

Quasi-dynamische Vermessung und numerische Simulation eines solarthermischen Luft-Sole-Wärmeübertragers

Stephan Fischer¹, Stefanie Lott¹, Harald Drück¹, Bernd Hafner²

¹Universität Stuttgart, Institut für Gebäudeenergetik, Thermotechnik und
Energiespeicherung (IGTE)
Pfaffenwaldring 6, 70569 Stuttgart
Tel.: 0711/685-63231
E-Mail: stephan.fischer@igte.uni-stuttgart.de
Internet: <https://www.igte.uni-stuttgart.de/>

²Viessmann Werke GmbH & Co KG
Viessmannstrasse 1, 35108 Allendorf (Eder)
Tel.: 06452 70-1583
E-Mail: DrHf@viessmann.com
Internet: <https://www.viessmann.de/>

1. Einleitung

Solarthermische Luft-Sole-Wärmeübertrager sind Wärmeübertrager die der Umgebungsluft Wärme entziehen und gleichzeitig Solarstrahlung in nutzbare Wärme umwandeln. Sie fungieren somit zusätzlich auch als Sonnenkollektor und eignen sich hervorragend als Wärmequelle für Wärmepumpen. Besonders in Energieversorgungssystemen die auf kalten Nahwärmenetzen basieren, aber auch im Ein- oder Mehrfamilienhausbereich sind die solarthermischen Luft-Sole-Wärmeübertrager als Wärmequelle für eine Wärmepumpe eine wichtige und kostengünstigste Alternative zu herkömmlichen Außeneinheiten [1].

Die zunehmend auf dem Markt verfügbaren solarthermischen Luft-Sole-Wärmeübertrager sind meist ohne transparente Abdeckung, d. h. unabgedeckt und ohne Wärmedämmung, wodurch ihre thermische Leistungsfähigkeit wesentlich durch Umgebungsbedingungen wie Windgeschwindigkeit, Himmels- oder Lufttemperatur beeinflusst wird [1]. Um das thermische Verhalten der solarthermischen Luft-Sole-Wärmeübertrager in einer Systemsimulation ausreichend detailliert abbilden zu können bedarf es u. a. der Kenntnis, wie sich die o. g. Umgebungsbedingungen auf die thermische Leistungsfähigkeit auswirken [2].

Zu diesem Zweck wurde die thermische Leistungsfähigkeit eines am Markt erhältlichen solarthermischen Luft-Sole-Wärmeübertragers in zwei Varianten am Institut für Gebäudeenergetik, Thermotechnik und Energiespeicherung der Universität Stuttgart (IGTE) in Anlehnung an ISO 9806 [3] unter Verwendung des quasi-dynamischen Prüfverfahrens in einer Außenprüfung bestimmt.

In Abbildung 1 sind die beiden untersuchten Varianten dargestellt. Links ist die unabgedeckte Variante zu sehen und rechts die abgedeckte. Die abgedeckte Variante repräsentiert den Fall, dass über dem eigentlichen Luft-Sole-Wärmeübertrager noch PV Module angebracht sind.



Abbildung 1: Abbildung der beiden untersuchten Varianten, links: unabgedeckt (Variante 1), rechts abgedeckt (Variante 2)

Die mit der Messung nach ISO 9806 bestimmten Modellkennwerte zur numerischen Beschreibung des thermischen Verhaltens des Luft-Sole-Wärmeübertragers wurden anschließend innerhalb einer Systemsimulation eines typischen kalten Nahwärmenetzes in der Simulationsumgebung TRNSYS genutzt. Dabei wurde untersucht wie die thermische Leistungsfähigkeit des solarthermischen Luft-Sole-Wärmeübertragers in Abhängigkeit von den Umgebungs- und Betriebsbedingungen Einfluss auf das gesamte Energieversorgungssystem nimmt.

2. Messung und Modellkennwerte

Die Messungen zur Bestimmung der Modellkennwerte wurden in Anlehnung an ISO 9806 durchgeführt. Abweichend von den Vorgaben der Norm wurden auch Messungen ohne Einstrahlung (nächtliche Messung), Messungen mit einer mittlerer Fluidtemperatur unterhalb der Umgebungslufttemperatur sowie Messungen mit negativer thermischer Leistung, d. h. einer Wärmeabfuhr, durchgeführt.

Die Messungen ohne Einstrahlung und bei einer mittleren Fluidtemperatur unterhalb der Umgebungslufttemperatur repräsentieren die typischen Betriebsbedingungen eines solarthermischen Luft-Sole-Wärmeübertragers und die Messung mit negativer thermischer Leistung dient zur Bestimmung eines Modellkennwertsatzes der innerhalb der Simulation auch für eine Rückkühlung über den solarthermischen Luft-Sole Wärmeübertrager gültig ist.

In den Gleichungen (1) und (2) ist die Modellierung der Kollektorleistung nach ISO 9806 dargestellt.

$$\frac{\dot{Q}}{A_G} = \eta_{0,b} K_b(\theta_L, \theta_T) G_b + \eta_{0,b} K_d G_d - c_6 u G - c_1 (\vartheta_m - \vartheta_a) - c_2 (\vartheta_m - \vartheta_a)^2 - c_3 u (\vartheta_m - \vartheta_a) + c_4 (E_L - \sigma T_a^4) - c_5 \frac{d\vartheta_m}{dt} \quad (1)$$

$$K_b(\theta_L, \theta_T) = K_b(\theta_L, 0) \cdot K_b(0, \theta_T) \quad (2)$$

Mit

A_G	[m ²]	Brutto-Kollektorfläche
c₁	[W/(m ² K)]	Wärmedurchgangskoeffizient bei (ϑ _m - ϑ _a) = 0
c₂	[W/(m ² K ²)]	temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient
c₃	J/(m ³ K)	windabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient
c₄	-	Faktor zur Berechnung der von der Himmelstemperatur abhängigen Strahlungswärmeverluste
c₅	[kJ/(m ² K)]	effektive spezifische Wärmekapazität des Kollektors
c₆	s/m	Koeffizient zur Berechnung der Windabhängigkeit des Konversionsfaktors
E_L	[W/m ²]	langwellige Strahlung (λ < 3 μm)
η_{0,b}	[-]	Konversionsfaktor basierend auf der direkten Bestrahlungsstärke G _b
G_b	[W/m ²]	direkte Bestrahlungsstärke
G_d	[W/m ²]	diffuse Bestrahlungsstärke
K_b(θ_L, θ_T)	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der direkten Bestrahlungsstärke
K_d	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der diffusen Bestrahlungsstärke
Q̇	[W]	Kollektorleistung pro Modul
T	[s]	Zeit
T_a	[K]	Umgebungstemperatur
U	[m/s]	Windgeschwindigkeit
ϑ_a	[°C]	Umgebungstemperatur
ϑ_m	[°C]	mittlere Fluidtemperatur
θ	[°]	Einfallswinkel der direkten Bestrahlungsstärke
Σ	W/(m ² K ⁴)	Stefan-Boltzmann-Konstante σ = 5.67 x 10 ⁻⁸ W/(m ² K ⁴)

In Tabelle 1 sind die ermittelten Modellkennwerte und in Tabelle 2 und Tabelle 3 die Einfallswinkelkorrekturfaktoren der beiden Varianten dargestellt. Die Einfallswinkelkorrekturfaktoren in longitudinaler Richtung werden beeinflusst durch die Jahreszeit und den damit in Zusammenhang stehenden Sonnenstand. Da die Messungen in nur zwei von zwölf Monaten durchgeführt wurden, wurden diese Einfallswinkelkorrekturfaktoren aus der Geometrie analytisch berechnet. Die Bruttofläche beträgt in beiden Fällen 4 m².

Tabelle 1: Modellkennwerte der beiden Varianten

Kennwert	[m ²]	Variante 1	Variante 2
$\eta_{0,b}$	[-]	0,75	0,71
c_1	[W/(m ² K)]	47,30	33,50
c_2	[W/(m ² K ²)]	0,00	0,00
c_3	J/(m ³ K)	20,20	32,40
c_4	-	0,75	1,00
c_5	[kJ/(m ² K)]	77,49	91,61
c_6	s/m	0,09	0,04
K_d	[-]	1,01	0,95

Tabelle 2: Einfallswinkelkorrekturfaktoren der direkten Bestrahlungsstärke (Variante 1)

Einfallswinkel θ	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
$K_b(\theta_L, 0)$:	1.00	0.99	0.97	0.94	0.92	0.88	0.80	0.66	0.35	0.00
$K_b(0, \theta_T)$:	1.00	1.04	1.08	1.11	1.15	1.37	1.42	1.74	2.47	0.00

Tabelle 3: Einfallswinkelkorrekturfaktoren der direkten Bestrahlungsstärke (Variante 2)

Einfallswinkel θ	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
$K_b(\theta_L, 0)$:	0	0	0	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0
$K_b(0, \theta_T)$:	0.0	11.0	23.9	28.3	34.5	44.4	83.4	100.0	219.0	0.00

Die ermittelten Konversionsfaktoren für die direkte Bestrahlungsstärke $\eta_{0,b}$ erscheinen auf den ersten Blick erstaunlich hoch. Wird jedoch die Tatsache berücksichtigt, dass es sich um einen volumetrischen Absorber handelt und dadurch die strahlungsabsorbierende Fläche ein Vielfaches der Referenzfläche (Bruttofläche) ist, sind die Werte selbst für Variante 2 realistisch.

Die Unterschiede bei den Wärmedurchgangskoeffizienten c_1 und den windabhängigen Wärmedurchgangskoeffizienten c_3 der beiden Varianten lassen sich wie folgt erklären: Durch die Abdeckung in Variante 2 werden die nach oben gerichteten Konvektionsströmungen behindert, so dass sich ein geringerer Wert für c_1 ergibt. Andererseits entsteht durch die Abdeckung ein gewisser Tunneleffekt der die Windgeschwindigkeit innerhalb des volumetrischen Absorbers gegenüber der Umgebung erhöht, sodass sich gleichzeitig ein höherer Wert für c_3 ergibt.

Einschränkend ist jedoch auch zu erwähnen, dass die Wärmeverluste beider Varianten nicht nur von der Windgeschwindigkeit, sondern auch von der Windrichtung abhängen, die während der Messung nicht erfasst wurde und bislang auch nicht von der ISO 9806 berücksichtigt wird.

Die sehr hohen Einfallswinkelkorrekturfaktoren in transversaler Richtung bei Variante 2 resultieren aus den sehr niedrigen Einfallswinkelkorrekturfaktoren in longitudinaler Richtung, die sich durch die Abdeckung ergeben.

In Abbildung 2 ist die gemessene thermische Leistung der Variante 1 zusammen mit den mittels der Modellkennwerte berechneten Leistung sowie deren Differenz für einen für die Auswertung verwendeten Tag (21.08.2020) exemplarisch dargestellt. Abbildung 3 zeigt die Bestrahlungsstärken und Abbildung 4 die Windgeschwindigkeit und die Differenz zwischen mittlerer Fluidtemperatur und Umgebungslufttemperatur für Variante 1 am 21.08.2020.

Aus Abbildung 2 ist zu erkennen, dass die gemessene Leistung mit guter Genauigkeit mit den ermittelten Modellkennwerten nachgebildet werden kann.

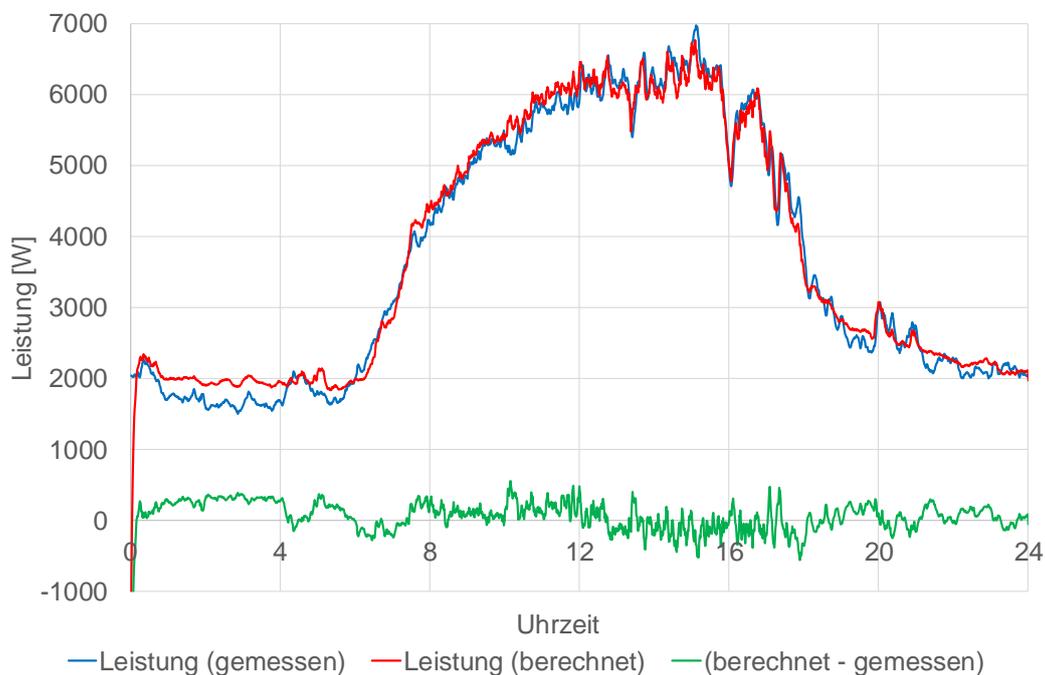


Abbildung 2: Gemessene, berechnete und die Differenz zwischen berechneter und gemessener Leistung der Variante 1 am 21.08.2020

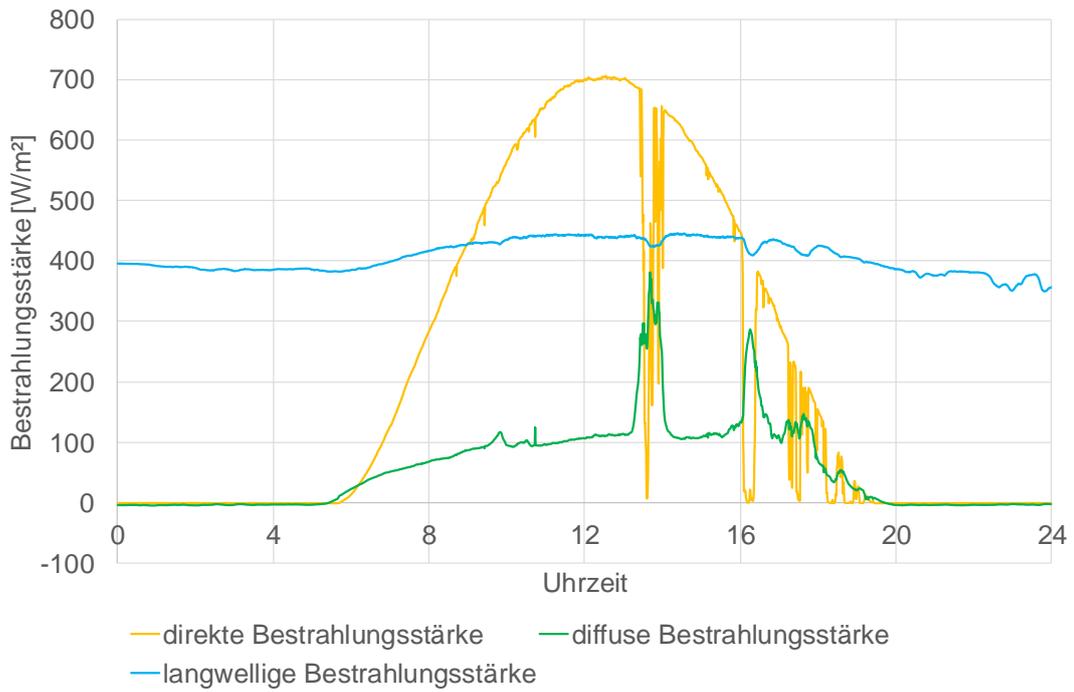


Abbildung 3: Bestrahlungsstärken am 21.08.2020

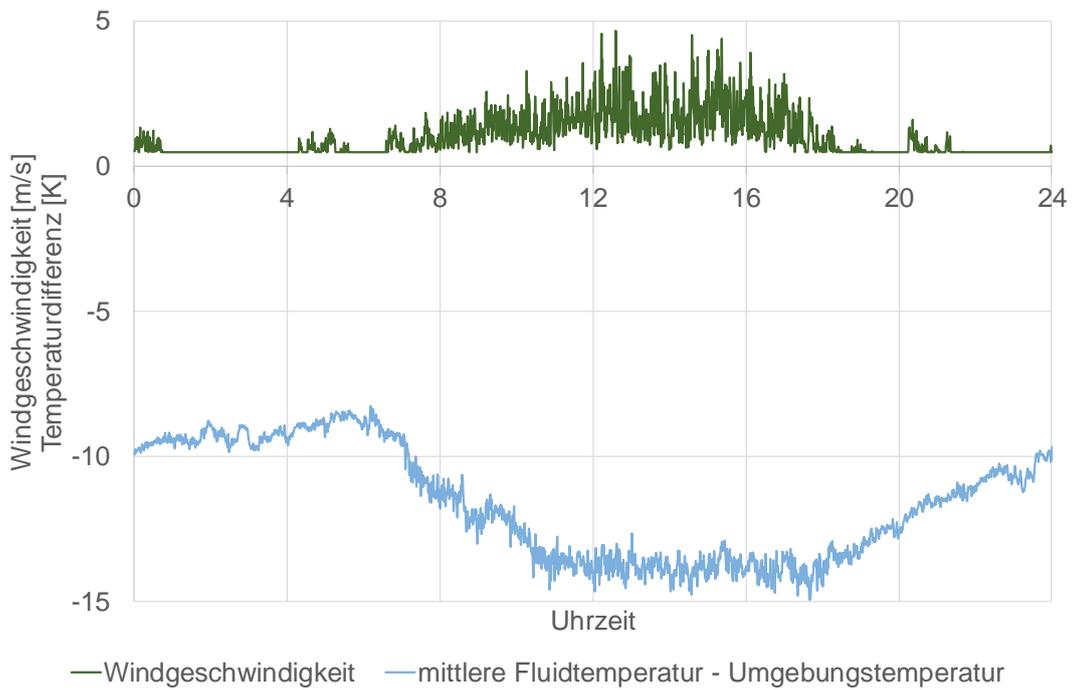


Abbildung 4: Windgeschwindigkeit und Temperaturdifferenz zwischen mittlerer Fluidtemperatur und Umgebungslufttemperatur für Variante 1 am 21.08.2020

3. Systemsimulationen

Mit Hilfe der bestimmten Modellkennwerte wurde in einer dynamischen Systemsimulation (Jahressimulation) mit TRNSYS untersucht, wie sich die solarthermischen Luft-Sole-Wärmeübertrager in einem Energieversorgungssystem verhalten und in wie weit die beiden Varianten sich hierbei unterscheiden.

Mit einem Vergleich der jährlichen, vom jeweiligen solarthermischen Luft-Sole-Wärmeübertrager gelieferten Nutzenergie wird der Einfluss der beiden Varianten auf das Energieversorgungssystem charakterisiert. Die vom solarthermischen Luft-Sole-Wärmeübertrager gelieferte Nutzenergie ist dabei, neben den Modellkennwerten, sowie den Umgebungsbedingungen abhängig vom Betrieb des Energieversorgungssystems. Nachfolgend werden daher zunächst die Randbedingungen und die Regelung des Energieversorgungssystems beschrieben.

Randbedingungen

Versorgungsgebiet und Standort

Ein typischer Anwendungsbereich des untersuchten solarthermischen Luft-Sole-Wärmeübertragers ist dessen Nutzung als Wärmequelle für Wärmepumpen in kalten Nahwärmenetzen bzw. sogenannten Anergienetzen. Modelliert wird daher das Energieversorgungssystem eines Neubauquartiers in Ludwigsburg, welches im Rahmen des vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) geförderten Verbundprojektes „Entwicklung integrierter solarer Energieversorgungskonzepte für klimaneutrale Gebäude der „Stadt der Zukunft“ (*Sol4City*)“ messtechnisch untersucht, analysiert und optimiert werden soll.

Das Neubauquartier umfasst neun Mehrfamilienhäuser sowie einen Kindergarten mit drei darüber liegenden Wohneinheiten. Die Gebäude sind mit unbeheizten Untergeschossen ausgestattet, in welchen sich neben einer Tiefgarage, Keller- und andere Nebenräume befinden. Insgesamt hat das Quartier mit 107 Wohneinheiten eine beheizte Nutzfläche von 8.567 m². Für die Auslegung der Systemkomponenten sowie des kalten Nahwärmenetzes wird von einem Heizwärmebedarf von 520 MWh/a und einem Kühlenergiebedarf von 168 MWh/a ausgegangen.

Für die Systemsimulationen wurde ein Wetterdatensatz des Deutschen Wetterdienstes für ein aktuelles mittleres Testreferenzjahr für den Standort Ludwigsburg verwendet. Die jährliche Strahlungssumme beträgt 1.048 kWh/m². Die mittlere Umgebungslufttemperatur beträgt 10,4 °C und die mittlere Windgeschwindigkeit beträgt 2,9 m/s.

Energieversorgungskonzept

Die Energieversorgung des Quartiers basiert auf einem kalten Nahwärmenetz, welches mit Temperaturen zwischen - 10 °C und + 20 °C betrieben wird. Ein zentraler Latentspeicher bzw. Eisspeicher mit einem Volumen von 770 m³ sowie ein zentrales

Kollektorfeld, bestehend aus solarthermischen Luft-Sole-Wärmeübertragern mit einer gesamten Bruttofläche von 137 m², dienen als Wärmequellen und -senken von gebäudeweise dezentralen Sole/Wasser-Wärmepumpen. Die Wärmepumpen haben am Betriebspunkt B0/W35 insgesamt eine thermische Nennleistung von 428 kW_{th} sowie eine maximale elektrische Leistungsaufnahme von 93 kW_{el}. Wobei der Betriebspunkt definiert ist durch die Eintrittstemperatur der Sole (B für engl. brine) verdampferseitig in °C und der Austrittstemperatur des Wassers (W) kondensatorseitig in °C. Jede Wärmepumpe ist über einen Pufferspeicher mit einem Volumen von je 1,5 m³ hydraulisch vom Verbraucherkreis getrennt.

Der zylindrische Eisspeicher verfügt über zwei getrennte Wärmeübertrager – Regenerations- und Entzugs-Wärmeübertrager –, welche mit einem Wasser-Glykol-Gemisch durchströmt werden. Das Speichermedium dagegen ist Wasser.

Die Wärmeversorgung des Quartiers erfolgt über Fußbodenheizungen mit einer konstanten Vorlauftemperatur von 35 °C und einer konstanten Rücklauftemperatur von 28 °C. Das Trinkwarmwasser wird ausschließlich mit Hilfe von elektrischen Durchlauferhitzern erzeugt und daher in der Systemsimulation nicht berücksichtigt.

Ebenfalls gebäudeweise dezentral werden zusätzliche Wärmeübertrager, sogenannte „Natural Cooling“ (NC) Wärmeübertrager, zur Realisierung einer passiven Gebäudekühlung über das kalte Nahwärmenetz eingesetzt. In der Kühlperiode dient eine direkte hydraulische Verbindung zur Fußbodenheizung der Gebäude als Wärmequelle des NC-Wärmeübertragers. Die Wärmesenke stellt der Eisspeicher dar. Die Gebäudekühlung erfolgt mit einer verbraucherseitigen konstanten Vorlauftemperatur von 17 °C und einer entsprechenden Rücklauftemperatur von 20 °C.

Für die Möglichkeit einer aktiven Gebäudekühlung wird ein zweiter zusätzlicher Wärmeübertrager, der sogenannte „Active Cooling“ (AC) Wärmeübertrager, in das Gebäude 10 eingebaut. Aktiv gekühlt wird indem die Wärmepumpe in Gebäude 10 kondensatorseitig die solarthermischen Luft-Sole-Wärmeübertrager als Wärmesenke nutzt. Die damit auf der Verdampferseite erzeugte Kühlenergie wird von dort aus in das kalte Nahwärmenetz eingespeist. Die Gebäude 1 bis 9 verfügen nicht über diesen zweiten zusätzlichen Wärmeübertrager, sondern werden über das gekühlte Netz mit zusätzlicher Kühlenergie über den beschriebenen NC-Wärmeübertrager versorgt. Die aktive Kühlung erfolgt ausschließlich, wenn die passive Kühlung nicht ausreicht.

Für eine vereinfachte Betrachtung werden bei der hier beschriebenen Systemsimulation nicht alle möglichen Betriebsmodi abgebildet, sondern es wird nur die Wärmeversorgung und die passive Kühlung des Neubauquartiers in Ludwigburg betrachtet.

Der vereinfachte hydraulische Aufbau der modellierten Anlage kann Abbildung 5 entnommen werden.

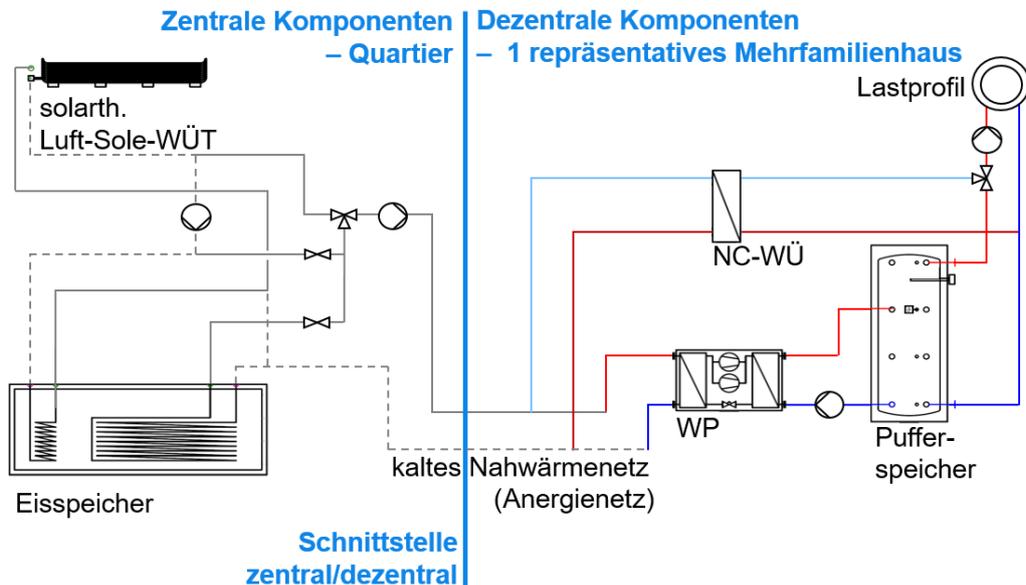


Abbildung 5: Vereinfachtes Hydraulikschema des Neubauquartiers Ludwigsburg

Annahmen

Zur weiteren Vereinfachung des Modells wird nur eines der zehn Gebäude modelliert. Dazu wird das Heiz- und Kühllastprofil eines repräsentativen Mehrfamiliengebäudes des Quartiers verwendet. An der Schnittstelle „dezentral/zentral“ (siehe Abbildung 5) erfolgt eine entsprechende Umrechnung des Massenstroms. Gleichzeitigkeitseffekte werden vernachlässigt, da ausschließlich die Wärmebereitstellung für die Raumheizung und nicht die für das Trinkwarmwasser bilanziert wird. Somit wird davon ausgegangen, dass die Lastspitzen der Einzelgebäude immer zur gleichen Zeit auftreten.

So wird der Massenstrom vom Netz zum Einzelgebäude durch einen Faktor 10 geteilt, vom Einzelgebäude zurück ins Netz mit einem Faktor 10 multipliziert. Die Temperaturen werden an der Schnittstelle übernommen. Dezentrale Komponenten sind für das repräsentative Mehrfamiliengebäude ausgelegt, zentrale Komponenten für das gesamte Quartier.

Die Wärmeverluste oder -gewinne der Rohrleitungen des Nahwärmenetzes bleiben aufgrund einer vorhandenen Wärmedämmung und den geringen Netztemperaturen unberücksichtigt. Für den Eis- und Pufferspeicher wird die Wärmeübertragung zum Erdreich bzw. der Umgebungsluft mitbilanziert.

Sowohl für die Wärme- als auch für die Kälteversorgung ergibt sich durch die Festlegung der Soll-Temperaturen der Verbraucher ein variabler verbraucherseitiger Massenstrom, um ein zeitlich veränderndes Heiz- und Kühllastprofil abbilden zu

können. Netzseitig wird entsprechend der Planung ein konstanter Massenstrom angenommen. Im Nahwärmenetz wird außerdem von einer Wasser-Glykol-Mischung (33 %) als Wärmeträgermedium ausgegangen, im Verbraucherkreis ist das Wärmeträgermedium Wasser.

Weiterhin wird, um Kondensatbildung zu vermeiden, für die Kühlperiode netzseitig eine minimale NC-Wärmeübertrager-Eintrittstemperatur von 15 °C angestrebt. Da die Netztemperatur im NC-Betrieb der Austrittstemperatur des Eisspeichers entspricht, wird die geforderte NC-Wärmeübertrager-Eintrittstemperatur in dieser Modellierung dabei häufig nur durch eine Beimischung der NC-Wärmeübertrager-Austrittstemperatur erreicht. Ist die Austrittstemperatur des Eisspeichers zu hoch, ist die NC-Wärmeübertrager-Eintrittstemperatur ebenfalls zu hoch. Aus diesem Grund wird angenommen, dass der Kühlbedarf nur bis zu einer mittleren Eisspeichertemperatur von maximal 16 °C gedeckt werden kann. So wird die beschriebene Möglichkeit der aktiven Kühlung über den „Active Cooling“ (AC) Wärmeübertrager an dieser Stelle vereinfachend nicht berücksichtigt.

In der Heizperiode sorgt ein Regler dafür, dass die Temperatur im dezentralen Pufferspeicher oberhalb von 40 % der relativen Höhe des Speichers zwischen 40 °C und 46 °C gehalten wird. Wird die Pufferspeichertemperatur an dieser Stelle unterschritten, wird die Wärmepumpe angeschaltet. Bei Verdampfertemperaturen von über - 10 °C wird die verbraucherseitige Soll-Heiz-Vorlauftemperatur von 35 °C erreicht. Wird die Verdampfertemperatur von - 10 °C unterschritten und sinkt die Pufferspeichertemperatur unter die Soll-Heiz-Vorlauftemperatur von 35 °C kann der Heizwärmebedarf in der Simulation nicht mehr gedeckt werden.

Zur Modellierung des solarthermischen Luft-Sole-Wärmeübertragers wird der TRNSYS Type 832 verwendet. Der Type nutzt das Kollektormodell der quasi-dynamischen Outdoor-Messung nach ISO 9806 [3]. Die bestimmten Modellkennwerte sowie die longitudinalen und transversalen Einfallswinkelkorrekturfaktoren können hier direkt als Parameter definiert werden.

Systemregelung

Insgesamt werden in dem Neubauquartier in Ludwigsburg sieben sogenannte Betriebsmodi zur Verfügung stehen. Modelliert werden vereinfachend hier jedoch nur vier davon: Der Entzugsbetrieb, der Absorber-Direktbetrieb, die Regeneration und die passive Kühlung (Natural Cooling).

Der solarthermische Luft-Sole-Wärmeübertrager steht der Wärmepumpe als Wärmequelle im Betriebsmodus „Absorber-Direktbetrieb“ zwischen dem 15. November und dem 15. März eines Jahres dann zur Verfügung, wenn die Kollektoraustrittstemperatur über - 4 °C liegt. Wird diese Temperatur unterschritten, dient in diesem Zeitraum der

Eisspeicher als Wärmequelle bis die Kollektoraustrittstemperatur entweder über der Austrittstemperatur des Eisspeichers liegt oder der Eisspeicher bereits zu 90 % vereist ist. In diesem Zeitraum ist der Absorber-Direktbetrieb der priorisierte Betriebsmodus der betrachteten Systemsimulation. So soll sichergestellt werden, dass die Wärmepumpe mit einer möglichst hohen Verdampfeintrittstemperatur versorgt wird und somit möglichst effizient arbeitet.

In diesem Zeitraum darf der Eisspeicher außerdem regeneriert werden. Dazu wird Wärme vom solarthermischen Luft-Sole-Wärmeübertrager an den Eisspeicher übertragen, wenn die Kollektoraustrittstemperatur über der mittleren Eisspeichertemperatur liegt, der Eisspeicher zu mindestens 50 % vereist ist und kein Absorber-Direktbetrieb benötigt wird.

Ab dem 16. März eines Jahres bis zum Beginn der Kühlperiode am 30. April sowie ab dem Ende der Kühlperiode am 30. September bis zum 14. November steht der solarthermische Luft-Sole-Wärmeübertrager nur dann als Wärmequelle zur Verfügung, wenn dem Eisspeicher keine Wärme mehr entzogen werden kann. Das ist dann der Fall, wenn dieser bis zu maximal 90 % vereist ist. In diesem Zeitraum wird der Entzugsbetrieb priorisiert und es darf keine Regeneration stattfinden. Der Grund dafür ist eine gewünschte gezielte maximale Vereisung des Eisspeichers vor Beginn der Kühlperiode, um so in den Sommermonaten möglichst viel Kühlenergie zur Verfügung zu stellen. Nach Ende der Kühlperiode wird ebenfalls zunächst der Eisspeicher als Wärmequelle bevorzugt, um so zusätzlich die fühlbare Wärme des bis zu 16 °C warmen und vollständig flüssigen Wärmeträgermediums des Eisspeichers zu nutzen.

In den Sommermonaten wird für die Gebäudekühlung die Raumwärme des Quartiers über die NC-Wärmeübertrager zunächst in den Eisspeicher abgeführt. Dadurch schmilzt das Speichermedium und die Temperatur im Eisspeicher erhöht sich. Sind der vollständig flüssige Zustand des Eisspeichers und eine Temperatur von 16 °C erreicht, müsste theoretisch die aktive Kühlung erfolgen. Diese Betriebsweise wurde jedoch, wie bereits erläutert, bisher nicht in die Simulation implementiert.

Abbildung 6 stellt die hier beschriebene vereinfachte Regelung schematisch in Bezug auf das verwendete stündliche Lastprofil dar.

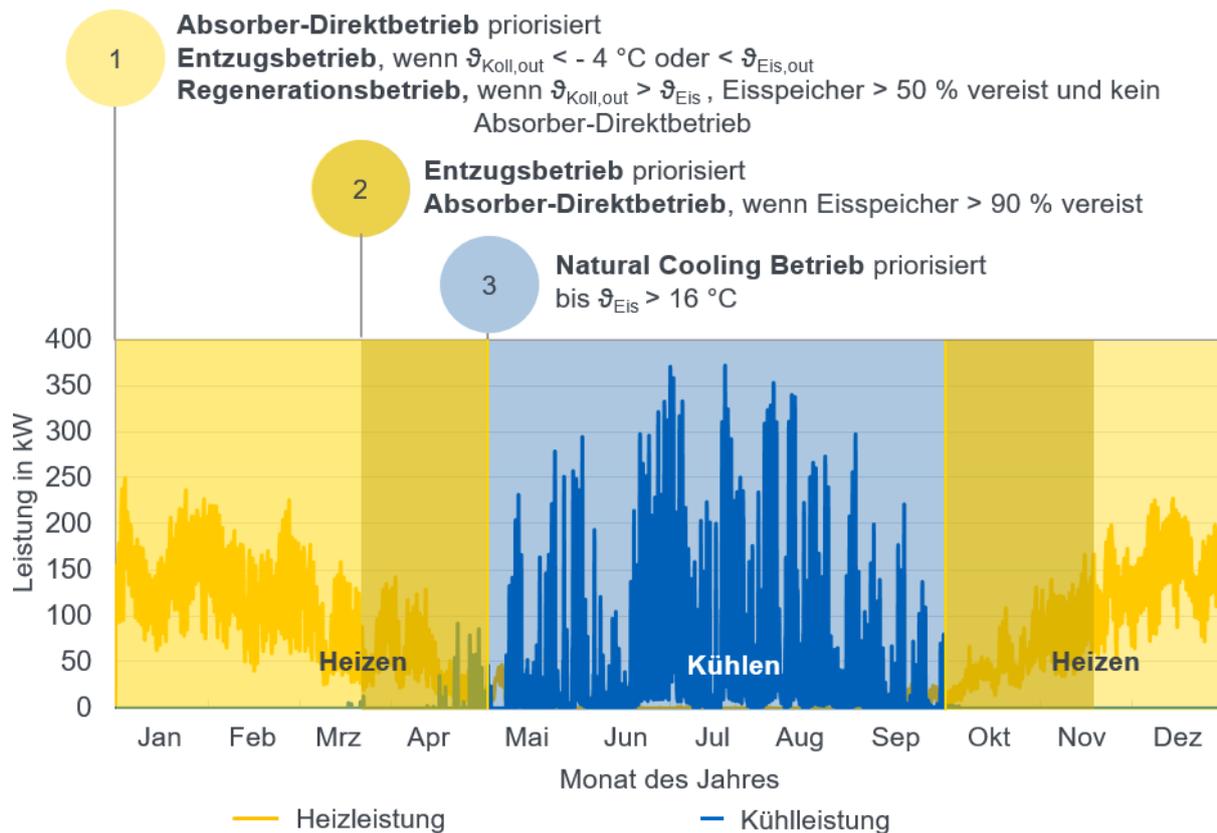


Abbildung 6: Schematische Darstellung der Betriebsmodi der Regelung mit Bezug auf das stündliche Heiz- und Kühllastprofil

Die Regelung basiert auf sogenannten harten Umschaltpunkten zwischen Heiz- und Kühlbetrieb, d. h. ab einem fixen Datum wird zwischen Heiz- und Kühlbetrieb gewechselt. Zwischen dem 1. Mai und dem 30. September wird ausschließlich gekühlt. In der übrigen Zeit des Jahres wird ausschließlich geheizt.

Ergebnisse

Um eine vollständige Deckung des Heizwärme- und Kühlenergiebedarfs des Quartiers zu erreichen, muss aufgrund der harten Umschaltpunkte der Kühlenergiebedarf innerhalb des genannten Sommerzeitraums und der Heizwärmebedarf innerhalb des genannten Winterzeitraums gedeckt werden. Die Zusammensetzung der monatlichen Bereitstellung der Energie zur Deckung des Heizwärme- und Kühlenergiebedarfs des beschriebenen Energieversorgungssystems sowie der entsprechende monatliche Heizwärme- und Kühlenergiebedarf des Quartiers sind in **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** und Abbildung 8 dargestellt. Die Wärmeverluste des Pufferspeichers sind im Heizwärmebedarf des Quartiers mitberücksichtigt. Die Simulationen des Energieversorgungssystems wurden für Variante 1 und Variante 2 des solarthermischen Luft-Sole-Wärmeübertragers durchgeführt (vgl. Abschnitt 2).

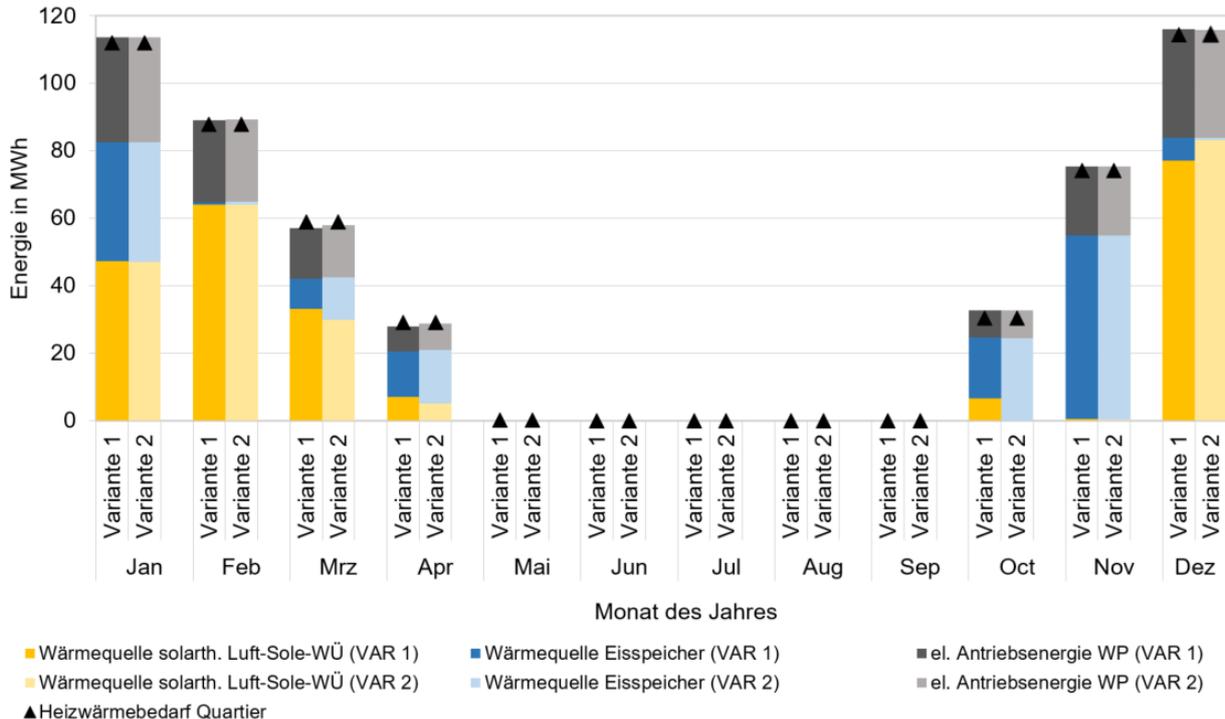


Abbildung 7: Monatlicher Heizwärmebedarf und Zusammensetzung der Heizwärmebereitstellung für die Varianten 1 und 2 des Luft-Sole-Wärmeübertragers

Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden. zeigt, dass der Heizwärmebedarf des Quartiers mit einer angenommenen anfänglichen Vereisung des Eisspeichers von 40 % und der beschriebenen Regelung für beide Varianten vollständig durch das zuvor beschriebene Energieversorgungssystem gedeckt werden kann. Aufgrund geringer Umgebungslufttemperaturen und einer geringen solaren Einstrahlung ist das Energieversorgungssystem insbesondere im Monat Januar, in welchem der Absorber-Direktbetrieb priorisiert wird, auf die Energie des Eisspeichers angewiesen. Im Februar liegt die Kollektorausstrittstemperatur dagegen überwiegend entweder oberhalb einer Umgebungslufttemperatur von -4 °C oder oberhalb der Austrittstemperatur des Eisspeichers, sodass mehrheitlich der in diesem Monat priorisierte Absorber-Direktbetrieb genutzt wird. Aufgrund des Entzugsbetriebs im Januar entgegen der Priorisierung (vgl. Abbildung 6), ist der Eisspeicher im April, in welchem der Entzugsbetrieb bevorzugt wird, bereits zu Beginn über 80 % vereist. So wird auch im April Wärme von dem solarthermischen Luft-Sole-Wärmeübertrager benötigt. Die Bedingungen für den Betriebsmodus „Regeneration“ werden zu keinem Zeitpunkt der Simulation erreicht, weshalb der Eisspeicher in der Heizperiode nicht solar regeneriert werden kann.

Aus Abbildung 8 wird deutlich, dass der jährliche Kühlenergiebedarf für beide Varianten zu 43 % durch die passive Kühlung gedeckt werden kann. So bietet der Eisspeicher für die Monate Mai und Juni ausreichend Energie zur Gebäudekühlung, im Juli können noch 37 % des Kühlenergiebedarfs gedeckt werden. In der übrigen

Kühlperiode muss zusätzlich aktiv gekühlt werden, da der Eisspeicher ab Mitte Juli vollständig flüssig ist und eine mittlere Temperatur von 16 °C erreicht hat. So steht bereits ab Mitte Juli wieder Wärme zur Deckung des Heizwärmebedarfs mit dem Entzugsbetrieb zur Verfügung, die jedoch erst ab dem 01. Oktober wieder benötigt wird.

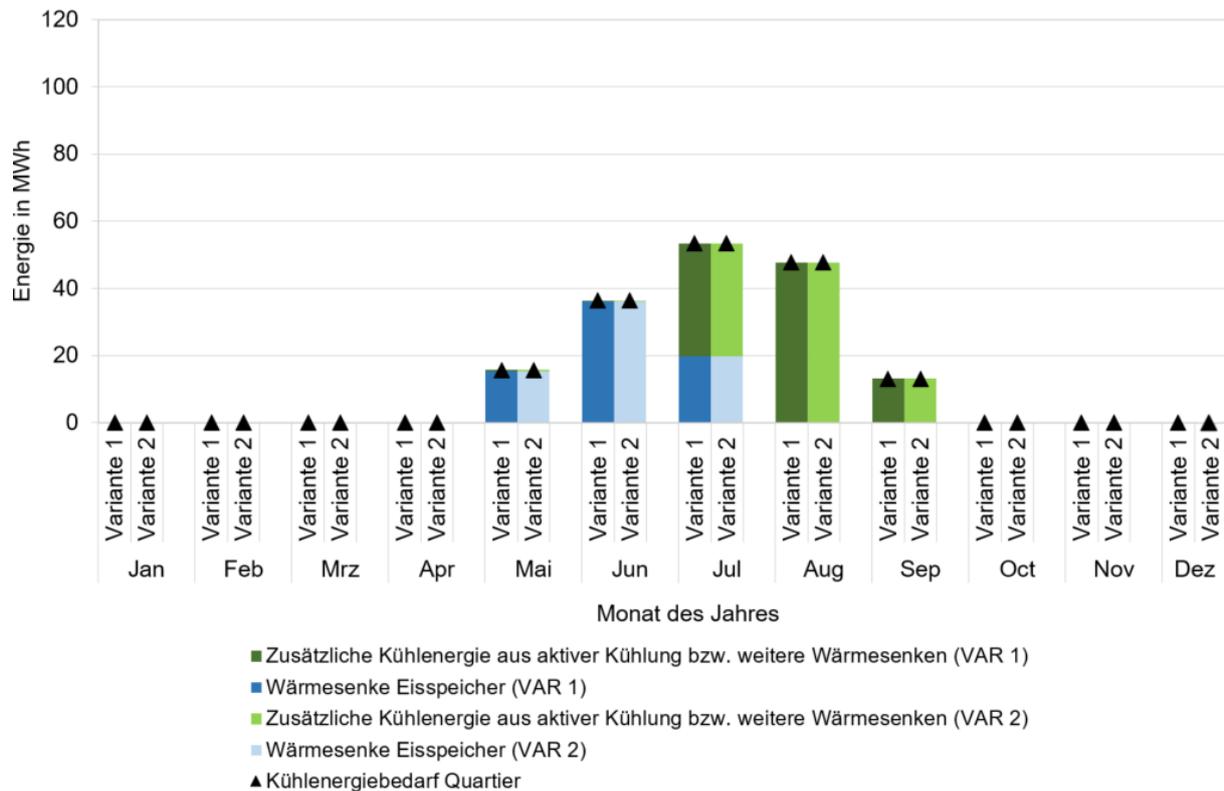


Abbildung 8: Monatlicher Kühlenergiebedarf und Zusammensetzung der Kühlenergiebereitstellung für die Varianten 1 und 2 des Luft-Sole-Wärmeübertragers

Bei Variante 2 werden 45 % des jährlichen Heizwärmebedarfs durch den solarthermischen Luft-Sole-Wärmeübertrager als Wärmequelle der Wärmepumpe gedeckt. Der Eisspeicher liefert 28 % des jährlichen Heizwärmebedarfs. 27 % des Heizwärmebedarfs wird durch die elektrische Antriebsenergie der Wärmepumpe erzeugt. Dabei ist auffällig, dass die solarthermische Wärmequelle der Variante 1 im Vergleich zu der Variante 2, den jährlichen Heizwärmebedarf um 1,2 Prozentpunkte mehr deckt, wodurch die Wärmequelle Eisspeicher etwas weniger zum Einsatz kommt.

Wird die solarthermische Nutzenergie von Variante 2 als Bezugsgröße verwendet, so ist die solarthermische Nutzenergie von Variante 1 im Jahr um nur 2,7 % (relativ) höher. Dabei kann die Abweichung in den einzelnen Monaten der Heizperiode entsprechend Abbildung 9 sowohl positiv als auch negativ sein.

Insgesamt kann aus den Ergebnissen jedoch geschlossen werden, dass in der betrachteten Anwendung innerhalb der gegebenen Modell- und Messunsicherheiten

kein Unterschied zwischen den beiden untersuchten Varianten des solarthermischen Luft-Sole Wärmeübertragers besteht.

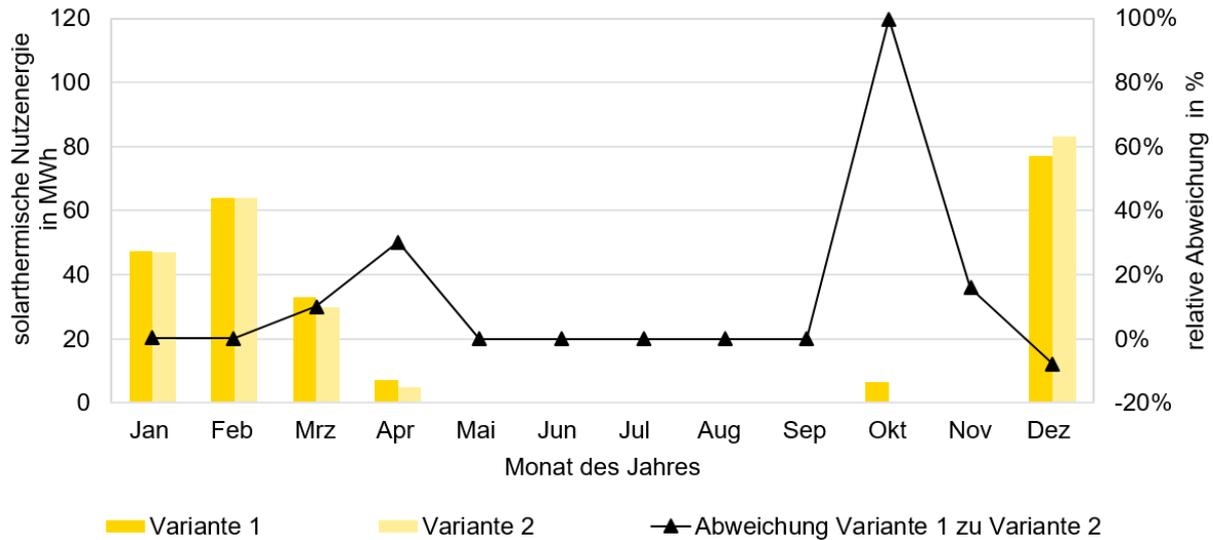


Abbildung 9: Monatliche solarthermische Nutzenergie der beiden Varianten des solarthermischen Luft-Sole-Wärmeübertragers und zugehörige relative Abweichung

Da der Betriebsmodus Regeneration in den durchgeführten Systemsimulationen nicht auftritt, ist die in Abbildung 9 dargestellte solarthermische Nutzenergie ausschließlich die am Verdampfer der Wärmepumpe genutzte Wärme, welche im Absorber-Direktbetrieb durch den solarthermischen Luft-Sole-Wärmeübertrager bereitgestellt wird. Die solarthermische Nutzenergie ist bei diesem Konzept auf so einem niedrigen Temperaturniveau, dass sie nicht direkt zur Beheizung des Quartiers verwendet werden kann.

4. Fazit und Ausblick

Die Ergebnisse der bisher durchgeführten Systemsimulationen zeigen, dass für den untersuchten Anwendungsfall durch den Einsatz solarthermischer Luft-Sole-Wärmeübertrager fast die Hälfte des benötigten Heizwärmebedarfs am Verdampfer der Wärmepumpe bereitgestellt werden kann. Hier beträgt der Unterschied der jährlichen solarthermischen Nutzenergie zwischen dem solarthermischen Luft-Sole-Wärmeübertrager in Variante 1, d. h. ohne Abdeckung und dem in Variante 2, also mit Abdeckung, weniger als drei Prozent (relativ). Die Unterschiede der Abhängigkeit der solarthermischen Leistungsfähigkeit von den Umgebungs- und Betriebsbedingungen und damit deren Einfluss auf das betrachtete Energieversorgungssystem sind insbesondere in diesem typischen Anwendungsfall eines kalten Nahwärmenetzes mit Eisspeicher und dem dadurch entstehenden Nutzungszeitraum des solarthermischen Luft-Sole-Wärmeübertragers innerhalb der gegebenen Modell- und Messunsicherheit und damit zu vernachlässigen.

Bei den Simulationsergebnissen ist zu beachten, dass die Modellkennwerte und Einfallswinkelkorrekturfaktoren für einen einzelnen solarthermischen Luft-Sole-Wärmeübertrager im Außenprüfstand bestimmt wurden. Eine Aufstellung mehrerer solarthermischer Luft-Sole-Wärmeübertrager nebeneinander, kann weiterhin sowohl die konvektiven als auch die solaren Gewinne beeinflussen. In weiteren Betrachtungen sollten daher Systemsimulationen unter Berücksichtigung der Anordnung als Feld erfolgen.

Ferner ist zu erwarten, dass die Dimensionierung der zentralen Komponenten, d.h. das Volumen des Eisspeichers sowie die Anzahl der solarthermischen Luft-Sole-Wärmeübertrager bzw. die daraus insgesamt resultierende Bruttofläche, einen deutlich größeren Einfluss auf die Zusammensetzung der Heiz- und Kühlenergiebereitstellung hat, als der Unterschied der beiden untersuchten Varianten des Luft-Sole-Wärmeübertragers. Im Rahmen des genannten Verbundprojektes „Sol4City“ wird diese Vermutung durch weitere Systemsimulationen untersucht werden.

Außerdem stellen Energieversorgungskonzepte wie das Beschriebene, jedoch ohne Eisspeicher einen weiteren typischen Anwendungsbereich des untersuchten solarthermischen Luft-Sole-Wärmeübertragers dar.

Ein ergänzender Vergleich der solarthermischen Nutzenergie in einem solchen System, sowie der Vergleich der Wärme- und Kältebereitstellung mit einem Luft-Wasser-Wärmepumpensystem sollten ebenfalls in weiteren Systemsimulationen untersucht werden.

Literatur

- [1] Frederico Giovannetti, Oliver Kastner, Carsten Lampe, Rolf Reinike-Koch, Sunah Park, Jan Steinweg; Technologiebericht 1.4 Solare Wärme und Kälte – Teilbericht 2, Wuppertal Institut, ISI, IZES: Technologien für die Energiewende – Teilbericht 2, Wuppertal, Karlsruhe, Saarbrücken, 2018

- [2] Ulrich Leibfried, Stephan Fischer, Sebastian Asenbeck; PVT-Wärmepumpensystem SOLINK – Systemvalidierung und zwei Jahre Praxiserfahrung, Tagungsband Symposium Solarthermie und innovative Wärmesysteme, Kloster Banz, Bad Staffelstein, 21. – 23. Juni 2019

- [3] ISO 9806:2013: Solar energy – Solar thermal collectors – Test methods

Danksagung

Das Forschungsprojekt Sol4City „Entwicklung integrierter solarer Versorgungskonzepte für klimaneutrale Gebäude der ‚Stadt der Zukunft‘ “ wird aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) durch den Projektträger Jülich (PTJ) unter dem Förderkennzeichen 03ETW019A/B gefördert.

Die Autoren und die Autorin danken für diese Unterstützung und übernehmen die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung.