstelle zu Beginn/am Ende einer Stillstandsperiode; §2.2.1, S. 45
T_{S1},..., T_{Si}	°C oder K	gemessene Temperaturen am und im Speicher; Abb. A.1, S. 95
$T_{Sensor}(x)$	°C oder K	Temperatur entlang eines Pt-100 Tauchfühlers im Speicher; §2.1.3, S. 41
T_U	°C oder K	Umgebungstemperatur
$\langle T_U\rangle_{Tag}$	°C oder K	Umgebungstemperatur; gemittelt über den Zeitraum eines Tages
$\Delta T_{Vertikal}$	K	gemessener, vertikaler Temperaturgradient im Speicher; §2.2.2, S. 50

Symbol	Einheit	Bedeutung
$\Delta T_{Vertikal,\,i}$	K	vertikaler Temperaturgradient im Speicher bei einem Messfühler, ermittelt unter Verwendung eines höher und eines tiefer gelegenen Messfühlers; i zählt dabei die betrachteten Messfühler zu verschiedenen Zeiten; §2.2.2, S. 50
T_W	°C oder K	Speicherwandtemperatur; §2.1.3, S. 41
T_0	°C oder K	Bezugstemperatur (z.B. Umgebungstemperatur); Gl. 1.21, S. 23
T_1,..., T_i	°C oder K	simulierte Temperatur im Speicher (i muss nicht der Knotennummer entsprechen); Gl. 2.13, S. 63
$\vec{u}$, $\vec{u}(\vec{x}, t)$	m/s	Geschwindigkeit des Fluides; ggf. von Zeit und Ort abhängig
u	m/s	mittlere oder charakteristische Geschwindigkeit des Problems oder Einströmgeschwindigkeit in den Speicher
U	m/s	vertikale Strömungsgeschwindigkeit im Speicher (Kolbenfluss)
v_w	m/s	Windgeschwindigkeit
V, $V_{Speicher}$	m³	Speichervolumen
$\dot{V}_{Koll}$	m³/h	Volumenstrom im Kollektorkreis
$\dot{V}_{Koll,\,A}$	m³/m²h	Volumenstrom im Kollektorkreis bezogen auf die Kollektorfläche
VL_i	1	Ventilsignal (1 für Ventil offen; 0 für geschlossen); Bezeichnung der Ventile in §A.2, S. 95
z	m	z-Koordinate im gestellten Problem; meist im Speicher von Speicherboden ($z = 0$ m) zum -deckel ($z = H$)

Griechische Symbole

Symbol	Einheit	Bedeutung
α	W/m²K	Wärmeübergang vom Fluid auf die Speicherwand
β	K^{-1}	volumetrischer Ausdehnungskoeffizient; Gl. 1.18, S. 22
δ	s^{-1}	Abklingkoeffizient; Gl. 1.8, S. 14
δ_{Wand}	m	Dicke der Speicherwand
∂_x	$[x]^{-1}$	partielle Ableitung einer Größe nach der Variablen x
ε	%	relative Energieeinsparung des solaren Heizsystems im Vergleich zum Referenzheizsystem; Gl. 3.3, S. 78
ξ	1	dimensionslose Höhe im Speicher; Abb. B.1, S. 100
η	kg/ms	dynamische Viskosität
η_+	1	Beladewirkungsgrad nach Gl. 1.26, S. 31
$\eta_{+,Hahne}$	1	Beladewirkungsgrad nach Gl. 1.28, S. 33
λ	W/mK	Wärmeleitfähigkeit
$\tilde{\lambda}$	1	$\lambda_{eff}/\lambda_{H_2O}$
λ_D	W/mK	Wärmeleitfähigkeit des Dämmmaterials
λ_{eff}	W/mK	effektive Wärmeleitfähigkeit zur Berücksichtigung der freien Konvektion; Gl. 1.11, S. 17 und Gl. 1.12, S. 17
λ_{H_2O}	W/mK	Wärmeleitfähigkeit von Wasser
λ_{Sensor}	W/mK	Wärmeleitfähigkeit der Pt-100 Tauchfühler im Speicher; §2.1.3, S. 41
λ_{Wand}	W/mK	Wärmeleitfähigkeit der Speicherwand
ν	m²/s	kinematische Viskosität
ρ	kg/m³	Dichte
$\sigma(\dots)$	[…]	alternative Darstellung für $\sigma_{\dots}$
$\sigma_{\Delta E_i(t)}$	kWh	Messfehler für die Enthalpiedifferenz, welche durch den i-ten Anschluss an den Speicher übergeben wird; Gl. 2.16, S. 66
$\sigma_{\Delta E,\,Tag}$	kWh	Standardabweichung von ΔE_{Tag}; Tab. 2.5, S. 68
$\sigma_{E,\,E}$	kWh	Fehler für die innere Energie des Speichers aufgrund des Fehlers in den Eingangsdaten; Gl. 2.17, S. 66
σ_F	%	relativer Fehler bei der Bestimmung des Volumenstroms mit einem Flügelradzähler; §2.3.4, S. 65
σ_i	$[p_i]$	Sensitivität der Zielfunktion $\chi_{\Delta T}$ in Bezug auf den Parameter p_i des Speichermodells; Tab. 2.4, S. 64
$\sigma_{Klasse-A}$	K	Temperaturmessfehler eines Innenfühlers im Speicher; Gl. 2.1, S. 41
$\sigma_{Klasse-B}$	K	Temperaturmessfehler eines Außenfühlers am Speicher; Gl. 2.1, S. 41

Symbol	Einheit	Bedeutung
$\sigma_{kS,\,r}$	W/m²K	Fehler bei der Messung von k_S bestimmt mit den fiktiven Korrelationen r; Fußnote zur Tabelle Tab. 2.2, S. 55
$\sigma_{\Delta\dot{m}}/\Delta\dot{m}$	%	Massenstromfehler in den Eingangsdaten; Gl. 2.19, S. 69
$\sigma_{\Delta Qeff}$	kWh	angenommener Fehler bei der Messung der durch effektive Wärmeleitung transportierten Energie; §2.2.5, S. 56
$\sigma_{T,\,D}$	K	Diskretisierungsfehler; Gl. 2.14, S. 66
$\sigma_{T,\,E}$	K	Temperaturunsicherheit der mittleren Speichertemperatur aufgrund der Unsicherheiten in den Eingangsdaten; Gl. 2.17, S. 66
σ_{Ti}	K	fiktiver Messfehler einer Temperaturmessung im Speicher; Gl. 2.6, S. 44
$\sigma_{T,\,R}$	K	Repräsentationsfehler der mittleren Speichertemperatur durch lineare Interpolation zwischen den Messstellen; Gl. 2.7, S. 44
$\sigma_{\langle T,\,t,\,Lin\rangle}$	K	Messfehler der mittleren Speichertemperatur bei linearer Interpolation zwischen den Messstellen; Gl. 2.6, S. 44
$\sigma_{\lambda eff}$	W/mK	abgeschätzter Fehler bei Messung der effektiven Wärmeleitfähigkeit; §2.2.5, S. 56
τ	s	Zeitkonstante für den Abbau des Temperaturprofils im Speicher; Gl. 1.8, S. 14
τ_{ij}	N/m²	Spannungstensor; zur Beschreibung der Volumen- und Oberflächenkräfte, welche an einem Fluidelement auftreten
φ	°	zur Kennzeichnung der φ-Koordinate bei Zylinderkoordinaten
Δ	$[x]^{-2}$	Laplace-Operator ($\Delta = \nabla \cdot \nabla$) oder Kennzeichnung eines Abstands zweier Größen ($\Delta T = T_2 - T_1$); wird aus dem Zusammenhang stets klar
∇	$[x]^{-1}$	Gradient
$\nabla\times$	$[x]^{-1}$	Rotation
Θ	1	dimensionslose Temperatur; Gl. 1.10, S. 14
$\bar{\Theta}$	1	Laplace-Transformierte von Θ; Gl. B.12, S. 101
x_{Ti}	m	Höhe des Temperatursensors im Speicher; §2.3.4, S. 65
$\chi_{\Delta T}$	K	Zielfunktion für die Parameteranpassung; Gl. 2.13, S. 63

Einleitung

Die Idee zur aktiven Nutzung der Solarenergie für die Erwärmung von Trinkwasser ist schon über 100 Jahre alt. Das weltweit erste Patent für einen Speicherkollektor wurde bereits 1891 in Baltimore vergeben.[1] Wesentlich jünger ist dagegen der Trend die solaren Systeme auch zur Raumheizungsunterstützung einzusetzen: Vereinzelte Prototypen fanden sich zwar schon 1975 bis 1985; eine breitere Entwicklung und Erprobung dieser sogenannten Kombianlagen für Einfamilienhäuser begann jedoch erst ab etwa 1990. Mittlerweile existieren mehr als 20 unterschiedliche Konzepte für solare Kombisysteme aus Europa und den USA.[2]

Die Zwischenspeicherung der solar gewonnenen Wärme zur Raumheizungsunterstützung erfolgt für Einfamilienhäusern in *Kleinspeichern* und für ganze Wohnsiedlungen in *saisonalen Wärmespeichern*. Für den Bereich der Mehrfamilienhäuser können *Großspeicher* mit einigen 10 m³ Inhalt gewählt werden.[3]

Während die Forschungs- und Entwicklungsarbeiten sowie der Marktanteil bezüglich solar gestützter Heizungssysteme[4] für Einfamilienhäuser ein hohes Niveau erreicht haben, gelten vor allem die Bereiche der Mehrfamilienhäuser und der industriellen Niedertemperaturwärme bisher als kaum erschlossen.[5] Werden solare Heizsysteme mit Großspeichern für Mehrfamilienhäuser betrachtet ergeben sich zwei Fragen, deren Beantwortung das Ziel dieser Arbeit ist:

- Können die Rechenmodelle zur Abbildung des thermischen Verhaltens von Kleinspeichern gleichermaßen auch für Großspeicher verwendet werden? Zwar finden sich in der Literatur Anwendungsbeispiele,[6] jedoch ist die Validität eines Rechenmodells für Großspeicher bisher nur unzureichend gezeigt.[7]
- Gelingt es, trotz des hohen primärenergetischen Aufwandes zur Herstellung eines solaren Heizsystems mit einem Großspeicher, eine nennenswerte Energieeinsparung gegenüber einem fossilem Heizsystem zu erzielen? Gerade bei der Anwendung von Großspeichern für Einfamilienhäuser wird dies bezweifelt.[8]

Zur Beantwortung der ersten Frage wird der Vergleich gemessener und simulierter Temperaturverläufe in einem Großspeichern vorgenommen. Die zweite Frage kann mittels Simulationsrechnungen zum Primärenergieverbrauch solarer Heizsysteme für Mehrfamilienhäuser beantwortet werden. Als Untersuchungsgegenstand steht das solare Heizsystem des Passiv-Solarhauses der Fa. Wagner & Co zur Verfügung.[9] In einer auf mehrere Jahre angelegten

1. [Ornetzeder00]
2. [Weiß01], [Task26]
3. Kleinspeicher: Typisch 1 m³ je Wohneinheit, bei geringer solarer Deckung ([Test98], [Drück00]); Großspeicher: Typisch 6 bis 18 m³ je Wohneinheit für mittlere bis hohe solare Deckungen; Saisonale Wärmespeicher: Typisch 60 bis 100 m³ je Wohneinheit bei hoher solarer Deckung ([Benner98]).
4. Im Folgenden kurz “solare Heizsysteme” genannt.
5. [Weiß01b]
6. [Dahm97], [Eder94], [Mundigler97], [Stockinger92]
7. Nach eigenen Recherchen und der Einschätzung von H. Drück, ITW-Stuttgart (mündl. Mitteilung).
8. [Berner02]

Messkampagne werden u.a. im solaren Heizsystem alle relevanten Größen in hoher Zeitauflösung erfasst. Insbesonderer sind Messsensoren nicht nur von außen an den 85 m³ Großspeicher sondern auch im Innerern des Speichers montiert. Das Konzept einer Dreischicht Be- und Entladung des Großspeichers und die Verwendung von dachintegrierten Kollektoren dient auch gleichzeitig als Vorlage für ein solares Heizsystem für Mehrfamilienhäuser.

Die Arbeit gliedert sich in drei Kapitel: Zunächst wird zur Beantwortung der ersten Frage der theoretische Hintergrund für den Temperaturtransport in Speichern erarbeitet. Das vorgefundene Literaturmaterial[10] zur Modellierung von Speichern wird im Hinblick auf die jeweils getroffenen Annahmen vergleichend gegenübergestellt. Das Kapitel 1 liefert dadurch entscheidende Hinweise zur Auswertung der vorgenommenen Messungen.

In Kapitel 2 wird die Validität eines ausgewählten Rechenmodells gezeigt. Dazu werden gemessene und durch Simulation festgelegte Größen miteinander verglichen. Die Methodik umfasst folgende Punkte: (1) Vergleich gemessener und durch Parameteranpassung festgelegter Größen des Speichermodells. (2) Sensitivität der Zielfunktion bei der Parameteranpassung in Bezug auf einzelne Größen. (3) Eine ausführliche Betrachtung von Fehlerquellen bei der Parameteranpassung. Und (4) die Ermittlung der Vorhersagegenauigkeit des Modells bezüglich Temperatur und innerer Energie.

Die zweite Frage wird schließlich in Kapitel 3 behandelt: Der Trinkwasser- und Raumheizenergiebedarf für ein standardisiertes Reihenhaus mit fünf Wohneinheiten wird wahlweise durch ein solares Heizsystem oder ein Referenzheizsystem mit Brennwerttherme bereitgestellt. Der Primärenergiebedarf für den Betrieb beider Heizsysteme wird durch numerische Simulation bestimmt.[11] Zur Beurteilung der Energieeinsparung eines solaren Heizsystems wird der Primärenergieaufwand für die Herstellung und den Transport des Großspeichers, des Kollektorfeldes sowie einiger zusätzlicher hydraulischer Komponenten der Energieeinsparung während der Nutzungsdauer des solaren Heizsystems in Abzug gebracht.[12]

In Kapitel 4 werden die wichtigsten Aussagen der Arbeit zusammengefasst.

9. Das Passiv-Solarhaus bietet auf einer Grundfläche von 730 m² und drei Stockwerken etwa 50 Büroarbeitsplätze, eine Kantine und weitere Funktionsräume. Im Rahmen des BMWi-Förderprogrammes “Solar optimiertes Bauen” wird das Gebäude durch die Universität Marburg messtechnisch überwacht und systemtechnisch untersucht. Messungen zum Nachweis der Einhaltung des Passivhausstandards ([PHPP]), zur Beurteilung der Behaglichkeit sowie Teilsystembetrachtungen sind in den Veröffentlichungen im Anhang ab S. 124 dokumentiert. Eine schematische Darstellung des Gebäudekonzeptes zeigt Abbildung A.4 auf S. 98. Im Rahmen des Projektes besteht eine enge Kooperation mit der Fa. Wagner & Co.
10. Zahlreiche Veröffentlichungen zu Experimenten an Laborspeichern sowie Rechenmodelle zur Abbildung des thermischen Verhaltens von Speichern in einer, zwei oder drei Dimensionen.
11. Simulation der Heizsysteme in [TRNSYS] von [Scheuren02] durchgeführt; Mehrfamilienhaus und Randbedingungen für die Simulation in Anlehnung an [Task26].
12. Festlegung des Primärenergieaufwandes für Herstellung und Transport der Komponenten nach [Gemis] und [Peter02].

1 Beschreibung von Temperaturtransportprozessen in Speichern

In diesem Kapitel wird die Frage erörtert, ob bei Großspeichern von einigen 10 m³ Temperaturtransportprozesse an Bedeutung gewinnen, die bei der Modellierung von Kleinspeichern mit ungefähr 1 m³ üblicherweise unberücksichtigt bleiben können. Das Ziel ist es, den physikalischen Ursprung spezieller Temperaturverteilungen in Speichern zu beschreiben. Dadurch kann leichter beurteilt werden, wie die gewonnenen Parameterwerte auf andere Systeme, z.B. mit veränderten Speicherverlusten oder anderen Speichervolumen, übertragen werden können.

Im ersten Abschnitt werden Speicher ohne Be- oder Entladung betrachtet. Der zweite Abschnitt gliedert die in der Literatur beschriebenen Rechenmodelle entsprechend der vorgenommenen Vereinfachungen und im dritten Abschnitt wird der Einfluss der Be- oder Entladung auf die Schichtung im Speicher abgeschätzt.

1.1 Physikalische Vorgänge in idealisierten Wasserbehältern im Schwerefeld

Betrachtet man Wasserbehälter, wahlweise mit idealisierten oder realen Behälterwandungen und idealisierter oder realer Wärmedämmung und initialisiert man die Wassersäule mit einer nicht notwendig homogenen Temperaturverteilung, lassen sich folgende Temperaturtransportprozesse beobachten:

- Das Temperaturprofil baut sich aufgrund der Wärmeleitfähigkeit des Wassers ab.
- Ein Wärmestrom durch die Behälterwand in vertikaler Richtung erwärmt kältere, tiefer liegende Schichten und induziert damit einen Wärmetransport durch freie Konvektion im Wasser.
- Die Wärmeverluste an die Umgebung führen zum Abbau des vertikalen Temperaturprofils.

Ein Speicher ohne Be- oder Entladung (im *Stillstand* oder *ruhend*) schließt das Vorhandensein einer Strömung im Inneren nicht aus.

1.1.1 Ausbildung einer vertikalen Schichtung in ideal isolierten Wasserbehältern

Wird als Energiespeicher ein Behälter mit nichtleitender Wandung, gefüllt mit einer Flüssigkeit, meist Wasser, gewählt und lässt man diesen Behälter ruhen, so kann angenommen werden, dass der Druck p nur von der Höhe z abhängt:[1]

$$\nabla p = \rho \cdot \vec{g} \Rightarrow p = p_z = -\rho g_z \cdot z + \text{const} \tag{1.1}$$

Falls an irgend einer Stelle in der Äquipotentialebene ein davon verschiedener Druck herrscht, entsteht daraus eine Bewegung, bis sich die Flüssigkeit wieder im *mechanischen Gleichgewicht* befindet. Andererseits kann dann die Dichte $\rho = (\nabla p)/g_z$ auch nur von der Höhe abhängen. Wenn $p = p(z)$ und $\rho = \rho(z)$, dann kann für die Temperatur, die durch Druck und Dichte eindeutig festliegt, auch nur gelten: $T = T(z)$. Falls nun die Temperatur i.A. eine Funktion aller Raumkoordinaten ist, so kann sich die Flüssigkeit nicht im mechanischem Gleichgewicht befinden.

Dieser Sachverhalt ist auch anschaulich klar: Wenn z.B. ein Volumenelement in einer Flüssigkeitsschicht eine höhere Temperatur als alle Nachbarvolumenelemente hat, ergibt sich eine Auftriebskraft aufgrund der geringeren Dichte in diesem Volumenelement. Ist die Auftriebskraft genügend groß gegen die Zähigkeitskräfte im Fluid, so strebt das Volumenelement nach oben, bis die Kräfte ausgeglichen sind, d.h. die Temperaturen der Volumenelemente horizontal konstant sind. Diese im Schwerefeld auftretende Strömung wird als *freie Konvektion* bezeichnet.

Natürlich kann ein Temperaturausgleich auch durch die immer vorhandene Wärmeleitung stattfinden. Aus der Theorie ergibt sich die dimensionslose Grashof-Zahl als ein Maß für den Wärmetransport überwiegend durch freie Konvektion (große Werte für Gr) oder durch Wärmeleitung (siehe z.B. [Landau66]). Es wäre im oben diskutierten Fall sogar denkbar, dass aufgrund sehr großer Zähigkeitskräfte im Fluid keine Aufwärtsbewegung entsteht, obwohl ein nach unten gerichteter Temperaturgradient vorhanden ist. In [Landau66] werden die Berechnungsschritte für drei verschiedene theoretische Experimente beschrieben: (1) Es befindet sich eine Flüssigkeit zwischen zwei parallelen, horizontalen, im Abstand h angeordneten Ebenen, die auf den konstanten Temperaturen T_1 und T_2 gehalten werden. (2) Wie (1) jedoch hat die Flüssigkeit eine freie Oberfläche. (3) Die Flüssigkeit befindet sich in einem vertikal ausgerichteten Zylinder mit dem Radius R. In allen drei Fällen wird nun ein negativer Temperaturgradient $\partial T/\partial h \cdot \vec{e}_z < 0$ als Randbedingung formuliert. Die Frage, welche erörtert werden soll, lautet: Ab welchen Temperaturgradienten entsteht eine freie Konvektionsströmung. Als kritische Größe wird die Rayleigh-Zahl Ra, das Produkt aus Prandtl- und Grashof-Zahl angegeben

1. Für die Erdbeschleunigung $\vec{g}$ wurde angenommen, dass $\vec{g} = -g_z \cdot \vec{e_z}$; die Dichte der Flüssigkeit sei ρ.

(l ist die charakteristische Länge des Problems, also h bzw. R, $a = \lambda/(\rho c_p)$ die Temperaturleitzahl, ν die kinematische Viskosität und β der thermische Ausdehnungskoeffizient):

$$Ra = Pr \cdot Gr = \left(\frac{\nu}{a}\right) \cdot \left(\frac{\beta g l^4}{\nu^2} \cdot \left[-\frac{\partial T}{\partial h}\right]\right) \tag{1.2}$$

Für die verschiedenen theoretischen Experimente werden für Ra Grenzwerte zwischen 67 und 1710 angegeben. Für ein mit 60 °C warmen Wasser gefülltes DN25 Rohr, mit unendlich gut leitender Wandung, ergibt sich als Grenzwert $Ra = 200$. Das bedeutet, ab einem Temperaturgradienten von –0.01 K/m ist mit dem Einsetzen freier Konvektion zu rechnen. In Solarspeichern (z.B. $(\text{DN600/DN25})^4 \approx (24)^4$) können selbst für $Ra = 1710$ folglich keine stabilen Inversionslagen beobachtet werden.[2]

In einem Wasserspeicher mit auf der Innenseite des Behälters angebrachter idealer Dämmung ($\lambda_D = 0$) bilden sich folglich horizontale Isothermen-Flächen aus. Für einen Temperaturgradienten in einem solchen Speicher kann nur gelten $\partial T/\partial z \geq 0$.

1.1.2 Abbau der Schichtung durch Wärmeleitung im Fluid

Ein vorhandener Temperaturgradient mit $\partial T/\partial z \geq 0$ in einem ruhenenden Behälter wird durch Wärmeleitung gemäß der *Fourierschen Wärmeleitungsgleichung* in der Flüssigkeit abgebaut:

$$\frac{\partial T}{\partial t} - a\Delta T = 0 \tag{1.3}$$

Die Zeitkonstante für den Abbau eines vorgegebenen Temperaturprofils kann folgendermaßen abgeschätzt werden: Der Wasserspeicher habe radial keine Begrenzungsflächen, d.h. der radiale Wärmestrom verschwindet überall und das Problem hängt nur noch von der z-Richtung zwischen Speicherboden ($z = 0$) und Speicherdeckel ($z = H$) ab. Folgende (*Neumannsche*) Randbedingungen für den ideal isolierten Deckel und Boden werden vorgegeben:

$$\left.\frac{\partial T}{\partial z}\right|_{z=0} = 0 = \left.\frac{\partial T}{\partial z}\right|_{z=H} \tag{1.4}$$

Die Wärmeleitungsgleichung (1.3) kann durch folgenden Produktansatz gelöst werden:

$$T(z,t) = G(t) \cdot F(z) = \{A_1 e^{-\delta^2 t}\} \cdot \{A_2 \cdot \cos(\delta/\sqrt{a} \cdot z) + A_3 \cdot \sin(\delta/\sqrt{a} \cdot z)\} \tag{1.5}$$

2. Der Grund für die Instabilität von Inversionslagen in Wasser bei derart kleinen Temperaturgradienten liegt in der sehr niedrigen Viskosität im Vergleich zu anderen Stoffen. Betrachtet man den vertikalen DN25 Zylinder gefüllt mit Transformatorenöl bei 40 °C, so befindet sich das Fluid selbst bei fast 1 K/m noch im mechanischem Gleichgewicht. Der Wärmetranport erfolgt dann ausschließlich über die Wärmeleitung.

Die Randbedingung am Speicherboden führt zu $A_3 = 0$, während die Randbedingung am Speicherdeckel insgesamt n verschiedene Einzellösungen für ganzzahlige Vielfache von $\delta = \pi^2 a/H$ mit $A_{1n} \cdot A_{2n} \equiv C_n$ liefert:

$$T_n(z, t) = C_n \cdot \cos\left(\frac{n\pi}{H} z\right) \cdot e^{-(a\pi^2/H^2)n^2 \cdot t} \text{ mit } n = 0, 1, 2, \ldots \tag{1.6}$$

Eine allgemeine Lösung kann folglich als Überlagerung der Einzellösungen (1.6) dargestellt werden. Dadurch ergibt sich eine *Fourierreihe*, welche die Entwicklung jeder beliebigen Anfangsfunktion $T(z, t = 0)$ erlaubt, woraus sich die C_n ergeben:

$$\begin{aligned} T(z, t) &= \frac{C_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} C_n \cdot \cos\left(\frac{n\pi}{H} z\right) \cdot e^{-(a\pi^2/H^2)n^2 \cdot t} \\ \text{mit } C_n &= \frac{2}{H} \cdot \int_0^L T(z, 0) \cdot \cos\left(\frac{n\pi}{H} z\right) dz \end{aligned} \tag{1.7}$$

Besondere Beachtung finden der Abklingkoeffizient δ bzw. die Zeitkonstante τ in (1.7):

$$\delta = (a\pi^2)/H^2 = \tau^{-1} \tag{1.8}$$

Zur Deutung des Abklingkoeffizienten wird der Speicher mit einer Sprungfunktion initialisiert:

$$T(z, 0) = \begin{cases} T_{max} & \text{für } H/2 \le z \le H \\ T_{min} & \text{für } 0 \le z \le H/2 \end{cases} \tag{1.9}$$

Mit (1.7) bis (1.9) kann $T(z, t)$ wie folgt dargestellt werden:

$$\frac{T(z, t) - \bar{T}}{T_{max} - T_{min}} = \sum_{j=1}^{\infty} \frac{2}{\pi} \cdot \frac{(-1)^j}{2j-1} \cdot \cos\left((2j-1)\pi \cdot \frac{z}{H}\right) \cdot e^{-(2j-1)^2 \cdot \frac{t}{\tau}} \equiv \Theta\left(\frac{z}{H}, \frac{t}{\tau}\right) \tag{1.10}$$

Aus Gleichung (1.10) erkennt man, dass die höheren Terme für die Darstellung der Sprungfunktion viel schneller mit der Zeit verschwinden als der führende Term $\cos(\pi/H \cdot z)$. Es wird also relativ schnell zum Abbau starker Temperaturgradienten kommen und zwar mit einer

Zeitkonstante von weniger als $\tau/9$, während die Grundform der Schichtung sich lediglich mit der Zeit τ abbaut (vgl. Abbildung 1.1).

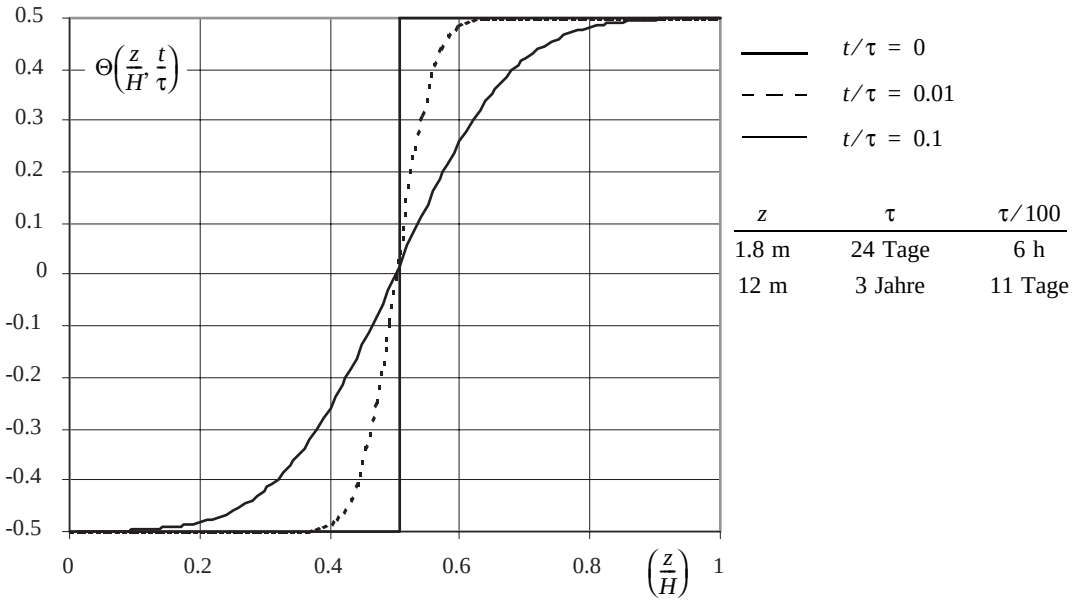


Abbildung 1.1: Abbau des Temperaturprofils Θ (Gleichung (1.10)) aufgrund der Wärmeleitung in Wasser in einem ideal isoliertem Behälter über der relativen Speicherhöhe z/H. Betrachtet man als nutzbares Temperaturniveau eine Schwelle von $\Theta = 0.5$, so werden nach der Zeit von $\tau/100$ unvermeidbar 8 % der Wärme aus dem nutzbarem Temperaturniveau in den Bereich mit nicht nutzbarem Temperaturniveau diffundieren. Die relative Größenordnung der Diffusion für Groß- und Kleinspeicher ist vergleichbar, wenn der Kleinspeicher als zwei-Tages- und der Großspeicher als drei-Monats-Speicher angesehen wird.

Für Tages- oder Wochenspeicher im Einfamilienhausbereich mit einer Höhe von beispielsweise 1.8 m ergibt sich nach Gleichung (1.8) $\tau \approx 24$ d, während Großspeicher in Systemen mit hoher solarer Deckung bei etwa 12 m Höhe auf $\tau \approx 3$ a kommen. Da die Zeitkonstanten für die Be- und Entladung bei beiden Systemen weit unterhalb von τ liegen, kann der Abbau des Temperaturprofils bedingt durch die Wärmeleitung im Wasser für praktische Fälle vernachlässigt werden. Dabei soll nochmals betont werden, dass die Vergrößerung der *Sprungschicht* in beiden Systemen beobachtet werden kann.

Da in Gleichung (1.8) lediglich die Wärmeleitung im Speicherwasser berücksichtigt wurde, stellt $\tau = H^2/(a\pi^2) \approx 180 H^2$ h/m² eine obere Schranke für die Zeitkonstante dar, welche in Warmwasserspeichern nur durch horizontale adiabate Begrenzungen vergrößert werden kann.

1.1.3 Abbau der Schichtung durch Wärmeleitung im Behältermantel

In realen Speichern kann die Annahme von innen ideal gedämmten Behälterwänden nicht aufrechterhalten werden. Es ist denkbar, dass durch eine, im Vergleich zur Flüssigkeit, sehr gute Wärmeleitung und ein daraus entstehender vertikaler Wärmestrom in der Behälterwand die

weiter unten liegenden Wasserschichten erwärmt werden. Die Auswertung von Gleichung (1.2) würde dann sofort ergeben, dass mit dem Einsetzen freier Konvektion zum Abbau der Inversionslage zu rechnen wäre. Die Durchmischung des Speichers wäre die Folge. Andererseits könnten die Wärmeverluste durch die Dämmschicht den Effekt der axialen Wärmeleitung durch die Wand übertreffen: Wasser nahe der Behälterwand würde durch die Wärmeverluste abkühlen und dann an der Wand nach unten sinken.

In der Literatur finden sich Untersuchungen zum Abbau von Temperaturschichtungen in Speichern verschiedener Wandmaterialien, verschiedener -stärken, mit und ohne Dämmung sowohl experimentell als auch theoretisch. Dabei werden Schichtungen z.B. durch behutsames Einfüllen von heißem Wasser auf eine kalte Schicht erzeugt, dann wird der Speicher im Stillstand beobachtet:

[Jaluria82] untersucht einen rechtwinkligen Plexiglasspeicher ($0.6 \cdot 0.6 \cdot 0.44$ m³) mit einer Wandstärke von 1 cm. Es wird angegeben, dass der Behälter rundum “gut gedämmt” sei. Das Temperaturfeld wurde zweidimensional für homogene und geschichtet initialisierte Speicher vermessen. Folgender experimenteller Befund wird beschrieben: (1) Horizontale Temperaturunterschiede gleichen sich innerhalb von Minuten aus. (2) Die Verluste im Bereich des Deckels erzeugen offenbar freie Konvektionsströmungen an der horizontalen Oberfläche, sodass Temperaturgradienten im oberen Speicherbereich abgebaut werden: $(\partial T/\partial z)|_{oben} \to 0$. Insbesondere bleibt der homogen initialisierte Speicher homogen. (3) Axiale Wärmeleitung durch das Wasser und durch die Behälterwandung heben zunächst das Temperaturniveau im unteren Speicherteil an, erst später, wenn die axiale Wärmeleitung klein wird gegen die Verluste, sinkt die Temperatur unten wieder.

[Shyu89] untersuchen experimentell Zylinder mit Wandstärken von 0.5, 3 und 6 mm aus Edelstahl ($\pi \cdot 0.1^2 \cdot 0.4$ m³). Die Behälter sind dabei wahlweise 0.5 cm von innen (!) und außen mit 2.5, 4 bzw. 6.5 cm gedämmt. Deckel und Boden werden wieder als “gut gedämmt” angegeben. Die Vermessung beinhaltet Wand und Speichertemperaturen in vertikalen Abständen von 4 cm. Je dicker die Wandstärke bei gleicher Dämmstärke, desto stärker ist der Abbau der Schichtung durch axiale Transportprozesse geprägt: Der Behälter mit 0.5 mm Wandstärke zeigt fast keinen Temperaturanstieg in den unteren 10 % der Behälterhöhe bei einer Dämmstärke von 6.5 cm. Bei gleicher Dämmstärke und 3 mm Wandstärke kann am Speicherboden ein Temperaturanstieg beobachtet werden. Die innenliegende Dämmung zeigt im letzten Fall eine bessere Erhaltung der Schichtung.

Zur Charakterisierung der axialen Transportprozesse führen [Shyu89] eine effektive Wärmeleitfähigkeit ein (h bezeichnet die z-Koordinate des Schnittpunktes des Temperaturprofils zum Zeitpunkt t_1 mit dem Temperaturprofil zum Zeitpunkt $t_2 > t_1$; vgl. auch Abbildung 1.2):

$$\lambda_{eff} = \frac{\rho c_p A_{quer} \cdot \int_0^h (T(z, t_2) - T(z, t_1))dz}{A_{quer} \cdot \int_{t_1}^{t_2} \frac{\partial}{\partial z} T(t)|_h dt} \qquad \text{mit } t_2 > t_1 \tag{1.11}$$

Die Experimente von [Shyu89] verlaufen in sehr kurzer Zeit, sodass die Vernachlässigung der Verluste im unteren Speicherbereich gerechtfertigt zu sein scheinen. Für die Anwendung auf Großspeicher sollten die Verluste berücksichtigt werden. Mit der in Ort ($z = 0 \ldots h$) und Zeit ($t = t_1 \ldots t_2$) gemittelten Speichertemperatur $\langle T \rangle$ gilt für die effektive Wärmeleitfähigkeit:

$$\lambda_{eff} = \frac{\rho c_p A_{quer} \cdot \int_0^h (T(z, t_2) - T(z, t_1))dz + U_{Verlust}(2\pi r h) \cdot (\langle T \rangle - T_0)}{A_{quer} \cdot \int_{t_1}^{t_2} \frac{\partial}{\partial z} T(t)|_h dt} \tag{1.12}$$

[Shyu89] stellen fest, dass λ_{eff} mit zunehmender Behälterwandstärke oder größerer Wärmeleitfähigkeit der Behälterwand und mit zunehmender Dämmstärke ansteigt. Das bedeutet jedoch nicht, dass ein schlecht gedämmter Speicher mit entsprechend geringerem λ_{eff} starke Temperaturgradienten länger aufrecht erhalten kann als ein gut gedämmter Speicher mit im Vergleich dazu größerem λ_{eff} - sondern, dass bei gut gedämmten Speichern der Diffusionsprozess eine größere Rolle spielt.

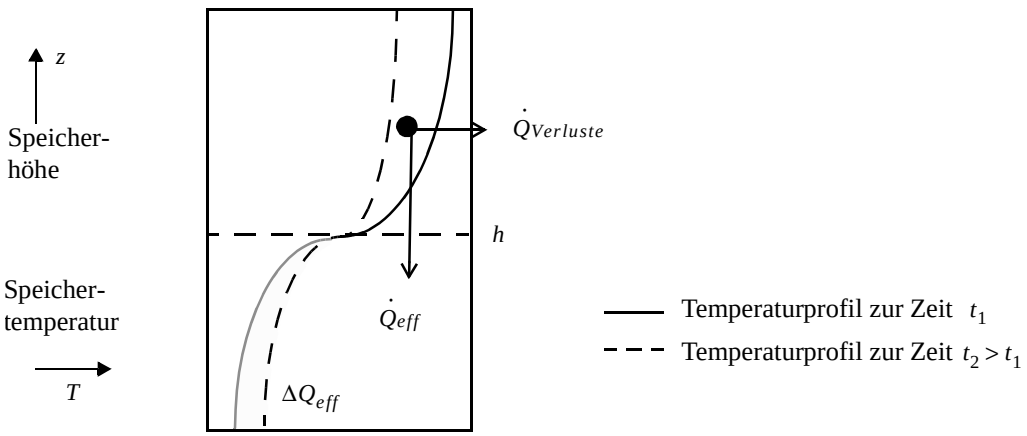


Abbildung 1.2: Im unteren Teil des Speichers ($z < h$) wird die Temperatur aufgrund axialer Wärmetransportprozesse ansteigen, während sie im oberen Teil des Speichers sinkt. Bleiben die Verluste im unteren Speicherteil unberücksichtigt, so kann aus der Differenz der Temperaturprofile (für $x < h$) zwischen den Zeiten t_2 und t_1 auf die Energie ΔQ_{eff} geschlossen werden. Diese Energie wird einem Wärmeleitungsprozess mit der effektiven Wärmeleitfähigkeit λ_{eff} gleichgesetzt. Da sich der antreibende Temperaturgradient an der Stelle h mit der Zeit ändern kann, wird das zeitliche Integral des Temperaturgradienten ausgewertet.

[Murthy92] führen Experimente für eine “gut gedämmte” zylindrische Geometrie ($\pi \cdot 0.13^2 \cdot 0.78\ \mathrm{m}^3$) aus Stahl mit 1 bzw. 2.4 mm und aus Aluminium mit 1 mm Manteldicke durch. Es wurden zehn Temperatursensoren axial angebracht. Bei gleichem Material und dickerer Wandung oder bei gleicher Materialstärke und größerer Temperaturleitfähigkeit der Wandung beschleunigt sich der Abbau einer Temperaturschichtung im Speicher. Dabei wird ebenfalls das Abkühlen im oberen Speicherbereich bei gleichzeitigem Temperaturanstieg im unteren Speicherbereich beobachtet. [Murthy92] vergleichen auch ihre Experimente mit denen von [Shyu89] und stellen fest, je größer der Wert für die von ihnen eingeführte *modifizierte Biot-Zahl*[3] ist, desto besser ist der Erhalt der Schichtung im Speicher:

$$\tilde{Bi} = \frac{\alpha \cdot H}{\lambda_{Wand}} \cdot \frac{H}{\delta_{Wand}} \tag{1.13}$$

Der Ausdruck $\tilde{Bi}$ wird dabei in Einheiten von α angegeben. Die Größenordnungen für die ausgewerteten Speicher liegen bei etwa $4/(\mathrm{W/m^2K}) \cdot \alpha$ für den von [Murthy92] untersuchten 1 mm Aluminium-Behälter, $25/(\mathrm{W/m^2K}) \cdot \alpha$ für einen 3 mm starken, 2 m hohen Stahlbehälter und bei etwa $500/(\mathrm{W/m^2K}) \cdot \alpha$ für einen Großspeicher von 10 m Höhe und 4 mm Wandstärke. Die bisherigen Überlegungen haben jedoch gezeigt, dass bei geringen Dämmstärken oder bei sehr schlecht leitenden Behälterwänden (z.B. bei Kunststoffbehältern) der Einfluss der Wärmeverluste beim Abbau der Schichtung entscheidend sein muss; dies wird jedoch bei der Anwendung von Gleichung (1.13) nach [Murthy92] nicht berücksichtigt, folglich kann dieser Ansatz nur eingeschränkt beim Vergleich von Speichern mit ähnlicher Dämmausführung angewandt werden.

Die eben zitierten Veröffentlichungen nennen zwar als Grund für den beschleunigten Abbau des Temperaturprofils das Einsetzen von freier Konvektion, jedoch wird dieser Effekt messtechnisch nur über die Temperatur beschrieben. Dagegen findet sich bei [Hess82] ein experimenteller Aufbau zur Untersuchung der Strömungsgeschwindigkeiten: Ein 4 mm starker Aluminium-Behälter ($\pi \cdot 0.24^2 \cdot 0.38\ \mathrm{m}^3$) wird “gut gedämmt”, im Bereich des Deckels nahezu adiabat ausgeführt und mit einem Flächenheizelement im oberen, seitlichen Teil des Behälters versehen. Durch den Aufbau kann eine Temperaturschichtung in einem Speicher simuliert werden. Der experimentelle Teil reduziert sich dabei auf den unteren, kalten Bereich des Speichers, in welchem freie Konvektionsströmungen durch den axialen Wärmeleitungsprozess in der Behälterwand induziert werden. Die Wandtemperatur wird dabei etwa 2…4 K höher als die homogene Initialisierungstemperatur eingestellt ($Ra \approx 10^8$). Die Vermessung erfolgt radial und axial mit einem Laser-Doppler-Anemometer mit einer Auflösung von

3. Die Biot-Zahl $Bi = (\alpha_{Fluid} \cdot l)/\lambda_{Mantel}$ ergibt sich bei der Lösung der Fourierschen Wärmeleitungsgleichung mit Vorgabe eines Wärmeübergangs an der Wand (*gemischte* Randbedingung).

$0.25\ \mathrm{mm/s} \pm 15\ \%$. Die Messergebnisse lassen sich wie folgt zusammenfassen: (1) Fluidelemente am Rand werden erwärmt und steigen mit maximalen axialen Geschwindigkeiten von 3...4.5 mm/s auf. Diese Strömungsschicht nimmt nur etwa 5 % des Radius vom Behälter ein. (2) Im Zentrum des Behälters fließt relativ homogen und langsam mit etwa 0.1 mm/s das Fluid wieder nach unten. Diese Abwärtsbewegung erstreckt sich fast über die gesamte Speicherfläche. (3) Radiale Geschwindigkeiten von maximal 0.2 mm/s ergeben mit (1) und (2) zusammen einen Kreiswirbel.

1.1.4 Zusammenfassung

Aufgrund der geringen Viskosität von Wasser wird in Wasserbehältern mit inhomogener Temperatur solange eine Strömung aufrechterhalten, bis sich horizontale Isothermen ausgebildet haben, wobei die vertikale Temperaturverteilung nach oben hin höhere Temperaturen aufweist. Die Wärmeleitfähigkeit von Wasser ist nicht entscheidend für den Abbau der Schichtung, sondern die Wärmeverluste und die vertikale Wärmeleitung in der Behälterwand. Je besser ein Wasserbehälter außen gedämmt ist oder je größer das Verhältnis von Wandstärke zu Innendurchmesser wird, desto stärker ist der relative Einfluss der vertikalen Leitung in der Behälterwand.

Verluste an die Umgebung und die vertikale Wärmeleitung führen zum Einsetzen einer freien Konvektionsströmung im Speicher, welche am Rand am stärksten und in der Mitte des Speichers am schwächsten und kolbenflussartig ist. Der Wärmetransport durch diese Konvektion kann durch die Definition einer effektive Wärmeleitfähigkeit auf ein Wärmeleitungsphänomen reduziert werden. Für die Zeit, in welcher der Wärmetransport stattfindet, können keine horizontalen Isothermen existieren. Aufgrund des sehr großen Verhältnisses von Speicherhöhe zu Speicherwandstärke wird bei Großspeichern ohne innere Einbauten die effektive Wärmeleitfähigkeit in der Größenordung der Wärmeleitfähigkeit von Wasser liegen. Es wird ein Verfahren angegeben, mit dem die Messung der effektiven Wärmeleitfähigkeit während einer Stillstandszeit durchgeführt werden kann.

1.2 Modellierung des Wärmetransportes in strömenden Medien

Für ein grundlegendes Verständnis der Unterschiede bei den Modellierungsansätzen für Warmwasserspeicher ist es nützlich, die üblichen Begriffe der Kontinuumsmechanik einzuführen und in Hinblick auf die vorliegenden Probleme zu spezialisieren. Für ein tieferes Verständnis wird auf die Literatur verwiesen (z.B.: [Landau66], [Köhler97] oder [Spurk96]).

Ziel des folgenden Abschnittes ist es, die in der Literatur beschriebenen Speichermodelle aus den allgemeinen Gleichungen der Kontinuumsmechanik abzuleiten. Die jeweils getroffenen Vereinfachungen lassen sich dann besser beurteilen, und eine Charakterisierung der Speicher-

modelle anhand ihrer Vereinfachungen kann vorgenommen werden. Einen Überblick über die Struktur des Abschnittes gibt Abbildung 1.3.

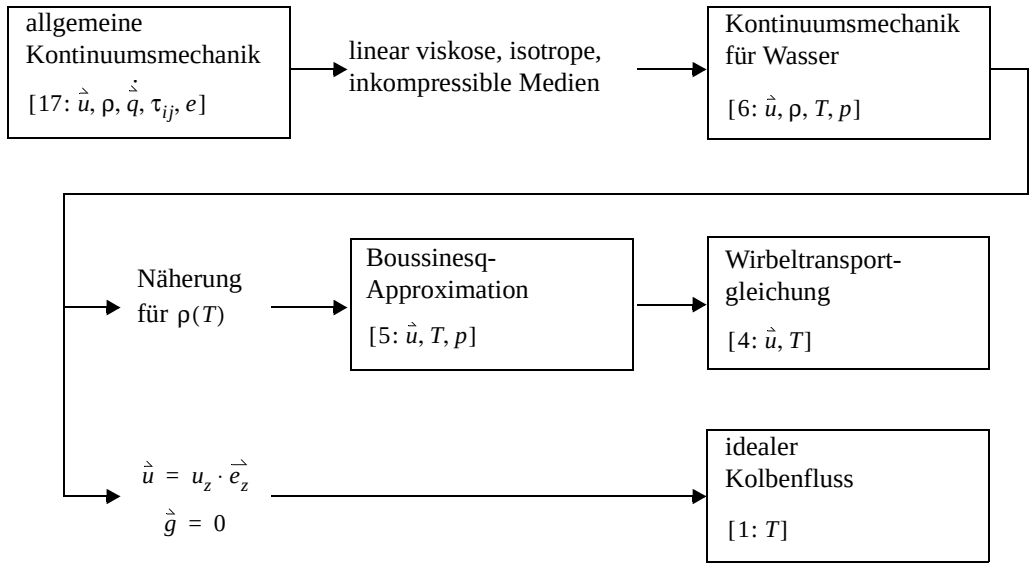


Abbildung 1.3: Überblick über den Aufbau des folgenden Abschnittes: Ausgehend von dem allgemeinen Gleichungssystem der Kontinuumsmechanik, mit der Spezialisierung für Wasser, führen die in der Literatur verwandten Vereinfachungen bei der Modellierung von Warmwasserspeichern zu Gleichungssystemen mit nur noch einer Unbekannten (Anzahl der Unbekannten in eckigen Klammern; $\vec{u}$, ρ, T, e, p Geschwindigkeit, Dichte, Temperatur, innere Energie und Druck des Fluids am Ort $\vec{x}$; $\dot{\vec{q}}$ und τ_{ij} sind der Wärmestrom durch das Fluidelement und der Reibungsspannungstensor, welche das Material des Kontinuums charakterisieren).

1.2.1 Ansätze der Kontinuumsmechanik

Grundannahme der Kontinuumsmechanik ist, dass sich einzelne “Molekülhaufen” wie punktförmige Flüssigkeitsteilchen entsprechend der klassischen Physik beschreiben lassen. Die Zahl der Moleküle sei dabei so groß, dass die Dichte nicht mehr vom Volumen abhängt. Auf ein solches Flüssigkeitsteilchen wirken *Kontakt*- oder *Oberflächenkräfte* aus der unmittelbaren Nachbarschaft und *Massen*- oder *Volumenkräfte* mit großer Reichweite (z.B. Erdanziehungskraft, Zentrifugalkraft). Insgesamt führen die angreifenden Kräfte zu Translationen, (Starrkörper-) Rotationen und Deformationen.

Die gesamte Flüssigkeit wird dann aus unendlich vielen solcher Flüssigkeitsteilchen zusammengesetzt, sodass man die makroskopischen extensiven Zustandsgrößen durch Integration über die einzelnen Flüssigkeitsteilchen erhält. Zweckmäßigerweise wird im makroskopischen Sinne nicht mehr nach der *Bahnlinie* eines einzelnen Flüssigkeitsteilchen gefragt, sondern es werden zu einer festen Zeit t die Tangenten an die Geschwindigkeiten der einzelnen Flüssigkeitsteilchen gelegt, deren verbindende Linien die *Stromlinien* sind.

Diese (*Eulersche*) Betrachtungsweise, bei der zu einem vorgegebenen Ort $\vec{x}$ nach der Entwicklung z.B. der Geschwindigkeit $\vec{u}(\vec{x}, t)$ gefragt wird, führt unmittelbar zur *materiellen Ableitung*:

$$\frac{D}{Dt} \equiv \frac{\partial}{\partial t} + (\vec{u} \cdot \nabla) \tag{1.14}$$

Die Gleichung (1.14) macht deutlich, dass die zeitliche Änderung einer Größe nicht mehr nur von der zeitlichen Änderung am Ort $\vec{x}$ abhängt, sondern auch von einem "Strom" dieser Größe mit der Geschwindigkeit $\vec{u}$ von und nach benachbarten Flüssigkeitsteilchen und zwar entsprechend dem Gradienten dieser Größe.

Die Erhaltungssätze für das Kontinuum lassen sich gewinnen, indem die Gleichung (1.14) auf die Integrale der entsprechenden extensiven Zustandgrößen für *Massen-*, *Impuls-*, *Drehimpuls-* und *Energieerhaltung* angewendet wird. Die Rechenvorschrift für Differenziation und Integration wird dabei als *Reynoldsches Transporttheorem* bezeichnet. Die entstehenden Erhaltungssätze liefern acht Gleichungen, welche ohne Angabe eines Materials von allgemeinster Struktur sind. Die auftretenden Kräfte an einem Flüssigkeitsteilchen führen zum *Spannungstensor* τ_{ij}, welcher mit dem *Wärmestrom* $\vec{q}$ unspezifiziert bleibt. Zusammen mit der *inneren Energie* e, der Dichte $\rho(\vec{x}, t)$ und der Geschwindigkeit $\vec{u}(x, t)$ ergeben sich acht Gleichungen für die 17 unbekannten Funktionen. An dieser Stelle wird darauf verzichtet, die allgemeinen Gleichungen explizit zu nennen. Statt dessen werden im nächsten Abschnitt die Erhaltungssätze durch die Angabe eines konkreten Materials - nämlich Wasser - eingeführt.

1.2.2 Beschreibung des Kontinuums Wasser

Wählt man als Medium Wasser, so kann man aufgrund der **Isotropie** den Wärmestrom durch den *Fourierschen Erfahrungssatz* $\vec{q} = -\lambda \nabla T$ ausdrücken (λ sei dabei ortsunabhängig). Ferner wird angenommen, dass der Spannungstensor **linear** über die *dynamische Viskosität* η von den Deformationsgeschwindigkeiten abhängt (η sei ortsunabhängig). Darüber hinaus sind bei der Modellierung von Wasserspeichern im Schwerefeld die auftretenden Drücke und Druckänderungen so gering, dass die Strömung als ***inkompressibel*** oder *volumenbeständig* behandelt werden kann. Zusätzlich wird die Dissipationsfunktion vernachlässigt (zur Begründung siehe z.B. [Köhler97]). Es entsteht ein Gleichungssystem aus Kontinuitäts-, Navier-Stokes- und Energiegleichung (Temperaturleitzahl $a = \lambda / (\rho c_p)$, kinematischen Viskosität $\nu = \eta / \rho$):

$$\begin{aligned} \nabla \cdot \vec{u} &= 0 \\ \frac{D\vec{u}}{Dt} &= \vec{g} - \frac{1}{\rho} \cdot \nabla p + \nu \Delta \vec{u} \\ \frac{DT}{Dt} &= a \Delta T \end{aligned} \tag{1.15}$$

In praktischen Fällen werden Gleichungssysteme wie (1.15) meist dimensionslos betrachtet. Man bezieht dabei die Geschwindigkeit $\vec{u}$ auf eine mittlere Geschwindigkeit u, die Koordinate $\vec{x}$ auf eine charakteristische Länge L, wie z.B. die Höhe des Speichers oder den Durchmesser eines Rohres. Für das Gleichungssystem (1.15) ergeben sich dann folgende Kennzahlen (*Froude*-, *Reynolds*- und *Peclet*-Zahl):

$$\left\{\begin{array}{c} g^{-1},\rho \\ \nu^{-1} \\ a^{-1} \end{array}\right\} \leftrightarrow \left\{\begin{array}{rcl} Fr & = & u^2/(gL) \\ Re & = & uL/\nu \\ Re \cdot Pr & = & \dfrac{uL}{\nu} \cdot \dfrac{\nu}{a} \end{array}\right\} \tag{1.16}$$

Es entsteht ein Gleichungssystem, welches durch seine *dimensionslosen Kennzahlen* charakterisiert wird. Insbesondere ist dann die Lösung für ein Tupel von dimensionslosen Kennzahlen auf alle Probleme verallgemeinert, welche die gleichen Kennzahlen haben. Aufgrund der zahlreichen Betriebszustände für Klein- oder Großspeicher ist es für den praktischen Fall jedoch sehr schwer, die Kennzahlenbereiche validierter Kleinspeichermodelle mit denen der Großspeicher zu vergleichen.

Bei der Modellierung von Wasserspeichern werden bei dem vorgefundenen Literaturmaterial mindestens die oben beschriebenen Vereinfachungen angenommen. In der Regel werden noch weitere Annahmen über die Symmetrie des Problems und über $\rho(p, T)$ getroffen um die Anzahl der Unbekannten weiter zu reduzieren. Diese werden in den nächsten Abschnitten eingeführt.

1.2.3 Boussinesq-Approximation

In dem praktisch relevanten Temperaturbereich von 10 °C bis 95 °C für Wasser in Warmwasserspeichern schwankt die Dichte lediglich um 4 %. Nähert man in diesem Bereich die Dichte linear an, so liegt der Fehler unter 0.3% (Werte aus [VDI94]):

$$\left|\frac{\rho(T) - \rho_{lin}(T)}{\rho(T)}\right| \leq 0.3\%; \qquad \rho_{lin}(T) = \left(-0.4473 \cdot \frac{T}{^\circ\mathrm{C}} + 1007.5\right) \mathrm{kg/m^3} \tag{1.17}$$

Gleichung (1.17) rechtfertigt die Linearisierung der Dichte auch für größere Temperaturänderungen ΔT mit dem thermischen Ausdehnungskoeffizienten $\beta = -1/\rho \cdot \partial\rho/\partial T$ (vgl. z.B. [Landau66], §56):

$$\rho(T) = \rho(T_0 + \Delta T) \approx \rho(T_0) + \left.\frac{\partial\rho}{\partial T}\right|_0 \cdot \Delta T \equiv \rho_0 - \rho_0\beta\Delta T \Leftrightarrow \Delta\rho = -\rho_0\beta\Delta T \tag{1.18}$$

In Gleichung (1.18) ist die Dichte ρ_0 konstant, z.B. bei der Umgebungstemperatur als Bezugstemperatur. Für die Näherung des Termes $\nabla p/\rho$ in der Navier-Stokes-Gleichung wird nun auch angenommen, dass sich die kleinen Druckänderungen auf einen Referenzwert beziehen lassen: $p = p_0 + \Delta p = \rho_0 \cdot g \cdot z + \Delta p$, sodass insgesamt für die Taylorentwicklung bis zum 1. Grad von (p/ρ) folgt:

$$\begin{aligned}
\nabla\left[\frac{p}{\rho}\right] &\approx \nabla\left[\frac{p_0}{\rho_0} + \frac{\partial}{\partial p}\left(\frac{p}{\rho}\right)\Big|_{(\rho_0,\, p_0)} \cdot \Delta p + \frac{\partial}{\partial \rho}\left(\frac{p}{\rho}\right)\Big|_{(\rho_0,\, p_0)} \cdot \Delta\rho\right] \\
&= \nabla\left[\frac{p_0}{\rho_0} + \frac{\Delta p}{\rho_0} - \frac{p_0}{\rho_0^2} \cdot \Delta\rho\right] \\
&= \nabla\left[\frac{\rho_0 g z}{\rho_0} + \frac{\Delta p}{\rho_0} - \frac{\rho_0 g z}{\rho_0^2} \cdot (-\rho_0 \beta \Delta T)\right] \\
&= \vec{g} + \nabla\frac{\Delta p}{\rho_0} + \vec{g}\beta\Delta T
\end{aligned} \tag{1.19}$$

Setzt man das Ergebnis in das Gleichungssystem (1.15) ein, erhält man für die Navier-Stokes-Gleichung mit der sogenannten *Boussinesq-Approximation*:

$$\frac{D\vec{u}}{Dt} = -\nabla\frac{\Delta p}{\rho_0} + \beta\vec{g}(T - T_0) + \nu\Delta\vec{u} \tag{1.20}$$

In Gleichung (1.20) ist die Temperatur nun explizit enthalten, jedoch ist die Dichte keine unbekannte Funktion mehr. Die Einführung des thermischen Ausdehnungskoeffizienten führt in der dimensionslosen Betrachtung zur *Richard*- oder *Archimedis*-Zahl:

$$\beta g \Delta T \to Ar = Ri = \frac{Gr}{Re^2} = \frac{g\beta\Delta T l^3}{\nu^2} \cdot \left(\frac{ul}{\nu}\right)^{-2} \tag{1.21}$$

Mit der Kontinuitätsgleichung und der Energiegleichung aus (1.15) stehen mit (1.20) insgesamt fünf Gleichungen für die fünf Unbekannten $\vec{u}$, $(T - T_0)$ und $(p - p_0)$ zur Verfügung.

Ein solches Gleichungssystem wird z.B. in [Eames93], [Eames97] und [Ivancic93] in drei Dimensionen und von [Berkel99], [Brunotte96], [Issa89], [Lightstone89] und [Reindl93] in zwei Dimensionen unter Annahme der Zylindersymmetrie verwendet.

1.2.4 Wirbeltransportgleichung

Die *Wirbeltransportgleichung* erhält man aus der Navier-Stokes-Gleichung in (1.15), indem man für die Gravitationskraft ein Potential Φ_g einführt und anschließend den Operator $\nabla\times$ auf der gewonnenen Gleichung ausführt (vgl. z.B. [Spurk96]). Wegen der Wirbelfreiheit eines

Gradientenfeldes verschwindet dann der Term $-\nabla(\Phi_g + p/\rho)$ und es entsteht eine Gleichung, die nur noch $\vec{u}$ enthält.

Bei der Betrachtung von Warmwasserbehältern im Schwerefeld wird in der Regel die Boussinesq-Approximation verwendet, d.h. der Operator $\nabla\times$ wird auf die Gleichung (1.20) anstelle der Navier-Stokes-Gleichung angewandt, und man erhält mit der Winkelgeschwindigkeit $\vec{\omega} = \mathrm{rot}(\vec{u})$ folgende Form der Wirbeltransportgleichung:[4]

$$\frac{D\vec{\omega}}{Dt} = (\vec{\omega}\cdot\nabla\vec{u}) + \nu\Delta\vec{\omega} + g_z\beta\nabla\times(T - T_0) \tag{1.22}$$

Mit der Kontinuitätsgleichung und der Energiegleichung aus (1.15) ergibt sich mit der Wirbeltransportgleichung (1.22) ein Gleichungssystem, welches nur noch vier Unbekannte enthält, und zwar $\vec{u}$ und T.

Unter den Annahmen, das Problem sei zylindersymmetrisch ($\partial_\varphi(T - T_0) \equiv 0$, $\partial_\varphi\vec{u} \equiv 0$) und die φ-Komponente der Geschwindigkeit verschwände überall, reduziert sich das Gleichungssystem nochmal um die Unbekannte u_φ.

Eine solcher Ansatz wird z.B. in den Arbeiten von [Guo85], [Hahne98], [Köcher95], [Shyu87] und [Shyu89] verwendet.

1.2.5 Idealer Kolbenfluss

Mit dem Ziel, das Gleichungssystem der Hydrodynamik weiter zu vereinfachen, werden oft folgende Annahmen getroffen: (1) Die Druckunterschiede auf Grund der Gravitationskraft sind gegenüber den Drücken, welche durch die Pumpen verursacht werden, zu vernachlässigen. (2) Die Strömung verläuft ideal kolbenflussartig, d.h. $\vec{u} = u_z\cdot\vec{e}_z$ und $u_\varphi = 0 = u_r$. Dabei wird u_z als Randbedingung explizit vorgegeben und ist damit nicht mehr eine unbekannte Funktion. (3) Die Stoffwerte ρ, c_p und λ sind konstant. (4) Die Temperaturverteilung $T(\vec{x}, t)$ ist zylindersymmetrisch ($\partial_\varphi T \equiv 0$) und darüber hinaus homogen in jedem Schnitt senkrecht zur Ausbreitungsrichtung $\vec{e}_z$ ($\partial_r T \equiv 0$). Damit vereinfacht sich das Gleichungssystem (1.15) wie folgt:

$$\begin{aligned} \frac{\partial u_z}{\partial z} &= 0 \\ 0 &= \nabla p \\ \frac{\partial T}{\partial t} + u_z\cdot\frac{\partial T}{\partial z} &= a\frac{\partial^2}{\partial z^2}T \end{aligned} \tag{1.23}$$

4. In Wirklichkeit ist die Winkelgeschwindigkeit nur halb so groß, jedoch wird in praktischen Fällen der Faktor 1/2 unterdrückt, da ω nur als Hilfsvariable zur Lösung der Gleichung Verwendung findet.

Aus der Kontinuitäts- und der Navier-Stokes-Gleichung in (1.23) ergibt sich, dass der Druck im gesamten betrachteten Bereich konstant ist und dass die Geschwindigkeit entlang der gesamten Fluidlaufrichtung $\vec{e}_z$ einen einheitlichen Wert haben muss. Als einzige Unbekannte des Gleichungssystems bleibt die Temperatur T.

Zur Lösung der Energiegleichung müssen für die Berücksichtigung der Verluste (Randbedingungen dritter Art) und der Gewinne, z.B. eine elektrische Nachheizung, weitere Terme der Energiegleichung hinzugefügt werden. Darüber hinaus können mit einem derart vereinfachten Gleichungssystem keine Strömungs- und Mischungsvorgänge abgebildet werden, sodass *effektive* Wärmeströme $\dot{q}_{(eff)}$ mit Fitparametern in die Energiegleichung aufgenommen werden. Es ergibt sich damit für die Energiegleichung aus Gleichung (1.23) mit dem Speicherradius R, dem Wärmedurchgangskoeffizienten des Speichers $k_{Verlust}$ und den auf die Mantelfläche bezogenen Gewinnen $P_{el,A}$:

$$\begin{aligned} \rho c_p\left(\frac{\partial T}{\partial t} + u_z \cdot \frac{\partial T}{\partial z}\right) &= \lambda \frac{\partial^2}{\partial z^2} T + \frac{2}{R} \cdot [k_{Verlust} \cdot (T_U - T) + P_{el,A}] + \ldots \\ &= \dot{q}_{(\lambda)} + \dot{q}_{(-)} + \dot{q}_{(+)} + \dot{q}_{(eff)} + \ldots \end{aligned} \tag{1.24}$$

In der Literatur finden sich zahlreiche Arbeiten, welche das Temperaturprofil in Speichern mit Gleichung (1.24) abbilden: Zum Teil analytische Lösungen werden mit $\dot{q}_{(\lambda)} \neq 0$ und ggf. $\dot{q}_{(-)} \neq 0$ von [Abu-Abdou81], [Al-Najem93], [Chaney84] und [Yoo93] vorgestellt.

In den Arbeiten von [Al-Najem97], [Oppel86] und [Zurigat91] wird ein zusätzlicher Term $\dot{q}_{(\text{eff})} = \lambda_{eff} \cdot f(z)$ für den Mischungsvorgang bei der Beladung eingeführt. Mit exponentiellen oder hyperbolischen Ansätzen für $f(z)$ kann in der Umgebung der Einströmposition ein höherer Wert für die Wärmeleitfähigkeit eingestellt werden. Es werden verschiedene Funktionen $f(z)$ durch Messdaten an unterschiedlichen Einströmöffnungen parametrisiert.

Da bei der Modellierung des Speichers durch Gleichung (1.24) kaltes Fluid, welches oberhalb einer wärmeren Schicht eingespeist wird, nur durch die Wärmeleitung mit den Nachbarschichten mischen kann, kommt es im Widerspruch zu den bisherigen Ausführungen zu langlebigen Inversionslagen. Deswegen werden üblicherweise nach jedem Simulationszeitschritt im Speichermodell die Inversionslagen “künstlich” beseitigt. In den Modellen von [Drück94] und [Kleinbach93] werden so lange benachbarte Speicherschichten kalorimetrisch gemischt, bis keine Inversionslage mehr vorhanden ist. Eine Alternative zum kalorimetrischen Mischen ist das Mischen auf Grund einer erhöhten Wärmeleitfähigkeit des Mediums. In den Modellen von [Drück94] und [Ratka99] oder in dem Modell, welches in [Hampel99] Verwendung findet, wird dazu ein Term eingeführt, der im Falle von Inversionslagen die Wärmeleitfähigkeit des Wassers um mehrere Größenordnungen ansteigen lässt. Bei [Brunotte96], [Köcher95], [Spieler98] und [Spirkl90] oder [Spirkl92] wird anstelle eines heuristischen, konstanten Terms

ein Diffusionsterm eingeführt, welcher ggf. von der Kapazitätsrate, der Temperaturdifferenz bei der Inversionslage oder der Höhe des Speichers abhängig sein kann.

Weitere Modellvarianten finden sich z.B. bei [Kleinbach93], welche einen vertikalen Einströmprozess durch den Deckel des Speichers mit einer zusätzliche Energiebilanzgleichung für das einströmende, kältere Fluid modelliert. Darüber hinaus wird bei [Shah96] mit der Modellierung eines Mantelwärmeübertragers durch einen Term für die freie Konvektion im Mantelwärmeübertrager ($\alpha = \alpha(z, \Delta T)$) ergänzt.

Schließlich sei noch angemerkt, dass Gleichung (1.24) auch für die Modellierung anderer Komponenten verwendet werden kann: Für die Beschreibung eines Rohres wird $\dot{q}_{(-)} \neq 0$ gesetzt, während alle anderen Wärmeströme auf der rechten Seite von Gleichung (1.24) verschwinden (z.B. [Klein94]). Bei der Modellierung von Kollektoren werden zu den Verlusten, wie beim Rohr, noch Gewinne durch die Einstrahlung berücksichtigt, also zusätzlich $\dot{q}_{(+)} \neq 0$ (z.B. [Isakson95]). In der Arbeit von [Uecker01] wird gezeigt, dass die Modelle wasserführender Komponenten in solarthermischen Systemen der Simulationsumgebung [TRNSYS] mit den Vereinfachungen in Gleichung (1.24) arbeiten.

1.2.6 Zusammenfassung

Ausgehend von den Grundgleichungen der Kontinuumsmechanik wurden die Gleichungssysteme für die drei-, zwei- und eindimensionale Modellierung von Warmwasserbehältern vorgestellt. Während die Stoffwerte bei eindimensionalen Modellansätzen konstant gewählt sind, wird bei mehrdimensionalen Ansätzen die Dichte des Wassers als lineare Funktion der Temperatur durch den thermischen Ausdehnungskoeffizient genähert. Auf diese Weise kann die freie Konvektion im Speicher berechnet werden.

Die in der Literatur vorgefundenen Modellansätze sind überwiegend eindimensional und zum Teil durch empirische Terme in der Energiebilanz für Einströmungs- und Mischungsprozesse ergänzt. In der eindimensionalen Beschreibungsweise können Strömungsvorgänge lediglich empirisch modelliert werden - die Reynolds-, Archimedes- oder Froude-Zahlen verlieren ihre Bedeutung, weil die Impuls- und Kontinuitätsgleichung lediglich die Konstanz von Geschwin-

digkeit bzw. Druck fordern. Die Tabellen 1.1 und 1.2 fassen die wichtigsten Modelle mit deren Vereinfachungen noch einmal zusammen:

Tabelle 1.1: Überblick über die in der Literatur vorgefundenen Speichermodelle mit deren Vereinfachungen ($\vec{u}$ und ρ, p, T sind Geschwindigkeit bzw. Dichte, Druck und Temperatur des Fluids am Ort $\vec{x}$).

Bezeichnung	Art der Näherung	Gleichung	Unbekannte und Dimension		Quellen[i]
Kontinuum Wasser	inkompressibel, isotrop, linear viskos	(1.15), (1.16)	$\vec{u}, \rho, T, p$	3	-
				2	-
Boussinesq-Approximation	$\rho(T)$ linearisiert	(1.15) mit (1.20), (1.21)	$\vec{u}, T, p$	3	**[Eames93]**, ***[Eames97]***, [Ivancic93]
				2	**[Berkel99]**, ***[Brunotte96]***, **[Issa89]**, **[Lightstone89]**, [Reindl93], [...][ii]
Wirbeltransportgleichung	Wirbelfreiheit von Gradientenfeldern	(1.15) mit (1.22)	$\vec{u}, T$	3	-
				2	**[Guo85]**, *[Hahne98]*, *[Köcher95]*, **[Shyu87]**, **[Shyu89]**
Idealer Kolbenfluss	$\vec{u} = u_z \cdot \vec{e}_z$ $\vec{g} = 0$	(1.26) liefert (1.27)	T	2	**[Abdoly82]**
				1	siehe Tabelle 1.2

i. Fettdruck bei Vergleich mit Messdaten oder Kursivdruck bei Vergleich mit anderen Modellen in der genannten Literaturangabe.

ii. In der Literatur werden auch Varianten beschrieben, welche mit Turbulenzmodellen arbeiten, z.B. [Parrini92a] und [Parrini92b] oder [Spall97]. Die Ergebnisse in den genannten Arbeiten sind rein theoretisch und werden hier nicht weiter ausgeführt.

Tabelle 1.2: Überblick über die in der Literatur vorgefundenen eindimensionalen Kolbenflussmodelle (vgl. Tabelle 1.1 letzte Zeile). Der Modellierungsgrad wird durch die Berücksichtigung einzelner Terme charakterisiert: Wärmeleitfähigkeit des Wassers oder effektive Wärmeleitfähigkeit ($\dot{q}_{(\lambda)}$), Verluste durch Wand, Deckel oder Boden ($\dot{q}_{(-)}$), Energieeintrag, z.B. mit einem Heizstab ($\dot{q}_{(+)}$) und zusätzliche effektive Terme z.B. zur Berücksichtigung von Mischungsvorgängen ($\dot{q}_{(eff)}$). Weitere Modelle finden sich u.a. in [Zurigat89]. Einen Überblick über die Ansätze bei der Modellierung von low-flow Solarspeichern zeigen [Hollands89].

Stichworte	$\dot{q}_{(\lambda)}$	$\dot{q}_{(-)}$	$\dot{q}_{(+)}$	$\dot{q}_{(eff)}$	Quelle[i]
analytische Lösung	**x**				[Abu-Abdou81], [Yoo93]
analytische Lösung	**x**	**x**			***[Al-Najem93]***, **[Chaney84]**
erhöhte Wärmeleitfähigkeit in der Nähe der Einströmöffnung	**x**			**x**	**[Al-Najem97]**, **[Oppel86]**
	x	**x**		**x**	**[Zurigat91]**
kalorimetrisches Mischen	**x**	**x**	**x**	**x**	***[Drück94]***(T), ***[Kleinbach93]***(T)
numerisches Mischen	**x**	**x**	**x**	**x**	***[Drück94]***(T), **[Ratka99]**, **[Streicher96]**(S)
Mischen durch Diffusion	**x**	**x**	**x**	**x**	***[Brunotte96]***, **[Hampel99]**(Sm), *[Köcher95]*, **[Spirkl90]**, [Spirkl92], **[Spieler98]**(Sm)
bes. Mischungsvorgang vertikal oben	**x**	**x**	**x**	**x**	***[Kleinbach93]***(T)
Mantelwärmeübertrager $\alpha = \alpha(z, \Delta T)$	**x**	**x**	**x**	**x**	**[Shah96]**
bes. Mischungsvorgang vertikal unten	**x**	**x**	**x**	**x**	**[Andersen99]**

i. Fettdruck bei Vergleich mit Messdaten oder Kursivdruck bei Vergleich mit anderen Modellen. Implementation der Modelle in [SHWwin]: (S), [SMILE]: (Sm) oder in [TRNSYS]: (T).

Alle Rechenmodelle sind entweder rein theoretisch, werden in Zusammenhang mit Kleinspeichern präsentiert, an “Tischmodellen” von wenigen Litern Inhalt oder an synthetischen Daten validiert. Aufgrund der vielen Betriebszustände in Speichern gelingt es nicht die Ergebnisse von Validierungsrechnungen oder -messungen auf die Einsatzbereiche von Großspeichern zu übertragen. Zwar finden sich Anwendungen einzelner Modelle für Großspeicher jedoch ist die Validität der Rechenmodelle bisher nur unzureichend gezeigt (Beispielanwendungen: Modell “Vorversion von [Drück94]” in [Eder94] für 3×22 m³, [Drück94] in [Dahm97] für 18 m³, [Kleinbach93] in [Stockinger92] für 45 m³, [SHWwin] in [Mundigler97] für 18 m³).

1.3 Einströmvorgänge in Wasserbehälter im Schwerefeld

In diesem Abschnitt wird erörtert, inwieweit der Beladeprozess in Speichern ohne innere Einbauten die Temperaturschichtung[5] zerstört. Insofern grenzen sich die Betrachtungen von den am Markt erhältlichen Be- und Entladesystemen ab. Dies sind z.B. die mehrere m³ umfassen-

5. Eine gute Schichtung im Speicher sorgt idealerweise für niedrigere Kollektorverluste bei gleichzeitiger Bereitstellung von Wärme auf nutzbarem Temperaturniveau.

den Tank in Tank Systeme mit großen innenliegenden Wärmeübertragern von [Jenni96]; oder die zahlreichen Entwicklungen von Be- und Entladesystemen für (z.T. 1 m³-kleine) Kombispeicher, beschrieben in [Suter00].

In der Betrachtung werden theoretische Fälle für eine besonders günstige oder ungünstige Beladesituation anhand von Speicherwirkungsgraden miteinander verglichen. Als Ergebnis können die dimensionslosen Kennzahlen genannt werden, welche einen starken Einfluss auf den Abbau der Schichtung bei der Beladung des Speichers haben.

1.3.1 Vorbemerkung zu den dimensionslosen Kennzahlen: *Pe, Fr, Re, Ar*

Wird bei der Modellierung des Wasserbehälters von einem dreidimensionalem Gleichungssystem (1.15) mit der Boussinesq-Approximation (1.20) ausgegangen, so stehen zur Beschreibung des Strömungs- und Temperaturfeldes die Peclet-, Froude-, Reynolds- und Archimedes-Zahl zur Verfügung. Welche Bezugslängen und -geschwindigkeiten gewählt werden kann variieren, jedoch sollten bei einem Problem die Bezugsgrößen klar dargestellt werden. Aus rein experimenteller Sicht scheint es plausibel die Reynolds-Zahl auf den Durchmesser d des Einströmrohres und die Richard-Zahl auf die Speicherhöhe H zu beziehen. Bei dieser Wahl treten dann allerdings in der Impulsgleichung verschiedene Bezugsgrößen auf.

Im folgenden werden bei den dimensionslosen Kennzahlen durch den Index die Bezugsgrößen “charakteristische Länge” und “Geschwindigkeit” festgelegt. Dabei sind d, D und H der Rohrinnendurchmesser des Einlasses, der Speicherdurchmesser bzw. die Speicherhöhe und u oder U die Strömungsgeschwindigkeit am Einlass bzw. die vertikale Strömungsgeschwindigkeit im Speicher (z.B.: $Re_{H,\,u}$ [Hahne98], $Re_{D,\,U}$ [Oppel86] oder $Re_{d,\,u}$ [Zurigat91]).

1.3.2 Theoretisch ungünstigste Beladung des Speichers

Zunächst scheint es naheliegend als ungünstigsten Fall für den Erhalt der Schichtung ein Speichermodell zu wählen, welches unmittelbar bei der Einschichtung des Fluids den Speicher völlig durchmischt und zusätzlich Wärmeverluste an die Umgebung hat. Die Temperatur des Speichers ist in diesem Modell für alle Zeiten **keine** Funktion der Speicherhöhe, sodass die gesamte Speicherkapazität in einem Knoten abgebildet werden kann. Betrachtet man z.B. einen mit der Temperatur $T(z,\, t = 0) = T_0$ homogen initialisierten, kalten Speicher, welcher mit $T_{in} > T_0$ beladen wird, dann kann die zu Grunde liegende Differenzialgleichung für $T(z,\, t)$ analytisch gelöst werden. Ein solcher Lösungsweg ist zusammen mit der Differenzialgleichung im Anhang B.1 auf S. 99 angegeben.

Neben dem vollständig durchmischten Speicher wäre sogar ein Fall denkbar, welcher eine noch unvorteilhaftere Situation bei der Beladung zeigte: Die Beladung möge dabei mit der Temperatur T_{in} vertikal von oben erfolgen und bei der Durchströmung des Speichers “wenig”

Durchmischung mit dem umliegenden Speicherwasser erzeugen. In einem solchen Fall läge die Entnahmetemperatur fast bei der Temperatur T_{in} und damit die Beladekapazitätsrate nahe Null, während die Kapazitätsrate bei der Beladung des vollständig durchmischten Speichers proportional zu $(T_{in} - T) > 0$ ist.

Ein solcher Extremfall lässt sich aus den Modellrechnungen von [Hahne98] konstruieren: Für einen ideal gedämmten, vertikal von oben beladenen Speicher wird das Temperatur- und Strömungsprofil durch Integration der Wirbeltransportgleichung in zwei Dimensionen berechnet (Gleichung (1.22)). Für den Fall $Ri_{H,u} = 0.00172$, $H/D = 2.41$ und $Pe_{H,u} = 4 \cdot 10^6$ zeigen die Strömungs- und Temperaturisolinien deutlich eine solche Kurzschlussströmung im Speicher.

In den weiteren Ausführungen wird sich zeigen, dass die Werte für $Ri_{H,u}$ in den praktischen Fällen um wenigstens 2 Größenordnungen höher ausfallen, da die Volumenströme geringer und die Temperaturdifferenzen zwischen dem Speicherwasser und dem einströmenden Fluid höher liegen. Damit wird der Fall der Kurzschlussströmung unwahrscheinlich. Somit kann in der Praxis davon ausgegangen werden, dass der vollständig durchmischte Speicher den ungünstigsten Fall darstellt.

1.3.3 Theoretisch günstigste Beladung des Speichers

[Yoo93] wählt einen eindimensionalen Modellansatz ohne Speicherverluste für ihr theoretisches Experiment, in welchem Wasser mit T_{in} in einen Behälter mit $T_0 < T_{in}$ ideal von oben eingeschichtet wird. In der Arbeit wird die Lösung für $T(z, t)$ von Gleichung (1.24) mit Hilfe der Laplace-Transformation gefunden, wobei lediglich $\dot{q}_{(\lambda)} \neq 0$ gesetzt wurde (Lösungsweg siehe Anhang B.2 auf S. 100). Ein solches Modell stellt den theoretisch günstigsten Beladevorgang dar, weil keine Durchmischung bei der Einströmung existiert. Wird das Modell um realistisch angenommene Speicherverluste ergänzt, so kann das Temperaturprofil $T(z, t)$ allein durch die Peclet-Zahl und den dimensionslosen Verlustkoeffizienten K_{Verl} parametrisiert werden. Für den Verlustkoeffizienten gilt nach Gleichung (B.10) im Anhang auf Seite S. 101:

$$K_{Verl} = \frac{2H^2}{\lambda_{eff} \cdot R} \cdot k = \frac{2}{\lambda_{H_2O}} \cdot \frac{H^2 k}{\tilde{\lambda} \cdot R} \text{ mit } \tilde{\lambda} = \lambda_{eff} / \lambda_{H_2O} \tag{1.25}$$

Der Verlustkoeffizient beschreibt dabei die Temperaturabnahme im Speicher durch die Wärmeverluste in radialer Richtung, während die Peclet-Zahl den Abbau des Temperaturprofils durch den vertikalen Temperaturdiffusionsprozess ausdrückt.

1.3.4 Einfluss des Mischungsvorgangs auf die Schichtung

Wird als Beladezeit $(t_{Ende} - t)$ die Zeit gewählt, die benötigt wird, um das Speichervolumen einmal auszutauschen, kann mit der Kenntnis des Temperaturprofiles $T(z, t = t_{Ende})$ ein energetischer Beladewirkungsgrad, z.B. nach [Yoo93], ermittelt werden:

$$\eta_+ = \frac{\frac{1}{H} \cdot \int (T(z, t = t_{Ende}) - T_0) dz}{T_{in} - T_0} = \eta_+(Pe, K_{Verl}) \tag{1.26}$$

Der vollständig durchmischte Speicher und der Speicher mit idealer Einschichtung, jeweils mit Verlusten, bilden eine untere bzw. obere Schranke für diesen Beladewirkungsgrad, welcher von der Peclet-Zahl und dem dimensionslosen Verlustkoeffizienten K_{Verl} abhängt. Werden $\tilde{\lambda} = \lambda_{eff}/\lambda_{H_2O}$, $A_{Koll,\,V} = A_{Koll}/V_{Speicher}$ und $\dot{V}_{Koll,\,A} = \dot{V}_{Koll}/A_{Koll}$ benutzt, so lässt sich die Peclet-Zahl folgendermaßen darstellen:

$$Pe_{H,\,U} = \frac{UH}{a} = \frac{1}{\lambda_{eff}/(\rho c_p)} \cdot \frac{\dot{V}_{Koll}}{\pi R^2} \cdot H = \frac{1}{a_{H_2O}} \cdot \frac{A_{Koll,\,V} \cdot \dot{V}_{Koll,\,A} \cdot H^2}{\tilde{\lambda}} \tag{1.27}$$

Mit den Gleichungen (1.25) und (1.27) lässt sich der Wertebereich für $Pe_{H,\,u}$ und K_{Verl}, unterschieden nach Klein- und Großspeichersystemen, in Tabelle 1.3 abschätzen.

Tabelle 1.3: Zur Abschätzung des Wertebereichs für $Pe_{H,\,U}$ und K_{Verl} als dimensionslose Größen beim Speicher mit idealer Einschichtung. Für $\dot{V}_{Koll,\,A}$ wurde einheitlich *low-flow*, d.h. 0.012 m³/m²h gewählt.

Abschätzung extremer Werte für $Pe_{H,\,U}$ und K_{Verl}		H [i] m	$A_{Koll,\,V}$ [ii] m²/m³	$\tilde{\lambda}$ [iii] 1	$Pe_{H,\,U}$ 1	R m	k [iv] W/m²K	K_{Verl} 1
Kleinspeicher	minimal	1.5	12	2	**283**	0.45	0.5	**4**
	maximal	2.0	15	1	**1258**	0.40	1.0	**31**
Großspeicher	minimal	4.0	2	1	**671**	2.00	0.1	**2**
	maximal	15.0	5	1	**23585**	1.50	0.25	**115**
untersuchtes System		12.5	0.75	1	**2569**	1.45	0.13	**42**

i. Höhenangaben und Radien sind Schätzwerte.

ii. Bereich für die spezifische Kollektorfläche für Kleinspeicher aus [Remmers99]; Für Großspeicher spezifische installierte Kollektorfläche aus 30 gebauten Beispielen nach [Jenni] mit solaren Deckungsanteilen von 60 bis 90 %: 26 der solar beheizten Gebäude haben eine Heizlast von 3...5 kW, 27 Gebäude haben einen Speicher zwischen 10 und 40 m³, und die Kollektorflächen liegen zwischen 28 und 110 m².

iii. Werte für λ_{eff} entnimmt man z.B. [Pauschinger95], [Drück98] oder [Hahne99] für Kleinspeicher; für Großspeicher ist $\lambda_{eff} \approx \lambda_{H2O}$, wie auch in der Messung im Abschnitt 2.2.5 auf S. 56 gezeigt wird. Der Einfluss von inneren Einbauten auf die effektive Wärmeleitfähigkeit bei Großspeichern ist hier nicht berücksichtigt.

iv. Für Kleinspeicher gemäß Messwerten aus [Pauschinger95] oder [Hahne99]; für Großspeicher wurden 50 cm Isolierung als Obergrenze festgelegt, die Minimalisolierung ergibt sich aus den angebotenen Systemen von [Jenni96], der Wert für das untersuchte System ist der Messwert aus Abschnitt 2.2.4 auf S. 53.

Die Belade-Ineffizienz $(1-\eta_+)$ für den ideal gedämmten Speicher und für einige Werte von K_{Verl} sind in Abbildung 1.4 dargestellt.

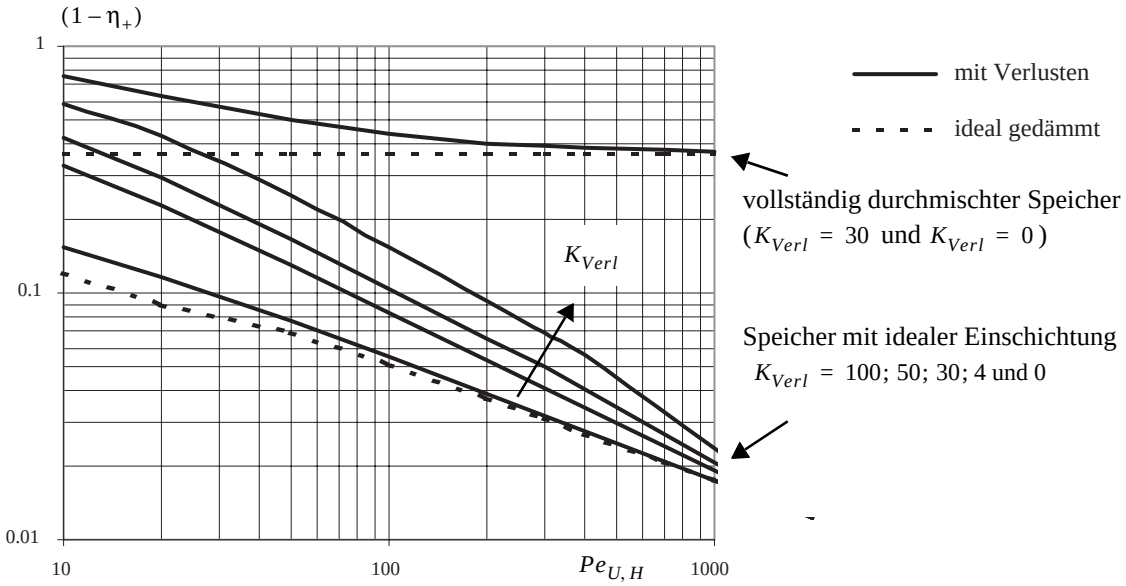


Abbildung 1.4: Belade-Ineffizienz nach (1.26) für den vollständig durchmischten Speicher, sowie für den Speicher mit idealer Einschichtung ohne Verluste nach [Yoo93], bzw. mit Verlusten (Berechnung siehe Anhang B.2 auf S. 100). Der Wertebereich für $Pe_{H,U}$ und K_{Verl} ergibt sich aus Tabelle 1.3 (Zur Deutung des Diagramms siehe Fließtext).

Zur Deutung von Abbildung 1.4:

- Für $Pe_{H,U} > 1000$ liegt das Minimum der Belade-Ineffizienz unabhängig von dem Wert für K_{Verl} unter 2 %. Für Großspeicher gilt diese Grenze praktisch immer, für Kleinspeicher liegt das Minimum bis zu 2 %-Punkte höher.
- Insgesamt ist der Einfluss der Peclet-Zahl auf den Schichtungserhalt für die Betriebsbereiche der Speicher von untergeordneter Bedeutung, wodurch die Überlegungen aus Abschnitt 1.1.2 bekräftigt werden.
- Obwohl bei Großspeichern in ungünstigen Fällen $K_{Verl} > 100$ werden kann, wird das Potenzial für die Belade-Ineffizienz dadurch nicht beeinträchtigt, weil gleichzeitig die Peclet-Zahlen sehr groß werden.
- Verglichen mit dem vollständig durchmischten Speicher ist das Optimierungspotenzial bis zur idealen Einschichtung mehr als 33 %-Punkte hoch.

Insgesamt lässt sich zwar vermuten, dass in größeren Speichern leichter eine Schichtung aufrechterhalten werden kann, Abbildung 1.4 bestätigt dies jedoch nicht: Für Groß- wie für Kleinspeicher ist der Unterschied im Beladewirkungsgrad zwischen dem vollständig durchmischen und dem ideal geschichteten Speicher etwa gleich groß. Daraus kann jedoch nicht geschlossen

werden, dass keine realen Unterschiede in Bezug auf eine bessere Schichtungserhaltung zwischen Klein- und Großspeichern existieren; Vielmehr sind die systematischen Fehler der Methode wahrscheinlich der Grund für die Nichtunterscheidbarkeit. So ist z.B. die Wirkungsgrad-Definition rein energetisch, d.h. Mischungsvorgänge, welche zwar die Energie erhalten, jedoch die Entropie vergrößern, werden im Wirkungsgrad nicht unterschieden (Entropische Wirkungsgrade werden z.B. in [Rosen99] diskutiert). Es wird folglich auf die Strömungsform ankommen, welche u.a. durch die Richard-Zahl in der Impulsgleichung charakterisiert wird. Der Einfluss der Richard-Zahl kann jedoch nur in mehrdimensionaler Modellrechnung oder in Experimenten untersucht werden.

1.3.5 Beladewirkungsgrad mit Berücksichtigung des Mischungsvorgangs

Eine vergleichbare Fragestellung zu der von [Yoo93] untersucht [Hahne98] für einen ideal gedämmten, zylindrischen Speicher, welcher vertikal von oben beladen wird. In diesem Fall werden Mischungsvorgänge durch die numerische Lösung der Wirbeltransportgleichung (Gleichung (1.22)) in zwei Dimensionen tatsächlich berücksichtigt. [Hahne98] führt zahlreiche Rechnungen für verschiedene Werte der dimensionslosen Kennzahlen durch und fasst die Einzelergebnisse in folgender empirischer Gleichung für den Beladewirkungsgrad zusammen:[6]

$$\eta_{+,Hahne} = 1 - 0.206 \cdot Ri_{H,u}^{-0.57} \cdot Pe_{H,u}^{-0.49} \cdot Fo_{H,U}^{-0.74} \cdot \left(\frac{H}{D}\right)^{-1.1} \tag{1.28}$$

Wertet man Gleichung (1.28) für die Abschätzungen in Tabelle 1.3 aus, stellt man fest, dass sehr schnell der Definitionsbereich des Wirkungsgrades verlassen wird oder die Werte für den Wirkungsgrad[7] sehr hoch liegen. Wählt man beispielsweise $\Delta T = 5\ \mathrm{K}$, so ergibt sich praktisch immer $\eta_{+,Hahne} \geq 97\ \%$, sowohl für Klein- als auch für Großspeicher. Starke Wirkungsgradverschlechterungen treten in extremen Situationen ein: So fällt beispielsweise der Wirkungsgrad auf 92.6 % ab (Kleinspeicher Maximalabschätzung), wenn als Rohrinnendurchmesser der Einströmöffnung 10 mm (unrealistisch klein) und für den Temperaturunterschied vom einströmenden Fluid zum Speicherwasser 0.5 K gewählt wird.

Auch unter Einbeziehung des Mischungsvorgangs bei der Einschichtung lässt sich folglich kein entscheidender Unterschied zwischen Klein- und Großspeichern festlegen, wenn auf die Ergebnisse von [Hahne98] zurück gegriffen wird.

6. Zu beachten ist, dass [Hahne98] im Vergleich zu [Yoo93] andere Bezugsgrößen für die Pe-Zahl wählen. Der Definitionsbereich für Gleichung (1.28) ist: $0.0013 < Ri_{H,u} \leq 10$; $1.25 \cdot 10^6 \leq Pe_{H,u} \leq 1.95 \cdot 10^7$; $8.15 \cdot 10^{-6} \leq Fo_{H,U} \leq 1.54 \cdot 10^{-3}$ und $1.0 \leq (H/D) \leq 8.1$.
7. Im Gegensatz zur Potenzialabschätzung in Abbildung 1.4 ist hier tatsächlich der Wirkungsgrad angegeben.

1.3.6 Einfluss der Richard-Zahl auf die Strömungsform

Der erste Hinweis, dass mit größerer Richard-Zahl der Schichtungserhalt steigt, wurde bereits 1977 bekannt: [Lavan77] wiesen experimentell nach, dass mit wachsendem ΔT einerseits und mit wachsenden Innendurchmessern der Einlässe oder sinkenden Einlassvolumenströmen andererseits der Schichtungserhalt zunimmt.[8]

Experimente zu verschiedenen Einlässen wurden von [Sliwinski78] für den horizontalen Einströmprozess durchgeführt. Dabei wurde nachgewiesen, dass ab $Ri_{H,\,u} > 0.5$ der Mischungsvorgang im Speicher innerhalb einer Schicht verläuft, die weniger als 5 % der Speicherhöhe ausmacht. Zu beachten ist, dass bei sehr großen $Re_{di,\,u}$ und gleichzeitig nicht zwangsläufig kleinen Werten für $Ri_{H,\,u}$, bei entsprechend kleinem Speicherdurchmesser der einströmende Strahl bis an die Behälterrückwand strömen kann, sodass sich der Mischungsvorgang dennoch in der Speicherhöhe ausdehnen kann.

Theoretische Untersuchungen eines rechtwinkligen, ideal isolierten Speichers haben gezeigt, dass ab $Ri_{H,\,u} > 1$ der horizontale, (unrealistisch) auf der gesamten Behälterbreite zweidimensional stattfindende Einströmprozess zu einer kolbenflussartigen vertikalen Durchströmung des Speichers führt ([Guo85]).

Die Ausführungen von [Hahne98] machen ebenfalls deutlich, dass die Richard-Zahl in entscheidendem Maße zum Beladewirkungsgrad beiträgt. Betrachtet man den Einströmprozess allgemein, nicht in Hinblick auf eine konkrete Wirkungsgraddefinition, so wird in [Hahne98] die mehrdimensionale Strömung als eindimensional, kolbenflussartig für Werte von $Ri_{H,\,u} > 0.25$ beschrieben.

Zum Vergleich der Richard-Zahlen von Klein- und Großspeichern wurden in Abbildung 1.5 zwei Auftragungen gewählt. Entsprechend der bisherigen Ausführungen wird für $Ri_{H,\,u} > 1$ von einer kolbenflussartigen Strömungsform ausgegangen. Zur Deutung der Abbildung 1.5:

- Im untersuchten System ($H = 12.5$ m; Abschnitt A.2 auf S. 95) werden bei der Rückspeisung des kalten Wassers mit maximal 1 m³/h auf der Lastseite ($d = 48$ mm) Richard-Zahlen von wenigstens 2.5 je K Temperaturdifferenz zwischen Speicher- und Einströmenden Wassers erreicht, d.h. die Strömung wird kolbenflussartig erfolgen (linkes Diagramm). Die solare Beladung ($d = 36$ mm) erreicht bei gleichen Volumenströmen nur eine Richard-Zahl von etwa 0.9/K. Hierbei ist jedoch zu beachten, dass die Temperaturdifferenzen auf Grund der Regelhysterese meist mehrere Kelvin betragen, sodass wahrscheinlich auch bei der Solarbeladung die Strömung kolbenflussartig erfolgen wird (linkes Diagramm).

8. Dieser Sachverhalt ist anschaulich klar: Je größer die Temperaturdifferenz, desto stärker wirken die Auftriebkräfte gegen z.B. “warme” Flüssigkeitsteilchen in “kalter” Umgebung auf Grund der Dichteunterschiede. Sind die Trägheitskräfte klein genug (Einlassvolumenstrom), so werden die Flüssigkeitsteilchen nur bis in die Schicht gelangen, welche ihrer Temperatur entspricht.

- Betrachtet man für das untersuchte System Einströmvorgänge mit Temperaturdifferenzen von 2 K und mehr ($\Delta T \cdot H = 25$ Km), so sind bereits Einlässe mit etwa 32 mm Innendurchmesser ausreichend, damit $Ri_{H,u} > 1$ für Volumenströme bei 1 m³/h gilt (rechtes Diagramm).

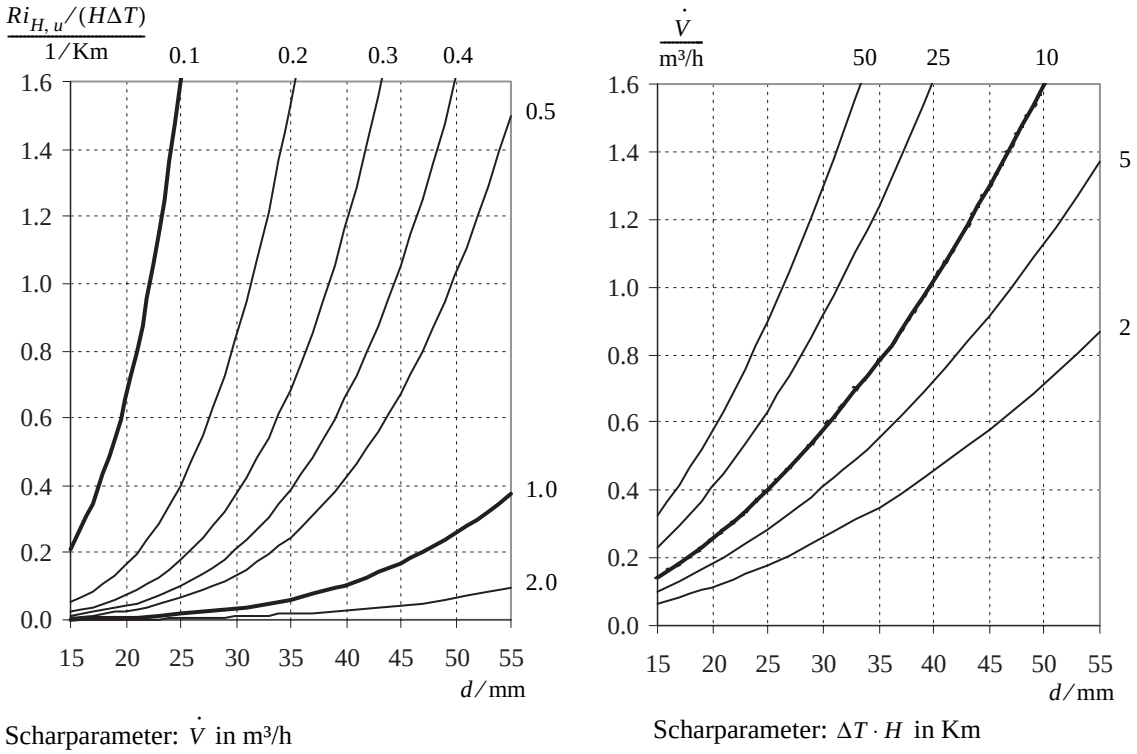


Abbildung 1.5: Auswertung der Richard-Zahl ($g\beta H\Delta T/u^2$) für verschiedene Volumenströme (links) und Bestimmung des maximalen Volumenstroms für eine kolbenflussartige Strömung ($Ri \approx 1$) für verschiedene Speicherhöhen und Temperaturdifferenzen - beides in Abhängigkeit vom Innendurchmesser der Einströmöffnung.

Eine allgemeine Aussage aus Abbildung 1.5 ist nicht zu ziehen. Vielmehr wird es im Einzelnen auf das konstruierte System, insbesondere auf die Einlässe ankommen. Dazu beispielhaft:

- Für einen Kleinspeicher mit 1.5 m Füllhöhe, wird bei 2 K Temperaturdifferenz für Anschlüsse ab DN22 eine kolbenflussartige Strömung erreicht (9 m² Kollektorfläche, high-flow zur Trinkwarmwasserunterstützung oder 15 m² Kollektorfläche, low-flow zur Heizungsunterstützung ergeben jeweils etwa 0.2 m³/h).
- Für Großspeicher mit 10 m Höhe sind Anschlüsse von DN64 bei 3 m³/h obligatorisch, um eine gute Einschichtung zu garantieren (200 m² Kollektorfläche, low-flow).
- Großspeicher für den überwiegenden Einsatz zur Trinkwassererwärmung bei niedrigem solaren Deckungsanteil haben i.d.R. ein sehr großes Verhältnis von Kollektorfläche zu Speichervolumen. Z.B. 400 m² zu 20 m³ bei der Anlage "Leipzig" dargestellt in [Uecker01] oder 240 m² zu 6 m³ bei der Anlage "Frankfurt" untersucht in [LZU]. Für die entsprechenden Volumenströme von 5 und 3 m³/h bei Speicherhöhen von 3.7 und 5.5 m wären dann DN108 bzw. DN76 erforderlich. Die Rohrleitungen und damit wahrscheinlich auch die Anschlüsse, sind nur etwa halb so stark ausgelegt. Bei solchen Systemen ist jedoch zu beach-

ten, dass an einem sonnigen Tag mit Betrieb der Solaranlage das Speichervolumen alle 4 bzw. 2 h vollständig umgewälzt wird. Die Art der Beladung ist somit von untergeordneter Bedeutung.

Bei der Betrachtung der Einlässe ist ferner zu beachten, dass nicht der Durchmesser alleine entscheidend ist, sondern auch, auf welcher Strecke dieser Durchmesser eingehalten wird, da eine plötzliche Querschnittserweiterung nicht die Einströmgeschwindigkeit reduziert. Nach [Wagner92] lässt sich die *Einlauflänge* für die turbulente Strömung nach einer Querschnittsänderung zu etwa 10 bis 20 Durchmessern d abschätzen; erst nach dieser Strecke hat das Strömungsprofil seine Form entsprechend der Reynolds-Zahl angenommen. Von [Jenni] werden für Großspeicher 60 ° gegen die Speicherwand geneigte außenliegende Anschlüsse mit Einlauflängen von etwa 6 bis 9 d angeboten. Noch größere Einlauflängen haben den Nachteil, dass sie nicht unerhebliche Wärmebrücken darstellen, weil sie die Wärmedämmung durchstoßen.

Ferner gilt, dass kleine Richard-Zahlen, wenn sie allein durch kleine Werte von ΔT erreicht werden, nicht so kritisch sind, weil in dem Fall eine stärkere Durchmischung keine wesentlichen Auswirkungen auf die Temperatur in der Schicht haben können. Im Gegensatz dazu führen kleine Richard-Zahlen, aufgrund von geringeren Speicherhöhen H und höheren Einströmgeschwindigkeiten u, bei dennoch großem ΔT praktisch zwangsläufig zum Heruntermischen des nutzbaren Temperaturniveaus.

1.3.7 Zusammenfassung

Für eine Potenzialabschätzung des energetischen Beladewirkungsgrades wurden der vollständig durchmischte Speicher als ungünstigste und der Speicher mit idealer Einschichtung als günstigste Situation gewählt. Für die Arbeitspunkte sowohl von Klein- als auch von Großspeichern ergeben sich im Rahmen der Methode die gleichen Wirkungsgrad-Potenziale. Die ideale Einschichtung liegt etwa 33 %-Punkte über dem vollständig durchmischten Speicher und damit bei einen Beladewirkungsgrad nahe 100 %. Das bedeutet, dass im betrachteten Bereich der Peclet-Zahlen letztere von untergeordneter Bedeutung für den Beladewirkungsgrad ist.

Als wichtigste Kenngröße zur Beurteilung des Mischungsvorgangs bei der Einströmung wird in der Literatur die Richard-Zahl genannt. Verschiedene Untersuchungen weisen darauf hin, dass ab $Ri_{H,\,u} \approx 1$ die Strömung im Speicher kolbenflussartig ist und damit die Mischungsvorgänge minimal sind. Bei vorgegebenem Volumenstrom und vorgegebener Temperaturdifferenz des einströmenden Fluides zur Temperatur der Speicherschicht kann theoretisch für jeden Speicher durch Anpassung des Durchmessers des Einströmrohres bei ausreichender Beruhigungsstrecke $Ri_{H,\,u} > 1$ eingestellt werden. Es wird vermutet, dass die am Markt angebotenen Kleinspeicher praktisch ausreichende Einströmöffnungen aufweisen. Bei Großspeichern ergeben sich in der Praxis möglicherweise fertigungstechnische Probleme bei der Einhaltung lan-

ger Beruhigungsstrecken und damit schwer handhabbarer Wärmebrücken. Insgesamt darf bei Großspeichern für Systeme mit niedriger solarer Deckung ($V_{Speicher}/\dot{V}_{Koll} \approx$ im h-Breich) der Einfluss der Schichtung nicht überschätzt werden, da solche Systeme an sonnigen Tagen selbst bei vollständiger Durchmischung wahrscheinlich leicht das Nutztemperaturniveau erreichen könnten.

1.4 Zusammenfassung

In Speichern ohne Be- oder Entladung befindet sich das Wasser nur dann im mechanischen Gleichgewicht, wenn die Speicherverluste und der Wärmetransport durch die Behälterwand verschwinden oder vernachlässigbar klein sind. Andernfalls wird eine radial inhomogene Temperaturverteilung und dadurch eine freie Konvektion erzeugt. Der gesamte Prozess kann auf ein reines eindimensionales Wärmeleitungsproblem reduziert werden, indem eine effektive Wärmeleitfähigkeit eingeführt wird. Diese effektive Wärmeleitung wird bei gut isolierten Großspeichern ohne innere Einbauten in der Größenordnung der Wärmeleitfähigkeit von Wasser liegen, während sie bei Kleinspeichern mit innenliegenden Wärmeübertragern zwei bis dreimal so hoch sein kann.

Für eine Beurteilung der Strömungsform im Speicher und damit der Mischungseffekte bei der Beladung ist am ehesten die Richard-Zahl geeignet. Durch die Wahl der Einströmgeschwindigkeit und -temperaturdifferenz kann theoretisch immer ein sehr großer Wert für die Richard-Zahl eingestellt und damit die Durchmischung minimiert werden. Aus diesem Grund lässt sich nicht allgemein ein Unterschied im Mischungsverhalten zwischen Klein - und Großspeichern ausmachen.

Die in der Literatur beschriebenen Speichermodelle sind überwiegend eindimensional und z.T. durch empirische Terme zur Modellierung von Einström- und Mischungsphänomenen ergänzt. Die mehrdimensionalen Modelle werden häufig verwendet, um Unzulänglichkeiten einfacherer Modelle zu detektieren oder vereinfachte Modelle zu validieren. Literatur zur Validierung einfacher Modelle an Messdaten für Großspeicher, insbesondere ausgelegt für hohe solare Erträge, ist nicht bekannt. Eine besondere Schwierigkeit wird in Bezug auf die Vorhersagegenauigkeit der inneren Energie für eine lange Betriebsperiode erwartet: Da Großspeicher in Systemen hoher solarer Deckung nur einmal im Jahr vollständig geladen sind, könnten sich die Fehler in der Vorhersage der Inneren Energie des Speichers, die zu einem frühen Zeitpunkt entstanden sind, ungünstig während der langen Betriebsperiode fortpflanzen.

2 Vermessung und Simulation von Temperaturprofilen des Großspeichers Cölbe

In diesem Kapitel werden die Messdaten des untersuchten Großspeichers verwendet, um die Validität eines Rechenmodells nachzuweisen. Das Kapitel teilt sich in drei Abschnitte: Zunächst wird die Qualität der Temperaturmessung im Speicher krititsch betrachtet. Nur so kann beurteilt werden, welche Temperaturmessstellen später im Validierungsprozess verwendet werden können und ob einzelne Temperaturtransportmechanismen, beschrieben in Kapitel 1, überhaupt nachweisbar sind. Im zweiten Abschnitt werden im Hinblick auf die Validierung des Rechenmodells einzelne Parameter gemessen sowie einzelne Temperaturtransportprozesse qualifiziert. Ferner werden die für den Validierungsprozess notwendigen Eingangdsaten zusammengestellt. Der letzte Abschnitt zeigt schließlich den Vergleich von Messdaten mit Simulationsergebnissen. Dabei werden sowohl ein Energie-, als auch ein Temperaturfehler für ein Rechenmodell angegeben.

2.1 Vermessung des Großspeichers

Zur Beurteilung der Messergebnisse in diesem Kapitel ist es erforderlich die Genauigkeit der Temperaturmessung kritisch zu betrachten. Dazu wird die Standardunsicherheit für die gesamte Messkette aus den einzelnen Standardunsicherheiten von Messwertaufnehmer, Messwertumwandler usf. angegeben (*kombinierte Standardunsicherheit*) und der Verfahrensfehler für die Messung eines radialen Temperaturverlaufs im Speicher abgeschätzt.

2.1.1 Messaufbau

Zur Vermessung des Großspeichers sind insgesamt 29 flache, in Silikon eingebettete Pt-100 Sensoren von außen am Edelstahlmantel unterhalb der Dämmung befestigt (*Außenfühler*). Damit das mehrdimensionale Temperaturprofil im Speicher untersucht werden kann, wurden zwölf 1.5 m lange Pt-100 Tauchfühler angefertigt (*Innenfühler*). Sechs der Tauchfühler haben nur einen Sensor an der Spitze, die anderen zusätzlich zwei Sensoren im Abstand von 0.5 m und 1.0 m von der Spitze gemessen. Die Positionen der Fühler sowie deren Bezeichnungen sind im Anhang A.2 auf S. 95 in Abbildung A.1 angegeben.

Die Tauchfühler sind in einem Wasserbad[9] in 10 K-Schritten zwischen etwa 30 °C bis 70 °C und die flachen Fühler aus technischen Gründen von der ausliefernden Firma[10] in einem Ofen in 20 K-Schritten zwischen 40 °C und 100 °C kalibriert worden. Beim Vergleich der Temperaturen, gemessen von Außen- und Innenfühlern, ergeben sich somit systematische Fehler

durch die Verwendung unterschiedlicher Referenzen. Dieses Problem könnte durch eine Eichung der Referenz der Tauchfühler behoben werden.

Die Messdatenaufnahme erfolgt über die Gebäudeleittechnik in Kombination mit einem an der Universität Marburg entwickelten Multiplexer. Der Multiplexer besteht lediglich aus einem Messumformer für 4-Draht-Messtechnik und einer Logik zum seriellen Schalten aller Temperaturkanäle auf einen einzigen Ausgang. Die Steuerung zum Schalten des Multiplexers und die Speicherung der Temperaturinformation wird von der Gebäudeleittechnik über eine 6-Bit breite Steuerleitung und einen einzigen Eingang übernommen. Das Steuersignal wird dann gleichzeitig verwendet, um die 6-Bit lange Temperaturinformation in eine 6-Bit breite Information umzuwandeln (1⁄180 Hz -Tastfrequenz). Innerhalb des Projektes wurde diese Technik ebenfalls zur Untersuchung des Erdreichwärmeübertragers eingesetzt, sodass insgesamt die Kosten für eine Messstelle, inkl. Entwicklung des Multiplexers, in etwa vergleichbar mit einer vollständigen Ausführung in DDC-Technik lagen bei gleichzeitig höherer Qualität der Temperaturmessung.

Zusätzlich zur Temperaturmessung werden die Enthalpieströme an den Ein- und Auslässen, die Stellungen der Ventile und der Druck im Speicher am Boden registriert (1⁄60 Hz -Tastfrequenz).

2.1.2 Bestimmung der kombinierten Standardunsicherheit

Da in diesem Abschnitt lediglich Temperaturen oder Temperaturunterschiede des Speichers betrachtet werden, beziehen sich die Aussagen zur Messgenauigkeit der Temperatur auf die Innen- und Außenfühler, welche über den Multiplexer gemessen werden. Betrachtungen von Unsicherheiten in der Energiebilanz usf. werden an entsprechender Stelle nachgeholt.

In der Literatur[11] werden zwei unterschiedliche Methoden zur Ermittlung der Standardunsicherheit für eine Eingangsgröße angegeben. Bei der *Methode-A* wird die Eingangsgröße wiederholt gemessen und anschließend die Standardunsicherheit entsprechend der statistischen Methoden berechnet. Voraussetzung ist dabei, dass die Randbedingungen zu den Zeitpunkten der einzelnen Messungen vergleichbar sind. Bei der *Methode-B* wird die statistische Analyse durch eine kritische Fehlerbetrachtung ersetzt: Die Standardunsicherheiten mit den zugehöri-

9. Tauchfühler mit 1.5 m Länge lassen sich nur für die Sensoren an der Spitze in einem Wasserbad kalibrieren. Für die Sensoren in 0.5 und 1.0 m Entfernung von der Spitze würde der Kalibrierbehälter sehr hoch werden und damit die geforderte homogene Temperatur im Wasserbad schwer einzuhalten sein. Aus diesem Grund wurde ein Kalibrierbehälter mit paarweise montierten PG-Verschraubungen in der Wandung unterhalb der Wasseroberfläche versehen. Die Tauchfühler konnten damit derart positioniert werden, dass sich lediglich der Bereich des Sensorelementes im Wasserbad befinden musste.
10. Fa. Dittmer, Carl Zeiss Straße 19, 47475 Kamp-Lintfort.
11. Normen / Leitfaden z.B.: [DIN 1319], [DIN-LF], [EA-4/02]; Bücher z.B.: [Gränicher96], [Profos93].

gen Verteilungsfunktionen werden durch Herstellerangaben, Kalibriermessungen usf. oder auch auf Grund von “Erfahrungswerten” belegt.

Die *kombinierte Standardunsicherheit* für die Ausgangsgröße wird dann aus den einzelnen Standardunsicherheiten der Eingangsgrößen durch Fehlerfortpflanzung ermittelt. Wendet man die Methode-A direkt auf die Ausgangsgröße an, ergibt sich der Vorteil, dass vorhandene Korrelationen in der Messkette implizit berücksichtigt sind. Bei der Methode-B kennt man in der Regel die Korrelationsmatrix nicht, was nur dazu führen kann, dass der Fehler überschätzt wird. In [Wagner97] wird für einen vergleichbaren Formalismus ein Beispiel angegeben, bei dem sich der Fehler bei der Modellierung der Leistung eines Flachkollektors durch Berücksichtigung der Korrelationen in etwa halbiert.

Zur Beurteilung der Messgenauigkeit der Messkette ohne Messwertaufnehmer nach Methode-A werden drei Temperatursensoren durch sehr genaue Festwiderstände bei etwa 10 °C, 50 °C und 90 °C simuliert und ständig über den Multiplexer mitgemessen. Betrachtet man die Temperaturdifferenzen eines Festwiderstandes zwischen zwei Tastvorgängen und generiert daraus Häufigkeitsverteilungen über insgesamt 588 Tage mit jeweils 480 Messwerten pro Tag, so liegen 99 % aller Temperaturdifferenzen innerhalb $\pm(2 \cdot 0.0244)\,\mathrm{K}$ und sogar 90.2 % schon innerhalb $\pm 0.0244\,\mathrm{K}$. Das bedeutet, dass das Messsignal zwischen 0 °C und 100 °C lediglich durch die Temperaturauflösung des 12-Bit Eingangs der DDC-Anlage mit $\pm 1 \ldots 2$ Bit begrenzt ist.

Die Auswertung der Messwerte der Festwiderstände kann auch herangezogen werden, um den Temperaturdrift der gesamten Messkette festzustellen: Mit einer Amplitude von etwa 0.5 K und einer Periodendauer von einem Jahr schwanken die Messwerte antizyklisch zur Umgebungstemperatur der Messeinrichtung. Letztere schwankt jährlich mit einer Amplitude von etwa $2.5\,\mathrm{K}$.[12] Unter Berücksichtigung des Temperaturdrifts der Festwiderstände mit $50 \cdot 10^{-6}\Omega/\mathrm{K}$ liegt die Drift der Messkette ohne Sensor bei insgesamt maximal 0.22 K/K.[13] Für die folgenden Betrachtungen sind die Beobachtungszeiträume auf wenige Tage beschränkt, entsprechend spielt der Temperaturdrift nur eine untergeordnete Rolle. Die Bestimmung des Energieinhaltes des Speichers ist aufgrund dieser Randbedingung nur auf maximal ± 1 % genau.[14]

12. Ausgewertet wurden Tagesmittelwerte von Raumluftsensoren in der Umgebung des Speichers im Erdgeschoss (Standort des Multiplexers), sowie im Lüftungsraum (Standort der DDC-Anlage).
13. Als Drift wird das Verhältnis aus Temperaturveränderung des Festwiderstandes zur Temperaturveränderung der Umgebungstemperatur der Messkette definiert.
14. Für die später definierte Betriebsperiode BEP01 (vgl. Tabelle 2.3 auf S. 59) ergibt sich am Ende eines Tages ein Fehler von $-0.4 \ldots 0.9$ % der inneren Energie des Speichers, welcher im Mittel über die gesamte Betriebsperiode fast verschwindet.

Zusammenfassend können für die Messkette ein ungefähr gleichverteilter Fehler von ±2 Bit und für die Sensorfehler (“großzügig”) die maximale Entfernung eines Messpunktes von der Kalibriergeraden als gleichverteilte Fehler angenommen werden. Für die Innenfühler (Klasse-A Pt-100) ergeben sich Fehler von maximal $0.03\ \mathrm{K}$, während die Außenfühler (Klasse-B Pt-100) Fehler von typisch $0.05\ \mathrm{K}$ bis immerhin $0.1\ \mathrm{K}$ aufweisen. Insgesamt können damit folgende kombinierte Standardunsicherheiten angegeben werden:

$$\begin{aligned}
\sigma_{Klasse-A} &= \sqrt{\frac{1}{3}\cdot\left(2\cdot\frac{100\ \mathrm{K}}{4096}\right)^2+\frac{1}{3}\cdot(0.03\ \mathrm{K})^2} = 0.03\ \mathrm{K}\\
\sigma_{Klasse-B}\big|_{min} &= \sqrt{\frac{1}{3}\cdot\left(2\cdot\frac{100\ \mathrm{K}}{4096}\right)^2+\frac{1}{3}\cdot(0.05\ \mathrm{K})^2} = 0.04\ \mathrm{K}\\
\sigma_{Klasse-B}\big|_{max} &= \sqrt{\frac{1}{3}\cdot\left(2\cdot\frac{100\ \mathrm{K}}{4096}\right)^2+\frac{1}{3}\cdot(0.10\ \mathrm{K})^2} = 0.06\ \mathrm{K}
\end{aligned} \tag{2.1}$$

2.1.3 Systematische Fehler durch den Messwertaufnehmer

Wie im Abschnitt 1 beschrieben, können aufgrund von Wärmeverlusten oder eines vertikalen Wärmestroms in der Behälterwand stationäre, radiale Temperaturprofile in Wasserspeichern entstehen. Ein solches radiales Profil kann natürlich nur dann durch einen in gleicher Ebene positionierten Tauchfühler detektiert werden, wenn der Wärmestrom im Tauchfühler nicht zu einer nennenswerten Temperaturänderung an den einzelnen Messpunkten entlang der Tauchhülse führt. Diese “Temperaturverfälschung” kann mit folgenden Annahmen abgeschätzt werden:

- Der Stabfühler, im guten thermischen Kontakt mit der Behälterwand, trägt nur vernachlässigbar oder gar nicht zur freien Konvektion im Speicher bei. Die freie Konvektion wird alleine durch die Wärmeleitung in der Behälterwand oder durch die Wärmeverluste angetrieben.
- Entsprechend der Ausführungen in Abschnitt 1 befindet sich das Wasser im mechanischen Gleichgewicht, d.h. die freie Konvektion verschwindet. Dann kann jedoch kein radiales Temperaturprofil existieren. Oder es wird eine freie Konvektion mit einer abzuschätzenden Geschwindigkeit so lange aufrechterhalten, bis der radiale Temperaturgradient abgebaut ist.
- Zur Abschätzung des eindimensionalen Temperaturverlaufs ($T_{Sensor}(x)$) im Sensor wird angenommen, dass keine Konvektion an der Spitze des Sensors stattfindet ($dT/dx = 0$ für $x = L_{Sensor}$) und der Temperaturfühler nur quer, vertikal angeströmt wird ($\vec{u} \equiv u \cdot \vec{e}_z$).
- [Brunotte96] berechnet für einen Kleinspeicher eine Strömungsgeschwindigkeit der freien Konvektion von $0.1\ \mathrm{mm/s}$. In diesem Fall liegen die Wärmeverluste des Kleinspeichers mit $25\ \mathrm{W/m^2}$ um ein Vielfaches höher als im untersuchten System. [Hess82] messen $3\ldots4.5\ \mathrm{mm/s}$ für eine ebenfalls extreme Situation, in der die Wandtemperatur künstlich um $2\ldots4\ \mathrm{K}$ gegenüber der mittleren Wassertemperatur erhöht wurde (vgl. ab S. 15).

Da sowohl die Strömungsgeschwindigkeit, als auch die Erhöhung der Wandtemperatur für das untersuchte System unbekannt sind, wird für die Abschätzung eine im Vergleich zu [Brunotte96] und [Hess82] noch extremere Situation angenommen: Bei einer recht hohen Temperaturdifferenz der Wand zum Fluid von 4 K wird eine Strömungsgeschwindigkeit von lediglich 0.0001 mm/s vorgegeben.

- Die mittlere Wärmeleitfähigkeit des Sensors kann aus der Geometrie ermittelt werden (vgl. Abbildung 2.1). Dabei wird vereinfacht davon ausgegangen, dass der Zwischenraum von Tauchhülse und Sensorelement vollständig ohne Lufteinschlüsse mit Wärmeleitpaste sowie der Innenraum des Pt-100 Sensorelementes vollständig mit Aluminium-Oxyd-Pulver ausgefüllt ist.

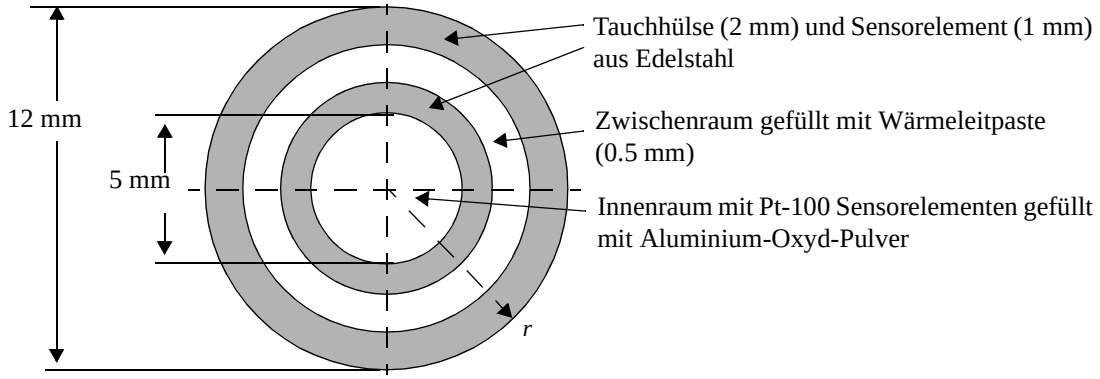


Abbildung 2.1: Querschnitt durch einen Sensor zur Bestimmung der mittleren Wärmeleitfähigkeit: Die Angaben über die Rohrwandstärken sind Messwerte. Aus der Geometrie und den Angaben für die Wärmeleitfähigkeiten (Tabelle A.1 auf S. 94) bestimmt sich $\lambda_{Sensor} \approx 14$ W/mK .

Zur Bestimmung des Wärmeübergangs α von quer angeströmten Zylindern oder Nadeln bei sehr kleinen Reynolds-Zahlen können nicht die bekannten Beziehungen für die *Nußelt-Zahl* ($\alpha L/\lambda$), z.B. beschrieben in [VDI94], herangezogen werden. In [Sucker76] werden solche "Spezialfälle" bis zu minimalen Werten für $Re \cdot Pr = 7.3 \cdot 10^{-5}$ untersucht und für die Nußelt-Zahl folgende Darstellung angegeben:

$$Nu = 0.462 \cdot (Re \cdot Pr)^{0.1} + f(Pr) \cdot \frac{(Re \cdot Pr)^{0.7}}{1 + 2.79 \cdot (Re \cdot Pr)^{0.2}} \qquad (2.2)$$

Die dimensionslose Funktion $f(Pr)$ ist über die Prandtl-Zahl schwach temperaturabhängig und kann für Wasser bei 60 °C als 1.47 angenommen werden (Details siehe [Sucker76]). Die

Differenzialgleichung und deren Lösung für quer angeströmte Nadeln finden sich z.B. in [Köhler97]:

$$\lambda_{Sensor} \cdot A_{Sensor,\,quer} \cdot \frac{d^2T}{dx^2} - \alpha \cdot 2\pi r_{Sensor} \cdot (T_{Sensor} - T_{Fluid}) = 0 \tag{2.3}$$

$$\frac{T_{Sensor}(x) - T_{Fluid}}{(T_W - T_{Fluid})} = \frac{\cosh\{m(L_{Sensor} - x)\}}{\cosh\{mL_{Sensor}\}} \text{ mit } m = \sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda_{Sensor} \cdot r_{Sensor}}} \tag{2.4}$$

Mit dem Wärmeübergang nach Gleichung (2.2) und der mittleren Wärmeleitfähigkeit des Sensors nach Abbildung 2.1 kann der Temperaturverlauf nach Gleichung (2.4) in Abbildung 2.2 dargestellt werden. Dabei ist zu erkennen, dass eine Temperaturerhöhung am ersten Sensorelement unterhalb der kombinierten Standardunsicherheit bleibt.

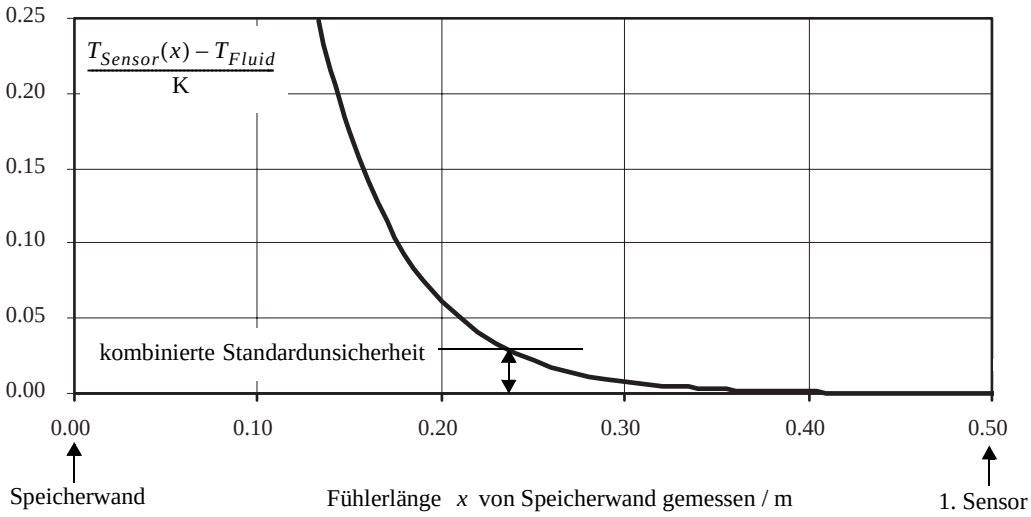


Abbildung 2.2: Temperaturdifferenz $T_{Sensor}(x) - T_{Fluid}$ über der Fühlerlänge nach Gleichung (2.4). Es zeigt sich, dass nahezu der gesamte Temperaturabfall innerhalb der ersten 20 cm stattfindet. Insbesondere wäre der Temperaturabfall schon nach 30 cm kleiner als die Auflösung bei der Temperaturmessung. Es kann folglich nicht davon ausgegangen werden, dass ein gemessenes, radiales Temperaturprofil durch eine Temperaturverschleppung innerhalb des Sensors nur vorgetäuscht wird.

2.1.4 Repräsentationsfehler

Die sehr gute Messgenauigkeit der einzelnen Temperaturen stellt für die folgenden Auswertungen sicher keine Einschränkung dar. Im Gegensatz dazu kann der *Repräsentationsfehler*[15] beträchtlich sein. Die mittlere Speichertemperatur in einem rechtwinkligen Speicher zur Zeit t

15. Der Repräsentationsfehler oder Modellfehler definiert die Abweichungen zwischen Messung und Modell, welche allein aufgrund eines “falschen” Modells entstehen. Ein falsches Modell kann z.B. eine zu stark vereinfachte physikalische Formulierung des Problems darstellen.

kann z.B. mit den Annahmen ermittelt werden, der Temperaturverlauf zwischen den Messfühlern sei linear in vertikaler und homogen in radialer Richtung:

$$\langle T_{t,\,Lin}\rangle \;=\; \frac{1}{H}\cdot\sum_{i\,=\,1}^{N} T_i\cdot h_i \;\text{ mit } N \;=\; \text{Anzahl der Messstellen} \tag{2.5}$$

Der Messfehler von Gleichung (2.5) kann durch Mitteln über n Messpunkte wie folgt angegeben werden:

$$\sigma_{\langle T,\,t,\,Lin\rangle,\,mess} \;=\; \frac{1}{\sqrt{n}}\cdot\sqrt{\frac{1}{H^2}\cdot\sum_{i\,=\,1}^{N}(h_i\cdot\sigma_{Ti})^2} \tag{2.6}$$

Falls die Sensoren äquidistant positioniert sind und die Standardunsicherheiten für alle Sensoren gleich ist, vereinfacht sich Gleichung (2.6) zu $\sigma_{\langle T,\,t,\,Lin\rangle,\,mess} \;=\; 1/\sqrt{nN}\cdot\sigma_T$. D.h., die Bestimmung der mittleren Speichertemperatur mit den Außenfühlern unter der Verwendung von $n \;=\; 3$ Messwerten pro Kanal gelingt mit einen Fehler von weniger als $1/100$ K. Tatsächlich wird jedoch die Annahme des linearen Temperaturverlaufs zwischen den Messsensoren nicht erfüllt sein, sodass der Repräsentations-Fehler für die mittlere Speichertemperatur um Größenordnungen höher liegen kann. Dieser Fehler wird um so größer, je weiter der Abstand zwischen den Messsensoren ist. Insbesondere hängt der Fehler von der Temperaturverteilung im Speicher ab. Als Abschätzung des Fehlers dient folgende Überlegung: Bei der Ermittlung der mittleren Speichertemperatur kann zwischen den Temperaturstützstellen linear approximiert (Lin, gewähltes Verfahren) oder zwischen den Stützstellen der Temperaturwert des “oberen” oder “unteren” Fühlers angenommen werden (Max bzw. Min). Der “wahre” vertikale Temperaturverlauf ist unbekannt, es kann jedoch davon ausgegangen werden, dass dieser stets zwischen den Varianten Max und Min verläuft, sodass der maximale, normalverteilte Repräsentationsfehler für die mittlere Speichertemperatur angegeben werden kann:

$$\sigma_{T,\,R} \;=\; (\langle T_{t,\,Lin}\rangle - \langle T_{t,\,Min}\rangle)/3 \tag{2.7}$$

Stationäre Inversionen sind zwar möglich, wie die Ausführungen zum radialen Temperaturprofil gezeigt haben, jedoch gegenüber dem Repräsentationsfehler durch die Wahl der Rechenvorschrift $\langle T_{t,\,Lin}\rangle$ zu vernachlässigen. Wertet man Gleichung (2.7) für die Betriebsperiode BEP01[16] aus, so ergeben sich Repräsentationsfehler für die mittlere Speichertemperatur von $0.06\ldots0.66$ K (oder $6\ldots66$ kWh). Im Mittel liegt der Fehler bei 0.23 K (oder 24 kWh) und damit weit über der Messgenauigkeit der Temperaturmessung.

16. Zeitraum vom 01.03.01 bis zum 30.11.01; wird weiter unten in Tabelle 2.3 auf S. 59 charakterisiert.

2.1.5 Zusammenfassung

Der Großspeicher des untersuchten Systems wird mit 54 Temperatursensoren am und im Speicher detailliert vermessen. Sämtliche Ventilstellungen, Massenströme und die Temperaturen des einströmenden Fluids sind bekannt. Die Eichung der Messkette für die Sensoren am und im Speicher ergibt zwar eine Temperaturdrift von maximal 0.22 oder 0.5 K/a, die Momentanwerte sind jedoch deutlich genauer zwischen 0.03 K und 0.06 K messbar. Durch die Verwendung unterschiedlicher Eichthermometer ist ein absoluter Vergleich der Messstellen innerhalb des Speichers zu denen außerhalb des Speichers nur eingeschränkt möglich.

Eine Abschätzung des Temperaturverlaufs entlang der 1.5 m langen Messlanze zur Bestimmung der Temperaturen im Speicher zeigt, dass radiale Temperaturgradienten von wenigstens 0.03 K/0.5 m bestimmbar sind. Dagegen wird zur Bestimmung des vertikalen Temperaturprofils nicht die Messgenauigkeit, sondern das Abbildungsgesetz und damit der Repräsentationsfehler als größte Fehlerquelle angesehen. In Abhängigkeit der Temperaturverlaufs im Speicher ist die mittlere Speichertemperatur, ermittelt aus dem vertikalen Temperaturprofil, nur mit einem Fehler von 0.06…0.66 K zu bestimmen.

2.2 Ausgewählte Messergebnisse

Zur Betrachtung der in Abschnitt 1.1 beschriebenen Wärmetransportphänomene sollen Stillstandsperioden mit unterschiedlichen vertikalen Temperaturprofilen im Speicher betrachtet werden. Da es aus betrieblicher Sicht nicht möglich und aus energetischer Sicht höchst unerwünscht ist, den Speicher vollständig auskühlen zu lassen oder in bestimmter Weise zu initialisieren, ist es notwendig, auf Stillstandszeiten von 24…54 h Dauer zurückzugreifen, welche sich im Betrieb zu verschiedenen Jahreszeiten automatisch ergeben haben. Zunächst werden Temperaturverläufe in den Stillstandszeiten phänomenologisch betrachtet und erst dann in den nächsten Abschnitten der radiale Temperaturgradient, die Speicherverluste und die effektive Wärmeleitfähigkeit aus den Messdaten parametrisiert (Positionen der Temperaturfühler in Abb. A.1, S. 95). Im Anschluss werden Betriebsperioden zur späteren Verwendung bei der Parameteranpassung charakterisiert.

2.2.1 Ein- und Zweidimensionale Temperaturprofile in Stillstandszeiten

Zur Auswertung stehen insgesamt acht verschiedene Zeiträume zur Verfügung, welche in Tabelle 2.1 charakterisiert werden. Zur Bestimmung der Speicherverluste eignen sich besonders die Stillstandsperioden *STP1* bis *STP6* mit homogen, “gut beladenem” Speicher; während die effektive Wärmeleitfähigkeit in den Perioden *STP7* und *STP8* ermittelt wird. Die Bestim-

mung des radialen Temperaturprofils erfolgt sowohl in den Stillstandsperioden als auch während des Betriebs über einen längeren Zeitraum.

Tabelle 2.1: Stillstandsperioden für die Bestimmung des radialen Temperaturprofils, der Speicherverluste und der effektiven Wärmeleitfähigkeit (Messwerte der Innenfühler). T_{min} und T_{max} kennzeichnen die minimale bzw. maximale Temperatur eines Innenfühlers während der Stillstandsperiode.

Name	Zeitbereich	Δt h	T_{min} [i] °C	T_{max} °C	$\langle T_{t,Lin} \rangle$ °C	Bemerkung
STP1	26.06.99 12:00	36	55.5	85.8	77	≈ homogen
STP2	23.07.99 23:00	24	63.3	96.3	84	≈ homogen
STP3	09.10.99 11:00	36	72.8	90.7	87	≈ homogen
STP4	11.06.00 00:00	23	75.6	92.5	82	≈ homogen
STP5	14.07.01 13:00	34	83.0	92.9	89	≈ homogen
STP6	01.09.01 15:00	32	62.8	93.3	90	≈ homogen
STP7	31.12.99 12:00	53	31.3	72.2	46	starke T-Stufe von ≈ 20 K
STP8	28.09.01 17:00	54	48.3	82.2	68	starke T-Stufe von ≈ 30 K

i. Der Wert der minimalen Temperatur wird bei den homogen beladenen Speichern nur in etwa 10 % der Speicherhöhe beobachtet. Insofern ist die Bezeichnung “homogen” gerechtfertigt, auch wenn der Abstand zwischen T_{min} und T_{max} 30 K beträgt.

Abbildung 2.3 zeigt exemplarisch vertikale Temperaturprofile für die Stillstandsperioden *STP6* und *STP7*. Aus der Abbildung lässt sich folgendes ablesen:

- In den homogenen Schichten lassen sich gleichmäßige Auskühlungsverluste beobachten, welche z.B. einen Temperaturabfall von etwa $-0.3\ \mathrm{K}/32\ \mathrm{h}$ bei *STP6-i* verursachen ($\Delta Q_{Verlust,\,90\,°C} \approx 22$ kWh/d).
- In Bereichen starker vertikaler Temperaturgradienten tritt ein Wärmetransport von den wärmeren Schichten zu den darunter liegenden kalten Schichten auf (*STP6-ii* und *-iii*, *STP7-iv* und *STP7-v*). Besonders deutlich wird das bei *STP7-iv*: Man erkennt, wie der Temperaturfühler T_{S15} einen Temperaturabfall von −5.4 K registriert, während die Temperatur bei T_{S20} um 1 K ansteigt.
  Dieser Wärmetransport hat entsprechend der Ausführungen in Abschnitt 1.1 eine freie Konvektion als Ursache, angetrieben durch den vertikalen Wärmestrom in der Behälterwand und die Wärmeverluste des Speichers an die Umgebung.

Zusammengefasst als effektiver Wärmestrom wird auf S. 56 die effektive Wärmeleitfähigkeit aus einer solchen Messung bestimmt.

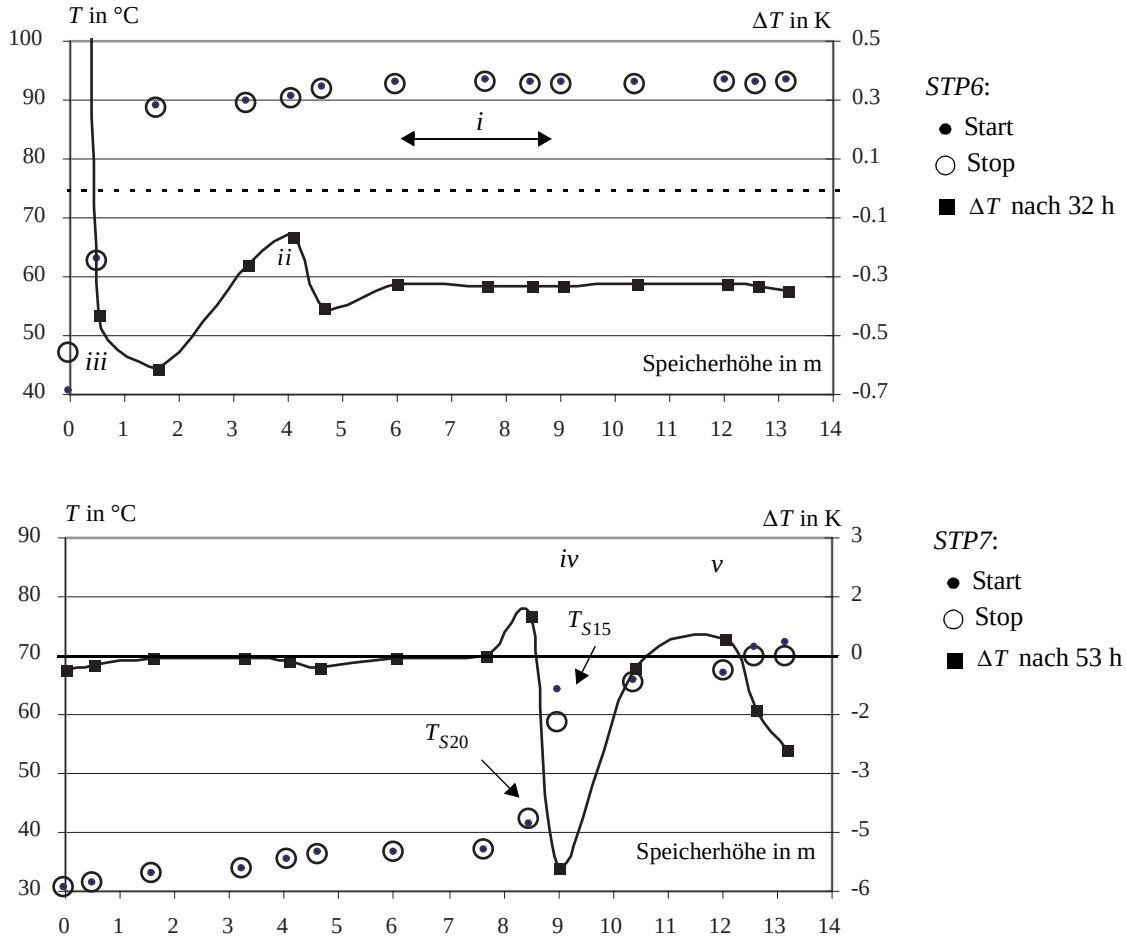


Abbildung 2.3: Vertikale Temperaturprofile (oben: *STP6* und unten: *STP7*). Dargestellt sind die Innenfühler aus der Symmetrieachse des Speichers ergänzt um je einen Außenfühler ganz unten (T_{S53}) und ganz oben (T_{S00}) über der Speicherhöhe: Auf der linken Achse das Temperaturprofil zu Beginn und zum Ende der Stillstandsperiode und auf der rechten Achse (durchgezogenen Linie) die Temperaturänderung $\Delta T = T_{Stop} - T_{Start}$ (zur Deutung des Diagramms siehe Fließtext).

Zur Betrachtung eines radialen Temperaturprofils sind in Abbildung 2.4 beispielhaft die Temperaturverläufe der Stillstandsperiode *STP6* und in Abbildung 2.5 die der Stillstandsperiode *STP7* dargestellt. Dabei kann folgendes festgestellt werden:

- Bei *STP6* nimmt die Temperatur zum Rand hin ab, während bei *STP7* das Umgekehrte der Fall ist.
- Bei einer vertikalen Temperaturstufe ist zu erkennen, wie sich die tiefer liegende Schicht erwärmt, während sich die darüberliegende Schicht abkühlt (Wärmetransport durch effektive Wärmeleitung, *STP7*).
- In homogenen, "kalten" Schichten ist kein radiales Temperaturprofil messbar (*STP7*).

- Die Form des radialen Temperaturprofils bleibt während der gesamten Stillstandszeit erhalten.

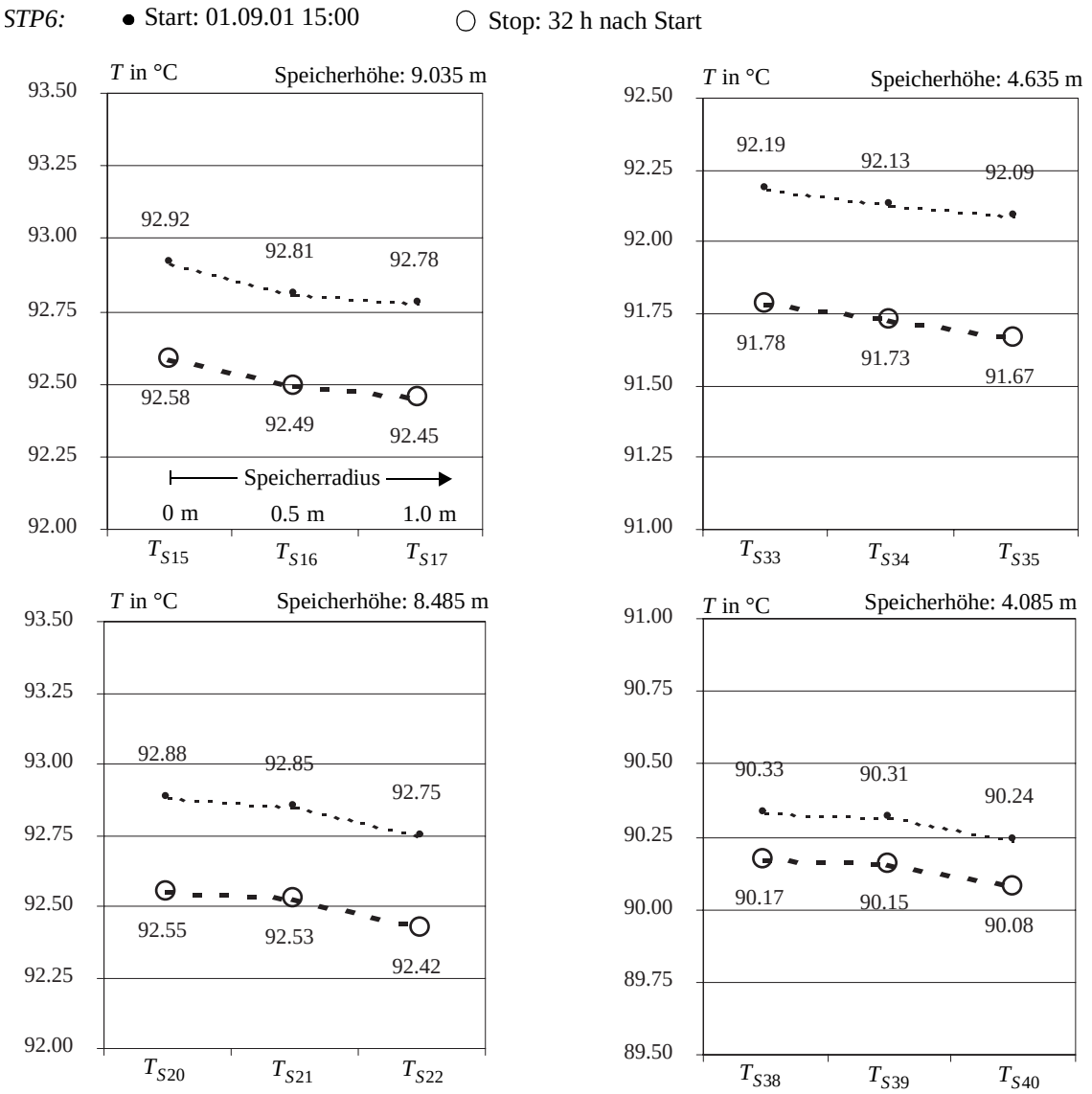


Abbildung 2.4: Radiale Temperaturprofile in verschiedenen Höhen für die Stillstandsperiode *STP6:* In den verschiedenen Höhen im Speicher fällt die Temperatur zum Rand hin um etwa 0.1 K/m ab (zur Messgenauigkeit siehe S. 41). Die Form des Temperaturgradienten ist in allen Höhen auch nach 32 h noch stabil.

Die Erklärungen für ein solches radiales Temperaturprofil liefern die zweidimensionale Rechnung von [Shyu87] oder die Experimente verschiedener Autoren aus Abschnitt 1.1: Im "heißen" Speicherbereich kühlt sich ein Teil des Wassers auf Grund der Wärmeverluste an die Umgebung ab und sinkt im Randbereich nach unten (Abbildung 2.4: radiales Temperaturprofil fällt nach außen ab). An der vertikalen Grenze zum "kalten" Speicherwasser mischt sich ein Teil dieses abströmenden Wassers, erwärmt dort die kalte Schicht und strömt im Zentralbereich zurück (Abbildung 2.5: radiales Temperaturprofil steigt nach außen an).

In [Shyu87] wird immer auch ein weiterer entgegengesetzter Kreiswirbel im “kalten” Bereich des Speichers vorhergesagt, welcher durch einen Wärmetransport in der Behälterwand angetrieben wird: Im kalten Speicherbereich wird das Wasser an der Behälterwand erwärmt, steigt auf und mischt sich mit darüberliegenden Schichten. Dieser Wirbel ist in seiner Strömungsintensität jedoch deutlich schwächer und im untersuchten System nicht gemessen worden. An einer sehr stark abfallenden vertikalen Temperaturflanke kann u.U. die vertikale Wärmeleitung unterstützend zur freien Konvektion wirken.

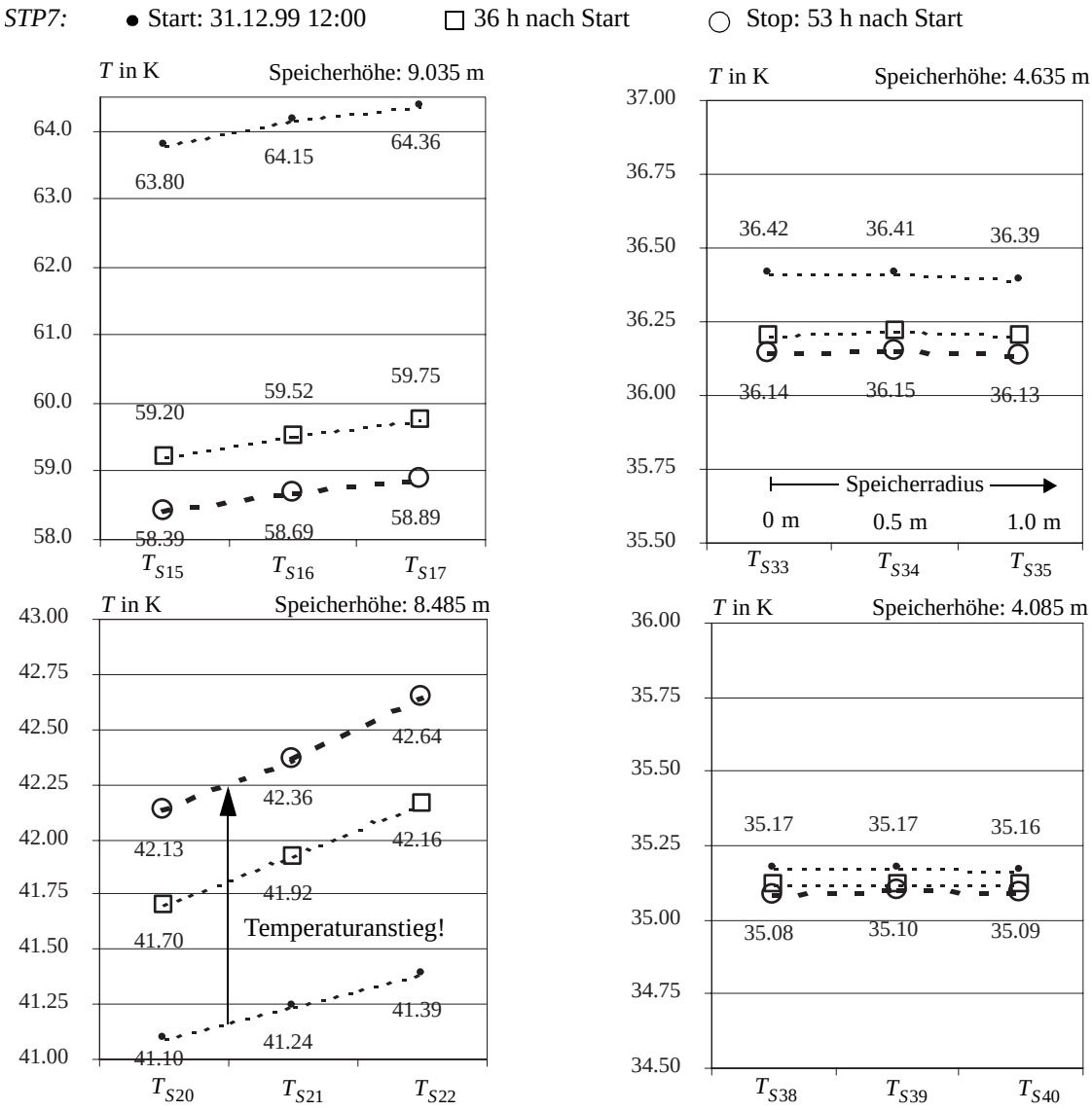


Abbildung 2.5: Radiale Temperaturprofile in verschiedenen Höhen für die Stillstandsperiode *STP7* (Temperaturachsen der linken Diagramme gröber skaliert!): Im ausgekühlten Speicher verschwindet das radiale Temperaturprofil (Diagramme rechts; Gegensatz rechte Diagramme in Abbildung 2.4). Bei einer starken vertikalen Temperaturstufe steigt das radiale Temperaturprofil am Rand an. Der Anstieg ist mit 0.5 K/m vergleichsweise stark gegenüber dem Abfall ohne Temperaturstufe (Diagramme links; Gegensatz linke Diagramme in Abbildung 2.4). Ferner erkennt man bei der besonders großen Temperaturstufe von anfangs fast 42 K/m die Auswirkungen der effektiven Wärmeleitfähigkeit: Die Temperaturen der kalten Schichten steigen an (Diagramme links).

Betrachtet man zusätzlich zu den Innenfühlern auch die Außenfühler in den Stillstandsperioden, so muss man leider feststellen, dass ein Großteil der Fühler unabhängig von der Stillstandsperiode unphysikalische Werte anzeigt (vgl. Abbildung 2.6).

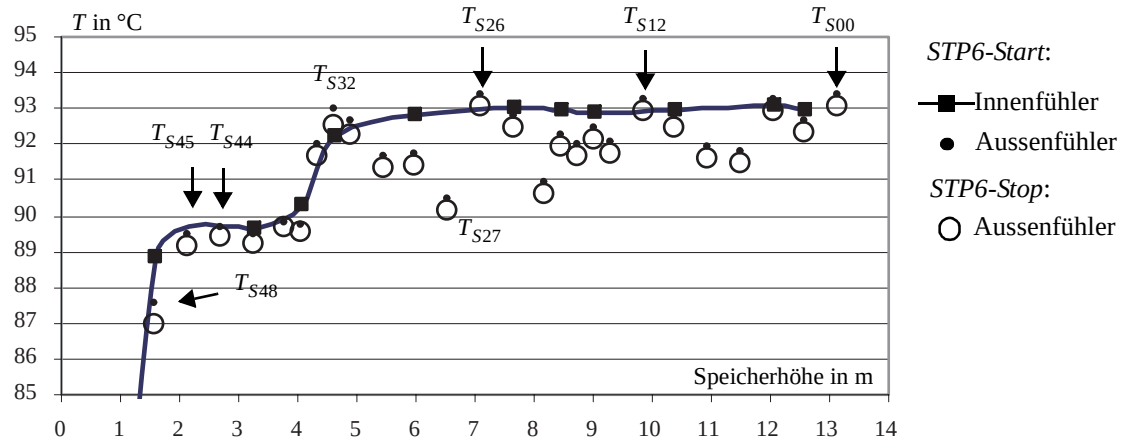


Abbildung 2.6: Ein Vergleich der Innen- und Außenfühler am Beispiel der Stillstandsperiode *STP6* lässt erkennen, dass ein Großteil der Außenfühler unphysikalische Werte liefert. Eine stabile Temperaturinversion von -1.3 K/m zwischen T_{S27} und T_{S32} steht im Widerspruch zu den bisherigen Aussagen (vgl. Abschnitt 1.1., Gl. 1.2, S. 13).
Würde man sich bei der Bestimmung der mittleren Speichertemperatur nur auf die Innenfühler stützen können, müsste man von einem sehr großen Repräsentationsfehler ausgehen. Aus diesem Grunde wurden für die Bestimmung des Temperaturverlaufs im Speicher die mit einem Pfeil markierten Außenfühler und T_{S53} hinzugezogen. Diese Fühler waren auch in anderen Stillstandsperioden als zuverlässig eingestuft worden.

Die starken Abweichungen der Fühler sind möglicherweise technisch erklärbar: (1) Die Pt-100-Sensoren sind in einem Silikonfilm eingebettet und sehr empfindlich gegen äußere Beanspruchungen, denen sie zwangsläufig bei der Montage der Fühler und der Isolation des Speichers ausgesetzt waren. (2) Da starke Abweichungen immer zu niedrige Temperaturen bedeuten, ist ferner nicht auszuschließen, dass sich einzelne Außenfühler aus ihrer Befestigung gelöst haben und nicht ideal am Speichermantel anliegen.

In jedem Fall müssen die großen Abweichungen der Fühler hingenommen werden. So ist es zwar möglich, durch physikalische Argumentation einige Messstellen zu verwerfen, eine Korrektur für die einzelnen Fühler vorzunehmen, gelingt jedoch nicht.

2.2.2 Parametrisierung des radialen Temperaturgradienten

In Abbildung 2.4 und Abbildung 2.5 wurde phänomenologisch gezeigt, dass ein radiales Temperaturprofil im Speicher von dem vertikalen Temperaturgradienten abhängt. Wie stark und systematisch diese Abhängigkeit ist, kann durch Betrachtung des Korrelationskoeffizienten zwischen dem vertikalen und dem radialen Gradienten beurteilt werden. Dazu werden die vertikalen Temperaturgradienten $\Delta T_{vertikal,\,i}$ jeweils durch die Temperaturfühler unmittelbar

über und unter jeder Messlanze innerhalb einer 1.375 m dicken Speicherschicht linearisiert (i läuft über die Anzahl der Stillstandsperioden und Messlanzen). An jeder Messlanze lassen sich zwei Werte für den radialen Temperaturgradienten $\Delta T_{radial,\,j}$ ablesen (j läuft bis $2 \cdot i$). Die absolute Temperatur $T_{Speicher,\,i}$ in der Speicherschicht wird durch den Innenfühler der jeweiligen Messlanze bei $r = 0$ m repräsentiert. Zu jeder vollen Stunden werden damit die Korrelationskoeffizienten aus den Stundenmittelwerten bestimmt (z.B):

$$r(\Delta T_{radial}, \Delta T_{vertikal}) = \frac{\sigma^2(\Delta T_{radial}, \Delta T_{vertikal})}{\sigma(\Delta T_{radial}, \Delta T_{radial}) \cdot \sigma(\Delta T_{vertikal}, \Delta T_{vertikal})} \text{ mit} \qquad (2.8)$$

$$\sigma^2(x, y) = \overline{(x - \bar{x}) \cdot (y - \bar{y})} \qquad (2.9)$$

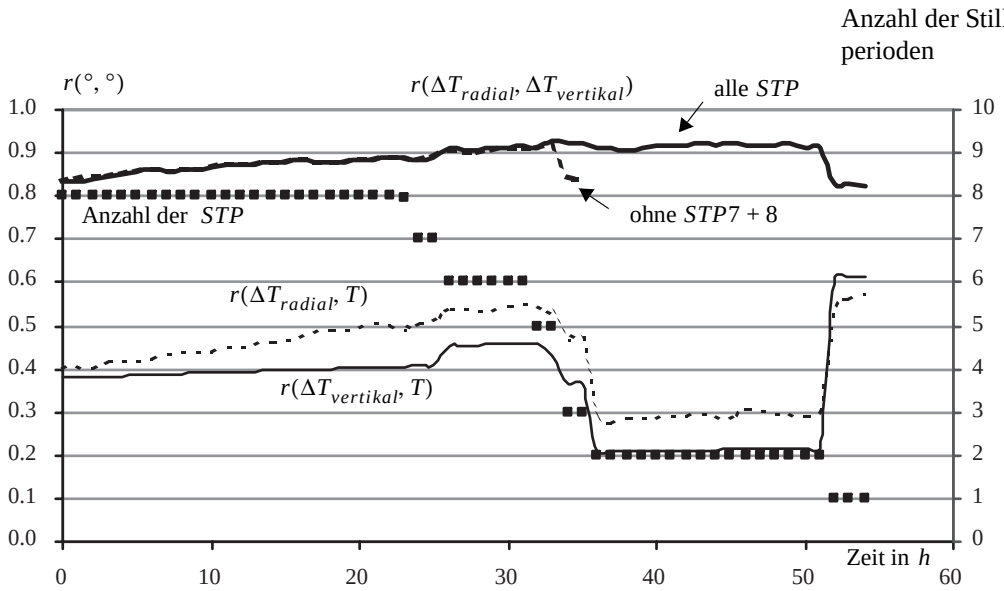


Abbildung 2.7: Betrachtung der Korrelationen zwischen dem radialen und dem vertikalen Temperaturverlauf im Speicher $r(\Delta T_{radial}, \Delta T_{vertikal})$, zwischen dem radialen Temperaturverlauf und der absoluten Temperatur im Speicher $r(\Delta T_{radial}, T)$ und zwischen dem vertikalen Temperaturverlauf und der absoluten Temperatur im Speicher $r(\Delta T_{vertikal}, T)$. Die Korrelationen berechnen sich aus Stundenmittelwerten aller Stillstandsperioden über der Zeit. Auf Grund der unterschiedlichen Länge der Stillstandsperioden nimmt die Anzahl der Stillstandsperioden zur Berechnung der Korrelationen mit der Zeit ab.
In der Abbildung ist deutlich zu erkennen, dass einzig $r(\Delta T_{radial}, \Delta T_{vertikal})$ unabhängig von der Zahl der Stillstandsperioden einen sehr hohen Wert von etwa 0.9 aufweist.

Dabei ist zu beachten, dass die Zahl der Stillstandsperioden mit zunehmender Zeit abnimmt, da nicht alle Stillstandsperioden gleich lang sind. In Abbildung 2.7 ist der zeitliche Verlauf der unterschiedlichen Korrelationskoeffizienten aufgetragen. Deutlich zu erkennen ist, dass $r(\Delta T_{radial}, \Delta T_{vertikal})$ nahezu unabhängig von der Zeit und damit von den jeweiligen Beladezuständen der Stillstandsperioden ist. Dieses Ergebnis bleibt auch dann bestehen, wenn man den Korrelationskoeffizienten z.B. nur mit gleichmäßig beladenen Speicherzuständen ausrechnet (*STP1* bis *STP6*). Die Korrelation $r(\Delta T_{radial}, T)$ ist vermutlich auf Grund der sehr guten

Dämmung des Speichers deutlich geringer. Diese Messung bestätigt qualitativ das Ergebnis der Modellrechnungen von [Brunotte96].

Abschließend sind in Abbildung 2.8 die qualitativen Abhängigkeiten des radialen Temperaturprofils von der Speichertemperatur und des vertikalen Temperaturprofils dargestellt.

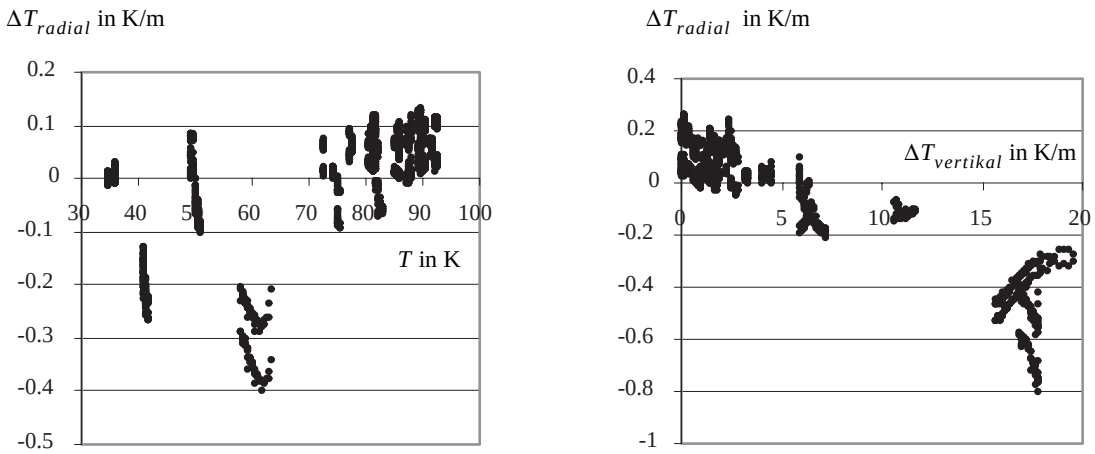


Abbildung 2.8: Radialer Temperaturgradient gegenüber der Temperatur in der Speicherschicht (links), bzw. gegenüber dem vertikalen Temperaturgradienten, gemittelt auf 1.375 m (rechts). Für die Korrelation im rechten Diagramm erhält man durch Parameteranpassung: $\Delta T_{radial} = a \cdot \Delta T_{vertikal} + b$ mit $a = -0.0352/\text{m}$ und $b = 0.1354$ K/m .

2.2.3 Radiales Temperaturprofil für Stillstands- und Betriebsperioden

Bisher wurde das radiale Temperaturprofil nur für Stillstandszeiten ohne externe Be- oder Entladung des Speicher betrachtet. Während des Betriebes ist damit zu rechnen, dass die Temperaturgradienten an der Messlanze auch durch das einströmende Fluid bestimmt werden. Dazu wurde für einen längeren Zeitraum eine statistische Analyse der Daten vollzogen (vgl. Abbildung 2.9).Es zeigt sich, dass die Temperaturdifferenzen über dem gesamten Zeitraum im Mittel nahezu verschwinden ($\langle \Delta T_{radial} \rangle = 0.026$ K/m) und fast vollständig in einen Bereich von

±0.1 K/m fallen. Bei der Modellierung des Speichers wird der Einfluss des radialen Temperaturprofils, auch während des Betriebes, wahrscheinlich zu vernachlässigen sein.[17]

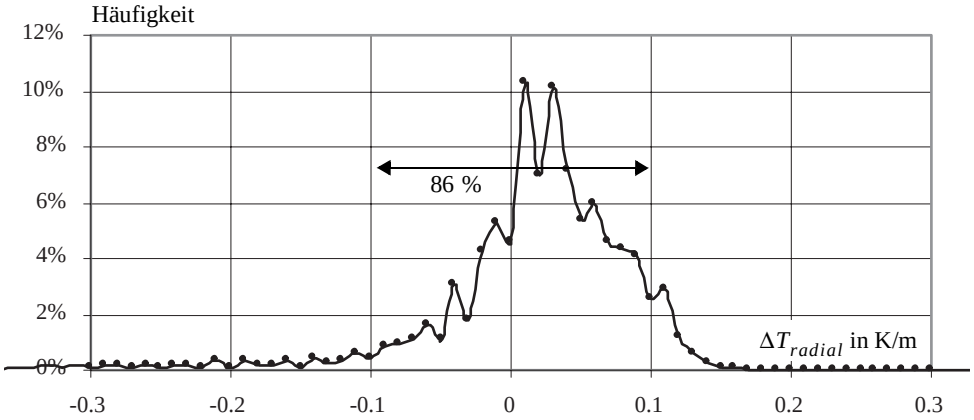


Abbildung 2.9: Häufigkeitsverteilung der gemessenen radialen Temperaturgradienten bei einer Klassenbreite von 0.01 K/m für den Zeitraum vom 01.03.01 bis 30.11.01 aus Dreiminutenwerten. Ausgewertet wurden jeweils die Fühlerpaare $T_{S15} - T_{S16}$, $T_{S16} - T_{S17}$ usf. bis $T_{S51} - T_{S52}$ (Bezeichnungen vgl. Abbildung A.1, S. 95). An den Lanzenpositionen treten offenbar seltener starke vertikale Temperaturgradienten auf, sodass ein Temperaturabfall nach außen vermehrt gemessen wird (Schwerpunkt der Verteilung liegt bei 0.026 K/m).

2.2.4 Ermittlung der Speicherverluste

Der theoretische Wärmeverlustkoeffizient k_S kann unter der Annahme, der Speicher habe eine ideale Zylinderform, wie folgt ermittelt werden:

$$k_S = \frac{\{(k_{Deckel} + k_{Boden}) \cdot \pi R^2 + k_{Mantel} \cdot 2\pi RH\}}{2\pi RH + 2 \cdot \pi R^2} \tag{2.10}$$

Für den Deckel oder Boden ist $k = \lambda_D / d_D$ und für den Mantel $k_{Mantel} = \lambda_D / \{R \cdot \ln[(R + d_D)/R]\}$ zu setzten; als Bezugsgröße gilt die wasserführende Schicht. Diese Rechnung berücksichtigt keinerlei Wärmebrückeneffekte zwischen Deckel oder Boden und Mantel, sowie Wärmebrücken durch Rohranschlüsse, Speicherfüße, Temperatursensoren, usf. Dass Wärmebrücken eine wesentliche Rolle spielen können, zeigen die Messwerte für den Wärmeverlustkoeffizienten kleiner Speicher (z.B. in [Hahne99]), welche zum Teil sogar 200% über den theoretischen Wärmeverlustkoeffizienten nach Gleichung (2.10) liegen. Für eine solche Messung wird der Speicher homogen mit 60 °C initialisiert und dann für 48 h keine Be- oder Entladung vorgenommen (entsprechend [DIN 12977]). Die Energie, welche ein Kleinspeicher in dieser Zeit abgibt, kann rund $1/5$ der auf 20 °C bezogenen, gespei-

17. Bei eindimensionalen Rechenmodellen entsteht dadurch ein systematischer Fehler, weil sich die Speicherverluste nicht direkt auf die Schicht auswirken, sondern das erkaltete Wasser an der Speicherwand nach unten sinkt. Sowohl bei [Brunotte96], als auch bei [Furbo01] finden sich Ansätze, diesen Effekt in eindimensionalen Rechenmodellen zu berücksichtigen.

cherten Anfangsenergie sein, während für den untersuchten Großspeicher dieser Wert lediglich bei $1/100$ liegen wird.

In [Schnieders02] werden für den untersuchten Großspeicher dreidimensionale Berechnungen zu den Wärmeverlusten durch die Speicherfüße gezeigt. Danach erhöhen die drei Speicherfüße die Wärmeverluste um $8\,\%$, falls der Speicher homogen geladen ist. In der Praxis sind die Temperaturen unten im Speicher jedoch stets sehr niedrig, sodass der Beitrag der Speicherfüße am Wärmeverlustkoeffizient deutlich niedriger liegen wird.

Wegen der Unkenntnis der Wärmebrückeneffekte am Speicher soll der Wärmeverlustkoeffizient aus der Messung bestimmt werden. Für die Messung des Wärmeverlustkoeffizienten wird folgende Gleichung ausgewertet und in Tabelle 2.2 dargestellt:

$$k_S = k = \frac{\rho c_p V_{Speicher}}{A \cdot \Delta t} \cdot \frac{\langle T_{Start,\,Lin}\rangle - \langle T_{Stop,\,Lin}\rangle}{(\langle T_{Start,\,Lin}\rangle + \langle T_{Stop,\,Lin}\rangle)/2 - T_U} \tag{2.11}$$

Wertet man Gleichung (2.11) für die Stillstandsperioden *STP1* bis *STP6* aus, erkennt man starke Schwankungen für den Wärmeverlustkoeffizienten; gleichzeitig werden sehr hohe Werte für den Messfehler ($\sigma_{kS,\,0}/k_S$) allein durch die Fehlerbetrachtung des Terms $\Delta\langle T_{Lin}\rangle = \langle T_{Start,\,Lin}\rangle - \langle T_{Stop,\,Lin}\rangle$ erwartet. An dieser Stelle ist zu beachten, dass die Fehlerrechnung ohne Berücksichtigung der Korrelationen erfolgte. Bei vertikal “nicht zu inhomogenen” Temperaturprofilen ist davon auszugehen, dass sich die Form des Temperaturprofils während der Stillstandszeit nur wenig ändert (vgl. Abbildung 2.3, S. 47, *STP6-i*). In einem solchen Fall kann davon ausgegangen werden, dass sich die Form des Temperaturprofils **zwischen** den Stützstellen nur wenig ändert. Mit anderen Worten: Wenn zu Beginn der Stillstandsperiode die Abweichung zwischen linearem und “wahrem” Temperaturprofil besonders groß ist, so wird diese Abweichung auch am Ende der Stillstandsperiode besonders groß sein. Der Messfehler wird ohne Berücksichtigung dieser Korrelation überschätzt. In Tabelle

2.2 ist der jeweilige Messfehler für Vernachlässigung der Korrelation sowie für willkürlich angenommene Korrelationen von $r = 0.5$ und $r = 1.0$ angegeben.

Tabelle 2.2: Gemessener und berechneter Wärmeverlustkoeffizient k_S. Besonders große Messfehler sind zu erwarten, wenn sich die Form des Temperaturprofils innerhalb der Stillstandsperiode stark ändert. Liegen die Werte für "*Form*" besonders hoch, werden die Wärmeverluste offenbar geringer eingeschätzt. In solchen Fällen liegt selbst bei vollständiger "*Formerhaltung*" ($r = 1$) der Fehler nicht unter 10 %. *STP5* weist den geringsten Fehler sowie den geringsten Wert für "*Form*" auf und liefert einen zur Theorie vergleichbaren Wärmeverlustkoeffizienten (Zeile "Theorie", Gleichung (2.10)), welcher auch durch die Langzeitmessung bestätigt wird (Zeile "Langzeit", [Wagner00d]).

Auswertung für...	T_U °C	$\Delta\langle T_{Lin}\rangle$ K	k_S W/m²K	$\sigma_{\langle T_{t,Lin}\rangle}$ für $t = Start / Stop$ K		$\frac{\sigma_{kS,0}}{k_S}$ %[i]	$\frac{\sigma_{kS,0.5}}{k_S}$ %[ii]	$\frac{\sigma_{kS,1}}{k_S}$ %[iii]	*Form* [iv]
STP1	23.5	0.22	0.08	0.30	0.28	190	135	10	3.4
STP2	23.4	0.26	0.14	0.36	0.35	190	134	2	1.8
STP3	22.2	0.22	0.07	0.30	0.24	173	123	26	9.7
STP4	25.3	0.19	0.11	0.15	0.16	119	84	5	2.4
STP5	**22.4**	**0.37**	**0.12**	**0.09**	**0.11**	**38**	**27**	**3**	**1.1**
STP6	22.4	0.25	0.08	0.35	0.31	189	134	16	6.1
Theorie	-	-	0.11	-	-	-	-	-	-
Langzeit[v]	22.7	11.45	0.10	0.08	0.07	3	-	-	-

i. Führender Fehlerterm bei der Fehlerabschätzung für k_S, ohne Berücksichtigung von Korrelationseffekten: $\sigma^2_{kS,0} = \sigma^2(\langle T_{Start,Lin}\rangle) + \sigma^2(\langle T_{Stop,Lin}\rangle)$.

ii. Führender Term bei der Fehlerbetrachtung zu k_S mit dem allgemeinen Fehlerfortpflanzungsgesetz (vgl. z.B. [Gränicher96]) mit einer willkürlich angenommenen Korrelation $r = 0.5$, aus welcher sich mit $\sigma^2_{Start,Stop} / \{\sigma(\langle T_{Start,Lin}\rangle) \cdot \sigma(\langle T_{Stop,Lin}\rangle)\} = r$ der Standardfehler berechnen lässt: $\sigma^2_{kS,0.5} = \sigma^2_{kS,0} - 2 \cdot \sigma^2_{Start,Stop}$.

iii. Vgl. Fußnote ii mit $r = 1.0$.

iv. Als Maß für die Erhaltung der vertikalen Form des Temperaturprofils wird die relative Standardabweichung aus den Temperaturdifferenzen der einzelnen Messstützstellen $\Delta T_{Si} = T_{Si,Start} - T_{Si,Stop}$ mit der mittleren Speichertemperaturdifferenz $\Delta\langle T_{Lin}\rangle$ gebildet.

v. Ermittelt aus einer 1200 h langen Periode, in welcher nur das untere Drittel des Speichers be- oder entladen wurde. Der Wärmeverlustkoeffizient wurde für das obere Speicherdrittel bei fast 90 °C gemessen. Ein vertikaler Wärmetransport aufgrund der effektiven Wärmeleitfähigkeit wurde vernachlässigt.

Zusammenfassend lässt sich sagen:

- Aufgrund der freien Konvektionsströmungen im Speicher ändert sich die Form des vertikalen Temperaturprofils, wodurch die mittlere Speichertemperatur nur mit deutlich mehr Temperaturfühlern präziser erfasst werden könnte.
- Nicht der Fehler der Temperaturmessstelle, sondern der Repräsentationsfehler ist die einschränkende Größe zur Bestimmung der mittleren Speichertemperatur.
- Für einen vertikal relativ homogen initialisierten Speicher lassen sich in etwa die gleichen Speicherverluste detektieren wie nach der Theorie zu erwarten ist und durch eine Langzeitmessung bestätigt wird. Das bedeutet auch, es ist gelungen die

Dämmung “sehr gut” zu montieren und Wärmebrücken an Anschlüssen oder durch Luftschlitze in der Dämmung weitestgehend zu vermeiden.

- Aus der Messung kann für den Wärmeverlustkoeffizienten der Wertebereich von 0.10 W/m²K bis 0.12 W/m²K angegeben werden, wobei der Fehler schwer abschätzbar ist. Der systematische Fehler bei der Langzeitmessung ist sicher kleiner als der maximale Fehler bei der Auswertung von *STP5*, sodass für die Fehlerabschätzung bei *STP5* der Korrelationskoeffizient sicher größer als Null ist.

2.2.5 Messung der effektiven Wärmeleitfähigkeit

Für eine Bestimmung der effektiven Wärmeleitfähigkeit wird eine möglichst große vertikale Temperaturstufe benötigt, welche gleichzeitig in einen Speicherbereich fällt, der mit einer ausreichenden Anzahl von Temperaturfühlern versehen ist, um das vertikale Temperaturprofil möglichst genau bestimmen zu können. Da sich die Form des radialen Temperaturprofils während der Stillstandszeit nicht wesentlich ändert (vgl. Abbildung 2.4, S. 48 oder Abbildung 2.5, S. 49), kann man sich bei der Betrachtung der Temperaturprofile auf die Messwerte der Innenfühler beschränken und ggf. Messwerte von “vertrauenswürdigen” Außenfühlern unter Verwendung der Korrelation umrechnen und hinzuziehen. Von den betrachteten Stillstandsperioden bietet lediglich *STP7*, in Abbildung 2.10 gezeigt, diese günstigen Voraussetzungen.

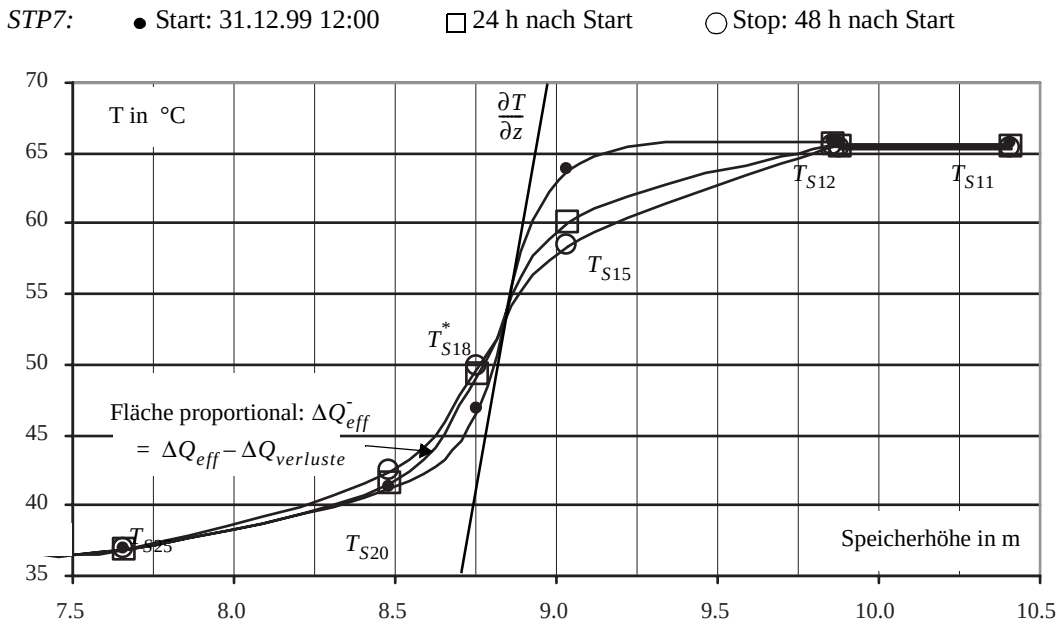


Abbildung 2.10: Ausschnitt aus dem vertikalen Temperaturprofil der Stillstandsperiode *STP7*. Zur Bestimmung der effektiven Wärmeleitfähigkeit werden die zeitliche Entwicklung des Temperaturgradienten $\partial T/\partial z$ sowie die effektive Wärme ΔQ_{eff} und die Speicherverluste $\Delta Q_{Verluste}$ gemessen. Der Wert von T_{S18} wurde durch die Korrelation nach Abbildung 2.8 zu T^*_{S18} geschätzt und repräsentiert damit annähernd die Speichertemperatur bei einem Radius von 0 m.

Die Messung von λ_{eff} erfolgt gemäß Gleichung 1.12 auf S. 17 (vgl. auch Abbildung 1.2, S. 17). Dabei werden die einzelnen Terme wie folgt bestimmt:

- Die Fläche ΔQ_{eff}^{-} in Abbildung 2.10 wird zeichnerisch ermittelt und zu einer Energie von 8.8 kWh umgerechnet. Für die Stoffdaten wurde die mittlere Temperatur von 43 °C angesetzt. Der größte Fehler wird in der Interpolation zwischen den Temperaturstützstellen gesehen, sodass ein (willkürlicher) Fehler von 20 % für den Flächeninhalt angenommen wird.[18]
- Damit die effektiv transportierte Wärme ΔQ_{eff} bestimmt werden kann, müssen die Verluste abgeschätzt werden: Aus der Bestimmung des Wärmeverlustkoeffizienten im letzten Abschnitt kann $\Delta Q_{Verluste} = 1.2$ kWh ermittelt werden. Selbst wenn der Fehler eher noch größer als bei der Bestimmung von ΔQ_{eff} angenommen würde, spielte dies bei der Fehlerbetrachtung für λ_{eff} nur eine untergeordnete Rolle.
- Die Bestimmung des Nenners aus Gleichung (1.12) erfordert die zeitliche Integration über den Temperaturgradienten $\partial T/\partial z$. Die Schätzung der Temperaturgradienten erfolgt auf drei verschiedenen Wegen, die in Abbildung 2.11 dargestellt sind. Der wahre Wert des zeitlichen Integrals über $\partial T/\partial z$ wird im Bereich der Ergebnisse der Methoden (2) bis (1) mit 2000 Kh/m bis 2200 Kh/m erwartet. Höhere Werte liefern eine effektive Wärmeleitfähigkeit, die kleiner ist als die von Wasser. Im untersuchten System waren jedoch stets die Speichertemperaturen oberhalb der Umgebungstemperatur, sodass eine geringere Wärmeleitfähigkeit nicht das Ergebnis sein kann.

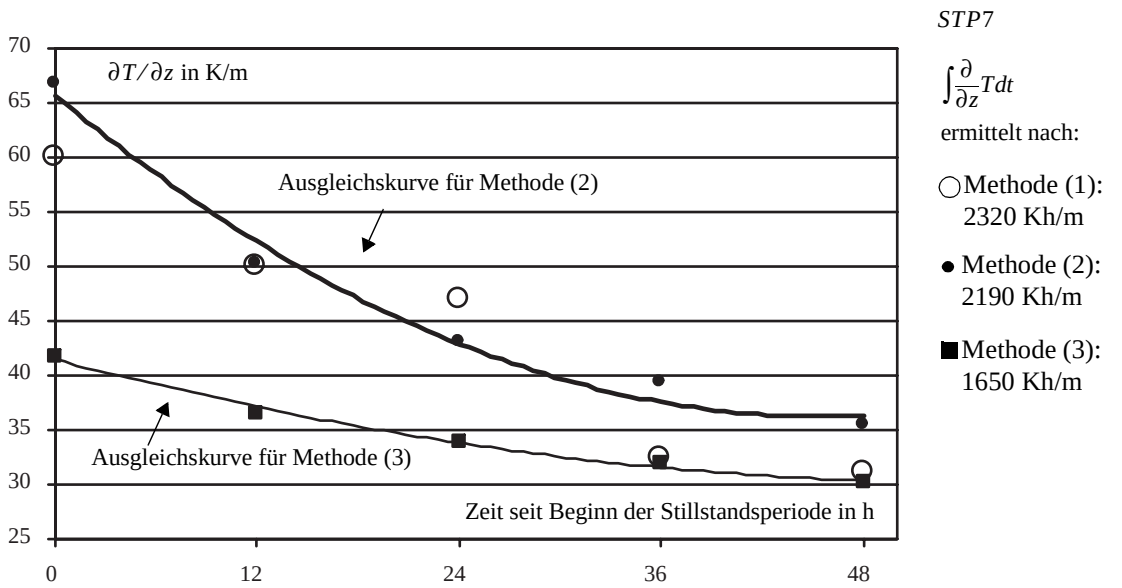


Abbildung 2.11: Zeitliche Änderung des Temperaturgradienten an der vertikalen Temperaturstufe von *SPT7* für verschiedene Auswertemethoden: (1) Die Tangente wurde von Hand eingezeichnet und die Steigung bestimmt (vgl. Abbildung 2.10). (2) Lineare Approximation zwischen T_{S18}^{*} und T_{S15}. (3) Lineare Approximation zwischen T_{S20} und T_{S15}. Die anschließende Integration über den Temperaturgradienten bringt nach den Methoden (2) und vor allem (3) eine untere Grenze, während nach Methode (1) bereits der maximal mögliche Wert für das Integral bestimmt wird.

18. Alternativ könnte die Fläche und die Speicherverluste für den “heißen” Teil des Speichers bestimmt werden. Im Rahmen der zeichnerischen Möglichkeiten ergäbe sich der gleiche Wert für ΔQ_{eff}^{-}.

Insgesamt ergibt sich damit für die effektive Wärmeleitfähigkeit ein Wert von $0.70\ \mathrm{W/mK}$. Dieser Wert liegt in der Größenordnung von λ_{H2O} und nicht, wie bei einigen Kleinspeichern mit inneren Einbauten, in der Größenordnung $2\ldots5 \cdot \lambda_{H2O}$ (vgl. [Pauschinger95] oder [Hahne99]). Der dominierende Fehlerterm $\sigma_{\Delta Qeff} \approx 1.8\ \mathrm{kWh}$ dient als Abschätzung der Standardunsicherheit für λ_{eff} mit $\sigma_{\lambda eff} / \lambda_{eff} \approx \sigma_{\Delta Qeff} / \Delta Q_{eff} \approx 20\ \%$.

2.2.6 Eindimensionale Langzeitprofile während des Betriebs

Unmittelbar nach dem Bezug des Gebäudes im September 1998 wurde auch die Messdatenerfassung in Betrieb genommen. Leider war es aufgrund von immer wieder auftretenden Messdatenausfällen (bisher) nicht möglich, ein lückenloses Zeitprofil der für den Großspeicher relevanten Größen über ein ganzes Jahr aus den Messdaten zu extrahieren. Die Nachrüstung einer unterbrechungsfreien Stromversorgung (*USV*) und die Implementation von Überwachungsalgorithmen in der Datenübertragungsstrecke (siehe [Wagner00b]) führten seit dem Frühjahr 2000 zwar zu Datensätzen mit weniger Ausfällen, jedoch traten immer wieder ungewünschte Be- oder Entladezustände am Speicher auf.[19] Damit solche Fehlzustände sicher detektiert werden können, wurden die Be- und Entladezustände als eindeutige Zahlen aus den beteiligten Ventil- und Pumpensignalen berechnet. So gilt z.B. für den Beladezustand (Bezeichnungen siehe Abschnitt A.2 auf S. 95):

$$BZ = P_2 \cdot 2^0 + RL_1 \cdot 2^1 + RL_2 \cdot 2^2 \ldots VL_3 \cdot 2^6 = 0\ldots127 \tag{2.12}$$

Bei der täglichen, automatisierten Messdatenvorverarbeitung werden die Zustände entsprechend (2.12) aus den Messdaten berechnet und mit einer Liste der erlaubten Zustände verglichen. Seit Inbetriebnahme dieser Überwachungsfunktion konnte die Zahl der ungewollten Betriebszustände schnell und zuverlässig minimiert werden, sodass die längste lückenlose Zeitreihe 6600 h umfasst.

Für die später folgende Parameteranpassung eines Speichermodells ist jedoch nicht die Länge der Zeitreihe das allein entscheidende Kriterium. Vielmehr ist es wichtig, dass alle Betriebszustände in der Zeitreihe vorkommen, welche durch das vorliegende Speichermodell physikalisch berücksichtigt werden sollen. Nur so kann sichergestellt werden, dass die entsprechenden Parameter nicht entbehrlich sind und dadurch unrealistische Werte annehmen. In Vorbereitung auf die Parameteranpassung wurden insgesamt fünf Betriebsperioden aus den Messdaten gewonnen (Tabelle 2.3): Eine lange Betriebsperiode (*BEP01*; vgl. Abbildung 2.12), welche

19. Z.B., wenn zwei Vorlaufventile (*VL1* und *VL2*) bei einer Solarbeladung offen sind. Aufgrund der Messeinrichtung ist es in einem solchen Fall nicht möglich den Anteil des Massenstroms zu bestimmen, welcher an der Position *VL1* bzw. *VL2* an den Speicher übergeben wird. Solche Zustände entstehen nicht nur durch falsch programmierte Regelalgorithmen, sondern auch durch manuelle Eingriffe in das System.

verschiedene Betriebszustände umfasst, sowie vier kurze Betriebsperioden mit je einer dominierenden Betriebsführung.

Tabelle 2.3: Ausgewählte Betriebsperioden zur späteren Verwendung für die Parameteranpassung. Die Betriebsperiode *BEP01* zeigt alle wesentlichen Betriebszustände, wie sie sich während eines Jahres im Passiv-Solarhaus Cölbe ergeben. Alle anderen Betriebsperioden zeigen jeweils einen typischen Ausschnitt aus *BEP01*, welcher jedoch in einem anderen Zeitbereich erfasst wurde. "Solar", "HKA" und "Last" bezeichnen die Integrale über den Volumenstrom bei der Solarbeladung, bei der Nachheizung durch die Heizkraftanalge bzw. bei der Entladung des Speichers zur Trinkwassererwärmung oder Raumheizungsunterstützung (Anschlüsse vgl. Tabelle A.2 auf S. 98). Die mittlere Speichertemperatur $\langle T_{Tag,\,Lin} \rangle$ wurde für jeden Tag der Betriebsperioden berechnet und davon der Mittelwert (MW), das Minimum (Min) und das Maximum (Max) zur Charakterisierung der Betriebsperioden herangezogen.

Name	Zeit-bereich	Δt h	Solar $\frac{m^3}{d}$	HKA $\frac{m^3}{d}$	Last $\frac{m^3}{d}$	$\langle T_{Tag,\,Lin} \rangle$ in K			Bemerkung
						MW	Min	Max	
BEP99	10.12.99	1416	0.7	**3.9**	0.7	**45.2**	**40.0**	**47.5**	"kalt + HKA"
BEP00a	01.05.00	1896	**4.0**	0.0	0.7	79.1	**57.3**	89.3	"warm + Solar"
BEP00b	23.07.00	1776	**4.0**	0.0	0.6	84.7	**80.1**	89.0	"heiß + Solar"
BEP00c	17.10.00	1320	1.2	1.0	**2.3**	57.0	41.0	77.8	"warm + Last"
BEP01	01.03.01	6600	4.3	0.6	1.8	66.0	39.7	94.1	"alle Zustände"

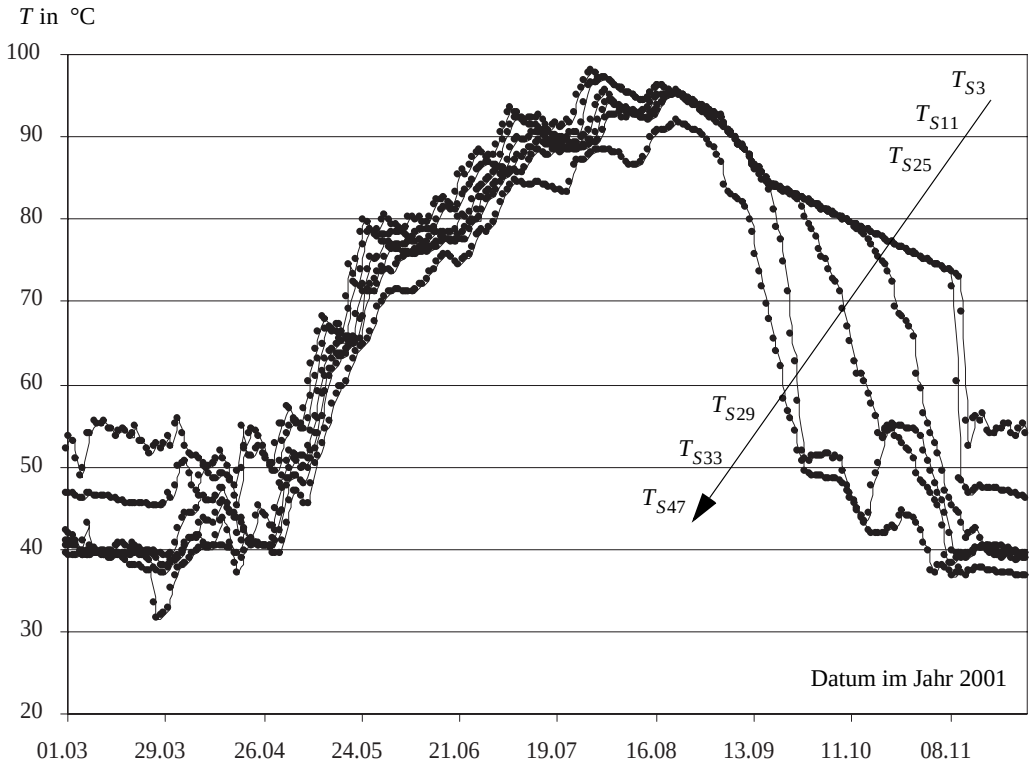


Abbildung 2.12: Darstellung einer Auswahl gemessener Temperaturen der Betriebsperiode *BEP01* zur Veranschaulichung der Betriebsführung des Großspeichers. Aus dem Diagramm entnimmt man: (1) Die solare Beladung des Speichers führt nur zu Temperaturunterschieden im Speicher von typisch 10 K. (2) Ab September erfolgt im wesentlichen die Entladung des Speichers. Gut zu erkennen ist der Erhalt der Schichtung bis in den November hinein. (3) Ab dem Beginn der aktiven Nachheizung des Gebäudes (in diesem Fall ab dem 11.09), wird der Speicher bereits in wenigen Wochen entladen.

2.2.7 Zusammenfassung

Während der Messphase ergaben sich insgesamt acht Zeiträume über die Dauer von wenigstens einem Tag, in denen der Speicher weder be- noch entladen wurde. Mit diesen Stillstandsperioden lassen sich die in Abschnitt 1.1 beschriebenen Konvektionswirbel, anhand von gemessenen, radialen Temperaturgradienten, nachweisen: Gewöhnlich fällt die Temperatur von innen nach außen um typisch $0.1 \ldots 0.2$ K/m ab (Wärmeverluste, Konvektion strömt abwärts). Bei sehr starken vertikalen Temperaturstufen löst sich dieser Abfall jedoch auf oder kehrt sich um bis -0.8 K/m (Konvektion von oben oder Wärmeleitung durch die Wand erwärmen den Randbereich in der kalten Schicht). Über längere Zeiträume betrachtet sind Zustände starker, radialer Temperaturgradienten jedoch selten. Insgesamt verschwinden die Temperaturgradienten nahezu, sodass im Mittel von homogenen Temperaturen in einer Schicht ausgegangen werden kann.

Sowohl die Speicherverluste ($k_S = 0.12$ W/m²K; Fehler kleiner 0.046 W/m²K), als auch die effektive Wärmeleitfähigkeit ($\lambda_{eff} \approx (0.7 \pm 0.13)$ W/mK) können, wenn auch mit großen Fehlern, in den Stillstandsperioden **gemessen** werden.

Aus den Messdaten konnten vier kurze Betriebsperioden von typisch zwei Monaten sowie eine lange Betriebsperiode von neun Monaten ausgewertet werden. Diese werden für die Validierung eines Speicherrechenmodells im nächsten Abschnitt verwendet. Die lange Betriebsperiode enthält sämtliche Betriebszustände und eignet sich deswegen zur Parameteranpassung eines Rechenmodells; die kurzen Betriebsperioden zeigen jeweils eine dominierende Betriebsführung und dienen damit als Kontrollsequenzen für die ermittelten Parameter.

2.3 Nachbildung des Temperaturprofils

In diesem Abschnitt wird die Validität eines Rechenmodells für den Großspeicher nachgewiesen. Dazu werden sowohl die simulierten Temperaturen im Speicher, als auch die simulierte innere Energie des Speichers mit Messdaten verglichen. Als Zielfunktion für die Parameteranpassung wird die mittlere quadratische Abweichung bei Vergleich der Temperaturen im Speicher gewählt. Im einzelnen werden folgende Punkte betrachtet:

- Vergleich der angepassten Parameter mit Messwerten aus Abschnitt 2.2,
- Sensitivität der Zielfunktion in Bezug auf die einzelnen Parameter,
- Betrachtung von Fehlerquellen bei der Parameteranpassung und
- Vorhersagegenauigkeit des Modells in Temperatur und innerer Energie für Zeitbereiche, welche nicht für die Parameteranpassung gewählt wurden.

2.3.1 Vorbemerkung zur Modellwahl

Die Messergebnisse (Abschnitt 2.2) konnten zwar die theoretischen Betrachtungen (Abschnitt 1.1) zur Ausbildung freier Konvektionswirbel bestätigen, jedoch hat sich auch gezeigt, dass für

eine längere Betriebsperiode das Temperaturprofil im Speicher annähernd eindimensional ist. Auch in der Literatur finden sich überwiegend eindimensionale Modellansätze (Abschnitt 1.2) und zwar aus praktischen Gründen: Die Rechenzeit eines mehrdimensionalen Modellansatzes würde ein Vielfaches der eines eindimensionalen Modellansatzes betragen. Betrachtet man den Speicher nicht alleine, sondern in einem System mit Kollektor, Wärmeübertrager usf. für Jahressimulationen, ergeben sich bereits bei eindimensionalen Speichermodellen Simulationszeiten von bis zu einer Stunde.[20] Folglich, wird zunächst geprüft werden müssen, ob auch bei dem untersuchten System ein eindimensionaler Modellansatz zufriedenstellende Vorhersagegenauigkeiten liefert.

Als “fertiges” eindimensionales Speichermodell, welches die große Anzahl von insgesamt zehn verschiedenen Belademöglichkeiten bietet, steht das Modell von [Drück94] für die Simulationsumgebung [TRNSYS] zur Verfügung. Das Modell findet vielfach Verwendung[21] jedoch ist die Validität dieses Modells nach bisherigem Kenntnisstand[22] (und auch generell von eindimensionalen Modellen) bei der Anwendung auf Großspeicher nicht gezeigt.

2.3.2 Festlegung der Geometrieparameter des Rechenmodells

Der untersuchte Großspeicher[23] im Passiv-Solarhaus Cölbe ist ein ehemaliger Weinbehälter aus Edelstahl (Abbildung A.1, S. 95). Die Positionen der Messfühler und Rohranschlüsse am und im Speicher konnten vor der Montage der Dämmung nachgemessen werden, sodass diese Maße als sicher gelten. Dagegen ist die tatsächliche Füllhöhe des Speichers nicht bekannt, weil der Speicher drucklos arbeitet und kein Ausdehnungsgefäß installiert wurde.[24] Darüber hinaus ist der untere Teil des Speichers nicht rechtwinklig, sodass für die Simulation eine effektive Füllhöhe angenommen werden muss. Es ist nicht unüblich, einige oder sämtliche Geometriedaten als offene Parameter zu deklarieren und durch Parameteranpassung festzulegen (z.B. bei [Dahm97] oder [Pauschinger95]). Dabei kann es jedoch passieren, dass nicht modellierte Durchmischungseffekte, welche an Einströmöffnungen vorkommen, zu systematisch niedriger bestimmten Positionen der Temperaturfühler führen. Um solchen Korrelationen bei der Parameteranpassung entgegenzuwirken, wurden sämtliche Abstände zwischen Fühlern und Rohranschlüssen fest vorgegeben und lediglich die Füllhöhe durch die Parameter H und ΔH angepasst. Sollte dieses Vorgehen erfolgreich sein, ist auch gleichzeitig sichergestellt, dass

20. Für die in [Scheuren02] untersuchte Anlage, z.B. $60 \ldots 90\ \mathrm{min}$; Pentium II 450 bis 260 MHz.
21. Z.B. bei den Arbeiten von [Dahm97], [Dahm98], [Jordan01], [Krause99], [Krause01], [Uecker01] und [Vajen96] oder im [Task26] von verschiedenen Autoren.
22. Eigene Recherchen und nach Einschätzung von H. Drück, ITW-Stuttgart (mündliche Mitteilung).
23. Geliefert durch die Fa. Wilhelm Sielmann GmbH & Co KG, Postfach 34 70 78, D-28339 Bremen (www.sielmann.de). Technische Maße des Speichers aus den Unterlagen der Lieferfirma.
24. Tatsächlich schwankt die Füllhöhe des Speichers um etwa $33\ \mathrm{cm}$, wenn sich die mittlere Speichertemperatur um $55\ \mathrm{K}$ ändert (*BEP01*). Die Ausdehnung des Edelstahlmantels wirkt diesem Effekt nur mit $-2\ \mathrm{cm}$ entgegen; insgesamt ist die Schwankung des Volumens jedoch kleiner als $2.4\ \%$.

man ähnliche Speicher mit Herstellerangaben parametrisieren kann und bei der Simulation realistische Ergebnisse erhält. Mit den Herstellerangaben für das untersuchte System ergeben sich die in Abbildung 2.13 eingezeichneten Werte.

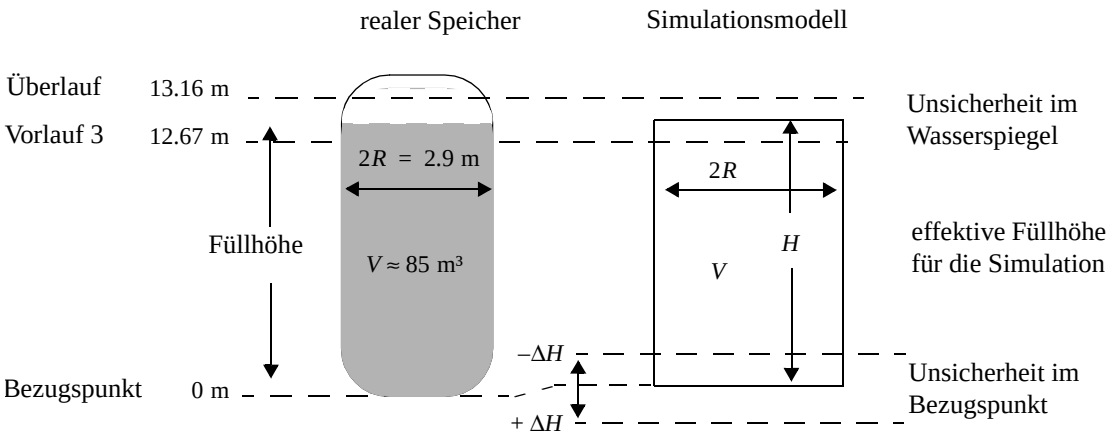


Abbildung 2.13: Die Geometrie des untersuchten Großspeichers muss für das Simulationsmodell durch eine rechtwinklige, zylindrische Geometrie angenähert werden. Aus der Unkenntnis der Krümmung im unteren Speicherbereich und aus der Unkenntnis der Höhe des Wasserspiegels im Speicher ergeben sich Unsicherheiten in der Füllhöhe $H + \Delta H$. Diese Unsicherheiten wirken sich schwach auf das Initialisierungstemperaturprofil aus.

2.3.3 Parameteranpassung durch genetische Optimierung

In Bezug auf die Parameteranpassung bei der Untersuchung von Großspeichern liegen bisher noch keine Erfahrungen vor. Bei Kleinspeichern kann z.B. das Gradientenverfahren [DF] in Kombination mit [TRANSMIT] Verwendung finden (z.B. [Dahm97] oder [Pauschinger95]). Dagegen, muss bei Großspeichern aus technischen Gründen abweichend von [DIN 12977] verfahren werden: Es ist nicht möglich, den Anfangszustand des vermessenen Speichers auf $T_{init} = 20$ °C zu homogenisieren, dem Modell als Initialisierungstemperatur vorzugeben und am Ende der Messreihe den Anfangszustand wieder zu erreichen.[25] Stattdessen wird das Temperaturprofil zu Beginn der Betriebsperiode vermessen und das Modell i.A. inhomogen initialisiert.[26] Da die Parameter für die effektive Füllhöhe (H, ΔH; Abbildung 2.13), sowie die Knotenzahl N das Initialisierungsprofil beeinflussen, wird die Bestimmung desselben für jede einzelne Rechnung notwendig: Das Verfahren für Kleinspeicher müsste in jedem Fall angepasst werden. Bedenkt man darüber hinaus, dass für das Speichermodell in diesem Fall die hohe Anzahl von sechs offenen Parametern gewählt wurde, so sind für die Parameteranpassung möglicherweise aus Geschwindigkeitsgründen Alternativen zum Gradientenverfahren zu

25. Dieses Vorgehen wird gewählt, um die innere Energie des Speichers möglichst genau festlegen zu können. Wählt man eine nicht homogene Temperaturverteilung ergibt sich stets eine Ungewissheit aufgrund des Repräsentationsfehlers, die bei Kleinspeichern durch die vorgeschriebene Messsequenz nach [DIN 12977] vermieden werden kann.
26. Die programmiertechnische Abänderung des Speichermodells von [Drück94] wurde bereits von [Uecker01] durchgeführt.

wählen. In [Krause01] werden verschiedene Alternativen bei der Optimierung eines solarthermischen Systems bezüglich ihrer Konvergenzgeschwindigkeit betrachtet. Dabei zeigt sich z.B., dass besonders bei einer großen Anzahl von Parametern ein genetischer Algorithmus Vorteile gegenüber einem Gradientenverfahren bieten kann. Weitere Anwendungen von genetischen Algorithmen bei der Simulation regenerativer Energiesysteme finden sich z.B. in [Ratka99]. Neben der Robustheit bei vielen Parametern bietet ein genetischer Algorithmus den Vorteil der Parallelisierbarkeit, wodurch sich die Rechengeschwindigkeit für ein gestelltes Problem erheblich reduzieren lässt. Aus diesen Gründen wurde für die Parameteranpassung ein genetischer Algorithmus verwendet.[27] Als Zielfunktion dient die mittlere quadratische Abweichung zwischen den Messwerten der Innenfühler bei $r = 0$ m und den korrespondierenden simulierten Speichertemperaturen T_1 bis T_{12}. Entsprechend der Ausführungen in Abschnitt 2.2.3 wird der Einfluss des radialen Temperaturprofils vernachlässigt ($\vec{p}$ kennzeichnet die vom Modell verwendeten Parameter):

$$\chi_{\Delta T} = \sqrt{\sum_{t=1}^{N} \frac{(T_{S3} - T_1)^2 + \ldots + (T_{S50} - T_{12})^2}{12 \cdot N}} = \chi_{\Delta T}(\vec{p}) \tag{2.13}$$

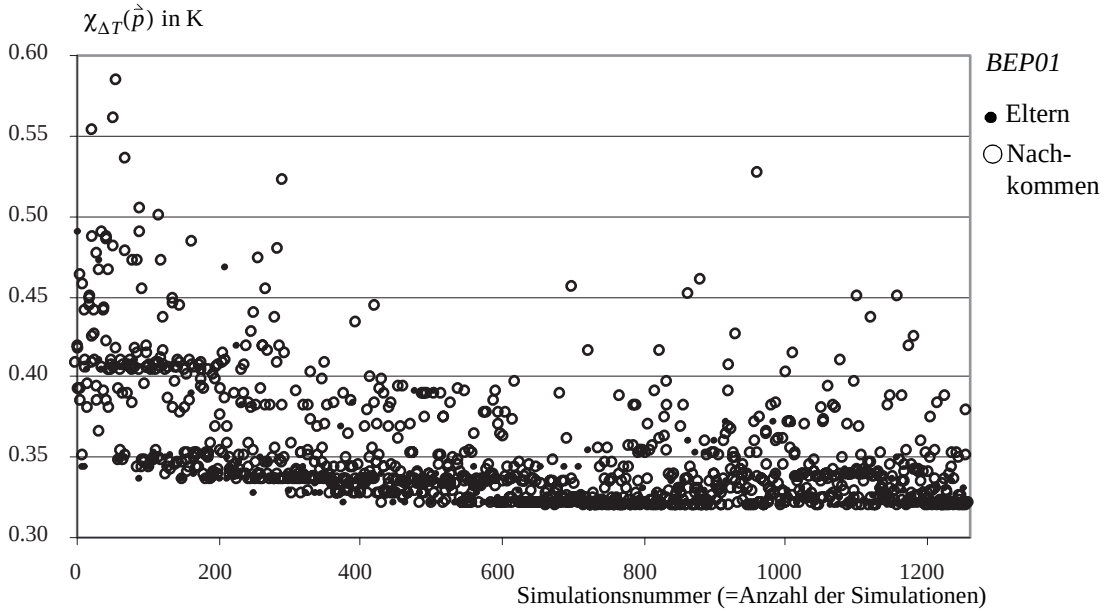


Abbildung 2.14: Verlauf der genetischen Optimierung für die Betriebsperiode *BEP01*: Mit der Anzahl der Rechnungen werden die Simulationsergebnisse immer besser in Bezug auf die Zielfunktion (Einstellungen für den Optimierungsprozess (vgl. z.B. [GenOpt] oder [Wienholt96]): Eltern: 10; Nachkommen: 60; die besten 2 Nachkommen überleben immer; 8 Nachkommen werden gelost, wobei die besten Nachkommen mit einer höheren Wahrscheinlichkeit gezogen werden (120 %), als die schlechten (80 %)).

27. Die in Anhang D beschriebene Software kann die Simulationsaufgaben auf mehrere Rechner verteilen und bietet die Möglichkeit vor und nach jeder Simulation einzelne Routinen automatisch durchzuführen, so z.B. die Speicherinitialisierung mit Messdaten.

In Abbildung 2.14 ist der Verlauf des Optimierungsprozess grafisch dargestellt. Im Ergebnis liegt die mittlere quadratische Abweichung nach Gleichung (2.13) bei nur $0.32\ \mathrm{K}$. Bevor die Qualität dieser Anpassung im nächsten Abschnitt diskutiert wird, werden die gefundenen Parameterwerte angegeben: Die geringsten Zielfunktionswerte liegen sämtlich bei vergleichbaren Parameterwerten. Somit kann ein optimaler Parametersatz zusammen mit den gemessenen Werten aus Abschnitt 2.2. und einer Abschätzung für den jeweiligen Einfluss der Parameter auf die Zielfunktion in Tabelle 2.4 dargestellt werden.

Tabelle 2.4: Vergleichende Zusammenfassung gemessener und durch Optimierung festgelegter Modellparameter des Großspeichers. Zur Deutung siehe Fließtext.

Parameter		Optimierung[i]	Sensitivitätsanalyse[ii]		Messwert/Theorie	
Symbol	Einheit	p_i	σ_i	$\frac{\sigma_i}{p_i}$ in %	$p_{i,\,mess}$	Verweis
ΔH	m	-0.03	**0.1**	**340**	0	Abb. 2.13, S. 62
H	m	13.085	0.22	2	12.67...13.16	
R	m	1.46	0.03	2	1.45	
V	m³	87.4	-	-	ca. 85	
λ_{eff}	W/mK	0.61	**0.55(!)**	**90**	0.70	§2.2.5, S. 56
k_{Deckel}	W/m²K	0.021	**0.02(!)**	**90**	-	-
k_{Mantel}	W/m²K	0.121	0.007	6	-	-
k_{Boden}	W/m²K	0.233	**3.9(!)**	**1700**	-	-
k_S	W/m²K	0.121	-	-	0.11...0.12	Tab. 2.2, S. 55
N	1	-	15	8	-	-

i. $V = \pi R^2 \cdot (H + \Delta H)$, sowie k_S nach Gleichung (2.11) aus den optimierten Parametern berechnet.

ii. Mit der vereinfachten Annahme, die Parameter seien korrelationsfrei, wird die Sensitivität wie folgt bestimmt: Jeder einzelne Parameter p_i wird, ausgehend vom optimalen Wert $\vec{P}_{Opt}$, schrittweise vergrößert (und verkleinert) bis die mittlere quadratische Abweichung $\chi_{\Delta T}$ um eine kombinierte Standardunsicherheit $\sigma_{Klasse-A}$ nach Gleichung (2.1) angestiegen ist. Trägt man $\chi_{\Delta T}$ gegen die Variation des Parameters auf, ergeben sich nach oben geöffnete Kurven (idealerweise symmetrisch) deren Krümmung ein Maß für den Einfluss des Parameters auf den Zielfunktionswert darstellt. Die Spalte “Wert” gibt die notwendige Variation des Parameters für dieses Verfahren an ($\chi_{\Delta T}(\vec{p}_{Opt} \pm Wert) = \chi_{\Delta T}(\vec{p}_{Opt}) + \sigma_{Klasse-A}$, Gleichung (2.13)).

Aus Tabelle 2.4 liest man ab:

- Sämtliche Parameter stimmen nach der Optimierung sehr gut mit ihren theoretisch vorausgesagten oder gemessenen Werten überein; größere Abweichungen zur Theorie finden sich lediglich bei Parametern, welche einen geringen Einfluss auf die Zielfunktion haben (großer Wert der Sensitivität σ_i).
- Die wesentlichen Parameter bei der Bestimmung des Temperaturprofils im Speicher sind das Speichervolumen $V = f(R, H, \Delta H) \approx f(R, H)$ und die Wärmever-

luste des Mantels k_S. Die Sensitivitäten dieser Parameter sind entsprechend hoch (kleiner Wert der Sensitivität σ_i).

- Sowohl die Deckel- und Bodenverluste, sowie die effektive Wärmeleitfähigkeit haben auf die Vorhersagegenauigkeit fast gar keinen Einfluss. Bei den Verlusten am Boden des Speichers ist dies sofort einsichtig, da die Temperaturen dort durch die Trinkwasserbeladung in der Regel sehr niedrig sind. Bei den Deckelverlusten spielen wahrscheinlich zwei Faktoren eine Rolle: Zum einen beträgt die Fläche des Deckels nur etwa 5 % im Vergleich zu der Mantelfläche. Zum anderen befindet sich das obere Ende des Speichers in der Zwischendecke des Gebäudes und ist damit insgesamt "üppiger" gedämmt als der restliche Teil des Speichers.

2.3.4 Methodische Fehler und Messfehler

Unter der Voraussetzung, die Temperaturtransportprozesse könnten ideal durch das Modell beschrieben werden (Modellfehler = Null), sind für die Betrachtung der Anpassungsgüte bei der Optimierung noch folgende Fehlerquellen zu nennen:

- Temperaturdrift der Innenfühler (für *BEP01*: $\Delta T_{Drift} = \pm 0.36\ \mathrm{K}$),
- Standardunsicherheit der Innenfühler ($\sigma_{Klasse-A} = 0.03\ \mathrm{K}$, Gleichung (2.1)),
- Repräsentationsfehler (für *BEP01*: $\sigma_{T,R} = 0.06 \ldots 0.66\ \mathrm{K}$, Gleichung (2.7)),
- Diskretisierungsfehler für das Temperaturprofil ($\sigma_{T,D} = 0.1\ \mathrm{K}$, Gleichung (2.14), s.u.).
- Unsicherheit für die an den Speicher übergebenen Energien (für *BEP01*: $\sigma_{T,E} \leq 0.3\ \mathrm{K}$, Gleichung (2.17), s.u.).

Die Temperaturdrift könnte im Prinzip vor der Optimierung korrigiert werden, jedoch besteht keinerlei Information über die Temperaturdrift für die an den Speicher übergebenen Enthalpien, sodass insgesamt von einer Korrektur abgesehen wurde. Die Standardunsicherheit allein kann die Abweichung zwischen Modell und Messung nicht erklären. Doch bereits der Repräsentationsfehler liegt in der Größenordnung des Anpassungsfehlers. Darüber hinaus geben auch die letzten beiden Fehlerquellen relativ große Unsicherheiten vor, die im folgenden angegeben werden:

Der Diskretisierungsfehler ergibt sich bei dem untersuchten System aus dem Umstand heraus, dass die simulierten Temperaturen im Speicher nicht ideal mit den Temperaturmesstellen zusammenfallen. Da bei dem Speichermodell der Knotenabstand bei vorgegebener Höhe allein eine Funktion der Knotenanzahl ist ($\Delta h = (H + \Delta H)/N$), und die Temperaturfühler nicht äquidistant angeordnet sind, ergeben sich Abweichungen δh_{Ti} zwischen den Höhen der Temperaturfühler im vermessenen System (x_{Ti}) und den für die Simulation angenommenen Fühlerhöhe ($h_{Ti} = N_i \cdot \Delta h$ mit $N_i = [x_{Ti}/\Delta h]_{ganzzahlig\ runden} + 1$). Für eine Abschätzung dieses Fehlers werden die Temperaturgradienten $\partial Ti/\partial z$ an den Speicherknoten einheitlich durch einen mittleren Temperaturgradienten im Speicher ersetzt, sodass mit Fehlerfortpflanzung

folgt (i zählt nur die Knoten im Speicher, die für die Bestimmung von $\chi_{\Delta T}$ verwendet werden):

$$\sigma_{T,D} = f(N, \Delta H, H) = \sqrt{\sum_i \left(\delta h_{Ti} \cdot \frac{\partial Ti}{\partial z}\right)^2} \approx \sqrt{\sum_i \left(\delta h_{Ti} \cdot \frac{\partial T}{\partial z}\right)^2} \tag{2.14}$$

Der Diskretisierungsfehler hängt im wesentlichen von der Knotenzahl und dem Temperaturgradienten ab. Für $N = 180$ und $\partial T/\partial z = 1$ K/m oder 5 K/m beträgt er etwa 0.1 K bzw. 0.4 K. Durch die nicht äquidistant angeordneten Fühler kann der Fehler für eine größere Knotenzahl auch größer werden, obwohl i.A. der Diskretisierungsfehler für $N \to \infty$ verschwindet. Insofern stellt $N = 180$ in diesem Experiment einen Kompromiss dar.[28]

Als letzte genannte Fehlerquelle ergibt sich die Unsicherheit durch die Messgenauigkeit der Eingangsdaten. Aufgrund des Fehlers bei der Volumenstrommessung wird u.U. eine nicht korrekte Energie zur inneren Energie $E_{Speicher}$ des Speichers hinzugefügt. Betrachtet man zunächst die in einem Zeitschritt dem Speicher zugeführte Energie, so gilt (i zählt die einzelnen Anschlüsse am Speicher; die Höhe des Auslass ("out") kann höher oder tiefer als der Einlass ("in") liegen):

$$\begin{aligned} E_{Speicher}(t + \Delta t) &= E_{Speicher}(t) + \sum_i \Delta E_i(t) \\ \text{mit } \Delta E_i(t) &= \dot{V}_i \cdot \Delta t \cdot \rho c_p \cdot (T_{in,i,mess} - T_{out,i,sim}) \end{aligned} \tag{2.15}$$

Die Messfehler für den Volumenstrom $\dot{V}_i$ (Flügelradzähler, $\sigma_F \approx 3 \ldots 5\ \%$) und die Einlauftemperatur $T_{in,i,mess}$ (Pt-100, 0.05 K) führen zu einem Fehler für jeden einzelnen Anschluss von:

$$\sigma_{\Delta E_i(t)} = \Delta E_i(t) \cdot \sqrt{(\sigma_F)^2 + \left(\frac{0.05\ \text{K}}{(T_{in,i,mess} - T_{out,i,sim})}\right)^2} \tag{2.16}$$

Für die gesamte Simulationsdauer ergibt sich dadurch ein Fehler in der Energie von:

$$\sigma_{E,E} = \sqrt{\sum_t \sum_i (\sigma_{\Delta E_i(t)})^2} \tag{2.17}$$

Für die Betriebsperiode *BEP01* ergibt die Auswertung von Gleichung (2.17) einen Fehler von $\sigma_{E,E} = 33$ kWh oder $\sigma_{T,E} = 0.3$ K. Dabei muss beachtet werden, dass sicher nur ein Teil

28. Das muss nicht bedeuten, dass die Simulation von Großspeichern dieser Größe mit $N = 180$ Knoten erfolgen sollte. Es wird empfohlen für eine Simulation eines solarthermischen Systems die Abhängigkeit der betrachteten Zielfunktion von der Knotenzahl gesondert zu untersuchen (vgl. [Scheuren02]).

des Fehlers σ_F als statistischer Fehler gewertet werden kann, während der Hauptanteil bei σ_F wahrscheinlich systematisch ist. Verringert man den Wert für σ_F in Gleichung (2.17), wird der statistische Fehler aufgrund der langen Betriebsperiode fast verschwinden. Auf der anderen Seite wächst schon bei kleinsten systematischen Fehlern die Unsicherheit für das in den Speicher eingespeiste Volumen bis auf Größenordnungen des Speichervolumens an.[29] Eine solch große Unsicherheit widerspricht jedoch der außerordentlich guten Übereinstimmung von Modell und Messung. Es wird folglich davon ausgegangen, dass der systematische Fehler in der Summe aller Einströmvorgänge sehr klein ist oder sogar verschwindet und dass Gleichung (2.17) eine obere Schranke für den Messfehler der Eingangsdaten darstellt.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass der mittlere Anpassungsfehler mit $\chi_{\Delta T} = 0.32\ \mathrm{K}$ allein durch die oben beschriebenen Fehlerquellen erklärbar ist. Das bedeutet zwar nicht, dass für alle Zeiten an allen Orten die Abweichungen zwischen gemessener und simulierter Temperatur kleiner als $0.32\ \mathrm{K}$ sind, sondern dass sich lokale Abweichungen selbst nach $6600\ \mathrm{h}$ Simulationszeit, nur im Rahmen der Messgenauigkeit auf den mittleren Anpassungsfehler auswirken. Im nächsten Abschnitt erfolgt eine Betrachtung des zeitlichen Verlaufs der Abweichung zwischen simulierter und gemessener innerer Energie des Speichers.

2.3.5 Vorhersagegenauigkeit des Modells

Zur Beurteilung der Vorhersagegenauigkeit wird die zeitliche Entwicklung der Abweichung ΔE am Ende jedes Tages zwischen simulierter und gemessener innerer Energie des Speichers betrachtet. Als Bezugsgröße der Abweichung wird die genutzte Speicherkapazität ΔE_{Nutz} verwendet ($\Delta E_{Nutz} = (9.5 - 3.5)\ \mathrm{MWh}$). Betrachtet man diese Größe zunächst für die Betriebsperiode *BEP01* in Abbildung 2.15, so fällt die außerordentlich gute Übereinstimmung zwischen Modell und Messung auf.[30] Die Abweichung $\Delta E_{Tag} = E_{Mess} - E_{Sim}$ am Ende jedes Tages ist selten größer als $\pm 1\ \%$. Zwar steigt der Wert bei der Entladung zum Ende der Betriebsperiode des Speichers leicht an, dennoch liegt die Vorhersagegenauigkeit selbst nach

29. Das Gesamtvolumen, welches dem Speicher während der Betriebsperiode *BEP01* übergeben wird, beträgt annähernd $2000\ \mathrm{m^3}$. Ein systematischer Fehler von nur $1\ \%$ würde schon eine Unsicherheit von $20\ \mathrm{m^3}$ bedeuten.
30. An dieser Stelle soll darauf hingewiesen werden, dass die ersten Optimierungsrechnungen wesentlich größere, systematische Abweichungen aufwiesen. Dabei wurden stets Fehler in den Eingangsdaten festgestellt, u.a. ungewollte Flussrichtungen in der “aufwändigen” Hydraulik. Die Bereitstellung von Messdatensätzen zur Validierung zeigte sich damit unerwartet schwieriger als angenommen.

6600 h nur leicht über 1 %. Über den gesamten Zeitraum gemittelt liegt die Abweichung $\langle \Delta E_{Tag} \rangle$ bei 0 kWh (!).

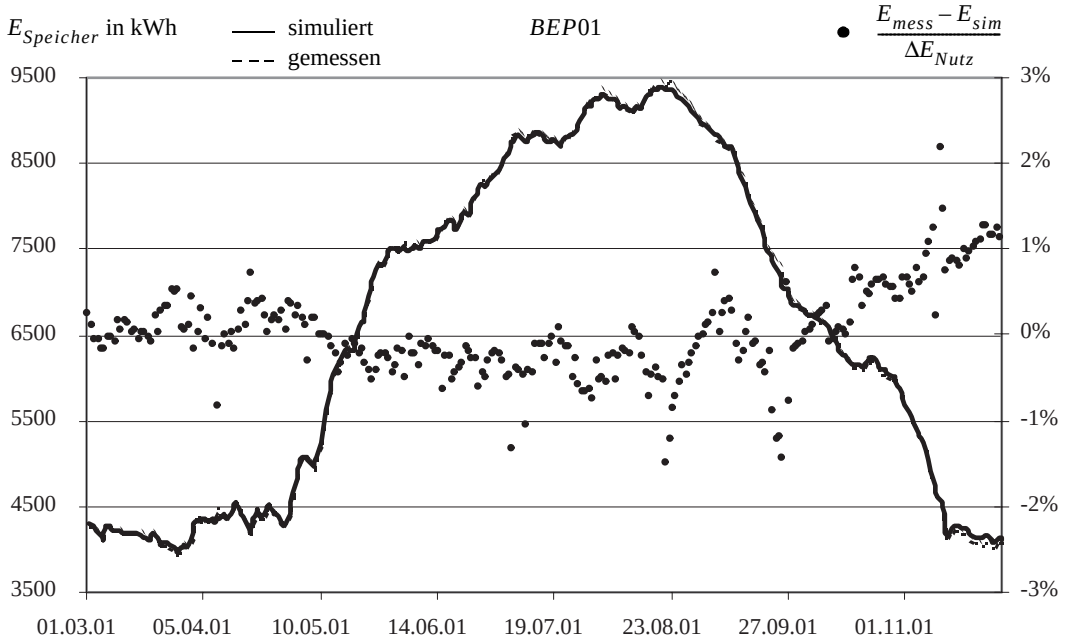


Abbildung 2.15: Simulierte und gemessene innere Energie des Speichers für die Betriebsperiode *BEP01* (durchgezogenen Kurven; liegen größtenteils übereinander), sowie die zeitliche Entwicklung der Abweichung zwischen Messung und Simulation jeweils am Ende eines Tages (Punkte). Als Bezugsgröße für die Abweichung gilt die genutzte Speicherkapazität des Großspeichers: ΔE_{Nutz} = 6 MWh.

Um zu zeigen, dass dieses Ergebnis nicht ausschließlich durch die Parameteranpassung für diesen Zeitraum erreicht wird, soll die Vorhersagegenauigkeit des Modells auch für die restlichen Betriebsperioden aus Tabelle 2.3 angegeben werden, welche nicht zur Parameteranpassung verwendet wurden (sog. *Cross-Prediction*). Die Zusammenfassung der Analyse ist in Tabelle 2.5 dargestellt.

Tabelle 2.5: Ergebnis der Cross-Predictions: Die Parameter wurden für die Betriebsperiode *BEP01* angepasst, sodass die Vorhersage der inneren Energie für restlichen Zeiträume ein Maß für die Qualität des Modells und der angepassten Parameter darstellt (Charakterisierung der Betriebsperioden in Tabelle 2.3, zur Deutung siehe Fließtext).

Name	$\chi_{\Delta T}$ K	$\langle \Delta E_{Tag} \rangle$ kWh	$\frac{\langle \Delta E_{Tag} \rangle}{\Delta E_{Nutz}}$ %	$\sigma_{\Delta E,\, Tag}$ kWh	Abbildung
BEP01	0.32	0	0	32	2.15, S. 68
BEP99	0.68	-17	-0.3	45	2.16, S. 70
BEP00a	0.38	17	0.3	25	C.1, S. 102
BEP00b	0.25	1	0	21	C.2, S. 103
BEP00c	0.94	-10	-0.2	112	C.3, S. 103

Aus Tabelle 2.5 liest man ab:

- Der mittlere Energiefehler $\langle \Delta E_{Tag} \rangle$ ist bei allen Betriebsperioden nicht nennenswert.
- Besonders große Abweichungen in den Energien (siehe $\sigma_{\Delta E,\, Tag}$) treten in Betriebsperioden auf, bei denen der Speicher entladen oder durch die HKA beladen wird (*BEP99* oder *BEP00c*).
- Selbst wenn die Temperaturabweichungen stark ansteigen, hat das auf die innere Energie des Speichers nur einen geringen Einfluss.
- Zwar liegen die Tagesabweichungen zum Teil bei einigen Prozent (siehe $\sigma_{\Delta E,\, Tag}$), jedoch führt dies nicht zu einem ständigen Anwachsen der Abweichung zwischen Modell und Messung. Im Mittel verschwinden die Tagesabweichungen der inneren Energie fast vollständig. Bei der Betrachtung von Simulationsergebnissen auf Monats- oder Jahreszeitskalen ist davon auszugehen, dass das Modell sehr gute Vorhersagen liefert.

Zur Betrachtung der systematischen Abweichungen bei den Betriebsperioden *BEP99* und *BEP00c* dient beispielhaft Abbildung 2.16. Die negativen Abweichungen an einzelnen Tagen erklären sich wie folgt: Die Eingangsdaten “HKA-Beladung” und “Last-Entnahme” werden aus den Messdaten berechnet (Bezeichnungen siehe Abbildung A.3 auf S. 97):

$$\begin{aligned} \dot{m}_{HKA \to Speicher} &= Max(\dot{m}_{F2} - \dot{m}_{F5},\, 0) \\ \dot{m}_{Last,\, RL \to Speicher} &= Max(\dot{m}_{F5} - \dot{m}_{F2},\, 0) \end{aligned} \tag{2.18}$$

Für die gesamte Betriebsperiode wird die HKA parallel zum Großspeicher geschaltet um der Lastanforderung zu genügen. Entspricht während dieses Betriebes die Last in etwa der thermischen Leistung der HKA, so sind die Massenströme $\dot{m}_{F2}$ und $\dot{m}_{F5}$ in etwa gleich groß. Insbesondere kommt es vor, dass innerhalb weniger Minuten $\dot{m}_{HKA \to Speicher}$ und $\dot{m}_{Last,\, RL \to Speicher}$ ständig zwischen Null und wenigen kg/h schwanken. Im realen Betrieb wird dabei eine gegenüber der Simulation geringere Be- oder Entladung des Speichers vorkommen, da die etwa 8 m und 12 m langen Leitungen zum Teil das Wasser aus dem Speicher der entsprechenden Schicht enthalten. In der Simulation bleiben die Rohrleitungen unberücksichtigt, da der Massenstrom nicht immer die gleiche Richtung im Rohr haben würde, was in der Simulation nur mit Aufwand abgebildet werden kann. Darüber hinaus wächst der Fehler in solchen Situationen bei der Massenstrombestimmung sehr stark an. Beträgt z.B. die Massenstromdifferenz lediglich 10 % des mittleren Massenstroms, so gilt für den Fehler bei der Berechnung der Massenstromdifferenz:[31]

$$\frac{\sigma_{\Delta \dot{m}}}{\Delta \dot{m}} = \frac{\sqrt{(0.05\ \% \cdot \dot{m}_{F2})^2 + (0.05\ \% \cdot \dot{m}_{F5})^2}}{10\ \% \cdot (\dot{m}_{F2} + \dot{m}_{F5})/2} \approx 70\ \% \text{ falls } \dot{m}_{F5} \approx \dot{m}_{F2} \tag{2.19}$$

31. Fehler der Flügelradzähler zur Bestimmung des Volumenstroms: 5 % ; Fehler in der Temperaturmessung vernachlässigt.

Bei solch großen Fehlern ist nicht mehr sicher, ob nicht bei einer, wenn auch geringen, simulierten Beladung des Speichers in Wirklichkeit eine Entladung stattgefunden hat. Die systematisch höheren Abweichungen bei den Betriebsperiode *BEP99* und *BEP00c* werden folglich zu Lasten der Unsicherheit in den Eingangsdaten gelegt und nicht als Abbildungsfehler des Speichermodells gewertet.

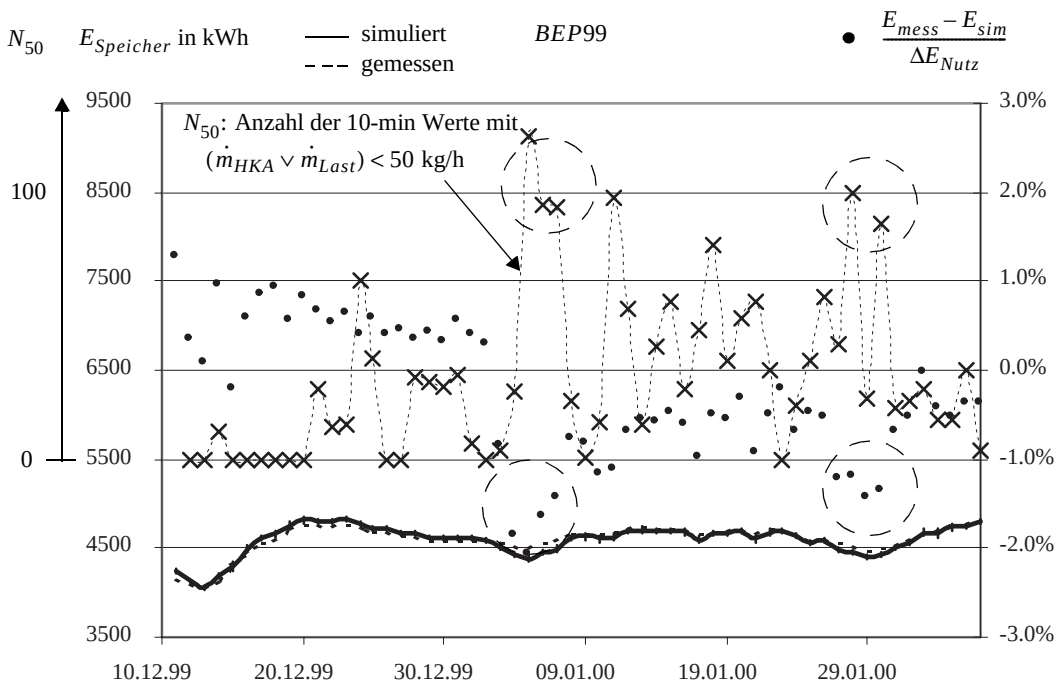


Abbildung 2.16: Simulierte und gemessene innere Energie des Speichers für die Betriebsperiode *BEP99* (zur Art der Auftragung siehe Abbildung 2.15). In dem Diagramm ist ebenfalls die Anzahl der Zehnminutenmittelwerte mit HKA oder Lastmassenströmen von weniger als 50 kg/h dargestellt (N_{50}). Man erkennt, dass immer wenn N_{50} besonders hoch ist, die simulierte innere Energie geringer ist, als die Messung (gekennzeichnet durch gestrichelte Kreise). Gerade in diesen Zeiten sind jedoch die Fehler in den Eingangsdaten nach Gleichung (2.19) besonders groß, sodass die Abweichungen nicht als Modellfehler des Rechenmodells für den Großspeicher gewertet werden.

2.3.6 Zusammenfassung

Mittels genetischer Optimierung konnten die Parameter eines eindimensionalen Modellansatzes für den Großspeicher bestimmt werden. Es zeigt sich, dass die entscheidenden Parameter (Speichervolumen und Wärmeverlustkoeffizient des Mantels) sicher bestimmt werden können. Die Werte entsprechen den Gemessenen des letzten Abschnittes. Die mittlere Abweichung $\chi_{\Delta T}$ zwischen gemessenen und simulierten Temperaturen im Speicher beträgt lediglich $0.32\,\mathrm{K}$. Eine kritische Betrachtung verschiedener Fehlerquellen (Unsicherheit in den Eingangsdaten, Repräsentationsfehler) zeigt, dass die Größenordnung von $\chi_{\Delta T}$ alleine schon durch diese Fehler erklärt werden könnte. Bei der Vorhersage von Zeitbereichen, welche nicht zur Parameteridentifikation genutzt wurden, ergaben sich nur dann größere Unsicherheiten, wenn überwiegend eine Lastentnahme bei gleichzeitigem HKA-Betrieb stattfinden. Diese

Unsicherheiten dürfen jedoch nicht dem Rechenmodell angelastet werden, sondern sind auf große Unsicherheiten in den Eingangsdaten zurückzuführen.

Für alle Betriebsperioden kann festgestellt werden, dass die Abweichung zwischen Modell und Messung **nicht** systematisch mit der Zeit ansteigen. Insbesondere ist die innere Energie am Ende jeden Tages für die verschiedenen Betriebsperioden, mit Dauern von 59 bis 275 Tagen, auf typisch ± 1 % genau bestimmt.

2.4 Zusammenfassung

Die Qualität der Temperaturmessung im Speicher ist sehr gut, sodass die in der Theorie beschriebene freie Konvektion, für Zeiten in denen der Speicher weder be- noch entladen wurde, nachgewiesen werden konnte: Radiale Temperaturgradienten von typisch $0.1 \ldots 0.2$ K/m, nach außen abfallend, deuten darauf hin, dass sich das Wasser an der Speicherwand abkühlt und nach unten sinkt. Bei sehr großen, vertikal verlaufenden Temperaturstufen im Speicher ändert sich das Vorzeichen des radialen Temperaturgradienten; man kann einen radialen Temperaturanstieg von bis zu -0.8 K/m nachweisen. Dies entspricht der in der Theorie beschriebenen Wärmeleitung in der Behälterwand unterstützt von einer freien Konvektion aus höher liegenden Schichten. Betrachtet man den radialen Temperaturverlauf über einen längeren Zeitraum, in welchem der Speicher Be- oder Entladen wird, so kann jedoch im Mittel von horizontal, homogenen Temperaturverteilungen ausgegangen werden. Gerade die letztere Beobachtung führte dazu, dass als Rechenmodell für den Speicher ein eindimensionaler Ansatz gewählt wurde. In der Literatur finden sich zahlreiche Varianten eindimensionaler Modelle, aus denen das Modell von [Drück94] ausgewählt wurde, u.a. weil dieses bereits die notwendigen Voraussetzungen zur Simulation von Speichern mit insgesamt zehn verschiedenen Einlässen bot. Darüber hinaus sind zahlreiche Veröffentlichungen bekannt, in denen dieses Modell Verwendung findet.

Zur Demonstration der Validität des Rechenmodells wurden zunächst die Parameter des Modells aus der Messung bestimmt. Es zeigte sich eine gute Übereinstimmung der gemessenen Parameterwerte mit denen, welche durch die Parameteranpassung an einer 275 Tage langen Betriebsperiode gefunden wurden. Die mittlere quadratische Abweichung zwischen den gemessenen und simulierten Speichertemperaturen lag nach der Parameteranpassung bei lediglich 0.32 K. Eine kritische Fehlerbetrachtung zeigte, dass allein Fehler in der Messung und in der Methode diese Abweichung erklären könnten.

Die Vorhersagegenauigkeit wurde untersucht, indem die mittlere quadratische Temperaturabweichung und die Abweichung zwischen simulierter und gemessener innerer Energie, für Zeitbereiche betrachtet wurden, welche nicht zur Parameteranpassung Verwendung fanden. Es kann festgehalten werden, dass die innere Energie am Ende von jedem Tag auf typisch ± 1 %

genau bestimmt werden konnte. Dabei konnte kein systematisches Anwachsen des Fehlers beobachtet werden. Traten größere Abweichungen auf, so konnten diese durch Unsicherheiten in den Eingangsdaten erklärt werden und gehen somit nicht zu Lasten des Speicherrechenmodells. Insgesamt kann geschlussfolgert werden, dass zur Beschreibung von Temperaturprofilen in Großspeichern die eindimensionalen Modellansätze von Kleinspeichern angewandt werden können.

3 Ganzheitliche Energiebilanz solarer Heizsysteme mit Großspeichern

In diesem Kapitel werden solar gestützte Raumheizsysteme[1] mit Großspeichern für Mehrfamilienhäuser betrachtet. Dabei steht nicht die optimale Betriebsführung des solaren Heizsystems im Vordergrund. Vielmehr wird die Frage erörtert, ob es trotz des möglicherweise hohen primärenergetischen Aufwandes zur Herstellung des solaren Heizsystems möglich ist, am Ende der Nutzungsdauer eine nennenswerte Energieeinsparung gegenüber einem Referenzheizsystem zu erzielen. Das Kapitel teilt sich in drei Abschnitte: Zunächst werden das zu untersuchende solare Heizsystem und das Mehrfamilienhaus beschrieben. Im zweiten Abschnitt werden alle relevanten Größen zur Bestimmung des Energieaufwandes für die Herstellung, den Transport und den Betrieb des solaren Heizsystems festgelegt. Schließlich kann im dritten Abschnitt die ganzheitliche Bewertung solarer Heizsysteme vorgenommen werden.

3.1 Beschreibung des untersuchten Systems

In diesem Abschnitt werden das Mehrfamilienhaus und das zu untersuchende Heizssystem beschrieben. Die Festlegung der Simulationsrandbedingungen orientiert sich an den Vorgaben der Arbeiten im [Task26] und wird auf die Anwendung von Großspeichern entsprechend erweitert.

3.1.1 Schematische Darstellung zur Systemuntersuchung

Zur Beurteilung solarer Heizsysteme für Mehrfamilienhäuser wurde eine Hydraulik ähnlich der des Systems in Cölbe gewählt (Abschnitt A.2 auf S. 95). In Abbildung 3.1 findet sich eine schematische Darstellung mit den wesentlichen Komponenten des zu untersuchenden Systems: Der Vorlauf des Kollektorsekundärkreises kann an drei verschiedenen Positionen in den Großspeicher eingeschichtet werden, während der Rücklauf immer aus der tiefsten Position im Großspeicher entnommen wird (konstanter Volumenstrom, *low-flow*). Im oberen Bereich des Großspeichers ist eine Nachheizung vorgesehen (hier: Brennwerttherme; variabler Volumenstrom, geregelt auf Vorlauftemperatur). Die Lastentnahme, wie auch die Einspeisung des Lastrücklaufs, ist auf drei unterschiedlichen Ebenen möglich (variabler Volumenstrom, geregelt auf Vorlauftemperatur).

Zur Simulation in [TRNSYS] wurden sämtliche Parameter des Systems, wie der Volumenstrom im Kollektorkreis, die Größe des Nachheizvolumens im Großspeicher usf. in Abhängigkeit der in Abbildung 3.1 genannten zentralen Parameter dargestellt. Dabei konnten einige

1. Im Folgenden kurz “solares Heizsystem” genannt.

Parametrisierungen aus dem [Task26], zusammengefasst in [Heimrath01], direkt übernommen werden. Anpassungen waren insbesondere in Bezug auf die Parametrisierung von Großspeichern notwendig.[2] Die variablen Randbedingungen sind aus dem [Task26] übernommen und werden im nächsten Abschnitt erläutert..

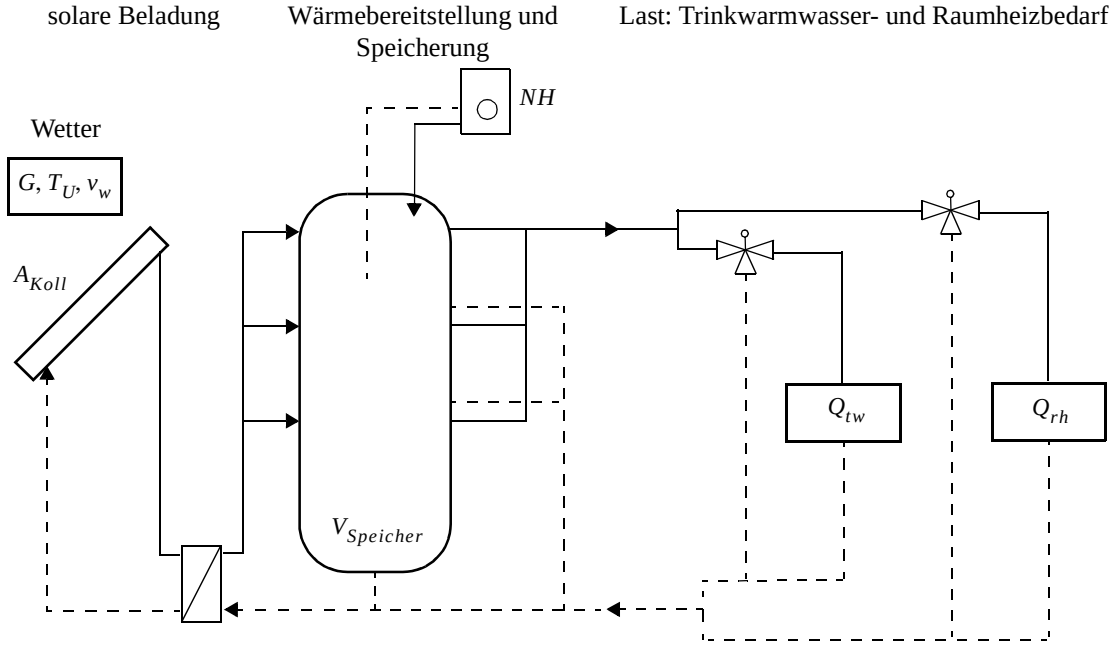


Abbildung 3.1: Schematische Darstellung der untersuchten Hydraulik. Die variablen Randbedingungen sind das Wetter (G, T_U, v_w), der Trinkwarmwasserbedarf (Q_{tw}) sowie der Heizwärmebedarf (Q_{rh}). Als zentrale Parameter des Systems in Abhängigkeit der variablen Randbedingungen gelten die Art der Nachheizung (NH), das Speichervolumen ($V_{Speicher}$) und die Kollektorfläche (A_{Koll}). Zum Prinzip der Verschaltung siehe Fließtext.

3.1.2 Variable Randbedingungen

Für die Simulationsaufgaben im [Task26] wurden exemplarisch für die unterschiedlichen Wettersituationen in Europa drei Standorte gewählt (Tabelle 3.1). Einstrahlung, Umgebungstemperatur und Windgeschwindigkeit liegen als Stundenmittelwerte vor.

Das Trinkwarmwasser-Verbrauchsprofil wurde durch [Jordan01a] bereitgestellt: In sechs-Minuten-Zeitschritten wird über einen Mischkreis das Trinkwarmwasser aus einem Trinkwasserspeicher bei 45 °C entnommen. Aufgrund des Verbrauchs und der Dimensionierung des Trinkwasserspeichers wird dieser etwa zweimal am Tag über einen externen Wärmeübertrager

2. Entsprechend der Ergebnisse der Parameteranpassung aus §2.3.3, S. 62 werden festgelegt: $k_S = 1.1 \cdot k_{S,\,Theorie}$; $\lambda_{eff} = 0.7$ W/mK . Eine sehr detaillierte Zusammenfassung aller gewählten Parameter findet sich in [Scheuren02].

auf 60 °C aufgeladen (in Abbildung 3.1 sind sämtliche Details in dem Block "Q_{tw}" zusammengefasst).

Tabelle 3.1: Wetterdatensätze aus dem [Task26]. Die Jahresmitteltemperatur $\langle T_U \rangle$ usf. sind aus Stundenwerten berechnet. Der Standort Zürich entspricht in etwa den Testreferenzjahren *TRY04* oder *TRY05* nach [Blümel86], Stockholm entspricht *TRY11* während Carpentras für Deutschland keine Bedeutung hat.

Standort (Land)	Breitengrad °	$\langle T_U \rangle$ °C	Strahlungssumme kWh/m²a	Heiztage[i] d	Gradtagzahl[ii] Kd/a
Carpentras (F)	44.05	13.1	1502	194	2365
Zürich (CH)	47.37	9.1	1088	207	3345
Stockholm (S)	59.31	6.1	982	210	4149

i. Anzahl der Tage zwischen dem 1.10 und 30.4 für die gilt: $\langle T_U \rangle_{Tag} < T_G$. Dabei sind $T_G = 15$ °C die Heizgrenztemperatur und $\langle T_U \rangle_{Tag}$ die mittlere Tagestemperatur ([Reck99] oder [VDI 3807]).

ii. Die Gradtagzahl ist definiert als die Summe der Temperaturdifferenz zwischen Raumtemperatur (20 °C) und $\langle T_U \rangle_{Tag}$ an den Heiztagen ([Reck99] oder [VDI 3807]).

Den Raumheizenergiebedarf lieferte [Heimrath01] durch die simulationstechnische Nachbildung eines für den [Task26] standardisierten Mehrfamilienhauses (Abbildung 3.2).

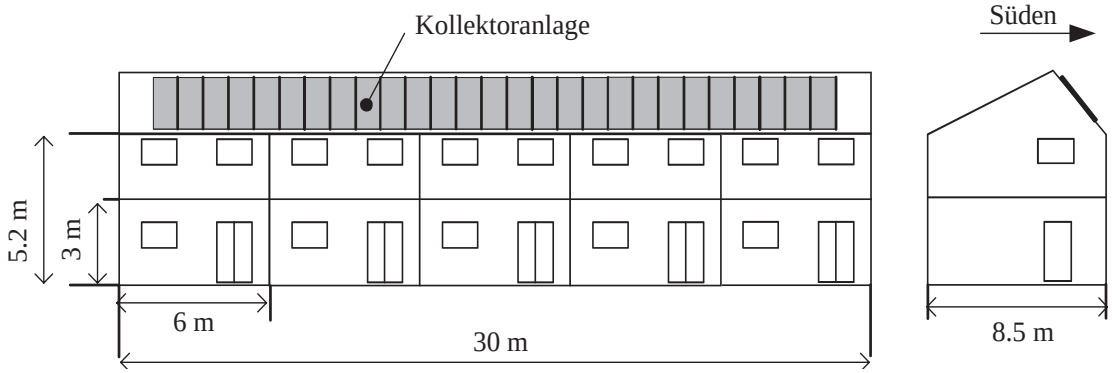


Abbildung 3.2: Modellzeichnung des Mehrfamilienhauses (5×100 m² Nutzfläche) aus dem [Task26]. Das Gebäude ist ohne Lüftungsanlage konzipiert. Für die Festlegung der Lüftungsverluste wird ein Luftwechsel von 0.4 /h angenommen. Als interne Lasten sind pauschal 150 W konstant und drei Personen je Wohneinheit festgelegt (Die Zeichnung ist aus [Heimrath01] entnommen; dort finden sich weitere bauphysikalische Details).

Nach Absprache wurde durch Heimrath ein weiterer Gebäudestandard für die geplanten Untersuchungen abgebildet, sodass neben einem "guten" Niedrigenergiehausstandard (44 kWh/m²a in Zürich) auch ein "mäßiger" Niedrigenergiehausstandard (66 kWh/m²a in Zürich) zur Verfügung steht. In Tabelle 3.2 sind die relevanten Energieverbräuche der beiden Gebäudetypen an den drei unterschiedlichen Standorten zusammengefasst.

In den geplanten Simulationen wird das Gebäude nicht mitsimuliert, sondern der Raumheizbedarf als Randbedingung in Stundenschritten vorgegeben. Dadurch kann ein systematischer Fehler entstehen, wenn die Speicherverluste, aufgrund schlechter Dämmung, groß werden. Dies zeigt sich besonders in den Übergangszeiten und während der Heizperiode durch einen überschätzten Heizwärmebedarf. Im Sommer kann dieser Effekt zu einer Überhitzung des Gebäudes führen, was zwar keine Auswirkung auf den Heizenergiebedarf hat, jedoch bei der Wahl der Dämmung berücksichtigt werden muss. Die Simulationsergebnisse der folgenden Untersuchungen können damit in zwei Weisen gedeutet werden: Entweder befindet sich der Großspeicher in der thermischen Hülle und ist gleichzeitig sehr gut gedämmt (z.B. im Passiv-Solarhaus Cölbe, vgl. S. 124) oder er ist außerhalb der thermischen Hülle aufgestellt (z.B. im Bürohaus Sundays, [Weiß00]). In dieser Betrachtung wird der systematische Fehler hinreichend klein oder ist gar nicht vorhanden.

Tabelle 3.2: Für die geplanten Untersuchungen stehen zwei Energiestandards des Mehrfamilienhauses aus Abbildung 3.2 zur Verfügung. Für den Standort Zürich können die beiden Mehrfamilienhäuser als "gutes" (Index *"I"*) und "mäßiges" (Index *"II"*) Niedrigenergiehaus bezeichnet werden. Der Raumheizbedarf (Q_{rh}), der Trinkwarmwasserbedarf (Q_{tw}) sowie die jeweilige Summe aus Raumheizbedarf und Trinkwarmwasserbedarf (Q_I und Q_{II}) sind für die unterschiedlichen Gebäudetypen dargestellt. Die Schwankungen im Trinkwarmwasserbedarf resultieren aus der standortabhängigen Kaltwassertemperatur des Trinkwassers.

Standort	$Q_{rh,\,I}$ in kWh/m²a	$Q_{rh,\,II}$ in kWh/m²a	Q_{tw} in MWh/a	Q_I in MWh/a	Q_{II} in MWh/a
Carpentras	20	33	13.5	**23.5**	**29.8**
Zürich	44	66	15.1	**37.3**	**48.1**
Stockholm	63	91	15.6	**47.2**	**61.0**

3.1.3 Zusammenfassung

Für die nachfolgenden Untersuchungen wurde ein [TRNSYS]-Simulationsmodell für solare Heizsysteme mit Großspeichern erstellt. Die hydraulische Verschaltung ermöglicht die solare Beladung, die Entladung sowie die Rückführung des Lastrücklaufs auf jeweils drei unterschiedlichen Niveaus. Es wurden Verbrauchsprofile für zwei Mehrfamilienhaustypen festgelegt. Der Raumheizbedarf am Standort Zürich entspricht einem Niedrig- und einem Niedrigstenergiehaus.

3.2 Beurteilungsgrößen für den Energieaufwand solarer Heizsysteme

Die Beurteilung einer Maßnahme zur Energieeinsparung muss im globalen Kontext erfolgen: Der "*ökologische Rucksack*", bestehend aus **Primär**energieaufwand zur Herstellung, für den Transport und für die Entsorgung, ist gleichermaßen zu berücksichtigen wie der **Primär**energieverbrauch während des Betriebs. Der Vergleich zweier Maßnahmen wird folglich anhand

des *kumulierten Energieaufwandes* (*KEA*) über die gesamte Lebensdauer der Maßnahmen erfolgen.

Im Folgenden wird das Verfahren zur Bestimmung des kumulierten Energieaufwandes auf solare Heizsysteme mit Großspeichern angewandt: Während die vorgelagerten Prozesse für Herstellung (KEA_H) und Transport (KEA_T) rechnerisch ermittelt werden können, wird der Primärenergieverbrauch während des Betriebs (KEA_B) durch Simulationsrechnungen bestimmt. Die Entsorgung kann möglicherweise nicht vernachlässigt werden, bleibt jedoch unberücksichtigt, da die Daten nicht seriös angegeben werden können.

3.2.1 Systemgrenzen zur Bestimmung der energetischen Amortisation

Für den Vergleich des solaren Heizsystems dient ein Referenzheizsystem ohne Kollektoranlage und Pufferspeicher (analog Abbildung 3.1). Als Nachheizsystem wird in beiden Fällen eine Gas-Brennwerttherme gewählt. Neben der Brennwerttherme sollen sich das Referenz- und das solare Heizsystem auch in allen weiteren Punkten gleichen, sodass der Herstellungs- und Transportaufwand für Trinkwasserspeicher, Brennwerttherme, Radiatoren, Regler, Pumpen und Heizverteilsystem in beiden Fällen identisch sind. Für den Vergleich beider Systeme wird folglich nur der Mehraufwand für den Großspeicher, die Kollektoranlage sowie für zusätzliche Pumpen, Ventile und Rohre betrachtet (Herstellung: *H*, Transport: *T*, Betrieb: *B*; schematische Darstellung in Abbildung 3.3):

$$KEA_{Ref} = KEA_{H+T,\,Ref} + KEA_{B,\,Ref} \tag{3.1}$$

$$KEA_{Sol} = KEA_{H+T,\,Ref} + KEA_{H+T,\,Sol} + KEA_{B,\,Sol} \tag{3.2}$$

Für die Nutzungsdauer der solarspezifischen Komponenten können aus [VDI 2067] z.B. 20 Jahre für die Kollektoren und 40 Jahre für Rohrleitungen entnommen werden (die Pumpen und Ventile haben zwar eine Lebensdauer von 10 Jahren, spielen in der Energiebilanz jedoch eine untergeordnete Rolle; s.u.). Für einen Großspeicher aus Edelstahl mit Mineralwollisolierung kann die Nutzungsdauer sicher noch größer sein. Falls tatsächlich nach 20 Jahren sämtliche Kollektoren ausfielen, ergäben sich zwei Möglichkeiten: (1) Die Kollektoranlage wird vollständig ausgetauscht; Rohre und Großspeicher verlängern die Nutzungsdauer des gesamten solaren Heizsystems automatisch um weitere 20 Jahre, ohne zusätzlichen Energieaufwand. Oder (2) das System wird vollständig zurückgebaut. Im folgenden wird die Nutzungsdauer aller Komponenten einheitlich mit 20 Jahren angesetzt.[3] Die Energieeinsparung während der

3. Die Lebensdauer heutiger Kollektoren kann u.U. 20 Jahre überschreiten: Die Untersuchungen zur Lebensdauer von Kollektoren in Dänemark deuten beispielsweise darauf hin, dass 20 Jahre als Mindestlebensdauer angesehen werden kann ([Jacobsen99]). Befragungen von Solarzulieferfirmen in den USA zeigten, dass bereits ältere Systeme eine Lebensdauer bis 24 Jahre erreichten ([Morrison99]).

Nutzungsdauer des Gebäudes wird somit, bei Vernachlässigung des Energieaufwandes zur Entsorgung, gemäß Möglichkeit (1) oder (2) wahrscheinlich unterschätzt bzw. sicher überschätzt. Als relative Energieeinsparung ergibt sich:

$$\varepsilon = \frac{KEA_{B,\,Ref} - (KEA_{H+T,\,Sol} + KEA_{B,\,Sol})}{KEA_{B,\,Ref}} \tag{3.3}$$

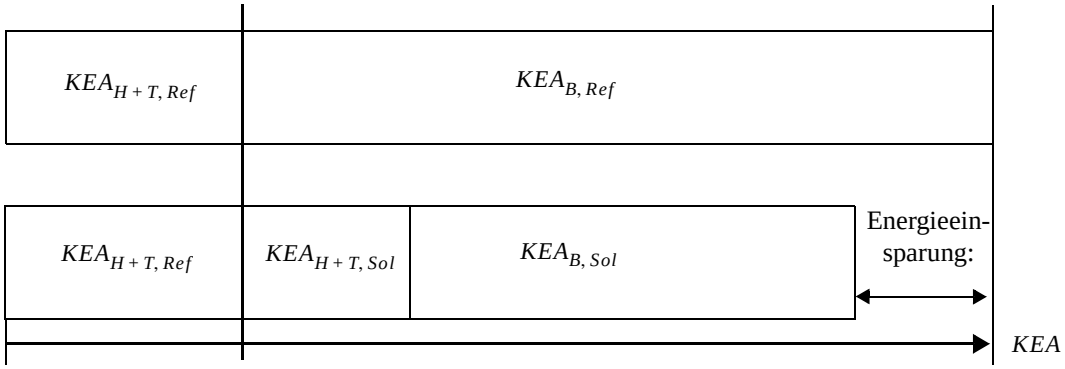


Abbildung 3.3: Schematische Darstellung zum Vergleich des kumulierten Energieaufwandes von Heizsystemen: Gegenüber dem Referenzheizsystem mit Brennwerttherme ($KEA_{H+T,\,Ref}$) wird für das solare Heizsystem ein zusätzlicher Energieaufwand ($KEA_{H+T,\,Sol}$) für die Herstellung und den Transport des Großspeichers, der Kollektoranlage und einiger hydraulischer Komponenten aufgebracht. Ein solares Heizsystem gilt als energetisch amortisiert, falls am Ende der Nutzungsdauer von 20 Jahren trotz erhöhter energetischer Anfangsinvestition eine nenneswerte Energieeinsparung entsteht.

3.2.2 Primärenergieverbrauch zur Solarisierung des fossilen Heizsystems

Für die Ermittlung des kumulierten Energieaufwandes des solaren Heizsystems werden folgende Ordnungsgruppen festgelegt:

- Kollektorfeld (inkl. Transport jedoch ohne Rohrleitungen, Wärmeübertrager usf.),
- Großspeicher (Edelstahlbehälter mit Mineralwolldämmung),
- Verteilsystem (Rohrleitungen, Wärmeübertrager, Pumpen und Ventile) und
- Kranwagentransport des Großspeichers.

Die Ermittlung des kumulierten Energieaufwandes der Komponenten des solaren Heizsystems kann anhand der Masse der einzelnen Bauteile erfolgen. Dazu wird jede Komponente in ihre Bestandteile zerlegt und die Materialien entsprechend ihrer Masse mit Primärenergie-Aufwandsfaktoren (z.B. aus [Gemis]) gewichtet. Für Kollektoren kann direkt auf die in der

Literatur beschriebenen Ergebnisse zurückgegriffen werden (Tabelle 3.3), während für die übrigen Ordnungsgruppen eigene Abschätzungen notwendig sind.

Tabelle 3.3: Abschätzung des kumulierten Energieaufwandes von Flachkollektoren. Die hohe Spannweite der Ergebnisse von etwa 400 kWh/m² erklärt sich möglicherweise nicht nur durch den unterschiedlichen Aufbau der Kollektoren, sondern auch durch den Detaillierungsgrad bei der Berechnung des Energieaufwandes (Bezugsgröße ist die Kollektorfläche in m²). Es wird im Folgenden davon ausgegangen, dass große Kollektorflächen schon aus Kostengründen in das Dach zu integrieren sind und somit Teile des Daches ersetzen. Daher wurde für den kumulierten Energieaufwand für Herstellung und Transport ein Wert gewählt, der im mittleren Bereich der Literaturwerte liegt.

KEA_{H+T} kWh/m²	Datenbasis[i]	Bemerkung	Verweis
250...400	Gemis 3.0	Kollektordaten nicht genannt	[Köhler98]
303	Gemis 3.0	Masse eines 7.5 m²-Kollektors mit der Materialzusammensetzung des Standard-Kollektors aus [Gemis]	[Bohun00]
333	Ökoinventare, 1996	mittlerer Wert; abgeschätzt aus den Angaben für Solarsysteme mit typisch 10 m² Kollektorfläche	[Achatz00]
350...450	Gemis 3.0	IO-Verfahren,[ii] Kollektordaten nicht genannt	[Köhler98]
472...653	Gemis 2.1	5, 76 m², 6.15 m² und 98.4 m²	[Gürzenich98]
531	Gemis 3.08	6.15 m²	[Jenseit99]
400		gewählter Wert für die weiteren Untersuchungen	

i. Gemis siehe [Gemis]; Ökoinventare siehe [ÖkoInv].
ii. Beim Input-Output-Verfahren (IO) wird der Preis der einzelnen Materialien recherchiert. Anhand des Preises wird dann der energetische Aufwand berechnet.

Zur Ermittlung des Herstellungsaufwandes des Großspeichers wird aus der Geometrie der Massenanteil von Mineralwolle und Stahl bestimmt. Bei primärenergetischer Gewichtung zeigt sich, dass der Herstellungsaufwand des Großspeichers durch den energieintensiven Stahl dominiert wird. Insbesondere bei der Verwendung von Edelstahl[4] entfallen bei einer 35 cm dicken Dämmlage lediglich 15 % des Herstellungsaufwandes auf die Mineralwolldämmung. Darüber hinaus ist der volumenspezifische Energieaufwand der untersuchten Großspeicher stark von der Dimension des Speichers abhängig: Während ein 30 m³-Speicher etwa 1.5 MWh/m³ zur Herstellung benötigt, fällt der Aufwand bei einem 90 m³-Speicher auf etwa 1 MWh/m³ ab (Tab. C.3, S. 105).

Der abgeschätzte Wert des kumulierten Energieaufwandes für das Verteilsystem ist nur schwach von der Dimensionierung des solaren Heizsystems abhängig: Der Energieaufwand des Verteilsystems wird zu fast 80 % durch die Kupferverrohrung im Solarkreis und die

4. Bei offenen Systemen ist aufgrund des hohen Sauerstoffgehaltes im Heizungswasser in jedem Fall ein besonderer Korrosionsschutz erforderlich. Ein Edelstahlbehälter stellt bezüglich der Korrosionsanfälligkeit den Idealfall dar.

Anschlüsse am Speicher getragen. Aufgrund der geringen Variation der Speicherhöhe ändern sich die Rohrleitungslängen nur schwach, sodass für alle Systeme 3.5 MWh angesetzt wird (Tab. C.1, S. 104).

Für den Transport des Großspeichers wird davon ausgegangen, dass die Lieferung auf einem großen Sattelschlepper erfolgt. Die Aufstellung des Speichers erfordert u.U. zwei Lastkräne, welche den Speicher zunächst von der Ladefläche abheben, um ihn dann frei hängend aufrichten zu können (Abb. C.4, S. 104). Der kumulierte Energieaufwand für die Anfahrt und den Betrieb der Lastkräne ist unbekannt. Betrachtet man die Lastkräne als voll beladene *LKW*, so kann jedoch eine Abschätzung angegeben werden (Tab. C.2, S. 105). Die methodische Unsicherheit dieser Abschätzung erlaubt es nicht, die Abhängigkeit des kumulierten Energieaufwandes von der Dimensionierung des solaren Heizsystems anzugeben. Für alle hier untersuchten Systeme wird deswegen ein einheitlicher Wert von 4.2 MWh angenommen.

Zusammenfassend kann der zur Solarisierung des Referenzheizsystems nötige Herstellungs- und Transportaufwand in Abbildung 3.4 dargestellt werden.

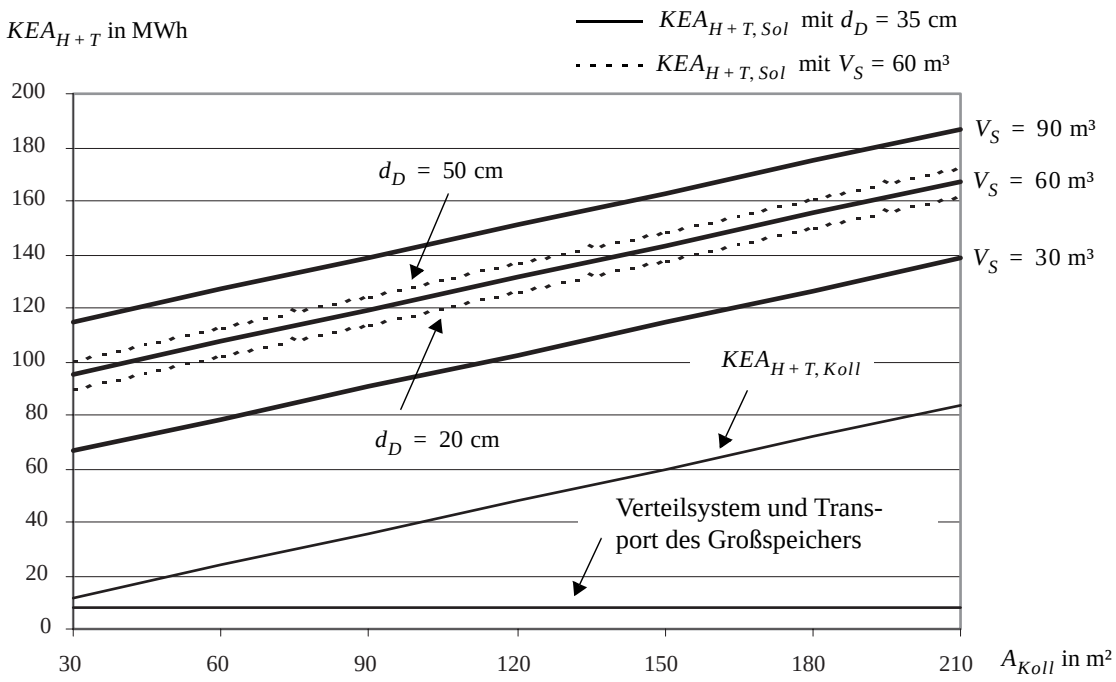


Abbildung 3.4: Kumulierter Energieaufwand zur Solarisierung des Referenzheizsystems. Die unterschiedlichen Dämmstärken beim Großspeicher, die Komponenten des Verteilsystems sowie der Transport des Großspeichers spielen gegenüber der Kollektorfläche (0.4 MWh/m²) und dem Großspeicher (1…1.5 MWh/m³) eine untergeordnete Rolle.

3.2.3 Primärenergieaufwand während des Betriebs

Der Primärenergieaufwand für den Betrieb eines Heizungssystems muss sowohl den Bezug des Heizmittels (in diesem Fall Gas), wie auch den Stromverbrauch sämtlicher im Heizsystem

erforderlicher Komponenten (Pumpen, Regler und Nachheizsystem) erfassen. Die elektrischen Verbräuche der Pumpen und Regler werden entsprechend den Vorgaben aus [Heimrath01] festgelegt, während der Hilfsstrombedarf und die Aufwandszahl[5] e_{NH} des Nachheizsystems nach [DIN 4701] gewählt werden.[6] Für den primärenergetischen Aufwand zur Bereitstellung von einer kWh Gas oder Strom gilt $f_{p,\,Gas} = 1.1$ bzw. $f_{p,\,el} = 3$ ([DIN 4701]). In Anlehnung an [DIN 4701] wird der Primärenergieaufwand Q_p auf die Nutzwärme $Q_n = Q_{tw} + Q_{rh}$ bezogen und als Anlagenaufwandszahl e_p definiert (ΔQ_S entspricht der Differenz aus innerer Energie des Großspeichers von Beginn zum Ende des Simulationsjahres):

$$e_p = \frac{Q_p}{Q_n} = \frac{Q_{el} \cdot f_{p,\,el} + Q_{NH} \cdot e_{NH} \cdot f_{p,\,Gas}}{Q_{tw} + Q_{rh} + \Delta Q_S} \tag{3.4}$$

In [Scheuren02] wird in einem Auslegungsfall[7] gezeigt, dass durch den Term ΔQ_S in Gleichung (3.4) die Simulationsdauer auf ein Jahr begrenzt werden kann, ohne die Anlagenaufwandszahl e_p nennenswert zu beeinflussen. Im selben Auslegungsfall konnte auch nachgewiesen werden, dass die Anlagenaufwandszahl stärker von der Speicherdämmung abhängt, als von hydraulischen Abänderungen des Systems. So steigt e_p um 9 % an, wenn die Speicherdämmung von 35 cm auf 20 cm verringert wird. Wird hingegen die untere Belademöglichkeit für die Solaranlage, der obere Lastrücklauf oder die untere Entnahmemöglichkeit für die Last sukzessive entfernt, steigt e_p auch in der Summe nicht stärker als 2 % an. Das System aus Abbildung 3.1 spiegelt somit ein ideales hydraulisches Konzept wider, welches im Rahmen der Untersuchung des kumulierten Energieaufwandes nur "schwach" auf hydraulische Veränderungen reagiert.

Durch [Scheuren02] wurden Anlagenaufwandszahlen für das System aus Abschnitt 3.1.1 mit unterschiedlichen Dimensionierungen für beide Gebäudetypen an allen drei Standorten bestimmt. Die Kollektorfläche variiert dabei zwischen 30 und 210 m² in 30 m²-Schritten, bei Speichervolumina von 30, 60 und 90 m³ mit 20, 35 sowie 50 cm Speicherdämmung. Für eine Heizkraftanlage ($e_{NH} = 0.8$), eine Brennwerttherme ($e_{NH} = 1.03$) sowie für einen Konstanttemperaturkessel ($e_{NH} = 1.265$) sind sämtliche Aufwandszahlen in [Scheuren02] tabelliert. Um systematischen Fehlern beim Vergleich des solaren Heizsystems mit einem Referenzheizsystem entgegenzuwirken, wird das Referenzheizsystem direkt aus dem Solaren Heizsystem abgeleitet: Im Simulationsskript werden die Kollektorfläche auf 0 m² und das

5. Die Aufwandszahl e_{NH} des Nachheizsystems berücksichtigt den erhöhten Heizmittelbezug durch Abgas- und Bereitschaftsverluste des Nachheizsystems; nicht zu verwechseln mit der Anlagenaufwandszahl e_p (vgl. [DIN 4701]).
6. In der [DIN 4701] sind gegenüber [Heimrath01] weitere Nachheizsysteme festgelegt. Der Vergleich von Kraftwärmekopplung und Konstanttemperaturkessel ist damit möglich ([Scheuren02]).
7. Konstanttemperaturkessel, $V = 90$ m³, $A = 60$ m² und $d_D = 50$ cm; am Standort Zürich für den Gebäudetyp *I*.

Speichervolumen auf 1 m³ reduziert; die Verstärkung der Dämmung des Speichers auf 100 cm führt zu vernachlässigbaren Wärmeverlusten beim Referenzheizsystem. Die Anlagenaufwandszahlen des Referenzheizsystems sind zusammen mit Beispielen für das solare Heizsystem in Tabelle 3.4 dargestellt.

Tabelle 3.4: Anlagenaufwandszahlen für das Referenzheizsystem ($e_{p,\,Ref}$) und ein konkretes solares Heizsystem ($e^{*}_{p,\,Sol}$) sowie Bereiche der Anlagenaufwandszahl für solare Heizsysteme. ($e^{*}_{p,\,Sol}$ ermittelt mit V_S = 60 m³, d_D = 35 cm und A_{Koll} = 120 m²). Die Anlagenaufwandszahl des Referenzheizsystems ist nahezu unabhängig von dem bereitzustellenden Energiebedarf. Der leichte Abfall bei erhöhtem Wärmebedarf erklärt sich aus der Tatsache, dass auch das Verhältnis aus Hilfsenergieaufwand zur gelieferten Wärme leicht abfällt.
Der Wärmebedarf Q_I in Stockholm entspricht ziemlich genau dem Wärmebedarf Q_{II} in Zürich. Da das Strahlungsangebot an beiden Standorten ähnlich ist, ist auch der Solarertrag in diesen Fällen vergleichbar, folglich sind die Anlagenaufwandszahlen annähernd gleich ("Fettdruck"). Für die solaren Heizsysteme gilt: Je größer die Heizlast, desto geringer der solare Anteil, desto größer die Aufwandszahl. Für den Gebäudetyp *II* am Standort Zürich und Stockholm gilt für kleine Kollektorflächen $e_{p,\,Sol} \approx e_{p,\,Ref}$, sodass die Aufwandszahl für das Solarsystem analog zur Aufwandszahl des Referenzheizsystems mit erhöhtem Wärmebedarf leicht abfällt.

Standort	Gebäudetyp *I*			Gebäudetyp *II*		
	$e_{p,\,Ref}$	$e_{p,\,Sol}$	$e^{*}_{p,\,Sol}$	$e_{p,\,Ref}$	$e_{p,\,Sol}$	$e^{*}_{p,\,Sol}$
Carpentras	1.208	0.14...0.85	0.234	1.198	0.12...0.93	0.287
Zürich	1.190	0.46...1.16	0.691	1.186	**0.57...1.18**	**0.814**
Stockholm	1.187	**0.57...1.17**	**0.817**	1.182	0.67...1.17	0.874

Mit den durch Simulation bestimmten Anlagenaufwandszahlen kann schließlich der kumulierte Energieaufwand für eine Nutzungsdauer von 20 Jahren ermittelt werden:

$$KEA_B = e_p \cdot (Q_{tw} + Q_{rh}) \cdot 20 \tag{3.5}$$

3.2.4 Zusammenfassung

Für die Bestimmung der Energieeinsparung eines solaren Heizsystems wurden der Herstellungs- und Transportaufwand für den Großspeicher, die Kollektoranlage und für einige hydraulische Komponenten bestimmt. Der größte Teil des vorgelagerten Energieaufwandes zur Solarisierung eines Heizsystems wird durch die Kollektoranlage mit 0.4 MWh/m² und den Großspeicher mit etwa 1…1.5 MWh/m³ festgelegt. Als Referenzheizsystem werden im solaren Heizsystem die Kollektoranlage entfernt und der Speicher auf 1 m³ reduziert. Zur Bewertung des energetischen Mehraufwandes des solaren Heizsystems wird lediglich der Energieaufwand der oben genannten Komponenten berücksichtigt, da das Heizwärmeverteilsystem, die Trinkwasserbereitung und das Nachheizsystem in beiden Fällen identisch sind. Die Bestimmung des Primärenergieaufwandes während der einheitlich festgelegten Lebensdauer von 20 Jahren erfolgt über eine Anlagenaufwandszahl in Anlehnung an die [DIN 4701]. Durch

Erweiterung des Begriffes der Nutzenergie in der Analgenaufwandszahl kann die Simulationsdauer auf ein Jahr beschränkt werden. Sämtliche Simulationsrechnungen sind in [Scheuren02] dokumentiert.

3.3 Primärenergetische Bewertung solarer Heizsysteme

In diesem Abschnitt wird die Frage beantwortet, ob solare Heizsysteme mit Großspeichern nennenswerte Energieeinsparungen gegenüber fossilen Heizsystemen erreichen können. Diese Frage wird zunächst allgemein für alle Standorte, Gebäude und Anlagenkonfigurationen anhand der *Energieeinsparung* und der *energetischen Rücklaufzeit* erörtert. Im Anschluss werden beispielhaft für den Standort Zürich der Einfluss der Speicher-Dämmung, des Speichervolumens und der Kollektorfläche auf die Energieeinsparung diskutiert.

3.3.1 Energieeinsparung durch solare Heizsysteme

Zunächst wird erörtert, ob spezielle Konfigurationen solarer Heizsysteme existieren, bei denen eine sehr geringe oder keine Energieeinsparung zu verzeichnen ist. Zu diesem Zweck wurden die relativen Energieeinsparungen durch Installation eines solaren Heizsystems für beide Gebäude an allen drei Standorten mit sämtlichen in Abschnitt 3.2.3 genannten Parametervariationen bestimmt. In Abbildung 3.5 ist das Ergebnis nach Standorten getrennt dargestellt.

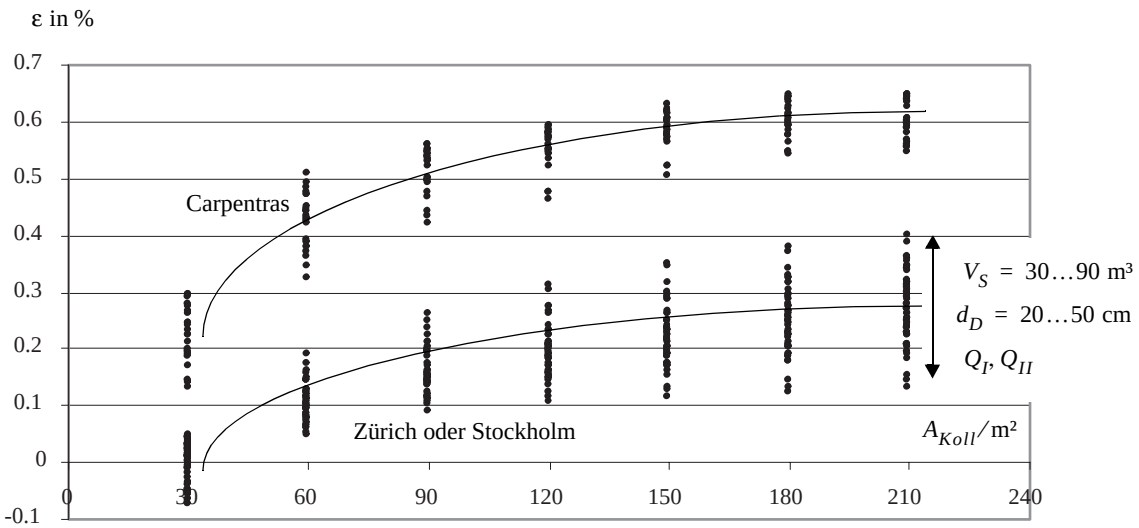


Abbildung 3.5: Relative Energieeinsparung (Gleichung (3.3)) gegenüber dem Referenzheizsystem in Abhängigkeit der Kollektorfläche. Aufgetragen sind sämtliche Simulationsergebnisse im untersuchten Parameterraum aus Abschnitt 3.2.3. In Carpentras führt jedes solare Heizsystem zu einer Energieeinsparung, während in Zürich oder Stockholm einige Systeme, bei (technisch nicht relevanten) Kollektorflächen von 30 m², sogar mehr Energie kumuliert verbrauchen, als das Referenzheizsystem.

Es zeigt sich, dass in Carpentras für alle Konfigurationen eine Energieeinsparung von über 10 % erreicht wird. An den Standorten Zürich und Stockholm treten für Kollektorflächen von

30 m² teilweise keine Einsparungen sondern sogar erhöhte Energieverbräuche auf. Diese Konfigurationen sind jedoch aus technischer Sicht nicht relevant, da die Kollektorfläche noch unter der Dimensionierung für reine Trinkwassererwärmungssysteme liegt, jedoch der Großspeicher auch in diesem Fall schon 30 m³ umfasst. Für Auslegungen solarer Heizsysteme oberhalb von 12 m² Kollektorfläche pro Wohneinheit ergeben sich auch für sonnenarme Gebiete **stets Energieeinsparungen**, trotz der Verwendung eines energieintensiven Edelstahl-Großspeichers.[8]

3.3.2 Energetische Rücklaufzeiten solarer Heizsysteme

Zur Charakterisierung eines solar unterstützen Heizsystems wird zum Teil die Rücklaufzeit t_R angegeben ([Achatz00], [Bohun00] und [Jenseit99]):

$$t_R = \frac{KEA_{H+T,\,Sol}}{(e_{p,\,Ref} - e_{p,\,Sol}) \cdot (Q_{rh} + Q_{tw})} \tag{3.6}$$

Verschiedene solare Heizsysteme lassen sich in Bezug auf die Energieeinsparung nach Gleichung (3.6) nur dann vergleichen, falls $KEA_{H+T,\,Sol}$ und die Nutzungsdauer der zu vergleichenden Systeme identisch sind. Zur Verdeutlichung ist in Abbildung 3.6 der kumulierte Energieverbrauch verschiedener solarer Heizsysteme dargestellt: Obwohl die Rücklaufzeiten der solaren Heizsysteme (1) und (3) identisch sind, ist die Einsparung bei dem System (3) etwa doppelt so hoch.

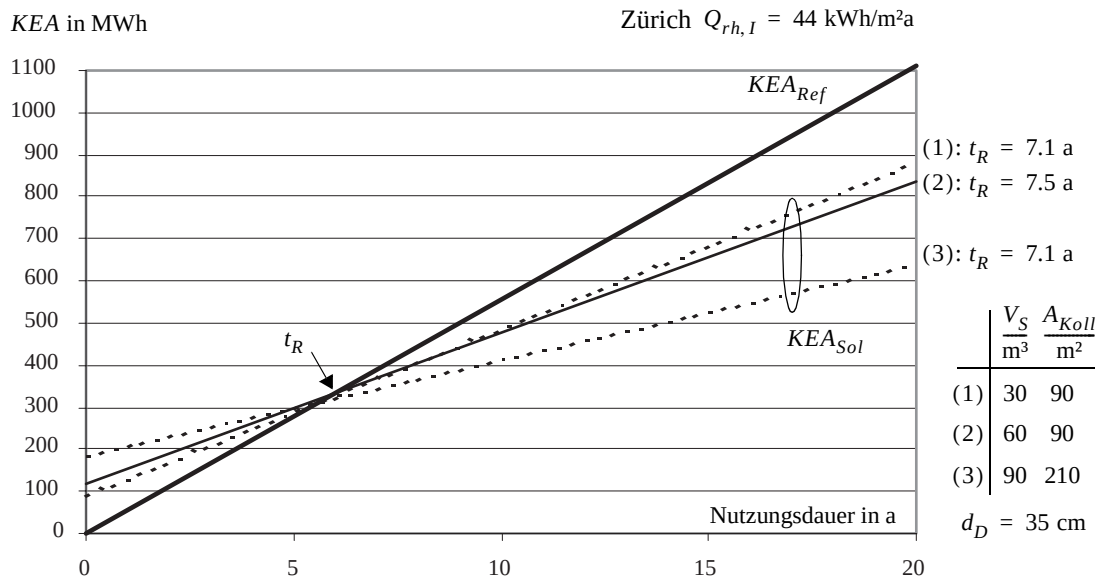


Abbildung 3.6: Kumulierter Energieverbrauch nach Gleichung (3.1) und (3.2). Die Energetische Rücklaufzeit t_R für verschiedene solare Heizsysteme am Standort Zürich ist **kein** Maß für die Energieeinsparung am Ende der Nutzungsdauer des solaren Heizsystems.

8. 12 m² pro Wohneinheit werden bereits bei etwa 0.7 m³ Speichervolumen für solare Heizsysteme mit geringen Deckungsgraden für Einfamilienhäuser in Deutschland verwendet ([Test98], [Drück00]).

Andererseits stellt die Rücklaufzeit sehr anschaulich dar, wie lange ein solares Heizsystem mindestens betrieben werden sollte, damit eine Energieeinsparung erzielt wird. Für sehr hohe Rücklaufzeiten im Verhältnis zur Lebensdauer kann u.U. gerade bei einer langen Lebensdauer nicht sichergestellt werden, dass der Betrieb bis zur Rücklaufzeit erfolgt. Bei der Betrachtung der Rücklaufzeiten für solare Heizsysteme in Abbildung 3.7 zeigen sich jedoch selbst für den Standort Stockholm typische Rücklaufzahlen von nur sieben Jahren, die weit unterhalb der Nutzungsdauer liegen.

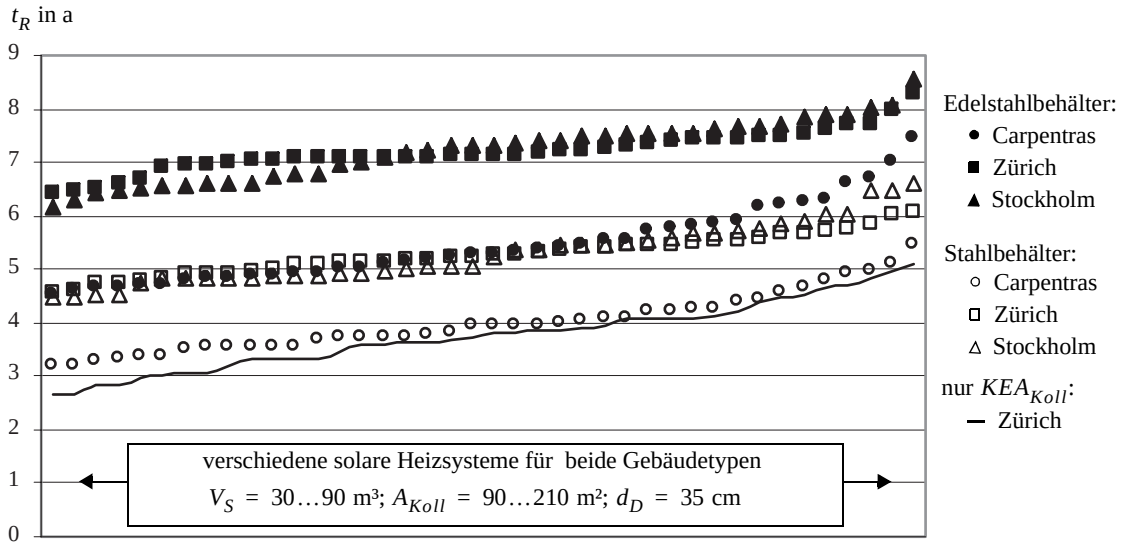


Abbildung 3.7: Rücklaufzeit t_R für verschiedene solare Heizsysteme: Die Rücklaufzahlen liegen bei Verwendung eines Edelstahlbehälters etwa ein bis zwei Jahre über denen bei Verwendung eines Stahlbehälters. Zur Verdeutlichung des Einflusses des Speichers wurden die Rücklaufzahlen beispielhaft für Zürich mit $KEA_{Speicher} = 0$ eingezeichnet: Die Rücklaufzahlen liegen erneut ein bis zwei Jahre unter denen bei Verwendung eines Stahlbehälters; Sie erreichen damit in etwa das Niveau von Kombisystemen für Einfamilienhäuser ([Achatz00]; Dimensionierung gemäß Fußnote 8).

3.3.3 Solare Heizungsunterstützung am Standort Zürich

Am Beispiel des Standorts Zürich sollen der Einfluss der Speicherdämmung, des Speichervolumens, der Kollektorfläche und des Gebäudestandards diskutiert werden. Dazu sind in Abbildung 3.8 die relativen Energieeinsparungen verschiedener solarer Heizsysteme dargestellt. Betrachtet man zunächst den Einfluss der Dämmung, so lässt sich folgendes feststellen:

- Je größer der Speicher ausgelegt ist, desto deutlicher wird die saisonale Funktion des Speichers. D.h., Wärme wird in der Zeit ohne aktive Nachheizung gespeichert und steht zu Beginn der Heizperiode zur Verfügung. Folglich ist der Einfluss der Dämmung bei den 90 m³- oder 60 m³-Speichern größer als bei dem 30 m³-Speicher: Die zusätzliche Energieeinsparung durch Verstärkung der Speicherdämmung von 20 auf 35 cm liegt bei etwa zwei bis drei Prozentpunkten für den 30 m³-Speicher und bei drei bis vier Prozentpunkten für die größeren Speicher.
- Eine weitere Dämmung auf insgesamt 50 cm Mineralwolle führt zu einem weiteren Ansteigen der Energieeinsparung. Insgesamt liegt der zusätzliche Ener-

giegewinn jedoch unter einem Prozentpunkt und wird im Rahmen der hier angewandten Methode nicht weiter diskutiert (beispielhaft linkes Diagramm, 90 m³-Speicher).

- Eine Verstärkung der Dämmung von 20 auf 35 cm ist in etwa der Energieeinsparung einer Kollektorflächenvergrößerung um 30 m² (!) gleichzusetzen.

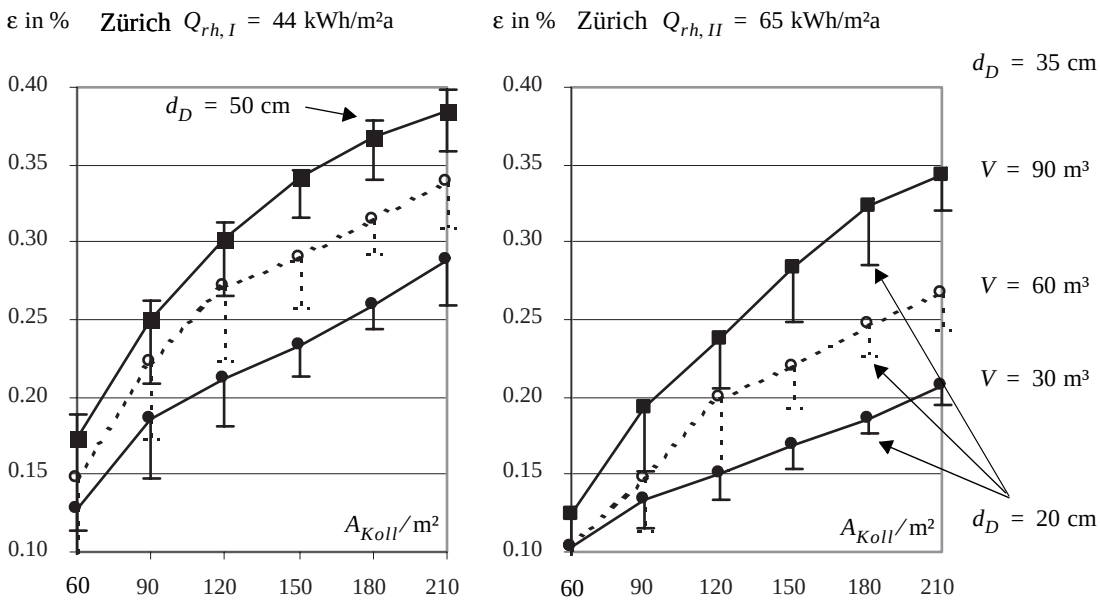


Abbildung 3.8: Relative Energieeinsparung am Standort Zürich für beide Gebäudetypen in Abhängigkeit der Kollektorfläche. Scharparameter ist das Speichervolumen bei einer Standarddämmung von d_D = 35 cm. Die Fehlerbalken nach unten zeigen die Auswirkung einer Reduktion der Dämmung auf 20 cm (bzw. nach oben die Verstärkung auf 50 cm; nur im linken Diagramm für 90 m³). Zur Deutung siehe Fließtext.

Eine Steigerung des Speichervolumens wirkt sich erst ab 120 bis 150 m² Kollektorfläche mit mehr als fünf Prozentpunkten auf die Energieeinsparung aus. Jeder 30 m³-Schritt ist dabei in etwa einer Kollektorflächenvergrößerung von 60…90 m² gleichzusetzen. In Anbetracht der Tatsache, dass bei dem hier untersuchten Gebäude nicht wesentlich mehr als 100 m² Kollektorfläche in das Dach integriert werden können, stellt die Vergrößerung des Speichervolumens u.U. die einzige Möglichkeit dar, eine höhere Energieeinsparung zu erzielen.[9]

Zur Beurteilung des Gebäudestandards dient folgender Vergleich: Gesucht wird ein solares Heizsystem für den Gebäudetyp *II*, sodass der Gesamtenergieverbrauch so niedrig ist, wie beim Gebäude *I* mit Referenzheizsystem. Dazu muss ein solares Heizsystem im rechten Diagramm gewählt werden, welches eine Energieeinsparung von 28 % erzielt. Zwei Beispiele sind: ein 90 m³ Speichervolumen mit etwa 150 m² oder möglicherweise 60 m³ mit mehr als 210 m² Kollektorfläche. Das Gebäude *II* wäre mit solch einem Heizsystem sogar im Vorteil, weil der Herstellungsaufwand für zusätzliche Dämmmaßnahmen bei dem Gebäude *I* in dieser

9. Die Integration eines Teils der Kollektorfläche in die Fassade wäre auch denkbar. Die getroffenen Aussagen in dieser Arbeit sind jedoch nur für Kollektoraufstellwinkel von 45…60 ° gültig.

Betrachtung nicht berücksichtigt wurde. Im Hinblick auf den Installationsaufwand ist eine Verbesserung des Gebäudestandards wahrscheinlich vorzuziehen. Die in dieser Arbeit angewandte Methode müsste jedoch um die vorgelagerten Energieverbräuche für die am Gebäude getroffenen Maßnahmen erweitert werden, damit ein fairer Vergleich vorgenommen werden kann.

3.3.4 Zusammenfassung

Selbst in sonnenarmen Gebieten ergeben sich bei solaren Heizsystemen mit Großspeichern stets kumulierte Energieeinsparungen gegenüber dem fossilen Heizsystem mit Brennwerttherme. In dieser Untersuchung wurden Großspeicher von wenigstens 30 m³ festgelegt. Werden entsprechend des Speichervolumens Kollektorflächen von 90 m² und mehr gewählt, so reichen die Energieeinsparungen der ersten sieben Betriebsjahre zur Amortisation des solaren Heizsystems in Zürich oder in Stockholm. Die Amortisationszeit kann durch die Verwendung von Stahl anstelle des Edelstahls um etwa zwei Jahre verkürzt werden.

Detailuntersuchungen für den Standort Zürich zeigen, dass eine Verstärkung der Dämmung von 20 auf 35 cm zu einer Erhöhung der kumulierten Energieeinsparung zwischen zwei und vier Prozentpunkten führt. Diese stärkere Dämmung ist in etwa einer Vergrößerung der Kollektorfläche um 30 m² gleichzusetzen. Eine Vergrößerung des Speichervolumens über 30 m³ hinaus liefert ab Kollektorflächen von 120 bis 150 m² Energieeinsparungen von mehr als fünf Prozentpunkten. Bei Gebäuden, welche in der Dachfläche begrenzt sind, stellt die Vergrößerung des Speichervolumens u.U. die einzige Möglichkeit einer höheren Energieeinsparung dar.

3.4 Zusammenfassung

Für die ganzheitliche Bewertung solarer Heizsysteme für Mehrfamilienhäuser wird ein standardisiertes Gebäude mit fünf Wohneinheiten ([Task26]) gewählt. Der Wärmebedarf für die Raumheizung und das Trinkwarmwasser wird entweder durch ein Referenzheizsystem mit Brennwerttherme oder durch ein solares Heizsystem bereitgestellt. Insgesamt können für drei Standorte (Carpentras, Zürich, Stockholm) zwei Gebäudestandards (44 und 66 kWh/m²a für Zürich) betrachtet werden.

Zur Solarisierung des Heizsystems werden ein Großspeicher (30…90 m³) und ein dachintegriertes Kollektorfeld (30…210 m²) zusätzlich zum Referenzheizsystem installiert. Das solare Heizsystem ermöglicht eine Be- und Entladung des Großspeichers auf drei unterschiedlichen Niveaus.

Die Summe aus Herstellungs- und Transportaufwand für Großspeicher, Kollektorfeld und für einige zusätzliche hydraulische Komponenten wird im wesentlichen durch den Edelstahl-

Großspeicher (1…1.5 MWh/m³) und die Kollektoranlage (0.4 MWh/m²) bestimmt. Weitere Komponenten wie Trinkwasserspeicher, Heizverteilsystem, Brennwerttherme usf. werden für das Referenz- und das solare Heizsystem als identisch angenommen und folglich nicht mitbilanziert.

Für angemessene Dimensionierungen, d.h. für Kollektorflächen von wenigstens 60…90 m² (12…18 m² pro Wohneinheit) erzielen sämtliche Anlagenkonfigurationen an allen Standorten für beide Gebäude stets Energieeinsparungen. Bei einer Speicherdämmung von 35 cm benötigen auch die Systeme in Zürich oder Stockholm nur typisch sieben Jahre ihrer Betriebszeit, um eine Energieeinsparung in der Größenordnung ihres Herstellungs- und Transportaufwandes zu erzielen. Die Verwendung von Stahl anstelle des Edelstahls verkürzt diese Rücklaufzeit um etwa zwei Jahre. Eine Verstärkung der Dämmung von 20 auf 35 cm sollte in Bezug auf zwei bis vier Prozentpunkte Energieeinsparung als obligatorisch angesehen werden. Immerhin entspricht diese Einsparung einer sonst zusätzlich zu installierenden Kollektorfläche von etwa 30 m².

4 Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit umfasst zwei wichtige Fragestellungen zur Betrachtung von solaren Heizsystemen mit Großspeichern für Mehrfamilienhäuser: (1) Sind die Rechenmodelle zur Nachbildung des thermischen Verhaltens von kleinen Speichern auch für Großspeicher mit einigen 10 m^3 Inhalt geeignet? Und (2), erzielen solare Heizsysteme mit Großspeichern auch unter Berücksichtigung des kumulierten Energieaufwandes für die Herstellung und den Transport des Systems nennenswerte Energieeinsparungen?

Zunächst werden die wesentlichen Ergebnisse bei der Bearbeitung des ersten Punktes betrachtet: Unter anderem wird in der Literatur ein Temperaturtransportprozess in Speichern beschrieben, der selbst in Zeiten ohne Be- oder Entladung stattfindet. Das Wasser im Speicher befindet sich nur dann in Ruhe, falls der Speicher eine homogene Temperatur aufweist und die Wärmeverluste verschwinden. Da dies in praktisch relevanten Fällen wahrscheinlich nie der Fall sein wird, findet ein Temperaturausgleich über eine freie Konvektion zwischen den heißen und kalten Bereichen des Speichers statt: Warmes Wasser kühlt sich aufgrund von Wärmeverlusten an der Speicherwand ab und sinkt wegen der höheren Dichte nach unten. Von unten strömt über eine große Querschnittsfläche zentral im Speicher eine entsprechende Menge Wasser wieder zurück. Dieser in der Theorie beschriebene Konvektionswirbel konnte durch die zweidimensionale Vermessung des Temperaturprofils im Speicher nachgewiesen werden. In Abhängigkeit des vertikalen Temperaturprofils im Speicher wurden radiale Temperaturgradienten in einzelnen horizontalen Schichten zwischen -0.8 und 0.1 K/m gemessen, welche auch nach mehreren Stunden ohne externe Be- oder Entladung des Speichers noch stabil waren.

Bei der Betrachtung der in der Literatur beschriebenen Rechenmodelle für Speicher kann festgestellt werden, dass es nur wenige mehrdimensionale Modelle gibt, welche in der Lage sind den oben genannten Wärmetransportprozess nachzubilden. Die mehrdimensionalen Modelle dienen z.B. zu Validierungszwecken einfacher Modelle und werden im Allgemeinen nicht zur Ertragsvorhersage solarer Heizsysteme eingesetzt. Der überwiegende Teil der Rechenmodelle ist eindimensional und zum Teil durch empirische Terme in der Energiebilanz für Einströmungs- und Mischungsprozesse ergänzt. So wird z.B. in fast allen eindimensionalen Modellen die vertikale Wärmeleitung im Speicherwasser durch eine effektive Wärmeleitung ersetzt, die den Wärmetransport durch den oben genannten Konvektionswirbel annähern soll.

Dass das Temperaturprofil im Mittel nur eindimensional ist, wurde exemplarisch an einer 275 Tage langen Betriebsperiode gezeigt: Die radialen Temperaturgradienten liegen fast ausschließlich in einem Bereich von ± 0.1 K/m. Das zeitliche Mittel jedes radialen Gradienten verschwindet nahezu. Folglich wurde zur Abbildung des messtechnisch überwachten solaren Heizsystems ebenfalls ein eindimensionales Modell gewählt.[1]

Zunächst wurden für das Modell sämtliche Parameter bestimmt. Die Geometriedaten konnten aus den technischen Unterlagen festgelegt werden, während der Gesamtwärmeverlustkoeffizient sowie die effektive Wärmeleitfähigkeit aus acht **Stillstandsperioden**, ohne externe Be- und Entladung des Speichers, messtechnisch ermittelt wurden: Der Gesamtwärmeverlustkoeffizient lag mit 0.12 W/mK bei dem theoretisch zu erwartenden Wert. Der Wert der effektiven Wärmeleitfähigkeit lag in der Größenordnung der Wärmeleitfähigkeit des Wassers, woraus geschlossen werden kann, dass der Wärmetransport durch den freien Konvektionswirbel im Speicher unerheblich ist.

Anschließend wurden die gleichen Parameter durch Minimierung der mittleren quadratischen Abweichung zwischen gemessenen und simulierten Temperaturen im Speicher ermittelt. Für die Anpassung stand eine insgesamt 275 Tage lange **Betriebsperiode** zur Verfügung: Sämtliche Massenströme und Temperaturen des in den Speicher hineinfließenden Wassers wurden dem Rechenmodell aus der Messung vorgegeben. Die Parameteranpassung liefert eine außerordentlich gute Übereinstimmung der relevanten Parameterwerte für das Speichervolumen und die Wärmeverluste durch den Speichermantel. Einzig die effektive Wärmeleitfähigkeit und die Wärmeverlustkoeffizienten für den Deckel bzw. den Boden wichen deutlich von den Messwerten aus der Stillstandsperiode oder den theoretisch erwarteten Werten ab. Jedoch haben diese Parameter keine nennenswerte Auswirkung auf die mittlere quadratische Temperaturabweichung. Die mittlere Temperaturabweichung lag nach der Anpassung bei nur 0.32 K. Allein die methodischen Fehler können die mittlere Temperaturabweichung erklären. Wesentlich sind z.B. die Unsicherheit der gemessenen Eingangsdaten oder der Diskretisierungsfehler, welcher dadurch entsteht, dass das Speichervolumen in eine endliche Anzahl von Kontrollvolumen aufgeteilt wird.

Obwohl die gemessenen und durch Parameteranpassung ermittelten relevanten Größen sehr gut übereinstimmten, kann nicht ausgeschlossen werden, dass die Vorhersagegenauigkeit des Modells bei den gewählten Parametern von der verwendeten Betriebsperiode abhängt. Folglich wurde untersucht, wie sich die mittlere quadratische Temperaturabweichung und die Abweichung zwischen simulierter und gemessener innerer Energie, für Zeitbereiche verhält,

1. Das Speichermodell von [Drück94] für [TRNSYS] wurde gewählt. Dieses ermöglicht eine Abbildung der insgesamt zehn unterschiedlichen Be- und Entlademöglichkeiten des messtechnisch untersuchten Großspeichers.

welche nicht zur Parameteranpassung Verwendung fanden. Die insgesamt vier Zeitbereiche von etwa zwei Monaten Dauer wurden dafür derart festgelegt, dass unterschiedliche Be- und Entladezustände repräsentiert werden konnten. Dabei wurde festgestellt, dass die Abweichung zwischen simulierter und gemessener innerer Energie des Speichers am Ende eines Tages nur typisch ±1 % der Nutzenergie des Speichers beträgt. Insbesondere wurde kein systematisches Anwachsen des Fehlers mit der Zeit beobachtet. Für Abweichungen, die betragsmäßig größer als ein Prozent waren, konnten Unsicherheiten in den Eingangsdaten gefunden werden. Diese Abweichungen gehen somit nicht zu Lasten des Rechenmodells.

Insgesamt kann der Schluss gezogen werden, dass der eindimensionale Modellansatz von Kleinspeichern auch für die Betrachtung von Großspeichern gerechtfertigt ist. Weitere Simulationsrechnungen, z.B. zur Auslegung solarer Heizsysteme mit Großspeichern für Mehrfamilienhäuser, werden damit auf eine sichere Basis gestellt.

Zur Bearbeitung des zweiten Aspektes wurde ein Reihenhaus mit fünf Wohneinheiten untersucht. Der Trinkwarmwasser- und Raumheizenergiebedarf dieses Mehrfamilienhauses stand für zwei Gebäudestandards (44 und 66 kWh/m²a für Zürich) und insgesamt drei Standorte (Carpentras, Zürich, Stockholm) zur Verfügung. Das Referenzheizsystem mit Brennwerttherme zur Bereitstellung der Nutzenergie wurde schrittweise um eine Konfiguration aus dachintegriertem Kollektorfeld (30…210 m²) und Großspeicher (30…90 m³) erweitert. Die hydraulische Verschaltung des solaren Heizsystems ermöglicht die Be- und Entladung des Speichers auf drei unterschiedlichen Niveaus.

Zur Beurteilung der Heizsysteme wird der kumulierte Energieverbrauch über eine einheitliche Nutzungsdauer aller Komponenten von 20 Jahren ermittelt: Zunächst werden die Anlagenaufwandszahlen durch Simulationsrechnungen bestimmt.[2] Es ergaben sich Wertebereiche von 1.18 bis 1.21 für das Referenzheizsystem bzw. von 0.14 bis 1.17 für das solare Heizsystem. Aus der Differenz der Anlagenaufwandszahlen lässt sich die Energieeinsparung des solaren Heizsystems während der Nutzungsdauer ableiten. Schließlich wird diese Energieeinsparung um den Betrag des zur Herstellung und zum Transport erforderlichen Primärenergieaufwandes des solaren Heizsystems reduziert. Bei der Ermittlung dieses vorgelagerten Primärenergieverbrauchs zeigen sich sowohl der Edelstahl-Großspeicher (1…1.5 MWh/m³) als auch die Kollektoranlage (0.4 MWh/m²) als die wesentlichen Einflussgrößen. Der Transportaufwand für

2. Verhältnis aus primärenergetischem Aufwand zur gelieferten Nutzenergie; in Anlehnung an [DIN 4701]. Die Hilfsenergieverbräuche, die Aufwandszahl der Brennwerttherme und die primärenergetische Bewertung von Strom und Gas wurden aus dem [Task26] und aus der [DIN 4701] übernommen.

den Großspeicher und der Herstellungsaufwand für zusätzliche hydraulische Komponenten wurden zwar berücksichtigt, spielen jedoch bei den hier gewählten Dimensionen von Großspeicher und Kollektorfeld eine untergeordnete Rolle.

Aus dem Vergleich des kumulierten Energieaufwandes der Heizsysteme kann gefolgert werden, dass für eine Dimensionierung ab etwa 12…18 m² Kollektorfläche pro Wohneinheit die solaren Heizsysteme in sämtlichen Anlagenkonfigurationen an allen Standorten für beide Gebäude stets Energieeinsparungen gegenüber dem Referenzheizsystem von mehr als 10 % erzielen. Wird eine Speicherdämmung von 35 cm gewählt, benötigen die solaren Heizsysteme selbst an sonnenärmeren Standorten wie Stockholm nur typisch sieben Jahre ihrer Betriebszeit zur Amortisation ihres Herstellungsaufwandes. Durch die Verwendung von Stahl an Stelle des Edelstahls lässt sich die Rücklaufzeit um etwa zwei Jahre verkürzen.

Insgesamt wurde in dieser Arbeit die Validität eines eindimensionalen Rechenmodells für Großspeicher gezeigt. In einer Beispielanwendung für dieses Rechenmodell konnte nachgewiesen werden, dass solare Heizsysteme mit Großspeichern für Mehrfamilienhäuser trotz hohem Primärenergieaufwand für die Herstellung des Speichers stets zu Energieeinsparungen führen.

Anhang

A Verwendete Größen, Geometrien und Schaltbilder

A.1 Stoffdaten

Tabelle A.1: Verwendete Stoffdaten für überschlägige Berechnung (bei konstanter Temperatur).

Größe	Bezeichnung	Wert	Einheit	Quelle
a_{Al}	Temperaturleitfähigkeit von ALU (DIN: AlMg 1 SiCu; 3.3211)	$54.9 \cdot 10^{-3}$	m²/s	[VDI94]
a_{H2O60}	Temperaturleitfähigkeit von Wasser bei 60 °C	$0.159 \cdot 10^{-6}$	m²/s	[Cerbe96]
a_D	Temperaturleitfähigkeit von Mineralwolle, 25 °C	$0.58 \cdot 10^{-6}$	m²/s	[Cerbe96]
a_{Kunst}	Temperaturleitfähigkeit von Kunststoff (z.B. PVC, hart)[i]	$0.129 \cdot 10^{-6}$	m²/s	[Stöcker94]
a_{Stahl}	Temperaturleitfähigkeit von Kesselstahl (DIN: H I; 1.0345)	$15.2 \cdot 10^{-3}$	m²/s	[VDI94]
a_{V2A}	Temperaturleitfähigkeit von V2A (DIN: X 5 CrNi 18 10; 1.4301)	$4.04 \cdot 10^{-3}$	m²/s	[VDI94]
λ_{ALOX}	Wärmeleitfähigkeit von Aluminium-Oxyd-Pulver	≈ 10	W/mK	[ii]
λ_D	Wärmeleitfähigkeit von Mineralwolle	0.40	W/mK	[iii]
λ_{V2A}	Wärmeleitfähigkeit von V2A	15.5	W/mK	[Stöcker94]
λ_{WLP}	Wärmeleitfähigkeit von Wärmeleitpaste	1	W/mK	[iv]
g	Erdbeschleunigung	9.80655	m/s²	[Stöcker94]
Pr	Prandtl-Zahl von Wasser bei 60 °C	3.01	1	[Cerbe96]

i. Es wurde willkürlich PVC gewählt, weil die Stoffdaten von PVC bekannt waren.
ii. Für die Abschätzung einer möglichen Temperaturverschleppung in einer Messlanze am Speicher: Der Fühler ist mit Aluminium-Oxyd-Pulver gefüllt. Vom Hersteller waren keine Daten zu beziehen, sodass für eine sichere Abschätzung der Wert von festem, 60 %-igem Aluminium-Oxyd angesetzt wird. Die Wärmeleitfähigkeit eines Pulvers wird sicher unter diesem Wert liegen.
iii. Grünzweig und Hartmann AG, Bürgermeister-Grünzweig-Straße 1, D-67059 Ludwigshafen.
iv. Fa. Dittmer, Carl Zeiss Straße 19, D47475 Kamp-Lintfort.

A.2 Position der Messfühler im Passiv-Solarhaus Cölbe

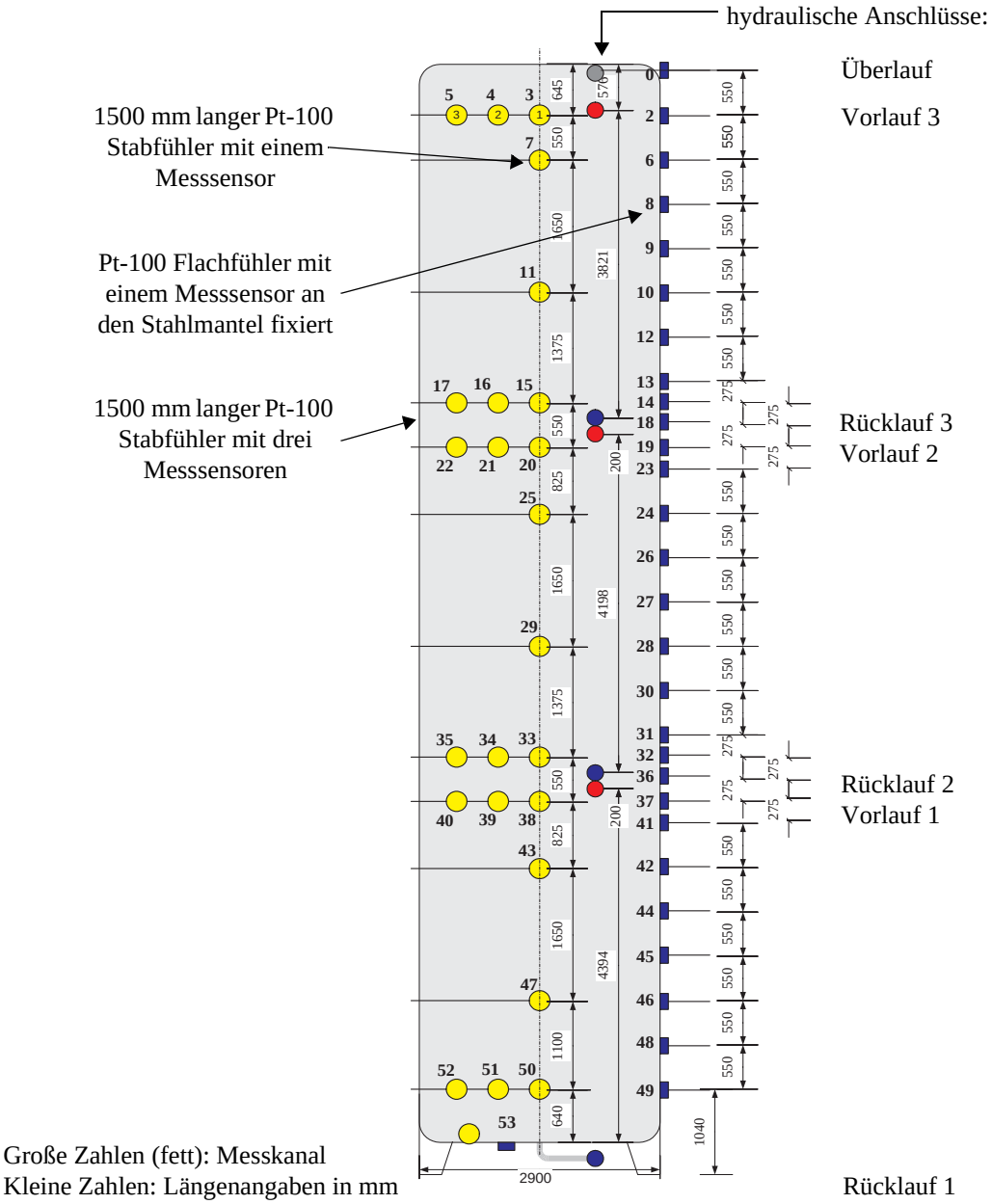


Abbildung A.1: Schematische Anordnung der Pt-100 Sensoren am und im Großspeicher. Die Messkanäle korrespondieren mit den Bezeichnungen für die Temperaturfühler (z.B. Kanal $32 \Leftrightarrow T_{S32}$).

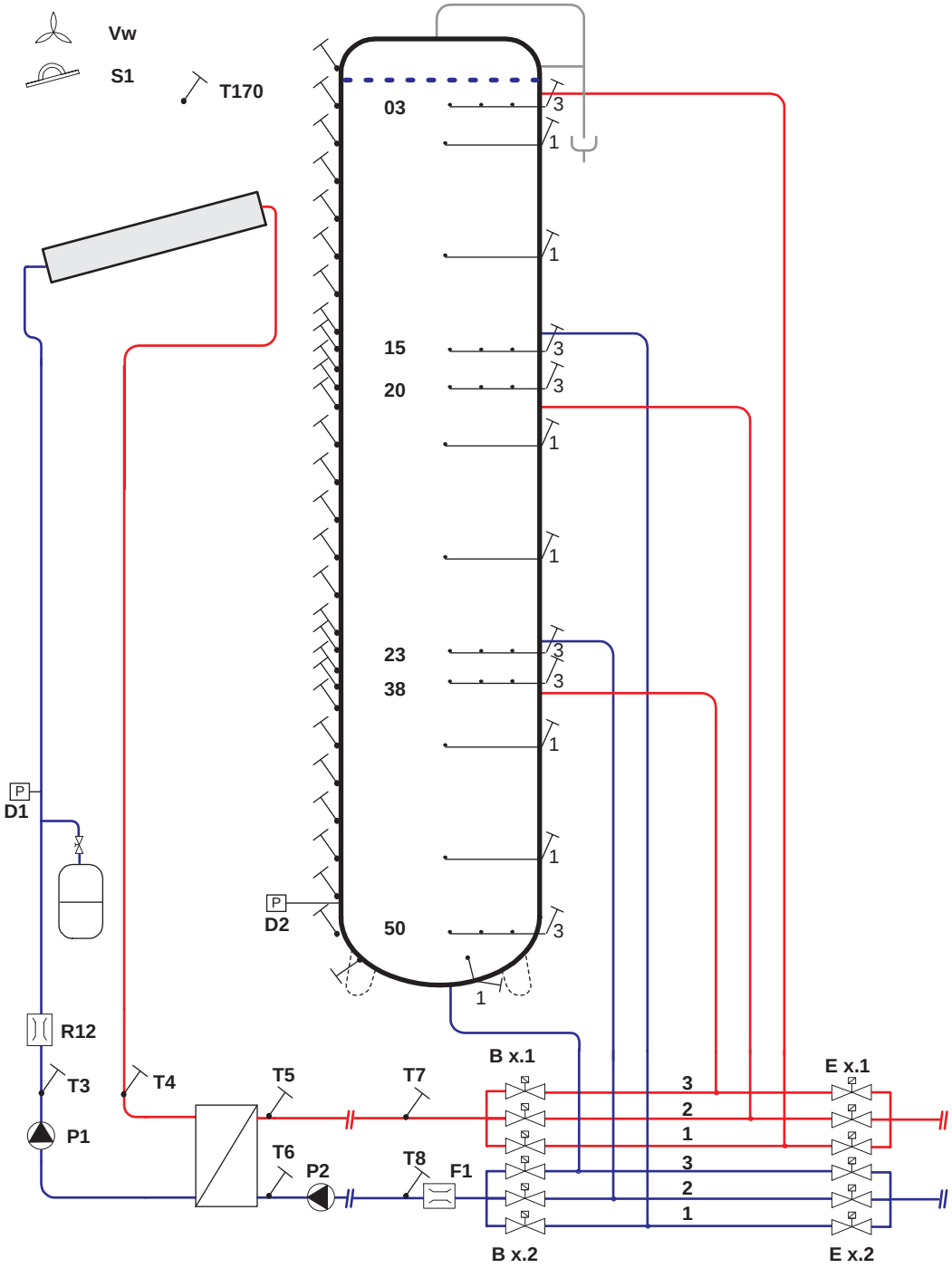


Abbildung A.2: Schematische Darstellung der Messsensoren im Primär- und Sekundärkreis der Solaranlage (Pt-100 Sensoren “T“, Ringkolbenzähler im Primärkreis “R”, Flügelradzähler “F”, CM11-Pyranometer “S”, Schalensternanemometer “Vw”; Beladeventile “B”, Entladeventile “E”; Details in [Scheuren02]). Direkt an den Entladeverteiler (rechts im Bild) sind der Lastkreis und die Nachheizung hydraulisch angeschlossen (vgl. Abbildung A.3).

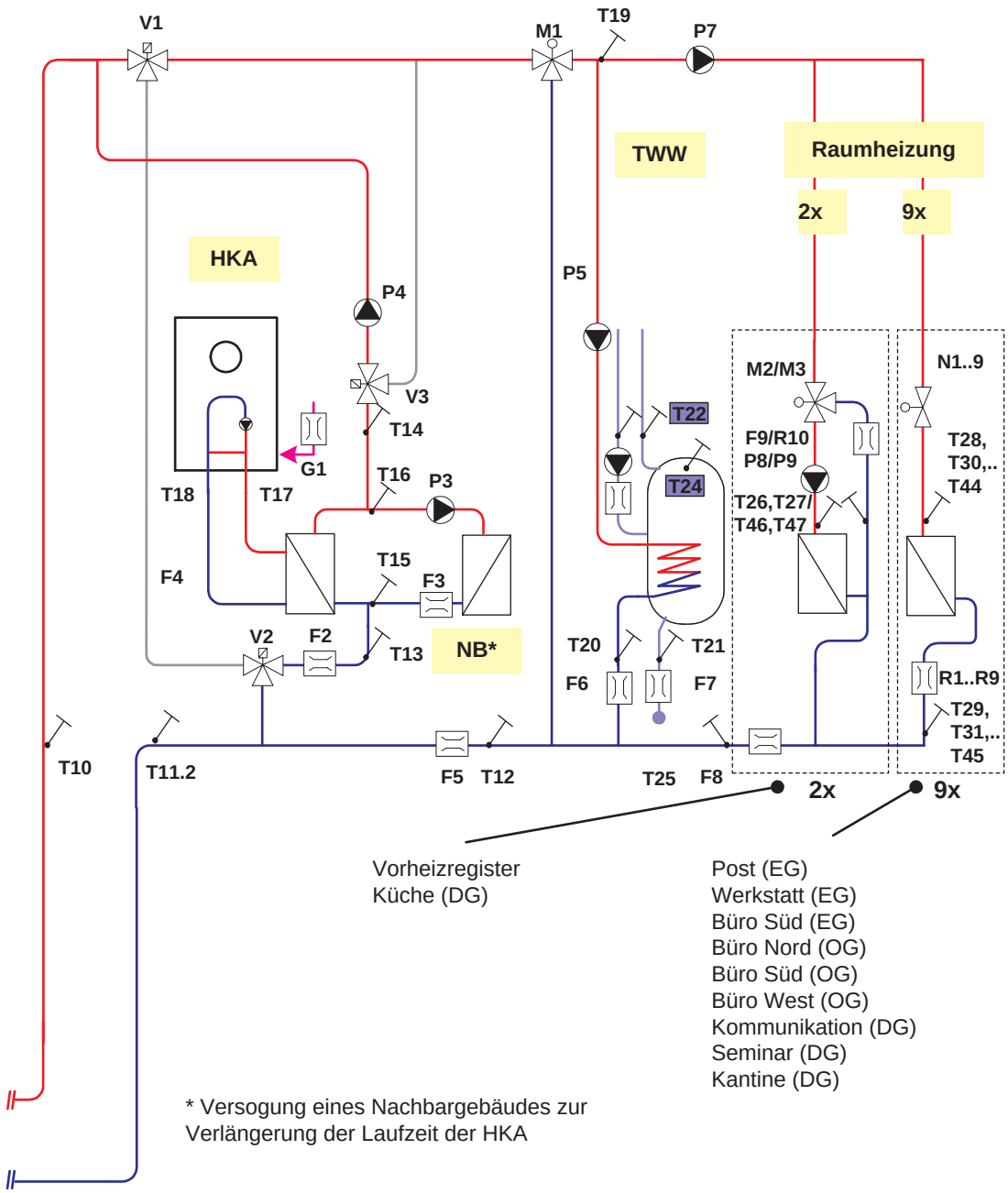


Abbildung A.3: Schematische Darstellung der Messsensoren im Heizkreis und Speicherentladekreis (Pt-100 Sensoren “T“, Flügelradzähler “F”, Balgengaszähler “G”). Die Nachheizregister der insgesamt neun thermischen Zonen, sowie das Vorheizregister und die Wärmebereitstellung für die Küche sind nur angedeutet. Zur Betriebsführung siehe z.B. [Wagner01] oder im Internet bei [Voss98].
Die Rohrleitung (links unten im Bild) schließt sich an den Entladeverteiler des Großspeichers an (vgl. Abbildung A.2).

Tabelle A.2: Bei der Betriebsführung des Großspeichers im Passiv-Solarhaus Cölbe sind die in der Tabelle angegebenen Be- und Entladezustände vorgesehen, sowie regelungstechnisch realisiert (RL = Rücklauf, VL = Vorlauf, vgl. Abbildung A.1). Die Spalte "Nutzung in %" gibt an, welches Volumen anteilig dem gesamten Volumen über alle Be- oder Entladezustände durch das jeweilige Anschlusspaar befördert wurde. Die Lastentnahme über *Z9* kommt so gut wie nicht vor. Als Datengrundlage dient die Betriebsperiode *BEP01* (vgl. Tabelle 2.3 auf S. 59).

Nr.	Entnahme	Rück-speisung	Zweck	gemessene Nutzung in %
Z1	RL1	VL1	Solarbeladung	15
Z2	RL1	VL2	Solarbeladung	15
Z3	RL1	VL3	Solarbeladung	35
Z4	RL3	VL3	HKA-Beladung	9
Z5	VL3	RL1	Last-Entnahme	11
Z6	VL3	RL2	Last-Entnahme	4
Z7	VL3	RL3	Last-Entnahme	3
Z8	VL2	RL1	Last-Entnahme	4
Z9	VL2	RL2	Last-Entnahme	0.1
Z10	VL1	RL1	Last-Entnahme	5

A.3 Schematische Darstellung des Passiv-Solarhaus Cölbe

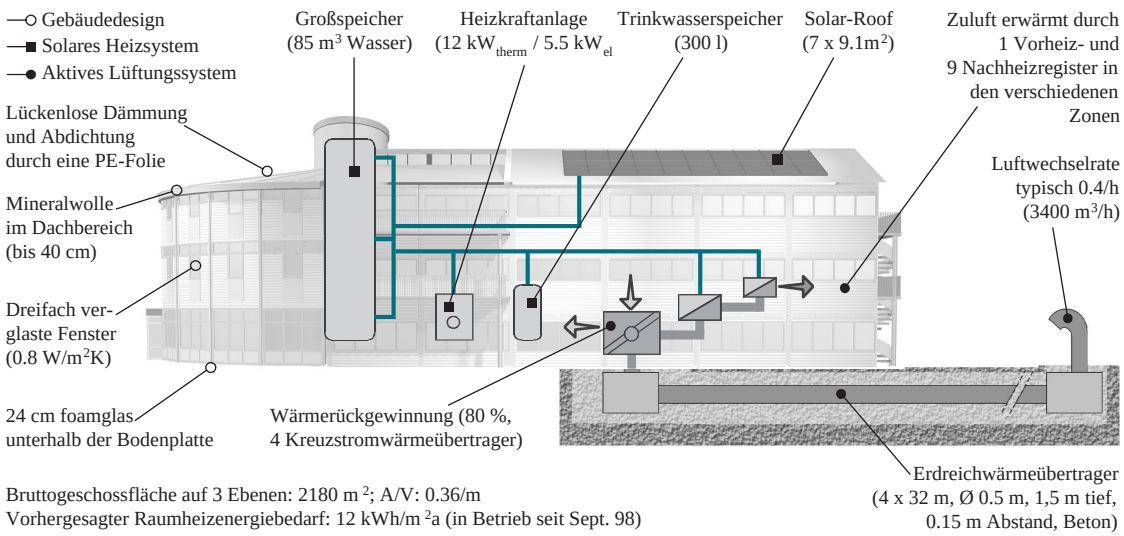


Abbildung A.4: Skizze mit den wichtigsten Eckdaten zum Passiv-Solarhaus Cölbe. Die Lüftungsanlage ist ganzjährig in Betrieb und wird während der Heizzeit zur bedarfsgerechten Erwärmung der insgesamt neun thermischen Zonen genutzt. Die dafür notwendige Energie wird durch das aktiv-solare Heizsystem über Luft-Wasser Wärmeübertrager bereitgestellt.

B Hinweise zur Speichermodellierung

B.1 Vollständig durchmischter Speicher

Eine untere Schranke für den Beladewirkungsgrad kann mit dem Modell des vollständig durchmischten Speichers angegeben werden. Die Beladung erfolgt mit der Kapazitätsrate $\dot{C}$, die Kapazität des Speichers sei C_S und der Verlustkoeffizient kA, dann ergibt sich folgende Differenzialgleichung für ein solches System:

$$\dot{C}(T_i - T) = C_S \cdot \frac{\partial T}{\partial t} + kA(T - T_0) \quad \Leftrightarrow \dot{T} + f(t) \cdot T = g(t) \tag{B.1}$$

$$T(0) = T_0, \; (\; T(\infty) \rightarrow T_{in} \text{ für } k \rightarrow 0) \tag{B.2}$$

Die Lösung für (B.1) lässt sich wie folgt angeben (siehe z.B. [Bronstein93]):

$$T(t) = e^{-h(t)} \left[T_0 + \int_0^t e^{h(t')} \cdot g(t') dt' \right] \text{ mit } h(t) = \int_0^t f(t') dt' \tag{B.3}$$

Die Auswertung von (B.3) ergibt die Temperatur(“verteilung”) im Speicher, welche nur von der Zeit abhängt:

$$T(t) = \exp\left(-\frac{kA + \dot{C}}{C_S} \cdot t \right) \cdot \left[T_0 - \left(\frac{kAT_0 + \dot{C}T_{in}}{kA + \dot{C}} \right) \right] + \left(\frac{kAT_0 + \dot{C}T_{in}}{kA + \dot{C}} \right) \tag{B.4}$$

Der Beladewirkungsgrad (Gleichung (1.26) auf Seite 31) für den vollständig durchmischten Speicher mit Verlusten kann mit (B.4) analytisch angegeben werden. In der Lösung ist der Spezialfall des vollständig durchmischten Speichers ohne Verluste ($kA \rightarrow 0$) von [Yoo93] enthalten:

$$\begin{aligned} \eta_+ &= \frac{\frac{1}{H} \cdot \int (T(z, t = t_{\text{Ende}}) - T_0) dz}{T_{in} - T_0} = \frac{T(C_S / \dot{C}) - T_0}{T_{in} - T_0} = \cdots \\ &= \frac{\dot{C}}{kA + \dot{C}} \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{kA + \dot{C}}{\dot{C}} \right) \right] \\ &\rightarrow 1 - \exp(-1) \text{ für } kA \rightarrow 0 \end{aligned} \tag{B.5}$$

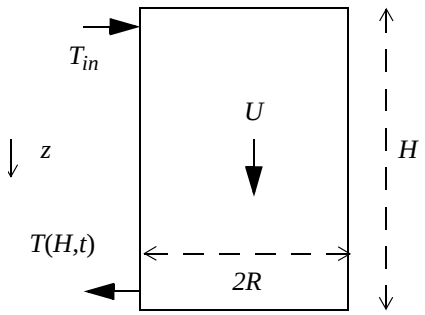
B.2 Eindimensionaler, ideal schichtender Speicher

Zur Abschätzung einer oberen Grenze für den Beladewirkungsgrad geben [Yoo93] als Temperatur-Lösung für den eindimensionalen, mit konstantem Massenstrom beladenen Speicher ohne Verluste folgende Modell-Gleichung an:

$$\Theta(\xi, \tau) = \frac{1}{2} \cdot \left\{ \operatorname{erfc}\left[\frac{(\xi - u\tau)}{\sqrt{4\tau}}\right] + \exp(u\xi) \cdot \operatorname{erfc}\left[\frac{(\xi + u\tau)}{\sqrt{4\tau}}\right] \right\} \text{ mit} \tag{B.6}$$

$$\operatorname{erfc}(x) = 1 - \operatorname{erf}(x) = 1 - \frac{2}{\sqrt{\pi}} \cdot \int_0^x \exp(-x^2) dx \tag{B.7}$$

Es gelten folgende Abkürzungen:



$$u = \frac{UH}{a} = Pe, \tau = \frac{ta}{H^2} = Fo$$

$$\Theta = \frac{T - T_0}{T_i - T_0}, \xi = \frac{z}{H}$$

Abbildung B.1: Verwendete Abkürzungen. T_0 ist die Umgebungs- und Initialisierungstemperatur.

Man erhält Gleichung (B.6), indem man Gleichung (1.24) auf Seite 25 mittels Laplace-Transformation löst. Der Lösungsweg ist in [Yoo93] skizziert und soll hier erweitert um die Speicherverluste angegeben werden. Die zu lösende Differenzialgleichung mit Anfangs- und Randbedingungen lautet:

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u_z \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \lambda \frac{\partial^2}{\partial z^2} T - \frac{2}{R} \cdot [k \cdot (T - T_0)] \tag{B.8}$$

$$T(z, 0) = T_0, \quad T(0, t) = T_i, \quad T(\infty, t) = T_0 \tag{B.9}$$

Durch den dritten Term in (B.9) wird ein in z-Richtung unendlich ausgedehnter Speicher angenommen, welcher allerdings im Modell nur bis $\xi = 1$ interpretiert wird. In dem Modell wird somit ein systematischer Wärmestrom durch die Systemgrenze “Speicherboden” zugelassen, welcher mit zunehmender Durchströmungsgeschwindigkeit U abnimmt weil für den Temperaturdiffusionsprozess weniger Zeit zur Verfügung steht. Anschaulicher wäre ein ideal isolierter Boden mit Neumannscher Randbedingung. Die Lösung im Laplace-Raum lässt sich damit ebenfalls finden, jedoch ist die Rücktransformation an dieser Stelle nicht gelungen.

Mit den Abkürzungen in Abbildung B.1 geht Gleichung (B.8) in folgende dimensionslose Form über:

$$\frac{\partial\Theta}{\partial\tau} + Pe \cdot \frac{\partial\Theta}{\partial\xi} = \frac{\partial^2\Theta}{\partial\xi} - K_{Verl} \cdot \Theta \text{ mit } K_{Verl} = \frac{2H^2}{\lambda R} \cdot k \tag{B.10}$$

$$\Theta(\xi, 0) = 0, \quad \Theta(0, \tau) = 1, \quad \Theta(\infty, \tau) = 0 \tag{B.11}$$

Die Lösungen werden somit nur von der Peclet-Zahl und dem *dimensionslosen Verlustkoeffizienten* K_{Verl} abhängen, welcher durch den Wärmeverlustkoeffizienten ("*k*-Wert"), die Wärmeleitfähigkeit des Wassers und durch die Geometrie des Speichers festgelegt ist. Mit der Laplace-Transformation lässt sich aus der partiellen Differenzialgleichung (B.10) eine gewöhnliche Differenzialgleichung in $\overline{\Theta}$ erzeugen:

$$s\overline{\Theta} - \Theta(\xi, 0) + Pe \cdot \frac{\partial}{\partial\xi}\overline{\Theta} = \frac{\partial^2}{\partial\xi}\overline{\Theta} - K_{Verl} \cdot \overline{\Theta} \tag{B.12}$$

$$\overline{\Theta}(0, s) = 1/s, \quad \overline{\Theta}(\infty, s) = 0 \tag{B.13}$$

Die allgemeine Lösung für (B.12) mit den zu bestimmenden Koeffizienten A und B lautet:

$$\begin{aligned}\overline{\Theta}(\xi, s) = {} & A \cdot \exp\left[\left(\frac{u}{2} - \sqrt{\frac{u^2}{4} - K_{Verl} + s}\right) \cdot \xi\right] \\ & + B \cdot \exp\left[\left(\frac{u}{2} + \sqrt{\frac{u^2}{4} - K_{Verl} + s}\right) \cdot \xi\right]\end{aligned} \tag{B.14}$$

Mit (B.13) bestimmen sich die Koeffizienten und es kann folgende Laplace-Transformierte angegeben werden, welche für den Spezialfall $K = 0$ in die Lösung von [Yoo93] übergeht:

$$\overline{\Theta}(\xi, s) = \frac{1}{s} \cdot \exp\left[\left(\frac{u}{2} - \sqrt{\frac{u^2}{4} - K_{Verl} + s}\right) \cdot \xi\right] \tag{B.15}$$

Die Rücktransformation liefert dann $\Theta(\xi, \tau)$, wiederum im Spezialfall $K_{Verl} = 0$ identisch mit der Lösung von [Yoo93] (Tabellen z.B. in [Abramowitz72] oder [Tautz71]; Achtung Druckfehler in [Yoo93]):

$$\begin{aligned}\Theta(\xi, \tau) = {} & \frac{1}{2} \cdot \exp\left[\left(\frac{u}{2} - \frac{\sqrt{u^2 - 4K_{Verl}}}{2}\right)\xi\right] \cdot \operatorname{erfc}\left[\frac{(\xi - \tau\sqrt{u^2 - 4K_{Verl}})}{\sqrt{4\tau}}\right] \\ & + \frac{1}{2} \cdot \exp\left[\left(\frac{u}{2} + \frac{\sqrt{u^2 - 4K_{Verl}}}{2}\right)\xi\right] \cdot \operatorname{erfc}\left[\frac{(\xi + \tau\sqrt{u^2 - 4K_{Verl}})}{\sqrt{4\tau}}\right]\end{aligned} \tag{B.16}$$

Der Beladewirkungsgrad (Gleichung (1.26) auf Seite 31) kann mit dem nun bekannten Temperaturprofil (B.16) angegeben werden. Die Berechnungen erfolgten numerisch und sind für verschiedene dimensionslosen Verlustkoeffizienten K_{Verl} in Abbildung 1.4 auf Seite 32 eingezeichnet.

C Ergänzende Abbildungen und Daten

C.1 Vergleich gemessener und simulierter innerer Energie des Speichers

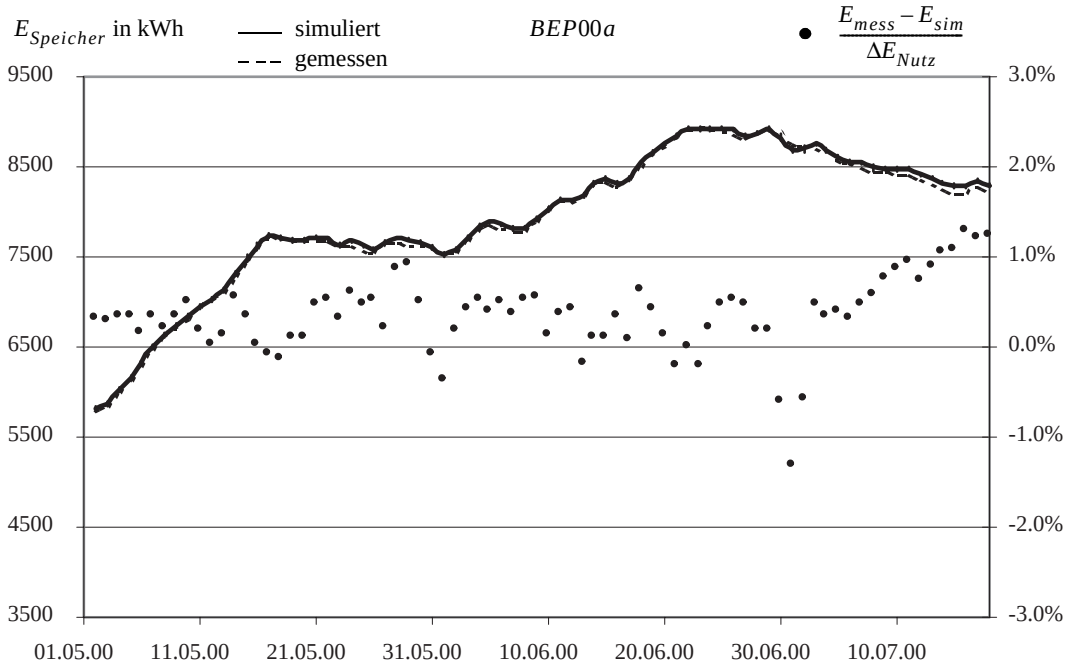


Abbildung C.1: Simulierte und gemessene innere Energie des Speichers für die Betriebsperiode *BEP00a* (durchgezogenen Kurven), sowie die zeitliche Entwicklung der Abweichung zwischen Messung und Simulation jeweils am Ende eines Tages (Punkte). Als Bezugsgröße für die Abweichung gilt die genutzte Speicherkapazität des Großspeichers: $\Delta E_{Nutz} = E_{max} - E_{min} = (9.5 - 3.5)$ MWh .

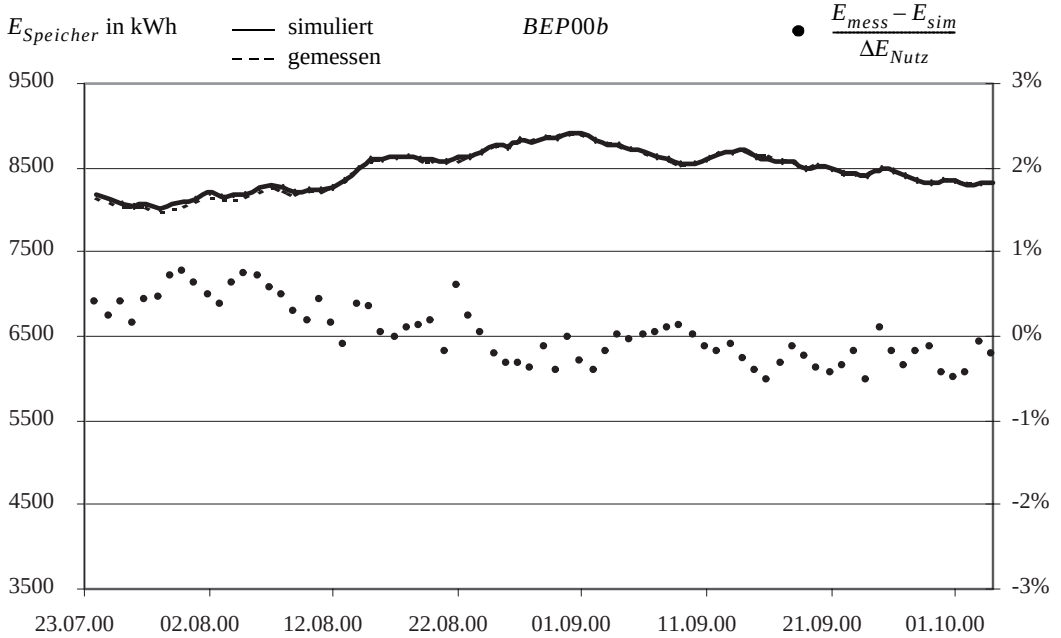


Abbildung C.2: Vergleich zwischen Simulation und Messung. Legende siehe Abbildung C.1.

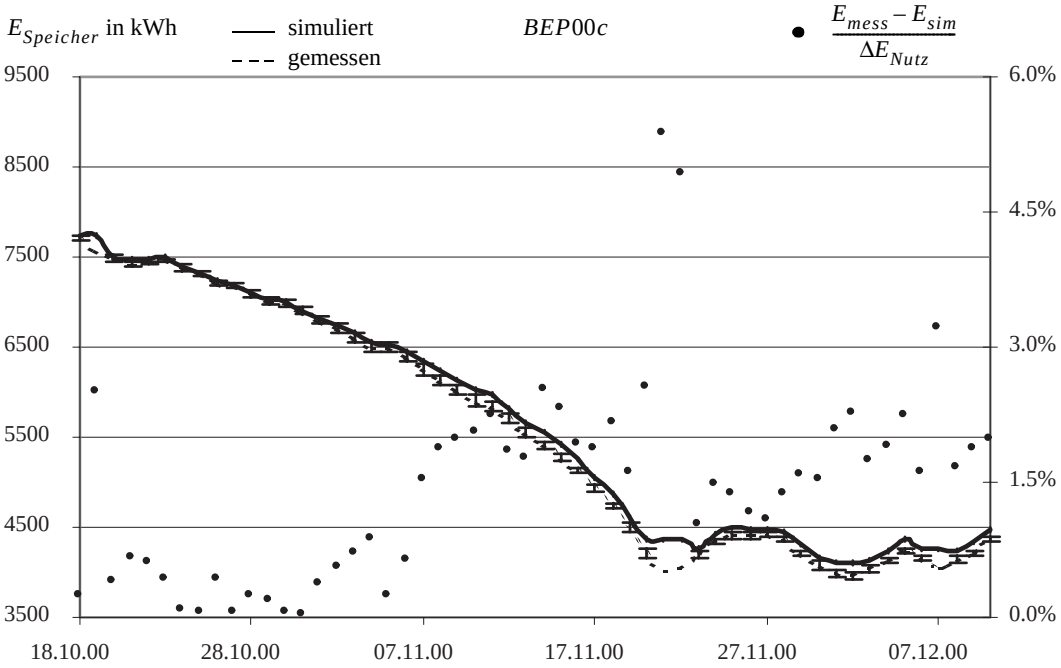


Abbildung C.3: Vergleich zwischen Simulation und Messung. Legende siehe Abbildung C.1. Die Abweichungen steigen mit Beginn des Parallelbetriebs von Großspeicher und HKA (20. und 21.11.00) systematisch an.

C.2 Randbedingungen zur primärenergetischen Bewertung solarer Heizsysteme

Abbildung C.4: Zur Installation des Großspeichers im Passiv-Solarhaus Cölbe wurden zwei Teleskopkräne benötigt: Der Speicher wird zunächst von der Ladeebene durch beide Kräne angehoben und in der Luft senkrecht gestellt. Nur so kann sicher gestellt werden, dass keine Beschädigungen an der nur 3 mm dünnen Behälterwand auftreten.

Tabelle C.1: Kumulierter Energieaufwand der hydraulischen Komponenten des Verteilsystems. Es werden lediglich die Komponenten aufgelistet, welche nicht schon im Referenzsystem enthalten sind. Die Rohrleitungen tragen etwa zu 80 % zum kumulierten Energieaufwand des Verteilsystems bei.

Bauteil	Menge	Gesamt-masse kg	Materialien	KEA_{spez} kWh/kg	KEA_{gesamt} MWh
Solarkreispumpe	2	≈ 6	Bronze, Edel-stahl usf.	26.83 [i]	0.16
Ventil	6	≈ 3	Messing o.ä.		0.08
Wärmeübertrager	1	≈ 15	Kupfer		0.40
Solarkreisrohre (28 mm)	40 m[ii]	44	Kupfer		**1.19**
Verteilerrohre (28 mm)	52 m[iii]	57.7	Kupfer		**1.55**
Dämmung der Rohre	0.12 m³	7.3		[iv]	≈ 0
					3.54

i. Einheitlicher Wert für alle Materialien. Entspricht dem Wert für Kupfer oder Edelstahl nach [Peter02]. Für Zink gilt nach [Gemis] KEA_{spez} = 20.47 kWh/kg ; Werte für Zinn konnten nicht ermittelt werden.
ii. Längenvorgabe durch [Heimrath01].
iii. Längenvorgabe geschätzt: Acht Anschlüsse am Speicher bei einer mittlereren Speicherhöhe von 5 m ; zusätzlich je Anschluss 1.5 m für die Verschaltung am Speicher.
iv. Mineralwolle: ≈ 5 kWh/kg ; Polystyrol: ≈ 25 kWh/kg ([Peter02]).

Tabelle C.2: Kumulierter Energieaufwand für den Transport und das Aufstellen eines Großspeichers. Der Energieverbrauch der Lastkräne wird durch die transportierte Masse ihres Eigengewichtes mit dem Energieverbrauch vom *LKW* bestimmt. Es wird davon ausgegangen, dass zwei Lastkräne benötigt werden (vgl. Abbildung C.4). Selbst bei großen Entfernungen vom Lieferanten des Großspeichers ist wahrscheinlich der Energieverbrauch der Lastkräne entscheidend. Sowohl die Lastkräne, als auch der *LKW* werden nach [Peter02] mit $0.7\ \mathrm{kWh/1000\ kg \cdot km}$ bewertet.

Transport-mittel	transportierte Masse 1000 kg	Entfernung km	*KEA* MWh	Bemerkung
Lastkran	20	80	**1.12**	Lastkräne sind stets in unmittelbarer Umgebung verfügbar; Entfernung entspricht An- und Abreise
Lastkran	40	80	**2.24**	
LKW	< 4	300	0.84	Transport des Großspeichers
			4.2	konstant für alle Systeme angenommen

Tabelle C.3: Herstellungsenergie von Stahl- und Edelstahl-Großspeichern zwischen 30 und 90 m³ Volumen bei Dämmstärken von 20 bis 50 cm (die hervorgehobenen Werte wurden in dieser Untersuchung verwendet; die Bezugsgröße ist dabei das Speichervolumen in m³).

Eigenschaften von Großspeichern					Bemerkung
Geometrie		Wert			
V	m³	30	60	90	Verhältnis *H/D* derart festgelegt, dass der Speicher stets niedriger als das Gebäude ist; vgl. [Scheuren02]
H	m	7.2	9.7	9.9	
D	m	2.3	2.8	3.4	
Dämmstärke d_D		Masse Mineralwolle in kg			
20	cm	740	1191	1476	Dämmstärke von Deckel und Boden entspricht 60 % der des Mantels; ρ = 60 kg/m³
35	cm	1367	2180	2681	
50	cm	2055	3252	3970	
Blechstärke		Masse Stahl in kg			
3	mm	1486	2409	3048	inkl. 5 % Aufschlag für Verstärkungen; ρ = 7800 kg/m³
d_D in cm	Stahl	KEA_H Großspeicher in MWh/m³			
20	unlegiert	0.64	0.51	0.43	$KEA_{Mineralwolle}$ = 4.97 kWh/kg, KEA_{Stahl} = 10.35 kWh/kg, $KEA_{Stahl,\,legiert}$ = 26.82 kWh/kg festgelegt durch [Peter02] zur Verwendung im [Task26]; die Werte beinhalten nicht den Transport des Großspeichers
35	unlegiert	0.74	0.60	0.50	
50	unlegiert	0.85	0.68	0.57	
20	**legiert**	**1.45**	**1.19**	**0.99**	
35	**legiert**	**1.56**	**1.26**	**1.06**	
50	**legiert**	**1.67**	**1.35**	**1.13**	

D Simulationsaufgaben datenbankgestützt durchführen

D.1 Vorbemerkung zur Simulationsumgebung

Zur dynamischen Simulation der Solarthermischen Anlage und des Gebäudes wurde innerhalb des Forschungsprojektes überwiegend die Simulationsumgebung [TRNSYS] eingesetzt.[1] Im wissenschaftlichen Bereich ist [TRNSYS] weit verbreitet, wie man in vielen Veröffentlichungen bei Konferenzen wie [ISES] oder [OTTI] nachlesen kann. Die Entwicklung von [TRNSYS] erfolgte bereits vor 1975 in der Programmiersprache Fortran.[2] Sowohl die Routinen des Simulationskerns (Gleichungslöser, Ein- und Ausgaberoutinen,...), als auch Routinen zur Abbildung von “Kollektor”, “Speicher” usf., die sogenannten *Komponenten*, liegen folglich in Fortran vor. Der Programmcode ist in der Regel frei zugänglich, so dass die Fortentwicklung der Simulationsumgebung die “Anwendergemeinde” mit einschließt.

Die eigentliche Simulationsaufgabe, im Folgenden als *Projekt* bezeichnet, erfordert die Definition eines DECKs in einer Text-Datei. Das DECK enthält z.B. Simulationsdauer und -zeitschritt, Namen und Pfade von Ein- und Ausgabedateien sowie die Parametrisierung der Modelle und ggf. deren Verknüpfungen untereinander. Der sprachliche Umfang bei der Programmierung von DECKs ist sehr gering. Es gibt keine Schleifen, Arrays, nutzerdefinierte Datentypen oder Unterprogramme.

Zur Durchführung einer Simulation wird [TRNSYS] zusammen mit dem DECK aufgerufen. Zur Laufzeit *interpretiert*[3] [TRNSYS] das DECK und sperrt alle im DECK spezifizierten Ein- und Ausgabedateien. Am Ende der Simulation werden in der Regel eine oder mehrere Ausgabedateien erzeugt.

D.2 Problemanalyse und Anforderungsdefinition

Bei der Modellbildung in Fortran werden die Modelle in Unterroutinen entwickelt und zusammen mit den Routinen für [TRNSYS] zu einem Satz *DLLs*[4] *compiliert.*[5] Verschiedene Modellversionen oder die Erweiterung des Funktionsumfanges von [TRNSYS] durch zusätzliche Modelle führen dann zu unterschiedlichen Versionen der [TRNSYS]-DLLs.

1. [TRNSYS]: Komponentenorientierte Simulationsumgebung, insbesondere zur Nachbildung instationärer Vorgänge in Energiesystemen.
2. Z.B. Visual Fortran Version 5.0.A, Digital Equipment Corporation, www.digital.com, 1997.
3. Interpreter: Jede Programmzeile wird übersetzt und danach direkt ausgeführt.
4. DLL: Dynamic Link Library; beinhaltet in diesem Fall den Simulationskern und die Komponenten.
5. Compilieren: Bezeichnung für die Übersetzung des Programmcodes in Maschinensprache bevor die erste Programmanweisung ausgeführt wird. Gegensatz *Interpreter*: Jede Programmzeile wird übersetzt und danach ausgeführt. Compilierte Programme laufen in der Regel schneller, dafür muss bei Abänderung der Programmierung nach Auffinden von Laufzeit- oder Denkfehlern das Programm erneut compiliert werden, was unter Umständen zeitaufwändig sein kann ([Gumm00]). Seit der Version 15 von [TRNSYS] gibt es auch die Möglichkeit Modelle in anderen Programmiersprachen einzubinden, wodurch das Compilieren entfällt - darauf soll hier nicht eingegangen werden.

Wird die Realisierung eines Projektes als Software-Entwurf betrachtet (vgl. z.B. [Gumm00]), so lässt sich sagen, dass kaum *strukturiertes* Programmieren und schon gar nicht ein *top-down-bottom-up*-Entwurf möglich ist. In der Regel dürfte sich das Projekt *inkrementell* entwickeln und in jeder Zwischenstufe das DECK nach dem *code and fix*-Verfahren von Fehlern befreit werden. Es entstehen somit verschiedene DECK-Versionen.

Wenn z.B. eine Solaranlage für verschiedene Speichergrößen mit den gleichen Eingabedateien (z.B. Last- und Wetterdaten) simuliert wird, so müssen nach jeder Simulation der Parameter für die Speichergröße und die Namen der Ausgabedateien in dem DECK geändert werden. Insbesondere erfordert das gleichzeitige Abarbeiten dieser Simulationsaufgabe auf mehreren Computern das Duplizieren der Eingangsdaten, um die Dateisperrung zu umgehen. Falls sich in solch einem Fall die Eingangdaten als fehlerhaft herausstellen, kann es durch verschiedene Versionen für die Eingangsdaten zu Inkonsistenzen in zukünftigen Simulationsrechnungen kommen.[6]

Abbildung D.1 stellt die Kernproblematik der Versionen bei Modell- und Projektentwicklung mit nachfolgender Simulation noch einmal grafisch dar, bevor die Anforderungen an eine Softwarelösung definiert werden.

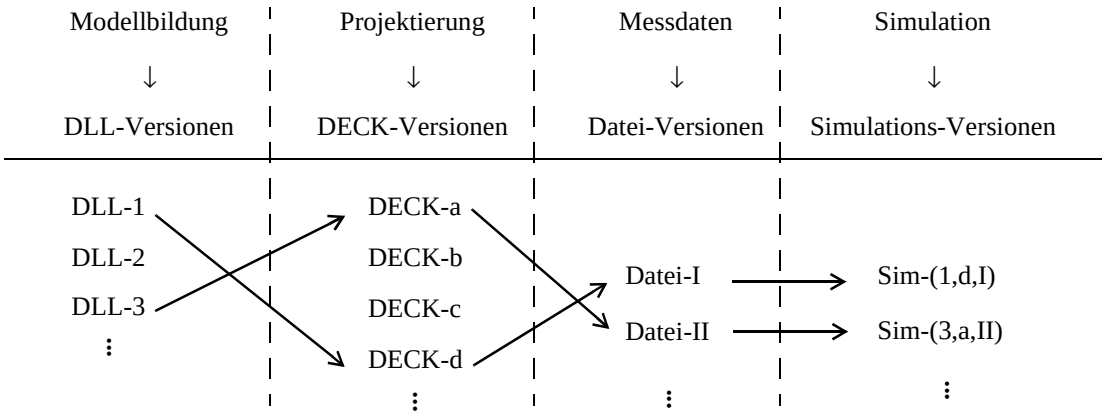


Abbildung D.1: Bei der Arbeit mit [TRNSYS] können bei der Modellbildung, bei der Entwicklung eines Projektes und bei der Korrektur der Eingabe-Dateien z.B. aufgrund von Messfehlern verschiedene [TRNSYS]-, DLL- bzw. Eingabedatei-Versionen entstehen. Das Simulationsergebnis (die Ausgabe-Dateien, Fehlermeldungen usf.) ist im allgemeinen von den jeweiligen Versionen abhängig.

Die Software sollte zunächst folgende Anforderungen erfüllen:

- Das Simulationsergebnis (Ausgabe-Dateien, Fehlermeldungen usf.) muss eindeutig der Eingabedatei-, der DECK- und der DLL-Version zugeordnet werden können, mit welchen die Simulation durchgeführt wurden.

6. Zielkonflikt: Inkonsistenzen lassen sich durch eine Versionsnummer im Dateinamen vermeiden
↔ frühere DECKs laufen mit den neuen Eingangsdaten, wenn sich der Dateiname nicht ändert.

- Die dafür notwendigen Informationen sollen automatisch bei der Ausführung der Simulation gespeichert werden. Zusätzlich sollen weitere Informationen zum Projekt, zum DECK oder zur Simulation abgespeichert werden können.
- Bei der Entwicklung eines Projektes sollen die DECK-Versionen einfach auf “Knopfdruck” erzeugt werden können.
- Die Simulation soll von der Software aus bezüglich aller relevanten Parameterwerte, sowie Ein- und Ausgabedateien kontrolliert werden. Dabei sollen optional eine Präund eine Post-Funktion automatisch vor bzw. nach der eigentlichen Simulation ausgeführt werden können.
- Sollte eine DECK-Version oder sogar ein gesamtes Projekt gelöscht werden, dürfen keine Simulationsergebnisse bzw. DECK-Versionen übrig bleiben, da deren Herkunft nicht mehr nachweisbar ist.

Bei der Arbeit im Team kommen weitere Anforderungen hinzu:

- Der DECK-Name innerhalb einer Mehrbenutzer-Umgebung darf nicht mehrfach vergeben werden.
- Die Mehrfachverwendung von Code soll dahingehend unterstützt werden, dass immer ein Einblick in andere Projekte und DECKs möglich ist.
- Die DLL-Versionen, Ein- und Ausgabedateien sollen in einer einheitlichen, dynamischen Verzeichnisstruktur automatisch verwaltet werden.

Die bisherigen Anforderungen unterstützen lediglich Projekt- und DECK-Arbeiten. Für die Simulationsaufgaben in einer Mehrbenutzer-Umgebung sind folgende Spezifikationen zusätzlich zu erfüllen:

- Simulationsaufgaben sollen zu jeder Zeit geplant, in eine Prioritätswarteschlange eingefügt und erst bei Bedarf ausgeführt werden können.
- Von jedem Computer müssen die Simulationsaufgaben eingesehen und abgearbeitet werden können. Dabei werden Konflikte in der DLL- und DECK-Version, sowie die Problematik duplizierter Eingabedateien automatisch vermieden.
- Einfache Parametervariationen sollen auf “Knopfdruck” erzeugt werden können.
- Mehrere Computer müssen **gleichzeitig** Simulationsaufgaben aus der Prioritätswarteschlange abarbeiten können.

Darüber hinaus sollen alle Spezifikationen auch erfüllt werden, wenn das thermische Verhalten eines Gebäudes simuliert wird. In diesem Fall tritt neben das DECK zusätzlich eine sog. BUI-Datei, in der die gesamten Informationen zur Gebäudegeometrie und -ausstattung enthalten sind. Es muss dann möglich sein, Simulationen zu automatisieren, welche z.B. Dämmstärke der Außenwand (BUI) versus Speichervolumen (DECK) variieren.

D.3 Datenstruktur

Aus der Problemanalyse wird deutlich, dass ein großer Teil der Anforderungen mit der Verwaltung von Informationen einhergeht. Es ist daher naheliegend, sich zunächst mit der Daten-

struktur der zu speichernden Informationen auseinanderzusetzen. Dabei wird an dieser Stelle schon vorrausgesetzt, dass zur Verwaltung der Daten eine Datenbank eingesetzt wird.

Das Problem besteht zunächst aus drei Haupt-*Entitäten* (zu beschreibende “Dinge”), nämlich Projekt, DECK und Simulationsergebnis. Für die *Beziehungen* (*Relations*) zwischen den Entitäten gilt: Zu einem Projekt existieren beliebig viele DECK-Versionen und zu einer DECK-Version existieren beliebig viele Simulationsergebnisse. Die Beziehungen werden dann in *referenzieller Integrität* definiert, sodass keine Simulationsergebnisse ohne DECK-Version und keine DECK-Version ohne Projekt existieren dürfen. Insbesondere wird dadurch automatisch beim Löschen einer DECK-Version das Löschen der Simulationsergebnisse ausgelöst oder beim Löschen eines Projektes das Löschen der DECK-Versionen usf. Die drei Haupt-Entitäten mit den Beziehungen sind in einem sog. *Entity-Relationship*-Diagramm (kurz ER-Diagramm) in Abbildung D.2 dargestellt (für ein tieferes Verständnis zur Darstellung siehe z.B. [Kemper99]).

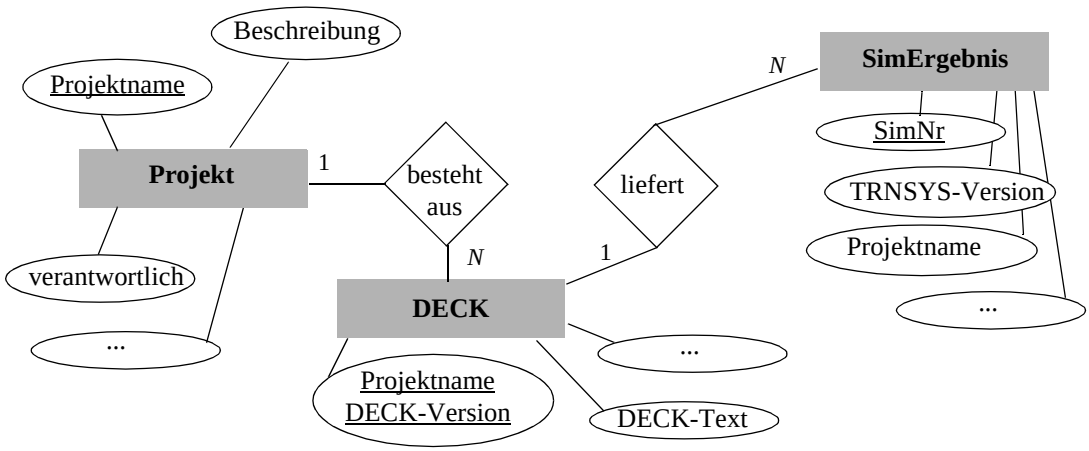


Abbildung D.2: Entity-Relationship-Diagramm (stark vereinfacht) für die Haupt-Entitäten Projekt, DECK und Simulationsergebnis. Die Menge der unterstrichenen Attribute innerhalb einer Entität sind eindeutig, d.h. *Schlüssel-Attribute*. Diese Schlüsselattribute werden für die Beziehungen zwischen den Entitäten benötigt. So wird z.B. aus der Sicht einer DECK-Version durch zusätzliche Speicherung des Projektnamens das Projekt eindeutig referenziert (der Schlüssel Projektname wandert von der Entität Projekt zur Entität DECK und wird dort als *Fremdschlüssel* gespeichert).

Abbildung D.2 stellt nur einen kleinen Ausschnitt aus dem gesamten ER-Diagramm dar. So werden z.B. zum Simulationsergebnis weitere Attribute wie Parametername, Parameterwert, Ausgabedateiname usf. benötigt. Diese Attribute werden nicht einfach an die Haupt-Entitäten angefügt, sondern bilden weitere eigenständige Entitäten. Wie viele Entitäten dabei entstehen ist eine Frage der *relationalen Entwurfstheorie* und kann sehr ausführlich z.B. in [Kemper99]

oder vereinfacht, praxisorientiert z.B. in [Doberenz97], [Doberenz00] oder [Albrecht97] nachgesehen werden. Der technische Entwurf des ER-Diagramms ist in Abbildung D.3 dargestellt.

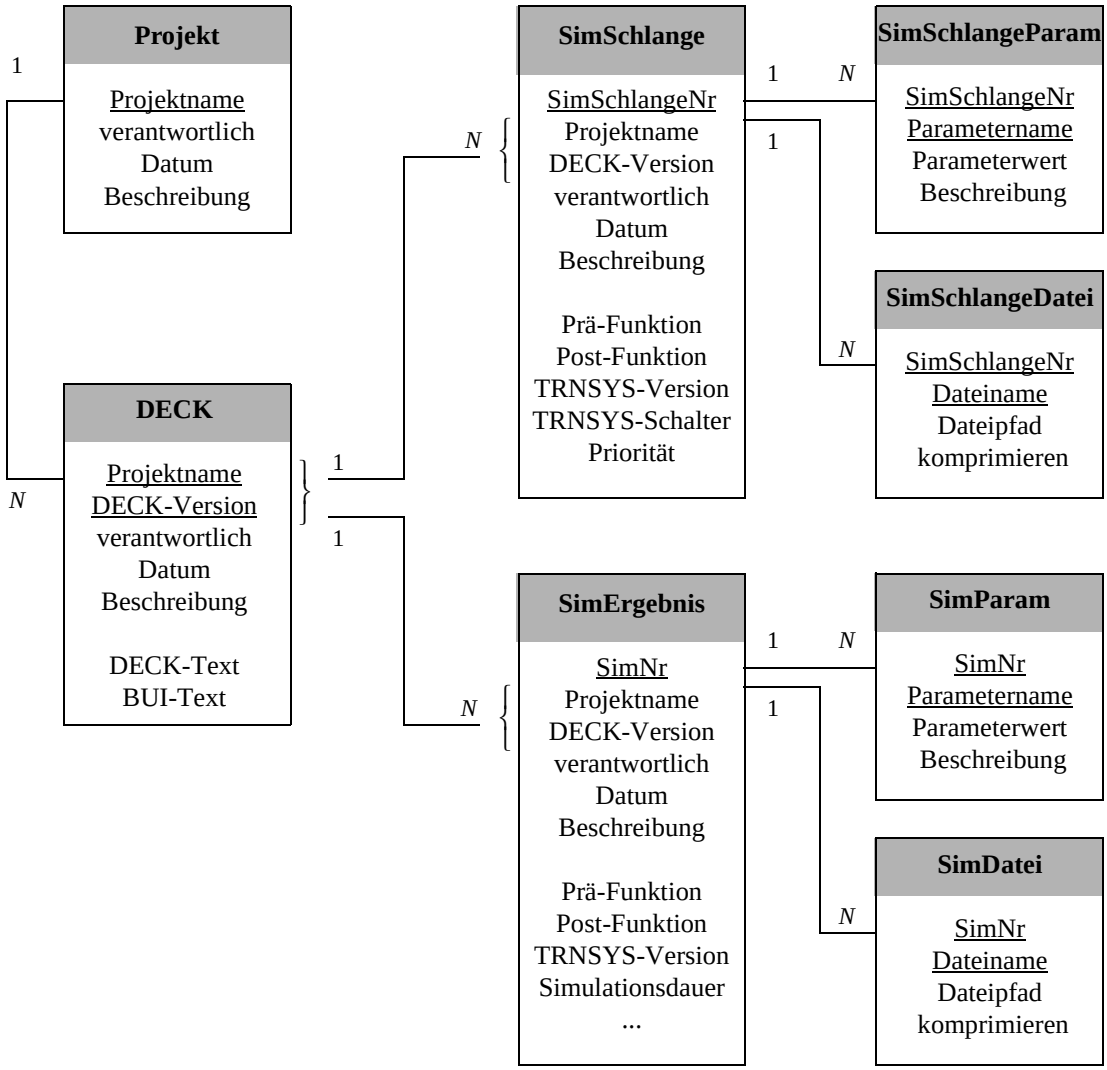


Abbildung D.3: Technische Umsetzung des ER-Diagramms des programmierten Hilfsmittels jedoch ohne Nachschlage-Entitäten. Die Entitäten für die Prioritätswarteschlange (SimSchlange, SimSchlangeDatei, SimSchlangeParam) nutzen zum großen Teil die gleichen Attribute wie die Entitäten des Simulationsergebnis (SimErgebnis, SimDatei, SimParam). Es ist daher auch denkbar beide Entitäten zusammenzufassen. Die Zugriffsgeschwindigkeit bei der Abarbeitung noch offener Simulationsaufträge wird in dieser Modellierung jedoch deutlich erhöht, weil die Kardinalität der Prioritätswarteschlange selten über einige 100 Sätze liegt, während die Kardinalität der auf Dauer gespeicherten Simulationsergebnisse ständig wachsen wird. In dieser Modellierung wird nach der Simulation der Datensatz aus der Prioritätswarteschlange entfernt und die entsprechenden Einträge in SimErgebnis usf. vorgenommen.

D.4 Software-technischer Entwurf

Bereits bei der Aufbereitung der Messdaten konnten positive Erfahrungen mit Standard-Anwendungen gesammelt werden (vgl. [Wagner00b]). Aus diesem Grunde wurden für die Programmierung der Softwarelösung Standard-Anwendungen und *Desktop-Datenbanken* eingesetzt.[7] Nachteile wie höhere Netzbelastung oder geringere Speicherkapazitäten sind einer

kürzeren Einarbeitungszeit in das System gegenüberzustellen und wurden bewusst in Kauf genommen.

Entsprechend den Empfehlungen in Access-Handbüchern (z.B. [Albrecht97]) wurden die Daten in eine Datei auf einen zentralen Rechner (*Server*) gelegt, während die Anwendungsprogramme und die Formulare für den Zugriff auf die Daten bei jedem Anwender lokal (*Client*) gespeichert sind (vgl. Abbildung D.4). **Alle** in Abschnitt D.2 aufgelisteten Anforderungen wurden bei der Programmierung umgesetzt.

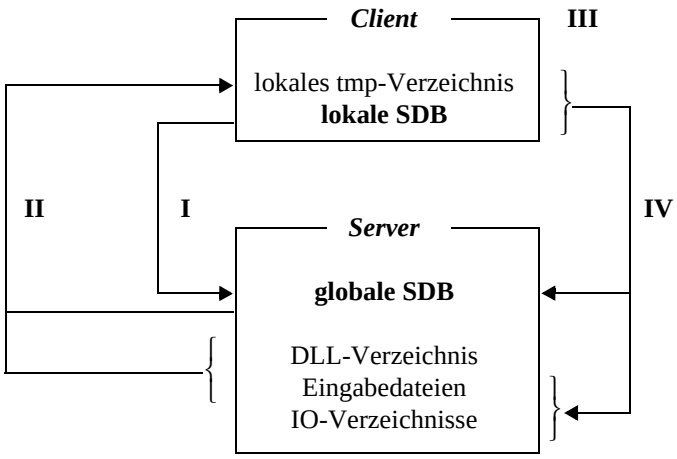


Abbildung D.4: Client-Server Struktur der Simulationsdatenbank (SDB). Beim Entwickeln von Projekten und DECKs werden Einträge in einer globale SDB auf dem Server vorgenommen (I). Vor dem Starten der eigentlichen Simulation müssen u.U. die aktuellen Versionen der DLLs sowie Eingabedateien vom Server kopiert und die entsprechende DECK-Version aus der SDB exportiert werden (II). Die Simulation erfolgt dann lokal (III) und schließt mit der Speicherung des Simulationsergebnis in entsprechende Verzeichnisse des Servers und der globalen SDB ab (IV).
Die Schritte I bis IV können bei mehreren Clients auch parallel ablaufen, insbesondere darf zusätzlich eine lokale SDB auf dem Server ausgeführt werden, z.B. damit der Server zusätzlich als “normaler” Arbeitsplatz-Computer verwendet werden kann.

D.5 Erfahrungen und Ausblick

Die Erfahrungen im Umgang mit dem programmierten Tool sind als positiv einzustufen. So war es stets möglich, bei später erkannten Designfehlern im Umgang mit [TRNSYS] die betroffenen DECKs und Simulationsergebnisse eindeutig zu identifizieren. Darüber hinaus ergaben sich keinerlei Schwierigkeiten beim Mehrbenutzer-Betrieb.

7. Bei Desktop-Datenbanken erfolgt der Zugriff auf die Daten direkt durch das sogenannte Datenbankmanagement-System, welches lokal auf dem Computer läuft. Im Gegensatz dazu erfolgt bei Client-Server-Datenbanken der Zugriff über ein Datenbankmanagement-System, welches auf einem zentralen Computer dafür bereitgestellt wird. Besonders deutlich wird dieser Unterschied, wenn bei Desktop-Datenbanken die Daten zentral verwaltet werden. In diesem Fall ist dann die Netzbelastung besonders hoch, da bei jedem Zugriff die gesamten Daten überliefert werden müssen (Details z.B. in [Kemper99], speziell Desktop-Datenbanken in [Bager99], [Gladis99]).

Erweiterungen des Funktionsumfangs sind möglich und wurden bereits in zwei Punkten vorgenommen: (1) Implementierung eines Algorithmus zur Sensitivitätsanalyse und zur Optimierung mittels eines genetischen Algorithmus. (2) Integration einer Parameterbibliothek. Im letzteren Fall wurde eine Datenstruktur hinterlegt, welche es gestattet, nicht nur jeden einzelnen Parameter zu variieren, sondern Sätze - voneinander abhängiger Parameter - aus Vorgabelisten zu wählen. Trägt man beispielsweise die Parameter “optischer Wirkungsgrad”, “thermischer Verlustkoeffizient” usf. für Kollektoren verschiedener Hersteller in diese Parameterbibliothek ein, so lassen sich Simulationen automatisieren, in welchen der Ertrag des Solarsystems in Abhängigkeit verschiedener, am Markt erhältlicher Kollektoren ausgegeben wird.

Ein Problem aus Sicht der relationalen Entwurfstheorie bleibt noch offen: Zwar liegen alle Informationen zur Simulation inklusive des DECKs in der Datenbank, jedoch sind die Ein- und Ausgabedateien nicht Bestandteil der Datenbank, sondern als Dateien auf der Festplatte gespeichert. Drei verschiedenen *Anomalien* sind dabei denkbar: (1) Es können Eingabedateien auf der Festplatte gespeichert werden, welche keinerlei Bezug zu den in der Datenbank gespeicherten DECKs haben (*Einfügeanomalie*). (2) Das Löschen der Eingabedateien über Dateisystembefehle kann nicht ausgeschlossen werden, so dass ggf. Simulationsergebnisse ohne Eingabedateien in der Datenbank gespeichert bleiben (*Löschanomalie*). (3) Falls Eingabedateien editiert werden, kann dies u.U. zu Inkonsistenzen bei den gespeicherten Simulationsergebnissen führen (*Updateanomalie*). Mit der Version 15 von [TRNSYS] können möglicherweise der Datareader und der Printer umfunktioniert werden, so dass über ODBC[8] die Ein- und Ausgabedateien direkt aus der Datenbank gelesen bzw. in die Datenbank geschrieben werden. Sämtliche Anomalien könnten so verhindert werden. Mit dieser Möglichkeit liegen jedoch noch keine Erfahrungen in programmtechnischer Umsetzung und Geschwindigkeit vor.

8. ODBC: Object Database Connectivity; zum Austausch von Daten zwischen verschiedenen Anwendungsprogrammen normierte Schnittstelle.

Literaturverzeichnis

[Abdoly82] Abdoly, M. A.; Rapp, D. (1982): Theoretical and Experimental Studies of Stratified Thermocline Storage of Hot Water. In: Energy Conversion and Management, No. 22, 275.

[Abramowitz72] Abramowitz, M.; Stegun, I. A. (1972): Handbook of Mathematical Tables: With Formulas, Graphs, and Mathematical Tables. 9th edt, New York: Dover Publications.

[Abu-Abdou81] Abu-Abdou, K. (1981): Temperature Distribution in a Storage Tank. In: Wärme- und Stoffübertragung, Nr. 15, 271-277.

[Abu-Hamdan92] Abu-Hamdan, M. G.; Zurigat, Y. H.; Ghajar, A. J. (1992): An Experimental Study of a Stratified Thermal Storage Under Variable Inlet Temperature for Different Inlet Designs. In: International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 35, No. 8, 1927-1934.

[Achatz00] Achatz, B. (2000): Energetische Amotisationszeit und ökologische Eigenschaften von Solaranlagen. In: Tagung Solares Heizen 2000 (Tagungsband), Freiburg, 51-57.

[Albrecht97] Albrecht, R.; Natscha, N. (1997): VBA-Programmierung mit Access 97: Professionelle Anwendungsentwicklung mit Access und VBA. Bonn: Addison-Wesley-Longman.

[Al-Najem93] Al-Najem, N. M. (1993): Degradation of Stratified Thermocline in Solar Storage Tanks. In: International Journal of Energy Research, Vol. 17, 183-191.

[Al-Najem97] Al-Najem, N. M.; El-Refaee, M. M. (1991): A Numerical Study for the Prediction of Turbulent Mixing Factors in Thermal Storage Tanks. In: Applied Thermal Engineering, Vol. 17, No. 12, 1173-1181.

[Andersen99] Andersen, E.; Furbo, S. (1999): Thermal Destratification in Small Standard Solar Tanks due to Mixing During Tapping. In: Proceeding of the ISES Solar World Congress, Jerusalem, 1197-1205.

[Baehr96] Baehr, H. D.; Stephan, K. (1996): Wärme- und Stoffübertragung. 2. Auflage, Berlin etc.: Springer.

[Bager99] Bager, J. (1999): In die passende Schublade - Datenbanken: Wie man Informationen am besten organisiert. In: ct': Magazin für Computer Technik, Nr. 4, o.S.

[Benner98] Benner, M. (1998): Solare Nahwärme: ein Informationspaket; ein Leitfaden für die Praxis. Fachinformationszentrum Karlsruhe, Gesellschaft für wissenschaftlich Technische Information mbH (Hrsg.), Köln: TÜV-Verlag.

[Berkel99] Berkel, J. (1999): Modelling of Two-Layer Stratified Stores. In: Proceeding of the ISES Solar World Congress, Jerusalem, 1573-1582.

[Berner02] Berner, J. (2001): Sommersonne für den Winter. In: Sonnenenergie, Nr. 1, 16-19.

[Biersack97] Biersack, M. (1997): Handbuch zur dynamischen Simulationsumgebung Smile. TU Berlin, Berlin (buran.fb10.tu-berlin.de/Energie-technik/EVT_KT/smile/).

[Blümel86] Blümel, K. (1986): Entwicklung von Testreferenzjahren (TRY) für Klimaregionen der Bundesrepublik Deutschland. Report-Nr. BMFT FB T 86 051, Karlsruhe.

[Bohun00] Bohun, S. (2000): Vergleich des KEA und der CO_2-Bilanz zweier unterschiedlicher Energiesparhäuser. Solid (www.solid.de), Erlangen.

[Bronstein93] Bronstein, I. N.; Semendjadjev, K. A.; Musiol G. et al (1993): Taschenbuch der Mathematik für Ingenieure und Studenten. Frankfurt am Main: Harri Deutsch.

[Brunotte96] Brunotte, J. (1996): Dynamische Beschreibung der Wärmeverteilung in Warmwasserspeichern mit innenliegenden Wärmeübertragern. Düsseldorf: VDI-Verlag.

[Cerbe96] Cerbe, G.; Hoffman, H. J. (1996): Einführung in die Thermodynamik. 11. Auflage, München, Wien: Carl Hanser.

[Chan83] Chan, A. M. C.; Semereka, P. S.; Giusti, D. (1983): A Numerical Study of Transient Mixed Convection Flows in a Thermal Storage Tank. In: Journal of Solar Energy Engineering, Vol. 105, 246-253.

[Chaney84] Chaney, S. R.; Humphrey, J. A. C.; Month, L.; Shah, A. (1984): Flow and Heat Transfer of a Stably-Stratified Fluid Through an Enclosure. In: ASME Journal of Solar Energy Engineering, Vol. 106, 261-270.

[Dahm97] Dahm, J. (1997): Evaluation of a Solar Heating System for a Small Residential Building Area. Chalmers University of Technology, Department of Building Services Engineering, Göteburg.

[Dahm98] Dahm, J.; Bales, C.; Lorenz, K., Dalenbäck, J.-O. (1998): Evaluation of Storage Configurations with Internal Heat Exchangers. In: Solar Energy, Vol. 62, No. 6, 407-417.

[Davidson94] Davidson, J. H.; Adams, D. A.; Miller, J. A. (1994): A Coefficient to Characterize Mixing in Solar Water Storage Tanks. In: Jounal of Solar Energy Engineering, Vol 116, 94-99.

[DF] Spirkl, W. (1996): Dynamic System Testing Program Manula 2.6. In Situ Scientific Sofware, Germering.

[DIN 1319] Deutsches Institut für Normung e.V., DIN (Hrsg.) (1995): Grundlagen der Meßtechnik. Teil 1 bis 3, Berlin: Beuth.

[DIN 4108] Deutsches Institut für Normung e.V., DIN (Hrsg.) (2000): Wärmeschutz und Energie-Einsparung in Gebäuden. Teil 6: Berechnung des Jahresheizwärme- und Jahresheizenergiebedarfs. Berlin: Beuth.

[DIN 4701] Deutsches Institut für Normung e.V., DIN (Hrsg.) (2000): Energetische Bewertung heiz- und raumlufttechnischer Anlagen. Teil 10: Heizung, Trinkwassererwärmung, Lüftung. Berlin: Beuth.

[DIN 12977] Deutsches Institut für Normung e.V., DIN (Hrsg.) (1997): Thermische Solaranlagen und ihre Bauteile (prEN). Teil 1 bis 3. Berlin: Beuth.

[DIN 55350] Deutsches Institut für Normung e.V., DIN (Hrsg.) (1982): Begriffe der Qualitätssicherung und Statistik. Teil 21 bis 23. Berlin: Beuth.

[DIN-LF] Deutsches Institut für Normung e.V., DIN (Hrsg.) (1995): Leitfaden zur Angabe der Unsicherheit beim Messen. Berlin: Beuth.

[Doberenz97] Doberenz, W.; Kowalski, T. (1997): Microsoft Access 97-Programmierung. Unterschleißheim: Mircrosoft-Press.

[Doberenz00] Doberenz, W.; Kowalski, T. (2000): Datenbankprogrammierung mit Visual Basic 6. Unterschleißheim: Mircrosoft-Press.

[Drück94] Drück, H. (1994): Weiterentwicklung und Validierung des Modells für solare Warmwasserspeicher 4-Port für das Simulationsprogramm TRNSYS. Diplomarbeit, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Universität Stuttgart, Stuttgart.

[Drück98] Drück, H., Hahne, E. (1998): Kombispeicher auf dem Prüfstand. In: 8. Symposium thermische Solarenergie (Tagungsband), Staffelstein.

[Drück00] Drück, H. (2000): Heizen mit der Sonne: Anlagen- und Speicherkonzepte für Kombianlagen. In Tagungsband: Tagung Solares Heizen 2000, Freiburg, 58-68.

[Duffie91] Duffie, J. A.; Beckmann, W. A. (1991): Solar Engineering of Thermal Processes. 2nd ed., New-York etc.: John Wiley & Sons.

[Eames93] Eames, P. C.; Norton, B. (1993): A Validated 3-Dimensional Numerical Model for Predicting the Behaviour of Thermally Stratified Hot Water Stores, when Subject to Low Reynolds Number Flows. In: Proceedings of the ISES Solar World Congress, Budapest, 243-248.

[Eames97] Eames, P. C.; Norton, B. (1998): The Effect of Tank Geometry on Thermally Stratified Sensible Heat Storage Subject to Low Reynolds Number Flows. In: International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 41, No. 14, 2131-2142.

[EA-4/02] European co-operation for Accreditation (Hrsg.) (1999): Expression of the Uncertainty of Measurement in Calibration (EA-4/02), (www.european-accreditation.org).

[Eder94] Eder, M. (1994): Simulationsmodell für den Energiehaushalt des Solarhauses Holter. Diplomarbeit, Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz, Graz.

[Enev] Bundesministerium für Verkehr-, Bau- und Wohnungswesen (BMVBW) (2002): EnEV-Energieeinsparverordung: Verordnung über energiesparenden Wärmeschutz und energiesparende Anlagentechnik bei Gebäuden, Berlin (Bezug z.B. http//www.enev-online.de).

[Furbo99] Furbo, S.; Andersen, E. (1999): Development of a Smart Solar Tank. In: Proceeding of the ISES Solar World Congress, Jerusalem, 1246-1255.

[Furbo01] Furbo, S. (2001): "mündliche Mitteilungen" zur Arbeit von 1984: Varmelagring til solvarmeanlaeg. Laboratoriet for Varmeisolering, Danmarks Tekniske Hoejskole, Meddelelse nr. 162.

[GenOpt] Wetter, M. (2000): Genopt: Generic Optimization Program. Simulation Research Group, Building Technologies Department, Lawrence Berkley National Labority (http://simulationresearch.lbl.gov/).

[Gemis] Öko-Institut (o.J.): Gemis: Globales Emissions-Modell Integrierter Systeme, Version 4.07, Wiesbaden, (www.oeko.de).

[Gladis99] Gladis, R. (1999): Ordnungskräfte: Relationale Datenbanken für Windows und MacOS. In: ct': Magazin für Computer Technik, Nr. 4, o.S.

[Gränicher96] Gränicher, H. (1996): Messung beendet - was nun?: Einführung und Nachschlagewerk für die Planung und Auswertung von Messungen. 2. Auflage, Zürich: vdf, Stuttgart: Teubner.

[Gumm00] Gumm, H. P. (2000): Einführung in die Informatik. 4. Auflage, München, Wien: Oldenbourg.

[Guo85] Guo, K. L.; Wu, S. T. (1985): Numerical Study of Flow and Temperature Stratifications in a Liquid Thermal Storage Tank. In: Journal of Solar Energy Engineering, Vol. 197, 15-20.

[Gürzenich98] Gürzenich, D.; Mathur, J. (1998): Material and Energy Demand for Selected Renewable Energy Technologies. Bericht zum BMBF Forschungsvorhaben INI-305-96, Universität GH Essen, Esssen.

[Hahne96] Hahne, E.; Drück, H. (1996): Multiport Store Model for TRNSYS. In: Proceedings of the Eurotherm Siminar No. 49: Physical Models for Thermal Energy Stores, Eindhoven, 101-108.

[Hahne98] Hahne, E.; Chen, Y. (1998): Numerical Study of Flow and Heat Transfer Characteristics in Hot Water Stores. In: Solar Energy, Vol. 64, No. 3, 9-18.

[Hahne99] Hahne, E. (1999): Tests '98: Kollektoren, Speicher, Solaranlagen, Veröffentlichungen. Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW); Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS) (Hrsg.), Stuttgart.

[Hampel99] Hampel, M. (1999): Erstellung und Validierung des Rechenmodells einer solarthermischen Wärmeversorgungsanlage mit dem Simulationspaket Smile. Diplomarbeit, Fachbereich Physik der Universität Marburg, Marburg.

[Hess82] Hess, C. F.; Miller, C. W. (1982): An Experimental and Numerical Study on the Effect of the Wall in a Thermocline-Type Cylindrical Enclosure-I. In: Solar Energy, Vol. 28, No. 2, 145-152.

[Heimrath01] Heimrath, R.; Streicher, W. (2001): SHC-Task 26, Solar Combisystems, Subtask C, Milestone Reports: C 0.2 Referencee Conditions, (published by [Task26]).

[Heimrath01a] Heimrath, R.; Streicher, W. (2001): SHC-Task 26, Solar Combisystems, Subtask C, Milestone Reports: C 3.1 Optimization Pocedure, (published by [Task26]).

[HeizAnlV] Bundesministerium für Verkehr-, Bau- und Wohnungswesen (BMVBW) (1998): Verordnung über energiesparende Anforderungen an heizungstechnische Anlagen und Warmwasseranlagen, Berlin (Bezug: http//www.enev-online.de).

[Hollands89] Hollands, K. G. T.; Lightstone, M. F. (1989): A Review of Low-Flow, Stratified-Tank Solar Water Heating Systems. In: Solar Energy, Vol. 43, No. 2, 97-105.

[Isakson95] Isakson, P. (1995): Solar Collector Model for Testing and Simulation. Building Services Engineering, Royal Institute of Technology, Stockholm.

[ISES] International Solar Energy Society (ISES) (Hrsg.): Tagungsbände der Kongresse ISES Europe und ISES Solar World, 1993 bis 2001.

[Issa89] Issa, M.; Al-Nimr, M. (1989): Temperature Distribution Inside Hot Water Storage Tanks of Solar Collectors. In: Journal of Solar Energy, Vol 111, 311-317.

[Ivancic93] Ivancic, A.; Oliva, A.; Perez Segarra, C. D.; Schweiger, H. (1993): Three-Dimensional Numerical Simulation of Liquid Thermal Storage Tanks. In: Proceedings of the ISES Solar World Congress, Budapest, 447-452.

[Jacobsen99] Jacobsen, T. D.; Nielsen, E. (1999): Life Cycle Assessments of Solar Collectors in Denmark. In: Proceedings of the ISES Solar World Congress, Jerusalem, o.S.

[Jaluria82] Jaluria, Y.; Gupta, S. K. (1982): Decay of Thermal Stratification in a Water Body for Solar Energy Storage. In: Solar Energy, Vol. 28, No. 2, 137-143.

[Jenni] Jenni, J. (o.J.): Speicher in Therorie und Praxis. Jenni Energietechnik AG, Oberburg bei Burgdorf.

[Jenni96] Jenni, J. (1996): Sonnenenergieanlagen mit hohem Deckungsgrad für Warmwasser und Heizung. 2. Auflage, Jenni Energietechnik AG, Oberburg bei Burgdorf.

[Jenseit99] Jenseit, W.; Lützkendorf, Th.; Eiermann, O. (1999): Der kumulierte Energieaufwand (KEA) im Baubereich. Arbeitspapier im Rahmen des UBA-F&E-Vorhabens 1040123, Öko-Institut (Hrsg.), Darmstadt, Karlsruhe, Weimar.

[Jordan01] Jordan, U. (2001): Untersuchung eines Solarspeichers zur kombinierten Trinkwassererwärmung und Heizungsunterstützung. Dissertation, Fachbereich Physik der Universität Marburg, Marburg.

[Jordan01a] Jordan, U.; Vajen, K. (2001): Realistic Domestic Hot-Water Profiles in Different Time Scales (published by [Task26]; http://www.uni-kassel.de/~solar). Fachbereich Physik der Universität Marburg, Marburg.

[Kemper99] Kemper, A.; Eickler, A. (1999): Datenbanksysteme: Eine Einführung. 3. Auflage, München, Wien: Oldenbourg.

[Klein94] Klein, S. A. (1994): TRNSYS - A Transient Simulation Model. Manual zur Programversion 14.1, Madison.

[Kleinbach93] Kleinbach, E. M.; Beckmann, W. A.; Klein, S. A. (1993): Performance Study of One-Dimensional Models For Stratified Thermal Storage Tanks. In: Solar Energy, Vol. 50, No. 2, 155-166.

[Köcher95] Köcher, R. (1995): Modellierung und numerische Simulation von Wärmespeichern. Diplomarbeit, Fachbereich Mathematik der Technischen Universität Berlin, Berlin.

[Köhler97] Köhler, J. (1997): Wärmeübertragung. Skriptum zur Vorlesung, Philipps-Universität Marburg, Marburg.

[Köhler98] Köhler, S.; Mack, M. (1998): Rechengang zur Ermittlung von CO_2-Minderungskosten. In: 8. Symposium thermische Solarenergie (Tagungsband), Staffelstein, 335-339.

[Krause99] Krause, M. (1999): Modellvalidierung und Optimierungspotenziale einer solarintegrierten Wärmeversorgungsanlage unter Berücksichtigung des Einflusses von Nahwärmenetz und Brennwertkessel. Diplomarbeit, Fachbereich Physik der Universität Marburg, Marburg.

[Krause01] Krause, M.; Vajen, K.; Wiese, F.; Ackermann, H.(2001): Investigations on Optimizing Large Solar Thermal Systems. In: Proceedings of the ISES Solar World Congress, Adelaide (in print).

[Lalive00] Lalive D'Epinay, A. (2000): Die Umnweltverträglichkeit als eine Determinante des architektonischen Entwurfs. Dissertation, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich (ETH), Zürich.

[Landau66] Landau, L. D.; Lifschitz, E. M. (1966): Hydrodynamik, Wolfgang Weller (Hrsg.), Berlin: Akademie-Verlag (Lehrbuch der theoretischen Physik, Bd. VI).

[Lavan77] Lavan, Z.; Thomson, J. (1977): Experimental Study of Thermally Stratified Hot Water Storage Tanks. In Solar Energy, Vol. 19, 519-524.

[Lightstone89] Lightstone, M. F.; Raithy, G. D.; Hollands, K. G. T. (1989): Numerical Simulation of the Charging of Liquid Storage Tanks: Comparision with Experiments. In: Journal of Solar Energy Engineering, Vol. 111, 225-231.

[LZU] Krause, M.; Wiese, F. (o. J.): Langzeitüberwachung und Betriebsoptimierung großer solarintegrierter Warmeversorgungsanlagen (Forschungsprojekt am Fachbereich Maschinenbau, Universität Kassel, nicht abgeschlossen).

[Morrison99] Morrison, G. L.; Wood, B. D. (1999): Packaged Solar Water Heating Technology: Twenty Years of Progress. In: Proceedings of the ISES Solar World Congress, Jerusalem, o.S.

[Murthy92] Satyanaryana Murthy, S.; Nelson, J. E. B. (1992): Sitharama Rao, T. L.: Effect of Wall Conductivity on Thermal Stratification. In: Solar Energy, Vol. 49, No. 4, 273-277.

[Mundigler97] Mundigler, C. (1997): Messung und Simulation von Solaranlagen. Diplomarbeit, Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz, Graz.

[Oppel86] Oppel, F. J.; Ghajar, A. J.; Moretti, P. M. (1986): A Numerical and Experimental study of Stratified Thermal Storage. In: ASHRAE Transactions, Vol. 92, 293-309.

[Ornetzeder00] Ornetzeder, M. (2000): Wer hat eigentlich die Solaranlage "erfunden"? In: Erneuerbare Energie, Nr. 00-3, 34-38.

[OTTI] Ostbayerisches Technologie-Transfer-Institut (Otti) (Hrsg.): Tagungsbände der Symposien Thermische Solarenergie, 1998 bis 2000.

[ÖkoInv] Bundesamt für Energiewirtschaft (1996): Ökoinventare für Energiesysteme, 3.Auflage, Zürich, (zit. nach [Peter02]).

[Parrini92a] Parrini, F.; Vitale, S.; Alabiso, M.; Castellano, L. (1992): Rational Analysis of Mass, Momentum and Heat Transfer Phenomena in Liquid Storage Tanks under Realistic Operation Conditions: 1. Basic Formulaion. In: Solar Energy, Vol. 49, No. 2, 87-94.

[Parrini92b] Parrini, F.; Vitale, M.; Castellano, L. (1992): Rational Analysis of Mass, Momentum and Heat Transfer Phenomena in Liquid Storage Tanks under Realistic Operation Conditions: 1. Application to a Feasibility Study. In: Solar Energy, Vol. 49, No. 2, 95-106.

[Pauschinger95] Pauschinger, Th.; Drück, H. (1995): VELS II: Verfahren zur Ermittlung der Leistungsfähigkeit von Solaranlagen. Technischer Bericht des Instituts für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW), Stuttgart.

[Peltola92] Peltola, S. S.; Lund, P. D. (1992): Comparison of Analytical and Numerical Modeling Approaches for Sizing of Seasonal Storage Heating Systems. In: Solar Energy, Vol. 48, No. 4, 267-273.

[Peter02] Peter, M. (2002): SHC-Task 26, Solar Combisystems, Subtask C, Material Demand, (to be published by [Task26]).

[PHPP] Feist, W. et al (1998): Passivhaus-Projektierungspaket. Anforderungen an qualitätsgeprüfte Passivhäuser. Darmstadt: Passivhaus-Institut (Hrsg.).

[Press94] Press, H. W. et al (1994): Numerical Recipes in Pascal. The Art of Scientific Computing. Cambridge etc.: Camebridge University Press.

[Profos93] Profos, P.; Pfeifer, T. (1993): Grundlagen der Meßtechnik. München, Wien: Oldenbourg Verlag.

[Ratka99] Ratka, A. (1999): Vermessung, Modellierung und Optimierung einer großen solarintegrierten Wärmeversorgungsanlage, Dissertation, Fachbereich Physik der Universität Marburg, Marburg.

[Reck99] Recknagel, H.; Sprenger, E.; Schramek, E. R. (1999): Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik. München, Wien: 96. Auflage, Oldenbourg Verlag.

[Reindl93] Reindl, D. T.; Beckman, W. A.; Michell, J. W. (1993): Transient Heat Transfer in Thermal Storage Tanks. In: Proceedings of the ISES Solar World Congress, Budapest, 453-458.

[Remmers99] Remmers, K. H. (1999): Große Solaranlagen: Einstieg in Planung und Praxis. Solarpraxis Berlin (Hrsg.), Berlin: Solarpraxis.

[Riahi93] Riahi, M (1993): Efficiency of Heat Storage in Solar Energy Systems. In: Energy Conversion Management, Vol. 34, No. 8, 677-685.

[Rosen99] Rosen, M. A.; Dincer, I. (1999): Thermal Storage and Exergy Analysis: The Impact of Stratification. In: Transactions of the CSME, Vol. 23, No. 1B, 173-186.

[Shah96] Shah, L. J.; Furbo, S. (1996): Optimisation of Mantle Tanks for Low Flow Solar Heating Systems. In: Proceedings of the 1st ISES Europe Solar Conference, Freiburg, 369-375.

[SHWwin] Dynamische Simulationsumgebung → [Streicher00].

[Shyu87] Shyu, R. J, Hsieh, C. K. (1987): Unsteady Natural Convection in Enclosures with Stratified Medium. In: ASME Journal of Solar Energy Engineering, Vol. 109, 127-133.

[Shyu89] Shyu, R. J.; Lin, J. Y.; Fang, L. J. (1989): Thermal Analysis of Stratified Storage Tanks. In: Transactions of the ASME, Vol. 111, 54-61.

[Sliwinski78] Sliwinski, B. J.; Mech A. R.; Shih, R. S. (1978): Stratification in Thermal Storage During Charging. In: Proceedings of the 6th International Heat Transfer Conference, Toronto, 149-154, (zit. nach [Hollands89]).

[SMILE] Dynamische Simulationsumgebung → [Biersack97].

[Souproun93] Souproun, A. V.; Nielsen, J. E. (1993): Evaluation of the Effective Thermal Conductivity within the Store During Stand-By. In: Proceedings of the ISES Solar World Congress, Budapest, 459-464.

[Spall97] Spall, R. E. (1998): A Numerical Study of Transient Mixed Convection in Cylindrical Thermal Storage Tanks. In: International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 41, No. 13, 2003-2011.

[Spieler98] Spieler, A. (1998): Experimentelle Untersuchung und Modellierung eines solaren Kombispeichers mit der Simulationsumgebung SMILE. Diplomarbeit, Fachbereich Physik der Universität Marburg, Marburg.

[Spirkl90] Spirkl, W. (1990): Dynamische Vermessung von Solaranlagen zur Warmwasserbereitung. Düsseldorf: VDI-Verlag, (Forschungsberichte VDI, Reihe 6: Energieerzeugung, Nr. 241).

[Spirkl92] Spirkl, W.; Muschaweck, J. (1992): General Model for Testing Solar Domestic Hot Water Systems. In: Solar Energy Materials and Solar Cells, Vol. 28, 93-102.

[Spurk96] Spurk, Joseph H. (1996): Strömungslehre: Einführung in die Theorie der Strömungen. Berlin u.a.: Springer.

[Stockinger92] Stockinger, W. (1992): Simulation eines Solarhauses mit Saisonspeicher. Diplomarbeit, Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz, Graz.

[Stöcker94] Stöcker, H. (1994): Taschenbuch der Physik. 2. Auflage, Frankfurt am Main: Harri Deutsch Verlag.

[Streicher96] Streicher, W. (1996): Teilsolare Raumheizung: Auslegung und hydraulische Integration. Arbeitsgemeinschaft erneuerbare Energie GmbH (Hrsg.), Gleisdorf.

[Streicher00] Streicher, W.; M Schnedl, K.; Thür, A.; Vilics, A. (2000): Programmbeschreibung von SHWwin: Simulationsprogramm für solare Brauchwasser- und Heizungssysteme. Graz.

[Sucker76] Sucker, D.; Brauer, H. (1976): Stationärer Stoff- und Wärmeübergang an stationär quer angeströmten Zylindern. In: Wärme und Stoffübertragung, Nr. 9, 1-12.

[Suter00] Suter, J. M.; Letz, T.; Weiss, W.; Inäbnit, J. (2000): Solar Combisystems in Austria, Denmark, Finnland, France, Germany, Sweden, Switzerland, the Netherlands and the USA, Overview 2000. IEA, Bern.

[Task26] Weiss, W. (12.98 - 12.02): Solar Combisystems. IEA (International Energy Agency, http://www.iea-shc.org/task26).

[Tautz71] Tautz, H. (1971): Wärmeleitung und Temperaturausgleich: Die mathematische Behandlung instationärer Wärmeleitungsprobleme mit Hilfe von Laplace-Transformationen. Weinheim/Bergstr.: Chemie-Verlag GmbH.

[Test98] Test Spezial (1998): Energie sparen - komfortabel wohnen. Stifung Warentest, 4, 12-16.

[TRANSMIT] Pauschinger, Th.; Held, Th. (1992): Transmit: Parameter Identification with TRNSYS and DF. Version 0.3, ITW, Stuttgart.

[TRNSYS] Transient System Simulation Program → [Klein94].

[Uecker01] Uecker, M. (2001): Zur Vermessung, Simulation und Langzeitüberwachung großer solarintegrierter Wärmeversorgungsanlagen. Dissertation, Fachbereich Physik der Universität Marburg, Marburg.

[Vajen96] Vajen, K. (1996): Systemuntersuchungen und Modellierung solargestützter Warmwasserbereitungssysteme in Freibädern. Dissertation, Fachbereich Physik der Universität Marburg, Marburg.

[VDI 2067] Verein Deutscher Ingenieure e.V. (Hrsg.) (2000): Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen: Grundlagen und Kostenrechnung. Düsseldorf: VDI-Verlag.

[VDI 3807] Verein Deutscher Ingenieure e.V. (Hrsg.) (1994): Energieverbrauchskennwerte für Gebäude: Grundlagen. Düsseldorf: VDI-Verlag.

[VDI94] Verein Deutscher Ingenieure e.V.; VDI-Gesellschaft Verfahrestechnik und Chemieingenieurwesen (Hrsg.) (1994): VDI-Wärmeatlas: Berechnungsblätter für den Wärmeübergang. 7. Auflage, Düsseldorf: VDI-Verlag.

[Voss97] Voss, K. (1997): Experimentelle und theoretische Analyse des thermischen Gebäudeverhaltens für das energieautarke Solarhaus Freiburg. Freiburg: Fraunhofer IRB Verlag.

[Wagner92] Wagner, W. (1992): Strömungen und Druckverlust. 3. Auflage, Würzburg: Vogel.

[Wagner97] Wagner, R. (1997): Große Solarintegrierte Wärmeversorgungsanlage Marburg-Wehrda: Bestimmung von Kollektorparametern aus Betriebsmeßdaten. Diplomarbeit, Fachbereich Physik der Universität Marburg, Marburg.

[WschVo] Bundesministerium für Verkehr-, Bau- und Wohnungswesen (BMVBW) (1995): Wärmeschutzverordnung: Verordnung über einen Energiesparenden Wärmeschutz bei Gebäuden, Berlin (Bezug z.B. http//www.enev-online.de).

[Weiß00] Weiß, W.; Fink, C.; Thür, A. (2000): Low-Energy Housing Estade "Sundays". In: Proceedings of the 3rd ISES Europe Solar Congress, Kopenhagen, o.S.

[Weiß01] Weiß, W. (2001): Aktuelle Marktentwicklung und das mittelfristige Potenzial für solare Raumheizung. In: Tagung Solare Raumheizung (Tagungsband), Graz, o.S.

[Weiß01b] Weiß, W. (2001): Beitrag von thermischen Kollektoren zur Energiebereitstellung in Österreich. In: Erneuerbare Energie, Nr. 01-4, 31-34.

[Wienholt96] Wienholt, W. (1996): Entwurf neuronaler Netze: Ein datenbasiertes Verfahren zur Modellierung nichtlinearer Systeme mit Hilfe evolutionärer Algorithmen und unscharfer Logik. Dissertation, Universität Bochum.

[Yoo93] Yoo, H.; Pak, E. T. (1993): Theroretical Model of the Charging Process for Stratified Thermal Storage Tanks. In: Solar Energy, Vol. 51, No. 6, 513-519.

[Zurigat89] Zurigat, Y. H.; Maloney, K. J.; Ghajar, A. J. (1989): A Comparison Study of One-Dimensional Models for Stratified Storage Tanks. In: Transactions of the ASME, Vol. 111, 204-210.

[Zurigat91] Zurigat, Y. H.; Liche, P. R.; Ghajar, A. J. (1991): Influence of Inlet Geometry on Mixing in Thermocline Thermal Energy Storage. In: International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 34, No. 1, 115-125.

Literatur zum Passiv-Solarhaus Cölbe

[Beisel99] Beisel, S. (1999): Vermessung, Modellierung und Bewertung des Erdreichwärmeübertragers beim Passiv-Solarhaus Cölbe. Diplomarbeit, Fachbereich Physik der Universität Marburg, Marburg.

[Bine-II.00] Hennings, D.; Knissel, J. (2000): Energieeffiziente Bürogebäude (Profi-Info II.00). Fachinformationszentrum Karlsruhe. Gesellschaft für wissenschaftlich-technische Information mbH (Hrsg.), Eggenstein-Leopoldshafen.

[Presse97-99] Etwa 40 Pressemeldungen in regionalen und überregionalen Tageszeitungen zwischen 1997-1999 (einsehbar bei: Fa. Wagner & Co, Cölbe).

[Rustige97] Rustige, U. (1997): Projektierung einer Nutzwärmeerzeugungsanlage für das Kundenzentrum der Firma Wagner & Co Solartechnik GmbH. Diplomarbeit, Fachhochschule Gießen-Friedberg, Gießen.

[Pfäffinger98] Pfäffinger, J. (1998): Das erste Verwaltungsgebäude im Passivhaus-Standard steht in Cölbe. In: GFF - Zeitschrift für Glas-Fenster-Fassade, Nr. 21, 1155-1160.

[Pfäffinger99] Pfäffinger, J. (1999): Verwaltungsgebäude im Passivhaus-Standard. In: Bauhandwerk mit Bausanierung, Nr. 6, 27-32.

[Scheuren02] Scheuren, J. (2002): Energetische Bewertung solarer Heizsysteme mit Großspeichern, Diplomarbeit, Fachbereich Physik der Universität Marburg, Marburg.

[Schnieders99] Schnieders, J. (1999): Nachtlüftung mit natürlichem Auftrieb am Beispiel des Passivhaus-Verwaltungsgebäudes in Cölbe. In: Arbeitskreis kostengünstige Passivhäuser, Nr. 15, o.S.

[Schnieders02] Schnieders, J. (2002): Passiv-Verwaltungsgebäude Wagner & Co in Cölbe, (Teil 1. des Abschlussberichts zum BWMi-Vorhaben 0335006L), Darmstadt.

[Schweitzer98] Schweitzer, K. (1998): Das Passivhaus-Verwaltungsgebäude in Cölbe bei Marburg. In: Tagungsband der 2. Passivhaus-Tagung, Darmstadt, 191-197.

[Schweitzer99] Schweitzer, K. (1999): Das Passiv-Solar-Haus von Wagner & Co. Fa. Wagner & Co (Hrsg.), Cölbe.

[Schweitzer99b] Schweitzer, K. (1999): Bürogebäude als Passivhaus. In: Bulletin Forschungsquelle Solarachitektur, Nr. 17, 7-9.

[Schweitzer99c] Schweitzer, K. (1999): Neubau eines Verwaltungsgebäudes mit Passivhausstandard (Abschlußbericht zum BWMi-Vorhaben 0335006D), Fa. Wagner & Co (Hrsg.), Cölbe.

[Spieler00] Spieler, A.; Wagner, R.; Schweitzer, K.; Beisel, S.; Tent, K.; Vajen, K. (2000): Passiv-Verwaltungsgebäude: Erste Betriebserfahrungen mit dem Wagner-Passiv-Solarhaus. In: 4. Passivhaustagung (Tagungsband), Kassel, 435-441.

[Spieler00b] Spieler, A.; Wagner, R.; Beisel, S.; Vajen, K.; Ackermann, H. (2000): Verwaltungsgebäude mit Passivhausstandard: Meß- und Simulationsergebnisse der ersten Heizperiode. In: 10. Symposium thermische Solarenergie (Tagungsband), Staffelstein, 203-207.

[Spieler00c] Spieler, A.; Wagner, R.; Vajen, K.; Beisel, S.; Schweitzer, K. (2000): Ein Jahr im Passiv-Solarhaus von Wagner & Co Solartechnik. In: EB: Energie Effizientes Bauen, Nr. 3, 6-10.

[Spieler00d] Spieler, A.; Wagner, R.; Beisel, S.; Vajen, K. (2000): Passive Solar Office Building: First Experiences and Measurements. In: Proceedings of the 3rd ISES Europe Solar Congress, Kopenhagen, o.S.

[Spieler01] Spieler, A.; Wagner, R.; Vajen, K. (2001): Passiv Solarhaus Cölbe Analyse des Sommerfalls. In: 5. Passivhaustagung (Tagungsband), Böblingen, 327-334.

[Voss98] Voss, K. (1998): Solarbau: Monitor. Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme, Freiburg (www.solarbau.de).

[Voss01] Voss, K., Wagner, A. (2001): Solarbau: Monitor. Energieeffizienz und Solarenergienutzung im Nichtwohnungsbau. Konzepte und Bauten. Informationsdienst BINE (Hrsg.), Bonn.

[Wille] Wille (ehem. Spieler), A. (voraussichtlich 2003): Dissertation, Fachbereich Physik der Universität Marburg, Marburg.

[Wagner98] Wagner, R., Vajen, K., Beisel, S., Feist, W., Schweitzer, K., Ackermann, H. (1998): System Concept of a Passive Solar Office-Building. In: Proceedings of the 2nd ISES Europe Solar Conference, Portoroz, III.2.56-1-4.

[Wagner98b] Wagner, R., Vajen, K., Beisel, S., Feist, W., Schweitzer, K., Rustige, U., Ackermann, H. (1998): Verwaltungsgebäude nach Passivhausstandard: Meßtechnische Begleitung und systemtechnische Untersuchungen. In: Statusbericht "Solar optimiertes Bauen" (Tagungsband), Freiburg, 285-290.

[Wagner98c] Wagner, R., Vajen, K., Beisel, S., Feist, W., Rustige, U., Ackermann, H. (1998): Verwaltungsgebäude nach Passivhausstandard: Meßtechnische Begleitung und systemtechnische Untersuchungen. In: 8. Symposium Thermische Solarenergie (Tagungsband), Staffelstein, 145-149.

[Wagner99] Wagner, R., Beisel, S., Spieler, A., Vajen, K. (1999): Passive Solar Office Building: Results of the First Heating Period. In: Proceedings of the ISES Solar World Congress, Jerusalem, 749-754.

[Wagner00] Wagner, R.; Beisel, S.; Spieler, A.; Gerber, A.; Vajen, K. (2000): Vermessung und Modellierung des Erdreichwärmeübertragers im Passiv-Solarhaus Cölbe. In Tagungsband: 10. Symposium thermische Solarenergie, Staffelstein, 320-324.

[Wagner00b] Wagner, R.; Spieler, A. (2000): Automated Archiving and Processing of Measured Data from a Passive Solar Office Building: One solution with databases. In: Proceedings of the 3rd ISES Europe Solar Congress, Kopenhagen, o.S.

[Wagner00c] Wagner, R.; Beisel, S.; Spieler, A.; Vajen, K.; Gerber, A. (2000): Measurement, Modeling and Simulation of an Earth-to-Air Heat Exchanger in Marburg (Germany). In: Proceedings of the 3rd ISES Europe Solar Congress, Kopenhagen, o.S.

[Wagner00d] Wagner, R.; Spieler, A.; Vajen, K.; Beisel, S. (2000): Energetische Bewertung des Gesamtkonzeptes und des solar gestützten Heizsystems im Passiv-Solarhaus Cölbe. In: Tagung Solares Heizen 2000 (Tagungsband), Freiburg, 33-40.

[Wagner01] Wagner, R.; Spieler, A.; Vajen, K. (2001): Solare Raumheizungsunterstützung in einem Passiv-Solargebäude. In: Erneuerbare Energie, Nr. 00-4, 25-29.

[Wagner01b] Wagner, R.; Spieler, A.; Vajen, K. (2001): Solare Raumheizung im Wagner Passiv-Solarbürogebäude. In: Tagung Solare Raumheizung (Tagungsband), Graz, o.S.

Neben der vorliegenden Arbeit wurden sämtliche Veröffentlichungen an der Universität Marburg durch das BMWi gefördert (0335006L: "Passiv-Verwaltungsgebäude Cölbe: Messtechnische Begleitung, systemtechnische Untersuchungen").