

Forschungsbericht zum BMU-Vorhaben

**Solarthermie2000plus:
Wissenschaftlich-technische Begleitung des
Förderprogramms Solarthermie2000plus zu
solar unterstützter Nahwärme und Langzeit-
Wärmespeicherung**

(August 2008 bis September 2012)

Dan Bauer
Roman Marx
Janet Nußbicker-Lux
Fabian Ochs
Harald Drück
Wolfgang Heidemann

durchgeführt vom
Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW)
Universität Stuttgart

Apl. Prof. Dr.-Ing. Klaus Spindler
Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart
Tel.: +49 (0)711 685 63536, Fax: +49 (0)711 685 63503
Internet: www.itw.uni-stuttgart.de, E-Mail: tzs@itw.uni-stuttgart.de

17. April 2013

Das diesem Bericht zugrunde liegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU) unter dem Förderkennzeichen 0329607P aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert. Die Autoren danken für die Unterstützung. Die Verantwortung für den Inhalt dieses Berichtes liegt bei den Autoren.

Kurzfassung

Der vorliegende Bericht beinhaltet die wesentlichen Ergebnisse des Forschungsvorhabens „Wissenschaftlich-technische Begleitung des Förderprogramms Solarthermie2000plus zu solar unterstützter Nahwärme (SuN) und Langzeit-Wärmespeicherung“ (FKZ 0329607P), das von August 2008 bis September 2012 durchgeführt wurde. Inhalt des Forschungsvorhabens waren die wissenschaftlich-technische Begleitung der Pilotanlagen in Friedrichshafen, Rostock, Neckarsulm, Crailsheim und Eggenstein-Leopoldshafen sowie begleitende Forschungsarbeiten zum innovativen Betrieb von solaren Nahwärmeversorgungen und zur Wärmespeicher-Modellierung.

Wissenschaftlich-technische Begleitung der Pilotanlagen

Es wurden seit 1996 elf Pilotanlagen zur solaren Nahwärmeversorgung mit Langzeit-Wärmespeicher errichtet und in Betrieb genommen. Seit der Inbetriebnahme der ersten solaren Nahwärmeversorgungen ist das ITW maßgeblich an der wissenschaftlich-technischen Begleitung der Pilotanlagen beteiligt, zuletzt der Anlagen in Friedrichshafen, Neckarsulm, Rostock, Crailsheim und Eggenstein-Leopoldshafen.

Mit der solaren Nahwärmeversorgung mit saisonalem Warmwasser-Wärmespeicher in **Friedrichshafen** wurden während des Projektzeitraums solare Deckungsanteile von 17 bis 29 % erreicht. Dies liegt deutlich unter dem geplanten Wert von 50 %. Der geplante solare Deckungsanteil wurde stets unterschritten, da für die Größe des Warmwasser-Wärmespeichers die realisierte Kollektorfläche und das realisierte Nahwärmegebiet (noch) zu klein sind. Außerdem hat sich (seit Betriebsbeginn) gezeigt, dass die Wärmeverluste des Warmwasser-Wärmespeichers und die Netzurücklauf-temperaturen deutlich höher sind als bei den Planungen angenommen wurde.

In der Pilotanlage mit Aquifer-Wärmespeicher in **Rostock** wurden in den Jahren 2008 bis 2011 solare Deckungsanteile von 45 bis 50 % erreicht. Gegenüber dem geplanten solaren Deckungsanteil von ca. 60 % war der erreichte solare Deckungsanteil aufgrund des gegenüber dem Planungswert deutlich höheren Gesamtwärmebedarfs niedriger.

In **Neckarsulm** konnten mit der solaren Nahwärmeversorgung mit Erdsonden-Wärmespeicher während der Projektlaufzeit solare Deckungsanteile zwischen 41 und 56 % erreicht werden. Im Jahr 2008 wurde eine Wärmepumpe installiert und es wurden hydraulische Umbaumaßnahmen am 3-Leiter-Nahwärme- und Solarnetz

durchgeführt. Durch den Einsatz der Wärmepumpe konnte sowohl der Kollektor-ertrag gesteigert werden (durch niedrigere Betriebstemperaturen) als auch die aus dem Erdsonden-Wärmespeicher ausgespeicherte Wärmemenge signifikant erhöht werden. Dies hat zu einem um etwa zehn Prozentpunkte höheren solaren Deckungsanteil gegenüber der Anlagenkonfiguration ohne Wärmepumpe geführt.

Die solare Nahwärmeversorgung mit Kies/Wasser-Wärmespeicher in **Eggenstein-Leopoldshafen** wurde auf einen solaren Deckungsanteil von ca. 35 % ausgelegt. Dieser wurde in den Jahren 2008 bis 2011 mit 9 bis 14 % deutlich unterschritten, da bisher noch keine Entladung des Kies/Wasser-Wärmespeicher stattgefunden hat. Nach der Inbetriebnahme der ersten Anlagenkomponenten (Solaranlage, Kies/Wasser-Wärmespeicher) wurden hydraulische Probleme im Be-/Entladekreislauf des Kies/Wasser-Wärmespeichers festgestellt. Diese konnten bisher noch nicht vollständig behoben werden und haben dazu geführt, dass die Be-/Entladung des Kies/Wasser-Wärmespeichers nicht planmäßig erfolgen konnte, die Wärmepumpe noch nicht in den Regelbetrieb überführt werden konnte und die Solaranlagen häufig in Stagnation waren. Es hat sich außerdem gezeigt, dass die Wärmeverluste des Kies/Wasser-Wärmespeichers im Bereich des oberen Kegelstumpfs deutlich höher sind als erwartet, da in dem verwendeten Dämmmaterial Schaumglasschotter unerwartete Wärmetransportmechanismen aufgetreten sind.

Bei der Pilotanlage mit Erdsonden-Wärmespeicher in **Crailsheim** konnten in den Jahren 2008 bis 2011 solare Deckungsanteile zwischen 16 und 36 % erreicht werden, obwohl die Anlage noch ohne saisonale Wärmespeicherung bzw. Entladung des Erdsonden-Wärmespeichers betrieben wurde. Sowohl das Baugebiet als auch die einzelnen Kollektorflächen wurden in den vergangenen Jahren erweitert. Ab Frühjahr 2008 wurde der Erdsonden-Wärmespeicher errichtet, der im August 2008 in Betrieb genommen wurde. Ab Februar 2012 wurde die Anlage zusätzlich in Kombination mit einer Wärmepumpe betrieben. Der geplante solare Deckungsanteil von ca. 50 % konnte bisher noch nicht erreicht werden, da noch nicht alle Komponenten der Anlage während eines vollständigen Jahres in Betrieb waren. Insbesondere hat bisher die zur effizienten Entladung des Erdsonden-Wärmespeichers notwendige Wärmepumpe gefehlt. Während der Projektlaufzeit wurden in Zusammenarbeit mit den Stadtwerken und dem Planer intensiv die Messergebnisse diskutiert und basierend auf den hierbei gewonnenen Erkenntnissen wurde die Regelungsstrategie verbessert. An der Anlage wurden in den vergangenen Jahren immer wieder Defekte festgestellt (z. B. defektes Bauteil beim Vakuumbrecher des 100 m³ Pufferspeichers, Leckage am 100 m³ Pufferspeicher, Defekte und Undichtigkeiten an den Kollektoren)

die zu Verzögerungen bei der Inbetriebnahme einzelner Komponenten bzw. zu Störungen des Regelbetriebs geführt haben.

Begleitforschung zum innovativen Betrieb solarer Nahwärmeversorgungen und zur Wärmespeicher-Modellierung

Untersuchungen zum gekoppelten Wärme- und Feuchtetransport in der Speicherhülle erdvergrabener Langzeit-Wärmespeicher

Es wurden verschiedene Ansätze und Modelle zur Bestimmung der effektiven Wärmeleitfähigkeit poröser Materialien in einem großen Temperatur- und Feuchtebereich untersucht. Außerdem wurde gezeigt, wie die Feuchte- und Wärmetransportkoeffizienten mit - aus Experimenten mit einer Zweiplattenapparatur gewonnenen - Daten in Kombination mit der instationären Berechnung des gekoppelten Wärme- und Feuchtetransports bestimmt werden können. Des Weiteren wurde ein Modell entwickelt zur Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit und des Wasserdampfdiffusionswiderstandes durch Minimierung der Abweichung zwischen dem gemessenen und dem berechneten Wärmestrom, das auf der Simplex-Methode basiert. Durch die während des Vorhabens durchgeführten Arbeiten wurden auch erstmals die Wärmeleitfähigkeit und der Wasserdampfdiffusionswiderstand für Blähglasgranulat und Mineralwolle in einem Temperaturbereich von 20 bis 80 °C und für Feuchtegehalte von 0 % bis zur Sättigung ermittelt, da diese für hygrothermische Simulationen notwendig sind.

Untersuchungen zum Einsatz von Wärmepumpen in solaren Nahwärmeversorgungen mit saisonaler Wärmespeicherung

Die Integration von Wärmepumpen in solare Nahwärmeversorgungen kann eine effizienzsteigernde Maßnahme sein. Bei den realisierten Anlagen, insbesondere bei der Anlage in Neckarsulm, wurde untersucht, in welchem Umfang die energetische Effizienz durch die Integration gesteigert werden kann. Die entsprechenden Kenngrößen, wie z. B. der solare Deckungsanteil oder der Speichernutzungsgrad des Langzeit-Wärmespeichers, konnten im Vergleich zur Anlage ohne Wärmepumpe deutlich erhöht werden. Um das Potential der Integration von Wärmepumpen besser bewerten zu können, wurde ein Rechenmodell weiterentwickelt, um große Wärmepumpen mit thermischen Leistungen von mehreren hundert Kilowatt ausreichend detailliert abbilden zu können. Dabei wurde nicht nur der Schwerpunkt auf die stationäre Betriebsweise gelegt, sondern auch auf die Modellierung der Wärmeverluste durch Takten der Wärmepumpen. Dieses Rechenmodell wurde in das Programm TRNSYS implementiert und mit Messdaten der Wärmepumpe in

Neckarsulm validiert. Mit Simulationsrechnungen, die mit diesem Modell durchgeführt wurden, konnte gezeigt werden, dass bei großen Wärmepumpen die Wärmeverluste durch Takten durch eine entsprechende Regelstrategie der Wärmepumpe vermieden werden können. Basierend auf den Erkenntnissen aus dem Betrieb realisierter Anlagen in Verbindung mit dem neu entwickelten Wärmepumpenmodell wurde ein Konzept für eine innovative Gesamtanlage entwickelt und simuliert. Durch eine energetische Optimierung dieser Anlage konnte ein Anlagenkonzept entwickelt werden, welches eine hohe primärenergetische Effizienz aufweist.

Einsatz alternativer Programmsysteme zur Simulation solarthermischer Großanlagen mit saisonalem Wärmespeicher

Es wurden mehrere kommerziell am Markt verfügbare Programme daraufhin untersucht, ob mit ihnen die Simulation des thermischen Verhaltens solarthermischer Anlagen mit Langzeit-Wärmespeichern mit ausreichender Genauigkeit möglich ist. Neben TRNSYS ist das einzige als geeignet identifizierte Programm, das vom Solar Institut Jülich entwickelte Programm, „Carnot“. Der Ergebnisvergleich der Simulation von Einzelkomponenten und einer Referenzanlage wurde mit TRNSYS durchgeführt. Es hat sich gezeigt, dass für einige Einzelkomponenten die mit TRNSYS bzw. Carnot erzielten Ergebnisse sehr gut übereinstimmen. Jedoch können das thermische Verhalten der verschiedenen Typen von Wärmepumpen und der Langzeit-Wärmespeicher in Carnot schlecht bis völlig unzureichend abgebildet werden. Um Carnot für die Simulation von solaren Nahwärmeversorgungen nutzen zu können, müssten daher derartige Modelle in Carnot implementiert oder über eine Kopplung mit TRNSYS eingebunden werden. Gegenüber TRNSYS konnten für Carnot Vorteile hinsichtlich der einfachen Einbindung von Modellen und Funktionen sowie hinsichtlich der Fehlersuche und der einfachen Implementierung von Regelungsstrategien aufgezeigt werden.

Validierung eines FEFLOW-Modells anhand des Erdsonden-Wärmespeichers in Crailsheim

Aufgrund der deutlich verzögerten Fertigstellung und Inbetriebnahme des Erdsonden-Wärmespeichers in Crailsheim lag zum Ende des BMU-Forschungsvorhabens „Solarthermie2000plus: Untersuchung des Einflusses von Grundwasserströmung auf Erdsonden-Wärmespeicher (FKZ 0329289A)“ noch keine ausreichende Datenbasis für eine Validierung des darin entwickelten FEFLOW-Modells für Erdsonden-Wärmespeicher vor. Diese Validierung konnte nun im Rahmen der wissenschaftlich-technischen Begleitung der Anlage Crailsheim nachgeholt werden, nachdem eine

dafür ausreichende Betriebsdauer des Speichers von zwei Jahren erreicht war. Durch die Validierung konnte gezeigt werden, dass das entwickelte FEFLOW-Modell die Strömungs- und Wärmetransportvorgänge im Erdsonden-Wärmespeicher in Crailsheim sehr gut abbilden kann. Die berechneten und gemessenen Temperaturverläufe stimmen sehr gut überein. Es musste jedoch festgestellt werden, dass der durch Grundwasserströmung verursachte Wärmetransport so gering ist, dass nach zweijährigem Betrieb noch kein deutlicher Effekt auf die Untergrundtemperaturen zu erkennen ist. Ein signifikanter Wärmetransport durch strömendes Grundwasser ist nur im Untergrund einige Meter unterhalb des Speichers zu erwarten. Bis dorthin muss die Wärme jedoch durch vertikale Wärmeleitung transportiert werden, was noch einige Jahre dauern wird. Die Beobachtung der Untergrund- und Grundwassertemperaturen in den nächsten Betriebsjahren bleibt somit von höchstem wissenschaftlichem Interesse. Die Validierung des entwickelten FEFLOW-Modells sollte in ca. fünf Jahren erneut durchgeführt werden, sobald ein durch advective Transportprozesse deutlich asymmetrisches Temperaturprofil im Untergrund entstanden ist.

Ausblick

Das Monitoring der Pilotanlagen in Crailsheim, Eggenstein-Leopoldshafen und Neckarsulm wird im Forschungsvorhaben „WinterSun“ (FKZ 0325998A) weitergeführt. Die wissenschaftlich-technische Begleitung der Pilotanlagen ist u. a. deshalb zwingend notwendig, um wissenschaftliche Fragestellungen zu klären und den Anlagenbetrieb der Pilotanlagen zu optimieren. Es muss sichergestellt werden, dass bei zukünftigen Anlagen die technische Effizienz zuverlässig erreicht werden kann.

Des Weiteren müssen die Forschungsarbeiten zu den in solaren Nahwärmeversorgungen eingesetzten Langzeit-Wärmespeichern und Wärmepumpen fortgeführt und intensiviert werden und neue Anwendungsbereiche sollten erschlossen werden. Letztlich kann die Technik der solaren Nahwärmeversorgung mit saisonaler Wärmespeicherung nur durch den Bau weiterer Pilot- und Demonstrationsanlagen weiterentwickelt und zur Marktreife gebracht werden.

Eine hohe Marktdurchdringung solarer Nahwärmeversorgungen mit Langzeit-Wärmespeichern kann jedoch nur realisiert werden, wenn derartige Anlagen gegenüber anderen Wärmeherzeugungsvarianten wirtschaftlich sind. Die Realisierung der Wirtschaftlichkeit durch weitere Effizienzsteigerung sowie geringere Investitionskosten sollte daher ein vorrangiges Ziel der zukünftigen Forschungsarbeiten sein.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung.....	1
2	Wissenschaftliche Begleitung der Pilotanlagen	3
2.1	Friedrichshafen.....	3
2.1.1	Anlagenbeschreibung	3
2.1.2	Betriebsergebnisse	5
2.1.3	Zusammenfassung	8
2.2	Rostock	9
2.2.1	Anlagenbeschreibung	9
2.2.2	Betriebsergebnisse	11
2.2.3	Zusammenfassung	17
2.3	Neckarsulm	18
2.3.1	Anlagenbeschreibung	18
2.3.2	Betriebsergebnisse	20
2.3.3	Zusammenfassung	29
2.4	Eggenstein	30
2.4.1	Anlagenbeschreibung	30
2.4.2	Betriebsergebnisse	32
2.4.3	Bewertung der Wasserqualität.....	44
2.4.4	Fouling-Untersuchungen.....	45
2.4.5	Online-Visualisierung.....	46
2.4.6	Zusammenfassung	46
2.5	Crailsheim	48
2.5.1	Anlagenbeschreibung	48
2.5.2	Betriebsergebnisse	62
2.5.3	Zusammenfassung	90
3	Begleitforschung zum innovativen Betrieb von solaren Nahwärmeversorgungen mit saisonaler Wärmespeicherung und zur Wärmespeicher-Modellierung.....	92
3.1	Combined Determination of Moisture and Heat Transport Coefficients of Porous Materials.....	92
3.1.1	Abstract.....	92
3.1.2	Introduction	93
3.1.3	State of the Art and Standards.....	96
3.1.4	Analytical model for the effective thermal conductivity.....	100
3.1.5	Experimental set-up and measurement results.....	105

3.1.6 Numerical model.....	120
3.1.7 Simulation results	135
3.1.8 Experimental protocol	157
3.1.9 Drawbacks	158
3.1.10 Conclusions	159
3.2 Untersuchungen an schüttfähigen Wärmedämmstoffen	162
3.2.1 Anwendung schüttfähiger Wärmedämmstoffe	162
3.2.2 Messergebnisse von Pilotanlagen	164
3.2.3 Entwicklung von Versuchsständen	164
3.3 Untersuchungen zum Einsatz von Wärmepumpen in solaren Nahwärmeversorgungen mit saisonaler Wärmespeicherung	177
3.3.1 Einleitung	177
3.3.2 Energetische Bewertung der Wärmepumpenintegration	177
3.3.3 Modellierung der Wärmepumpen.....	185
3.3.4 Entwicklung eines Anlagenkonzeptes für die Integration von Wärmepumpen in solare Nahwärmeversorgungen mit saisonaler Wärmespeicherung.....	204
3.4 Einsatz alternativer Programmsysteme zur Simulation solarthermischer Großanlagen mit saisonalem Wärmespeicher.....	214
3.4.1 Programmstruktur	214
3.4.2 Vergleichende Simulation einzelner Komponenten	218
3.4.3 Vergleichende Simulation einer solaren Nahwärmeversorgung mit saisonalem Wärmespeicher.....	250
3.4.4 Weitere Kriterien	261
3.4.5 Fazit	267
3.5 Validierung eines FEFLOW-Modells anhand des Erdsonden- Wärmespeichers in Crailsheim	270
3.5.1 Experimentelle Bestimmung der relevanten Modellparameter.....	270
3.5.2 Experimentelle Bestimmung der Vergleichswerte.....	270
3.5.3 Geothermische Modellierung	273
3.5.4 Simulation	274
3.5.5 Ergebnisdarstellung	275
3.5.6 Diskussion	281
3.5.7 Fazit.....	284
4 Zusammenfassung der Planungsempfehlungen	285
4.1 Langzeit-Wärmespeicher	285
4.2 Solaranlagen.....	286
4.3 Wärmepumpen.....	286

4.4 Nahwärme- und Solarnetz	287
4.5 Simulationsprogramme	287
5 Zusammenfassung und Ausblick	288
6 Literaturverzeichnis	292
7 Abkürzungsverzeichnis	299
8 Nomenklatur	301

1 Einleitung

Der Ausbau der erneuerbaren Energien im Bereich des Wärmemarktes wurde in den letzten Jahren verstärkt vorangetrieben. Dennoch betrug der Anteil erneuerbarer Energien am Endenergieverbrauch für Wärme im Jahr 2011 nur 11 %, gegenüber einem Anteil von 20,3 % am Bruttostromverbrauch [17]. Seit dem Januar 2009 ist in Deutschland das Erneuerbare-Energien-Wärmegesetz (EEWärmeG) [31] in Kraft. Ziel des Gesetzes ist es, den Anteil der erneuerbaren Energien am Endenergieverbrauch für Wärme bis zum Jahr 2020 auf 14 % zu erhöhen. Dazu werden z. B. mit dem Marktanzreizprogramm [18] Solaranlagen zur Bereitstellung von Heizwärme, Warmwasser sowie von Kälte oder Prozesswärme aus erneuerbaren Energien gefördert. Da in den letzten Jahren durch Studien und realisierte Anlagen immer deutlicher geworden ist, dass ein Ausbau der erneuerbaren Energie auch eines Ausbaus der Speicherkapazitäten für Wärme und Strom bedarf, wurde durch die Bundesministerien für Wirtschaft und Technologie (BMWi), für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU) sowie für Bildung und Forschung (BMBF) eine Förderinitiative „Energiespeicher“ [16] initiiert. Die Förderinitiative soll die notwendigen technologischen Durchbrüche und Kostensenkungen unterstützen und zu einer schnellen Markteinführung neuer Energiespeichertechnologien beitragen. Seit 1993 wurden in den Energieforschungsprogrammen „Solarthermie-2000“ und „Solarthermie2000plus“ u. a. die Technik der Langzeit-Wärmespeicherung entwickelt und in Pilotanlagen umgesetzt. Das Forschungsprogramm „Solarthermie2000plus“ endete im Dezember 2008. Die Forschungs- und Entwicklungsarbeiten zu solarer Nahwärme und Langzeit-Wärmespeicherung werden mit der „Förderung von Forschung und Entwicklung im Bereich erneuerbare Energien“ fortgeführt [16]. Die im vorliegenden Bericht gewonnenen Ergebnisse und Erkenntnisse sind damit von hohem wissenschaftlichem und öffentlichem Interesse.

In dem vorliegenden Bericht werden die wesentlichen Ergebnisse des Forschungsvorhabens „Wissenschaftlich-technische Begleitung des Förderprogramms Solarthermie2000plus zu solar unterstützter Nahwärme (SuN) und Langzeit-Wärmespeicherung“ (FKZ 0329607P) dargestellt. Das ursprünglich geplante Vorhaben (August 2008 bis Juli 2011) wurde von August 2011 bis Juli 2012 aufgestockt und um die Monate August und September 2012 kostenneutral verlängert. Während der Gesamtprojektlaufzeit von August 2008 bis September 2012 wurden die Pilotanlagen mit saisonaler Wärmespeicherung in Friedrichshafen, Rostock, Neckarsulm, Eggenstein und Crailsheim wissenschaftlich und messtechnisch begleitet. Die dabei gewonnenen Erkenntnisse sind in die Anlagenoptimierung eingeflossen und wurden u. a. auf Konferenzen der Öffentlichkeit zugänglich gemacht.

Des Weiteren wurden die Messdaten der Pilotanlagen für die begleitenden wissenschaftlichen Forschungsarbeiten verwendet. Zum einen wurde der gekoppelte Wärme- und Feuchtetransport in der Speicherhülle erdvergrabener Langzeit-Wärmespeicher und zum anderen wurde der Einfluss des Einsatzes von Wärmepumpen in SuN-Anlagen untersucht. Um solarthermische Großanlagen mit Langzeit-Wärmespeicher zu simulieren, wurde bisher fast ausschließlich das Programm TRNSYS verwendet. Während des vorliegenden Vorhabens wurde das Programm Carnot auf seine Eignung zur Simulation derartiger Systeme untersucht und die Validierung eines FEFLOW-Modells anhand von Messdaten des Erdsonden-Wärmespeichers in Crailsheim vorgenommen.

2 Wissenschaftliche Begleitung der Pilotanlagen

2.1 Friedrichshafen

In Friedrichshafen am Bodensee wurde im Neubaugebiet „Wiggenhausen Süd“ im Jahr 1996 eine der ersten beiden solaren Nahwärmeversorgungen mit saisonaler Wärmespeicherung in Deutschland in Betrieb genommen. Das ITW der Universität Stuttgart führt seitdem die wissenschaftlich-technische Begleitung der Anlage durch. Im Folgenden werden die Messergebnisse aus den Jahren 2008 bis 2011 anhand von Wärmebilanzen vorgestellt. Aufgrund eines Defektes an der Messdatenerfassung wurde diese im Jahr 2012 abgebaut.

2.1.1 Anlagenbeschreibung

Es werden mit der Pilotanlage in Friedrichshafen derzeit zwei Bauabschnitte mit Wärme für Raumheizung und Trinkwarmwasser versorgt. Der erste Bauabschnitt besteht aus 280 Wohneinheiten in vier Gebäudekomplexen sowie einem Kindergarten. Mit der Realisierung des zweiten Bauabschnittes wurde Mitte 2000 begonnen. Gegenüber den ursprünglichen Planungen wurden keine Geschößwohnbauten realisiert, da die Nachfrage nach Wohnungen in Geschößwohnbauten stark rückläufig war. Stattdessen wurden etwa 110 Wohneinheiten hauptsächlich in Reihenhäusern errichtet. Abb. 1 zeigt einen Blick auf das Wohngebiet der solaren Nahwärmeversorgung in Friedrichshafen „Wiggenhausen Süd“.

Derzeit (Januar 2013) befindet sich der dritte Bauabschnitt in der Ausschreibung, die folgenden Ausführungen sind der Ausschreibung der Stadt Friedrichshafen entnommen [101]. Auf der im städtischen Eigentum befindlichen 3,5 ha großen Bruttobau-landfläche sollen ca. 200 Wohneinheiten in Mietwohnungen und als Eigentumswohnungen entstehen. Nach der derzeitigen Planung sollen zehn einzelne Wohnquartiere mit unterschiedlichem Charakter gebildet werden. Zum einen sind 3 - 4 geschossige Wohnbauten vorgesehen und zum anderen Reihenhäuser und einzelne Stadthäuser. Für den dritten Bauabschnitt liegt ein Energiekonzept vor, das für den mehrgeschossigen Wohnungsbau einen Anschlusszwang an die Nahwärmeversorgung sowie die Einhaltung des Passivhausstandards bzw. des Standards „KfW Effizienzhaus 40“ vorsieht. Für einige Quartiere ist die Einhaltung des Passivhausstandards bzw. des Standards „KfW Effizienzhaus 40“ vorgeschrieben und der Anschluss an die Nahwärmeversorgung wird empfohlen und für einige Quartiere ist der Passivhausstandard vorgeschrieben und die Wahl der Wärmeversorgung frei.



Abb. 1: Blick auf das Wohngebiet Friedrichshafen „Wiggenhausen Süd“

Abb. 2 zeigt das Anlagenschema der solaren Nahwärmeversorgung in Friedrichshafen. Der saisonale Wärmespeicher ist als 12 000 m³ großer Warmwasser-Wärmespeicher ausgeführt. Derzeit ist eine Kollektorfläche von 4 050 m² installiert und die konventionelle Nachheizung erfolgt mit zwei Gaskesseln mit thermischen Leistungen von 750 kW bzw. 900 kW. Weitere detaillierte Informationen zu der Anlage sind in [6] sowie [11], [12] und [13] enthalten.

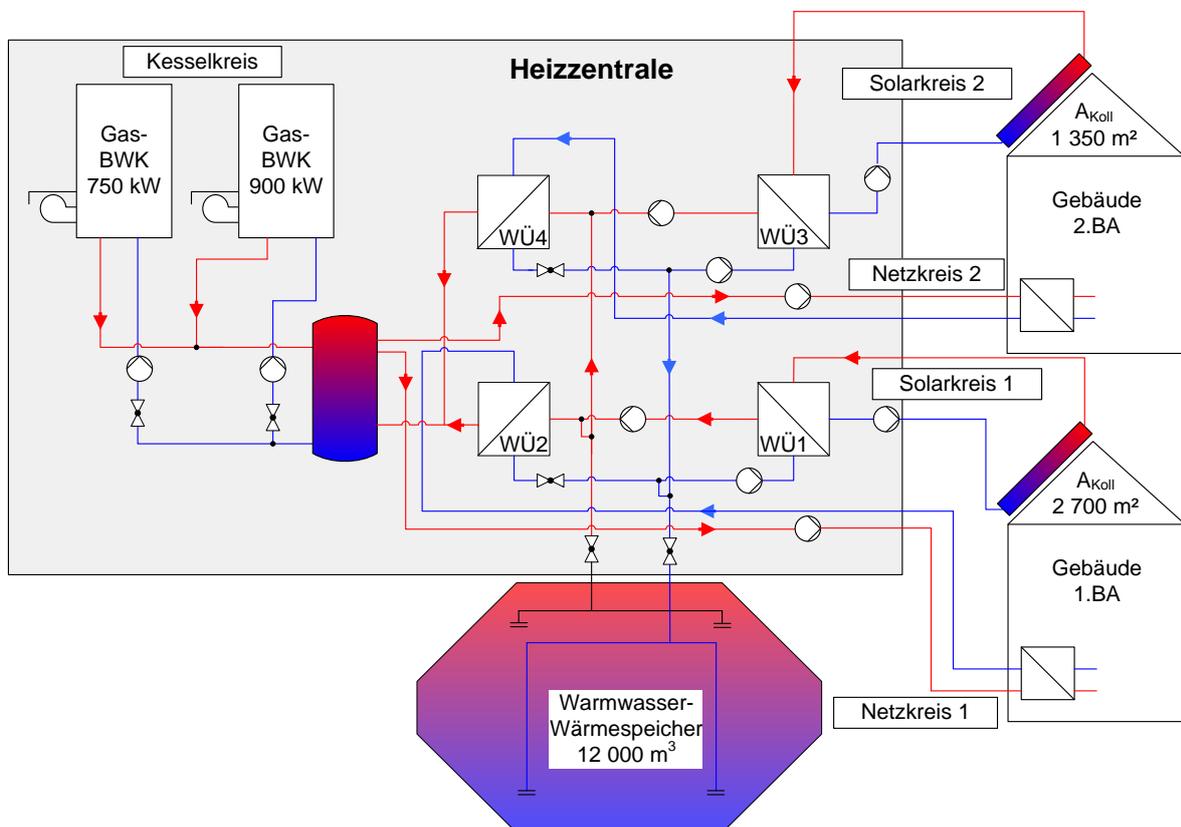


Abb. 2: Anlagenschema der solaren Nahwärmeversorgung in Friedrichshafen

2.1.2 Betriebsergebnisse

In Tabelle 1 sind die Kenndaten der solaren Nahwärmeversorgung in Friedrichshafen der Jahre 2008 bis 2011 aufgeführt. Am Anfang des Jahres 2011 ist die Messdatenerfassung des ITW ausgefallen und wurde Anfang 2012 abgebaut. Für das Jahr 2012 können daher keine Werte angegeben werden und vom Jahr 2011 stehen nur die Daten von den Wärmemengenzählern zur Verfügung.

Bei gleicher Kollektorfläche von 4 050 m² ist die Wärmelieferung der Kollektoren von 1 423 MWh im Jahr 2008 auf 1 181 MWh im Jahr 2010 gesunken, da im März 2010 aufgrund einer Leckage im Glykolkreis (2. Bauabschnitt) ein Teil der Kollektoren zeitweise außer Betrieb genommen werden musste. Ins Nahwärmenetz wurden zwischen 638 MWh (2010) und 969 MWh (2008) solare Nutzwärme eingespeist. Im Jahr 2011 war die solare Nutzwärme wieder höher als im Jahr 2010, aber immer noch deutlich niedriger als in den Jahren davor. Ursache für die geringen solaren Nutzwärmemengen in den Jahren 2010 und 2011 sind die hohen Netzurücklauf-temperaturen, siehe Abb. 3 (1997 bis 2010), und damit verbunden die geringe Entladewärmemenge aus dem Warmwasser-Wärmespeicher. Über die Rücklauf-temperaturen zu den Kollektoren und das damit verbundene Niveau der Kollektor-Betriebstemperaturen kann für das Jahr 2011 keine Aussage gemacht werden, für die Jahre 2000 bis 2010 sind die Kollektorvor- und -rücklauf-temperaturen der Kollektoren des 1. Bauabschnitts in Abb. 4 dargestellt.

Die bilanzierten Wärmeverluste des Warmwasser-Wärmespeichers sind in den letzten Jahren jährlich gestiegen und betragen 528 MWh im Jahr 2010, obwohl die Temperaturen im Speicher niedriger waren als in den Vorjahren, siehe Abb. 5. Wie oben erläutert, konnte im Jahr 2010 wegen der hohen Netzurücklauf-temperaturen nur eine geringe Wärmemenge aus dem Speicher entnommen werden; ein Teil der nicht entnommenen Wärme geht als „Wärmeverlust“ an die Umgebung über. Die Temperaturen unter dem Speicher und vor allem seitlich des Speichers sind entsprechend im Jahr 2010 gegenüber den Vorjahren leicht gestiegen.

Die ins Nahwärmenetz abgegebene Wärmemenge betrug zwischen 3 292 MWh im Jahr 2011 und 3 738 MWh im Jahr 2010. Der Wärmeverbrauch in Jahr 2010 war aufgrund der niedrigen Außentemperaturen höher als in den anderen Jahren. Die Gaskessel lieferten zwischen 2 367 MWh (2008) und 3 078 MWh (2010) Wärme und der solare Deckungsanteil ergibt sich damit zu 17,1 % für das Jahr 2010 und 29,2 % für das Jahr 2008.

Tabelle 1: Kenndaten der solaren Nahwärmeversorgung in Friedrichshafen

		2008	2009	2010	2011
Kollektorfläche am Jahresende	m ²	4 050	4 050	4 050	4 050
Wärmelieferung der Kollektoren	MWh	1 423	1 346	1 181	k. A.
je m ² Kollektorfläche	kWh/m ²	351	332	292	k. A.
Solare Nutzwärme	MWh	969	868	638	761
je m ² Kollektorfläche	kWh/m ²	239	214	157	188
Wärmeverluste des Wärmespeichers	MWh	430	464	528	k. A.
Wärmemenge ins Netz	MWh	3 313	3 391	3 738	3 292
Wärmelieferung durch Gaskessel	MWh	2 367	2 556	3 078	2 516
Solarer Deckungsanteil <u>mit</u> saisonaler Wärmespeicherung	%	29,2	25,6	17,1	23,1

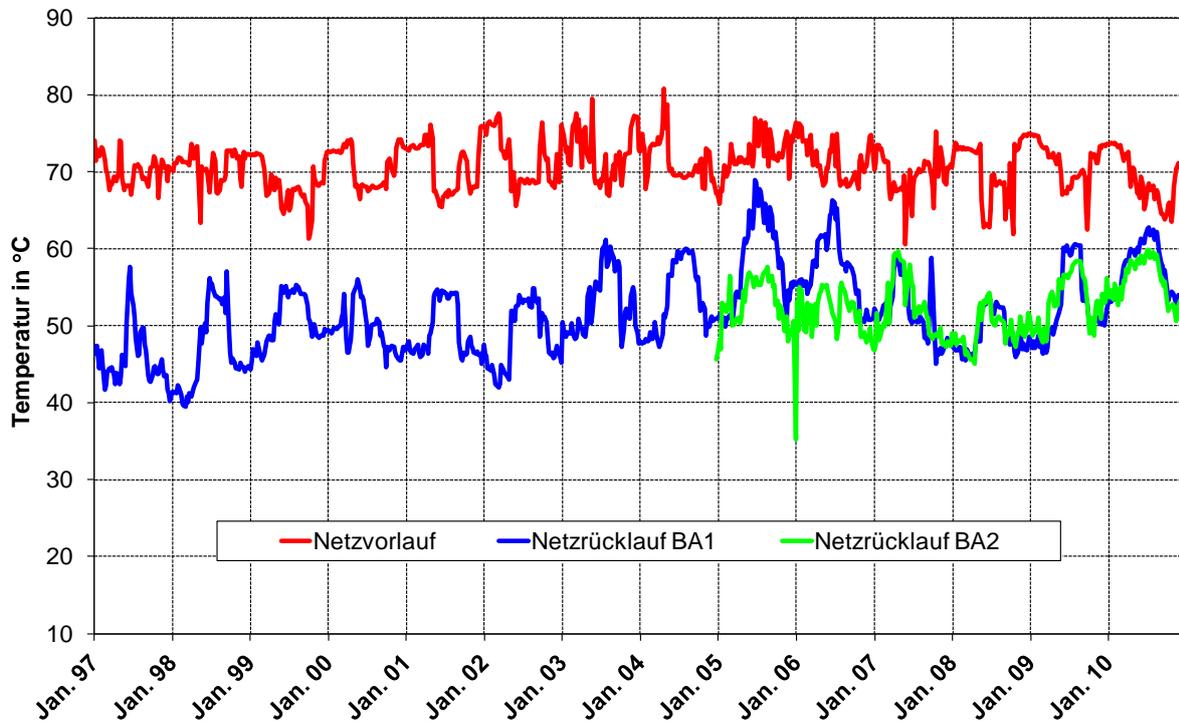


Abb. 3: Temperaturen im Nahwärmenetz Friedrichshafen

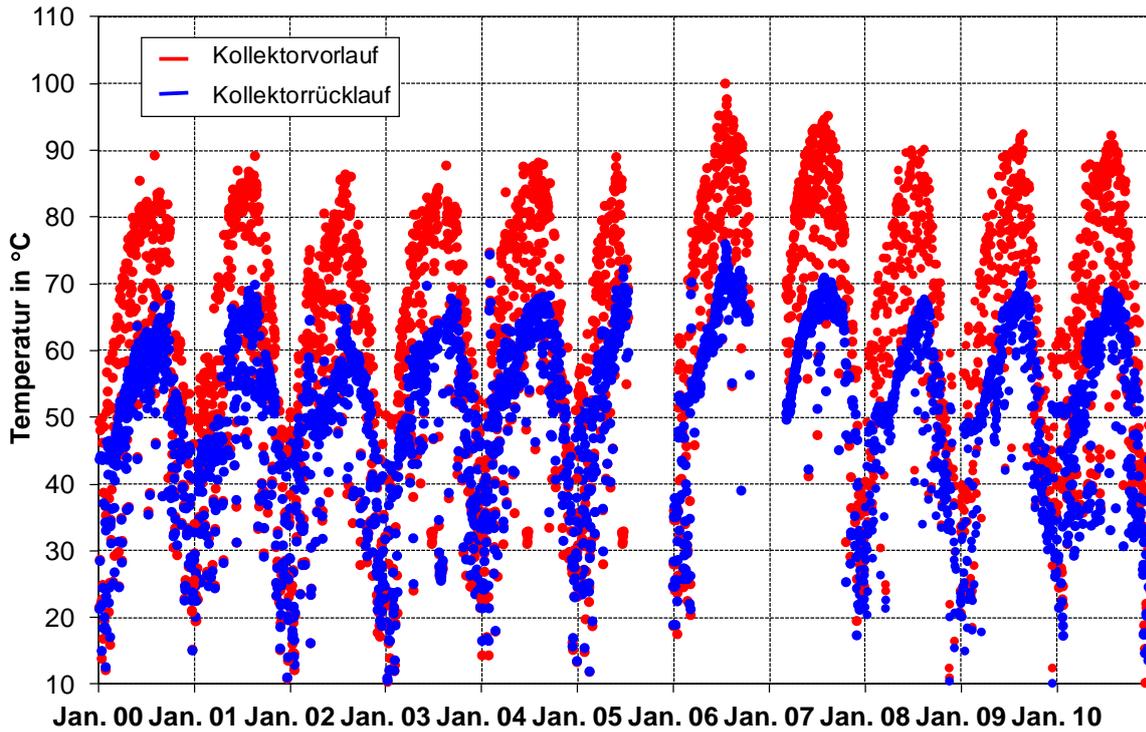


Abb. 4: Vor- und Rücklauftemperaturen der Kollektoren des 1. Bauabschnitts

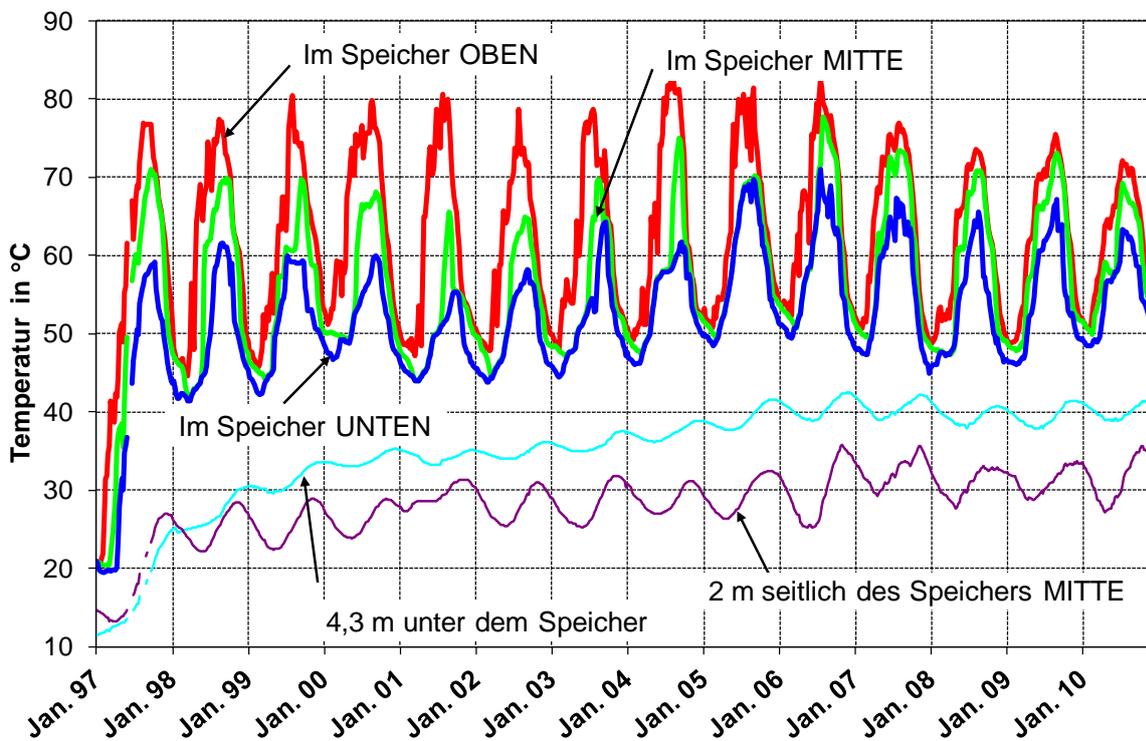


Abb. 5: Temperaturen im und um den Warmwasser-Wärmespeicher in Friedrichshafen

2.1.3 Zusammenfassung

Der geplante solare Deckungsanteil von 47 % konnte in keinem Betriebsjahr erreicht werden. Hierfür sind verschiedene Ursachen verantwortlich. Zum einen wurden bezüglich der Bebauungsstruktur Änderungen gegenüber dem ursprünglichen Bebauungsplan von 1994 vorgenommen, insbesondere im zweiten und dritten Bauabschnitt. Die aktuelle Ausschreibung des dritten Bauabschnitts zeigt, dass die Umsetzung von Nahwärmesiedlungen über Jahre bzw. Jahrzehnte erfolgen kann. Die Änderung der Planungsgrundlagen hat zu Auswirkungen auf den Wärmebedarf, der bei Mehrgeschoß-Wohnbauten bzw. Einfamilien-/Reihenhäusern unterschiedlich ist und zum anderen konnte auf den im zweiten Bauabschnitt realisierten Reihenhäusern nicht die geplante Kollektorfläche installiert werden. Diese Faktoren haben dazu geführt, dass für die realisierte Kollektorfläche und den tatsächlichen Wärmebedarf im Nahwärmenetz der Warmwasser-Wärmespeicher überdimensioniert ist.

Die in Friedrichhafen realisierte solare Nahwärme ist eine der beiden ersten Pilotanlagen mit saisonaler Wärmespeicherung in Deutschland. Die wesentlichen Erkenntnisse aus dieser Anlage waren die Problematik der hohen Netzurücklauf-temperaturen und der hohen Wärmeverluste des Wärmespeichers. Die Ursachen hierfür wurden detailliert, zum Beispiel in [6] und [11] bis [13], erläutert. Die Erkenntnisse zu den Ursachen der hohen Wärmeverluste haben zu intensiven Forschungsarbeiten (zum Beispiel [77] bis [84]) geführt, die noch nicht abgeschlossen sind.

2.2 Rostock

Die erste solare Nahwärmeversorgung Deutschlands mit einem Aquifer-Wärmespeicher ging im Mai 2000 in Betrieb. Das ITW der Universität Stuttgart führt seit der Inbetriebnahme ein detailliertes und kontinuierliches Anlagenmonitoring durch, um das Langzeitverhalten des Aquifer-Wärmespeichers zu dokumentieren und um Optimierungsmaßnahmen für den Anlagenbetrieb zu evaluieren. Im Folgenden werden die Ergebnisse der wissenschaftlich-technischen Begleitung der Jahre 2008 bis 2012 vorgestellt.

2.2.1 Anlagenbeschreibung

Die solare Nahwärmeversorgung in Rostock besteht aus einem Mehrfamiliengebäude mit 108 Wohneinheiten und versorgt das Gebäude mit Wärme für die Trinkwarmwasserbereitung und Raumheizung. Die Solarkollektoren sind auf dem Gebäudedach, siehe Abb. 6, installiert. Die mit den 980 m² Solarkollektoren gewonnene Wärme wird in den 30 m³ Pufferspeicher, siehe Abb. 7, eingespeist und von dort entweder direkt an das Wärmeverteilnetz abgegeben oder in den Aquifer-Wärmespeicher eingespeichert, wenn kein Wärmebedarf im Netz vorhanden ist. Der Aquifer-Wärmespeicher (ATES) befindet sich unter dem Gebäude und wird von zwei Brunnen (je ein kalter und ein warmer Brunnen) erschlossen. Die Temperatur des ATES ist auf maximal 50 °C beschränkt, um die Wärmeverluste des Speichers gering zu halten und um Veränderungen des Grundwasserchemismus zu minimieren. Aufgrund der niedrigen Temperaturen im ATES und der Vorlauftemperaturen von mindestens 45 °C für den Heizkreislauf kann nur ein geringer Teil Solarwärme direkt aus dem ATES ausgespeichert werden. In das System ist eine Wärmepumpe mit einer elektrischen Leistung von 21 kW integriert, um den ATES auf Minimaltemperaturen von etwa 10 °C entladen zu können. Die Wärmepumpe ist eine Sonderanfertigung, bei der Wärme auf zwei Temperaturniveaus - für Raumheizung bzw. Trinkwarmwasser - entnommen werden kann.

Abb. 8 zeigt einen Überblick über das Anlagenschema der solaren Nahwärmeversorgung in Rostock. Detaillierte Beschreibungen der Anlage sowie Betriebsergebnisse der Jahre 2000 bis 2007 können der Literatur, z. B. [6], [11] bis [13] entnommen werden.



Abb. 6: Blick auf das Helios-Gebäude in Rostock mit dachintegrierten Solarkollektoren



Abb. 7: Blick auf den 30 m³ Pufferspeicher

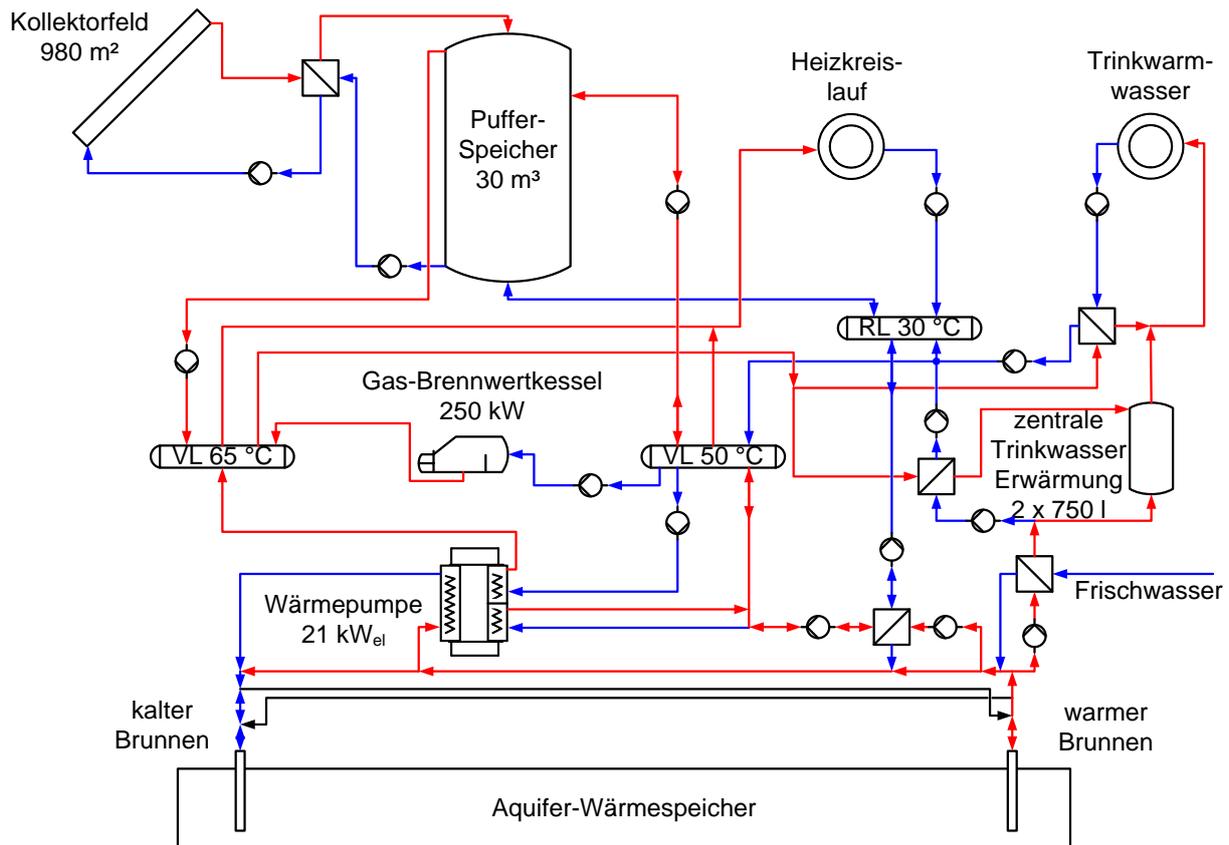


Abb. 8: Anlagenschema der solaren Nahwärmeversorgung in Rostock

2.2.2 Betriebsergebnisse

In Tabelle 2 sind die Kenndaten der solaren Nahwärmeversorgung in Rostock für die Jahre 2008 bis 2012 aufgeführt. Die solare Einstrahlung in Kollektorebene betrug zwischen 1 179 kWh/m² im Jahr 2010 und 1 262 kWh/m² im Jahr 2011 und unterschied sich damit um maximal 7 %. Die Wärmelieferung der Kollektoren betrug zwischen 312 MWh im Jahr 2012 und 372 MWh im Jahr 2009. Für den Kollektorertrag, der sich in den beiden genannten Jahren um 19 % unterschieden hat, sind neben den Temperaturen im Aquifer-Wärmespeicher auch der zeitliche Verlauf der solaren Einstrahlung, siehe auch Abb. 9, und des Wärmebedarfs im Nahwärmenetz ausschlaggebend.

Die solare Nutzwärme, d. h. die direkt genutzte Solarwärme und die aus dem ATES ausgespeicherte Solarwärme, betrug zwischen 217 MWh im Jahr 2012 und 338 MWh im Jahr 2010. Im Jahr 2012 war die Wärmepumpe zeitweise (während der Heizperiode) defekt, sodass der ATES während dieser Zeit nicht entladen werden konnte. Zusammen mit dem geringen Kollektorertrag führte dies zum geringsten solaren Nutzwärmeertrag der Jahre 2008 bis 2010. Im Jahr 2010 lag der Kollektorer-

trag im mittleren Bereich, allerdings war die aus dem ATES ausgespeicherte Wärmemenge hoch, da der Wärmebedarf im Nahwärmenetz aufgrund der niedrigen Umgebungstemperaturen vergleichsweise hoch war.

Die Beladewärmemenge in den ATES war im Jahr 2009, dem Jahr mit der höchsten solaren Wärmelieferung, mit 233 MWh am höchsten und im Jahr 2012 mit 187 MWh am niedrigsten. In Abb. 9 sind die monatlichen solaren Wärmeerträge, die monatliche solare Einstrahlung und die Wärmemenge, die in den ATES eingespeichert wurde, dargestellt. Es ist zu erkennen, dass insbesondere im April und Juni 2012 die solare Einstrahlung geringer war als im Jahr 2011. Im April 2012 wurde nur eine sehr geringe Menge Wärme in den ATES eingespeichert und im weiteren Verlauf des Jahres konnte dies nicht mehr ausgeglichen werden. Die Entladewärmemenge war im Jahr 2012 mit 92 MWh weniger als halb so groß wie im Jahr 2010 mit 198 MWh.

Die Wärmepumpe hat in den vergangenen zwölf Jahren zuverlässig und weitgehend störungsfrei gearbeitet. In den Jahren 2006/2007 war jedoch ein Wärmeübertrager in der Wärmepumpe undicht, und im Jahr 2012 trat ein Defekt an einem Kompressor auf. Der Stromverbrauch der Wärmepumpe war in den Jahren 2009 und 2012 mit 37 MWh bzw. 26 MWh am niedrigsten und im Jahr 2010 am höchsten. Das Jahr 2010 war das strahlungsärmste und kälteste von den hier vorgestellten Jahren, sodass der Wärmebedarf im Nahwärmenetz und die aus dem ATES ausgespeicherte Wärmemenge hoch waren, siehe Abb. 10. Insbesondere in den Monaten Januar, Februar und Dezember 2010 waren Entladewärmemengen aus dem ATES aufgrund der niedrigen Umgebungstemperaturen deutlich höher als im gleichen Monat des Vorjahres. Dementsprechend waren die Laufzeit und damit der Stromverbrauch der Wärmepumpe hoch. Die Arbeitszahl war im Jahr 2010 mit 4,8 höher als in den anderen Jahren, obwohl die Temperaturen im warmen Brunnen im Jahr 2010 (außer März) niedriger waren als im Jahr 2009¹, siehe Abb. 10. Damit war die Wärmequellentemperatur des Verdampfers der Wärmepumpe ebenfalls niedriger als im Jahr 2009. Im Jahr 2009 hat aufgrund der milden Temperaturen und des daraus resultierenden geringen Wärmebedarfs im Netz im April und Mai keine bzw. nur eine sehr geringe Entladung des ATES stattgefunden. Im Jahr 2010 wurde der ATES in den Monaten April und Mai entladen, wobei die Temperaturen im ATES aufgrund einer bereits erfolgten Beladung im April 2010, siehe Abb. 11, deutlich höher waren als in den Monaten Januar bis März. In den Monaten April und Mai 2010 konnte die Wärmepumpe vergleichsweise hohe Wärmequellentemperaturen nutzen, was zu höheren Leistungszahlen führt und außerdem war die Laufzeit der Wärmepumpe wegen des hohen Wärmebedarfs hoch. Die Wärmepumpe hat demzufolge weniger

¹ In den Monaten Jan. - Feb. und Juni - Aug. 2009 bzw. 2010 waren die Temperaturen nahezu gleich.

getaktet, was ebenfalls zu einer höheren Arbeitszahl beiträgt, da die Wärmeverluste dann niedriger sind.

Der Gesamtwärmebedarf war im einstrahlungsarmen und vergleichsweise kalten Jahr 2010 mit 677 MWh am höchsten und in den Jahren 2008 bzw. 2012 mit rund 590 MWh am geringsten. Die Wärmelieferung des Gaskessels betrug zwischen 251 MWh im Jahr 2008 und 352 MWh im Jahr 2012, damit wurden solare Deckungsanteile von knapp 50 % in den Jahren 2008 und 2010 bzw. 36,6 % im Jahr 2012 erreicht. Der geplante solare Deckungsanteil von 62 % konnte in keinem Betriebsjahr erreicht werden, da der geplante Wärmebedarf im Nahwärmenetz von 538 MWh/a stets überschritten wurde und auch die Wärmelieferung der Kollektoren und der Nutzungsgrad des ATES geringer sind als geplant. Dennoch werden mit der solaren Nahwärme in Rostock hohe solare Deckungsanteile erzielt und es konnte mit dieser Anlage erstmals nachgewiesen werden, dass solare Deckungsanteile von 50 % und darüber² realisierbar sind.

Tabelle 2: Kenndaten der solaren Nahwärmeversorgung in Rostock

		2008	2009	2010	2011	2012
Einstrahlung in Kollektorebene	kWh/m ²	1 229	1 251	1 179	1 262	1 213
Kollektorfläche am Jahresende	m ²	980	980	980	980	980
Wärmelieferung der Kollektoren	MWh	358	372	334	354	312
je m ² Kollektorfläche	kWh/m ²	365	380	341	361	318
Solare Nutzwärme	MWh	295	275	338	294	217
je m ² Kollektorfläche	kWh/m ²	301	280	345	299	221
Beladewärmemenge Aquifer	MWh	219	233	196	206	187
Entladewärmemenge Aquifer	MWh	154	134	198	143	92
Stromverbrauch der Wärmepumpe	MWh	43	37	53	43	26
Arbeitszahl der Wärmepumpe	-	4,5	4,4	4,8	4,3	4,4
Gesamtwärmebedarf	MWh	590	615	677	622	594
Wärmelieferung des Gaskessels	MWh	251	303	286	286	352
Solarer Deckungsanteil <u>mit</u> saisonaler Wärmespeicherung	%	49,7	44,5	49,6	46,9	36,6

² Im Jahr 2005 betrug der solare Deckungsanteil 57 %.

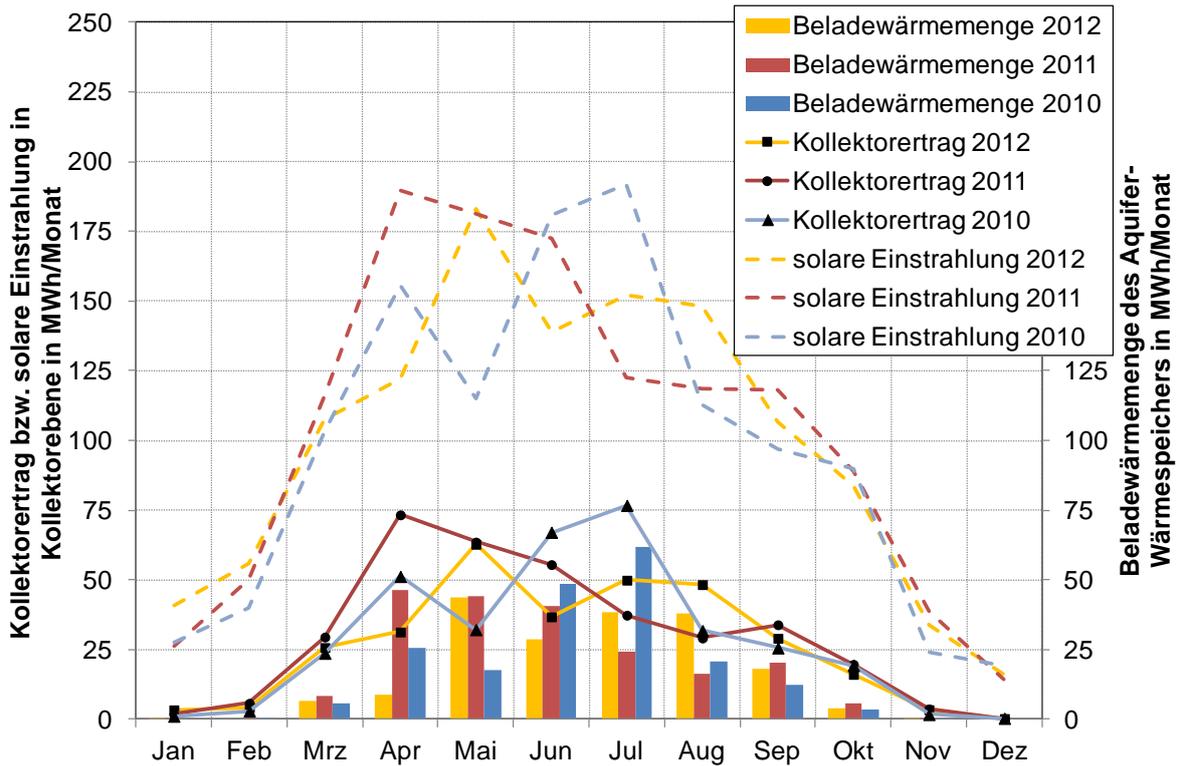


Abb. 9: Monatlicher Kollektorertrag, monatliche solare Einstrahlung sowie monatliche Wärmeeinspeicherung in den ATES der Jahre 2010 bis 2012

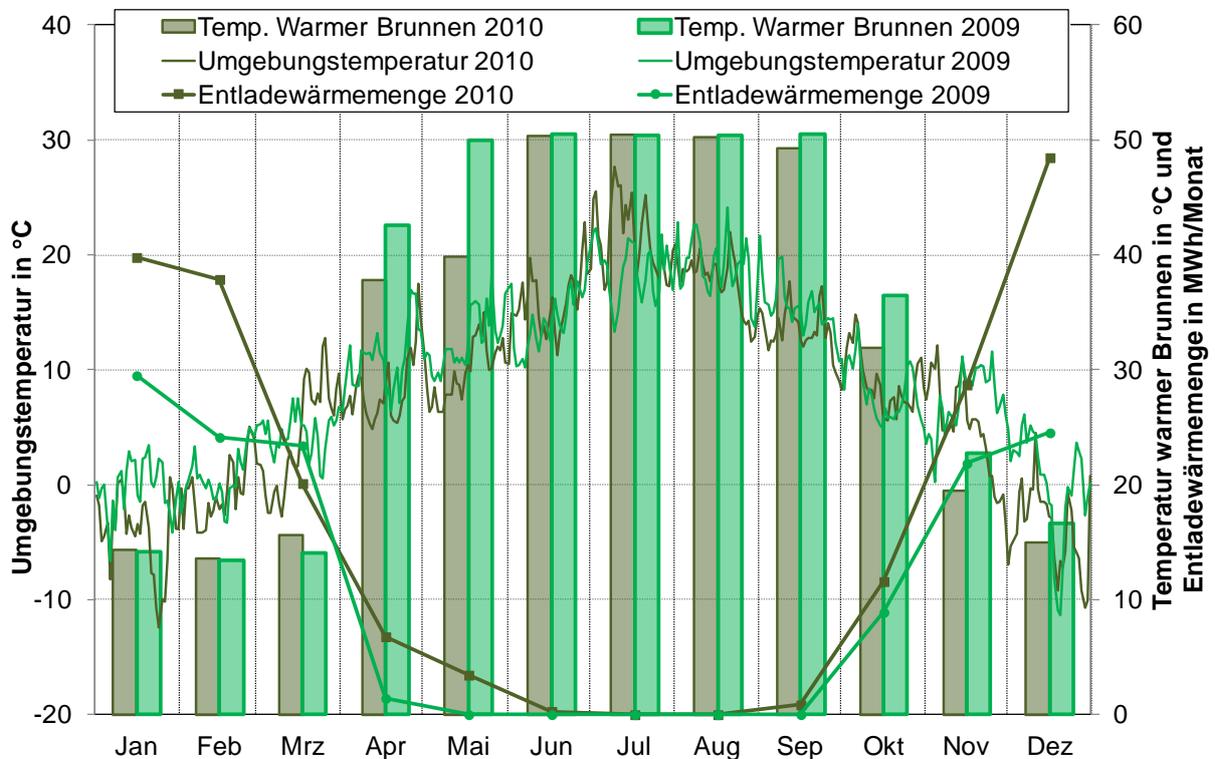


Abb. 10: Umgebungstemperatur (Tagesmittel), Temperatur im warmen Brunnen (Monatsmittel) und monatliche Entladewärmemenge des ATES der Jahre 2009 und 2010

In Abb. 11 sind die Be- und Entladewärmemengen sowie die Temperaturen im kalten bzw. warmen Brunnen der Jahre 2010 und 2012 dargestellt. Die Temperaturen im warmen Brunnen unterscheiden sich in den Monaten Januar bis März und Juni bis September nur geringfügig, die maximale Temperatur ist 50 °C, um die Grundwasserbeschaffenheit so wenig wie möglich zu beeinflussen. Im Jahr 2010 war die Temperatur im warmen Brunnen im April höher und im Mai niedriger als im Jahr 2012. Dies ist direkt auf die solare Einstrahlung und damit auf den solaren Wärmeertrag und die Beladewärmemenge des ATES, siehe Abb. 9 und Abb. 11, zurückzuführen. Im Jahr 2010 war die Beladewärmemenge in den Monaten August und September deutlich geringer als im Jahr 2012, sodass die Temperaturen im warmen Brunnen am Ende des Jahres 2012 höher waren als 2010. Außerdem war die Entladewärmemenge aufgrund der niedrigen Umgebungstemperaturen am Anfang und am Ende des Jahres 2010 deutlich höher als im Jahr 2012, sodass die Temperatur im kalten Brunnen am Ende des Jahres 2010 niedriger war als 2012. Die Entladewärmemenge ist im Februar 2012 aufgrund des Defektes am Kompressor der Wärmepumpe vergleichsweise niedrig.

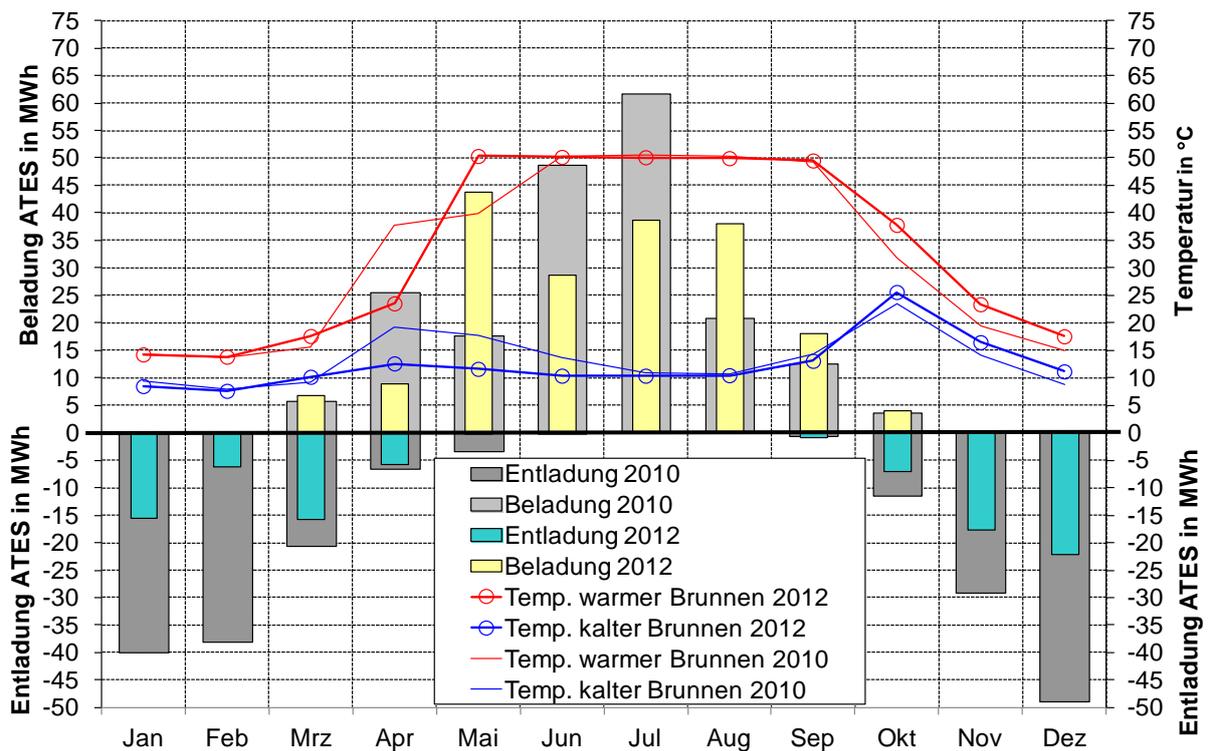


Abb. 11: Be- und Entladewärmemengen sowie Temperaturen im warmen bzw. kalten Brunnen des Aquifer-Wärmespeichers der Jahre 2010 und 2012

In Abb. 12 und Abb. 13 sind die Erdreichtemperaturen in 5 m Entfernung vom warmen Brunnen in Grundwasserfließrichtung (M2) bzw. entgegen der Grundwasserfließrichtung (M3) quartalsweise für die Jahre 2008, 2010 und 2012 dargestellt. Im

Speicherbereich, d. h. 15 m bis 27 m unter Geländeoberkante (GOK), werden Maximaltemperaturen von 50 °C (Ende Juli 2010) an der M2 erreicht. Die Minimaltemperaturen im Speicherbereich liegen bei 11 °C (M3). Es ist zu erkennen, dass sich die eingespeicherte Wärme vor allem im oberen Bereich des ATES ausbreitet. Wie bereits in [6] erläutert, ist die hydraulische Durchlässigkeit im oberen Speicherbereich höher als im unteren Speicherbereich. Die Grundwasserströmung führt daher zu einer schnelleren Wärmeausbreitung im Beladefall, aber auch zu höheren Wärmeverlusten, da die um den warmen Brunnen gebildete Wärmeblase durch die Grundwasserströmung schneller abtransportiert wird.

In Abb. 13 ist zu erkennen, dass die Temperaturen entgegen der Grundwasserfließrichtung deutlich niedriger sind als in Grundwasserfließrichtung. Während an der M2 in allen Jahren Maximaltemperaturen von etwa 50 °C erreicht werden, liegen die Temperaturen am 01.07. an der M3 zwischen 32 °C (2012) und 40 °C (2008) und damit 10 bis 18 Kelvin niedriger als in Grundwasserfließrichtung (bei gleicher Entfernung vom Brunnen).

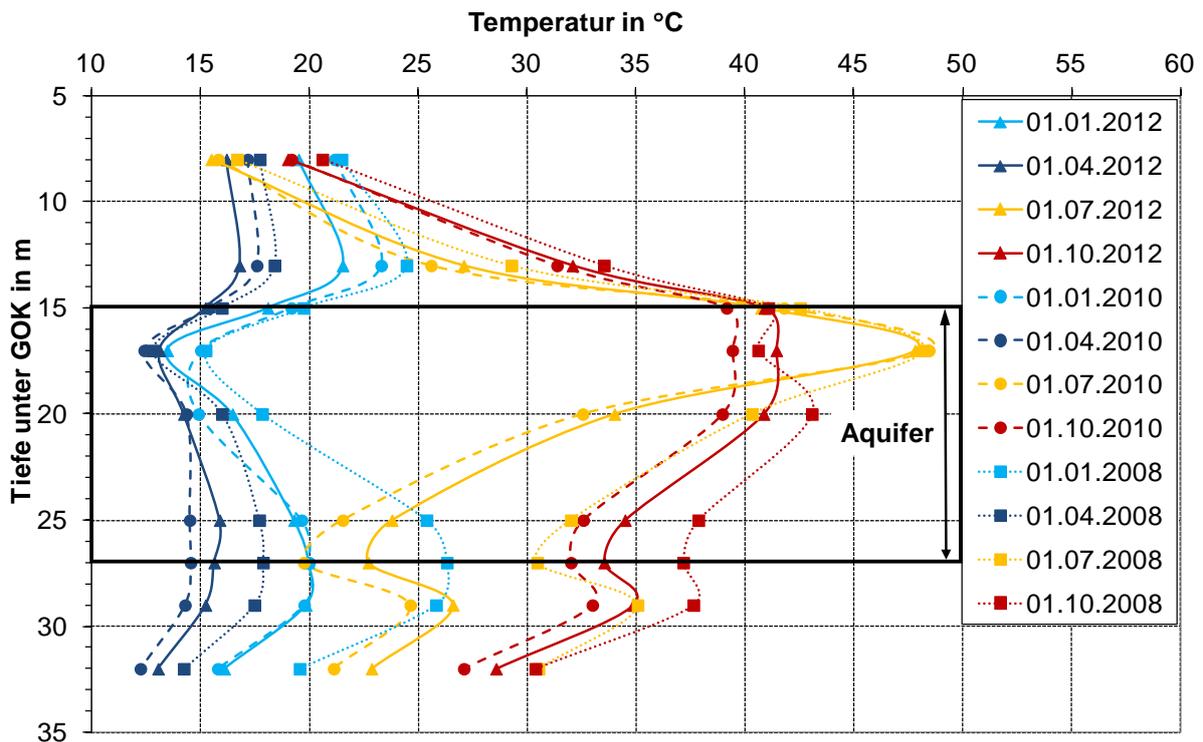


Abb. 12: Untergrundtemperaturen in 5 m Entfernung vom warmen Brunnen in Grundwasserfließrichtung quartalsweise für die Jahre 2008 / 2010 / 2012 (M2)

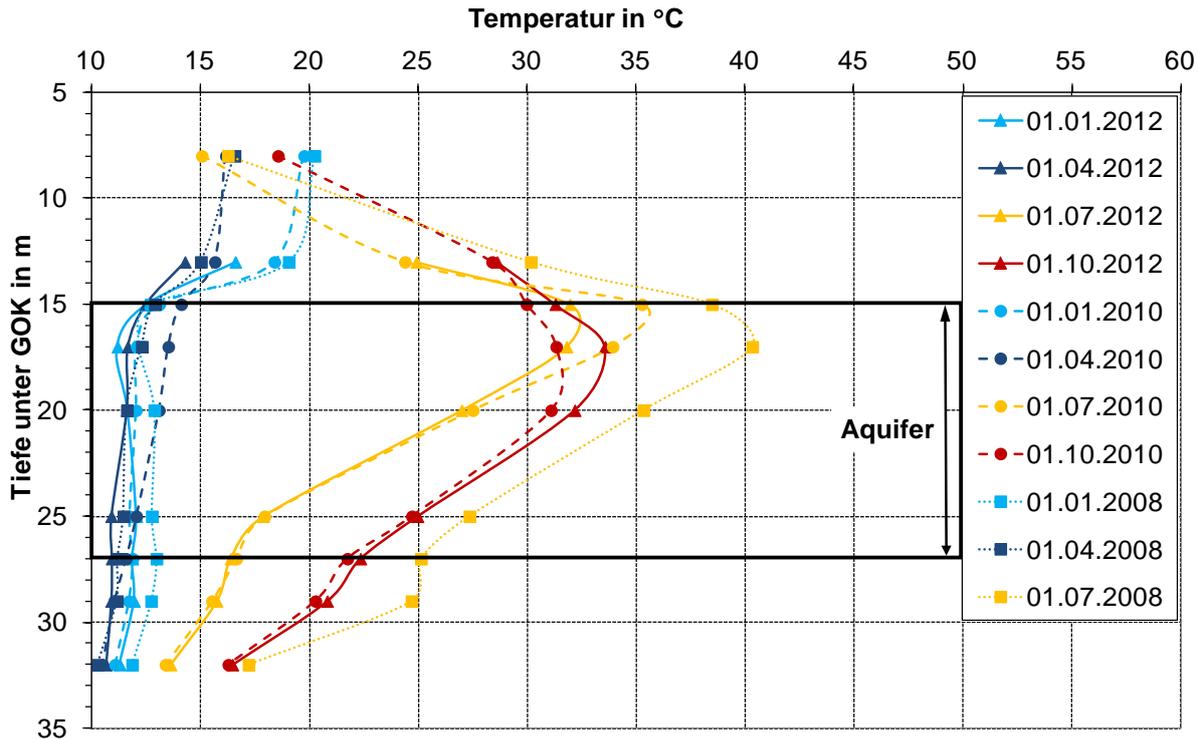


Abb. 13: Untergrundtemperaturen in 5 m Entfernung vom warmen Brunnen entgegen der Grundwasser-Fließrichtung quartalsweise für die Jahre 2008 / 2010 / 2012 (M3)

2.2.3 Zusammenfassung

In den Jahren 2008 bis 2012 konnten in der solaren Nahwärmeversorgung in Rostock solare Deckungsanteile von 36,6 % bis knapp 50 % erreicht werden, siehe Tabelle 2. Im Jahr 2012 wurde ein vergleichsweise niedriger solarer Deckungsanteil erreicht, da ein Kompressor der Wärmepumpe defekt war und nur eine geringe Wärmemenge aus dem Aquifer-Wärmespeicher entladen werden konnte. Mit der Anlage in Rostock konnte erstmals bei einer deutschen solaren Nahwärmeversorgung mit Langzeit-Wärmespeicher ein solarer Deckungsanteil größer 50 % erreicht werden; der geplante solare Deckungsanteil von 62 % wurde jedoch in keinem Betriebsjahr erreicht, da der Wärmebedarf stets höher war als der Planungswert.

Es bleibt dennoch festzuhalten, dass der Anlagenbetrieb weitgehend störungsfrei war, es keine wesentlichen oder unerwarteten Probleme mit dem Aquifer-Wärmespeicher gab und die Anlage in den meisten Jahren hohe solare Deckungsanteile erreicht hat. Die Integration der Wärmepumpe in die Anlage hat sich als richtig erwiesen, da sie das System unabhängig von den Netzzücklauftemperaturen und damit „robust“ macht und einen positiven Einfluss auf die energetische Effizienz der Anlage hat, siehe auch [63].

2.3 Neckarsulm

In Neckarsulm entsteht seit 1996 im Stadtteil Amorbach ein Neubaugebiet mit einer solaren Nahwärmeversorgung und Erdsonden-Wärmespeicher. Das ITW der Universität Stuttgart führt seit der Inbetriebnahme ein detailliertes und kontinuierliches Anlagenmonitoring durch, um das Langzeitverhalten des Erdsonden-Wärmespeichers zu dokumentieren und um Optimierungsmaßnahmen für den Anlagenbetrieb zu evaluieren. Im Folgenden werden die Ergebnisse der wissenschaftlich-technischen Begleitung der Jahre 2008 bis 2012 vorgestellt.

2.3.1 Anlagenbeschreibung

An die solare Nahwärmeversorgung in Neckarsulm sind derzeit etwa 350 Wohneinheiten, ein Ladenzentrum, zwei Seniorenwohnheime und ein Kindergarten angeschlossen. Das gesamte Neubaugebiet besteht aus drei Bauabschnitten, von denen derzeit der zweite in der Umsetzung ist. Die Gebäude des zweiten Bauabschnitts sollen nach Maßgabe der Stadt an die solare Nahwärmeversorgung angeschlossen werden, für den dritten Bauabschnitt wird dies erst entschieden. Bei der ursprünglichen Planung der solaren Nahwärmeversorgung wurde für den derzeitigen Ausbauzustand des Erdsonden-Wärmespeichers, siehe Abb. 14, eine Kollektorfläche von etwa 6 300 m² geplant. Im ursprünglichen Bebauungsplan waren v. a. Mehrfamilien-, Reihen- und Doppelhäuser vorgesehen, hierbei wäre auf den Mehrfamilien- und Reihenhäusern ausreichend Fläche für die Installation der Kollektorflächen gewesen. Tatsächlich realisiert, aufgrund der veränderten Nachfrage auf dem Wohnungsmarkt, wurden jedoch meist Doppelhäuser und nur wenige Reihenhäuser. Die geplante Kollektorfläche konnte daher noch nicht erreicht werden. In den Jahren 2008 und 2012 wurden drei kleinere Solaranlagen mit einer Gesamtfläche von 360 m² installiert, sodass die Gesamtkollektorfläche derzeit 5 884 m² beträgt.

In den vergangenen Jahren wurde das ursprüngliche Konzept der solaren Nahwärmeversorgung durch die Integration einer Wärmepumpe und den Umbau des 3-Leiter-Nahwärme- und Solarnetzes erweitert. Im Jahr 2008 wurde eine elektrisch angetriebene Kompressionswärmepumpe mit einer elektrischen Leistung von 120 kW in das System integriert, um den Erdsonden-Wärmespeicher auf tiefere Temperaturen entladen zu können und damit dessen nutzbare Speicherkapazität zu erhöhen sowie die Wärmeverluste zu verringern. Das 3-Leiter-Nahwärme- und Solarnetz bestand vor dessen Umbau aus einem Netzvorlauf, einem Solarvorlauf und einem gekoppelten Netz- und Solarrücklauf. Das 3-Leiter-Nahwärme- und

Solarnetz wurde so umgebaut, dass nun der Solarvorlauf und der Netzurücklauf gekoppelt sind, siehe Abb. 15.

Weitere detaillierte Beschreibungen der Anlage sowie Messergebnisse der Jahre 1999 bis 2007 können zum Beispiel [6], [11] bis [13] und [73] entnommen werden.

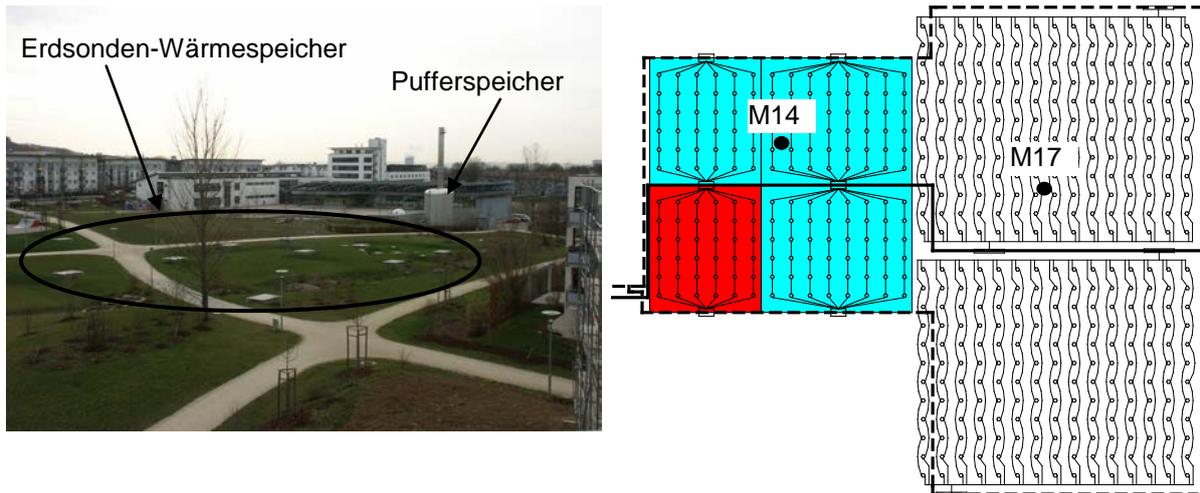


Abb. 14: Blick auf den Erdsonden-Wärmespeicher und die Pufferspeicher (links) sowie Anordnung der Erdwärmesonden und Position der Messlanzen M14 und M17 (rechts)

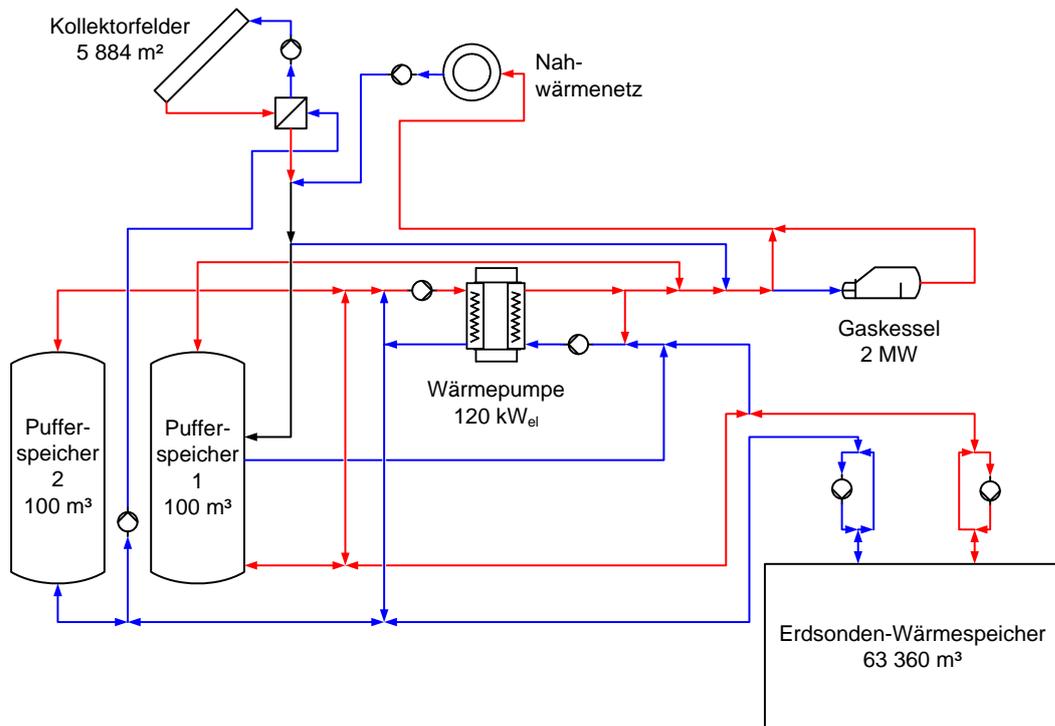


Abb. 15: Anlagenschema der solaren Nahwärmeversorgung in Neckarsulm

2.3.2 Betriebsergebnisse

In Tabelle 3 sind die Kenndaten der solaren Nahwärmeversorgung in Neckarsulm für die Jahre 2008 bis 2012 zusammengefasst. Für das Jahr 2012 können noch nicht alle Daten angegeben werden, da die Wärmeverbräuche der Gebäude noch nicht vorliegen.

Die Kollektorfläche wurde im Sommer und Herbst des Jahres 2012 von 5 670 m² auf 5 884 m² erweitert. Die Wärmelieferung der Kollektoren betrug zwischen 1 431 MWh im Jahr 2009 und 2 448 MWh im Jahr 2011 und konnte aufgrund von Optimierungsmaßnahmen und niedrigeren Rücklauftemperaturen ab 2010 signifikant gesteigert werden. Die solare Wärmelieferung war in 2011 höher als in den anderen Jahren, da die Temperaturen im Erdsonden-Wärmespeicher niedrig waren, siehe Abb. 16, und außerdem die solare Einstrahlung in Kollektorebene mit 1 323 kWh/(m²·a) höher war als z. B. im Jahr 2012 mit 1 272 kWh/(m²·a).

Die solare Nutzwärme, die sich aus der direkt genutzten solaren Wärme und der aus dem Erdsonden-Wärmespeicher ausgespeicherten solaren Wärme zusammensetzt, betrug zwischen 1 215 MWh im Jahr 2009 und 1 888 MWh im Jahr 2011. Im Jahr 2011 konnte ein hoher Anteil Solarwärme direkt genutzt werden und der Wärmebedarf im Nahwärmenetz war niedriger als im Vorjahr, sodass sich insgesamt ein höherer solarer Nutzwärmeertrag ergibt, obwohl die Entladewärmemenge des ESWSP im Jahr 2010 höher war als 2011. Die solare Nutzwärme war in den Jahren 2008 und 2009 deutlich geringer als ab 2010, da die Wärmepumpe noch nicht in Betrieb bzw. noch nicht optimiert war, sodass die Entladewärmemengen des Erdsonden-Wärmespeichers noch vergleichsweise gering waren.

Die Beladewärmemenge des Erdsonden-Wärmespeichers betrug zwischen 539 MWh im Jahr 2008 und knapp 1 100 MWh in den Jahren 2011 und 2012. In den vergangenen Jahren konnte das Temperaturniveau im Erdsonden-Wärmespeicher gegenüber dem Betrieb ohne Wärmepumpe signifikant abgesenkt werden, siehe Abb. 16. Beispielsweise betrug die Temperatur im 2. Ausbau (Speichermitte) am Beginn der Beladesaison 2008 46 °C, während in den Jahren 2010 und 2012 die Temperatur 36 °C und im Jahr 2011 30 °C am Beginn der Beladesaison betrug. Durch die niedrigen Temperaturen im Erdsonden-Wärmespeicher konnten deutlich höhere solare Wärmemengen gewonnen werden und damit auch eine größere Wärmemenge in den Erdsonden-Wärmespeicher eingespeichert werden. Obwohl die (Maximal)temperaturen im Erdsonden-Wärmespeicher seit Inbetriebnahme der Wärmepumpe gesunken sind, konnte die Entladewärmemenge von 297 MWh im

Jahr 2008 auf 1 024 MWh im Jahr 2010 gesteigert werden. Die gestiegenen Entlade-wärmemengen und Speichernutzungsgrade sind ausschließlich auf den Betrieb der Wärmepumpe zurückzuführen.

Die Wärmepumpe hatte im Jahr 2009 einen Stromverbrauch von 325 MWh und eine Arbeitszahl von 3,3 und im Jahr 2010 betrug der Stromverbrauch 647 MWh und die Arbeitszahl 4,2. Die niedrige Arbeitszahl im Jahr 2009 ist darauf zurückzuführen, dass die Regelung der Wärmepumpe noch nicht optimiert war. Im Jahr 2010 konnte eine hohe Arbeitszahl erreicht werden, da die Wärmepumpe aufgrund der niedrigen Umgebungstemperaturen (v. a. Januar und Dezember) lange Laufzeiten hatte und die Wärmequellentemperaturen aus dem Erdsonden-Wärmespeicher hoch waren. Die gegenüber dem Vorjahr deutlich gestiegene Arbeitszahl der Wärmepumpe ist auf verschiedene Maßnahmen zurückzuführen: zum einen war die Regelung sowohl der Wärmepumpe als auch weiterer Komponenten, insbesondere der Solaranlagen, noch nicht entsprechend der Vorgaben des Planers umgesetzt. Zum anderen wurden die Volumenströme der Wärmepumpe auf der Verdampfer- und der Kondensator-seite erhöht, um eine zu hohe Kondensatoraustrittstemperatur im Sommer zu vermeiden und eine höhere Temperatur am Verdampferaustritt zu erhalten. Eine zu hohe Kondensatorvorlauftemperatur hat zur Folge, dass die Wärmepumpe in Hoch-druckstörung geht und zur Sicherheit abgeschaltet wird.

Im Jahr 2010 war durch einen Ausfall der M-BUS-Verbindung die sekundärseitige Pumpe einer Solar-Übergabestation vermutlich von Frühjahr bis Herbst 2010 permanent in Betrieb, obwohl das Einschaltkriterium (Frostschutz) nicht mehr gegeben war. Dies führte zu einem unnötigen Anstieg des Wärmeverbrauchs, der überwiegend durch die Wärmepumpe gedeckt wurde und einen erhöhten Stromverbrauch zur Folge hatte.

Die ins Nahwärmenetz gelieferte Wärmemenge betrug zwischen 2 921 MWh im Jahr 2008 und 3 643 MWh im Jahr 2010. Die ins Netz gelieferte Wärmemenge ist in den vergangenen Jahren gestiegen, da weitere Wärmeverbraucher, wie z. B. der Kinder-garten, an das Netz angeschlossen wurden. Im Jahr 2010 war die ins Netz gelieferte Wärmemenge aufgrund der niedrigen Umgebungstemperaturen (v. a. im Januar und Dezember) sowie aufgrund einer größeren Leckage im Nahwärmenetz sehr hoch³.

³ Das nachgespeiste Wasser muss von etwa 10 °C auf die Vorlauftemperatur aufgewärmt werden. Nach Aussage der Stadtwerke betrug die Leckage etwa 35 bis 40 m³ pro Monat. Dies entspricht ca. 2 500 kWh pro Monat.

Der Gaskessel hat zwischen 980 MWh Wärme im Jahr 2011 und 1 565 MWh Wärme im Jahr 2008 geliefert. Die Wärmelieferung des Gaskessels war im Jahr 2008 am höchsten, da in diesem Jahr die Wärmepumpe noch keine Wärme geliefert hat. Im Jahr 2011 war die Wärmelieferung der Kollektoren am höchsten und der Wärmeverbrauch im Nahwärmenetz lag im mittleren Bereich, sodass die Wärmelieferung des Gaskessels im Jahr 2011 am geringsten war. Dies schlägt sich auch im solaren Deckungsanteil nieder, der im Jahr 2011 mit 55,8 % seinen bisher höchsten Wert erreicht hat. Der niedrigste solare Deckungsanteil wurde im Jahr 2009 mit 41,1 % erreicht, da in diesem Jahr die Wärmelieferung der Kollektoren und auch der solare Nutzwärmeertrag gering waren.

Tabelle 3: Kenndaten der solaren Nahwärmeversorgung in Neckarsulm

		2008	2009	2010	2011	2012
Kollektorfläche am Jahresende	m ²	5 670	5 670	5 670	5 670	5 884
Einstrahlung in Kollektorebene	kWh/m ²	1 243	1 277	1 185	1 323	1 272
Wärmelieferung der Kollektoren	MWh	1 689	1 431	1 977	2 448	2 374
Solare Nutzwärme	MWh	1 330	1 215	1 833	1 888	k. A.
Beladewärmemenge ESWSP	MWh	539	568	964	1 090	1 066
Entladewärmemenge ESWSP	MWh	297	509	1 024	742	788
Stromverbrauch der Wärmepumpe	MWh	-	325	647	518	528
Arbeitszahl der Wärmepumpe	-	-	3,3	4,2	4,0	4,0
Wärmemenge „Gesamt ins Netz“	MWh	2 921	2 955	3 643	3 399	k. A.
Wärmelieferung des Gaskessels	MWh	1 565	1 438	1 163	980	1 270
Solarer Deckungsanteil <u>mit</u> saisonaler Wärmespeicherung	%	45,5	41,1	50,3	55,8	Keine Angabe

In Abb. 16 sind die Be- und Entlade-Wärmemengen des Erdsonden-Wärmespeichers sowie die Temperaturen im ersten und zweiten Ausbau, siehe Abb. 14, seit 1999 dargestellt. In den ersten Jahren wurde der Erdsonden-Wärmespeicher ausschließlich beladen. Nach dem zweiten Ausbau im Jahr 2001, konnten ab dem Jahr 2003 Maximaltemperaturen um 65 °C im Speicher erreicht werden. Die Entladewärmemenge war jedoch bis zur Installation der Wärmepumpe im Jahr 2008 immer sehr viel geringer als die Beladewärmemenge. Nach der Inbetriebnahme der Wärmepumpe ist zum einen die Entladewärmemenge gestiegen und zum anderen konnten die Speichertemperaturen abgesenkt werden. Im Vergleich zu höheren Speichertemperaturen sind die Wärmeverluste bei niedrigeren Speichertemperaturen geringer und außerdem wirken sich niedrigere Speichertemperaturen positiv auf die Kollektoren aus, die dann mit niedrigeren Rücklauftemperaturen betrieben werden können.

Der erste Ausbau wurde im Jahr 2002 nicht beladen, um eine rasche Beladung des zweiten Ausbaus zu ermöglichen, dabei wurden jedoch höhere Temperaturen als im ersten Ausbau erreicht. Die Temperaturdifferenz war in den vergangenen Jahren in den Zeiträumen der maximalen Beladung ungefähr gleich groß. Im Jahr 2012 ist die Maximaltemperatur im ersten Ausbau niedriger als im zweiten Ausbau, da im Bereich des ersten Ausbaus zwei Reihen von Erdwärmesonden abgeklemmt, d. h. außer Betrieb genommen, wurden. Bei einer Leckageüberprüfung durch die Stadtwerke Neckarsulm wurden Undichtigkeiten festgestellt. Es lässt sich jedoch nicht ohne Grabungsarbeiten erkennen, wo die Undichtigkeiten sind (in der horizontalen Verrohrung oder in den Erdwärmesonden) und es lässt sich auch nicht feststellen, seit wann diese bestehen.

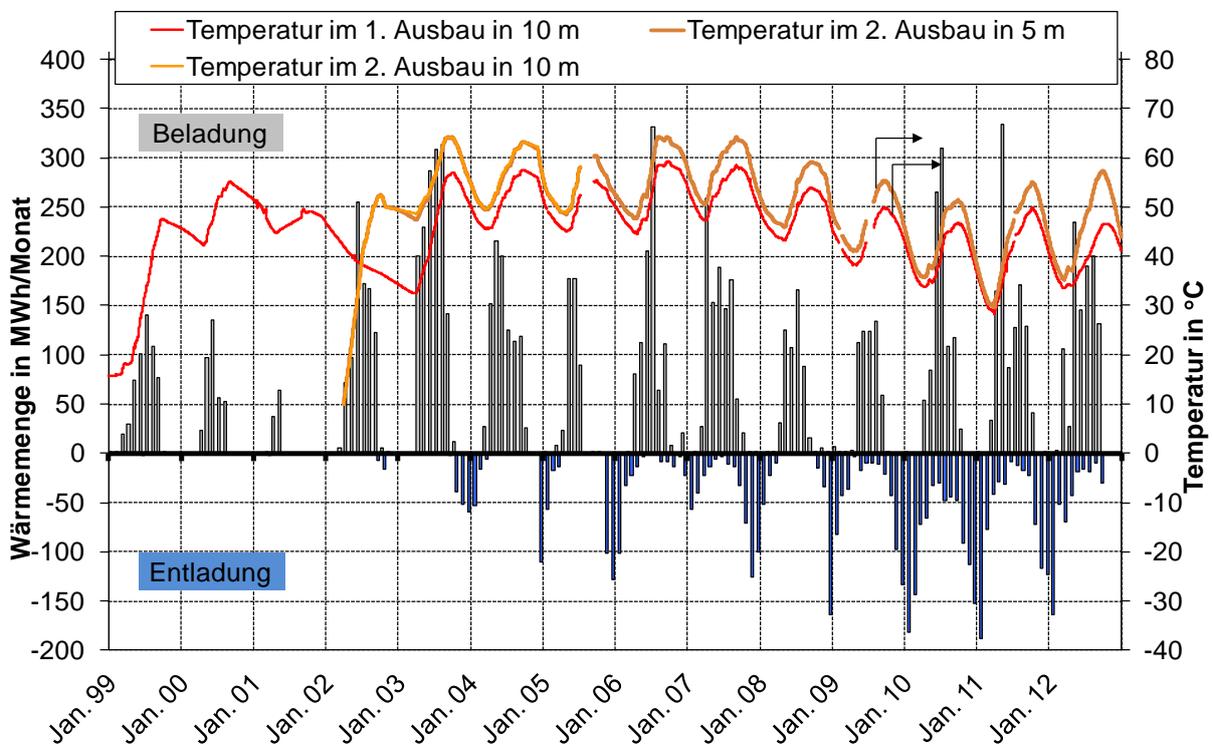


Abb. 16: Temperaturen im 1. und 2. Ausbau des Erdsonden-Wärmespeichers sowie Be- und Entladewärmemengen seit 1999

In Abb. 17 und Abb. 18 ist die vertikale Temperaturverteilung an den Messlanzen M14 und M17 in der Mitte des 1. bzw. 2. Ausbaus, vgl. Abb. 14, jeweils am Ende der Entladesaison (März) bzw. am Ende der Beladesaison (September) dargestellt. Der Speicher erstreckt sich über eine Tiefe von 0 m bis -30 m. Von der Messlanze M17 sind nur Temperaturen aus dem Bereich bis in eine Tiefe von -5 m vorhanden, da durch einen Blitzeinschlag die Temperatursensoren unterhalb -5 m zerstört wurden.

Es ist zu erkennen, dass am Ende der Entladesaison im Jahr 2008 die Temperaturen im Bereich der Netzurücklauftemperaturen, d. h. um 45 °C, lagen. Ohne Wärmepumpe konnte der ESWSP nicht auf niedrigere Temperaturen als die Netzurücklauftemperatur entladen werden. In den folgenden Jahren wurde der Speicher mit der Wärmepumpe auf Temperaturen von 30 bis 35 °C entladen. Auch die Maximaltemperaturen sind seit Inbetriebnahme der Wärmepumpe niedriger als ohne Wärmepumpe (~ 60 °C), sodass der Erdsonden-Wärmespeicher insgesamt auf einem etwa 10 K niedrigeren Temperaturniveau betrieben wird.

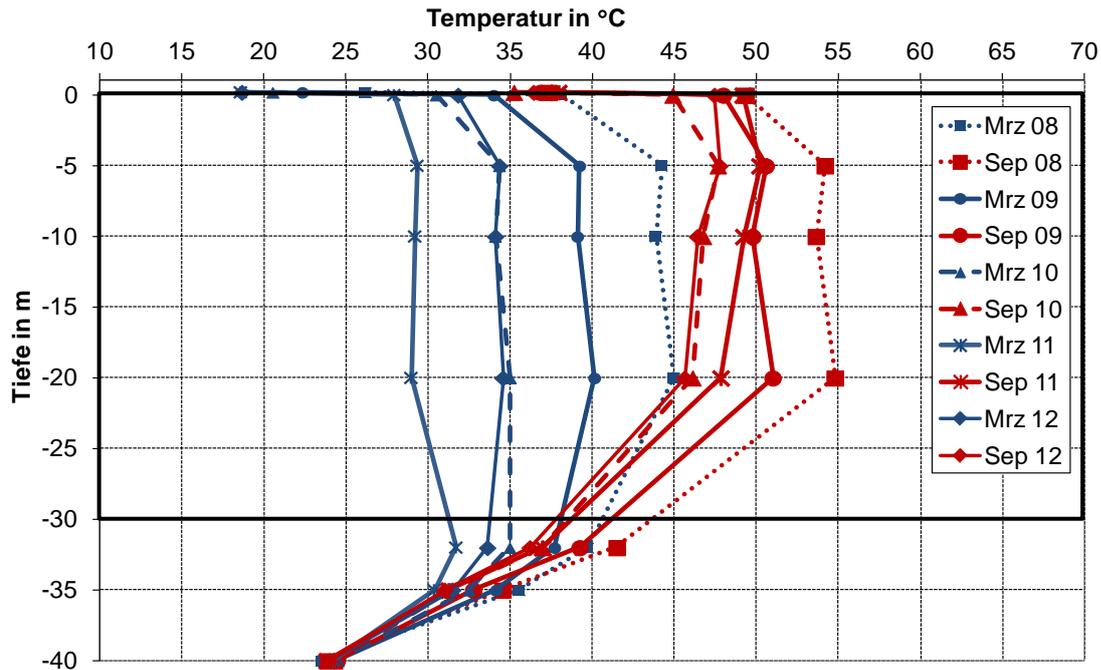


Abb. 17: Temperaturen an der Messlanze M14 in der Mitte des 1. Ausbau des ESWSP

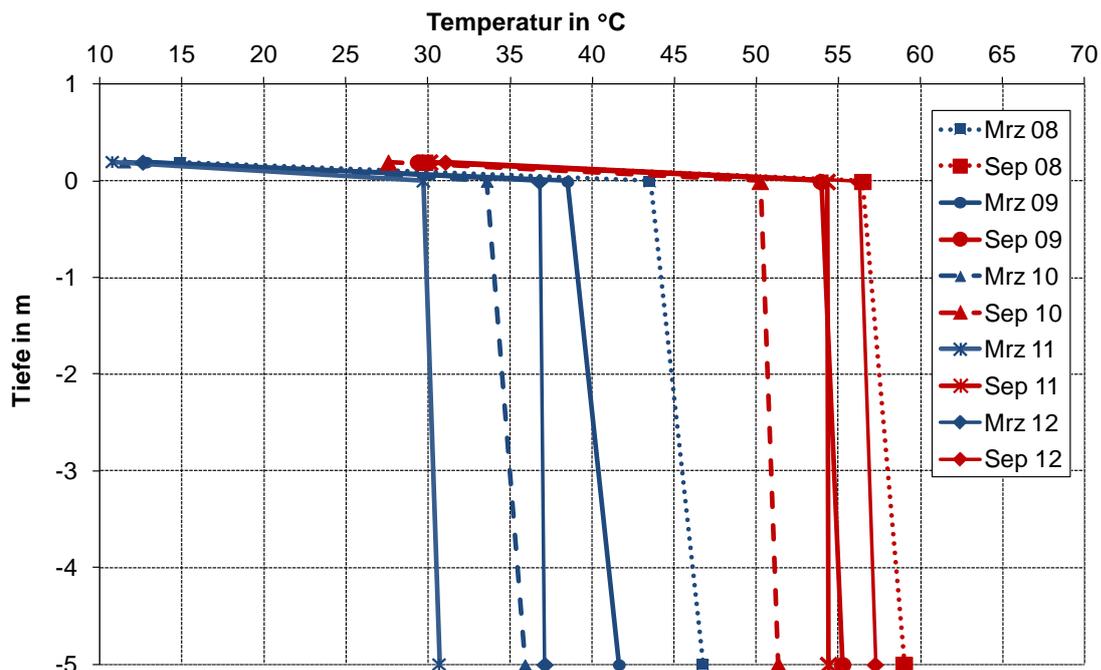


Abb. 18: Temperaturen an der Messlanze M17 in der Mitte des 2. Ausbau des ESWSP

In Abb. 19 bzw. Abb. 20 sind Temperaturen, Volumenströme, Leistungen und COP-Werte zur Charakterisierung des Anlagenbetriebs beispielhaft für den 13.02.2011 bzw. den 27.06.2011 dargestellt. In Abhängigkeit von der Außentemperatur stellt die Wärmepumpe die Wärme am Kondensator bei 58 °C bzw. 68 °C zu Verfügung. In Abb. 19 ist an den Kondensatortemperaturen zu erkennen, dass die außentemperaturabhängige Umschaltung etwa um 15:00 und 17:00 erfolgt. Die Umschaltung ist vorgesehen, da bei geringem Wärmebedarf im Netz die Wärmepumpe ohne Gaskessel betrieben werden soll, siehe auch Abb. 20. Bei hohem Wärmebedarf dient die Wärmepumpe zur ersten Anhebung des Temperaturniveaus und anschließend erfolgt durch den Gaskessel die Temperaturerhöhung bis auf die Netzhaupttemperatur. Wie anhand der Volumenströme aus Abb. 19 ebenfalls hervorgeht, kann die Wärmepumpe mit und ohne Entladung des ESWSP betrieben werden. Als Wärmequelle kann somit auch die Solarwärme genutzt werden, wie es am 13.02.2011 zwischen 11:00 und 18:00 der Fall ist. Zwischen 11:00 und 14:00 dienen sowohl der ESWSP als auch die Solaranlagen als Wärmequellen, während zwischen 14:00 und 18:00 überwiegend die Solarwärme als Wärmequelle dient. Diese kann auch genutzt werden, wenn die Solaranlagen zwar nicht in Betrieb sind, aber die Solarwärme in den Pufferspeichern zwischengespeichert wurde (z. B. zwischen 17:00 und 18:00). Es ist zudem möglich, die Restwärme des Netzhauptstroms als Wärmequelle zu nutzen (z. B. zwischen 5:00 und 6:00). Am 27.06.2011, siehe Abb. 20, war die Wärmepumpe nur zeitweise in Betrieb, da die im Netz benötigte Wärme hauptsächlich durch die Solaranlagen bereitgestellt wurde.

Am 13.02.2011, Abb. 19, ist an der zyklisch schwankenden Netzhaupttemperatur zu erkennen, dass der Kessel taktet, während am 27.06.2011, Abb. 20, der Kessel nicht in Betrieb war und die Wärme ausschließlich solar und durch die Wärmepumpe bereit gestellt wurde. Wie oben erwähnt, ist in Neckarsulm ein 3-Leiter-Nahwärme- und Solarnetz realisiert, bei dem der Solarvorlauf und der Netzhauptstrom zu einer Leitung zusammengefasst sind. Die Solarvorlauf-/Netzhauptstromtemperatur betrug am 13.02.2011 etwa 40 °C, Abb. 19, während sie am 27.06.2011 etwa 50 - 55 °C während der Nachtstunden und bis zu 77 °C während des Solaranlagenbetriebs betrug, Abb. 20. Ein Teil der solaren Wärme wird direkt im Nahwärmenetz verwendet, während die überschüssige Wärme in den Erdsonden-Wärmespeicher eingespeichert wird. Die Vorlauftemperatur (VL) zur Beladung des ESWSP ist hauptsächlich durch die Solarvorlauftemperatur geprägt, wobei der ESWSP auch noch während der Nachtstunden aus dem Pufferspeicher heraus mit solarer Wärme beladen wird, Abb. 20. Am 13.02.2011 wurde der ESWSP entladen, wobei die Vorlauftemperaturen etwa 28 °C und die Rücklauftemperaturen ~20 °C betragen, Abb. 19. Es wurden relativ

niedrige Vorlauftemperaturen erreicht, da der ESWSP während der Entladesaison bereits weitgehend entladen wurde.

Im unteren Teil von Abb. 19 und Abb. 20 sind die Leistungen und der resultierende COP dargestellt. Der COP liegt in der Größenordnung um 4. Deutlich ist in Abb. 19 zu erkennen, dass die durch den Solarertrag erhöhten Wärmequellentemperaturen die thermische Leistung der Wärmepumpe erhöhen. Dagegen hat das Umschalten auf die höhere Kondensatortemperatur zwischen 15:00 und 17:00 einen erhöhten Aufwand an elektrischer Energie sowie eine geringfügige Verringerung des COP zur Folge. Die Schwankungen der Temperaturniveaus und die daraus resultierenden Leistungen sind auch beim COP zu erkennen. Auffällig sind die durch die Wärmepumpenregelung bedingten Spitzen des COP beim An- und Abschalten der Wärmepumpe. Beim Abschalten werden zuerst die Kompressoren und anschließend die Umwälzpumpen ausgeschaltet bzw. beim Anschalten zuerst die Umwälzpumpen und dann die Kompressoren. Dadurch kann mit einem sehr geringen Aufwand (nur elektrische Leistung der Umwälzpumpe) die restliche Wärmekapazität des Kondensators genutzt werden.

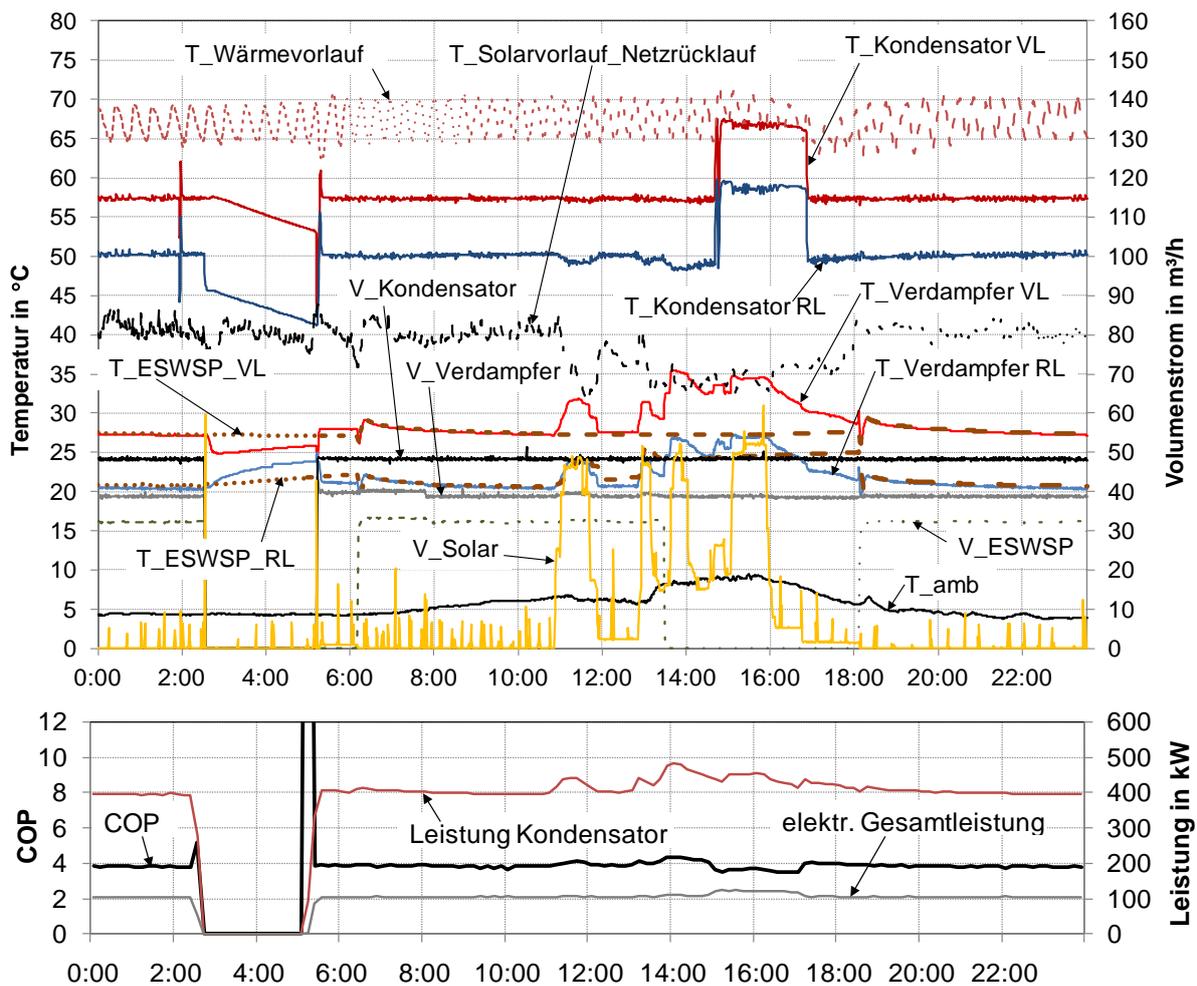


Abb. 19: Temperaturen, Volumenströme, COP und Leistungen in Neckarsulm am 13.02.2011

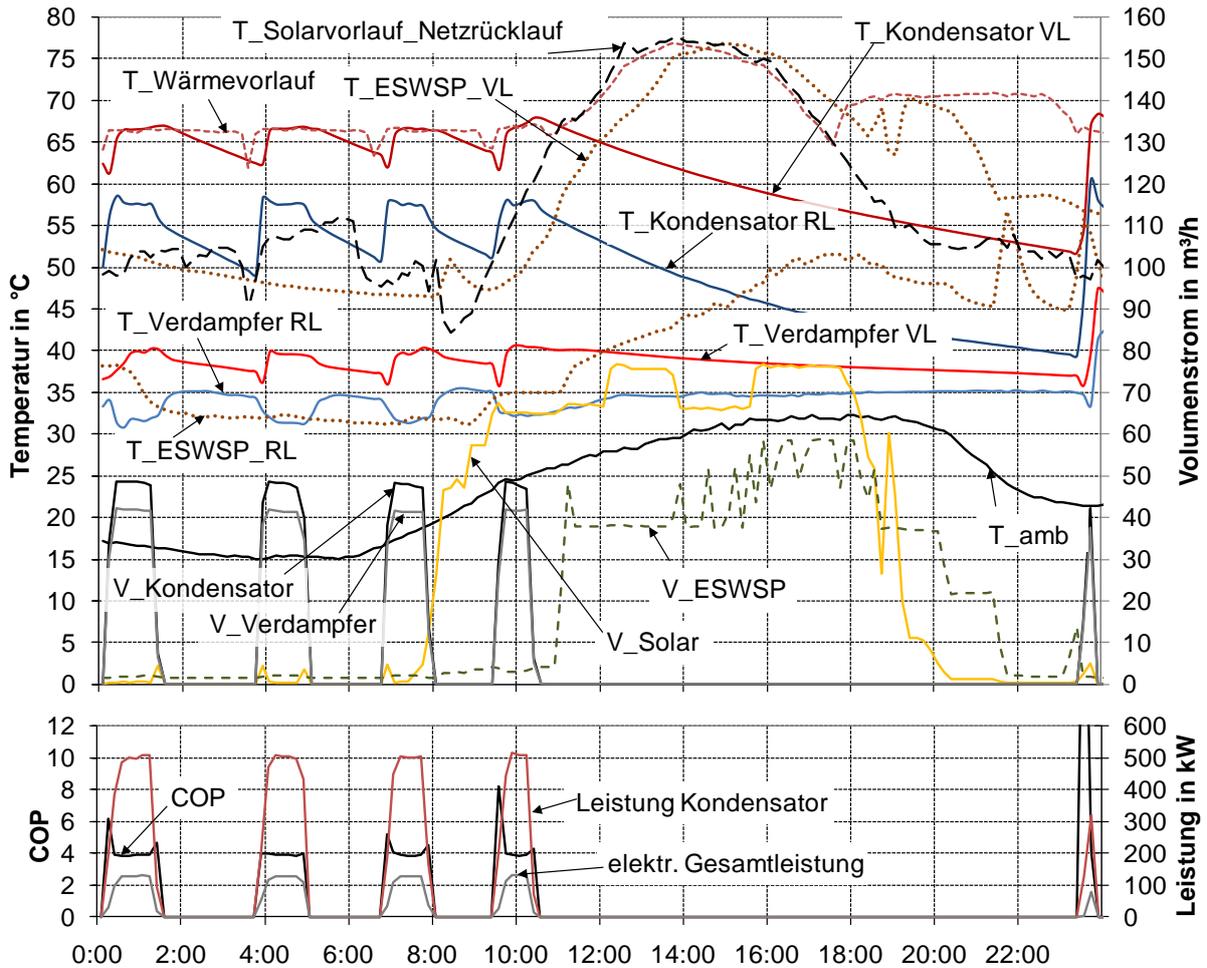


Abb. 20: Temperaturen, Volumenströme, COP und Leistungen in Neckarsulm am 27.06.2011

In Abb. 21 ist der Betrieb der Wärmepumpe, des Gaskessels, der Solaranlage und des Erdsonden-Wärmespeichers für den 26.01.2012 dargestellt. Anhand des Verlaufs der Kurve „T_Wärmevorlauf“ kann man das Verhalten des Gaskessels erkennen. Während der Projektlaufzeit wurde der defekte Gaskessel durch einen leistungsgleichen (~ 2 MW) Gaskessel ersetzt und die Probleme bezüglich des häufigen Taktens blieben bestehen. Aus energetischer Sicht wäre es günstiger gewesen, zum Beispiel zwei kleinere Kessel zu installieren.

Wie in Abb. 20 ist auch in Abb. 21 zu erkennen, dass es beim ESWSP im Betriebszustand „Aus“ (z. B. 20:30 bis 22:00 in Abb. 21) einen Fehlvolumenstrom (V_{ESWSP}) von etwa $1 \text{ m}^3/\text{h}$ gibt, der unnötige Wärmeverluste und einen unnötigen Verbrauch von Pumpenstrom verursacht. Trotz mehrmaliger Hinweise wurde die Ursache⁴ bisher nicht beseitigt.

⁴ Die Ursache ist vermutlich ein nicht ausreichend abgeschirmtes Kabel, sodass der Volumenstrom falsch gemessen wird.

Gegenüber dem Jahr 2011 ist bei der Wärmepumpe ein häufigeres Takten zu beobachten, vgl. Abb. 19 und Abb. 21. Dies ist zum einem auf die höheren Wärmequellentemperaturen ($T_{\text{Verdampfer_VL}}$), die am 26.01.2012 im Bereich um 35 °C (ohne Solaranlagenbetrieb) und am 13.12.2011 um 28 °C lagen und zum anderen auf die von den Kollektoren gelieferte Wärmemenge zurückzuführen. Während des Solaranlagenbetriebs stieg die Wärmequellentemperatur auf etwa 40 °C . Als ungünstig hat sich erwiesen, dass alle vier Kompressoren der Wärmepumpe gleichzeitig ausgeschaltet werden; eine modulierende Betriebsweise kann das Takten der Wärmepumpe und die damit verbundenen Wärmeverluste reduzieren.

Im unteren Teil der Abb. 21 kann man COP-Werte deutlich über 5 erkennen. Diese treten auf, wenn z. B. nach einem Wärmepumpenstillstand der Kondensator aufgrund der noch vorhandenen Restwärmemenge schon Wärme liefert, der Kompressor aber noch nicht in Betrieb ist.

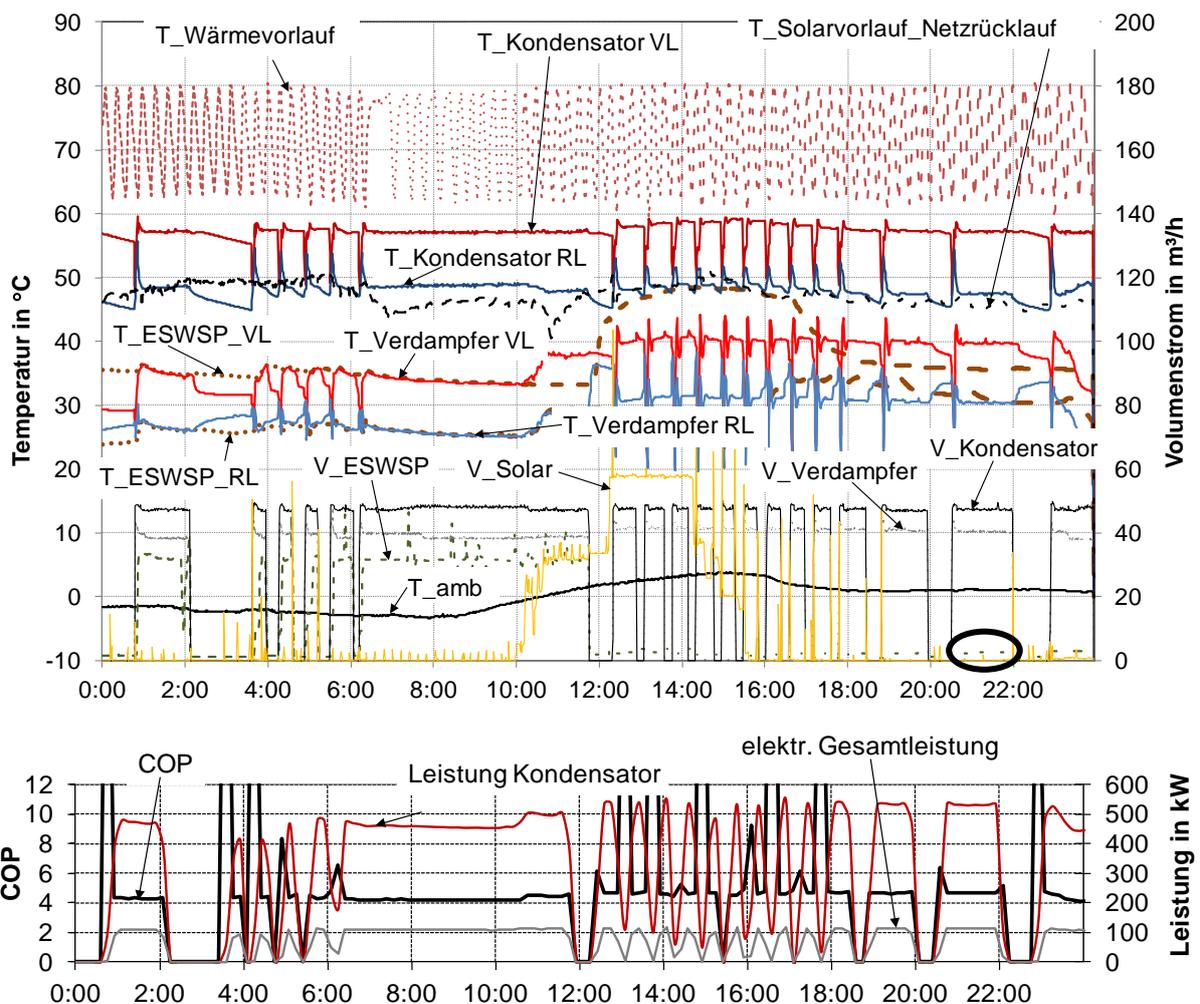


Abb. 21: Temperaturen, Volumenströme, COP und Leistungen in Neckarsulm am 26.01.2012

2.3.3 Zusammenfassung

In der solaren Nahwärmeversorgung in Neckarsulm wurde in den Jahren 2008 bis 2011 ein solarer Deckungsanteil von 41 bis 56 % erreicht. Damit konnte der geplante solare Deckungsanteil von 50 % übertroffen werden, allerdings war dies nur mit dem Einsatz einer Wärmepumpe möglich. Wie bei der Anlage in Friedrichshafen konnten auch in Neckarsulm die geplanten niedrigen Netzurücklauftemperaturen nicht erreicht werden. Gegenüber der geplanten Kollektorfläche von 6 300 m² ist die installierte Kollektorfläche mit derzeit 5 884 m² noch um etwa 7 % zu niedrig. Unter anderem durch die geringere Kollektorfläche konnte der Erdsonden-Wärmespeicher nicht auf die geplanten Maximaltemperaturen von ca. 85 °C erwärmt werden. Zusammen mit den hohen Netzurücklauftemperaturen, die eine Entladung des ESWSP nur auf Temperaturen von etwa 45 °C zuließen, war die Entladewärmemenge vor der Inbetriebnahme der Wärmepumpe sehr viel geringer als geplant. Nach der Inbetriebnahme der Wärmepumpe konnte eine deutliche Steigerung des solaren Deckungsanteils und es konnte ein deutlich höherer Speichernutzungsgrad des ESWSP erreicht werden. Es konnten außerdem wissenschaftlich wertvolle Erkenntnisse zur energetischen Effizienz der Anlage vor und nach der Integration der Wärmepumpe gewonnen werden, siehe 3.3.2.2. Zukünftig wird die weitere Entwicklung des Anlagenbetriebs im Forschungsvorhaben „Weiterentwicklung innovativer Technologien zur solaren Nahwärme und saisonalen Wärmespeicherung“ verfolgt.

In den vergangenen Jahren wurde der Betrieb der Wärmepumpe und der Solaranlagen (z. B. Einbau neuer Wärmeübertrager) optimiert. Dennoch wurden diverse Optimierungsvorschläge, wie z. B. Maßnahmen zur Verhinderung des Fehlvolumenstroms durch den Erdsonden-Wärmespeicher, noch nicht umgesetzt, sodass weiteres Optimierungspotenzial besteht.

2.4 Eggenstein

In Eggenstein-Leopoldshafen entstand in einem Schul- und Sportkomplex erstmalig in Deutschland eine solare Nahwärmeversorgung zur Wärmeversorgung von Bestandsgebäuden. Das ITW der Universität Stuttgart führt seit der Inbetriebnahme ein detailliertes und kontinuierliches Anlagenmonitoring durch, um einerseits das Betriebsverhalten des Kies/Wasser-Wärmespeichers zu evaluieren und andererseits die Auswirkungen der Gebäudesanierung auf das energetische Verhalten der Gesamtanlage zu untersuchen. Im Folgenden werden die Ergebnisse der wissenschaftlich-technischen Begleitung der Jahre 2008 bis 2012 vorgestellt.

2.4.1 Anlagenbeschreibung

Im Jahr 2002 wurde mit der energetischen Sanierung der bestehenden Gebäude und des Nahwärmenetzes begonnen und dabei wurde auch die komplette Heizungstechnik modernisiert. Auf dem Schulgebäude und einer neu errichteten Sporthalle wurden insgesamt 1 600 m² Flachkollektoren installiert, siehe Abb. 22. Ein 30 m³ großer Warmwasser-Wärmespeicher dient als Pufferspeicher und ein 4 500 m³ großer Kies/Wasser-Wärmespeicher (KWWS) als saisonaler Wärmespeicher. Zur Entladung des KWWS auf Temperaturen von minimal 10 °C wurde eine elektrisch angetriebene Kompressionswärmepumpe mit einer maximalen Leistungsaufnahme von 15 kW_{el} installiert. Dies entspricht einer thermischen Leistung von ca. 60 kW_{th} im Bereich der Auslegung. Der Wärmebedarf des Nahwärmenetzes beträgt jährlich ca. 1 150 MWh und soll zu 35 bis 40 % solar gedeckt werden. Als Zusatzheizung dienen zwei Gaskessel mit einer thermischen Leistung von je 600 kW. Das vereinfachte Anlagenschema ist in Abb. 23 dargestellt.

Durch die energetische Sanierung der Gebäude und die Integration der solaren Nahwärmeversorgung mit saisonaler Wärmespeicherung können im Vergleich zum Wärmeverbrauch der Bestandsgebäude 65 % an Primärenergie eingespart werden. Dies entspricht einer Reduktion der CO₂-Emissionen von 390 t/a [88]. Eine detaillierte Beschreibung der Nahwärmeversorgung in Eggenstein ist in [6] gegeben.

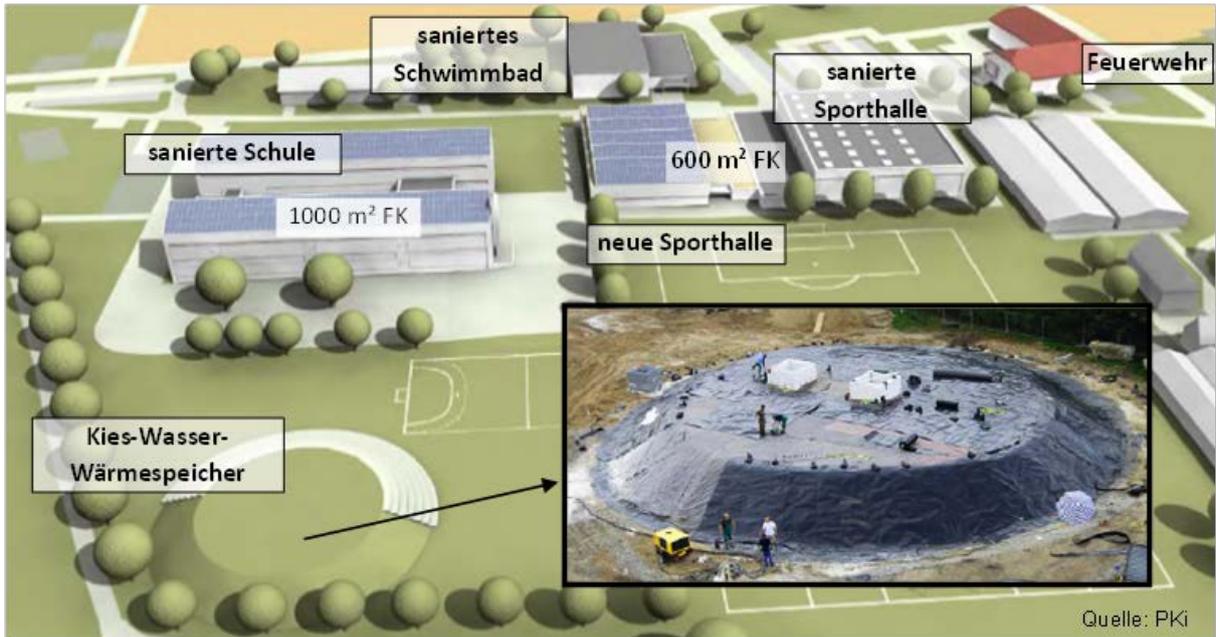


Abb. 22: Übersicht der solaren Nahwärmeversorgung mit saisonaler Wärmespeicherung in Eggenstein-Leopoldshafen (FK ... Flachkollektoren)

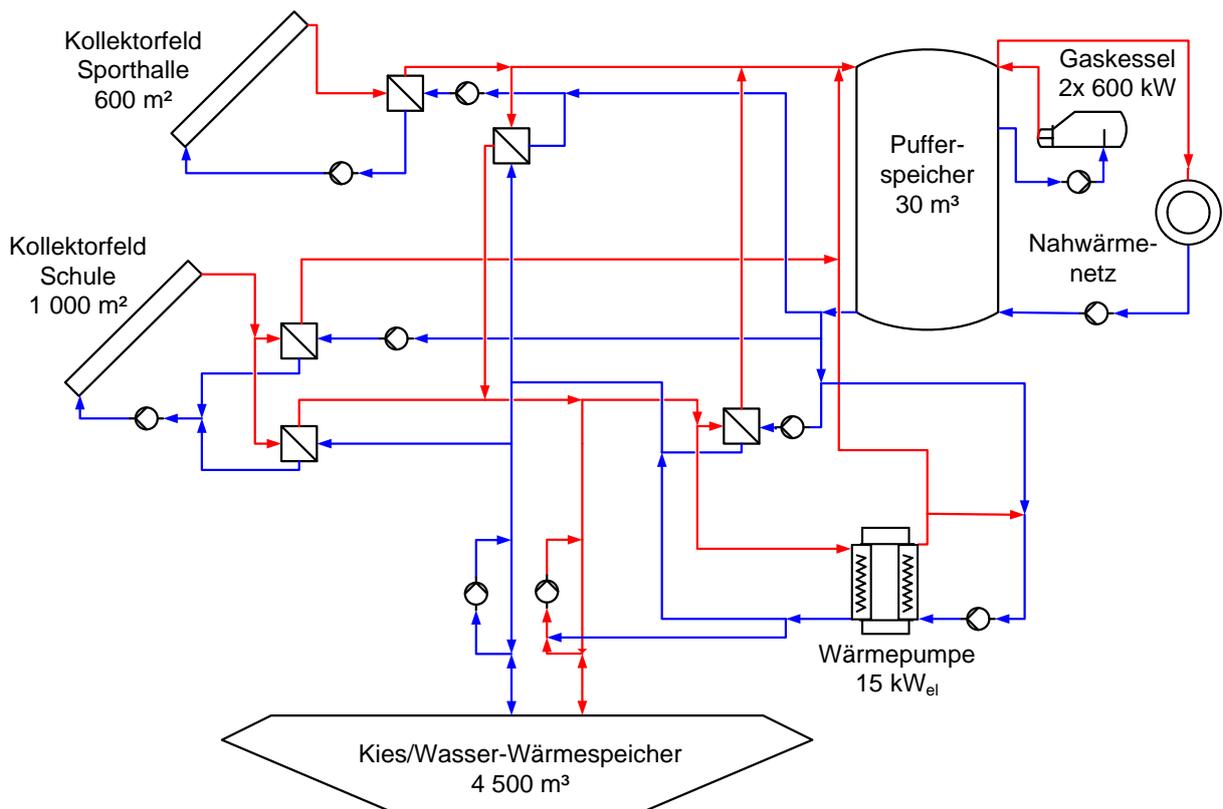


Abb. 23: Anlagenschema der solaren Nahwärmeversorgung in Eggenstein-Leopoldshafen

2.4.2 Betriebsergebnisse

Während der Inbetriebnahmephase des Kies/Wasser-Wärmespeichers sind insbesondere im Be- und Entladekreislauf des KWWS technische Probleme aufgetreten, die keinen dauerhaft geregelten Betrieb der Gesamtanlage zuließen. In den Rohrleitungen der Brunnenschächte, die ca. 80 m von der Heizzentrale und ca. 3 m oberhalb des Niveaus der Heizzentrale liegen, hatte sich an den höchsten Stellen Luft angesammelt, die beim Be- und Entladen des KWWS zu den Pumpen transportiert wurde und einen Strömungsabriss zur Folge hatte. Dadurch konnte keine kontinuierliche Fluidförderung erfolgen. Hydraulisch sinnvoller wäre die Installation von Tauchpumpen in den Brunnenschächten gewesen, mit denen das Fluid unter Druck gefördert worden wäre. Die Be- und Entladepumpen wurden jedoch als saugende Nassläuferpumpen ausgeführt und in der Heizzentrale installiert, da es keinen Pumpenhersteller gab, der gewährleisten konnte, dass die Pumpen dauerhaft Temperaturen von bis zu 80 °C Stand halten können. Außerdem konnten durch die Installation der Pumpen in der Heizzentrale Standardkomponenten eingesetzt werden, die preiswert, leicht zugänglich und einfach zu regeln sind.

Nach der Feststellung der hydraulischen Probleme wurden im ersten Schritt die Nassläuferpumpen durch Trockenläuferpumpen ersetzt. Nachdem dies nicht zum erwünschten Erfolg führte, wurden an den höchsten Stellen in den Brunnenschächten Entgasungsgefäße mit Vakuumbhaltung integriert. Diese Nachrüstung funktionierte für den Beladekreislauf insbesondere im Jahr 2010 recht zuverlässig. Im Entladekreislauf arbeitete die Entgasung nicht zuverlässig und das Vakuumsystem konnte nie vollständig leckagefrei gehalten werden. Somit wurde entschieden, selbstansaugende Pumpen direkt in den Brunnenschächten zu installieren. Deren Antrieb sitzt im Brunnenschacht und kann über eine Antriebswelle, die bis unter den Wasserpegel des Speichers führt, fördern. Um die Zuverlässigkeit dieser Pumpen zu testen, wurde zunächst im Frühjahr 2012 die erste Pumpe installiert. Im Herbst 2012 wurde die zweite Pumpe eingebaut, da der Test der ersten Pumpe zu einem zufriedenstellenden Ergebnis führte. Aus dem KWWS konnte nach seiner hydraulischen Anbindung an die Gesamtanlage Ende 2008 bis jetzt (Stand Januar 2013) keine nennenswerte Wärmemenge gespeichert werden, wodurch die saisonal gespeicherte Wärme dem System nicht wieder zugeführt werden konnte.

2.4.2.1 Wärmebilanz

In Tabelle 4 sind die Kenndaten der Anlage für die Jahre 2008 bis 2011 aufgelistet. Die Kenndaten des Jahres 2012 können wegen des Umbaus des Speicherbe- und entladekreislaufs nicht angegeben werden. Die Wärmelieferung der Solarkollektoren betrug zwischen 131 und 351 MWh/a, was einem flächenspezifischem Ertrag von 82 bzw. 240 kWh/(m²·a) entspricht. Beim flächenspezifischen Kollektorsertrag resultiert die große Differenz daraus, dass bis zum Jahr 2008 nur der erste Anlagenteil mit 600 m² Kollektorfläche an das System angeschlossen war und ab 2009 eine Kollektorfläche von 1 600 m². Zudem war der Kollektorsertrag ab dem Jahr 2009 davon abhängig, ob überschüssige solare Wärme in den KWWS eingespeichert werden konnte. Konnte die gewonnene solare Wärme nicht in den KWWS eingespeichert werden, gingen die Kollektorfelder in Stagnation, nachdem der Pufferspeicher voll beladen war. Befanden sich die Solaranlagen häufig in Stagnation, konnten gegenüber Jahren mit wenig Stagnationstagen nur geringe solare Nutzwärmeerträge erzielt werden. Dementsprechend unterscheiden sich auch die solaren Nutzwärmeerträge. Als solare Nutzwärme wird der Teil an solarer Wärme bezeichnet, der an das Nahwärmenetz geliefert wird. Der solare Nutzwärmeertrag betrug zwischen 111 MWh im Jahr 2011 (1 600 m² Kollektorfläche) und 133 MWh im Jahr 2008 (600 m² Kollektorfläche). Dies entspricht flächenspezifischen Werten von 69 bzw. 222 kWh/(m²·a).

Der Kies/Wasser-Wärmespeicher wurde seit dem Jahr 2009 beladen. Die Beladewärmemenge war im Jahr 2010 mit 220 MWh am höchsten. Im Jahr 2011 betrug die Beladewärmemenge aufgrund der beschriebenen technischen Probleme nur 19 MWh. Bis jetzt (Stand Januar 2013) konnte keine nennenswerte Wärmemenge aus dem KWWS entladen werden. Aufgrund der fehlenden Entladung des KWWS konnten auch noch keine Betriebserfahrungen und Messwerte der Wärmepumpe gewonnen werden.

Die jährliche Wärmemenge, die an das Nahwärmenetz geliefert wurde, betrug zwischen 912 und 1 189 MWh/a. Dabei ist der Planungswert von 1 400 MWh/a immer deutlich unterschritten worden, da die durch die energetische Sanierung erzielten Einsparungen an Heizwärme höher waren als erwartet. Die neu errichtete Sporthalle benötigt ebenfalls weniger Heizwärme, als geplant. Der geringe Anstieg des Wärmeverbrauchs im Jahr 2011 lässt sich auf zwei Ursachen zurückführen. Zum einen sind nach Abschluss der Hallenbadsanierung die Besucherzahlen unerwartet deutlich angestiegen und es wurde das Nutzungskonzept des Hallenbades verändert. Dies führte zu einem höheren Wärmeverbrauch im Hallenbad, u. a. auf-

grund eines höheren Wärmebedarfs für die Trinkwarmwasserbereitung (Duschen). Zum anderen war die Wärmeübergabestation im Hallenbad hydraulisch noch nicht korrekt angeschlossen bzw. eingeregelt, was zu höheren Netzurücklauftemperaturen führte und die Ursache für höhere Wärmeverluste des Nahwärmenetzes im Jahr 2011 war.

Der Planungswert für die Wärmebereitstellung durch die Gaskessel beträgt 910 MWh/a und wurde im Jahr 2009 aufgrund des geringen Wärmebedarfs im Nahwärmenetz mit 886 MWh unterschritten, während im Jahr 2011 die Gaskessel-Wärmelieferung 1 094 MWh betrug. Die solaren Deckungsanteile betragen zwischen 9,3 und 13,8 %. Sie sind durch das Fehlen der Entladung des KWWS bislang niedriger als der Planungswert von 35 bis 40 %.

Tabelle 4: Kenndaten der solaren Nahwärmeversorgung in Eggenstein

		2008	2009 ⁵	2010	2011
Kollektorfläche am Jahresende	m ²	600	1 600 ⁵	1 600	1 600
Wärmelieferung der Kollektoren	MWh	143	273	351	131
je m ² Kollektorfläche	kWh/m ²	238	240 ⁶	224	82
Solare Nutzwärme	MWh	133	126 ⁷	137 ⁷	111 ⁷
je m ² Kollektorfläche	kWh/m ²	222	79 ⁷	86 ⁷	69 ⁷
Beladewärmemenge KWWS	MWh	-	131	220	19
Wärmemenge „Gesamt ins Netz“	MWh	1 051	912	1 031	1 189
Wärmeverluste des Nahwärmenetzes		85	74	90	146
Wärmelieferung Gaskessel	MWh	997	886	925	1 094
Solarer Deckungsanteil <u>ohne</u> saisonale Wärmespeicherung	%	12,7	13,8	13,3	9,3

In Abb. 24 sind für das Jahr 2010 die monatlichen Wärmemengen dargestellt. Der Wärmeverbrauch besteht aus dem Wärmeverbrauch der einzelnen Gebäude (Raumheizung und Trinkwarmwasser) sowie den Wärmeverlusten des Nahwärmenetzes und in der Heizzentrale. Die Wärmebereitstellung erfolgt mit der solaren Nutzwärme und mit den Gaskesseln. Die Wärmepumpe konnte noch nicht betrieben werden und

⁵ Im Laufe des Jahres 2009 schrittweise Inbetriebnahme der Anlage; KWWS bis Ende Juni nur unregelmäßig von der 1 000 m² Kollektorfläche auf der Schule beladen.

⁶ Bezogen auf die 600 m² Kollektorfläche der Sporthalle, da nur für dieses Kollektorfeld durchgängig für das ganze Jahr Messdaten vorliegen. Bis zum 17.08.09 waren die Wärmemengenzähler im neuen Anlagenteil (inkl. Solarkollektoren Schule) elektrisch noch nicht angeschlossen.

⁷ Bezogen auf die gesamte Kollektorfläche (1 600 m²). Der Wert ist sehr gering, da der KWWS nicht entladen wurde und somit die darin gespeicherte Solarwärme in den Jahren 2009 - 2011 nicht genutzt werden konnte.

ist deshalb in der monatlichen Wärmebilanz nicht enthalten. Beim Vergleich der solaren Nutzwärme zur Wärmelieferung der Kollektoren wird eine große Differenz ersichtlich. Die 220 MWh Wärme, die in den KWWS transferiert wurden, konnten durch die fehlende Entladung nicht nutzbar gemacht werden. In den Monaten Januar und Dezember wurde die Wärme vollständig durch die Kessel bereitgestellt. Im Juni und Juli konnte eine vollständige solare Deckung realisiert werden und in den anderen Monaten wurde die Wärme durch die Gaskessel und die Solaranlage bereitgestellt.

Ende August wurde nach den Sanierungsarbeiten das Hallenbad wieder an das Netz angeschlossen und mit Wärme versorgt. Dies hatte zur Folge, dass der Wärmebedarf des Nahwärmenetzes deutlich anstieg, da das Hallenbad der größte Wärmeabnehmer im Nahwärmenetz ist.

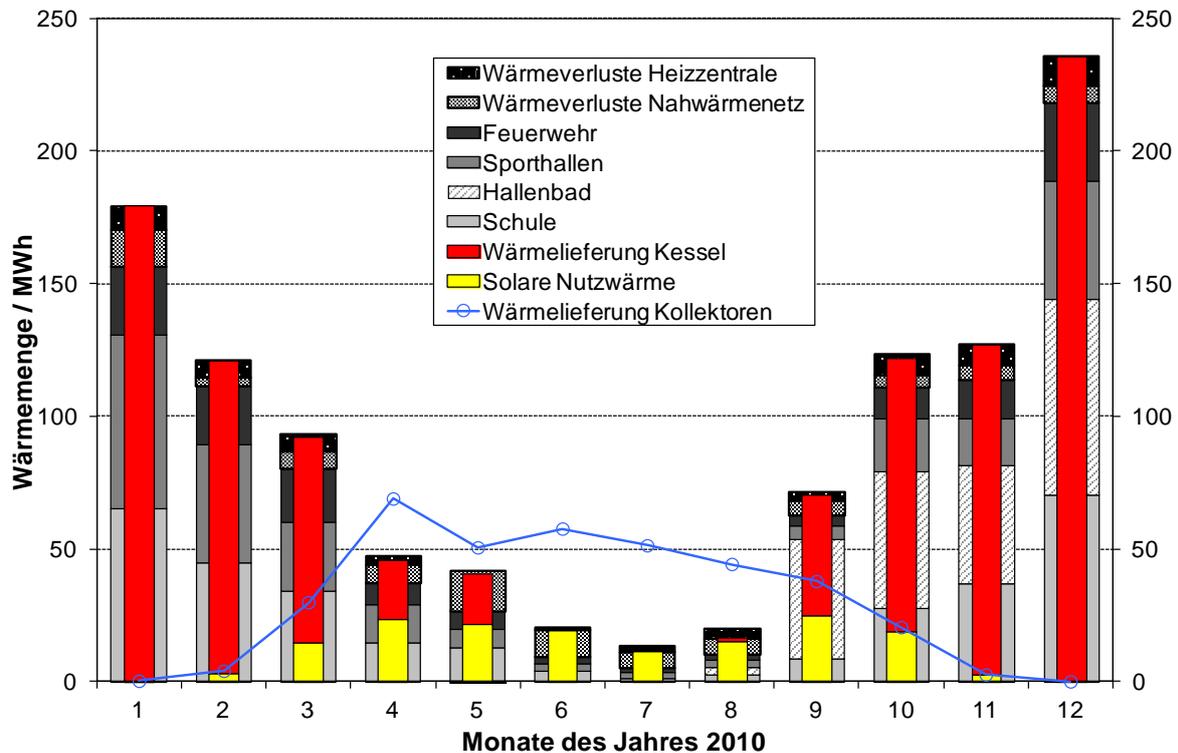


Abb. 24: Monatliche Wärmebilanz der solaren Nahwärmeversorgung in Eggenstein-Leopoldshafen für das Betriebsjahr 2010

2.4.2.2 Kollektorfelder

Die Kollektorfelder mit insgesamt 1 600 m² Kollektorfläche sind auf dem Dach der Schule und der neuen Sporthalle installiert, siehe Abb. 25, wobei das Kollektorfeld auf der Schule in zwei Flächen á 500 m² aufgeteilt ist. Das Kollektorfeld auf der

Schule hat eine Neigung von 21° gegenüber der Horizontalen und einen Azimut von 41° in westlicher Richtung. Die 600 m^2 große Kollektorfläche auf der Sporthalle ist 30° geneigt und mit demselben Azimut ausgerichtet wie das Kollektorfeld auf der Schule. Alle Kollektorfelder bestehen aus Kollektoren des Typs „Solar Roof“ des Herstellers „Wagner & Co. Solartechnik“. Weitere Details können [6] entnommen werden.



Abb. 25: Fotos der Kollektorflächen: $1\,000 \text{ m}^2$ auf dem Schulgebäude (links, Quelle: PKi) und 600 m^2 auf der neuen Sporthalle (rechts)

Die Kollektoren sind hydraulisch und regelungstechnisch so in die Anlage integriert, dass die Solarwärme entweder in den Pufferspeicher oder in den saisonalen Wärmespeicher eingespeichert wird. Dabei hat die Pufferspeicherbeladung Vorrang, um die Solarwärme vorzugsweise direkt zu nutzen und die Wärmeverluste durch langfristige Wärmespeicherung zu minimieren. Erst wenn der Pufferspeicher voll beladen ist, wird die überschüssige Solarwärme in den KWWS eingebracht.

In Abb. 26 ist das Input-Output-Diagramm der Kollektorfelder der Schule für die Jahre 2010 und 2011 dargestellt. Beim störungsfreien Betrieb der Kollektoren (grün hinterlegter Bereich) hat der Pufferspeicher allein als Wärmesenke ausgereicht (v. a. strahlungsarme Monate) oder Puffer- und Kies/Wasser-Wärmespeicher konnten als Wärmesenke für die Kollektoren genutzt werden. Durch die oben geschilderten technischen Probleme bei der Beladung des KWWS konnten die Kollektoren jedoch häufig nicht planmäßig betrieben werden, da diese durch die fehlende Wärmesenke überhitzten und in Stagnation gingen.

Im Jahr 2011 wurden die Kollektoren an vielen Tagen mit ausreichendem Strahlungsangebot gar nicht betrieben. Im Sommer befand sich der Pufferspeicher morgens häufig wegen des geringen Wärmebedarfs im Nahwärmenetz auf einem hohen Temperaturniveau, sodass keine weitere Solarwärme im Pufferspeicher eingespeichert werden konnte.

Die Kollektorfelder der Schule erzielten im Jahr 2010 einen Kollektornutzungsgrad von 17,1 % und im Jahr 2011 einen Kollektornutzungsgrad von 9,7 %. Das Kollektorfeld der Sporthalle wurde im Betrachtungszeitraum zeitweise monatelang außer Betrieb genommen.

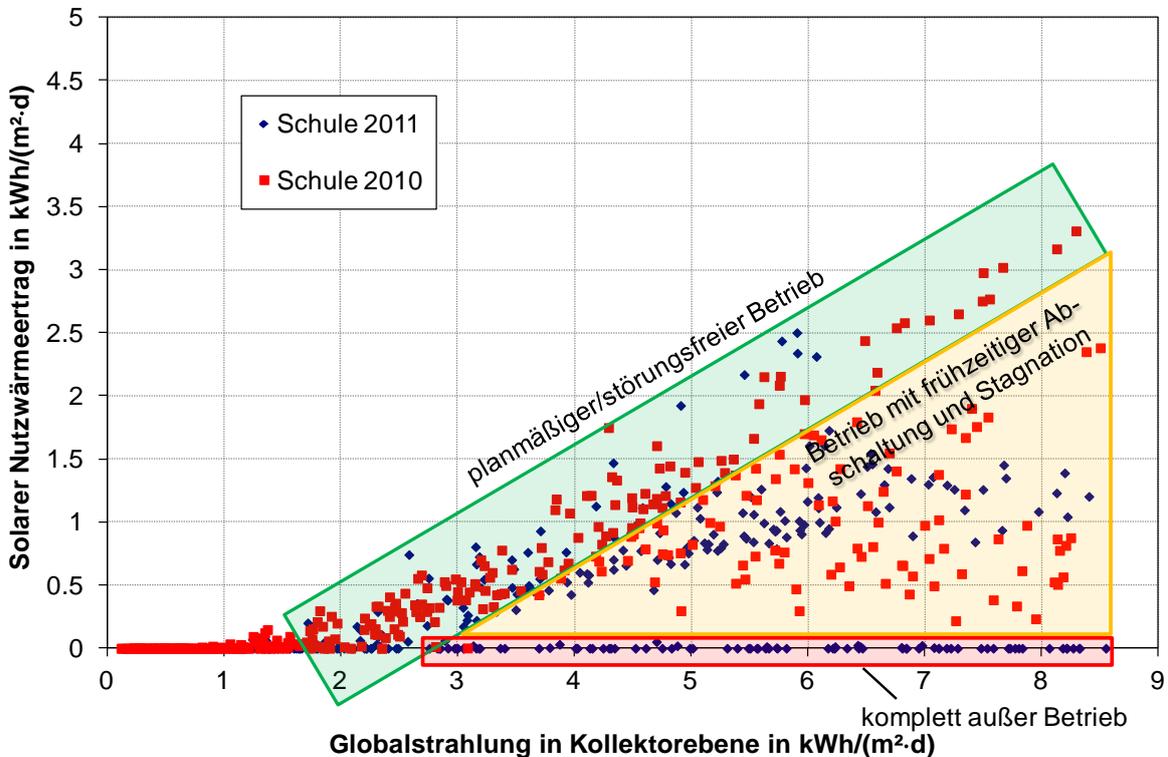


Abb. 26: Input-Output-Diagramm der Kollektorfelder der Schule für die Jahre 2010 und 2011

2.4.2.3 Kies/Wasser-Wärmespeicher

In Abb. 27 ist der Kies/Wasser-Wärmespeicher in Eggenstein-Leopoldshafen im Schnitt dargestellt. Eine detaillierte Beschreibung des Kies/Wasser-Wärmespeichers ist in [6] zu finden.

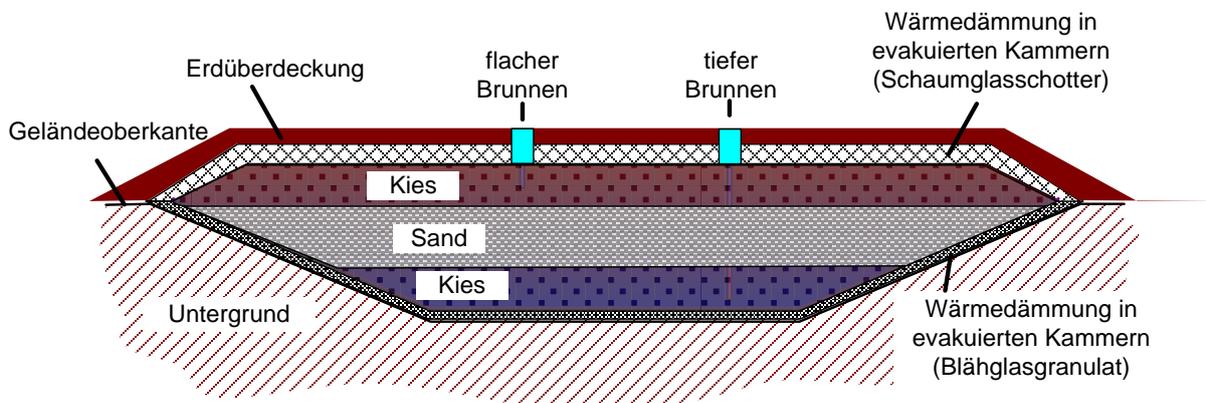


Abb. 27: Schnitt durch den Kies/Wasser-Wärmespeicher in Eggenstein-Leopoldshafen

Wie bereits ausgeführt, hat die Be- und Entladung des KWWS in den vergangenen Jahren nicht planmäßig funktioniert. Dennoch konnten durch die Beladung des KWWS in den Jahren 2009 und 2010 wertvolle Erkenntnisse über dessen thermisches Verhalten gewonnen werden. In Abb. 28 sind die gespeicherte Wärmemenge und die wöchentliche Änderung der Wärmemenge im KWWS ab dem Jahr 2009 dargestellt. Der Bezugspunkt für die gespeicherte Wärmemenge bezieht sich auf 0 °C. Da Wasser als Wärmeträgerfluid eingesetzt wird, entspricht dies der theoretisch niedrigsten Entladetemperatur des KWWS.

Am Anstieg der gespeicherten Wärmemenge ist die Beladung des KWWS mit solarer Wärme zu erkennen. Da der KWWS nicht entladen werden konnte, resultiert die Abnahme der gespeicherten Wärmemenge in den Herbst- und Wintermonaten durch Wärmeverluste über die bislang nicht wärmegeprägten Brunnenschächte und über die Speicherhülle. Bei detaillierten Untersuchungen konnte festgestellt werden, dass die Wärmedämmung im Deckelbereich, die aus einer 80 cm dicken Schaumglasschotterschicht besteht, eine höhere effektive Wärmeleitfähigkeit aufweist, als bei der Planung angenommen.

Wie die im Rahmen der wissenschaftlich-technischen Begleitforschung durchgeführten weitergehenden Untersuchungen ergeben haben, überlagern sich in der Schaumglasschotterschicht mehrere Mechanismen der Wärmeübertragung, die zu einer Erhöhung der effektiven Wärmeleitfähigkeit führen, siehe Abb. 28. So verliert der KWWS während der Abkühlphasen wöchentlich zwischen 1 und 2,5 % seiner gespeicherten Wärmemenge. Dies entspricht einer Temperaturabnahme zwischen 0,5 und 1,5 K pro Woche und hat dazu geführt, dass der KWWS in den Herbst- und Wintermonaten 2009/10 sowie 2010/11 eine nennenswerte Menge an Wärme verloren hat.

Beim planmäßigen Betrieb wird der Kies/Wasser-Wärmespeicher entsprechend der Auslegung bereits in den ersten drei Monaten der Heizperiode, also von Anfang Oktober bis Ende Dezember, quasi vollständig entladen. In diesem Zeitraum wird die mittlere Temperatur des KWWS rasch abgesenkt. Dadurch sinken auch die treibende Temperaturdifferenz zur Umgebung und damit die Wärmeverluste des KWWS. Somit werden im regulären Anlagenbetrieb die Wärmeverluste geringer sein als im bisherigen Betrieb.

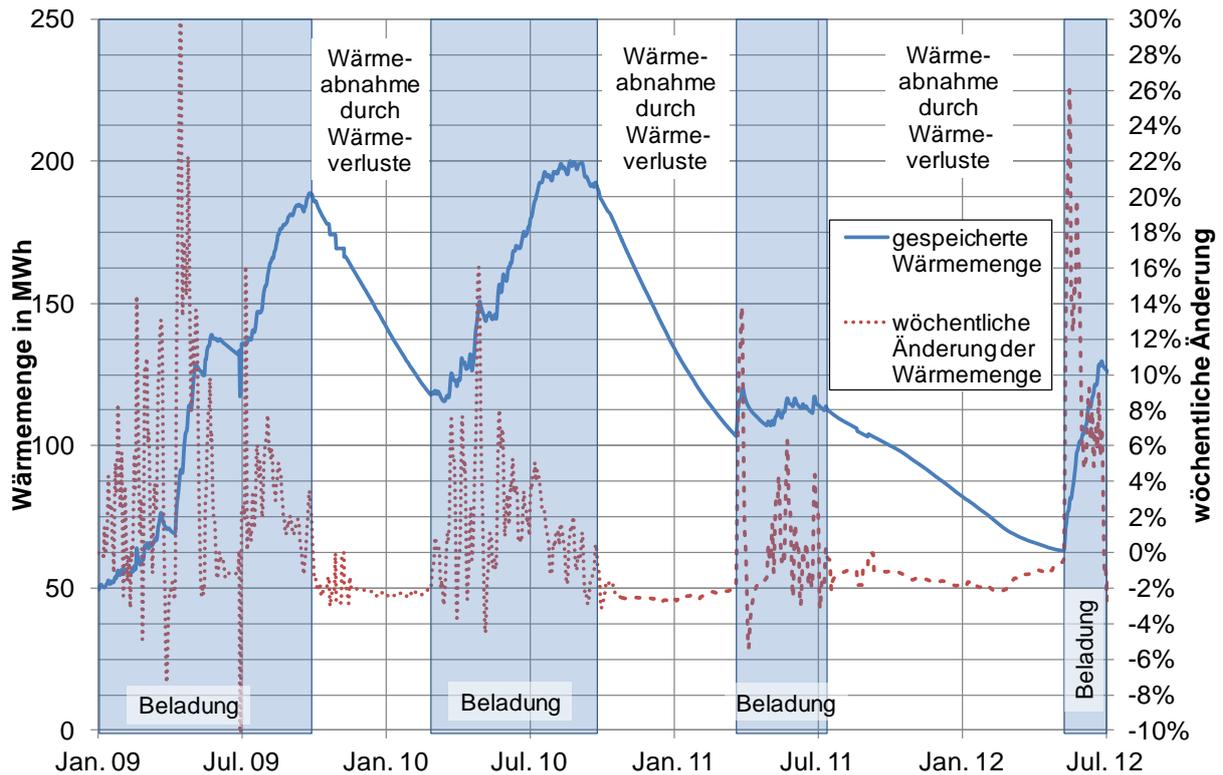


Abb. 28: Gespeicherte Wärmemenge im KWWS und wöchentliche Änderung (0 °C entspricht 0 MWh) [61]

In Abb. 29 ist die effektive Wärmeleitfähigkeit über der Zeit aufgetragen. Die effektive Wärmeleitfähigkeit wird mit sieben Wärmestrom-Messplatten (WSMP) in Kombination mit jeweils zwei Temperatursensoren auf der Innen- und Außenseite der Wärmedämmung ermittelt. Dabei sind die Wärmestrom-Messplatten mit den Nummern 2, 5 und 6 am unteren Kegelstumpf des KWWS angebracht. Die restlichen sind am oberen Kegelstumpf des KWWS installiert (ein genauer Messstellenplan ist in [88] enthalten). Messdaten, bei denen erkennbar war, dass ein instationärer Wärmetransport erfolgte (Beladephasen), führen zu falschen Werten der effektiven Wärmeleitfähigkeit und wurden daher herausgefiltert. Zudem sind die mittlere Speichertemperatur sowie die Temperaturdifferenz zwischen der mittleren Speichertemperatur und der Umgebungstemperatur aufgetragen.

Für den unteren Bereich des KWWS, wo Blähglasgranulat zur Wärmedämmung eingesetzt wurde, wurden effektive Wärmeleitfähigkeiten von 0,07 – 0,15 W/(m·K) ermittelt (WSMP 2, 5 und 6). Gegenüber dem Planungswert ist die effektive Wärmeleitfähigkeit im Bodenbereich des KWWS damit maximal um einen Faktor 1,5 zu hoch. Die leicht erhöhten Werte können auf ungenaue Messungen der Dämmstärke zurückzuführen sein, da diese an den Dämmkammern an der Böschung konstruktionsbedingt nicht überall exakt bestimmt werden konnten. Außerdem wurde

bei der Planung der Wert für die Wärmeleitfähigkeit verwendet, der im Normzustand (trocken und bei 10 °C) ermittelt wurde⁸. Die Wärmeleitfähigkeit steigt jedoch mit zunehmendem Feuchtegehalt und mit zunehmenden Temperaturen [83]. Der Anstieg der Wärmeleitfähigkeit im Zeitraum Mai 2011 bis Mai 2012 kann auf ungenaue Messungen, bedingt durch die geringe treibende Temperaturdifferenz in diesem Zeitraum, zurückgeführt werden. Nach der Beladung im Jahr 2012 sanken die Werte wieder auf ein plausibles Niveau.

Die effektive Wärmeleitfähigkeit der Schaumglasschotterschicht betrug zwischen 0,06 W/(m·K) und mehr als 0,6 W/(m·K) (WSMP 3, 4, 7 und 8). Es kann ein deutlicher Zusammenhang zwischen der treibenden Temperaturdifferenz $\bar{\vartheta}_{SP} = \vartheta_{amb}$ und der effektiven Wärmeleitfähigkeit festgestellt werden. Der Schaumglasschotter wurde mit einer mittleren Feuchtigkeit von 5 kg_{Wasser}/m³_{Dämmmaterial} angeliefert und eingebaut. Es ist zu vermuten, dass in der Schaumglasschotterschicht der Wärmedämmung des Kies/Wasser-Wärmespeichers in Eggenstein zusätzlich zur Wärmeleitung Wärmetransport durch Konvektion und Stofftransport in Form eines Wärmerohr-Effektes erfolgt [62].

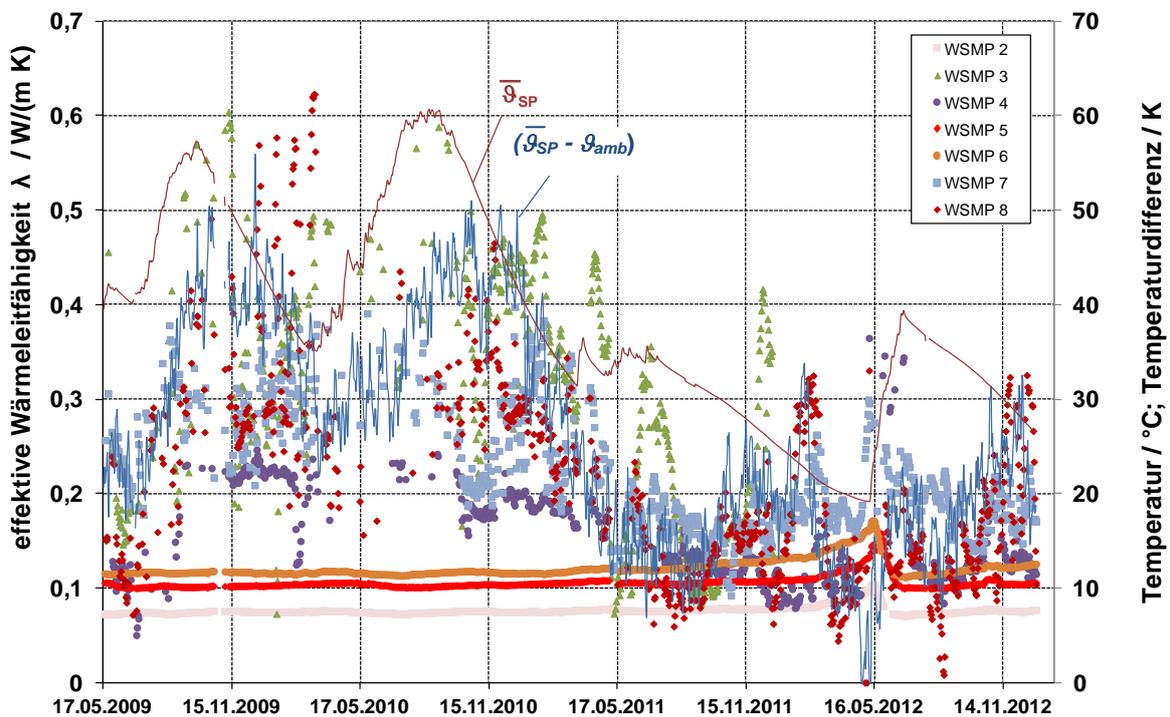


Abb. 29: Effektive Wärmeleitfähigkeit λ_{eff} der Wärmedämmung des KWWS, mittlere Speichertemperatur $\bar{\vartheta}_{SP}$ und Temperaturdifferenz $(\bar{\vartheta}_{SP} - \vartheta_{amb})$ zwischen mittlerer Speichertemperatur und Umgebungstemperatur

⁸ Zum Zeitpunkt der Planung des Kies/Wasser-Wärmespeichers lagen die Ergebnisse aus dem Forschungsprojekt „Weiterentwicklung der Erdbecken-Wärmespeichertechnologie“ noch nicht vor.

2.4.2.4 Wärmepumpe

In die solare Nahwärmeversorgung ist eine elektrisch angetriebene Kompressionswärmepumpe integriert, die bisher allerdings noch nicht im regulären Betrieb war. Die elektrische Leistungsaufnahme der Wärmepumpe beträgt 15 kW, was im Bereich der Auslegung einer thermischen Leistung von ca. 60 kW entspricht. Die Wärmepumpe wird mit dem Kältemittel R134a betrieben. Durch dieses Kältemittel ist der Temperaturbereich festgelegt, in dem die Wärmepumpe betrieben werden kann. Geplant ist, mit der Wärmepumpe den KWWS auf Temperaturen unterhalb der Temperatur des Netzurücklaufs zu entladen. Die Netzurücklauftemperatur ist mit ca. 40 °C geplant. Dies entspricht der oberen Grenztemperatur bei der die Wärmepumpe auf der Wärmequellenseite betrieben werden kann. Die Wärmepumpe soll den KWWS bis auf ca. 10 °C entladen.

Da der Kies/Wasser-Wärmespeicher aufgrund der oben erläuterten hydraulischen Probleme noch nicht entladen wurde, konnte die Wärmepumpe noch nicht betrieben werden. Folglich stehen noch keine Betriebserfahrungen und –ergebnisse zu Verfügung.

2.4.2.5 Gaskessel und Nahwärmenetz

Falls der Wärmebedarf im Nahwärmenetz nicht durch solare Nutzwärme bzw. die Wärmepumpe gedeckt werden kann, liefern zwei Gaskessel mit einer thermischen Leistung von je 600 kW und einem Kesselnutzungsgrad von 86 % die zusätzliche Wärme. Der geplante jährliche Wärmebedarf des Nahwärmenetzes beträgt 1 400 MWh, von denen 910 MWh durch den Gaskessel geliefert werden sollen. Da der Wärmebedarf des Nahwärmenetzes in den Jahren 2008 bis 2011 mit 912 MWh bis 1 189 MWh unter dem Planungswert lag und die Wärmelieferung der Gaskessel in diesem Zeitraum 886 MWh (2009) bis 1094 MWh (2011) betrug, wurde der Planungswert für die Wärmelieferung der Gaskessel unterschritten, siehe Tabelle 4.

Das Nahwärmenetz ist als Niedertemperaturnetz ausgeführt. Durch eine Rücklaufbeimischung wird eine Netz-Vorlauftemperatur von 60 °C eingeregelt. Die Wärmeübergabe bei den einzelnen Abnehmern erfolgt mit Wärmeübergabestationen im Durchlaufprinzip. Die geplanten Netz-Rücklauftemperaturen sollen zwischen 30 °C und 40 °C betragen. In Abb. 30 sind die Tagesmittelwerte der Netz-Rücklauftemperaturen der Jahre 2010 bis 2012 dargestellt. Die zeitlich gemittelten Rücklauftemperaturen betragen 48,7 °C für das Jahr 2010, 54,7 °C für 2011 und 55,7 °C für 2012.

Bis August 2010 war das Hallenbad wegen Sanierungsarbeiten nicht an das Nahwärmenetz angeschlossen. Nach Wiederanschluss des Hallenbads an das Netz stiegen die Netzurücklauftemperaturen deutlich an, siehe Abb. 30. Die Netzurücklauftemperaturen sind in den Sommermonaten hoch, da die solaren Erträge hoch sind und gleichzeitig der Wärmebedarf im Nahwärmenetz gering ist. Insbesondere in den Sommerferien wird in der Schule und im Sportkomplex nur sehr wenig Wärme abgenommen. Durch die hohen Netztemperaturen steigen in den Sommermonaten auch die Wärmeverluste im Nahwärmenetz, wie es auch aus Abb. 24 ersichtlich wird.

Eine Ursache für das insgesamt hohe Temperaturniveau des Netzurücklaufs ist der hohe Volumenstrom im Nahwärmenetz. Die Netzpumpen waren ursprünglich für einen höheren Wärmebedarf im Nahwärmenetz ausgelegt worden und fördern daher mit einem höheren Volumenstrom als dies derzeit notwendig wäre, obwohl sie bereits mit minimaler Drehzahl betrieben werden. Auch durch den noch fehlenden bzw. nicht korrekten hydraulischen Abgleich einzelner Wärmeübergabestationen ist die Netzurücklauftemperatur höher als geplant. Insbesondere das Hallenbad verursacht noch deutlich zu hohe Rücklauftemperaturen, was die Rücklauftemperatur für das gesamte Nahwärmenetz signifikant erhöht. Die beschriebenen Ursachen sind bekannt und es ist geplant eine Netzpumpe mit einem geringeren Volumenstrom einzusetzen sowie die Hydraulik und die Regelung der Wärmeübergabestation des Hallenbads zu überarbeiten.

Die Folgen unnötig hoher Netz-Rücklauftemperaturen werden anhand der Wärmeverluste des Nahwärmenetzes deutlich, siehe Tabelle 4. In den Jahren 2008 bis 2010, als die Netz-Rücklauftemperaturen noch niedriger waren, betrugen die jährlichen Wärmeverluste des Nahwärmenetzes zwischen 74 und 90 MWh. Im Jahr 2011 betrugen die Wärmeverluste dagegen 146 MWh.

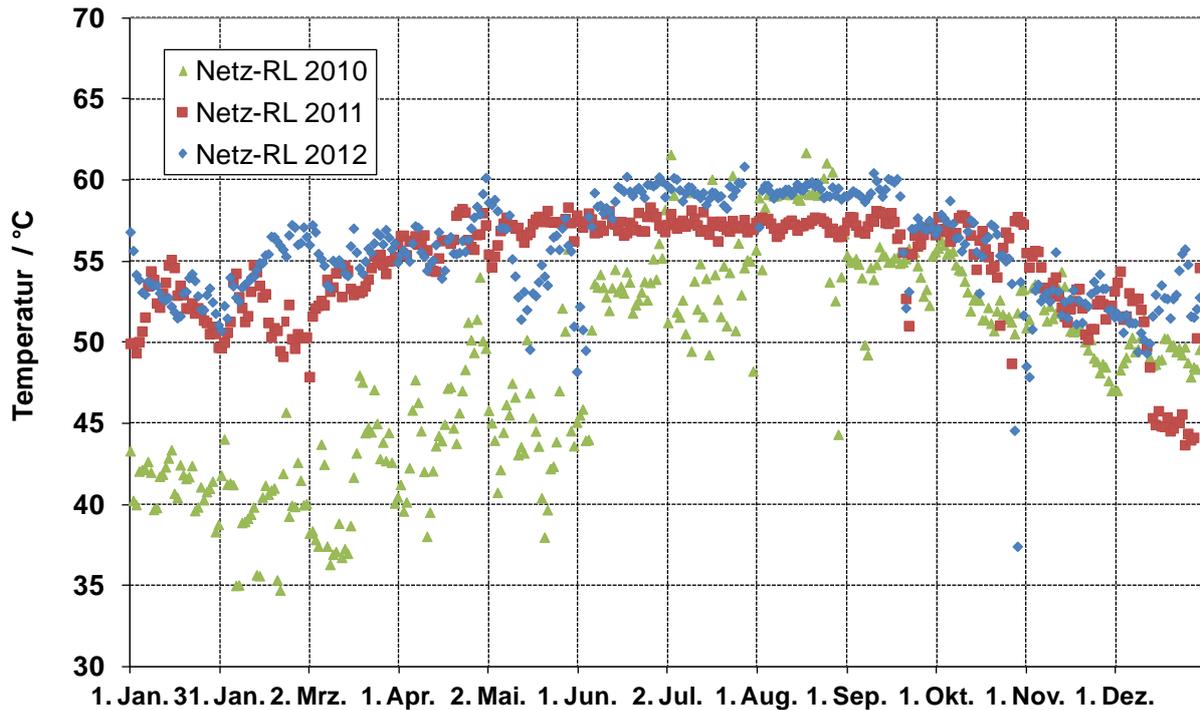


Abb. 30: Rücklauftemperaturen des Nahwärmenetzes für die Jahre 2010 bis 2012

2.4.2.6 Anlagenoptimierung

Die regelungstechnische Anlagenoptimierung kann erst durchgeführt werden, wenn sich die gesamte Anlage im geplanten Anlagenbetrieb befindet und genügend Messdaten des geplanten Anlagenbetriebs vorliegen. Dazu müssen die neu eingebauten Pumpen zur Be- und Entladung sowie die Wärmepumpe in Betrieb genommen werden.

Unabhängig vom Anlagenbetrieb konnten jedoch Optimierungsmaßnahmen identifiziert werden. Die beiden Brunnenschächte des KWWS sind noch nicht wärmege-dämmt. Sie sind somit Wärmebrücken und haben höhere Wärmeverluste als mit Wärmedämmung. Nach erfolgreicher Inbetriebnahme der Be- und Entladepumpen, die sich in diesen Schächten befinden, müssen die Brunnenschächte zeitnah wärmege-dämmt werden.

Des Weiteren müssen die Verbesserungsvorschläge zur Senkung der Rücklauf-temperaturen des Nahwärmenetzes umgesetzt werden. Dies betrifft den Einbau einer Netzpumpe mit einem niedrigeren minimalen Volumenstrom und die Lösung der technischen Probleme bei der Wärmeübergabestation des Hallenbads. Somit können die Wärmeverluste des Nahwärmenetzes verringert werden.

2.4.3 Bewertung der Wasserqualität

Der KWWS wird aufgrund seiner Konstruktion bei atmosphärischem Luftdruck betrieben. Damit kann er quasi als offenes System angesehen werden. Der KWWS ist nicht komplett bis zum Speicherdeckel mit Wasser gefüllt, sondern direkt unter dem Speicherdeckel befindet sich bis zum Wasserspiegel in den Zwischenräumen des Kiesel wenige Zentimeter hoch Luft. Diese steht im stofflichen Austausch mit dem Speicherwasser. Zudem wurde in der mittleren Füllschicht des Speichers der sandige Aushub der Grube wiederverwendet. In diesem Aushub befindet sich folglich organisches Material. Diese Zusammensetzung in Kombination mit den gegenüber dem ungestörten Erdreich erhöhten Temperaturen im KWWS kann die mikrobiologische Zusammensetzung des Speichermediums bzw. -fluids beeinflussen und verändern. Dies hat zwar keinen Einfluss auf die Umgebung, da kein stofflicher Austausch stattfindet, jedoch kann z. B. die Leistungsfähigkeit der Wärmeübertrager, die den Speicherkreislauf vom Rest der Anlage trennen, durch Biofouling abnehmen.

Um die Wasserqualität zu überwachen, wurden Analysen durchgeführt. Eine Probeentnahme konnte jedoch nur bei einer funktionierenden Förderung des Speicherwassers erfolgen. Wegen der hydraulischen Probleme im Speicherkreislauf konnten deshalb nicht so viele Probeentnahmen durchgeführt werden, wie vorgesehen. Die Proben wurden durch das ITW entnommen und beim Institut für Siedlungswasserbau, Wassergüte- und Abfallwirtschaft (ISWA) der Universität Stuttgart analysiert. Der Speicher wurde im Jahr 2008 mit Leitungswasser gefüllt; die in Tabelle 5 aufgeführten Werte zum Zeitpunkt der Befüllung wurden durch die Stadtwerke angegeben. Sie dienen als Vergleichswerte für die Entwicklung. Die Proben der Jahre 2010 und 2011 wurden aus dem tiefen Brunnen des Speichers entnommen (Beladepumpe). Im Jahr 2012 wurde die Probe aus dem flachen Brunnen, d. h. aus dem oberen Teil des Speichers, mit der neu installierten Entladepumpe entnommen.

Tabelle 5: Messwerte der Wasseranalyse des Kies/Wasser-Wärmespeichers

		Befüllung '08	13.10.2010	17.05.2011	30.05.2012
Total Organic Carbon (TOC)	mg/l	-	16,4	15,1	13,9
Kalzium (Ca)	mg/l	82,6	162	217	177
Eisen (Fe)	mg/l	< 0,03	1,91	3,33	< 0,045
Kalium (K)	mg/l	2,1	17	18,5	7,53
Magnesium (Mg)	mg/l	16,1	12	17,2	14,3
Mangan (Mn)	mg/l	-	0,557	1,21	0,766
Natrium (Na)	mg/l	18,4	51,3	76,8	51,3
Nitrat	mg/l	-	< 0,2	< 0,5	< 0,2
Chlorid	mg/l	24,5	22,8	22	24,7
Sulfat	mg/l	43,1	84,2	64,4	77,6
pH	-	7,41	7,5	7,3	7,53
Elektrische Leitfähigkeit	µS/cm	584	1046	1120	1110

Der Vergleich der Analyseergebnisse von 2010 zur Befüllung zeigt, dass durch den langen Kontakt des Wassers mit dem Kies die Mineralisierung des Wassers etwas angestiegen ist. Dies ist unproblematisch. Der etwas erhöhte TOC-Gehalt spiegelt nur den im Kies enthaltenen Gehalt an organischen Stoffen wider. Auf der Basis der Analyseergebnisse können keine Probleme erkannt werden. Über Mikroorganismen lassen die durchgeführten Untersuchungen keine direkten Rückschlüsse zu. Nach Einschätzungen von Dr.-Ing. Michael Koch des ISWA werden bei dieser Wasserzusammensetzung keine Probleme erwartet.

Bei der Wasseranalyse im Jahr 2011 sind die Eisenwerte höher als bei der Befüllung, was darauf hindeutet, dass das Wasser weniger Sauerstoff enthält. Bei der Probe im Jahr 2012, die aus dem oberen Bereich des Speichers entnommen wurden, lag der Wert wieder im Bereich des Eisenwertes bei der Befüllung.

2.4.4 Fouling-Untersuchungen

Die Betriebserfahrungen messtechnisch begleiteter Anlagen, z. B. Friedrichshafen, haben gezeigt, dass Wärmeübertrager bei solaren Nahwärmeversorgungen durch Fouling-Vorgänge verstopfen können. Dadurch sinkt die Effizienz der Wärmeübertrager und die gesamte Anlage wird energetisch ineffizienter. Um Möglichkeiten zur Reduktion oder Prävention von Fouling-Vorgängen unter realen Bedingungen zu

untersuchen, wurde in der Anlage in Eggenstein-Leopoldshafen ein Anti-Fouling-Gerät installiert. Das Gerät soll mit einem sehr hohen Spannungsfeld die im Wasser gelösten Partikel so beeinflussen, dass diese sich nicht absetzen. Im Juni des Jahres 2011 fiel das Gerät aufgrund eines Defektes aus. Bis dahin konnten jedoch noch keine aussagekräftigen Messdaten gesammelt werden, da sich die Anlage bis dahin nicht im geregelten Anlagenbetrieb befand. Zusätzlich funktionierte die Messtechnik nicht zuverlässig, die von den Betreibern installiert wurde und Messdaten zur Auswertung des Anti-Fouling-Geräts liefern sollte. Somit konnten keine aussagekräftigen Ergebnisse beim Betrieb des Anti-Fouling-Geräts gesammelt werden.

2.4.5 Online-Visualisierung

Bei der geplanten Online-Visualisierung der Monitoringdaten der Anlage in Eggenstein-Leopoldshafen werden tägliche Energiebilanzen für die vorangegangene Kalenderwoche erstellt, außerdem können vier Temperaturen im Kies/Wasser-Wärmespeicher in unterschiedlichen Höhen online eingesehen werden. Die täglichen Energiebilanzen umfassen die Wärmelieferung der Solaranlage der Schule und der Sporthalle, die Be- und Entladewärmemengen des KWWS und die Wärmelieferung der Wärmepumpe. Da die Anlage allerdings nicht planmäßig betrieben wurde, konnten bisher keine aussagekräftige Messdaten bereitgestellt werden. Um Missverständnisse bei der Interpretation der Messdaten zu vermeiden, wurde der Link nicht öffentlich gemacht.

2.4.6 Zusammenfassung

Bei der solaren Nahwärmeversorgung in Eggenstein-Leopoldshafen sind in den ersten Jahren nach der Fertigstellung erhebliche technische Schwierigkeiten aufgetreten. Dies hatte zur Folge, dass ein planmäßiger geregelter Betrieb der Anlage nur selten erreicht wurde. Dementsprechend konnte der geplante solare Deckungsanteil von 35 - 40 % noch nicht erreicht werden. Hauptproblem war dabei die unzuverlässig funktionierende Be- und Entladung des Kies/Wasser-Wärmespeichers. Dadurch konnte weniger Solarwärme nutzbar gemacht werden. Der Wärmebedarf des Nahwärmenetzes hingegen liegt deutlich unter dem geplanten Wert. Es ist zu erwarten, dass nach Behebung der technischen Probleme der Planungswert des solaren Deckungsanteils erreicht oder sogar übertroffen werden kann.

Aus dem Bau und dem Betrieb der Anlage konnten durch die wissenschaftlich-technische Begleitung wichtige Erkenntnisse gesammelt werden. Während der Zeiträume, in denen der Kies/Wasser-Wärmespeicher nicht be- oder entladen wurde,

wurden Messdaten gewonnen, die Rückschlüsse auf die Wärmeverluste des KWWS erlaubten. Die Analyse der Messdaten hat ergeben, dass im Vergleich zu den Planungswerten im oberen Bereich des KWWS höhere Wärmeverluste auftreten. Bei Laborversuchen an einem Versuchsstand, der die am KWWS in Eggenstein-Leopoldshafen vorhandenen Verhältnisse nachbildet, wurde festgestellt, dass sich bei Schaumglasschotter mit vergleichbar großer Körnung von 32–64 mm zusätzlich zum Wärmetransport durch Wärmeleitung Konvektion einstellen kann. Befindet sich noch Feuchtigkeit in der Schüttung, entsteht zusätzlich ein Wärmerohr-Effekt. Durch die Überlagerung dieser Wärmetransportmechanismen steigt die effektive Wärmeleitfähigkeit stark an und die Dämmwirkung wird deutlich reduziert, was zu höheren Wärmeverlusten des Wärmespeichers führt. Daher kann der Einsatz von schüttfähigen Wärmedämmstoffen mit vergleichbarer Korngröße wie Schaumglasschotter besonders auf Oberseiten von Wärmespeichern nicht empfohlen werden; insbesondere wenn mit dem Eintrag von Feuchtigkeit in die Schüttung gerechnet werden muss.

Weitere Erkenntnisse konnten zu der hydraulischen Anbindung des KWWS an die Gesamtanlage gewonnen werden. Es hat sich herausgestellt, dass die Förderung über die Speicherobenseite mit saugenden Pumpen unzuverlässig ist. Nachträglich installierte Vakuumbhaltungssysteme an den höchsten Stellen der hydraulischen Kreise haben die Zuverlässigkeit nicht erhöht. Bei zukünftigen Anlagen ist bei der Planung besonders auf die hydraulische Anbindung und Rohrleitungsführung der Anschlussleitungen des Langzeit-Wärmespeichers zu achten.

2.5 Crailsheim

2.5.1 Anlagenbeschreibung

In Crailsheim ist auf einem ehemaligen Kasernengelände die bisher größte Anlage zur solaren Nahwärmeversorgung in Deutschland realisiert worden. Die Anlage versorgt derzeit etwa 250 Wohneinheiten sowie eine Schule mit Sporthalle mit Wärme. Ende des Jahres 2012 bestand die Anlage aus 7 410 m² Kollektorfläche (Apertur), einem 39 000 m³ großen Erdsonden-Wärmespeicher, zwei Pufferspeichern mit Volumina von 100 m³ bzw. 480 m³ und einer Kompressionswärmepumpe mit einer elektrischen Leistung von 80 kW.

Die solare Nahwärmeversorgung ist in zwei miteinander verbundene Anlagenteile aufgeteilt, siehe Abb. 31. An den ersten Anlagenteil sind 2 492 m² Kollektorfläche angeschlossen. Des Weiteren besteht der erste Anlagenteil aus einem 100 m³ Pufferspeicher (Pufferspeicher 1) und einer Heizzentrale, an die das Nahwärmenetz Hirtenwiesen II sowie die Fernwärme, die als Nachheizung dient, angeschlossen sind. Der zweite Anlagenteil wird im Hinblick auf die Wärmespeicherung überwiegend saisonal betrieben und besteht aus 4 918 m² Kollektorfläche auf zwei Lärmschutzwällen, einem 480 m³ Pufferspeicher (Pufferspeicher 2), einem Erdsonden-Wärmespeicher sowie einer Wärmepumpe. Der Pufferspeicher 2 wird benötigt, da die maximale thermische Leistung der Kollektoren höher ist, als die maximale Beladeleistung des Erdsonden-Wärmespeichers. Mit dem Pufferspeicher 2 kann die solare Wärme über einen Zeitraum von 24 Stunden in den Erdsonden-Wärmespeicher eingespeichert werden. Die Wärmepumpe ist hydraulisch zwischen den beiden Pufferspeichern eingebunden, da bei dieser Konfiguration die Effizienz der Kollektorfelder und damit der solare Nutzwärmeertrag durch die Absenkung des Temperaturniveaus im Pufferspeicher 2 erhöht wird. Außerdem kann die Wärmepumpe dann sowohl verdampfer- als auch kondensatorseitig auf große hydraulische Volumina arbeiten, wodurch lange Laufzeiten in effektiven Betriebspunkten ermöglicht werden.

Weitere detaillierte Beschreibungen der Anlage sind in [6], [11] und [13] zu finden. In [6] sind detaillierte Informationen zum Bau und zur Messtechnik der Pufferspeicher und des Erdsonden-Wärmespeichers enthalten. Es ist außerdem ein Bericht der Stadtwerke, der insbesondere die Sicht des Betreibers darstellt, verfügbar [57].

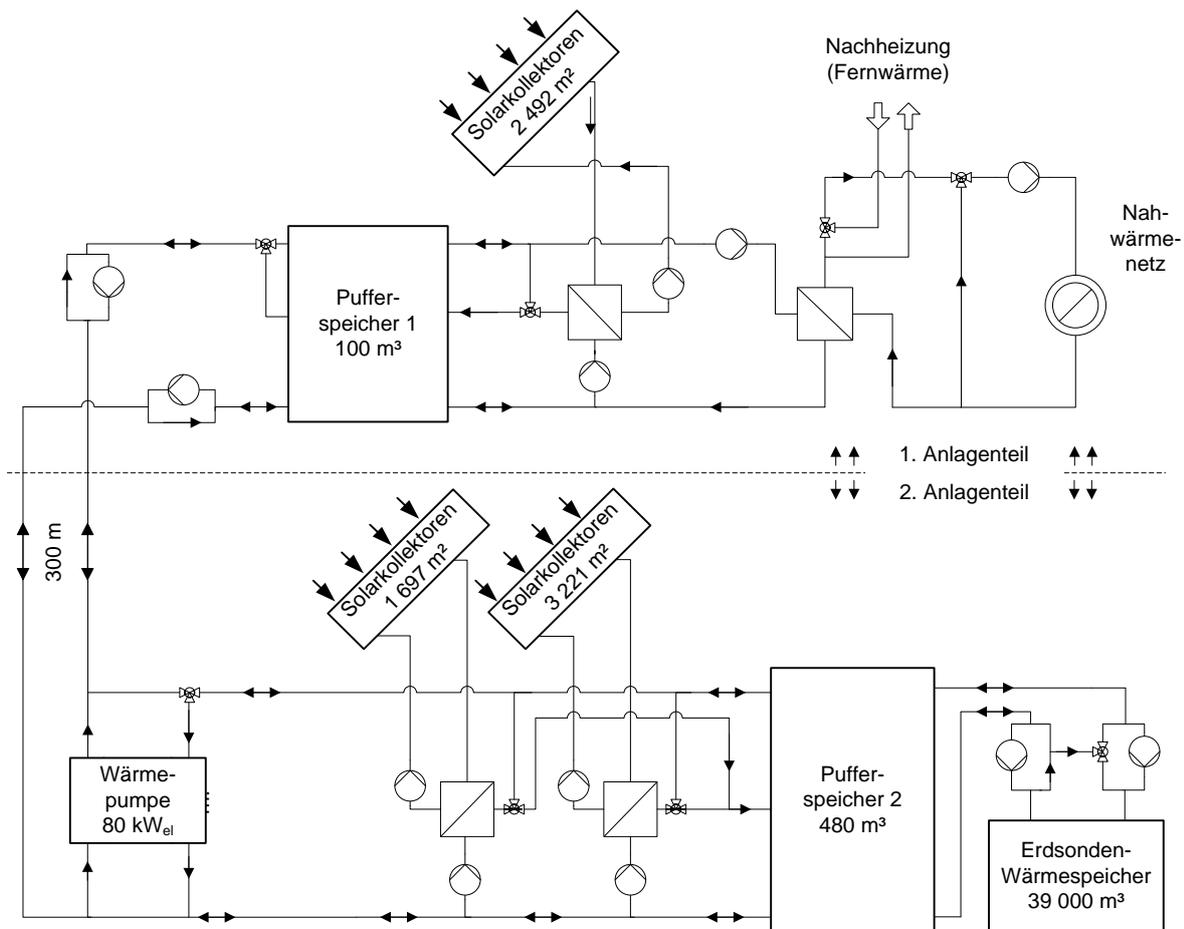


Abb. 31: Anlagenschema der solaren Nahwärmeversorgung in Crailsheim

2.5.1.1 Baugelbiet und Nahwärmenetz

Das Baugelbiet Hirtenwiesen II ist ein Konversionsgebiet, auf dem in zwei Bauabschnitten vor allem Wohngebäude, überwiegend als Einfamilien- und Reihenhäuser, siehe Abb. 32, errichtet werden. Einen Überblick über das Baugelbiet gibt Abb. 33; die solare Nahwärmanlage mit dem Erdsonden-Wärmespeicher befindet sich im Gebiet Hirtenwiesen II Ost. In Abb. 34 ist zu erkennen, dass im Bauabschnitt Ost der überwiegende Teil der Bauplätze verkauft ist und auch im kürzlich begonnenen Bauabschnitt West ist eine große Anzahl an Bauplätzen verkauft. Im Gegensatz zu anderen solaren Nahwärmeversorgungen mit saisonaler Wärmespeicherung konnte der Ausbau des Nahwärmegebietes zügig erfolgen und der tatsächliche Wärmebedarf im Nahwärmenetz wird voraussichtlich dieselbe Größenordnung haben wie der geplante Wärmebedarf.



Abb. 32: Blick auf das Baugebiet Hirtenwiesen II Ost



Abb. 33: Überblick über das Baugebiet Hirtenwiesen II in Crailsheim



Abb. 34: Bauplätze im Baugebiet Hirtenwiesen II West (links) und Ost (rechts), Quelle: Stadt Crailsheim

2.5.1.2 Kollektorfelder Schule, Sporthalle und CBE-Gebäude

An den ersten Anlagenteil wurden 2 492 m² Kollektoren angeschlossen, die auf der Schule, siehe Abb. 35, der Sporthalle und den CBE-Gebäuden, siehe Abb. 36, installiert sind. Die Kollektoren auf der Schule, der Sporthalle und den vorderen zwei CBE-Gebäuden wurden in den Jahren 2004 bis 2005 installiert, eine Beschreibung ist in [6] zu finden. Die Kollektoren auf den hinteren drei CBE-Gebäuden wurden im Jahr 2008 installiert und 2009 in Betrieb genommen, siehe Tabelle 6.

Tabelle 6: Daten der Kollektoren des ersten Anlagenteils

	Aperturfläche in m ²	Hersteller	Typ	Inbetriebnahme
Sporthalle	220	Aquasol	AS 4	2004
Schule	535	Solid	gluatmugl.power	2005
CBE 217	396	Solid	gluatmugl.power	2005
CBE 216	408	Wagner	Solar-Roof	2005
CBE 215	317	Wagner	Solar-Roof	2009
CBE 214	299	Wagner	Solar-Roof	2009
CBE 213	317	Wagner	Solar-Roof	2009



Abb. 35: Kollektorfeld auf der Schule



Abb. 36: Kollektorfelder auf den CBE-Gebäuden

2.5.1.3 Kollektorfelder Lärmschutzwall Ost

Auf dem Lärmschutzwall Ost wurden insgesamt 3 221 m² Kollektoren, die in 13 Kollektorfelder aufgeteilt wurden, installiert, siehe Abb. 37. Die Kollektoren wurden von der Firma Schüco in zwei verschiedenen Ausführungen geliefert. Es wurden neun Kollektorfelder mit Kleinkollektoren (SchücoSol.2) installiert und auf vier Kollektorfeldern wurden Großkollektoren (SchücoSol G.2 Sonder AI natur) installiert. Jeweils ein Groß- und ein Kleinkollektorfeld wurde mit Messtechnik ausgestattet, um einen Vergleich der Leistungsfähigkeit der verschiedenen Ausführungen unter identischen Randbedingungen im realen Betrieb zu ermöglichen.

Die Unterkonstruktion der Kollektorfelder besteht aus zwei Betonquerträgern auf Fundamenten [105]. Die oberen Betonquerträger wurden auf Fundamente gestellt, die ohne weitere Maßnahmen auf den Wall gestellt wurden, während die Fundamente der unteren Betonquerträger über 9 m lange Verpresspfähle im Untergrund verankert wurden, um einen Fixpunkt für die Kollektorfelder herzustellen. Der Lärmschutzwall wurde aus Abbruchmaterial der ehemaligen Kasernengebäude errichtet und es wurden Setzungen von bis zu 50 cm erwartet und bei den Planungen der Kollektorfelder berücksichtigt. Die resultierende Kollektorinstallation ist technisch zufriedenstellend, allerdings wurde das optische Erscheinungsbild immer wieder bemängelt. Dies wurde bei der Installation der Kollektoren auf dem Lärmschutzwall West berücksichtigt, siehe Abschnitt 2.5.1.4.



Abb. 37: Kollektorfelder am Lärmschutzwall Ost

Die Kollektoren wurden im Jahr 2007 installiert und bereits nach kurzer Zeit mussten die ersten Schäden an den Kollektorrahmen und den Abdeckkleisten festgestellt werden. Im Dezember 2007 wurden die ersten Felder in Betrieb genommen, im Frühjahr 2008 zeigten sich jedoch Verformungen an den Absorbern bzw. an den in den Kollektoren integrierten Axialkompensatoren. Außerdem waren diverse Klemm-

ringverschraubungen beschädigt und mussten ausgetauscht werden. Nach den Wintern 2010/2011 und 2011/2012 wurden bei einer großen Anzahl Kollektoren Schäden an den Rahmen festgestellt, siehe Abb. 38. Es konnte zwischen den Stadtwerken und dem Kollektorhersteller keine Einigung darüber erzielt werden, was die Schadensursache ist, ob die Kollektoren repariert werden müssen und wer für die Reparaturkosten aufkommen muss. Derzeit ist ein Gerichtsverfahren anhängig.



Abb. 38: Kollektoren am Lärmschutzwall Ost im Winter 2010/2011 (links) und 2011/2012 (rechts)

2.5.1.4 Kollektorfelder Lärmschutzwall West

Auf dem Lärmschutzwall West wurden im Jahr 2011 insgesamt 1 697 m² Kollektorfläche mit Kollektoren des Herstellers Wagner, Typ LBM2 HTF, aufgeteilt in sieben Kollektorfelder, installiert. Aufgrund des bemängelten optischen Erscheinungsbildes der Kollektoren am Lärmschutzwall Ost wurden unter den Kollektorfeldern am Lärmschutzwall West Platten aus Ortbeton auf den Lärmschutzwall aufgebracht [102], siehe Abb. 39. Die Ortbetonplatten werden von Bohrpfählen und Verbindungsplatten gehalten und die Kollektoren werden mit Halterungen und Schienen auf den Betonplatten befestigt. Mit dieser Konstruktion ergibt sich ein optisch einwandfreies Erscheinungsbild, siehe Abb. 40. Weitere Informationen zur Konstruktion und zum Bauablauf sind in [102] enthalten.



Abb. 39: Unterkonstruktion für die Kollektoren auf dem Lärmschutzwall West



Abb. 40: Kollektoren auf dem Lärmschutzwall West

2.5.1.5 Wall-Heizzentrale und Wärmepumpe

In der Wall-Heizzentrale sind die Anlagenkomponenten, die zum Betrieb des Erdsonden-Wärmespeichers und der Kollektoren des zweiten Anlagenteils notwendig sind, untergebracht. Die Heizzentrale ist ebenso wie der 480 m³ Pufferspeicher, siehe Abb. 41, in den Lärmschutzwall Ost integriert.



Abb. 41: Blick auf die Wall-Heizzentrale und den 480 m³ Pufferspeicher

Die Planung der Wärmepumpe erfolgte durch die Firma WSK Kälte- Klimatechnik, Kehl-Leutesheim und gebaut wurde die Wärmepumpe bei Fischer Kältetechnik, Stuttgart im Jahr 2011. Anfang September 2011 wurde sie erstmals in Betrieb genommen. Während der Inbetriebnahme trat eine Leckage am 100 m³ Pufferspeicher auf, siehe Abschnitt 2.5.2, sodass die endgültige Inbetriebnahme der Wärmepumpe erst im Februar 2012 erfolgen konnte.

Die Wärmepumpe, siehe Abb. 42, ist als elektrisch betriebene Kompressionswärmepumpe mit Schraubenverdichter ausgeführt und als Kältemittel wird R227ea verwendet. Die thermische Leistung der Wärmepumpe beträgt 100 bis 485 kW. Dies entspricht einer elektrischen Leistungsaufnahme von 25 bis 80 kW. Die Steuerung der Wärmepumpe erfolgt mit einer Siemens SPS S7.

Die Auslegung der Wärmepumpe erfolgte so, dass hohe Quellentemperaturen (aus dem Erdsonden-Wärmespeicher, ca. 25 °C bis 52 °C) genutzt werden können und am Kondensatoraustritt Temperaturen von 65 °C bis 75 °C erreicht werden können. Damit wird ein Temperaturniveau erreicht, mit dem das Nahwärmenetz (bis zur maximalen Wärmeleistung der Wärmepumpe) ohne weitere Nachheizung versorgt werden kann.



Abb. 42: Wärmepumpe der solaren Nahwärmeversorgung Crailsheim

2.5.1.6 Regelungskonzept

Das Regelungskonzept basiert auf den Planungen von M. Ebel (Hamburg Gas Consult, HGC) und S. Raab (ITW, Uni Stuttgart) und wurde von der Firma Greylogix umgesetzt. Die Stadtwerke Crailsheim haben teilweise in Zusammenarbeit mit dem ITW und HGC und teilweise eigenständig die Regelung fortentwickelt und außerdem verschiedene Regelungsparameter angepasst. Die realisierte Regelung weicht daher teilweise deutlich vom ursprünglich erstellten Regelungskonzept ab. Die nachfolgende Beschreibung gibt den Zustand vom 07.11.2012 wieder. Es ist zu beachten, dass die Regelung der Anlage noch optimiert wird und einige Parameter noch geändert werden müssen. Es werden die wichtigsten Regelungskriterien wiedergegeben, jedoch nicht die Klappen- und Ventilstellungen für jeden Regelungszustand. Es sind auch nicht alle notwendigen Rückschlagklappen, Absperrarmaturen, Temperatursensoren etc. angegeben. Ebenso werden keine Angaben zum Frostschutz und zur Sicherheitsabschaltung der Solaranlagen, Wärmepumpe etc. gemacht.

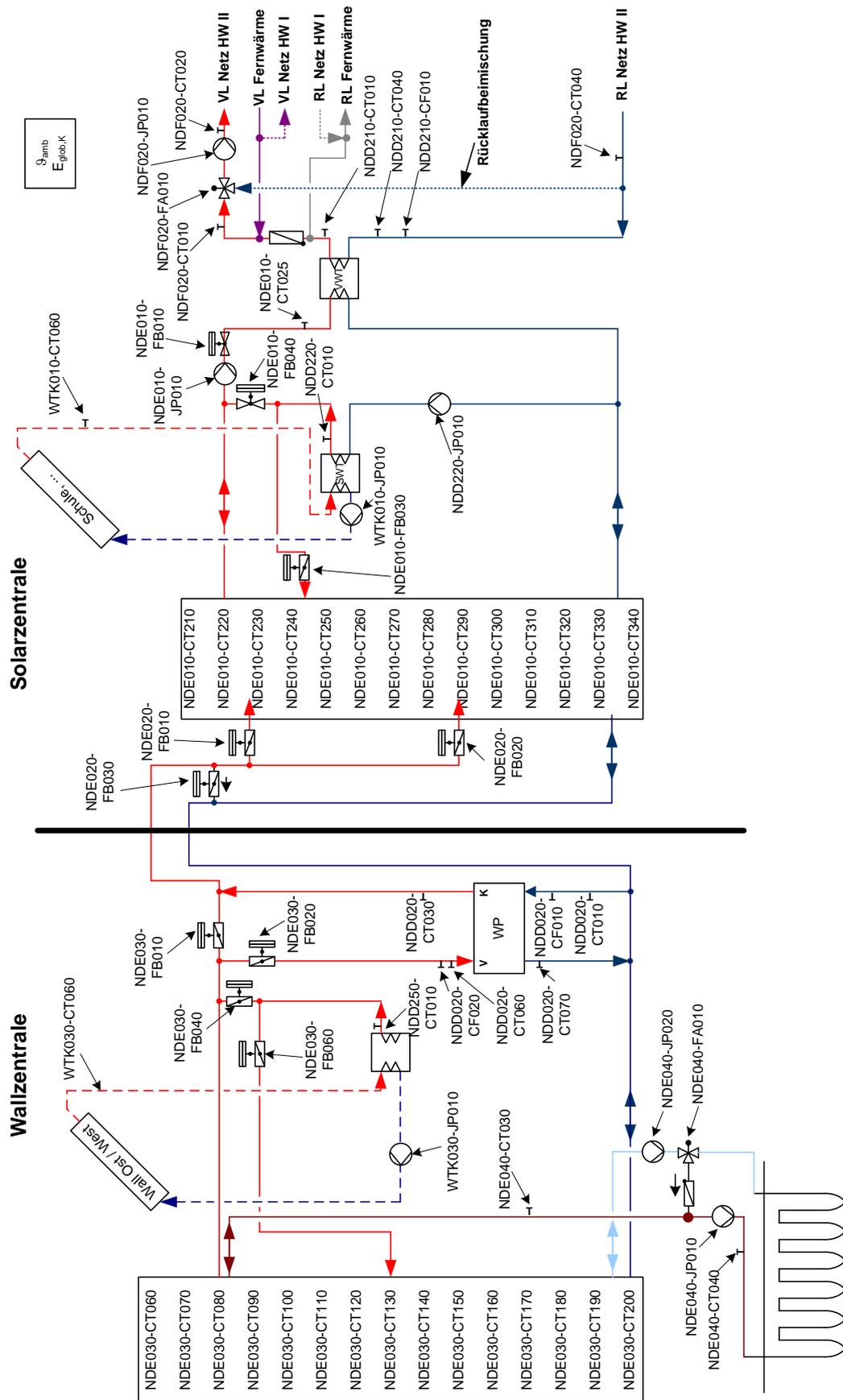


Abb. 43 : Anlagenschema mit Bezeichnungen der Regelung

2.5.1.6.1 Solarkollektoren

Die Solaranlagen auf den beiden Lärmschutzwällen Ost und West (WTK030 bzw. WTK020) werden im Wesentlichen genauso geregelt wie die Kollektoren auf der Schule, der Sporthalle und den CBE-Gebäuden (WTK010). Im Folgenden wird deshalb lediglich die Regelung des WTK010 beschrieben. Gleiches gilt für den Sekundärkreis.

Die Kollektorkreispumpe (WTK010-JP010, Primärkreis) wird in Abhängigkeit von der Außentemperatur und der solaren Einstrahlung eingeschaltet. Die Kollektorkreispumpe wird drehzahlregelt in Abhängigkeit von der Kollektorvorlauftemperatur (WTK010-CT060) betrieben. Ziel ist es, eine Kollektorvorlauftemperatur zu erreichen, die direkt im Nahwärmenetz (Vorlauftemperatur Nahwärmenetz NDF020-CT020) genutzt werden kann. Der Startvolumenstrom beträgt $14 \text{ l}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$.

1. Einschalten Kollektorkreispumpe (WTK010-JP010) mit linearer Kennlinie:
Globalstrahlung $> 400 \text{ W}/\text{m}^2$ bei $-15 \text{ }^\circ\text{C}$ bzw. $250 \text{ W}/\text{m}^2$ bei $15 \text{ }^\circ\text{C}$
2. Pumpendrehzahl entsprechend Volumenstrom von $14 \text{ l}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$
3. $\text{WTK010-CT060} > 95 \text{ }^\circ\text{C} \Rightarrow$ „Temperaturregelung“, siehe Sekundärkreis
4. Ausschalten Kollektorkreispumpe (WTK010-JP010), wenn
 - a) die Einschalt-Kennlinie um 50 W (Globalstrahlung) unterschritten wird oder
 - b) eine Einstrahlung von 100 W unterschritten wird und
 - c) $\text{WTK010-CT060} < \text{NDE010-CT280} + \Delta\vartheta$ oder
 - d) das Sicherheitsventil ausgelöst hat.

Der Volumenstrom im Sekundärkreis des Kollektorkreises beträgt im Auslegungsfall das 0,9-fache des Primärkreises.

1. Einschalten der Sekundärkreispumpe NDD220-JP010, wenn
 - a) $\text{WTK010-CT060} > \text{NDE010-CT290} + \Delta\vartheta$ oder
 - b) $\text{WTK010-CT060} > \text{NDD210-CT040} + \Delta\vartheta$
2. Öffnen Klappe NDE010-FB030
3. $\text{NDD220-CT010} > \text{NDE010-CT220} \Rightarrow$ Öffnen Ventil NDE010-FB040, Schließen Klappe NDE010-FB030
4. Drehzahl der Pumpe NDD220-JP010 wird erhöht, wenn $\text{NDD220-CT010} > 94 \text{ }^\circ\text{C} \Rightarrow$ „Temperaturregelung“
5. Drehzahl der Pumpe NDD220-JP010 wird verringert, wenn $\text{NDD220-CT010} < 94 \text{ }^\circ\text{C} - \Delta\vartheta \Rightarrow$ „Durchflussregelung“

6. $NDD220-CT010 < NDE010-CT220 \Rightarrow$ Schließen Ventil NDE010-FB040, Öffnen Klappe NDE010-FB030
7. Ausschalten der Sekundärkreispumpe, wenn
 - a) $WTK010-CT060 < NDE010-CT320 + \Delta\vartheta$ und
 - b) $WTK010-CT060 < NDD210-CT040 + \Delta\vartheta$ und
 - c) eine Ausschaltverzögerung von zehn Minuten abgelaufen ist.
8. Schließen Ventil NDE010-FB040 und Öffnen Klappe NDE010-FB030, wenn $NDD220-CT010 < NDE010-CT220$
9. Schließen Ventil NDE010-FB040 und Klappe NDE010-FB030, wenn Pumpen „aus“
10. Sicherheitsabschaltung bei $NDE010-CT210 > 108 \text{ }^\circ\text{C}$.

2.5.1.6.2 Vorwärmung, Nachheizung und Netz Hirtenwiesen II

Über den Vorwärm-Wärmeübertrager (VWT) wird solare bzw. mit der Wärmepumpe bereitgestellte Wärme an das Netz abgegeben.

1. Pumpe NDE010-JP010 schaltet ein, wenn
 - a) $NDD220-CT010 > NDF020-CT040 + \Delta\vartheta$ oder
 - b) $NDE010-CT220 > NDF020-CT040 + \Delta\vartheta$
2. Pumpe NDE010-JP010 schaltet aus, wenn
 - a) $NDE010-CT025 < NDF020-CT040 + \Delta\vartheta$ und
 - b) Ausschaltverzögerung von zehn Minuten abgelaufen ist
3. Der Durchflusses im Vorwärmkreis wird folgendermaßen geregelt: das Regelventil NDE010-FB010 öffnet bzw. schließt, bis eine Zieltemperatur NDD210-CT010 erreicht ist, die Zieltemperatur wird über eine Temperatur- oder Mengenregelung erreicht
 - a) **Mengenregelung**, wenn $NDE010-CT025 < NDF020-CT020$; das Ventil NDE010-FB010 regelt den Volumenstrom so, dass der Volumenstrom an NDE010-FB010 das 0,9-fache des Volumenstroms an NDD210-CF010 beträgt
 - b) **Temperaturregelung**, wenn $NDE010-CT025 > NDF020-CT020 + \Delta\vartheta \Rightarrow$ Regelung auf Temperatursollwert (NDD210-CT010), der um $\Delta\vartheta$ größer ist als NDF020-CT020

Es wird mit Fernwärme nachgeheizt, wenn die Temperatur an NDD210-CT010 $<$ Soll-Netzvorlauftemperatur plus $\Delta\vartheta$ ist. Der Nachheizkreis wird außer Betrieb

genommen, wenn $NDD210-CT010 > \text{Soll-Netzvorlauftemperatur} + \Delta\vartheta$ ist. Bei Betrieb des Nachheizkreises ist NDF020-FA010 zu 100 % geöffnet.

Die Netzpumpe NDF020-JP010 wird differenzdruckgeregelt und das Ventil NDF020-FA010 regelt auf die Netzvorlauftemperatur NDF020-CT020 nur, wenn keine Nachheizung aktiv ist. Die Soll-Vorlauftemperatur des Nahwärmenetzes wird durch folgende lineare Kennlinie festgelegt: 80 °C bei -15 °C und 75 °C bei 15 °C.

2.5.1.6.3 Rückspeisung in Netz Hirtenwiesen I

Es erfolgt eine Wärmeabgabe in den Rücklauf des Netzes Hirtenwiesen I, wenn die Wärmeversorgung des Netzes Hirtenwiesen II sichergestellt ist und der 100 m³ Pufferspeicher komplett beladen ist.

2.5.1.6.4 Wärmetransfer zwischen den beiden Pufferspeichern

Der 100 m³ Pufferspeicher wird mit NDE010 und der 480 m³ Pufferspeicher mit NDE030 bezeichnet.

1. Wärmetransfer von NDE010 (Solarzentrale) in NDE030 (Wallzentrale)
 - a) Start, wenn $NDE010-CT310 > 76 \text{ °C}$
 - b) Stopp, wenn $NDE010-CT300 < 72 \text{ °C}$
2. Wärmetransfer von NDE030 (Wallzentrale) in NDE010 (Solarzentrale)
 - a) Start, wenn $NDE010-CT250 < 72 \text{ °C}$ und
 - b) $NDE030-CT070 \geq NDE010-CT270 + \Delta\vartheta$ oder
 - c) $NDD240-CT010 \geq NDE010-CT270 + \Delta\vartheta$ oder
 - d) $NDD250-CT010 \geq NDE010-CT270 + \Delta\vartheta$
 - e) mit NDE020-FB030 werden die Rohrleitungen erwärmt, Klappe wird nach Erwärmung geschlossen, je nach Temperatur wird Ventil NDE020-FB010 oder FB020 geöffnet.
 - f) Stopp, wenn $NDE010-CT290 > 76 \text{ °C}$ oder
 - g) $NDD220-CT010 > 65 \text{ °C}$ oder
 - h) $NDE030-CT070 < NDE010-CT290$ und
 - i) $NDE030-CT040 < NDE010-CT290$ und
 - j) $NDD240-CT010 \geq NDE010-CT290$ und
 - k) $NDD250-CT010 \geq NDE010-CT290$

2.5.1.6.5 Erdsonden-Wärmespeicher

Die Beladung des Erdsonden-Wärmespeichers erfolgt mit solarer Wärme aus dem 480 m³ Pufferspeicher.

1. Der Erdsonden-Wärmespeicher wird **beladen**, wenn:
 - a) NDE030-CT150 > 64 °C und
 - b) (Temperatur Speicherrand in 30 m Tiefe) < 70 °C
 - c) Der Volumenstrom wird in Abhängigkeit von den Temperaturen im 480 m³ Pufferspeicher und im Erdsonden-Wärmespeicher am Speicherrand (30 m Tiefe) geregelt, wobei der Nennvolumenstrom 60 m³/h beträgt und der Mindestvolumenstrom 12 m³/h ist.
 - d) Die maximale Beladetemperatur an NDE040-CT040 beträgt 70 °C, Regelung mit NDE040-FA010
 - e) Ausschalten der Beladung bei NDE030-CT120 < 62 °C oder Speicherrand (30 m Tiefe) > 70 °C

2. Der Erdsonden-Wärmespeicher wird **entladen**, wenn
 - a) NDE030-CT080 < Speichermitte (40 m Tiefe) - $\Delta\vartheta$ und
 - b) „Winterzeit“ (Entladezeit)
 - c) Volumenstrom 24 m³/h
 - d) Ausschalten NDE040-JP020 bei NDE030-CT100 > Speichermitte (40 m Tiefe) - $\Delta\vartheta$ oder
 - e) NDE040-CT030 < NDE040-CT060 + $\Delta\vartheta$

2.5.1.6.6 Wärmepumpe

Die Wärmepumpe (WP) wird in Betrieb genommen, wenn die Temperaturen in den Pufferspeichern unter die eingestellten Werte sinken und die Solaranlagen keine ausreichende Temperatur liefern.

1. Start Wärmepumpe:
 - a) NDE010-CT240 < 69 °C und
 - b) NDE030-CT070 < 52 °C und
 - c) NDE030-CT080 > 20 °C und
 - d) NDD250-CT010 bzw. NDD210-CT010 < Soll-Vorlauftemperatur Netz - $\Delta\vartheta$
 - e) Die Kondensatorvorlauftemperatur NDD020-CT030 wird in Abhängigkeit von der Temperatur NDE010-CT300 im 100 m³ Pufferspeicher nach folgender linearer Kennlinie eingestellt:

NDD020-CT030 = 75 °C bei NDE010-CT300 = 65 °C bzw.

NDD020-CT030 = 65 °C bei NDE010-CT300 = 55 °C.

2. Stopp Wärmepumpe:
 - a) NDE010-CT300 > 68 °C oder
 - b) NDE030-CT070 > 55 °C oder
 - c) COP < 3,5 oder
 - d) NDE030-CT080 < 20 °C oder
 - e) Störung der Wärmepumpe

2.5.2 Betriebsergebnisse

2.5.2.1 Wärmebilanz

In Tabelle 7 sind die Kenndaten der solaren Nahwärmeversorgung in Crailsheim angegeben. Die Kollektorfläche wurde von 1 559 m² im Jahr 2008 auf 7 410 m² ausgebaut, siehe auch Abschnitt 2.5.1. Für das Jahr 2012 stehen die Messdaten lediglich bis einschließlich September zur Verfügung, daher ist für das Jahr 2012 kein solarer Deckungsanteil angegeben.

Die Wärmelieferung durch die Kollektoren konnte von 570 MWh im Jahr 2008 auf 2 500 MWh im Jahr 2012 gesteigert werden. Damit lag die solare Wärmelieferung bereits bis Ende September nur knapp unter dem geplanten Wert von 2 699 MWh/a. Die ins Netz Hirtenwiesen II (HW II) gelieferte solare Nutzwärme betrug von Januar bis September 2012 1 592 MWh. Der Planungswert von 2 095 MWh/a wurde nicht erreicht, da zum einen die Wärmepumpe erst im Februar 2012 in Betrieb genommen wurde und der Erdsonden-Wärmespeicher demzufolge am Jahresanfang nicht planmäßig entladen werden konnte. Außerdem ist nur der Zeitraum bis September berücksichtigt, d. h. die Entladung des Erdsonden-Wärmespeichers in den Monaten Oktober bis Dezember fehlt noch. Ins Netz Hirtenwiesen I (HW I) wurde in den Jahren 2008 bis 2011 nur ein vernachlässigbar geringer Anteil an solarer Nutzwärme eingespeist, von Januar bis September 2012 wurden 249 MWh eingespeist. Die Einspeisung solarer Wärme in den Rücklauf des Netzes HW I war in den Jahren 2006/07 (nicht in Tabelle 7) sowie 2012 notwendig, um Stagnation der Kollektorfelder zu vermeiden bzw. wurde genutzt, um Wärmeverluste durch die direkte Verwendung der solaren Wärme zu minimieren.

Die ins Netz Hirtenwiesen II gelieferte Wärmemenge betrug zwischen 2 990 MWh im Jahr 2008 und 4 068 MWh im Jahr 2010. Damit wurde die geplante Wärmemenge „Gesamt ins Netz HW II“ von 4 100 MWh/a im Jahr 2010 fast erreicht. Im Jahr 2011 war die ins Netz gelieferte Wärmemenge mit 3 750 MWh wieder etwas niedriger, da

weniger Wärme für Bauheizungen benötigt wurde und einige Optimierungsmaßnahmen, z. B. zur Senkung der Netztemperaturen, durchgeführt wurden.

Die Nachheizung erfolgt mit Fernwärme aus einem benachbarten Heizkraftwerk und betrug zwischen 3 197 MWh im Jahr 2010 und 2 407 MWh im Jahr 2011. Der Anteil an Fernwärme wird sinken, wenn der Erdsonden-Wärmespeicher planmäßig entladen wird.

Die geplante Beladewärmemenge des ESWSP beträgt 1 135 MWh/a und wurde noch nicht erreicht. In den Jahren 2009 bis 2011 war noch nicht die geplante Kollektorfläche installiert und in Betrieb genommen, daher konnte auch nur eine geringere Menge solarer Wärme in den ESWSP eingespeichert werden als geplant. Außerdem startete der Erdsonden-Wärmespeicher nach dem ersten Betriebsjahr in jeder Beladesaison auf einem höheren Temperaturniveau als im Vorjahr, wodurch die für diese Beladesaison zur Verfügung stehende Speicherkapazität sank. Eine Entladung des ESWSP hat bis zum Jahr 2011 noch nicht stattgefunden, da der ESWSP noch nicht das zur direkten Entladung notwendige Temperaturniveau erreicht hat und die Wärmepumpe (WP) erst im Februar 2012 in Betrieb genommen wurde. Die Entladewärmemenge des Jahres 2012 war mit 87 MWh sehr gering, da die Monate mit dem höchsten Wärmebedarf (Januar, Oktober bis Dezember) fehlen.

Die Wärmepumpe wurde im Februar 2012 in Betrieb genommen. Bis September 2012 wurde am Verdampfer eine Wärmemenge von 420 MWh übertragen und vom Kondensator wurden 514 MWh Wärme abgegeben.

Der geplante solare Deckungsanteil, bei dem 7 325 m² Kollektorfläche, ein 37 500 m³ Erdsonden-Wärmespeicher und zwei Pufferspeicher mit 100 m³ bzw. 600 m³ sowie eine 258 kW_{el} Wärmepumpe zugrunde gelegt wurden, beträgt 51 %. Die Werte der realisierten Anlage unterscheiden sich (außer bei der WP und dem 480 m³ PS) nur geringfügig. In 2011 wurde trotz der noch nicht im Betrieb befindlichen Wärmepumpe, ohne Entladung des Erdsonden-Wärmespeichers und trotz der noch nicht vollständig installierten Kollektorfläche ein solarer Deckungsanteil von 35,8 % erreicht. Es ist somit zu erwarten, dass der geplante solare Deckungsanteil von 51 % in den nächsten Jahren erreicht werden wird.

Tabelle 7: Kenndaten der solaren Nahwärmeversorgung in Crailsheim

		2008	2009	2010	2011	2012 (bis 30.09.)
Kollektorfläche am Jahresende	m ²	1 559	5 714	5 714	7 410	7 410
Wärmelieferung der Kollektoren	MWh	570	1 735	1 785	2 337	2 500
Solare Nutzwärme	MWh	484	674	864	1 342	1 592
Solare Nutzwärme in HW I	MWh	0	0	0	0	249
Solare Nutzwärme in HW II	MWh	483	673	864	1 342	1 342
Wärmemenge „Gesamt ins Netz II“	MWh	2 990	3 497	4 068	3 750	2 955
Wärmelieferung durch Fernwärme	MWh	2 530	2 832	3 197	2 407	1 494
Beladewärmemenge ESWSP	MWh	-	849	779	781	687
Entladewärmemenge ESWSP	MWh	-	-	-	-	87
Wärmelieferung Kondensator WP	MWh	-	-	-	-	514
Wärmeaufnahme Verdampfer WP	MWh	-	-	-	-	420
Stromverbrauch Wärmepumpe	MWh	-	-	-	-	94
Solarer Deckungsanteil <u>ohne</u> saisonale Wärmespeicherung	%	16,2	19,3	21,2	35,8	keine Angabe

In Abb. 44 ist die monatliche Wärmebilanz der solaren Nahwärmeversorgung in Crailsheim des Jahres 2011 dargestellt. Der Wärmebedarf im Netz Hirtenwiesen II war in den Monaten Januar und Februar niedriger als im Dezember, obwohl die Außentemperaturen am Jahresanfang niedriger waren. Der höhere Wärmebedarf im Dezember ist auf den Anschluss weiterer Gebäude zurückzuführen. In den Monaten Januar, Februar und Dezember konnte nur ein sehr geringer Anteil solarer Wärme („Solare Vorwärmung“) genutzt werden, da der Erdsonden-Wärmespeicher noch nicht entladen werden konnte. In den Monaten März und Oktober wurden knapp 50 % des Wärmebedarfs solar gedeckt und in den Monaten Mai bis August konnten fast 100 % des Wärmebedarfs solar gedeckt werden. Der solare Wärmeertrag stieg bis Mitte Mai an, in den Sommermonaten Juni und Juli war die solare Einstrahlung und der damit verbundene solare Wärmeertrag jedoch deutlich geringer als für die Jahreszeit üblich.

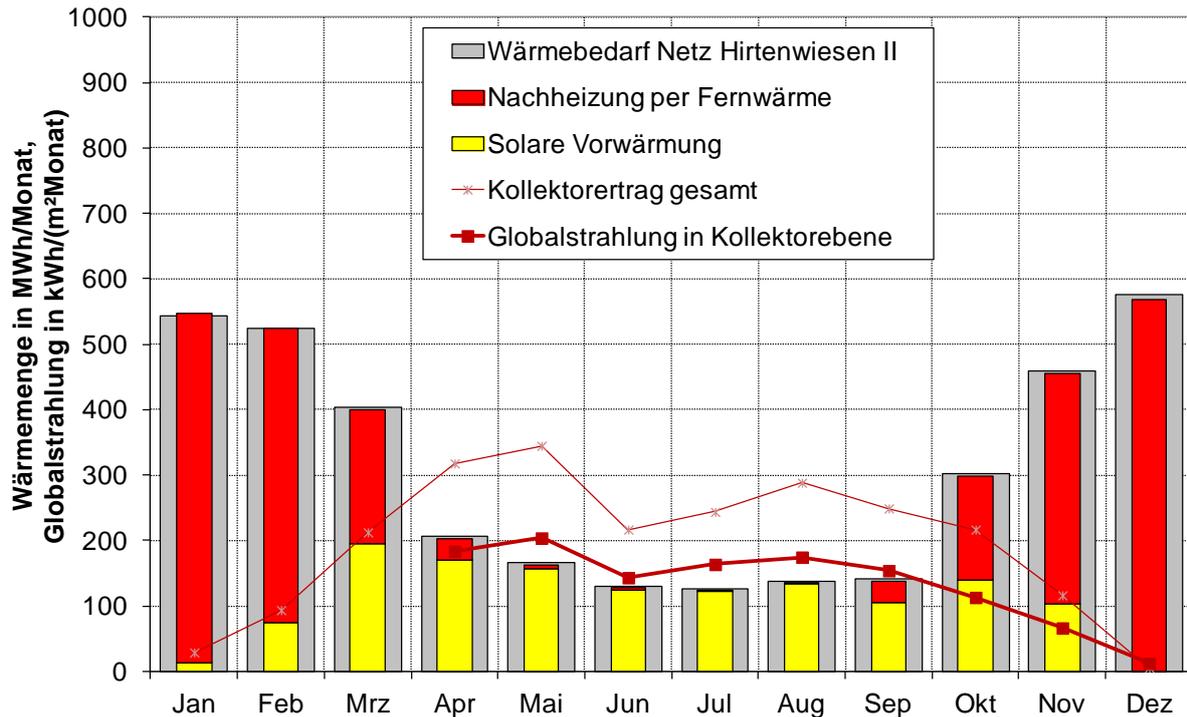


Abb. 44: Monatliche Wärmebilanz der solaren Nahwärmeversorgung Crailsheim des Jahres 2011

In Abb. 45 ist die monatliche Wärmebilanz des Jahres 2012 und in Abb. 46 ist die Umgebungstemperatur (Tagesmittel) bis einschließlich September dargestellt. Im Vergleich zum Vorjahr ist die im Februar 2012 ins Nahwärmenetz gelieferte Wärmemenge sehr hoch, dies lag an den niedrigen Umgebungstemperaturen mit Dauerfrost, siehe Abb. 46. Auch im März und April waren die Umgebungstemperaturen niedrig, sodass der Wärmeverbrauch höher war als 2011. Von Mai bis September wurde solare Wärme auch an das Nahwärmenetz Hirtenwiesen I geliefert, um so viel solare Wärme wie möglich direkt zu nutzen und Stagnation der Kollektorfelder zu vermeiden. Im Jahr 2012 konnte der Wärmebedarf im Nahwärmenetz Hirtenwiesen II in den Monaten Mai bis September nahezu vollständig solar gedeckt werden. Die Wärmelieferung der Wärmepumpe ist in der „solaren Vorwärmung“ enthalten, da mit der Wärmepumpe die im Erdsonden-Wärmespeicher saisonal gespeicherte solare Wärme nutzbar gemacht wird.

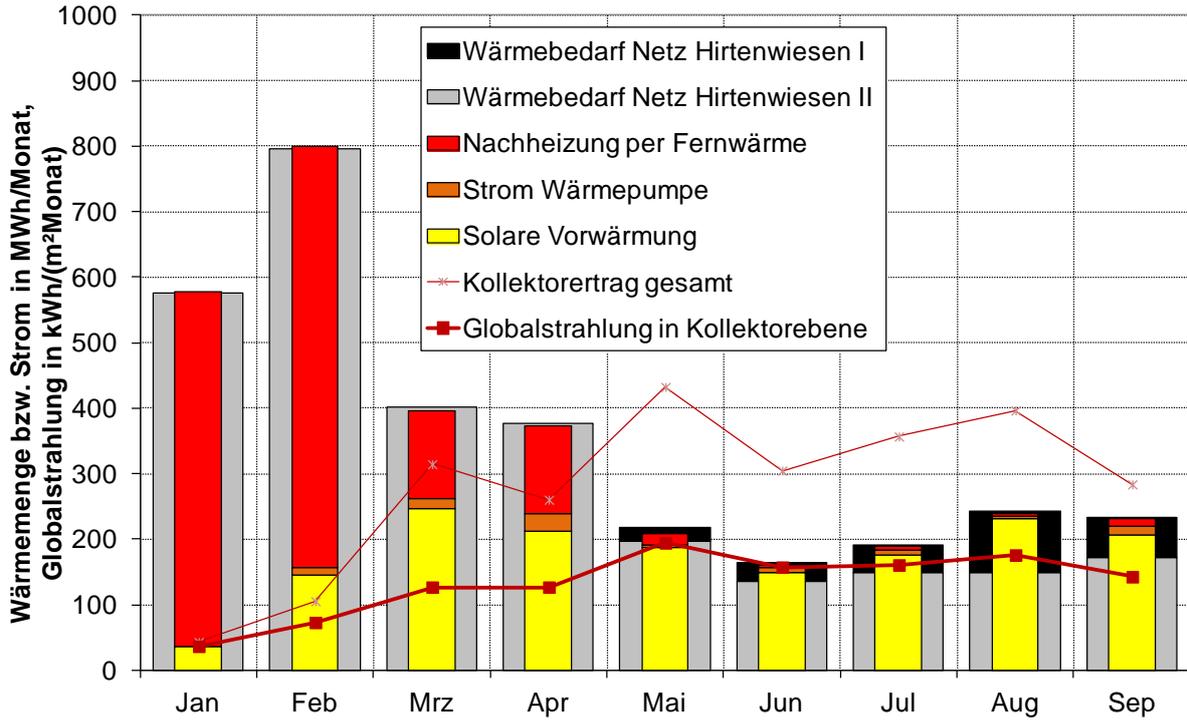


Abb. 45: Monatliche Wärmebilanz der solaren Nahwärmeversorgung Crailsheim des Jahres 2012

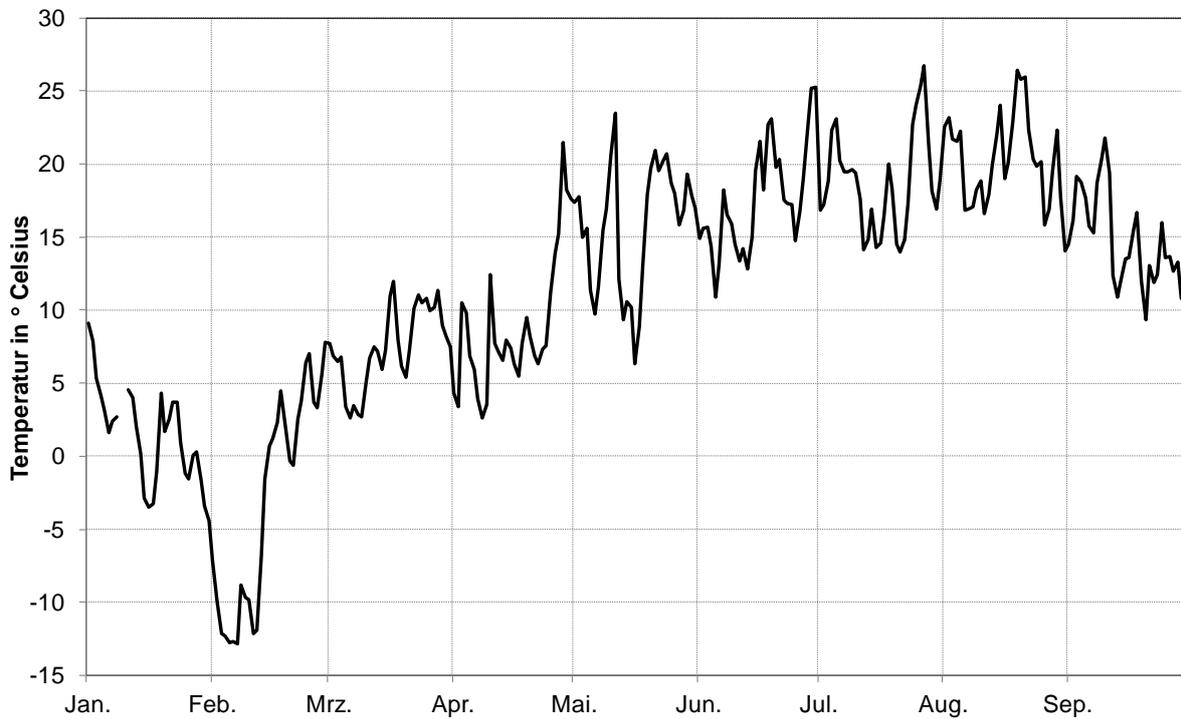


Abb. 46: Umgebungstemperatur 2012

2.5.2.2 Kollektorfelder

In den Jahren 2008 bzw. 2010 betrug der spezifische solare Wärmeertrag der Kollektorfelder 366 bzw. 312 kWh/(m²·a). Für die Jahre 2009, 2011 und 2012 können keine Werte angegeben werden, da im Laufe dieser Jahre entweder Kollektoren neu angeschlossen wurden oder die Daten nicht für ein vollständiges Jahr vorlagen.

Der spezifische solare Wärmeertrag ist von 366 kWh/(m²·a) auf 312 kWh/(m²·a) gesunken, da das Temperaturniveau, auf dem die Kollektoren betrieben wurden, gestiegen ist. Im ersten Anlagenteil sind im Laufe des Jahres 2009 933 m² Kollektoren auf den CBE-Gebäuden in Betrieb genommen worden, deren solarer Wärmeertrag in den 100 m³ Pufferspeicher eingespeichert wurde bzw. ans Netz abgegeben wurde. Im zweiten Anlagenteil wurden die Kollektoren auf dem Ostwall (2009) und die Kollektoren auf dem Westwall (2011) in Betrieb genommen und ab dem Jahr 2009 wurde der Erdsonden-Wärmespeicher beladen. Der Erdsonden-Wärmespeicher wurde auf ca. 40 °C (Maximaltemperatur, Speichermitte) im Jahr 2009, 50 °C im Jahr 2010 bzw. knapp 58 °C im Jahr 2011 erwärmt. Eine Entladung des Erdsonden-Wärmespeichers hat bis zum Ende des Jahres 2011 nicht stattgefunden. Durch die Erwärmung des Erdsonden-Wärmespeichers ist das Temperaturniveau, auf dem die Kollektoren auf dem Ost- bzw. Westwall betrieben werden, gestiegen und damit der spezifische solare Wärmeertrag gesunken.

In Abb. 47 bis Abb. 49 sind die Tageswerte des spezifischen solaren Wärmeertrages in Abhängigkeit von der Globalstrahlung für die Kollektorfelder „Schule, Sporthalle, CBE-Gebäude“ (Abb. 47), „Lärmschutzwall Ost“ (Abb. 48) und „Lärmschutzwall West“ (Abb. 49) als so genannte Input-Output-Diagramme dargestellt. Vom dritten Quartal 2012 sind aufgrund eines durch einen Blitzeinschlag verursachten Mess-technikausfalls (am 07.07.2012) nur sehr wenige Daten verfügbar; das vierte Quartal 2012 ist nicht Bestandteil des Berichtszeitraumes.

Bei den Kollektorfeldern „Schule, Sporthalle, CBE-Gebäude“ sowie „Lärmschutzwall Ost“ ist erkennbar, dass die Tageswerte des spezifischen solaren Wärmeertrages bei gleicher Globalstrahlung 2011 und 2012 niedriger sind als 2010 und zwar umso stärker, je höher die Globalstrahlung ist. Dies liegt an den oben beschriebenen höheren Betriebstemperaturen der Kollektorfelder mit zunehmender Beladung des ESWSP. Bei niedrigen Globalstrahlungen (Winter bzw. Frühjahr) wird die solare Wärme meist direkt ins Nahwärmenetz geliefert und nicht in den ESWSP eingespeichert.

Im zweiten Quartal 2012 liegen bei allen Kollektorfeldern an einigen Tagen mit hoher Globalstrahlung (> 7 kWh/(m²·d)) die solaren Wärmeerträge deutlich unter der Re-

gressionsgeraden für das Jahr 2012 (eingekreiste Punkte). An einigen Tagen im Mai 2012 war die Globalstrahlung hoch und es wurden sehr hohe Kollektor- und Pufferspeichertemperaturen erreicht (112 °C am sekundärseitigen Kollektorvorlauf Lärmschutzwall West). Eine Einspeicherung solarer Wärme in den ESWSP war nur bedingt möglich, da sich dieser aufgrund der Beladung in den Vorjahren noch auf einem hohen Temperaturniveau befand: Die maximale Beladetemperatur beträgt 70 °C und die gemessenen Rücklauftemperaturen des ESWSP betragen bei der Beladung Anfang Mai ca. 55 °C. Die Einspeisung solarer Wärme ins Nahwärmenetz Hirtenwiesen I zur Stagnationsvermeidung war zu diesem Zeitpunkt noch nicht in Betrieb.

Es gab einige Tage, an denen die Wärmepumpe in Betrieb war, die Kollektoren jedoch keine Wärme lieferten und der ESWSP nicht be-/entladen wurde („Schlechtwettertage“). Während des Wärmepumpenbetriebs wurde der 480 m³ Pufferspeicher im unteren Bereich abgekühlt. Den Kollektorfeldern stand damit an den darauffolgenden Betriebstagen vergleichsweise kühles Wasser zur Verfügung und der solare Wärmeertrag war an diesen Tagen vergleichsweise hoch (Werte über der Regressionsgeraden).

Das Kollektorfeld „Lärmschutzwall West“ wurde im Laufe des Jahres 2011 in Betrieb genommen, zum Vergleich wurde daher die Regressionsgerade des Kollektorfeldes „Lärmschutzwall Ost“ eingefügt. Insbesondere bei hohen Globalstrahlungen sind die solaren Wärmeerträge des Kollektorfeldes „Lärmschutzwall West“ höher als beim Kollektorfeld „Lärmschutzwall Ost“. Die installierten Kollektortypen sind in den Abschnitten 2.5.1.3 und 2.5.1.4 beschrieben, die Ausrichtungen und Neigungswinkel der Kollektoren sind ähnlich wie bei den Kollektoren auf dem „Lärmschutzwall Ost“.

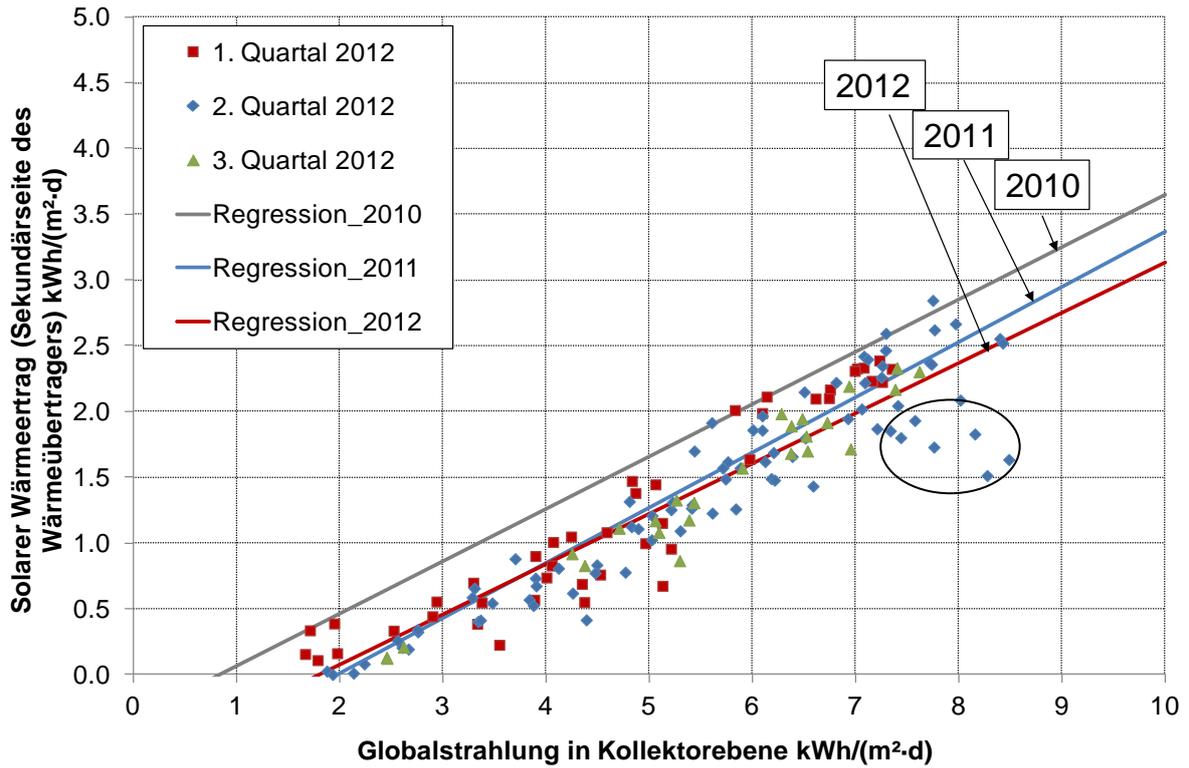


Abb. 47: Input-Output-Diagramm des Kollektorfeldes Schule, Sporthalle, CBE-Gebäude

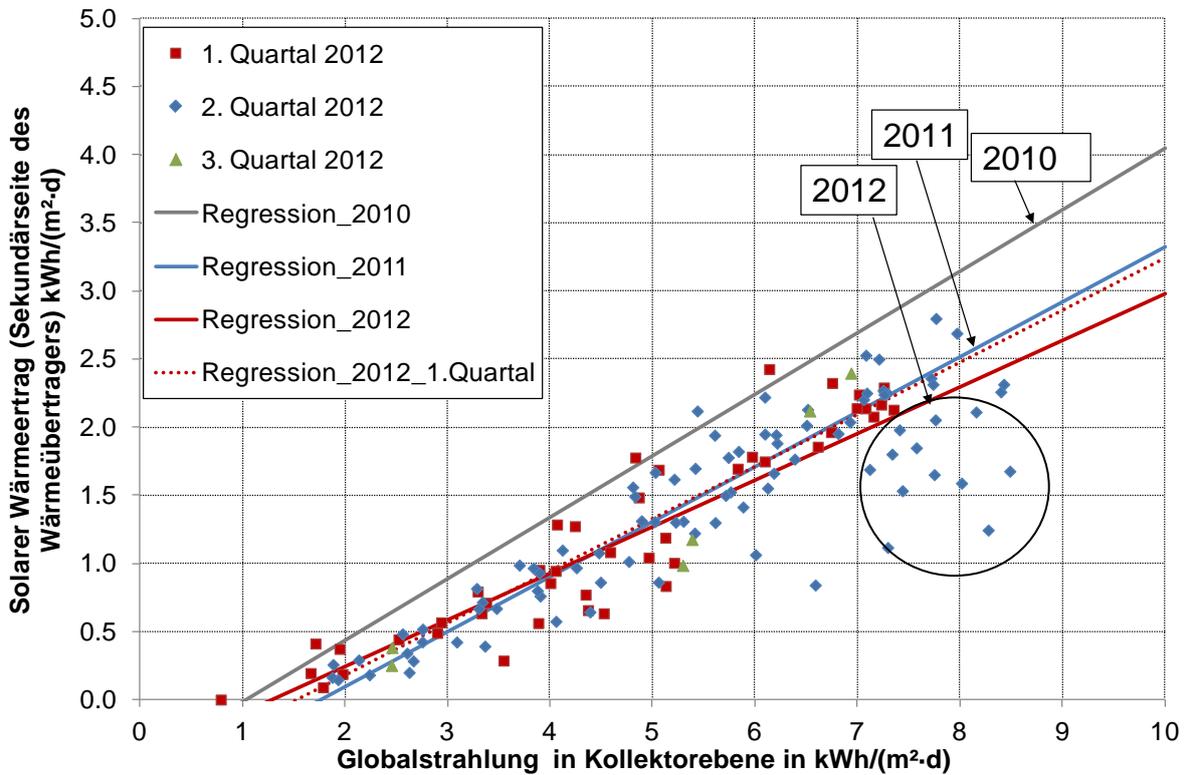


Abb. 48: Input-Output-Diagramm des Kollektorfeldes Lärmschutzwall Ost

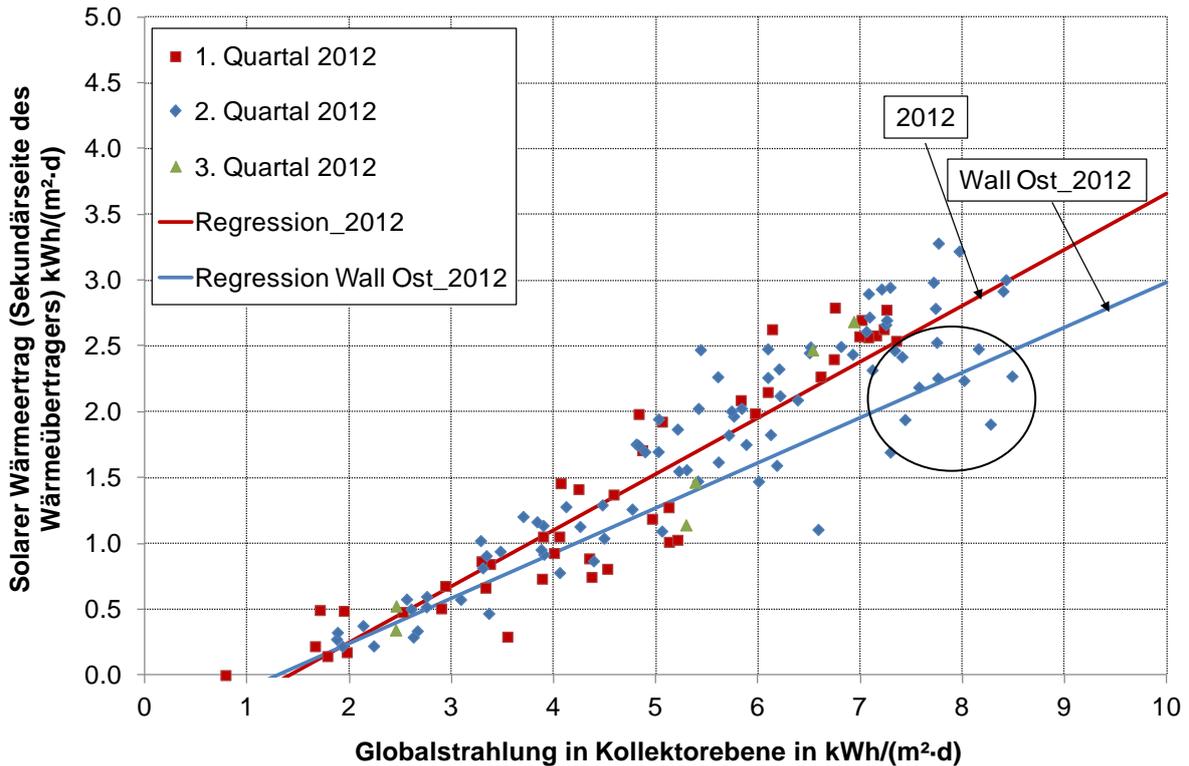


Abb. 49: Input-Output-Diagramm des Kollektorfeldes Lärmschutzwall West

In Tabelle 8 sind die mittleren logarithmischen Temperaturdifferenzen der Solar-Wärmeübertrager aufgetragen. Anhand der Daten kann keine nennenswerte Verschlechterung festgestellt werden und es ist zu erkennen, dass die mittleren logarithmischen Temperaturdifferenzen mit 2,2 K bis 3,1 K niedrig sind und im Bereich der Planungswerte liegen. Die Temperaturdifferenz für das Kollektorfeld Lärmschutzwall West ist mit 3,1 am höchsten, was darauf hindeutet, dass der Wärmeübertrager evtl. etwas zu klein ausgelegt wurde.

Tabelle 8: Mittlere logarithmische Temperaturdifferenz des Wärmeübertragers in K

	2010	2011	2012
Schule, Sporthalle, CBE-Gebäude	2,6	2,8	2,6
Lärmschutzwall Ost	2,4	2,5	2,2
Lärmschutzwall West	-	-	3,1

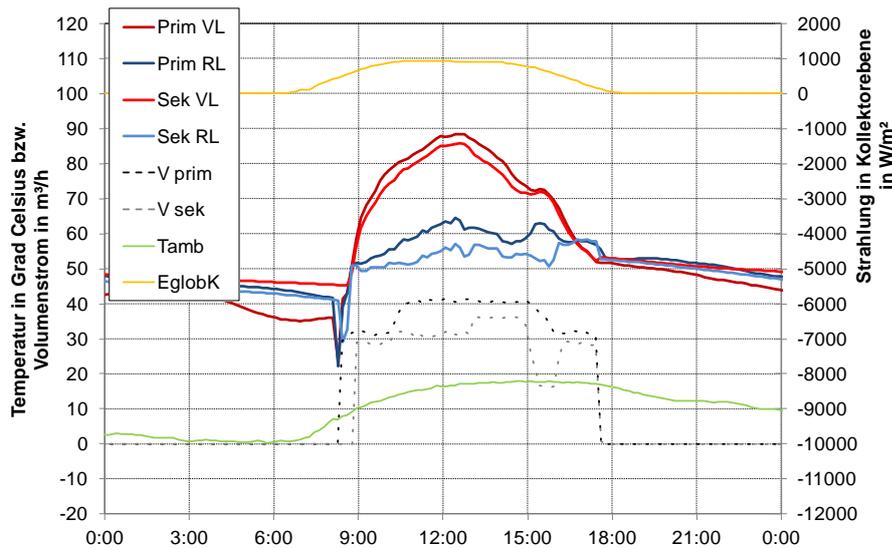


Abb. 50: Kollektorfeld Schule, Sporthalle, CBE-Gebäude am 22.03.2012

In den Abb. 50 bis Abb. 52 sind Temperaturen und Volumenströme der Kollektorfelder in Crailsheim sowie die solare Einstrahlung in Kollektorebene für den 22.03.2012 aufgetragen.

Es werden bei allen Kollektorfeldern Vorlauftemperaturen (sekundär) von ca. 85 bis 90 °C erreicht, die Rücklauftemperaturen (sekundär) liegen bei ca. 55 °C.

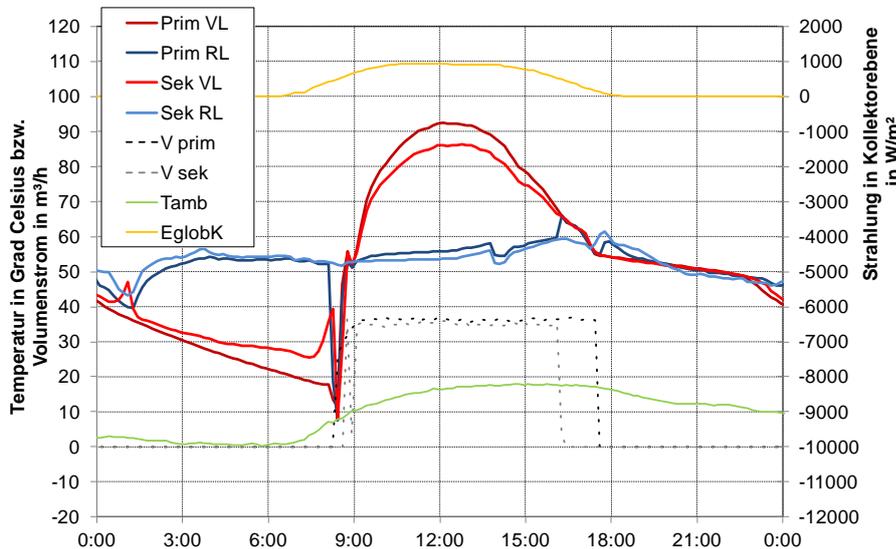


Abb. 51: Kollektorfeld Lärmschutzwall Ost am 22.03.2012

Die Betriebsergebnisse sind als zufriedenstellend zu bewerten. Geringfügiges Optimierungspotenzial ist beim Ausschalten der Primärkreispumpe (Abb. 51) und bei der Einstellung der Volumenströme (Abb. 50) zu erkennen.

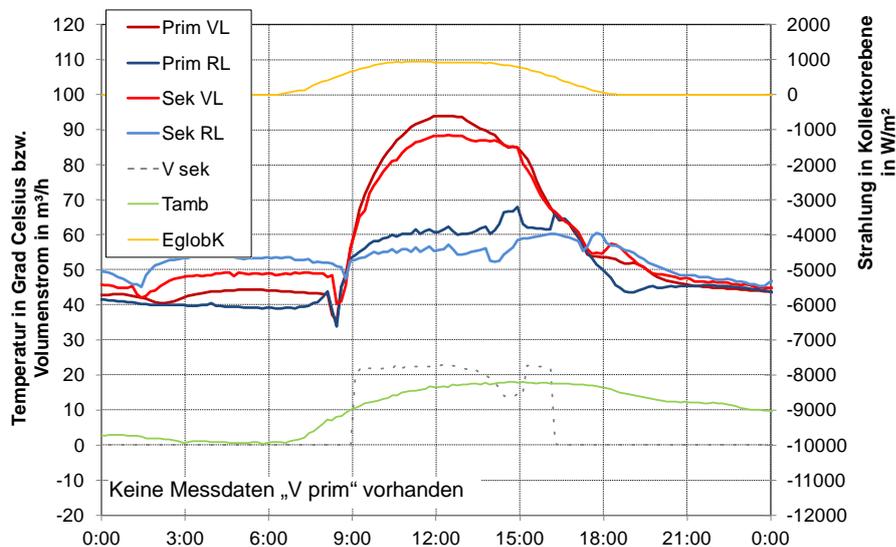


Abb. 52: Kollektorfeld Lärmschutzwall West am 22.03.2012

2.5.2.3 Pufferspeicher

Die Abb. 53 bis Abb. 56 zeigen das Schichtungsverhalten der beiden Pufferspeicher in Crailsheim. Es ist zu erkennen, dass Temperaturdifferenzen von ca. 50 K zwischen den oberen und unteren Speichertemperaturen erreicht werden. Das Schichtungsverhalten ist somit als gut zu bewerten. Für eine quantitative Bewertung wäre eine detaillierte Untersuchung unter Berücksichtigung des Soll-Schichtungsverhaltens notwendig. Detaillierte Untersuchungen dazu sind jedoch nicht Bestandteil des vorliegenden Vorhabens und es liegen auch keine Angaben für das geplante Schichtungsverhalten vor. Da das Verhalten von Schichtbeladeeinrichtungen derzeit Gegenstand intensiver wissenschaftlicher Diskussionen ist, sollten jedoch weitergehende Untersuchungen durchgeführt werden.

In den Abb. 53 und Abb. 54 sind die Temperaturen und Volumenströme der beiden Pufferspeicher für den 20.02.2012 dargestellt. Ausgehend von einer Temperatur von knapp über 40 °C werden die beiden Pufferspeicher auf Temperaturen von 70 bis 73 °C beladen. Zwischen 12:30 und 13:00 und zwischen 14:00 und 16:30 wird Wärme vom 100 m³ Pufferspeicher in den 480 m³ Pufferspeicher transferiert (V_PS1 zu PS2). Allerdings hätte diese Wärme auch zur direkten solaren Wärmeversorgung des Nahwärmenetzes genutzt werden können.

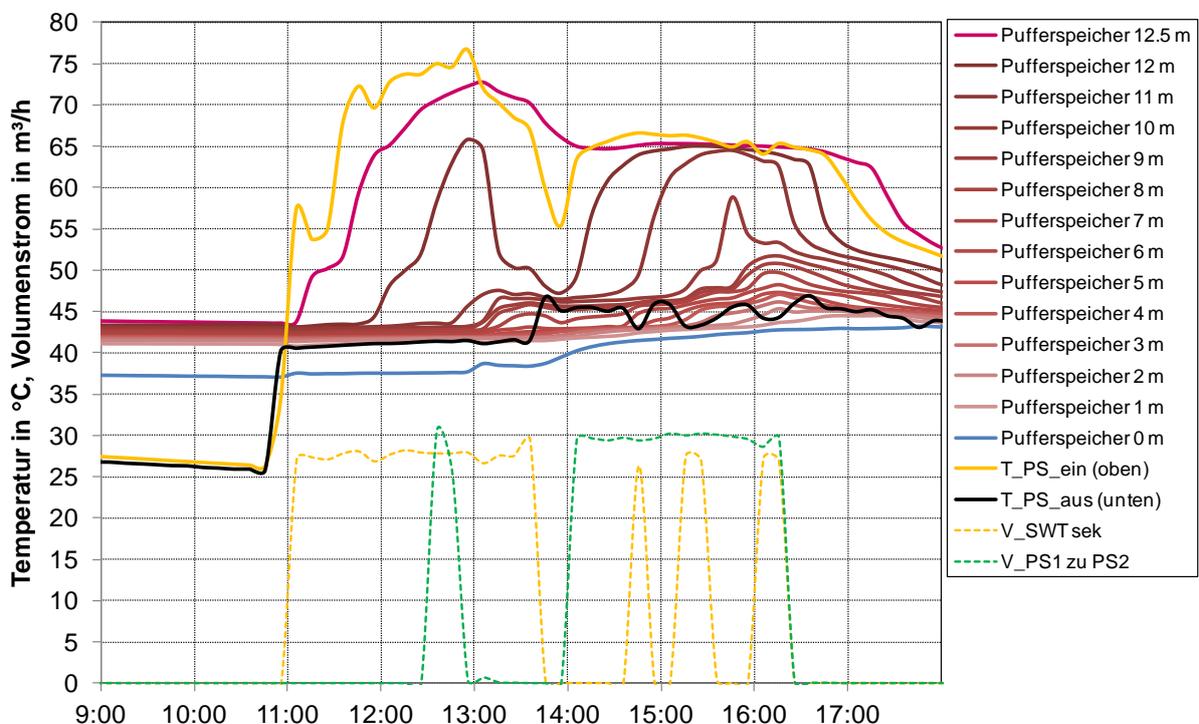


Abb. 53: Temperaturen und Volumenströme im 100 m³ Pufferspeicher am 20.02.2012 (KW08)

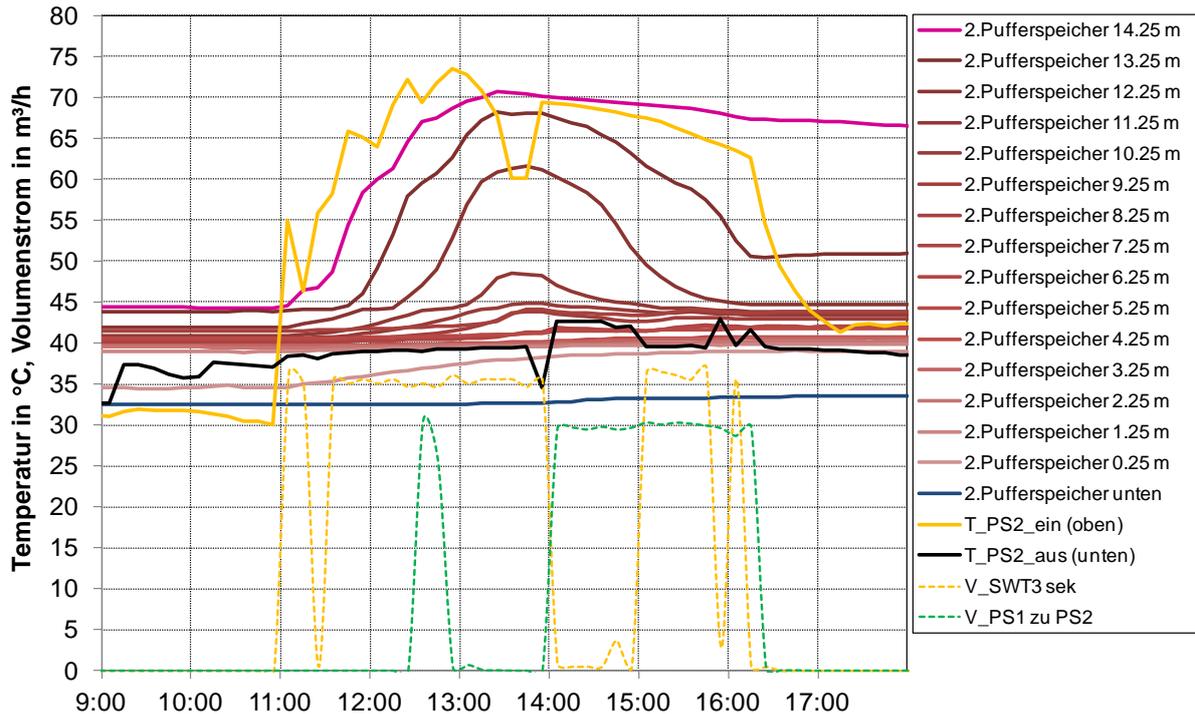


Abb. 54: Temperaturen und Volumenströme im 480 m³ Pufferspeicher am 20.02.2012

In den Abb. 55 und Abb. 56 sind die Temperaturen und Volumenströme in den beiden Pufferspeichern am 01.05.2012 dargestellt. Beide Pufferspeicher sind noch vom Vortag auf Temperaturen zwischen 50 °C (unten) und etwa 85 °C (oben) beladen, obwohl am Vortag der Erdsonden-Wärmespeicher beladen wurde. Da dieser jedoch bereits auf einem hohen Temperaturniveau war, konnte nicht mehr Wärme in den ESWSP eingebracht werden, siehe auch Abschnitt 2.5.2.2. Während des Solaranlagenbetriebs wurden die beiden Pufferspeicher auf Maximaltemperaturen von 108 °C (100 m³ PS) bzw. 105 °C (480 m³ PS) erwärmt. Im ersten Anlagenteil mit dem 100 m³ Pufferspeicher gingen die Solaranlagen zwischen 13:30 und 14:30 in Stagnation und wurden danach wieder in Betrieb genommen. Die Solaranlagen wurden auch (manuell) über Nacht betrieben, siehe „V_SWT sek“, um die Pufferspeicher abzukühlen und Stagnation der Solaranlagen am nächsten Tag zu vermeiden.

Es ist außerdem zu erkennen, dass Wärme vom 100 m³ Pufferspeicher an den 480 m³ Pufferspeicher geliefert wird und umgekehrt. Teilweise erfolgt die Umschaltung nach sehr kurzer Zeit, wie z. B. um 13:30. Ein häufiges Umschalten des Wärmetransfers ist u. a. wegen der benötigten Energie für die Pumpen und wegen der Wärmeverluste der ca. 300 m langen Rohrleitungen energetisch nicht sinnvoll. Außerdem führt dies zu einer unnötigen Durchmischung der beiden Pufferspeicher. Es sollten geeignete Regelungsparameter gefunden werden, um einerseits so viel

solare Wärme wie möglich direkt zu nutzen und andererseits den Wärmetransfer zwischen den beiden Pufferspeichern auf ein Minimum zu reduzieren.

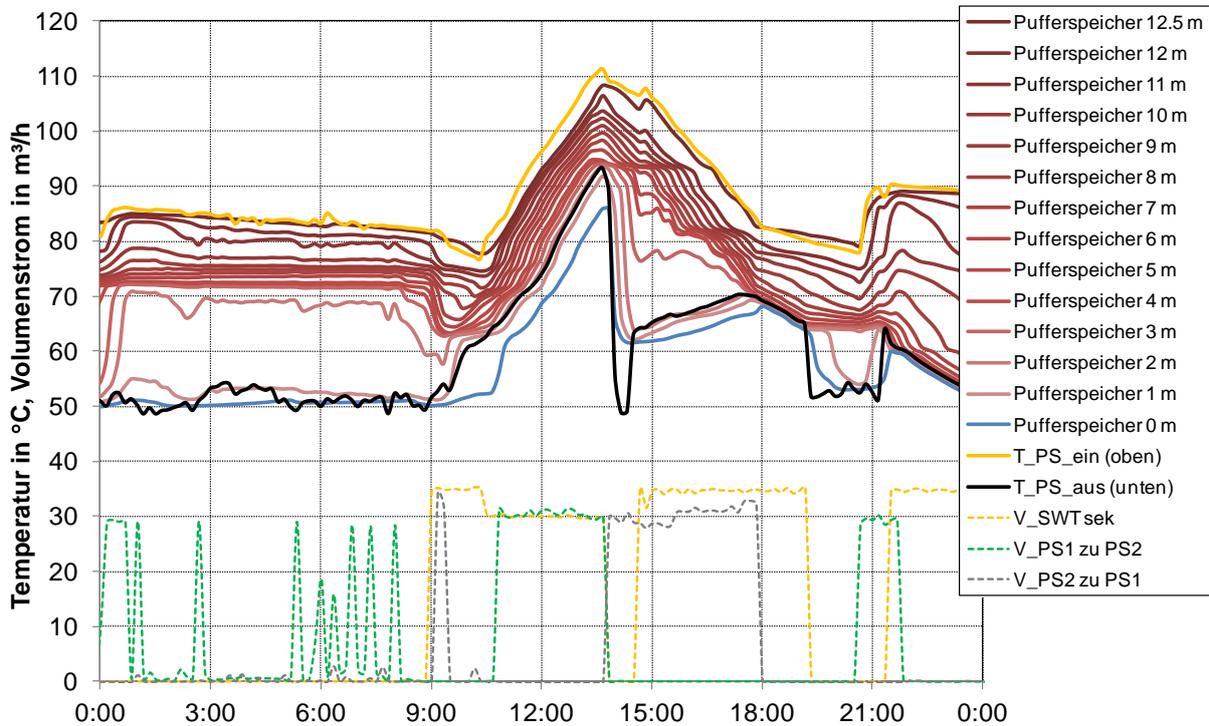


Abb. 55: Temperaturen und Volumenströme im 100 m³ Pufferspeicher am 01.05.2012

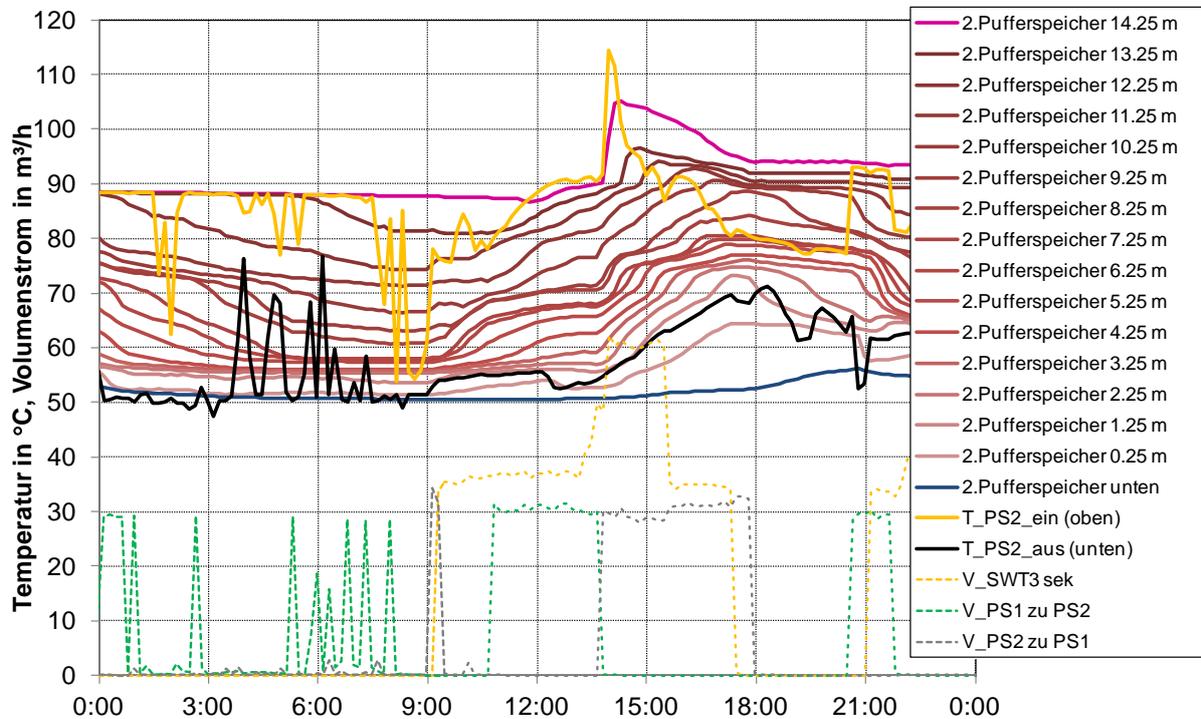


Abb. 56: Temperaturen und Volumenströme im 480 m³ Pufferspeicher am 01.05.2012

Während der Inbetriebnahme der Wärmepumpe im Herbst 2011 trat durch eine Betriebssituation mit Unterdruck eine Leckage an der Edelstahl-Innenauskleidung im 100 m³ Pufferspeicher auf, siehe Abb. 57. Während der Inbetriebnahme war die Druckhaltung, die Unterdruck verhindern soll, manuell ausgeschaltet und die zweite Sicherheitseinrichtung (der Vakuumbrecher des Pufferspeichers) war defekt. Es ist seitens der Stadtwerke geplant, die Vakuumbrecher zukünftig routinemäßig auszutauschen bzw. durch den Hersteller überprüfen zu lassen. Die Suche nach dem Leck und das Verschweißen des Lecks gestalteten sich langwierig. Der Pufferspeicher hat im oberen Bereich die höchsten Temperaturen, die auch ohne Betrieb der Solaranlagen kaum unter 50 °C bis 45 °C sinken; dies ist die Rücklauftemperatur des Nahwärmenetzes. Zur Reparatur musste der Pufferspeicher außer Betrieb genommen werden, was das Herstellen einer Umgehungsrohrleitung notwendig machte.



Abb. 57: Leckage im 100 Pufferspeicher bei der Inbetriebnahme der Wärmepumpe

Nach der Inbetriebnahme des 480 m³ Pufferspeichers wurde beim Wärmetransfer zwischen den beiden Pufferspeichern stets ein Volumenstrom an den Messgeräten in beiden Durchströmungsrichtungen festgestellt: „V_PS1 zu PS2“ und „V_PS2 zu PS1“, siehe Abb. 58. Eine Überprüfung der motorgesteuerten Klappen hat ergeben, dass diese nicht bis in Endlage gefahren sind, d. h. sie wurden nicht vollständig

geschlossen. Die Einstellung der Klappen, die durch die Stadtwerke Crailsheim durchgeführt wurde, hat sich als zeitaufwändig erwiesen.

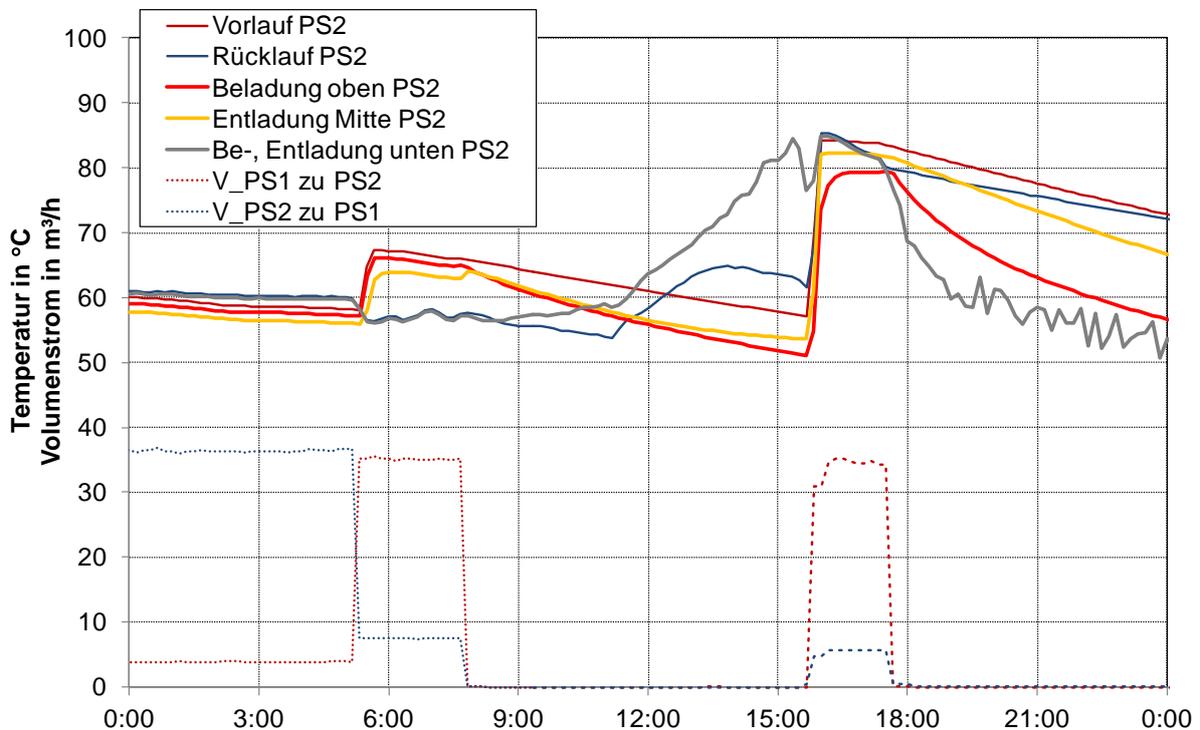


Abb. 58: Temperaturen und Volumenströme im 480 m³ Pufferspeicher am 25.05.2010

2.5.2.4 Erdsonden-Wärmespeicher

Die Abb. 59 zeigt die Be- und Entladewärmemengen sowie die Temperaturen im und am Rand des Erdsonden-Wärmespeichers von Januar 2010 bis September 2012. Der Erdsonden-Wärmespeicher wurde in den ersten drei Betriebsjahren (2009 bis 2011) mit ca. 50 bis 200 MWh pro Monat (Frühjahr / Sommer) beladen. Erst seit Inbetriebnahme der Wärmepumpe im Februar 2012 konnten nennenswerte Wärmemengen entladen werden.

In Abb. 60 sind die Temperaturen im und um den Erdsonden-Wärmespeicher seit der Inbetriebnahme dargestellt. Die Temperaturen im ESWSP wurden in Tiefen von 30 bzw. 40 m gemessen, an der Grundwassermessstelle C, siehe Abb. 123, wurde in einer Tiefe von 50 m gemessen und an der Grundwassermessstelle GWM1, siehe Abb. 124, in 80 m Tiefe. An der GWM1, in 100 m Entfernung von der Speichermitte, ist die Grundwassertemperatur bisher unbeeinflusst, während sie an den Messlanzen M51 und M52 und an der Grundwassermessstelle C (in 30 m Entfernung von der Speichermitte) von einer ungestörten Temperatur von ca. 12,5 °C auf 15 bis 17 °C angestiegen ist. Am Temperaturverlauf der Messlanzen M31 und M32 bzw. M41 und

M42 ist erkennbar, dass sich das Temperaturprofil nicht gleichmäßig symmetrisch um die Speicherachse ausbreitet, sondern die Temperaturen im südwestlichen Bereich (M31 und M41) höher sind als im nordöstlichen Bereich (M32 und M42). Dies kann durch lokal unterschiedliche thermische Stoffeigenschaften und / oder hydraulische Durchlässigkeiten des Untergrundes verursacht sein.

In der Speichermitte (M1) und am Speicherrand (M21 und M22) wurden Ende September 2012 Maximaltemperaturen von 56 bis 58 °C gemessen, gegenüber dem Vorjahreszeitraum konnte nur noch eine sehr geringfügige Temperaturerhöhung festgestellt werden. Der ESWSP ist damit am Ende der Beladesaison 2012 vollständig beladen (bei der derzeit maximalen Beladetemperatur von 70 °C).

In Abb. 60 ist zu erkennen, dass die Temperaturen im Speicher (M1, M21, M22) und am Speicherrand (M31, M32) in den Herbst- und Wintermonaten sinken. Ursache hierfür sind Wärmeverluste des Speichers an das umgebende Erdreich, die Wärmeverluste des ESWSP sind jedoch als relativ gering anzusehen, obwohl der ESWSP nur an der Speicheroberseite wärmegeklämt ist. Beispielsweise sank die Temperatur an der M1 (30 m Tiefe) von 50,7 °C am 01.10.2010 auf 43 °C am 01.04.2011, d. h. um ein Kelvin pro Monat.

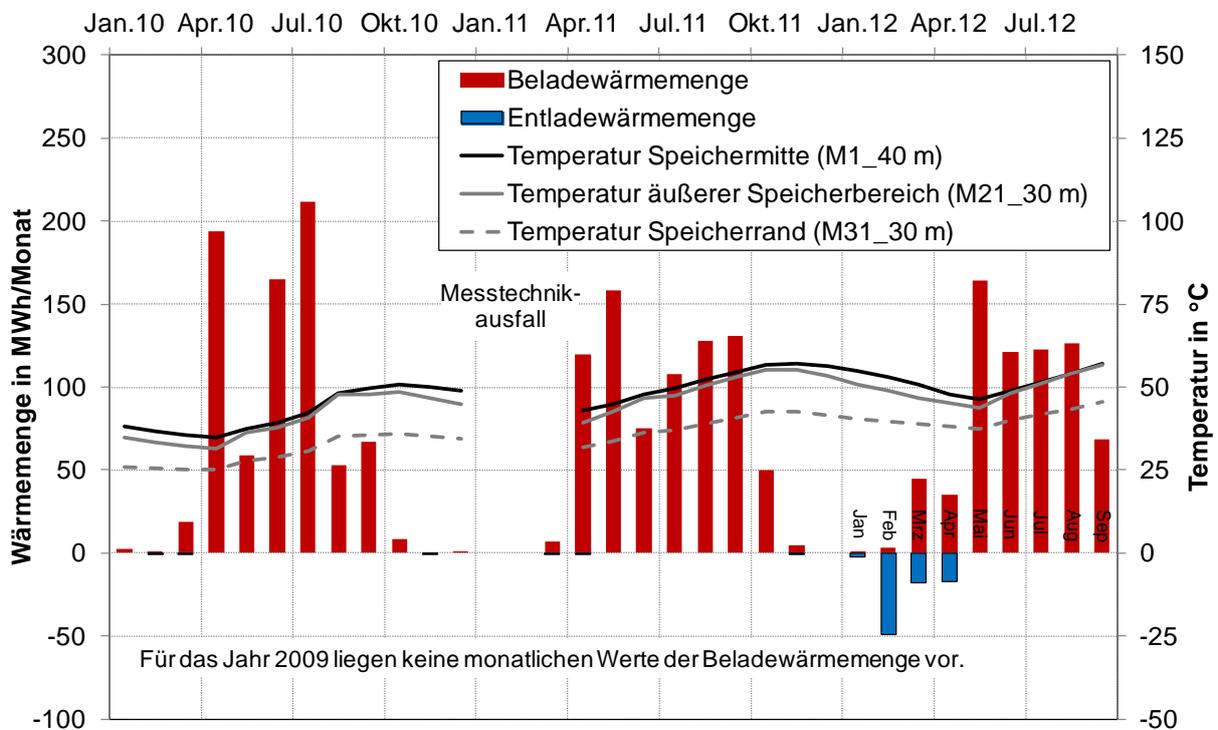


Abb. 59: Be- / Entladewärmemengen und Temperaturen im / um den ESWSP

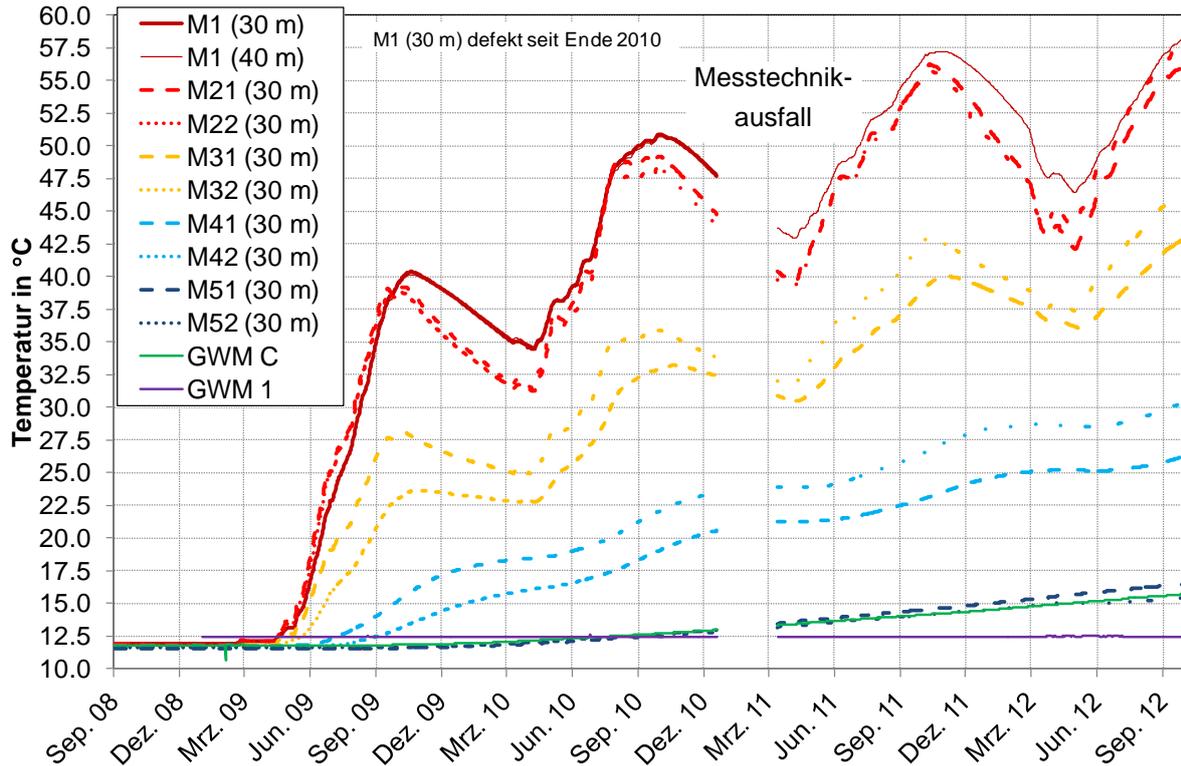


Abb. 60: Temperaturen im und um den Erdsonden-Wärmespeicher seit Inbetriebnahme

In Abb. 61 ist die vertikale Temperaturverteilung an der Messlanze M1 jeweils am 01.04. bzw. 01.10. sowie bei der Kaltmessung am 01.09.2008 dargestellt. Ausgehend von einer ungestörten Temperatur von ca. 12 °C wurde der Speicher auf maximal 58 °C erwärmt, wobei die höchsten Temperaturen in einer Tiefe von 40 m gemessen wurden. Oberhalb und unterhalb des Speicherbereichs beträgt der vertikale Temperaturgradient mehrere Kelvin pro Meter (z. B. am 01.10.2012: 44,7 °C in 55 m und 31 °C in 60 m Tiefe).

Die Abb. 62 bis Abb. 65 zeigen die vertikalen Temperaturverteilungen an den Messlanzen M21 bis M52 quartalsweise für das Jahr 2012 sowie bei der Kaltmessung im Jahr 2008. Der Vergleich der Temperaturen an den Messlanzen im südwestlichen bzw. nordöstlichen Speicherbereich lässt Rückschlüsse auf die thermischen Stoffeigenschaften bzw. hydraulischen Durchlässigkeiten zu, die weiter oben bereits diskutiert wurden. Eine ausführliche Betrachtung der thermischen und hydraulischen Untergrundverhältnisse ist in [5] gegeben.

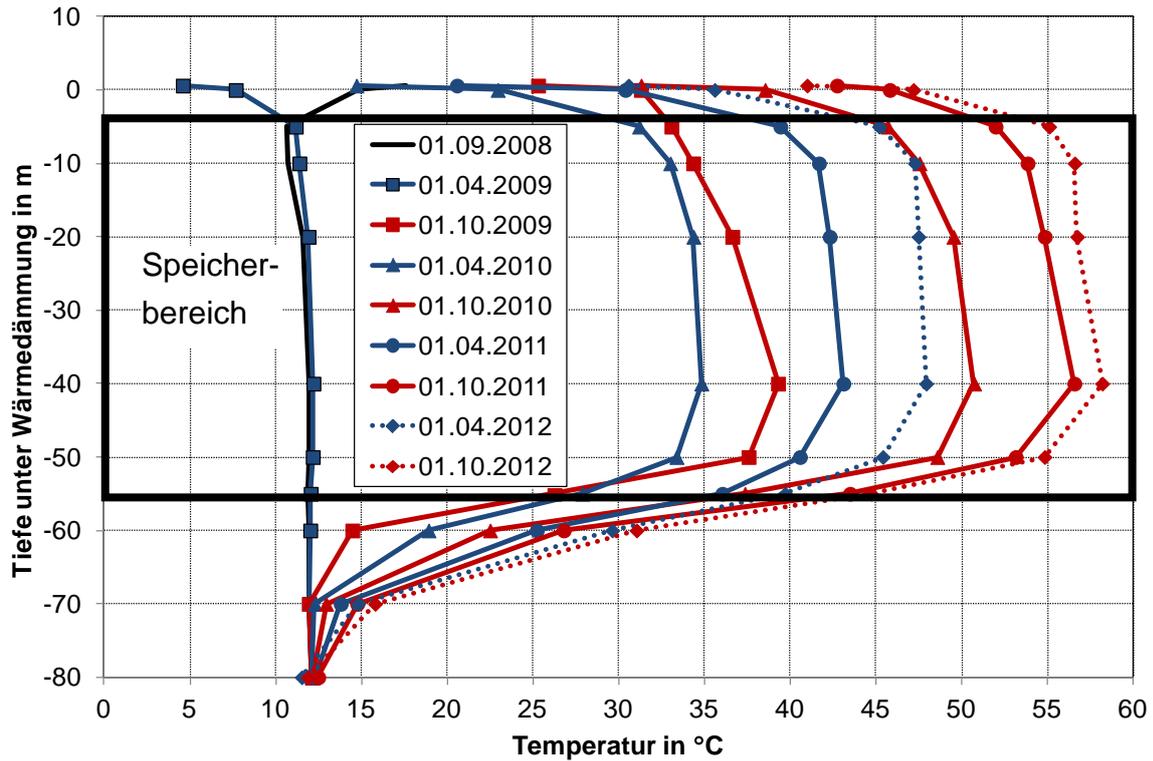


Abb. 61: Vertikale Temperaturverteilung an der Messlanze M1 (Speichermitte)

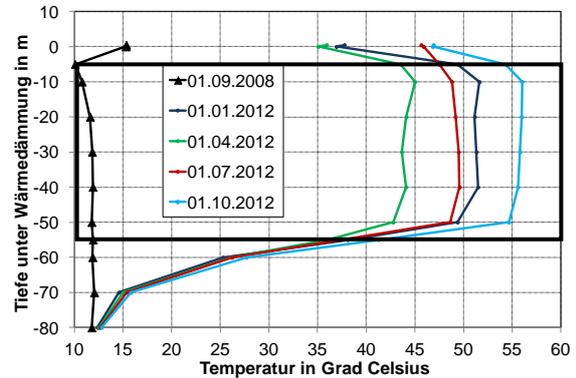
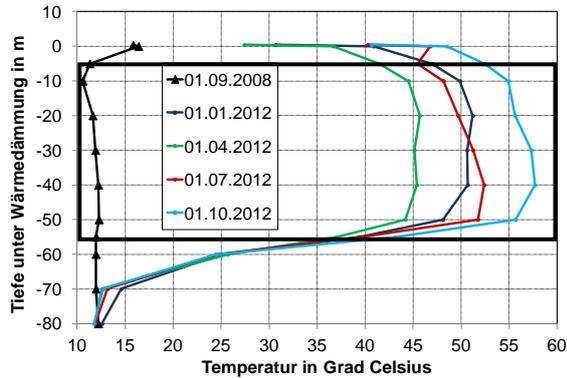


Abb. 62: Vertikale Temperaturverteilung an den Messlanzen M21 (links) und M22 (rechts)

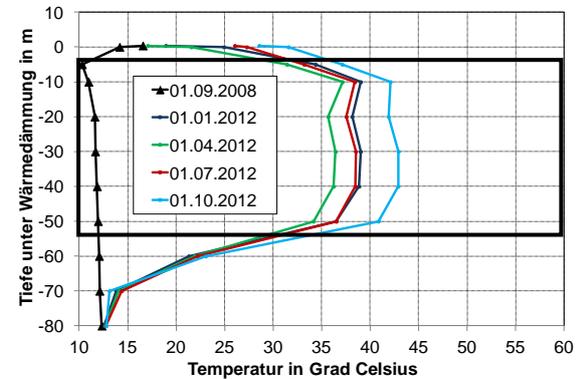
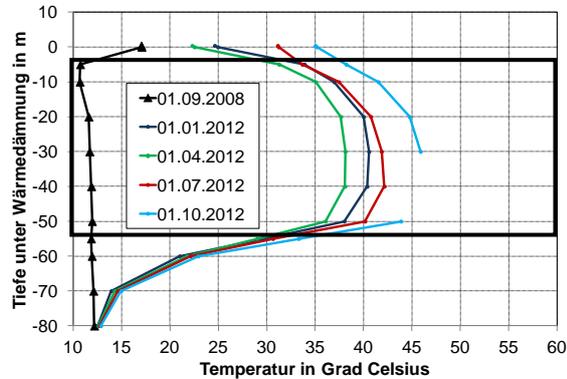


Abb. 63: Vertikale Temperaturverteilung an den Messlanzen M31 (links) und M32 (rechts)

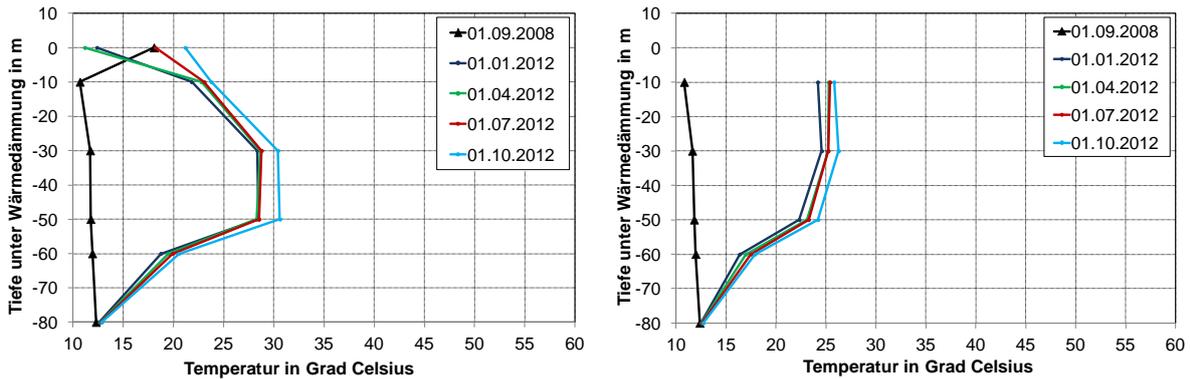


Abb. 64: Vertikale Temperaturverteilung an den Messlanzen M41 (links) und M42 (rechts)

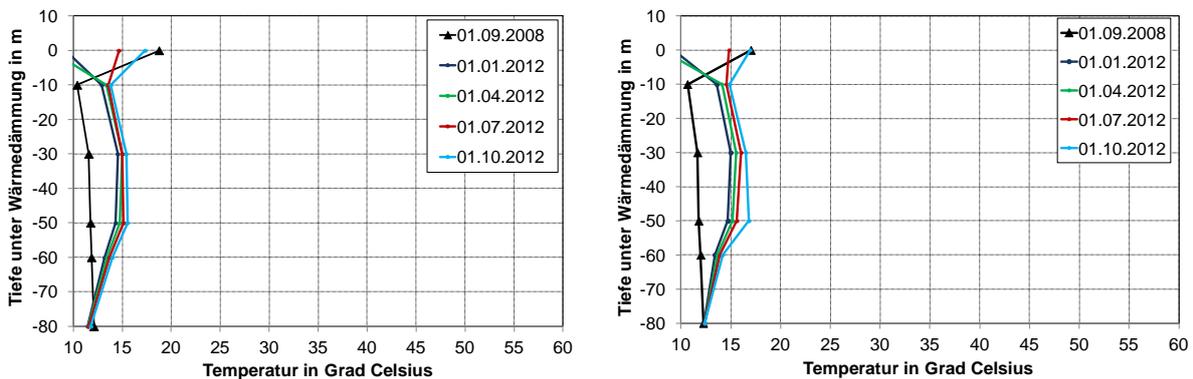


Abb. 65: Vertikale Temperaturverteilung an den Messlanzen M51 (links) und M52 (rechts)

2.5.2.5 Wärmeleitfähigkeit der Wärmespeicher-Wärmedämmungen

Der Erdsonden-Wärmespeicher ist an der Oberseite mit einer Schicht aus 40 bis 60 cm Schaumglasschotter wärmegeklämt. Die Wärmedämmung wird mit einer Schichtfolge aus Geovliesen, einer Drainage, einem Wirrgelege und einer diffusions-offenen Membran vor Feuchtigkeit geschützt. Die Wärmedämmung des 480 m³ Pufferspeichers besteht am Boden aus ca. 35 cm Schaumglasschotter und an den Seitenwänden aus ca. 50 cm Blähglasgranulat sowie auf dem Pufferspeicherdeckel aus ca. 80 cm Blähglasgranulat. Eine detaillierte Beschreibung der Wärmespeicher ist in [6] zu finden.

Die Wärmedämmstoffe Schaumglasschotter bzw. Blähglasgranulat wurden aufgrund folgender Eigenschaften ausgewählt:

- ⇒ Schütffähig und kostengünstig
- ⇒ Hohe Temperatur- und Langzeitbeständigkeit
- ⇒ Niedrige Wärmeleitfähigkeit 0,06 - 0,12 W/(m·K) bei Normbedingungen [120]
- ⇒ Hohe Druckbelastung möglich (bei Schaumglasschotter).

Um die effektive Wärmeleitfähigkeit der Wärmedämmungen während des Betriebs bestimmen zu können, wurden am Erdsonden-Wärmespeicher und am 480 m³ Pufferspeicher Wärmestrom-Messplatten in Kombination mit Temperaturfühlern installiert, siehe auch [6]. Die effektive Wärmeleitfähigkeit kann bei bekannter Temperaturdifferenz und Schichtdicke der Wärmedämmung nach dem Fourier'schen Gesetz berechnet werden, siehe Gleichung (63) im Abschnitt 3.1.6.2.2.

In Abb. 66 und Abb. 67 sind die effektiven Wärmeleitfähigkeiten der Wärmedämmung des Erdsonden-Wärmespeichers und des Pufferspeichers sowie die tägliche Niederschlagsmenge (am Standort Nürnberg, [23]) für die Jahre 2011 bzw. 2012 dargestellt. Die effektive Wärmeleitfähigkeit des Blähglasgranulats an den Seitenwänden des Pufferspeichers „Puffer2 Seite“ liegt bis auf wenige Ausnahmen im Bereich zwischen 0,1 und 0,13 W/(m·K). Der unter dem Pufferspeicher eingebrachte Schaumglasschotter „Puffer2 unten“ weist dagegen eine effektive Wärmeleitfähigkeit im Bereich 0,33 bis 0,37 W/(m·K) auf. Die effektive Wärmeleitfähigkeit ist damit in der Blähglasgranulatschicht um einen Faktor von 1,5 bis 2 höher und in der Schaumglasschotterschicht um einen Faktor 4 bis 5 höher als bei der Planung angenommen und somit höher als nur durch den Einfluss des höheren Temperaturniveaus zu erwarten wäre. Die gegenüber dem Planungswert höhere effektive Wärmeleitfähigkeit der Wärmedämmung kann auf einen Feuchteeintrag zurückzuführen sein, da weder der Schaumglasschotter noch das Blähglasgranulat wasserdicht eingebaut wurden. Es ist jedoch kein direkter Einfluss des Niederschlags zu erkennen, da die effektive Wärmeleitfähigkeit recht konstant ist. Ab Juli 2012 können für den Pufferspeicher keine Wärmeleitfähigkeiten mehr angegeben werden, da ein Blitzeinschlag einen Teil der Messsensoren irreparabel zerstört hat.

Die effektiven Wärmeleitfähigkeiten des Schaumglasschotters auf dem Erdsonden-Wärmespeicher liegen im Bereich zwischen 0,4 und 2 W/(m·K)⁹ und schwanken über den ganzen Messzeitraum stark. Bei der Auswertung der Messdaten der Messlanze M1 in der Mitte des ESWSP wurden Zeiträume, in denen eine Beladung des Erdsonden-Wärmespeichers stattfand, nicht berücksichtigt, da die Messung mit der Wärmestrom-Messplatte während der Be-/Entladung durch den instationären Wärmetransport beeinflusst wird.

Die erhöhte effektive Wärmeleitfähigkeit der Wärmedämmung auf dem ESWSP und deren starke Schwankungen lassen sich im Wesentlichen durch zwei Effekte erklären, die auch in Laborversuchen festgestellt werden konnten [62] und im Folgenden erläutert werden.

⁹ Faktor 5 bis 25 gegenüber dem Planungswert.

Zum einen wird die Wärmeleitfähigkeit durch Feuchtigkeitseintrag beeinflusst. Während des Baus des Erdsonden-Wärmespeichers wurde in der obersten Erdschicht so genanntes Schichtenwasser detektiert. Das Gelände am Ort des ESWSP war während der gesamten Bauzeit immer wasserdurchtränkt, weshalb ein Anstauen der Feuchtigkeit bis zur Geländeoberkante zu vermuten ist. Außerdem kann anhand der Niederschlagsmenge ebenfalls ein Zusammenhang zur Höhe der effektiven Wärmeleitfähigkeit festgestellt werden. Im Herbst 2011 herrschte eine sechswöchige Trockenzeit. Nach etwa drei Wochen ohne Regen sank die effektive Wärmeleitfähigkeit an der Messlanze M1 stetig. Als Anfang Dezember der erste Regen einsetzte, konnte wieder ein rascher Anstieg der effektiven Wärmeleitfähigkeit gemessen werden.

Bei der Messlanze M21, die im Randbereich des ESWSP installiert ist, konnte während der Trockenzeit ebenfalls ein Absinken der effektiven Wärmeleitfähigkeit festgestellt werden. Durch eine zweitägige Beladung des ESWSP Ende November 2011 stieg die effektive Wärmeleitfähigkeit an der M21 noch einmal an und das Ansteigen der effektiven Wärmeleitfähigkeit nach dem Einsetzen des Regens erfolgte gegenüber der Messlanze M1 zeitlich verzögert. Dies deutet darauf hin, dass an der Messlanze M1 schneller Feuchtigkeit in den Dämmbau eindringt als an der Messlanze M21 und die Feuchtigkeit auch schneller aus dem Dämmbau entweichen kann, zumal die Beladung des ESWSP Ende November 2011 kaum einen Einfluss auf die effektive Wärmeleitfähigkeit an der M1 hat.

Die starken Schwankungen der effektiven Wärmeleitfähigkeit können auch ein Indiz für konvektive Wärmetransportvorgänge im Schaumglasschotter sein. Konvektive Wärmetransportvorgänge stellen sich in groben Schüttungen ein, wenn ein Wärmeintrag von der Seite oder von unten vorherrscht. Hierzu kann bei dem Auftreten von Feuchtigkeit durch zusätzlichen Stofftransport in Form eines Wärmerohr-Effekts (engl. Heatpipe-Effect) ein weiterer Wärmestrom überlagert werden. Dabei verdunstet Wasser in den unteren Bereichen der Wärmedämmschicht, steigt als Wasserdampf durch die Dämmschicht nach oben und kondensiert in den darüber liegenden Schichten, von wo es wieder bedingt durch die Schwerkraft nach unten tropft bzw. fließt. Die beiden Einflussgrößen Konvektion und Wärmerohr-Effekt führen zu deutlich erhöhten effektiven Wärmeleitfähigkeiten.

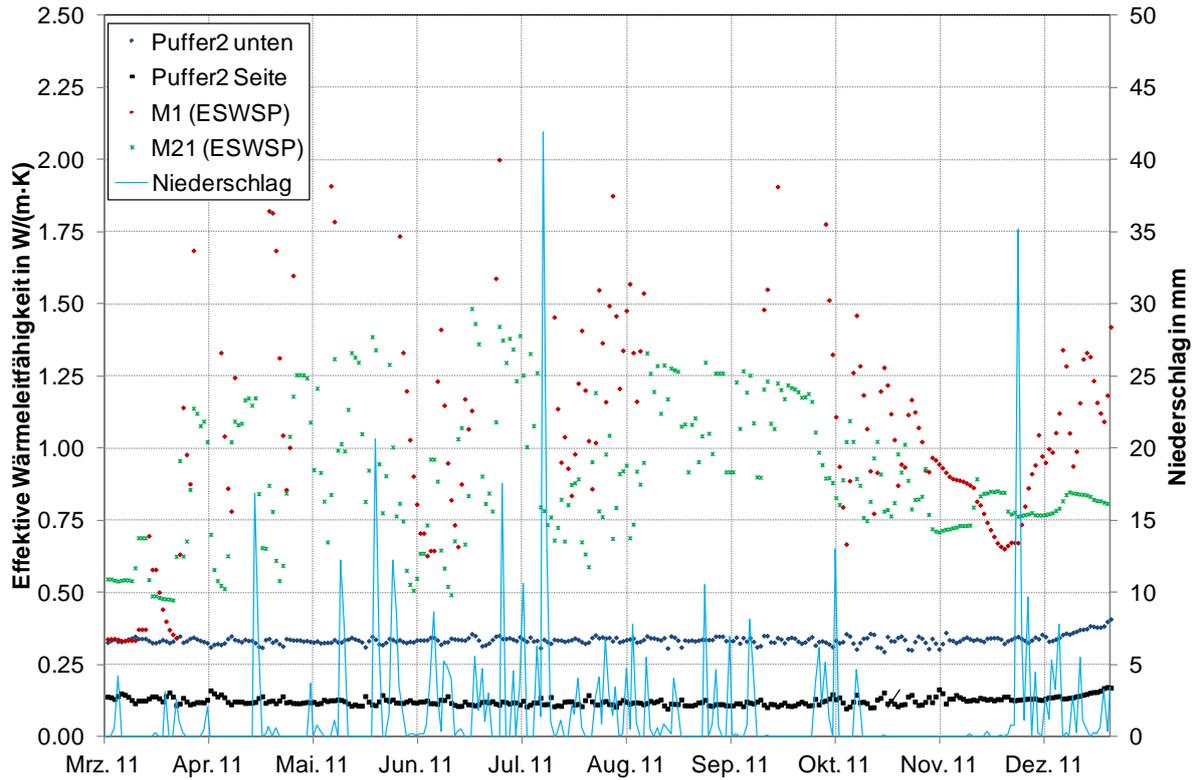


Abb. 66: Effektive Wärmeleitfähigkeit der Wärmedämmung des Erdsonden-Wärmespeichers und des 480 m³ Pufferspeichers sowie Niederschlag im Jahr 2011

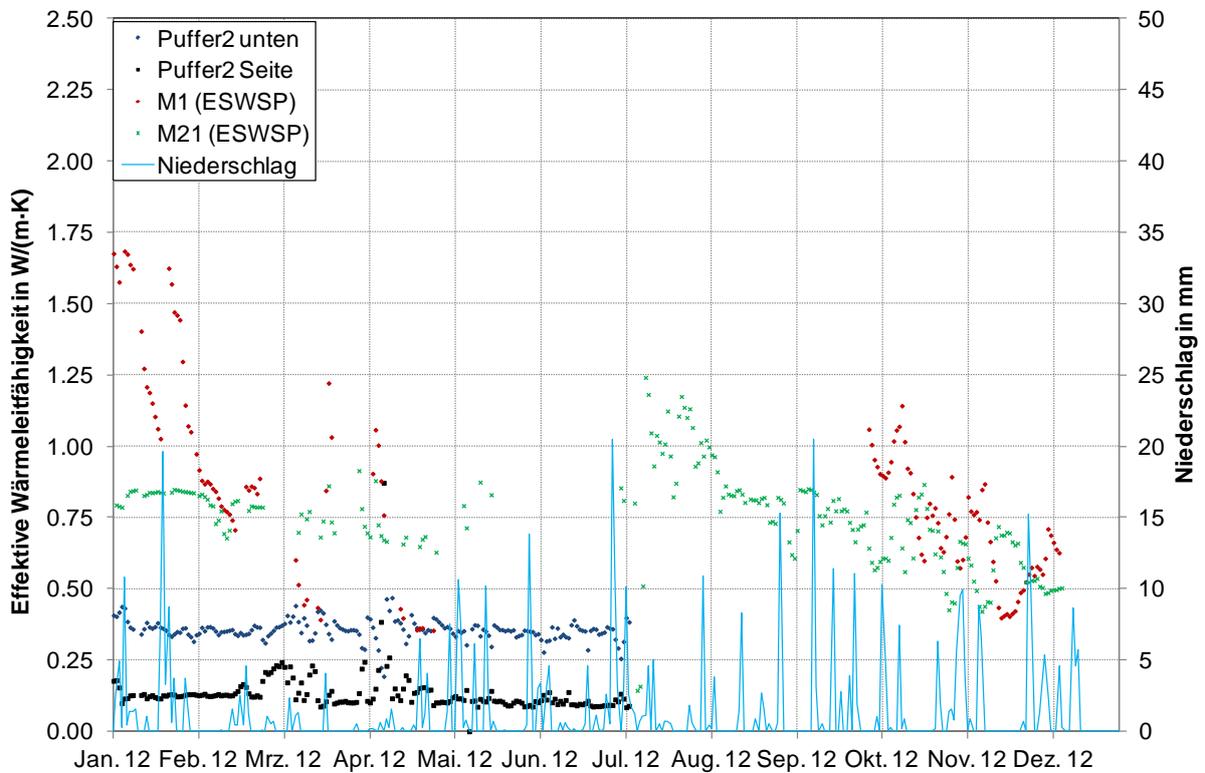


Abb. 67: Effektive Wärmeleitfähigkeit der Wärmedämmung des Erdsonden-Wärmespeichers und des 480 m³ Pufferspeichers sowie Niederschlag im Jahr 2012

2.5.2.6 Wärmepumpe

In Abb. 68 ist das Betriebsverhalten der Wärmepumpe beispielhaft für den 03.10.2012 dargestellt. Nach dem Absinken der Temperatur im oberen Bereich des 100 m³ Pufferspeichers (NDE010-CT240) schaltet die Wärmepumpe gegen 4:00 und 18:00 ein. Die in beiden Pufferspeichern enthaltenen sowie die von den Solaranlagen gelieferten Temperaturen sind für eine Wärmeversorgung des Nahwärmenetzes nicht ausreichend. Aufgrund der im 100 m³ Pufferspeicher vorliegenden Temperaturen (an NDE010-CT300, unteres Drittel) von ca. 65 °C (ab 2:00) beträgt die Kondensatorvorlauftemperatur etwa 75 °C, siehe auch Abschnitt 2.5.1.6. Die Wärmepumpe schaltet gegen 16:00 aus, da durch den Solaranlagenbetrieb die Temperatur NDE010-CT300 im 100 m³ Pufferspeicher auf 68 °C angestiegen war und das Abschaltkriterium für die Wärmepumpe erfüllt war. Die Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf beträgt am Verdampfer etwa 25 Kelvin und am Kondensator 15 bis 20 Kelvin. Es wird eine Arbeitszahl von etwa 4,5 erreicht.

Die vom Kondensator abgegebene thermische Leistung beträgt derzeit maximal ca. 320 kW. Allerdings wurde die Wärmepumpe mit einer maximalen Kondensatorleistung von 480 kW_{th} geplant und bei der ursprünglichen Dimensionierung der solaren Nahwärmanlage wurde eine Wärmepumpenleistung von 2 x 530 kW_{th} zugrunde gelegt. In den Herbst-/Wintermonaten wird vom Nahwärmenetz Hirtenwiesen II typischerweise eine thermische Leistung von ca. 800 kW bis 1,2 MW abgenommen. Im Februar 2012 lagen die Umgebungstemperaturen für ca. zwei Wochen dauerhaft unter -10 °C, siehe Abb. 46, und die vom Nahwärmenetz abgenommene Leistung betrug z. B. am 30.01.2012 um Mitternacht 850 kW und am 31.01.2012 um 7:00 1,3 MW. Die von den Solaranlagen gelieferte thermische Leistung liegt typischerweise im Megawattbereich (z. B. 1,8 MW am 27.11.2011 um 12:00 bei einer Globalstrahlung in der Kollektorebene von 730 W/m² bzw. 3,1 MW am 16.06.2012 um 12:00 bei einer Globalstrahlung in der Kollektorebene von 970 W/m²).

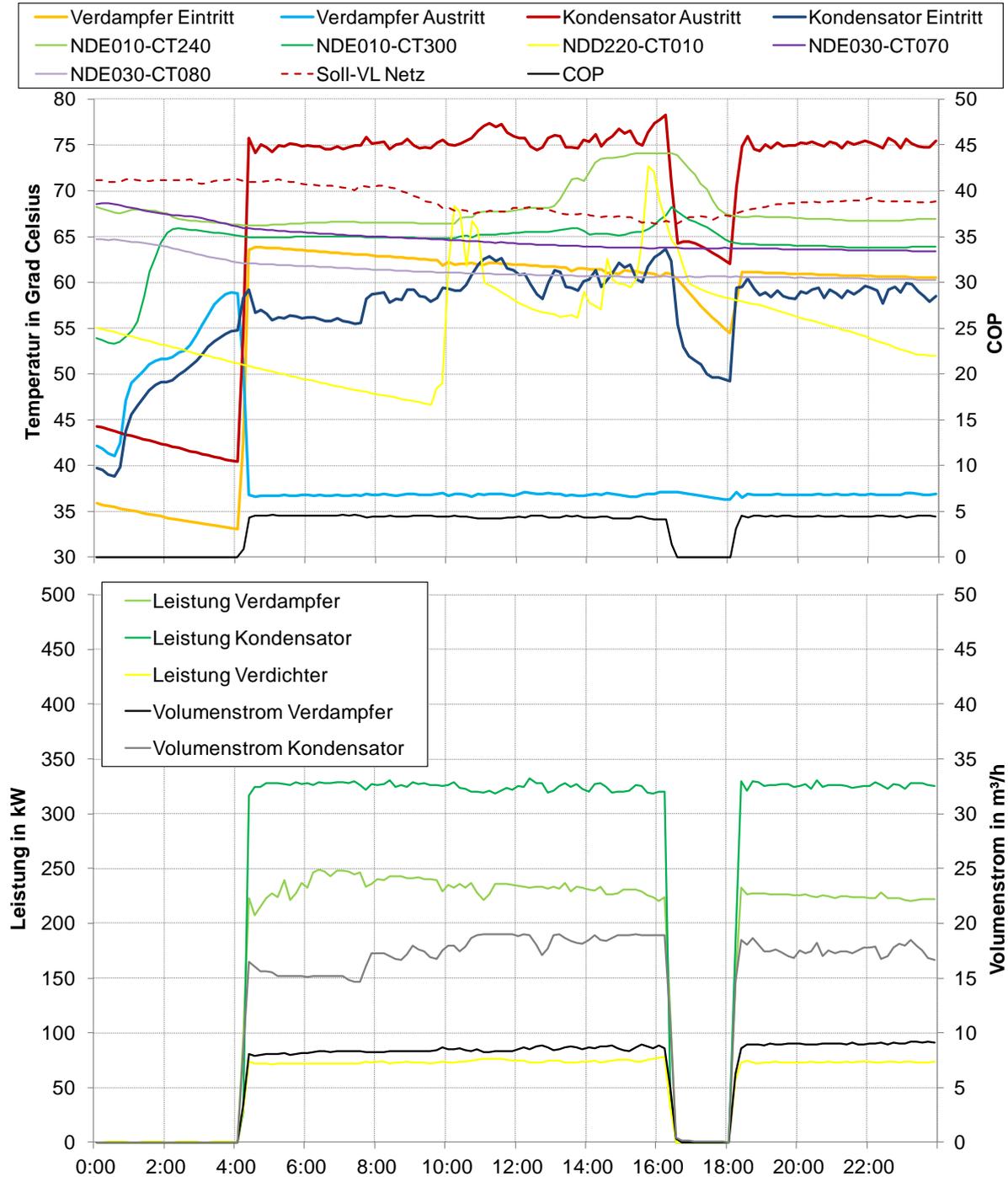


Abb. 68: Wärmepumpenbetrieb am 03.10.2012

In Abb. 69 ist das Betriebsverhalten der Wärmepumpe vom 22. bis 23.10.2012 dargestellt. Nach dem Start der Wärmepumpe gegen 6:00 beträgt die Kondensatorvorlauftemperatur 72 °C und sinkt aufgrund der sinkenden Temperaturen im 100 m³ Pufferspeicher auf 70 °C ab, bis die Solaranlagen gegen 14:00 Wärme an den Pufferspeicher liefern. Am 23.10. gegen 6:30 sind die Temperaturen im 100 m³ Pufferspeicher so weit gesunken, dass nur noch eine Kondensatorvorlauftemperatur von 65 °C erreicht wird. Der Vergleich mit Abb. 68 zeigt, dass der COP bei

niedrigeren Kondensatorvorlauftemperaturen höher ist ($\sim 5,5$), allerdings sind die Verdampfeintrittstemperaturen am 03.10. geringfügig höher als am 22./23.10. Durch den höheren Verdampfervolumenstrom wird eine höhere Verdampferleistung am 22./23.10. im Vergleich zum 03.10. erzielt. Damit ergibt sich bei gleicher Kondensatorleistung ein höherer COP.

Die thermische Leistung der Wärmepumpe ist geringer als die Leistung des Nahwärmenetzes und daher muss mit Fernwärme nachgeheizt werden, wenn die Solaranlagen nicht die notwendige Leistung liefern können. Der Betrieb der Wärmepumpe sollte daher so erfolgen, dass ein möglichst hoher COP erreicht wird. Das Erreichen der Soll-Netzvorlauftemperatur ist von nachrangiger Bedeutung, siehe auch Abb. 70.

In Abb. 70 sind der COP und die Kondensatorleistung in Abhängigkeit von der Verdampfeintrittstemperatur dargestellt. Der COP und die Kondensatorleistung wurden jeweils für Kondensatoraustrittstemperaturen kleiner 65 °C , im Bereich zwischen 65 und 70 °C und größer 70 °C farblich unterschiedlich angegeben. Insbesondere bei hohen Kondensatoraustrittstemperaturen ($> 70\text{ °C}$, rot markiert) ist der COP deutlich niedriger als bei Kondensatoraustrittstemperaturen bis 70 °C . Die maximale Eintrittstemperatur in den Verdampfer beträgt 52 °C , bei Temperaturen darüber erfolgt eine interne Beimischung in der Wärmepumpe. Der COP sinkt bei Verdampfeintrittstemperaturen größer 58 °C ab (bei Kondensatoraustrittstemperaturen zwischen 65 und 70 °C), weil entweder zu viel kaltes Wasser beigemischt wird, um die maximale Verdampfeintrittstemperatur zu erreichen und / oder die Volumenstromregelung noch nicht ausgereift ist.

Der Vergleich mit den Auslegungswerten zeigt, dass die geplante maximale Kondensatorleistung nicht erreicht wird. Die Ursache hierfür wird derzeit noch untersucht.

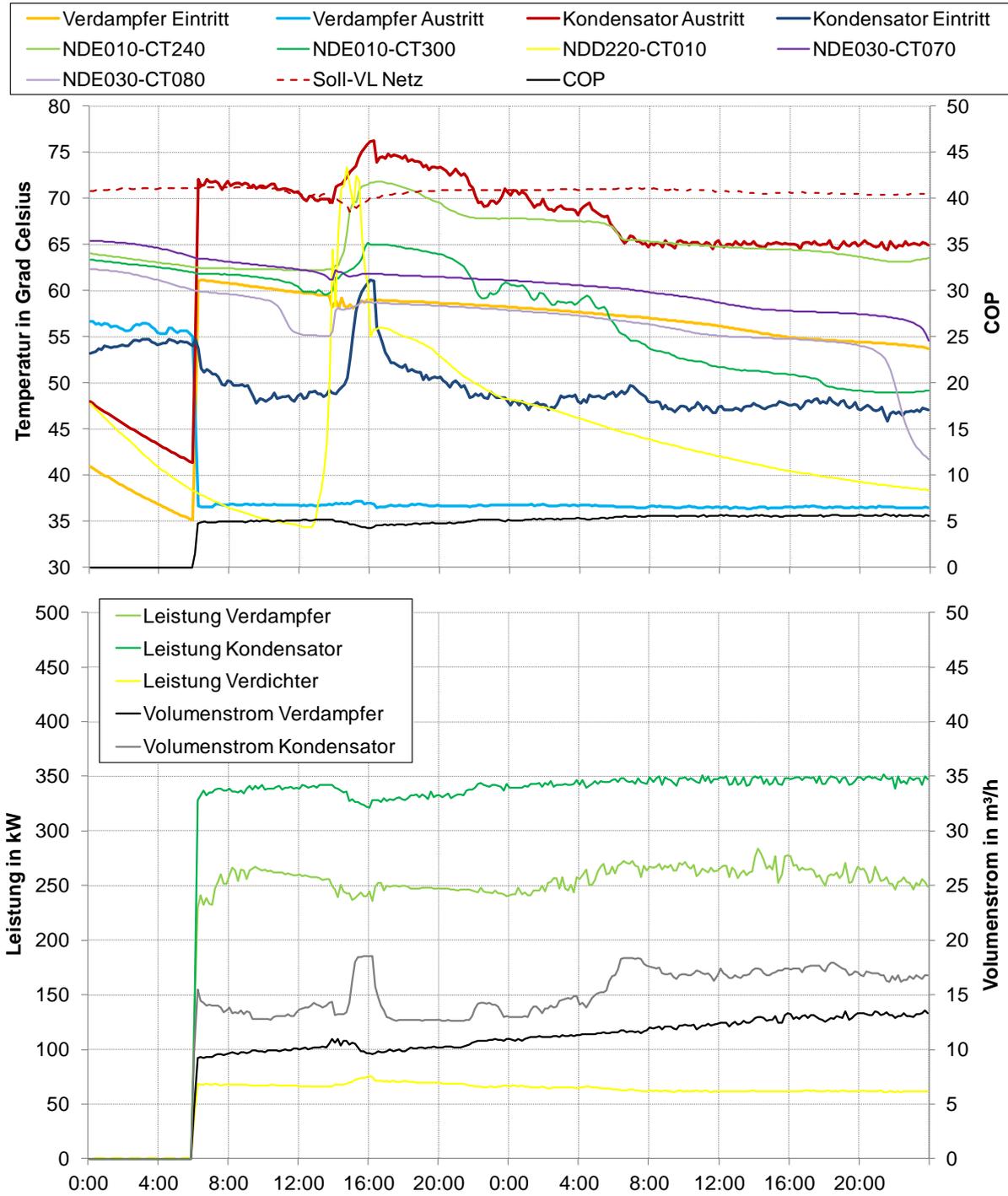


Abb. 69: Wärmepumpenbetrieb am 22./23.10.2012

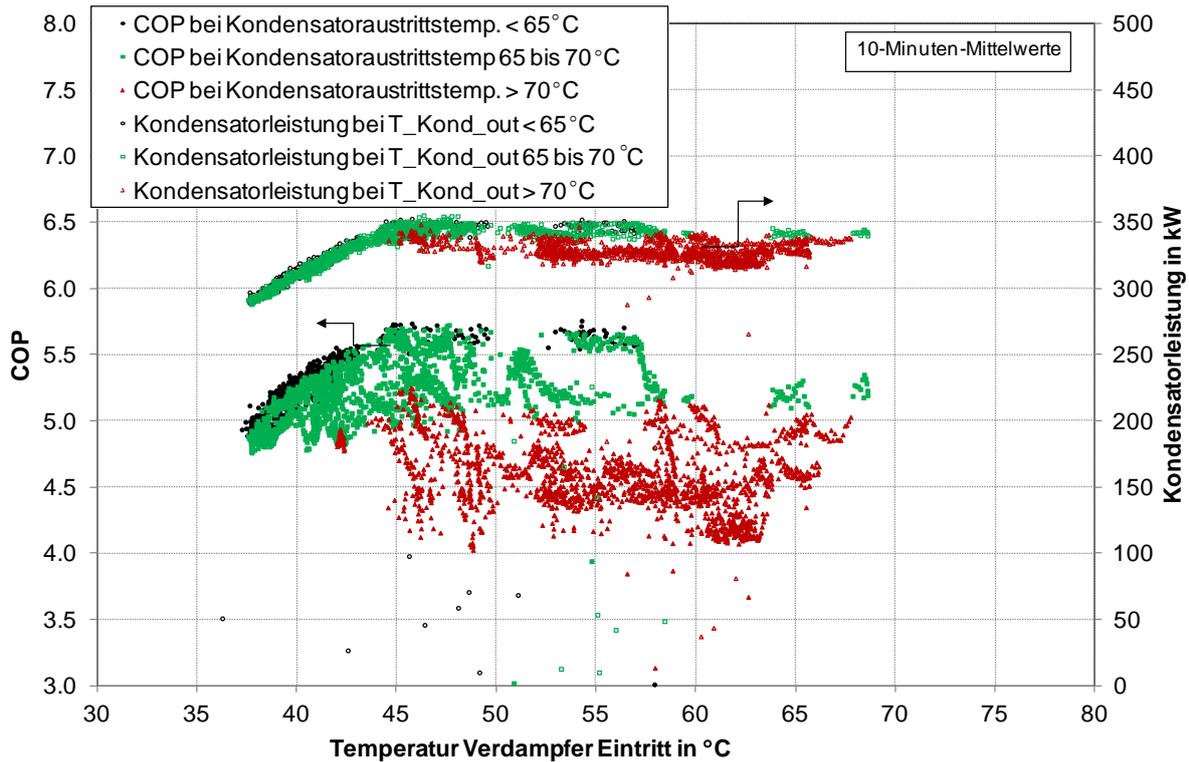


Abb. 70: Wärmepumpenbetrieb KW40 bis KW45/2012

2.5.2.7 Nachheizung und Nahwärmenetz

In Abb. 71 sind die Vor- und Rücklauftemperaturen des Nahwärmenetzes sowie die Volumenströme für die Jahre 2010 bis 2012 aufgetragen. Anfang des Jahres 2011 fehlen die Daten aufgrund eines Ausfalls der Messdatenerfassung. Die Netzvorlauf-temperatur war im Jahr 2010, vor allem in der Heizperiode, deutlich höher als in den Jahren 2011/12. Bei einer Begehung der Anlage wurde festgestellt, dass sich der Temperatursensor zur Regelung der Vorlauf-temperatur an einer ungünstigen Stelle nahe eines T-Stücks befand. Der Temperatursensor wurde durch einen günstiger positionierten ersetzt und die Netzvorlauf-temperatur konnte um 4 K gesenkt werden.

Der Volumenstrom im Nahwärmenetz ist in den Jahren 2011 und 2012 gegenüber dem jeweiligen Vorjahr gestiegen, da weitere Gebäude gebaut und an das Nahwärmenetz angeschlossen wurden. Um die neu errichteten Gebäude mit Wärme zu versorgen, mussten weitere Rohrleitungsstränge in Betrieb genommen werden. Damit die Versorgungssicherheit gewährleistet bleibt (ausreichend hohes Temperaturniveau auch im letzten Gebäude) werden die neuen Rohrleitungsstränge mit Überstömventilen betrieben, sodass in den Rohrleitungen auch dann eine Zirkulation stattfindet, wenn keine Wärmeabnahme in den Gebäuden erfolgt. Zusammen mit noch nicht korrekt einregulierten Wärmeübergabestationen, teilweise ist in den

Gebäuden lediglich die Bauheizung in Betrieb, führt dies zu erheblich höheren Netzrücklauftemperaturen als geplant. Die geplanten Netzrücklauftemperaturen von 35 °C werden mit gemessenen Netzrücklauftemperaturen von ca. 40 °C bis 53 °C (Tagesmittelwerte) um ca. 5 K bis 18 K überschritten.

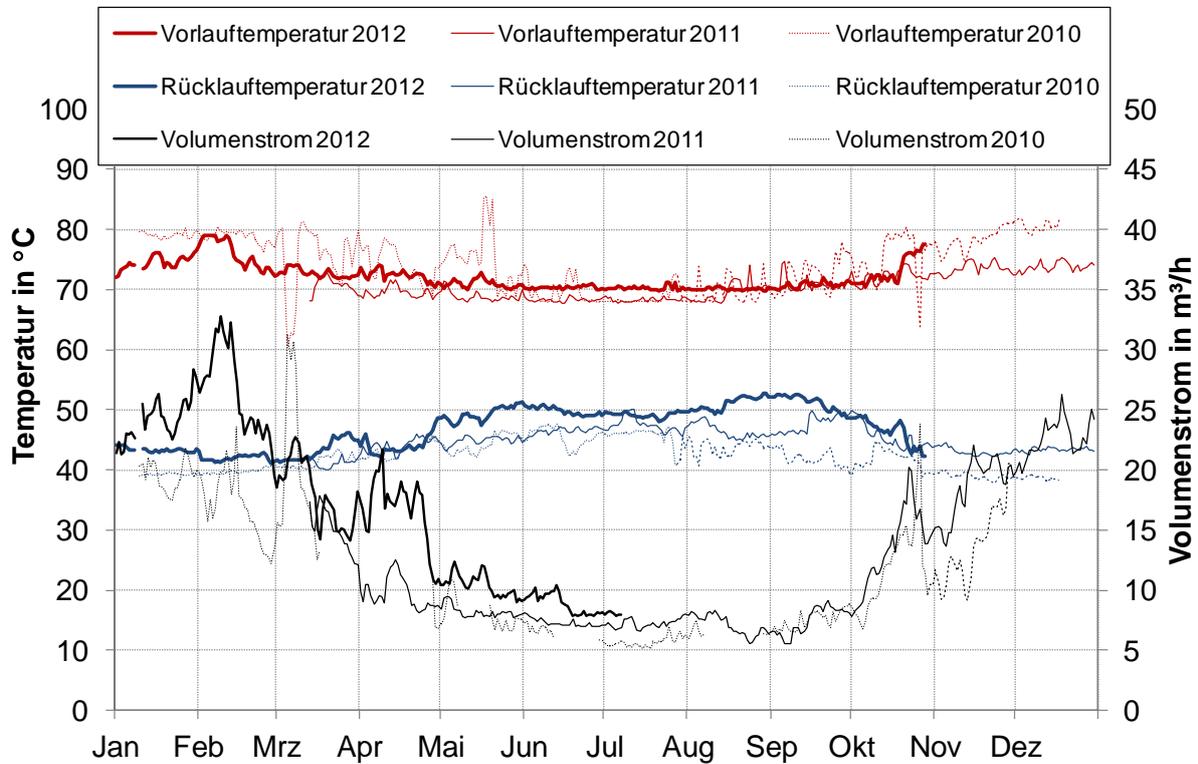


Abb. 71: Netztemperaturen und -volumenstrom der Jahre 2010 bis 2012

2.5.2.8 Solare Vorwärmung

Eine weitere Ursache für die hohen Rücklauftemperaturen auf der Pufferspeicherseite wird im Folgenden erläutert. In Abb. 72 sind die Temperaturen und Volumenströme am Wärmeübertrager zwischen Pufferspeicher 1 und Nahwärmenetz beispielhaft für den 05.08.2010 aufgetragen. Es ist zu erkennen, dass der Volumenstrom auf der Pufferspeicherseite (Primärseite) ab ca. 12:00 deutlich höher ist als der Volumenstrom auf der Seite des Nahwärmenetzes (Sekundärseite). Dies führt zu Rücklauftemperaturen auf der Pufferspeicherseite von ca. 50 °C bis 66 °C gegenüber 42 °C bis max. 54 °C, die bei etwa gleich hohen Volumenströmen auf der Pufferspeicher- und Nahwärmenetzseite erreicht werden. Der Volumenstrom auf der Pufferspeicherseite wird in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz zwischen der Nahwärmenetz-Vorlauftemperatur und der Soll-Netzvorlauftemperatur geregelt. Ist die Temperaturdifferenz kleiner 5 K soll der Volumenstrom auf der Pufferspeicherseite 0,9-mal so

hoch sein wie auf der Nahwärmenetzseite. Diese Regelung funktioniert jedoch nicht zuverlässig.

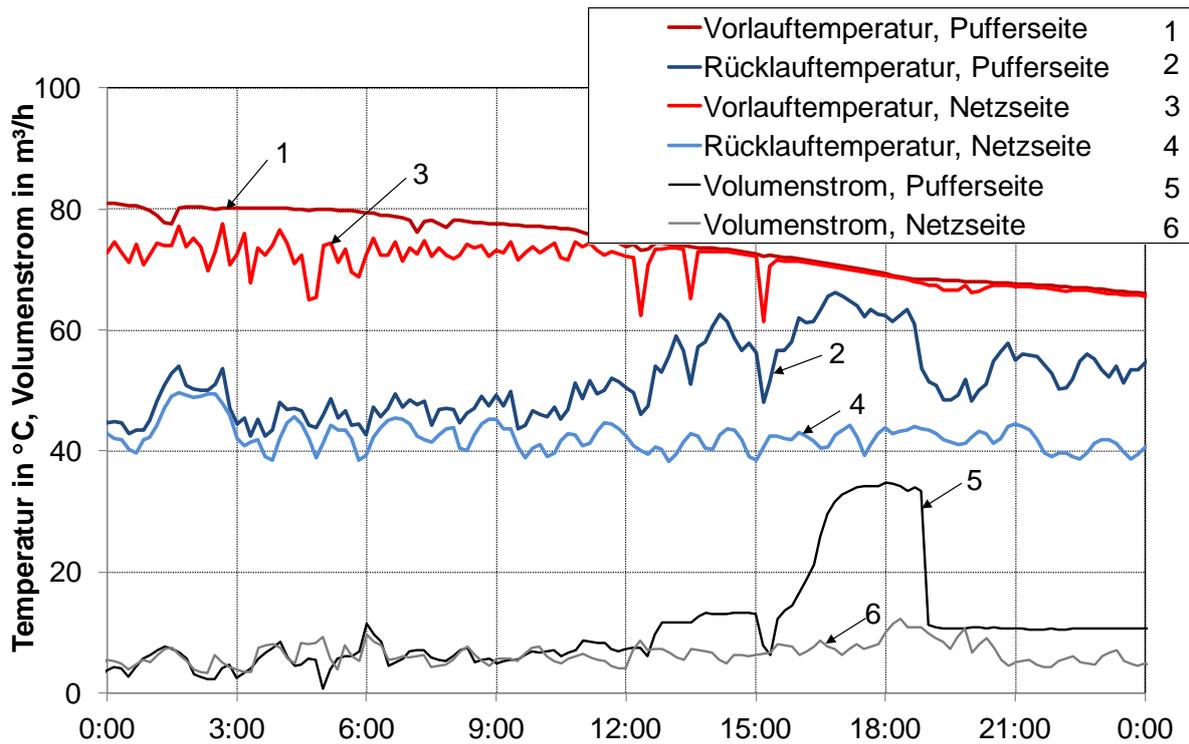


Abb. 72: Temperaturen und Volumenströme am Wärmeübertrager zwischen Pufferspeicher 1 und Nahwärmenetz am 05.08.2010

2.5.3 Zusammenfassung

Die solare Nahwärmeversorgung in Crailsheim wurde während der Projektlaufzeit um eine Wärmepumpe und um 5 851 m² Kollektorfläche erweitert und es wurden weitere Wärmeabnehmer an das Nahwärmenetz angeschlossen. Die Inbetriebnahme der Wärmepumpe erfolgte im Februar 2012, sodass noch kein vollständiges Betriebsjahr mit einem planmäßigen Regelbetrieb ausgewertet werden konnte.

Nach dem Bau des Erdsonden-Wärmespeichers wurde dieser ab dem Jahr 2008 beladen, für eine direkte Entladung hat das Temperaturniveau bisher nicht ausgereicht. Seit dem Februar 2012 erfolgt die Entladung des ESWSP mit der Wärmepumpe. Es wurden bisher Maximaltemperaturen von 58 °C im Erdsonden-Wärmespeicher gemessen, die Wärmeverluste im Speicherstillstand sind mit 1 bis 2 Kelvin pro Monat am Speicherrand als vergleichsweise gering einzustufen.

Im regulären Anlagenbetrieb hat die Wärmepumpe einen hohen COP von über 5,5 erreicht. Die COP-Werte sind bei hohen Wärmequellentemperaturen (hohen Temperaturen im Erdsonden-Wärmespeicher) am höchsten und sinken am Ende der Ent-

ladesaison deutlich ab (~ 4,5 Ende Januar 2013). Die geplante maximale Kondensatorleistung konnte noch nicht erreicht werden, hier sind durch den Wärmepumpenhersteller noch Verbesserungsmaßnahmen geplant.

Während des Anlagenbetriebs und teilweise während der Inbetriebnahme von Anlagenkomponenten haben sich diverse Mängel bzw. (Regelungs-)Fehler herausgestellt. In den meisten Fällen konnten diese behoben werden. Allerdings hat z. B. die Behebung der Leckage am 100 m³ Pufferspeicher einige Monate in Anspruch genommen, was die Inbetriebnahme der Wärmepumpe entsprechend verzögert hat.

Seit der Inbetriebnahme der Anlage wird die Regelung kontinuierlich weiterentwickelt und die Regelungsparameter werden optimiert. Es besteht jedoch noch erhebliches Optimierungspotenzial, insbesondere was die Senkung der Netzurücklauftemperatur und den Wärmepumpenbetrieb betrifft.

Der solare Deckungsanteil konnte von 16 % im Jahr 2008 auf 36 % im Jahr 2011 jährlich gesteigert werden. Es ist zu erwarten, dass der geplante solare Deckungsanteil von 51 % nach der Inbetriebnahme aller Anlagenkomponenten und der Überführung der Anlage in den Regelbetrieb erreicht wird.

3 Begleitforschung zum innovativen Betrieb von solaren Nahwärmeversorgungen mit saisonaler Wärmespeicherung und zur Wärmespeicher-Modellierung

3.1 Combined Determination of Moisture and Heat Transport Coefficients of Porous Materials

Der folgende Abschnitt entspricht in Teilen der Dissertation von F. Ochs [75], die in Englisch veröffentlicht wurde.

3.1.1 Abstract

Transient simulation of coupled heat and moisture transfer is increasingly applied in the building sector for analysis and evaluation of e.g. composite walls. Several (commercial) simulation tools are available. For the calculation of the heat transfer in porous medium a pure or so-called apparent thermal conductivity is required. However, this reduced thermal conductivity which does not include effects due to latent or convective heat transfer is not easy to measure. A superposition of driving forces (gradient in temperature and partial pressure) and their effects (heat and moisture flux) exits which hardly can be separated in experiments.

In the majority of cases, required material properties may be found in the database of the simulation tools. However, especially for newer materials such as (bulk) insulation material properties and especially heat and moisture transport coefficients have to be determined by experiments. Effects of temperature and moisture content other than reference conditions on the effective thermal conductivity are considered according to recent Standards (e.g. EN ISO 10456 [128]). However, the correlations are only valid for conditions above dew point and are therefore limited to relatively small moisture contents.

Experimental data gained with a guarded heating plate device are analysed applying an analytical steady-state model as well as transient simulations of heat and moisture transport. Results are compared and drawbacks of existing models with respect to high temperature applications are presented.

In this section it is demonstrated how moisture and heat transport coefficients can be determined simultaneously by means of measurements with a guarded heating plate device in combination with transient simulation of coupled heat and moisture transfer.

The thermal conductivity and the water vapour diffusion resistance number can be determined by minimization of the deviation between measured and predicted heat fluxes. For the numerical solution of this best-fit problem the Simplex-method is applied. Results are presented for expanded glass granules and mineral wool in a temperature range between 20 °C and 80 °C for moisture contents between zero and free saturation.

3.1.2 Introduction

Properties like high compressive strength, good thermal insulation and non-combustibility make bulk insulation such as foam glass gravel, expanded glass granules and expanded clay widely applicable in the building industry as a insulation and lightweight construction material. Similar to other bulk insulation materials such as cellulose or perlite it can be used in roof, wall, floor and ceiling cavities. For horizontal cavities it can simply be poured by hand, for wall cavities it is usually dry injected with an air hose, or damp-sprayed between wall studs before the wall is closed. A selection of porous bulk insulation is shown in Fig. 1.



EGG, $d = 4-8 \text{ mm}$, $\rho = 185 \text{ kg/m}^3$



ECG, $d = 4-8 \text{ mm}$, $\rho = 270 \text{ kg/m}^3$



EP, $d = 1 \text{ mm}$, $\rho = 100 \text{ kg/m}^3$



FGG, $d = 10-50 \text{ mm}$, $\rho = 170 \text{ kg/m}^3$

Fig. 1: Selection of bulk insulation materials, EGG: expanded glass granules, ECG: expanded clay granules, EP: expanded perlite; FGG: foam glass gravel, grain diameter and bulk density (without compaction)

Foam glass gravel (FGG) is applied as weight carrying thermal insulation. After loose emplacement and evenly distribution of the FGG on the plane (soil) the FGG will be installed with positive locking of the granular structure by compression. This makes it also highly suitable applicable as insulation in large-scale thermal energy stores. Although bulk insulation is increasingly applied, material properties (e.g. thermal conductivity and water vapour diffusion resistance number) and material functions (e.g. moisture storage function) are hardly available. Depending on the material of the solid matrix (glass, clay, perlite, cellulose) and on the bulk density and the porosity material properties such as the thermal conductivity or the water vapour diffusion resistance may differ significantly, see Table 1.

Table 1: Bulk insulation material, grain size (d) and manufacturer information on density (ρ) and reference thermal conductivity (λ_R)

Nr.	material	grain size	density	reference thermal conductivity
		d	ρ	λ_R
		mm	kg/m ³	W/(m·K)
expanded glass				
1	EGG type I	2-4	190	0.07
2	EGG type II	2-4	190	0.08
3	EGG type II	4-8	180	0.08
expanded clay				
4	ECG type I	4-8	300	0.10
5	ECG type I	1-4	300	0.08
expanded perlite				
6	EP type I	0-1	90	0.05
foam glass				
7	FGG type I	0-90	150	0.08 / 0.14
8	FGG type II	10-50	195	0.09

λ_R : reference thermal conductivity, dry at 10 °C according to [124] or manufacturer data

EGG: expanded glass granules; ECG: expanded clay; EP: expanded perlite; FGG: foam glass gravel

Generally, a porous medium can be considered as a compound of a solid matrix (e. g. mineral or polymer) with a mix of liquid moisture, vapour and air in the pores. In porous bulk material the moisture storage occurs in the pores of the grain as well as in the voids between the grains. Pore structure and pore types can differ significantly depending on the material, see Fig. 2

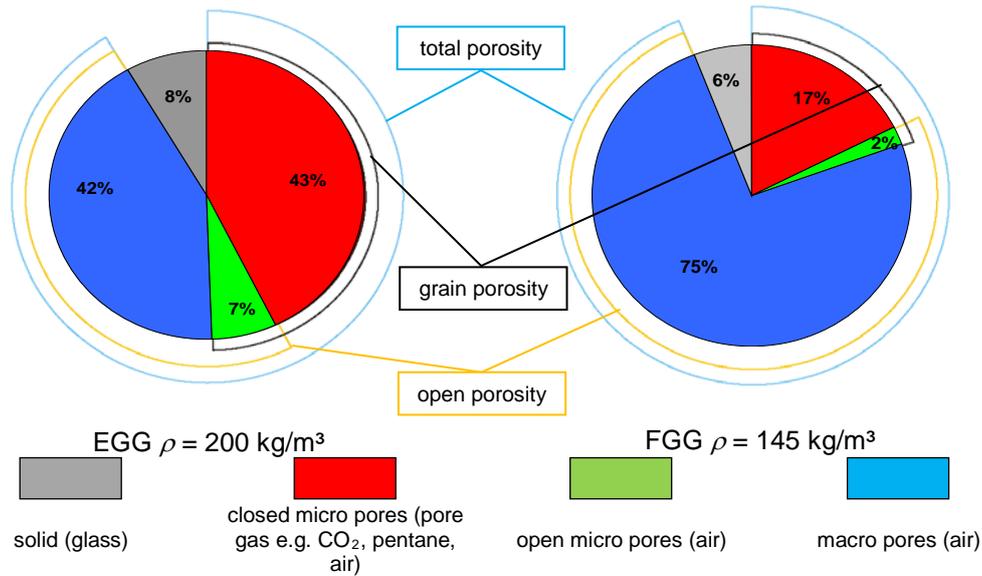


Fig. 2: Void fraction of bulk and of grain, pore structure and pore types (total porosity = void fraction) of expanded glass granules (EGG) and foam glass gravel (FGG)

Open and ink bottle pores are filled with air, closed pores may be filled with a pore gas other than air such as CO₂ or pentane. In open pores the air may be dry, humid or saturated. Depending on the pore radius the pores may be filled partially or entirely with water. Typical bulk insulation materials have a fraction of 23 % to 44 % of closed pores, see [80].

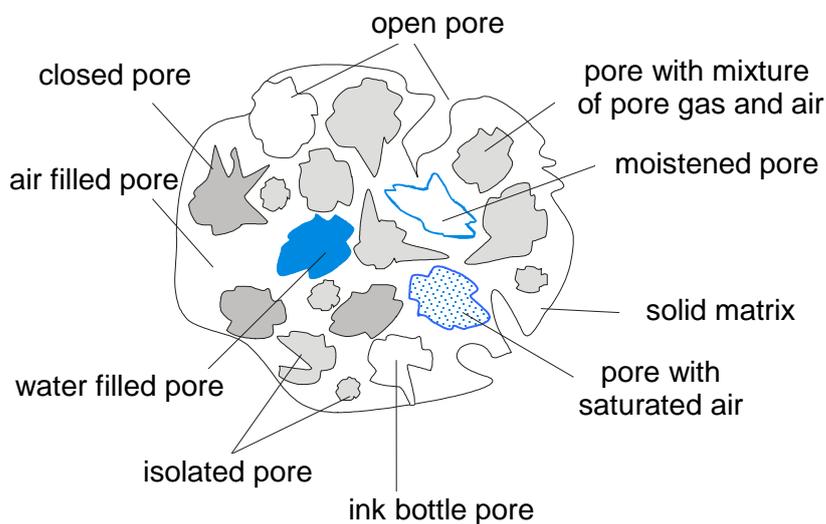


Fig. 3: Pore structure and pore types, pores may be filled with pore gas such as air CO₂ or pentane; open pores may be filled with dry, humid or saturated air or entirely with water

$$u_{\max} = \Psi_{op} \cdot \rho_w \quad (1)$$

Free and maximum saturation are shown in Fig. 4 for several porous bulk materials and for mineral wool (MW).

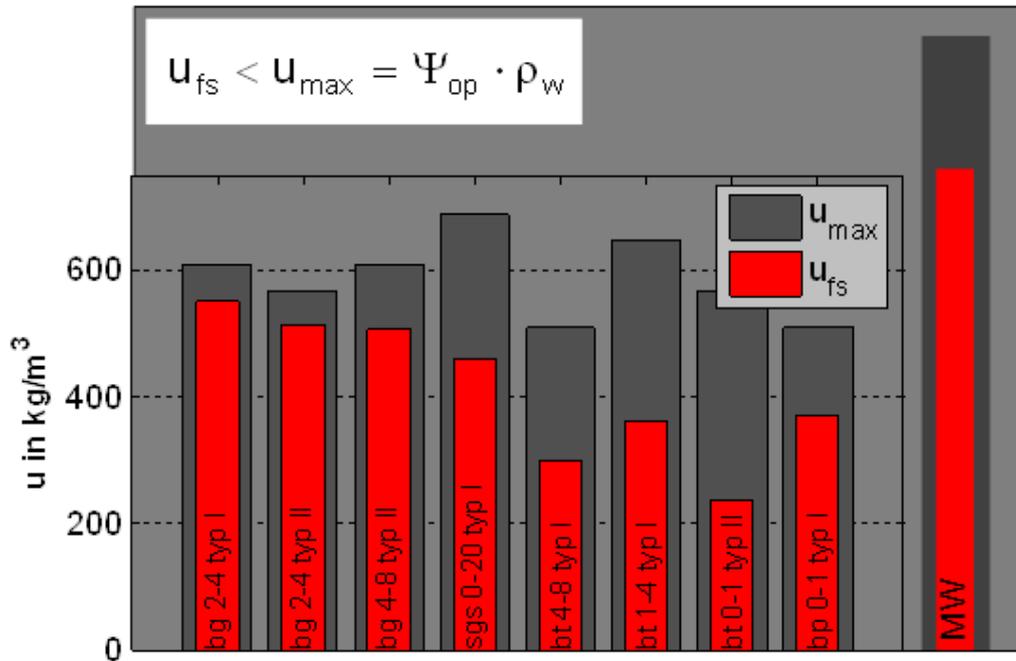


Fig. 4: Free and maximum saturation for different bulk insulation materials and mineral wool

3.1.3 State of the Art and Standards

3.1.3.1 Review of the Standards

The thermal conductivity of porous materials increases with increasing temperature and moisture content. In earlier Standards (DIN 4108 [119], DIN 52612 [125]) an increase of the thermal conductivity with increasing moisture content was considered. However, temperature dependence was neglected. According to recent Standards (i.e. EN ISO 10456 [128]) effects of temperature and moisture content other than reference conditions are considered, however, only for conditions above dew point. Hence, given correlations are only valid for relatively small moisture contents (in the range of 1 vol. %). The method is applicable in a reference ambient temperature range from $-30\text{ }^\circ\text{C}$ to $+60\text{ }^\circ\text{C}$. In real applications, moisture contents may be significantly higher due to water penetration (e.g. condensation, driving rain, ground or surface water). Temperatures may also deviate significantly from reference conditions such as in sun-facing facades or flat roofs. In particular, insulation in large-scale thermal energy stores is faced to high temperatures (up to $95\text{ }^\circ\text{C}$). Moisture penetration cannot always be avoided as experience shows [77], [78], [81], [82].

For reference conditions, a (oven-)dry specimen or a specimen with equilibrium moisture content at 23 °C and 50 % r. H. (relative humidity) has to be prepared. Measurements are conducted at a mean temperature of 10 °C with a temperature difference of 10 K.

Moisture and temperature dependence of the thermal conductivity λ_{eff} are considered as follows:

$$\lambda_{eff} = \lambda^* \cdot F_T \cdot F_m \quad (2)$$

The correction factor for temperature is:

$$F_T = \exp(f_T(T_2 - T_1)) \quad (3)$$

For moisture, either a mass related correction factor

$$F_m = \exp(f_u(u_2 - u_1)) \quad (4)$$

or a volume related correction factor may be chosen.

$$F_m = \exp(f_\psi(\Psi_2 - \Psi_1)) \quad (5)$$

The coefficients f_T , f_u or f_ψ can be taken from attached tables for most materials. The temperature correction factor f_T depends on the form of the material (sheet, plate, bulk), the density ρ and on the reference thermal conductivity λ , see Table 2.

Table 2: Temperature correction factor f_T according to EN ISO 10456 [128]

type	$f_T / [1/K]$
sheets of perlite	0.0033
bulk of perlite 0.04 W/(m·K)	0.0041
bulk of perlite 0.05 W/(m·K)	0.0033
bulk of insulation $\rho < 40 \text{ kg/m}^3$	0.0040
bulk of insulation $\rho \geq 40 \text{ kg/m}^3$	0.0035
bulk of expanded clay	0.0040
leightweight concrete $\lambda = 0.10 \text{ W/(m·K)}$	0.003
leightweight concrete $\lambda = 0.15 \text{ W/(m·K)}$	0.002
leightweight concrete $\lambda = 0.40 \text{ W/(m·K)}$	0.001

Table 3 gives a selection of water content and mass related correction factors.

Table 3: Density, water content and mass related correction factor according to [128] of porous insulation material

	$\rho / \text{kg/m}^3$	$u(23 \text{ }^\circ\text{C}, 50 \text{ \%})$	$u(23 \text{ }^\circ\text{C} 80 \text{ \%})$	f_u
sheets of perlite	140 to 240	0.02	0.03	0.8
bulk of perlite	30 to 150	0.01	0.02	3
bulk of expanded clay	200 to 400	0	0.001	4
autoclaved concrete	300 to 1000	0.026	0.04	4

Fig. 5 shows the relative change of the thermal conductivity with temperature for three different correction factors and compares own measurement results gained with a guarded heating plate device for different bulk insulation materials, see section 3.1.5, above.

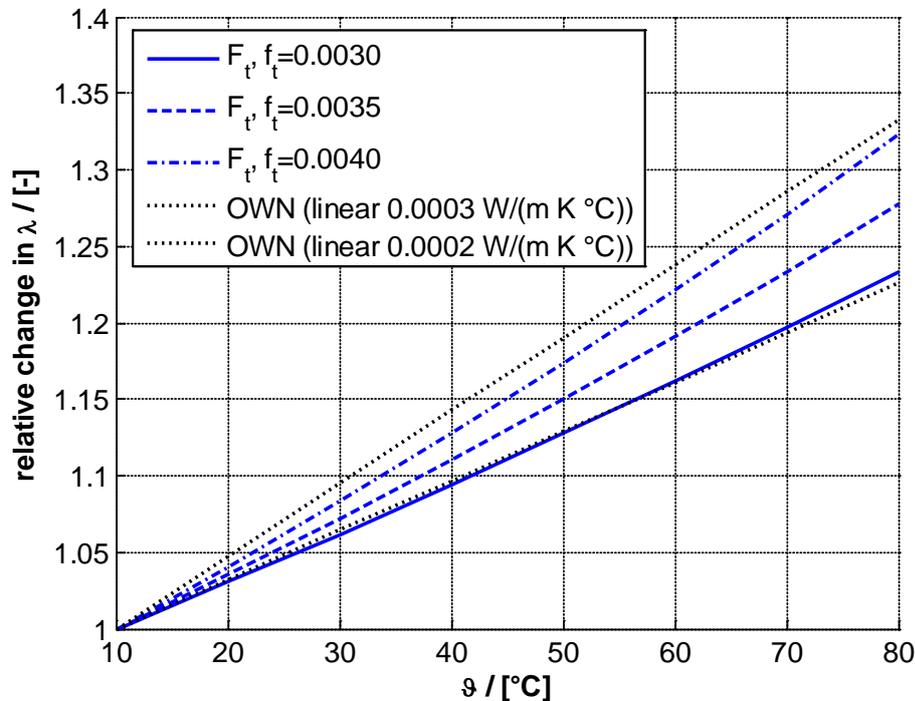


Fig. 5: Relative change of thermal conductivity λ as a function of temperature θ

Taking perlite with a density of 150 kg/m^3 as an example, a mass related water content u_m of 0.02 kg/kg corresponds to an absolute water content of 3 kg/m^3 as

$$U = U_m \cdot \rho \quad (6)$$

An increase of the thermal conductivity by a factor of 1.062 is obtained for an increase of the water content from dry to 3 kg/m^3 . However, below dew point conditions the water content of porous bulk material may be significantly higher. The free saturation water content (= drain weight) of bulk insulation is with 300 kg/m^3 to

600 kg/m³ a factor of 100 higher than the maximum values specified in [128], see Table 4.

Table 4: Free saturation moisture content u_{fs} measured according to [124], after 3000 h

egg type I 2-4 mm	egg type II 2-4 mm	egg type II 4-8 mm	ecg type I 4-8 mm	fgg type I 0-20 mm
550 kg/m ³	515 kg/m ³	500 kg/m ³	300 kg/m ³	460 kg/m ³

Combination of effects of increased temperature and moisture content may result in even higher enhancement of the thermal conductivity, as will be shown in section 3.1.5. None of the Standards does account for coupled effects of heat and moisture transport.

3.1.3.2 Thermal conductivity in hygrothermal simulation programs

In commercial simulation tools for the prediction of hygrothermal behaviour such as the calculation of temperature and moisture fields (e. g. WUFI [30] and Delphin [45], see also section 3.1.6), the thermal conductivity is usually considered as a constant or as a function of moisture content. In the latter case, a volume related increase with increasing moisture content i.e. usually a linear increase between reference thermal conductivity (dry) and 0.6 W/(m·K) (= thermal conductivity of water) is considered, see Fig. 6.

$$\lambda_{volume} = \lambda_{dry} + \Psi_w \cdot \lambda_w \quad (7)$$

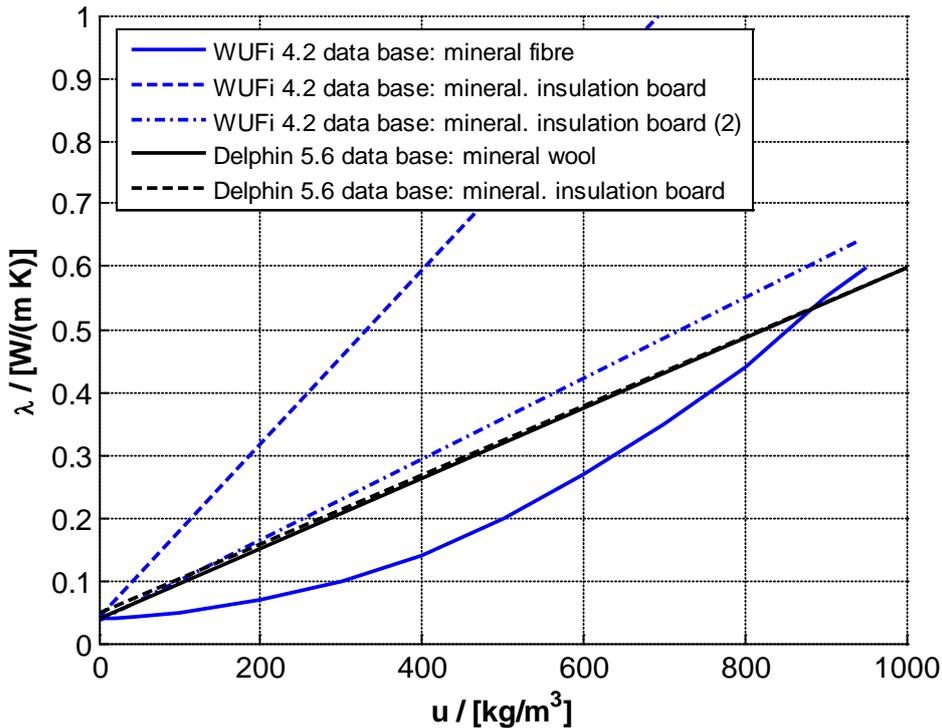


Fig. 6: Effective thermal conductivity λ as a function of moisture content u of several mineral insulation materials, data from Delphin 5.6.5 [45] and WUFI 4.2 [30] data bases

3.1.4 Analytical model for the effective thermal conductivity

3.1.4.1 Types of models

The VDI Heat Atlas [118] distinguishes between three types of prediction models for the thermal conductivity of porous materials. Type I considers the temperature and heat flux profile of two particles which are in contact (unity cell). It is the most complex model in terms of calculation effort and has to be solved numerically. A simplification is presented by Type III. Analogue to Type I the unity cell is regarded, but instead of a grid of isotherms and heat flux lines either parallel isotherms or heat flux lines are considered. A frequently used representative is the model developed by Zehner, Bauer and Schlünder (see [97] for details). It describes the thermal conductivity very well, if secondary parameters like the thermal contact resistance or flattening effects are considered.

According to a suggestion by Krischer [54], i.e. prediction model type II, the thermal conductivity of (moistened) porous materials can be expressed in terms of an aggregation of serial and parallel layers consisting of solid (s), liquid water (w), humid air and dry air (a).

3.1.4.2 Five-layer model

It is advantageous to consider the closed pores as an additional layer. This leads to a five-layer model according to Fig. 7.

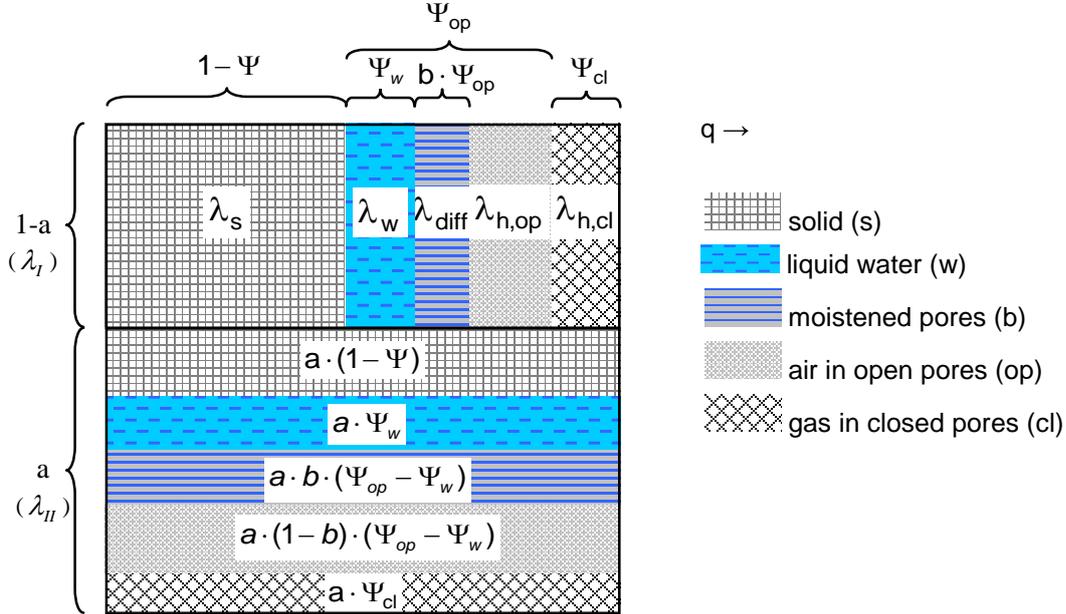


Fig. 7: Extended layer model, which takes into account the fraction of closed and thus by moisture unaffected pores

The addition of the weighted upper limit (= maximum) λ_l and lower limit (= minimum) λ_{II} thermal conductivity results in the effective thermal conductivity λ_{eff} of the porous medium.

$$\lambda_{eff} = \frac{1}{\frac{1-a}{\lambda_l} + \frac{a}{\lambda_{II}}} \quad (8)$$

The summation of the serial layers with respect to the direction of the heat flux yields the upper limit (maximum) of the thermal conductivity.

$$\lambda_l = (1-\Psi) \cdot \lambda_s + \Psi_w \cdot \lambda_w + b \cdot (\Psi_{op} - \Psi_w) \cdot (\lambda_p + \lambda_{diff}) + (1-b) \cdot (\Psi_{op} - \Psi_w) \cdot \lambda_p + \Psi_{cl} \cdot \lambda_{p,cl} \quad (9)$$

The lower limit (minimum) of thermal conductivity is obtained by adding the parallel layers with respect to the direction of the heat flux, which are weighted with the share of poorly conductive layers (a). The maximum thermal conductivity in equation (10) weighted accordingly with $(1-a)$.

$$\lambda_{II} = \left(\frac{1-\Psi}{\lambda_s} + \frac{\Psi_w}{\lambda_w} + \frac{b \cdot (\Psi_{op} - \Psi_w)}{\lambda_p + \lambda_{diff}} + \frac{(1-b) \cdot (\Psi_{op} - \Psi_w)}{\lambda_p} + \frac{\Psi_{cl}}{\lambda_{p,cl}} \right)^{-1} \quad (10)$$

For the moistened pores, the conductive terms of solid λ_s , of water λ_w and of dry air λ_a or saturated air $\lambda_{a,sat}$ are taken into account according to equations (9) and (10). Additionally heat transfer due to evaporation at the warm side of a pore and condensation at the opposite cold side of the pore occurs (heat pipe effect). The effective thermal conductivity due to pore diffusion (λ_{diff}) is modelled introducing an additional term, which is added to the thermal conductivity of the pore λ_p .

$$\lambda_{p,op} = \lambda_p + \lambda_{diff} \quad (11)$$

The effective thermal conductivity of the pore (p) consists of a contribution of molecular conduction of the pore gas (pg) and a contribution due to radiation (rad).

$$\lambda_p = \lambda_{pg} + \lambda_{rad} \quad (12)$$

In most cases the pore gas is air. The thermal conductivity of air can be approximated using a second order polynomial [54].

$$\lambda_a = 0.0243 + 7.8421 \cdot 10^{-5} \cdot \vartheta - 2.0755 \cdot 10^{-8} \cdot \vartheta^2 \quad (13)$$

The effect of the radiation can be considered using equation (14)

$$\lambda_{rad} = \frac{4 \cdot \sigma_s \cdot d_m}{(2 \cdot \cdot \cdot \varepsilon) - 1} T^3 = c_{rad} \cdot T^3 \quad (14)$$

where σ_s is the blackbody radiation constant, ε the coefficient of emission of the particle surface, T the absolute temperature in K and d_m the mean pore diameter. As the coefficient of emission is not available in most of the cases the parameters in equation (14) are lumped to the radiation constant (c_{rad}), which can be determined from experiments.

The term (λ_{diff}) describing the heat transport due to pore diffusion is expressed in different ways in the literature. Krischer [54] who developed the original model proposed:

$$\lambda_{diff} = \frac{D_v}{R_v \cdot T} \cdot \frac{p_{amb}}{p_{amb} - p_{sat}} \cdot \frac{dp_{sat}}{d\vartheta} \cdot \Delta h_v \quad (15)$$

In the VDI Heat Atlas ([118], chapter Mg 11) a similar correlation can be found.

$$\lambda_{diff} = \frac{D_v}{R_v^2 \cdot T^2} \cdot \frac{p_{amb}}{p_{amb} - p_{sat}} \Delta h_v^2 \quad (16)$$

De Vries [21] suggests the following correlation for the thermal conductivity due to pore diffusion:

$$\lambda_{diff} = D_V \cdot \frac{d\rho_{sat}}{d\vartheta} \cdot \Delta h_V \quad (17)$$

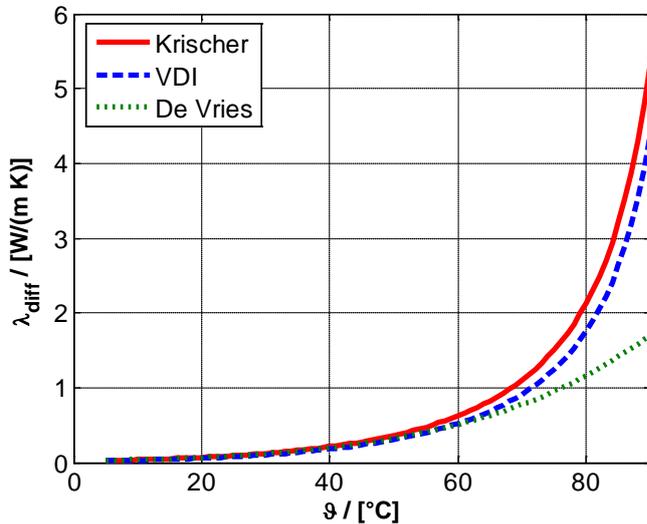


Fig. 8: Effective thermal conductivity (λ_{diff}) due to pore diffusion as a function of temperature (ϑ), according to Krischer and Kast [54], VDI [118] and de Vries [21]

The so-called heat pipe effect is illustrated in Fig. 9. Liquid is evaporating at the warm side, is transported by diffusion to the cold side and condensing there. In doing so latent heat of evaporation is released. A heat pipe effect is established if the condensed water is transported back to the warm side by liquid water transport (capillary or gravity) and evaporated again.

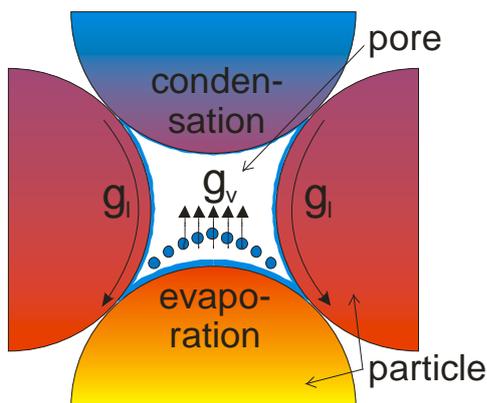


Fig. 9: Pore diffusion and heat pipe effect

The moistened pores, i.e. the pores in which pore diffusion takes place, can be determined by subtracting the share of water-filled pores from the share of open pores. Hence,

$$\Psi_{diff} = b \cdot (\Psi_{op} - \Psi_w) \quad (18)$$

The fraction of the moistened pores (b) is, therefore, a function of the water content (u). Between water content zero (dry material) and the free saturation (u_{fs}), the parameter b can take values between 0 and 1. For free water saturation b becomes 1. If the free saturation water content is equal to the maximum water content, which applies in the case of open-porous materials such as mineral wool, no air remains in the pores of the material. Consequently, the fraction of moistened pores $\Psi_{op} - \Psi_w$ and thus Ψ_{diff} is zero: no pore diffusion takes place. The fraction b has to be determined by iterative curve-fitting using e.g. the Nelder-Mead algorithm [69]. For each data set of thermal conductivity as a function of temperature and moisture content the corresponding b value has to be determined.

For the predictions of the fraction of moistened pores (b) as a function of water content with the following empirical correlation with two empirical parameters (m_1 , m_2) which is suggested in [42] good results are obtained.

$$b = \exp \left(m_1 \cdot \left(\frac{u_{fs}}{u} - 1 \right)^{m_2} \right) \quad (19)$$

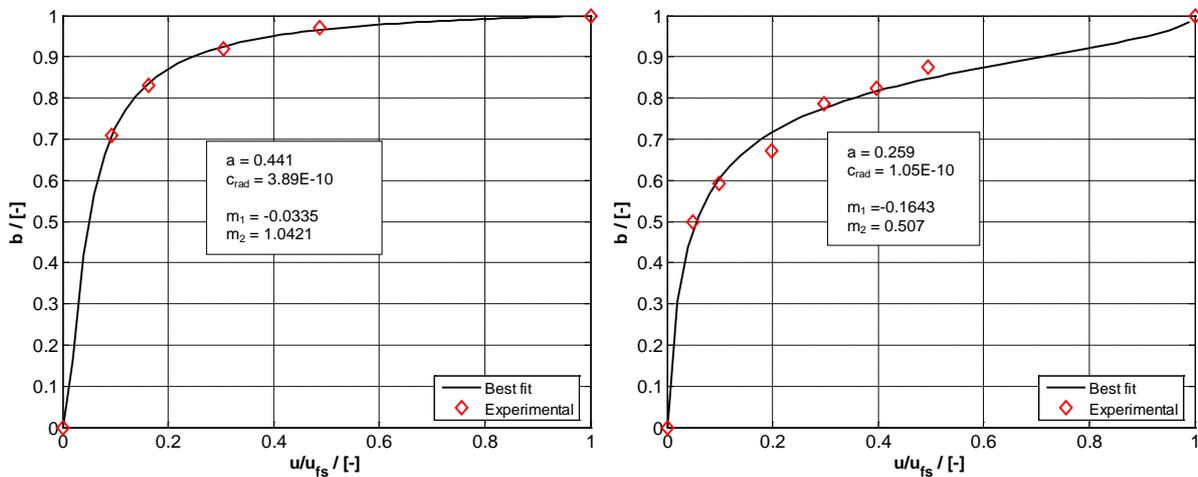


Fig. 10: Comparison of model predictions and agreement with experimental results for the fraction of moistened pores (b) for EGG 4-8 mm type II measured in container with 900 mm edge length (left) and in container with 500 mm edge length (right)

3.1.5 Experimental set-up and measurement results

3.1.5.1 Guarded heating plate device

The effective thermal conductivity of insulation materials (sheet and bulk insulation materials) was measured in a temperature range between 20 °C and 80 °C (95 °C) for water contents between 0 and the free saturation water content (u_{fs}).

Measurements were conducted with a guarded heating plate device according to DIN 52612 [125], [126]. The heating plate device has a measurement area of $A = 500 \text{ mm} \times 500 \text{ mm}$ with 200 mm guard ring. Two identical specimens are required for each measurement. Every specimen was measured in an oven-dry condition and with at least two different moisture contents. The maximum specimen height is determined by the measurement device¹⁰ and is 200 mm. As the time of the measurement increases with increasing height of the specimens a compromise has to be found. Long measurement periods may result in an inhomogeneous distribution of the moisture in the specimen. Contrariwise, with respect to measurement accuracy due to boundary effects the container dimensions (height, edge length) should exceed the grain diameter at least by a factor of 10 according to several authors [9], [51], [67] and [96]. The typical temperature course of the experiment is demonstrated in Fig. 11.

¹⁰ For practical reasons specimen height was limited to 150 mm

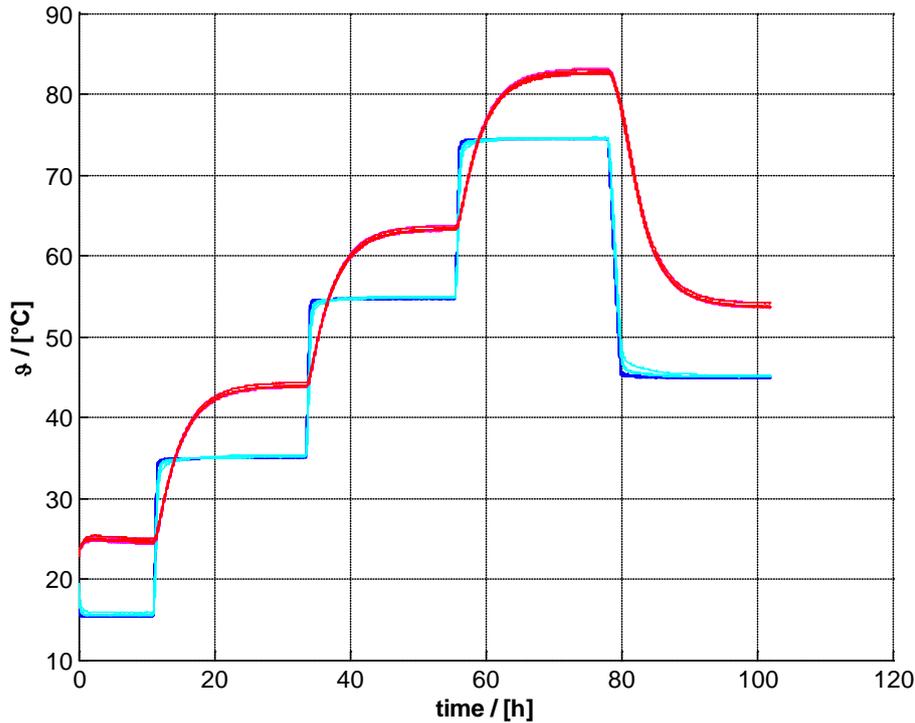


Fig. 11: Course of temperature (each five thermo-couples) at each heating and cooling plate) for a measurement of dry specimens in containers with 500 mm edge length, set point temperatures: 20 °C / 40 °C / 60 °C / 80 °C / 50 °C

Thermal losses through the guard ring cannot be entirely eliminated. Hence, a part of the measured electric heating power (P_{meas}) is not transported through the specimen but lost through the guard ring (Q_{GR}). The result is a measured thermal conductivity that is slightly too low. The effect is enhanced with increasing temperatures as the difference between the mean specimen temperature (ϑ_m) and the mean temperature in the measurement chamber (ϑ_{MC}) increases.

$$P_{meas} = 2 \cdot \dot{Q}_{ins} + \dot{Q}_{GR} \quad (20)$$

with

$$\dot{Q}_{GR} = A_{GR} \cdot \frac{\lambda_{GR}}{d_{GR}} \cdot (\vartheta_m - \vartheta_{MC}) \quad (21)$$

For practical reasons, as the thermal losses through the guard ring are hardly to determine, it is assumed that

$$\dot{Q}_{meas} = P_{meas} \quad (22)$$

The experimental set-up is schematically shown in Fig. 12.

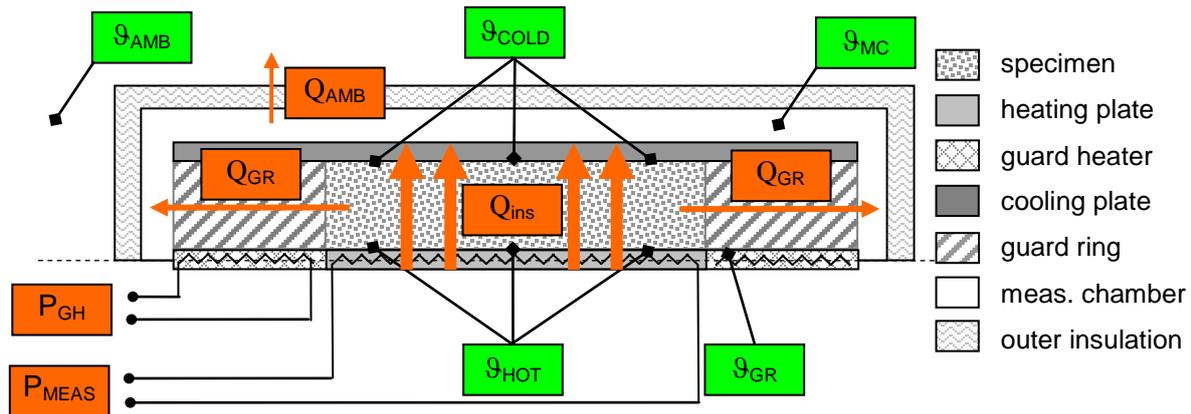


Fig. 12: Heat transport in guarded heating plate device, measured electric power (P_{meas}), electric power of guard heater (P_{GH}), losses through guard ring (Q_{GR}) and to ambient (Q_{amb}), resulting heat flux through specimen (Q_{ins})

The temperatures at the heating (HOT) and cooling plate (COLD) as well as the temperature of the guard ring (GR) and in the measurement chamber (MC) are measured with thermocouples. Experiments were conducted in a climate controlled chamber at constant ambient temperature of 23 °C (± 1 K) and relative humidity of 50 % r. H. (± 5 %).

For the experiments the specimens were prepared with moisture contents between 0 kg/m³ and 250 kg/m³ and stored for at least seven days in order to ensure homogeneously distribution of the moisture. In order to guarantee mass conservation during the course of the experiment the specimens were packed in stainless steel containers with a wall thickness of 2 mm. Two types of stainless steel containers were used:

- edge length of 900 mm with 68 mm specimen height
- edge length of 500 mm with 150 mm specimen height.

With both container types disadvantages have to be accepted. In the case of the 900 mm container there is no extra guard ring insulation. With moist specimens the thermal losses through the guard ring may result in inaccurate measurement results. Accordingly, the 500 mm container offers the advantage that thermal losses through the guard ring to the ambient can be reduced to a minimum by using a guard ring insulation with a very low thermal conductivity (e.g. PUR / PIR). However, the wall of the 500 mm container forms a thermal bridge that has to be considered for the analysis of the measured data.

In both cases the influence of the stainless steel container on the measured thermal conductivity has to be considered: on the one hand the container bottom and top represent a serial resistance. On the other hand the wall may form a thermal bridge, see Fig. 13.

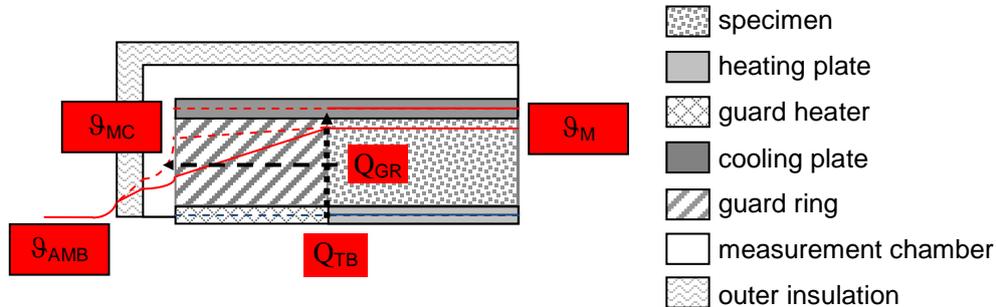


Fig. 13: Schematic temperature profile from specimen to ambient, heat loss through guard ring (Q_{GR}) and through thermal bridge (Q_{TB})

It is possible to consider the bottom and top as a serial and the side wall (= thermal bridge) as a parallel thermal resistance as there is a isotherm at the cooling plate and the heating plate and guard ring, respectively. The equivalent circuit diagram is shown in Fig. 14.

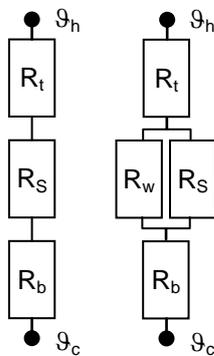


Fig. 14: Equivalent circuit diagram of 900 mm container (left) and 500 mm container (right); thermal resistances R of t: top, b: bottom, w: wall and s: specimen between hot and cold plate

The influence of the 900 mm stainless steel container which forms a serial resistance is considered applying equation (23).

$$\lambda_{eff} = \frac{\dot{Q}_{meas} \cdot \lambda_{VA} \cdot s_{ins}}{2 \cdot (A_{ins} \cdot \Delta \vartheta_{meas} \cdot \lambda_{VA} - s_{VA} \cdot \dot{Q}_{meas})} \quad (23)$$

In the case of the 500 mm stainless steel container additionally the influence of the thermal bridge (side wall) has to be considered.

$$\lambda_{eff} = \frac{S_{ins}}{A_{ins}} \cdot \frac{\dot{Q}_{meas} \cdot (R_{b,t} + R_w) - 2 \cdot \Delta \vartheta_{meas}}{2 \cdot \Delta \vartheta \cdot R_w - \dot{Q}_{meas} \cdot R_w \cdot R_{b,t}} \quad (24)$$

In equation (24) the thermal resistance of the wall (R_w)

$$R_w = \frac{S_w}{A_w \cdot \lambda_{VA}} \quad (25)$$

and of the bottom/top ($R_{b,t}$)

$$R_{b,t} = \frac{S_{b,t}}{A_{b,t} \cdot \lambda_{VA}} \quad (26)$$

are calculated assuming a constant thermal conductivity of stainless steel with $\lambda_{VA} = 21 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$.

3.1.5.2 Convective heat transfer

In porous media convective heat transfer may occur due to buoyancy effects. When

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot d^3}{\nu^2} \gg 1 \quad (27)$$

the viscous force is negligible compared to the buoyancy and inertial forces.

The Rayleigh number can be calculated for the voids between the grains (17). Convection occurs if the critical value $Ra_{crit} > 1708$ is exceeded

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot d^3}{\nu \cdot a} \quad (28)$$

The temperature drop in the void has to be assumed from the temperature difference between hot and cold side (of 10 K or 5 K for dry and wet bulk, respectively) by e. g. a linear interpolation.

Alternatively, a modified Rayleigh number is defined in [128] for a temperature gradient over the entire material thickness d .

$$Ra_m = \frac{3 \cdot 10^6 \cdot d \cdot K \cdot \Delta T}{\lambda} \quad (29)$$

The permeability K can be calculated as a function of the porosity ε for bulk of spheres with the diameter d as follows:

$$K = \frac{d^2 \cdot \varepsilon^2}{A \cdot (1 - \varepsilon)^2} \quad (30)$$

According to different authors, e. g. [29], the empirical factor A in equation (30) can be set to 150. With a (mean) particle diameter of 6 mm (4-8 mm particles) and a (bulk) porosity of $\varepsilon = 30 \%$ a permeability of

$$K = \frac{0.006^2 \text{m}^2 \cdot 0.3^2}{150 \cdot (1 - 0.3)^2} = 2.374 \cdot 10^{-8} \text{m}^2 \quad (31)$$

is obtained.

Equations (31) and (33) apply for laminar flow, where the pressure drop in a porous medium can be calculated using Darcy's law.

$$-\text{grad}(p) = \frac{\eta}{K} \cdot w \quad (32)$$

The Darcy velocity w is

$$w = \frac{\dot{V}}{A_c} = \frac{\dot{m}}{A_c \cdot \rho} \quad (33)$$

where η and ρ are the dynamic viscosity and the density of the fluid, respectively. A_c denotes the cross-sectional area of the porous channel, \dot{V} the volume flow and \dot{m} the mass flow.

Thus, a modified Rayleigh number smaller 1 is obtained, which is well below the critical limit of 30, given in [128].

$$\text{Ra}_m = \frac{3 \cdot 10^6 \cdot d \cdot K \cdot \Delta T}{\lambda} = \frac{3 \cdot 10^6 \cdot 0.068 \cdot 2.374 \cdot 10^{-8} \cdot 10}{0.06} = 0.81 \quad (34)$$

3.1.5.3 Analysis of measured data

In order to investigate the influence of the stainless steel containers (with 500 mm and with 900 mm edge length) on the measurement results, additionally experiments were carried out with the dry specimens placed in bulk frames made of PUR/PIR (later called SGR).

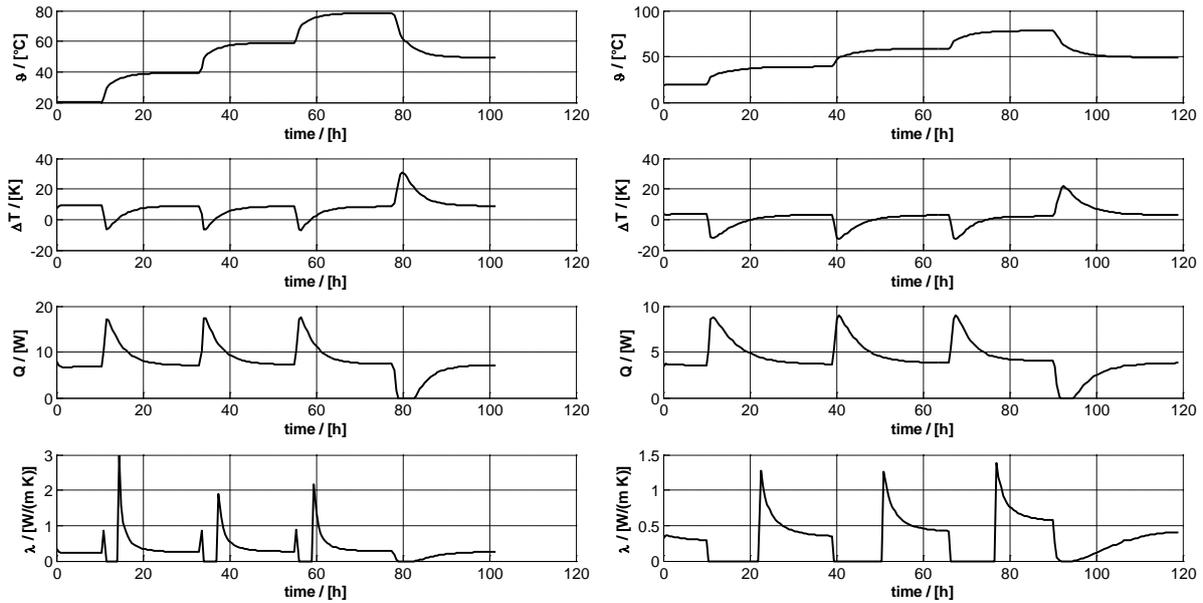


Fig. 15: Course of measured mean temperature, temperature difference, heat flux and resulting thermal conductivity, expanded glass granules in 500 mm VA container, left: $u_0 = 0 \text{ kg/m}^3$ ($\Delta T_{\text{set}} = 10 \text{ K}$), right: $u_0 = 100 \text{ kg/m}^3$ ($\Delta T_{\text{set}} = 5 \text{ K}$)

The thermal conductivity of the stainless steel container is assumed to have a thermal conductivity of $21 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$. Alternatively, a linearly function of the thermal conductivity of stainless steel with respect to temperature may be assumed.

$$\lambda_{VA} = \lambda_0 + a \cdot (\vartheta - \vartheta_0) \quad (35)$$

The influence of the thermal conductivity of the stainless steel container is significant as can be seen in Fig. 16.

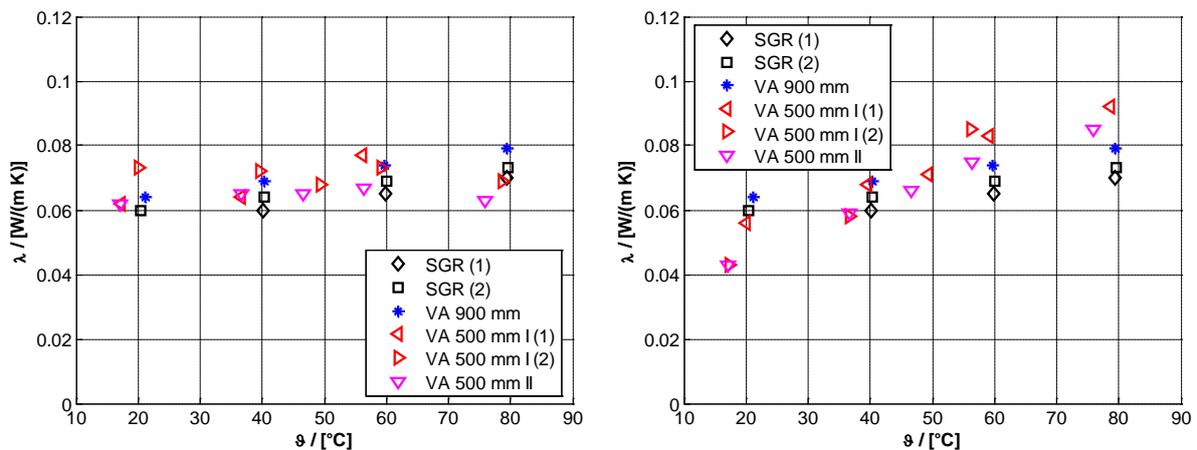


Fig. 16: Measured effective thermal conductivity λ as a function of temperature ϑ , influence of specimen preparation and set-up, left $\lambda_{VA} = 18 \text{ W/(m}\cdot\text{K)} + 0.086 \cdot (\vartheta_m - 10 \text{ }^\circ\text{C)}$; right $\lambda_{VA} = \text{const.} = 21 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$

Agreement between thermal conductivities, measured in the bulk frame (SGR) in the containers (VA 900 mm and VA 500 mm), is rather good. Deviations are within an acceptable limit. However, deviations can be recognised and in particular at higher temperatures. This can be explained by increasing thermal losses at the boundary of the specimen resulting in a measured thermal conductivity that is slightly too low as explained above. Hence, in the following, presented results have to be considered rather qualitatively than quantitatively. The objective of this work is to present the method and not absolute values.

3.1.5.4 Measured thermal conductivity of moist specimens

In the case of the 900 mm container the moisture contents of the specimens were 0, 48, 81, 152 and 248 kg/m³ and were obtained by drying saturated specimens. Contrariwise, in the case of the 500 mm container the respective moisture contents were obtained by adding water beginning with the dry specimens. Specimens were prepared with moisture content of 0, 25, 50, 100, 150, 200 and 250 kg/m³. The specimens were stored for at least one week after moistening in order to allow for a homogeneous distribution of the moisture.

The effective thermal conductivity of porous materials can be expressed as a linear function with respect to temperature for the dry specimens. It increases exponentially with respect to temperature for moist specimens. The effective thermal conductivity significantly increases with increasing temperatures and moisture contents due to pore diffusion (heat pipe effect) which is a result of pore diffusion according to equation (15), see Fig. 17.

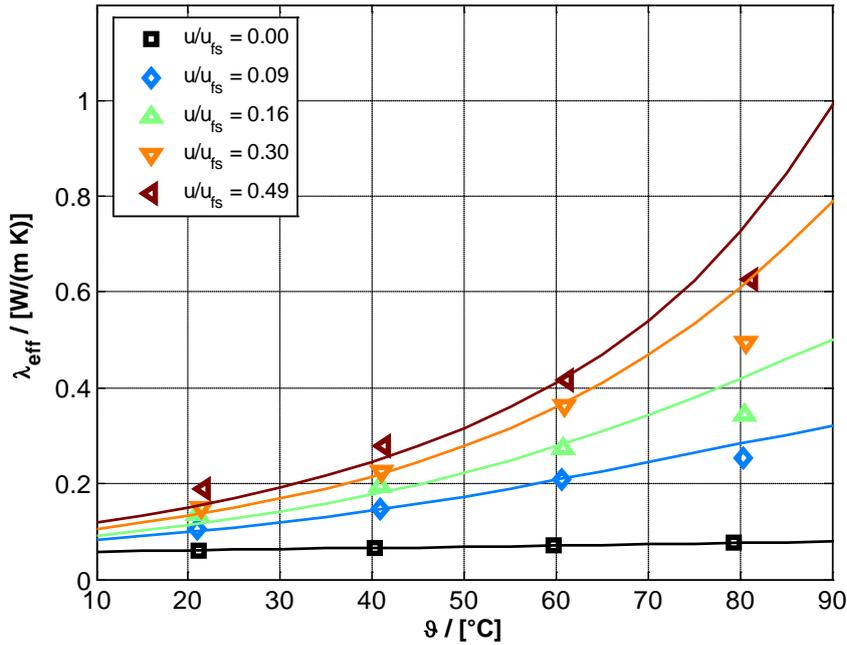


Fig. 17: Measured and predicted effective thermal conductivity (λ) of EGG 4-8 type II (in VA 900 mm container) as a function of temperature (ϑ) with the relative moisture content (u/u_{fs}) as parameter

The effect of pore diffusion must not be considered if moisture transport is explicitly modelled as in numerical models for coupled heat and moisture transport. In this case, the pure thermal conductivity without diffusive transport and latent heat effects is required. Equations (9) and (10) simplify to

$$\lambda_I = (1 - \Psi) \cdot \lambda_s + \Psi_w \cdot \lambda_w + (\Psi_{op} - \Psi_w) \cdot \lambda_p + \Psi_{cl} \cdot \lambda_{p,cl} \quad (36)$$

and

$$\lambda_{II} = \left(\frac{1 - \Psi}{\lambda_s} + \frac{\Psi_w}{\lambda_w} + \frac{\Psi_{op} - \Psi_w}{\lambda_p} + \frac{\Psi_{cl}}{\lambda_{p,cl}} \right)^{-1} \quad (37)$$

respectively.

In Fig. 18 the thermal conductivity is plotted with (w) and without (w/o) pore diffusion. The increase of the thermal conductivity with temperature and moisture content is significantly less pronounced. Nevertheless, at saturation and at 90 °C an increase by a factor of 3 to 4 compared to the reference value can still be observed.

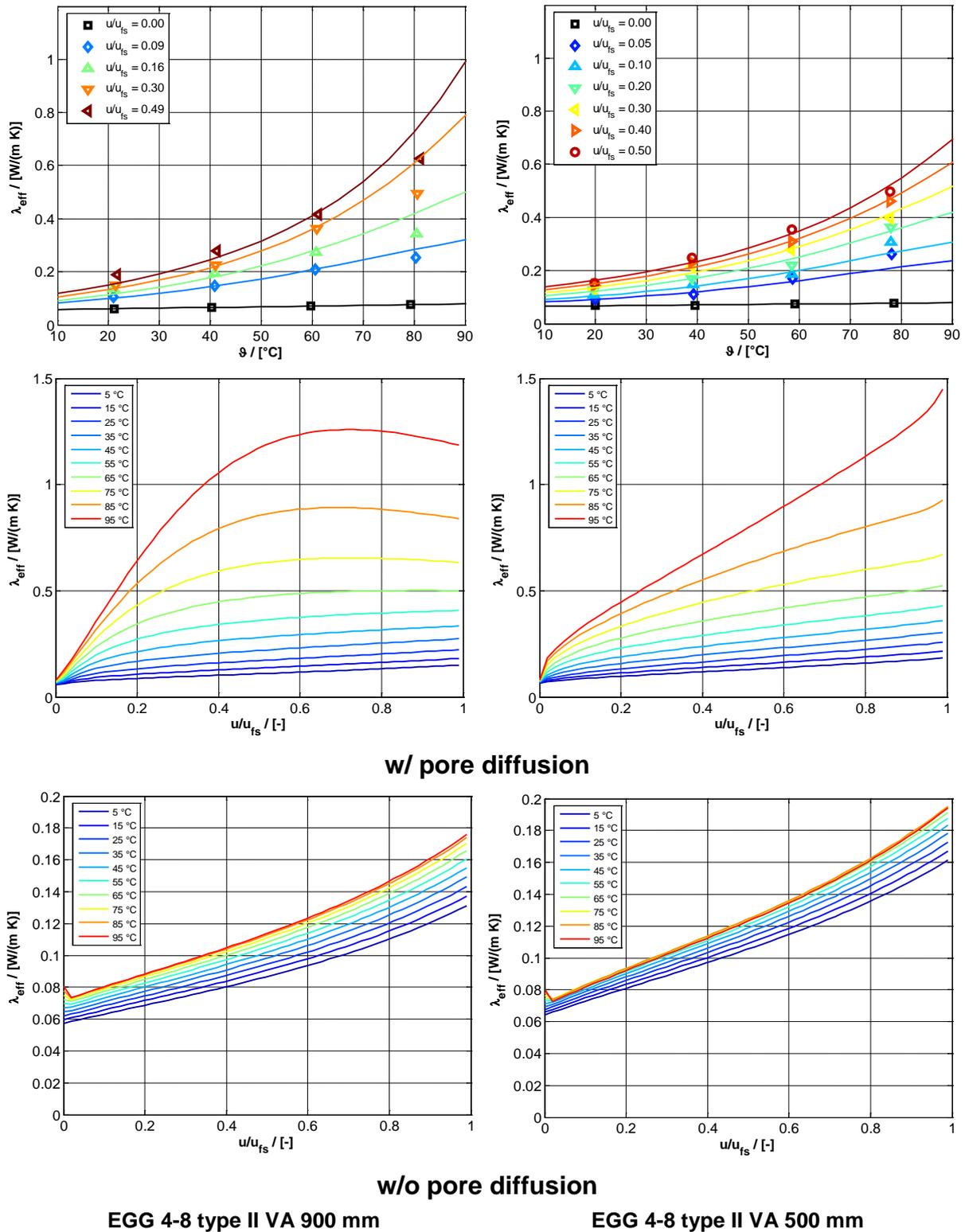


Fig. 18: Measured effective thermal conductivity λ as a function of temperature ϑ

The results of the measurement of the thermal conductivity with the two container types (900 mm and 500 mm) are comparable though not equal. The differences may be explained by the different measurement errors due to thermal losses via the guard ring or due to the thermal bridge, respectively, as discussed above.

Without pore diffusion, the effective thermal conductivity can be approximated with a linear approach with respect to temperature, as is shown in Fig. 19. With acceptable error, the slopes of the regression lines can be considered equal with $m = 0.0003 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K}\cdot^\circ\text{C})$. The thermal conductivity at 0°C increases from $0.05 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ for the dry material to $0.09 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ at $248 \text{ kg}/\text{m}^3$.

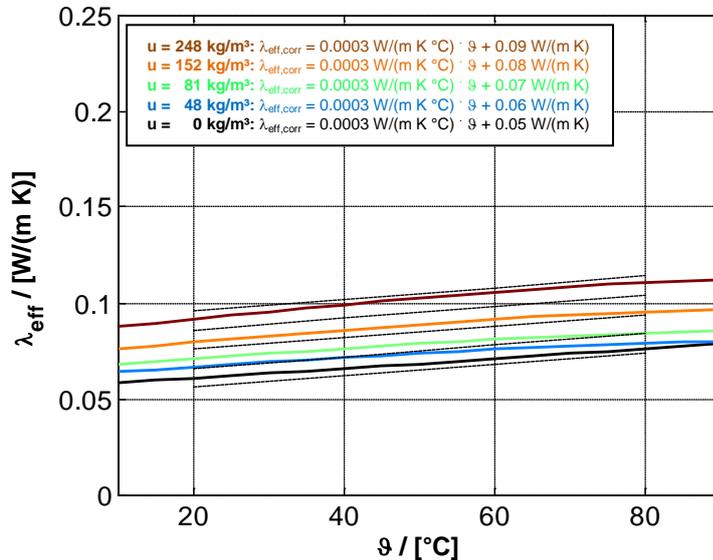


Fig. 19: Corrected effective thermal conductivity λ_{eff} as a function of temperature θ , linear approximation (EGG, VA 900 mm)

3.1.5.5 Comparison of measured data with literature data

As mentioned in section 3.1.3.2, above, the thermal conductivity is assumed to increase linearly with moisture content in available simulation tools. Based on the experimental results and the analytical model for the thermal conductivity, it can be demonstrated that this assumption may lead to a significant overestimation of the thermal conductivity and thus to a predicted thermal flux that is too high.

The summation of the volume related shares of solid (s), water (w) and pore gas (p) according to equation (38) would lead to wrong results for obvious reasons.

$$\lambda_{\text{volume}} = (1 - \Psi) \cdot \lambda_s + \Psi_w \cdot \lambda_w + (\Psi - \Psi_w) \cdot \lambda_p \quad (38)$$

Taking mineral wool with a thermal conductivity of the solid λ_s of $1.16 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ and a porosity Ψ of 95 % as an example this becomes obvious. At 20°C the resulting thermal conductivities based on volume related shares are

$$\begin{aligned} \lambda_{\text{volume}} (0 \text{ kg/m}^3) &= 0.05 \cdot 1.16 \text{ W/(m} \cdot \text{K)} + 0.95 \cdot 0.028 \text{ W/(m} \cdot \text{K)} \\ &= 0.085 \text{ W/(m} \cdot \text{K)} \end{aligned} \quad (39)$$

and

$$\begin{aligned} \lambda_{\text{volume}} (740 \text{ kg/m}^3) &= 0.05 \cdot 1.16 \text{ W/(m} \cdot \text{K)} + 0.74 \cdot 0.06 \text{ W/(m} \cdot \text{K)} \\ &+ (0.95 - 0.74) \cdot 0.028 \text{ W/(m} \cdot \text{K)} = 0.51 \text{ W/(m} \cdot \text{K)} \end{aligned} \quad (40)$$

which does not agree with the measured data ($\lambda_{\text{dry}}(10 \text{ }^\circ\text{C}) = 0.04 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$), see Fig. 20. The thermal conductivity of mineral wool with a height of 100 mm was measured in VA container with 900 mm edge length.

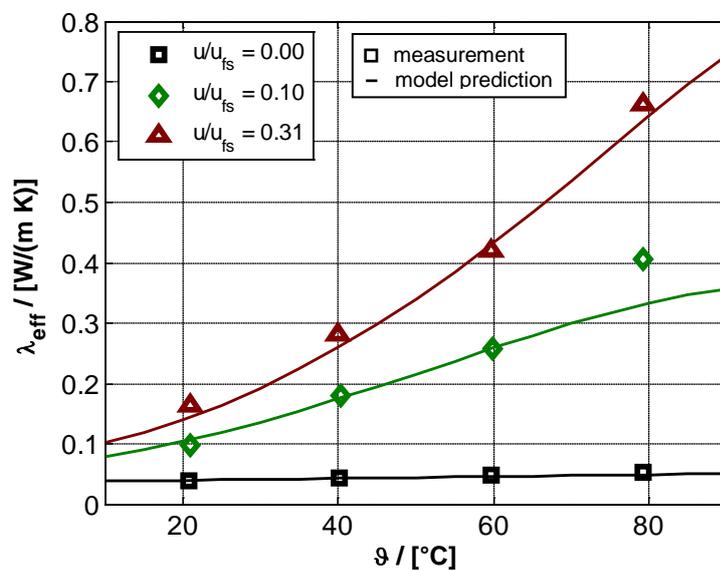


Fig. 20: Model predictions and measured data for the thermal conductivity (λ_{eff}) of mineral wool as a function of the temperature (θ) with normalised water content (u/u_{fs}) as parameter with $u_{fs} = 740 \text{ kg/m}^3$

The modelled effective thermal conductivity is plotted as a function of the moisture content in Fig. 21, left with pore diffusion and right without pore diffusion.

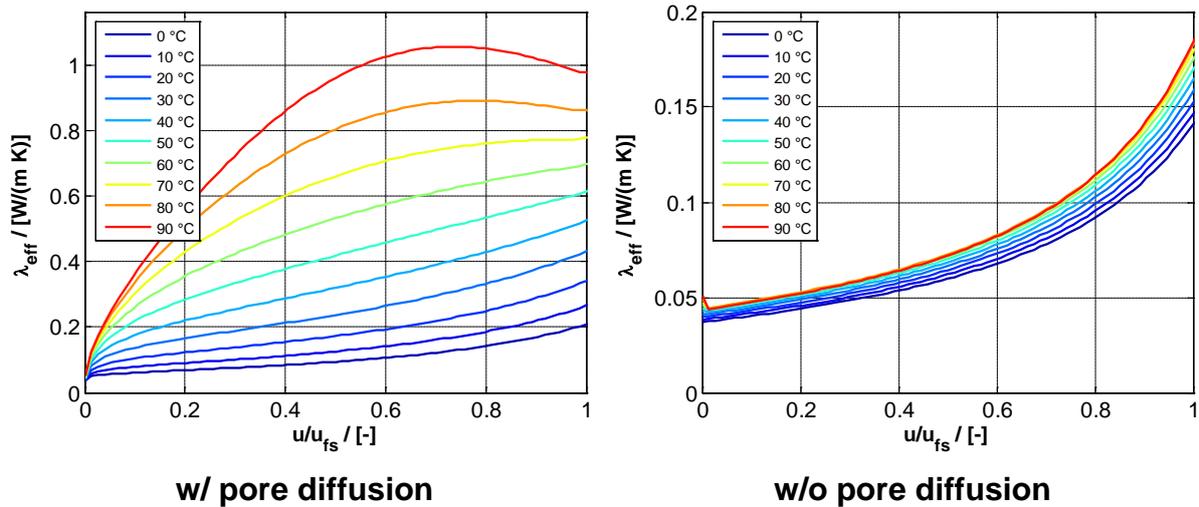


Fig. 21: Comparison of the effective thermal conductivity of mineral wool with $u_{fs}=740 \text{ kg/m}^3$ according to analytical model $\lambda_{eff} = f(u, \vartheta)$ with w/ and without w/o pore diffusion

With a linear approach for the thermal conductivity with respect to moisture content, the thermal conductivity is too large by a factor of 2 to 3. Only for the dry and saturated state, a linear (= volumetric) approach yields good results.

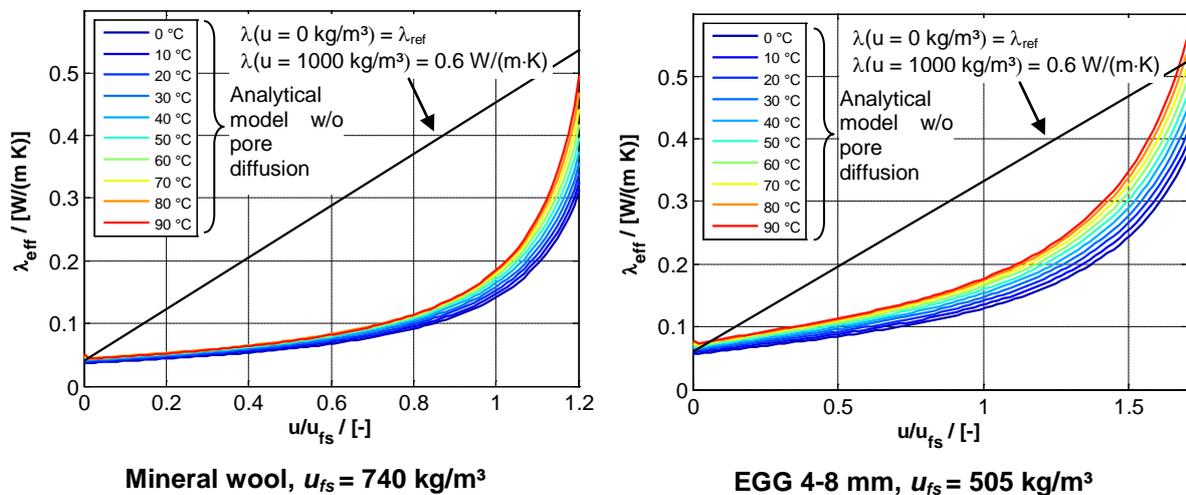


Fig. 22: Comparison of linear approach with respect to moisture content for the effective thermal conductivity with analytical model $\lambda_{eff} = f(u, \vartheta)$ without pore diffusion

3.1.5.6 Transient analysis

The analytical model for the thermal conductivity is applied with the one-dimensional partial differential equation for conductive heat transfer. This parabolic PDE of the general form

$$c \left(x, t, \vartheta, \frac{\partial \vartheta}{\partial x} \right) \frac{\partial \vartheta}{\partial t} = x^{-m} \frac{\partial}{\partial x} \left(x^m f \left(x, t, \vartheta, \frac{\partial \vartheta}{\partial x} \right) \right) + s \left(x, t, \vartheta, \frac{\partial \vartheta}{\partial x} \right) \quad (41)$$

is solved using Matlab code. It can be applied with $m=0$ for slab, $m=1$ for cylindrical and $m=2$ for spherical geometries. In this equation c is the capacity term, f the flux term, and s the source term. For the one-dimensional case the PDE for conductive heat transfer for cylindrical geometry is as follows

$$(\rho \cdot c) \frac{\partial \vartheta}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_{\text{eff}}(\vartheta, u) \frac{\partial \vartheta}{\partial x} \right) \quad (42)$$

with $\lambda_{\text{eff}}(u, \vartheta)$ as the effective thermal conductivity which can be a function of temperature ϑ and moisture content u . Three cases are compared:

$$\lambda_{\text{eff}} = \text{const.} = 0.06 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \quad (43)$$

$$\lambda_{\text{eff}} = \lambda_0 + m \cdot \vartheta = 0.06 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} + 0.0003 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K} \cdot ^\circ\text{C}} \cdot \vartheta \quad (44)$$

$$\lambda_{\text{eff}} = \lambda(\vartheta, u) \quad (45)$$

Here, density ρ and specific heat capacity c are considered constant. The Matlab PDE function performs the time integration with an ODE solver that selects both the time step and formula dynamically. A fixed spatial mesh must be provided.

Fig. 23 shows the measured and predicted heat flux densities for the five experiments (with the moisture content of $u = 0 / 48 / 81 / 152 / 248 \text{ kg/m}^3$). Predicted and measured heat flux densities agree rather well, if the analytical model for the thermal conductivity is applied. The thermal conductivity in Fig. 23 lower right is calculated with the predicted heat flux density at particular times (steady state condition) according to the following equation

$$\lambda_{\text{eff}} = q_{\text{sim}} \cdot \frac{d}{\Delta \vartheta} \quad (46)$$

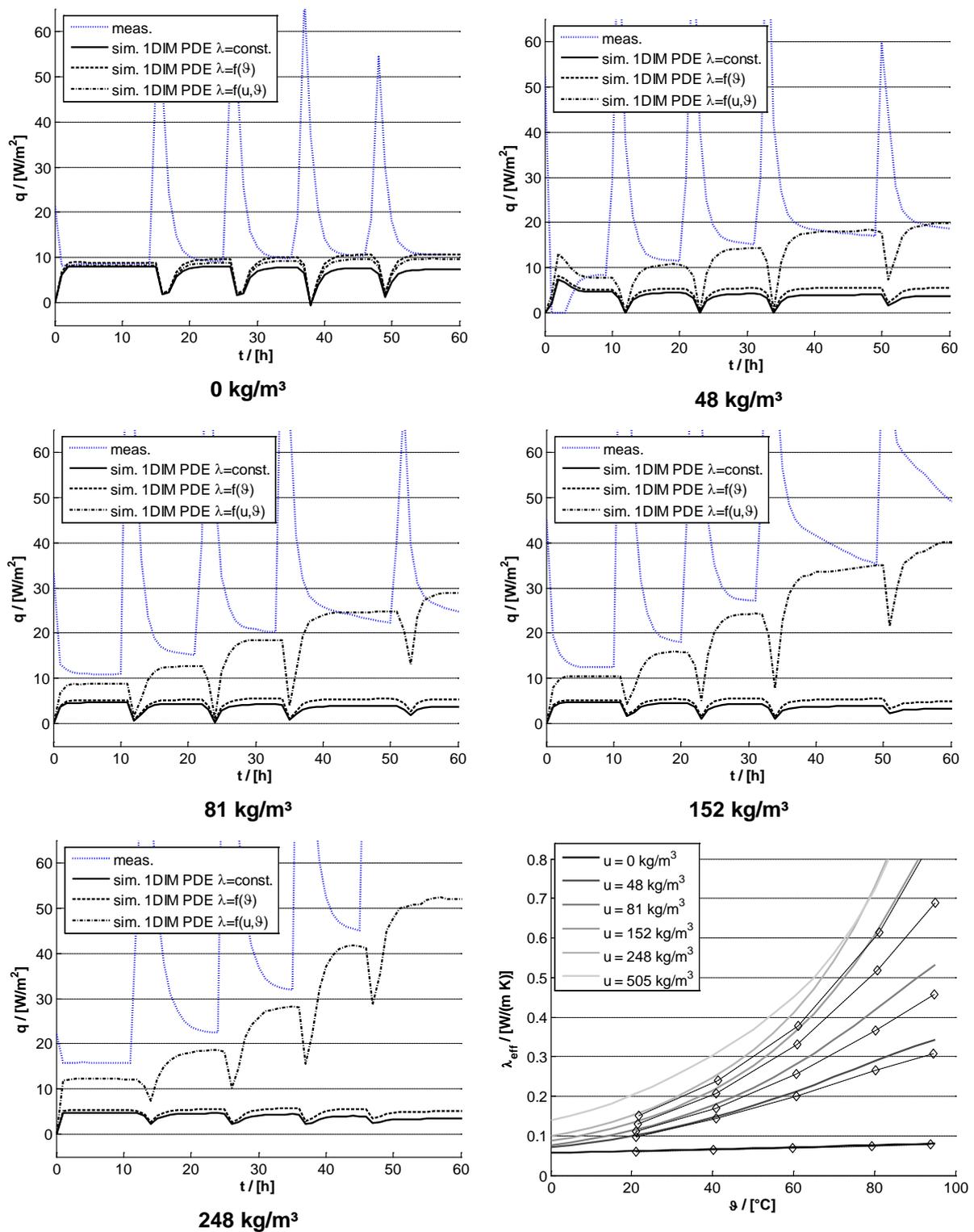


Fig. 23: Measured and predicted heat flux density; prediction with 1D heat transfer PDE

3.1.6 Numerical model

Although the analytical model for the thermal conductivity, established in section 3.1.4 above, provides good results, it represents a simplification of the real phenomena. More realistic modelling requires detailed knowledge of heat and moisture transfer mechanisms in the material. Generally, porous media such as soil or building materials can be considered as a compound of a mineral matrix with a mix of liquid moisture, vapour and air in the pores. In reality, moisture is not distributed homogeneously, but its distribution depends on temperature and partial pressure gradients. With a heat (air) and moisture transfer model H(A)M, temperature and moisture fields in a porous medium have to be calculated which may change due to heat transport, liquid water and water vapour transport.

The governing equations of the moisture and heat transfer in porous building materials are derived in detail in the literature. There are several works that have their origin in different scientific fields. A small selection worth mentioning is from

- building physics (e.g. [10], [33], [56] or [95]),
- soil physics or simulation of the building soil interaction, such as the works of [22], [47], [48] or [53] or are from
- process engineering (e.g. [100]) or
- drying engineering such as [19], [87] or [111].

3.1.6.1 Assumptions for heat and moisture transfer models

When establishing a heat (air) and moisture transfer model assumptions and simplifications have to be made. Usual assumptions are

- (i) no air transfer occurs and
- (ii) air is at atmospheric pressure throughout the porous medium
- (iii) no liquid transfer due to thermal gradients occurs;
- (iv) the effect of gravity is negligible;
- (v) radiative transfer does not occur;
- (vi) moisture storage is independent of temperature;
- (vii) the contribution of the gaseous phase to moisture and heat storage is negligible;
- (viii) the temperature remains (well) below the boiling temperature of water.

In this paper furthermore the following assumptions apply:

- (1) The porous medium is homogenous and isotropic within each defined layer;
- (2) The solid matrix is rigid. Hence, the materials are non-deformable;

- (3) Ice formation is not modelled;
- (4) Water is a Newtonian (linear viscous) fluid and that
- (5) water is pure. Hence, the influence of solutes such as salts and pollutants is neglected.
- (6) Furthermore, hysteresis or aging of any of the material properties is not considered.

3.1.6.2 Heat and moisture transfer model

3.1.6.2.1 Moisture transport

Several approaches exist to derive the governing equation for moisture transport. As driving forces the vapour pressure, the absolute humidity, the water content or the matrix potential are considered in the literature. From the thermodynamic point of view the chemical potential is the index of mass equilibrium state. Applied to water vapour diffusion a water potential can be defined:

$$\mu_w(p, T) = h_{0,w} - T \cdot s_{0,w} + c_{p_w} \cdot (T - T_0) - T \cdot c_{p_w} \cdot \ln \frac{T}{T_0} + R_v \cdot T \cdot \ln \frac{p_v}{p_0} \quad (47)$$

The moisture flux g_v is a function of the gradient of the water potential

$$g_v = -\lambda'_v \frac{d\mu_w}{dx} \quad (48)$$

where λ'_v is the gaseous phase conductivity, according to Ozaki [85] and [86].

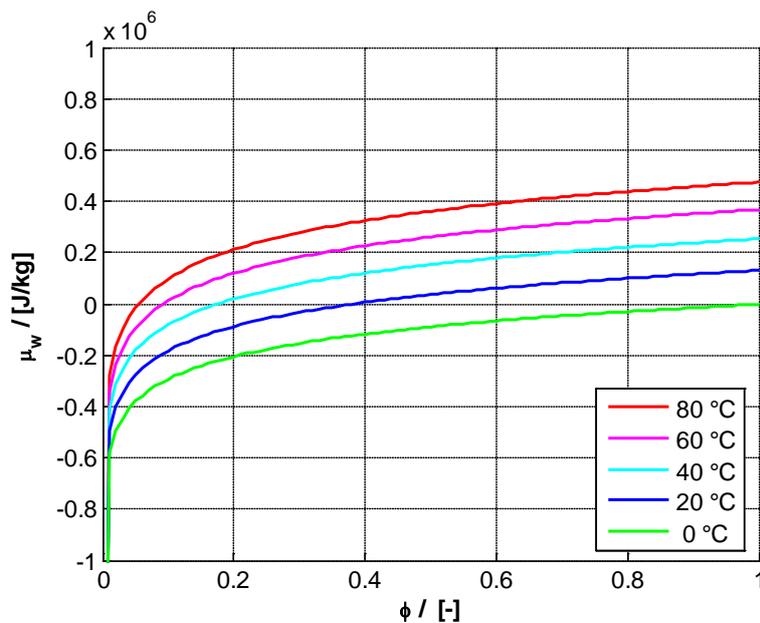


Fig. 24: Chemical potential as a function of the relative humidity ϕ with the temperature as parameter

The following approach can be derived using statistical mechanics. For non-isothermal conditions the vapour transport in air can be described by the following equation.

$$g_v = \delta_a \cdot \frac{\rho_v}{2 \cdot T} \frac{dT}{dx} - \delta_a \cdot \frac{dp_v}{dx} \quad (49)$$

with the permeability of vapour in air

$$\delta_a = \frac{D_v}{R_v \cdot T} \quad (50)$$

The water vapour transmission through a porous or solid material can be calculated using the water vapour diffusion resistance number μ in equation (51)

$$g_v = \frac{\delta_a}{\mu} \cdot \frac{\rho_v}{2 \cdot T} \frac{dT}{dx} - \frac{\delta_a}{\mu} \cdot \frac{dp_v}{dx} \quad (51)$$

If unidirectional diffusion applies the mass flow factor, which is the quotient of absolute pressure p and partial pressure of air

$$p_a = p - p_v \quad (52)$$

has to be additionally considered:

$$g_v = \frac{\delta_a}{\mu} \cdot \frac{p}{p - p_v} \cdot \frac{\rho_v}{2 \cdot T} \frac{dT}{dx} - \frac{\delta_a}{\mu} \cdot \frac{p}{p - p_v} \cdot \frac{dp_v}{dx} \quad (53)$$

The equation for liquid water transport can be derived as a function of the gradient of temperature and capillary pressure. However, liquid water transport is not addressed in this paper.

Comparing equations (48) and (51) leads to a correlation for the gaseous phase conductivity

$$\lambda'_v = \frac{\delta_a}{\mu} \cdot \left(\frac{dp_v}{d\mu_w} - \frac{\rho_v}{2 \cdot T} \frac{dT}{d\mu_w} \right) \quad (54)$$

or

$$\lambda'_v = \frac{\delta_a}{\mu} \cdot \left(\frac{\rho_v}{R_v \cdot T} + \frac{\rho_v}{R_v \cdot \ln(\rho_v/\rho_o) - 2 \cdot T \cdot c_{pw} \cdot \ln(T/T_o)} \right) \quad (55)$$

For the isothermal case equation (55) simplifies to

$$\lambda'_v = \frac{D_v}{\mu} \cdot \frac{\rho_v}{(R_v \cdot T)^2} \quad (56)$$

The difference between non-isothermal and isothermal diffusion is negligible for the boundary conditions considered in this work. However, the mass flow factor has

increasing influence with increasing temperature. The different approaches for the diffusive moisture transport are compared in Fig. 25 for diffusion through a 1 m thick air layer ($s_d = 1$ m)

Stefan diffusion, non-isothermal

$$g_V = \frac{\delta_a}{\mu(u)} \cdot \frac{\rho}{\rho - \rho_V} \cdot \frac{\rho_V}{2 \cdot T} \frac{dT}{dx} - \frac{\delta_a}{\mu(u)} \cdot \frac{\rho}{\rho - \rho_V} \cdot \frac{dp_V}{dx} \quad (57)$$

Fickian diffusion, non-isothermal

$$g_V = \frac{\delta_a}{\mu(u)} \cdot \frac{\rho_V}{2 \cdot T} \frac{dT}{dx} - \frac{\delta_a}{\mu(u)} \cdot \frac{dp_V}{dx} \quad (58)$$

Stefan diffusion, isothermal

$$g_V = - \frac{\delta_a}{\mu} \cdot \frac{\rho}{\rho - \rho_V} \cdot \frac{dp_V}{dx} \quad (59)$$

Fickian diffusion, isothermal

$$g_V = - \frac{\delta_a}{\mu} \cdot \frac{dp_V}{dx} \quad (60)$$

Chemical potential (non-isothermal)

$$j_V = \frac{D_V}{R_V \cdot T \cdot \mu} \cdot \left(\frac{\rho_V}{R_V \cdot T} + \frac{\rho_V}{R_V \cdot \ln(\rho_V/\rho_0) - 2 \cdot T \cdot c_{pW} \cdot \ln(T/T_0)} \right) \cdot \frac{d\mu_W}{dx} \quad (61)$$

Chemical potential (isothermal)

$$j_V = \frac{D_V \cdot \rho_V}{(R_V \cdot T)^2 \cdot \mu} \cdot \frac{d\mu_W}{dx} \quad (62)$$

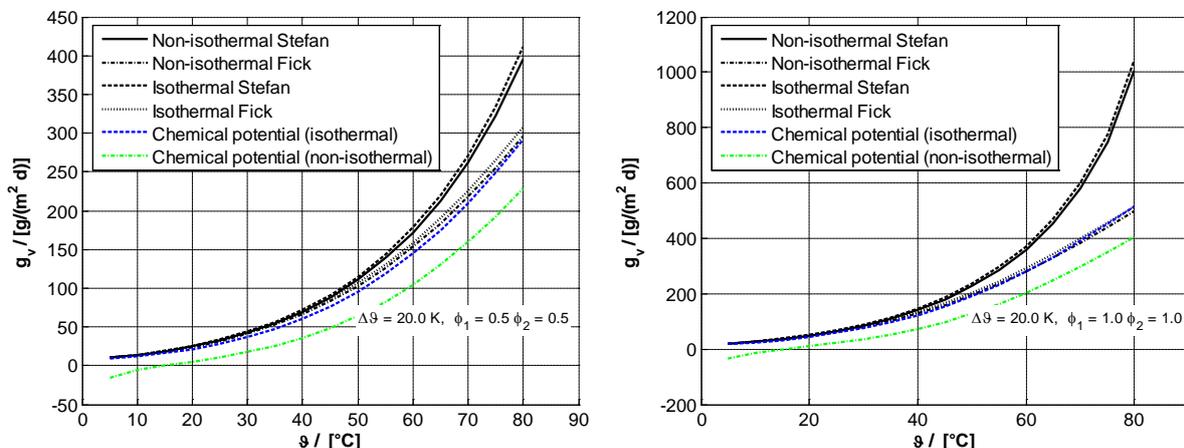


Fig. 25: Water vapour flux according to the different approaches, equations (58) to (62)

3.1.6.2.2 Heat transport

Energy transport (e) in a porous medium takes place by heat conduction ($cond$), heat radiation (rad), heat convection ($conv$) and by latent heat transfer (lat).

$$\dot{e} = \dot{q}_{cond} + \dot{q}_{rad} + \dot{q}_{conv} + \dot{q}_{lat} \quad (63)$$

With regard to measurement methods, it is difficult to distinguish between conduction and radiation. Therefore, both terms are lumped into the effective thermal conductivity, which can be determined experimentally, see section 3.1.4 above. The approach for the conductive heat transfer is the well-known Fourier equation

$$\dot{q}_{cond} = -\lambda_{eff} \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \quad (64)$$

Taking into account that energy transport in form of enthalpy transport is explicitly calculated in numerical models for heat and moisture transport, the effective thermal conductivity in equation (64) must not contain this thermal effect due to moisture transport. Hence, the apparent thermal conductivity (see [59]) for numerical simulation can be expressed as

$$\lambda_{app} = \lambda_{meas} - \lambda_{lat} \quad (65)$$

Convective heat transport can be neglected in the case of applications relevant for this work, as $Ra < Ra_{crit}$, see section 3.1.4 above.

Enthalpy transport due to moisture transport can be calculated as follows

$$\dot{q}_{lat} = \Delta h_v \cdot g_v - h_l \cdot g_l \quad (66)$$

The enthalpy transport can be calculated according to the following approach.

$$\begin{aligned} \dot{q}_{lat} = & (c_v \cdot \rho_v \cdot T + \Delta h_v) \cdot \left(-K_{psucR,v} \frac{\partial p_{sucR}}{\partial x} - K_{T,v} \frac{\partial T}{\partial x} \right) - \\ & c_w \cdot \rho_w \cdot T \cdot \left(K_{psucR,l} \cdot \frac{\partial p_{sucR}}{\partial x} - K_{T,l} \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \right) \end{aligned} \quad (67)$$

In this work liquid water transport is negligible:

$$g_l = 0 \quad (68)$$

3.1.6.2.3 System of equations

Mass and energy balances are given in equations (69) and (70)

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} (g_v + g_l) \quad (69)$$

$$\frac{\partial H}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial x} (h_v \cdot g_v + h_l \cdot g_l) \quad (70)$$

Transformation leads to the resulting system of equations that has to be solved numerically:

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} (K_{psucR,l} + K_{psucR,v}) \cdot \frac{\partial p_{sucR}}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} (K_{T,l} + K_{T,v}) \frac{\partial T}{\partial x} \quad (71)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial H}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} (\lambda + h_l \cdot K_{T,l} + h_v \cdot K_{T,v}) \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} (h_l \cdot K_{psucR,l} \\ + h_v \cdot K_{psucR,v}) \frac{\partial p_{sucR}}{\partial x} \end{aligned} \quad (72)$$

The numerical solution is usually obtained by implicit methods for temporal discretization due to convergence problems of explicit or mixed methods. FDM is usually used for spatial discretization as it is easier to programme and it is faster than FEM for many applications. Simple domain geometries are usually satisfying for solving problems related to heat and moisture transfer problems.

3.1.6.2.4 Material properties

Material properties and parameters that are required for the prediction of the thermal conductivity by modelling coupled heat and moisture transport are summarised in Table 5.

Table 5: Material properties and parameters for prediction of coupled heat and moisture transport of stainless steel (VA), guard ring (PUR/PIR) and expanded glass granules (EGG)

property/parameter	symbol	unit	VA	PUR/PIR	EGG	
density (bulk)	ρ	kg/m ³	7500	35	185	
density (solid)	ρ_s	kg/m ³	7500	1050	2480	
grain diameter	d_m	m	-	-	6	
pore gas	PG	-	-	air	air	
specific heat capacity	c	kJ/(kg·K)	0.5	1.32	0.8	
porosity	total	ψ	-	1E-05	0.95	0.93
	macro	ψ_{macro}	-	0	0	0.42
	closed	ψ_{cl}	-	0	0	0.32
saturation water content	u_{fs}	kg/m ³	1E-05	21	505	
water content 100 % r.H.	u_{100}	kg/m ³	1E-05	-	1.3	
parameter for $u(\phi)$	k_1	-	-	-	18346.88	
	k_2	-	-	-	0.98651	
water vapour diffusion resistance number	μ	-	1E+09	-	3	
resistance number	$d\mu/du$	m ³ /kg	0	-	-	
water absorption coefficient	A	kg/(m ² ·s ^{0.5})	-	-	-	
parameter for $K(u)$	b_1	-	-	-	-	
	b_2	m ³ /kg	-	-	-	
thermal conductivity (reference)	λ_R	W/(m·K)	21	0.028	0.06	
	$d\lambda/d\vartheta$	W/(m·K·°C)	-	-	0.0003	
thermal conductivity (solid)	λ_s	W/(m·K)	21	0.58	1.16	
fraction of poor conductive layers	a	-	-	-	0.441	
radiation constant	c_{rad}	W/(m·K ⁴)	-	-	3.89E-10	
parameter for $b(u)$	m_1	-	-	-	-0.033501	
	m_2	-	-	-	1.0241	

In the case of porous materials and in particular in the case of the investigated bulk insulation materials the moisture storage function / sorption isotherm can be approximated with good results using the two parameter approach from [42]:

$$u(\rho_c) = \frac{u_{fs}}{1 + \left(\frac{\rho_c}{k_1} \right)^{k_2}} \quad (73)$$

Measured sorption data were not available for the investigated bulk thermal insulation. Hence, sorption isotherms of bulk materials were measured. For these experiments the materials were placed in jars with various values of the ambient relative humidity ranging from a dry to a saturated state. The equilibrium moisture content plotted versus ambient relative humidity at 23 °C (± 1 °C) gave the sorption isotherm. Five desiccated specimens were subsequently placed in jars above three different saturated salt-in-water solutions. The salt solutions provided various values of the ambient relative humidity within the jars ranging from 11.3 % to 94.3 %. A further jar was filled with demineralised water. The specimens were weighted until no change in specimen mass in consecutive weightings indicated that equilibrium had

been established. The moisture content was determined by taking the difference between the moist and dry masses and dividing by the dry mass. All experiments were made with a precision electronic balance. Separate sorption isotherms for specimens initially dry (adsorption isotherm) and specimens initially saturated (resorption isotherm) were not determined. With the free saturation moisture content, see Table 4, and the sorption isotherm the moisture storage function can be determined by curve fitting.

Relatively good agreement between measured and modelled data (with the model from [42], equation (73) is achieved applying the Nelder-Mead method (16) for parameter determination.

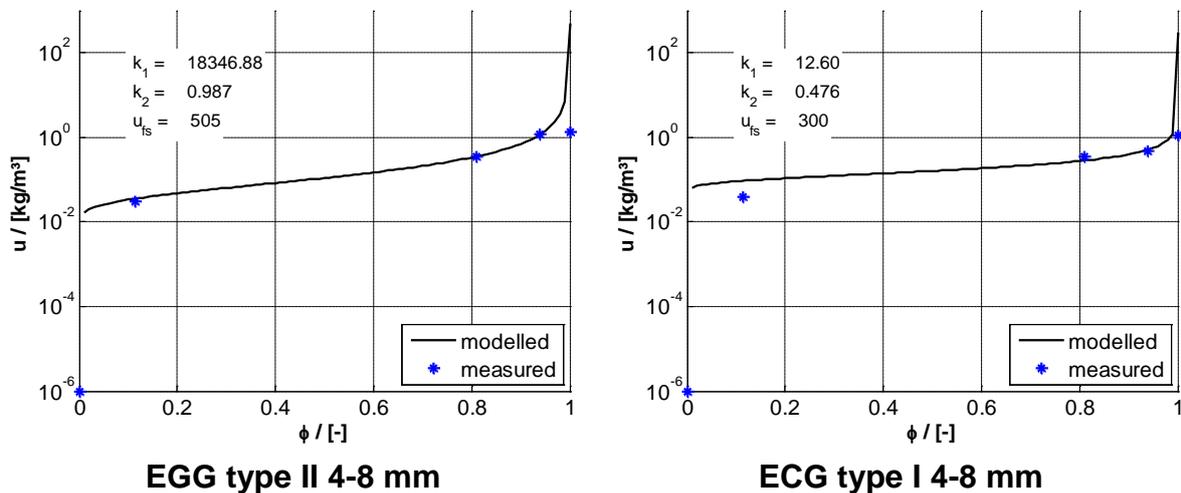


Fig. 26: Sorption isotherm and free saturation water content; modelled according to equation (73) and measured moisture storage function

3.1.6.3 Numerical Simulation

3.1.6.3.1 General Aspects

Simulations were performed with the commercial program Delphin [45] which uses the finite control volume method (CVM), which results in a set of discretized equations similar to the FDM. 1D and 2D problems can be solved. A sketch of the numerical grid for the case of the container with 500 mm edge length and 200 mm guard ring (PUR/PIR) is shown in Fig. 27.

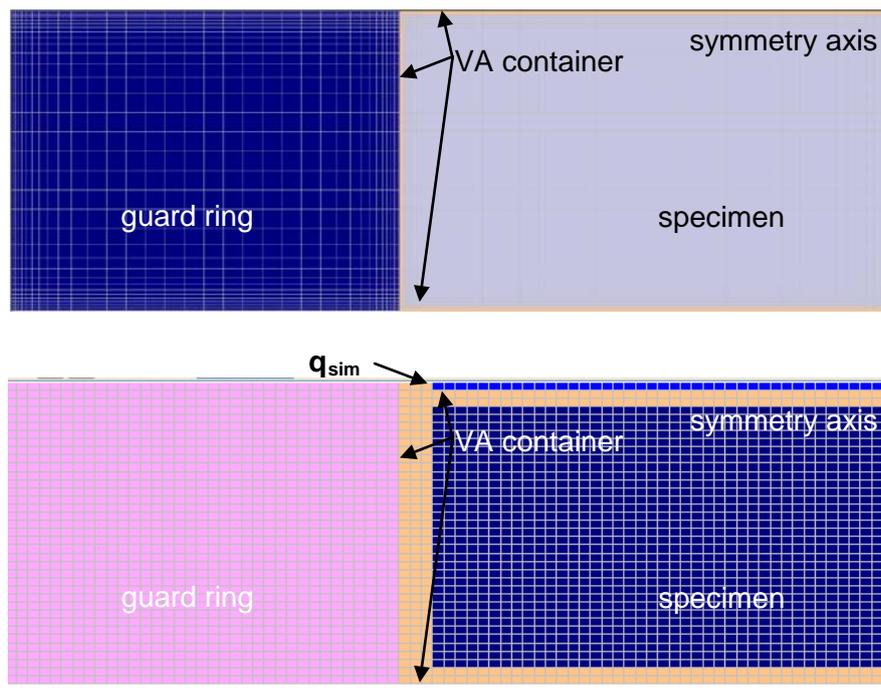


Fig. 27: Numerical grid (CVM), 2D planar, Delphin 5.6.5 [45]; top: true to scale, bottom: not true to scale

The assumptions of the model implemented in Delphin [45] are

- No ice
- Evaporation equilibrium (Kelvin-equation)
- Diffusive liquid water mass flow, dispersive liquid water and dispersive water vapour mass flow is negligible
- Pressure equilibrium between all phases (this leads to the capillary pressure as well defined quantity and to the water retention characteristics)
- Distortions of the solid material matrix are negligible
- Dry air consists of O_2 , N_2 , and other minor components, excluding VOC (Volatile Organic Compound) and H_2O (water vapour)
- The gas phase consists of dry air, water vapour and VOC.
- The convective flow of the gas phase is considered separately from heat, moisture and pollutant transport, i.e. heat, moisture and pollutant transport has no effect on airflow but buoyancy
- Only laminar gas flow is considered
- Kinetic energy of moving phases is negligible
- Gas constant of dry air can be used for moist air
- Temperature equilibrium between all phases
- The difference between internal energy U and enthalpy H may be neglected

In the following the governing equations are listed, which present a simplification with respect to the model presented above:

Mass Balance

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho_{REV}^{I+V} = \frac{\partial}{\partial x} (j_{conv}^{m_I} + j_{diff}^{m_V}) \quad (74)$$

Energy Balance

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho_{REV}^U = \frac{\partial}{\partial x} (j_{diff}^Q + u_I \cdot j_{conv}^{m_I} + h_V \cdot j_{diff}^{m_V}) \quad (75)$$

Convective flux of liquid phase

$$j_{conv}^{m_I} = -K_I \left(\frac{\partial p_I}{\partial x} + \rho_I \cdot g \right) \quad (76)$$

Diffusive vapour flux

$$j_{diff}^{m_V} = - \frac{D_V(T)}{\mu \cdot R_V \cdot T} \frac{\psi - \psi_I}{\psi} \frac{\partial p_V}{\partial x} \quad (77)$$

Heat conduction flow

$$j_{diff}^Q = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \quad (78)$$

with

ρ_{REV} moisture / energy density
 U specific internal energy
 h_V specific enthalpy of water vapour
 g gravity constant
 p pressure

Isothermal Fickian diffusion is considered in Delphin [45]

$$g_V = - \frac{\delta_a}{\mu} \cdot f(u) \cdot \frac{dp_V}{dx} \quad (79)$$

with

$$f(u) = \frac{\psi g}{\psi} = \frac{\psi - \psi_I}{\psi} \quad (80)$$

by which the reduction of the voids with increasing moisture content is considered, which implies that only the share of open pores that are not filled with water account for water vapour transmission. Fig. 28 shows the relative increase of the water vapour diffusion resistance

$$\mu(u_V) = \mu_0 \cdot \frac{\psi_{op}}{\psi_{op} - u_V} \quad (81)$$

with increasing moisture content.

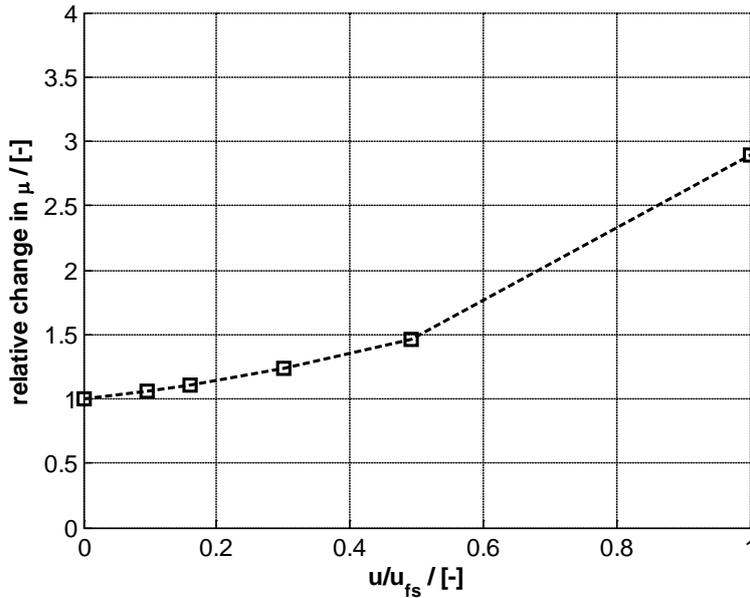


Fig. 28: Water vapour diffusion resistance number as a function of moisture content

In Delphin [45] the permeability of air δ_a is considered constant.

$$\delta_a = \frac{D_V}{R_V \cdot T} \quad (82)$$

with $D_V = 2.662 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$ and $T = 296.15 \text{ K}$.

In the literature several similar correlations exist that describe the temperature dependence of the diffusion coefficient of water vapour in air: e. g. De Vries [21], VDI Heat Atlas [107], Krischer [81] and Schirmer [96]:

$$D_V = 2.31 \cdot 10^5 \cdot \frac{\rho}{(\rho + \rho_V)} \cdot \left(\frac{T}{273} \right)^{1.81} \quad (83)$$

The permeability of water vapour in air is shown as a function of temperature in Fig. 29. Additionally, the constant value of the permeability ($\delta_a = 1.948 \cdot 10^{-10} \text{ kg}/(\text{m}\cdot\text{s}\cdot\text{Pa})$) taken in Delphin [45], the permeability calculated with constant diffusion coefficient ($D_V = 2.662 \cdot 10^{-10} \text{ m}^2/\text{s}$) and the permeability calculated with constant temperature ($T = 296.15 \text{ K}$) are plotted.

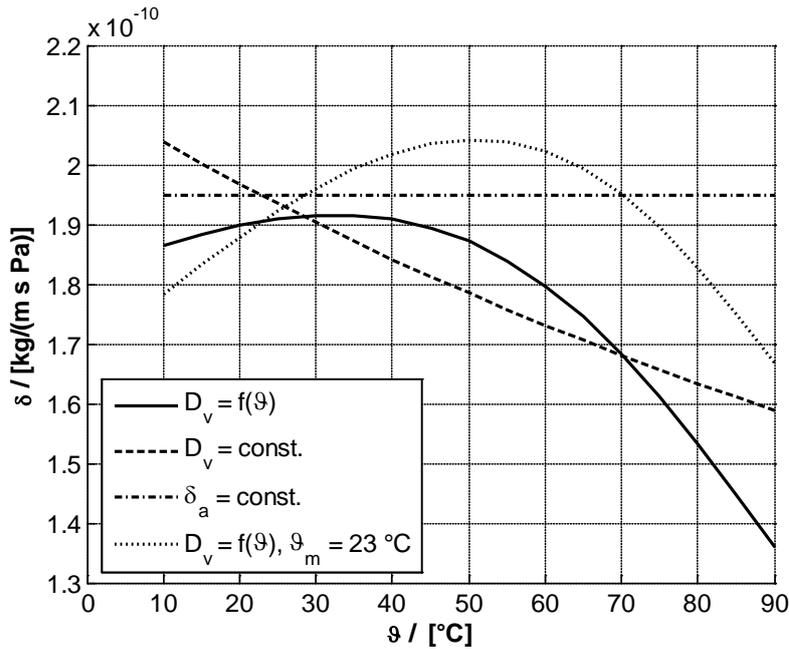


Fig. 29: Permeability of water vapour in air

In Fig. 30 the water vapour flux calculated with different approaches for the permeability according to isothermal Fickian diffusion, see equation (60), is compared. Above temperatures of 50°C significant deviations can be recognised.

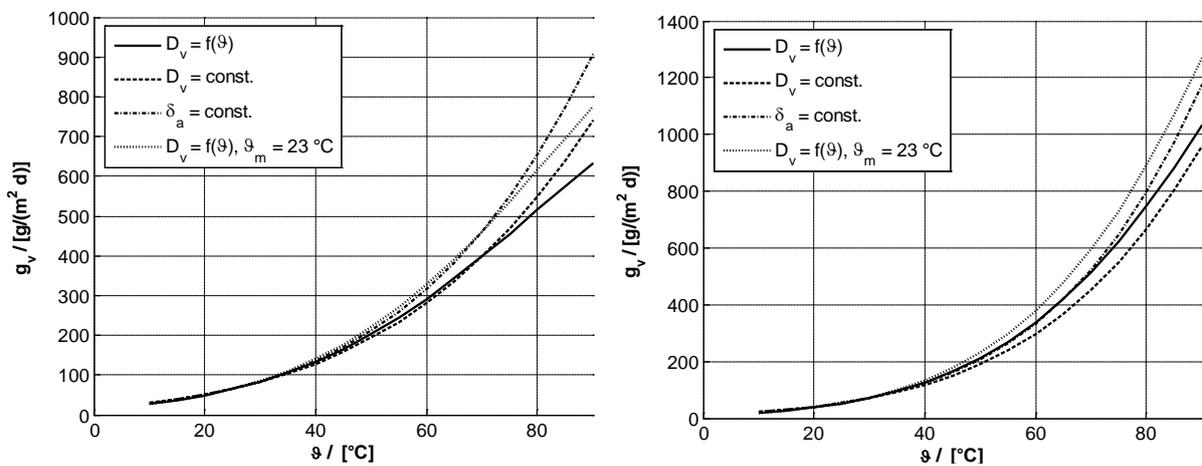


Fig. 30: Water vapour flux calculated with different approaches for the permeability according to isothermal Fickian diffusion, $s_d = 1 \text{ m}$, left: $\Delta T = 10 \text{ K}, \phi_l = \phi_r = 1$; right: $\Delta T = 0 \text{ K}, \phi_l = 1, \phi_r = 0$

Material properties required for Delphin [45] are given in Table 6.

Table 6: Material properties required for simulation with Delphin

Property	Abbreviation	Unit	V2A	Guard ring	Specimen
Porosity (void fraction)	OCAP	-	1E-05	0.95	0.9
Porosity (vacuum saturation value)	OPOR	-	1E-05	0.949	0.505
Maximum liquid moisture content	OEFF	-	1E-05	0.001	0.505
liquid moisture content at 80 % r. H.	O80	-	1E-05	0.00149787	0.003
moisture storage function	OI(pC)	-	function		

In Delphin [45] the moisture storage function is given as a function of the capillary pressure, see Fig. 31. For the simulation it is calculated according to equation (73).

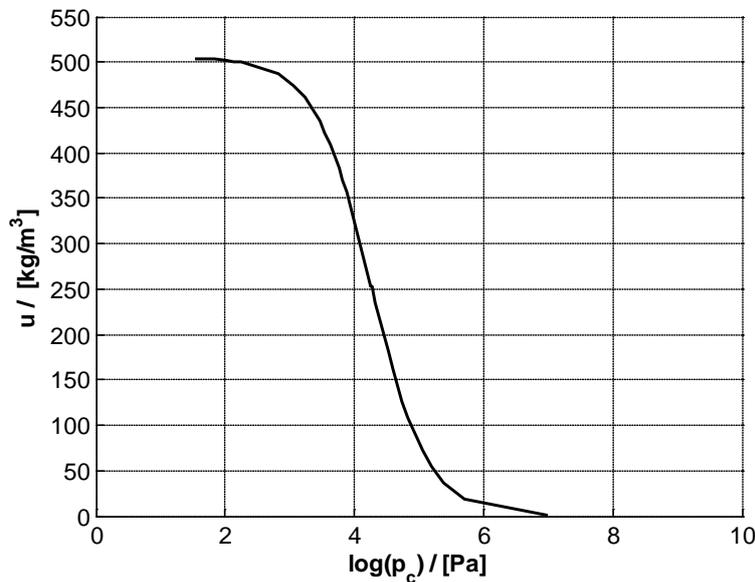


Fig. 31: Moisture storage function

In the following liquid water transport is not considered (but effect of moisture content on water vapour diffusion resistance number).

In Delphin [45] by default the thermal conductivity can be modelled either as a function of the moisture content or as a function of the temperature. A combination is not (yet) implemented. In both cases the thermal conductivity has to be given at a variable number of nodes (temperatures or moisture contents). Between certain nodes spline interpolation is performed.

3.1.6.3.2 Initial and Boundary Conditions

As initial condition a homogenously distributed temperature (mean value of heating and cooling plate at the beginning of the experiment) for specimen and container (and guard ring) is assumed. The initial moisture content of container (and guard) ring is zero at any times and is varied for the specimen. In the case of the 900 mm container the initial moisture content is 0, 48, 81, 152 and 248 kg/m³ and is 0, 25, 50, 100, 150, 200, 250 kg/m³ in the case of the 500 mm container, see section 3.1.5, above.

Boundary conditions are schematically shown in Fig. 32 for the container with 900 mm edge length and in Fig. 33 for the container with 500 mm edge length. For the 1D simulations measured temperatures of the cooling plate (ϑ_c) and of the heating plate (ϑ_h) were taken with a temporal resolution of 1 h (Dirichlet boundary condition). For the 2D simulations, additionally the temperature of the guard heater (ϑ_{GH}) as Dirichlet boundary condition and the temperature of the measurement chamber (ϑ_{MC}) with a heat transfer coefficient of 25 W/(m·K) as Cauchy boundary condition were employed. All boundaries are assumed vapour tight. An exception is the PUR/PIR guard ring towards the measurement chamber, where optionally vapour transfer may be modelled.

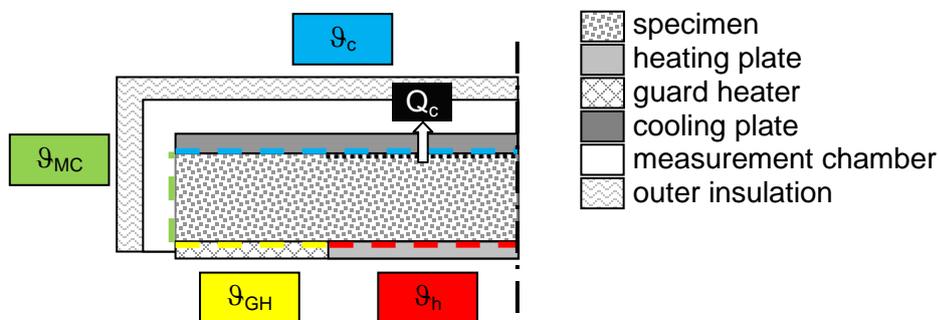


Fig. 32: Schematic sketch of measurement setup, 900 mm container without guard ring; boundary conditions; h: hot, c: cold, GH: guard heater, MC: measurement chamber

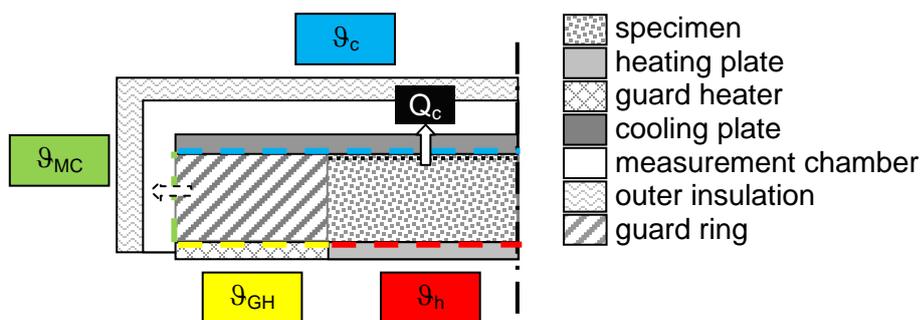


Fig. 33: Schematic sketch of measurement setup, 500 mm container with guard ring; boundary conditions; h: hot, c: cold, GH: guard heater, MC: measurement chamber

Measured temperatures (mean values of each 10 temperatures for the heating plate and cooling plate) are taken as boundary condition. For the 2D simulation, in addition, the measured temperature of the measurement chamber (amb) is required. The temperature of the guard ring (GR), which is measured at a single position on top of the guard ring is slightly below the heating plate temperature, see Fig. 34. For numerical reasons it is assumed to be equal to the temperature of the heating plate.

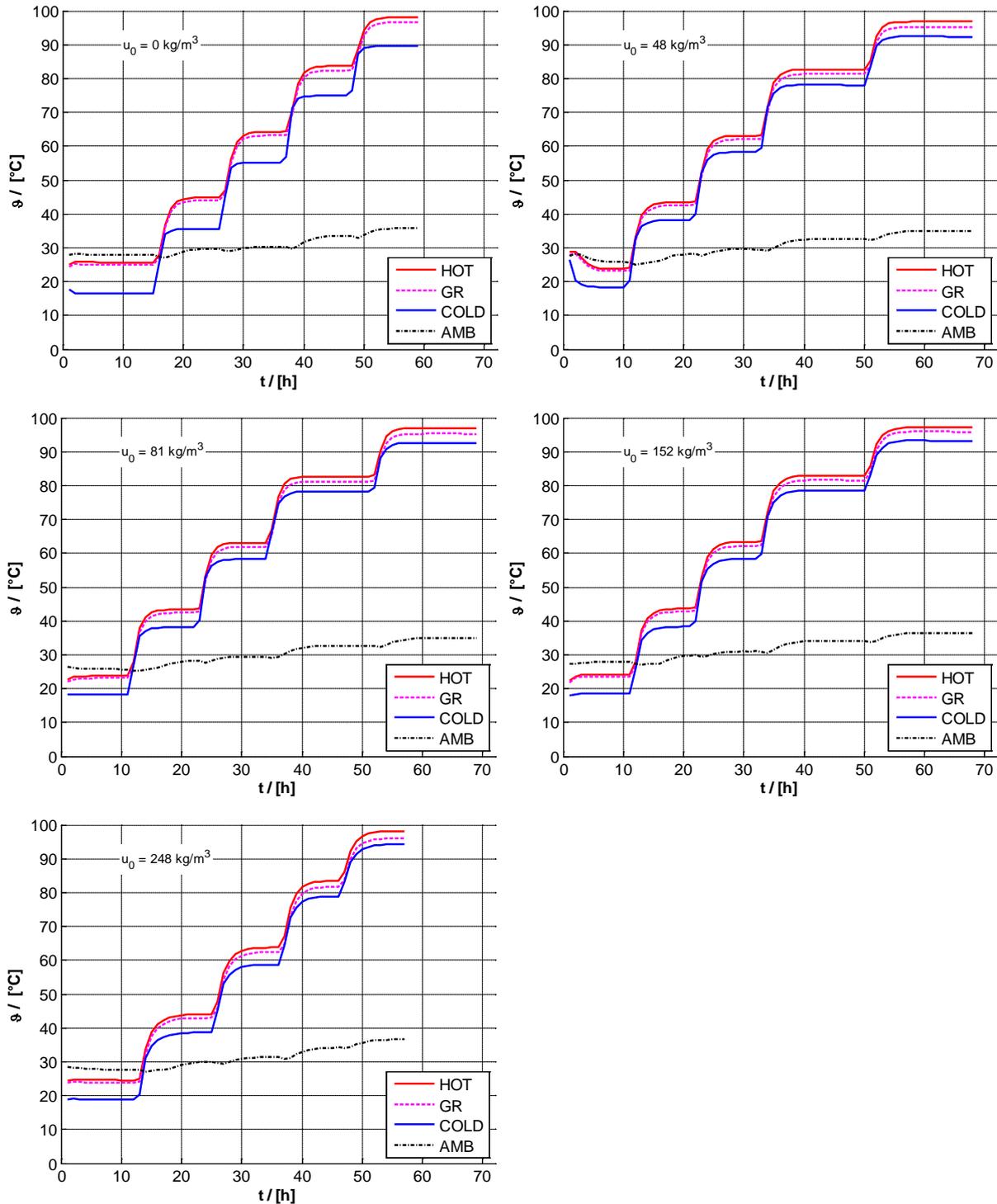


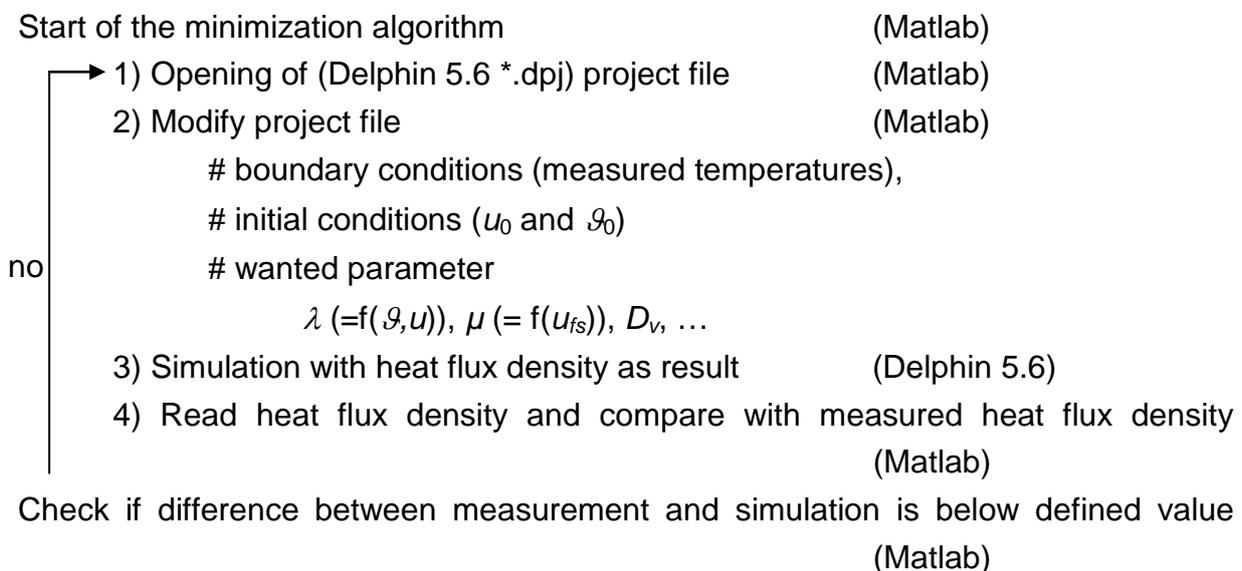
Fig. 34: Measured temperatures of heating (HOT) and cooling (COLD) plate as well as of guard ring (GR) and ambient (AMB) for the experiments with the 900 mm VA container

3.1.6.4 Dynamic fitting

The objective of the dynamic fitting is to iteratively determine material properties (i.e. λ , μ), which leads to a minimization problem. In order to solve the minimization problem a target function is defined. The smallest deviations between measured and simulated heat flux results in a minimum of the target function.

$$Y = \int (\dot{q}_{meas}(t) - \dot{q}_{sim}(t))^2 dt \quad (84)$$

The results of the minimization problem are the thermal conductivity and the water vapour diffusion resistance of the specimen. The dynamic fitting is conducted using Matlab code employing the Simplex algorithm [69]. In the following the procedure is listed:



3.1.7 Simulation results

For obvious reasons, the 1D simulation is several times faster than the 2D simulation. In particular in the case of the 2D simulations, the solver settings (i.e. tolerances, time steps, range checking) have to be chosen carefully in order to avoid numerical errors. On an up-to-date PC a single 2D-simulation takes about 4 minutes. Hence, the iterative determination of the thermal conductivity which requires between 50 and 100 steps is rather time consuming (about 6 h).

The agreement between measured and predicted heat flux density is found to be rather good, see Fig. 35. By default the simulation is aborted above temperatures of (the boundary condition) of 80 °C. For this work, a special version of Delphin [45]

was available in which the upper temperature limit was increased to 99.5 °C. Quality of the predictions (and velocity of convergence) depends on the chosen initial values.

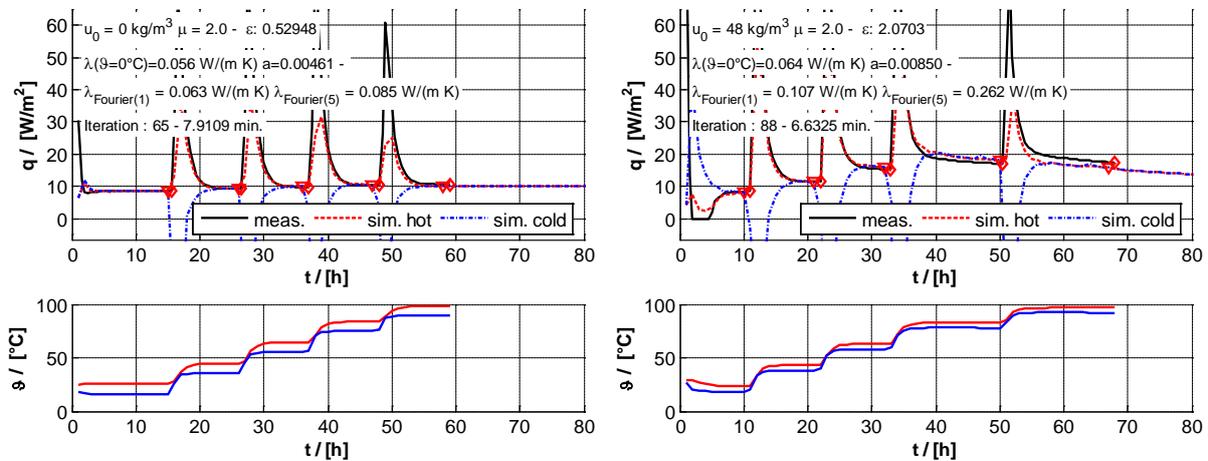


Fig. 35: Predicted and measured heat flux density for EEG 4-8 mm with $u_0 = 0 \text{ kg/m}^3$ (left) and 48 kg/m^3 (right); VA 900 mm; $\mu_0 = 2$, $\mu = f(u)$; $\lambda = f(\vartheta) \neq f(u)$, exponential approach (five nodes)

In order to limit the number of required iterations of the minimization algorithm more than two parameters are not recommended. Therefore, an exponential approach for the thermal conductivity was found to be most promising.

$$\lambda = \lambda_0 \cdot \exp(a \cdot \vartheta) \quad (85)$$

The two parameters λ_0 and a that are the solution of the minimization problem are taken to calculate the thermal conductivity at 0 °C, 20 °C, 40 °C, 60 °C and 80 °C as input for the Delphin simulation.

The choice of the model for the thermal conductivity (linear: two nodes, spline with three nodes and exponential) has influence on the result as can be seen in Fig. 36. However, all results are in the same range.

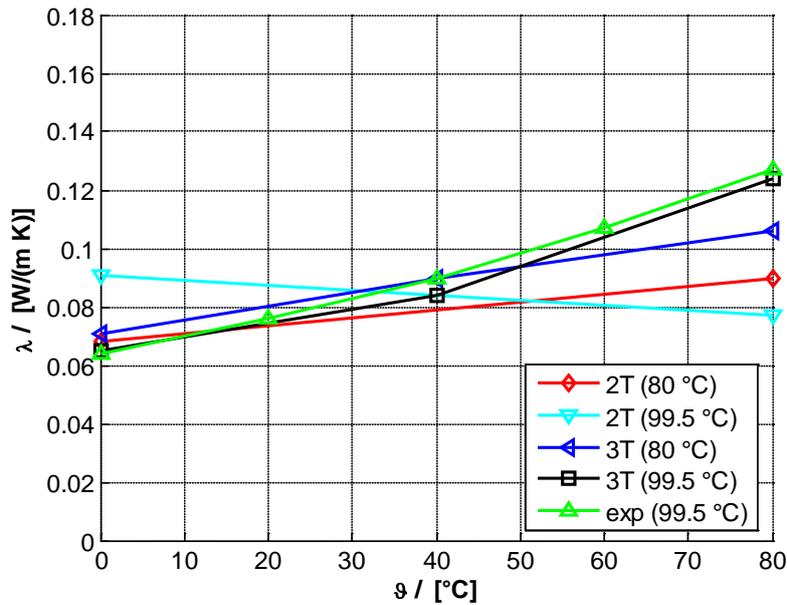


Fig. 36: Predicted thermal conductivity of EGG with $u_0 = 48 \text{ kg/m}^3$ in VA 900 mm container for $\mu = f(u)$ with $\mu_0 = 2$, $\lambda = f(\vartheta) \neq f(u)$

For the container with 500 mm edge length it is compared how the model for the thermal conductivity in the Delphin simulation (2 nodes = linear, 5 nodes = exponential) has influence on the deviation between measured and predicted heat fluxes.

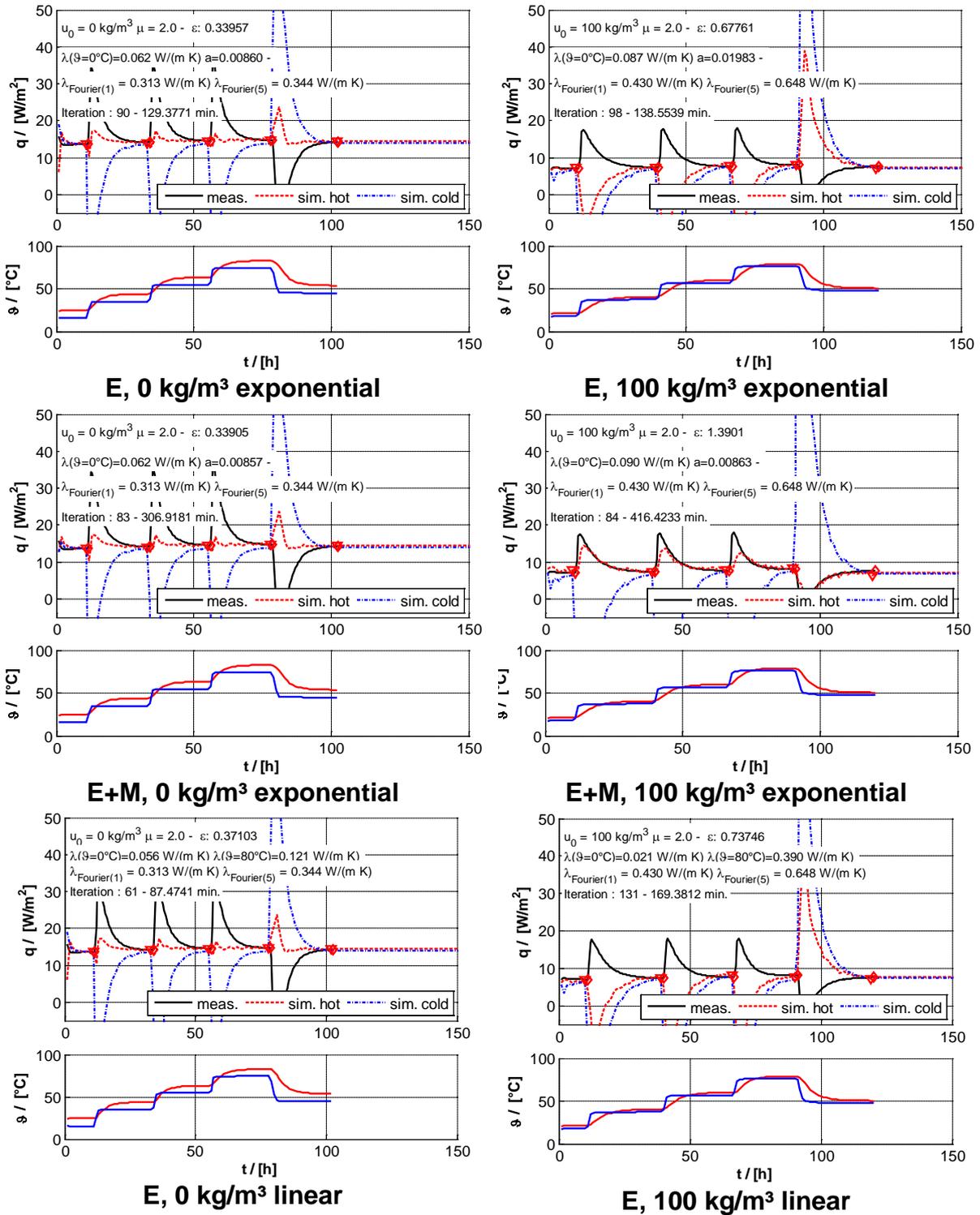


Figure continued next page

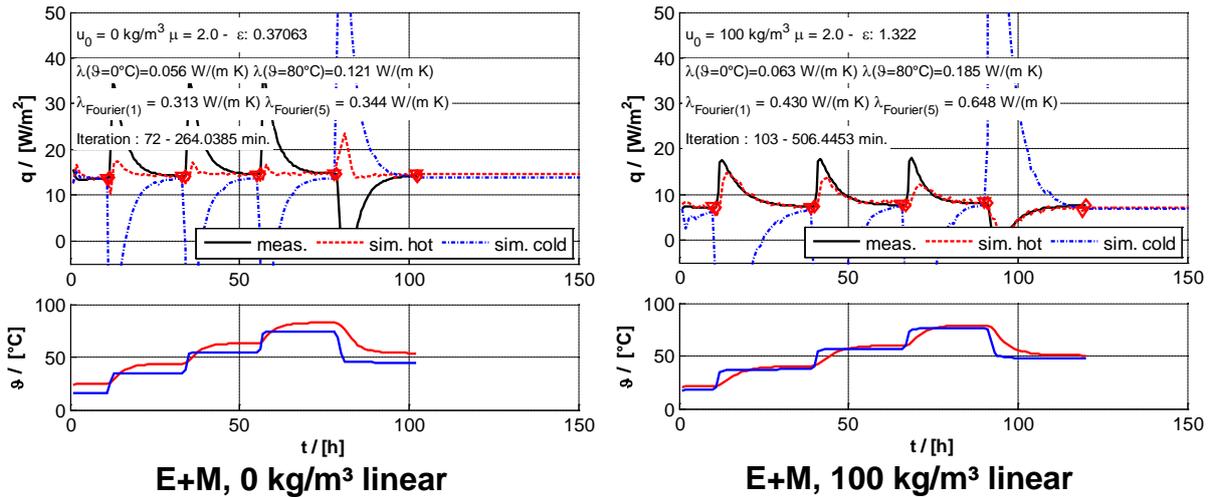


Fig. 37: Predicted and measured heat flux density for EGG 4-8 mm with $u_0 = 0 \text{ kg/m}^3$ and 100 kg/m^3 ; VA 500 mm; $\mu_0 = 2$, $\mu = f(u)$; $\lambda = f(\vartheta) \neq f(u)$, comparison of linear (two nodes) and exponential (five nodes) approach without (E) and with moisture balance (E+M)

The predicted thermal conductivities obtained with a linear (lin) and an exponential (exp) approach are compared in Fig. 38. For the dry material ($u = 0 \text{ kg/m}^3$) nearly the same predictions are resulting for the linear and the exponential approach. For higher moisture contents a linear approach leads to errors. In particular for the case where only energy transport is considered (E) deviations between both approaches are recognisable.

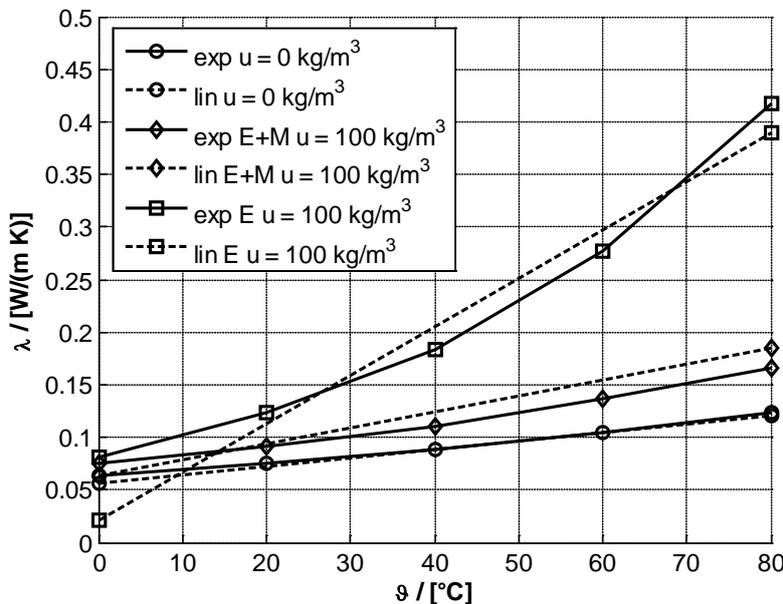


Fig. 38: Predicted thermal conductivity with $\lambda_{VA}=21 \text{ W/(m-K)}$; with moisture transport, $\mu_0=2$, comparison of linear (lin) and exponential (exp) approach

3.1.7.1 Moisture and temperature profiles

Furthermore, the water vapour diffusion resistance number is a sensitive value which significantly influences the quality of the predicted heat flux density and thus of the predicted thermal conductivity. Hence, it is crucial whether the water vapour diffusion resistance number is modelled as a constant or as a function of the moisture content, see section 3.1.7.2.2.

Moisture content profiles predicted with different values of the water vapour diffusion resistance number ($\mu_0 = 1 / 2 / 3$, with $\mu = f(u)$) are compared in Fig. 39 for an initial moisture content of 48 kg/m^3 and 152 kg/m^3 , respectively. Even for the lowest resistance of $\mu = 1$ (i.e. permeability of air) after 33 h the moisture front that is established due to the temperature gradient moved only 1 cm for $u_0 = 48 \text{ kg/m}^3$ and 0.5 cm for $u_0 = 152 \text{ kg/m}^3$, respectively.

Profiles of moisture content and temperature at different points of time (= steady state criterion of the guarded heating plate device) are shown in Fig. 39. The movement of the moisture front is less pronounced with increasing moisture content and with increasing water vapour diffusion resistance number μ . Hence, the differences of the moisture profiles between the cases with constant water vapour diffusion resistance number and with moisture content dependent water vapour diffusion resistance number increases with higher moisture contents. The choice of the water vapour diffusion resistance number significantly influences the predicted thermal conductivities.

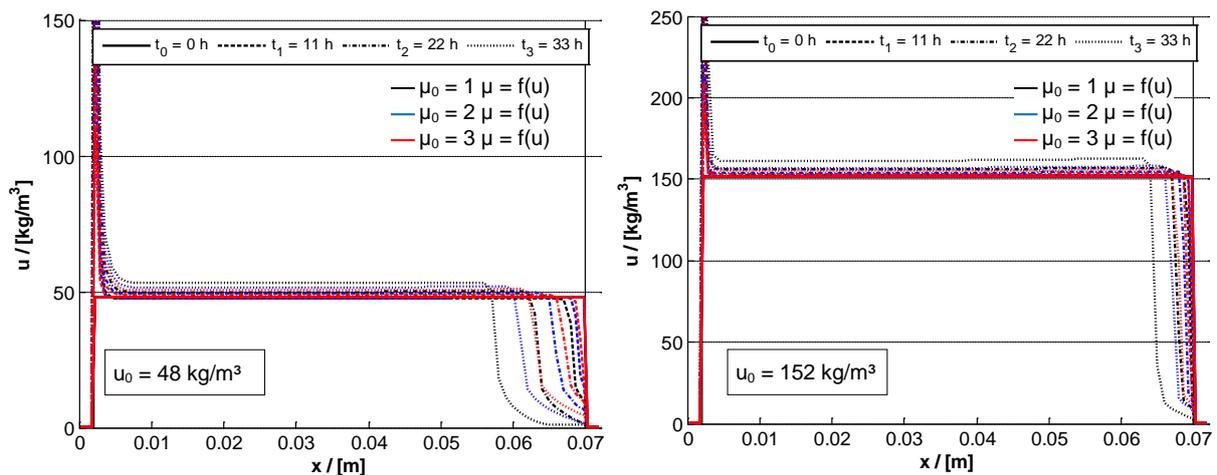


Fig. 39: Profiles of moisture content and temperature at different points of time; $\mu_0 = 1 / 2 / 3$, $\mu = f(u)$; left: $u = 48 \text{ kg/m}^3$, right: $u = 152 \text{ kg/m}^3$, $\lambda = f(\mathcal{A})$

1D simulations are recommended for the sake of computational performance. However, 2D simulations are required in the case of the experiments with the

containers with 500 mm edge length as otherwise the effect of the thermal bridge of the container side wall cannot be considered. The experiments with the containers with 900 mm edge length can be simulated using 1D simulation with negligible error as is proofed by comparing 1D with 2D simulation results in Fig. 40. The deviation of the predicted thermal conductivity is less than 1 mW/(m·K) at 0 °C and less than 10 mW/(m·K) at 80 °C.

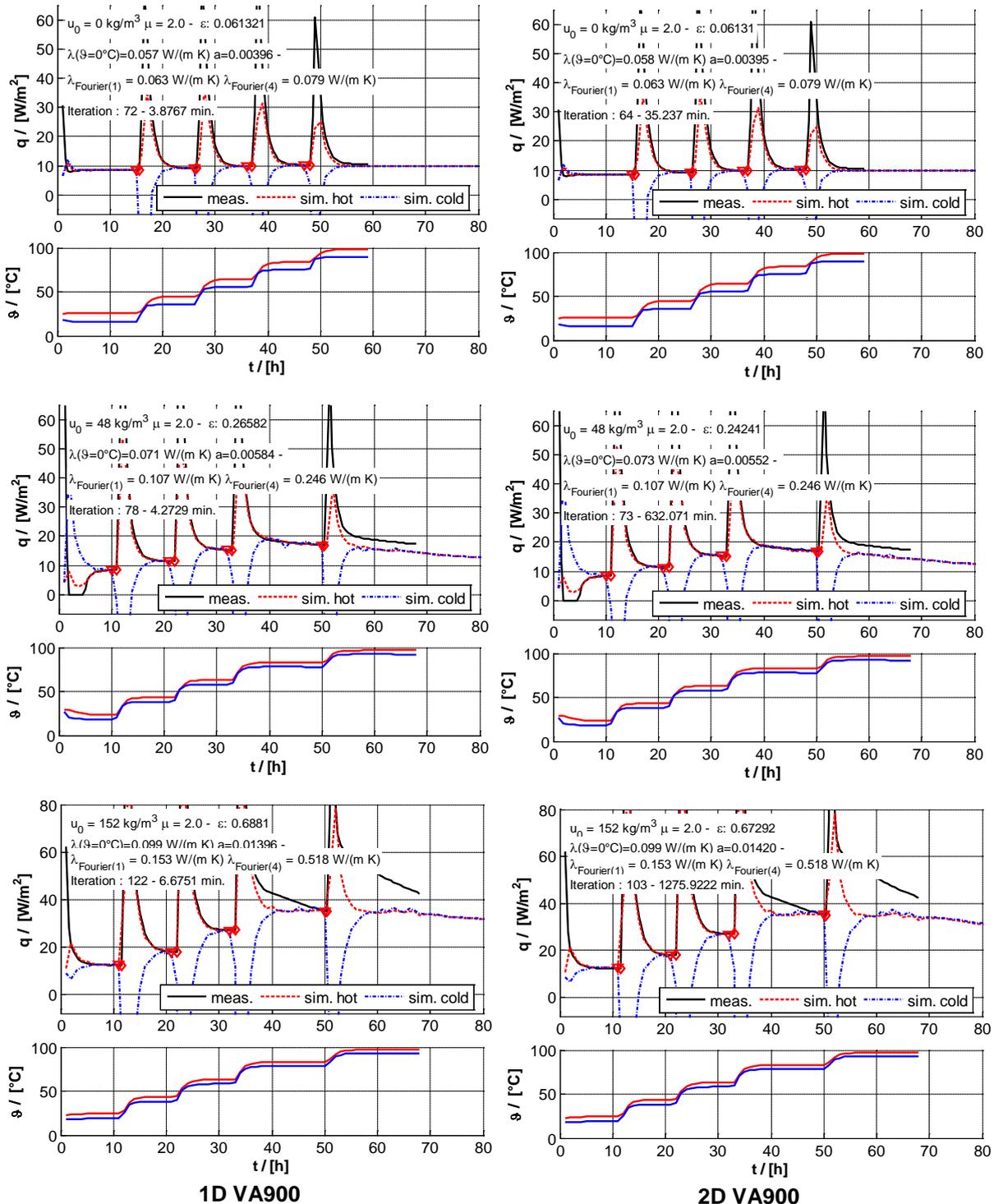


Fig. 40: Comparison of 1D and 2D predictions for $u = 0 \text{ kg/m}^3$ (top) $u = 48 \text{ kg/m}^3$ (middle) and 152 kg/m^3 (bottom), with exponential 4 nodes (at 0 °C, 40 °C and 80 °C) for the thermal conductivity

In the case of the container with 500 mm edge length, in addition to moisture transport from the hot plate to the cold plate (up for the upper specimen and down for the lower specimen) moisture transport in horizontal direction can be observed.

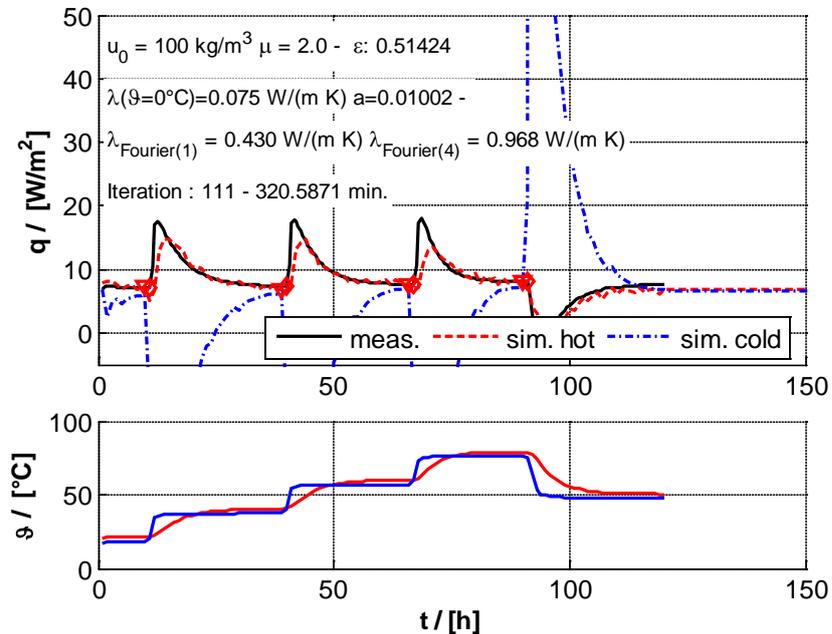


Fig. 41: Course of measured and predicted heat fluxes (top) and hot and cold plate temperatures (taken as boundary condition) for a measurement with the container with 500 mm edge length with an initial moisture content of $u_0 = 100 \text{ kg/m}^3$ with $\mu_0 = 2$, $\mu = f(u)$;

Corresponding temperature and moisture profiles are shown in Fig. 42 and Fig. 43.

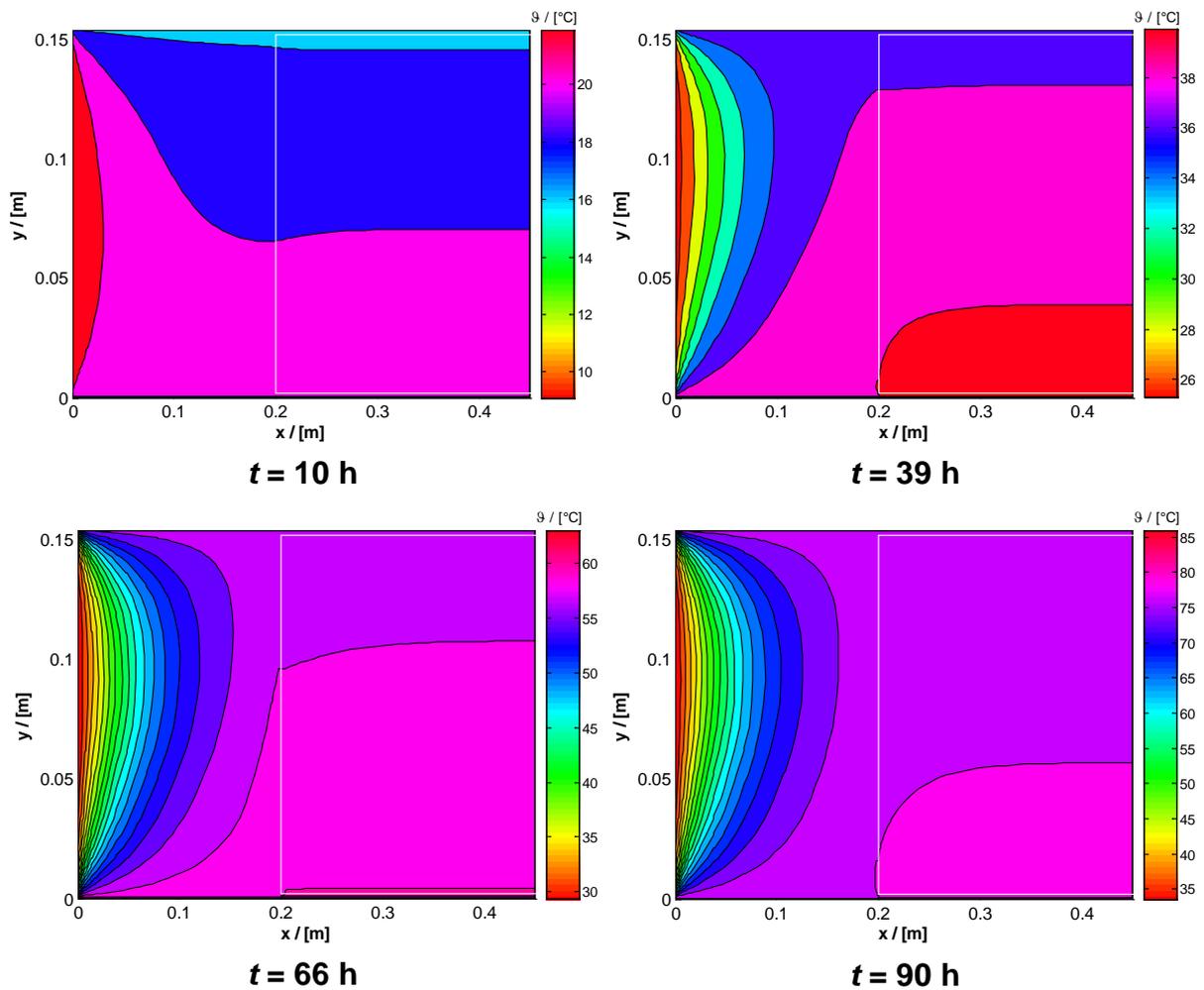


Fig. 42: Predicted temperature profiles for the 500 mm container with initial moisture content of $u_0 = 100 \text{ kg/m}^3$

The container wall, which forms a thermal bridge is recognisable. The isotherms are bended next to the container side wall. As a consequence, next to the container side wall moisture accumulates.

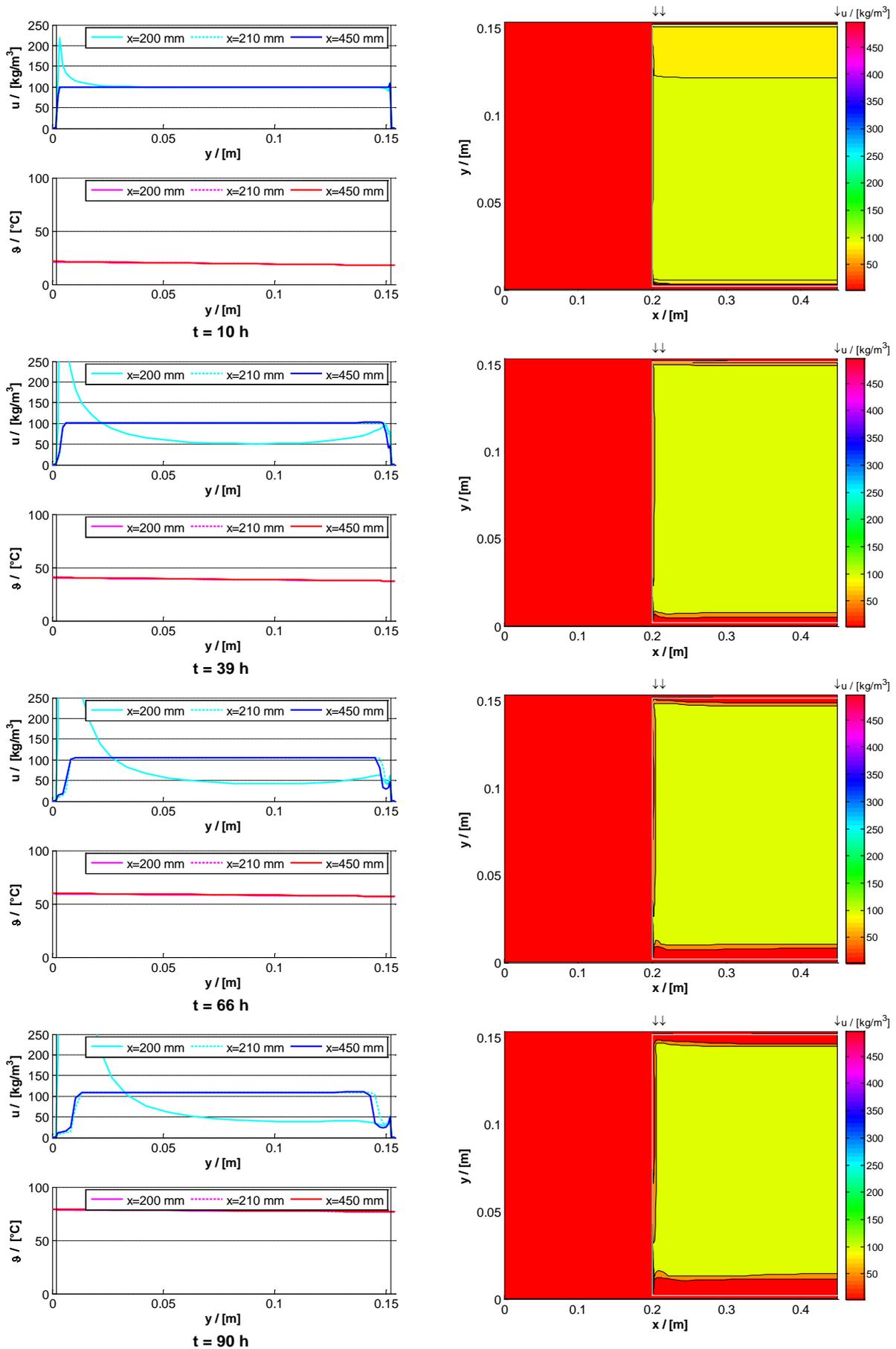


Fig. 43: Predicted moisture profiles for the 500 mm container with $u_0 = 100 \text{ kg/m}^3$

Moisture transport in horizontal and in vertical direction can be observed. However, already in a 10 mm distance from the side wall the moisture (and temperature) profile is nearly equal to the profile in the center of the specimen. Moisture transport with regard to enthalpy transport is not negligible. Nevertheless, the moisture front that establishes due to the temperature gradient is moving very slow. Hence, considering moisture homogenously distributed as required for the analytical model for the thermal conductivity does only result in minor errors.

3.1.7.2 Sensitivity analysis

3.1.7.2.1 Influence of the stainless steel container

As already discussed in section 3.1.5, in the case of the VA container with 500 mm edge length, the container wall forms a thermal bridge, which has to be considered. The thermal conductivity of the container wall does have significant influence on the effective thermal conductivity. This is also the case for the numerical simulations for obvious reasons. According to the literature [4] the thermal conductivity of stainless steel is in the range between 15 W/(m·K) and 25 W/(m·K). Fig. 44 compares the predicted thermal conductivity as a function of temperature for the dry specimen. The difference between the upper and lower limit is as much as 0.06 W/(m·K).

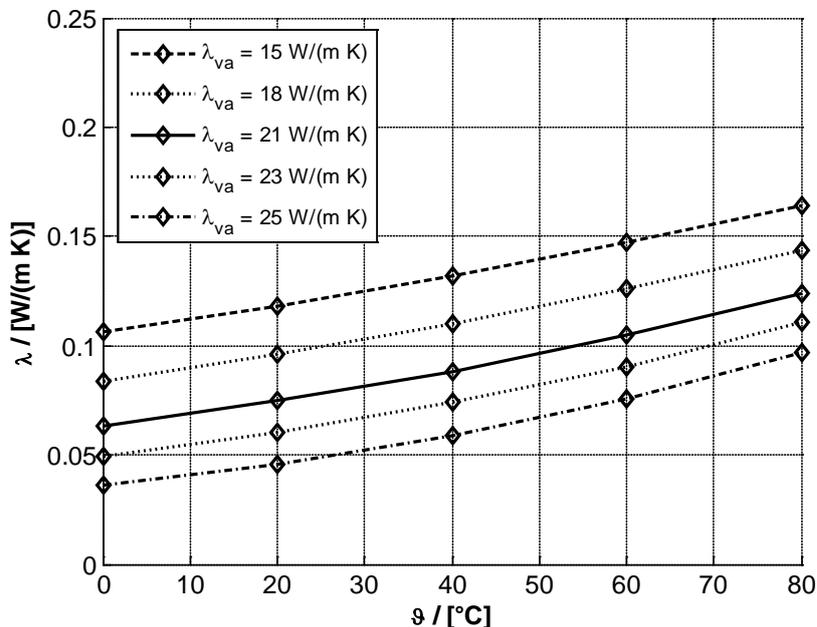


Fig. 44: Predicted thermal conductivity for the dry specimen for varying thermal conductivity of the stainless steel container $\lambda_{VA}=15 / 18 / 21 / 23 / 25$ W/(m·K)

For moist specimens the influence of the thermal conductivity of the stainless steel side wall on the predicted thermal conductivity of the specimens is less than

pronounced, as can be clearly seen in Fig. 45. Compared to the thermal effect of vapour transport in the case with moisture transport (E+M) the influence of the thermal conductivity of stainless steel is negligible. The higher the moisture content, the higher is the thermal conductivity of the specimen and the less important is the influence of the thermal conductivity of stainless steel.

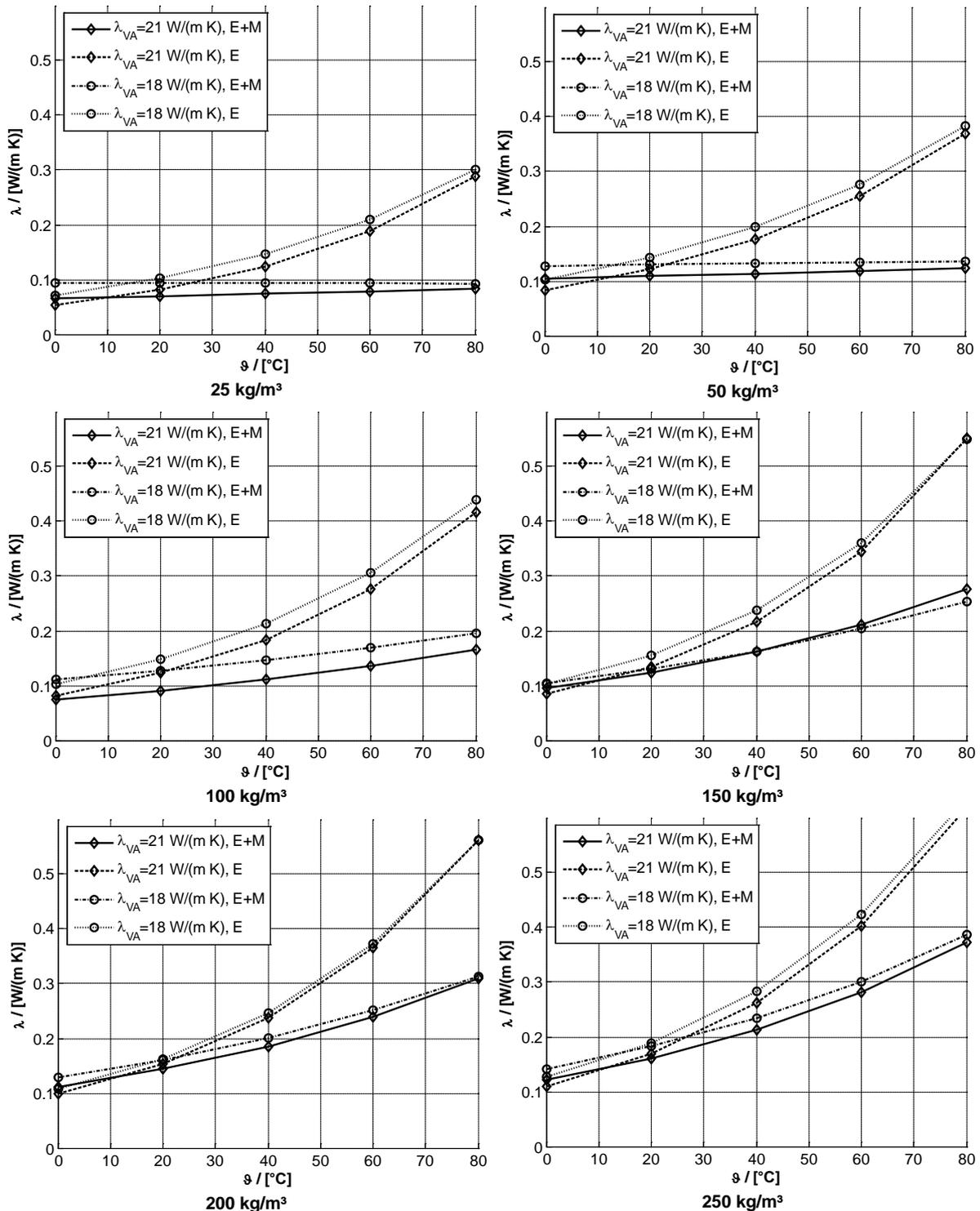


Fig. 45: Influence of thermal conductivity of stainless steel container with (E+M) and without (E) moisture balance

For all further results $\lambda_{VA} = 21 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$, if not indicated otherwise.

3.1.7.2.2 Water vapour diffusion resistance

Several material properties are required for a hygrothermal simulation. However, only some properties/parameters do significantly influence the simulation results. Here, the most sensitive properties are - in addition to the thermal conductivity - the water vapour diffusion resistance number and the thermal conductivity of the stainless steel container (in the case of the 500 mm container).

Best fit is performed with different approaches for the thermal conductivity λ

- Constant $\lambda = \text{const.}$
- Linear function of temperature $\lambda = f(\vartheta)$
- Linear function of moisture content $\lambda = f(u)$

As already mentioned before, a model for the thermal conductivity as a function of temperature and moisture content is (by default) not implemented in Delphin.

The influence of the water vapour diffusion resistance number is demonstrated: a constant water vapour diffusion resistance number $\mu = \text{const.}$ and water vapour diffusion resistance number as a function of moisture content $\mu = f(u)$ are applied.

In Fig. 46 the predicted thermal conductivity as a function of moisture content is plotted for different approaches of the model for the thermal conductivity with a water vapour diffusion resistance number of $\mu_0 = 1 / 2 / 3$, $\mu = f(u)$. The thermal conductivity is predicted at each moisture content as a function of temperature ($\lambda = f(\vartheta) \neq f(u)$) or moisture content ($\lambda = f(u) \neq f(\vartheta)$) or kept constant ($\lambda = \text{const.}$).

Predicted thermal conductivities are in the physical range and are higher for increasing water vapour diffusion resistance numbers. Furthermore, the influence of temperature on the predicted thermal conductivity increases with increasing water vapour diffusion resistance.

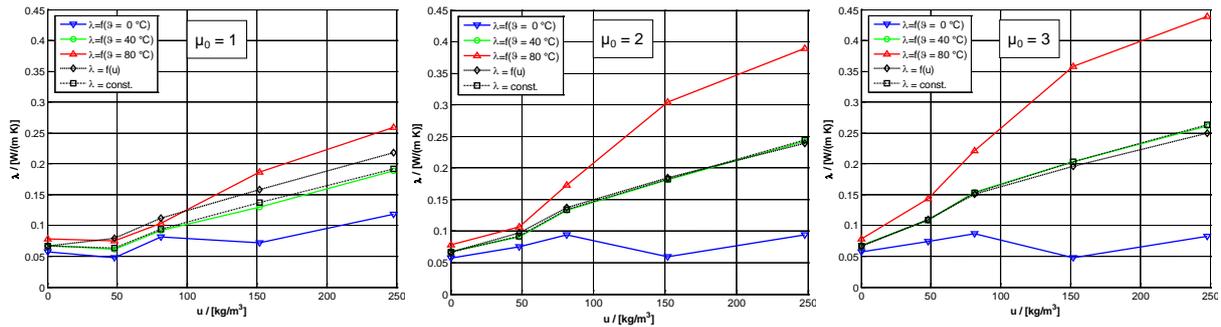


Fig. 46: Predicted thermal conductivity as a function of moisture content
 $u = 48 / 81 / 152 / 248 \text{ kg/m}^3$; $\mu_0 = 1 / 2 / 3$, $\mu = f(u)$

Predicted thermal conductivities as a linear function of the temperature with the moisture content u as parameter are shown in Fig. 47. Errorbars indicate the upper limit (i.e. $\mu = 3$) and lower limit (i.e. $\mu = 1$).

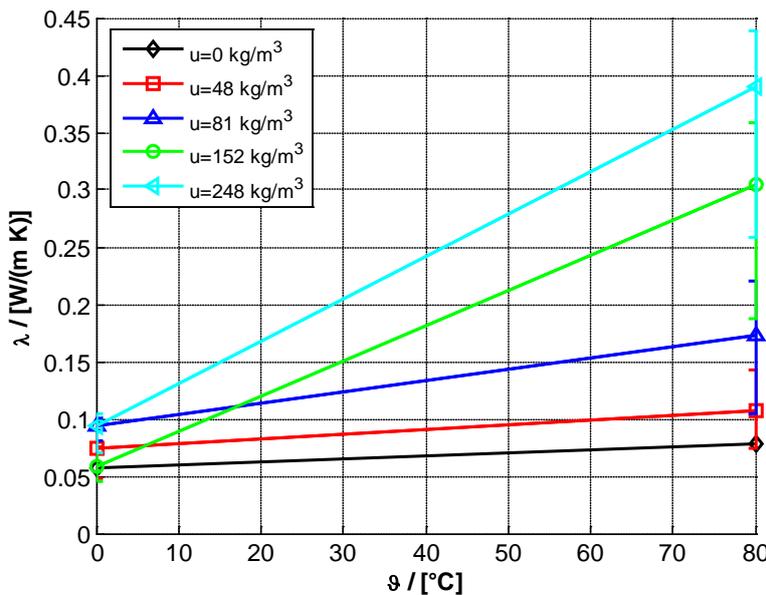


Fig. 47: Predicted thermal conductivity for $\mu = f(u)$ with $\mu_0 = 2$, errorbars indicate the upper limit (i.e. $\mu = 3$) and lower limit (i.e. $\mu = 1$) of the predictions; $\lambda = f(\vartheta) \neq f(u)$

With an exponential approach according to equation (85) for the thermal conductivity the results are similar. The water vapour diffusion resistance does significantly influence the predicted thermal conductivity in the realistic range between 1 and 4. Above values of 5 the influence diminishes, see Fig. 48 for specimens in VA 900 mm container with moisture content of 48 kg/m³ and 152 kg/m³.

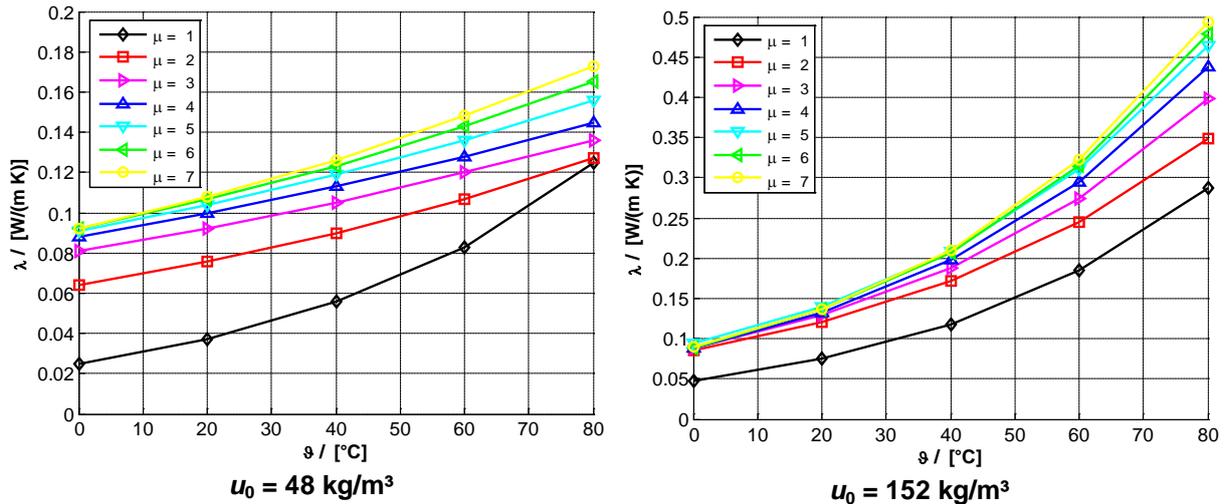


Fig. 48: Predicted and measured thermal conductivity for expanded glass granules (EGG) with $u_0 = 48$ and 152 kg/m^3 ; varying water vapour diffusion resistance numbers μ_0 ; $\mu = f(u)$; $\lambda = f(\vartheta) \neq f(u)$, measured in VA container with 900 mm edge length

The corresponding heat flux densities are plotted in Fig. 49 together with the measured values (dotted line). It is not clear from the courses of the predicted heat flux densities which water vapour diffusion resistance number is the correct one.

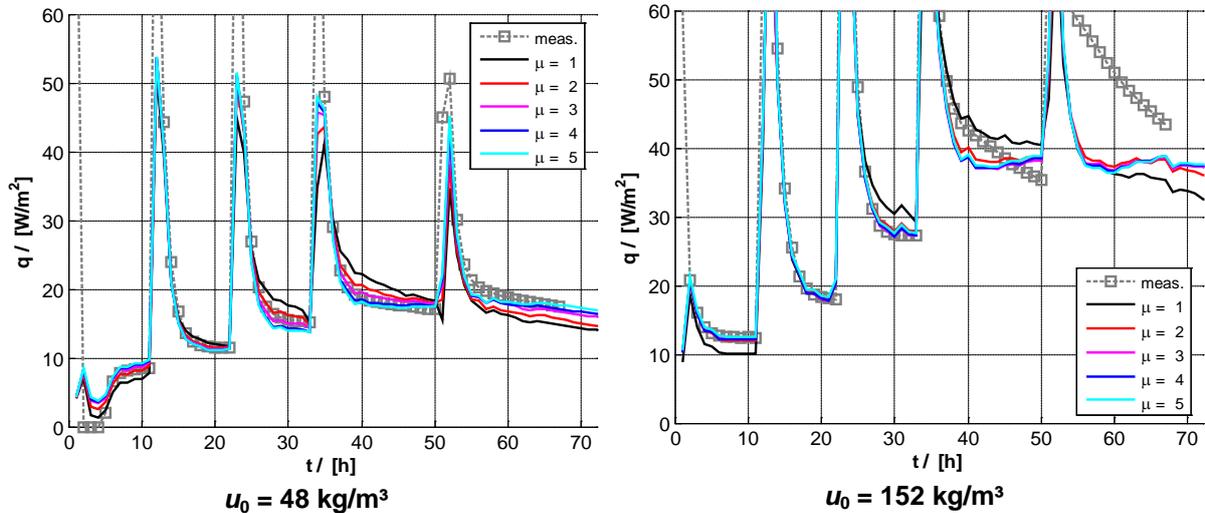


Fig. 49: Predicted and measured heat flux density for EGG with $u_0 = 48 / 152 \text{ kg/m}^3$; varying water vapour diffusion resistance numbers μ_0 ; $\mu = f(u)$; $\lambda = f(\vartheta) \neq f(u)$, measured in VA container with 900 mm edge length

The predicted thermal conductivity as a function of temperature and moisture content is shown in Fig. 50, right hand side. On the left hand side, the physical upper ($\mu=3$) and lower ($\mu=1$) limits are plotted for comparison.

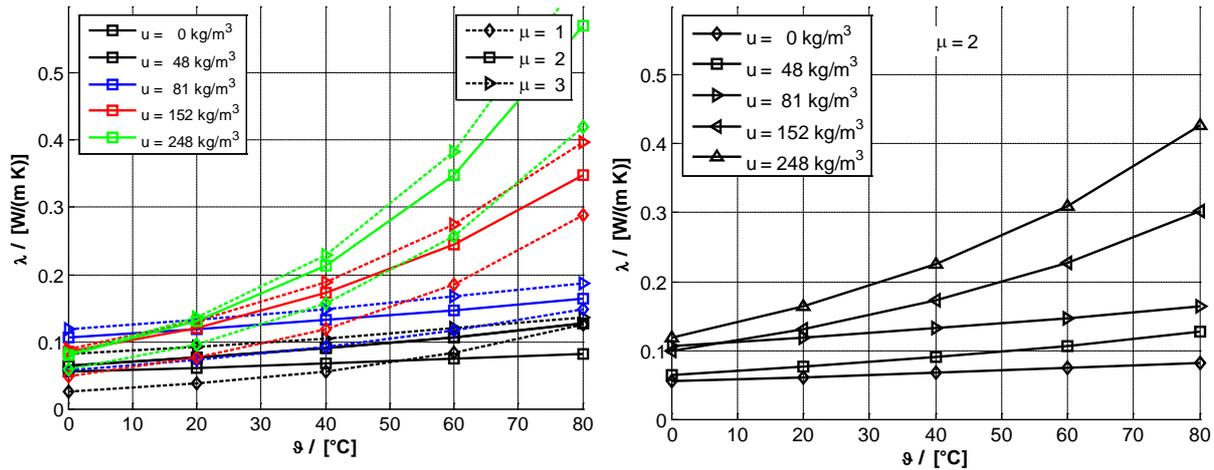


Fig. 50: Predicted thermal conductivity for EGG; varying water vapour diffusion resistance numbers μ_0 ; $\mu = f(u)$; $\lambda = f(\vartheta) \neq f(u)$, measured in VA container with 900 mm edge length

3.1.7.3 Comparison of analytical and numerical results

3.1.7.3.1 Comparison of analytical and numerical model with and without pore diffusion

A major part of heat transported in a moist porous medium can be traced back to pore diffusion, see section 3.1.4.2. In case moisture transport is explicitly modelled as it is in heat and moisture transfer models such as in Delphin, a pure thermal conductivity consisting of conductive and radiative parts is required. According to theory, the effective thermal conductivity must be reduced by the thermal effect of moisture flow. However, predicted thermal conductivities match rather the measured data (or data of the analytical model) if pore diffusion is included as can be seen in Fig. 51. On the left hand side, the predictions are compared with the analytical model without and right with pore diffusion. Agreement is non-satisfactory in both cases, however better in the case with pore diffusion.

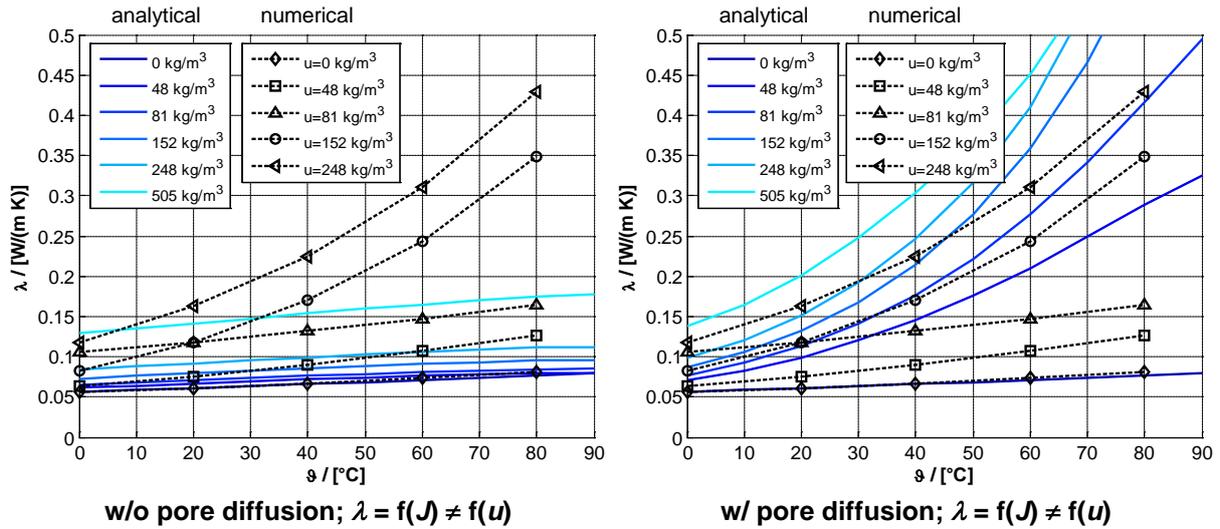


Fig. 51: Predicted and measured thermal conductivity for expanded glass granules (EGG) with $u_0 = 0 / 48 / 81 / 152 / 248 \text{ kg/m}^3$; $\mu_0 = 2$, $\mu = f(u)$; $\lambda = f(\vartheta) \neq f(u)$, measured in VA container with 900 mm edge length (exponential approach)

The heat pipe effect may be established in two ways: The first way is a heat pipe effect between the heating plate and cooling plate, if the condensed water may circulate back at the container wall or between the particles i.e. the entire insulation thickness is concerned. Contrariwise, it could be established in voids (between particles) or in macro pores in particles as depicted in Fig. 9, above. In the latter case liquid transport occurs in the form of surface diffusion at the pore or particle surface. In order to depict the first phenomenon the indication of liquid transport coefficients in the simulation program is required. Nevertheless, liquid water transport is not assumed to occur as most insulation materials are considered non-surface active. The second phenomenon cannot be depicted in available simulation tools for coupled heat and moisture transfer as this would require a resolution of the numerical grid finer than the dimension of the void (some mm to μm).

If the moisture transfer is excluded in the numerical simulation (either by calculating the energy balance only or by setting the water vapour diffusion resistance $\mu \rightarrow \infty$) the predicted thermal conductivities agree rather well with the numerical model (with pore diffusion).

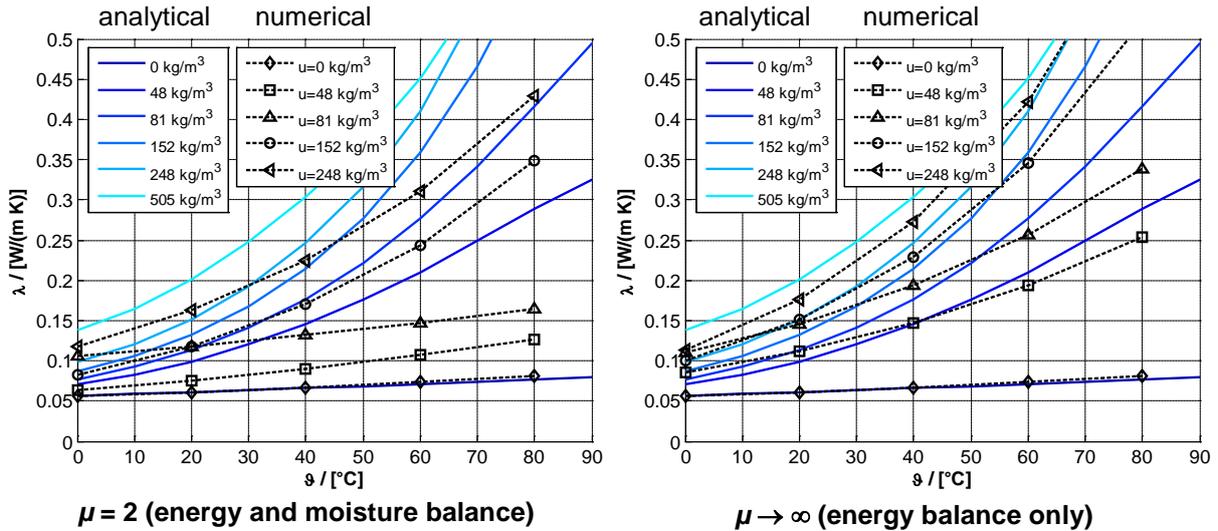


Fig. 52: Predicted thermal conductivity with $\lambda_{VA} = 21 \text{ W/(m-K)}$ for expanded glass granules; left: with moisture transport, $\mu=2$, right: no moisture transport, (=energy balance only)

For experiments in stainless steel container with 500 mm edge length (2D simulation) results are similar. For the analytical model as well as for the transient (hygro-)thermal simulations a constant value of 21 W/(m-K) was assumed. The predicted thermal conductivity calculated without moisture transport ($\mu \rightarrow \infty$ or energy balance only) is compared with the analytical model in Fig. 53. Agreement is rather good for high moisture contents but non-satisfying deviations are observed for the dry material and for low moisture contents.

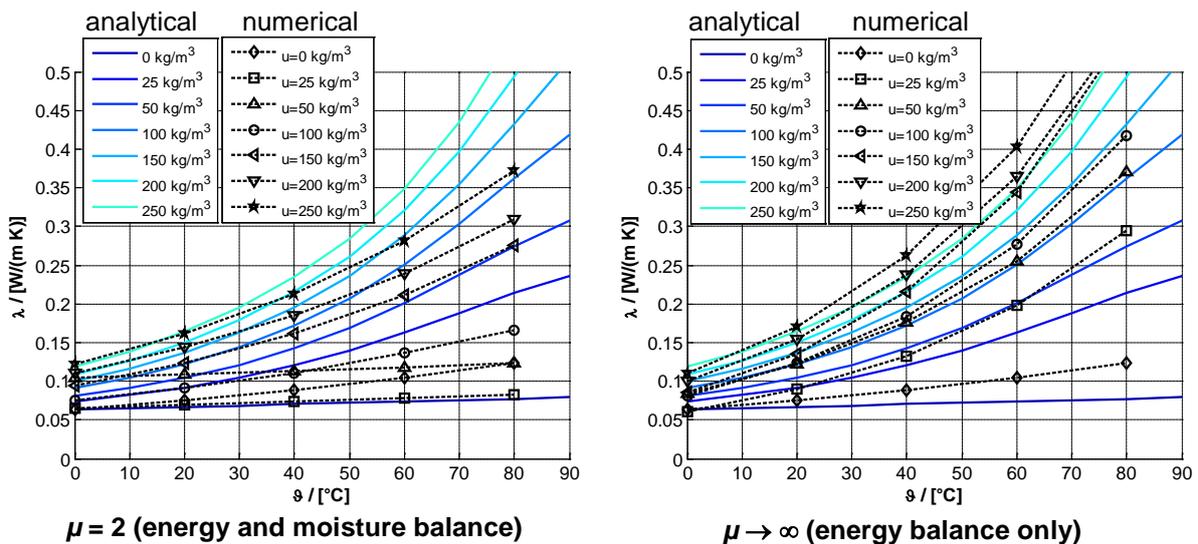


Fig. 53: Predicted thermal conductivity with $\lambda_{VA} = 21 \text{ W/(m-K)}$; left: with moisture transport, $\mu=2$, right: no moisture transport, (=energy balance only)

3.1.7.3.2 Comparison of results obtained with 500 mm and 900 mm containers

The analytical model and the data obtained by prediction with the numerical model agree rather well if only energy transport is considered. With moisture transport deviations are quite high. For the 500 mm and the 900 mm container the predicted values are compared for the case with energy and moisture transport ($\mu_0 = 2$, $\lambda = f(\vartheta) \neq f(u)$). There are some deviations; however, in particular at higher moisture contents and temperatures below 60 °C agreement is rather good.

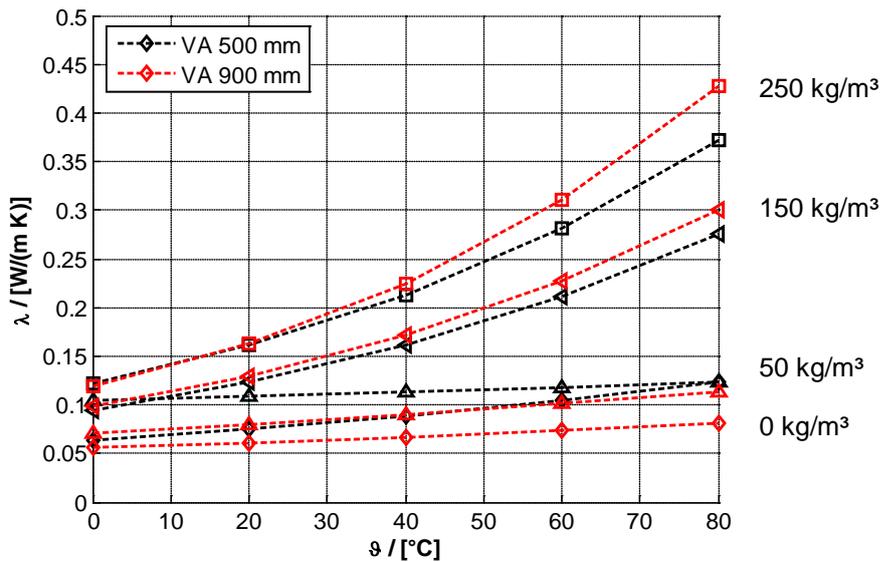


Fig. 54: Predicted thermal conductivity for the different stainless steel containers (VA with 500 mm and with 900 mm edge length), $\mu_0 = 2$, $\lambda = f(\vartheta) \neq f(u)$

3.1.7.3.3 Results for mineral wool

Best fit results for mineral wool (with a density of 145 kg/m³) are rather good for the dry specimen and the specimen with 230 kg/m³. In the case of the specimen with a moisture content of 75 kg/m³ the agreement between measured and simulated heat flux is less satisfying (but acceptable), mainly due to some measurement errors at 95 °C.

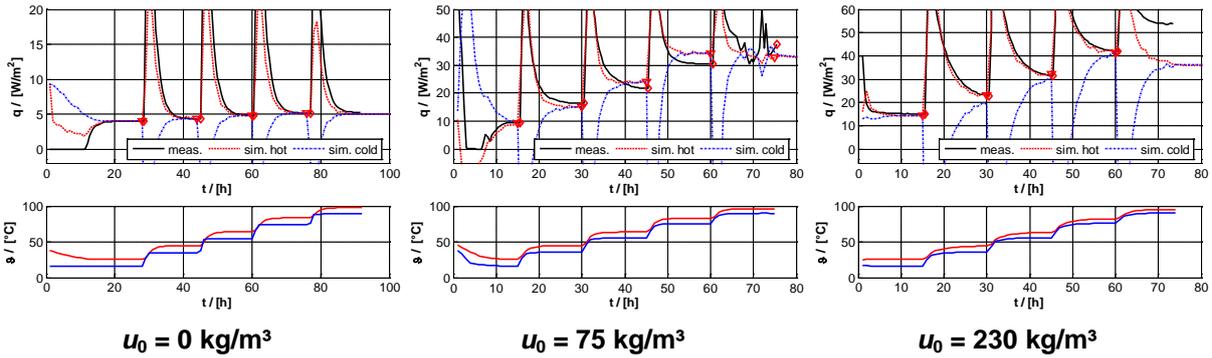


Fig. 55: Predicted and measured heat flux density for mineral wool in 900 mm; $\mu = 3.4$

Without moisture balance ($\mu = \infty$) the agreement between simulated data and analytical model is rather good also for mineral wool. With moisture transport (with a water vapour diffusion resistance number of 3.4) the agreement is neither good with the analytical results with pore diffusion nor without.

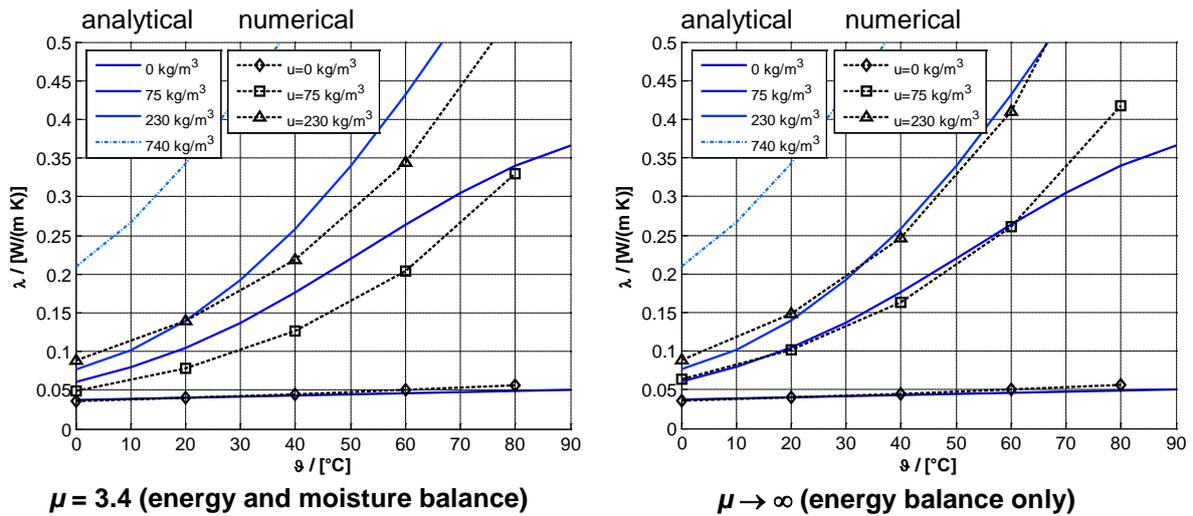


Fig. 56: Predicted thermal conductivity with $\lambda_{VA} = 21 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ for mineral wool; left: with moisture transport, $\mu=3.4$; right: no moisture transport, (=energy balance only)

3.1.7.3.4 Mass flow factor

As described in section above by default in Delphin the following approach for moisture transport is implemented:

$$g_v = -\frac{\delta_a}{\mu} \cdot \frac{\psi - \psi_l}{\psi} \cdot \frac{dp_v}{dx} \quad (86)$$

Predicted thermal conductivities depend on the water vapour flux and thus on the water vapour diffusion resistance number as was discussed already above. The

approach for the diffusive water vapour flux does influence the predicted thermal conductivity. At high vapour pressure, there is a superposition of convection which can be considered by the mass flow factor as described above.

The Delphin model was modified for this work in order to investigate the influence of the mass flow factor.

$$g_v = -\frac{\delta_a}{\mu} \cdot \frac{\psi - \psi_I}{\psi} \cdot \frac{p}{p - p_v} \cdot \frac{dp_v}{dx} \quad (87)$$

Simulation results for expanded glass granules 4-8 mm measured in the 900 mm VA container are compared in Fig. 57.

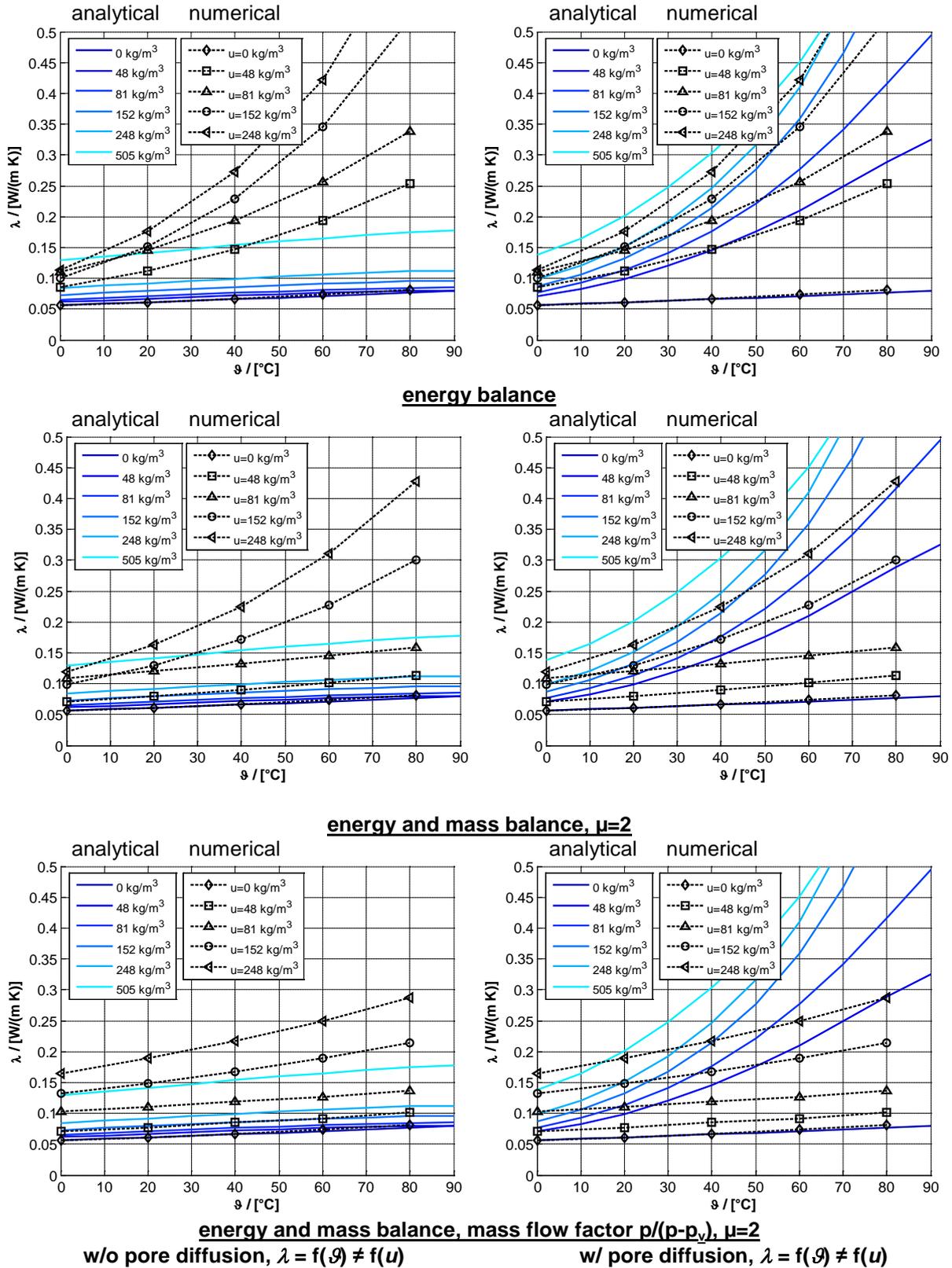


Fig. 57: Predicted and measured thermal conductivity for expanded glass granules (EGG) with $u_0 = 0 / 48 / 81 / 152 / 248 \text{ kg/m}^3$; $\mu_0 = 2$, $\mu = f(u)$; $\lambda = f(\vartheta) \neq f(u)$, measured in VA container with 900 mm edge length, to energy balance only, middle with and bottom without mass flow factor

As can be clearly seen with the mass flow factor the predicted thermal conductivities are significantly lower. They are still higher than the analytical model without pore diffusion but are in a similar range. The exponential increase with temperature that is recognisable without mass flow factor and that is highly pronounced in the analytical model with pore diffusion does not exist in the case with mass flow factor.

It is important to note that in all cases the predicted heat flux is nearly the same and is in all cases in good agreement with the measured heat flux gained with the guarded heating plate device. The difference is the contribution of pure conductive heat transfer and latent heat transport due to vapour transport to the heat flux.

3.1.8 Experimental protocol

- 1) Measurement of the thermal conductivity of bulk insulation material (here: expanded glass granules) positioned in a vapour proof stainless steel container at four target temperatures in a temperature range between 20 °C und 80 °C (90 °C) with a guarded heating plate device
 - a. (oven-)dry with a temperature difference of $\Delta\vartheta = 10$ K and
 - b. at five moisture contents between 0 kg/m³ und free saturation with a temperature difference of $\Delta\vartheta = 5$ K
- 2) Analysis and correction of measured data applying Fourier equation and theory of thermal bridges
- 3) Analysis of measured data with analytical model for the thermal conductivity [82] and correction of the diffusive part (heat pipe effect)
- 4) Transient simulation of heat transport (PDE) with measured hot and cold plate temperature as boundary condition applying the analytical model for the thermal conductivity
- 5) Prediction of temperature and moisture fields by transient simulation of coupled heat and moisture transport with measured hot and cold plate temperature as boundary condition (in the case of 2D simulation additionally guard ring and measurement chamber); determination of thermal conductivity (and water vapour diffusion resistance number) as a result of the minimization of the deviation between measured and predicted heat flux
 - a. 1D with own model and with Delphin
 - b. 2D with Delphin

6) Comparison of effective thermal conductivity determined with analytical and with numerical model and conclusions

The required data are

- a. Geometrical data and material properties of
 - a. container and guard ring
 - b. specimen
- b. Initial conditions: Temperature and moisture content of specimen
- c. Measured temperatures of heating and cooling plate, guard ring and measurement chamber
- d. Measured heat flux for best fit
- e. Initial value of thermal conductivity (and water vapour diffusion resistance number) for best fit
- f. Material properties and material functions of the specimen
 - a. Bulk density
 - b. Open and closed porosity
 - c. Moisture storage function and
 - d. If needed, transport coefficients (liquid + vapour)

3.1.9 Drawbacks

The following limitations and drawbacks of the numerical model were identified:

The maximum allowed temperature is (by default) 80 °C with Delphin 5.6, which serves for most purposes. Nevertheless, measurements were performed with temperatures just below boiling temperature of water ($\vartheta_{\max} = 95$ °C). With a modified version the entire measurement range from 10 °C to 99.5 °C could be covered.

With regard to the heat and moisture transfer model further drawbacks were identified: Isothermal Fickian diffusion is assumed in available hygrothermal simulation tools. As was shown with this work, the thermal diffusion (= Soret diffusion) is negligible at least for the considered boundary conditions. However consideration of Stefan diffusion (= unidirectional) is required. At high vapour pressures i.e. high temperatures Fickian diffusion results in a non-negligible error.

In Delphin the diffusion coefficient of water vapour in air D_v is assumed to be constant. However, in particular at higher temperatures ($\vartheta > 40 \text{ °C}$) a decrease of the permeability coefficient with temperature should not be neglected.

Finally, as already mentioned above, for a better quality of predictions the thermal conductivity should be modelled as a function of temperature and moisture content: By default Delphin considers either a temperature dependent or a moisture content dependent thermal conductivity. The consideration of coupled effects is not implemented. It is suggested to consider either the analytical model for the thermal conductivity as presented in section 3.1.4 or an approach based on the Standards (e.g. [128]). In the Standards the influence of temperature and moisture content on the thermal conductivity is considered as follows

$$\lambda_{eff} = \lambda_{ref} \cdot F_T \cdot F_U \quad (88)$$

with

$$F_U = (A - 1) \cdot \frac{u}{u_{max}} + 1 \quad (89)$$

where A typically is defined such that at maximum saturation ($u=u_{max}$) a thermal conductivity of 0.6 W/(m·K) is yielded, which is the thermal conductivity of water.

The effect of temperature is considered in an analogue way with

$$F_T = \frac{(B - 1)}{g_{max}} \cdot g + 1 \quad (90)$$

Typical values of B are in the range of 1.2 und 1.4 [128]. However, the correction factors for the effective thermal conductivity suggested in the Standards are not suitable for the application in hygrothermal models. Further measurements and simulations are required to test this approach and to adjust the parameters.

3.1.10 Conclusions

A detailed presentation of several approaches to the determination of the thermal conductivity of porous materials in a wide temperature and moisture range is presented with this work. Experimental data gained with a guarded heating plate device were analysed applying an analytical steady-state model. With the analytical model transient simulations of heat transfer (PDE) were performed and compared with the steady-state results. Furthermore, several approaches for the coupled heat and moisture transport in porous materials were introduced. Application of inverse

transient simulation yields the “true” thermal conductivity as required for dynamic simulations of coupled heat and moisture transfer problems. By coupling the commercial available simulation tool Delphin (which was slightly modified for this work) with Matlab the thermal conductivity could be obtained as a solution of a minimization problem (Simplex-method). The best fit solution was the one which lead to the minimization of the difference between measured and modelled heat fluxes. The iteratively determined values for the thermal conductivity were compared with the measured data and the analytical model.

The analytical model for the thermal conductivity provides good results. However, it represents a simplification of the real phenomena. In reality moisture is not distributed homogeneously, but its distribution depends on temperature and partial pressure gradients. More realistic modelling requires detailed knowledge of heat and moisture transfer mechanisms in the material as they influence temperature and moisture fields in a porous medium.

Pore diffusion results in enhanced heat transfer. The effective thermal conductivity is an order of magnitude higher than the pure thermal conductivity. The effect can be explained as follows: liquid is evaporating on the warm side of the porous medium and condensing at the cold side. The so-called heat pipe effect is established if the condensed water is transported back from the warm side to the cold side by liquid water transport (by capillary forces or by gravity). The heat pipe effect may establish between the heating plate and cooling plate in the macro voids between particles (or between particle and the container wall) and/or in micro pores (i. e. in pores in the particles). The latter phenomenon cannot be depicted in available simulation tools for coupled heat and moisture transfer. Explicit consideration is not possible due to constraints with respect to cell size of the numerical grid. This would require a inhomogeneous model (with explicit consideration of solid and voids filled with air, water vapour and liquid water). However, inhomogeneous models are not feasible for several reasons.

The suggested method allows extracting more information from the measured data gained with the guarded heating plate device with little extra effort. In addition to the effective thermal conductivity also moisture transport coefficients (i.e. the water vapour diffusion resistance number) can be determined.

Furthermore, with the suggested method numerical models for the coupled calculation of heat and moisture transfer can be validated. It could be demonstrated that the used model predicts the measured data with good agreement if the energy

balance only was considered. However, it was elaborated that for depicting the reality with good agreement a reduced thermal conductivity has to be applied.

For standard building problems the available models are feasible. The error resulting from the application of a simplified model for the thermal conductivity is negligible. The effect of pore diffusion does significantly contribute to heat transfer only above temperatures of about 40 °C.

Finally, it has to be mentioned that the objective of this work was not to present absolute measured values (of the thermal conductivity) but to present a method that enables to determine the apparent thermal conductivity as required for hygrothermal simulations. Future work should concentrate on enhanced measurement methods which allow for more precise determination of material properties. Additionally, more measurements with other porous materials (e.g. further bulk and sheet insulation materials) are required to proof the model and to generate (more) substantiated data.

3.2 Untersuchungen an schüttfähigen Wärmedämmstoffen

Damit solare Nahwärmeanlagen nicht nur energetisch effizient funktionieren, sondern auch möglichst wirtschaftlich sind, müssen die Langzeit-Wärmespeicher niedrige Wärmeverluste aufweisen und kostengünstig realisiert werden. Ein entscheidender Aspekt für diese Kriterien ist die Wärmedämmung, die aus diesem Grund oft aus kostengünstigen schüttfähigen Wärmedämmstoffen, wie z. B. Schaumglasschotter oder Blähglasgranulat besteht. Diese schüttfähigen Wärmedämmstoffe erfüllen die Anforderungen an eine leichte Verarbeitbarkeit und eine hohe Temperatur- und Langzeitbeständigkeit. Für sie werden seitens der Hersteller Wärmeleitfähigkeiten von 0,06 bis 0,12 W/(m·K) bei einer Mitteltemperatur von 10 °C [120] angegeben. Deshalb wurden diese Wärmedämmstoffe in den neuesten Langzeit-Wärmespeichern, wie z. B. in den Pilotanlagen in Crailsheim und Eggenstein, eingesetzt. Die Dämmstärken variieren zwischen 30 und 80 cm.

Bei der wissenschaftlich-technischen Begleitforschung der Pilotanlagen konnte auch bei einigen neuen Anlagen festgestellt werden, dass die Wärmestromdichten durch die Wärmedämmungen deutlich höher waren als erwartet und somit die effektive Wärmeleitfähigkeit der Wärmedämmung größer ist als bei der Planung angenommen. Durch die wissenschaftlich-technische Begleitforschung des ITW konnte durch detaillierte Untersuchungen festgestellt werden, dass sich unter bestimmten Randbedingungen in der Wärmedämmung mehrere Wärmetransportmechanismen wie z. B. Wärmeleitung und freie Konvektion überlagern. Gegenüber reiner Wärmeleitung steigen somit die effektive Wärmeleitfähigkeit und die Wärmeverluste der Wärmespeicher [62].

3.2.1 Anwendung schüttfähiger Wärmedämmstoffe

Schüttfähige Wärmedämmstoffe wie Blähglasgranulat und Schaumglasschotter wurden beim Bau von großvolumigen Wärmespeichern in vergangener Zeit zunehmend eingesetzt. In Tabelle 9 sind Wärmespeicher von solaren Nahwärmeanlagen aufgelistet, die in den letzten Jahren im Rahmen der Förderprogramme „Solarthermie2000“ und „Solarthermie2000plus“ des BMU gefördert und gebaut wurden.

Die Wärmedämmstoffe zeichnen sich durch Eigenschaften aus, die für den Einsatz in großen Wärmespeichern erforderlich und wünschenswert sind. Sie besitzen eine von den Herstellern angegebene Wärmeleitfähigkeit von 0,06 bis 0,12 W/(m·K) unter Normbedingungen [120]. Im Vergleich dazu beträgt die Wärmeleitfähigkeit von EPS (expandiertem Polystyrol) 0,035 bis 0,04 W/(m·K), allerdings ist EPS weniger druck-

und temperaturbeständig sowie teurer. Da es sich bei Schaumglasschotter und Blähglasgranulat um Glasrecyclingprodukte handelt, belasten sie die Umwelt weniger als vergleichbare Wärmedämmstoffe aus Kunststoff.

Tabelle 9: Überblick über Pilot-Wärmespeicher mit schüttfähigen Wärmedämmstoffen

Ort (Baujahr, Funktion)	Art des Speichers	Größe [m ³]	Wärmedämmstoff
Steinfurt (1999, LZWSP) [11]	Kies/Wasser- Wärmespeicher	1 500	Boden: Schaumglasplatten (12 cm) Seitenwände: Blähglasgranulat (50 cm) Deckel: Blähglasgranulat (60 cm)
Hannover (2000, LZWSP) [11]	Warmwasser- Wärmespeicher	2 750	Boden: ungedämmt Seitenwände und Deckel: Blähglasgranulat (30–70 cm)
München (2007, LZWSP) [20]	Warmwasser- Wärmespeicher	5 700	Boden: Schaumglasschotter (30 cm) Seitenwände und Deckel: Blähglasgranulat (30–70 cm)
Eggenstein-Leopoldshafen (2008, LZWSP) [6]	Kies/Wasser- Wärmespeicher	4 500	Boden und Seitenwände: Blähglasgranulat (50–70 cm) Seitenwände und Deckel: Schaumglasschotter (70–80 cm)
Crailsheim (2008, LZWSP) [6]	Erdsonden- Wärmespeicher	39 000	Deckel: Schaumglasschotter (40– 60 cm)
Crailsheim (2008, Pufferspeicher) [6]	Warmwasser- Wärmespeicher	480	Boden: Schaumglasschotter (35 cm) Seitenwände: Blähglasgranulat (50 cm) Deckel: Blähglasgranulat (80 cm)

Die angestrebte Lebensdauer der Langzeit-Wärmespeicher beträgt 30 bis 50 Jahre, daher müssen die Wärmedämmstoffe langzeitbeständig sein. Schaumglasschotter und Blähglasgranulat sind temperatur- und witterungsbeständig und erfüllen somit diese Anforderungen. Da bei großen Wärmespeichern auch große Mengen an Wärmedämmmaterial benötigt werden, sollte dieses möglichst mit geringem Aufwand an- bzw. einzubringen sein. Dies ist bei Schaumglasschotter und Blähglasgranulat gegeben, da diese Materialien schüttfähig sind. Somit können sie in großen Mengen in Hohlräume eingeblasen oder an Böschungen angeschüttet werden. Zudem sind beide Materialien druckfest, was notwendig ist, wenn die Dämmung am Boden oder an geböschten Seitenflächen den Einwirkungen der Gewichtskraft des Speichermaterials ausgesetzt wird. Des Weiteren sind sie in geschlossenporigen Ausführungen erhältlich, was verhindert, dass sie Wasser aufnehmen und sich dadurch die Wärmeleitfähigkeit erhöht [75]. Der größte Vorteil von Blähglasgranulat und Schaumglasschotter ist jedoch der Preis. Schaumglasschotter kostet ca. 50 €/m³ und Blähglas-

granulat ca. 80 €/m³. Im Vergleich zu Blähglasgranulat kostet z. B. Styrodur®HT von BASF, was als einziger, auf Polystyrol basierender Wärmedämmstoff die Anforderungen an die Temperatur- und Druckbeständigkeit erfüllt, mindestens das Dreifache. Dafür ist die Wärmeleitfähigkeit von Styrodur®HT mit 0,035 W/(m·K) jedoch auch deutlich niedriger. Dennoch ist die Verwendung von Styrodur®HT wegen seines hohen Preises und des wesentlich höheren Installationsaufwandes im Vergleich zu Schaumglasschotter oder Blähglasgranulat bei großvolumigen Langzeit-Wärmespeichern nicht wirtschaftlich.

3.2.2 Messergebnisse von Pilotanlagen

Am ITW der Universität Stuttgart wird seit vielen Jahren die wissenschaftlich-technische Begleitforschung mehrerer Pilotanlagen zur solaren Nahwärmeversorgung mit Langzeit-Wärmespeicher durchgeführt. Basierend auf der aus der Vermessung der älteren Pilotanlagen gewonnenen Erfahrung, dass die Langzeit-Wärmespeicher deutlich höhere Wärmeverluste aufweisen als geplant, wurde bei den neuesten Wärmespeichern darauf geachtet, die Wärmestromdichten über die Speicherhülle hinweg möglichst genau zu messen. Somit kann die Wärmeleitfähigkeit des Wärmedämmmaterials während des Betriebs über längere Zeiträume hinweg bestimmt werden. Dies erfolgte z. B. bei den Pilotanlagen in Crailsheim und Eggenstein, bei denen zur Wärmedämmung der Wärmespeicher Blähglasgranulat und Schaumglasschotter eingesetzt wurde.

Wie in den Kapiteln 2.4 (Eggenstein) und 2.5 (Crailsheim) beschrieben wurde, konnten an den dort realisierten Wärmespeichern im Vergleich zur Planung erhöhte effektive Wärmeleitfähigkeiten der Wärmedämmung ermittelt werden, die bis zum Zwanzigfachen über den Normwerten liegen. Dies betrifft im besonderen Maße die Wärmedämmung auf der Oberseite des Erdsonden-Wärmespeichers in Crailsheim und die Wärmedämmung im Deckelbereich des Kies/Wasser-Wärmespeichers in Eggenstein. In beiden Fällen wurde Schaumglasschotter eingesetzt.

3.2.3 Entwicklung von Versuchsständen

Um die Messergebnisse der realisierten Wärmespeicher validieren und analysieren zu können, wurden am ITW zwei Versuchsstände entwickelt [60]. Mit dem einen kann die effektive Wärmeleitfähigkeit von schüttfähigen Wärmedämmstoffen bei großer Schichtdicke untersucht werden. Mit dem anderen wurden in situ-Trocknungs-

verfahren getestet, um feuchte Wärmedämmstoffe im eingebauten Zustand zu trocknen und somit die effektive Wärmeleitfähigkeit zu verringern.

3.2.3.1 Versuchsdurchführung und -ergebnisse der Laboruntersuchungen zur effektiven Wärmeleitfähigkeit

Der Versuchsstand besteht aus einer quaderförmigen Kammer mit den Maßen 100 cm x 80 cm x 75 cm (Breite x Tiefe x Höhe). Die Kammer ist mit leicht verdichtetem Schaumglasschotter mit einer Körnung von 32–64 mm gefüllt. Sie soll einem Ausschnitt der Wärmedämmung des Kies/Wasser-Wärmespeichers in Eggenstein entsprechen. Unter der Kammer ist eine Heizkassette installiert, die den erwärmten Speicher simulieren kann. An den Seitenwänden ist die Kammer mit einer 20 cm starken EPS-Schicht wärmegeklämt, um möglichst adiabate Bedingungen zu gewährleisten. Die Umgebungstemperatur des Speichers kann durch die Raumtemperatur der Klimakammer, in der sich der Versuchsstand befindet, simuliert werden. Es wurden Versuche mit unterschiedlichen Heiztemperaturen und Wassergehalten des Wärmedämmmaterials durchgeführt. Um einen visuellen Einblick in das Innere der Kammer zu erhalten, besteht eine Seitenwand aus Plexiglas. Im Inneren der Kammer sind entlang der Mittelachse im Abstand von 15 cm Temperatursensoren installiert. Um die Temperaturverteilung an den Seitenwänden zu messen, wurden Thermographieaufnahmen unmittelbar nach dem Abnehmen der EPS-Wärmedämmung aufgenommen.

In Abb. 73 sind der Versuchsstand und die Messergebnisse dargestellt. Das linke obere Foto zeigt die ungedämmte Rückwand des Versuchsstandes und im oberen rechten Bild ist eine Thermographie der Rückwand bei einer Heiztemperatur von 75 °C und einem Wassergehalt von $1 \text{ kg}_{\text{Wasser}}/\text{m}^3_{\text{Dämmmaterial}}$ dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Isothermen nicht horizontal verlaufen, wie dies bei einer eindimensionalen Wärmeverteilung durch reine Wärmeleitung zu erwarten wäre. Es scheinen sich Wirbel, bedingt durch Konvektion, einzustellen. Wie auf dem Foto unten links in der Abb. 73 zu erkennen ist, kondensiert das verdunstete Wasser in der oberen Hälfte der Dämmstoffschüttung und fließt durch die Schwerkraft nach unten, wo es wieder verdunstet. Dies entspricht dem Wärmerohr-Effekt, bei dem durch den Stofftransport zusätzlich zur Konvektion Wärme transportiert wird. Auch bei der Betrachtung des auf dem Plexiglas gebildeten Kondensats kann festgestellt werden, dass dieses nicht gleichmäßig ab einer bestimmten Höhe auftritt, sondern ähnlich wie die Isothermen der Thermographie der Rückwand ungleichmäßig verteilt ist. Dies ist ein weiteres Indiz für die konvektiven Wirbel, die sich einstellen.

Im Diagramm in Abb. 73 unten rechts sind die Temperaturprofile entlang der Mittelachse der Kammer bei einer Heiztemperatur von 75 °C und bei Wassergehalten von 2, 5 und 10 kg_{Wasser}/m³_{Dämmmaterial} dargestellt. Bei den Versuchen konnte unabhängig von der Versuchsdauer kein stationärer Zustand ermittelt werden. Es bilden sich nur quasi-stationäre Zustände aus. Aus diesem Grund sind jeweils die minimalen, maximalen und gemittelten Temperaturen für die gleichen Versuchsbedingungen dargestellt. Die deutlichen Unterschiede können durch den stetigen Wechsel der konvektiven Wirbelbildung verursacht sein, ähnlich des in Fluiden auftretenden Bénard-Effekts. Auffällig ist, dass das Temperaturprofil deutlich von einem linearen Profil, wie es bei reiner Wärmeleitung auftritt, abweicht. Bei zunehmendem Wassergehalt nimmt der Temperaturgradient ab einer Höhe von 15 cm immer weiter ab, bis er bei einem Wassergehalt von 10 kg_{Wasser}/m³_{Dämmmaterial} quasi Null beträgt. Das bedeutet, dass die Überlagerung der Wärmetransportmechanismen ab einer Höhe von 15 cm dazu führt, dass nahezu keine Wärmedämmwirkung mehr auftritt. In diesem Fall tragen nur die unteren 15 cm zur Wärmedämmung bei.

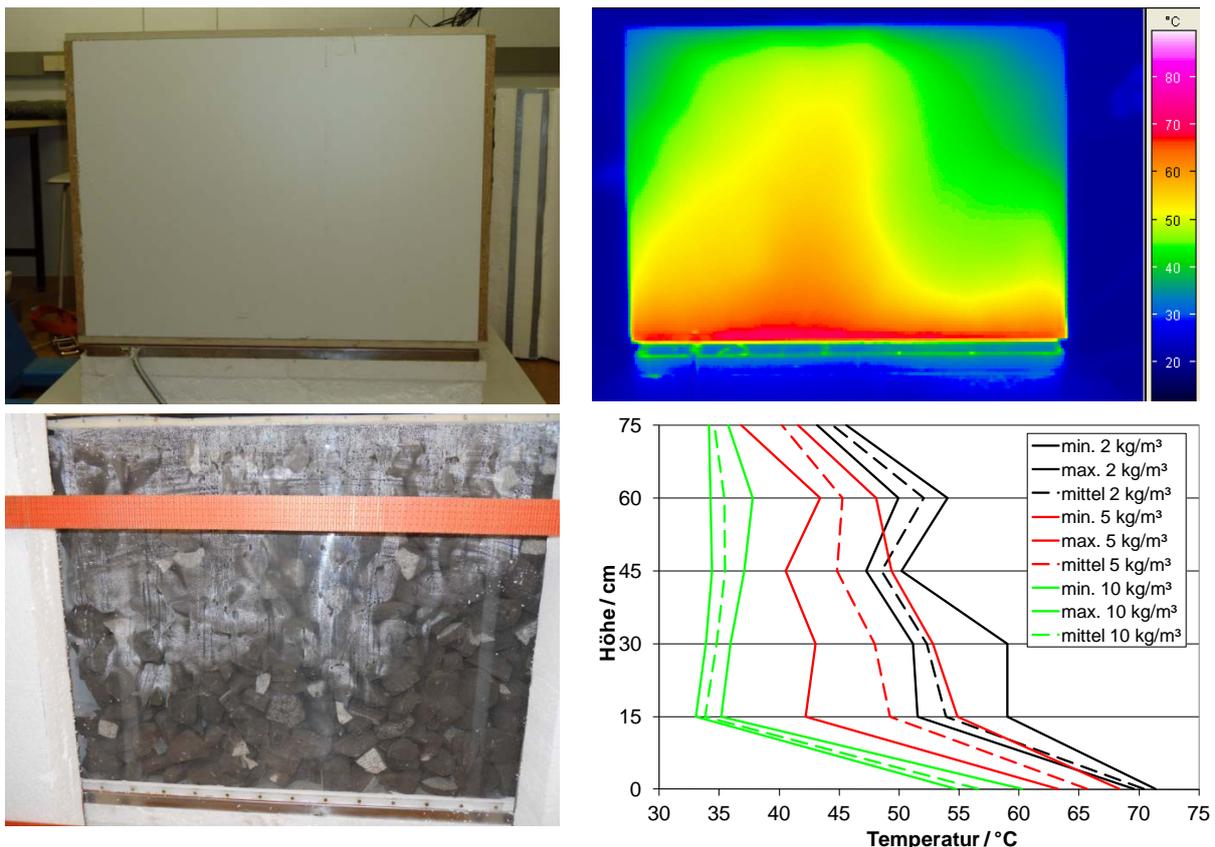


Abb. 73: Ungedämmte Rückwand des Versuchsstands (o. l.), Thermographie Rückwand bei einem Wassergehalt von 1 kg_{Wasser}/m³_{Dämmmaterial} und einer Heiztemperatur von 75 °C (o. r.), Foto der Vorderseite (u. l.) und Temperaturprofil im Inneren bei einer Heiztemperatur von 75 °C und Wassergehalten von 2, 5 und 10 kg_{Wasser}/m³_{Dämmmaterial} (u. r.)

In einer weiteren Versuchsreihe wurde die Kammer durch zwei Konvektionssperren (Folien) in drei horizontale Schichten zu je 25 cm untergliedert, siehe Abb. 74 links. Die Ergebnisse aus diesen Versuchen zeigen, dass durch das Einbringen dieser Sperrschichten die Konvektion deutlich reduziert wurde. Die Messung der Temperaturen bei trockener Wärmedämmung entlang der Mittelachse ergab ein fast lineares Temperaturprofil mit einem Temperaturgradienten ähnlich der ersten 15 cm ohne Konvektionssperren, siehe Abb. 74 rechts. Es stellt sich ein stationärer Zustand ein. Daraus kann geschlossen werden, dass durch das Einbringen der Konvektionssperren die Konvektion erfolgreich unterbunden werden kann und die effektive Wärmeleitfähigkeit im Vergleich zum Versuchsaufbau ohne Konvektionssperren geringer ist.

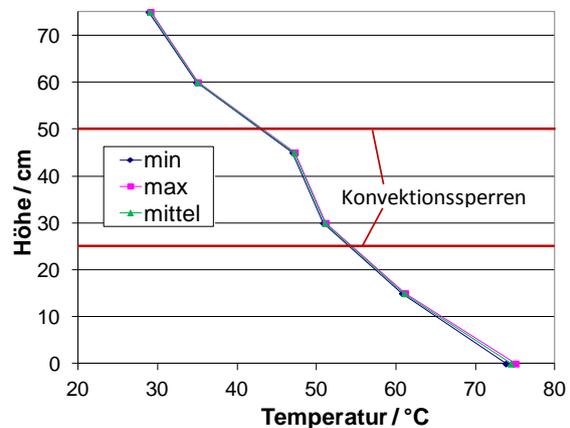


Abb. 74: Foto der Plexiglas-Vorderseite beim Versuch mit Konvektionssperren (links) und Temperaturprofil im Kammerinneren bei einer Heiztemperatur von 75 °C bei trockenem Schaumglasschotter und mit Konvektionssperren (rechts)

Wie in Abb. 75 dargestellt, wurde in einer weiteren Versuchsreihe der Schaumglasschotter durch Blähglasgranulat mit einer Körnung von 2–4 mm ersetzt. Bei der Verwendung von Blähglasgranulat konnte auch ohne Konvektionssperren keine Konvektion detektiert werden. Der Einfluss des Wassergehalts ist deutlich geringer als beim Schaumglasschotter. Jedoch konnte bei Heiztemperaturen von 75 °C und Wassergehalten von 5–10 $\text{kg}_{\text{Wasser}}/\text{m}^3_{\text{Dämmmaterial}}$ ebenfalls ein geringer Anstieg der effektiven Wärmeleitfähigkeit im Vergleich zu Versuchen mit niedrigeren Heiztemperaturen und einem geringeren Wassergehalt beobachtet werden, siehe auch [75].

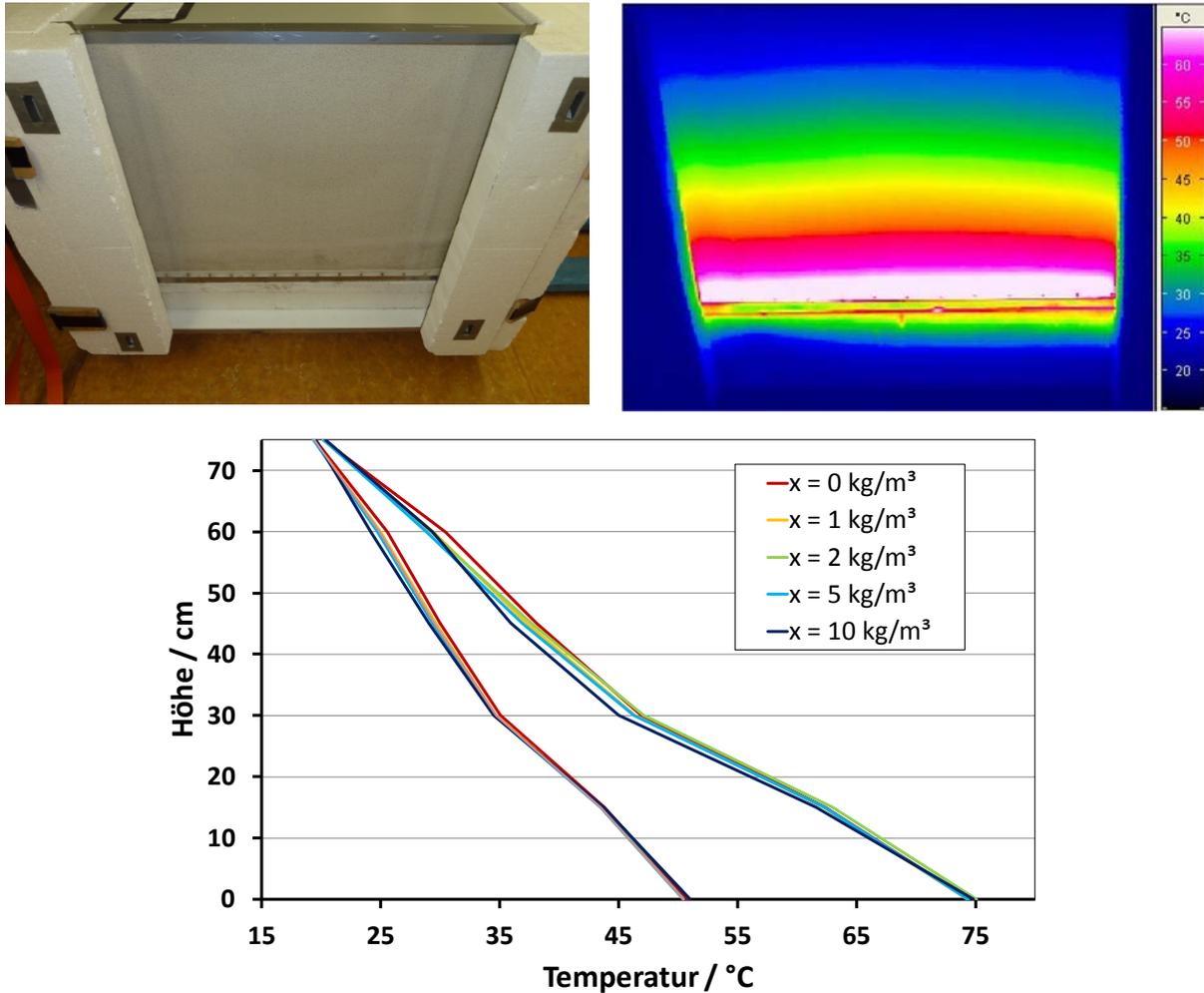


Abb. 75: Ansicht der ungedämmten Plexiglas-Vorderseite des Versuchsstands (o. l.), Thermographie der Plexiglas-Vorderseite bei einer Heiztemperatur von 75 °C und einem Wassergehalt von 10 kg_{Wasser}/m³_{Dämmmaterial} (o. r.) und Temperaturprofil im Kammerinneren bei einer Heiztemperatur von 50 °C bzw. 75 °C und Wassergehalten von 0, 1, 2, 5 und 10 kg_{Wasser}/m³_{Dämmmaterial} (unten)

3.2.3.2 Versuchsdurchführung und -ergebnisse der Laboruntersuchungen zur in situ-Trocknung schüttfähiger Wärmedämmstoffe

In Eggenstein-Leopoldshafen wurde Schaumglasschotter mit einer Feuchte von 5 kg_{Wasser}/m³_{Dämmmaterial} für die Wärmedämmung des Kies/Wasser-Wärmespeichers verwendet. Die erste Charge Schaumglasschotter wurde sogar mit einem deutlich höheren Wassergehalt angeliefert und wurde deshalb nicht eingebaut. Wie bei den Messungen am KWWS und bei den Laboruntersuchungen festgestellt wurde, hat bereits ein verhältnismäßig geringer Wassergehalt negative Auswirkungen auf das Dämmverhalten.

Ein Ersetzen des am Kies/Wasser-Wärmespeicher in Eggenstein-Leopoldshafen eingebauten feuchten Schaumglasschotters durch vollständig trockenen Schaumglasschotter käme einer Generalsanierung des Speichers gleich. Zudem kann die Anlieferung vollständig trockenen Schaumglasschotters nicht garantiert werden und die nachträgliche Trocknung ist mit Kosten verbunden. Aus diesem Grund wurde untersucht, wie die Feuchte aus dem Dämmstoff entfernt werden kann, ohne massiv in den Speicheraufbau eingreifen zu müssen. Bei der Konstruktion des KWWS wurden die einzelnen Kammern der Speicherhülle, in denen sich der Dämmstoff befindet, mit einem Vakuumsystem ausgestattet. Dies ermöglichte nach der Fertigstellung der einzelnen Kammern eine Leckageprüfung. Diese Vakuumtechnik inklusive der Verrohrung ist noch vorhanden und kann zur Trocknung genutzt werden. Als Trocknungsverfahren könnte das Prinzip verwendet werden, bei dem durch Druckabsenkung ebenfalls die Siedetemperatur abgesenkt wird. Somit ist es möglich, Wasser auch bei deutlich niedrigeren Temperaturen als bei 100 °C zu verdampfen, wie in Abb. 76 dargestellt ist.

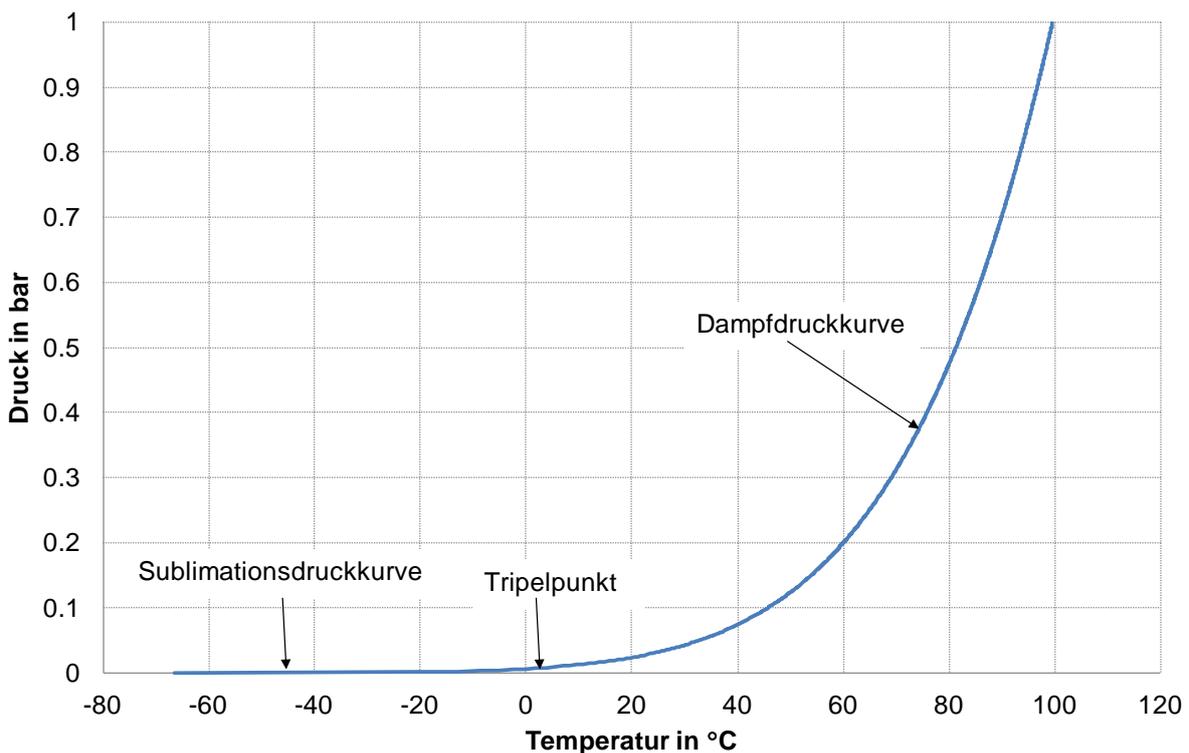


Abb. 76: Druck-Temperatur-Diagramm für Wasser

Um dieses Verfahren im Labormaßstab zu untersuchen, wurde ein Versuchsstand mit denselben Maßen wie für die Untersuchung der effektiven Wärmeleitfähigkeit aufgebaut. In Abb. 77 sind die Versuchskammer und der gesamte Versuchsstand abgebildet. Auch bei dieser Versuchskammer wird ein Ausschnitt der Deckel-dämmung des KWWS in Eggenstein simuliert. Unter der Kammer befindet sich eine

Heizkassette, die das erwärmte Speicherinnere simuliert. Die Kammer wurde an den Seitenwänden mit Polystyrolplatten wärmegeklämmt, um adiabaten Bedingungen möglichst nahe zu kommen. Die Kammer wurde mit Schaumglasschotter gefüllt und so konstruiert, dass sie bis ca. 1 mbar evakuiert werden kann. Für die Trocknungsversuche, wurde der Schaumglasschotter mit demselben Wassergehalt konditioniert, wie er dem Schaumglasschotter im KWWS in Eggenstein-Leopoldshafen entspricht ($5 \text{ kg}_{\text{Wasser}}/\text{m}^3_{\text{Dämmmaterial}}$). Des Weiteren wurde eine Heiztemperatur von $70 \text{ }^\circ\text{C}$ eingestellt. In der Kammer ist am Boden, in halber Höhe und am Deckel jeweils ein Temperatursensor installiert. Zusätzlich wird der Kammer-Innendruck mit einem elektrischen Drucksensor bestimmt. Ziel bei den Versuchen war es, anhand der Druckverläufe auf den Wassergehalt im Kammerinneren schließen zu können, da diese Methode auch an dem realisierten Speicher in Eggenstein-Leopoldshafen eingesetzt werden könnte.



Abb. 77: Ansicht der ungedämmten Versuchskammer (links) und gesamter Versuchsstand (rechts)

Es wurden mehrere Trocknungsversuche nacheinander durchgeführt, da während der Versuche die Temperaturen in der Kammer stark absanken. Beim Verdampfen des Wassers in der Kammer konnte die zum Verdampfen nötige Wärme (Verdampfungsenthalpie) nicht so rasch über die Heizplatte und aus der Umgebung zugeführt werden, wie dies zur isothermen Verdampfung notwendig gewesen wäre. Dies lag am Versuchsaufbau bzw. an dem in der Kammer verwendeten Dämmmaterial, da das Dämmmaterial nur eine geringe Wärmeleitfähigkeit aufweist und damit nur einen geringen Wärmestrom zulässt. Zur Trocknung des Schaumglasschotters wurden sieben Vakuumversuche hintereinander durchgeführt, bis der Dämmstoff getrocknet war. Diese Versuche dauerten zwischen 15 und 105 min. Zwischen den Versuchen

wurde die Kammer thermisch regeneriert, d. h. sie wurde durch die Heizkassette wieder auf das Ausgangstemperaturniveau gebracht.

Exemplarisch für den Temperaturverlauf bei der Evakuierung der Kammer ist in Abb. 78 der dritte Evakuierungsversuch dargestellt. Die Feuchtigkeit hat sich in der Kammer bedingt durch die ersten beiden Versuche inhomogen verteilt. Im Bereich des Kammerbodens ist durch die höheren Temperaturen in der Nähe der Heizkassette das Wasser bereits verdampft und somit nicht mehr vorhanden. Beim Evakuieren bleibt an diesem Temperatursensor die Temperatur nahezu konstant, da dort dem im Dämmstoff enthaltenen Wasser keine Verdampfungsenthalpie entzogen wird. Im mittleren und oberen Bereich der Kammer befindet sich noch Wasser, das der Umgebung beim Verdampfen bzw. Vereisen und Sublimieren Wärme entzieht. Dadurch sanken die Temperaturen bis -10 °C . Bei dieser Temperatur wurde der Versuch abgebrochen, da sich die Trocknung stark verlangsamt hatte.

In Abb. 79 sind die Druckverläufe für den ersten, dritten und sechsten Evakuierungsversuch dargestellt. Die Druckverläufe sind stark abhängig vom Feuchtegehalt des Dämmstoffes. Im Bereich um 0 °C , vergleiche Abb. 78 und Abb. 79 markierter Bereich, verharrt der Druck beim dritten Evakuieren eine Zeit lang auf einem annähernd konstanten Wert. Dies ist der Fall, wenn das Wasser vereist. Der Druck befindet sich im Bereich des Tripelpunktes. Somit kann anhand des Druckverlaufs auf den Feuchtegehalt geschlossen werden. Wird der Tripelpunkt-Druck rasch unterschritten, befindet sich nur noch sehr wenig bis kein Wasser in der Kammer.

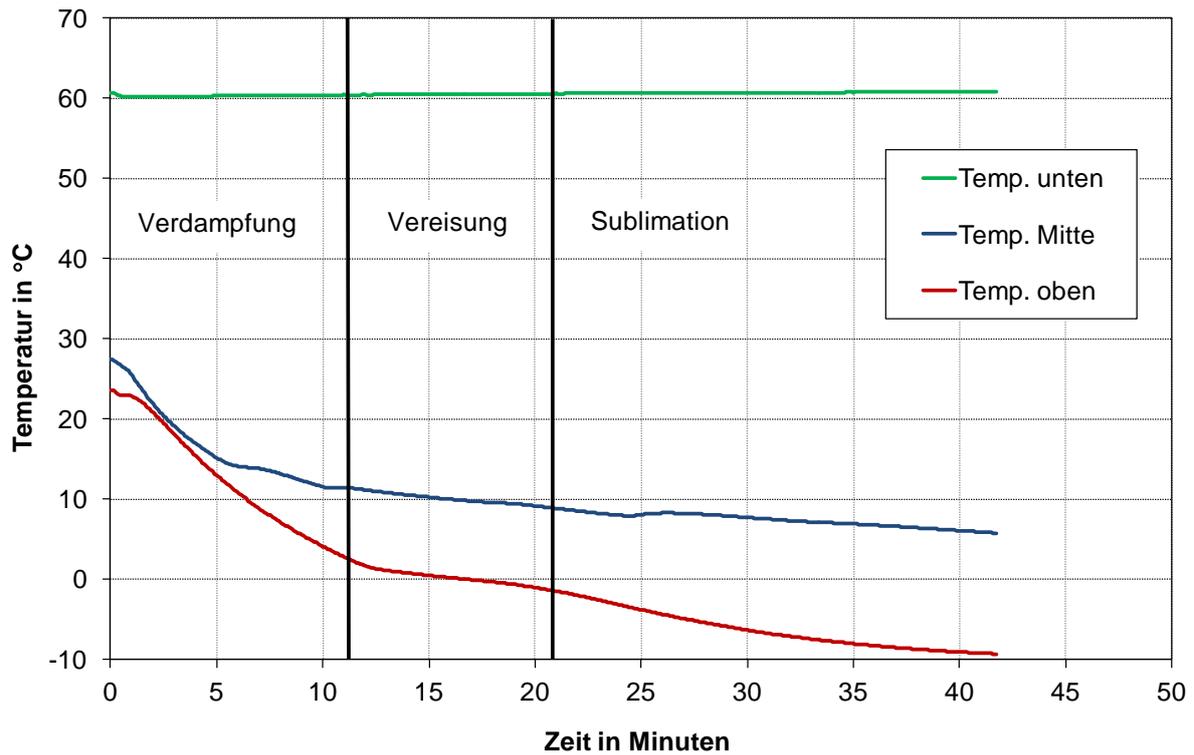


Abb. 78: Temperaturverlauf am Boden („Temp. unten“), auf halber Höhe („Temp. Mitte“) und unterhalb des Deckels („Temp. oben“) beim dritten Evakuierungsversuch

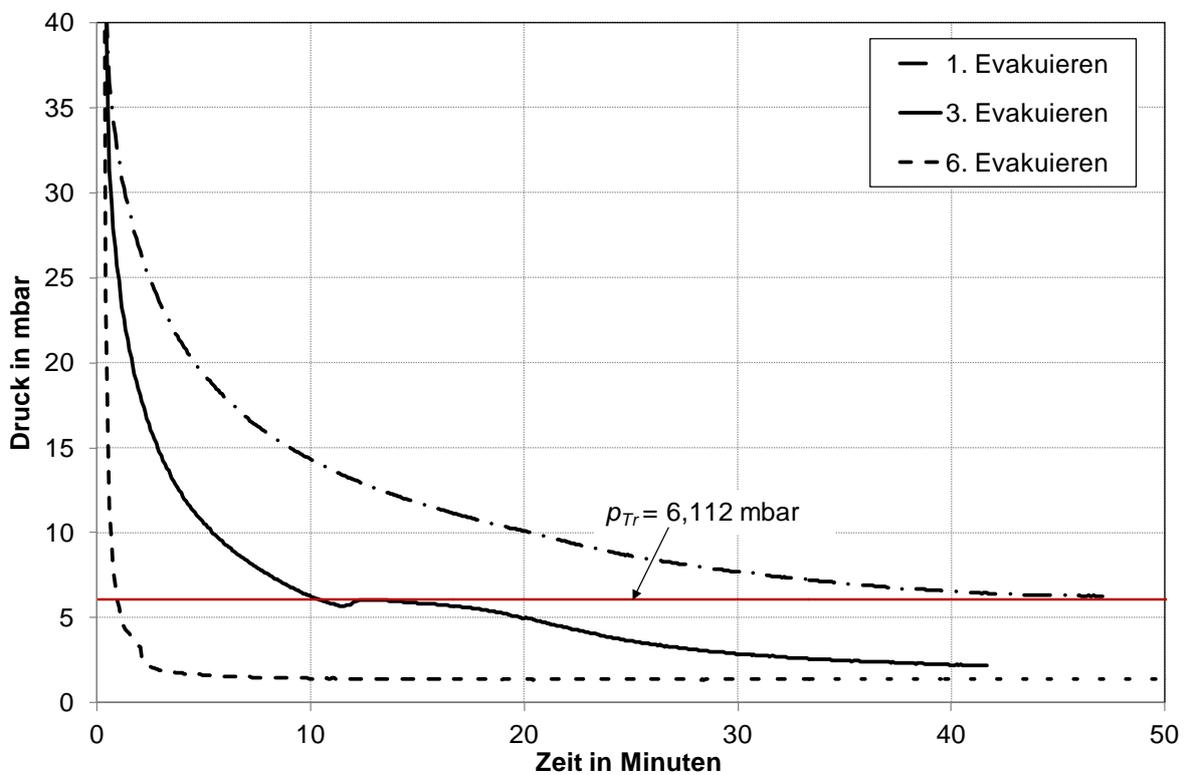


Abb. 79: Druckverlauf beim ersten, dritten und sechsten Evakuierungsversuch

Das erläuterte Verfahren kann nicht zur Trocknung der Wärmedämmung des KWWS in Eggenstein-Leopoldshafen verwendet werden, da an die vorhandenen Anschlüsse nur dünne Schläuche angeschlossen werden können. Der maximal mögliche Volumenstrom ist daher für eine effektive thermische Regeneration des Dämmmaterials zu gering und hat eine lange Trocknungsdauer und hohe Kosten zur Folge.

Allerdings konnte bei den Versuchen eine weitere Beobachtung gemacht werden. Die Druckabsenkung in der Kammer des Versuchsstandes hatte offensichtlich einen Einfluss auf die Ausbildung der freien Konvektion in der Schüttung. Bei trockenem Schaumglasschotter und einem Innendruck unter 0,5 bis 0,7 bar konnte festgestellt werden, dass der Temperaturgradient zwischen Boden und Deckel größer wurde, was nur durch eine geringere effektive Wärmeleitfähigkeit zu erklären ist. Dieses Prinzip kann auch beim KWWS in Eggenstein-Leopoldshafen angewendet werden und wurde in einem Versuch vor Ort untersucht.

3.2.3.3 Untersuchung der Druckabsenkung in den Wärmedämmkammern am Kies/Wasser-Wärmespeicher in Eggenstein-Leopoldshafen

Die im vorangegangenen Abschnitt beschriebenen Erkenntnisse wurden auf den Kies/Wasser-Wärmespeicher in Eggenstein-Leopoldshafen übertragen und in einem Feldtest untersucht. Hierfür wurde der Druck in den Kammern im Deckelbereich, in denen Schaumglasschotter verwendet wird, abgesenkt. Mit der bestehenden Vakuumtechnik, die zur Leckageprüfung vorhanden ist, konnte der Druck in den Dämmkammern auf 0,4 bar abgesenkt werden. Dieser Versuch wurde über einen Zeitraum von zehn Tagen im Mai 2011 durchgeführt. Aufgrund der hydraulischen Probleme im Be- und Entladekreis konnte in diesem Zeitraum keine Wärme in den Speicher ein- bzw. ausgespeichert werden. Somit konnten Temperaturänderungen im Bereich der Dämmung nahezu ausgeschlossen werden, was die Auswertung der Messergebnisse vereinfachte.

In Abb. 80 sind die ermittelten effektiven Wärmeleitfähigkeiten vor, während und nach dem Versuch dargestellt. Zudem ist die treibende Temperaturdifferenz aus mittlerer Speichertemperatur und Umgebungstemperatur ($\bar{\vartheta}_{store} - \vartheta_{amb}$) aufgetragen. Die Wärmestrom-Messplatten (WSMP) mit den Nummern 2, 5 und 6 befinden sich am unteren Kegelstumpf des Speichers, siehe 2.4. Dort wurde als Dämmstoff Blähglasgranulat verwendet, dessen Wärmeleitfähigkeit als Vergleich dient. Die WSMP mit den Nummern 3, 4, 7 und 8 befinden sich am oberen Kegelstumpf, also im Deckelbereich. In diesem Bereich wurde der Druck in den Kammern abgesenkt.

Direkt an den Einbauorten der Wärmestrom-Messplatten wurden mit der entsprechenden Messtechnik die effektiven Wärmeleitfähigkeiten ermittelt.

Es ist zu erkennen, dass während des Versuchs die effektive Wärmeleitfähigkeit an den Wärmestrom-Messplatten 3 und 7 messbar absinkt. Nach Beendigung des zehntägigen Versuchs stieg, bedingt durch Leckagen im Vakuumsystem, der Druck in den Kammern wieder an. Daraufhin stiegen auch wieder die effektiven Wärmeleitfähigkeiten.

Mit diesem Versuch konnte nachgewiesen werden, dass die Funktionalität der Wärmedämmung nachträglich verbessert werden kann. Dies ist mit vertretbarem technischem Aufwand verbunden. Empfehlenswert wäre eine automatische Vakuum- bzw. Unterdruckhaltung, damit die Vakuumpumpe nicht ununterbrochen betrieben werden muss. Eine endgültige Entscheidung über diese Maßnahme sollte jedoch erst nach der Auswertung eines Betriebsjahres mit einem planmäßigen Anlagenbetrieb gefällt werden. Die nutzbare Speicherkapazität des KWWS reicht aus, um die ersten zwei bis vier Monate in der Heizperiode das System mit Wärme zu versorgen. Bei geringeren treibenden Temperaturdifferenzen des Speichers zur Umgebung, die sich einstellen, wenn dieser entladen wird, sinken auch die Wärmeverluste des Speichers. Das Verbesserungspotenzial durch die Vakuumhaltung sollte auf Basis dieser Daten noch einmal evaluiert werden.

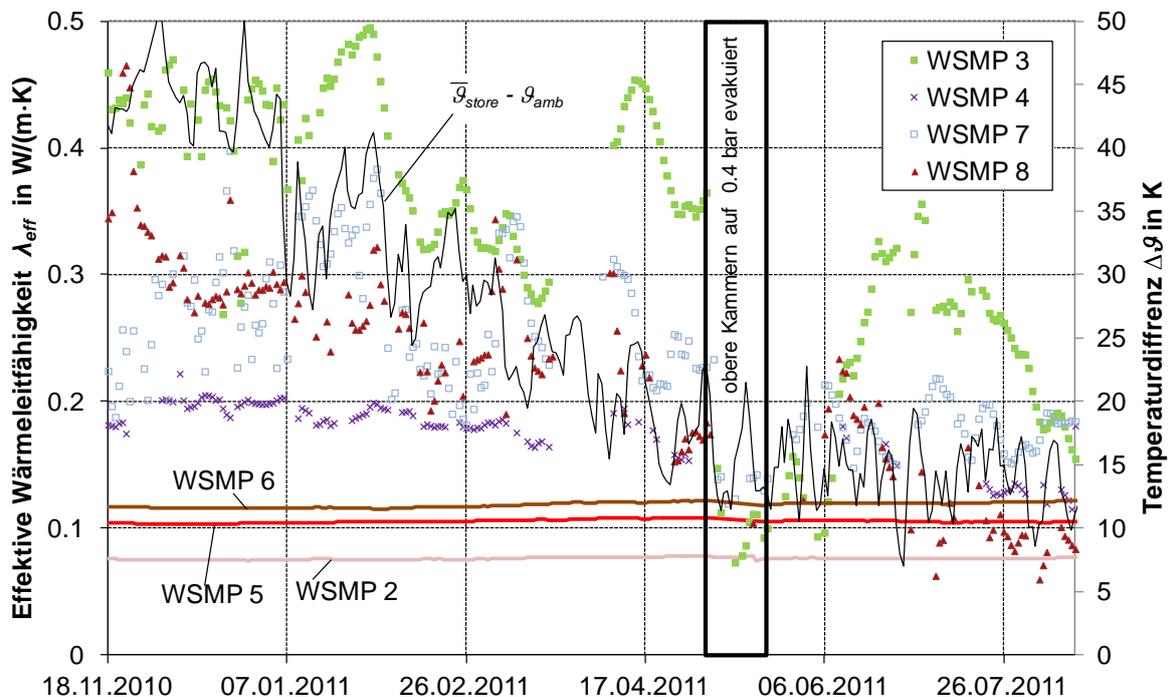


Abb. 80: Effektive Wärmeleitfähigkeiten am Kies/Wasser-Wärmespeicher (Zeitraum des Evakuierungsversuchs umrandet)

3.2.3.4 Zusammenfassung und Planungsempfehlungen

Bei den neueren Pilotanlagen mit Langzeit-Wärmespeicher, wie z. B. in Crailsheim und Eggenstein-Leopoldshafen, wurden die schüttfähigen Wärmedämmstoffe Schaumglasschotter und Blähglasgranulat verwendet. Die im Betrieb ermittelten effektiven Wärmeleitfähigkeiten waren bei Blähglasgranulat 1,5-fach und beim Schaumglasschotter bis zu 20-fach höher als nach Herstellerangaben (im Normzustand). Insbesondere die Wärmedämmungen an den Oberseiten der Wärmespeicher, die zwischen 30 und 80 cm mächtig sind, wiesen hohe effektive Wärmeleitfähigkeiten auf. Bei Laborversuchen an einem Versuchsstand, der diese Verhältnisse abbildet, wurde festgestellt, dass sich bei Schaumglasschotter mit einer Körnung von 32–64 mm zusätzlich zum Wärmetransport durch Wärmeleitung Konvektion einstellen kann. Befindet sich noch Feuchtigkeit in der Schüttung, entsteht zusätzlich ein Wärmerohr-Effekt. Durch die Überlagerung dieser Wärmetransportmechanismen steigt die effektive Wärmeleitfähigkeit stark an und die Dämmwirkung wird deutlich reduziert, was zu höheren Wärmeverlusten des Wärmespeichers führt.

Aus diesen Gründen kann der Einsatz von schüttfähigen Wärmedämmstoffen mit großer Korngröße, wie Schaumglasschotter, besonders auf den Oberseiten von Wärmespeichern nicht empfohlen werden; insbesondere wenn mit dem Eintrag von Feuchtigkeit in die Schüttung gerechnet werden muss. Eine deutliche Verbesserung kann bei großen Dämmstärken durch das Einbringen von Sperrschichten erzielt werden, welche sowohl die Konvektion als auch den zusätzlichen Stofftransport durch den Wärmerohr-Effekt reduzieren. Dies ist jedoch mit einem relativ großen materiellen, technischen und zeitlichen Aufwand verbunden. Dasselbe gilt für ein Unterdrucksystem, das durch das Absenken des Drucks die freie Konvektion in der Dämmschicht vermindert.

Auf den Oberseiten und Seiten der Wärmespeicher ist Blähglasgranulat als Wärmedämmstoff dem Schaumglasschotter vorzuziehen, weil bei Blähglasgranulat bei diesem Dämmaufbau keine Konvektion und kein Wärmerohr-Effekt entstehen. Somit wird die effektive Wärmeleitfähigkeit nicht durch zusätzliche Wärmetransportmechanismen erhöht. Andere Wärmedämmstoffe sollten Grundlage weiterer Untersuchungen bilden.

Bei den Unterseiten der Wärmespeicher kann Schaumglasschotter verwendet werden, da der von oben gerichtete Wärmestrom zu keiner Konvektion und keinem Wärmerohr-Effekt führen kann. Jeglicher Eintrag von Feuchtigkeit ist jedoch zu vermeiden, wie die Messergebnisse des 480 m³ Pufferspeichers in Crailsheim zeigen, siehe auch 2.5.

Die Ergebnisse der Laboruntersuchungen zur Beurteilung der thermischen Vorgänge in Wärmedämmschüttungen mit großen Schichtdicken zeigen, dass die effektive Wärmeleitfähigkeit für solche Anwendungen noch genauer bestimmt werden muss. Es ist somit notwendig, zusätzlich zu den bis jetzt erzielten qualitativen Ergebnissen, die effektive Wärmeleitfähigkeit quantitativ zu bestimmen. Hierfür müssen jedoch die Versuchsstände weiterentwickelt und detaillierte Messungen durchgeführt werden.

3.3 Untersuchungen zum Einsatz von Wärmepumpen in solaren Nahwärmeversorgungen mit saisonaler Wärmespeicherung

3.3.1 Einleitung

In den vergangenen Jahren wurden Wärmepumpen als effizienzsteigernde Maßnahme in solaren Nahwärmeversorgungen mit saisonaler Wärmespeicherung immer häufiger eingesetzt. In den Pilotanlagen werden großteils elektrisch angetriebene Wasser-Wasser-Kompressionswärmepumpen verwendet, teilweise mit einer thermischen Leistung von etwa 500 kW. Die Integration von Wärmepumpen wird als energetisch effizient angesehen, da sich mit ihr höhere Speichernutzungsgrade der saisonalen Wärmespeicher und höhere solare Deckungsanteile erreichen lassen als bei solaren Nahwärmeversorgungen ohne Wärmepumpe. In den untersuchten Anlagen haben die Wärmepumpen hohe Jahresarbeitszahlen (größer 4) erzielt.

3.3.2 Energetische Bewertung der Wärmepumpenintegration

Um die Integration von Wärmepumpen in solare Nahwärmeversorgungen bewerten zu können, wurde ihr energetischer Nutzen am Beispiel der Anlage in Neckarsulm detailliert anhand von Messdaten untersucht. Zur Bewertung der Anlage in Neckarsulm und zur Auswertung der im Anschluss durchgeführten Simulationen wurden charakteristische Kennzahlen eingeführt, die im Folgenden erläutert werden.

3.3.2.1 Charakteristische Kennzahlen

Es werden charakteristische Kennzahlen definiert, die sich auf einzelne Komponenten oder die gesamte Anlage beziehen. Alle Kennzahlen werden für den Zeitraum von einem Jahr bestimmt, um repräsentative und vergleichbare Ergebnisse zu erhalten. Der Bezug auf einen ausreichend langen Zeitraum ist notwendig, da sich die Randbedingungen, wie z. B. Wetter oder Wärmeverbrauch im Nahwärmenetz ständig ändern und somit instationär sind.

Es werden folgende komponentenspezifische Kennzahlen definiert:

- Speichernutzungsgrad η_{SP}
- Kollektornutzungsgrad η_{Koll}
- Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe JAZ .

Der Speichernutzungsgrad des Langzeit-Wärmespeichers η_{SP} ist definiert als Quotient von ausgespeicherter Wärmemenge Q_{Ent} zu eingespeicherter Wärmemenge Q_{Bel}

über einen Zyklus von einem (Kalender)jahr. Somit berechnet sich der Speichernutzungsgrad η_{SP} für den Langzeit-Wärmespeicher nach Formel (91).

$$\eta_{SP} = \frac{Q_{Ent}}{Q_{Bel}} \quad (91)$$

Der Kollektornutzungsgrad η_{Koll} berechnet sich aus dem Quotienten von flächenspezifischer Wärmelieferung der Kollektoren q_{Sol} zu solarer Einstrahlung E_{Koll} nach Formel (92).

$$\eta_{Koll} = \frac{q_{sol}}{E_{Koll}} \quad (92)$$

Die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe entspricht der Arbeitszahl ε über die Betrachtungsdauer eines (Kalender)jahres und ist definiert als Quotient von gelieferter Wärmemenge am Kondensator zur aufgewandten elektrischen Arbeit am Verdichter:

$$JAZ = \frac{Q_{Kond}}{W_{el, Vdi}} \quad (93)$$

Die Kennzahlen zur Charakterisierung der gesamten Anlage sind folgende:

- solarer Deckungsanteil f_{sol}
- Systemarbeitszahl SAZ
- primärenergetische Systemarbeitszahl PSAZ.

Der solare Deckungsanteil f_{sol} bezeichnet den Anteil der solaren Nutzwärme $Q_{sol, Nutz}$ an der Gesamtwärmebereitstellung in das Nahwärmenetz Q_{Netz} . Die solare Nutzwärme setzt sich zusammen aus direkt genutzter solar gewonnener Wärme und der aus dem Langzeit-Wärmespeicher ausgespeicherten solaren Wärme. Der solare Deckungsanteil ist folgendermaßen definiert:

$$f_{sol} = \frac{Q_{sol, Nutz}}{Q_{Netz}} \quad (94)$$

Die Systemarbeitszahl SAZ stellt den Quotienten aus der Gesamtwärmebereitstellung in das Nahwärmenetz zur Summe der konventionellen Wärmebereitstellung Q_{konv} dar, siehe Formel (95). Die Summe der konventionellen Wärmebereitstellung setzt sich beispielsweise zusammen aus der Wärmelieferung der Wärmepumpe (Differenz zwischen Wärmemenge am Kondensator und Verdampfer, was näherungsweise dem Verbrauch an elektrischer Energie entspricht) und aus der Wärmebereitstellung des Kessels. Die konventionelle Wärmebereitstellung ist somit

jegliche Form der Wärmebereitstellung die nicht direkt aus regenerativer thermischer Energie besteht, wie z. B. Solarthermie oder Geothermie. Die Systemarbeitszahl ist somit vergleichbar mit der Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe in Bezug auf die gesamte Anlage. Hilfsenergien für Pumpen, Hydraulik und Regelung werden vernachlässigt, da sie erfahrungsgemäß [90] nur einen sehr geringen Anteil (von weniger als 1 %) des Energieverbrauchs ausmachen.

$$SAZ = \frac{Q_{Netz}}{\sum_i Q_{konv,i}} \quad (95)$$

Bei der primärenergetischen Systemarbeitszahl *PSAZ* erfolgt eine Gewichtung der konventionellen Energieträger mit Primärenergiefaktoren entsprechend Formel (96). Die primärenergetische Systemarbeitszahl ist somit ein Maß dafür, wie viele Einheiten Wärme für den Aufwand einer Einheit Primärenergie an das Nahwärmenetz geliefert werden.

$$PSAZ = \frac{Q_{Netz}}{\sum_i (Q_{konv,i} \cdot f_{P,i})} \quad (96)$$

Die Systemarbeitszahlen bemessen die energetische Effizienz der Anlage.

Des Weiteren kann die gesamte Anlage anhand der Primärenergieeinsparung und der Einsparung an CO₂-Emissionen im Vergleich zu einem konventionellen Referenzsystem bewertet werden. Als konventionelles Referenzsystem dient eine Gas-Brennwertkessel-Anlage mit einem Kesselnutzungsgrad von 100 % bezogen auf den Heizwert *H_i*. Die Bezugswerte für die CO₂-Emissionen und die Primärenergiefaktoren sind in Tabelle 10 aufgelistet.

Tabelle 10: Primärenergiefaktoren und CO₂-Emissionen für Strom und Gas; alle Werte bezogen auf das Jahr 2010

	Wert	Quelle
<i>CO₂-Emissionen:</i>		
* Gas-Brennwertkessel	226 g CO ₂ /kW _{th}	GEMIS 4.6 [44]
* Strom	563 g CO ₂ /kW _{th}	Umweltbundesamt [108]
<i>Primärenergiefaktor f_p:</i>		
* Erdgas	1,1	EnEV 2009 [127]
* Strom	2,6	EnEV 2009 [127]

3.3.2.2 Bewertung der solaren Nahwärmeversorgung in Neckarsulm

In Tabelle 11 sind die Kenndaten der solaren Nahwärmeversorgung in Neckarsulm für die Jahre 2007 bis 2011 aufgelistet. Die Pilotanlage in Neckarsulm wurde ohne Wärmepumpe geplant und die ersten zwölf Betriebsjahre ohne Wärmepumpe betrieben. Ende des Jahres 2008 wurde die Anlage mit einer elektrisch betriebenen Kompressionswärmepumpe nachgerüstet. Somit lassen sich die energetischen Auswirkungen der Wärmepumpenintegration direkt an einer realisierten Anlage evaluieren. In der Auswertung sind die letzten beiden Betriebsjahre ohne Wärmepumpe (2007 und 2008) berücksichtigt. Zudem ist das erste Betriebsjahr (2009) mit Wärmepumpe, das noch zur Optimierung der Anlagen- und Regelungstechnik diente, beinhaltet und die Jahre 2010 und 2011, in denen die Anlage im Regelbetrieb war.

Die solare Einstrahlung in Kollektorebene betrug im Betrachtungszeitraum zwischen 1 185 und 1 323 kWh/(m²·a). Die Kollektoren lieferten eine jährliche Wärmemenge zwischen 1 413 und 2 448 MWh, wobei die Kollektorfläche im Jahr 2008 von 5 523 m² auf 5 670 m² erweitert wurde. Die flächenspezifische Wärmelieferung der Kollektoren betrug damit zwischen 252 und 432 kWh/(m²·a). In 2.3.2 wurde erklärt, warum sich die Kollektorerträge und die im Folgenden aufgeführten Werte in den verschiedenen Jahren teils deutlich unterscheiden.

Die Gesamtwärmelieferung an das Nahwärmenetz betrug zwischen 2 689 und 3 399 MWh/a. Diese Wärmemenge wurde mit 1 204 bis 1 888 MWh/a durch solare Nutzwärme, mit 980 bis 1 565 MWh/a Wärme durch den Gaskessel und seit 2009 mit der Wärmepumpe gedeckt. Dafür hat die Wärmepumpe zwischen 325 und 647 MWh/a elektrische Energie verbraucht. An den Messdaten aus dem Jahr 2009 ist zu erkennen, dass der Einsatz der Wärmepumpe noch keinen signifikanten Anteil der Wärmebereitstellung des Gaskessels ersetzen konnte. In den Jahren 2010 und 2011 war dies jedoch der Fall. Obwohl der Wärmebedarf und damit die Wärmelieferung an das Nahwärmenetz stieg, konnte durch den Einsatz der Wärmepumpe die Wärmebereitstellung des Gaskessels deutlich reduziert werden. Ebenfalls konnte die solare Nutzwärme deutlich auf Werte von über 1 800 MWh/a erhöht werden.

Die charakteristischen Kennzahlen sind in Tabelle 11 aufgeführt und in Abb. 81 grafisch dargestellt. Der Speichernutzungsgrad des Langzeit-Wärmespeichers betrug ohne Wärmepumpe in den Jahren 2007 und 2008 48 bzw. 55 %. Nach der Integration der Wärmepumpe konnten Werte zwischen 68 und 106 % erzielt werden. Beim Kollektornutzungsgrad konnte ebenfalls eine geringe Steigerung festgestellt werden. Ohne Wärmepumpe betrug dieser 27 bzw. 24 %, nach der

Optimierungsphase im Jahr 2009, als ein Wert von 20 % erzielt wurde, konnten in den Jahren 2010 und 2011 Werte von 29 und 33 % erreicht werden. Die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe betrug für das Jahr 2009 3,3 und konnte auf 4,2 bzw. 4,0 in den darauf folgenden Jahren gesteigert werden. Die solaren Deckungsanteile betragen zwischen 41 und 56 %. Auch hier konnte eine Erhöhung des solaren Deckungsanteils nach der Integration der Wärmepumpe und der Optimierung des Anlagenbetriebs festgestellt werden. Die Systemarbeitszahl betrug ohne Wärmepumpe 1,81 bzw. 1,87. Nach der Integration der Wärmepumpe und der Optimierung konnten Werte von 2,01 und 2,27 erreicht werden.

Für die primärenergetischen Bewertungsgrößen müssen nachfolgende Annahmen für den Einzelfall in Neckarsulm erläutert werden: Die Stadtwerke Neckarsulm betreiben in einem benachbarten Nahwärmenetz ein BHKW, dessen elektrische Energie zum Antrieb der Wärmepumpe genutzt werden soll. Als isolierte „Inselbetrachtung“ könnte somit ein niedrigerer, als der in Tabelle 10 für den deutschlandweiten Strommix angegebene Primärenergiefaktor für den zum Antrieb der Wärmepumpe eingesetzten Strom angenommen werden. Dies wurde bei der Auswertung aus mehreren Gründen nicht getan. Die zeitliche und leistungsmäßige Deckung zwischen Bereitstellung der elektrischen Energie des BHKW und Verbrauch durch die Wärmepumpe ist nicht immer kongruent. Deshalb gilt die Bilanz nur über einen langen Betrachtungszeitraum. Ein nicht unerheblicher Anteil des vom BHKW gelieferten Stroms wird tatsächlich dem Stromnetz zugefügt und leistet dort die gleiche Primärenergieeinsparung, als wenn der Strom durch die Wärmepumpe verbraucht würde. Der Nutzen der Kraft-Wärme-Kopplung geht also nicht verloren, sondern wird bei der Berechnung des Primärenergiefaktors für den deutschen Strommix berücksichtigt. Dieser fällt dort aufgrund seiner geringen Leistung im Vergleich zur gesamtdeutschen Stromproduktion nicht ins Gewicht. Jedoch ist die Kraft-Wärme-Kopplung ein sinnvoller Beitrag zur Energieeffizienz und zur Einsparung von Primärenergie. Ein weiterer Grund für die Verwendung der in Tabelle 10 angegebenen Primärenergiefaktoren ist die Vergleichbarkeit mit anderen Anlagen mit elektrisch angetriebener Kompressionswärmepumpe. Diese wäre durch unterschiedliche Bewertungsgrößen nicht mehr gegeben. Basierend auf diesen Grundüberlegungen wurde die Primärenergieeinsparung mit den in Tabelle 10 angegebenen Primärenergiefaktoren berechnet und betrug ohne Wärmepumpe 45 bzw. 46 % für die Jahre 2007 und 2008 bzw. 25 bis 35 % mit Wärmepumpe. Die primärenergetische Systemarbeitszahl sank von ursprünglich 1,65 bzw. 1,7 auf 1,13 bzw. 1,29 in den Jahren 2010 und 2011.

Tabelle 11: Kenndaten der solaren Nahwärmeversorgung in Neckarsulm (vergleiche Tabelle 3)

		2007 ¹¹	2008 ¹²	2009	2010	2011
Absolutwerte						
Einstrahlung in Kollektorebene	kWh/m ²	1 254	1 243	1 277	1 185	1 323
Wärmelieferung der Kollektoren	MWh	1 854 ¹¹	1 689 ¹²	1 413	1 977	2 448
je m ² Kollektorfläche	kWh/m ²	336	298	252	349	432
Solare Nutzwärme	MWh	1 204	1 330	1 215	1 833	1 888
je m ² Kollektorfläche	kWh/m ²	218	235	214	323	333
Wärmelieferung des Gaskessels	MWh	1 485	1 565	1 438	1 163	980
Stromverbrauch der Wärmepumpe	MWh	0	0	325	647	518
Wärmemenge „Gesamt ins Netz“	MWh	2 689	2 921	2 955	3 643	3 399
Charakteristische Kennzahlen						
Speichernutzungsgrad	%	48	55	90	106	68
Jahresarbeitszahl Wärmepumpe	-	-	-	3,3	4,2	4,0
Kollektornutzungsgrad	%	27	24	20	29	33
Solarer Deckungsanteil	%	45	46	41	50	56
Primärenergieeinsparung	%	45	46	25	26	35
Systemarbeitszahl	-	1,81	1,87	1,68	2,01	2,27
Primärenerget. Systemarbeitszahl	-	1,65	1,70	1,16	1,13	1,29

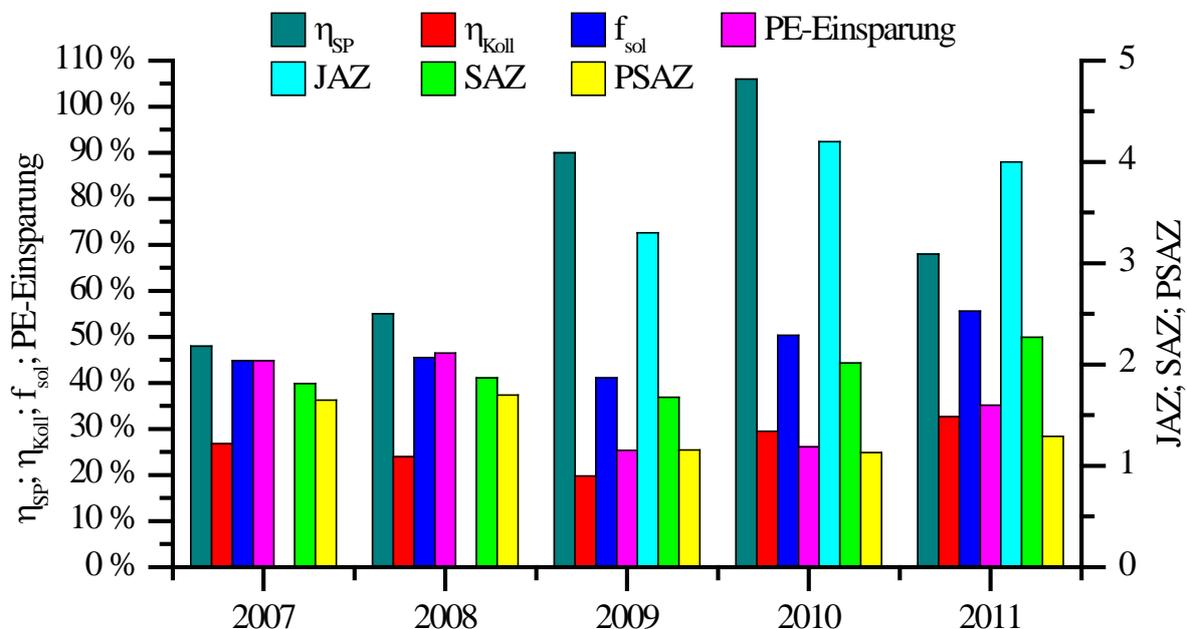


Abb. 81: Charakteristische Kennzahlen der solaren Nahwärmeversorgung in Neckarsulm für die Jahre 2007 bis 2011

¹¹ 5 523 m² Kollektorfläche am Ende des Jahres 2007

¹² 5 670 m² Kollektorfläche am Ende des Jahres 2008

Durch die langjährige messtechnische Begleitung der Anlage kann basierend auf der durchschnittlichen Leistungsfähigkeit der Anlage prognostiziert werden, welche Anlagenkennzahlen ohne die Wärmepumpe zu erwarten wären. Als Vergleichsgrundlage wird ein flächenspezifischer solarer Nutzwärmeertrag von $230 \text{ kWh}/(\text{m}^2\cdot\text{a})$ angesetzt. Die fehlende Wärmemenge zwischen Gesamtwärmelieferung an das Nahwärmenetz und solarer Nutzwärme wird durch den Gaskessel gedeckt. In Abb. 82 ist der Vergleich der Primärenergieeinsparung der solaren Nahwärmeanlage in Neckarsulm für die Jahre 2007 bis 2011 dargestellt. Als Referenzanlage dienen zum einen die bereits verwendete Anlage mit Gas-Brennwertkessel und zum anderen die prognostizierte solare Nahwärmeversorgung in Neckarsulm ohne die Wärmepumpe. Wie bereits dargestellt, nimmt die Primärenergieeinsparung nach der Integration der Wärmepumpe im Vergleich zur Gas-Brennwertkessel-Anlage etwas ab. Beim Vergleich mit der solaren Nahwärmeversorgung ohne Wärmepumpe ist jedoch ein höherer Primärenergieaufwand festzustellen, da für den Antrieb der Wärmepumpe mit elektrischer Energie mehr Primärenergie aufgewendet werden muss als bei der Wärmebereitstellung nur durch einen Gaskessel (ohne Wärmepumpe). Der Primärenergieaufwand ist bei der solaren Nahwärmeversorgung mit Wärmepumpe zwischen 34 und 5 % höher als bei der solaren Nahwärmeversorgung ohne Wärmepumpe. Wobei der hohe Wert im Jahr 2009 erreicht wurde, als die Anlage noch nicht optimiert war. Für die Jahre 2010 und 2011 verbleibt dennoch ein durchschnittlicher Mehraufwand an Primärenergie von 10 %.

Die Erkenntnisse aus den Messdaten der solaren Nahwärmeversorgung in Neckarsulm bilden die Motivation und Grundlage, die Wärmepumpenintegration in solche Anlagen genauer zu untersuchen und energetisch zu optimieren.

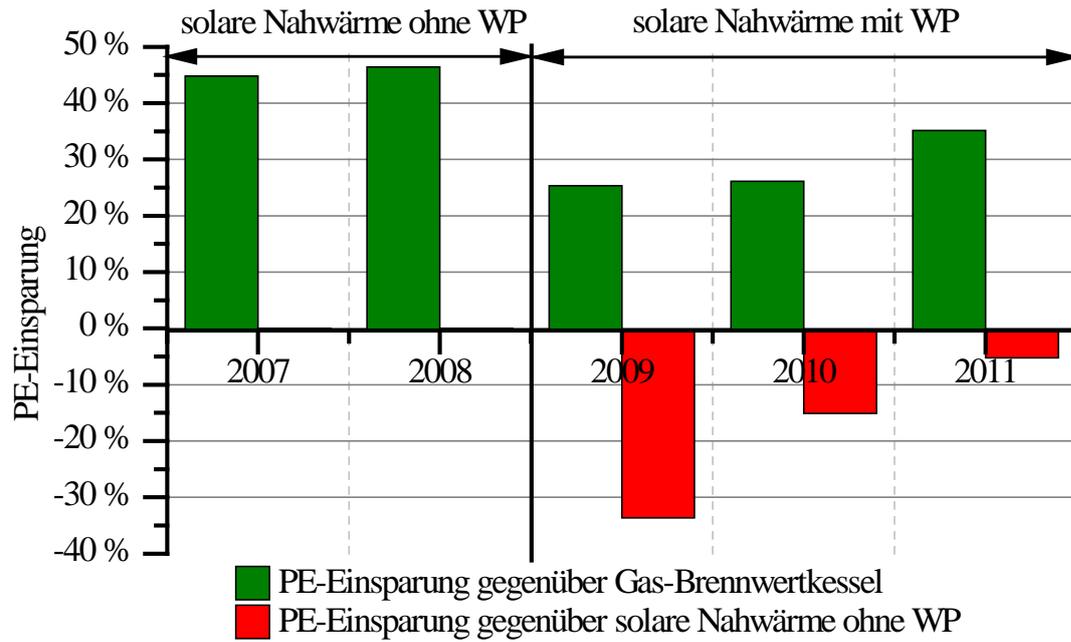


Abb. 82: Vergleich der Primärenergieeinsparung der Nahwärmeversorgung in Neckarsulm im Vergleich zu einer reinen Gas-Brennwertkesselanlage und zu einer solaren Nahwärmeversorgung ohne Wärmepumpe für die Jahre 2007 bis 2011

3.3.3 Modellierung der Wärmepumpen

3.3.3.1 Einleitung

Eine möglichst präzise Modellierung der Wärmepumpe ist bei der Simulation von solaren Nahwärmeversorgungen wichtig, um diese optimal auszulegen. Des Weiteren muss das Wärmepumpenmodell in ein Programm implementiert werden, das Mehrjahressimulationen von solaren Nahwärmeversorgungen durchführen kann. Zurzeit ist das Simulationsprogramm TRNSYS [50] hierfür am besten geeignet, siehe auch Abschnitt 3.4.1.2.

Die Untersuchung und Modellierung des stationären und transienten Verhaltens von Wärmepumpen bzw. Kältemaschinen geht bis in die 70er und 80er Jahre des 20. Jahrhunderts zurück [32] und [49]. Die damals entwickelten Modelle basierten hauptsächlich auf Luft-Luft- bzw. Luft-Wasser-Wärmepumpen oder Klimageräten mit thermischen Leistungen von wenigen Kilowatt.

Heute gibt es bereits Wärmepumpen Modelle, die in TRNSYS implementiert wurden. Beispielsweise hat Bühring [14] ein sehr detailliertes komponentenbasiertes Modell entwickelt, welches allerdings nur stationär rechnet. Aufgrund seiner Komplexität ist es rechenintensiv und erfordert genaue Kenntnisse über die einzelnen Komponenten der Wärmepumpe, wie z. B. Kennlinien des Verdichters. Ein transientes Modell, dem ein statisches Kennlinienmodell zugrunde liegt und bei dem durch das Anfügen einer zeitabhängigen Exponentialfunktion eine transiente Wärmeleistung berechnet wird, wurde von Afjei [2] entwickelt.

Die meisten Wärmepumpenmodelle sind so genannte Kennlinienmodelle, die für die Simulation von solaren Nahwärmeversorgungen nicht geeignet sind. Aufgrund ihrer Leistung und des Temperaturniveaus auf der Wärmequellen- und Wärmesenkenseite sind Wärmepumpen für solare Nahwärmeversorgungen Sonderanfertigungen. Es stehen also für diese Art von Wärmepumpen nur sehr wenige Kennlinien zu Verfügung. Aus diesem Grund muss ein komponentenbasiertes Modell verwendet werden, das den thermodynamischen Kreisprozess der Wärmepumpe modelliert. Durch die Anpassung der leistungscharakterisierenden Parameter wird die Auslegung der Wärmepumpe vorgenommen. Ein solches Modell wurde von Hornberger [43] entwickelt. Allerdings bildet es nur den stationären Betrieb ab und ist für das FCKW-haltige Kältemittel R12 erstellt und um das Kältemittel R134a erweitert worden. Durch entsprechende Anpassungen kann es als Basis für die Modellierung verwendet werden. Es zeichnet sich zudem durch kurze Rechenzeiten aus, was für Mehrjahressimulationen von solaren Nahwärmeversorgungen von Bedeutung ist [64].

Bei der Simulation von Wärmepumpen für solare Nahwärmeversorgungen müssen folgende Größen transient (instationär) berechnet werden:

- Wärmeleistung und wasserseitige Austrittstemperatur des Kondensators
- Wärmeleistung und wasserseitige Austrittstemperatur des Verdampfers
- Elektrische Leistungsaufnahme der Wärmepumpe.

Um die genannten Größen berechnen zu können, werden Maschinenparameter benötigt sowie Werte, die den Betrieb charakterisieren (im Folgenden Eintrittsgrößen genannt). Die Eintrittsgrößen charakterisieren die äußeren Randbedingungen der Wärmepumpe und legen ihren Arbeitspunkt sowie ihre Betriebsart fest. Damit ergeben sich die Eintrittsgrößen aus dem Anlagenbetrieb. Eintrittsgrößen sind bei einer Wasser-Wasser-Wärmepumpen mit konstanter Verdichterdrehzahl:

- Wärmequelleneintrittstemperatur
- Wärmequellenmassenstrom
- Wärmesenkeneintrittstemperatur
- Wärmesenkenmassenstrom
- Stillstands- und Laufzeiten
- Umgebungstemperatur am Aufstellungsort der Wärmepumpe.

Die Maschinenparameter, die den Aufbau der Wärmepumpe charakterisieren, wie die thermische Kapazität der einzelnen Wärmeübertrager oder Materialeigenschaften, sind meist nicht gegeben. Im Wärmepumpenmodell werden die Maschinenparameter idealerweise zusammengefasst und es werden Erfahrungswerte verwendet, sofern keine detaillierten Kenntnisse über den Aufbau der Wärmepumpe vorliegen. Sowohl die Eintrittsgrößen als auch die Maschinenparameter haben Einfluss auf die thermische Leistung und die so genannte Wärmeminderproduktion der Wärmepumpe, wenn diese häufig taktet, d. h. ein- und ausschaltet. Die Wärmeminderproduktion beim Takteten von Wärmepumpen wurde in [26], [27], [28] und [116] detailliert untersucht.

3.3.3.2 Modifikation des Hornberger-Wärmepumpenmodells

Wie oben ausgeführt, kann das Hornberger-Wärmepumpenmodell [43] verwendet werden, um nach den im Folgenden beschriebenen Modifikationen Simulationen solarer Nahwärmeversorgungen mit Wärmepumpe durchzuführen.

3.3.3.2.1 Modifikationen am stationären Modell

Neben Anpassungen der druckabhängigen Näherungspolynome der spezifischen Zustandsgrößen des thermodynamischen Kreisprozesses wurden weitere Kältemittel in das Wärmepumpenmodell implementiert. Für die Berechnung der Stoffwerte im Bereich des überhitzten Dampfes werden Stoffwerttabellen benötigt, um die Enthalpie interpolieren zu können. Dabei ist die Stoffwerttabelle des Kältemittels R134a überprüft und verbessert worden. Die Stoffwerte für das Kältemittel R227ea und das zeotrope Kältemittelgemisch R407C wurden auf der Datenbasis des Programms REFPROP [58] hinzugefügt. Mit den drei Kältemitteln R134a, R227ea und R407C sind die gängigsten Kältemittel für Kompressionswärmepumpen, die in deutschen solaren Nahwärmeversorgungen eingesetzt werden, abgedeckt. Es ist möglich, weitere Kältemittel im Modell zu implementieren, zumal der Einsatz klimafreundlicher Kältemittel mit einem geringen Global Warming Potential (GWP) anzustreben ist.

Des Weiteren wurde eine stufenlose Verdichter-Drehzahlregelung im Modell realisiert.

3.3.3.2.2 Erweiterung zum dynamischen Modell

Wie in [26] und [116] beschrieben ist, haben die thermischen Kapazitäten der Wärmepumpenkomponenten sowie die wasserseitigen Eintrittstemperaturen einen großen Einfluss auf die Wärmeverluste durch Takten. Im Gegensatz zum Ansatz aus [26] und [116] wird im Folgenden nicht direkt die Wärmeminderproduktion berechnet, sondern die wasserseitigen Austrittstemperaturen am Kondensator sowie am Verdampfer. Sie bestimmen zusammen mit den entsprechenden Eintrittstemperaturen direkt die kalorischen Mitteltemperaturen des Kondensators und Verdampfers. Die kalorischen Mitteltemperaturen beeinflussen nicht nur die Wärmeleistung am Kondensator, sondern auch den Kältemittelkreislauf.

Für die Anfahr- und Abschaltvorgänge der Wärmepumpe wird ein exponentielles Verzögerungsglied erster Ordnung verwendet. Das Abkühlverhalten der Wärmepumpe bzw. ihrer einzelnen Komponenten folgt dem Newton'schen Abkühlungsgesetz.

$$\frac{d\vartheta}{dt} = -C_1 \cdot (\vartheta - \vartheta_{amb}) \quad (97)$$

Durch die hohen Wärmeübertragungsleistungen in den Wärmeübertragern in der Wärmepumpe werden die asymptotischen Grenzwerte beim Anfahren schnell erreicht.

Die transienten wasserseitigen Kondensator- und Verdampferaustrittstemperaturen werden bei eingeschalteter Wärmepumpe basierend auf dem Ansatz der Differentialgleichung (97) wie folgt berechnet:

$$\vartheta_{Kond,o,dyn} = (\vartheta_{Kond,o,stat} - \vartheta_{HZ}) \cdot \left[1 - e^{-\frac{\Delta t_{on}}{\tau_{on}}} \right] + \vartheta_{HZ} \quad (98)$$

$$\vartheta_{Vda,o,dyn} = (\vartheta_{Vda,o,stat} - \vartheta_{HZ}) \cdot \left[1 - e^{-\frac{\Delta t_{on}}{\tau_{on}}} \right] + \vartheta_{HZ} \quad (99)$$

Da sich beide Wärmeübertrager bei sehr langer Stillstandszeit der Wärmepumpe an die Umgebungstemperatur des Aufstellungsortes ϑ_{HZ} (meistens Technikraum bzw. Heizzentrale) annähern, muss dieser Wert als Starttemperatur verwendet werden. Mit $\vartheta_{Kond,o,stat}$ bzw. $\vartheta_{Vda,o,stat}$ werden die nach dem stationären Modell berechneten Austrittstemperaturen an Kondensator bzw. Verdampfer bezeichnet. Sie stellen bei entsprechend langer Laufzeit der Wärmepumpe Δt_{on} die höchstmöglich erreichbare Austrittstemperatur für den Kondensator bzw. die kleinstmöglich erreichbare Austrittstemperatur für den Verdampfer dar.

Die beiden transienten wasserseitigen Austrittstemperaturen werden in der Modellierung verwendet, um die kalorischen Mitteltemperaturen von Kondensator und Verdampfer iterativ zu berechnen. Somit setzt sich der transiente Effekt auch auf die Bestimmung der temperaturabhängigen Zustandsgrößen des Kältemittels fort. Dadurch wird die transiente Betriebsweise im Kältemittelkreislauf bei der Modellierung berücksichtigt.

Außerdem ist zu berücksichtigen, dass die Wärmeverluste nicht bei jedem Anfahren der Wärmepumpe gleich groß sind. Abhängig von der Stillstandszeit der Wärmepumpe Δt_{off} und somit dem Starttemperaturniveau wird der stationäre Zustand unterschiedlich schnell erreicht. Der Temperaturverlauf während der Abschaltzeit muss ebenfalls modelliert werden. In Abb. 83 ist der Temperaturverlauf für die stationäre und transiente Betriebsweise des Kondensators schematisch dargestellt.

Die transienten kalorischen Mitteltemperaturen des Kondensators und des Verdampfers lassen sich analog zu den Gleichungen (98) und (99) folgendermaßen darstellen:

$$\mathcal{G}_{Kond,dyn} = \left(\mathcal{G}_{Kond,o,stat} - \mathcal{G}_{HZ} \right) \cdot e^{-\frac{\Delta t_{off}}{\tau_{off}}} + \mathcal{G}_{HZ} \quad (100)$$

$$\mathcal{G}_{Vda,dyn} = \left(\mathcal{G}_{Vda,o,stat} - \mathcal{G}_{HZ} \right) \cdot e^{-\frac{\Delta t_{off}}{\tau_{off}}} + \mathcal{G}_{HZ} \quad (101)$$

Dabei wird vereinfachend angenommen, dass sich Kondensator und Verdampfer beim Abschalten der Wärmepumpe auf dem Temperaturniveau der austretenden Wasserströme befinden. Analog zum Anfahren wird das zeitliche Verhalten beim Abschalten durch die Abschaltzeitkonstante τ_{off} definiert. In der Regel ist τ_{on} viel kleiner als τ_{off} . Bei der Modellierung werden für Kondensator und Verdampfer vereinfachend dieselben Zeitkonstanten verwendet, auch wenn sich Größe und thermisches Verhalten der beiden Wärmeübertrager geringfügig unterscheiden können. Die Anfahr- und Abschaltzeitkonstante charakterisieren die Verzögerung bis zum asymptotischen Annähern an den stationären Betriebszustand.

Wie in Abb. 83 ersichtlich ist, wird der stationäre Betriebszustand je nach Lauf- bzw. Stillstandszeiten unterschiedlich schnell erreicht. Um die Abweichungen vom stationären Ruhe- bzw. Betriebszustand beim Takten zu berücksichtigen, ist es notwendig, eine fiktive Lauf- bzw. Stillstandszeit $\Delta \tau_{on,fik}$ bzw. $\Delta \tau_{off,fik}$ der Wärmepumpe einzuführen. Die fiktive Lauf- bzw. Stillstandszeit ist durch den langgestrichelten Linienverlauf in Abb. 83 gekennzeichnet. Die fiktive Laufzeit stellt die zusätzlich benötigte Zeit dar, welche die Wärmepumpe vom stationären Ruhezustand bis zum tatsächlichen Betriebszustand benötigen würde. Je kürzer die Stillstandszeit desto größer ist die fiktive Laufzeit. Sie wird nur berechnet, wenn die Wärmepumpe während der Stillstandszeit noch nicht den stationären Ruhezustand erreicht hat. Die fiktive Stillstandszeit wird hierzu analog bestimmt. Berechnet werden die transienten Lauf- und Stillstandszeiten, welche die fiktiven Lauf- und Stillstandszeiten beinhalten, indem die Gleichung (98) und (100) abhängig vom Betriebszustand nach $\Delta \tau_{on}$ bzw. $\Delta \tau_{off}$ aufgelöst werden:

$$\Delta t_{on} = -\tau_{on} \cdot \ln \left(1 - \frac{\mathcal{G}_{Kond,o,dyn} - \mathcal{G}_{HZ}}{\mathcal{G}_{Kond,o,stat} - \mathcal{G}_{HZ}} \right) \quad (102)$$

$$\Delta t_{off} = -\tau_{off} \cdot \ln \left(1 - \frac{\mathcal{G}_{Kond,o,dyn} - \mathcal{G}_{HZ}}{\mathcal{G}_{Kond,o,stat} - \mathcal{G}_{HZ}} \right) \quad (103)$$

Analog können auch die Lauf- bzw. Stillstandszeiten mit der Verdampfertemperatur berechnet werden.

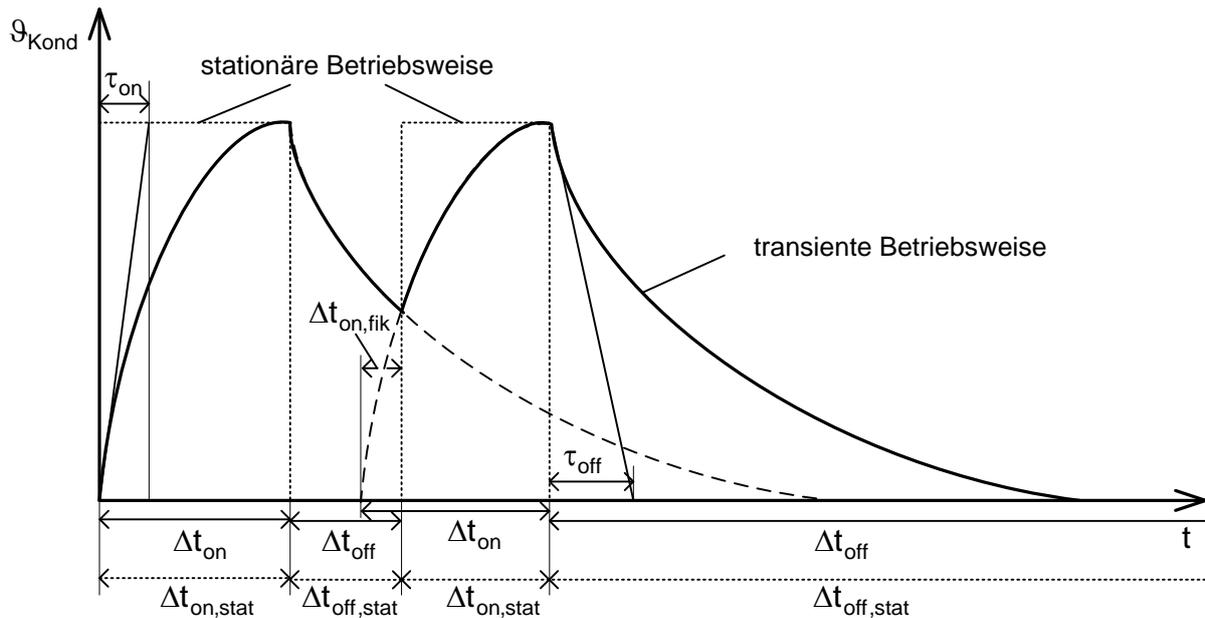


Abb. 83: Schematische Darstellung des Verlaufs der kalorischen Mitteltemperatur des Kondensators beim zweimaligen Takten der Wärmepumpe für die stationäre (stat) und die transiente Betriebsweise

Die Wärmeleistungen an Kondensator und Verdampfer lassen sich wie folgt berechnen:

$$\dot{Q}_{Kond} = \dot{m}_{Kond} \cdot c_{p,Kond} \cdot (g_{Kond,i} - g_{Kond,o,dyn}) \quad (104)$$

$$\dot{Q}_{Vda} = \dot{m}_{Vda} \cdot c_{p,Vda} \cdot (g_{Vda,i} - g_{Vda,o,dyn}) \quad (105)$$

Die elektrische Leistungsaufnahme P_{el} wird auf Basis des Kältemittelmassenstroms unter Berücksichtigung eines Verdichterwirkungsgrads η_{Vdi} berechnet. Nachdem alle Größen zur Bewertung der Wärmepumpe unter transienten Bedingungen bestimmt wurden, kann ebenfalls der COP (Coefficient of Performance) unter transienten Bedingungen berechnet werden.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{Kond}}{P_{el}} \quad (106)$$

3.3.3.3 Validierung des Wärmepumpenmodells

Zur Validierung des modifizierten Wärmepumpenmodells werden Messdaten der Wärmepumpe der solaren Nahwärmeversorgung in Neckarsulm verwendet. Dabei handelt es sich um Messdaten aus dem regulären Anlagenbetrieb. Die wichtigsten technischen Daten der Wärmepumpe sind aus Tabelle 12 zu entnehmen.

Tabelle 12: Kenndaten der Wärmepumpe der solaren Nahwärmeversorgung in Neckarsulm

Bezeichnung	Wert	Einheit
Anzahl der Kompressoren	4	-
Kältemittel	R134a	-
Saug-Volumenstrom	4 x 110	m ³ /h
max. elektrische Leistungsaufnahme bei Vollast	129	kW

Der Einfluss transienter Effekte kann anhand von Messdaten aus Zeiträumen, in denen die Wärmepumpe häufig getaktet hat, beurteilt werden. Die Messdaten vom 17.05.2010 bieten sich besonders gut an, da an diesem Tag die Wärmepumpe sehr häufig und bei unterschiedlich langen Lauf- und Stillstandszeiten getaktet hat. Zudem wurde sie modulierend betrieben, d. h. sie lief nicht immer mit allen vier Kompressoren gleichzeitig.

In Abb. 84 wird der Temperaturverlauf der Messwerte mit den Simulationswerten nach der erweiterten Modellierung an Kondensator und Verdampfer für den 17.05.2010 dargestellt. Abb. 84 zeigt, dass die Temperaturverläufe für die wasserseitigen Austrittstemperaturen zu den Betriebszeiten der Wärmepumpe durch die Simulation gut abgebildet werden. Die Austrittstemperaturen stellen während der Stillstandszeiten nur theoretische Größen dar, da kein Volumenstrom vorliegt. In der Praxis handelt es sich dabei um die kalorische Mitteltemperatur von Kondensator bzw. Verdampfer. Der simulierte Temperaturverlauf am Kondensator bildet während der Stillstandszeit die Messwerte gut ab. Beim Vergleich der Temperaturverläufe des Verdampfers können während der Stillstandszeit immer wieder Abweichungen beobachtet werden, wobei die gemessenen Temperaturen schneller steigen als die simulierten Temperaturen. Dies lässt sich durch geringe Schleichströmungen durch den Verdampfer erklären.

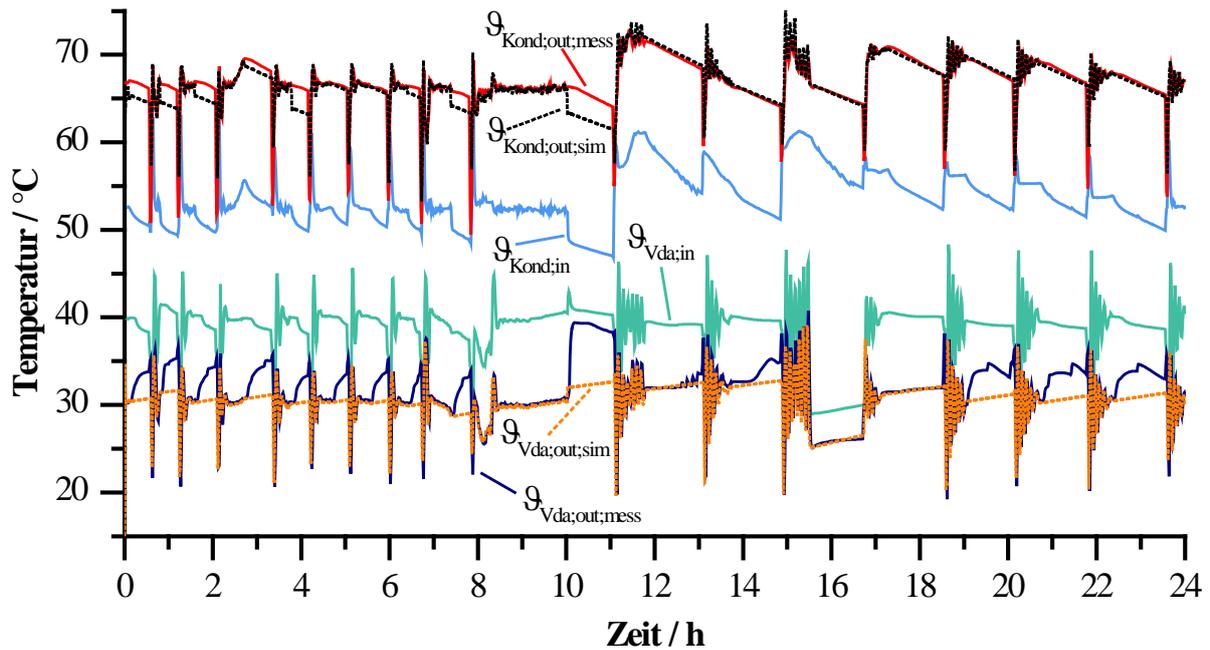


Abb. 84: Messdaten der wasserseitigen Ein- und Austrittstemperaturen sowie simulierte Austrittstemperaturen an Kondensator und Verdampfer vom 17.05.2010.

Um die qualitative Analyse detaillierter durchführen zu können, wird ein repräsentativer Zeitraum eines Taktes näher ausgewertet. Dieser Zeitraum ist zwischen 6:30 Uhr und 7:30 Uhr. Die Wärmepumpe läuft während dieser Zeit im Teillastbereich, bevor sie unter Volllast betrieben und nach ca. 45 min wieder ausgeschaltet wird. Abb. 85 zeigt die gemessenen wasserseitigen Austrittstemperaturen an Kondensator und Verdampfer sowie die mit dem Hornberger-Modell bzw. mit dem erweiterten dynamischen Modell simulierten wasserseitigen Austrittstemperaturen. Die in Abb. 85 dargestellten Temperaturverläufe zeigen, dass beim Anfahren der Wärmepumpe (Teillast) das Modell nach Hornberger die Kondensatortemperatur deutlich zu hoch berechnet. Das erweiterte dynamische Modell bildet den Verlauf auch beim Anfahren der Wärmepumpe besser ab. Insbesondere während der Stillstandszeit (Kompressor aus) stellt das erweiterte dynamische Modell eine deutliche Verbesserung dar. Auch beim Verdampfer berechnet das Modell nach Hornberger die Temperaturen insbesondere direkt nach dem Anfahren höher als die gemessenen Temperaturen. Die größere Abweichung des Temperaturverlaufs nach dem erweiterten dynamischen Modell zu den Messdaten während der Stillstandszeit vor dem Anfahren der Wärmepumpe resultiert aus den erwähnten Schleichströmungen. Im quasistationären Betrieb, ab ca. 7:00 Uhr (Volllast), bilden beide Modelle die gemessenen Temperaturverläufe sehr gut ab.

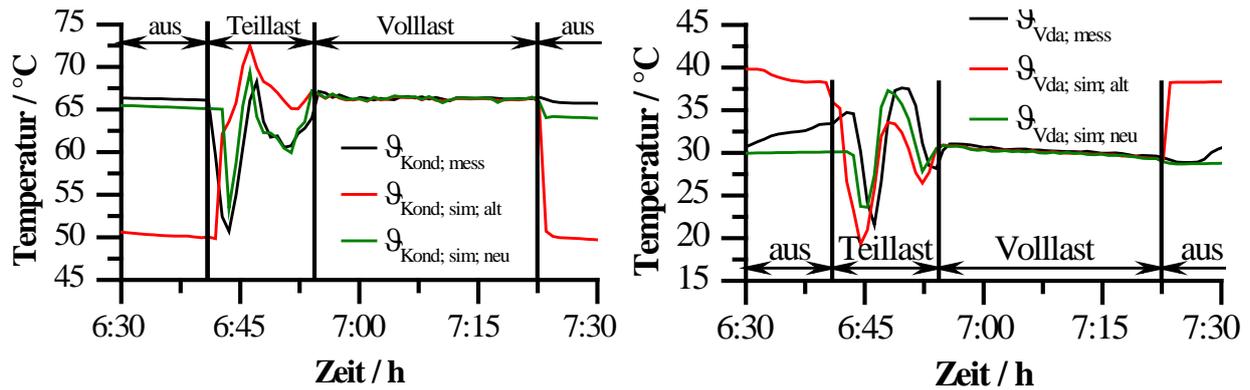


Abb. 85: Vergleich der Austrittstemperaturverläufe: Messdaten (mess), Simulation nach Hornberger (sim; alt) und nach dem erweiterten dynamischen Modell (sim; neu) für Kondensator (links) und Verdampfer (rechts) am 17.05.2010 von 6:30 Uhr bis 7:30 Uhr

In Abb. 86 sind die thermischen Leistungen und die elektrische Leistungsaufnahme der Wärmepumpe ebenfalls für den Zeitraum zwischen 6:30 Uhr und 7:30 Uhr dargestellt. Sowohl die Kondensatorleistung als auch die Verdampferleistung sind nach dem Hornberger-Modell beim Anfahren deutlich größer als die gemessenen Leistungen. Die mit dem erweiterten dynamischen Modell simulierten Leistungen decken sich aufgrund der Berücksichtigung transienter Effekte viel besser mit den Messwerten. Wie auch bei den Temperaturverläufen bilden die beiden Modelle im quasistationären Betrieb die Leistungsverläufe gut ab.

Die elektrische Leistungsaufnahme wird ebenfalls vom Modell nach Hornberger beim Anfahren der Wärmepumpe zu hoch berechnet. Der Verlauf für die Simulation nach dem erweiterten dynamischen Modell deckt sich auch hier besser mit den Messwerten. Von Vorteil ist bei der Abbildung der elektrischen Leistungsaufnahme mit dem erweiterten dynamischen Modell nicht nur die Berücksichtigung des transienten Verhaltens, sondern auch die stufenlose Drehzahlregelung des Verdichters. Im quasistationären Betrieb liegen allerdings die simulierten Werte beider Modellansätze etwas niedriger als die Messwerte.

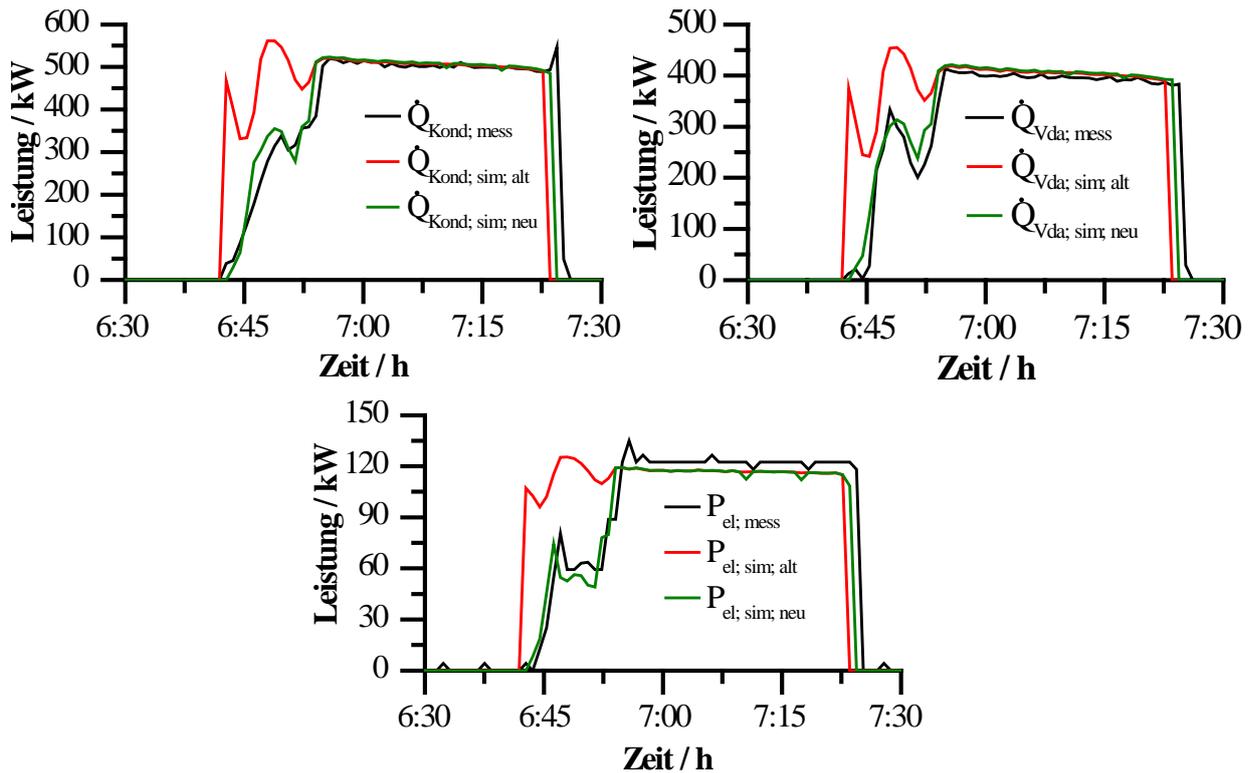


Abb. 86: Vergleich der thermischen Leistung des Kondensators (o. l.), des Verdampfers (o. r.) und der elektrischen Leistungsaufnahme (unten): Messdaten (mess), Simulation nach Hornberger (sim; alt) und nach dem erweiterten dynamischen Modell (sim; neu) am 17.05.2010 von 6:30 Uhr bis 7:30 Uhr

3.3.3.4 Parametervariation

Da sich bei der Validierung Unterschiede zwischen den Ergebnissen nach dem erweiterten dynamischen Modell (instationäre Betriebsweise) und nach dem Hornberger-Modell (stationäre Betriebsweise) gezeigt haben, wird im Folgenden eine Sensitivitätsanalyse zwischen transienter und stationärer Betriebsweise durchgeführt. Dabei soll ermittelt werden, welche Eintrittsgrößen den größten Einfluss auf die Wärmeminderproduktion beim Takten besitzen und es sollen Regelungsempfehlungen für einen effizienten Wärmepumpenbetrieb entwickelt werden.

Bei der Parametervariation werden nur Eintrittsgrößen variiert. Die Maschinenparameter, wie z. B. das Kältemittel oder Anfahr- bzw. Abschaltzeitkonstante, bleiben unverändert. Als Datenbasis wird die Wärmepumpenkonfiguration wie bei der Validierung der Wärmepumpe in Neckarsulm verwendet.

Die Ergebnisse der Variation der Eintrittsgrößen werden in Kennlinienfeldern dargestellt. Charakteristisch für diese Kennlinienfelder ist, dass neben Eintrittsgrößen die relative Laufzeit der Wärmepumpe und die Zyklendauer variiert werden. Die

Zyklendauer Δt_{zykl} , besteht aus der Summe der Laufzeit Δt_{on} und der Stillstandszeit der Wärmepumpe Δt_{off} . Die relative Laufzeit der Wärmepumpe α ist wie folgt definiert:

$$\alpha = \frac{\Delta t_{on}}{\Delta t_{zykl}} \quad (107)$$

Die Zyklendauer Δt_{zykl} wird zwischen 0,5 h und 3 h und die relative Laufzeit α wird zwischen 0 und 1 jeweils für eine Betriebskonfiguration variiert.

Bevor die einzelnen Ergebnisse der Analyse vorgestellt werden, muss eine Bewertungsgröße definiert werden. Die aussagekräftigste Größe ist die von der Wärmepumpe bereitgestellte Wärmemenge, also die über die Betriebszeit integrierte Wärmeleistung am Kondensator. Ein Vergleich der Wärmeleistungen ist nicht aussagekräftig genug, um eine energetische Bewertung durchführen zu können, da Wärmeleistungen immer nur für einen definierten Zeitpunkt gültig sind, während Wärmemengen für einen festgelegten Zeitraum ermittelt werden.

$$Q_{Kond} = \int \dot{Q}_{Kond} \cdot dt \quad (108)$$

In Abb. 87 sind die Kondensatorleistung und die vom Kondensator abgegebene Wärmemenge bei stationärer bzw. transients Betriebsweise aufgetragen. Es ist ein Zyklus - ausgehend vom Ruhezustand - mit einer Zyklendauer von $\Delta t_{zykl} = 1,0$ h und einer relativen Laufzeit von $\alpha = 0,5$ dargestellt. Der Betriebspunkt wurde so gewählt, dass beim Anfahren der Wärmepumpe die Temperatur des Kondensators niedriger ist als die stationäre Betriebstemperatur und die wasserseitige Eintrittstemperatur höher ist als die des Kondensators. Dies verursacht anfangs negative Wärmeleistungen am Kondensator, da die wasserseitige Austrittstemperatur geringer ist als ihre Eintrittstemperatur.

Werden die bereitgestellten Wärmemengen am Kondensator nach Gleichung (108) verglichen, fällt auf, dass sich bis zum Erreichen des stationären Betriebszustands eine Differenz zwischen der stationären und transients Betriebsweise aufbaut. Diese Differenz stellt die Wärmeminderproduktion dar. Dabei liegt die Wärmemenge am Kondensator im transients Fall anfangs ebenfalls leicht im negativen Bereich, was aufgrund der Integration über der Zeit nicht so ausgeprägt ist wie bei der Leistung.

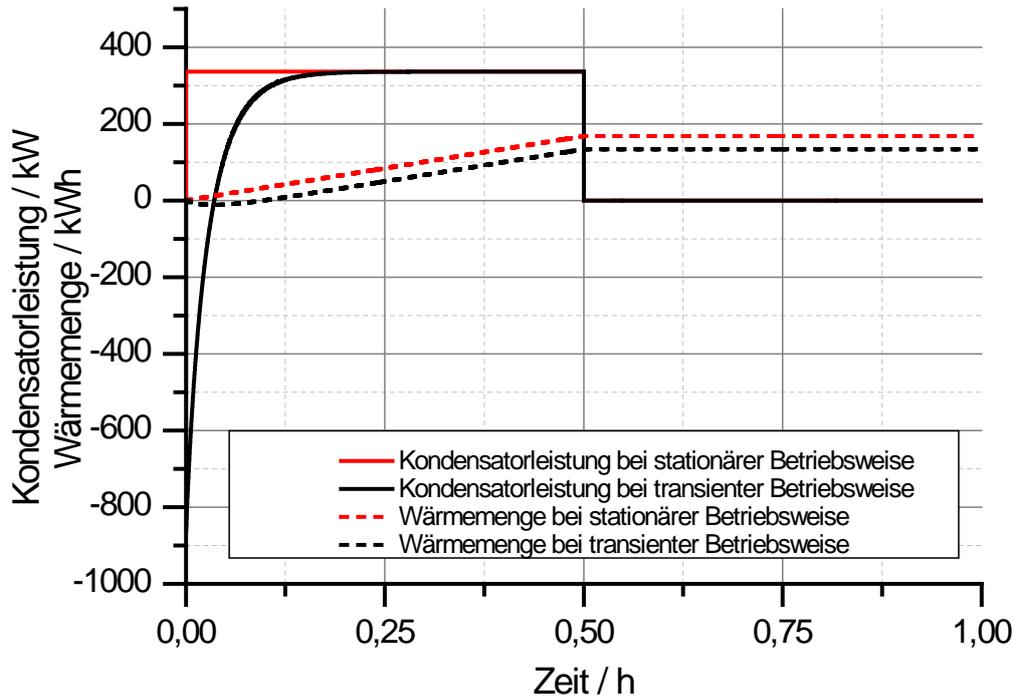


Abb. 87: Vergleich der Kondensatorleistung bei stationärer (stat) und transientser Betriebsweise (dyn) sowie der Wärmemengen Q_{stat} und Q_{dyn} für einen Wärmepumpenzyklus mit $\vartheta_{Vda,in} = 10 \text{ °C}$; $\vartheta_{Kond,in} = 45 \text{ °C}$; $\vartheta_{amb} = 20 \text{ °C}$; $\Delta t_{zykl} = 1,0 \text{ h}$; $\alpha = 0,5$

In den Kennlinienfeldern ist auf der Ordinate das Verhältnis von transientser (dynamischer) zu stationärer Kondensatorwärmemenge aufgetragen, das die *relative* Wärmeminderproduktion darstellt, siehe Gleichung (109). Im Folgenden wird die relative Wärmeminderproduktion auch Wärmemengenverhältnis genannt.

$$X = \frac{Q_{dyn}}{Q_{stat}} \quad (109)$$

Es wird der Einfluss folgender Parameter auf die Wärmeminderproduktion untersucht:

- Wärmequelleneintrittstemperatur
- Wärmesenkeneintrittstemperatur
- Umgebungstemperatur am Aufstellort der Wärmepumpe.

Die größte Wärmeminderproduktion findet beim einmaligen Anfahren der Wärmepumpe aus dem stationären Ruhezustand statt, da keine gespeicherten thermischen Kapazitäten genutzt werden können. Aus diesem Grund wird bei der Parametervariation der Einfluss bei nur einem Zyklus und bei einer Betriebszeit von 24 h untersucht. Während der Betriebszeit werden in Abhängigkeit von der Zyklendauer mehrere Zyklen durchlaufen. Die 24 h Betriebszeit entspricht dem Dauerbetrieb, wobei die Wärmepumpe zur Startzeit ebenfalls aus dem Ruhezustand angefahren wird.

Neben den Eintrittsgrößen wurde der Einfluss der zeitlichen Diskretisierung untersucht, um Fehler durch ungünstig gewählte Zeitschrittweiten zu vermeiden. Dabei sollte ein Kompromiss zwischen Rechenzeit und Genauigkeit gefunden werden. Gerade bei der Simulation für den Dauerbetrieb über 24 h können bei zu kleinen Zeitschrittweiten unakzeptabel lange Rechenzeiten entstehen.

Die Zeitschrittweite wurde im Bereich von 0,1 s bis 10 s variiert. In Abb. 88 ist aus Gründen der Übersichtlichkeit der Vergleich für einen Wärmepumpenzyklus bei einer Zeitschrittweite von 0,3 s und 3 s dargestellt, bei größeren bzw. kleineren Zeitschrittweiten konnten keine signifikanten Änderungen festgestellt werden. Die Ergebnisse für die Zeitschrittweiten von 0,3 s und 3 s sind nahezu deckungsgleich. Nur für die Zyklendauer von 0,5 h gibt es bei einer Laufzeit von 0,01 (deutlicher im rechten Diagramm) geringfügige Abweichungen. Dieser Bereich entspricht einer Wärmepumpenlaufzeit von $\Delta t_{on} = 18$ s, welcher in der Praxis nur sehr selten im Fall von Störungen vorkommt. Um den Bereich der niedrigen relativen Laufzeiten genauer auflösen zu können, wird im Folgenden eine Zeitschrittweite von 0,3 s verwendet. Von einer feineren zeitlichen Diskretisierung wurde zugunsten einer kürzeren Rechenzeit abgesehen, da die Ergebnisse nahezu identisch sind.

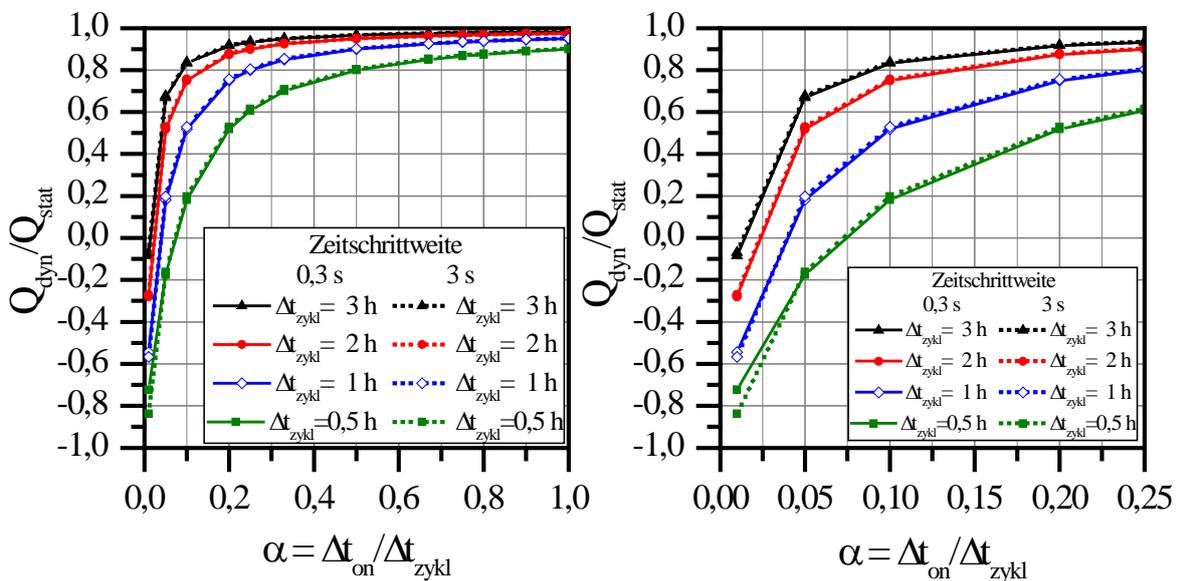


Abb. 88: Vergleich der Zeitschrittweite von 0,3 s und 3 s für einen Zyklus einer Wärmepumpe bei wasserseitiger Verdampfereintrittstemperatur von 10 °C, wasserseitiger Kondensatoreintrittstemperatur von 30 °C und einer Umgebungstemperatur am Aufstellplatz von 20 °C (links $0 < \alpha < 1$, rechts $0 < \alpha < 0,25$)

In Abb. 89 ist das Kennlinienfeld für die Variation der wasserseitigen Eintrittstemperaturen an Kondensator und Verdampfer für einen Zyklus dargestellt. Die Wärmepumpe befindet sich an einem Aufstellort mit $\vartheta_{amb} = 20 \text{ °C}$. Die wasserseitige Kondensatoreintrittstemperatur $\vartheta_{Kond,in}$ wurde zwischen 30 und 45 °C und die wasserseitige Verdampferintrittstemperatur $\vartheta_{Vda,in}$ wurde zwischen 10 und 25 °C variiert. Die größte relative Wärmeminderproduktion ist bei sehr kurzen Wärmepumpenlaufzeiten, also kleinen Werten der relativen Laufzeit α , zu erkennen. In diesem Bereich ist das Wärmemengenverhältnis sogar negativ, da die Wärmemengen bei transientser Betriebsweise, wie oben beschrieben, beim Anfahren der Wärmepumpe negativ sein können. Die negative Wärmemenge ist umso größer, je größer die Temperaturdifferenz zwischen wasserseitiger Kondensatoreintrittstemperatur und der Starttemperatur der Wärmepumpe ist, die durch die Umgebungstemperatur am Aufstellort definiert ist. Darüber hinaus geht auch die Temperaturdifferenz am Verdampfer in das Wärmemengenverhältnis Q_{dyn}/Q_{stat} ein. Wird am Verdampfer zwischen den wasserseitigen Eintrittstemperaturen von 10 und 25 °C verglichen, stellt sich bei $\vartheta_{amb} = 20 \text{ °C}$ und $\vartheta_{Vda,in} = 25 \text{ °C}$ sofort eine Kälteleistung ein, während bei $\vartheta_{Vda,in} = 10 \text{ °C}$ erst der Verdampfer abgekühlt werden muss. Dieser Effekt ist bei kleinen relativen Laufzeiten größer als bei langen relativen Laufzeiten.

Aus den Kennlinien in Abb. 89 geht hervor, dass ab einer relativen Laufzeit von 0,2 alle Konfigurationen positive Wärmemengenverhältnisse ergeben. Es ist zu erkennen, dass die Wärmemengenverhältnisse bei langen Zyklendauern Δt_{zykl} höher sind als bei niedrigen Zyklendauern. Je länger die Zyklendauer ist, desto länger arbeitet die Wärmepumpe im stationären Betriebszustand (vgl. Abb. 87) und desto geringer wird der Unterschied zwischen der Wärmemenge bei stationärer und transientser Betriebsweise. So beträgt z. B. bei einer Zyklendauer von drei Stunden mit $\vartheta_{Vda,in} = 10 \text{ °C}$, $\vartheta_{Kond,in} = 30 \text{ °C}$ und $\vartheta_{amb} = 20 \text{ °C}$ und bei einer relativen Laufzeit von $\alpha = 0,2$ die Wärmemenge bei transientser Betriebsweise am Kondensator über 90 % der vergleichbaren stationären Wärmemenge.

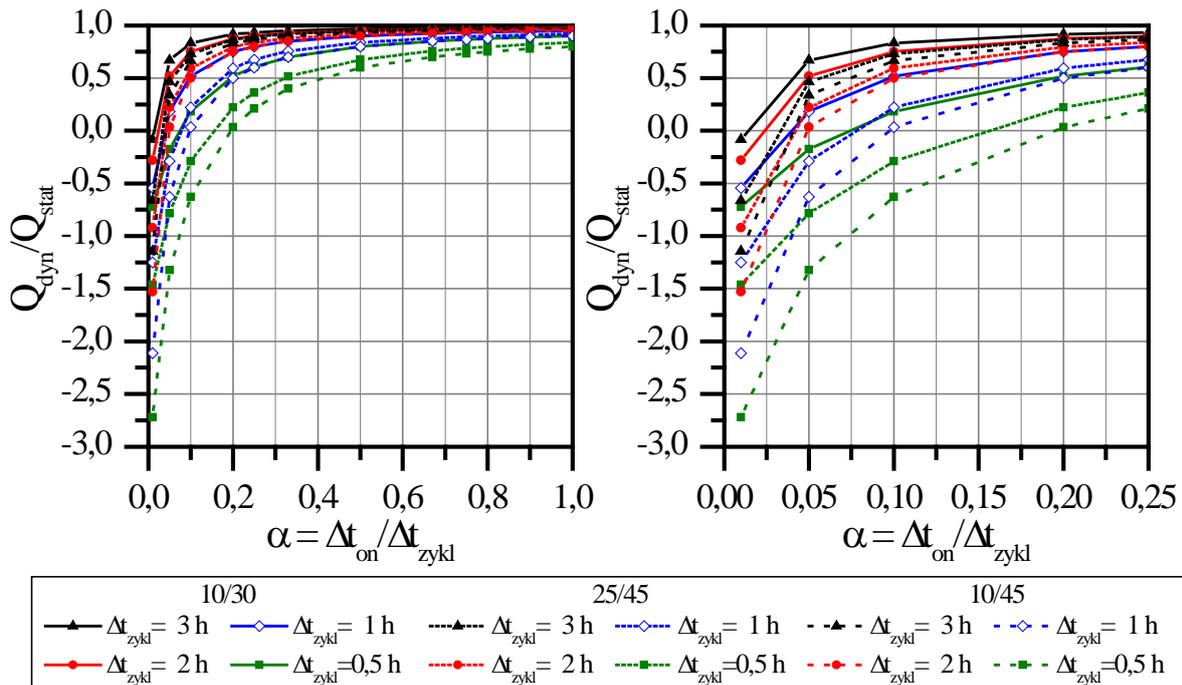


Abb. 89: Vergleich eines einzelnen Zyklus bei einer Umgebungstemperatur von $\vartheta_{\text{amb}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ mit wasserseitigen Verdampfer- und Kondensatoreintrittstemperaturen von $\vartheta_{\text{Vda,in}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, $\vartheta_{\text{Kond,in}} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ (10/30) bzw. $\vartheta_{\text{Vda,in}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$, $\vartheta_{\text{Kond,in}} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$ (25/45) bzw. $\vartheta_{\text{Vda,in}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, $\vartheta_{\text{Kond,in}} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$ (10/45); links: $0 < \alpha < 1$; rechts: $0 < \alpha < 0,25$

Im Vergleich zu einem einzelnen Zyklus der Wärmepumpe zeigt Abb. 90 für dieselbe Konfiguration wie in Abb. 89 den 24 Stunden-Betrieb im Kennlinienfeld. Aus Gründen der Übersichtlichkeit ist der Fall $\vartheta_{\text{Vda,in}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, $\vartheta_{\text{Kond,in}} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$ nicht dargestellt. Es fällt im Vergleich zum einzelnen Zyklus deutlich auf, dass das Wärmemengenverhältnis bereits bei kleinen relativen Laufzeiten viel höher ist. Nur sehr wenige Konfigurationen erzeugen bei sehr kleinen Werten von α negative Werte. Im Vergleich zum einzelnen Zyklus liegen die Werte der Wärmemengenverhältnisse für längere Zyklendauern niedriger als für kurze Zyklendauern. Das liegt daran, dass bei langen Zyklendauern die Abschaltzeit bei kleinen relativen Laufzeiten lang ist und sich somit der Kondensator tiefer abkühlen kann. Ist er beim nächsten Anfahren der Wärmepumpe unter die Eintrittstemperatur gesunken, erzeugt er wieder kurzzeitig negative Wärmeleistungen. Dies verursacht niedrigere Wärmemengenverhältnisse. Bei kürzeren Zyklendauern kann sich der Kondensator nicht so weit abkühlen, weshalb bei jedem weiteren Anfahren die Restwärme im Kondensator genutzt werden kann. Bei steigenden relativen Laufzeiten und langen Zyklendauern steigen die Wärmemengenverhältnisse stärker an, wobei der Abstand zwischen den Kennlinien der unterschiedlichen Zyklendauern immer geringer wird. Bei längeren relativen Laufzeiten werden fast Wärmemengen wie bei stationärer Betriebsweise erzeugt.

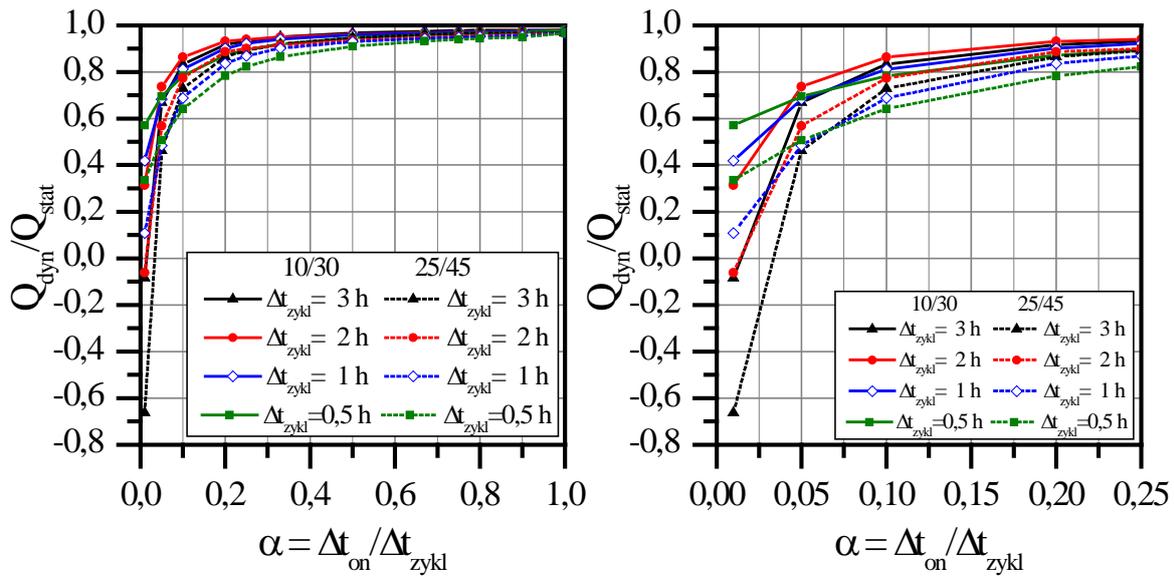


Abb. 90: Vergleich eines 24 h-Betriebs bei einer Umgebungstemperatur von $\vartheta_{amb} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ mit wasserseitigen Verdampfer- und Kondensatoreintrittstemperaturen von $\vartheta_{Vda,in} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, $\vartheta_{Kond,in} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ (10/30); $\vartheta_{Vda,in} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$, $\vartheta_{Kond,in} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$ (25/45); links: $0 < \alpha < 1$; rechts: $0 < \alpha < 0,25$

In Abb. 91 und Abb. 92 wird bei konstanten wasserseitigen Verdampfer- und Kondensatoreintrittstemperaturen (10/45 $^\circ\text{C}$) die Umgebungstemperatur am Aufstellort ϑ_{amb} zwischen 5, 20 und 35 $^\circ\text{C}$ variiert. In Abb. 91 ist das Kennlinienfeld für einen Zyklus der Wärmepumpe dargestellt. Das Wärmemengenverhältnis ist bei niedrigeren Umgebungstemperaturen tiefer, da der Kondensator länger benötigt, um sich aufzuwärmen als bei hohen Umgebungstemperaturen. Bei der Umgebungstemperatur $\vartheta_{amb} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ beginnen die Wärmemengenverhältnisse bei kleinen relativen Laufzeiten sehr tief im negativen Bereich und befinden sich ab $\alpha = 0,2$ im positiven Bereich. Bei einer Umgebungstemperatur von $\vartheta_{amb} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ liegen die Wärmemengenverhältnisse immer im positiven Bereich und immer über 90 %.

In Abb. 92 ist im Vergleich zu Abb. 91 für dieselbe Konfiguration das Kennlinienfeld für den 24 h-Betrieb dargestellt. Hier sind noch deutlicher als in Abb. 91 die Einflüsse der unterschiedlichen Umgebungstemperaturen auf den Verlauf der Kennlinien zu erkennen. Selbst im Bereich sehr kleiner relativer Laufzeiten entstehen keine negativen Wärmemengenverhältnisse. Ab einem Wert von $\alpha > 0,5$ liegen alle Wärmemengenverhältnisse über 90 %.

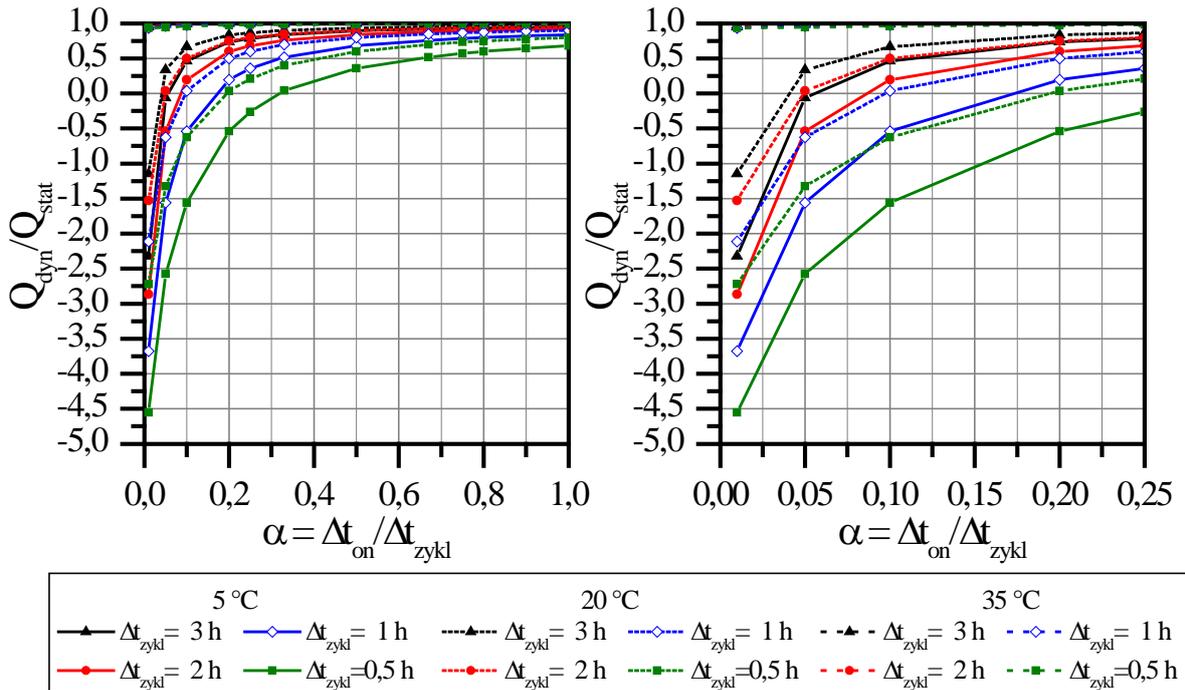


Abb. 91: Vergleich eines Zyklus bei einer Umgebungstemperatur von $\vartheta_{\text{amb}} = 5 / 20 / 35 \text{ °C}$ mit wasserseitigen Verdampfer- und Kondensatoreintrittstemperaturen von $\vartheta_{\text{Vda,in}} = 10 \text{ °C}$, $\vartheta_{\text{Kond,in}} = 45 \text{ °C}$ (10/45); links: $0 < \alpha < 1$; rechts: $0 < \alpha < 0,25$

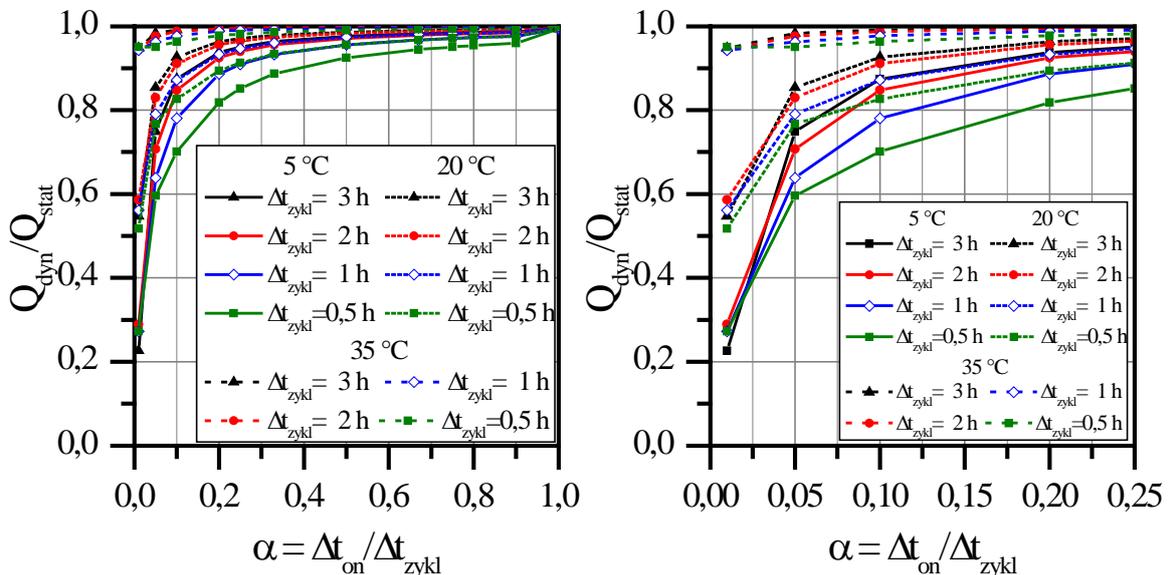


Abb. 92: Vergleich des 24 h-Betriebs bei einer Umgebungstemperatur von $\vartheta_{\text{amb}} = 5 / 20 / 35 \text{ °C}$ mit wasserseitigen Verdampfer- und Kondensatoreintrittstemperaturen von $\vartheta_{\text{Vda,in}} = 10 \text{ °C}$, $\vartheta_{\text{Kond,in}} = 45 \text{ °C}$ (10/45); links: $0 < \alpha < 1$; rechts: $0 < \alpha < 0,25$

Die teilweise starken transienten Einflüsse, die beim einzelnen Zyklus auftreten, werden im 24 h-Betrieb oft gedämpft. In dieser Parametervariation wurden Konfigurationen untersucht, die einen praktischen Bezug zum Einsatz der Wärmepumpen in

solaren Nahwärmeversorgungen haben. Das betrifft vor allem die Betrachtung des Dauerbetriebs. Aus ihm geht hervor, dass der transiente Einfluss nur bei geringen relativen Laufzeiten deutlich wird. Allerdings wird in der Praxis diese Betriebsweise durch regelungstechnische Maßnahmen weitgehend vermieden. Manche Wärmepumpen werden schon vom Hersteller nur mit einer Mindestlauf- und Mindeststillstandszeit freigegeben, damit häufiges Takten vermieden wird. Laufzeiten der Wärmepumpen zwischen 5 und 15 min können jedoch vorkommen. Dabei kann es im ungünstigsten Fall zu Wärmemengenverhältnissen zwischen 60 und 80 % kommen, was einer Wärmeminderproduktion im Vergleich zum stationären Fall von 20 bis 40 % entspricht. In der Regel beträgt die Wärmeminderproduktion jedoch weniger als 20 % und kann für lange Laufzeiten vernachlässigt werden.

3.3.3.5 Zusammenfassung der Modellierung von Wärmepumpen für solare Nahwärmeversorgungen

Elektrisch betriebene Wärmepumpen sind wichtige Komponenten in solaren Nahwärmeversorgungen, da sie die energetische Effizienz des ganzen Systems verbessern können. Für die Auslegung von solaren Nahwärmeversorgungen ist es von Bedeutung die Wärmepumpen möglichst genau simulieren zu können. Da die Wärmepumpen der realisierten solaren Nahwärmeversorgungen Sonderanfertigungen sind und es nur wenige realisierte Anlagen gibt, kann bei der Simulation nicht oder nur sehr eingeschränkt auf Wärmepumpen-Kennlinien zurückgegriffen werden. Zudem müssen die Wärmepumpen in solare Nahwärmeversorgungen oft mit einer großen Leistungsbandbreite betrieben werden. So stehen im Herbst zum Beginn der Heizperiode hohe Wärmequellentemperaturen im saisonalen Wärmespeicher zu Verfügung, während der Heizwärmebedarf noch relativ gering ist. Da der Temperaturhub gering ist, kann die Wärmepumpe in diesem Zeitraum mit einem hohen COP betrieben werden. Dies ändert sich bis Januar und Februar, wenn die Wärmequellentemperaturen niedrig sind, aber ein hoher Wärmebedarf im Nahwärmenetz entsteht. Deshalb werden häufig Wärmepumpen eingesetzt, die z. B. durch eine variable Kompressordrehzahl leistungsregelbar sind. Diese Anforderungen machen den Einsatz eines variablen und komponentenbasierten Modells erforderlich, das den thermodynamischen Kreisprozess abbilden kann.

Hornberger [43] hat ein stationäres Modell entwickelt, das die Wärmepumpe komponentenbasiert modelliert. Dieses Modell wurde weiterentwickelt, um die Anforderungen an die Simulation von Wärmepumpen in solaren Nahwärmeversorgungen zu erfüllen. Es wurden in das Hornberger-Modell die derzeit gängigen Kältemittel aufgenommen und die Kompressordrehzahl wurde stufenlos regelbar gestaltet.

Da das ursprüngliche Modell von Hornberger nur die stationäre Betriebsweise der Wärmepumpe abbildet, wurde das Modell um einen transienten Modellansatz ergänzt, um Wärmeverluste durch Takten zu berücksichtigen.

Das erweiterte dynamische Modell wurde anhand von Messdaten aus dem Anlagenbetrieb der Wärmepumpe der solaren Nahwärmeversorgung in Neckarsulm validiert. Wie durch die Validierung des Modells gezeigt werden konnte, bildet das erweiterte dynamische Modell den Wärmepumpenbetrieb genauer ab, als das Modell nach Hornberger. Dies betrifft im Besonderen die Anfahrvorgänge der Wärmepumpe.

Mit dem transienten Modellansatz können schon während der Auslegung der solaren Nahwärmeversorgung Kennlinienfelder für unterschiedliche Betriebspunkte erstellt werden. Durch die Kennlinienfelder kann das Kondensator-Wärmemengenverhältnis Q_{dyn}/Q_{stat} für bestimmte Betriebsweisen dargestellt werden. Daraus lassen sich verbesserte Betriebsweisen der Wärmepumpe ableiten und in die Anlagenregelung implementieren. Bei den realisierten solaren Nahwärmeversorgungen wurden energetisch ungünstige Betriebsweisen, wie zum Beispiel kurze Wärmepumpenlaufzeiten, meistens regelungstechnisch vermieden. Trotzdem lässt sich die Effizienz der Wärmepumpenintegration in solare Nahwärmeversorgungen weiter steigern, z. B. indem Wärmepumpen eingesetzt werden, die dauerhaft hohe Wärmequellentemperaturen nutzen können. Durch die Effizienzsteigerung wird der Primärenergieverbrauch reduziert und somit ein zusätzlicher wirtschaftlicher und ökologischer Beitrag geleistet.

3.3.4 Entwicklung eines Anlagenkonzeptes für die Integration von Wärmepumpen in solare Nahwärmeversorgungen mit saisonaler Wärmespeicherung

Die Integration von Wärmepumpen in solare Nahwärmeversorgungen ist energetisch nicht immer sinnvoll, wie die Messdaten der Anlage in Neckarsulm, siehe 3.3.2.2, verdeutlichen. In der nachfolgenden Untersuchung wird eine Anlagenkonfiguration diskutiert, bei der die energetisch effizienteste Integration der Wärmepumpe unter Berücksichtigung ausgewählter Bewertungsgrößen simuliert wurde.

3.3.4.1 Voruntersuchungen

Zur Vermeidung ungeeigneter Anlagenkonfigurationen wurde ein Lastenheft erstellt, in dem die Zielgrößen der einzelnen Komponenten festgelegt wurden und der Einfluss der einzelnen Komponenten aufeinander diskutiert wurde. In Abb. 93 sind die wichtigsten Kriterien für die Bewertung der Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Komponenten dargestellt. Die rot dargestellten Pfeile kennzeichnen ungünstige Betriebsweisen, zum Beispiel ist bei einem „geringen Temperaturhub“ der Wärmepumpe unter Umständen die Versorgungssicherheit des Nahwärmenetzes nicht gewährleistet. Die mangelnde Versorgungssicherheit ist dann der Fall, wenn keine weitere (konventionelle) Nachheizung vorhanden ist und die Temperaturen im Langzeit-Wärmespeicher am Ende der Entladesaison bereits niedrig sind (Pfeil „niedrige Entladetemperaturen“ zwischen Langzeit-Wärmespeicher und Wärmepumpe). Die grünen Pfeile kennzeichnen günstige Betriebsweisen, z. B. können bei einer „guten Schichtung“ (große Temperaturdifferenz zwischen unterem und oberem Bereich des Pufferspeichers) niedrige Kollektorrücklauftemperaturen erreicht werden.

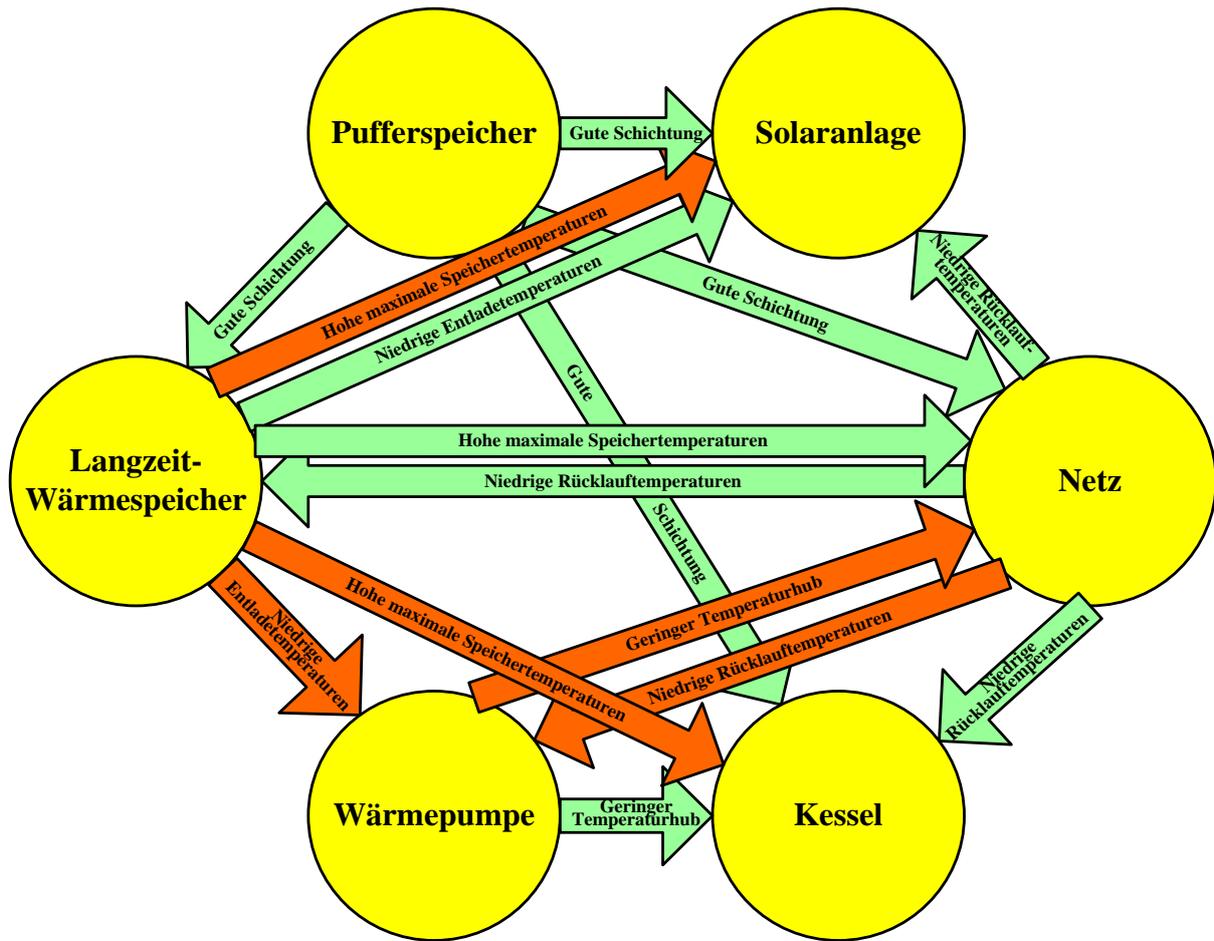


Abb. 93: Beeinflussungsdiagramm der Betriebsweisen bzw. Eigenschaften der Anlagenkomponenten in einer solaren Nahwärmeversorgung mit saisonaler Wärmespeicherung

3.3.4.2 Anlagenkonzept „Solare Nahwärmeversorgung mit Langzeit-Wärmespeicher und Wärmepumpe“

Das Anlagenkonzept „Solare Nahwärmeversorgung mit Langzeit-Wärmespeicher und Wärmepumpe“ (SuN-WP), siehe Abb. 94, wurde ohne Gaskessel geplant, da durch den alleinigen Einsatz der Wärmepumpe als konventioneller Wärmebereiter die energetischen Effekte des Wärmepumpenbetriebs auf die anderen Komponenten und die Gesamtanlage isoliert betrachtet und evaluiert werden können. Sind darüber hinaus die energetischen Synergieeffekte durch die Integration der Wärmepumpe sehr ausgeprägt, kann in Summe mehr Primärenergie eingespart werden, als dies beim Einsatz eines Gaskessels der Fall wäre.

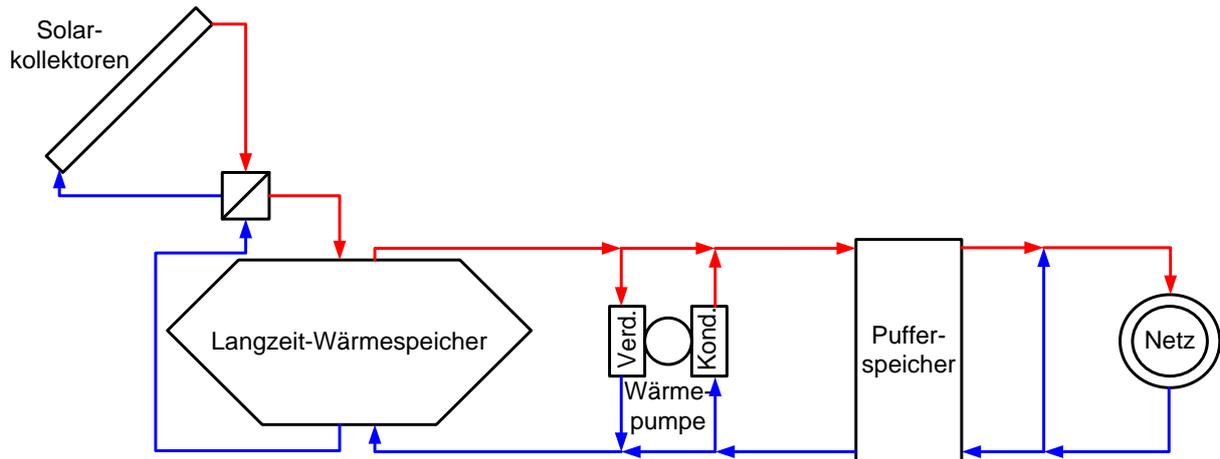


Abb. 94: Anlagenschema der solaren Nahwärmeversorgung mit LZWSP und Wärmepumpe

Die mit den Solarkollektoren gewonnene Wärme wird in den Langzeit-Wärmespeicher, der als Warmwasser-Wärmespeicher ausgeführt ist, eingespeichert. Durch den hydraulischen Anschluss der Solarkollektoren an den Langzeit-Wärmespeicher können die Kollektoren mit niedrigeren Rücklauftemperaturen betrieben werden, als bei einem Anschluss an den Pufferspeicher. Der Langzeit-Wärmespeicher wird entweder direkt in den Pufferspeicher oder indirekt über die Wärmepumpe entladen. Das Nahwärmenetz wird aus dem Pufferspeicher mit Wärme versorgt, in dem zur Sicherstellung der Wärmeversorgung der obere Bereich durch die Entladung der Solarwärme aus dem LZWSP oder durch die Wärmepumpe auf einer Mindesttemperatur gehalten wird.

Die Wärmepumpe wird mit dem Hochtemperatur-Kältemittel R227ea betrieben. Somit kann auf eine Rücklaufbeimischung am Verdampfer der Wärmepumpe verzichtet werden, da sie auf hohe Wärmequellentemperaturen arbeiten kann. Dies ermöglicht ein unmittelbares Umschalten zwischen direkter und indirekter Entladung des Langzeit-Wärmespeichers. Eine Rücklaufbeimischung am Verdampfer, welche die wasserseitige Eintrittstemperatur durch Beimischen des kälteren Rücklaufs verringert, hätte einen Exergieverlust zur Folge. Dadurch würde sich der COP der Wärmepumpe in dem Betriebszustand vermindern. Die Wärmepumpe würde somit ineffizienter arbeiten.

Die thermische Leistungsfähigkeit der Wärmepumpe hängt, wie erläutert, von der Wärmequellentemperatur ab. Da sich beim Entladen des Langzeit-Wärmespeichers die Wärmequellentemperatur absenkt, verschlechtert sich auch die thermische Leistungsfähigkeit der Wärmepumpe während des Entladungszeitraums. Dem entgegengesetzt wirkt der Wärmebedarf im Nahwärmenetz, der im Januar bzw. Februar den Höhepunkt erreicht. Dieser Umstand kann dazu führen, dass das Nah-

wärmenetz in dieser Zeit nicht ausreichend mit Wärme versorgt wird. Prinzipiell kann diesem Problem auf zweierlei Weise begegnet werden. Zum einen kann die Wärmepumpe überdimensioniert werden, damit sie bei niedrigen Wärmequellentemperaturen immer noch die benötigte Wärmeleistung des Nahwärmenetzes decken kann. Dies führt allerdings zu häufigem Takten der Wärmepumpe bei niedrigem Wärmebedarf und hohen Wärmequellentemperaturen. Zum anderen kann der Langzeit-Wärmespeicher vergrößert werden. Somit wird die Amplitude zwischen der maximalen und minimalen Speichertemperatur kleiner, wobei die untere Speichertemperatur gleich bleibt. Durch die Vergrößerung des Speichervolumens werden zwar niedrigere maximale Speichertemperaturen erreicht, aber die Wärmekapazität (absolut) des Speichers und damit die maximal mögliche Entladewärmemenge wird vergrößert. Allerdings sinkt bei einer Vergrößerung des Speichervolumens der Anteil der direkten Entladewärmemenge.

3.3.4.2.1 Anlagendimensionierung

Die Anlage wurde mit den in Tabelle 13 aufgelisteten Werten konfiguriert. Alle Ergebnisse werden für das zweite Betriebsjahr ausgewertet, weil bei der Simulation des ersten Betriebsjahr der quasi-stationäre Betriebszustand noch nicht erreicht ist.

Tabelle 13: Kenngrößen der solaren Nahwärmeversorgung mit LZWSP und WP

Bezeichnung	Wert und Einheit
Wetterdatensatz Würzburg (TRY)	
Warmwasser-Wärmespeicher (LZWSP)	
Volumen	18 000 m ³
Höhe	15 m
Wärmeleitfähigkeit der Wärmedämmung	0,14 W/(m·K)
Dämmstärke des Deckels	1 m
Dämmstärke der Mantelfläche	0,7 m
Dämmstärke des Bodens	0,5 m
Pufferspeicher mit Schichtbeladeeinheiten für Beladung und Netzurücklauf	
Volumen	150 m ³
Höhe	12 m
Kollektoren (Flachkollektoren)	
Fläche	8 000 m ²
Azimut	0 ° (direkt nach Süden)
Anstellwinkel	45 °
Kollektorparameter (Solar Roof von Wagner & Co. GmbH + Solvis Energiesysteme) [67]	$\eta_0 = 0,81$ $a_1 = 4,138 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ $a_2 = 0,008 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^2)$
Wärmepumpe	
Kältemittel	R227ea
maximale elektrische Leistungsaufnahme	275 kW
Nahwärmenetz	
Jahres-Wärmeverbrauch	3 100 MWh

3.3.4.2 Anlagensimulation

Die Modellierung der Anlage wurde mit dem „Transient System Simulation Program“ TRNSYS [50] durchgeführt. Die Flachkollektoren wurden mit dem „Matched Flow Collector Model – MFC“ [46] simuliert, für die Simulation des Pufferspeichers wurde das „MULTIPOINT Store Model“ [24] und für den Langzeit-Wärmespeicher wurde das „XST-Modell“ [66] verwendet. Die Wärmepumpe wurde mit dem erweiterten dynamischen Wärmepumpenmodell [64], siehe 3.3.3.2.2, simuliert.

Für die Abbildung des Lastverhaltens des Nahwärmenetzes (2-Leiternetz) wurde auf ein bestehendes Lastprofil zurückgegriffen. Dieses Lastprofil wurde von [98] ent-

wickelt und in [90] mit Messdaten realisierter Anlagen in Friedrichshafen, Rostock und Neckarsulm auf Plausibilität überprüft und für geeignet befunden. Das Lastprofil bildet ein Nahwärmenetz ab, an das 34 Mehrfamilienhäuser mit jeweils 16 Wohneinheiten angeschlossen sind. Jedes Gebäude wird von 42 Personen bewohnt. Die Gebäude wurden mit dem Mehrzonenmodell in TRNSYS simuliert. Der jährliche Wärmebedarf des Nahwärmenetzes beträgt ca. 3 820 MWh bei volumenstromgewichteten Vor-/Rücklauftemperatur VL/RL von 68/41 °C. Der tägliche Trinkwarmwasserverbrauch wird auf 35 l pro Person bei einer Zapftemperatur von 45 °C festgelegt. Das Zapfprofil wurde in Anlehnung an die prEN 12977 [123] gewählt.

Für die Simulation der Anlage wird die Vorlauftemperatur des Nahwärmenetzes systemseitig auf die Solltemperatur von 65 °C festgelegt. Dadurch verringert sich die Temperaturspreizung des Vor- und Rücklaufs bei gleichbleibendem Volumenstrom. Dies führt zu einer geringeren Wärmeleistung. Somit verringert sich die jährliche Wärmemenge, die ins Netz geliefert wird, auf ca. 3 100 MWh für diesen Fall, wobei die mittlere volumengewichtete Vorlauftemperatur 63,1 °C beträgt (siehe 3.3.4.2.3). Durch diese Maßnahme wird das Nahwärmenetz leistungsbezogen herunterskaliert. Das charakteristische Lastverhalten bleibt unverändert.

3.3.4.2.3 Simulationsergebnisse

In Abb. 95 sind die monatlichen Wärmemengen der Anlage für das zweite Betriebsjahr dargestellt. Die im Nahwärmenetz benötigte Wärmemenge Q_{Netz} wird durch die Wärmelieferung der Wärmepumpe Q_{Kond} und durch die direkte Entladung der Solarwärme aus dem Langzeit-Wärmespeichers $Q_{dir,Ent}$ gedeckt. Die aus dem Langzeit-Wärmespeicher entladenen Wärmemengen werden in den Pufferspeicher geladen, der dann das Nahwärmenetz versorgt. Die Wärme aus dem Langzeit-Wärmespeicher wird ausschließlich durch die Solarkollektoren bereitgestellt. In dieser Anlagenkonfiguration kann das Nahwärmenetz von Juli bis November vollständig mit direkt genutzter Solarwärme aus dem Langzeit-Wärmespeicher versorgt werden. Im Juni und Dezember wird der Pufferspeicher teilweise direkt und teilweise indirekt über die Wärmepumpe beladen. In den restlichen Monaten wird der Pufferspeicher nur durch die Wärmepumpe beladen. Die maximale Temperatur des Langzeit-Wärmespeichers beträgt 91 °C und die minimale Temperatur 9 °C.

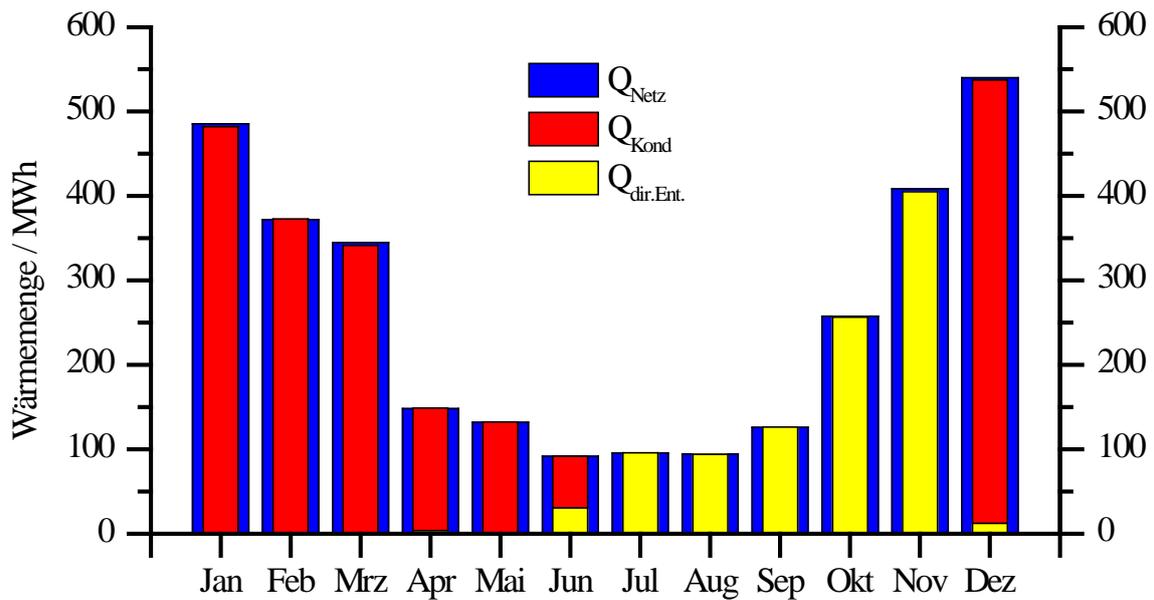


Abb. 95: Monatliche Wärmemengen für das zweite Betriebsjahr der Anlage mit Wärmepumpe

Die Kennzahlen der solaren Nahwärmeversorgung mit LZWSP und WP sind in Tabelle 14 zusammengefasst. Die Kollektoren stagnieren nicht und erreichen einen spezifischen solaren Wärmeertrag von 369 kWh/(m²-a). Dabei erzielen sie einen Kollektornutzungsgrad von 29,5 %. Aufgrund des hohen Speichernutzungsgrads von 92,0 % beträgt die solare Nutzwärme 340 kWh/(m²-a). Der hohe Speichernutzungsgrad resultiert aus der guten Wärmedämmung und aus dem geringen Oberflächen-Volumen-Verhältnis A/V von 0,236. Die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe beträgt 4,58 und der solare Deckungsanteil 85,5 %. Im Vergleich zu einer Gas-Brennwertkessel-Anlage werden 65,7 % Primärenergie und 63,8 % CO₂-Emissionen eingespart. Die Systemarbeitszahl beträgt 6,88 und die primärenergetische Systemarbeitszahl 2,65.

Tabelle 14: Kennzahlen der solaren Nahwärmeversorgung mit LZWSP und WP

Kennzahl	Einheit	Wert
Speichernutzungsgrad	%	92,0
Solarer Wärmeertrag	kWh/(m ² ·a)	369
Solarer Nutzwärmeertrag ¹³	kWh/(m ² ·a)	340
Kollektornutzungsgrad	%	29,5
Solarer Deckungsanteil	%	85,5
Jahresarbeitszahl Wärmepumpe	-	4,6
Primärenergieeinsparung	%	65,7
CO ₂ -Einsparung	%	63,8
Systemarbeitszahl	-	6,88
Primärenergetische Systemarbeitszahl	-	2,65

Ein Kriterium, das nicht durch die genannten Kennzahlen beschrieben wird, ist die Versorgungssicherheit des Nahwärmenetzes. Bei der Regelung der Anlage wird eine Rücklaufbeimischung vorgesehen, welche die Vorlauftemperatur des Nahwärmenetzes auf 65 °C begrenzen soll. Die Vorlauftemperatur kann höher als 65 °C sein, wenn im System keine ausreichend niedrigen Temperaturen vorhanden sind, z. B. im Sommer. Andererseits wird die Vorlauftemperatur von 65 °C teilweise deutlich unterschritten, wenn die Nachfrage im Netz so hoch ist, dass mit dem Pufferspeicher und der Wärmepumpe die Netzleistung nicht gedeckt werden kann. Dieser Betriebszustand ist zu vermeiden, da er zu einer Unterversorgung im Nahwärmenetz führt. Für die untersuchte Anlage beträgt die mittlere Vorlauftemperatur des Nahwärmenetzes 64,2 °C und die volumenstromgewichtete mittlere Vorlauftemperatur 63,1 °C. Die entsprechenden Rücklauftemperaturen betragen 43,7 °C bzw. 41,3 °C.

In Abb. 96 ist die relative kumulierte Häufigkeit der Vorlauftemperatur des Nahwärmenetzes dargestellt. Es wird in eine zeitlich gewichtete Vorlauftemperatur und in Vorlauftemperaturen, die bezogen auf das Volumen bzw. die Energie gewichtet sind, unterschieden. Die minimale Vorlauftemperatur beträgt 50,0 °C und die maximale Vorlauftemperatur 75,5 °C. In 90 % der Zeit beträgt die Vorlauftemperatur über 60 °C. Dieser Wert wird bei der nach dem Volumen gewichteten Vorlauftemperatur nur zu 80 % und bei der nach der Energie gewichteten Vorlauftemperatur zu 82 % erreicht. Das bedeutet, dass es im Winter bei hohem Wärmebedarf im Nahwärmenetz zu Versorgungsengpässen kommt. Jedoch sollte eine minimale Temperatur für das Trinkwarmwasser von 45 °C, wie sie nach VDI-Richtlinie 2067-22 [129] definiert

¹³ Die solare Nutzwärme ist die an das Nahwärmenetz gelieferte solare Wärme

ist, eingehalten werden. Mit einer minimalen Netzvorlauftemperatur von 50,0 °C besteht eine Differenz von 5 K zu der nach der VDI-Richtlinie geforderten Mindesttemperatur. Die Einhaltung der Mindesttemperatur in den Wärmeübergabestationen der Wärmeabnehmer setzt niedrige Wärmeverluste des Nahwärmenetzes voraus.

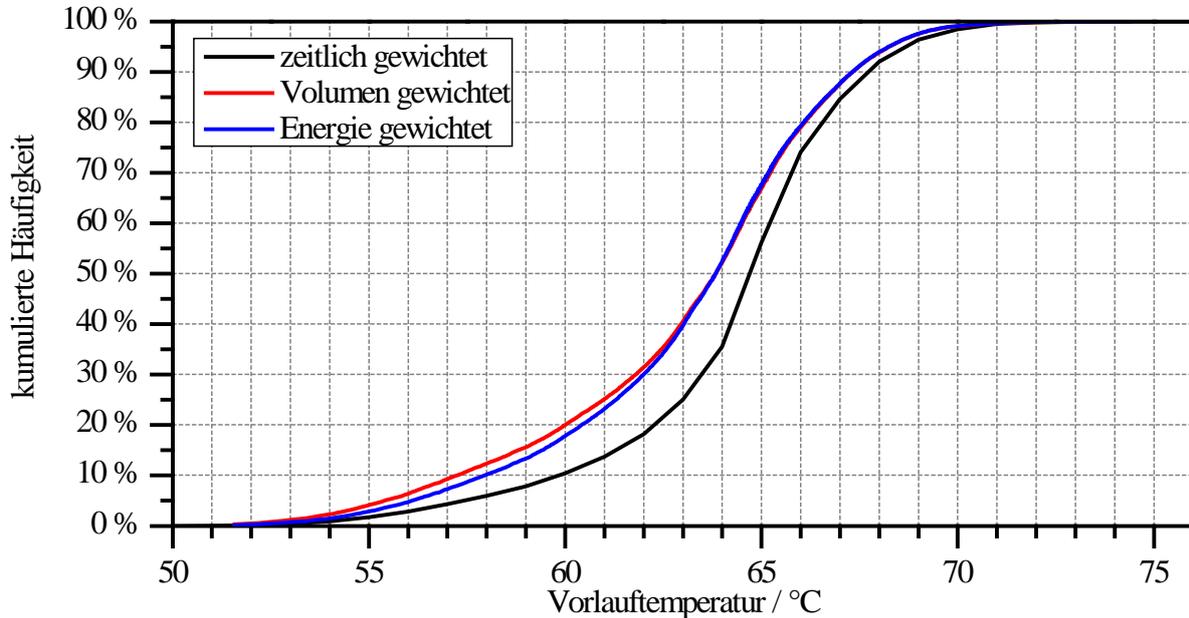


Abb. 96: Kumulierte Häufigkeit der Vorlauftemperatur des Nahwärmenetzes mit zeitlicher, Volumen und Energie gewichteter Darstellung

3.3.4.3 Fazit der Simulation

Bei der vorgestellten Anlagenkonfiguration ist die Versorgungssicherheit des Nahwärmenetzes nicht zu jedem Zeitpunkt gegeben. Beispielsweise kann die Wärmepumpe den Wärmebedarf nicht decken, wenn gleichzeitig der Wärmebedarf im Nahwärmenetz hoch ist und die Temperaturen im Langzeit-Wärmespeicher niedrig sind (im späten Winter), da die thermische Leistung der Wärmepumpe mit sinkenden Quellentemperaturen abnimmt.

Bei solaren Nahwärmeversorgungen ohne Wärmepumpe und mit Gas-(Brennwert)-kessel entspricht der solare Deckungsanteil auch der Primärenergieeinsparung bzw. der Einsparung an CO₂-Emissionen. Bei der Anlagenkonfiguration mit Wärmepumpe und ohne Gas-(Brennwert)kessel sind die Primärenergieeinsparung und die Einsparung an CO₂-Emissionen mit jeweils ca. 65 % deutlich geringer als der solare Deckungsanteil mit 85 %. Dies liegt daran, dass die Erzeugung der elektrischen Energie zum Antrieb der Wärmepumpe mit einem deutlich höheren Primärenergieaufwand und höheren CO₂-Emissionen verbunden ist, als bei der Wärmeversorgung durch Erdgas, siehe Tabelle 10. Um die Primärenergieeinsparung und die CO₂-

Emissionen bei der untersuchten Anlagenkonfiguration zu verringern, muss entweder die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe oder der Anteil der direkt genutzten solaren Wärme, was die Wärmebereitstellung durch die Wärmepumpe substituiert, gesteigert werden.

Die Anlagendimensionierung entspricht näherungsweise der Größe der Anlage in Crailsheim. Wie aus der Simulation hervorgeht, können solare Deckungsanteile von 85 % realisiert werden. Dies setzt eine ganzheitliche Planung der Wärmepumpe und des gesamten Anlagenkonzeptes voraus. Die Simulation des beschriebenen Anlagenkonzeptes weist weiteres Verbesserungspotenzial auf, das durch Variation von Parametern und Komponenten ermittelt werden kann. Wie bei der Auswertung der charakteristischen Kennzahlen hervorging, kann der solare Deckungsanteil nicht allein Aufschluss über die energetische Effizienz solcher Anlagen geben. Die primär-energetische Betrachtung verdeutlicht dies. Des Weiteren wurde mit den Simulationsergebnissen nachgewiesen, dass die erwarteten energetischen Synergieeffekte der Wärmepumpe auf die anderen Anlagenkomponenten so hoch sind, dass sie den Mehraufwand an Primärenergie durch den Stromverbrauch der Wärmepumpe mehr als kompensieren. Somit ist erwiesen, dass Wärmepumpen energetisch sinnvoll in solare Nahwärmeversorgungen integriert werden können.

3.4 Einsatz alternativer Programmsysteme zur Simulation solarthermischer Großanlagen mit saisonalem Wärmespeicher

Ein verbreitetes Programm zur Simulation solarthermischer Großanlagen ist das seit 1975 an der Universität Wisconsin entwickelte modulare Programmsystem TRNSYS (TRaNsient SYstem Simulation, verwendete Version 16.1, [50]). Die weit verbreitete Programmiersprache Fortran und der modulare Aufbau erlauben es dem Nutzer, Modelle für Komponenten zu entwickeln und in TRNSYS zu integrieren. Die dabei verwendeten numerischen Methoden sind robust, aber oftmals veraltet und nicht rechenzeitoptimiert. Seit einiger Zeit sind auf dem kommerziellen Markt weitere Programme erhältlich, die vergleichbare Eigenschaften wie TRNSYS hinsichtlich modularem Aufbau bieten. Nach einer Vorabuntersuchung, welche anderen Programmsysteme verfügbar sind und geeignet sein könnten, stellte sich das vom Solar Institut Jülich entwickelte, kostenlose Programm Carnot (Conventional and Renewable Energy Systems Optimization Blockset) für das Programm Matlab / Simulink [36] als einzige mögliche Alternative dar. Für eine Bewertung dieser Programmalternative zu TRNSYS wurde zunächst ein Ergebnisvergleich für Einzelkomponenten und anschließend für eine Referenzanlage durchgeführt. Ziel war, es zu untersuchen, ob die Simulation von solaren Nahwärmeversorgungen einfacher und damit schneller und kostengünstiger durchgeführt werden kann.

3.4.1 Programmstruktur

3.4.1.1 Matlab / Simulink und Carnot

Das Programm Matlab / Simulink wurde primär zur numerischen Berechnung mit Matrizen entwickelt, die Erweiterung Simulink dient der Modellierung von Systemen mit Hilfe von graphischen Blöcken [106]. In Simulink können so genannte Blocksets integriert werden, eine Art Bibliothek in welcher im Fall von Carnot Blöcke zusammengestellt sind, die die Bauteile für Gebäudemodelle und Heizsysteme darstellen. Das Blockset ist unterteilt in die Carnot-Bibliothek, die mit variablen Parametern für den wissenschaftlichen Gebrauch konzipiert ist und die Carsis-Bibliothek, in welcher kommerziell erhältliche Bauteile mit ihren Parametern hinterlegt sind. Carsis wurde für die Planung und Ausführung von Heizungsanlagen erstellt [36].

In Simulink werden die Blöcke modular zu einem System verbunden, die Bibliotheksblöcke haben dafür definierte Ein- und Ausgabegrößen. Die Modulparameter können ähnlich wie in TRNSYS über die Funktion „Block Parameters“ übergeben werden.

Zahlenwerte werden in Carnot ausschließlich in SI-Einheiten angegeben, die einzige Ausnahme stellt die Einheit der Temperatur dar, die in °C statt in K anzugeben ist.

Im Unterschied zu TRNSYS sind die einzelnen Blöcke hierarchisch aufgebaut und enthalten Subsysteme (Kontextmenü des Blocks => look under mask) in denen ebenfalls Blöcke integriert sind, welchen Parameter übergeben werden können oder das Modul individuell angepasst werden kann, siehe Abb. 97.

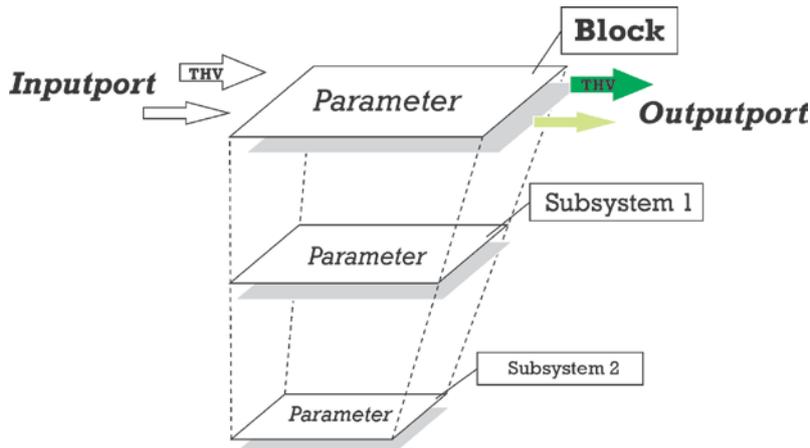


Abb. 97: Schematische Organisation eines Carnot Blocks

Beispielsweise kann im Bibliotheksblock des Pufferspeichers „storage_multiport“ das Modell des Wärmeübertragers ausgetauscht werden und statt eines Glatrohr-Wärmeübertragers ein Rippenrohr-Wärmeübertrager in das Modell des Pufferspeichers integriert werden. Die Carnot-Bibliothek bietet dabei zu verschiedenen Bauteilen Varianten als definierte Blöcke, die in die Subsysteme integriert werden können.

Im Subsystem des Bibliotheksblocks hat der Nutzer Einsicht in den Aufbau der Komponente und kann nachvollziehen, wie die Berechnung zustande kommt bzw. die Berechnung direkt modifizieren. Dazu stehen neben den Blöcken der Carnot-Bibliothek auch alle Simulink Blocksets zur Verfügung. In den Subsystemen der komplexeren Komponenten wie beispielsweise dem Kollektormodell, sind so genannte S-Functions eingebunden. Mit diesen wird Maschinencode in der Programmiersprache C oder auch Fortran bzw. Ada in das Simulink-System integriert. Der Quellcode der S-Functions der Carnot-Blöcke ist in C verfasst und als .c-Datei im Carnot-Verzeichnis hinterlegt. Der Nutzer kann Änderungen vornehmen. Damit diese wirksam werden, muss die Datei in eine .mex-Datei kompiliert werden und in das Carnot-Verzeichnis kopiert werden.

Um den Überblick zu behalten oder bestimmte Anlagenteile wie beispielsweise den Kollektorkreislauf separat zu bilanzieren, können wiederum mehrere Anlagenblöcke zu einem System aggregiert werden. Eigene Bibliotheksblöcke können graphisch durch die gegebenen Simulink- und Carnot-Blöcke zusammengefügt werden.

Neben der Lösung der Energiebilanz (z. B. Wärmeverluste des Wärmeträgerfluids bei der Durchströmung eines Rohrs) wird in Carnot zusätzlich eine Impulsbilanz (z. B. Druckverluste in einer Rohrströmung) gelöst. Die Einzelkomponenten in Carnot sind durch Vektoren miteinander verbunden. Zu- und Abflüsse von Wärmeträgermedien zwischen Bauteilen werden mit dem so genannten Thermo-Hydraulik-Vektor (THV) dargestellt. Dieser ist eine Eingangs- und Ausgangsgröße für jeden Block und beinhaltet alle fluiddynamischen und thermodynamischen Zustandsgrößen zum entsprechenden Zeitpunkt der Simulation, die Bestimmung der Änderung der Zustandsgrößen erfolgt innerhalb der Blöcke durch das Auslesen von hinterlegten Tabellenwerten. Der gekoppelte Transport von Informationen zwischen den Blöcken über den THV ermöglicht eine physikalische Betrachtung des Wärmeträgermediums. So wird beispielsweise bei getrennter Vorgabe von Massenstrom und Temperaturverlauf als Funktion der Zeit berücksichtigt, dass bei nicht durchströmten Bauteilen (THV mit $\dot{m} = 0 \text{ kg/s}$) keine Änderung der Temperatur von außen mehr vorgegeben werden kann, sondern sich diese aus dem stationären Zustand berechnet. Ein weiterer Vorteil stellt die Definition der Art des Fluids im THV dar. In Carnot sind fünf verschiedene Fluide mit ihren Zustandsgrößen und definierbaren Mischungsverhältnissen (z. B. Wasserdampfanteil im Fluid Luft, Anteil von Wasserdampf im Nassdampfgebiet von Wasser) implementiert, abhängig von Druck und Temperatur werden die Stoffwerte für jeden Zeitschritt aus Tabellen interpoliert.

Die Simulationsbedingungen werden in Matlab / Simulink über den entsprechenden Menüpunkt eingestellt, dabei bestimmt der Nutzer Start- und Endzeit der Simulation und eine Lösungsmethode. In Matlab werden verschiedene Löser für gewöhnliche Differentialgleichungen angeboten, für Details sei auf Matlab verwiesen. Zusätzlich können maximale und minimale Zeitschrittweiten und die absoluten und relativen Toleranzen der Iteration angegeben werden, aber auch die automatische Konfiguration dieser Parameter durch den Löser (auto) gewählt werden. Die Lösung der Differentialgleichung erfolgt in Matlab mit variablen Zeitschrittweiten, das heißt auf große Änderungen der zu berechnenden Größe reagiert die Simulation mit verringerten Zeitschrittweiten, damit die Lösung stabil bleibt.

3.4.1.2 Vergleich von TRNSYS und Carnot

Beide Simulationsprogramme nutzen graphische Benutzeroberflächen über welche die Einzelkomponenten einfach zu einer Gesamtanlage zusammengefügt werden können. Auch die Parametereingabe erfolgt direkt über eine graphische Benutzeroberfläche für jede Komponente. Durch die Gliederung eines Blocks in Subsysteme werden in Carnot allerdings an mehreren Subblöcken Parameter eingestellt. Dies ermöglicht eine übersichtlichere Handhabung bei einer großen Anzahl von Parametern, kann aber auch dazu führen, dass nicht alle Größen parametrisiert werden. TRNSYS nutzt für jede Komponente („Type“) ausschließlich eine Parameter-Card. Je nach Programmierung des TRNSYS-Typen werden aus externen Dateien Parameter definiert oder ersetzt. Dabei ist der Nutzer auf eine gute Dokumentation des entsprechenden Typen angewiesen. Im Simulationsprogramm Carnot sind mit Ausnahme der Temperatur die Zahlenwerte in SI-Einheiten anzugeben. Im Gegensatz dazu sind die Einheiten in TRNSYS nicht ausschließlich in SI-Einheiten angegeben und teilweise auch nicht konsistent innerhalb eines Typen. Auch hier ist eine gute Dokumentation des Typen nötig.

Der Aufbau der Typen in TRNSYS mit Parametern, Ein- und Ausgängen wird durch die Programmierung definiert. Die Simulation erfolgt als Blackbox-Prinzip, kann aber über den Quellcode nachvollzogen werden. In Matlab / Simulink können Blöcke in Subsysteme untergliedert werden. Dies erhöht die Übersichtlichkeit und ermöglicht den Austausch von Subblöcken um das Modell anzupassen. Falls im Modell keine S-Function, d. h. Quellcode eingebunden ist, kann der Berechnungsvorgang direkt anhand der Simulink-Blöcke nachvollzogen werden. Neuere Herangehensweisen versuchen in TRNSYS ebenfalls für komplexe Anlagen mit Gleichungen Subsysteme zu erstellen, um mehr Übersichtlichkeit zu erzielen [113]. Der Komfort und die Übersichtlichkeit wie bei Matlab / Simulink werden dabei jedoch nicht erreicht.

Der Quellcode für die Einzelkomponenten ist bei beiden Programmen für den Nutzer zugänglich und kann von ihm geändert werden. Der Aufwand bei TRNSYS ist als geringfügig höher einzustufen, da zusätzlich noch eine so genannte Proforma-Datei für die graphische Benutzeroberfläche (Simulation Studio) erstellt bzw. geändert werden muss. Bei den verwendeten Programmiersprachen ist darauf hinzuweisen, dass Fortran als optimiert für numerische Berechnungen gilt, wohingegen C eine weitere Verbreitung aufweist und damit auch mehr Nutzer den Quellcode bearbeiten können.

Der Umfang der TRNSYS-Bibliothek ist aufgrund der stetigen Weiterentwicklung des Simulationsprogramms bereits sehr groß, spezielle Typen für die Simulation von

solaren Nahwärmeversorgungen sind verfügbar. Dagegen ist die Carnot-Bibliothek noch nicht so umfangreich. Sowohl die Komponenten für die Simulation von solaren Gebäudeheizsystemen als auch ein Gebäudemodell sind vorhanden, spezielle Komponenten für die Simulation solarer Nahwärmeversorgungen fehlen jedoch.

Ein Vorteil des Simulationsprogramms Carnot ist das THV-Konzept, das das Wärmeträgerfluid als physikalische Einheit beschreibt. Damit kann der Enthalpietransport durch den Fluidstrom als Funktion von Massenstrom, Temperatur, Druck und Aggregatzustand modelliert werden. Ein weiterer Vorteil von Carnot ist die Lösung von Energie- und Impulsbilanz in einer Simulation. Beide Punkte sind so in TRNSYS nicht vorhanden.

Unterschiede zwischen den beiden Programmen ergeben sich außerdem bei den Simulationsparametern. Während Matlab / Simulink mit variablen Zeitschrittweiten stabile Simulationen nahezu automatisch ermöglicht, werden in TRNSYS die Zeitschrittweiten fest vom Nutzer vorgegeben, was zu Instabilität führen kann. Zusätzlich ermöglicht Matlab die Wahl mehrerer unterschiedlicher Methoden zur Gleichungslösung, um die Simulation zusätzlich zu stabilisieren und / oder zu beschleunigen, während TRNSYS nur zwei Gleichungslöser zur Verfügung stellt.

Um die genannten Nachteile auszugleichen gibt es neue Methoden, TRNSYS-Modelle in Matlab / Simulink automatisch einzubinden und die Simulation dort durchzuführen [94]. Dies wird ermöglicht durch den Type 155 in TRNSYS [55], [94].

3.4.2 Vergleichende Simulation einzelner Komponenten

Im Folgenden werden die wichtigsten Komponenten einer solaren Nahwärmeversorgung betrachtet. Dies sind: Solarkollektor, Pufferspeicher, Langzeit-Wärmespeicher, Wärmeübertrager und Wärmepumpe. Für den Vergleich der Einzelkomponenten wurden die vorhandenen Modelle in Carnot, mit den zur Simulation solcher Anlagen standardmäßig verwendeten Types in TRNSYS verglichen.

3.4.2.1 Solarkollektor

Das Simulationsmodell muss folgende physikalische Vorgänge abbilden können:

- Reflexion, Absorption und Transmission an der Abdeckung
- Reflexion und Absorption am Absorber
- Wärmeleitung im Absorbermaterial

- Wärmeübertragung durch erzwungene Konvektion im fluiddurchströmten Absorber
- Wärmeverluste durch freie Konvektion und Wärmestrahlung zwischen Absorber und Abdeckung sowie Abdeckung und Umgebung, Wärmeleitung durch Wärmedämmung und Gehäuse.

3.4.2.1.1 Modellierung in TRNSYS

Die Simulation von Solarkollektoren erfolgt in TRNSYS mit dem Nicht-Standard „Type 301“ (MFC - Matched Flow Collector Model for simulation and testing). Dieses Modell bildet die Eigenschaft eines ideal durchströmten Flachkollektors ab [46].

Die Parameter Absorptionsfläche und Volumen der Absorberkanäle pro Absorberfläche charakterisieren die Geometrie des Modells. Die Ausrichtung des Kollektors muss bei der Bestimmung des Winkels der solaren Einstrahlung berücksichtigt werden. Das Kollektormaterial geht mit einer effektiven Wärmekapazität in die Bilanz ein, das Wärmeträgerfluid wird durch konstante Größen für Dichte und spezifische Wärmekapazität definiert, es können aber auch Tabellenwerte als Funktion von Druck und Temperatur hinterlegt werden (siehe dazu „Tmode“ in [46]). Um die Handhabung in TRNSYS einfacher zu gestalten, wurden hier konstante Werte eingesetzt („Tmode = 0“).

Der Kollektor wird in TRNSYS als ein Bilanzraum betrachtet für welchen allgemein folgende partielle Differentialgleichung gelöst wird:

$$(C_{eff} + V_f \cdot \rho \cdot c_p) \cdot \frac{\partial \vartheta}{\partial t} + \dot{m}_{ein} \cdot c_p \cdot \frac{\partial \vartheta}{\partial x} = \dot{q}(\vartheta) \quad (110)$$

Speicherterm Senkenterm Quellenterm

Dabei ist es möglich, den Quellenterm $\dot{q}(\vartheta)$ auf verschiedene Arten zu berechnen, abhängig vom gewählten Modus („Cmode“). Wegen einer besseren Vergleichbarkeit mit dem Kollektormodell in Carnot wurde der „Cmode = 2“ gewählt. Im Folgenden wird dieser näher erläutert. Im „Cmode = 2“ wird der Wärmeübergangskoeffizient U abhängig von der Temperatur des Wärmeträgerfluids und der Windgeschwindigkeit berechnet mit:

$$\dot{q}(\vartheta) = \dot{q}_{abs} - U(\vartheta - \vartheta_{amb}) - u(\vartheta - \vartheta_{amb})^2 - u_w \cdot v_w(\vartheta - \vartheta_{amb}) - U_{sky}(\vartheta - \vartheta_{sky}) \quad (111)$$

Über den Modus „Smode“ wird im Modell die Strahlungsbilanz gesteuert. Dabei kann jeder Strahlungskomponente ein entsprechender Einfallswinkel zugeordnet werden. Der Einfallswinkel muss jedoch bereits als Eintrittswert dem „Type 301“ zur Verfügung gestellt werden. Hierzu wird ein Strahlungsprozessor („Type 16“) in TRNSYS eingesetzt, der den Einfallswinkel der Strahlung auf die Abdeckung des Kollektors aus den Wetterdaten abhängig von Tages- und Jahreszeit sowie der Kollektorausrichtung bestimmt. Im Strahlungsprozessor können zur Bestimmung des diffusen Strahlungsanteils verschiedene Himmelsmodelle gewählt werden.

In „Type 301“ wird mit „Smode = 0“ die Direktstrahlung, die Diffusstrahlung und die von der Umgebung reflektierte Strahlung mit ihren jeweiligen Einfallswinkeln berücksichtigt. Die absorbierte Solarstrahlung berechnet sich damit zu:

$$\dot{q}_{abs} = \eta_0 \cdot (IAM(\theta_{dir})E_{dir} + IAM(\theta_{dfu})E_{dfu} + IAM(\theta_{ref})E_{ref}) \quad (112)$$

Die Funktion IAM (Incident Angle Modifier, Einfallswinkel-Korrekturfaktor) beschreibt die optische Charakteristik der Kollektorabdeckung und wird durch die Wahl des so genannten „Omode“ definiert. Für den in der Simulation gewählten „Omode = 1“ gilt:

$$IAM(\theta) = \left\{ \begin{array}{ll} 1 - b_0 \cdot \left(\frac{1}{\cos(\theta)} - 1 \right) & \text{für } 0 < b_0, 0 \leq \theta \leq 60 \\ (1 - b_0) \cdot \left(1 - \frac{\theta - 60}{30} \right) & \text{für } 0 < b_0, 60 < \theta \leq 90 \\ 1 & \text{für } b_0 = 0 \end{array} \right. \quad (113)$$

Das Kollektormodell in TRNSYS bietet noch weitere Anpassungsmöglichkeiten mit verschiedenen Modi, die in [46] ausführlich erläutert werden.

Um die Ergebnisse der beiden Simulationsprogramme direkt vergleichen zu können, wurden die Eintrittstemperaturen und der Massenstrom des Wärmeträgerfluids aus der Simulation in Carnot ausgelesen und in TRNSYS verwendet. Zuerst erfolgte die Simulation mit einem Strahlungsprozessor („Type 16“), der die Strahlungswerte der Wetterdaten auf die Kollektorfläche transformieren sollte. Dies ergab große Abweichungen der am Kollektor einfallenden Strahlungswerte und damit auch der ausgewerteten Austrittstemperaturen. Um die Kollektormodelle direkt zu vergleichen, wurde der Strahlungsprozessor umgangen. Dem „Type 301“ wurden direkt die Strahlungswerte aufgeprägt, die auf die Abdeckung des Kollektors auftreffen. Diese wurden aus der Simulation in Carnot ausgelesen.

3.4.2.1.2 Modellierung in Carnot

In der Bibliothek des Simulationsprogramms Matlab / Simulink mit Carnot stehen als Flachkollektormodell zwei Blöcke zur Verfügung, der Block „collector_flat_plate“ ein eindimensionales Mehrknotenmodell und der Block „collector_flat_plat_EN12975“, ein Modell, das entsprechend der DIN EN 12975 [121] parametrisiert wird.

Der Block „collector_flat_plate“ wird geometrisch über die Absorptionsfläche und die Distanz zwischen Zu- und Ablauf des Wärmeträgermediums definiert. Diese Fließstrecke wird numerisch in Teilstrecken unterteilt, abhängig von der gewählten Knotenzahl. Im Subsystem des Blocks wird zusätzlich die Fläche eines Kollektorelements angegeben. Die Angabe der Fläche eines Kollektorelements oder die Angabe der Gesamtfläche des Kollektorfeldes für diesen Parameter berechnet den Massenstrom als parallel oder seriell durchströmte Kollektoren.

Das Kollektormaterial wird mit einer effektiven Wärmekapazität als Wärmespeicher in der Bilanz berücksichtigt. Das Wärmeträgerfluid definiert sich über den Thermo-Hydraulik-Vektor der als Eingangsgröße in das Kollektormodell eingespeist wird. Dabei werden die Fluideigenschaften wie Wärmekapazität und Dichte abhängig vom Fluidtyp und -gemisch, der Temperatur und dem Druck für jeden Zeitschritt aktualisiert.

Für jeden Knoten der Fluidfließstrecke wird folgende Differentialgleichung gelöst:

$$C_{eff} \cdot \frac{d\vartheta_j}{dt} = \dot{q}_{abs} + \frac{\dot{m}_{ein} \cdot c_p}{A_{Koll}} \cdot (\vartheta_{i-1} - \vartheta_j) + U \cdot (\vartheta_{amb} - \vartheta_j) + u \cdot (\vartheta_{amb} - \vartheta_j)^2 + u_w \cdot v_w \cdot (\vartheta_{amb} - \vartheta_j) + U_{sky} \cdot (\vartheta_{sky} - \vartheta_j) \quad (114)$$

Dies entspricht der für einen Bilanzknoten im Ort differenzierten Kombination von Gleichung (110) und Gleichung (111) des TRNSYS-Modells.

Der Wert der pro m² Absorptionsfläche auftreffenden Solarstrahlung \dot{q}_{ein} berechnet sich abhängig von der Position des Kollektors und der Umrechnung der Strahlungswerte auf die Kollektoroberfläche. Bei dieser Umrechnung können im Subsystem des Kollektorblocs zwei verschiedene Himmelsmodelle und der Reflektionsfaktor der das Kollektorfeld umgebenden (Erd-)Oberfläche gewählt werden. Für nähere Erläuterungen des mathematischen Himmelsmodells wird auf die Beschreibung „inclined_surface“ in [36] verwiesen.

Die tatsächlich absorbierte Solarstrahlung \dot{q}_{abs} bestimmt sich abhängig von der Abdeckung des Kollektors und kann im Subsystem durch den Block „collector optics“ angepasst werden. Dafür müssen die entsprechenden Blöcke des Einfallswinkel-Korrekturfaktors (IAM) gewählt und in das Subsystem eingefügt werden. Die Berechnung von \dot{q}_{abs} erfolgt dabei entsprechend (112), wobei die Funktion des IAM nach der Funktion „taualfa.m“ der Carnot-Bibliothek definiert ist.

Das Kollektormodell „collector_flat_plate_EN12975“ der Carnot-Bibliothek gestaltet sich etwas anders. Die zu lösende Energiebilanz des Modells lautet:

$$\begin{aligned} \frac{\dot{m}_{ein} \cdot c_p}{A_{Koll}} (\vartheta_{i-1} - \vartheta_i) = & F'(\tau\alpha) \cdot IAM_{dir}(\theta_{dir}) E_{dir} + F'(\tau\alpha) \cdot IAM_{dfu}(\theta_{dfu}) E_{dfu} \\ & - U(\bar{\vartheta} - \vartheta_{amb}) - u(\bar{\vartheta} - \vartheta_{amb})^2 + u_w \cdot v_w (\bar{\vartheta} - \vartheta_{amb}) \\ & + U_{sky}(E_{sky} - \sigma \cdot (\vartheta_{amb} + 273.15)^4) - C_{eff} \frac{d\bar{\vartheta}}{dt} \end{aligned} \quad (115)$$

mit

$$F'(\tau\alpha) = \frac{\eta_0}{IAM_{dir}(15^\circ) \cdot 0.85 + IAM_{dfu}(\theta_{dfu}) \cdot 0.15} \quad (116)$$

mit

$$IAM_{dir} = 1 - b_0 \cdot \left(\frac{1}{\cos(\theta)} - 1 \right) \quad (117)$$

Als Kollektormodell wurde in Carnot mit dem Bibliotheksblock „collector_flat_plate“ simuliert.

Für eine realitätsnahe Simulation des Kollektorverhaltens wurde ein Beispiel der Carnot-Bibliothek als Basis verwendet. Das Beispiel stellt eine Anlage zur Trinkwassererwärmung mit Solarkollektoren mit Regelung dar, siehe Abb. 98.

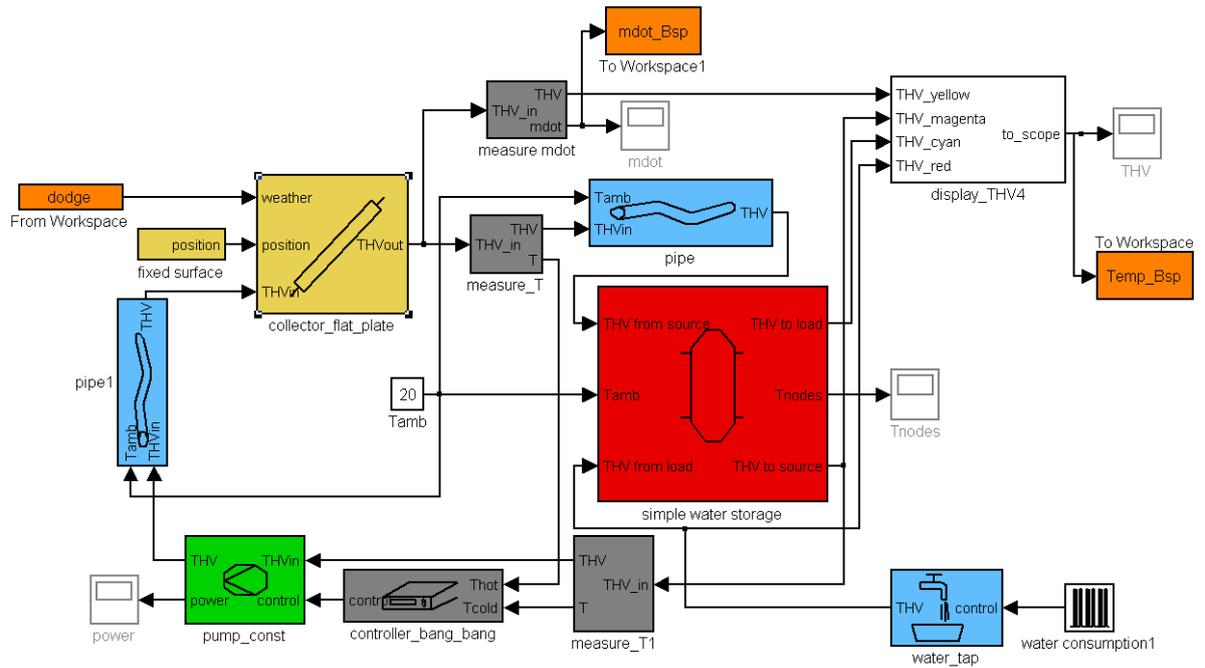


Abb. 98: Aufbau der Simulation des Kollektors in Carnot

Daraus wurden die Eintrittstemperaturen in den Kollektor, der Massenstrom des Wärmeträgerfluids und im Subsystem des Kollektorblocks die auf die Kollektorebene umgerechneten Strahlungswerte ausgelesen.

3.4.2.1.3 Vergleich der Simulationsergebnisse

Die Simulationsergebnisse wurden anhand der Kollektoraustrittstemperaturen für den Zeitraum eines Jahres verglichen. Bei der Verwendung des Strahlungsprozessors in TRNSYS wurde bei tageweiser Betrachtung keine ausreichende Übereinstimmung zwischen den mit TRNSYS bzw. Carnot berechneten Austrittstemperaturen erzielt, da die Diffus- und Direktstrahlungswerte in den beiden Programmen sehr unterschiedlich waren¹⁴, wie Abb. 99 zeigt. Daher wurden zur besseren Vergleichbarkeit die in Carnot berechneten Strahlungswerte für die TRNSYS-Simulation verwendet.

¹⁴ Die in der Horizontale gemessene Globalstrahlung wird in TRNSYS im Strahlungsprozessor z. B. mit der Reindl-Korrelation auf die Diffus- und die Direktstrahlungsanteile in der Kollektorebene umgerechnet.

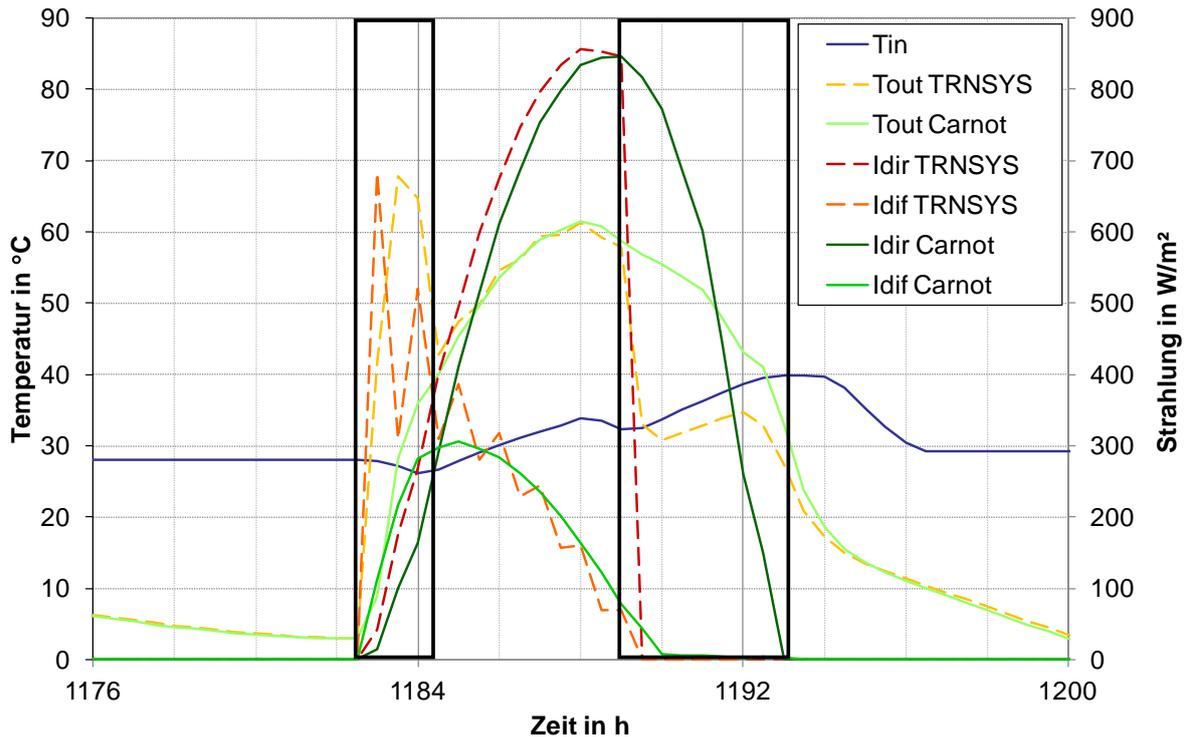


Abb. 99: Auswertung erste Simulation für den Zeitraum eines Tages mit Strahlungsprozessor in TRNSYS

Für die Simulation mit Strahlungswerten, die aus der Carnotsimulation ausgelesen und direkt an den „Type 301“ in TRNSYS weitergegeben wurden, ergaben sich sehr gute Übereinstimmungen (Abb. 100). Die Abweichung der Simulation mit Carnot im Jahresverlauf wurde als quadratische Abweichung zu den berechneten TRNSYS-Werten berechnet und prozentual ausgewertet. Die Simulation der Austrittstemperaturen in Carnot weicht um gut 1 % von den Ergebnissen in TRNSYS ab.

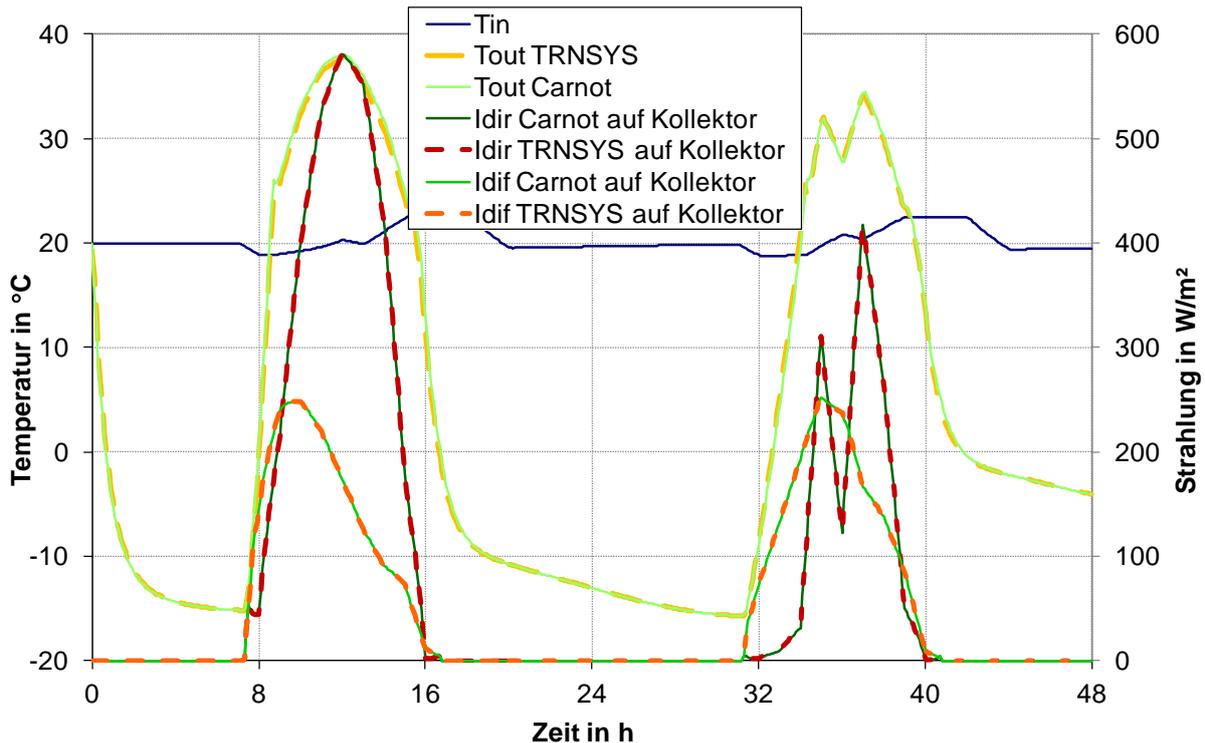


Abb. 100: Vergleich der Austrittstemperaturen des Kollektors für die Simulation über zwei Tage

Da die Simulationsergebnisse sehr gut übereinstimmen, kann davon ausgegangen werden, dass beide Modelle unter den gewählten Einstellungen reale Anlagen ähnlich genau abbilden können.

Etwas detaillierter erweist sich das TRNSYS-Modell bezüglich des Berechnungsansatzes der einfallenden Solarstrahlung („Smode“) und mehrerer Ansätze für die Berechnung des Quellterms $\dot{q}(\vartheta)$ in der Energiebilanz („Cmode“). Dies ermöglicht eine bessere Anpassung an spezielle Probleme. Das Carnot-Modell bietet dagegen mehrere Möglichkeiten die Eigenschaften der Abdeckmaterialien genauer abzubilden, indem einer der vier „collector optics“-Blöcke der Carnot-Bibliothek im Subsystem eingefügt wird. Ein weiterer Vorteil des Carnot-Modells ist die Unterteilung der Fließstrecke in Knoten, an welchen jeweils die Differentialgleichung gelöst wird. Bei großen Temperaturunterschieden zwischen der Eintritts- und der Austrittstemperatur des Wärmeträgerfluids an einem Kollektor oder einem seriell durchströmten Kollektorfeldes kann dies zu genaueren Ergebnissen für die Berechnung der Wärmeleistung bzw. der temperaturabhängigen Wärmeverluste führen. Dies wurde in dieser Arbeit jedoch nicht genauer untersucht.

Im Kollektormodell nach DIN EN 12975 [121] liegt der Unterschied zum Modell „collector_flat_plate“ darin, dass eine genaue Beschreibung der Kollektorabdeckung entfällt. Ein Variantenvergleich für Abdeckmaterialien ist damit nicht mehr

möglich. Liegt jedoch ein konkretes Kollektorfabrikat vor, kann direkt mit den im Kollektorentest ermittelten Parametern simuliert werden. Der Aufbau des Modells anhand normierter Parameter erleichtert hier die Ermittlung der Eingabewerte erheblich, wenn sie von einem vorliegenden Testbericht einer Kollektorprüfung entnommen werden können.

3.4.2.2 Pufferspeicher

Das Simulationsmodell muss folgende physikalische Vorgänge abbilden können:

- Enthalpieein-/austrag durch direkten Zu-/Abstrom \dot{Q}_{enth}
- Enthalpieein-/austrag durch Schichtbe-/entladung \dot{Q}_{enth}
- axiale Wärmeleitung innerhalb des Speichers
- Wärmeverluste an die Umgebung \dot{Q}_{verl}
- (Wärmequellen wie elektrische Heizer)
- (konvektive Wärmeübertragung durch Wärmeübertrager \dot{Q}_{hx})

3.4.2.2.1 Modellierung in TRNSYS

Für die Simulation solarer Nahwärmeversorgungen wird im Simulationsprogramm TRNSYS der Nicht-Standard „Type 340“ (Multiport Store Model) verwendet [24]. Dieser stellt ein Modell eines freistehenden Tages- oder Monatsspeicher dar.

Die Geometrie ist ein stehender Zylinder, dessen Ausmaße über Volumen und Höhe definiert werden. In diesem Speichermodell sind bis zu zehn direkte Anschlüsse als Zu- oder Abläufe an den Speicher („doubleports“) vorgesehen, die auch jeweils eine Schichtbeladung ermöglichen, außerdem vier interne Wärmeübertrager und zwei elektrische Zusatzheizer. Die Lage der Einbauten wird relativ zur Speicherhöhe vom Nutzer angegeben. Die Wärmeübertrager können als integrierte Wärmeübertrager oder als Mantelwärmeübertrager abgebildet werden.

Das Wärmeträgerfluid im Speicher wird durch die Angabe der spezifischen Wärmekapazität und der Dichte bestimmt. Die Werte können nur als Skalar vorgegeben werden und müssen damit für die zu erwartende mittleren Temperaturen und den mittleren Druck im Speicher gewählt werden.

Für die Bilanzierung der Wärmeleitung im Speicher wird eine effektive Wärmeleitfähigkeit angegeben, Wärmeverlusten können separat für Oberseite, Unterseite

und bis zu vier in der Höhe variable Mantelsegmente definiert werden. Numerisch wird in „Type 340“ eine eindimensionale Finite-Volumen-Methode (FVM) angewandt, die Zahl der Bilanzvolumen wird dabei durch die Vorgabe der Knotenzahl definiert.

Zur Auswertung des Temperaturverlaufs im Speicher werden vom Nutzer fünf Messpunkte angegeben, deren Höhenlage im Speicher zusätzlich definiert wird. Die Temperaturen aller Abströme, die Austrittstemperaturen der Wärmeübertrager und deren Massenströme werden von „Type 340“ ausgegeben. Bilanzierte Wärmeströme sind: Gesamtwärmeverluste an die Umgebung, Verluste nur durch Speicherboden, Verluste nur durch Speicherdecke, Verluste durch die einzelnen Mantelsegmente, Leistungsein-/austrag durch Zu-/Abläufe, Wärmestrom durch Wärmeübertrager. Für die einzelnen Wärmeübertrager werden noch zusätzlich die Änderungen der inneren Energie, die gespeicherte Energie und die Wärmeverluste an die Umgebung bei einem Mantelwärmeübertrager ausgegeben.

Für weitere Informationen zu „Type 340“ mit einer vollständigen Übersicht aller Eingabegrößen (Parameter und variable Eingabegrößen) sei auf [24] verwiesen. Randbedingungen bei der Simulation des Pufferspeichers waren die Vorgabe eines Wärmeverbrauchers (beispielsweise Frischwasserzufuhr) und einer Wärmequelle (beispielsweise Wärme aus dem Kollektorkreislauf). Der Anschluss der Rohrleitung des Wärmeverbrauchers erfolgte im unteren Bereich des Pufferspeichers, der Massenstrom wurde als konstant und mit konstanter Temperatur angenommen. Die Wärmequelle wurde mit einem konstanten Massenstrom und variabler Temperatur (Ausgabegrößen aus der Simulation des Kollektors) als Schichtbeladung des Speichers vorgegeben. Die Austrittstemperatur des Kollektors wurde über eine Datei eingelesen und dient als Eingabegröße für den Pufferspeicher („Type 340“).

3.4.2.2 Modellierung in Carnot

Ein zum TRNSYS „Type 340“ äquivalenter Bibliotheks-Block im Simulationsprogramm Carnot stellt der Speicher „storage_multiport“ dar. Als Geometrie kann ein stehender oder liegender Zylinder gewählt werden, dieser wird durch Volumen und Durchmesser definiert. Es sind bis zu zehn Eingänge für den Speicher vorgesehen, die Zahl der Eingänge wird im Subsystem durch die Parameter des Blocks „multiport_storage“ gewählt. Die Art der Bauteile, die in den Speicher integriert sind und die Einbauhöhe von Zu- und Ablauf relativ zur Speicherhöhe, können ebenfalls im Subsystem geändert werden. Im Standard-Bibliotheksblock sind vier Eingänge gewählt, die als ein direkter Anschluss, zwei Wärmeübertrager und eine Schichtbeladung ausgeführt sind. Durch das Austauschen der Subblöcke kann der Puffer-

speicher mit seinen Bauteilen durch den Nutzer an ein spezielles Problem angepasst werden. Die Carnot-Bibliothek stellt dafür folgende Standard-Bauteile zur Verfügung: direkter Anschluss („pipe connection to store“), Schichtbeladung („stratified charging pipe connection to store“), Wärmeübertrager nach EN12977 [122] („heat exchanger EN12977“), Glattrohrwärmeübertrager „Standard“ oder als Schichtbeladung („smooth tube heat exchanger oder stratified charging smooth tube heat exchanger“), Rippenrohrwärmeübertrager „Standard“ oder als Schichtbeladung („finned tube heat exchanger oder stratified charging finned tube heat exchanger“) und elektrische Zusatzheizung („electric heating“).

An alle internen Bauteile werden THV übergeben und damit das Wärmeträgerfluid vollständig definiert, dabei werden Werte wie Dichte und Wärmekapazität zu jedem Zeitschritt abhängig von Druck und Temperatur aktualisiert.

Um Wärmeverluste an die Umgebung zu bilanzieren wird die Umgebungstemperatur an den Block „storage_multiport“ übergeben. Wärmeübergangskoeffizienten werden für die Mantelfläche und ein gemeinsamer Koeffizient für Boden- und Deckfläche des Speichers angegeben. Der Wärmestrom aufgrund von Wärmeleitung innerhalb des Speichers wird durch eine zu definierende effektive Wärmeleitfähigkeit λ_{eff} berechnet, eine Berechnungsvorschrift dafür gibt es in [36]. Als Anfangsbedingung wird die Initialtemperatur der Speicherelemente als skalarer oder vektorieller Wert vorgegeben.

Auch in Carnot wird das Modell des Pufferspeichers numerisch mit einer ein-dimensionalen Finite-Volumen-Methode gelöst. Die Anzahl der Knoten, also der Volumenelemente wird durch den Nutzer definiert, diese werden äquidistant über die Speicherhöhe angeordnet.

Um die Simulationsergebnisse der beiden Programme vergleichen zu können, werden in Carnot dieselben Zuläufe an den Pufferspeicher vorgegeben wie in TRNSYS. Am Eingang „pipe_in_strat“ werden die Temperatur und der Massenstrom aus der Simulation des Kollektors und am Eingang „pipe_in“ der Verbraucher mit konstanter Temperatur und Massenstrom vorgegeben, siehe Abb. 101.

Ausgeben lassen sich alle THV am Austritt des Pufferspeichers und die Temperaturen des Pufferspeichers an wählbaren Messpunkten. Im Subsystem des Modells können außerdem der Wärmeein-/austrag über die Zu-/Abflüsse und die Energie im Speicher durch das Setzen entsprechender Ausgabeblöcke ausgewertet werden.

3.4.2.2.3 Vergleich der Simulationsergebnisse

Um die Temperaturen im Tagesverlauf zu simulieren, wurden die berechneten Austrittstemperaturen des Kollektors als Vorlauftemperatur der Quelle verwendet. Die Berechnung erfolgte ungeregelt, weshalb im Speicher teilweise Temperaturen unter $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ auftraten, dies wird in der Realität durch eine geeignete Regelung vermieden. Dennoch können durch diesen einfachen Simulationsaufbau die Pufferspeichermodule der beiden Programme verglichen werden. Dazu wurden die Austrittstemperaturen von Verbraucher und Wärmequelle sowie die Temperaturen im Speicher an drei Messpunkten („Tnode“) auf der Höhe $0,25 \cdot H_S / 0,5 \cdot H_S / 0,75 \cdot H_S$ innerhalb des Speichers ausgewertet. Die Temperatur am Speicherboden ($0 \cdot H_S$) entspricht der Verbrauchereintrittstemperatur, die Temperatur an der Speicherobenseite (H_S) entspricht der Verbraucheraustrittstemperatur, siehe Abb. 102.

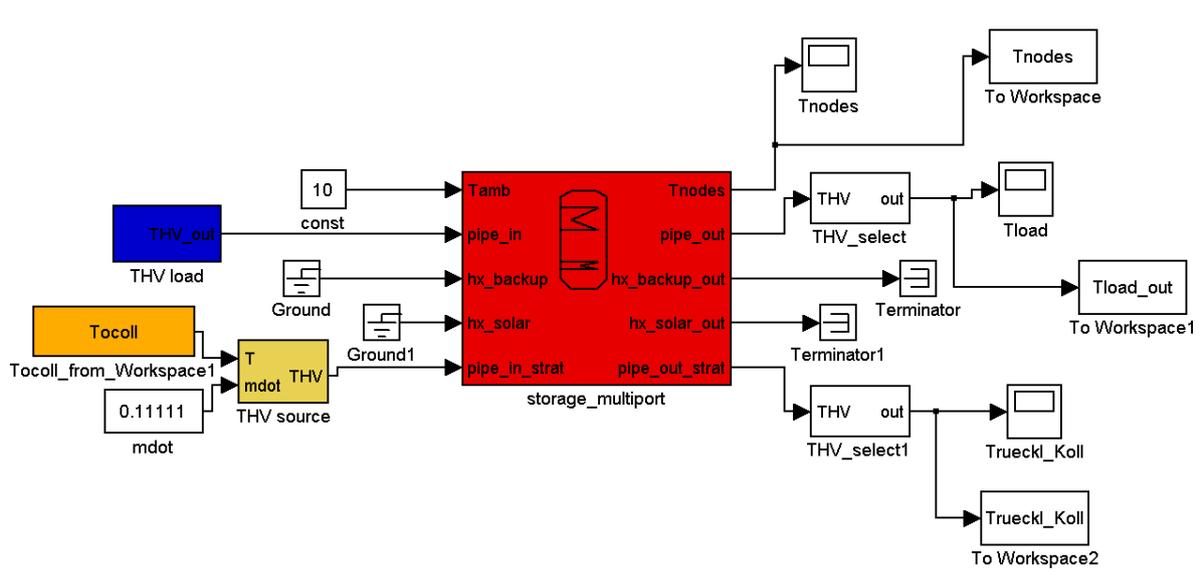


Abb. 101: Aufbau der Simulation des Pufferspeichers in Carnot

Der Vergleich der quadratischen Abweichung aller Temperaturen zeigt nur minimale Unterschiede um 1 %, was sich mit numerischer Ungenauigkeit erklären lässt. Damit stimmen die Simulationsergebnisse nahezu vollständig überein. Das Modell in TRNSYS hat den Vorteil, dass variable Wärmeübergangskoeffizienten für Mantel-segmente definiert werden können. Die eingebauten Wärmeübertrager in TRNSYS werden numerisch mit mehreren Knoten abgebildet und bei der Bilanz eines Speichervolumenelements berücksichtigt. Die Vorteile des Carnot-Modells liegen in seinem modularen Aufbau und den unterschiedlichen Subsystemen für die speicher-interne Wärmeübertrager in der Bibliothek hinterlegt sind.

Insgesamt kann gesagt werden, dass das Carnot-Modell in nahezu vollständig mit dem TRNSYS-Modell vergleichbar ist und zufriedenstellende Ergebnisse liefert.

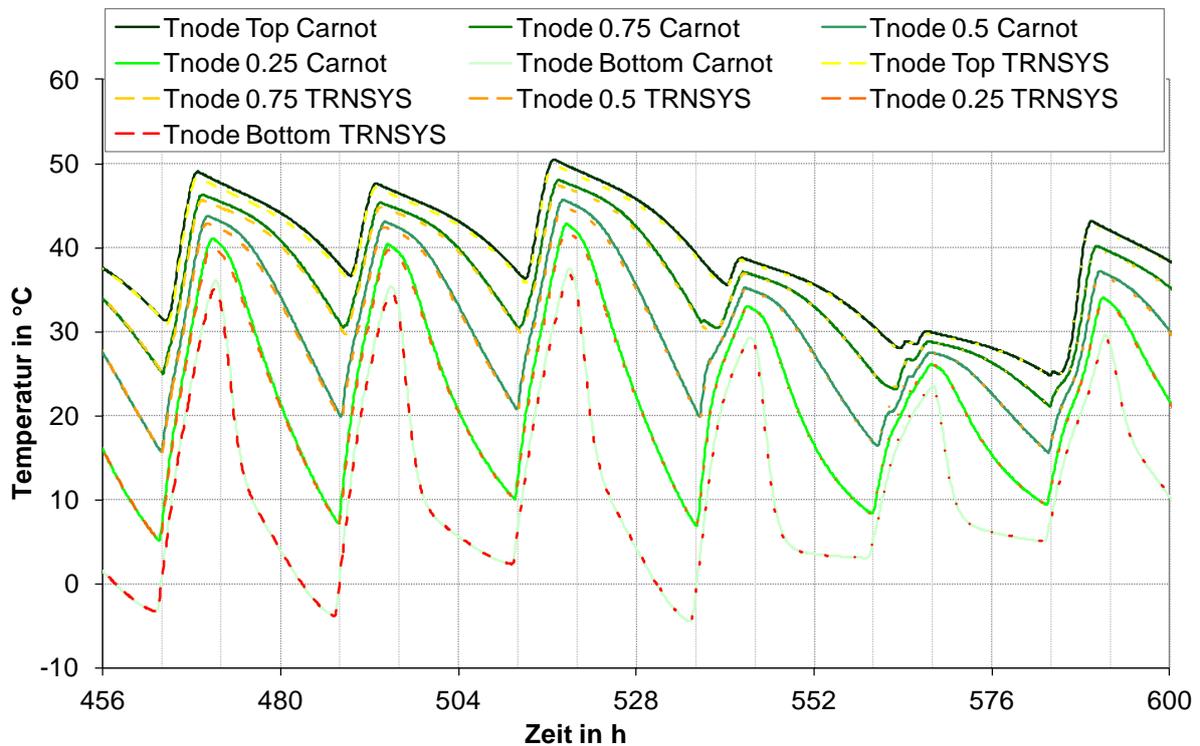


Abb. 102: Simulierter Temperaturverlauf im Pufferspeicher abhängig von der Speicherhöhe

3.4.2.3 Langzeit-Wärmespeicher

Für die Simulation solarer Nahwärmeversorgungen mit saisonaler Wärmespeicherung werden Modelle der Speichertypen Warmwasser-Wärmespeicher, Kies/Wasser-Wärmespeicher, Aquifer-Wärmespeicher und Erdsonden-Wärmespeicher benötigt. Während für TRNSYS für alle vier Speichertypen (zum Teil mehrere) Modelle verfügbar sind, stellt die Carnot-Bibliothek explizit als Modelle für Langzeit-Wärmespeicher nur zwei Blöcke zur Verfügung: dreidimensionale Speichermodelle für Erdkollektoren und ein Modell einer U-Rohr-Erdwärmesonde. Für die Modellierung von erdvergrabenen Warmwasser-Wärmespeichern fehlen Modelle, die die Änderungen der umgebenden Erdreichtemperatur berechnen. Zusätzlich dazu fehlt für einen Kies/Wasser-Wärmespeicher die Möglichkeit das Speichermedium als Feststoff-Wasser-Gemisch mit entsprechenden Stoffeigenschaften zu berücksichtigen. Ein Modell für einen Aquifer-Wärmespeicher ist in der Standardbibliothek von Carnot nicht enthalten. Der Vergleich zwischen TRNSYS und Carnot konnte somit nur am Modell für Erdsonden-Wärmespeicher erfolgen.

3.4.2.3.1 Modellierung in TRNSYS

Das „Superposition Borehole Model“ (SBM, Nicht-Standard „Type 346“) sowie das „Duct Ground Heat Storage Model“ (DST, „Type 557“ der TESS Library) sind Modelle eines Erdsonden-Wärmespeichers, die für die Simulation solarer Nahwärmeversorgungen eingesetzt werden. Da das „DST“-Modell [40] etwas besser zu dem einfacheren Modell einer Erdwärmesonde in Carnot passt, wurde dies für den Vergleich genutzt.

Im „DST“-Modell wird die angegebene Zahl der Erdwärmesonden gleichmäßig über das Speichervolumen verteilt. Bei der Berechnung der Speichertemperatur wird die Wechselwirkung der Sonden untereinander berücksichtigt. Dies wird durch die Berechnung der Temperatur als Superposition ermöglicht. Dabei ist der berechnete Wert die Summe einer stationären Lösung über den gesamten Speicher, einer globalen Lösung für den Einzugsbereich einer Sonde und der lokalen Lösung des nächstgelegenen Knotens der Sondenfließstrecke [40]. Die stationäre Lösung wird analytisch bestimmt, die globale und lokale Differentialgleichung wird mit Hilfe einer Finiten-Differenzen-Methode in der Simulation gelöst. Dafür wird ein zweidimensionales rechteckiges Netz über den Speicher gelegt. Dieser wird durch die Sonden in Unterregionen gegliedert, für die jeweils eine lokale Lösung berechnet wird. Für jede Sonde und den gesamten Speicher wird angenommen, dass eine zylindrische Symmetrie vorliegt.

Die allgemeine Energiebilanz für jeden Gitterpunkt der globalen Lösung lautet:

$$C \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \dot{q}_{stat} + \dot{q}_l \quad (118)$$

Hierbei werden die Wärmeströme der stationären Lösung \dot{q}_{stat} und der lokalen Lösung \dot{q}_l der globalen Lösung überlagert. Eine detaillierte Herleitung ist in [40] gegeben. Zu beachten ist dabei, dass \dot{q}_{stat} über sehr lange Zeiträume berechnet wird und proportional zur Temperaturdifferenz der mittleren Speichertemperatur und der aktuellen Temperatur am Gitterpunkt ist. \dot{q}_{stat} stellt das Langzeitverhalten des Speichers dar und wird je nach Bodenart auf einer Zeitskala von Wochen berechnet. Dagegen stellt der Quell-/Senkterm der lokalen Lösung kurzzeitige Effekte dar, die im Nahbereich der Sonde für einen kurzen Zeitraum die Lösung dominieren. Dimensionslose Verhältnisse von t/r für den Einflussbereich der lokalen Lösung finden sich in [40].

Für das „DST“-Modell in TRNSYS werden vom Nutzer die geometrischen Parameter Speichervolumen, die Zahl der Erdwärmesonden, Bohrlochradius und -tiefe angegeben. Zusätzlich kann angegeben werden wie viele Erdwärmesonden seriell verschaltet werden sollen und ob eine Dämmung im oberen Bereich der Sonden berücksichtigt werden soll. Auf der gesamten Speicheroberseite kann eine Dämmung spezifiziert werden. Das Wärmeträgerfluid definiert sich über Temperatur, Massenstrom, einem Wert für die (mittlere) spezifische Wärmekapazität und einem Wert für die (mittlere) Dichte. Es können verschiedene Schichten (Dämmung und Boden) mit jeweils entsprechender Höhe, volumetrischer Wärmekapazität und Wärmeleitfähigkeit definiert werden. Als Anfangs- und Randbedingungen werden die Temperaturen der (Boden)schichten und des Speicherrands mit thermischem Gradient sowie an der Erdoberfläche vorgegeben. Für die Energiebilanz müssen der Wärmeübergangswiderstand des Fluids an das Speichermaterial sowie zwischen den beiden Rohren der Sonde angegeben werden. Für die Simulation mit dem „DST“-Modell werden diese durch das Programm „Earth Energy Designer“ (EED.exe) [39] berechnet.

Für das Speichermodell wurden zwei Simulationen durchgeführt, mit konstanten Eingangstemperaturen des Wärmeträgerfluids um stationäre Verhältnisse abzubilden und mit zeitlichen variablen Eingangstemperaturen des Wärmeträgerfluids. Dafür wurden die Ausgangstemperaturen aus der Simulation des Pufferspeichermodells genutzt. Die Umgebungstemperatur wurde aus Wetterdaten vorgegeben.

3.4.2.3.2 Modellierung in Carnot

Als einziges Modell eines Langzeit-Wärmespeichers kann die U-Rohr-Erdwärmesonde („ground_storage_U-tube“) für einen Erdsonden-Wärmespeicher mit den entsprechenden Types in TRNSYS verglichen werden. Allgemein muss zu diesem Bibliotheksblock gesagt werden, dass dieser nur ein U-Rohr abbildet und die Kopplung am Rand des geometrischen Einflussbereichs auf benachbarte Erdwärmesonden nicht abbildet. Somit können mit diesem Modell nur Speicher simuliert werden, deren Bohrlöcher so weit voneinander entfernt sind, dass die Randtemperatur keinen Einfluss auf die benachbarte Sonde hat (ungestörte Randbedingung, Abb. 103). Dies ist bei Erdsonden-Wärmespeichern nicht der Fall.

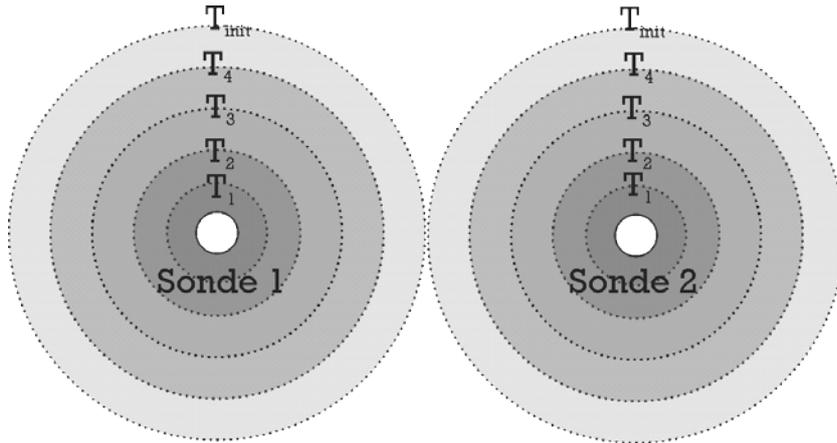


Abb. 103: Erdwärmesondenmodell mit ungestörter Randbedingung (Dirichlet-RB)

Modifiziert man das bestehende Carnotmodell mit einer adiabaten Randbedingung, kann der Einfluss der Nachbarsonde berücksichtigt werden. Physikalisch sinnvolle Ergebnisse ergibt dies nur für parallel durchströmte Sonden im Speicherinneren, da der Speicherbereich einer Sonde somit denselben Temperaturverlauf aufweist wie der der benachbarten Sonde und die Annahme einer adiabaten Randbedingung zulässig ist.

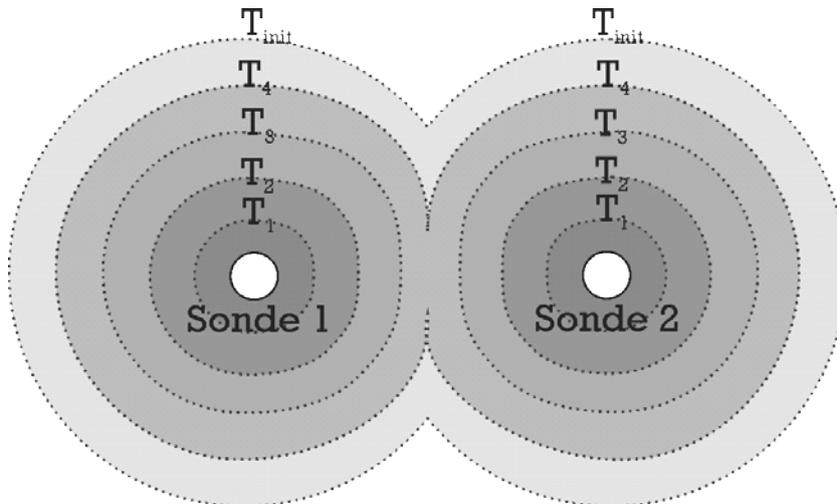


Abb. 104: Erdsondenmodell mit adiabater Randbedingung (Neumann-RB)

Das Speichermodell geht von einer achsensymmetrischen Geometrie aus, die zweidimensionale Energiebilanz des Speichers ist in Zylinderkoordinaten formuliert:

$$\rho_B \cdot c_{p,B} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \cdot \lambda_B \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + S \quad (119)$$

Dabei ist S der Quellterm, der den konvektiven Wärmestrom entlang des U-Rohrs beschreibt (die Wärmeleitung durch die Bohrlochverfüllung).

$$S = \left((U \cdot A)_R + \frac{4\lambda_{Bf}}{d_{Bf}} \right) \cdot \frac{(T_f - T)}{dV} \quad (120)$$

Die Temperatur des Wärmeträgerfluides berechnet sich für jedes Rohrelement durch die Bilanzierung des konvektiven Wärmeübergangs mit der Annahme einer laminaren Strömung und laut [35] einer daraus resultierenden Nusselt-Zahl $Nu = 4$.

Damit ergibt sich für den Wärmeübergangskoeffizienten U

$$U = \frac{Nu \cdot \lambda_F}{d_R} \approx 30 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (121)$$

als im Modell fest implementierter, genäherter Wert. In [117] wird für eine laminare Rohrströmung mit konstanter Wärmestromdichte eine Nusselt-Zahl von $Nu = 4,364$ angenommen. Zudem kann bei Erdsonden-Wärmespeichern davon ausgegangen werden, dass eine laminare Rohrströmung (Re -Zahl < 2300) nicht immer vorliegt. Die Erdwärmesonde wird wie ein Wärmeübertrager betrachtet. Der Wärmeübergang aus dem Rohr an den benachbarten Knoten im Untergrund wird mit der folgenden differentiellen Bilanz beschrieben [37]:

$$\dot{m}_R \cdot c_{p,F} \cdot dT_F = U \cdot dA \cdot (T_{i,j} - T_F) \quad (122)$$

Substituiert man $(T_{i,j} - T_F)$ mit ϑ ergibt sich

$$\dot{m}_R \cdot c_{p,F} \cdot d\vartheta = U \cdot dA \cdot \vartheta \quad (123)$$

Löst man diese Differentialgleichung nach ϑ und integriert von ϑ_{ein} bis ϑ_{aus} folgt

$$\ln \left(\frac{\vartheta_{ein}}{\vartheta_{aus}} \right) = - \frac{U \cdot A}{\dot{m}_R \cdot c_{p,F}} \quad (124)$$

Lösen nach ϑ_{aus} ergibt

$$\vartheta_{aus} = \vartheta_{ein} \cdot e^{-\frac{U \cdot A}{\dot{m}_R \cdot c_{p,F}}} \quad (125)$$

Resubstitution mit $\vartheta = (T_{i,j} - T_F)$ und lösen nach der gesuchten Austrittstemperatur des Fluids im Rohr ergibt:

$$T_{F,aus} = T_{i,j,aus} + (T_{i,j} - T_F)_{ein} \cdot e^{-\frac{U \cdot A}{\dot{m}_R \cdot c_{p,F}}} \quad (126)$$

Für jeden Knoten innerhalb des Speichers wird die Energiebilanz mit der zweidimensionalen Finite-Differenzen-Methode differenziert und lautet:

$$\rho_B \cdot c_{p,B} \cdot \frac{\partial T_{i,j}}{\partial t} = \frac{\lambda_B}{\partial z^2} \cdot (T_{i,j+1} + T_{i,j-1} - 2T_{i,j}) + \frac{\lambda_B}{r \cdot \partial r^2} \cdot \left[\left(r + \frac{\partial r}{2} \right) \cdot (T_{i+1,j} - T_{i,j}) + \left(r - \frac{\partial r}{2} \right) \cdot (T_{i-1,j} - T_{i,j}) \right] \quad (127)$$

Die gesamte Speichergeometrie ist in ein dreidimensionales, zylindersymmetrisches Gitter unterteilt. Das Gitter ist zum Bohrloch hin in radialer Richtung feiner, da in diesem Bereich größere Temperaturdifferenzen zu erwarten sind, als in weiterer Entfernung vom Bohrloch. Vom Nutzer kann die Zahl der radialen und axialen Knoten gewählt werden. In tangentialer Richtung sind sechs Knoten fest implementiert [36]. Abb. 105 zeigt das numerische Gitter des Erdwärmesondenmodells in Carnot.

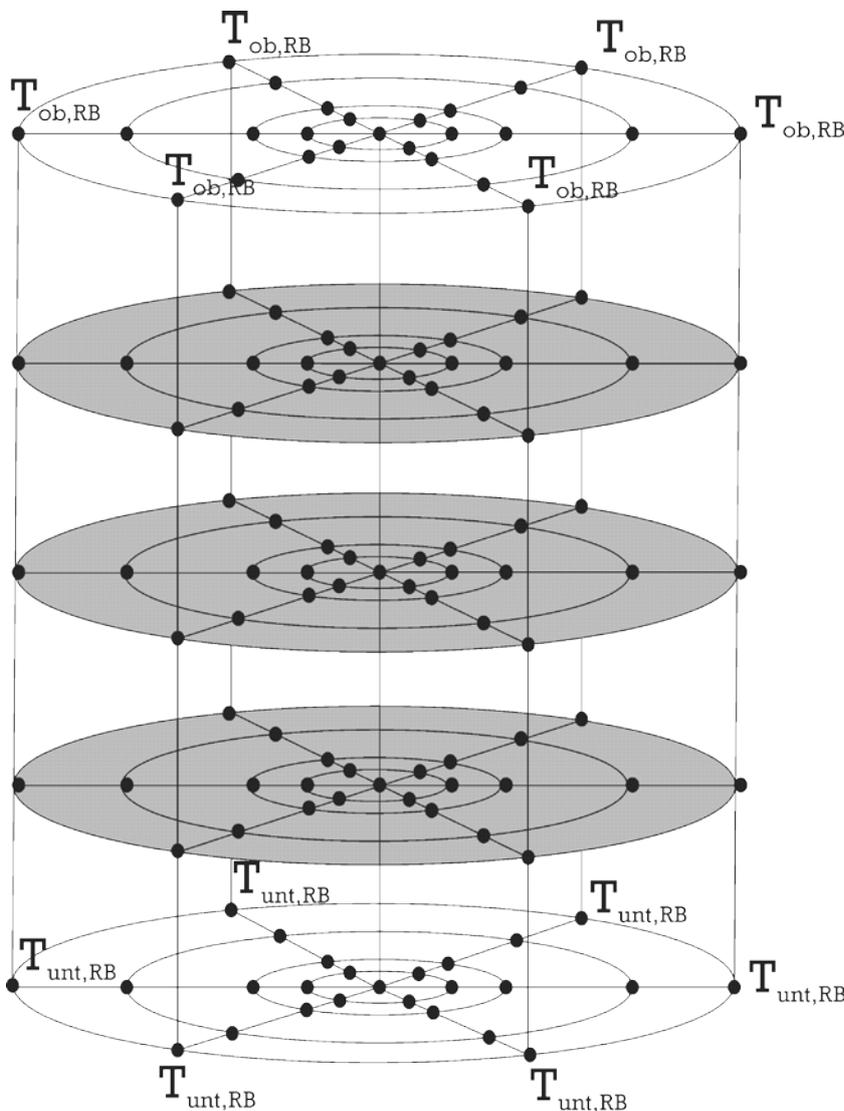


Abb. 105: Numerisches Gitter des Erdwärmesondenmodells in Carnot

Die Geometrie des abgebildeten Speichers kann mit Durchmesser und Tiefe der Speicherregion, Durchmesser und Tiefe des Bohrlochs und Durchmesser des Sondenrohrs definiert werden. Innerhalb des U-Rohrs wird der Druckverlust berechnet, dazu muss die Rohrrauigkeit definiert werden. Die Auswahl eines Bodentyps jeweils separat für den Untergrund sowie die Bohrlochverfüllung definiert die Materialeigenschaften des Speichers. Es sind vier Bodentypen (trockener Sand, wassergesättigter Sand, Lehm, wassergesättigter Lehm) und zusätzlich eine Art der Bohrlochverfüllung (Bentonit) wählbar, zu welchen Wärmekapazität und Wärmeleitfähigkeit hinterlegt sind. Eine Dämmung zwischen abwärts und aufwärts durchströmtem Rohr der Sonde wird nicht berücksichtigt. Jedoch kann im Subsystem des Blocks „ground_storage_U-tube“ das Oberflächenmodell genauer angepasst werden. Dazu stehen in der Carnot-Bibliothek mehrere Blöcke zur Verfügung, die den Wärmeverlust an der Speicheroberfläche als gedämmtes oder ungedämmtes Modell berechnen. Der Block „open surface model“ berechnet den Wärmeverlust wie folgt:

$$\dot{Q}_{\text{verl}} = (3 \cdot v_w + 5,6) \cdot (T_{\text{amb}} - T_B) \quad (128)$$

Ein Wärmegewinn berechnet sich als Produkt aus Solarstrahlung auf die Speicheroberfläche mal Albedo der Oberfläche. Die Albedo kann vom Nutzer angegeben werden. Der Block „isolated cover model“ berücksichtigt zusätzlich noch eine Dämmschicht mit einer durch den Nutzer anzugebenden Wärmeleitfähigkeit. Das Wärmeträgerfluid wird durch den Thermo-Hydraulik-Vektor am Eingang THV in dessen Block definiert. Zusätzliche Eingangsgröße des Blocks ist die Temperatur oberhalb und unterhalb des Speichers, die auch im zeitlichen Verlauf angegeben werden kann. Diese Temperaturen dienen als Dirichlet-Randbedingung für die Berechnung des Temperaturverlaufs innerhalb des Speichers. Die Berechnung zwischen den Randbedingungen erfolgt durch lineare Interpolation [36].

Für jeden Gitterpunkt wird im Modell die Temperatur berechnet, eine Ausgabe der Temperatur erfolgt jedoch nur an Messpunkten, deren Anzahl vom Nutzer angegeben wird. Dabei werden die Messpunkte äquidistant über die Speicherhöhe verteilt, wobei Punkt 1 die Temperaturen an der Speicheroberseite wiedergibt. Für jeden Messpunkt werden die Temperaturwerte in der Speichermitte, an der Stelle $r = 0.5 \cdot R_s$ und an der Stelle $r = R_s$ ausgegeben. Als weiterer Ausgabewert werden die Eigenschaften des Wärmeträgerfluids (THV) am Austritt des U-Rohrs bestimmt. Auch bei der Simulation in Carnot wurden zwei Varianten durchgeführt: stationäre Verhältnisse mit der Vorgabe konstanter Temperaturen und transiente Verhältnisse mit variablen Umgebungs- und Wärmeträgereingangstemperaturen.

3.4.2.3.3 Vergleich der Simulationsergebnisse

Bereits für eine vereinfachte Simulation mit konstanten Eingangstemperaturen für das Wärmeträgerfluid von 50 °C zeigen die Ergebnisse einen deutlichen Unterschied (Abb. 106). Während das Carnotmodell bereits nach ca. einem Monat den stationären Zustand im Speicher erreicht, steigen die Temperaturen im TRNSYS-Modell bis zum Ende des Simulationszeitraums von über zwei Jahren kontinuierlich an.

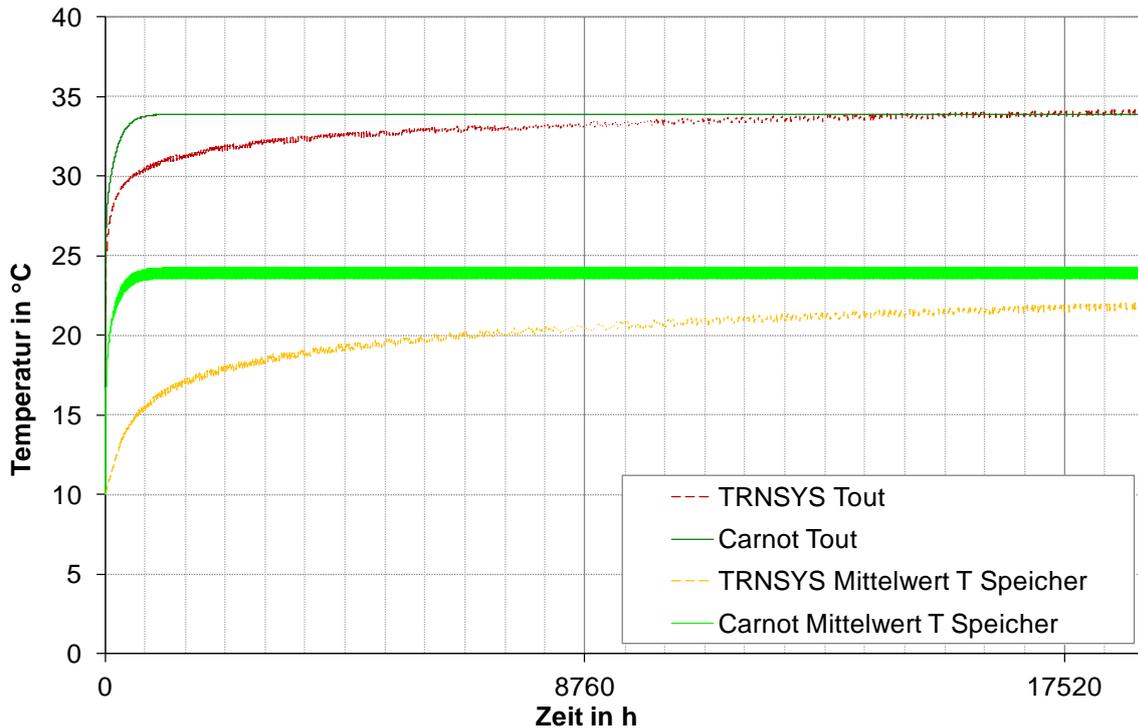


Abb. 106: Simulationsergebnisse für konstante Eingangstemperaturen des Wärmeträgerfluids von $\vartheta = 50$ °C

Werden variable Eingangstemperaturen vorgegeben (Abb. 107, blau), wird der Unterschied der Modelle noch deutlicher erkennbar. Während die Austrittstemperatur des Wärmeträgerfluids (Carnot: dunkelgrün, TRNSYS: rot) zu Beginn der Simulation noch gut übereinstimmen, nehmen die Unterschiede bei steigenden Eintrittstemperaturen zu. Die Abweichung des quadratischen Mittelwerts bezüglich der TRNSYS-Simulation beträgt 27 %.

Gravierende Differenzen zeigen sich in der Speichermitteltemperatur (Carnot: hellgrün, TRNSYS: gelb), die weder im Verlauf noch in der berechneten Temperatur übereinstimmen. Die Abweichung des quadratischen Mittelwerts beträgt hier 85 %. Allgemein lassen sich die Unterschiede durch die Modelle erklären: In TRNSYS sind die berechneten Temperaturen das Ergebnis der Superposition verschiedener

Temperaturen, die auf unterschiedlichen zeitlichen Skalen berechnet werden, so dominiert die Speichermitteltemperatur die stationäre Lösung des Modells. In Carnot dagegen wird eine einfache Wärmeleitungsgleichung im Finite-Differenzen-Verfahren gelöst. Zur zeitlichen Diskretisierung wird in [36] keine Angabe gemacht. Ergänzend muss erwähnt werden, dass die mittlere Speichertemperatur im TRNSYS-Modell berechnet wird nach

$$\bar{g}(t) = \frac{\dot{q}}{\pi \cdot C \cdot r_S^2} \cdot t \quad (129)$$

während diese in Carnot der einfache, arithmetische Mittelwert der berechneten Knotentemperaturen im Speicher darstellt.

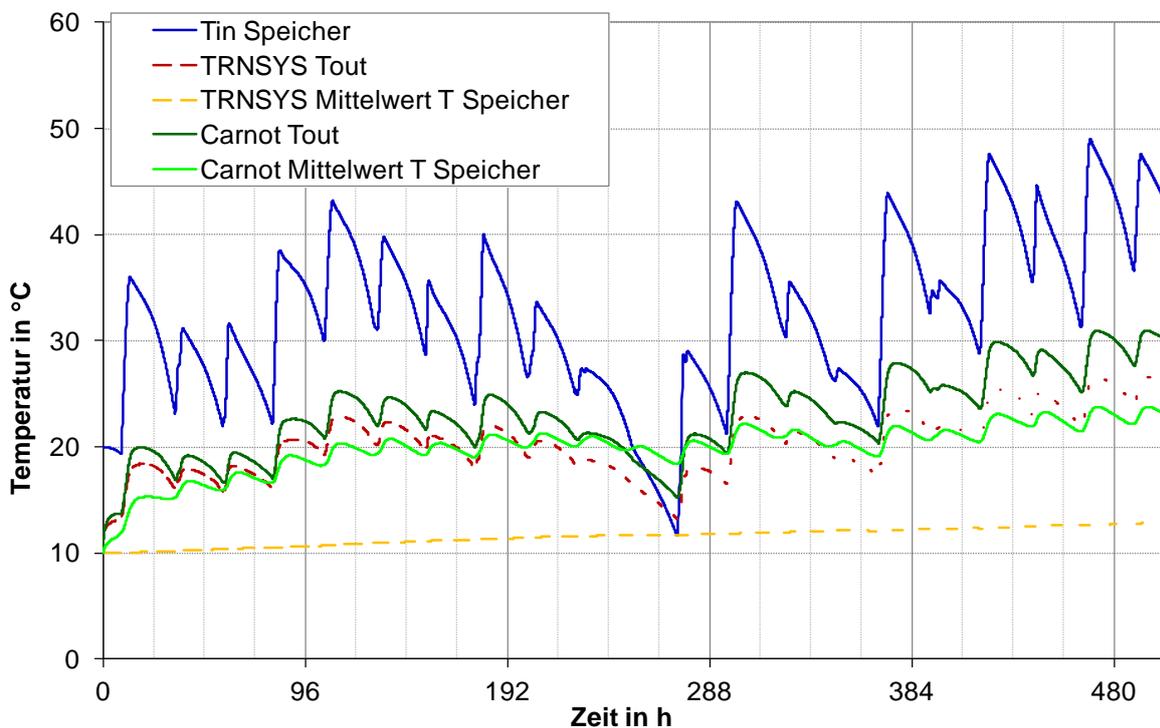


Abb. 107: Simulationsergebnisse für variable Eingangstemperaturen des Wärmeträgerfluids

Zusammenfassend ist zu sagen, dass das Carnotmodell bereits bei der Abbildung nur einer Erdwärmesonde keine zufriedenstellenden Ergebnisse liefert. Ein Vergleich mit weiteren Erdwärmesondenmodellen und Messungen an der Fachhochschule Nordwestschweiz bestätigt das mangelhafte Ergebnis des Carnotmodells [109]. Für die Simulation von Erdsonden-Wärmespeichern müssen zumindest die Wechselwirkungen mehrerer Sonden innerhalb des Speichers abgebildet werden können. Auch dies kann das Carnotmodell derzeit nicht.

3.4.2.4 Wärmeübertrager

Der Einbau von Wärmeübertragern in die Netze zur solaren Nahwärmeversorgung ermöglicht die Trennung verschiedener Teilkreise zueinander. Dies ist beispielsweise nötig, wenn unterschiedliche Wärmeträgerfluide eingesetzt werden, wie ein Wasser-Glykol-Gemisch im Kollektorkreis und Wasser als Medium im Pufferspeicher oder die hydraulische Trennung der Hausnetze vom Wärmeverteilnetz auf Wunsch des Betreibers der solaren Nahwärmeversorgung. Nach ihrer Durchströmungsform können Wärmeübertrager in Gleichstrom-, Gegenstrom- oder Kreuzstromwärmeübertrager eingeteilt werden. Für die Berechnung der Austrittstemperaturen der Wärmeträgermedien und des übertragenen Wärmestroms gibt es mehrere Ansätze. Allgemein gilt für einen Wärmeübertrager folgende Energiebilanz:

$$\frac{\partial Q_{hx}}{\partial t} = \dot{Q}_{ein} - \dot{Q}_{aus} - \dot{Q}_{verl} \quad (130)$$

Dabei lässt sich der Speicherterm $\frac{\partial Q_{hx}}{\partial t}$ wie folgt definieren:

$$\frac{\partial Q_{hx}}{\partial t} = m_{hx} \cdot c_{p,hx} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (131)$$

Bei stationärer Betrachtung entfällt der Speicherterm $\frac{\partial Q_{hx}}{\partial t} = 0$.

Die Wärmeverluste an die Umgebung berechnen sich zu:

$$\dot{Q}_{verl} = U_{verl} \cdot A_{hx,amb} \cdot (T - T_{amb}) \quad (132)$$

Die eintretenden und austretenden Wärmeströme berechnen sich mit zwei Fluiden zu

$$\dot{Q}_{ein} = \dot{m}_1 \cdot c_{p,1} \cdot \vartheta_{1,ein} + \dot{m}_2 \cdot c_{p,2} \cdot \vartheta_{2,ein} \quad (133)$$

und

$$\dot{Q}_{aus} = \dot{m}_1 \cdot c_{p,1} \cdot \vartheta_{1,aus} + \dot{m}_2 \cdot c_{p,2} \cdot \vartheta_{2,aus} \quad (134)$$

Wird der Wärmeübertrager als ein stationäres System ohne Wärmeverluste an die Umgebung betrachtet, kann der übertragene Wärmestrom näherungsweise analytisch berechnet werden. Der von einem wärmeren Medium abgegebene Wärmestrom ist gleich der von einem kälteren Medium aufgenommene Wärmestrom, also der übertragene Wärmestrom \dot{Q}_{hx} . Damit ist

$$\dot{Q}_{ein} = \dot{Q}_{aus} = \dot{Q}_{hx} \quad (135)$$

Mit dem Ansatz

$$\dot{Q}_{hx} = (U \cdot A)_{hx} \cdot \Delta \bar{T} \quad (136)$$

lässt sich mit Hilfe eines differentiellen Ansatz für die mittlere Temperaturdifferenz $\Delta \bar{T}$ und (133) bis (135) der übertragene Wärmestrom bei einem Gleichstromwärmeübertrager berechnen mit:

$$\dot{Q}_{hx} = (U \cdot A)_{hx} \cdot \frac{(\vartheta_{1,ein} - \vartheta_{2,ein}) - (\vartheta_{1,aus} - \vartheta_{2,aus})}{\ln \left(\frac{\vartheta_{1,ein} - \vartheta_{2,ein}}{\vartheta_{1,aus} - \vartheta_{2,aus}} \right)} \quad (137)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient U und die Wärmekapazität der Fluide werden dabei als konstant angenommen.

Alternativ zur erläuterten mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz kann der übertragene Wärmestrom \dot{Q}_{hx} auch bestimmt werden über die „Number of Transfer Units“ (NTU) Methode. Der übertragene Wärmestrom ist

$$\dot{Q}_{hx} = \varepsilon \cdot (\dot{m} \cdot c_p)_{\min} \cdot (T_{h,ein} - T_{k,ein}) \quad (138)$$

Bei $(\dot{m} \cdot c_p)_{\min}$ handelt es sich um den kleineren Wert des Wärmekapazitätsstroms der beiden Fluide.

Mit der Effektivität

$$\varepsilon = \frac{\text{tatsächlicher Wärmestrom}}{\text{max. möglicher Wärmestrom}} = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = f \left(NTU, \frac{(\dot{m} \cdot c_p)_{\min}}{(\dot{m} \cdot c_p)_{\max}} \right) \quad (139)$$

Der tatsächliche Wärmestrom berechnet sich aus dem vom heißen Fluid abgegebenen oder vom warmen Fluid aufgenommenen Wärmestrom:

$$\dot{Q} = (\dot{m} \cdot c_p)_h \cdot (T_{h,ein} - T_{h,aus}) \quad (140)$$

$$\dot{Q} = (\dot{m} \cdot c_p)_k \cdot (T_{k,ein} - T_{k,aus}) \quad (141)$$

Der maximal mögliche Wärmestrom berechnet sich aus der maximalen Temperaturdifferenz:

$$\dot{Q}_{\max} = (\dot{m} \cdot c_p)_{\min} \cdot (T_{h,ein} - T_{k,ein}) \quad (142)$$

Mit NTU

$$NTU = \frac{(U \cdot A)_{hx}}{(\dot{m} \cdot c_p)_{\min}} \quad (143)$$

und dem Verhältnis der Wärmekapazitätsströme $\frac{(\dot{m} \cdot c_p)_{\min}}{(\dot{m} \cdot c_p)_{\max}}$ lässt sich mit einem

Diagramm der Wert für die Effektivität ermitteln und mit (139) bis (141) der übertragene Wärmestrom bzw. die Austrittstemperaturen der Wärmeträgerfluide.

Für die numerische Berechnung werden für die Effektivität abhängig von der Durchströmungsform Funktionen hinterlegt [35]. Für einen Gleichstromwärmeübertrager gilt:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{\left(-NTU \cdot \left(1 + \frac{(\dot{m} \cdot c_p)_{\min}}{(\dot{m} \cdot c_p)_{\max}}\right)\right)}}{1 + \frac{(\dot{m} \cdot c_p)_{\min}}{(\dot{m} \cdot c_p)_{\max}}} \quad (144)$$

Für einen Gegenstromwärmeübertrager gilt:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{\left(-NTU \cdot \left(1 - \frac{(\dot{m} \cdot c_p)_{\min}}{(\dot{m} \cdot c_p)_{\max}}\right)\right)}}{1 + \frac{(\dot{m} \cdot c_p)_{\min}}{(\dot{m} \cdot c_p)_{\max}} \cdot \left\{ e^{\left(-NTU \cdot \left(1 - \frac{(\dot{m} \cdot c_p)_{\min}}{(\dot{m} \cdot c_p)_{\max}}\right)\right)} \right\}} \quad (145)$$

Für einen Kreuzstromwärmeübertrager gilt:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{(-NTU)}}{1 + \frac{(\dot{m} \cdot c_p)_{\min}}{(\dot{m} \cdot c_p)_{\max}} \cdot \left\{ 1 - 0.5 \cdot \left(1 + e^{\left(-NTU \cdot \left(1 - \frac{(\dot{m} \cdot c_p)_{\min}}{(\dot{m} \cdot c_p)_{\max}}\right)\right)} \right) \right\}} \quad (146)$$

3.4.2.4.1 Modellierung in TRNSYS

Der Standard „Type 5b“ wurde in TRNSYS verwendet, um einen Gegenstromwärmeübertrager abzubilden. In TRNSYS stehen jedoch noch weitere Wärmeübertragertypen zur Verfügung, die je nach Durchströmungsform vom Nutzer ausgewählt werden können. In diesen Modellen wird die Wärmekapazität des Bauteils und damit seine

Speicherfähigkeit, sowie Wärmeverluste an die Umgebung nicht bilanziert [50]. Der Wärmeübertrager wird damit als stationäres System ohne Wärmeverluste an die Umgebung betrachtet, dies entspricht einer Energiebilanz nach (135).

Die Dokumentation des Types in [50] macht keine Angaben zur Bilanz, die in der Simulation gelöst wird. Nach den anzugebenden Parametern kann darauf geschlossen werden, dass der übertragene Wärmestrom mit der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz nach (136) und (137) berechnet wird. Der Wärmeübertrager wird charakterisiert durch das Produkt aus Wärmeübergangskoeffizient und wärmeübertragender Fläche $(U \cdot A)_{hx}$. Die Fluide der kalten und heißen Seite werden definiert über die Angabe ihrer c_p -Werte und den jeweiligen Massenströmen als konstante Werte. Als Eingangstemperaturen wurden vorangegangene Simulationsergebnisse genutzt, für die warme Seite die Austrittstemperaturen des Kollektors, für die kalte Seite die Austrittstemperaturen des Pufferspeichers, die aus Dateien eingelesen wurden. Der Wärmeübertrager wurde ohne Regelung simuliert.

3.4.2.4.2 Modellierung in Carnot

Für die Simulation eines Wärmeübertragers steht in Carnot der Block „heat_exchanger“ zur Verfügung, ein allgemeines Modell für einen Wärmeübertrager mit verschiedenen Durchströmungsformen. Die übertragene Wärme wird mit der NTU-Methode berechnet [36].

Dabei berechnet sich NTU nach (143). Die dafür benötigte Wärmeübertragungsrate berechnet sich im Modell nach folgender Gleichung:

$$U \cdot A = (U \cdot A)_0 \cdot \frac{1}{2} \left[\left(\frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_{h,nom}} \right)^{n_h} + \left(\frac{\dot{m}_k}{\dot{m}_{k,nom}} \right)^{n_k} \right] \quad (147)$$

Zusätzlich bestimmt das Modell die Wärmeverluste an die Umgebung entsprechend Gleichung (132) und die Wärmespeicherung des Wärmeübertragers selbst. Durch die vorhandene Wärmekapazität des Bauteils wird für die Eingangstemperaturen eine Verzögerung berücksichtigt, die das Aufheizen des Materials abbilden soll. Dafür wird folgende Gleichung gelöst:

$$m_{hx} \cdot c_{p,hx} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = (T_{ein} - T) - (U \cdot A)_{verl} \cdot (T_{amb} - T) \quad (148)$$

Als Anfangsbedingung muss dafür eine Initialtemperatur des Wärmeübertragers angegeben werden. Zusätzlich wird der Druckverlust der Fluide bei der

Durchströmung des Wärmeübertragers mit einer empirischen Funktion zweiter Ordnung berechnet. Eingangparameter des Blocks sind die Umgebungstemperatur und der Thermo-Hydraulik-Vektor des kalten und heißen Wärmeträgerfluids. In der Simulation wurden konstante Werte für die Umgebungstemperatur und die Massenströme gewählt. Als Eingangstemperaturen wurden wie in der TRNSYS-Simulation vorangegangene Simulationsergebnisse genutzt. Um die Simulation an den TRNSYS-Type anzupassen wurden Umgebungsverluste und die Wärmekapazität des Wärmeübertragermaterials sowie eine variable Wärmeübertragungsrate nicht berücksichtigt. Die Simulation erfolgte mit konstantem Massenstrom und ungerichtet.

3.4.2.4.3 Vergleich der Simulationsergebnisse

Da die Simulation mit konstantem Massenstrom und ohne Regelung durchgeführt wurde, zeigen die Simulationsergebnisse Temperaturen kleiner 0 °C , was in Realität in einem Wärmeübertrager der mit Wasser als Wärmeträgerfluid durchströmt wird, nicht möglich ist. Dennoch zeigen diese Ergebnisse sehr gut das unterschiedliche Verhalten der Simulationsprogramme. Abb. 108 zeigt gute Übereinstimmungen der Simulationsergebnisse für Temperaturen größer 0 °C . Die Abweichungen für niedrigere Temperaturwerte in Carnot erklären sich durch das THV-Konzept des Programms. Der Aggregatzustand des Wärmeträgerfluids wird für jeden Zeitschritt bestimmt. Erstarrungsprozesse und damit verbunden ein Massenstrom von 0 kg/s wird in der Simulation berücksichtigt.

Betrachtet man alternativ eine Simulation in der die Temperaturen des heißen Fluids nie unter 20 °C abfallen, stimmen die Simulationsergebnisse nahezu vollständig überein (Abb. 109). Die prozentuale Abweichung des quadratischen Mittelwertes der Simulationsergebnisse in Carnot bezogen auf die Ergebnisse in TRNSYS beträgt $0,6\%$ (kaltes Fluid) bzw. $1,5\%$ (heißes Fluid).

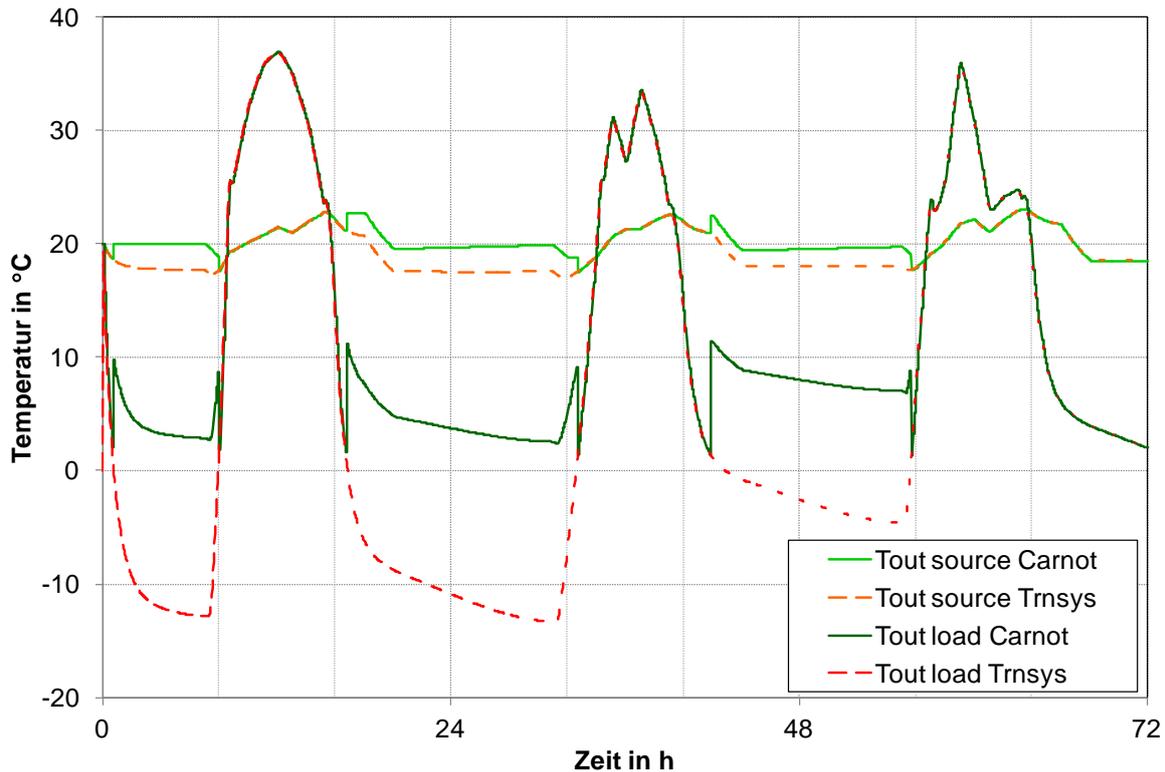


Abb. 108: Vergleich der Simulationsergebnisse des Wärmeübertragers, teils mit $\vartheta < 0 \text{ °C}$

Unter den gewählten Bedingungen zeigen die Simulationsergebnisse sehr gute Übereinstimmung. Dennoch ermöglicht das Modell des Wärmeübertragers in Carnot eine detailliertere Anpassung an reale Bedingungen, wie eine variable Wärmeübertragungsrate $(U \cdot A)_{hx}$, die Berechnung von Wärmeverlusten an die Umgebung und die Berücksichtigung der Wärmespeicherkapazität des Bauteils. Dies ist im einfacheren Wärmeübertragermodell in TRNSYS nicht berücksichtigt. Zudem ist die Berechnung des Wärmeübergangs mit der NTU-Methode komfortabler, da für alle Durchströmungsformen dasselbe Modell mit einem Parameter angepasst wird und nicht mehrere Bibliotheksblöcke nötig sind. Zur Dokumentation beider Modelle in [36] und [50] muss gesagt werden, dass diese nicht sehr ausführlich sind. Die Carnotdokumentation weist außerdem sehr viele Fehler auf, eine bessere Beschreibung der Bilanzierung gibt [35].

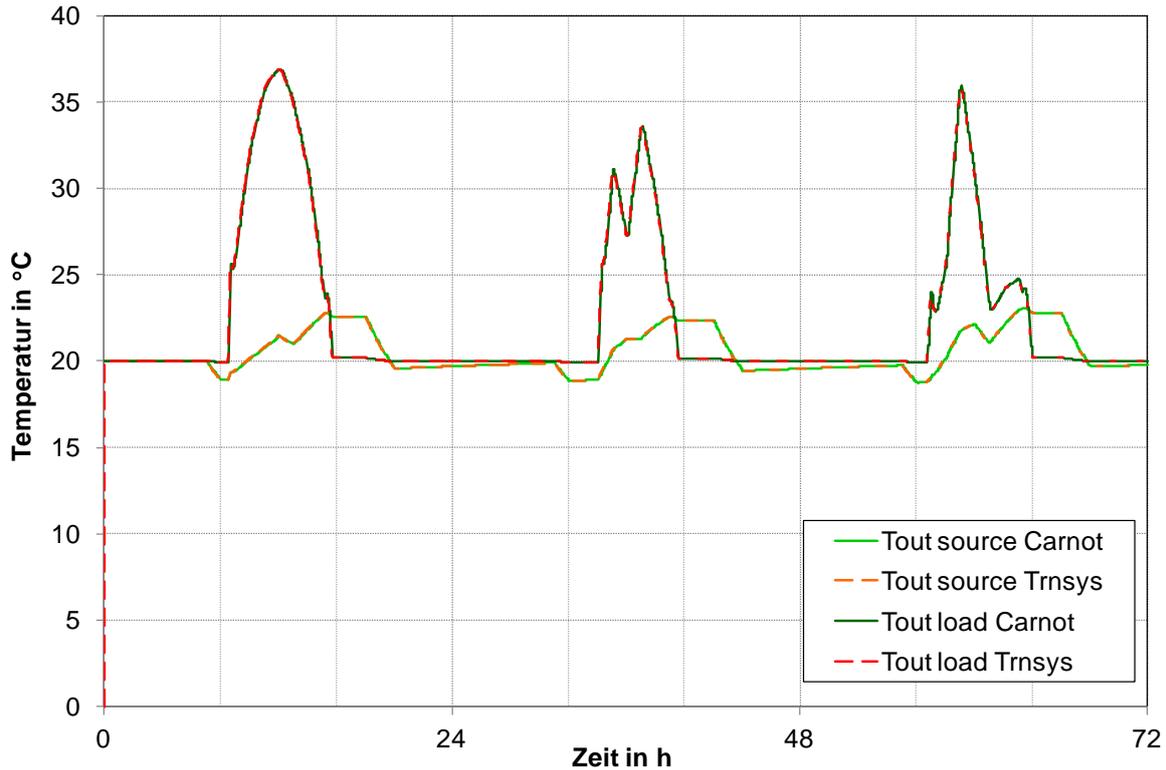


Abb. 109: Vergleich der Simulationsergebnisse des Wärmeübertragers mit $\vartheta > 20 \text{ °C}$

3.4.2.5 Wärmepumpe

In den realisierten Pilotanlagen der solaren Nahwärmeversorgungen mit Langzeit-Wärmespeicher wurden die Wärmepumpen entsprechend der geplanten Anwendung ausgelegt, Standardgeräte kommen nur selten zum Einsatz. In einer Simulation ist es damit besonders wichtig, dass die physikalischen Vorgänge der Wärmepumpe vollständig abgebildet werden und damit Varianten der einzelnen Bauteile berücksichtigt werden können.

3.4.2.5.1 Modellierung in TRNSYS

Die Wärmepumpen können in TRNSYS mit dem „Type 256“ [43] simuliert werden. Dabei handelt es sich um ein Modell, das den Wärmeübergang an Verdampfer und Kondensator, sowie den thermodynamischen Kreisprozess des Kältemittels abbildet. Es sind verschiedene Kältemittel wählbar, deren Stoffwerte über externe Dateien eingebunden werden müssen. Der Nutzer definiert die Überhitzung und Unterkühlung des Kältemittels im Kreisprozess. Das Wärmeübertragungsvermögen des Kondensators wird als konstanter Parameter vorgegeben, das des Verdampfers wird nach [43] abhängig von der übertragenen Wärmeleistung bestimmt durch

$$(k \cdot A)_{Vda} = C \cdot \dot{Q}_{Vda}^n \quad (149)$$

Über den thermischen Wirkungsgrad des Verdichters werden thermische Verluste an die Umgebung bilanziert. Zusätzlich können im „Type 256“ variable Hubvolumenströme und Leistungsstufen des Verdichters und eine Ölwanneheizung als weitere Wärmequelle abgebildet werden. Da dies im Bibliotheksmodell der Wärmepumpe in Carnot nicht umgesetzt ist, wurden Leistungsstufen und zusätzliche Wärmequellen in den Simulationen nicht berücksichtigt. Das Wärmepumpenmodell in „Type 256“ bildet Aus- und Einschaltverluste sowie Leistungsminderung aufgrund Vereisung des Verdampfers nicht ab.

Über das numerische Modell wird in der Dokumentation keine Angabe gemacht. Der Type ermöglicht die Ausgabe folgender Größen für Kondensator und Verdampfer: Wärmestrom, Austrittstemperatur und Massenstrom. Die elektrische Leistungsaufnahme und der Gütegrad des Verdichters können ausgewertet werden. Für das Kältemittel sind Massenstrom und die Temperaturen sowie Drücke bei der Verdampfung und Kondensation bekannt. Außerdem sind die spezifische Enthalpie und das Volumen des Kältemittels an bestimmten Punkten des Kreisprozesses bekannt. Für die gesamte Wärmepumpe wird die Leistungszahl ausgegeben.

3.4.2.5.2 Modellierung in Carnot

Als Modell einer Kompressionswärmepumpe stellt Carnot nur den Block „heat_pump“ zur Verfügung. Im Carnotmodell der Wärmepumpe wird damit der thermodynamische Prozess nicht abgebildet, die Heizleistung wird als Blackbox betrachtet. Laut Dokumentation [36] können Wasser-/Wasser-Wärmepumpen abgebildet werden sowie basierend auf dem Modell von Schwamberger [99] Luft-/Wasser-Wärmepumpen. Die Heizleistung der Wärmepumpe wird dabei mit einem zweidimensionalen, statischen Leistungsdiagramm bestimmt, siehe Abb. 110. Die Heizleistung \dot{Q}_{WP} ist dabei eine Funktion der Verdampfereintrittstemperatur (Quelltemperatur) $\vartheta_{Vda,ein}$ und der Kondensatoraustrittstemperatur (Vorlauftemperatur Wärmepumpe) $\vartheta_{Kond,aus}$ und wird folgendermaßen angenähert:

$$\dot{Q}_{WP} = k_1 \cdot \vartheta_{Vda,ein} + k_2 \cdot \vartheta_{Kond,aus} + k_3 \quad (150)$$

Die Parameter k_1 bis k_3 stellen dabei empirische Werte dar, die sich aus einem durch Messung von \dot{Q}_{WP} , $\vartheta_{Vda,ein}$ und $\vartheta_{Kond,aus}$ ermittelten Leistungsdiagramm bestimmen lassen, für eine detaillierte Beschreibung sei auf [99] verwiesen. Carnot bietet zur

Bestimmung der empirischen Parameter die Funktion „hp_param.m“ an. Für eine lineare Kennlinie ist die Angabe von zwei Datensätzen mit \dot{Q}_{WP} , $\vartheta_{Vda, ein}$ und $\vartheta_{Kond, aus}$ bei der höchsten und der niedrigsten Verdampfer Eintrittstemperatur aus dem bekannten Leistungsdiagramm notwendig. Die Anwendung des Wärmepumpenmodells hat gezeigt, dass sich die Qualität der Simulationsergebnisse durch das Berechnen der Parameter aus mehr als drei Datensätzen mit \dot{Q}_{WP} , $\vartheta_{Vda, ein}$ und $\vartheta_{Kond, aus}$ deutlich erhöht. Alternativ kann die Wärmeleistung der Wärmepumpe wie auch die Leistung des Verdichters mit Kennfeldern hinterlegt werden.

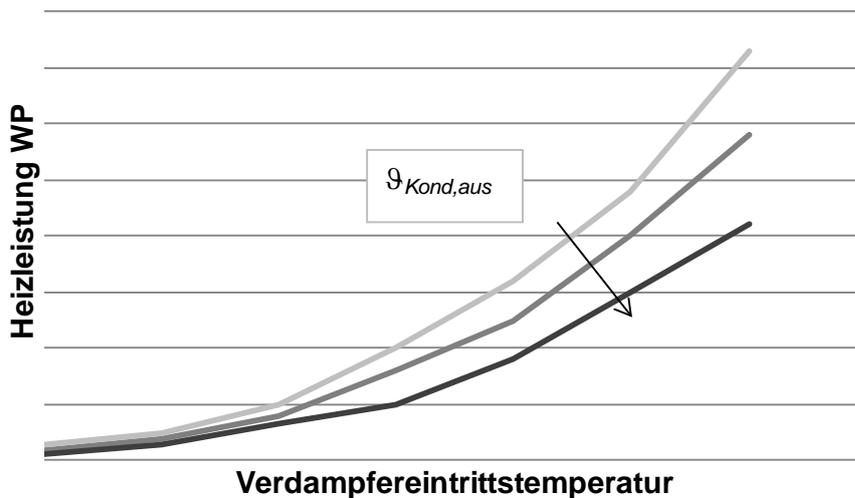


Abb. 110: Leistungsdiagramm des Wärmepumpenmodells in Carnot

Laut [1] können im Carnot-Modell der Wärmepumpe Wärmeverluste beim Ein- und Ausschalten sowie die Leistungsminderung aufgrund von Vereisung am Verdampfer durch ein halbempirisches Modell berücksichtigt werden. Damit entspricht dieses Wärmepumpenmodell dem „Type 401“ [110] in TRNSYS. Da dieses Wärmepumpenmodell aber nicht für die Simulation solarer Nahwärmeversorgungen verwendet wird, wurde das Wärmepumpenmodell aus Carnot mit dem „Type 256“ [43] verglichen und entsprechende Wärmeverluste nicht ausgewertet. Über das numerische Modell sind in der Dokumentation keine Angaben zu finden. Als Ausgabewerte stellt der Bibliotheksblock den Thermo-Hydraulik-Vektor am Kondensator- und Verdampferaustritt, die Heizleistung und die elektrische Leistungsaufnahme des Verdichters zur Verfügung.

3.4.2.5.3 Vergleich der Simulationsergebnisse

Für die Simulation in Carnot musste ein Leistungsdiagramm erstellt werden, das bei standardisierten Geräten in den Herstellerdaten angegeben wird, bei speziell angefertigten Wärmepumpen der solaren Nahwärmeversorgungen aber in der Regel nicht bekannt ist. Um dennoch die Modelle vergleichen zu können, wurden in TRNSYS stationäre Rechnungen unter Vorgabe der Verdampfeintrittstemperatur zwischen 5 °C und 30 °C durchgeführt und Wärmeleistung und Kondensatoraustrittstemperatur ausgelesen. Mit Hilfe der Funktion „hp_param.m“ und sechs Tripelpunkten konnten die Parameter k_1 , k_2 und k_3 bestimmt werden. Zusätzlich wurde die Leistungsaufnahme des Verdichters aus den stationären TRNSYS-Simulationen abhängig von Verdampfeintritts- und Kondensatoraustrittstemperatur ausgewertet und ein entsprechendes Kennfeld im Carnot-Modell hinterlegt.

Für die eigentliche Simulation wurden variable Verdampfer- und Kondensatoreintrittstemperaturen und konstante Massenströme vorgegeben. Mangels sinnvoller Ergebnisse aus der Simulation des Langzeit-Wärmespeichers wurden die Eintrittstemperaturen über fiktive Werte definiert. Dazu wurden Temperaturwerte zwischen 35 °C und 50 °C für die Kondensatoreintrittstemperatur und Werte zwischen 20 °C und 40 °C als Verdampfeintrittstemperaturen jeweils mit tageszeitlichen Schwankungen aufgeprägt.

Abb. 111 zeigt die berechneten Austrittstemperaturen für Kondensator und Verdampfer. Auffällig ist hier die deutlich stärker schwankende Kondensatoraustrittstemperatur der Carnotsimulation, die auch die Unterschiede in der simulierten Wärmeleistung in Abb. 112 erklärt. Diese Differenz zwischen den berechneten Heizleistungen zeigt die Ungenauigkeit eines Modells mit Leistungsdiagramm. Die berechnete elektrische Leistung über das hinterlegte Kennfeld für den Kompressor zeigt eine geringere Abweichung. Der quadratische Mittelwert der Wärmeleistung \dot{Q}_{WP} und die elektrische Leistungsaufnahme P_{el} in Carnot liegt fast 40 % bzw. 10 % unter den Ergebnissen von TRNSYS. Der quadratische Mittelwert der Kondensatoraustrittstemperaturen der Carnot-Simulation weicht um gut 16 %, der der Verdampferaustrittstemperaturen um gut 35 % von den TRNSYS-Werten ab. Zusammenfassend lässt sich sagen, dass das Carnot-Modell mit dem Leistungsdiagramm den Kreisprozess über weite Temperaturbereiche nicht exakt abbilden kann. Da die Simulation der Wärmepumpe besonders in solaren Nahwärmeversorgungen für die Auslegung und den speziellen Bau des Geräts entscheidend ist, ist das Carnot-Modell hier ungeeignet.

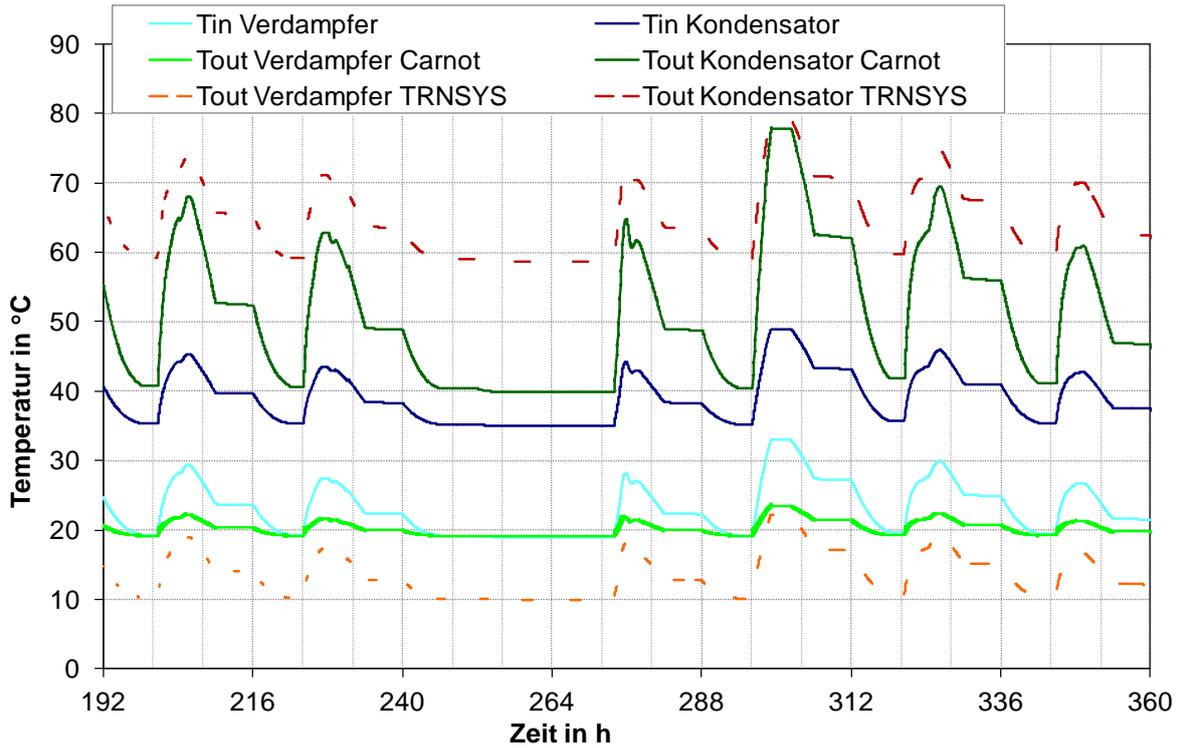


Abb. 111: Vergleich der Kondensator- und Verdampferaustrittstemperaturen beider Simulationen

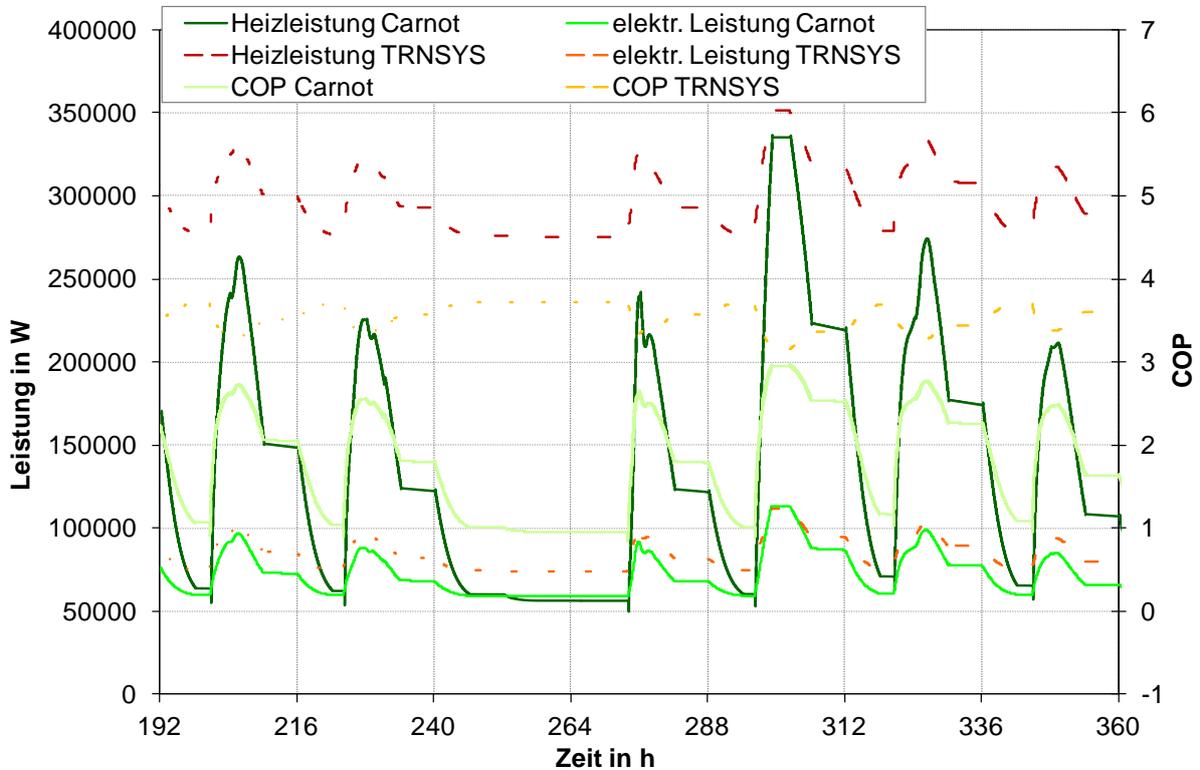


Abb. 112: Vergleich der Leistung und COP beider Simulationen

3.4.3 Vergleichende Simulation einer solaren Nahwärmeversorgung mit saisonalem Wärmespeicher

Das Zusammenwirken der Einzelkomponenten und deren Regelung in den beiden Simulationsprogrammen ist durch die Simulation einer Gesamtanlage verglichen worden. Da sich bei der Untersuchung der Wärmepumpe und der Langzeit-Wärmespeicher im Programm Carnot in Bezug auf die Ergebnisse aus TRNSYS große Abweichungen gezeigt haben, wurde die Gesamtanlage zunächst vereinfacht modelliert und entspricht in Art und Dimension dem Anlagenteil 1 in Crailsheim, siehe Abb. 113 markierter Bereich. Das Modell umfasst einen Kollektorkreis, der mit einem Wärmeübertrager die Wärme zur Beladung des Pufferspeichers über eine Schichtbeladeeinrichtung bereitstellt. Der Pufferspeicher speist den Vorwärmkreis, der das Nahwärmenetz mit Wärme versorgt, wobei der Vorlauf des Vorwärmkreises am höchsten Punkt des Pufferspeichers entnommen wird, der Rücklauf wird am Boden des Pufferspeichers direkt eingespeist.

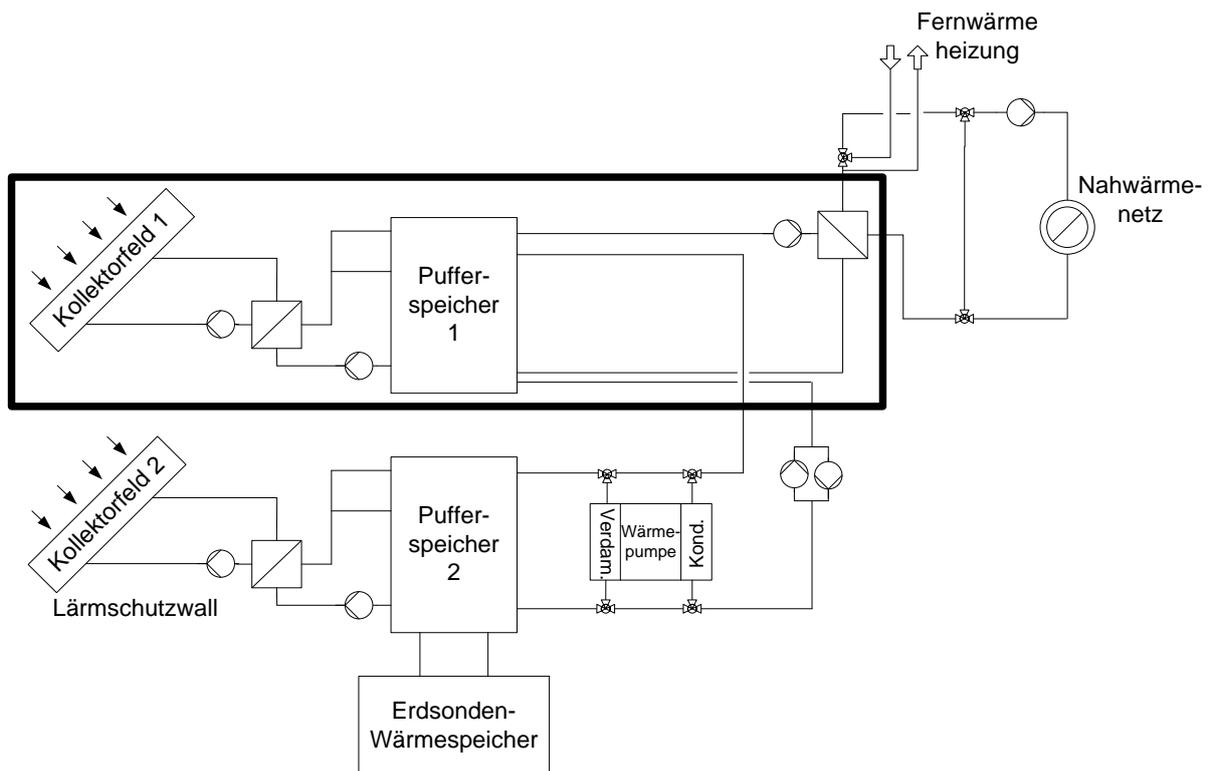


Abb. 113: Anlagenschema Crailsheim Anlagenteil 1 zur Simulation einer solaren Nahwärmeversorgung ohne Langzeit-Wärmespeicher

Die benötigte Heizleistung im Nahwärmenetz wird dabei mit Hilfe eines gemessenen Lastprofils mit Rücklauftemperatur und Massenstrom und einer definierten Netzvorlauftemperatur von 65 °C festgelegt. Um eine in TRNSYS fehleranfällige Regelung zu umgehen und die Vergleichbarkeit der Simulation zu ermöglichen, wird die an das Nahwärmenetz übertragene Wärmeleistung wie folgt berechnet:

$$\dot{Q}_{ist} = \dot{Q}_{Vrw} = \dot{m}_{Vrw} \cdot c_p \cdot (\vartheta_{Vrw,Vrl} - \vartheta_{Vrw,Rkl}) \quad (151)$$

Wobei die im Nahwärmenetz benötigte Wärmeleistung bestimmt wird durch:

$$\dot{Q}_{soll} = \dot{m}_{Nah} \cdot c_p \cdot (65 \text{ °C} - \vartheta_{Nah,Rkl}) \quad (152)$$

Durch eine in der Simulation nicht modellierte Regelung wird maximal \dot{Q}_{soll} an das Nahwärmenetz übertragen, damit lässt sich (151) mit (152) gleichsetzen:

$$\dot{Q}_{Vrw} = \dot{Q}_{soll} = \dot{m}_{Vrw} \cdot c_p \cdot (\vartheta_{Vrw,Vrl} - \vartheta_{Vrw,Rkl}) \quad (153)$$

Damit kann die Rücklauftemperatur im Vorwärmkreis wie folgt bestimmt werden:

$$\vartheta_{Vrw,Rkl} = \vartheta_{Vrw,Vrl} - \frac{\dot{Q}_{soll}}{\dot{m}_{Vrw} \cdot c_p} \quad (154)$$

Die Regelung des Massenstroms in der Simulation erfolgt über die Pumpenregelung, das Signal an die Pumpe ist „an“ oder „aus“. Um eindeutige Lösungen auch für $\dot{m}_{Vrw} = 0$ kg/h zu gewährleisten, wird die Rücklauftemperatur in TRNSYS bzw. Matlab / Simulink folgendermaßen definiert: Wenn die Pumpe „aus“ ist, wird $\vartheta_{Vrw,Rkl} = \vartheta_{Vrw,Vrl}$ gesetzt. Ist die Pumpe „an“ erfolgt die Berechnung der Rücklauftemperatur nach Gleichung (154).

Die Regelung der Pumpen erfolgt über ein vereinfachtes Regelkonzept für den Anlagenteil 1 in Crailsheim [25]. Ein Hystereseregler regelt den Vorwärmkreis, die beiden Regelgrößen sind die Temperatur im Pufferspeicher am höchsten Punkt (entspricht der Vorlauftemperatur des Vorwärmkreises) und die Rücklauftemperatur des Nahwärmenetzes. Der Vorwärmkreis wird betrieben, wenn die Vorlauftemperatur des Vorwärmkreises größer ist als die Netzurücklauftemperatur plus 6 Kelvin: $\vartheta_{Vrw,Vrl} - \vartheta_{Nah,Rkl} \geq 6 \text{ K}$. Die Pumpe schaltet aus, wenn die vom Vorwärmkreis gelieferte Temperatur kleiner ist als die Netzurücklauftemperatur plus 4 Kelvin: $\vartheta_{Vrw,Vrl} - \vartheta_{Nah,Rkl} \leq 4 \text{ K}$.

Auch die Beladung des Pufferspeichers wird über einen Hystereseregler geregelt, dabei sind die Regelgrößen die Temperatur am niedrigsten Punkt im Pufferspeicher (entspricht der Eintrittstemperatur des zu erwärmenden Fluids in den Wärmeübertrager des Kollektorkreises) und die Kollektorausstrittstemperatur. Der Pufferspeicher wird beladen, wenn die Austrittstemperatur des Kollektors größer ist als die Minimaltemperatur im Pufferspeicher plus 7 Kelvin ($\vartheta_{Koll,aus} - \vartheta_{S,min} \geq 7 \text{ K}$).

Die Pumpe schaltet aus, wenn die Austrittstemperatur des Kollektors kleiner ist als die Minimaltemperatur im Pufferspeicher plus 4 Kelvin ($\vartheta_{Koll,aus} - \vartheta_{S,min} \leq 4 \text{ K}$) oder wenn die Kollektorausstrittstemperatur größer als 99 °C ist, um das Verdampfen des Speichermediums im Pufferspeicher zu verhindern.

Der Kollektorkreis wird über die Regelgrößen Umgebungstemperatur und Globalstrahlung geregelt. Die Pumpe des Kollektorkreises schaltet bei Temperaturen kleiner als -15 °C und Strahlungswerten größer als 400 W/m² bzw. Temperaturen größer als 15 °C und Strahlungswerten größer als 180 W/m² ein, zwischen -15 °C und 15 °C werden die Strahlungswerte linear interpoliert. Die Pumpe schaltet bei einer Globalstrahlung kleiner 320 W/m² und Temperaturen kleiner -15 °C bzw. 100 W/m² und Temperaturen größer 15 °C ab, auch hier werden die Strahlungswerte zwischen -15 °C und 15 °C linear interpoliert.

Das Verhalten einer Anlage mit Langzeit-Wärmespeicher wurde durch die Erweiterung der solaren Nahwärmeversorgung ohne Langzeit-Wärmespeicher mit einem Modell für einen Erdsonden-Wärmespeicher simuliert, siehe Abb. 114. Dimensioniert wurden die Einzelkomponenten mit der Summe der Größen des Anlagenteils 1 und 2 der solar unterstützten Nahwärmeversorgung in Crailsheim, die Wärmepumpe wurde dabei nicht berücksichtigt.

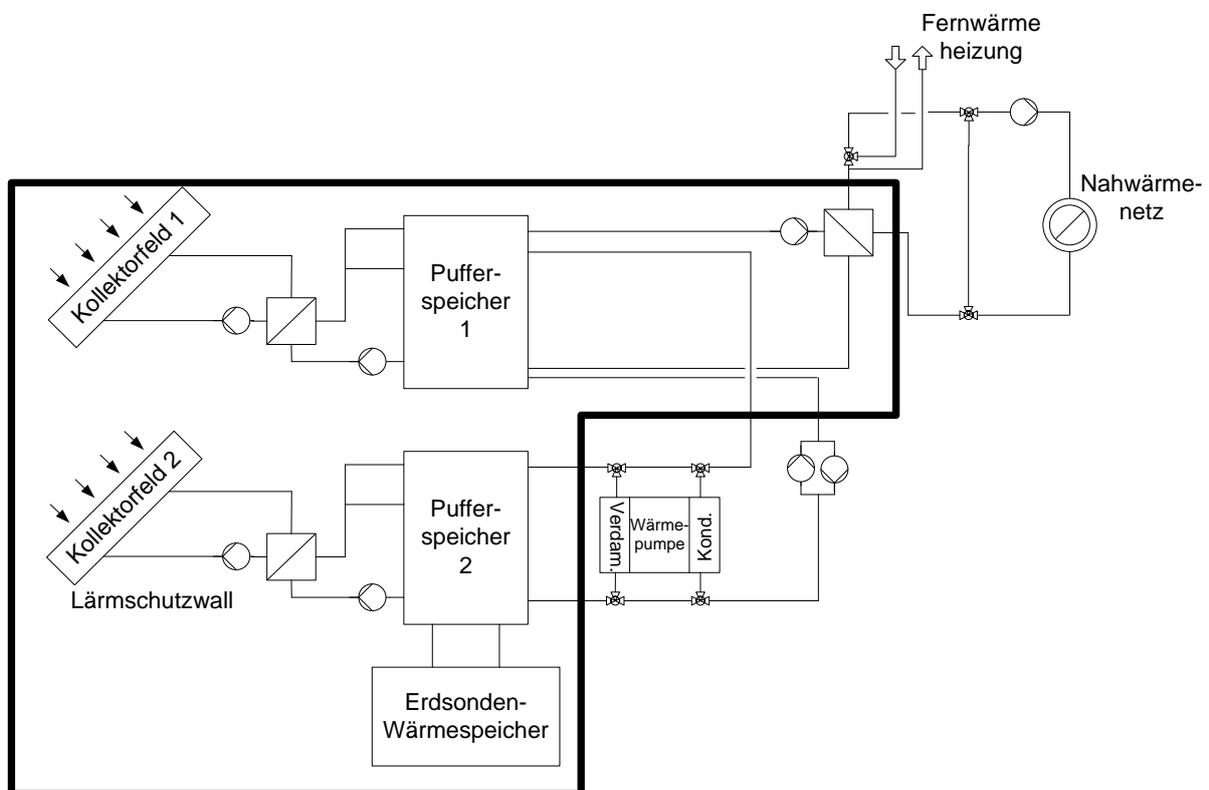


Abb. 114: Anlagenschema Crailsheim ohne Wärmepumpe zur Simulation einer solaren Nahwärmeversorgung mit Langzeit-Wärmespeicher

Das Wärmeträgerfluid für die Beladung des Langzeit-Wärmespeichers wird am höchsten Punkt des Pufferspeichers entnommen, der Rücklauf wird geschichtet in den Pufferspeicher eingespeist. Bei der Entladung des Langzeit-Wärmespeichers ist dies umgekehrt, das Fluid wird am Pufferspeicherboden entnommen und der Rücklauf wiederum geschichtet in den Pufferspeicher eingebracht. Der Langzeit-Wärmespeicher besteht dabei aus einem Modell von 80 parallel durchströmten Erdwärmesonden.

Die Regelung erfolgt entsprechend der solaren Nahwärmeversorgung ohne Langzeit-Wärmespeicher. Zusätzlich wird der Erdsonden-Wärmespeicher beladen, wenn die Temperaturdifferenz zwischen Pufferspeicher (an $0.75 \cdot H_S$) und Mitteltemperatur des Erdsonden-Wärmespeichers mehr als 5 Kelvin ($\vartheta_{S,0.75} - \bar{\vartheta}_{EWS} \geq 5 \text{ K}$) entspricht. Der Erdsonden-Wärmespeicher wird entladen, wenn die Temperaturdifferenz zwischen Mitteltemperatur des Erdsonden-Wärmespeichers und Pufferspeicher (an $0.25 \cdot H_S$) mehr als 5 Kelvin entspricht ($\bar{\vartheta}_{EWS} - \vartheta_{S,0.25} \geq 5 \text{ K}$).

3.4.3.1 Modellierung in TRNSYS

Aus den in den vorangehenden Abschnitten untersuchten Einzelkomponenten wurde eine solare Nahwärmeversorgung ohne Langzeit-Wärmespeicher zusammengestellt (Abb. 115). Werte für die Globalstrahlung und weitere Wetterdaten, sowie das Lastprofil des Nahwärmenetzes werden aus externen Dateien eingelesen. Die Wetterdaten wurden zur besseren Vergleichbarkeit aus Carnot übernommen, das Lastprofil und alle weiteren Parameter der eingesetzten Types wurden aus [41] entnommen. Die Pumpenregelung erfolgt durch Equation-Types oder Hysterese-regler in welchen die bereits genannten Bedingungen umgesetzt wurden. Auch für die Berechnung der Rücklauftemperatur im Vorwärmkreis (orange) nach Abb. 115 wurde ein Equation-Type eingesetzt.

Für die Simulation mit Langzeit-Wärmespeicher ist in der ursprünglichen Anlage der grüne Speicherkreis ergänzt worden (Abb. 116). Der Speicheraufbau entspricht vereinfacht dem Erdsonden-Wärmespeicher in Crailsheim. Die 80 Sonden sind in einem 3 m mal 3 m Raster angeordnet und werden für diesen Vergleich nur parallel durchströmt. Diese Vereinfachung gegenüber dem Speicher in Crailsheim ist aufgrund des eingeschränkten Speichermodells in Carnot nötig.

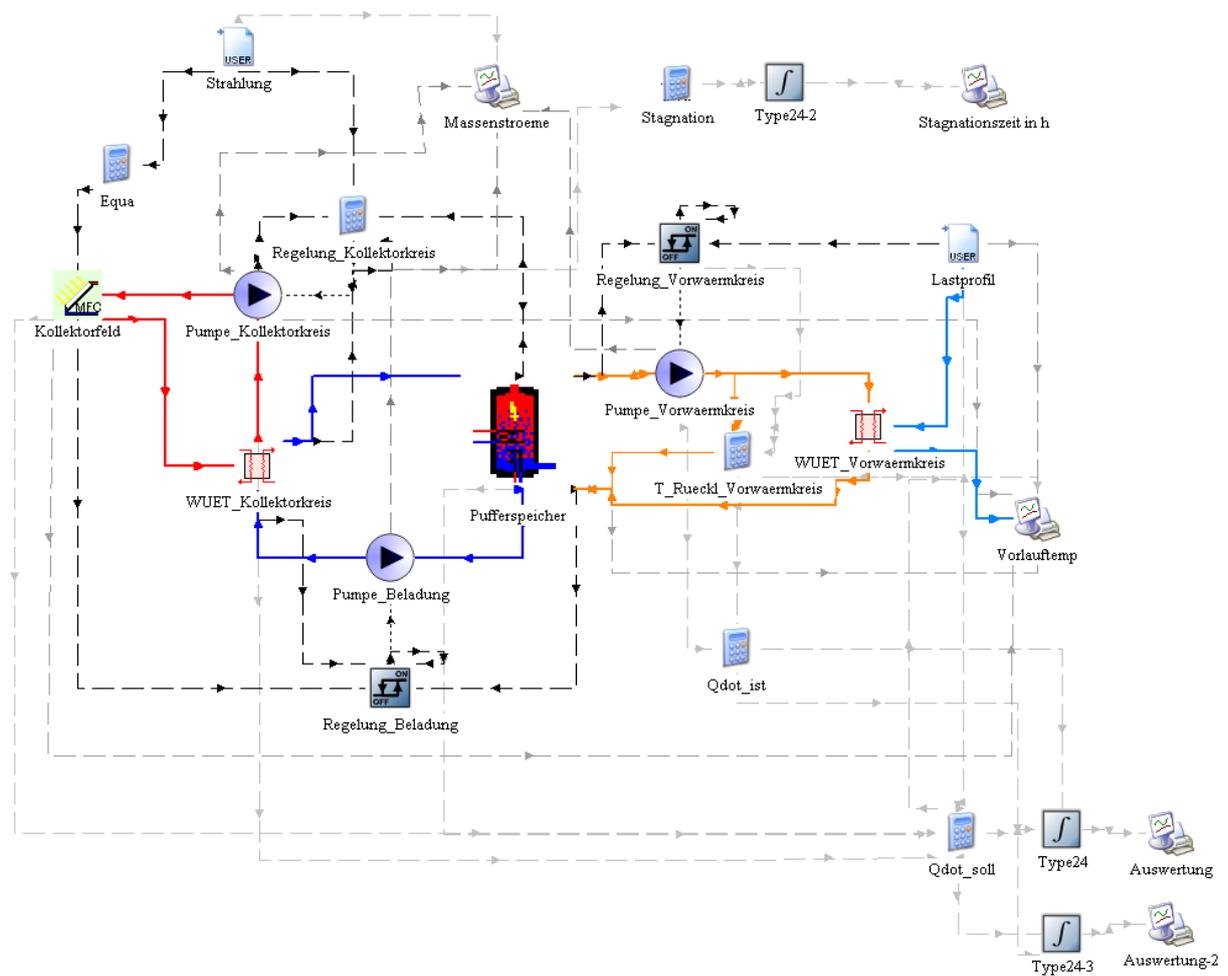


Abb. 115: TRNSYS-Deck solare Nahwärmeversorgung ohne Langzeit-Wärmespeicher (- - - Regelung, - - - Ausgabe)

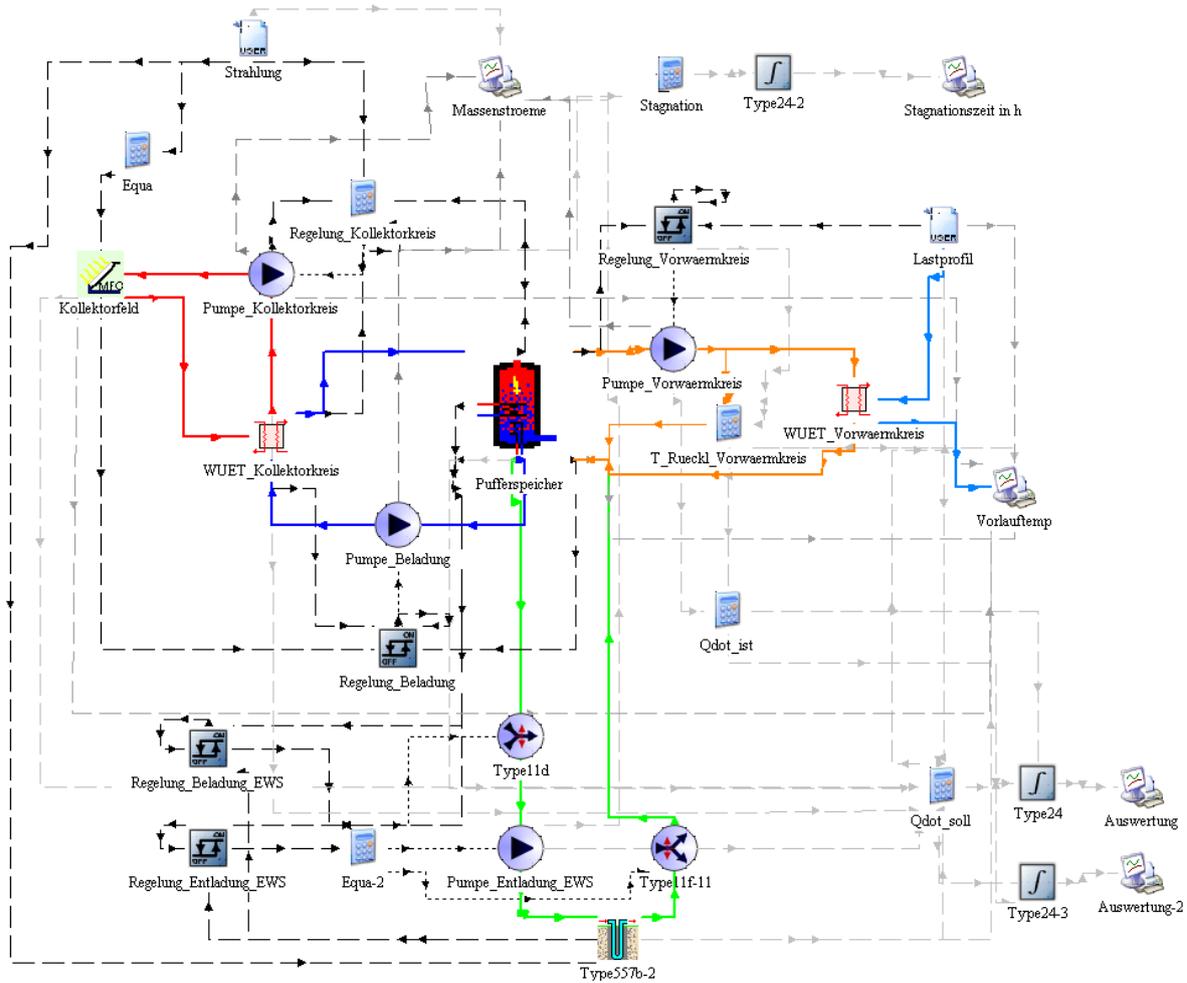


Abb. 116: TRNSYS Deck Gesamtanlage mit Langzeit-Wärmespeicher
(- - - Regelung, - - - - Ausgabe)

3.4.3.2 Modellierung in Carnot

Auch in Carnot wurden die untersuchten Einzelkomponenten zu einer Gesamtanlage zusammengestellt. Die Parameter für die Komponenten werden aus TRNSYS übernommen und an die Einheiten von Carnot angepasst. Wetterdaten und Lastprofil werden aus Matlab eingelesen (orange Blöcke in Abb. 117 und Abb. 118).

Die Pumpenregelung erfolgt in Carnot durch Hystereseregler („controler_bang_bang“) sowie eigens dafür erstellte Subsysteme mit if/else-Schleifen, um mehrere Größen zu berücksichtigen, beispielsweise für die Regelung des Kollektorkreises die Temperatur und die Globalstrahlung.

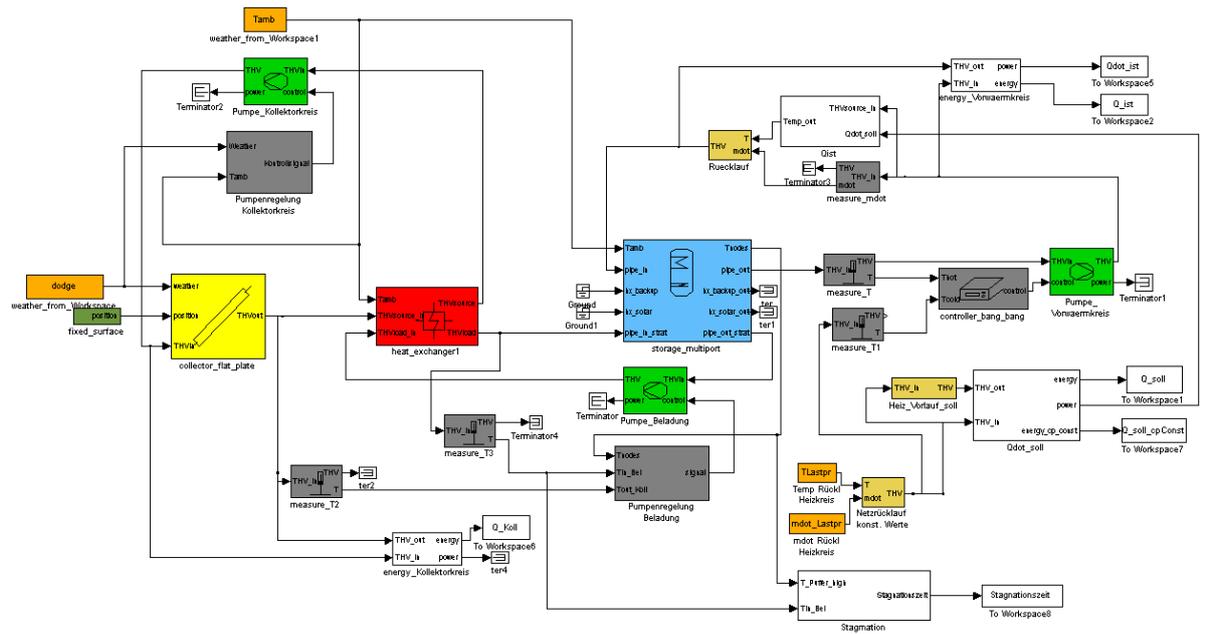


Abb. 117: Matlab / Simulink Carnot Bausteine Gesamtanlage (graue Blöcke Regelung, weiße Blöcke Ausgabe)

Auch hier wurde für die Simulation der Anlage mit Langzeit-Wärmespeicher ein weiterer Speicherkreis eingefügt. Wegen des mangelhaften Modells eines Langzeit-Wärmespeichers in Carnot musste der Erdsonden-Wärmespeicher stark vereinfacht abgebildet werden. Das Modell in Carnot kann nur eine Sonde abbilden. Damit können Wechselwirkungen von Sonden untereinander nicht berücksichtigt werden. Für den Speicher musste damit vereinfachend angenommen werden, dass die 80 Sonden mit $\dot{m}/80$ des Gesamtmassenstroms durchströmt werden und $V/80$ des Gesamtspeichervolumens einnehmen. In Carnot konnte diese Vereinfachungen so mit der Simulation von nur einer Sonde umgesetzt werden. Das „DST“-Modell in TRNSYS dagegen bildet alle 80 Sonden ab, die gleichmäßig über das gesamte Speichervolumen des Erdsonden-Wärmespeichers verteilt wurden.

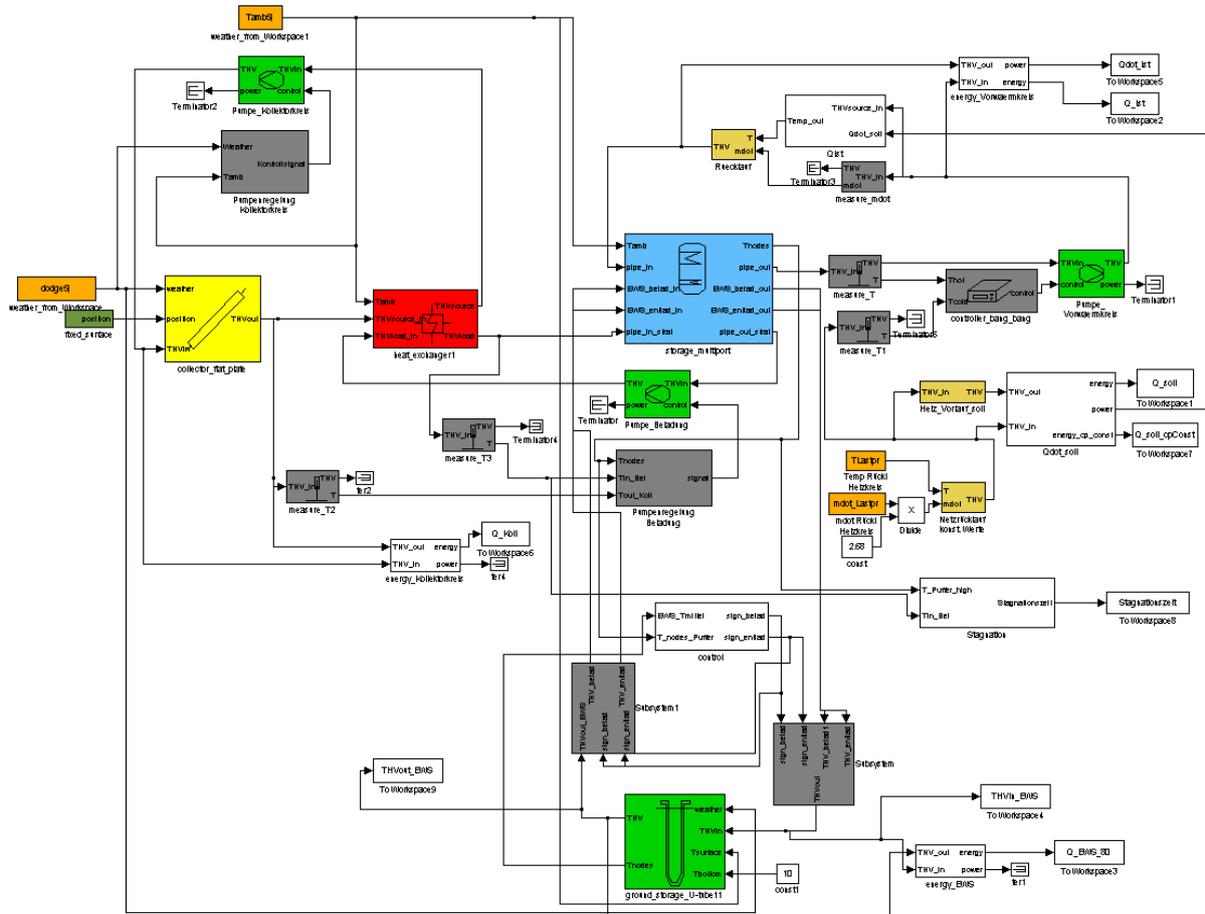


Abb. 118: Matlab / Simulink Carnot Bausteine Gesamtanlage mit Langzeit-Wärmespeicher

3.4.3.3 Vergleich der Simulationsergebnisse

Die Ausgabe der Soll-Wärmemenge, der Ist-Wärmemenge und der durch den Kollektor bereitgestellten Wärmemenge in MWh über den Zeitraum eines Jahres, ermöglicht es, die beiden Simulationen zu vergleichen. Zusätzlich werden Stagnationsdauer der Anlage und ihre solare Deckung ausgewertet.

3.4.3.3.1 Solare Nahwärmeverordnung ohne saisonale Wärmespeicherung

Abb. 119 zeigt die berechneten monatlichen Wärmemengen für den Wärmebedarf des Nahwärmenetzes (Wärme soll), den davon solar bereitgestellten Anteil (Wärme ist) und die Wärmelieferung der Kollektoren (Wärme Kollektor).

Die Soll-Wärmemenge (Q_{soll}) ergibt sich aus der Integration des vorgegebenen Lastprofils und sollte in beiden Simulationsprogrammen identisch sein, da dieselben Zahlenwerte in einstündigen Zeitschritten eingelesen wurden. Die quadratische

Abweichung von Q_{soll} in Carnot, bezogen auf die Ergebnisse in TRNSYS betragen gut 2 %. Die größte Abweichung tritt dabei im Januar auf. Die analytische Berechnung von Q_{soll} aus dem vorgegebenen Lastprofil hat gezeigt, dass die Ergebnisse für Q_{soll} mit der TRNSYS-Simulation besser übereinstimmen. Eine Erklärung der Abweichung sind die variablen Zeitschrittweiten des Matlab / Simulink-Lösers und die damit verbundene Interpolation der Werte des Lastprofils, das in Stundenwerten vorgegeben wurde.

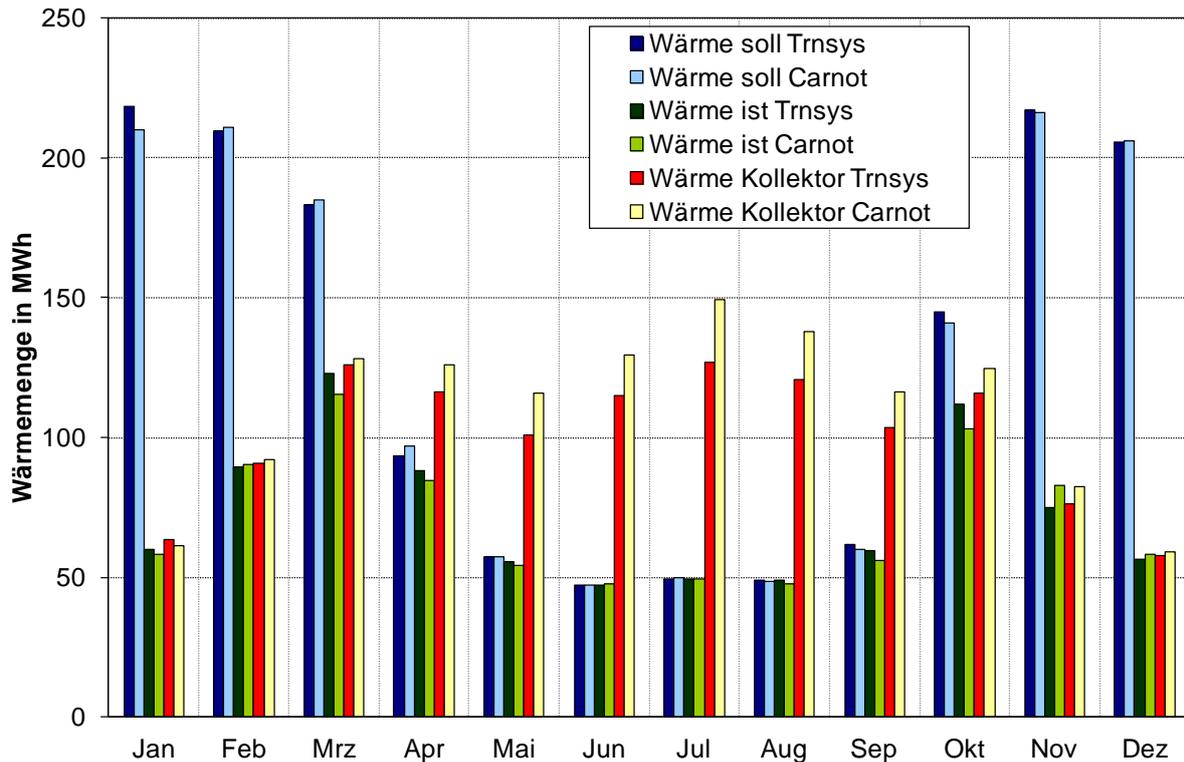


Abb. 119: Vergleich der berechneten Wärmemengen im Jahresverlauf

Die Ist-Wärmemenge (Q_{ist}) ergibt sich aus der in der Simulation nach (151) berechneten Wärmeleistung \dot{Q}_{ist} und der Integration dieser Werte. Die quadratische Abweichung in Carnot, bezogen auf die Integrationsergebnisse in TRNSYS betragen knapp 6 %. Die Ergebnisse der Carnot-Simulation für die Wärmemenge aus dem Kollektorkreis (Q_{Koll}) weicht bezüglich der TRNSYS Werte um 11 % ab. Für beide Ergebnisse sind auch hier die variablen Zeitschrittweiten in Carnot eine Erklärung, mit denen eine schnellere Regelung der Gesamtanlage möglich ist. So wird in TRNSYS mit einem festen Zeitschritt von zehn Minuten gerechnet in welchem auch jeweils die Equation-Types der Regelung aktualisiert werden. In Carnot dagegen werden die Hystereseregler alle zehn Sekunden aktualisiert und die Regelung mit if/else-Schleifen zu jedem Zeitschritt neu bestimmt. Die exaktere Regelung in Carnot ist auch bei der Auswertung der Stagnationsdauer zu erkennen (Abb. 120). Außer in den Monaten März und Oktober ist die Stagnationsdauer der Carnotsimulation immer

kleiner als die der TRNSYS-Simulation. Das quadratische Mittel weicht mit fast 18 % deutlich von den Ergebnissen aus TRNSYS ab. Ein weiterer Faktor ist die Berechnung der Stoffwerte abhängig von der Temperatur im Simulationsprogramm Carnot. Höhere Kollektorvorlauftemperaturen vor allem im Sommerhalbjahr, führen zu höheren Wärmekapazitäten des Wärmeträgermediums und damit zu höheren Wärmeleistungen.

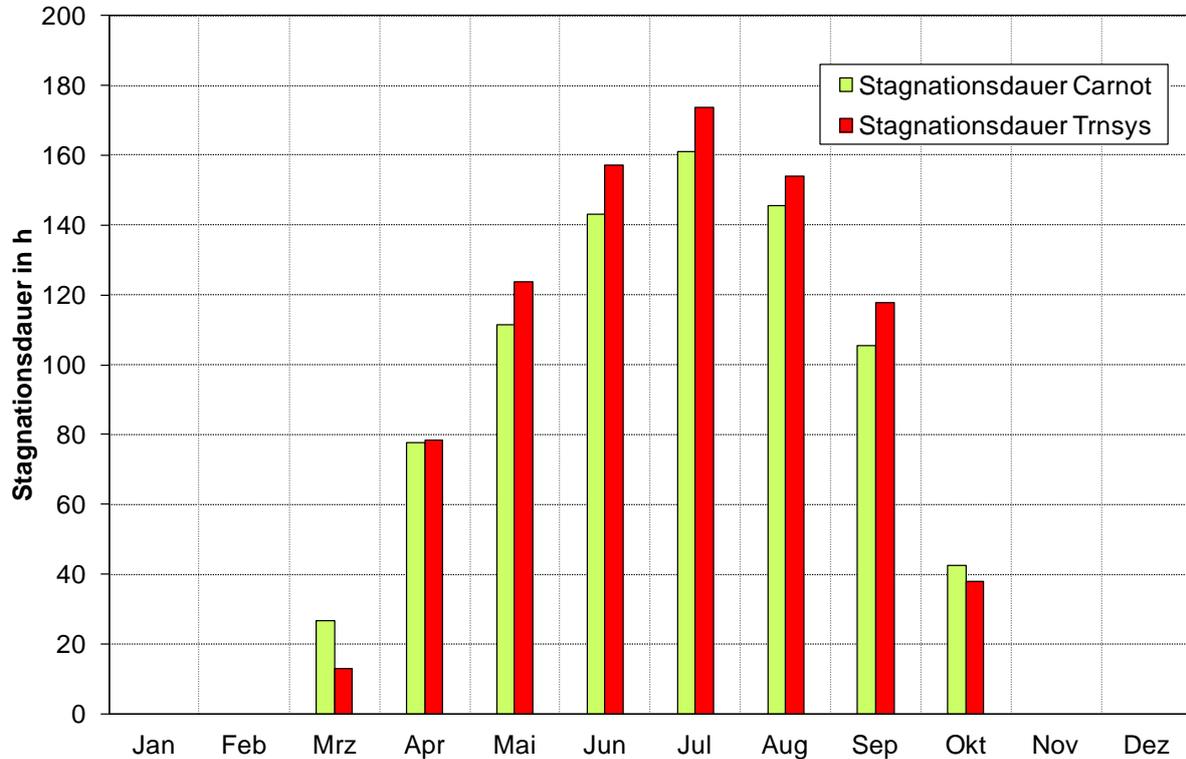


Abb. 120: Vergleich der Stagnationsdauer im Jahresverlauf

Die solare Deckung in den Simulationen zeigt mit einer quadratischen Abweichung der mit Carnot ermittelten Ergebnisse bezüglich TRNSYS von gut 2 % eine sehr gute Übereinstimmung (Abb. 121). Einige Werte liegen in beiden Simulationen knapp über 100 %, dies lässt sich mit numerischen Ungenauigkeiten erklären. Zusammenfassend ist die Carnot-Simulation bezüglich der Ergebnisse gleichwertig mit der TRNSYS-Simulation. Dennoch ist zu sagen, dass die Regelung der Anlage in Carnot durch die Vielzahl von Regelungsfunktionen deutlich einfacher gestaltet werden kann als in TRNSYS, indem nur eine begrenzte Zahl an Funktionen für die Regelung implementiert ist. Für die Simulation einer solaren Nahwärmeversorgung ohne Langzeit-Wärmespeicher sind beide Programme zu empfehlen.

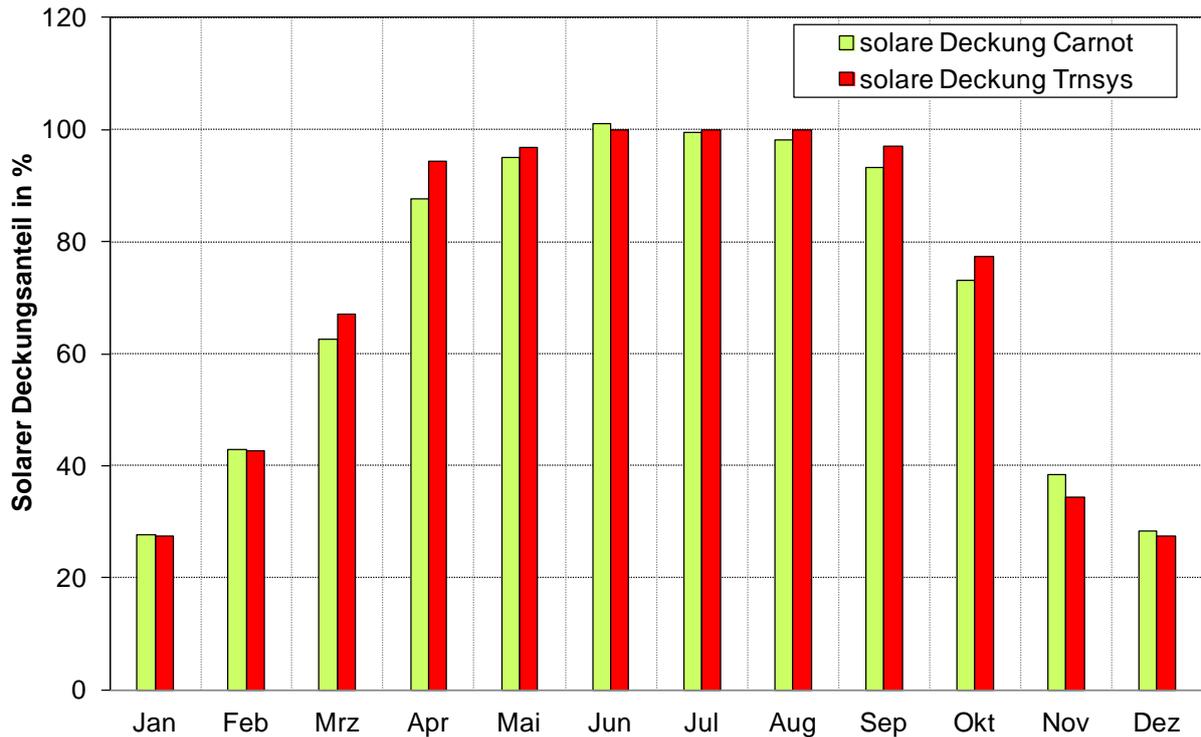


Abb. 121: Vergleich der solaren Deckung im Jahresverlauf

3.4.3.3.2 Solare Nahwärmeversorgung mit saisonaler Wärmespeicherung

Die Simulation eines Systems mit Erdsonden-Wärmespeicher sollte aufgrund der thermischen Trägheit des ESWSP mindestens drei Betriebsjahre umfassen. Für die in Abb. 116 gezeigte Anlage in TRNSYS wurden die Ergebnisse für drei Jahre berechnet. Dagegen führte das mangelhafte Erdwärmesondenmodell in Carnot zu instabilen Simulationen. Dies brachte sehr lange Simulationsdauern und häufige Abbrüche der Berechnung mit sich. In Carnot konnten keine Ergebnisse über den Zeitraum von drei Betriebsjahren ermittelt werden. Damit ist ein direkter Vergleich der Simulationsergebnisse nicht möglich. Durch den Vergleich der Einzelkomponenten des Modells für den Langzeit-Wärmespeicher zeigte sich bereits, dass die Berechnungen mit dem Modell der Erdwärmesonde keine übereinstimmenden Ergebnisse mit dem TRNSYS „Type 557“ ergeben. Damit ist zu erwarten, dass auch bei der Abbildung der Gesamtanlage mit Langzeit-Wärmespeicher keine besseren Simulationsergebnisse erzielt werden können. Die Simulation einer solaren Nahwärmeversorgung mit Erdsonden-Wärmespeicher in Carnot ist mit dem bisherigen Erdwärmesondenmodell nicht zu empfehlen.

3.4.4 Weitere Kriterien

Bei der Entscheidung für oder gegen ein Simulationsprogramm ist in erster Linie die Qualität der Ergebnisse relevant. Sind diese jedoch gleichwertig, kann der Nutzer auch weitere Kriterien wie Bedienerfreundlichkeit, Simulationsdauer oder Anpassungsmöglichkeiten berücksichtigen. Deshalb soll in diesem Abschnitt auf einzelne Unterschiede zwischen den Programmen TRNSYS und Matlab / Simulink mit Carnot eingegangen werden.

3.4.4.1 Bedienung und Dokumentation

3.4.4.1.1 Aufbau eines Projekts

Generell handelt es sich bei der Nutzung des Simulationstudios (TRNSYS) sowie in Simulink (Carnot) um eine grafische Benutzeroberflächen. Types oder Blöcke werden in der Bibliothek gewählt und in das Projekt eingefügt. Simulationsparameter werden in eigenen Menüpunkten definiert. In diesem Punkt unterscheiden sich die Programme nicht grundlegend und sind rasch erlernbar.

3.4.4.1.2 Parametereingabe

Die Eingabe der Parameter der Types in TRNSYS erfolgt über Registerkarten, die vor allem bei sehr umfangreichen Nicht-Standard-Types wie dem Type für den Kollektor oder den Pufferspeicher rasch unübersichtlich werden. Dagegen sind komplexere Blöcke in Simulink in mehrere Subsysteme gegliedert, in welchen jeweils Parameter eingegeben werden. Dies führt zu einer deutlich übersichtlicheren Eingabe, birgt jedoch die Gefahr, dass Einstellmöglichkeiten übersehen werden.

3.4.4.1.3 Gliederung eines Projekts

Gesamtanlagen mit vielen Einzelkomponenten werden innerhalb eines Projekts sehr unübersichtlich. Hier bietet TRNSYS die Möglichkeit, den Aufbau mit farbigen Linien oder verschiedenen Linientypen zu gliedern. Dies lässt Simulink nicht zu, jedoch können mehrere Einzelkomponenten zu Subsystemen zusammengefasst werden. Dies ermöglicht eine erhöhte Abstraktion und gliedert das Projekt mit einfachen Mitteln. Auch für TRNSYS gibt es Ansätze diese hierarchische Gliederung, wie es Simulink bietet, umzusetzen, weitere Informationen finden sich in [113].

3.4.4.1.4 Debugging

Besonders ausschlaggebend für die Anwendung ist die Möglichkeit Fehler im Aufbau und bei der Wahl der Parameter zu finden, um die Simulationsrechnung durchführen zu können. Hier liegt der klare Vorteil bei Matlab / Simulink, das neben detaillierten Fehlermeldungen zusätzlich Debugging-Tools anbietet um Fehler zu finden. Durch die weite Verbreitung von Matlab / Simulink können auch einfach hilfreiche Tipps in Foren im Internet gefunden werden. Bei der Nutzung von TRNSYS werden nur sehr selten detaillierte Fehlermeldungen ausgegeben, oftmals bricht eine Simulation auch nach einer gewissen Laufzeit ab, z. B. wenn die festgelegten Konvergenzkriterien nicht erreicht werden. Die Universität Wisconsin bietet für TRNSYS Support über ein Forum an, das im Umfang jedoch nicht mit der Fülle an angebotenen Matlabforen verglichen werden kann.

3.4.4.1.5 Dokumentation

Für die richtige Nutzung einer Software ist eine umfangreiche Dokumentation unerlässlich. Die Dokumentation sowohl von Matlab / Simulink als auch vom Simulationsstudio in TRNSYS mit Standard-Types ist für die Nutzung ausreichend. Bei einigen Nicht-Standard-Types in TRNSYS ist die Dokumentation nicht ausreichend oder es finden sich kleinere Fehler. Die Beschreibung eines Blocksets in Carnot, siehe [36], ist in den in dieser Arbeit angewandten Komponenten unvollständig und sehr fehlerhaft. Der Nutzer muss für eine bessere Beschreibung der Modelle die Dokumentation innerhalb der hinterlegten Funktionen (z.B. „unicoll.c“) zu Rate ziehen oder gar im Quellcode das programmierte Modell nachvollziehen.

3.4.4.2 Umfang der Bibliothek

3.4.4.2.1 Einzelkomponenten

Da TRNSYS seit 1975 stetig weiterentwickelt wird, stehen dem Anwender eine große Anzahl an Standard-Types zur Verfügung. Für spezielle Problemstellungen wurden bereits verschiedene Nicht-Standard-Types entwickelt, was TRNSYS besonders im Bereich der Simulation von Langzeit-Wärmespeichern einen Vorteil gegenüber Carnot verschafft. Carnot stellt dem Nutzer als jüngeres und kostenloses Programm weniger spezielle Standardkomponenten in seiner Bibliothek zur Verfügung. Jedoch ermöglicht der blockweise, graphische Aufbau der Komponenten einfache Anpassungs- und Erweiterungsmöglichkeiten (s. folgenden Abschnitt).

3.4.4.2.2 Regelung

Für die Regelung einer Anlage stehen in TRNSYS einige Types wie Hystereseregler oder PID-Regler zur Verfügung. Carnot selbst bietet nur einen Hystereseregler, dieser arbeitet genau wie der dazu äquivalente TRNSYS Type. Da Matlab / Simulink speziell für Signale und deren Regelung konzipiert wurde und diese Regelungsblöcke auch in einem Carnotprojekt verwendet werden können, ist das Implementieren deutlich aufwändigerer Regler möglich. Seit der TRNSYS-Version 17 ist mit dem so genannten w-interpreter das Nachbilden aufwändiger Regelungsstrategien ebenfalls möglich.

3.4.4.2.3 Bilanzen

TRNSYS wurde speziell dafür entwickelt, zeitabhängige Energiebilanzen bzw. Temperaturverläufe zu simulieren, wohingegen Carnot zusätzlich zu einer Energiebilanzierung auch eine Impulsbilanz löst bzw. den Druckverlust des Wärmeträgerfluids in den Anlagen berücksichtigt. Beide Programme ermöglichen die Lösung partieller Differentialgleichungen, wie beim Erdwärmesondenmodell den zeitlichen und örtlichen Temperaturverlauf.

3.4.4.3 Erweiterbarkeit und Anpassung von Modellen

3.4.4.3.1 Anpassung von Standardkomponenten

Im Simulationsprogramm TRNSYS können Types durch die Parameterangabe an ein spezielles Problem angepasst werden. Sind in der Programmierung bereits verschiedene Varianten implementiert, wie beispielsweise im Kollektormodell „Type 301“ mit unterschiedlichen Modi, erfolgt die Anpassung über die Parametereingabe in der Registerkarte. Es ist prinzipiell möglich den Quellcode der Standard-Types zu modifizieren, dann muss jedoch eine neue „TRNDLL.DLL“ erstellt werden, in der alle (Standard-)Types etc. zusammengefasst sind. Dazu wird ein Compiler (z. B. Intel Visual Fortran oder Compaq Visual Fortran) benötigt.

Carnot ermöglicht durch seine blockweise, hierarchische Zusammenstellung seiner Komponenten die Anpassung an spezielle Gegebenheiten über das Austauschen von Modellteilen. Möglich ist dies z. B. bei der Modellierung von speicherinternen Wärmeübertragern in unterschiedlichen Bauformen im Pufferspeichermodell. Sollen spezielle Größen zusätzlich berechnet oder ausgegeben werden können auch weitere Blöcke in ein bestehendes Standardmodell eingefügt werden.

3.4.4.3.2 Erstellung von eigenen Modellen

Möchte man als Nutzer eigene Modelle in TRNSYS erstellen, werden diese in einer Programmiersprache, z. B. Fortran, C, C++, etc., geschrieben und in eine für das Programm lesbare Form kompiliert. Diese Dateien können der Bibliothek in TRNSYS hinzugefügt werden.

In Carnot können eigene Modelle graphisch mit allen Simulinkblöcken sowie durch das Einbinden von S-functions zusammengestellt werden. Bei einfachen mathematischen Rechenoperationen genügt die graphische Verknüpfung von vorhandenen Blöcken, auch das Hinterlegen von mehrdimensionalen Kennfeldern ist in Simulink möglich. Bei aufwändigeren Modellen wie einem Erdsonden-Wärmespeicher ist das Einbinden einer S-function innerhalb des graphischen Modells eine einfachere Option. Diese Funktion kann in den Programmiersprachen C, Fortran oder Ada erstellt werden und muss in ein „mex-file“ copiliert werden. Die programmierten Modelle oder zusammengestellten Blöcke können der Carnot-Bibliothek hinzugefügt werden.

3.4.4.4 Numerik

3.4.4.4.1 Gleichungslöser

TRNSYS bietet zwei verschiedene Gleichungslöser für die Simulation an. In dieser Arbeit wurde ausschließlich der Standard-Gleichungslöser „Sucessive Substitution“ verwendet, der zufriedenstellende Ergebnisse lieferte. Hierbei handelt es sich um einen iterativen Gleichungslöser, die Fehlertoleranz pro Iterationsschritt wird dabei vom Nutzer definiert. Einen Vergleich der beiden Gleichungslöser für unterschiedliche Anwendungsprobleme findet sich in [3].

In Matlab / Simulink können mehrere numerische Lösungsmethoden für die Berechnung von Differentialgleichungen ausgewählt werden. Bei den Simulationen mit Carnot handelt es sich um so genannte „steife Probleme“ die in der Regel mit einem impliziten Gleichungslöser schneller konvergieren [36]. Dennoch muss die Qualität der Ergebnisse mit einem Gleichungslöser für partielle bzw. gewöhnliche Differentialgleichungen geprüft werden [93]. Schnelle Ergebnisse lieferte der Gleichungslöser „ode15s“ mit maximaler Ordnung 5, dessen Ergebnisse für das Kollektormodell mit dem Standard-Gleichungslöser „ode45“ verglichen wurden. Die berechneten Temperaturen weichen im Rahmen numerischer Genauigkeit nicht voneinander ab.

3.4.4.4.2 Zeitschrittweite

Bei der Anwendung numerischer Gleichungslöser ist die Wahl der Zeitschrittweite entscheidend für die Stabilität der Simulation und Genauigkeit der Ergebnisse. Die Berechnung in TRNSYS erfolgt mit festen Zeitschrittweiten, die vom Nutzer vorgegeben werden. Bei stark schwankenden Größen und zu groß gewählten Zeitschritten kann dies zu falschen Ergebnissen in der Simulation führen. Eine stabile, möglichst exakte Berechnung muss vom Nutzer selbst gefunden werden. Die Simulationsumgebung in Matlab / Simulink ermöglicht sowohl die Vorgabe von festen Zeitschritten, als auch eine automatische Zeitschrittweitenanpassung abhängig von der Änderung der Zielgrößen. Insgesamt ermöglicht dies eine genauere Simulation von Systemen die starken Änderungen in kurzen Zeiträumen unterworfen sind (Abb. 122).

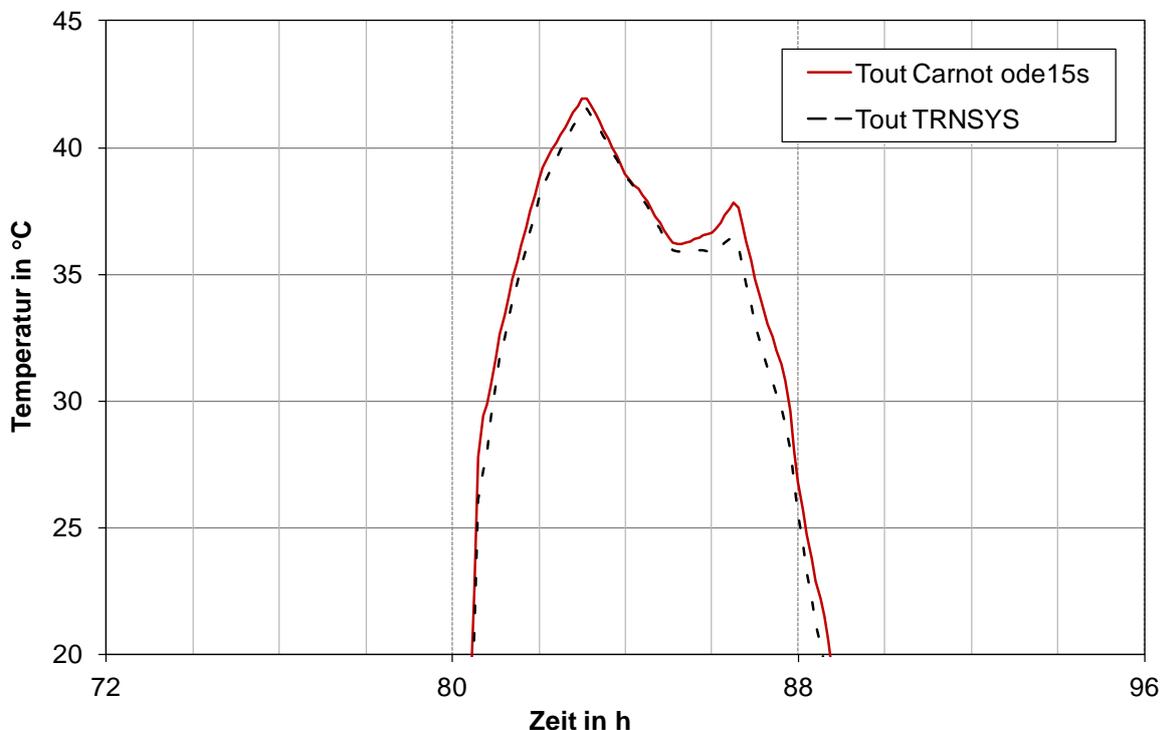


Abb. 122: Abweichungen der Simulationsergebnisse bei kurzzeitigen Schwankungen der Zielgröße hier am Beispiel der Kollektorausstrittstemperatur

Die berechneten Ergebnisse bei vergleichbaren Modellen der Einzelkomponenten (z. B. des Wärmeübertragers) stimmen auch bei festen Zeitschrittweiten im Rahmen der numerischen Genauigkeit mit den Ergebnissen aus Carnot mit einem Gleichungslöser mit variablen Zeitschrittweiten überein. Für die Simulationen zu dieser Arbeit haben sich in TRNSYS bei der Simulation des Pufferspeichers, sowie bei der Berechnung der Gesamtanlagen anfangs Konvergenzprobleme ergeben. Dies konnte in TRNSYS nicht durch eine gezielte Fehlersuche behoben werden, die

Konvergenzprobleme wurden im Trial-and-Error-Verfahren gelöst. Konvergenzprobleme in Matlab / Simulink ließen sich oft durch die Wahl eines anderen Gleichungslösers beheben.

3.4.4.4.3 Simulationsdauer

In TRNSYS wird die Simulationsdauer im so genannten List-File abgespeichert. In Carnot gibt es keine Möglichkeit, die Dauer der Simulation zu messen, weshalb die Simulationsdauer nur subjektiv eingeschätzt werden kann. Bei der Simulation der Einzelkomponenten auch über den Zeitraum von einem Jahr oder mehr, war die Dauer der Berechnung nicht relevant, da die Ergebnisse immer sehr rasch vorlagen. Die teils auftretenden Konvergenzprobleme in Carnot konnten durch die Wahl eines alternativen Gleichungslöser behoben und damit die Simulation beschleunigt werden. Bei der Simulation der solaren Nahwärmeversorgung ohne Langzeit-Wärmespeicher war stets die Simulation in TRNSYS schneller. Aber auch bei einem Berechnungszeitraum von einem gesamten Jahr, dauerte die Carnotsimulation mit einem aktuellen PC (3,16 GHz CPU-Taktfrequenz, 3,24 GB Arbeitsspeicher) nie länger als zehn Minuten. Allerdings muss darauf hingewiesen werden, dass es in TRNSYS meist aufwändiger war die Simulation zu starten und ohne Abbruch beenden zu können.

3.4.4.5 Preprocessing und Postprocessing

Für die Vorbereitung von Simulationen, sowie das Bereitstellen von Eingabegrößen für die Simulation als auch die weitere Bearbeitung der Simulationsergebnisse benötigt jedes Simulationsprogramm entsprechende Werkzeuge für Pre- und Postprocessing. Beide Programme bieten die Möglichkeit Daten in die Simulation einzulesen. Für TRNSYS gibt es dazu entsprechende Types (z. B. „Type 9“), die das Einlesen von Textdateien (ASCII-Format) ermöglichen. In Carnot werden die Daten aus Matlab eingelesen, dazu müssen sie als Variable in den so genannten „Workspace“ geladen werden. Dies funktioniert ebenfalls mit Dateien im ASCII-Format oder als Matlab-Variable. Beide Programme sind hier in der Nutzung vergleichbar. Wetterdaten können in TRNSYS sowie in Matlab als „.tmy-files“ aus Meteororm [68] übernommen werden. In TRNSYS wird dieses mit einem speziellen Type, in Carnot durch eine im Blockset hinterlegte Funktion in das benötigte Format übertragen. Die Ausgabe der Ergebnisse erfolgt innerhalb der Projekte graphisch oder als Export im ASCII-Format.

Carnot bietet noch zusätzlich die Möglichkeit die Werte nach Matlab zu übertragen, in welchem sie mit allen Werkzeugen aus Matlab aufbereitet werden können. Eine ähnliche Variante wurde mit „Type 155“ in TRNSYS implementiert, dieser Type ermöglicht das Aufrufen von Matlab / Simulink innerhalb einer Simulation [94]. Damit lassen sich nicht nur Ergebnisse in Matlab übertragen, sondern auch Teilschritte der Simulation in Matlab ausführen. Insgesamt lässt sich sagen, dass im Bereich des Preprocessing beide Programme in ihren Funktionen vergleichbar sind. Beim Postprocessing liegt der Vorteil bei Matlab, mit dem große Datenmengen sehr gut graphisch dargestellt oder weiterbearbeitet werden können.

3.4.5 Fazit

Nach einer Vorabuntersuchung, welche anderen Programmsysteme verfügbar sind und geeignet sein könnten, stellte sich das vom Solar Institut Jülich entwickelte, kostenlose Programm Carnot (Conventional and Renewable Energy Systems Optimization Blockset) für das Programm Matlab / Simulink [36] als einzige mögliche Alternative zu TRNSYS dar. Für eine Bewertung dieser Programmalternative zu TRNSYS wurde zunächst ein Ergebnisvergleich für Einzelkomponenten und schließlich für eine Referenzanlage durchgeführt.

Der Vergleich der beiden Programme für die Simulation solarthermischer Nahwärmeversorgungen mit saisonalen Wärmespeichern hat gezeigt, dass einige Einzelkomponenten sowie die solare Nahwärmeversorgung ohne Langzeit-Wärmespeicher in Carnot eine Alternative zu TRNSYS darstellen. Beim Kollektormodell „collector_flat_plate“, Pufferspeicher „storage_multiport“ sowie Wärmeübertrager „heat_exchanger“ stimmen die Ergebnisse des Einzelkomponentenvergleichs innerhalb der numerischen Genauigkeit nahezu vollständig überein. Das kennlinienbasierte Modell der Wärmepumpe in Carnot „heat_pump“ kann nur eingeschränkt für die Simulation solarer Nahwärmeversorgungen empfohlen werden. Die Kennlinien der in solaren Nahwärmeversorgungen eingesetzten Wärmepumpen sind meist nicht bekannt, da es sich um spezielle Anfertigungen entsprechend der Anforderungen des Nahwärmenetzes handelt. Für die Auslegung solcher Wärmepumpen ist ein Modell nötig, das den thermodynamischen Kreisprozess innerhalb der Wärmepumpe abbildet. Ein solches Modell muss in Carnot noch umgesetzt werden.

Als völlig unzureichend haben sich die in Carnot vorhandenen Modelle der Langzeit-Wärmespeicher herausgestellt. Für erdvergrabene Warmwasser-Wärmespeicher und Kies/Wasser-Wärmespeicher sowie Aquifer-Wärmespeicher liegen keine Modelle vor. Das vorhandene Modell einer Erdwärmesonde in Carnot kann nicht zur

Abbildung komplexer Erdsonden-Wärmespeicher eingesetzt werden. Weder entspricht der berechnete Temperaturverlauf in einer Erdwärmesonde und dem umliegenden Speicherbereich den Simulationsergebnissen in TRNSYS, noch können Wechselwirkungen mehrerer Sonden aufeinander abgebildet werden.

Die in TRNSYS und Carnot aufgebaute solare Nahwärmeversorgung ohne Langzeit-Wärmespeicher in den Dimensionen der Pilotanlage in Crailsheim, ein System aus Kollektorfeld, Wärmeübertrager, Pufferspeicher und Verbraucher hat übereinstimmende Ergebnisse gebracht. Simulationen einer solaren Nahwärmeversorgung mit Erdsonden-Wärmespeicher über einen Zeitraum von mehreren Jahren konnten in Carnot nicht abschließend durchgeführt werden, da das Erdwärmesondenmodell zu häufigen Abbrüchen der Berechnung geführt hat. Für die vollständige Abbildung solarer Nahwärmeversorgungen mit Carnot müssen zukünftig noch geeignete Modelle für Langzeit-Wärmespeicher implementiert werden.

Carnot sowie TRNSYS werden von einem Nutzer ähnlich schnell erlernt, beide Programme basieren auf einem graphischen, modularen Aufbau ihrer Projekte. Die Bedienung und Gliederung eines Projektes ist in Carnot etwas übersichtlicher durch seinen hierarchischen Aufbau der einzelnen Modelle. Dagegen ist die Parameter-eingabe bei umfangreichen Types in TRNSYS sehr unübersichtlich. Auch bei der Fehlersuche bietet Matlab / Simulink deutlich bessere Werkzeuge als TRNSYS. Nur in der Dokumentation weist Carnot deutlich Mängel auf.

Eine besonders hervorzuhebende Stärke von Matlab / Simulink ist die einfache Anpassung und Erweiterbarkeit seiner Modelle mit einer großen Bibliothek. Auch eigene Funktionen in mehreren Programmiersprachen können eingebunden werden. Eigene Modelle können in TRNSYS durch die direkte Programmierung in Fortran, C, C++ oder einer anderen Programmiersprache implementiert werden.

Ein weiterer Vorteil von Carnot ist die Vielzahl von Regelungsfunktionen, die in den verschiedenen „Blocksets“ vorhanden sind. Die Umsetzung der Regelung in TRNSYS ist aufwändiger und fehleranfälliger als in Carnot. Hinsichtlich der Numerik bieten beide Programme Vor- und Nachteile. So bietet Matlab / Simulink mehrere aktuelle Methoden zur Gleichungslösung und variable Zeitschrittweiten an. Konvergenzprobleme oder ein Abbrechen der Simulation sind damit selten. Dagegen ist die Numerik des TRNSYS-Gleichungslösers sehr fehleranfällig. Die Dauer der Simulation ist bei der Simulation der Gesamtanlage in Matlab / Simulink länger als in TRNSYS. Die Einlese- und Ausgabemöglichkeiten von Simulationsdaten sind in beiden Programmen vergleichbar. Da bei einer Simulink-Simulation die Daten direkt

in Matlab vorliegen, können sie dort auch weiter verarbeitet werden. Diese Möglichkeit bietet TRNSYS nicht. TRNSYS-Ergebnisse können aber auch nach Matlab exportiert und dort verarbeitet werden.

Abschließend ist damit zu sagen, dass Carnot in Matlab / Simulink für die Simulation solarthermischer Anlagen sehr gut geeignet ist. Für die Abbildung solarer Nahwärmeversorgungen fehlen derzeit noch Modelle für Langzeit-Wärmespeicher. Eine gezielte Entwicklung geeigneter Modelle kann durch die Erweiterung der Carnotblöcke einfach umgesetzt werden. Die Vorteile von Carnot liegen gerade in der Erweiterbarkeit und Modularität der Modelle, der einfachen Regelung und der ausgereiften Debuggingwerkzeuge.

Eine Möglichkeit, die funktionierenden Modelle für Langzeit-Wärmespeicher aus TRNSYS mit den Vorteilen von Carnot zu nutzen, könnte sein, über den „Type 155“ in TRNSYS auf Matlab / Simulink zuzugreifen. Alternativ besteht die Möglichkeit, die in Fortran programmierten Types in Carnot als Funktion einzubinden und damit mit diesen funktionierenden Modellen direkt in Carnot zu simulieren.

3.5 Validierung eines FEFLOW-Modells anhand des Erdsonden-Wärmespeichers in Crailsheim

Aufgrund der deutlich verzögerten Fertigstellung und Inbetriebnahme des Erdsonden-Wärmespeichers in Crailsheim lag zum Ende des BMU-Forschungsvorhabens „Solarthermie2000plus: Untersuchung des Einflusses von Grundwasserströmung auf Erdsonden-Wärmespeicher (FKZ 0329289A)“ noch keine ausreichende Datenbasis für eine Validierung des darin entwickelten FEFLOW-Modells für Erdsonden-Wärmespeicher vor [5]. Diese Validierung konnte nun im Rahmen der wissenschaftlich-technischen Begleitung der Anlage (FKZ 0329607P) nachgeholt werden, nachdem eine dafür ausreichende Betriebsdauer des Speichers von zwei Jahren erreicht war.

3.5.1 Experimentelle Bestimmung der relevanten Modellparameter

Im Rahmen des BMU-Forschungsvorhabens FKZ 0329289A [5] wurden die für eine detaillierte Modellierung des Erdsonden-Wärmespeichers und der (Hydro-)Geologie am Standort Crailsheim notwendigen geometrischen und thermophysikalischen Daten ermittelt. Dazu wurden unter anderem die Pegelstände der Grundwasserleiter in unterschiedlichen Tiefen in neu errichteten Grundwassermessstellen gemessen. Die Durchlässigkeit des Untergrunds wurde durch Auffüll- und Pumpversuche ermittelt. Die beim Errichten der Grundwassermessstellen gewonnenen Bohrkern wurden einer Detailanalyse bezüglich aller relevanten Daten unterzogen. Für weitere Informationen sei auf den Abschlussbericht des Forschungsvorhabens FKZ 0329289A [5] sowie auf [52] und [112] verwiesen.

3.5.2 Experimentelle Bestimmung der Vergleichswerte

Im Forschungsvorhaben FKZ 0329289A [5] konnten die entwickelten Modelle für Erdwärmesonden bezüglich ihres Wärmeübertragungsvermögens und ihrer Fluidtemperaturen bereits umfangreich validiert werden. Dies sollte anhand des Erdsonden-Wärmespeichers in Crailsheim nicht wiederholt werden. Stattdessen wurde der Fokus der Validierung auf den Vergleich von berechneten und gemessenen Untergrundtemperaturen und Grundwassertemperaturen gelegt.

Hierzu wird das Temperaturprofil des Erdsonden-Wärmespeichers in Crailsheim während des Betriebs kontinuierlich (in 30 s-Intervallen) detailliert vermessen. Um eine langjährige verlässliche Vermessung des Wärmespeichers gewährleisten zu können, werden hochwertige, diffusionsdichte Widerstandstemperatursensoren der

Firma Jumo verwendet. Vor dem Einbau erfolgte eine Kalibrierung der Sensoren. Insgesamt 83 Temperatursensoren, die an neun Messlanzen angebracht sind, wurden im Rahmen des Forschungsvorhabens FKZ 0329607J [6] installiert.

Tabelle 15 zeigt die Anzahl und Positionierung der Temperatursensoren an den Messlanzen. Die Position der Messlanzen geht aus Abb. 123 hervor. Es werden an allen Messlanzen Temperaturen bis in 80 m Tiefe, d. h. bis 25 m unterhalb des aktiven Speichers erfasst.

Tabelle 15: Anzahl und Position der Temperatursensoren an den Messlanzen

Bezeichnung Messlanze	Sensor-Position unter GOK / [m]												Summe
	oberhalb WD*	auf GOK**	5	10	20	30	40	50	60	65	70	80	
M1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	12
M21	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	12
M22	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	12
M31	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	12
M32	1	1	1	1	1	1	1	1		1	1	1	11
M41		1		1		1		1		1		1	6
M42		1		1		1		1		1		1	6
M51		1		1		1		1		1		1	6
M52		1		1		1		1		1		1	6
Summe	5	9	5	9	5	9	5	9	4	9	5	9	83

* WD: Wärmedämmung ** GOK: Geländeoberkante

Um der erwarteten asymmetrischen Ausbreitung der Wärme infolge Grundwasserfluss Rechnung zu tragen, wurden sieben der neun Messlanzen in einer Reihe parallel zum hauptsächlich erwarteten Grundwasserfluss im Oberen Muschelkalk installiert. Die Entfernung der Messlanzen von der Speichermitte erstreckt sich bis zum Doppelten des Speicherradius. Weiterhin wurden ausgehend von der Speichermitte im rechten Winkel zur erwarteten Grundwasserfließrichtung zwei weitere Messlanzen installiert (M22 und M42). Durch die gewählte Anordnung der Messlanzen lässt sich die thermische Beeinflussung des Grundwassers im Abstrom sowohl in Richtung West-Südwest als auch in Richtung Nord-Ost erfassen.

Zusätzlich zu den Temperaturmessstellen an den neun Messlanzen wird die Grundwassertemperatur in drei Messstellen um den Speicher, Abb. 123, in 50 m Tiefe sowie in einer weiteren Messstelle in ca. 100 m Entfernung in Abstromrichtung des Grundwassers in 80 m Tiefe gemessen. Die Messung der Grundwassertempera-

tur an diesen vier Stellen wurde vom Landratsamt Schwäbisch Hall zur Auflage beim Speicherbetrieb gemacht. Die drei Grundwassermessstellen um den Wärmespeicher konnten in den bereits bestehenden Bohrungen für das hydrogeologische Dreieck der Voruntersuchungen ohne großen Aufwand eingerichtet werden. Diese drei jeweils 50 m tiefen Grundwassermessstellen werden im Folgenden mit GWMA, GWMB und GWMC bezeichnet. Die Grundwassermessstelle GWM1 in 100 m Entfernung musste neu abgeteuft und eingerichtet werden.

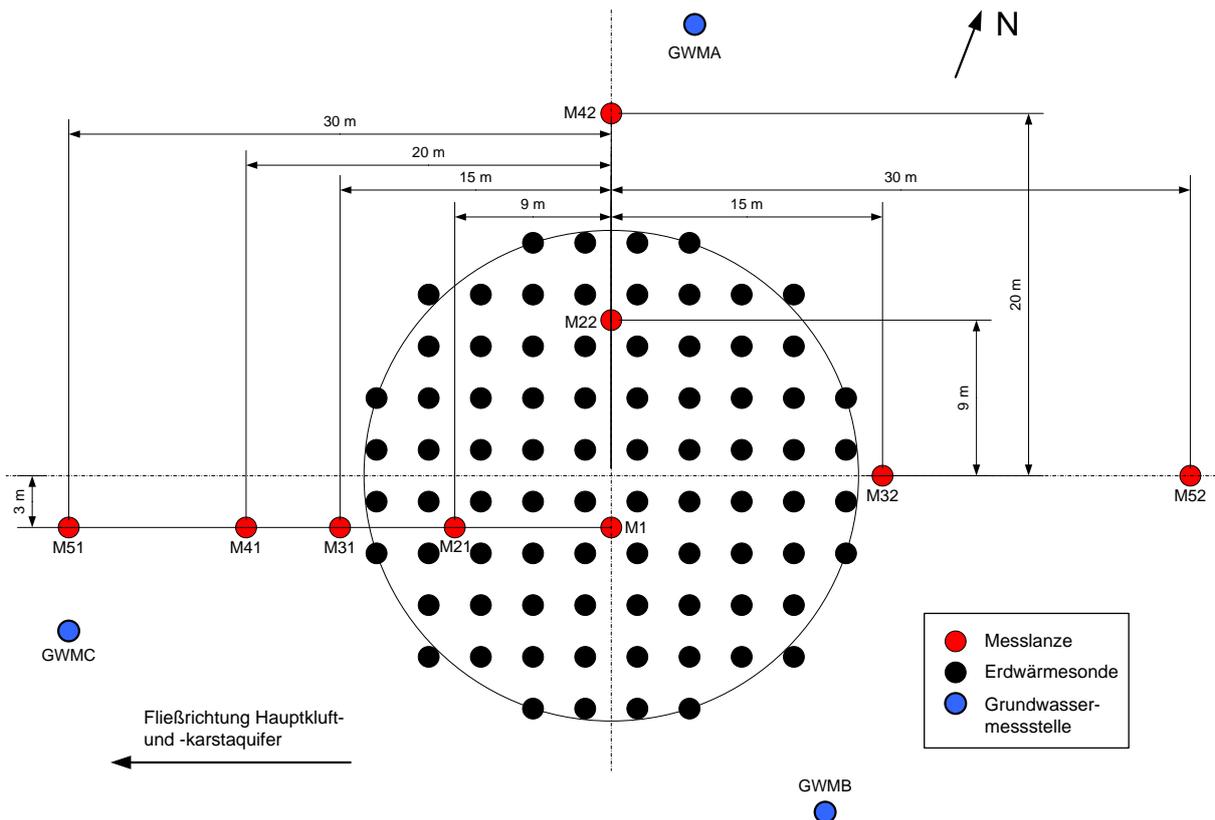


Abb. 123: Positionen der Erdwärmesonden, der neun Messlanzen sowie der drei bereits vorhandenen Grundwassermessstellen GWMA, GWMB und GWMC

Sechs weitere Grundwassermessstellen (GWM2, GWM3, GWM4, GWM2a, GWM3a, GWM4a) wurden im Oktober/November 2008 in der Nähe der bereits vorhandenen Grundwassermessstellen GWMA, GWMB und GWMC eingerichtet. Die neu erstellten Grundwassermessstellen erfassen die Pegelstände und Grundwassertemperaturen des Hauptgrundwasserleiters im Oberen Muschelkalk (Tiefe 80 m) sowie des Schichtgrundwasserleiters im Unteren Keuper (Tiefe 20 m). Die Lage der neu errichteten Grundwassermessstellen geht aus Abb. 124 hervor. In Summe wird somit die Temperatur des festen Untergrunds an 83 Positionen, die des Grundwassers an 10 Positionen permanent gemessen.

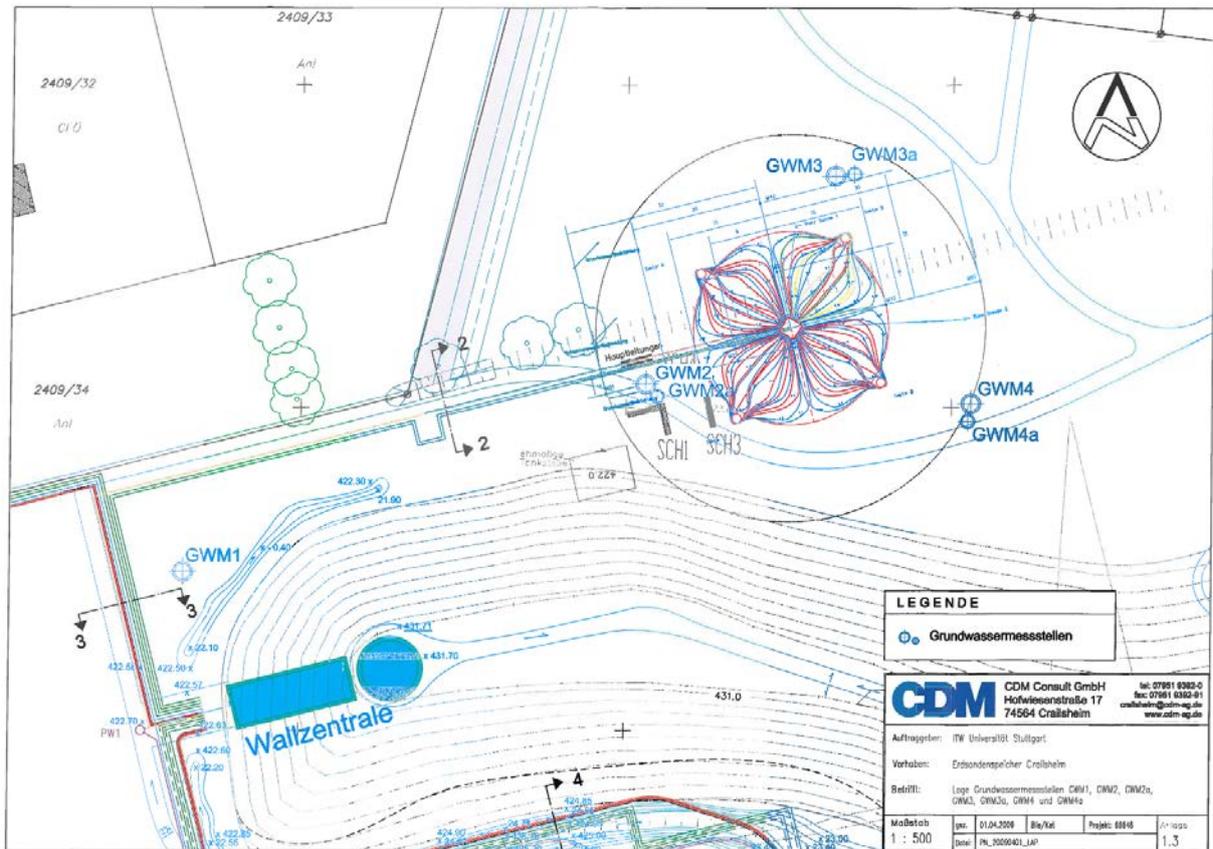


Abb. 124: Positionen der neu errichteten Grundwassermessstellen GWM1, GWM2, GWM3, GWM4, GWM2a, GWM3a und GWM4a

3.5.3 Geothermische Modellierung

Für die geothermische Modellierung des Erdsonden-Wärmespeichers mit FEFLOW [115] wurde ein 2 km² großes Modellgebiet mit einer Mächtigkeit von 150 m definiert. Die Modellgrenzen befinden sich 1,5 km in Grundwasserabstromrichtung und 500 m in Zustromrichtung des Speichers. Die seitliche Distanz vom Speicher zum Modellrand beträgt 500 m. Die 80 jeweils 55 m tiefen Erdwärmesonden des Speichers wurden unter Berücksichtigung der geometrischen Gitterzellenanforderungen in das Modell integriert. Das Modell umfasst 57 Schichten unterschiedlicher Mächtigkeit. Alle thermophysikalischen Daten und Randbedingungen des Untergrundmodells wurden örtlich aufgelöst und zeitkonstant aufgeprägt. Eine Ausnahme bildet die Temperatur der Erdoberfläche. Diese wurde mit einer Jahresmitteltemperatur der Geländeoberfläche von 10,5 °C und einer Amplitude von 11 °C abgebildet. Die geothermische Modellierung erfolgte in Zusammenarbeit mit dem Institut für Angewandte Geowissenschaften der TU Darmstadt. Für weitere Informationen sei auf [5] verwiesen.

3.5.4 Simulation

Die Simulation wurde für den Zeitraum vom 01.01.2009 bis zum 01.11.2010 durchgeführt. In diesem Zeitraum konnte der Erdsonden-Wärmespeicher zweimal planmäßig beladen werden. Aufgrund der Tatsache, dass aktuell noch keine Wärmepumpe im Gesamtsystem integriert ist, wurde der Speicher nicht entladen.

Die Validierung war ursprünglich so geplant, dass dem Speichermodell die gemessene Speichereintrittstemperatur und der gemessene Volumenstrom als zeitvariable Randbedingungen aufgeprägt werden sollten. Aufgrund der zahlreichen, zum Teil lang andauernden Ausfälle der Messdatenerfassung fehlten an zu vielen Zeitpunkten Messdaten, um den Betrieb des Erdsonden-Wärmespeichers auf diese Weise nachrechnen zu können. Stattdessen musste auf die redundant gemessenen Wärmemengen aus den Wärmemengenzählern zurückgegriffen werden. Diese Werte werden jedoch nur monatlich erfasst und können auch nicht auf Volumenstrom und Vorlauf- bzw. Rücklauf-temperatur zurückgerechnet werden.

Eine nachträgliche Erweiterung des entwickelten FEFLOW-Speichermodells durch die DHI-WASY GmbH machte es möglich, dem Speichermodell anstatt der Vorlauf-temperatur und des Volumenstroms die Wärmeübertragungsleistung und den Volumenstrom als Randbedingungen vorzugeben. Die gemessenen monatlichen Wärmemengen wurden deshalb in Wärmeübertragungsleistungen umgerechnet, die über einen Zeitraum von jeweils einem Monat konstant sind. Hierzu wurde anhand der Leistungsdaten der installierten Pumpe der mittlere Volumenstrom ebenfalls zeitkonstant abgeschätzt. Abb. 125 zeigt die gemessenen Wärmemengen und die dem Speichermodell während der Simulation aufgeprägte Wärmeübertragungsleistung.

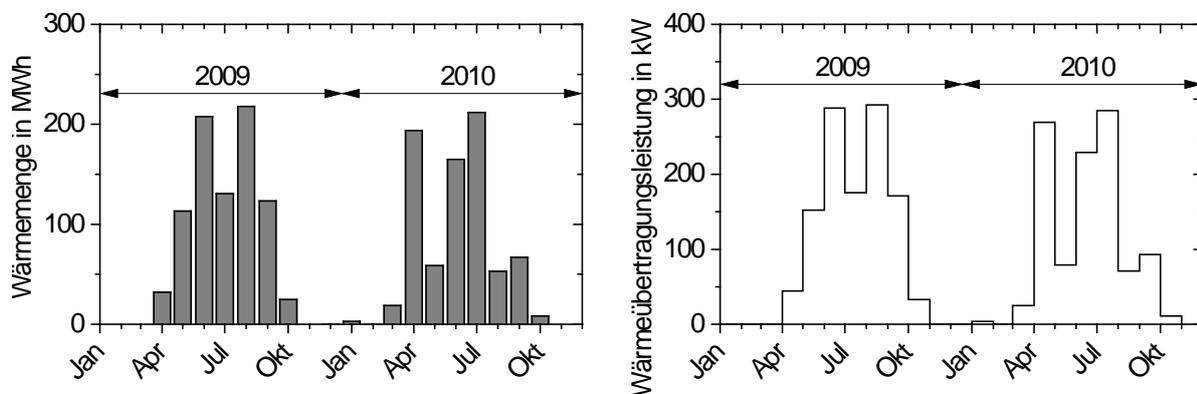


Abb. 125: Gemessene Wärmemengen und die dem Speichermodell während der Simulation aufgeprägte Wärmeübertragungsleistung

Es muss angemerkt werden, dass die von den Wärmemengenzählern erfasste Wärmemenge in der Heizzentrale gemessen wird. Die Wärmeverluste der in Summe über 300 m langen Rohrleitungen zwischen Heizzentrale und Speicher sind somit in unbestimmter Höhe in der aufgeprägten Wärmeübertragungsleistung enthalten.

3.5.5 Ergebnisdarstellung

Den Vergleich zwischen gemessenen und berechneten Untergrundtemperaturen an den Messlanzen M1 bis M52 vom 01. März 2009 bis 01. November 2010 zeigen Abb. 126 bis Abb. 134.

Den Vergleich zwischen gemessenen und berechneten Grundwassertemperaturen in den Grundwassermessstellen zeigen Abb. 135 bis Abb. 137.

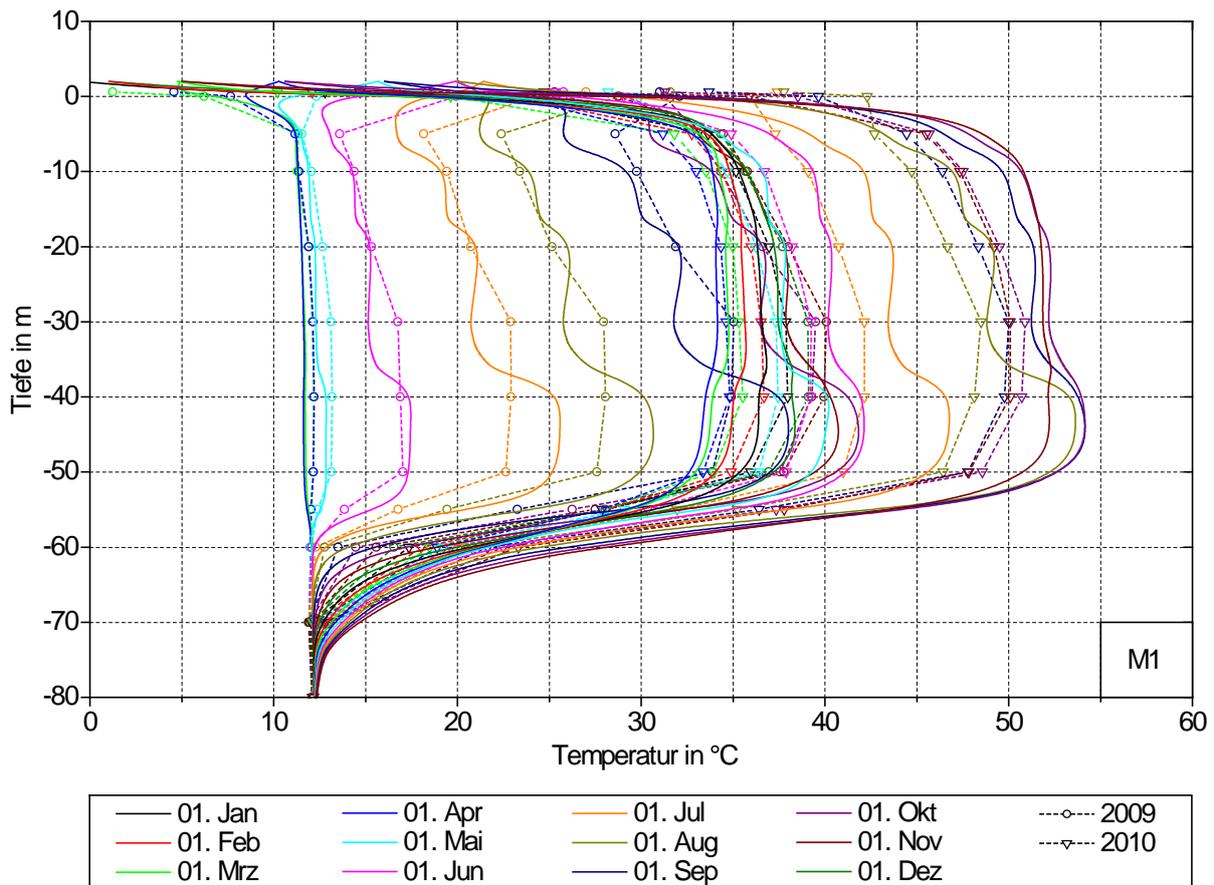


Abb. 126: Vergleich zwischen gemessenen (gestrichelt + Symbol) und berechneten (durchgehende Linien) Untergrundtemperaturen an Messlanze M1

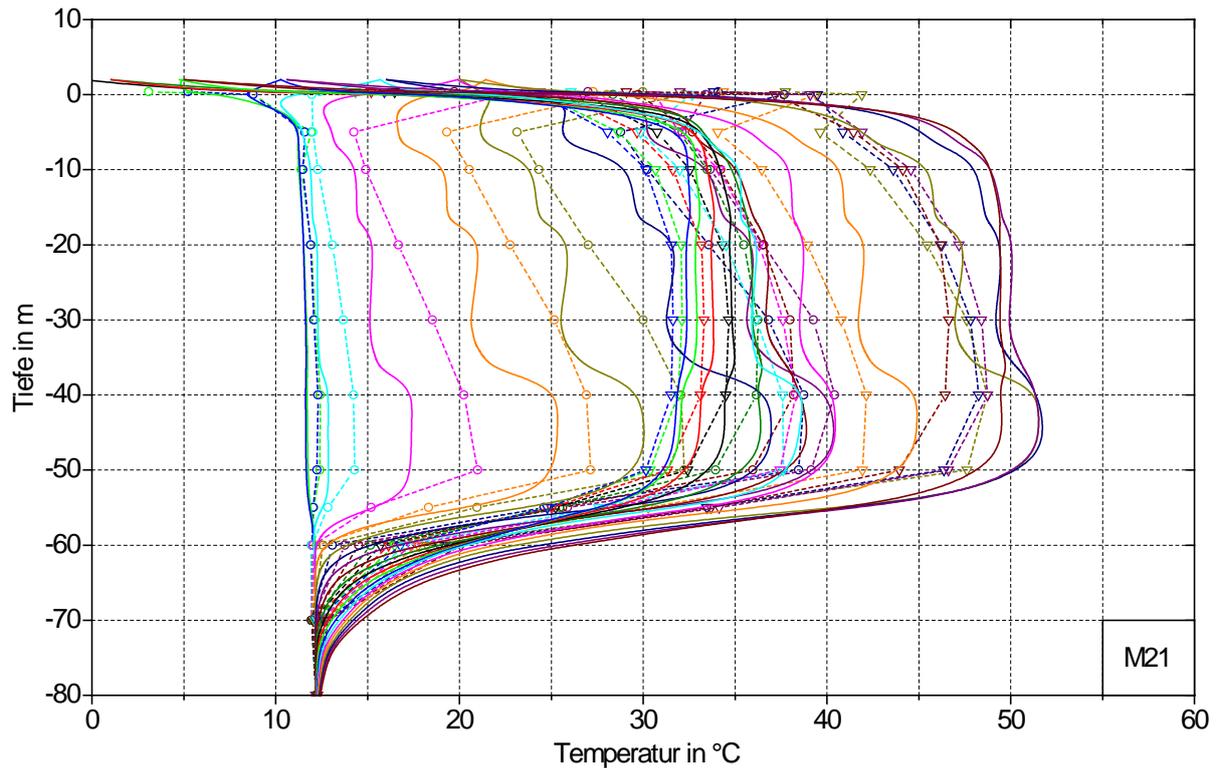


Abb. 127: Vergleich zwischen gemessenen (gestrichelt + Symbol) und berechneten (durchgehende Linien) Untergrundtemperaturen an Messlanze M21

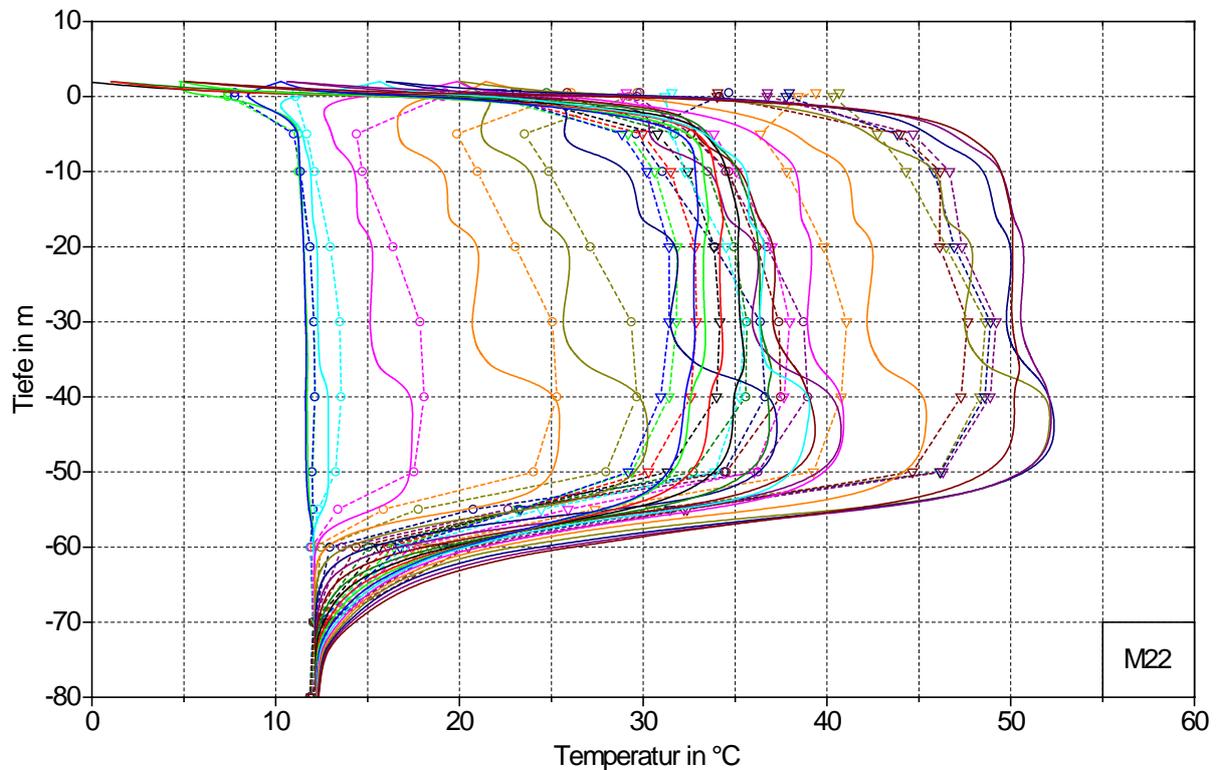


Abb. 128: Vergleich zwischen gemessenen (gestrichelt + Symbol) und berechneten (durchgehende Linien) Untergrundtemperaturen an Messlanze M22

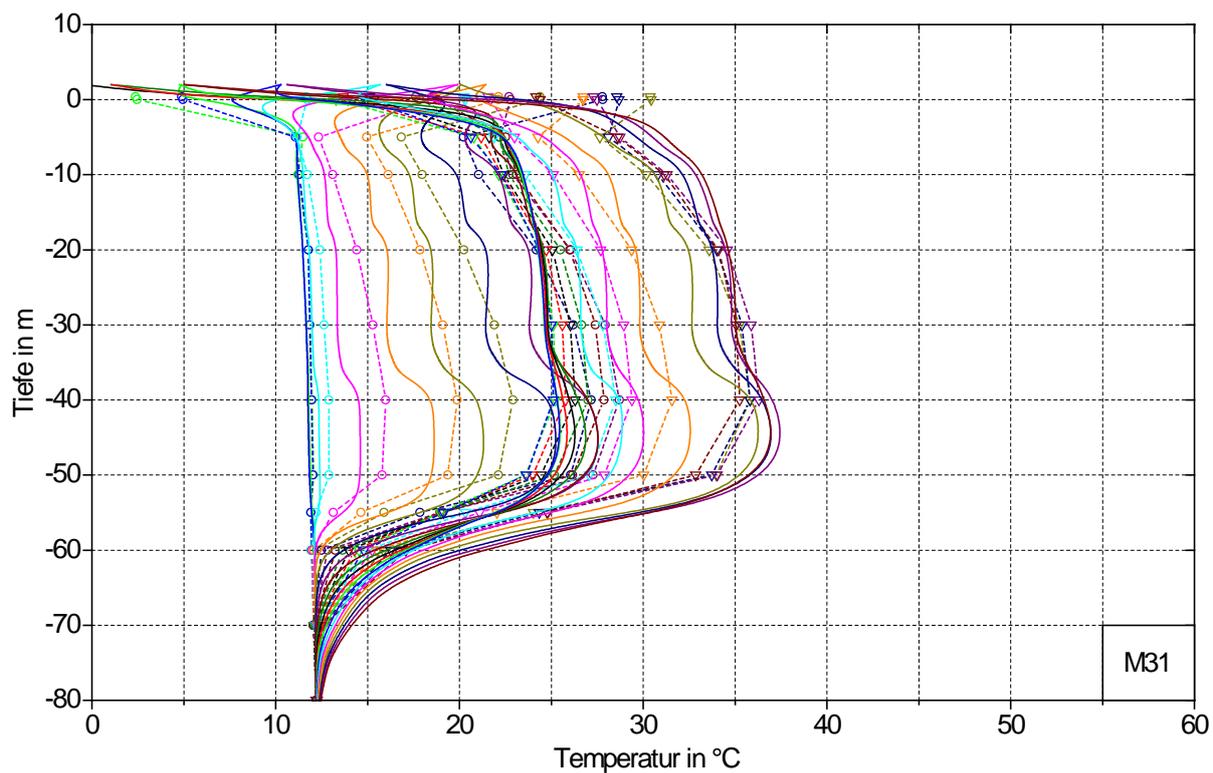


Abb. 129: Vergleich zwischen gemessenen (gestrichelt + Symbol) und berechneten (durchgehende Linien) Untergrundtemperaturen an Messlanze M31

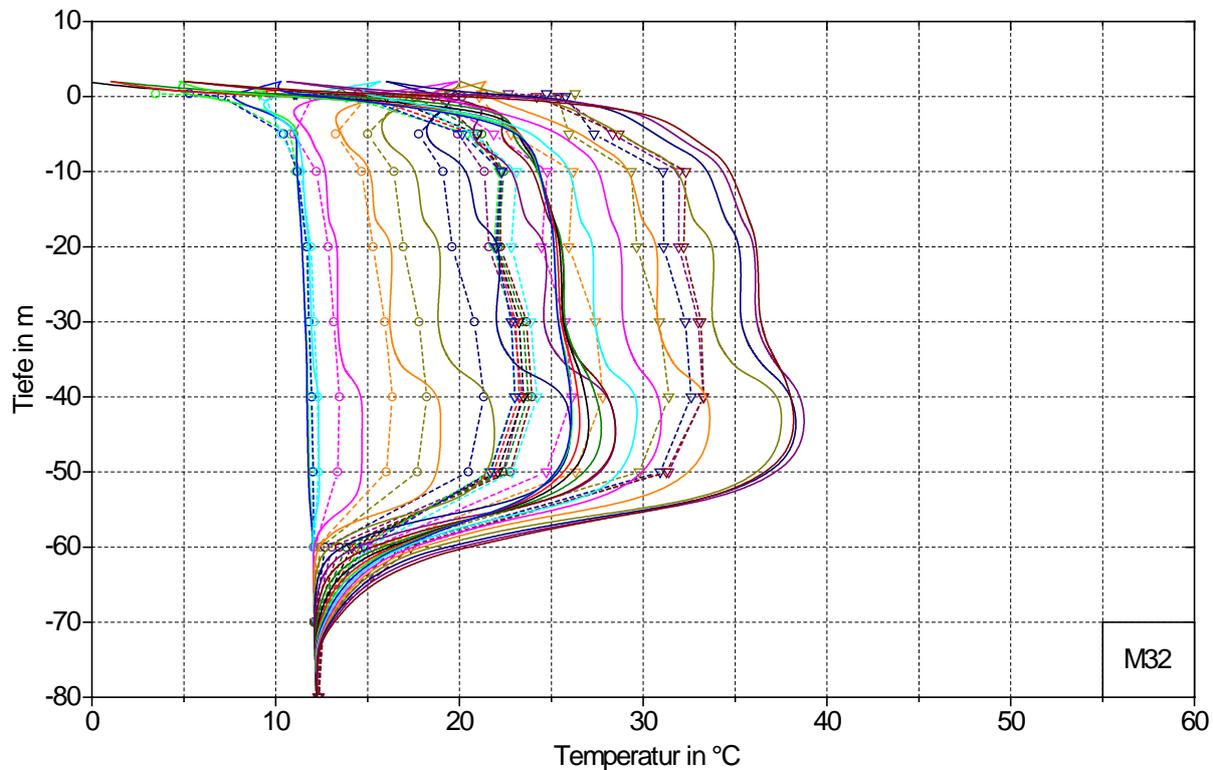


Abb. 130: Vergleich zwischen gemessenen (gestrichelt + Symbol) und berechneten (durchgehende Linien) Untergrundtemperaturen an Messlanze M32

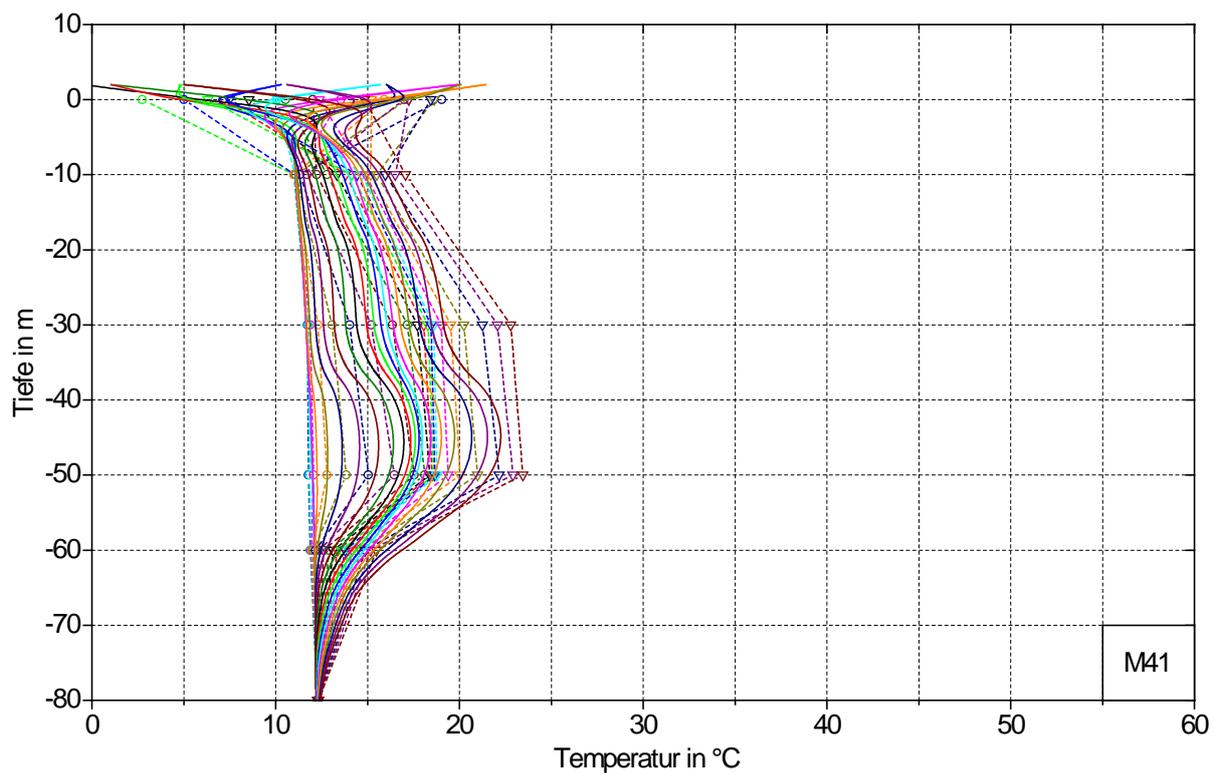


Abb. 131: Vergleich zwischen gemessenen (gestrichelt + Symbol) und berechneten (durchgehende Linien) Untergrundtemperaturen an Messlanze M41

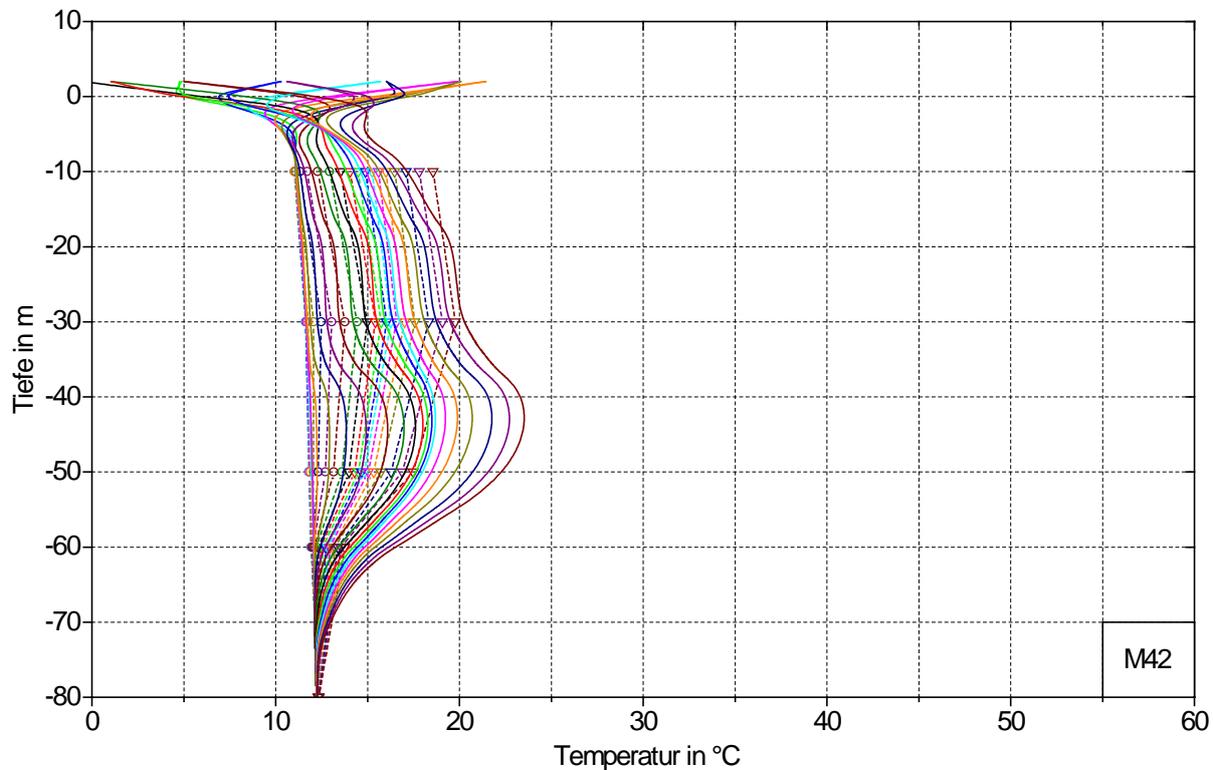


Abb. 132: Vergleich zwischen gemessenen (gestrichelt + Symbol) und berechneten (durchgehende Linien) Untergrundtemperaturen an Messlanze M42

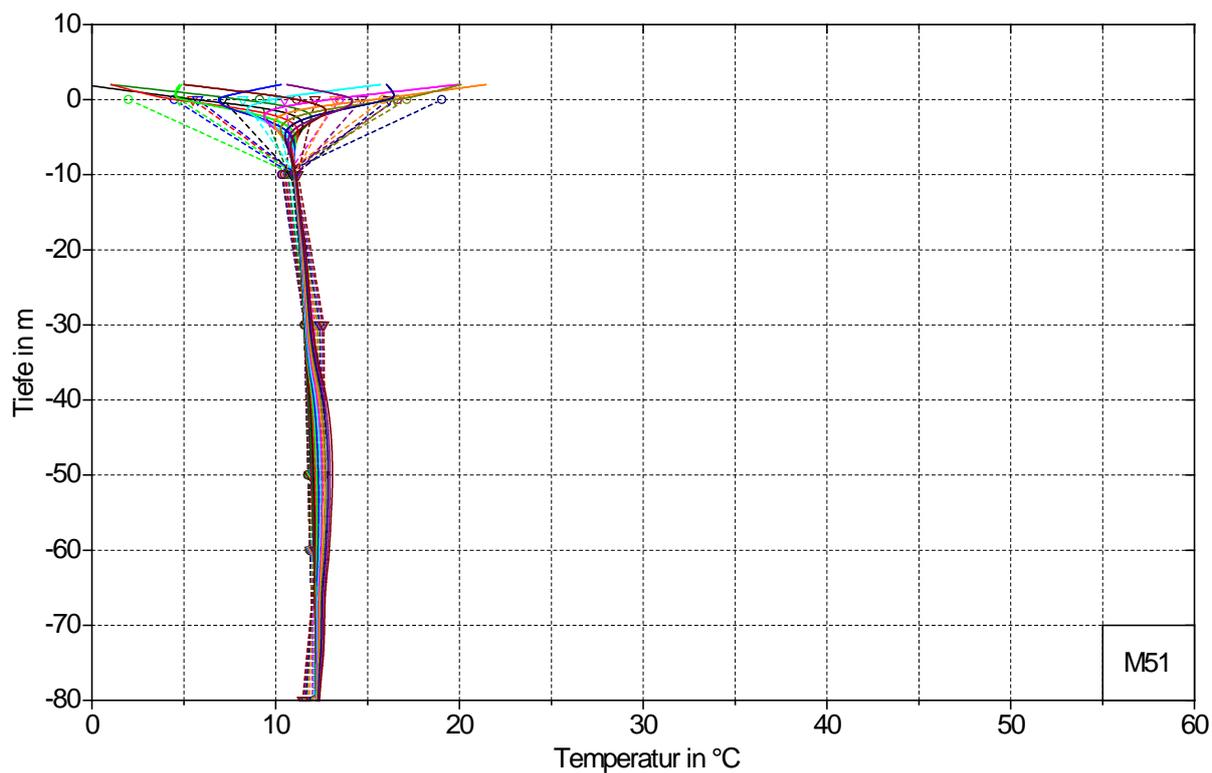


Abb. 133: Vergleich zwischen gemessenen (gestrichelt + Symbol) und berechneten (durchgehende Linien) Untergrundtemperaturen an Messlanze M51

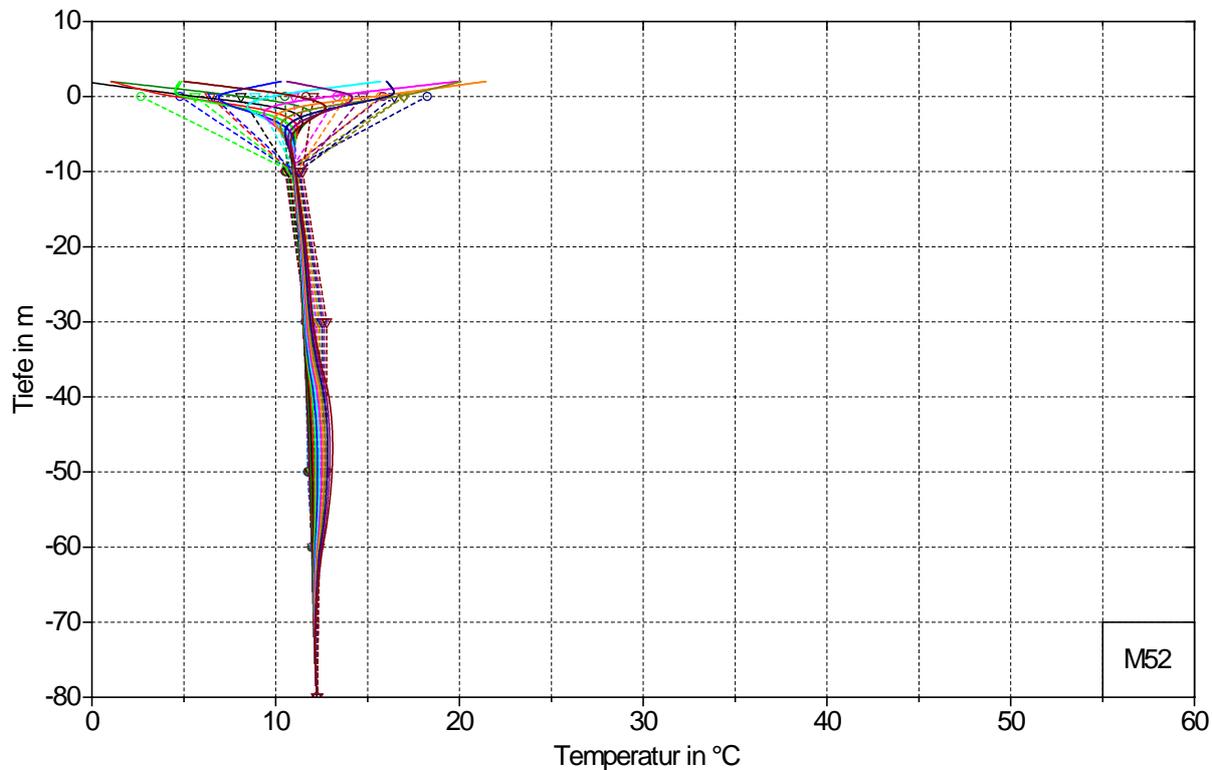


Abb. 134: Vergleich zwischen gemessenen (gestrichelt + Symbol) und berechneten (durchgehende Linien) Untergrundtemperaturen an Messlanze M52

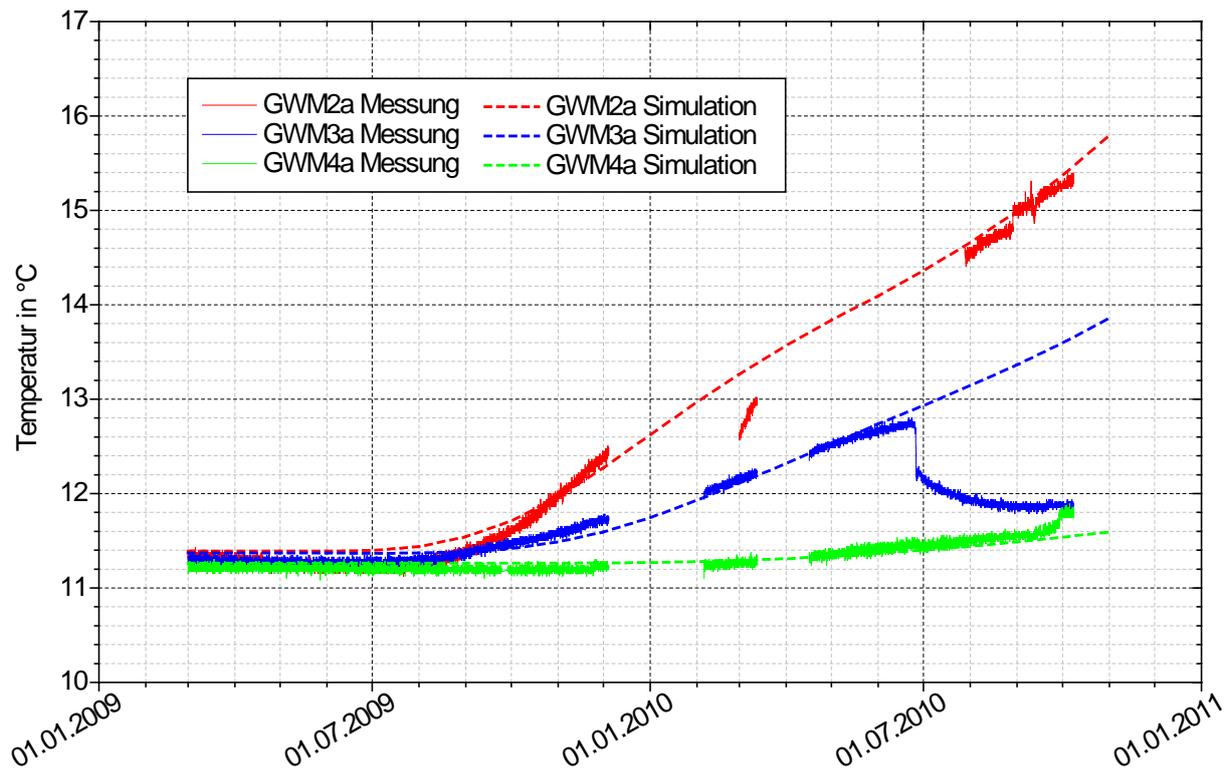


Abb. 135: Gemessene (durchgehende Linien) und berechnete (gestrichelt) Grundwassertemperaturen an GWM2a, GWM3a und GWM4a in 20 m Tiefe

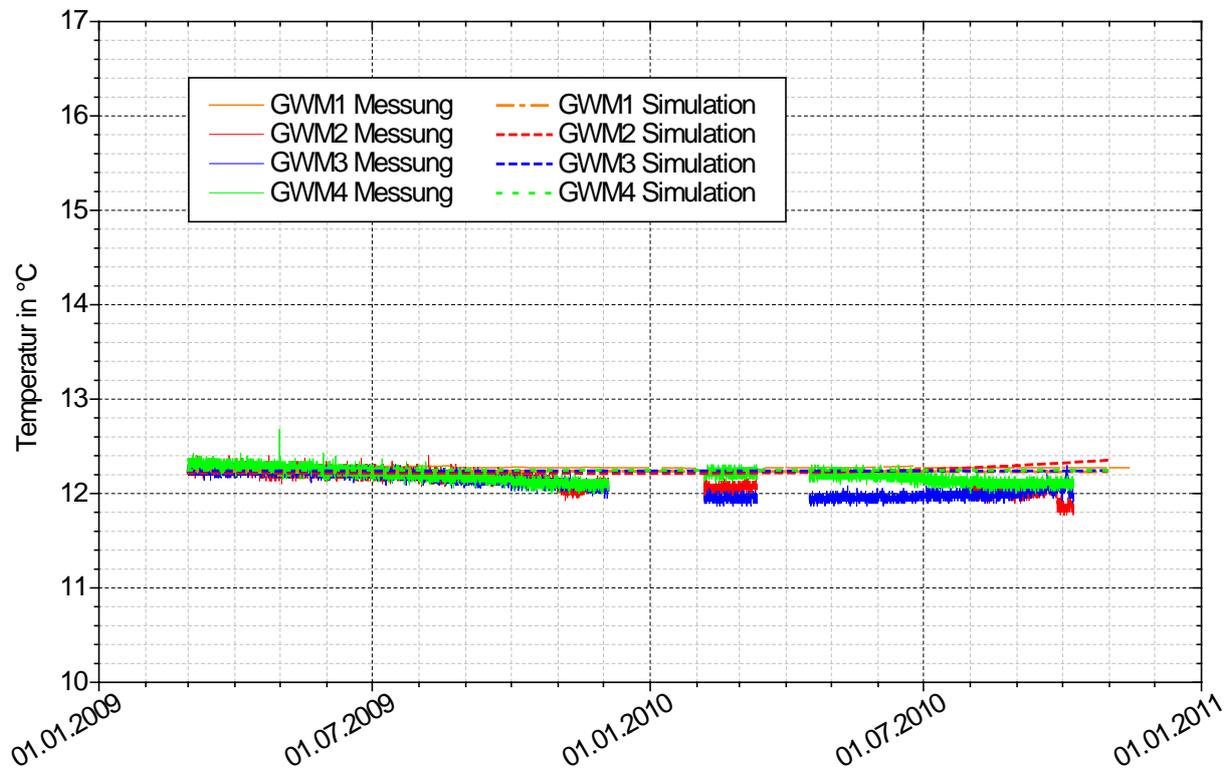


Abb. 136: Gemessene (durchgehende Linien) und berechnete (gestrichelt) Grundwassertemperaturen an GWM1, GWM2, GWM3 und GWM4 in 80 m Tiefe

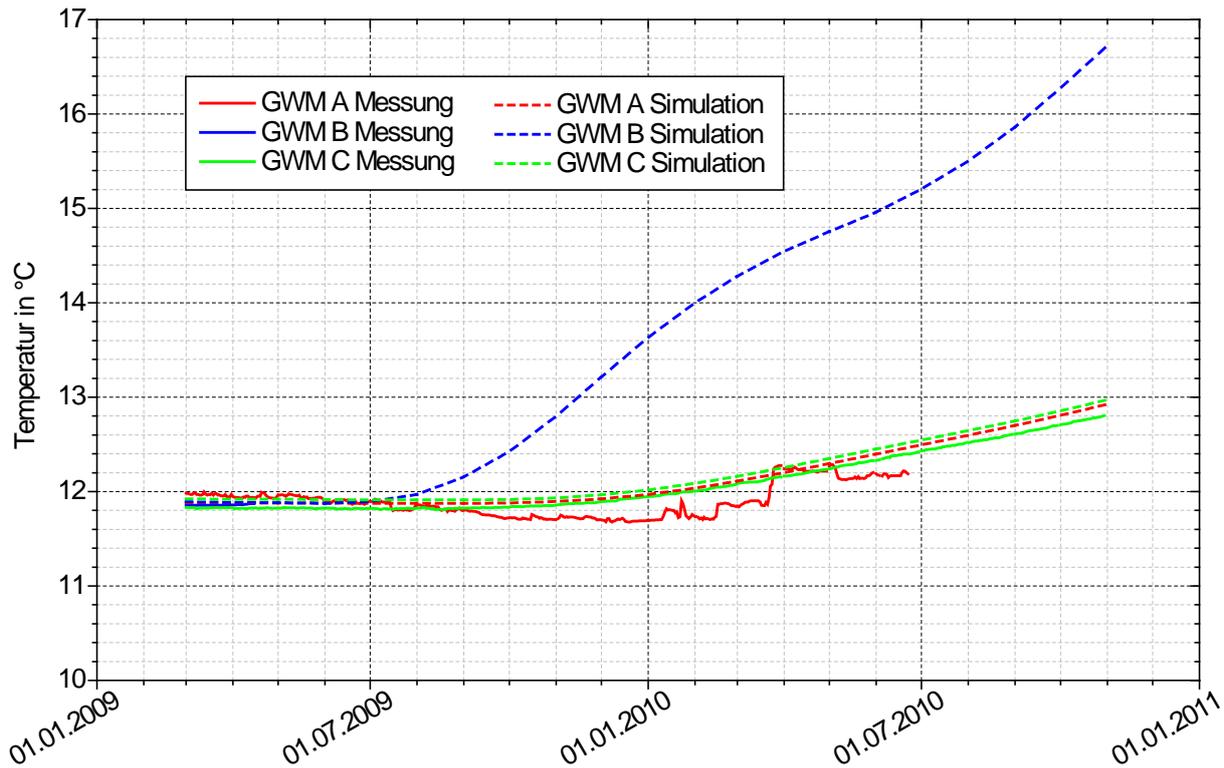


Abb. 137: Gemessene (durchgehende Linien) und berechnete (gestrichelt) Grundwassertemperaturen an den Grundwassermessstellen A, B und C in 50 m Tiefe

3.5.6 Diskussion

3.5.6.1 Temperaturen im Speicherinneren

An den im Speicherinneren positionierten Messlanzen M1, M21 und M22 stimmen die berechneten Temperaturen überwiegend sehr gut mit den gemessenen Temperaturen überein. An M1 kann der Temperaturanstieg im Untergrund während der ersten Beladepériode (01.03.2009 bis 01.10.2009) durch die Simulation sehr gut wiedergegeben werden. In diesem Zeitraum hinken die berechneten Temperaturen den gemessenen Temperaturen an M21 und M22 etwas hinterher. Ein möglicher Grund dafür ist die ungenaue Positionierung der Messlanzen: Da es unmöglich ist, die Bohrungen für Messlanzen und Erdwärmesonden absolut senkrecht abzuteufen, ist es sehr wahrscheinlich, dass der Abstand zwischen Messlanze und einer der benachbarten Erdwärmesonden mit größerer Tiefe immer geringer ausfällt. In diesem Fall werden während der Beladung des Speichers zu hohe Temperaturen gemessen.

Im Winter 2009/2010 gleichen sich die berechneten und gemessenen Temperaturen an M1, M21 und M22 wieder sehr gut an. Das berechnete Temperaturniveau im Frühjahr 2010 ist geringfügig höher als die Messwerte. Während der folgenden

Beladepériode 2010 werden etwas höhere Temperaturen berechnet als gemessen. Am Ende der Beladepériode liegen die berechneten Temperaturen ca. 3 bis 5 K über den gemessenen Temperaturen. Der berechnete Ladezustand des Speichers nach zwei Beladepérioden ist somit um etwa 10 % größer als der gemessene. Ein möglicher Grund dafür sind die nicht bestimmten Wärmeverluste der Verbindungsleitungen zwischen Heizzentrale und Speicher. Dem Speichermodell wird dadurch gegenüber der Realität eine zu große thermische Beladeleistung aufgeprägt. Die beim Monitoring diverser SuN-Anlagen gewonnene Erfahrung zeigt, dass die Wärmeverluste bei erdverlegten Leitungen dieser Länge üblicherweise im einstelligen Prozentbereich liegen.

Bei der Bohrkernanalyse wurde eine bis in 55 m Tiefe sprunghaft zunehmende Temperaturleitfähigkeit des Untergrunds bestimmt [5], [112] . Im unteren Bereich des Speichers erhöht sich die Temperatur während der Beladung dadurch deutlich schneller als im oberen Bereich. Dieser Effekt wird bei der Simulation geringfügig überschätzt. Die höheren berechneten Temperaturen im Bereich zwischen 35 m und 55 m sind auf die Werte der Temperaturleitfähigkeit des Untergrunds und nicht auf durch Grundwasserströmung verursachten advektiven Wärmetransport zurückzuführen.

Der Einfluss einer Grundwasserströmung auf die Temperaturen innerhalb des Speichers konnte weder in der Simulation noch bei der Messung festgestellt werden.

3.5.6.2 Temperaturen am Speicherrand

Die gemessenen Temperaturen am Speicherrand an den Messlanzen M31 und M32 am Ende der zweiten Beladepériode sind um ca. 15 K niedriger als im Speicherinnern. Da am Speicherrand in horizontaler Richtung sehr große Temperaturgradienten im Untergrund auftreten, sind die Temperaturmesswerte stark von der Positionierung und dem exakten senkrechten Einbau der Messlanzen abhängig. Die Simulation zeigt an M32 geringfügig höhere Temperaturen als an M31, da M31 außermittig positioniert ist, siehe Abb. 123. An M31 wurden jedoch in jeder Tiefe höhere Temperaturen gemessen, als an M32. Dies kann auf eine ungenaue Positionierung von M32 zurückzuführen sein.

3.5.6.3 Temperaturen außerhalb des Speichers

In fünf Metern Entfernung zum Speicherrand beträgt die gemessene Temperaturerhöhung des Untergrunds nach zwei Jahren weniger als 10 K. Simulation und Messung zeigen im oberen Speicherbereich an M42 höhere Temperaturen als an M41. Dies korreliert mit der Fließrichtung Nordost der Aquitarden in diesem Bereich. In 50 m Tiefe zeigt die Messung an M41 eine erheblich stärkere Temperaturzunahme als an M42. Dies kann auf eine Grundwasserströmung zurückzuführen sein. Mit lokal begrenzten hohen Abstandsgeschwindigkeiten in Klüften des Oberen Muschelkalks ist aufgrund der Ergebnisse der hydrogeologischen Untersuchungen zu rechnen.

In 15 m Entfernung zum Speicherrand zeigt die Simulation nach zwei Jahren nur auf Höhe des unteren Speicherbereichs eine signifikante Temperaturzunahme des Untergrunds um ca. 1,5 K. Dies ist auf die dort höhere Temperaturleitfähigkeit und somit ausschließlich auf konduktive Transportprozesse zurückzuführen. In 70 m Tiefe kann anhand der höheren berechneten Temperatur an M51 ein minimaler Einfluss des modellierten Aquifers mit Fließrichtung Westsüdwest festgestellt werden. Die Messwerte zeigen auf der oberen Speicherhälfte einen größeren Temperaturanstieg als die Simulation. Es muss vermutet werden, dass die Bohrkernanalyse in diesem Bereich etwas zu geringe Werte der Temperaturleitfähigkeit des Untergrunds ergab.

3.5.6.4 Temperaturen der Grundwassermessstellen

An allen zehn Grundwassermessstellen stimmen die berechneten und gemessenen Temperaturen fast zu jedem Zeitpunkt auf +/- 0,3 K überein. Sowohl qualitativ als auch quantitativ kann die Simulation die Messwerte sehr gut wiedergeben. Nur an GWM2a im März 2010 und an GWM3a ab Juni 2010 weichen die gemessenen Werte vom zu erwartenden Verlauf ab. Hierzu konnte keine Erklärung gefunden werden. Insbesondere die Temperaturentwicklung an GWM3a bleibt zu beobachten. Aufgrund von Baumaßnahmen und Wasserbeprobungen kam es an GWM2, GWM3, GWM4, GWM2a, GWM3a und GWM4a mehrfach zu Messdatenausfällen. Bei den Grundwassermessstellen GWMA, GWMB und GWMC wurden die Temperatursensoren bereits zum Teil deinstalliert und die Bohrlöcher teilverfüllt, um die in diesen Bohrlöchern stattfindende Vermischung verschiedener Grundwasserstockwerke zuverlässig zu unterbinden. Der vollständige Rückbau aller drei Grundwassermessstellen GWMA, GWMB und GWMC ist geplant. An GWMA werden seit Juni 2010, an GWMB seit April 2009 keine Temperaturen mehr gemessen.

3.5.7 Fazit

Das entwickelte FEFLOW-Modell kann den Erdsonden-Wärmespeicher in Crailsheim sehr gut abbilden. Berechnete und gemessene Temperaturen stimmen überwiegend sehr gut überein. Größere Abweichungen sind durch ungenaue Positionierung der Sensoren sowie durch die unbekannte Höhe der Wärmeverluste der Verbindungsleitungen zwischen Heizzentrale und Speicher zu erklären.

Es muss festgestellt werden, dass der durch Grundwasserströmung verursachte Wärmetransport so gering ist, dass nach zweijährigem Betrieb noch kein deutlicher Effekt auf die Untergrundtemperatur zu erkennen ist. Ein signifikanter Wärmetransport durch strömendes Grundwasser ist nur im Aquifer einige Meter unterhalb des Speichers zu erwarten. Bis dorthin muss die Wärme jedoch durch vertikale Wärmeleitung transportiert werden, was noch einige Jahre dauert. Die Beobachtung der Untergrund- und Grundwassertemperaturen in den nächsten Betriebsjahren bleibt somit von höchstem wissenschaftlichem Interesse. Die Validierung des entwickelten FEFLOW-Modells sollte in etwa fünf Jahren erneut durchgeführt werden, sobald ein durch advective Transportprozesse deutlich asymmetrisches Temperaturprofil im Untergrund entstanden ist.

4 Zusammenfassung der Planungsempfehlungen

4.1 Langzeit-Wärmespeicher

Die Untersuchungen zum gekoppelten Wärme- und Feuchtetransport in der Speicherhülle erdvergrabener Wärmespeicher und die Betriebsergebnisse des Kies/Wasser-Wärmespeichers in Eggenstein-Leopoldshafen sowie des Erdsonden-Wärmespeichers und des zweiten Pufferspeichers in Crailsheim haben erneut gezeigt, dass die Wärmedämmstoffe trocken einzubauen sind und dauerhaft vor Feuchtigkeit geschützt werden müssen. Schüttfähige Wärmedämmstoffe, wie Blähglasgranulat und Schaumglasschotter, sind kostengünstige Alternativen zu den bisher verwendeten Wärmedämmstoffen, wie z. B. Mineralwolle oder XPS. Auf der Oberseite von Wärmespeichern kann der Einsatz von Wärmedämmstoffen mit vergleichbarer Korngröße wie Schaumglasschotter (32 - 64 mm) allerdings nicht empfohlen werden, insbesondere wenn mit dem Eintrag von Feuchtigkeit in die Schüttung gerechnet werden muss. Dann kann nämlich durch die Überlagerung mehrerer Wärmetransportmechanismen (Wärmeleitung, Konvektion, Wärmerohr-Effekt) die effektive Wärmeleitfähigkeit stark ansteigen. Bei der Planung von Langzeit-Wärmespeichern und Pufferspeichern ist die Temperatur- und Feuchteabhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit der Wärmedämmstoffe zu berücksichtigen. Die Anwendung der Normwerte (10 °C, trocken) führt zu einer Unterschätzung der Wärmeverluste der Wärmespeicher, da diese auf einem höheren Temperaturniveau (bis etwa 100 °C) betrieben werden und die Wärmedämmstoffe häufig bereits bei der Anlieferung auf der Baustelle einen gewissen Feuchtegehalt aufweisen.

Bezüglich der hydraulischen Anbindung von direkt durchströmten Kies/Wasser-Wärmespeichern hat sich herausgestellt, dass die Förderung über den Wasserspiegel hinaus mit saugenden Pumpen unzuverlässig ist, weil sich an den höchsten Stellen der hydraulischen Kreise Luft ansammelt und so die Ansaugung unterbricht. Nachträglich installierte Vakuumhaltungssysteme an den höchsten Stellen der hydraulischen Kreise haben die Zuverlässigkeit nicht erhöht. Es hat sich als technisch aufwändig herausgestellt, Leckagen im Vakuumhaltungssystem zu verhindern. Bei zukünftigen Anlagen ist bei der Planung besonders auf die hydraulische Anbindung und Rohrleitungsführung der Anschlussleitungen des Langzeit-Wärmespeichers, möglichst unterhalb des Wasserspiegels, zu achten.

Beim Erdsonden-Wärmespeicher in Neckarsulm wurden an allen Erdwärmesonden-Reihen¹⁵ Durchflussregelventile installiert, um die Erdwärmesonden hydraulisch abgleichen zu können und damit eine gleichmäßige Durchströmung zu gewährleisten. In der Praxis hat dies jedoch nicht funktioniert, da die Einregulierung iterativ, d. h. mehrmals, hätte durchgeführt werden müssen. Beim Erdsonden-Wärmespeicher in Crailsheim ist die Gesamtleitungslänge jedes Sondenkreises¹⁶ gleich lang. Der dadurch erfolgte automatische hydraulische Abgleich stellt die gleichmäßige Durchströmung aller Sondenkreise sicher und das Verfahren kann für zukünftige Erdsonden-Wärmespeicher empfohlen werden.

4.2 Solaranlagen

Wie bei dem Kollektorfeld auf dem Lärmschutzwall Ost in Crailsheim festgestellt werden musste, ist die Verwendung von Kollektoren, die für Kleinanlagen konzipiert wurden, nur bedingt bei Großanlagen möglich. Die Installation von Kollektoren, die speziell für den Anwendungsfall „Großanlage“ konzipiert wurden, ist zu empfehlen. Sollen dennoch Kollektoren für Kleinanlagen für Großanlagen verwendet werden, ist auf eine sorgfältige Planung, u. a. der Längenkompensatoren und der Unterkonstruktion zu achten und eine Überprüfung und detaillierte Hinterfragung der Eignung für den geplanten Einsatzzweck ist notwendig.

4.3 Wärmepumpen

Die ersten Pilotanlagen wurden ohne Wärmepumpe geplant und errichtet, in den letzten Jahren hat sich jedoch gezeigt, dass mit Wärmepumpen höhere solare Deckungsanteile erzielt werden können. Die solare Nahwärmeversorgung in Neckarsulm wurde daher mit einer Wärmepumpe nachgerüstet. Die Auswertung der Messergebnisse hat gezeigt, dass der solare Deckungsanteil gestiegen ist, allerdings ist der Primärenergieaufwand durch den Strombedarf der Wärmepumpe gestiegen, siehe 3.3.2.2. Die Wärmepumpenintegration ist dennoch zu empfehlen, da das Gesamtsystem robuster, d. h. unabhängiger von Einflussfaktoren wie der Netzrücklauftemperatur, wird. Bei geeigneter Auslegung und planmäßigem Betrieb kann, wie Simulationsstudien zeigen, der Gesamtprimärenergieaufwand einer Nahwärmeversorgung durch die Integration einer Wärmepumpe im Vergleich zu einer Anlage ohne Wärmepumpe niedriger sein. Bei der Planung zukünftiger solarer Nahwärmeversorgungen mit (Langzeit-Wärmespeicher und) Wärmepumpe sollte die primärenergie-

¹⁵ In Neckarsulm sind je 6 Erdwärmesonden seriell verbunden.

¹⁶ In Crailsheim sind je 2 Erdwärmesonden seriell verbunden.

tische Betrachtung Bestandteil sein, um energetisch ungünstige Anlagenkonfigurationen zu vermeiden.

Die in den Pilotprojekten Rostock, Crailsheim und Neckarsulm eingesetzten Wärmepumpen sind Sonderanfertigungen, die speziell für den jeweiligen Einsatzzweck ausgelegt wurden. Beispielsweise wird bei der Wärmepumpe in Rostock die Wärme auf zwei verschiedenen Temperaturniveaus ausgekoppelt, um die Wärme zum einen für die Raumheizung (45 °C) und zum anderen für das Trinkwarmwasser (60 °C) bereitstellen zu können. Der Einsatz von Wärmepumpen, die auf den jeweiligen Einsatzzweck (Wärmequellen-/senkentemperaturen) ausgelegt wurden, hat sich bewährt. Standard-Wärmepumpen für die Anwendung in solaren Nahwärmeversorgungen sind derzeit nicht verfügbar.

4.4 Nahwärme- und Solarnetz

In Neckarsulm wurde ein 3-Leiter-Nahwärme- und Solarnetz installiert, um die vierte Leitung und damit Kosten zu sparen und einfach weitere Kollektorfelder anschließen zu können. Allerdings waren die Kosten für die Wärmeübergabestationen höher als bei Standard-Wärmeübergabestationen, sodass der Kostenvorteil nur teilweise umgesetzt werden konnte. In der Praxis hat sich herausgestellt, dass die Regelung der Anlage schwieriger ist als bei einem getrennten Solar- und Nahwärmenetz. Außerdem sind die hydraulischen Verhältnisse nicht immer nachvollziehbar, z. B. wenn die Rohrleitungen in beide Richtungen durchströmt werden. Fehlvolumenströme sind dann nur schwer nachzuweisen. Bei zukünftigen Anlagen wird die Verwendung eines 4-Leiter-Nahwärme- und Solarnetzes empfohlen.

4.5 Simulationsprogramme

Für die Auslegung der Langzeit-Wärmespeicher und der solaren Nahwärmeversorgungen wurde bisher meist das Simulationsprogramm TRNSYS verwendet. Die während des vorliegenden Forschungsvorhabens durchgeführten Untersuchungen haben ergeben, dass am Markt kein weiteres Simulationsprogramm verfügbar ist, mit dem derartige Anlagen ausreichend genau abgebildet werden können. Für solare Großanlagen ohne Langzeit-Wärmespeicher und ohne Wärmepumpe hat sich das Programm Carnot als geeignete Alternative erwiesen, siehe 3.4.

5 Zusammenfassung und Ausblick

In Deutschland wurden im Jahr 1996 die beiden ersten solaren Nahwärmeversorgungen mit Langzeit-Wärmespeicher in Hamburg und Friedrichshafen in Betrieb genommen, damit liegen Messergebnisse und Betriebserfahrungen aus nunmehr 17 Jahren vor. Seit 1996 wurden elf Pilotanlagen errichtet, in denen vier unterschiedliche Konzepte saisonaler Wärmespeicher verwirklicht wurden. Seit der Inbetriebnahme der ersten solaren Nahwärmeversorgungen ist das ITW maßgeblich an der wissenschaftlich-technischen Begleitung der Pilotanlagen beteiligt, zuletzt der Anlagen in Friedrichshafen, Neckarsulm, Rostock, Crailsheim und Eggenstein-Leopoldshafen.

Die Messdatenerfassung der Anlage in Friedrichshafen wurde im März 2012 mit Zustimmung des Projektträgers abgebaut, da die Datenerfassung defekt war und keine weiteren wesentlichen wissenschaftlichen Erkenntnisse erwartet wurden. Die Erkenntnisse zur Wärmedämmung und zu den Netzurücklauftemperaturen aus der Pilotanlage in Friedrichshafen sind in den Bau der neueren Anlagen eingeflossen.

In die solare Nahwärmeversorgung mit Erdsonden-Wärmespeicher in Neckarsulm wurde im Jahr 2008 eine Wärmepumpe integriert, um die Effizienz des Gesamtsystems zu verbessern. Während der solare Deckungsanteil in den Jahren ohne Wärmepumpe um 40 % betrug, konnte im Jahr 2011 ein solarer Deckungsanteil von 56 % erreicht werden.

Die solare Nahwärmeversorgung mit Aquifer-Wärmespeicher in Rostock arbeitet seit der Inbetriebnahme im Jahr 2000 zuverlässig und hat in den vergangenen Jahren meist solare Deckungsanteile um 50 % erreicht.

Bei der Pilotanlage mit Erdsonden-Wärmespeicher in Crailsheim war der Anlagenbetrieb in den letzten Jahren durch die Installation und Inbetriebnahme von Komponenten (Kollektorfelder, Wärmepumpe) und zahlreiche Optimierungsmaßnahmen gekennzeichnet. Obwohl wesentliche Komponenten noch nicht im regulären Betrieb waren, konnte im Jahr 2011 ein solarer Deckungsanteil von 36 % erreicht werden.

Aufgrund von technischen Problemen mit der Hydraulik der Be- und Entladekreise des Kies/Wasser-Wärmespeichers konnte die Pilotanlage in Eggenstein-Leopoldshafen noch nicht in den regulären Anlagenbetrieb überführt werden. Dennoch konnten durch den bisherigen Anlagenbetrieb wertvolle Erkenntnisse, z. B. über die Wärmedämmung des Kies/Wasser-Wärmespeichers gewonnen werden. Durch begleitende Forschungsarbeiten konnten ein so genannter Heat-pipe-Effekt und freie

Konvektion über die gesamte Dämmschichthöhe identifiziert werden. Dies und die Untersuchungen zum gekoppelten Wärme- und Feuchtetransport in der Speicherhülle erdvergrabener Langzeit-Wärmespeicher haben zu wesentlichen Erkenntnissen geführt, welche Wärmedämmstoffe für Langzeit-Wärmespeicher geeignet sind und wie diese einzubauen sind. Die Forschungsarbeiten sind derzeit noch nicht abgeschlossen, sondern werden in einem Folgeprojekt (WinterSun, FKZ 0325998A) noch weiter untersucht.

Als weiterer Forschungsschwerpunkt hat sich die Integration von Wärmepumpen in solare Nahwärmeversorgungen herauskristallisiert. Der Vergleich der Primärenergieeinsparung der Anlage in Neckarsulm ohne und mit Wärmepumpenbetrieb hat ergeben, dass mit einer Wärmepumpe die Primärenergieeinsparung geringer sein kann als ohne Wärmepumpe, obwohl der solare Deckungsanteil mit Wärmepumpe höher ist. Zur genaueren Simulation von Wärmepumpen wurde ein vorhandenes stationäres Wärmepumpenmodell derart erweitert, dass damit auch instationäre Betriebszustände abgebildet werden können. Das erweiterte Wärmepumpenmodell wurde mit Messdaten der Pilotanlage in Neckarsulm validiert. Im vorliegenden Bericht wurde außerdem ein Anlagenkonzept für solare Nahwärmeversorgungen mit Wärmepumpe untersucht, bei dem keine weitere konventionelle Nachheizung vorhanden ist. Es sind jedoch weitere Forschungsarbeiten notwendig, um weitere Anlagenkonzepte zu entwickeln und mit den - aus der Vermessung der vom ITW betreuten Pilotanlagen - gewonnenen Messdaten durch Simulationen zu optimieren sowie weitere Wärmepumpentypen zu untersuchen.

Die Auslegung der solaren Nahwärmeversorgungen mit Langzeit-Wärmespeicher erfolgte bisher mit dem transienten Simulationsprogramm TRNSYS. In den vergangenen Jahren sind zahlreiche neue Simulationsprogramme auf den Markt gekommen, die eine höhere Nutzerfreundlichkeit, verbesserte Rechenalgorithmen oder einen höheren Detaillierungsgrad (Feinstruktur- statt Grobstrukturmodelle) aufweisen. Von den untersuchten Simulationsprogrammen hat sich nur Carnot als geeignet für die Simulation solarer Nahwärmeversorgungen herausgestellt. Allerdings gibt es für Carnot keine Modelle für die Langzeit-Wärmespeicher und die kennlinienbasierten Wärmepumpenmodelle sind nur sehr beschränkt für die Simulation von Wärmepumpen in solaren Nahwärmeversorgungen geeignet.

Der Erdsonden-Wärmespeicher in Crailsheim befindet sich in einem Bereich, der von Grundwasser beeinflusst wird. Um diesen Einfluss zu quantifizieren, wurde im BMU-Forschungsvorhaben „Untersuchung des Einflusses von Grundwasserströmung auf Erdsonden-Wärmespeicher“ (FKZ 0329289A) der Speicher mit dem Simulationspro-

gramm FEFLOW detailliert abgebildet. Die Validierung des entwickelten FEFLOW-Modells wurde im Rahmen der wissenschaftlich-technischen Begleitung der Pilotanlage in Crailsheim durchgeführt. Dabei konnte eine sehr gute Übereinstimmung zwischen gemessenen und simulierten Temperaturen festgestellt werden

Fazit der aus dem vorliegenden Projekt gewonnenen Erkenntnisse ist, dass Schwerpunkte künftiger Forschungsarbeiten u. a. Wärmedämmstoffe und Wärmedämmstoffe zum Einsatz im Erdreich sowie Wärmepumpen und deren Integration in die solaren Nahwärmeversorgungen sein sollten. Das Monitoring der Pilotanlagen in Crailsheim und Eggenstein-Leopoldshafen wird im Forschungsvorhaben „WinterSun“ (FKZ 0325998A) weitergeführt, da sich diese Anlagen noch in der Anfangsphase des geplanten Anlagenbetriebs befinden (Crailsheim) oder noch nicht in den geplanten regulären Anlagenbetrieb überführt werden konnten (Eggenstein-Leopoldshafen). Die wissenschaftlich-technische Begleitung der Pilotanlagen ist u. a. deshalb zwingend notwendig, um wissenschaftliche Fragestellungen zu klären, z. B. zum thermischen (Langzeit-)Verhalten der Langzeit-Wärmespeicher und um den Anlagenbetrieb zu optimieren. Aufgrund der Komplexität der Anlagen und des Pilotcharakters kann die Anlagenoptimierung nicht allein durch die Betreiber und / oder Planer erfolgen. Das Monitoring der Pilotanlage in Neckarsulm wird fortgeführt, um die Datenbasis zum Betrieb solarer Nahwärmeversorgungen mit Wärmepumpe zu erweitern. Die Messdaten sollen u. a. für grundlegende Untersuchungen zum Einsatz von Wärmepumpen in solaren Nahwärmeversorgungen verwendet werden.

Des Weiteren müssen die Forschungsarbeiten zu den in solaren Nahwärmeversorgungen eingesetzten Langzeit-Wärmespeichern fortgeführt und intensiviert werden und neue Anwendungsbereiche sollten erschlossen werden. Letztlich kann die Technik der solaren Nahwärmeversorgung mit saisonaler Wärmespeicherung nur durch den Bau weiterer Pilot- und Demonstrationsanlagen weiterentwickelt und zur Marktreife gebracht werden.

Seit der Inbetriebnahme der ersten Pilotanlagen konnte zunächst gezeigt werden, dass die solare Nahwärmeversorgung mit Langzeit-Wärmespeicherung prinzipiell funktioniert. Während des vorliegenden Forschungsvorhabens konnte nun ein weiterer wichtiger Meilenstein erreicht werden: Die solaren Deckungsanteile mehrerer Pilotanlagen konnten auf 50 % und mehr und die Speichernutzungsgrade mehrerer saisonaler Wärmespeicher auf 70 bis 100 % gesteigert werden. Die gesetzten Planungswerte konnten in diesen Fällen erreicht werden. Dies zeigt, dass eine zuverlässige Dimensionierung zukünftig im Vorfeld möglich ist. Eine hohe Marktdurchdringung solarer Nahwärmeversorgungen mit Langzeit-Wärmespeichern

kann jedoch nur realisiert werden, wenn derartige Anlagen gegenüber anderen Wärmeerzeugungsvarianten wirtschaftlich sind. Die Realisierung der Wirtschaftlichkeit durch weitere Effizienzsteigerung sowie geringere Investitionskosten sollte daher ein vorrangiges Ziel der zukünftigen Forschungsarbeiten sein.

6 Literaturverzeichnis

- [1] Afjei, T.; et al.: Standardschaltungen für Kleinwärmepumpenanlagen Teil 2: Grundlagen und Computersimulationen. Forschungsprogramm Umgebung- und Abwärme, Wärme-Kraft-Kopplung (UAW), Bundesamt für Energie, Schweiz, S. 176, Schlussbericht, 2002.
- [2] Afjei, T.: YUM; A Yearly Utilization Model for Calculating the Seasonal Performance Factor of Electric Driven Heat Pump Heating Systems, Technical Form. Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, IET-LES; Zürich, 1989.
- [3] Avina, J.: Methods of finding a solution, Universität Wisconsin, Wisconsin, 1994.
- [4] Baehr, H. D.; Stephan, K.: Wärme- und Stoffübertragung, ISBN 3-540-60374-3, 2. Auflage, Springer Verlag, Berlin, 1996.
- [5] Bauer, D.; Heidemann, W.; W.; Müller-Steinhagen, H.; Diersch, H.-J. G.; Rühaak, W.; Schätzl, P.; Koller, B.; Sass, I.; Mielke, P.: Untersuchung des Einflusses von Grundwasserströmung auf Erdsonden-Wärmespeicher. Abschlussbericht zum BMU-Vorhaben FKZ 0329289A, Stuttgart, 2010.
- [6] Bauer, D.; Heidemann, W.; Marx, R.; Nußbicker-Lux, J.; Ochs, F.; Panthaloökaran, V.; Raab, S.: Solar unterstützte Nahwärme und Langzeit-Wärmespeicher. Forschungsbericht zum BMU-Vorhaben 0329607J (Juni 2005 bis Juli 2008), Stuttgart, 2009.
- [7] Bauer, D.; Heidemann, W.; Müller-Steinhagen, H.: Saisonale Speicherung solar gewonnener Wärme - Der Erdsonden-Wärmespeicher in Crailsheim, 17. OTTI Symposium thermische Solarenergie, Kloster Banz, Bad Staffelstein, 2007.
- [8] Bauer, D.; Heidemann, W.; Müller-Steinhagen, H.: Solar unterstützte Nahwärmeversorgung in Crailsheim, Gleisdorf Solar 2006, 8. internationales Symposium für Sonnenenergienutzung, Gleisdorf, Österreich, 2006.
- [9] Beavers, G. S.; Sparrow, E. M.; Rodenz, D. E.: Influence of bed size on the flow characteristics and porosity of randomly packed beds of sphere Trans. ASME., J. Applied Mechanics (1973), p. 655-660, 1973.
- [10] Bednar, T.: Beurteilung des feuchte- und wärmetechnischen Verhaltens von Bauteilen und Gebäuden, Weiterentwicklung der Meß- und Rechenverfahren, Dissertation, TU Wien, Wien, Österreich, 2000.
- [11] Benner, M.; Bodmann, M.; Mangold, D.; Nußbicker, J.; Raab, S.; Schmidt, T.; Seiwald, H.: Solar unterstützte Nahwärmeversorgung mit und ohne Langzeit-Wärmespeicher (Nov. 98 bis Jan. 03), Forschungsbericht zum BMWi-Vorhaben 0329606 S, ISBN 3-9805274-2-5, Stuttgart, 2003.
- [12] Benner, M.; Mahler, B.; Mangold, D.; Schmidt, T.; Schulz, M. E.; Seiwald, H.; Hahne, E.: Solar unterstützte Nahwärmeversorgung mit und ohne Langzeitwärmespeicher (Sept. 94 bis Okt. 98), Forschungsbericht zum BMFT-Vorhaben 0329606C, ISBN-Nr. 3-9805274-0-9, Stuttgart, 1999.
- [13] Bodmann, M.; Mangold, D.; Nußbicker, J.; Raab, S.; Schenke, A.; Schmidt, T.: Solar unterstützte Nahwärme und Langzeit-Wärmespeicher (Februar 2003 bis Mai 2005), Forschungsbericht zum BMWa / BMU-Vorhaben 0329607F, Stuttgart, 2005.
- [14] Böhning, A.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen zum Einsatz von Lüftungs-Kompaktgeräten mit integrierter Kompressionswärmepumpe. Dissertation, Technische Universität Hamburg-Harburg, 2001.
- [15] Bundesanzeiger: Bekanntmachung einer gemeinsamen Initiative des Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie (BmWi), des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BmU) und des Bundesministeriums für Bildung und Forschung (BMBF) zur Förderung von Forschung und Entwicklung auf dem Gebiet von Energiespeichertechnologien (Förderinitiative Energiespeicher), veröffentlicht im Bundesanzeiger Nr. 75 Seite 1840, 17.05.2011

- [16] Bundesanzeiger: Bekanntmachung über die Förderung von Forschung und Entwicklung im Bereich erneuerbare Energien, vom 20. Nov. 2008, veröffentlicht im Bundesanzeiger Nr. 186 Seite 4352, 05.12.2008
- [17] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (Hrsg.): Zeitreihen zur Entwicklung der erneuerbaren Energien in Deutschland, 07/2012.
- [18] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit: Richtlinien zur Förderung von Maßnahmen zur Nutzung erneuerbarer Energien im Wärmemarkt, veröffentlicht im Bundesanzeiger am 08.08.2012
- [19] Chen, R. G.: Simultaneous Heat and Moisture Transfer Investigation for a Packed Agricultural Particle Pile Bed, JSME International Journal Series B, Vol. 49 (2006) , No. 4, Special Issue on Jets, Wakes and Separated Flows, p.1226-1232, Japan, 2006.
- [20] Dallmayer, W.; Kuckelkorn, J.; Radspieler, M.; Reuß, M.; Schölkopf, W.; Schweigler, C.; Staudacher, L.: Begleitforschung Solare Nahwärme am Ackermannbogen München – SNAB (Apr. 2004 bis Sep. 2009), Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben FKZ 0329607G, ZAE Bayern, Oktober 2010.
- [21] De Vries, D. A.: Heat transfer in Soils, Physics of Plant Environment, Van Wijk W.R. Ed. Amsterdam, North Holland Publishing, Amsterdam, NL, 1966.
- [22] Deru, M.: A model for ground coupled heat and moisture transfer from buildings, NREL/TP-550-33954, Golden, USA, 2003.
- [23] Deutscher Wetterdienst: www.dwd.de, freie Klimadaten online abgerufen am 17.12.2012
- [24] Drück, H.; Pauschinger, T.: Multiport-Store-Model for TRNSYS. Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Universität Stuttgart, Stuttgart, 1997.
- [25] Ebel, M. (Hamburg Gas Consult): Solar unterstützte Nahwärme Crailsheim, Regelungskonzept Stand 11.04.2006.
- [26] Ehrbar, M.; Hubacher, B.: Dynamischer Wärmepumpentest; Validierung des Modellansatzes und Entwicklung einer Prüfprozedur; Phase 2. Schlussbericht, Projekt 33684 - Dynamischer Wärmepumpentest, 2001.
- [27] Ehrbar, M.; Wirth, L.; Gubser, B.: Dynamischer Wärmepumpentest: Phase 1, Etappe 2: Modellbildung. Schlussbericht, Projekt 20132 - Dynamischer Wärmepumpentest, Phase 1, 1999.
- [28] Ehrbar, M.; Gubser, B.: Dynamischer Wärmepumpentest: Phase 1, Etappe 1: Ergebnisse der Literaturrecherche. Zwischenbericht Projekt 20132 - Dynamischer Wärmepumpentest, Phase 1, 1997.
- [29] Ergun, S.: Fluid Flow through Packed Columns, Chem. Eng. Prog., 48(2):89-94, 1952.
- [30] Fraunhofer IBP: Wufi® 4.2 (Wärme und Feuchte instationär), 2008.
- [31] Gesetz zur Förderung erneuerbarer Energien im Wärmebereich (EEWärmeG), 08/2012.
- [32] Groff, G.C.; Bullock, C.E.: A Computer Simulation Model for Air Source Heat Pump System Seasonal Performance Study. Second Annual Heat Pump Conference on Heat Pump Technology, Oklahoma State University, October 18-19, 1976.
- [33] Grunewald, J.: Diffusiver und Konvektiver Stoff- und Energietransport in kapillarporösen Baustoffen, Dissertation, Technische Universität Dresden, Dresden, 1997.
- [34] Guigas, M.; Kübler, R.; Lutz, A.; Schulz, M. E.; Fisch, N.; Hahne, E.: Solar unterstützte Nahwärmeversorgung mit und ohne Langzeit-Wärmespeicherung, Forschungsbericht zum BMFT -Vorhaben 0328867C, ISBN-Nr. 3-9802243-9-2, Stuttgart, 1995.
- [35] Hafner, B.: Funktion heatexch.c. [Datei], Solar Institut Jülich, Datei des Blocksets Carnot, 2003.
- [36] Hafner, B. et al.: Carnot Blockset Version 1.0, User's Guide, Hrsg. Fachhochschule Aachen Solar-Institut Jülich, November 1999.

- [37] Hafner, B.: Funktion ut_stor2.c. [Datei], Solar-Institut Jülich, Datei des Blocksets Carnot, 1998.
- [38] Hagentoft, C.-E.; Kalagasidis, A. S.; Adl-Zarrabi, B.; Roels, S.; Carmeliet, C.; Hens, H.; Grunewald, J.; Funk, M.; Becker, R.; Shamir, D.; Adan, O.; Brocken, H.; Kumaran, K.; Djebbar, R.: Assessment method of numerical prediction models for combined heat, air and moisture transfer in building components: benchmarks for one-dimensional cases, *Journal of Thermal Envelope and Building Science*, Vol. 27, p. 327-352, 2004.
- [39] Hellström, G.; Sanner, B.: *Earth Energy Designer, User manual Version 2.0*, Dept. of Mathematical Physics, Lund University, Lund, Sweden and Lahnau, Germany, 2000.
- [40] Hellström, G.: *Duct Ground Heat Storage Model*, Department of Mathematical Physics, University of Lund, Lund, Manual for Computer Code, 1989.
- [41] Hochrein, S.: *Untersuchung zu solar unterstützten Nahwärmesystemen mit saisonaler Wärmespeicherung mittels Erdsonden-Wärmespeicher*, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Universität Stuttgart, Studienarbeit, 2008 (nicht veröffentlichte Arbeit).
- [42] Holm, A.; Krus, M.; Künzel, H. M.: *Approximation der Feuchtespeicherfunktion aus einfach bestimmbar Kennwerten*, IBP-Mitteilungen 406, 29 (2002), Fraunhofer Institut für Bauphysik (IBP), Stuttgart, 2002.
- [43] Hornberger, M.: *Solar unterstützte Heizung und Kühlung von Gebäuden*, Forschungsberichte des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins Nr. 47, ITW Universität Stuttgart, Dissertation, 1994.
- [44] Institut für angewandte Ökologie e.V.: *Globales Emissions-Modell Integrierter Systeme GEMIS Version 4.6*. August 2010.
- [45] Institut für Bauklimatik, TU Dresden: *Delphin 5.6.5 (Simulationsprogramm für den gekoppelten Wärme-, Luft-, Feuchte-, Schadstoff- und Salztransport)*, 2009.
- [46] Isakson, P.; Eriksson, L.: *MFC 1.0 beta Matched Flow Collector Model for simulation an testing User's Manual*. Department of Building Services Engineering Royal Institut of Technology and The Swedish Institute of Applied Mathematics, Universität Stockholm, Stockholm, 1993.
- [47] Janssen, H.: *The influence of soil moisture transfer on building heat loss via the ground*, Dissertation, KU Leuven, Leuven, Belgium, 2002.
- [48] Jury, W. A.: *Simultaneous Transport of Heat and Moisture Through a Medium Sand*. PhD. Thesis, University of Wisconsin, Madison, WI, USA, 1973.
- [49] Katipamula, S.: *A study of the transient behavior during start-up of residential heat pumps*. Order Number 9015522, Dissertation, Texas A&M University, 1989.
- [50] Klein, S. A.; et al: *A Transient System Simulation Program (TRNSYS), Version 16*, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin – Madison, 2005.
- [51] Kling, G.: *Versuche über den Wärmeaustausch in Rohren mit kugeligen und zylindrischen Füllungen*, *Chemie-Ing.-Techn.*, 31 (1959), p. 705-710, 1959.
- [52] Koller, B.; Busch, M.: *Geologisch-hydrogeologische Untersuchungen und einjähriges Monitoring Erdsondenspeicher Crailsheim*. Projektbericht der CDM Consult GmbH, 2010.
- [53] Krarti, M.; Claridge, D. E.; Kreider, J. F.: *A Foundation Heat Transfer Algorithm for Detailed Building Energy Programs*, *ASHRAE Transactions*, Vol. 100(2), p. 843–850, 1994.
- [54] Krischer, O.; Kast, W.: *Die wissenschaftlichen Grundlagen der Trocknungstechnik*, 3. Auflage, Springer-Verlag, ISBN: 3-540-08280-8, Heidelberg, 1992.
- [55] Kummert, M.: *A Transient Systems Simulation Program*. [Online] The University of Wisconsin Madison, 25. Juni 2003. <http://sel.me.wisc.edu/trnsys/trnlib/trnsys matlab/type155 manual.html#Description> (abgerufen am 05.05.2010).
- [56] Künzel, H. M.: *Simultaneous Heat and Moisture Transport in Building Components. One- and two-dimensional calculation using simple parameters*, Dissertation, Fraunhofer Institut für Bauphysik (IBP), Universität Stuttgart, Stuttgart, 1994.

- [57] Kurz, S.; Schopf, M.: Solar unterstützte Nahwärmeversorgung Crailsheim Hirtenwiesen II, Abschlussbericht zum BMU-Vorhaben FKZ 0329607H, Okt. 2012.
- [58] Lemmon, E.W., Huber, M.L., McLinden, M.O. NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 7.0, National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, Gaithersburg, 2002.
- [59] Mar, J. D.; Litovsky, E.; Kleiman, J: Modelling and Database Development of Conductive and Apparent Thermal Conductivity of Moist Insulation Materials, Journal of Building Physics 2008; 32; 9, DOI: 10.1177/1744259108092001, <http://jen.sagepub.com/cgi/content/abstract/32/1/9>, 2008.
- [60] Marx, R.; Bauer, D.; Drück, H.: Next Generation of Seasonal Gravel-Water Thermal Energy Store – Design and Operating Results from Eggenstein-Leopoldshafen, Germany. Innostock 2012 – The 12th International Conference on Energy Storage, Lleida/Spain, 15.-18.05.2012.
- [61] Marx, R.; Bauer, D.; Drück, H.: Saisonale Wärmespeicherung bei Gebäuden im Bestand am Beispiel Eggenstein-Leopoldshafen. VDI-Fachkonferenz Thermische Energiespeicher in der Energieversorgung, Ludwigsburg, 23-24.10.2012.
- [62] Marx, R.; Bauer, D.; Drück, H.: Schüttfähige Dämmstoffe für Langzeit-Wärmespeicher – Erfahrungen und Planungsempfehlungen. 22. OTTI Symposium thermische Solarenergie, Kloster Banz, Bad Staffelstein, 2012.
- [63] Marx, R.; Nußbicker-Lux, J.; Bauer, D.; Heidemann, W.: Integration von Wärmepumpen in solar unterstützte Nahwärmesysteme mit saisonaler Wärmespeicherung. 21. OTTI Symposium thermische Solarenergie, Kloster Banz, Bad Staffelstein, 2011.
- [64] Marx, R.; Spindler, K.: Modellierung von Wärmepumpen anhand eines komponentenbasierten Modells unter Berücksichtigung transients Betriebsweisen. DKV-Tagung, Aachen, 16.-18.11.2011.
- [65] Marx, R.; Nußbicker-Lux, J.; Bauer, D.; Heidemann, W.; Müller-Steinhagen, H.: Erste Messergebnisse der solar unterstützten Nahwärmeversorgung in Crailsheim. 19. OTTI Symposium thermische Solarenergie, Kloster Banz, Bad Staffelstein, 2009.
- [66] Mazzarella, L.: Multi-Flow Stratified Thermal Storage Model with Full-Mixed Layers PdM-XST. User's Manual, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Universität Stuttgart, Dipartimento di Energetica Politecnico di Milano, Mailand, Italien, 1992.
- [67] McGeary, R. K.: Mechanical packing of spherical particles J. of the American Ceramic Society, 44 (1961), p. 513-522, 1961.
- [68] Meteotest: Meteororm handbook, Parts I, II, III, Bern / Schweiz, 2003.
- [69] Nelder, J. A.; Mead, R.: A Simplex Method for function minimization, Computer Journal, Volume 7, pp. 308-313, 1965.
- [70] Nußbicker-Lux, J.; Marx, R.; Bauer, D.; Drück, H.: Lektionen aus Planung und Betrieb von drei deutschen solaren Nahwärmeversorgungen mit saisonaler Wärmespeicherung, Gleisdorf Solar 2012, 10. Internationale Konferenz für thermische Solarenergienutzung, 12.-14.09.2012.
- [71] Nußbicker-Lux, J.; Drück, H.: The BTES project in Crailsheim (Germany) – Monitoring results, INNOSTOCK 2012 – The 12th International Conference on Energy Storage, Lleida/Spain, 15.-18.05.2012.
- [72] Nußbicker-Lux, J.; Drück, H.: Solare Nahwärmeversorgung in Crailsheim mit 7500 m² Kollektorfläche, OTTI – 22. Symposium Thermische Solarenergie Kloster Banz, 09.-11.05.2012.
- [73] Nußbicker-Lux, J.; Bauer, D.; Marx, R.; Drück, H.: Integration einer Wärmepumpe in die solar unterstützte Nahwärmeversorgung in Neckarsulm, 11. Internationales Anwenderforum Oberflächennahe Geothermie – Erdgekoppelte Wärmepumpen und unterirdische thermische Energiespeicher, Regensburg, 27.-28.09.2011.
- [74] Nußbicker-Lux, J.; Bauer, D.; Marx, R.; Heidemann, W.; Müller-Steinhagen, H.: Monitoring results from German Solar Heating Plants with Seasonal Thermal Energy Storage, Effstock, the 11th International Conference on Thermal Energy Storage, Stockholm, 2009.

- [75] Ochs, F.: Modelling Large-Scale Thermal Energy Stores, Dissertation, Universität Stuttgart, Shaker-Verlag, ISBN 978-3-8322-8834-1, 2010.
- [76] Ochs, F.: ODE und PDE in Matlab, Universität Innsbruck, Institut für Konstruktion und Materialwissenschaft, Arbeitsbereich Energieeffizientes Bauen, Innsbruck, Präsentation S. 35, 2010.
- [77] Ochs, F.; Heidemann, W.; Müller-Steinhagen, H.: Performance of Large-Scale Seasonal Thermal Energy Stores, Journal of Solar Energy Engineering, 2009.
- [78] Ochs, F.; Heidemann, W.; Müller-Steinhagen, H.: Modeling Large-Scale Seasonal Thermal Energy Stores, Proceedings Effstock 2009, Stockholm, Sweden 2009.
- [79] Ochs, F.: Abschlussbericht zum Vorhaben „Weiterentwicklung der Erdbecken-Wärmespeichertechnologie“, BMU FKZ 0329607 E, 2008.
- [80] Ochs, F.; Heidemann, W.; Müller-Steinhagen, H.: Effective Thermal Conductivity of Moistened Insulation Materials as a Function of Temperature, International Journal of Heat and Mass Transfer, Elsevier, 2007.
- [81] Ochs, F.; Heidemann, W.; Müller-Steinhagen, H.: Effective Thermal Conductivity of the Insulation of High Temperature Underground Thermal Stores during Operation, Ecostock 2006, Richard Stockton College of New Jersey, USA, 2006.
- [82] Ochs, F.; Heidemann, W.; Müller-Steinhagen, H.: Effective Thermal Conductivity of the Insulation of Buried Thermal energy stores during Operation, EuroSun 2006, Glasgow, UK, 2006.
- [83] Ochs, F.; Heidemann, W.; Müller-Steinhagen, H.: Effektive Wärmeleitfähigkeit der Wärmedämmung von erdvergrabenen Hochtemperatur-Langzeit-Wärmespeichern, OTTI, 16. Symposium Thermische Solarenergie, Kloster Banz, 17.-19.05.2006
- [84] Ochs, F.; Müller-Steinhagen, H.: D6.6 Thermal conductivity of insulation materials depending on moisture content and temperature, VDI Wärmeatlas, in press.
- [85] Ozaki, A.: Systematic Analysis Model on Combined Heat and Water Transfer Using Water Potential Based on Thermodynamics, Journal of Thermal Envelope and Building Science, 27, p. 95-122, Sage Publications, 2003.
- [86] Ozaki, A.: A new potential model on combines heat and water transfer based on thermodynamic energy, eSim, Montréal, Canada, 2002.
- [87] Perré, P.; Turner, I. W.: A heterogeneous wood drying computational model that accounts for material property variation across growth rings, Chemical Engineering Journal 86 (2002), p. 117–131, Elsevier, 2002.
- [88] Pfeil, M.: Realisierung eines solaren Nahwärmesystems mit Langzeitwärmespeicher in einem Schul- und Sportzentrum der 1960er Jahre, 17. Symposium Thermische Solarenergie, Kloster Banz, Bad Staffelstein, 9.-11. Mai 2007.
- [89] Pfeil, M.; Koch, H.: Saisonaler Kies/Wasser-Wärmespeicher der 3. Generation für die Solarsiedlung Steinfurt Borghorst, OTTI Technologie-Kolleg, Neuntes Symposium Thermische Solarenergie, Kloster Banz, 1999.
- [90] Raab, S.: Simulation, Wirtschaftlichkeit und Auslegung solar unterstützter Nahwärmesysteme mit Heißwasser-Wärmespeicher. Dissertation, Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, 2006.
- [91] Raab, S.; Mangold, D.; Heidemann, W.; Müller-Steinhagen, H.: Solar assisted district heating system in Crailsheim (Germany), Solar World Congress, Orlando (USA), 06.-12.08.2005.
- [92] Raab, S.; Mangold, D.; Heidemann, W.; Müller-Steinhagen, H.: Die solar unterstützte Nahwärmeversorgung in Crailsheim, OTTI 15. Symposium Thermische Solarenergie Kloster Banz, 27.-28.04.2005
- [93] Reeß, Ch.: Vergleich zweier Simulationsprogramme zur Anlagensimulation solarthermischer Großanlagen mit saisonaler Wärmespeicherung, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Universität Stuttgart, Diplomarbeit, 2010 (nicht veröffentlichte Arbeit).

- [94] Riederer, P.; et al.: Coupling of TRNSYS with Simulink - a method to automatically export and use TRNSYS models within Simulink and vice versa. In Eleventh International IBPSA Conference, S. 1628-1633, Glasgow Scotland: 27.-30.07.2009.
- [95] Rode, P. C.: Combined Heat and moisture transfer in building constructions, Dissertation, Technical University of Denmark (DTU), Lyngby, DK, 1990.
- [96] Schirmer, R.: Die Diffusionswiderstandszahl von Wasserdampf-Luftgemischen und die Verdampfungsgeschwindigkeit, VDI Beiheft Verfahrenstechnik 6,170, 1938.
- [97] Schlünder, E.-U.; Tsotsas, E.: Wärmeübertragung in Festbetten, durchmischten Schüttgütern und Wirbelschichten, ISBN 3-13-713001-8, Georg Thieme Verlag, Stuttgart, 1988.
- [98] Schönbauer, S.: Durchführung von Simulationsrechnungen zum Lastverhalten von solar unterstützten Nahwärmenetzen unter Berücksichtigung verschiedener Varianten der Wärmeübergabe. Studienarbeit, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Universität Stuttgart, 2000. (nicht veröffentlichte Arbeit).
- [99] Schwamberger, K.: Modellbildung und Regelung von Gebäudeheizungsanlagen mit Wärmepumpe, Frankfurt/M., VDI-Verlag, Fortschritt-Berichte Reihe 6: Energieerzeugung Nr. 263, ISBN 3-18-146306-X, 1991.
- [100] Seerig, A.: Untersuchungen zum Energie- und Stofftransport in feuchten porösen Stoffen, Dissertation, Forschungsberichte VDI, Reihe 3 Nr. 304, Düsseldorf, 1993.
- [101] Stadt Friedrichshafen, Amt für Vermessung und Liegenschaften und Stadtplanungsamt: Ausschreibung für Wiggerhausen – Süd III. Bauabschnitt, Download am 22.01.2013 von www.friedrichshafen.de.
- [102] Stadtwerke Crailsheim: Zwischenbericht für den Berichtszeitraum Jan. 2011 bis Juni 2011 zum Vorhaben Solarthermie2000plus: Solarunterstützte Nahwärmeversorgung Crailsheim Hirtenwiesen II, FKZ UBV 0329607H, 2011.
- [103] Stadtwerke Crailsheim: Zwischenbericht für den Berichtszeitraum Juli 2010 bis Dez. 2010 zum Vorhaben Solarthermie2000plus: Solarunterstützte Nahwärmeversorgung Crailsheim Hirtenwiesen II, FKZ UBV 0329607H, 2011.
- [104] Stadtwerke Crailsheim: Zwischenbericht Juni 2010 zum Vorhaben Solarthermie2000plus: Solarunterstützte Nahwärmeversorgung Crailsheim Hirtenwiesen II, FKZ UBV 0329607H, 2010.
- [105] Stadtwerke Crailsheim: Zwischenbericht Dez. 2009 zum Vorhaben Solarthermie2000plus: Solarunterstützte Nahwärmeversorgung Crailsheim Hirtenwiesen II, FKZ UBV 0329607H, 2010.
- [106] The MATHWORKS: [mathworks.de](http://www.mathworks.de). [Online] URL:<http://www.mathworks.de/> (abgerufen am 05.05.2010).
- [107] Tsotsas, E.: VDI-Wärmeatlas, Kapitel Mg 11, 9. Auflage, Springer Verlag, Berlin, 2002.
- [108] Umweltbundesamt, Fachgebiet I 2.5 „Energieversorgung und Daten“, März 2011.
- [109] Wemhöner, C.; et al.: Validierung Erdwärmesondenmodell. Institut Energie am Bau, Fachhochschule Nordwestschweiz, Muttenz, 2007.
- [110] Wetter, M.; Afjei, Th.: TRNSYS Type 401 - Kompressionswärmepumpe inklusiv Frost- und Taktverluste: Modellbeschreibung und Implementation in TRNSYS, Juli1996.
- [111] Whitaker, S.: Simultaneous heat, mass and momentum transfer in porous media: a theory of drying, Advances in Heat Transfer 13, 119-203, 1977.
- [112] Wicke, H.: Faziesabhängigkeit geothermischer Kennwerte von Kalkstein am Beispiel des Oberen Muschelkalk (Crailsheim, Baden Württemberg). Diplomarbeit an der Technischen Universität Darmstadt, Institut für Angewandte Geowissenschaften, 2009.
- [113] Wilhelms, C.; et al.: Neue Methoden zur grafischen Modellierung komplexer thermodynamischer Systeme in TRNSYS Simulation Studio. Solar-Publikationen, (Online, 10.09.2008), URL: http://solar-publikationen.umwelt-uni-kassel.de/uploads/2008%20BAUSIM_Wilhelms_grafische%20Modellierung%20TRNSYS.pdf
- [114] Zeitler, M. G.: Allgemeingültiges Modell zur Berechnung der Wärmeleitfähigkeit poröser Stoffe und Stoffschichten, Dissertation, Universität Essen, Essen, 2000.

- [115] Zheng, C: FEFLOW: A finite-element ground water flow and transport modeling tool. Ground Water 45 (5), pp. 525–528, 2007.
- [116] Zogg, D.; Shafai, E.; Ehrbar, M.; Wirth, L.: Dynamischer Wärmepumpentest: Phase 1, Etappe 3; Modellansatz für die prüftechnische Charakterisierung der Minderwärmeproduktion. Schlussbericht, Projekt 33684 - Dynamischer Wärmepumpentest, 2000.
- [117] VDI-Wärmeatlas, 10. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, 2006.
- [118] VDI-Wärmeatlas, 9. Auflage, Springer Verlag, ISBN: 3-540-41201-8, Berlin, 2002.

Normen und Richtlinien

- [119] DIN 4108 Teil 4, Wärmeschutz und Energie-Einsparung in Gebäuden - Teil 4: Wärme- und feuchteschutztechnische Bemessungswerte, 2004. (Thermal insulation and energy economy in buildings - Part 4: Hygrothermal design values)
- [120] DIN EN 12667: Wärmetechnisches Verhalten von Baustoffen und Bauprodukten - Bestimmung des Wärmedurchlasswiderstandes nach dem Verfahren mit dem Plattengerät und dem Wärmestrommessplatten-Gerät - Produkte mit hohem und mittlerem Wärmedurchlasswiderstand, Deutsche Fassung EN 12667: 2001.
- [121] DIN EN 12975-1: Thermische Solaranlagen und ihre Bauteile - Kollektoren - Teil 1: Allgemeine Anforderungen, 2006+A1:2010.
- [122] DIN EN 12977-1: Thermische Solaranlagen und ihre Bauteile - Kundenspezifisch gefertigte Anlagen - Teil 1: Allgemeine Anforderungen an Solaranlagen zur Trinkwassererwärmung und solare Kombianlagen, 2012.
- [123] prEN 12977-2: Thermische Solaranlagen und ihre Bauteile; Kundenspezifisch gefertigte Anlagen Teil 2: Prüfverfahren. Normentwurf zur Deutsche Fassung EN 12977-2: 2001.
- [124] DIN EN 13755, Bestimmung der Wasseraufnahme unter atmosphärischem Druck, 2002. (Determination of water absorption and saturation coefficient)
- [125] DIN 52612-1, Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit mit dem Plattengerät, Testing of Thermal Insulating Materials, 1979. (Determination of Thermal Conductivity by the Guarded Hot Plate Apparatus; Thermal Resistance of Laminated Materials for Use in Building Practice)
- [126] DIN 52612-2, Wärmeschutztechnische Prüfungen; Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit mit dem Plattengerät; Weiterbehandlung der Meßwerte für die Anwendung im Bauwesen, 1984. (Testing of thermal insulating materials; determination of thermal conductivity by means of the guarded hot plate apparatus; conversion of the measured values for building applications)
- [127] EnEV 2009: Verordnung zur Änderung der Energieeinsparverordnung, Bundesgesetzblatt Jahrgang 2009 Teil I Nr. 23, Bonn am 30 April 2009.
- [128] EN ISO 10456: Building materials and products – Hygrothermal properties – Tabulated design values and procedures for determining declared and design thermal values (ISO 10456:2007); German version EN ISO 10456: 2007.
- [129] VDI 2067-22: Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen Energieaufwand der Nutzenübergabe bei Anlagen zur Trinkwassererwärmung. Verein Deutscher Ingenieure, Düsseldorf, Februar 2005.

7 Abkürzungsverzeichnis

a(mb)	Ambient
AB	Anfangsbedingung
ATES	Aquifer-Wärmespeicher
av	Average
BC	Boundary conditions
Carnot	Conventional and Renewable Energy Systems Optimization Blockset
COP	Coefficient of Performance, Leistungszahl
CVM	Control volume method
DAQ	Data acquisition
DF	Dynamic fitting
DST	Duct Ground Heat Storage Model
ECG	Expanded clay granules
EGG	Expanded glass granules
Eq.	Equation
EP	Expanded Perlite
EPS	Expanded Polystyrol
ESWSP	Erdsonden-Wärmespeicher
FDM	Finite-difference method
FEM	Finite-element method
FGG	Foam glass gravel
FK	Flachkollektoren
FVM	Finite-Volumen-Methode
GOK	Geländeoberkante
GWM	Grundwassermessstelle
GWP	Global Warming Potential
H(A)M	Heat (air) moisture
IAM	Incident Angle Modifier, Einfallswinkel-Korrekturfaktor
IC	Initial conditions
ITW	Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
JAZ	Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe
KWWS	Kies/Wasser-Wärmespeicher
LZWSP	Langzeit-Wärmespeicher
NTU	Number of Transfer Units
Nu	Nusseltzahl
ODE	Ordinary differential equation
PDE	Partial differential equation
PS	Pufferspeicher
PSAZ	Primärenergetische Systemarbeitszahl
PUR/PIR	Polyurethane
RB	Randbedingung

Re	Reynoldszahl
SAZ	Systemarbeitszahl
SuN	Solar unterstützte Nahwärme
TES	Thermal energy store
THV	Thermo-Hydraulik-Vektor
TOC	Total Organic Carbon
TRNSYS	TRaNsient SYstem Simulation Program
TZS	Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen
VOC	Volatile Organic Compound
WD	Wärmedämmung
WSMP	Wärmestrom-Messplatte
WP	Wärmepumpe
WVT	Water vapour transmission
WVTR	Water vapour transmission rate
WWS	Warmwasserspeicher

8 Nomenklatur

Lateinische Buchstaben

Symbol	Einheit	Definition
a	m^2/s	Thermal diffusivity (Abschnitt 3.1)
a	-	Fraction of poorly conductive layers (Abschnitt 3.1)
a_{μ}	-	Empirical coefficient for $\mu(u)$ (Abschnitt 3.1)
A	m^2	Fläche
A	$\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^{0.5})$	Water absorption coefficient (Abschnitt 3.1)
A	-	Empirical factor (Abschnitt 3.1)
b	-	Fraction of moistened pores (Abschnitt 3.1)
b	$(\text{W} \cdot \text{m}^{0.5})/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$	Thermal effusivity (Abschnitt 3.1)
b_0	-	Konstante im IAM-Model (TRNSYS-Type 301, Kollektor)
b_1, b_2	-, m^3/kg	Empirical parameters for $K(u)$ (Abschnitt 3.1)
C	$\text{J}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$	Flächenbezogene Wärmekapazität
C	$\text{W}^{(1-n)}$	Koeffizient des Wärmeübertragungsvermögens des Verdampfers der Wärmepumpe, siehe (149)
C_1	$1/\text{s}$	Faktor im Newton'schen Abkühlungsgesetz
c_p	$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	Specific heat capacity, spezifische Wärmekapazität
Cr	-	Courant-Zahl, dimensionslose Kennzahl
c_{rad}	$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K}^4)$	Radiation constant (Abschnitt 3.1)
d, D	m	Diameter, thickness (Abschnitt 3.1)
D	m^2/s	Diffusion coefficient (Abschnitt 3.1)
D_w	m^2/s	Liquid transport coefficient (Abschnitt 3.1)
E	$\text{kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$	(solare) Einstrahlung
e	-	Euler number (Abschnitt 3.1)
f	-	Mass flow factor (Abschnitt 3.1)
f_p	-	Primärenergiefaktor
f_{sol}	%	Solarer Deckungsanteil
g	m/s^2	Acceleration due to gravity (Abschnitt 3.1)
g	$\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$	Mass flow rate (Abschnitt 3.1)
h, H	m	Height, Höhe
h	J/kg	Specific enthalpy (Abschnitt 3.1)
H_i	kJ/kg	Heizwert ($i = inferior$)
h_v	kJ/kg	Latent heat of evaporation (Abschnitt 3.1)
I	A	Current (Abschnitt 3.1)
i	-	Bilanzknoten in x-Richtung oder radialer Richtung /Bilanzvolumen
j	-	Bilanzknoten in y-Richtung oder axialer Richtung
k_1, k_2	-	Empirical parameters for $u(\Phi)$, Holm et al. (Abschnitt 3.1)

Nomenklatur

k_1, k_2	W/°C	empirische Parameter Wärmepumpenmodell (Abschnitt 3.4)
k_3	W	empirischer Parameter Wärmepumpenmodell (Abschnitt 3.4)
K	kg/(m·s·Pa)	Liquid transport coefficient (Abschnitt 3.1)
K	-	Transport coefficients (Abschnitt 3.1)
K	m ²	Permeability (Abschnitt 3.1)
l	m	Length (Abschnitt 3.1)
m	kg	Mass (Abschnitt 3.1)
\dot{m}	kg/s	Mass flow, Massenstrom
m	W/(m·K·°C)	coefficient (Abschnitt 3.1)
N	-	Gesamtzahl der Knoten / Volumenelemente
n	-	Exponent zur Bestimmung des Wärmeübertragungsvermögens des Verdampfers der Wärmepumpe, siehe (149)
p	Pa	(Atmospheric) pressure (Abschnitt 3.1)
P	kg/(s·m·Pa)	Permeation coefficient (Abschnitt 3.1)
P	W	Leistung
\dot{q}	W/m ²	Heat flux, spezifischer Wärmestrom
\dot{Q}	W	Heat flow rate, Wärmeleistung/-strom
q	J/m ² bzw. kWh/(m ² ·a)	Flächenspezifische Wärmemenge
Q	J	Heat quantity, Wärmemenge
R	m ² /(K ² ·W)	Thermal resistance (Abschnitt 3.1)
R	m	Radius (Abschnitt 3.4)
R_m	J/(mol·K)	Universal molar gas constant (Abschnitt 3.1)
R_v	J/(kg·K)	Individual gas constant for vapour (Abschnitt 3.1)
r	m	Laufvariable radial
s	m	Thickness (Abschnitt 3.1)
s_d	m	Equivalent air layer thickness (Abschnitt 3.1)
t	s	Time, Zeit
T	K	Absolute Temperatur
ΔT_m	K	mittlere Temperaturdifferenz
Δt_{off}	s	Stillstandszeit (Wärmepumpe)
Δt_{on}	s	Laufzeit (Wärmepumpe)
u	kg/m ³	(Absolute) moisture/water content (Abschnitt 3.1)
u	W/(m ² ·K ²)	quadratischer Wärmeübergangskoeffizient (Abschnitt 3.4)
u_w	J/(m ³ ·K)	windgeschwindigkeitsabhängiger Wärmeübergangskoeffizient
U	V	Voltage, Spannung (Abschnitt 3.1)
U	W/(m ² ·K)	(linearer) Wärmeübergangskoeffizient (Abschnitt 3.4)
$(U \cdot A)_0$	W/K	konstante Wärmeübertragungsrate
v	m/s	Geschwindigkeit
V	m ³	Volumen

V_f	m^3/m^2	Volumen der Absorberkanäle pro Absorptionsfläche
w	m/s	Darcy velocity (Abschnitt 3.1)
W	J	Arbeit
WVT	$kg/(s \cdot m^2)$	Water vapour transmission (Abschnitt 3.1)
$WVTR$	$kg/(s \cdot m)$	Water vapour transmission rate (Abschnitt 3.1)
x	m	Spatial coordinate (Abschnitt 3.1)
z	m	karthesische Koordinate in z-Richtung, zylinder Koordinate in axialer Richtung

Griechische Buchstaben

α	$W/(m^2 \cdot K)$	Heat transfer coefficient (Abschnitt 3.1)
α	-	Relative Laufzeit der Wärmepumpe (Abschnitt 3.3)
δ	$kg/(s \cdot m \cdot Pa)$	Water vapour permeability rate (Abschnitt 3.1)
δ_{ij}	-	Kronecker delta (Abschnitt 3.1)
Δ	-	Difference, finite change (Abschnitt 3.1)
ε	-	Effektivität
ε	-	Arbeitszahl (Abschnitt 3.3)
η	-	Wirkungsgrad, Nutzungsgrad
η_0	-	optischer Kollektorwirkungsgrad, Konversionsfaktor
θ	°	Einfallswinkel
ϑ	°C	Celsius temperature, Temperatur
κ	m/s	Permeability (Abschnitt 3.1)
λ	$W/(m \cdot K)$	Thermal conductivity, Wärmeleitfähigkeit
μ	-	Water vapour diffusion resistance number (Abschnitt 3.1)
ζ	-	Logistikschtaltung logical switch
ρ	kg/m^3	Density (bulk density) (Abschnitt 3.1), Dichte
σ	$W/(m^2 \cdot K^4)$	Stefan-Boltzmann-Konstante (= $5,67 \cdot 10^{-8} W/(m^2 \cdot K^4)$)
τ_{off}	s	Abschaltzeitkonstante
τ_{on}	s	Anfahrzeitkonstante
π	-	Pi (= 3,14)
φ, Φ	-	Relative humidity (Abschnitt 3.1)
X	-	Wärmeminderproduktion
Ψ	-	Porosity (void fraction) (Abschnitt 3.1)

Symbole

∂	Partial derivative (Abschnitt 3.1)
\rightarrow	Vector
\cdot	Rate
∇	Nabla Operator
	Mittelwert

Indizes

0	Zero (time), initial value (Abschnitt 3.1)
∞	Infinity (Abschnitt 3.1)
I, II	Parallel, serial layer
<i>a</i>	Air (Abschnitt 3.1)
<i>abs</i>	absorbiert
<i>amb</i>	Ambient, Umgebung
<i>aus</i>	Austritt
<i>av</i>	Average (Abschnitt 3.1)
<i>B</i>	Boundary
<i>B</i>	anstehender Boden / Gestein
<i>Bel</i>	Beladung
<i>Bf</i>	Bohrloch, Bohrlochverfüllung
<i>c</i>	Capillary (Abschnitt 3.1)
<i>cl</i>	Closed (Abschnitt 3.1)
<i>cond</i>	Conductive
<i>con(v)</i>	Convective, Konvektion
<i>dif(f)</i>	Diffusion
<i>dfu</i>	Diffus-(Strahlung)
<i>dir</i>	Direkt-(Strahlung)
<i>dp</i>	Zu-/Abstrom Pufferspeicher (double port)
<i>dyn</i>	dynamisch, transient
<i>eff</i>	Effective (Abschnitt 3.1)
<i>ein</i>	Eintritt
<i>el</i>	elektrisch
<i>Ent</i>	Entladung
<i>enth</i>	Enthalpietransport
<i>EWS</i>	Erdsonden-Wärmespeicher
<i>F</i>	Fluid
<i>fik</i>	fiktiv
<i>fs</i>	Free saturation
<i>g</i>	Grain (particle) (Abschnitt 3.1)
<i>glob</i>	Globalstrahlung
<i>grid</i>	Numerical grid (Abschnitt 3.1)
<i>GR</i>	Guard ring (Abschnitt 3.1)
<i>h</i>	heiß
<i>hx1 ... hxx</i>	Wärmeübertrager 1 ... x
<i>H₂O</i>	Wasser
<i>HZ</i>	Heizzentrale
<i>MC</i>	Measurement chamber (Abschnitt 3.1)

<i>Nutz</i>	Nutzwärme
<i>i</i>	Counting index, Bilanzknoten in x-Richtung oder radialer Richtung
<i>i</i>	Eintritt (Abschnitt 3.3)
<i>init</i>	Initialwert
<i>ins</i>	Insulation (Dämmung)
<i>ist</i>	Istwert
<i>j</i>	Bilanzknoten in y-Richtung oder axialer Richtung
<i>k</i>	kalt
<i>Kd</i>	Kondensator
<i>Koll</i>	Kollektor
<i>Kond</i>	Kondensator
<i>KM</i>	Kältemittel
<i>l</i>	Liquid (Abschnitt 3.1)
<i>l</i>	Left (Abschnitt 3.1), lokal
<i>leit</i>	Wärmeleitung
<i>m</i>	Mean (Abschnitt 3.1)
<i>m</i>	Mass related (Abschnitt 3.1)
<i>max</i>	Maximum
<i>meas</i>	Measured (Abschnitt 3.1)
<i>min</i>	Minimum
<i>Nah</i>	Nahwärmenetz
<i>nom</i>	nominaler Wert
<i>nutz</i>	Nutz-(Wärme)
<i>o</i>	Austritt
<i>ob</i>	oberer Wert (z. B. Speicheroberseite)
<i>off</i>	Ausgeschaltet, nicht in Betrieb
<i>op</i>	Open (Abschnitt 3.1)
<i>on</i>	Eingeschaltet, in Betrieb
<i>p</i>	Pore (Abschnitt 3.1)
<i>pg</i>	Pore gas (Abschnitt 3.1)
<i>q</i>	Querschnitt
<i>r</i>	Right (Abschnitt 3.1)
<i>rad</i>	Radiation (Abschnitt 3.1)
<i>real</i>	Corresponding to a real process (Abschnitt 3.1)
<i>ref</i>	Reference (Abschnitt 3.1)
<i>ref</i>	reflektiert
<i>R</i>	Reference (thermal conductivity) (Abschnitt 3.1)
<i>R</i>	U-Rohr/Sonde
<i>Rkl</i>	Rücklauf

<i>s</i>	Solid (Abschnitt 3.1)
<i>S(p)</i>	Speicher
<i>s(at)</i>	Saturation (Abschnitt 3.1)
<i>sky</i>	Himmels-(Temperatur), Wärmestrahlung
<i>sol</i>	solar
<i>soll</i>	Sollwert
<i>stat</i>	stationär
<i>suc</i>	Suction (Abschnitt 3.1)
<i>TB</i>	Thermal Bridge (Abschnitt 3.1)
<i>th</i>	thermisch
<i>tot</i>	Total (Abschnitt 3.1)
<i>v</i>	Vapour (Abschnitt 3.1)
<i>v</i>	Volume related (Abschnitt 3.1)
<i>VA</i>	Stainless steel (Abschnitt 3.1)
<i>Vda</i>	Verdampfer
<i>Vdi</i>	Verdichter
<i>verl</i>	(Wärme-)Verluste an die Umgebung
<i>Vrl</i>	Vorlauf
<i>Vrw</i>	Vorwärmkreis
<i>w</i>	Water (Abschnitt 3.1)
<i>w</i>	Wall (Abschnitt 3.1)
<i>w</i>	Wind