

Technische Universität München
TUM School of Engineering and Design



**Entwicklung und Erprobung einer
flexiblen Wärmepumpe mit integriertem Latentwärmespeicher**

Michael Barton

Vollständiger Abdruck der von der TUM School of Engineering and Design der
Technischen Universität München zur Erlangung eines

Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)

genehmigten Dissertation.

Vorsitz: Prof. Dr.-Ing. Wolfram Volk
Prüfer der Dissertation: 1. Prof. Dr.-Ing. Hartmut Spliethoff
2. Prof. Dr. rer. nat. Christian Schweigler

Die Dissertation wurde am 17.08.2023 bei der Technischen Universität München eingereicht
und durch die TUM School of Engineering and Design am 20.11.2023 angenommen.

Kurzfassung

Die „Wärmewende“ ist ein wesentlicher Teil der Energiewende. Auf die Wärmeversorgung des Gebäudebestandes entfällt ein großer Anteil des Gesamtenergiebedarfs. Dieser Sektor ist deshalb ein Schwerpunkt der Transformation des Energieversorgungssystems. Im Gebäudesektor soll verstärkt Wärmeenergie eingespart werden. Darüber hinaus soll die Wärmebereitstellung zunehmend aus regenerativen Energiequellen erfolgen. Diese Anforderungen führen zu ambitionierten Zielsetzungen bezüglich der eingesetzten Energiemengen sowie der Reduzierung der Treibhausgasemissionen. Um diese Ziele zu erreichen, sind effiziente Wärmeversorgungssysteme mit Speicherkapazitäten erforderlich. Flexibilisierte Wärmepumpen bieten als elektrisch angetrieben Systeme Einsatzmöglichkeiten im Rahmen von Sektorkopplung und smart-grid-Anwendungen. Die vorliegende Dissertation beschäftigt sich mit der Integration von Latentwärmespeichern in den Kältemittelkreislauf von Wärmepumpen. Dadurch sollen diese Systeme die notwendige Flexibilität erhalten, um netzdienliche Zwecke wie Lastmanagement und Spitzenlastkappung zu erfüllen.

Wärmepumpensysteme sind ohne Speicherkapazitäten nicht in der Lage solche netzdienlichen Zwecke zu erfüllen. Nach aktuellem Stand der Technik ist die Integration eines Latentwärmespeichers in ein Wärmepumpensystem mit einem negativen Effekt auf die Effizienz verbunden, was sich in der Minderung der Arbeitszahl (Coefficient of performance, kurz COP) ausdrückt. Das Potential zur Einbindung von Latentwärmespeichern in Wärmepumpensysteme ist jedoch beachtlich. Durch die Verbindung der beiden Komponenten lassen sich Synergieeffekte nutzen, denn beide Technologien werden weitestgehend unter konstanten Temperaturbedingungen betrieben.

Anknüpfend an vorangegangene Arbeiten, die sich mit der Integration von Latentwärmespeichern in Kältemittelkreisläufe beschäftigten, werden die Untersuchungen durch Überprüfung folgender Forschungshypothese fortgeführt:

- Durch die Einbindung eines Latentwärmespeichers kann eine Wärmepumpe flexibel für die Gebäudeheizung eingesetzt werden, um netzdienliche Wirkung zu erreichen, beispielsweise durch Lastverschiebung und Spitzenlastkappung. Der Latentwärmespeicher kann so in den Bereich des Hochdruckniveaus des internen Kreislaufs der Wärmepumpe integriert werden, dass sich durch die Speichernutzung keine Minderung der Energieeffizienz ergibt.

Zur Überprüfung dieser Forschungshypothese wird ein Anlagenkonzept mit Fokus auf der Einbindung des Latentwärmespeichers erarbeitet. Um die technische Machbarkeit nachzuweisen, wird eine Versuchsanlage geplant, konstruiert und betrieben. Aus dem Anlagenbetrieb unter Laborbedingungen und einer anschließenden praktischen Anwendung werden Betriebsdaten aufgezeichnet und ausführlich analysiert.

Zur Integration des Latentwärmespeichers im Bereich des Hochdruckniveaus des internen Kältemittelkreislauf der Wärmepumpe wird eine kaskadierte Einbindung konzipiert. Der ursprüngliche Kondensator wird durch eine gestufte Anordnung bestehend aus zwei Kondensatoren und einem Latentwärmespeicher ersetzt. Zum Beladen des Speichers während des Heizbetriebs werden der Latentwärmespeicher und die Kondensatoren parallel mit Kältemittel durchströmt. Gleichzeitig wird der Heißwasserkreislauf auf die beiden Kondensatoren aufgeteilt, sodass beide die niedrige Rücklauftemperatur nutzen können, was sich vorteilhaft auf die Wärmeübertragungsvorgänge auswirkt. Zum Entladen des Speichers werden die Komponenten seriell mit Kältemittel durchflossen. Im ersten Kondensator wird das Kältemittel kondensiert, anschließend während des Durchströmens des Latentwärmespeichers verdampft und daraufhin im zweiten Kondensator nochmals kondensiert. Das Temperaturniveau im Speicher und im zweiten Kondensator sind niedriger als das Niveau im ersten Kondensator. Der Heizwasserkreis wird deshalb seriell im zweiten Kondensator vorgewärmt und im ersten Kondensator auf den Sollwert der Vorlauftemperatur gehoben.

Die Anlagenplanung erfolgt mit Hilfe eines Simulationsmodells, das zur Dimensionierung von Latentwärmespeichern entwickelt wird. Darüber hinaus werden ein Steuerungs- und ein Messkonzept ausgearbeitet. Nach dem Aufbau und der Inbetriebnahme des neuartigen Wärmepumpensystems erfolgen Versuchsreihen unter Laborbedingungen. Zunächst liegt der Fokus auf dem Nachweis der Funktionsfähigkeit des „Kaskadenkonzeptes“ und der Erprobung aller vorgesehenen Betriebsmodi.

Anschließend folgt die Quantifizierung der Energieeffizienz und der Netzdienlichkeit des Wärmepumpensystems. Zur Auswertung der Ergebnisse und zur energetischen Bilanzierung des neuartigen Systems werden Kennzahlen herangezogen, unter anderem zwei COP-Werte. Der erste ist der übliche COP-Wert zur Bewertung der Effizienz von konventionellen Wärmepumpen, bezeichnet als COP_{System} . Dieser Wert setzt die Wärmeabgabe an den Heizkreis in Relation zur elektrischen Leistungsaufnahme des Wärmepumpensystems. Der zweite ist ein erweiterter COP-Wert, bezeichnet als $COP_{Kreislauf}$, der in der Wärmemengenbilanz zusätzlich zur Wärmeabgabe an den Heizkreis den Wärmeaustausch zwischen Speicher und Kältemittelkreislauf berücksichtigt.

Mit Hilfe des $COP_{Kreislauf}$ lässt sich überprüfen, ob die Integration des Latentwärmespeichers nach dem neuen Kaskadenkonzept keinen negativen Effekt auf die Effizienz der Wärmepumpe hat. Beim Beladen des Latentwärmespeichers wird bei der Berechnung des $COP_{Kreislauf}$ die an den Speicher übertragene Wärmeleistung berücksichtigt, zusätzlich zur Heizleistung. Die vom System aufgenommene elektrische Leistung steigt im Vergleich zum Betrieb ohne Speicher. Beim Entladen reduziert die aus dem Latentwärmespeicher entnommene Wärmeleistung die von der Wärmepumpe bereitzustellende Heizleistung, die elektrische Leistungsaufnahme sinkt in Relation zum speicherlosen Betrieb. Sofern die Integration des Latentwärmespeichers in die Wärmepumpe keinen negativen Effekt auf die Effizienz der Wärmepumpe hat, wird sich der Wert des $COP_{Kreislauf}$ demnach sowohl

beim Belade- als auch beim Entladevorgang in einem Bereich bewegen, in dem auch der Wert einer Wärmepumpe ohne Speicher liegt.

Die Fähigkeit des neuartigen Wärmepumpensystems netzdienliche Zwecke wie Lastverschiebung und Spitzenlastkappung zu erfüllen, lässt sich mit dem COP_{System} nachweisen. Beim Beladen des Latentwärmespeichers weist das System durch die zusätzlich an den Speicher übertragene Wärmeleistung eine erhöhte elektrische Leistungsaufnahme auf. Der COP_{System} berücksichtigt jedoch lediglich die Heizleistung im Verhältnis zur erhöhten elektrischen Leistung. Als Resultat sinkt der COP_{System} und weist einen niedrigeren Wert auf, als der Wert einer Wärmepumpe ohne Speicher. Beim Entladen reduziert die Wärmeleistung aus dem Speicher die elektrische Leistungsaufnahme des Systems. Berücksichtigt wird wiederum lediglich die gleichbleibende Heizleistung im Verhältnis zur verminderten elektrischen Leistungsaufnahme. Der COP_{System} steigt über den Wert eines speicherlosen Betriebs. Dieses Verhalten belegt die Möglichkeiten für einen netzdienlichen Einsatz des neuartigen Wärmepumpensystems.

Anhand der aufgezeichneten Betriebsdaten aus den Laborversuchen wird das zuvor entwickelte Simulationsmodell zur Dimensionierung von Latentwärmespeichern auf Gültigkeit und den Anwendungsbereich überprüft. Dazu werden Ergebnisse aus dem Versuchsbetrieb der Anlage mit Prognosen aus Berechnungen des Simulationsmodells verglichen. Nach den Untersuchungen im Labor erfolgt der Einsatz des neuen Systems in einer praktischen Anwendung, wobei Betriebsdaten unter realen Bedingungen aufgezeichnet werden.

Abstract

The "heat transition" is an essential part of the energy transition. The supply of heat to the building stock represents a large share of the total energy demand. This sector is therefore a focus of the transformation of the energy supply system. In the building sector, the aim is to save a greater amount of thermal energy. In addition, heat is to be increasingly supplied from renewable energy sources. These requirements lead to ambitious objectives regarding the amounts of energy used as well as the reduction of greenhouse gas emissions. In order to achieve these goals, efficient heat supply systems with thermal storage capacities are required. As electrically driven systems, flexibilized heat pumps offer potential opportunities in the context of sector coupling and smart-grid applications. This dissertation investigates the integration of latent heat storages into the refrigerant cycle of heat pumps. These systems should thereby obtain the necessary flexibility to fulfill grid-serving purposes such as demand side management and peak load capping.

Without storage capacities, heat pump systems are not able to fulfill such grid-serving purposes. According to the current state of the art, the integration of a latent heat storage into a heat pump system is associated with a negative effect on efficiency, which is expressed in the reduction of the coefficient of performance (COP). However, the potential for integrating latent heat storage into heat pump systems is significant. Synergy effects can be achieved by combining the two components, since both technologies are operated under mostly constant temperature conditions.

Following on from previous work examining the integration of latent heat storage into refrigerant cycles, the research continues by investigating the following research hypothesis:

- By integrating a latent heat storage, a heat pump can be used flexibly for building heating to achieve grid-serving effects, such as demand side management and peak load capping. The latent heat storage can be integrated into the high-pressure section of the heat pump's internal cycle so that no decrease of energy efficiency is caused by the use of the storage.

In order to investigate this research hypotheses, a design concept is developed with a focus on the integration of the latent heat storage. To prove the technical feasibility, a test plant will be planned, constructed and operated. Operating data from test series under laboratory conditions and a subsequent practical application will be generated and analyzed in detail.

A cascaded integration will be designed to integrate the latent heat storage in the high-pressure section of the internal refrigerant cycle of the heat pump. The original condenser is replaced by a staged configuration consisting of two condensers and a latent heat storage. To charge the storage during heating operation, refrigerant flows through the latent heat storage and the condensers in parallel. At the same time, the hot water loop is split between the two condensers so that both can take advantage of the low return

temperature, which is beneficial for heat transfer operations. Refrigerant flows serially through the components to discharge the storage. The refrigerant is condensed in the first condenser, then evaporated as it flows through the latent heat storage and then condensed again in the second condenser. The temperature level in the storage and in the second condenser is lower than the level in the first condenser. Therefore, the heating water circuit is serially preheated in the second condenser and heated to the set point of the flow temperature in the first condenser.

The system planning is based on a simulation model, which is developed for the dimensioning of latent heat storages. In addition, a concept for control and measurement will be developed. After the construction and initial operation of the novel heat pump system, series of tests are run under laboratory conditions. Initially, the focus will be on demonstrating the functionality of the cascade concept and testing all the intended operating modes.

This is followed by the quantification of the energy efficiency and the grid capability of the heat pump system. For the evaluation of the results and for the energetic balance of the novel system, key figures are used, among others two COP values. The first is the usual COP value for evaluating the efficiency of conventional heat pumps, referred to as COP_{system} . This value relates the heat output to the heating loop to the electrical power input of the heat pump system. The second is an extended COP value, referred to as COP_{cycle} , which considers the heat exchange between the storage and the refrigerant cycle in the heat quantity balance in addition to the heat output to the heating loop.

With the help of the COP_{cycle} , it can be investigated whether the integration of the latent heat storage using the new cascade concept has no negative effect on the efficiency of the heat pump. When charging the latent heat storage, the heat power transferred to the storage is considered as an additional effort to the heating power when calculating the COP_{cycle} . The electrical power consumed by the system increases compared to operation without a storage. When discharging, the heat power extracted from the latent heat storage is considered as a reduction of the heating power, the electrical power consumption decreases in relation to the operation without storage. Provided that the integration of the latent heat storage into the heat pump does not have a negative effect on the efficiency of the heat pump, the COP_{cycle} will therefore be constantly in the narrow range of the COP of the heat pump without storage during both charging and discharging.

The ability of the novel heat pump system to fulfill grid-serving purposes such as demand side management and peak load capping can be proved with the COP_{system} . When the latent heat storage is charged, the system has an increased electrical power consumption due to the additional heat power transferred to storage. However, the COP_{system} only considers the heating power in relation to the increased electrical power. As a result, the COP_{system} drops below the COP that the heat pump would have without the storage. When discharging, the heat output from the storage tank reduces the electrical power consumption of the system. Again, only the constant heat output is considered in relation

to the reduced electrical power consumption. The COP_{System} rises above the value of an operation without storage. This behavior proves the possibilities for a grid-serving application of the novel heat pump system.

Using the recorded data from the laboratory tests, the previously developed simulation model for dimensioning latent heat storages is verified for validity and the range of applicability. For this purpose, results from the experimental operation of the system are compared with predictions from calculations of the simulation model. After the laboratory tests, the new system is used in a practical application, generating data in operation under real conditions.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	I
Abstract	IV
1. Motivation	1
1.1. Zielsetzung	5
1.2. Gliederung	6
2. Stand des Wissens	8
2.1. Wärmepumpen	8
2.1.1. Thermodynamischer Kreislauf einer Kompressionswärmepumpe	9
2.1.2. Einfluss des Kältemittels auf den Wärmepumpenkreislauf	13
2.1.3. Bilanzierung des Wärmepumpenkreislaufs	18
2.1.4. Wärmeübertragung in Verdampfer und Kondensator	18
2.2. Latentwärmespeicher	21
2.2.1. Temperaturen und Enthalpiedifferenzen während des Phasenwechsel ...	22
2.2.2. Wärmeübertragungsvorgänge im Latentwärmespeicher	23
2.3. Wärmepumpensysteme mit Wärmespeichern	25
2.3.1. Systeme mit herkömmlichen Wärmespeichern	30
2.3.2. Systeme mit Latentwärmespeichern: Marktsituation und Forschung	32
2.4. Numerische Verfahren zur Berechnung von Latentwärmespeichern	38
2.4.1. Numerische Verfahren	39
2.4.2. Explizites und implizites Lösungsverfahren	40
2.4.3. Berücksichtigung des Stefan-Problems	41
2.4.4. Stand der Forschung	44
3. Forschungsbedarf	45
3.1. Ableitung Forschungslücke	45
3.2. Aufgabenstellung / Forschungshypothese	47
3.3. Forschungsstand	47
3.4. Methodik	48
4. Wärmetechnisches Konzept	51
4.1. Kaskadenkonzept	51
4.1.1. Integration des Latentwärmespeichers in den Wärmepumpenkreislauf ...	51
4.1.2. Kapillare	58
4.1.3. Systemspezifische Betriebscharakteristik	61
4.1.4. Arbeitszahlen zur Systembewertung	64
4.2. Thermodynamische Modellierung	65
4.2.1. Verfahren und Methoden des numerischen Berechnungsmodells	66
4.2.2. Aufbau und Ablauf der Berechnungsschritte des Berechnungsmodells ...	67

4.3.	Anwendung des Berechnungsmodells zur Anlagenplanung	76
4.3.1.	Berechnungen zur Dimensionierung des Latentwärmespeichers.....	76
4.3.2.	Wärmeübertragungsvorgänge im Latentwärmespeicher	89
5.	Experimentelle Untersuchungen.....	94
5.1.	Planung und Konstruktion Versuchsanlage	94
5.1.1.	Anlagenschema	94
5.1.2.	Regelung.....	96
5.1.3.	Aufbau.....	97
5.2.	Messdatenerfassung	98
5.3.	Funktionsnachweis des neuartigen Kaskadenkonzeptes.....	99
5.4.	Energieeffizienz und flexibler Betrieb	103
5.5.	Modelvalidierung	107
5.6.	Betrieb in praktischer Anwendung.....	115
6.	Zusammenfassung und Schlussfolgerungen	118
I.	Abbildungsverzeichnis.....	122
II.	Tabellenverzeichnis.....	127
III.	Formelzeichen.....	128
IV.	Literaturverzeichnis.....	130
V.	Anhänge.....	136

1. Motivation

Das im Jahr 2021 beschlossene Bundes-Klimaschutzgesetz [1] zielt auf eine Reduzierung der Treibhausgasemissionen bis zum Jahr 2030 um 65% gegenüber dem Wert des Jahres 1990. Bis zum Jahr 2040 soll die Reduktion 88% betragen. Im Jahr 2045 soll verbindlich Klimaneutralität erreicht sein. Weitere langfristige Zielsetzungen wurden im Klimaschutzplan 2050 [2] festgehalten und beschlossen.

Aus diesen politischen Vorgaben lassen sich Zielsetzungen für die Wärmeversorgung des bayerischen Wohngebäudebestandes ableiten. Die Treibhausgasemissionen sollen bis zum Jahr 2050 von ca. 16,27 Mio.t CO₂/Jahr (Stand 2020) auf ca. 3,84 Mio.t CO₂/Jahr sinken. Aus konventionellen Energieträgern sollen dann noch maximal ca. 25.740 GWh stammen, im Jahr 2020 waren es 63.470 GWh [3]. Diese Zahlen machen deutlich: Die Energiewende wird ohne eine grundlegende Umgestaltung der Wärmeversorgung von Wohngebäuden nicht gelingen.

Abb.1 zeigt auf Basis des Wertes für den Endenergiebedarf resultierend aus der Wärmeversorgung des Wohngebäudebestandes in Bayern im Jahr 2020 die Gegenüberstellung der prognostizierten Entwicklung des Gebäudewärmebedarfs mit dem politischen Zielwert für das Jahr 2050. Das Szenario „Sanierung konstant“ bildet den Verlauf bei einer konstant bleibenden Sanierungsrate von 1% pro Jahr ab. Das Szenario „Sanierung forciert“ prognostiziert den Wärmebedarf der Wohngebäude bei einer Steigerung der Sanierungsrate von 1% im Jahr 2021 auf 1,25% bis zum Jahr 2031 und anschließend auf 2% bis zum Jahr 2046. Der Wert bleibt dann bis zum Jahr 2050 konstant. Die Prognose geht von einer zusätzlichen Endenergieeinsparung gegenüber „Sanierung konstant“ von ca. 10% aus. Der prognostizierte Wert der „Vollsanierung“ geht von der vollständigen Sanierung des gesamten bayerischen Wohngebäudebestandes auf den jeweils höchstmöglichen Standard aus. Bei diesem Wert handelt es sich um einen Grenzwert, um die theoretisch maximal möglichen Einsparungen zu ermitteln. Das Szenario kann jedoch aufgrund Faktoren wie z.B. Mangel an Ressourcen und Denkmalschutz nicht erreicht werden. Der politische Zielwert für die im Wohngebäudesektor eingesetzte Endenergie wird in jeder Prognose verfehlt, in den beiden realistischen Szenarien sehr deutlich. [3]

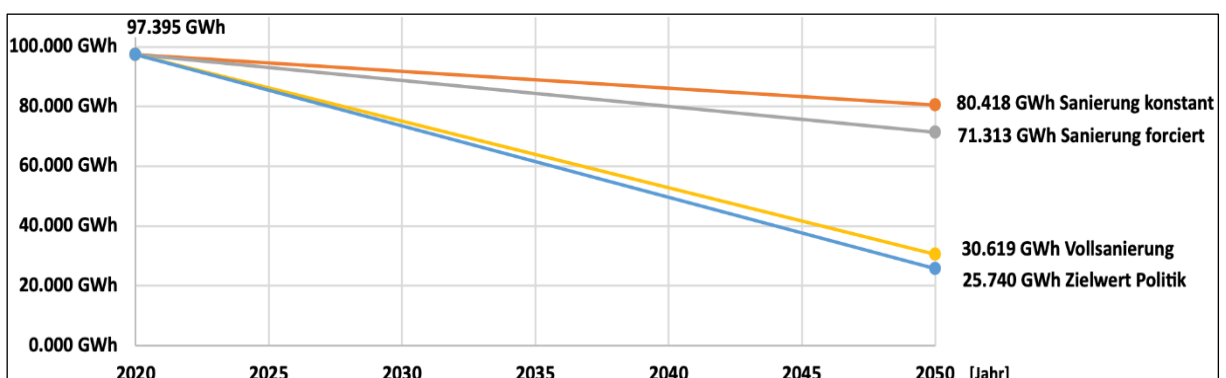


Abb.1: Bedarfs- und Zielwerte Endenergie Wärmeversorgung Wohngebäudebestand Bayern [3]

1. Motivation

Diese Auswertung zeigt, dass die Verbesserung der Wärmedämmung und das Sanieren der Wohngebäude nicht ausreichen, um den Energiebedarf und die resultierenden Treibhausgasemissionen auf die politisch ausgegebenen Zielsetzungen zu senken, selbst bei Vollsanieung aller Wohngebäude [4].

Ausschlaggebend für die Umweltbelastung sind die bei der Wärmeversorgung der Wohngebäude entstehenden klimaschädlichen Emissionen. Der Fokus sollte daher neben größtmöglicher Energieeinsparung auf der Einhaltung der Zielsetzung für die Treibhausgasemissionen liegen. Dazu sind effiziente Wärmeversorgungssysteme mit hohen Energieanteilen aus regenerativen Quellen erforderlich, um die Nutzung erneuerbarer Energien im Gebäudesektor voranzutreiben, der aktuell durch fossile Energieträger dominiert wird. Wärmepumpen sind dazu ein wichtiger Baustein, deren jährlicher Anteil an den zugebauten Wärmeversorgungssystemen stetig wächst [5]. Als elektrisch angetriebene Systeme tragen sie zur Sektorkopplung bei und erfüllen netzdienliche Zwecke. Eine Analyse hat am Beispiel des Wohngebäudebestandes in Bayern gezeigt, in welchem Umfang Wärmepumpen zur Deckung des Wärmebedarfs eingesetzt werden können und wie stark der Strombedarf bei vollständigem Umstieg auf Wärmepumpen ansteigt. [3]

Die herangezogene Analyse legt dar, dass im energetisch ungünstigsten Wohngebäude mit der höchsten spezifischen Heizlast von $139,9 \text{ W/m}^2$ im Jahr 2050 die maximal benötigte Heizungsvorlauftemperatur 61°C beträgt. Dabei gilt die Annahme, dass aus heutiger Sicht moderne Heizkörper im Jahr 2050 Standard sind. Abb.2 zeigt die Jahresarbeitszahlen unterschiedlicher Wärmepumpentypen in Abhängigkeit des Auslegungswerts der Heizungsvorlauftemperatur.

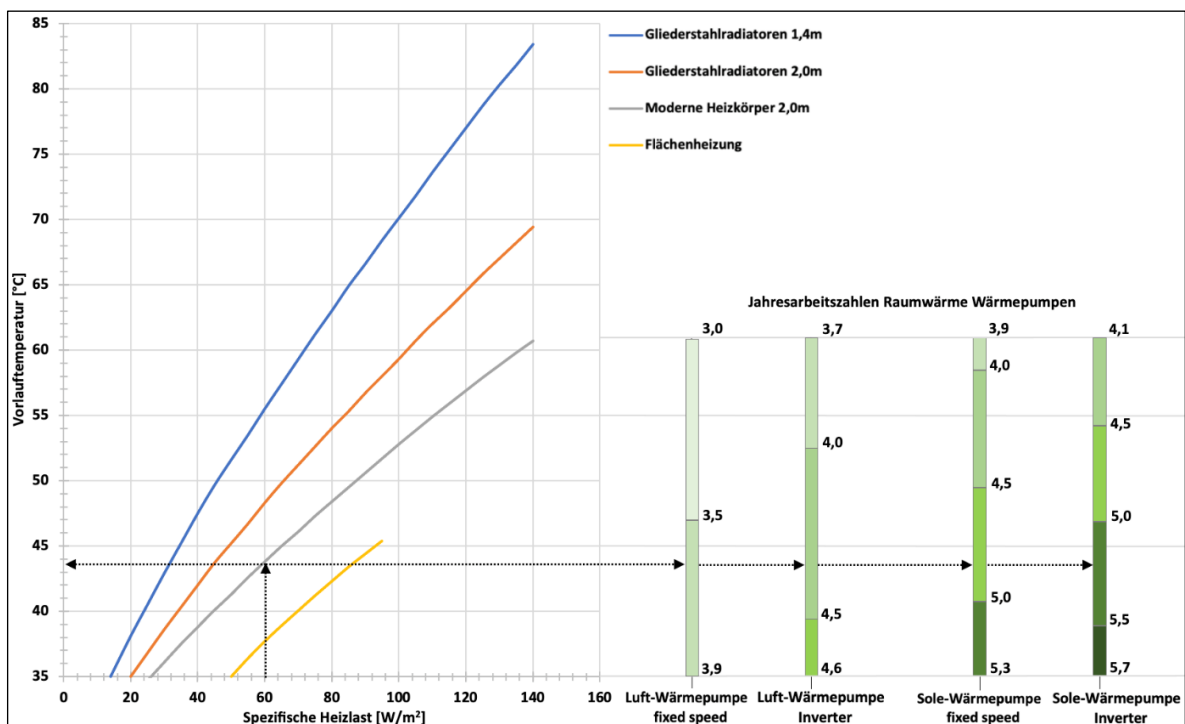


Abb.2: Heizungsvorlauftemperatur (links) und Jahresarbeitszahlen für Luft- und Solewärmepumpen (rechts) in Abhängigkeit der spezifischen Heizlast [3]

Gleichzeitig ist der Zusammenhang mit der spezifischen Gebäudeheizlast ablesbar. Der Grafik ist zu entnehmen, dass jeder Wärmepumpentyp die maximale Heizungsvorlauf-temperatur liefern kann. Unter der Annahme, dass die maximale Speicher- bzw. Zapftemperatur der Warmwasserbereitung nach DVGW-Arbeitsblatt W 551 [6] in jeder Gebäudekategorie 60°C beträgt, kann der gesamte Wärmebedarf des Wohngebäudebestands in Bayern 2050 potenziell mit Wärmepumpen bereitgestellt werden. [3]

Für das vorgestellte „Szenario forciert“ (Abb.1) wurde der Strombedarf zur Deckung des gesamten Wärmebedarfs des Wohngebäudebestandes in Bayern mit Wärmepumpen für das Jahr 2050 ermittelt. Darüber hinaus wurde bestimmt, wie sich der Bedarf hinsichtlich der spezifischen Heizlast auf die Gebäude verteilt. Dazu wurde die Entwicklung der Wohngebäude aufgeschlüsselt nach der Anzahl an Wohneinheiten, die bedingt durch die spezifische Heizlast mit einer bestimmten Heizungsvorlauf-temperatur versorgt werden müssen. Die Ergebnisse sind kumuliert in Abb.3 dargestellt. Der auf der Abszisse eingetragene Ergebniswert gibt an, für wie viele Wohneinheiten die betreffende Heizungsvorlauf-temperatur ausreichend hoch ist oder die Anforderung übertrifft (Abb.3, oben). Durch die Verteilung der Wohneinheiten ist nachvollziehbar, welcher Wärmebedarf auf die zugehörige Auslegungstemperatur des Heizungsvorlaufs entfällt (Abb.3, Mitte). Unter Berücksichtigung der für die jeweiligen Gebäudekategorien bestimmten Jahresarbeitszahlen ergibt sich die Verteilung des Elektrizitätsbedarfs über die Auslegungstemperaturen der Heizungssysteme bzw. der spezifischen Heizlasten der jeweiligen Gebäude (Abb.3, unten). Betrachtet werden immer zwei Grenzfälle: Es wurde angenommen, dass die Gebäudeheizung für alle Gebäudekategorien entweder ausschließlich durch Heizkörper erfolgt (gestrichelte Linien) oder dass in allen Gebäuden mit ausreichend niedriger spezifischer Heizlast ausschließlich Fußbodenheizungen eingesetzt werden und die Gebäude mit höherer spezifischer Heizlast weiterhin mit Heizkörpern beheizt werden (durchgezogene Linien). Für den Einsatz der Wärmepumpentypen wurde vorausgesetzt, dass in Gebäuden mit weniger als sieben Wohnungen Inverter-geregelte Wärmepumpen eingesetzt werden und größere Gebäude mit Wärmepumpen ohne Leistungsregelung ausgerüstet werden. [3]

1. Motivation

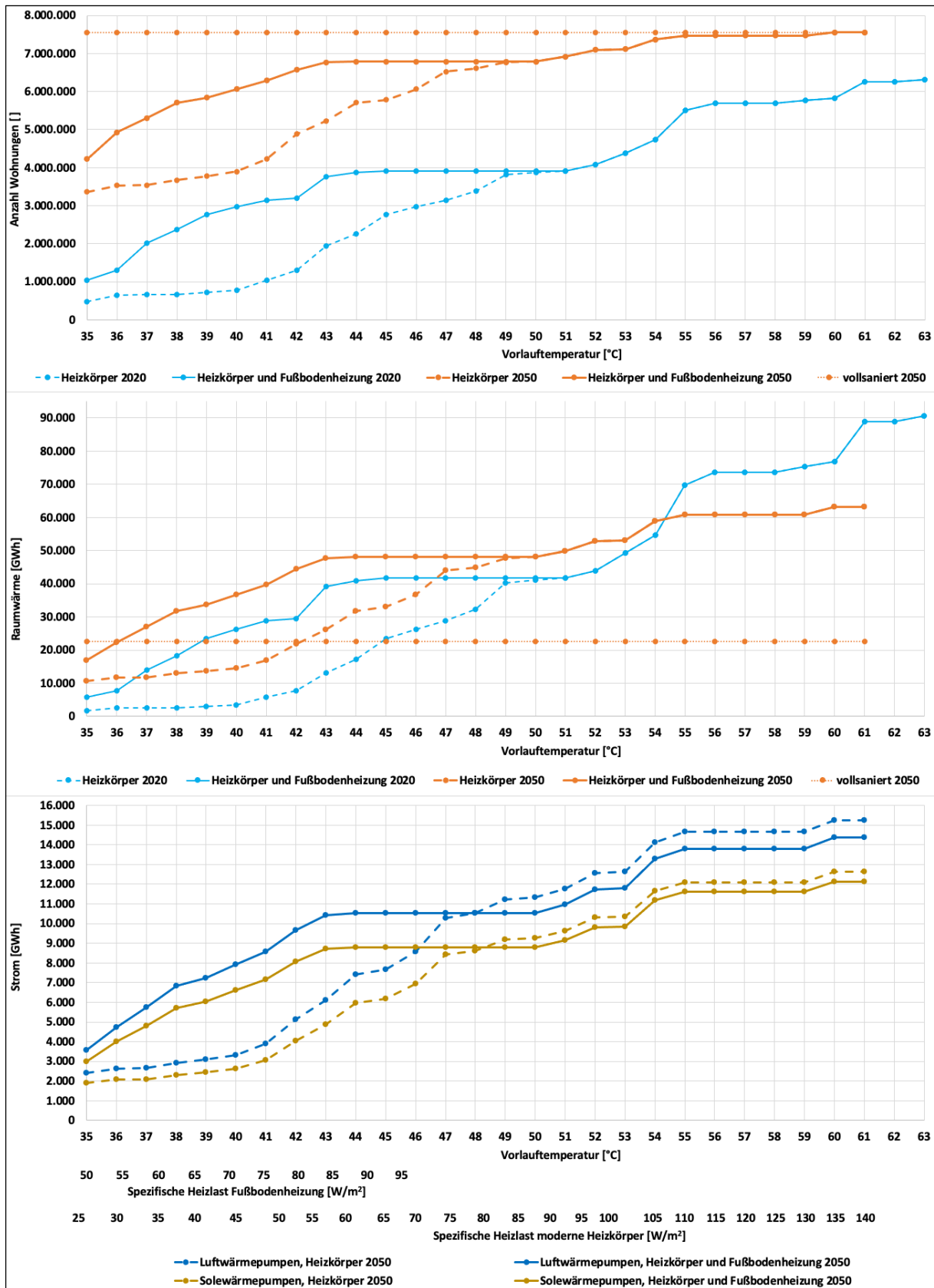


Abb.3: Wohnungsanzahl, Raumwärme und Strombedarf zugeordnet zur erforderlichen Heizungsvorlauftemperatur und zur spezifischen Gebäudeheizlast [3]

Für die Wärmeversorgung der betrachteten Wohngebäude ergibt sich demnach ein zusätzlicher Strombedarf von ca. 14.000 - 17.100 GWh (Abb.4). Das entspricht einer Steigerung des bayerischen Strombedarfs aus dem Jahr 2020 (ca. 74.200 GWh) um 19 – 23 %. Die für den Einsatz der verschiedenen Wärmepumpenvarianten resultierenden Treibhausgasemissionen berechnen sich aus dem spezifischen Emissionswert für den deutschen Strommix des Jahres 2020 in Höhe von 366 gCO₂/kWh_{el}. [7]. Die farbliche Staffelung der Balken „Emission“ sagt aus, dass der Emissionsfaktor auf 224 bis 275 gCO₂/kWh_{el} sinken müsste, um das von der Politik ausgegebene Ziel für die Emissionsminderung im Bereich der Wärmeversorgung von Wohngebäuden in Bayern erreichen zu können. Der regenerative Anteil des deutschen Strommix wächst stetig und das Ausbaupotential von Erzeugungsanlagen zur Nutzung erneuerbarer Energiequellen lässt weiteres Wachstum zu [7]. [3]

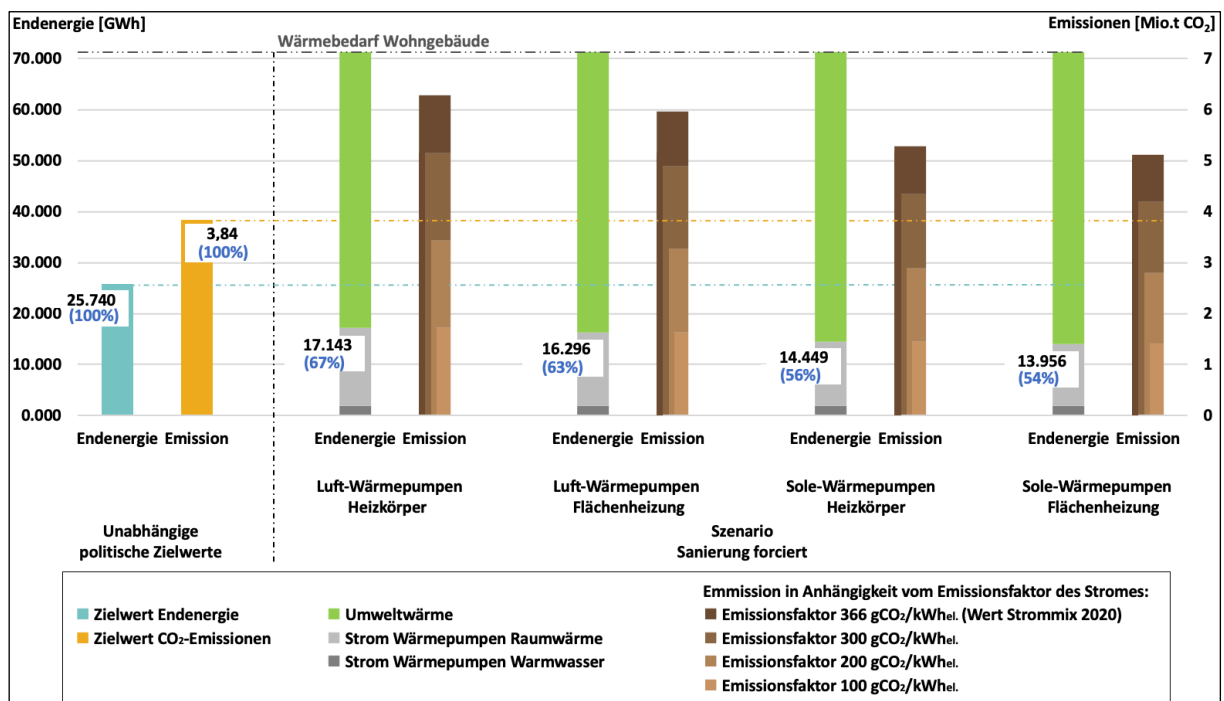


Abb.4: Ergebnisse der vier betrachteten Varianten zur Deckung des Wärmebedarf des bayerischen Wohngebäudebestandes im Jahr 2050 ausschließlich mit Wärmepumpen [3]

1.1. Zielsetzung

Um die notwendige Anpassung des Wärmepumpenbetriebes an die Volatilität von Elektrizität aus erneuerbaren Quellen zu erreichen, ist eine zeitliche Entkopplung von Strom- und Wärmebedarf erforderlich. Als Alternative und Ergänzung zu Systemen mit elektrischen Energiespeichern können Wärmepumpen mit integrierten Latentwärmespeichern die notwendige Flexibilität bieten. Durch die Verbindung beider Technologien werden Synergieeffekte nutzbar. Latentwärmespeicher nutzen den Phasenwechsel der eingesetzten Speichermaterialien, um Wärmemengen aufzunehmen und abzugeben. Diese Phasenwechsel finden in engen Temperaturgrenzen statt. Die Wärmeübertragung geschieht so auf nahezu konstantem Temperaturniveau. Konstante Temperaturen sind für

die Effizienz von Wärmepumpen von Vorteil. Außerdem weisen Latentwärmespeicher in den Temperaturbereichen der Phasenwechsel hohe Energiedichten auf. Dadurch sind kompakte Bauformen möglich, was bei Neubauten von Wohngebäuden und den damit verbundenen technischen Ansprüchen zunehmend an Bedeutung gewinnt.

Die Einbindung von Latentwärmespeichern in Heizungssysteme bringt nach aktuellem Stand der Technik Herausforderungen und Effizienzeinbußen mit sich. Ziel der vorliegenden Dissertation ist es, einen Latentwärmespeicher ohne Effizienzverluste in ein Wärmepumpensystem zu integrieren, verglichen mit einem System ohne Speicher. Das neuartige Wärmepumpensystem soll demnach im Vergleich zu marktüblichen Systemen mit externen Latentwärmespeichern einen höheren Wirkungsgrad aufweisen.

Die Umsetzung soll mit marktüblichen Komponenten erfolgen. Ausgenommen davon ist der zu konstruierende Latentwärmespeicher, dessen Bauart über den Stand der Technik hinausgeht. Die Anlage soll über eine automatisierte Steuerung verfügen, damit das neuartige Wärmepumpensystem in Verbindung mit zukunftsfähigen Gebäudemanagementsystemen eingesetzt werden kann.

1.2. Gliederung

Diese Dissertation ist in 4 thematische Kapitel untergliedert:

Kapitel 2 gibt den Stand des Wissens wieder. Die Grundlagen und Funktionsweisen von Wärmepumpen und Latentwärmespeichern werden zusammengetragen und erläutert. Anschließend wird der aktuelle Stand der Technik von Systemen mit herkömmlichen Wärmespeichern und Latentwärmespeicher dargestellt. Darauf folgt eine Aufstellung der zur Verfügung stehenden numerischen Verfahren, mit denen Wärmepumpensysteme mit integrierten Latentwärmespeichern modelliert werden können. Nach einer Übersicht bezüglich marktüblicher Komponenten und Forschungsaktivitäten wird mit Blick auf die Zielsetzung dieser Arbeit die Forschungslücke abgeleitet.

In Kapitel 3 wird der Forschungsbedarf bezüglich der Integration von Latentwärmespeichern im Bereich des Hochdruckniveaus des internen Kreislaufs von Wärmepumpen aufgezeigt. Die aufgezeigte Forschungslücke wird in Form einer Forschungshypothese definiert. Abschließend wird die Methodik erläutert, die zur Untersuchung dieser Forschungshypothesen angewendet wird.

Kapitel 4 beschäftigt sich mit der wärmetechnischen Umsetzung des neuen Systems. Es beginnt mit der detaillierten Beschreibung des neuartigen Konzeptes zur Einbindung des Latentwärmespeichers in den internen Kreislauf der Wärmepumpe. Das System weist durch die neuartige Bauform eine spezifische Betriebscharakteristik auf, die beschrieben und erläutert wird. Anschließend wird die Entwicklung des thermodynamischen Modells des Wärmepumpensystems beschrieben, bei dem die Modellierung des Latentwärmespeichers und dessen Integration in den Kältekreislauf im Fokus stehen. Daraufaufgehend werden Simulationsrechnungen durchgeführt, um Wechselwirkungen der

Systemkomponenten untereinander analysieren zu können und auf dieser Grundlage den Latentwärmespeicher auszulegen.

In Kapitel 5 liegt der Schwerpunkt auf der experimentellen Untersuchung des neuen Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher unter Laborbedingungen und in der praktischen Anwendung. Basierend auf den Simulationsrechnungen wird eine Anlagenplanung erstellt, um das neuartige Funktionskonzept technisch umzusetzen. Die Planungen umfassen auch die Regelung der Anlage. Anschließend werden der Aufbau und die Messdatenerfassung des neuen Wärmepumpensystems beschrieben. Danach wird der Funktionsnachweis des neuen Anlagenkonzeptes erbracht, indem ein Speicherzyklus aus direkt aufeinanderfolgender Be- und Entladung des Speichers detailliert betrachtet wird. Die Daten von Druck, Temperatur und der resultierenden Leistungen werden analysiert. Anschließend erfolgt die Bilanzierung der Leistungsfähigkeit des Systems. Dazu werden zwei Definitionen der Arbeitszahl herangezogen. Die Analyse der Arbeitszahlen des Systems soll die unveränderte Effizienz trotz Einbindung des Latentwärmespeichers und die Fähigkeit zur Erfüllung netzdienlicher Zwecke nachweisen. Mit Hilfe der Messwerte und der im Kapitel zuvor durchgeführten Berechnungen wird das Simulationsmodell validiert. Dazu werden Ergebnisse aus dem Versuchsbetrieb der Anlage mit Prognosen aus Berechnungen des Simulationsmodells verglichen. Das Kapitel schließt mit der Betrachtung der Pilotinstallation der Versuchsanlage in einem Universitätsgebäude in Finnland.

2. Stand des Wissens

Zu Beginn dieses Kapitels werden die Funktionsprinzipien der eingesetzten Wärmepumpentechnologie erklärt. Die theoretischen Grundlagen zum internen Wärmepumpenkreislauf und dessen energetischer Bilanzierung werden zusammengetragen. Anschließend werden die Grundlagen zu Latentwärmespeichern dargestellt. Die mathematischen Gleichungen der relevanten Wärmeübertragungsvorgänge zwischen Latentwärmespeicher, Wärmequelle sowie Wärmesenke und dem internen Kreislauf der Wärmepumpe werden aufgeführt. Ein Fokus liegt auf der Wärmeübertragung während des Phasenwechsels, die für Wärmepumpen und Latentwärmespeicher relevant ist. Es folgt ein Überblick über Wärmepumpensysteme mit Wärmespeichern, der mit dem Vergleich von Systemen ohne Speicher, mit Wasserspeicher und mit Latentwärmespeicher beginnt. Anschließend wird die Marktsituation von Wärmepumpensystemen mit herkömmlichen Wärmespeichern und der Forschungsstand von Wärmepumpensystemen mit Latentwärmespeichern betrachtet. Das Kapitel schließt mit der Betrachtung von Algorithmen aus numerischen Verfahren und Methoden zur Lösung von Gleichungssystemen.

2.1. Wärmepumpen

Wärmepumpen ermöglichen die Nutzung von Wärmeenergien zu Heizzwecken, deren Temperaturniveau vor der Anhebung durch eine Wärmepumpe zu niedrig ist. Auf diese Weise werden Umwelt- und Abwärme aufgewertet. Möglich wird diese Aufwertung durch Kältemittel, die bei diesen niedrigen Temperaturen durch Verdampfung große Wärmemengen aufnehmen können.

Der grundlegende Aufbau einer Wärmepumpe besteht aus zwei Wärmeübertragern, einem Kältemittelverdichter und einer Drossel. Diese Komponenten bilden einen Kreislauf, in dem das Kältemittel zirkuliert (Abb.5).

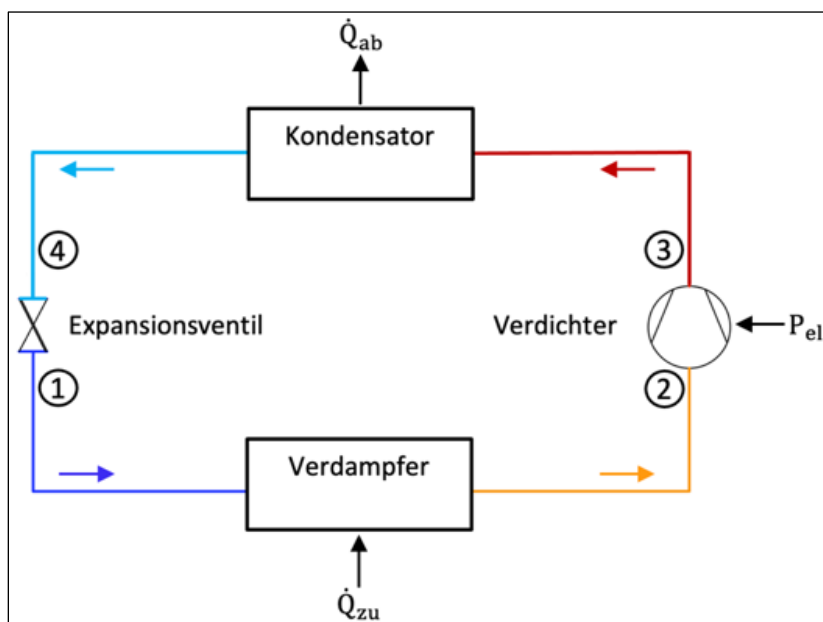


Abb.5: Kältemittelkreislauf einer Wärmepumpe mit elektrischer Antriebsenergie [9]

Der Kältemittelkreislauf weist zwei Druckniveaus auf. In einem der beiden Wärmeübertragern, dem Verdampfer, wird dem Kältemittel auf dem niedrigeren Druckniveau z.B. Umwelt- oder Abwärme zugeführt. Anschließend wird der Druck durch den meist elektrisch angetriebenen Verdichter auf das höhere Druckniveau angehoben. Mit Hilfe des zweiten Wärmeübertragers, dem Kondensator, wird Wärme vom Kältemittel an einen Heizkreis übertragen. Durch die Drossel, bzw. üblicherweise ein Expansionsventil, wird das Kältemittel wieder auf das niedrigere Druckniveau entspannt, um den Kältemittelkreislauf zu schließen. [8]

2.1.1. Thermodynamischer Kreislauf einer Kompressionswärmepumpe

Im Wohngebäudebereich kommen in den meisten Fällen Kompressionswärmepumpen mit einem elektrisch angetriebenen Kältemittelverdichter zum Einsatz. Der Fokus dieser Arbeit liegt deshalb auf dieser Bauform.

Das Kältemittel durchläuft folgenden linksläufigen Kreisprozess [10]:

- 1 → 2: Verdampfung zur Wärmeaufnahme aus einer externen Quelle
- 2 → 3: Verdichtung vom Nieder- auf das Hochdruckniveau
- 3 → 4: Kondensation zur Wärmeabgabe an den Heizkreis
- 4 → 1: Expansion vom Hoch- auf das Niederdruckniveau

Von Zustandspunkt (ZP) 1 nach ZP 2 durchströmt das Kältemittel den Verdampfer. In diesem Bauteil wird dem Kältemittel Wärmeleistung aus einer externen Quelle (\dot{Q}_{zu}) auf dem niedrigeren Druckniveau zugeführt. Das Kältemittel wird verdampft, das heißt es geht vom flüssigen in den gasförmigen Zustand über. Die Temperatur, bei der diese Wärmeübertragung stattfindet, ist druckabhängig. Daher herrscht im Verdampfer die niedrigste Kältemitteltemperatur des Kreislaufes, die Verdampfungstemperatur des Kältemittels bei Verdampfungsdruck. Je niedriger der Druck, desto geringer ist diese Temperatur. Der Phasenwechsel des Kältemittels findet durch die isobare Wärmezufuhr bei gleichbleibender Temperatur statt.

Von ZP 2 nach ZP 3 wird der Druck des gasförmigen Kältemittels, des Sauggases, durch einen Kältemittelverdichter unter Aufnahme elektrischer Antriebsleistung (P_{el}) erhöht. Durch die polytrope Kompression steigen Druck und Temperatur des Kältemittels. Im Zustand 2 sollte das Kältemittel leicht überhitzt, in jedem Fall vollständig verdampft sein, damit kein flüssiges Kältemittel in den Verdichter gelangt. Zum einen wirkt sich eine nicht vollständige Verdampfung negativ auf die Effizienz der Wärmepumpe aus, was im weiteren Verlauf noch erläutert wird. Zum anderen können flüssige Anteile im Kältemittel die meisten Verdichter schädigen.

Von ZP 3 nach ZP 4 wird das Kältemittel im Kondensator enthitzt und verflüssigt, es wird vom überhitzten gasförmigen in den flüssigen Zustand zurückgeführt. Wärmeleistung (\dot{Q}_{ab}) wird während einer isobaren Wärmeabfuhr vom Kältemittel an einen Heizkreis übertragen. Das gasförmige, überhitzte Kältemittel wird zunächst sensibel bis zur

druckabhängigen Phasenwechseltemperatur des Kältemittels abgekühlt. Anschließend findet der Phasenwechsel des Kältemittels bei Kondensationsdruck statt.

Von ZP 4 nach ZP 1 wird das Kältemittel von dem höheren Druckniveau des Kältemittelkreislaufes wieder auf das niedrigere Druckniveau entspannt. Durch die isenthalpe Expansion verdampft ein Teil des Kältemittels, bevor es dem Verdampfer zugeführt und der Kreislauf geschlossen wird.

Abb.6 zeigt einen Kreislauf des Kältemittels R32 in einem Temperatur-Entropie-Diagramm. Am Verdampferaustritt tritt eine leichte Überhitzung des Kältemittels auf, zwischen der Taulinie und dem ZP 2. Diese Überhitzung wird durch die Regelung des Expansionsventils eingestellt und schützt den Verdichter davor Flüssigkeit anzusaugen. Deutlich zu erkennen ist die isobare Wärmeübertragung im Kondensator zwischen den ZP 3 und 4. Von ZP 3 bis zur Taulinie findet die Heißgasenthitzung statt, anschließend folgt bis zum ZP 4 die Kondensation des Kältemittels bei gleichbleibender Kondensations-temperatur. An den eingetragenen Isenthalpen lässt sich das Verhältnis der Enthalpiedifferenzen von Enthitzung und Kondensation des Kältemittels ablesen, das dem Verhältnis der Wärmeleistungen beider Vorgänge entspricht.

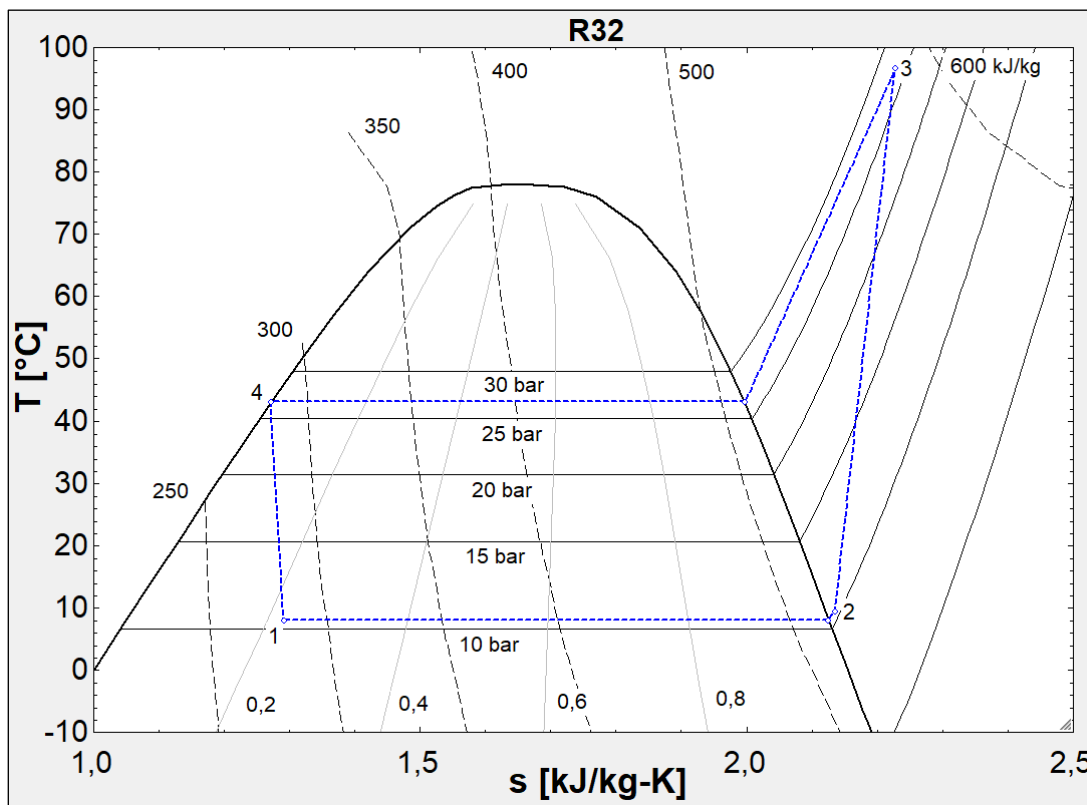


Abb.6: Temperatur-Entropie-Diagramm eines realitätsnahen Kreislaufs des Kältemittels R32

Beim gezeigten Kältemittelkreislauf beträgt der Anteil der Enthalpiedifferenz der Heißgasenthitzung ca. ein Fünftel der gesamten Enthalpiedifferenz. Die aus der Enthalpiedifferenz resultierende Wärmeleistung wird genutzt, um einen Heizwasserstrom aufzuwärmen. Bei einer Spreizung des Heizwassers von 10 K zwischen Rück- und Vorlauf würde die Heißgasenthitzung demnach einen Beitrag von ca. 2 K leisten. Der

beschriebene Sachverhalt gilt für den als Beispiel gezeigten Kreislauf mit einer Druckdifferenz von ca. 15 bar zwischen Hoch- und Niederdruckniveau, einem Verdichtungsgrad von ca. 65% und für das Kältemittel R32. Die Kondensationstemperatur stellt sich abhängig von den Wärmeübertragungsvorgängen innerhalb des Kondensators ein. Ihr Wert entspricht mindestens dem der Vorlauftemperatur, vermindert um den Wert der Temperaturdifferenz der Erwärmung des Heizwassers, der auf die Heißgasenthitzung des Kältemittels zurückzuführen ist. Je größer die Temperaturdifferenz zwischen Heizwasser und Kältemittel bei einsetzender Kondensation und gleichbleibendem Anteil an der Heizwassererwärmung durch die Heißgasenthitzung, desto höher stellt sich die Kondensationstemperatur ein.

Abb.7 zeigt links das Schema des Druck-Enthalpie-Diagramms des zuvor beschriebenen Kältemittelkreislaufes und rechts die schematische Darstellung der dazugehörigen Temperaturverhältnisse aus dem Kältemittel- und dem Heizwasserkreislauf.

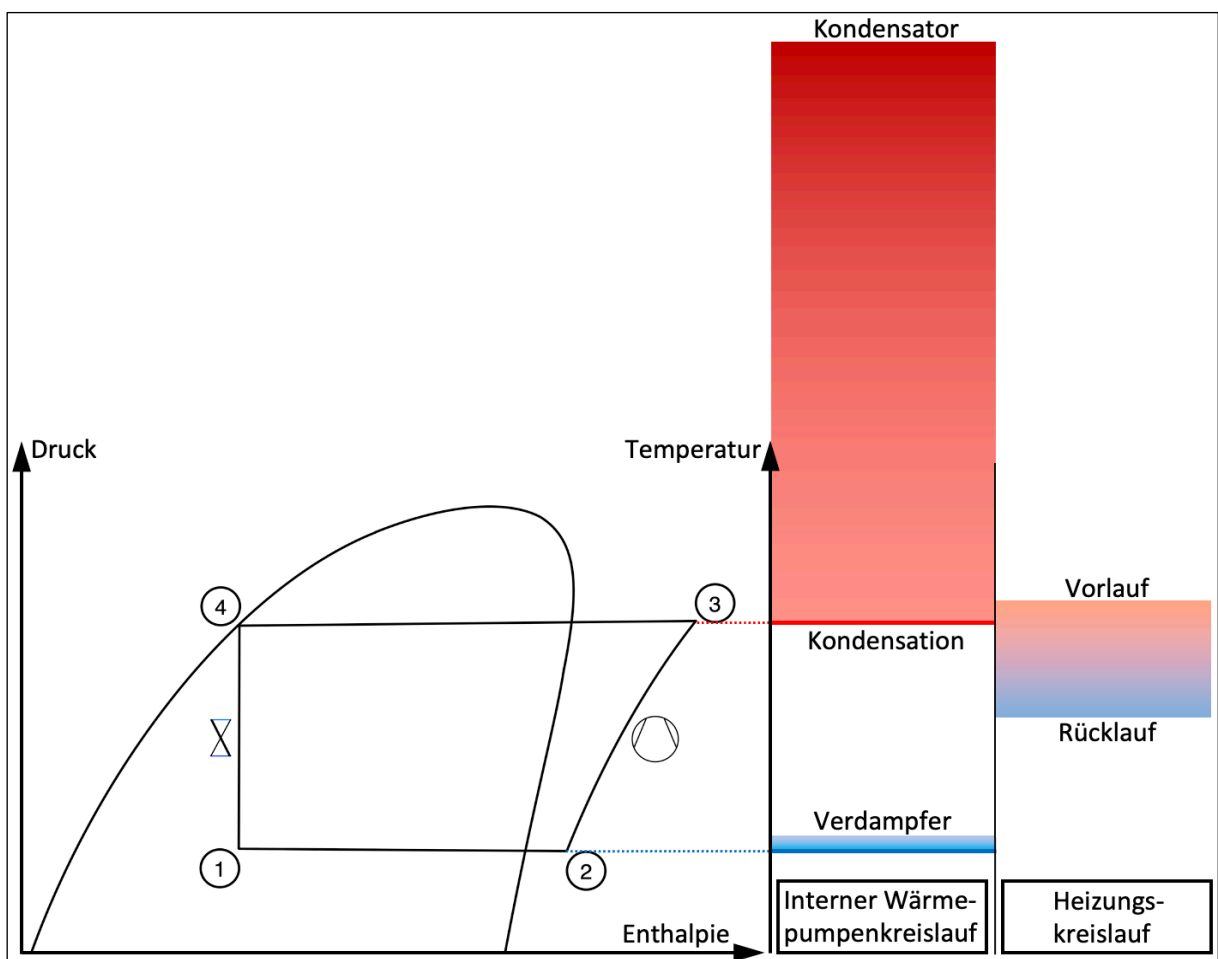


Abb.7: Druck-Enthalpie-Diagramm des Kältemittelkreislaufes einer Wärmepumpe mit Veranschaulichung der Temperaturanteile der Heißgasenthitzung

In Abb.7 sind die beiden zuvor erläuterten Überhitzungen zu erkennen. Geht man von einer Erwärmung des Heizwassers von 10 K aus, beträgt die Überhitzung am Austritt des Verdampfers (ZP 2) ca. 2 K und die am Eintritt des Kondensators (ZP 3) ca. 50 K. Die Kondensationstemperatur liegt aufgrund der Heißgasenthitzung wie zuvor beschrieben

2. Stand des Wissens

unterhalb der Vorlauftemperatur des Heizwasserkreises. Diese Art der Abbildung wird im weiteren Verlauf mehrfach verwendet. Zur vereinfachten Darstellung wird die Temperaturdifferenz der Heißgasenthitzung verkleinert dargestellt, wie in Abb.8 zu sehen.

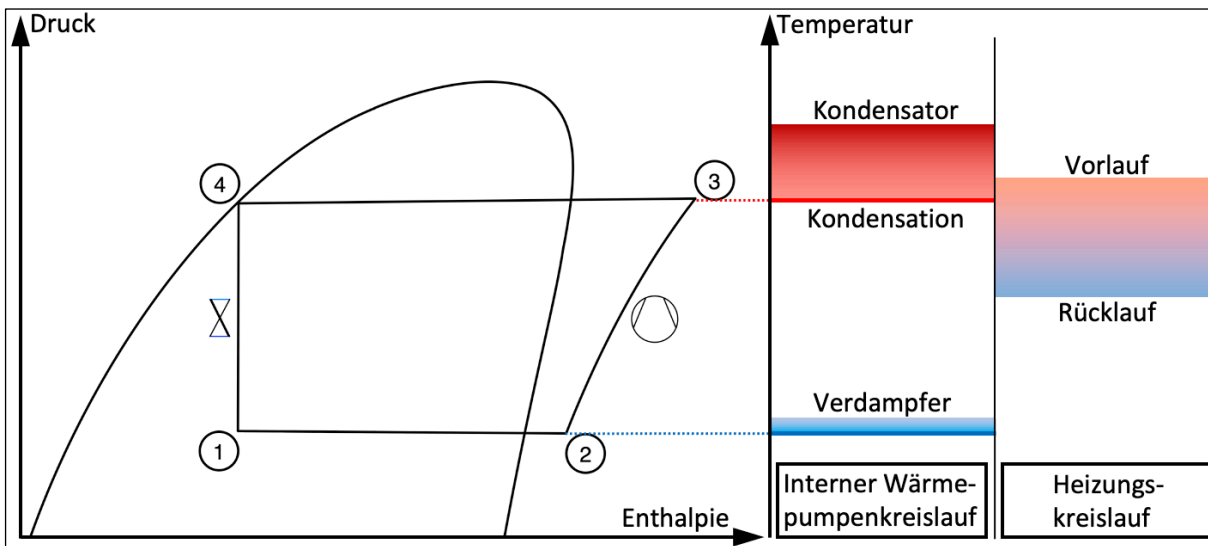


Abb.8: Druck-Enthalpie-Diagramm des Kältemittelkreislauf einer Wärmepumpe

Die Temperaturerhöhung im Heizwasserkreislauf durch die Heißgasenthitzung des Kältemittels im Kondensator hängt von den Betriebsbedingungen der Wärmepumpe ab, wie in Abb.9 verdeutlicht wird.

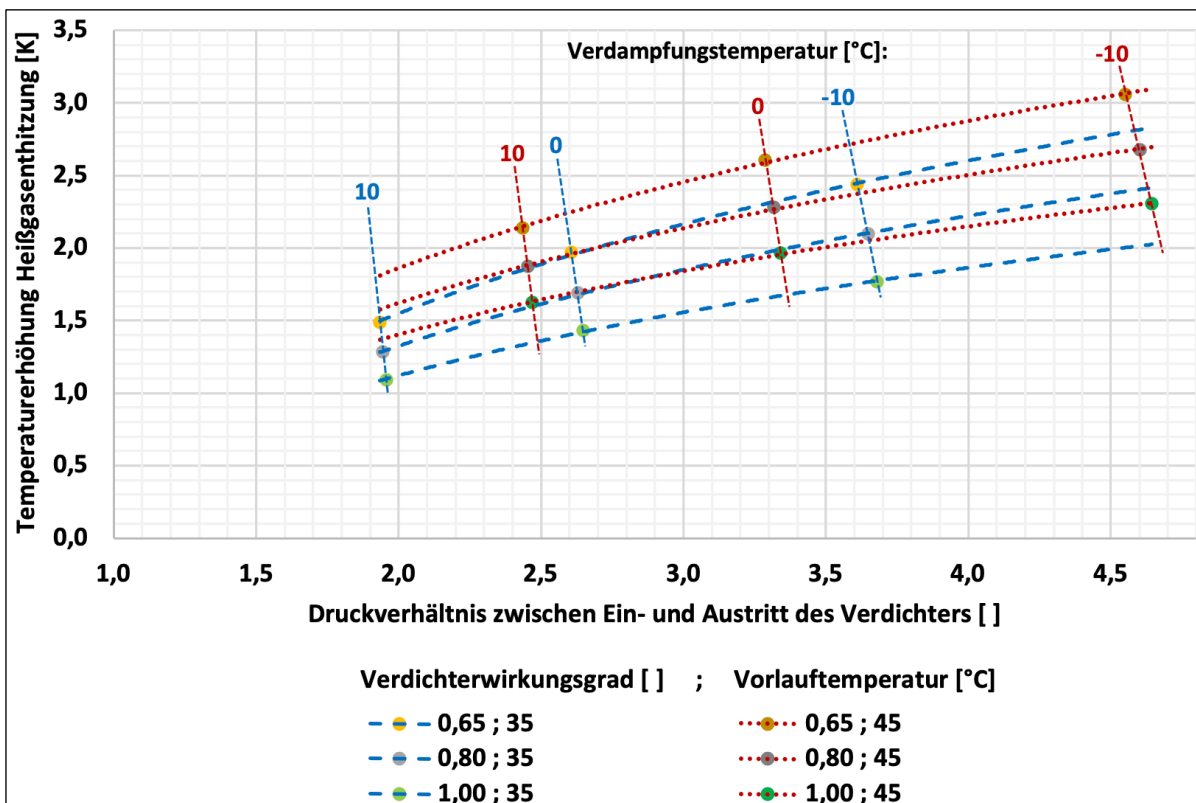


Abb.9: Temperaturerhöhung aus Heißgasenthitzung bei 10 K Spreizung im Heizwasserkreis in Abhängigkeit des Druckverhältnisses zwischen Ein- und Austritt des Verdichters beim Einsatz des Kältemittels R32

In der Grafik dargestellt ist die Temperaturerhöhung bei einer Spreizung des Heizwasserkreislaufes von 10°C beim Einsatz des Kältemittels R32. Das Druckverhältnis des Kältemittelkreislaufes, bestimmt durch Vorlauftemperatur und Soletemperaturen bzw. durch Kondensations- und Verdampfungstemperatur sowie der Wirkungsgrad des Verdichters beeinflussen den Anteil der Temperaturerhöhung durch die Heißgasenthitzung maßgeblich. Bei den für den Betrieb der Wärmepumpe günstigsten betrachteten Bedingungen (Verdampfung 10°C, Vorlauftemperatur 35°C, Wirkungsgrad Verdichter 100%) beträgt die Temperaturerhöhung durch die Heißgasenthitzung ca. 1K. Bei den ungünstigsten betrachteten Bedingungen (Verdampfung -10°C, Vorlauftemperatur 45°C, Wirkungsgrad Verdichter 65%) beträgt die Temperaturerhöhung ca. 3K. Zwischen günstigsten und ungünstigsten Bedingungen liegt dem nach der Faktor 3.

2.1.2. Einfluss des Kältemittels auf den Wärmepumpenkreislauf

Die Eckdaten eines Wärmepumpenkreislaufes, wie z.B. Drucklagen und Anteil der Heißgasenthitzung an der Heizwassererwärmung, hängen neben Bauart und Wirkungsgrad der Anlagenkomponenten maßgeblich von den thermodynamischen Eigenschaften des eingesetzten Kältemittels ab.

Die wesentlichsten Kriterien für die Auswahl eines Kältemittels sind [11;12]:

- Temperatur- und Druckniveaus der technischen Anwendung
- Dazu passende thermodynamische Eigenschaften des Kältemittels
- Beim Einsatz von Kältemittelgemischen auf unterschiedliche Stoffeigenschaften von azeotropen und zeotropen Gemischen achten
- Damit verbundene, möglichst hohe Wirtschaftlichkeit
- Materialverträglichkeit zu den eingesetzten Werkstoffen
- Kompatibilität zu den Anlagenkomponenten
- Verträglichkeit mit Schmierstoffen und Ölen
- Einhaltung von Gesetzen und Richtlinien (besonders bezüglich Gefahrenpotential)

Das zuletzt aufgeführte Kriterium führt dazu, dass sich die am gängigsten eingesetzten Kältemittel und deren Verfügbarkeit über die Zeit ändern und die Erforschung und Entwicklung von neuen Kältemitteln intensiviert wird. Immer schärfer werdende Gesetze und Verordnungen, wie z.B. die Verordnung über fluorierte Treibhausgase (F-Gas-Verordnung) [13], erhöhen die Ansprüche an den Einsatz von Kältemitteln bezüglich:

- Gefährdung für Mensch und Natur
- Brennbarkeit
- Ozonabbaupotential
- Treibhauspotential / Global Warming Potential (GWP)

Resultierend aus den technischen und regulatorischen Ansprüchen wurden im Jahr 2022 vorwiegend nachfolgende Kältemittel in Wärmepumpenkreisläufen zur Wärmeversorgung von Wohngebäuden verwendet [14].

R134a

Weltweit konnte sich bereits seit mehreren Jahren technisch und wirtschaftlich das Einstoff-Kältemittel R134a als Nachfolger für die Kältemittel R12 und R22 etablieren. Die thermodynamischen und stofflichen Eigenschaften der Kältemittel sind relativ ähnlich. Zwar ist im Vergleich bei R134a die volumetrische Leistung geringer und es bestehen Einschränkungen bei tiefen Verdampfungstemperaturen, jedoch sind die Temperaturen während der Verdichtung niedriger. Für den Einsatz in Wärmepumpenkreisläufen ist das positiv zu werten, sowohl bei der Betrachtung der Effizienz wie auch der technischen Anwendungsmöglichkeiten. Es findet bereits die Ablösung von R134a und noch verbliebenem R22 durch die nächste Generation von Kältemittel statt.

R410A

Das Kältemittel R410A ist ein Gemisch aus Kältemitteln, dessen Zusammensetzung die gestellten Anforderungen besser erfüllt als seine Vorgänger. So ist etwa die volumetrische Leistung von R410A deutlich höher als von R22, auch wenn gleiches für die Drucklagen gilt. Darüber hinaus ermöglicht R410A hohe Wärmeübergangskoeffizienten in den Wärmeübertragern des Wärmepumpenkreislaufs. Ein Nachteil beim Einsatz von Kältemittelgemischen ist, dass sie häufig keine feste Phasenwechseltemperatur aufweisen. Eine solche feste Phasenwechseltemperatur ist bei azetropen Gemischen der Fall. Stattdessen läuft der Phasenwechsel bei zetropen Gemischen innerhalb eines Temperaturbereiches ab. R410A zeigt jedoch das Verhalten eines azetropen Gemisches, sodass es diesbezüglich mit Einstoff-Kältemitteln vergleichbar ist. Die erhöhten Druckniveaus bleiben somit der wesentlichste Nachteil.

R32

R32 ist ein Einstoff-Kältemittel, das als Komponente in zahlreichen Kältemittelgemischen auftritt. Die Brennbarkeit von R32 und die damit einhergehende Füllmengenbegrenzung schränken die Einsatzmöglichkeiten in Reinform bedeutend ein. Außerdem weist das Kältemittel in Relation zu R410A höhere Druckniveaus und Heißgastemperaturen auf. Durch die erheblichen Vorteile bezüglich thermodynamischer Eigenschaften, wie z.B. hohe Verdampfungsenthalpie und hohe volumetrische Leistung, sowie dem geringen GWP, hat sich R32 für den Einsatz in Wärmepumpensystemen für Wohngebäude durchsetzen können. Das gilt auch zunehmend gegenüber R410A. Die Begründung lässt sich aus Abb.10 ableiten. Die Heißgas- bzw. Druckgastemperatur und der Verflüssigungsdruck im Anlagenbetrieb mit R32 liegen zwar höher als mit R410A, die Kälteleistung jedoch ebenfalls. Dabei ist der Kältemittelmassenstrom geringer. In Summe resultiert ein höherer COP beim Einsatz von R32.

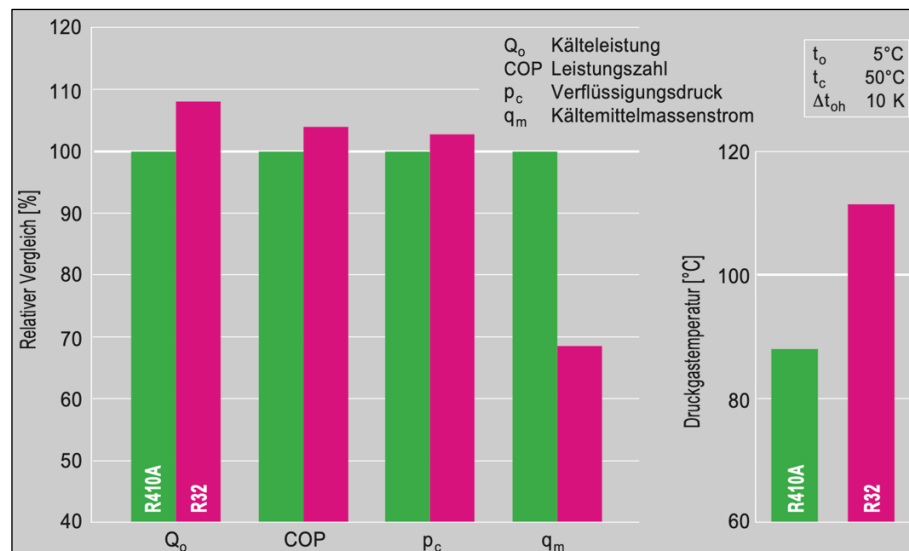


Abb.10: Vergleich von Betriebsdaten aus Wärmepumpenanlagen mit Scroll-Verdichtern betrieben mit den Kältemitteln R410A und R32 [14]

Der durch die schärfer werdenden Gesetze und Verordnungen ausgelöste Trend geht zum Einsatz natürlicher Kältemittel in Wärmepumpenkreisläufen. Natürliche Kältemittel kommen in der Natur vor, können jedoch auch synthetisch hergestellt oder aus technischen Prozessen gewonnen werden. Die Fluide bestehen aus Sauerstoff (O), Kohlenstoff (C), Stickstoff (N) sowie Wasserstoff (H) und bieten beim Einsatz als Kältemittel einige vorteilhafte Eigenschaften [12;15]:

- Wenn überhaupt, sehr geringe Treibhauseffekt- und Ozonabbaupotentiale
- In für die Anwendungen unerschöpflicher Menge verfügbar
- Unter anderem deshalb kostengünstig
- Hohe Energieeffizienz und volumetrische Kälte- und Wärmeleistung möglich
- Keine Regulierungen durch die F-Gas-Verordnung [13]
- Fördermöglichkeiten bei der Umrüstung von fluorierten zu natürlichen Kältemitteln

Nachfolgend eine Übersicht natürlicher Kältemittel, die künftig verstärkt in Wärmepumpensystemen zum Einsatz kommen könnten [14;16]:

R717 (Ammoniak / NH₃)

Ammoniak hat weder Ozonabbau- noch Treibhauspotential und ist äußerst preiswert. Durch hohe Verdampfungsenthalpien sind beim Einsatz von Ammoniak als Kältemittel in Wärmepumpenkreisläufen geringe Massenströme möglich. Jedoch ist die Heißgastemperatur deutlich höher als beim Einsatz der etablierten Kältemittel R410A oder R32. Auch die Materialverträglichkeit von NH₃ ist problematisch, z. B. tritt in Verbindung mit Kupfer Korrosion auf und es werden spezielle Dichtungen benötigt. Darüber hinaus ist Ammoniak toxisch und brennbar. Damit es auf breitem Anwendungsbereich als Kältemittel einsetzbar ist, darunter auch in Wärmepumpensystemen im kleinen und mittleren Leistungsbereich, ist noch umfangreiche Forschungs- und Entwicklungsarbeit nötig. Gemische mit Ammoniak könnten vielversprechend sein, so beispielsweise R723.

R290 (Propan / C₃H₈)

Propan weist nur vernachlässigbares Ozonabbau- und Treibhauspotential auf. Die thermodynamischen Eigenschaften sind vergleichbar mit denen von R134a. Der Stoff ist sehr materialverträglich. Mit dem Einsatz von R290 als Kältemittel besteht mittlerweile umfangreiche Erfahrung, auch bedingt durch umfangreiche Forschungsaktivitäten. Der Stoff ist jedoch leicht entflammbar und unterliegt somit einer strikten Füllmengenbegrenzung. Mit Propan betriebene Wärmepumpensysteme müssen demnach mit sehr geringen Füllmengen auskommen und hohe Sicherheitsstandards erfüllen. Hohe Verdampfungsenthalpien ermöglichen geringe Massenströme, das kommt diesem Anspruch entgegen.

R1270 (Propylen / C₃H₆)

Propylen ist Propan sehr ähnlich. Jedoch weist der Stoff im direkten Vergleich eine höhere volumetrische Leistung auf. Dem entgegen stehen erhöhte Werte bezüglich Druckniveaus und Heißgastemperatur.

R744 (Kohlenstoffdioxid / CO₂)

CO₂ hat kein Ozonabbaupotential und ein zu vernachlässigendes GWP. Der Stoff ist absolut materialverträglich, nicht brennbar und in den eingesetzten Mengen nicht toxisch. Außerdem ist es kostengünstig und hat im Vergleich mit den bisher vorgestellten Kältemitteln eine sehr hohe volumetrische Leistung, somit geringe Massenströme. Ein erheblicher Nachteil sind die thermodynamischen Eigenschaften, besonders die hohen Druckniveaus, was für die Vielzahl an Wärmepumpensystemen nach aktuellem Stand der Technik transkritische Betriebsweise voraussetzen würde. Für neuartige Systeme, die transkritisch betrieben werden oder die Nachteile der subkritischen Eigenschaften von R744 durch z.B. mehrstufige Prozesse ausgleichen können, ist Kohlenstoffdioxid ein Kältemittel mit großem Potential.

R718 (Wasser / H₂O)

Wasser weist weder Ozonabbau- noch Treibhauspotential auf und ist nicht toxisch oder brennbar. Material- und Umweltverträglichkeit sind absolut unbedenklich. Um Wasser als Kältemittel in Wärmepumpen nutzen zu können, sind sehr geringe Drücke nahe Vakuum notwendig. Daraus resultieren eine äußerst geringe volumetrische Leistung und große Massenströme. So bietet sich der Einsatz von Turboverdichtern an. Wasser könnte für innovative Wärmepumpenanlagen ein geeignetes Kältemittel sein.

Welchen Einfluss die Auswahl des Kältemittels auf die Betriebsparameter von Wärmepumpen haben, wird in Abb.11 anhand der Darstellung der Temperaturerhöhungen im Heizwasserkreislauf deutlich, verursacht durch die Heißgasenthitzung der Kältemittel. In der Grafik dargestellt sind zwei Grenzfälle. Ein Fall mit für den Betrieb von Wärmepumpen mit relativ günstigen Bedingungen (blau) und ein Fall mit relativ ungünstigen Bedingungen (orange). Die Werte der Temperaturerhöhungen von R32 und

R290 (Propan) unterscheiden sich um den Faktoren 2 unter den günstigen Bedingungen und 2,6 unter den ungünstigen Bedingungen. Den abgebildeten Verhältnissen zwischen den Werten beider betrachteten Grenzfälle (grau) ist zu entnehmen, dass die Temperaturverhältnisse zwischen den unterschiedlichen Betriebsfällen einer Wärmepumpe je nach Kältemittel unterschiedlich stark variieren können.

Bei den untersuchten Kältemitteln zeigen die Verhältnisse die Tendenz: Je kleiner Temperaturerhöhungen im Heizwasserkreislauf durch die Heißgasenthitzung, desto größer das Verhältnis zwischen den Werten beider betrachteten Grenzfälle (grau). Aus Abb.12 ist abzuleiten, dass trotz der starken Variation der Temperaturerhöhungen durch die Heißgasenthitzung bei unterschiedlichen Kältemitteln die entsprechenden Arbeitszahlen deutlich geringere Abweichungen aufweisen. Auch das Verhältnis der Arbeitszahlen beider Grenzfälle (grau) weist für alle betrachteten Kältemittel einen nahezu konstanten Wert auf. Für die Auslegung und die Anwendung sind die Betriebsparameter dennoch von großer Bedeutung.

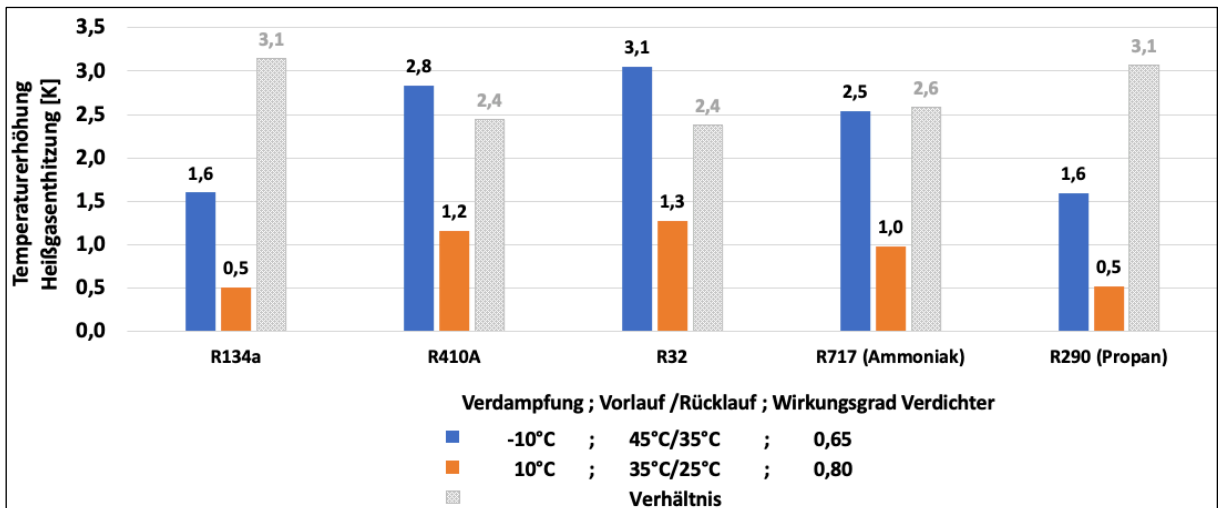


Abb.11: Temperaturerhöhung aus Heißgasenthitzung von Kältemitteln bei 10 K Spreizung im Heizwasserkreis

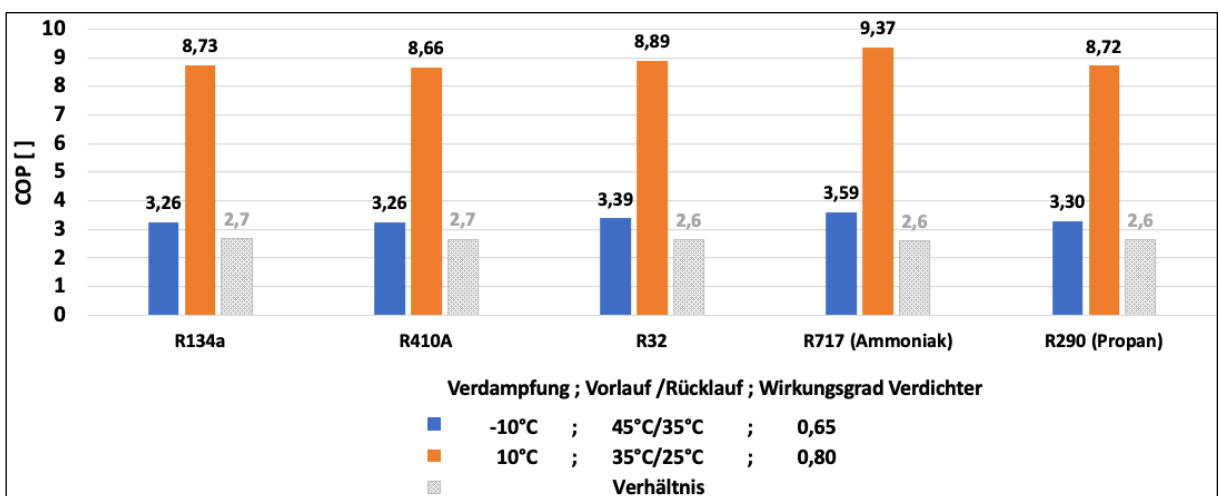


Abb.12: COP von Wärmepumpenkreisläufen mit den gängigsten Kältemitteln

2.1.3. Bilanzierung des Wärmepumpenkreislaufs

Zur Bewertung der Güte und der Leistungsfähigkeit von Wärmepumpen werden Kennzahlen herangezogen. Anhand der in Abb.5 ersichtlichen zugeführten Wärmeleistung (\dot{Q}_{zu}) zur Verdampfung des Kältemittels, der dem Kältemittel zugeführten elektrischen Antriebsleistung (P_{el}) und der abgeführten Wärmeleistung (\dot{Q}_{ab}) zur Kondensation des Kältemittels, gilt für den Kältekreisprozess die Energiebilanz [8]:

$$\dot{Q}_{zu} + P_{el} = \dot{Q}_{ab} \quad (1)$$

Mit Hilfe der in Abb.8 dargestellten Enthalpiedifferenzen der einzelnen Zustandsänderungen des Kreisprozesses lassen sich für die in Gleichung (1) herangezogenen Leistungen Definitionen ableiten. Die der Wärmepumpe zugeführte Leistung ergibt sich aus dem zirkulierten Kältemittelmassenstrom (\dot{m}_{KM}) und der Differenz der Enthalpien (h) des Kältemittels zwischen dem Ein- und Austritt des Verdampfers, beschrieben durch die Zustandspunkte (ZP) 1 und 2 [17]:

$$\dot{Q}_{zu} = \dot{Q}_{12} = \dot{m}_{KM} * (h_2 - h_1) \quad (2)$$

Die dem Kreislauf zugeführte elektrische Antriebsleistung kann mit dem zirkulierten Kältemittelmassenstrom (\dot{m}_{KM}) und der Enthalpiedifferenz des Kältemittels zwischen dem Ein- und Austritt des Verdichters, beschrieben durch die ZP 2 und 3 [17]:

$$P_{el} = P_{23} = \dot{m}_{KM} * (h_3 - h_2) \quad (3)$$

Die für Heizzwecke im Kondensator übertragene, aus dem internen Wärmepumpenkreislauf abgeführte Wärmeleistung wird definiert durch den zirkulierten Kältemittelmassenstrom (\dot{m}_{KM}) und die Enthalpiedifferenz des Kältemittels zwischen dem Ein- und Austritt des Kondensators, beschrieben durch die ZP 3 und 4 [17]:

$$\dot{Q}_{ab} = \dot{Q}_{34} = \dot{m}_{KM} * (h_4 - h_3) \quad (4)$$

Eine maßgebliche Kennzahl zur Bewertung und zum Vergleich von Wärmepumpenprozessen ist die Arbeitszahl (Coefficient of performance; kurz: COP). Diese Kennzahl ist der Quotient aus der abgeführten Wärmeleistung (\dot{Q}_{ab}) und der aufgenommenen elektrischen Leistung (P_{el}). Das Verhältnis gibt die Effizienz der Wärmepumpe an [8]:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ab}}{P_{el}} \quad (5)$$

2.1.4. Wärmeübertragung in Verdampfer und Kondensator

Bei den Komponenten Verdampfer und Kondensator handelt es sich meistens um Gegenstromwärmeübertrager. Beim Gegenstromprinzip verlaufen die Medienströme, zwischen denen Wärme übertragen werden soll, in entgegengesetzter Richtung durch den Wärmeübertrager. Gemessen an der maximal übertragbaren Wärmeleistung zwischen diesen beiden Medienströmen erreichen Gegenstromwärmeübertrager im Vergleich mit

Gleich- und Kreuzstromwärmeübertragern unter gleichen Betriebsbedingungen die höchste Effizienz [18]. Der Grund dafür: die mittlere Temperaturdifferenz zwischen den wärmeübertragenden Medien ist bei dieser Bauform bedingt durch die Strömungsführung am größten. Die Wärmeleistung von Wärmeübertragern kann mit Hilfe des Wärmedurchgangskoeffizient (k), der Übertragungsfläche (A) und der besagten mittleren Temperaturdifferenz zwischen den Fluiden während des Wärmeübertragungsprozesses (ΔT_m) bestimmt werden [19]:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (6)$$

Der Wärmedurchgangskoeffizient (k) und die Übertragungsfläche (A) ergeben sich aus der Bauart des entsprechenden Wärmeübertragers. Bei konstanten Wärmekapazitätsströmen während des gesamten Wärmeübertragungsvorganges, beschrieben durch das mathematische Produkt aus Massenstrom (\dot{m}) und spezifischer Wärmekapazität (c_p) jedes Fluidstromes, wird die mittlere Temperaturdifferenz (ΔT_m) durch die logarithmischen Temperaturdifferenz (ΔT_{\log}) ausgedrückt [20]. Andersfalls wird die innerhalb des Wärmeübertragers übertragene Wärmeleistung abschnittsweise ermittelt. Innerhalb jedem Berechnungsabschnitt soll die Bedingung konstanter Wärmekapazitätsströme eingehalten werden. Die logarithmische Temperaturdifferenz (ΔT_{\log}) ist definiert durch die Temperaturdifferenzen der Wärmeträgermedien an den Ein- und Austritten der Wärmeübertrager. ΔT_{\min} ist dabei die geringere und ΔT_{\max} die größere der beiden Differenzen [19]:

$$\Delta T_{\log} = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln \left(\frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}} \right)} \quad (7)$$

Die Temperaturverläufe von Kältemittel (KM) und dem Wärmeträgerfluid (WTF) während der Wärmeübertragung in einem als Gegenstromwärmeübertrager ausgeführten Verdampfer sind in Abb.13 abgebildet.

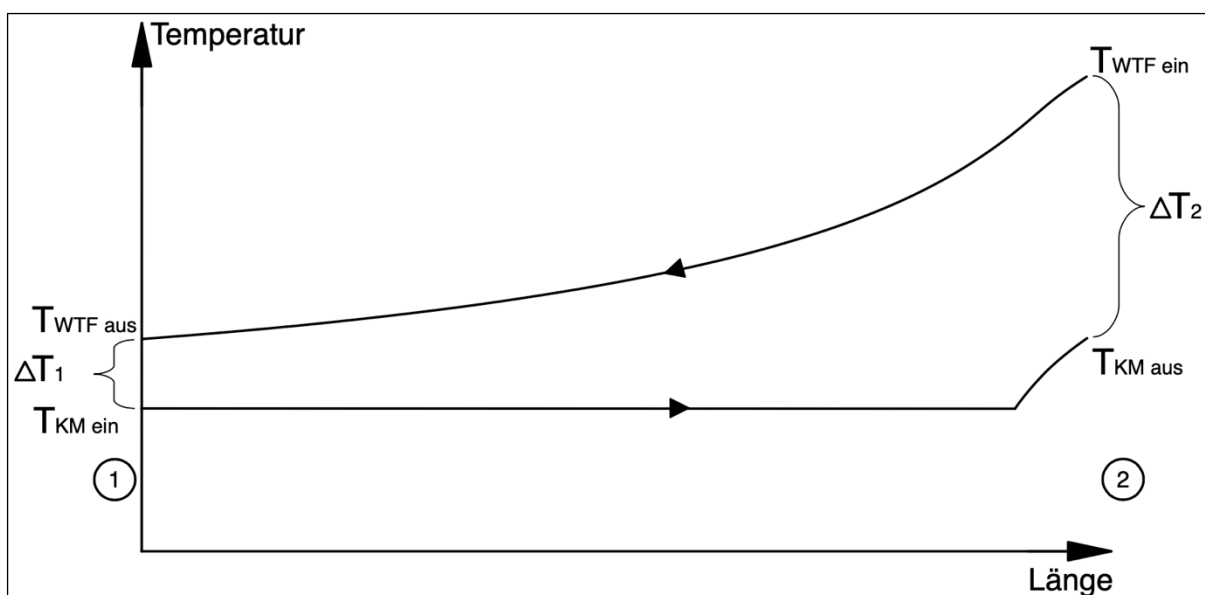


Abb.13: Temperaturverläufe während der Wärmeübertragung im Verdampfer einer Wärmepumpe

Tritt das Kältemittel ohne Überhitzung aus dem Verdampfer aus, das bedeutet mit Verdampfungstemperatur, sind die Kältemitteltemperaturen am Eintritt ($T_{\text{KM ein}}$) und Austritt ($T_{\text{KM aus}}$) des Verdampfers gleich. Die logarithmische Temperaturdifferenz kann in diesem Fall über die gesamte Länge des Verdampfers bestimmt werden. Wird das Kältemittel nach abgeschlossenem Phasenwechsel überhitzt, steigt die Austrittstemperatur des Kältemittels aus dem Verdampfer über die Phasenwechseltemperatur an. Daraus resultiert eine abrupte Änderung der Steigung in der Temperaturkurve, wie in Abb.13 dargestellt. Findet eine Kältemittelüberhitzung durch den Verdampfer statt, muss die Wärmeübertragung zweiteilig berechnet werden. Ansonsten kommt es zu Abweichungen bei der Berechnung der logarithmischen Temperaturdifferenz, die zu Verfälschungen der Ergebnisse führen.

Abb.14 zeigt die Temperaturverläufe eines als Gegenstromwärmeübertrager ausgeführten Kondensators. Nach dem Eintritt des Kältemittels (KM) in den Kondensator im Zustand von überhitztem Heißgas wird es zunächst von der Eintrittstemperatur ($T_{\text{KM ein}}$) auf die Kondensationstemperatur abgekühlt. Anschließend wird der Phasenwechsel vollzogen und das Kältemittel je nach Bauart der Wärmepumpe leicht unterkühlt. Der Wärmeübertragungsprozess muss deshalb mindestens zweiteilig berechnet werden, da die Heißgasenthitzung in der Regel immer stattfindet. Tritt eine nicht zu vernachlässigende Unterkühlung des Kältemittels am Kondensatoraustritt ein, muss die Berechnung dreiteilig durchgeführt werden.

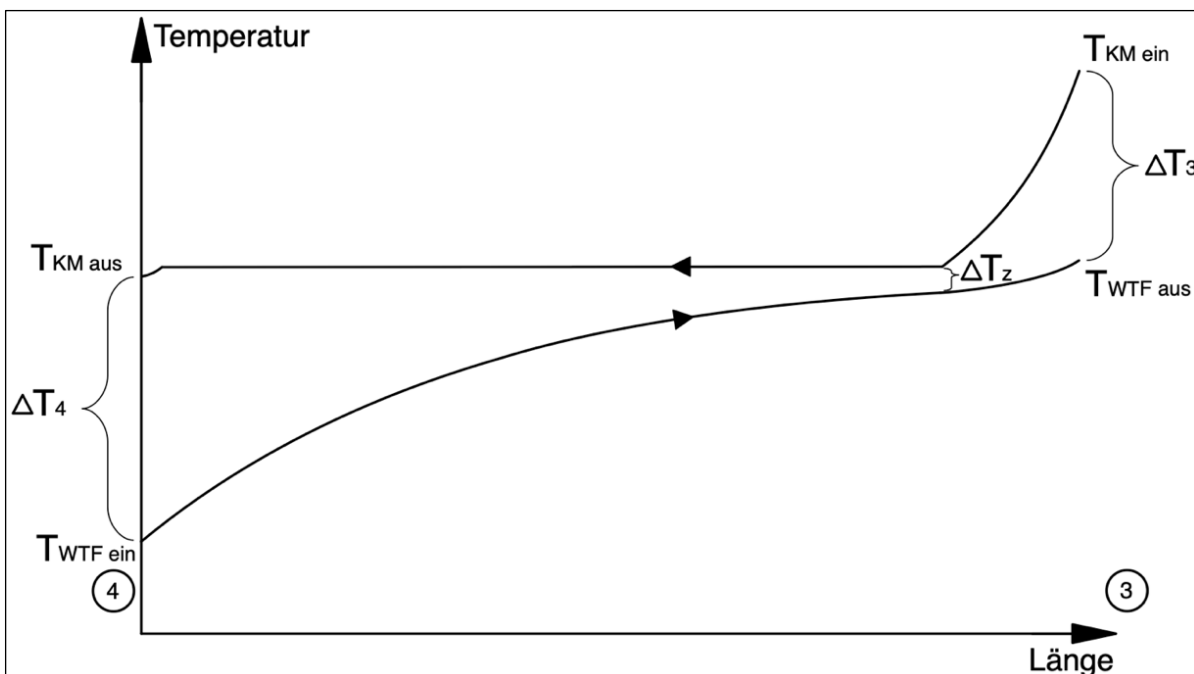


Abb.14: Temperaturverläufe während der Wärmeübertragung im Kondensator einer Wärmepumpe

Auf der Seite des Wärmeträgerfluids (WTF) wird im Verdampfer meist Sole, Wasser, Außen- oder Abluft eingesetzt. Im Kondensator kommt meist Heizungswasser oder Raumluft zum Einsatz. Diese Wärmeträgerfluide werden sensibel erwärmt. Die entsprechende Wärmeleistung lässt sich mit dem Massenstrom des Wärmeträgerfluides (\dot{m}_{WTF}), dessen spezifischer Wärmekapazität (c_p) sowie der Austrittstemperatur ($T_{\text{WTF aus}}$) und der Eintrittstemperatur ($T_{\text{WTF ein}}$) beschreiben. Das sich ergebende Vorzeichen zeigt an, ob es sich um zugeführte Wärmeleistung (\dot{Q}_{zu}) im Verdampfer (Vorzeichen negativ) oder abgeführte Wärmeleistung (\dot{Q}_{ab}) im Kondensator (Vorzeichen positiv) handelt [17]:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{\text{WTF}} \cdot c_p \cdot (T_{\text{WTF aus}} - T_{\text{WTF ein}}) \quad (8)$$

2.2. Latentwärmespeicher

Latentwärmespeicher bilden eine der drei Untergruppen von Wärmespeichern (Abb.15), neben den sensiblen und den thermochemischen Speichern.

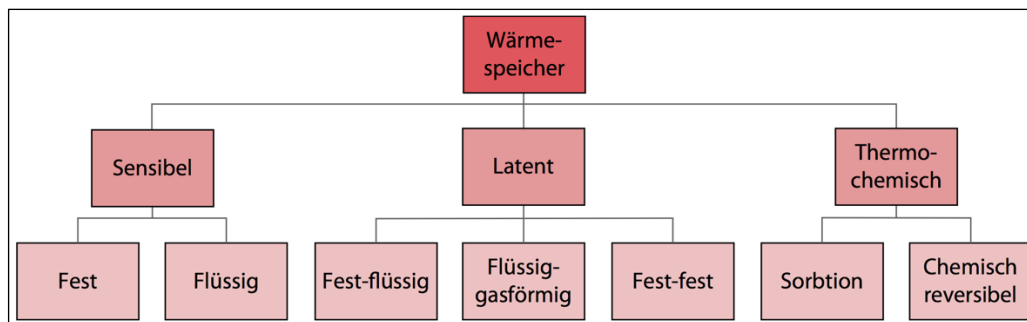


Abb.15: Übersicht Klassifizierung von thermischen Speichern [21]

Latentwärmespeicher nutzen zur Wärmeübertragung den Phasenwechsel von Stoffen, deshalb werden die eingesetzten Speichermaterialien als Phasenwechselmaterial bezeichnet (Phase change material; kurz: PCM). Die Änderung des Aggregatzustandes findet bei konstanter Temperatur statt, weshalb von latenter, nicht fühlbarer Wärmeübertragung gesprochen wird. Wärmeübertragungsvorgänge, bei denen sich die Temperatur eines Stoffes verändert, werden als sensibel bzw. fühlbar bezeichnet. Die latenten und sensiblen Wärme- bzw. Enthalpieanteile über den Temperaturverlauf eines Stoffes sind in Abb.16 abgebildet. Latente Anteile sind bei der Aggregatzustandsänderung von fest nach flüssig und von flüssig nach fest zu finden. Der bei Latentwärmespeichern vorwiegend genutzte latente Anteil von fest nach flüssig ist zwar der Kleinere, jedoch ist die Änderung der Dichte wesentlich geringer. Die damit verbundene Differenz der Volumina spielt bei der technischen Umsetzung von Latentwärmespeichern eine wesentliche Rolle. Die Volumendifferenz zwischen festem und flüssigem Aggregatzustand des Phasenwechselmaterials muss beim Speicherdesign berücksichtigt werden.

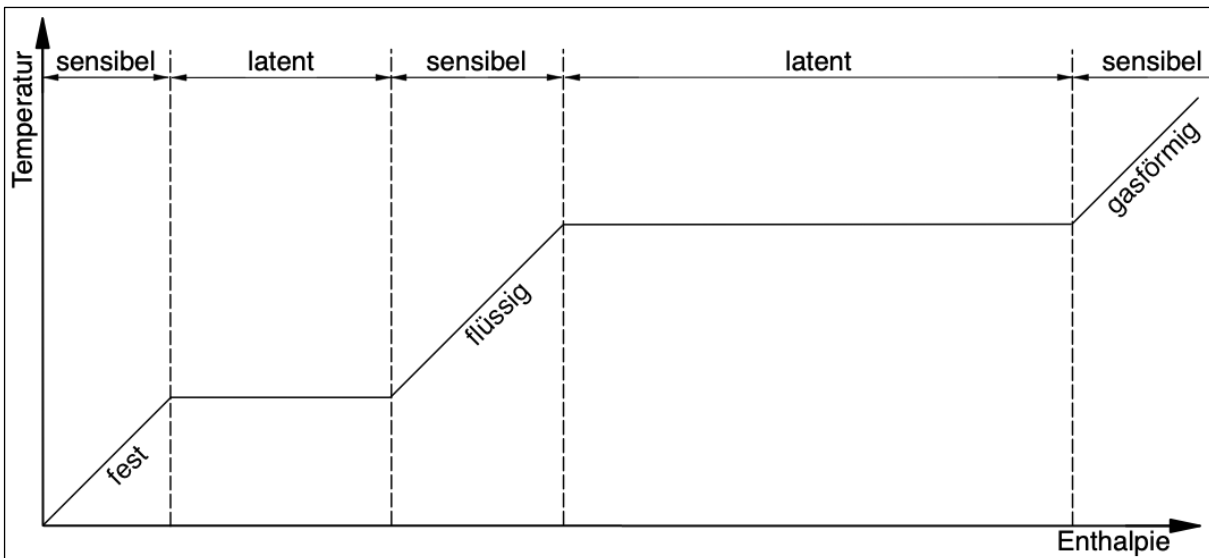


Abb.16: Latente und sensible Enthalpieanteile über den Temperaturverlauf eines Stoffes

2.2.1. Temperaturen und Enthalpiedifferenzen während des Phasenwechsels

Phasenwechselmaterialien weisen im Bereich ihrer Phasenwechseltemperatur zwischen festem und flüssigem Zustand hohe Wärmedichten auf, weshalb sie als Speicher-materialien besonders gut geeignet sind.

Abb.17 veranschaulicht den Vergleich von latenter Wärmeaufnahme beim Schmelzen von PCM und von sensibler Wärmeaufnahme beim Erwärmen von flüssigem Wasser. Wie im weiteren Verlauf noch deutlich wird, ist das gängigste Medium von Wärmespeichern nach aktuellem Stand der Technik Wasser. Die Phasenwechsel von Wasser sind zur Speicherung von Wärme zur Versorgung von Wohngebäuden nicht ohne weiteren technischen Aufwand nutzbar. Der Wechsel von fest nach flüssig läuft beim Druck von einem Bar mit der Schmelztemperatur von 0°C ab, zu niedrig für die direkte Nutzung in einem Heizsystem. Der Wechsel beim Druck von einem Bar von flüssig nach gasförmig findet bei der Verdampfungstemperatur von 100°C statt, zu hoch für die direkte Nutzung in einem Heizsystem. Zu Zwecken der Raumheizung werden Temperaturen zwischen 30 °C bis 70 °C benötigt.

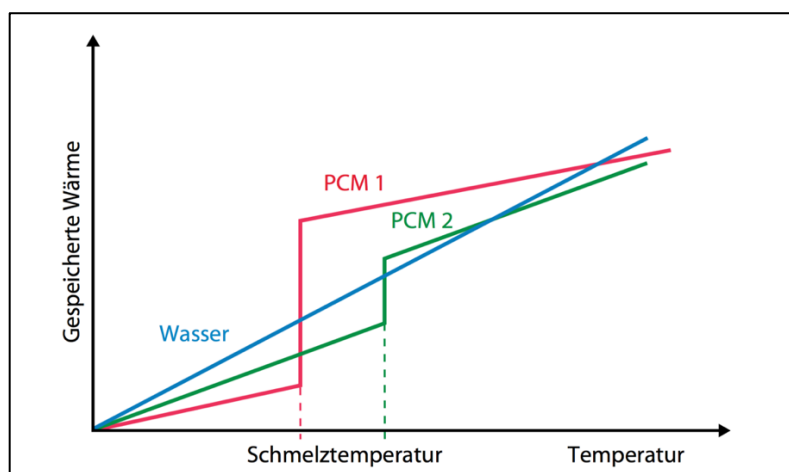


Abb.17: Enthalpie-Temperatur-Diagramm von Wasser im sensiblen Wärmebereich und PCM [21]

Beim Aufheizen (Schmelzen) und Abkühlen (Erstarren) können Phasenwechselmaterialien eine Verteilung der für den Phasenwechsel notwendigen Enthalpiemengen auf einen Temperaturbereich aufweisen. Außerdem tritt häufig eine Hysterese zwischen Schmelzen und Erstarren auf. Der Temperaturbereich des Schmelzens ist dann etwas höher als der des Erstarrens. In Abb.18 ist beispielhaft ein PCM mit diesen Merkmalen abgebildet.

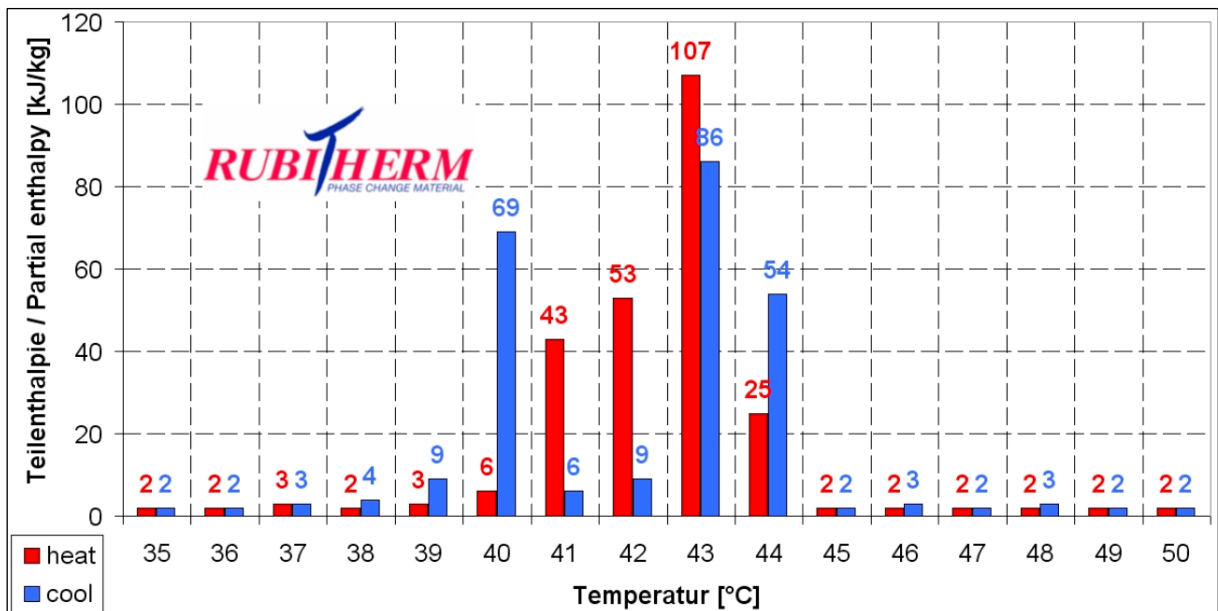


Abb.18: Verteilung der Enthalpiemengen des Phasenwechsels eines PCM auf den Temperaturbereich [22]

Auf dem Gebiet der Entwicklung neuer PCM wird intensiv geforscht. Schwerpunkte liegen dabei auf der Kostensenkung, der Umweltverträglichkeit und der Erhöhung der nutzbaren Enthalpiedifferenz. Außerdem werden PCM immer phasen- und temperaturstabiler. Der Bereich der anwendbaren Temperaturen wächst stetig. [23-25]

2.2.2. Wärmeübertragungsvorgänge im Latentwärmespeicher

Der Wärmeübertrager des Latentwärmespeichers der im weiteren Verlauf noch näher erläuterten Versuchsanlage wird als Rohrbündelwärmeübertrager ausgeführt. Der Fokus liegt im Folgenden deshalb auf den Wärmeübertragungsvorgängen dieser Bauart.

Bei der Integration des Latentwärmespeichers in den internen Wärmepumpenkreislauf werden die Rohre des Wärmeübertragers mit Kältemittel durchflossen und es findet eine direkte Wärmeübertragung mit dem Speichermaterial statt. Die Wärmeleistung des Rohrbündelwärmeübertrages ergibt sich demnach aus dem Wärmedurchgangskoeffizienten (k), der Übertragungsfläche (A) und der mittleren Temperaturdifferenz zwischen Kältemittel und PCM ($\Delta T_{m\text{ KM PCM}}$) [17a]:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta T_{m\text{ KM PCM}} \quad (9)$$

Für die mittlere Temperaturdifferenz ($\Delta T_{m\text{ KM PCM}}$) kann die bereits in Kapitel 2.1.4 erläuterte logarithmische Temperaturdifferenz (ΔT_{\log}) angewendet werden. Für den Fall, dass im gesamten betrachteten Abschnitt über die gesamte Betrachtungszeit der Wärme-

übertragung sich sowohl Kältemittel als auch PCM im Phasenwechselfvorgang befinden, kann die Differenz der beiden Phasenwechseltemperaturen (T_{PC}) herangezogen werden. Das Vorzeichen gibt die Wärmeflussrichtung an:

$$\Delta T_{m\ KM\ PCM} = T_{PC\ KM} - T_{PC\ PCM} \quad (10)$$

Der Kehrwert des Produktes aus $k \cdot A$ bildet den Wärmedurchgangswiderstand (R). Diesen Kehrwert in die Wärmeleistungsformel (8) eingesetzt ergibt [17b]:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T_{m\ KM\ PCM}}{R} \quad (11)$$

Der Wärmedurchgangswiderstand (R) ergibt sich aus der Summe aller Widerstände, die der Wärmestrom zwischen den beiden Wärme übertragenden Medien überwinden muss. In der nachfolgenden Gleichung (11) steht α_i für den inneren Wärmeübergangskoeffizient, α_a für den äußeren Wärmeübergangskoeffizient, λ für die Wärmeleitfähigkeit der entsprechenden vom Wärmestrom zu durchdringenden Materialschicht, δ für die Stärke der entsprechenden Materialschicht und A für jeweils deren mittlere Fläche [17b]:

$$R = \frac{1}{k \cdot A} = \frac{1}{\alpha_i \cdot A_i} + \sum \frac{\delta}{\lambda \cdot A_\delta} + \frac{1}{\alpha_a \cdot A_a} \quad (12)$$

Abb.19 zeigt den Temperaturverlauf während einer Wärmeübertragung zwischen Kältemittel und PCM, welche sich beide im Phasenwechsel befinden. Nachdem der Phasenwechsel des PCM begonnen hat, bildet sich radial von der Rohrwandung ausgehend eine Schicht, die den Phasenwechsel bereits vollzogen hat. Beim Beladen des Latentwärmespeichers ändert sich die Phase von fest nach flüssig, wodurch die flüssige Schicht wächst. Beim Entladen des Latentwärmespeichers ändert sich die Phase von flüssig nach fest. Daraus resultiert eine wachsende feste bzw. erstarrende Schicht. Letzter Sachverhalt ist beispielhaft dargestellt. Abgebildet wird dort der Wärmeübertragungsvorgang von einem PCM auf ein Wärmeträgerfluid über zwei zu durchdringende Schichten, die einen thermischen Widerstand darstellen. Ausgehend vom Wärmeträgerfluid handelt es sich bei den Schichten um die Rohrwandung und das durch den Wärmeentzug bereits erstarrte PCM.

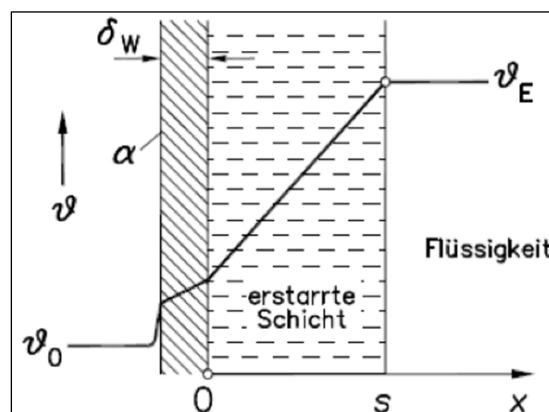


Abb.19: Temperaturverlauf eines Wärmestromes beim Übergang zwischen zwei Medien im Phasenwechsel [26]

Die Stärke δ_w der Rohrwand bleibt über den gesamten Wärmeübertragungsvorgang konstant und stellt so einen konstanten Wärmewiderstand dar. Die Stärke der erstarrenden Schicht PCM (s) wächst über den zeitlichen Verlauf des Wärmeübertragungsvorgangs an. Deshalb steigt der thermische Widerstand dieser Schicht. Über die Anordnung aufgetragen ist der stetig steigende Temperaturverlauf vom Wärmeträgerfluid mit der Temperatur ϑ_0 bis zum flüssigen PCM mit der Temperatur ϑ_E . Der Verlauf resultiert aus den thermischen Widerständen und dem Wärmeübergang von der Rohrwand auf das Wärmeträgerfluid.

Für ein rundes Rohr und einer Wärmeübertragung zwischen Kältemittel und PCM, die sich beide im Phasenwechsel befinden, ergibt sich für die betrachtete Rohrlänge (L) sowie für den inneren und äußeren Durchmesser (d) des Rohres folgende Beziehung zur Bestimmung der Wärmeleistung:

$$\dot{Q} = \frac{\pi \cdot L \cdot (T_{\text{PCM}} - T_{\text{WTF}})}{\left(\frac{1}{\alpha_i \cdot d_i} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_w} \cdot \ln \frac{d_a}{d_i} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{\text{PCM}}} \cdot \ln \frac{(d_a + s_{\text{PCM}})}{d_a} \right)} \quad (13)$$

2.3. Wärmepumpensysteme mit Wärmespeichern

Durch den Einsatz von thermischen Speichern können Heizungssysteme wie Wärmepumpen flexibel betrieben werden. Bedarf und Bereitstellung von thermischer Energie werden durch den Speichereinsatz zeitlich entkoppelt. So wird Lastverschiebung ermöglicht. Diese Verschiebung ist notwendig zur Steigerung von Energieanteilen aus volatilen, regenerativen Energiequellen. Außerdem können Wärmepumpen mit Hilfe der durch Speicher gewonnenen Flexibilität Stromspitzen im elektrischen Versorgungsnetz durch antizyklischen Betrieb mindern oder sogar vermeiden. Solche Stromspitzen entstehen durch die volatile Leistungsbereitstellung erneuerbarer Energiequellen. Durch die Wärmepumpen verursachte Lastspitzen können in Zeiten geringer Last im elektrischen Versorgungsnetz geschoben werden.

Durch Anpassung der Anlagensteuerung können mit Speichern ausgestattete Wärmepumpen betrieben werden, wenn die äußeren Rahmenbedingungen für den Wärmepumpenbetrieb günstig sind. Beispielsweise kann an sonnigen Tagen in der Übergangszeit, in der bei fallender Temperatur am Abend eine Heizlast anfällt, die Laufzeit einer Wärmepumpe vom kälteren Abend in den wärmeren Mittag verschoben werden. Dann ermöglichen die Wetterbedingungen eine höhere Effizienz. So kann durch die Lastverschiebung mit Hilfe des Speichers Energie eingespart werden.

Ein weiterer Aspekt für den Einsatz von Wärmespeichern in Wärmepumpen ist die Erhöhung von Effizienz und Lebensdauer der Geräte durch die Begrenzung des taktenden Betriebes. Im Vergleich zu Wärmepumpensystemen ohne Speicher kann die Anzahl der zusammenhängenden Laufzeiten durch die Einbindung eines Speichers deutlich reduziert und deren Dauer verlängert werden, was schonend auf die Systemkomponenten wirkt.

2. Stand des Wissens

Unter der Nutzung der aufgeführten Effekte ist eine wirtschaftliche Darstellung von Wärmepumpensystemen mit Wärmespeichern in Relation zu Systemen ohne Speicher möglich. Ausgehend von einem Wärmespeicher mit einer Speicherkapazität (Kap_{WS}) von 10 kWh und einer durchschnittlichen Jahresarbeitszahl einer Wärmepumpe (JAZ) zur Bereitstellung von Heizenergie von 2,5 bis 5,0 [27], ergeben sich die zur Beladung des Wärmespeichers benötigten elektrischen Energiemengen (E_{el}) aus Tab.1. Berechnet werden diese Energiemengen mit der Beziehung:

$$E_{el} = \frac{Kap_{WS}}{JAZ} \quad (14)$$

JAZ	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
E_{el}	4,0 kWh	3,3 kWh	2,9 kWh	2,5 kWh	2,2 kWh	2,0 kWh

Tab.1: Energiemengen (E_{el}) Beladung Wärmespeicher (10 kWh) anhängig von Jahresarbeitszahl WP (JAZ)

Bei einem Strompreis (K_{el}) zwischen 15 und 90 Cent pro kWh und einer Einspeisevergütung für Strom aus Photovoltaikanlagen (V_{PV}) zwischen 5,5 und 13 Cent pro kWh, ergeben sich die in Tab.2 und Abb.20 aufgeführten Preisdifferenzen, wenn lokal erzeugter Photovoltaikstrom als thermische Energie in den Wärmespeicher eingebracht wird. Dabei gilt die Annahme, dass bei der Wärmespeicherung keine Verluste auftreten.

		$K_{el} - V_{PV}$, alle Werte in €/kWh					
K_{el}	V_{PV}	0,055	0,070	0,085	0,100	0,115	0,130
0,15		0,095	0,080	0,065	0,050	0,035	0,020
0,30		0,245	0,230	0,215	0,200	0,185	0,170
0,45		0,395	0,380	0,365	0,350	0,335	0,320
0,60		0,545	0,530	0,515	0,500	0,485	0,470
0,75		0,695	0,680	0,665	0,650	0,635	0,620
0,90		0,845	0,830	0,815	0,800	0,785	0,770

Tab.2: Preisdifferenzen resultierend aus Stromkosten und Einspeisevergütung für Photovoltaik (PV)

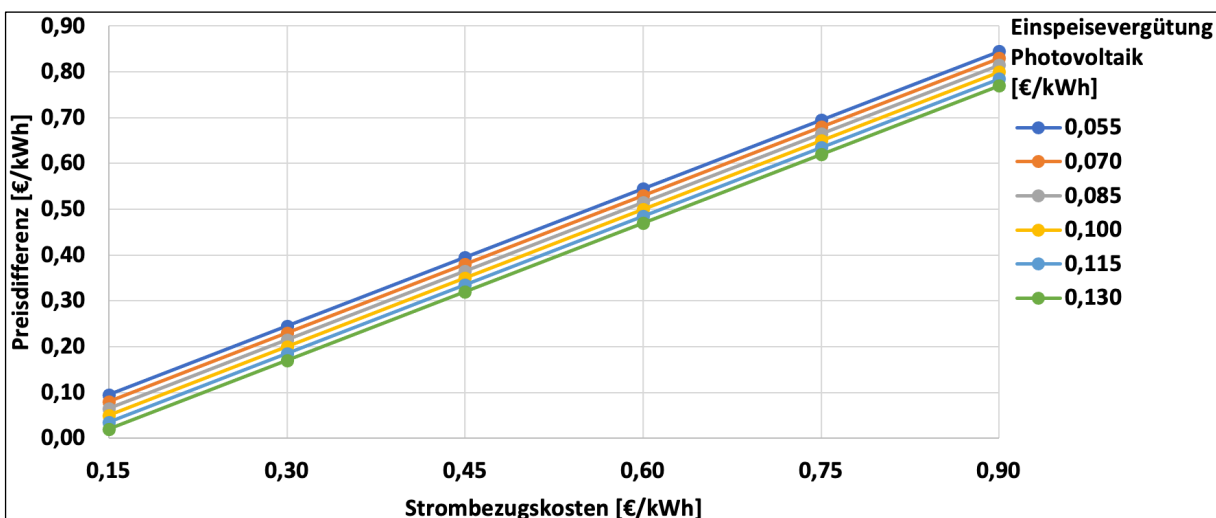


Abb.20: Preisdifferenzen resultierend aus Stromkosten und Einspeisevergütung für Photovoltaik (PV)

Pro Speicherladung mit lokal erzeugtem Photovoltaikstrom folgen die in Tab.3 und Abb.21 ersichtlichen finanziellen Einsparungen ($K_{\text{spar/Ladung}}$), ermittelt mit:

$$K_{\text{spar/Ladung}} = E_{\text{el}} \cdot (K_{\text{el}} - V_{\text{PV}}) \tag{15}$$

JAZ	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
E_{el}	4,0 kWh	3,3 kWh	2,9 kWh	2,5 kWh	2,2 kWh	2,0 kWh
$K_{\text{el}} - V_{\text{PV}}$	0,020 €/kWh	0,074 €/kWh	0,062 €/kWh	0,053 €/kWh	0,046 €/kWh	0,041 €/kWh
	0,08 €	0,07 €	0,06 €	0,05 €	0,04 €	0,04 €
	0,185 €/kWh	0,74 €	0,62 €	0,53 €	0,46 €	0,37 €
	0,365 €/kWh	1,46 €	1,22 €	1,04 €	0,91 €	0,73 €
	0,530 €/kWh	2,12 €	1,77 €	1,51 €	1,33 €	1,06 €
	0,680 €/kWh	2,72 €	2,27 €	1,94 €	1,70 €	1,36 €
	0,845 €/kWh	3,38 €	2,82 €	2,41 €	2,11 €	1,69 €

Tab.3: Finanzielle Einsparungen ($K_{\text{spar/Ladung}}$) abhängig von Strompreis (K_{el}) und Einspeisevergütung PV (V_{PV})

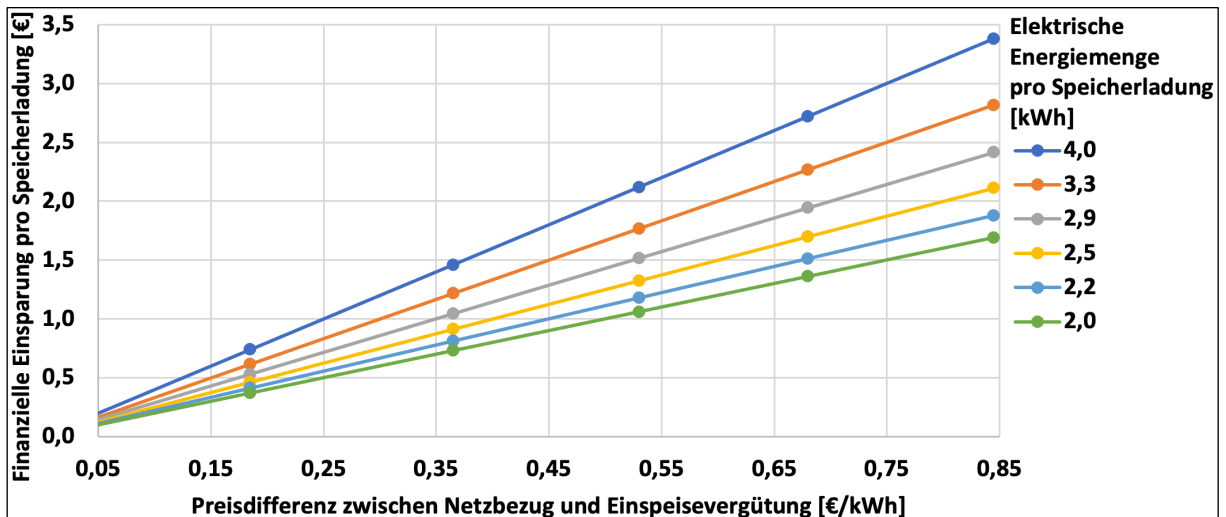


Abb.21: Finanzielle Einsparungen abhängig von Preisdifferenz Netzbezug zu Einspeisung

Bei der Annahme, dass pro Jahr zwischen 125 und 250 Speicherladungen ($\text{Ladungen}_{\text{WS}}$) mit lokal erzeugtem Photovoltaikstrom möglich sind, die bei direkter Wärmeversorgung ohne Speicher mit Netzstrom geleistet werden müssten, lassen sich jährliche Ersparnisse (Tab.4 und Abb.22) durch den Einsatz des Wärmespeichers ($K_{\text{spar/Jahr}}$) berechnen:

$$K_{\text{spar/Jahr}} = K_{\text{spar/Ladung}} \cdot \text{Ladungen}_{\text{WS}} \tag{16}$$

$\text{Ladungen}_{\text{WS}}$	30	60	90	120	150	180
$K_{\text{spar/Ladungen}}$						
0,04 €	1 €	2 €	4 €	5 €	6 €	7 €
0,60 €	18 €	36 €	54 €	72 €	90 €	107 €
1,04 €	31 €	62 €	94 €	125 €	156 €	187 €
1,70 €	51 €	102 €	153 €	204 €	255 €	306 €
2,25 €	68 €	135 €	203 €	270 €	338 €	405 €
2,80 €	84 €	168 €	252 €	336 €	420 €	504 €
3,38 €	101 €	203 €	304 €	406 €	507 €	608 €

Tab.4: Jährliche Ersparnisse ($K_{\text{spar/Jahr}}$) durch Wärmespeicher mit 10 kWh abhängig von Speicherladungen ($\text{Ladungen}_{\text{WS}}$)

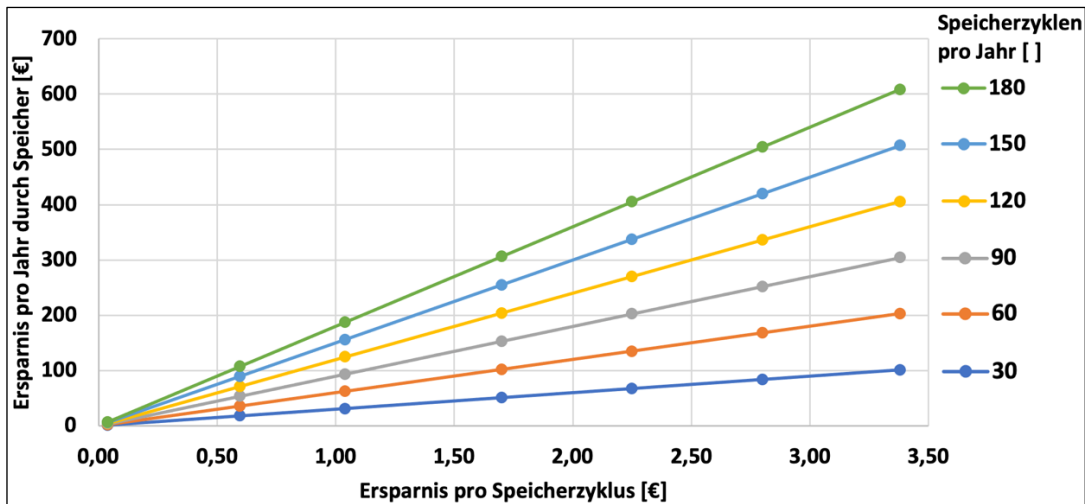


Abb.22: Jährliche Ersparnisse durch Wärmespeicher abhängig von Speicherladungen pro Jahr

Aus der jährlichen Ersparnis durch den Einsatz des Wärmespeichers ($K_{\text{spar/Jahr}}$) und den Investitionskosten (K_{Invest}) ergibt sich die Amortisationszeit ($t_{\text{Amortisation}}$):

$$t_{\text{Amortisation}} = \frac{K_{\text{Invest}}}{K_{\text{spar/Jahr}}} \quad (17)$$

Bei 1500 € Investitionskosten für einen Wärmespeicher mit 1000 Liter Inhalt [28], der bei ca. 9 Kelvin Temperaturspreizung die angenommenen 10 kWh Speicherkapazität aufweist, ergeben sich die Amortisationszeiten aus Tab.5/Abb.23.

$K_{\text{spar/Jahr}}$	1 €	94 €	225 €	350 €	485 €	608 €
Amortisation	1500 Jahre	16,0 Jahre	6,7 Jahre	4,3 Jahre	3,1 Jahre	2,5 Jahre

Tab.5: Amortisationszeiten ($t_{\text{Amortisation}}$) abhängig von der jährlichen Ersparnis ($K_{\text{spar/Jahr}}$) durch den Speicher

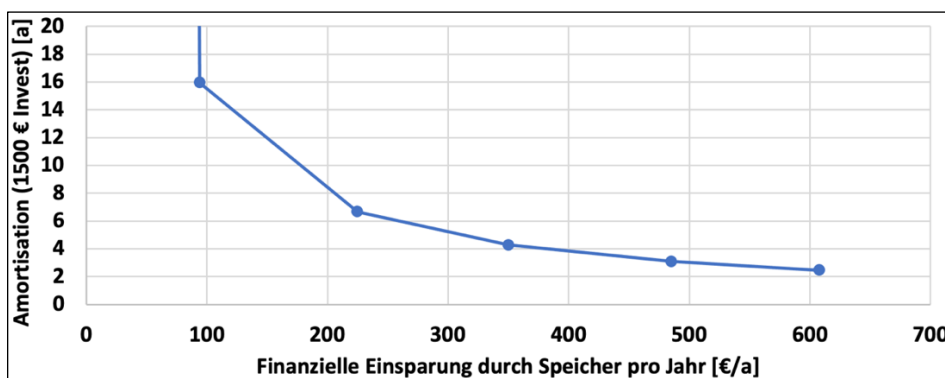


Abb.23: Amortisationszeiten abhängig von der jährlichen Ersparnis durch den Speicher

Unter den Annahmen (grüner Pfad durch Tab.1 bis Tab.5)

- einer mittleren Jahresarbeitszahl (JAZ) der Wärmepumpe von 3,5 [27],
- einem Strompreis von 0,45 € (November 2022) [29],
- einer Einspeisevergütung für Photovoltaikstrom von 0,085 € (November 2022) [30],
- und von 90 Speicherladungen mit eigen generiertem Photovoltaikstrom pro Jahr

ergibt sich für einen Wärmespeicher mit 10 kWh Kapazität und 1500 € Investitionskosten [28] bei statischer Betrachtung eine Amortisationszeit von ca. 16 Jahren.

Der Raumbedarf eines Wärmespeichers ist ein weiterer wesentlicher Aspekt, den es zu berücksichtigen gilt. Latentwärmespeicher weisen gegenüber herkömmlichen Wasserspeichern eine höhere Energiedichte auf und nehmen deshalb weniger Raum bei gleicher Speicherkapazität ein. Der betrachtete Wasserspeicher weist mit den getroffenen Annahmen eine Energiedichte von 10 kWh/m^3 auf. Der 1000 Liter Wärmespeicher hat ohne Dämmung demnach ein Wasservolumen von einem Kubikmeter. Das Volumen des Phasenwechselmaterials eines Latentwärmespeichers (V_{LWS}) lässt sich mit der Speicherkapazität (Kap_{aWS}), der Dichte (ρ_{PCM}) des PCM und der Schmelzenthalpie (Δh_{PCM}) des PCM bestimmen:

$$V_{LWS} = \frac{Kap_{aWS}}{\rho_{PCM} \cdot \Delta h_{PCM}} \quad (18)$$

Tab.6 und Abb.24 zeigen das Volumen des Phasenwechselmaterials eines Latentwärmespeichers abhängig von dessen Dichte und Schmelzenthalpie. Im Vergleich zum betrachteten Wasserspeicher weist ein Latentwärmespeicher mit einem Phasenwechselmaterial der Dichte 800 kg/m^3 und der Schmelzenthalpie 250 kJ/kg , was dem ausgewählten Paraffin des Versuchsspeichers entspricht [22], ein Speichermediumsvolumen von $0,18 \text{ m}^3$ auf. Das Wasservolumen des Wasserspeichers weist in diesem Vergleich zum Volumen des Phasenwechselmaterials des Latentwärmespeichers gleichen Energieinhalts ca. den Faktor 5,5 auf. Ein Latentwärmespeicher mit Salz als Phasenwechselmaterial ($\rho_{PCM} \approx 1200 \text{ kg/m}^3$; $\Delta h_{PCM} \approx 300 \text{ kJ/kg}$) hat nur ca. ein Zehntel des Wasservolumens eines Wasserspeichers gleicher Wärmekapazität. Wird zusätzlich die Dämmung berücksichtigt, vergrößern sich die Faktoren deutlich, da die Wasserspeicher im Vergleich größere Oberflächen aufweisen.

ρ_{PCM}	800 kg/m^3	1000 kg/m^3	1200 kg/m^3
Δh_{PCM}			
200 kJ/kg	$0,23 \text{ m}^3$	$0,18 \text{ m}^3$	$0,15 \text{ m}^3$
250 kJ/kg	$0,18 \text{ m}^3$	$0,14 \text{ m}^3$	$0,12 \text{ m}^3$
300 kJ/kg	$0,15 \text{ m}^3$	$0,12 \text{ m}^3$	$0,10 \text{ m}^3$
350 kJ/kg	$0,13 \text{ m}^3$	$0,10 \text{ m}^3$	$0,09 \text{ m}^3$

Tab.6: Volumen Latentwärmespeichers (V_{LWS}) abhängig von Dichte (ρ_{PCM}) und Schmelzenthalpie (Δh_{PCM}) mit einem Wärmeinhalt von 10 kWh

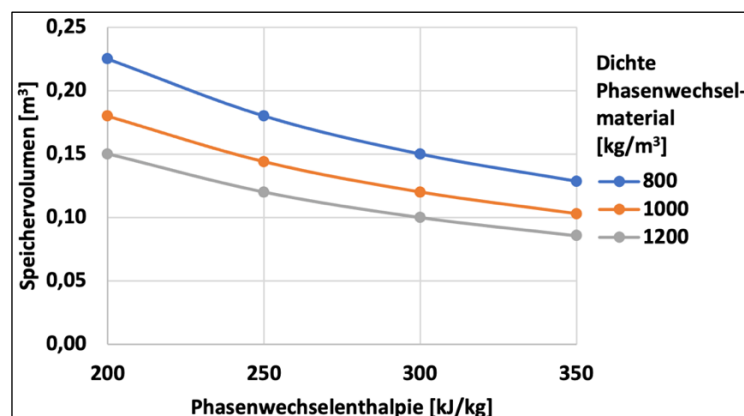


Abb.24: Volumen Latentwärmespeichers abhängig von Dichte und Schmelzenthalpie des PCM mit einem Wärmeinhalt von 10 kWh

2.3.1. Systeme mit herkömmlichen Wärmespeichern

Herkömmliche Wärmespeicher sind in Wärmeversorgungssystemen Stand der Technik. Jeder größere Hersteller von Heizungssystemen bietet eigene Produkte an [31-33]. Es gibt für eine Vielzahl hydraulischer Schaltungen und für zahlreiche Anwendungen passende Bauformen. Für spezielle, nicht übliche Anwendungen gibt es Hersteller, die Wärmespeicher nach Anforderungen produzieren [34;35].

Das gängigste Speichermedium herkömmlicher Wärmespeicher ist Wasser, das sensibel erwärmt wird. Abb.25 zeigt die drei gängigsten Bauformen, mit denen der Großteil der üblichen Anwendungen abgedeckt werden kann.

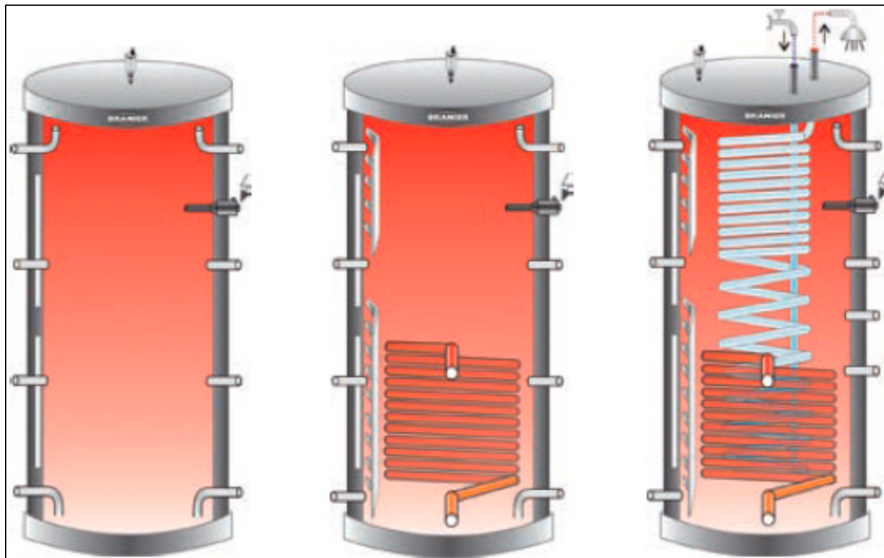


Abb.25: Gängigste Bauformen herkömmlicher Wärmespeicher, Schichtspeicher (links), Speicher mit einem Wärmeübertrager (mittig), Speicher mit zwei Wärmeübertragern (rechts) [36]

Schichtspeicher (Abb.25, links) bevorraten direkt das Wärmeträgerfluid, z.B. Heizungs- oder Brauchwarmwasser. Die Massenströme während des Be- und Entladens sind so gering, dass sich in den Speichern eine Temperaturschichtung ausbilden kann. Beim Druck von einem Bar gilt bei Wasser zwischen 4°C und 100°C: mit steigender Wassertemperatur nimmt die Dichte ab. Aufgrund der daraus resultierenden Dichteunterschiede bei unterschiedlichen Wassertemperaturen bildet sich eine Schichtung aus, von wärmerem Wasser oben bis zu kälterem Wasser unten im Speicher. Zum Beladen wird kaltes Wasser unten aus dem Speicher entnommen, durch ein Heizsystem erwärmt und dem Speicher weiter oben wieder zugeführt. Je nach im Speicher herrschender Schichtung kann das erwärmte Wasser in unterschiedlichen Höhen zurück in den Speicher geleitet werden. Zum Entladen kann Wasser auf einer Höhe aus dem Speicher entnommen werden, an der die gewünschte Temperatur herrscht. Es können jedoch auch Wassermengen aus unterschiedlichen Speicherhöhen gemischt werden, um die gewünschte Temperatur zu erhalten. Nach Abkühlung des Wassers durch eine Wärmesenke wird es dem Schichtspeicher am kalten, unteren Ende wieder zugeführt.

Bei Pufferspeichern mit einem innenliegenden Wärmeübertrager (Abb.25, mittig) besteht die Option einen weiteren Kreislauf an den Speicher anzuschließen, der das Wärmeträgerfluid nicht direkt in den Speicher einbringt. Zum Beladen des Speichers durchströmt dazu das Wärmeträgerfluid einen innerhalb des Speichers liegenden Wärmeübertrager und wird so abgekühlt. Der Wärmeübertrager im Wärmespeicher wird z.B. genutzt für die Beladung des Speichers durch eine solarthermische Anlage. Eine solche Anlage benötigt möglichst kalte Eintrittstemperaturen und kann hohe Temperaturen erreichen, was eine große Spreizung bedeutet. Deshalb entnimmt ein im Wärmespeicher liegender Wärmeübertrager zum Einbringen von Wärmemengen aus einer Solarthermieanlage kaltes Wasser nahe dem unteren Ende des Wärmespeichers und speist das erwärmte Wasser weiter oben im Speicher wieder ein.

An Pufferspeicher mit zwei innenliegenden Wärmeübertragern (Abb.25, rechts) können im Vergleich zum Schichtspeicher zwei Kreisläufe angeschlossen werden, die das Wärmeträgerfluid nicht direkt aus dem Speicher entnehmen. Die beiden über die Wärmeübertrager innerhalb des Pufferspeichers versorgten Kreisläufe können durch unterschiedliche Installationshöhen unterschiedliche Versorgungs- bzw. Ladetemperaturen aufweisen und beide so genutzt werden, wie bereits beim Speicher mit einem innenliegenden Wärmeübertrager beschrieben.

Abb.26 zeigt ein Hydraulikschema eines Wärmepumpensystems mit herkömmlichen Wärmespeichern gemäß Stand der Technik [37]. Das Wärmepumpensystem dient zur Versorgung zweier Heizkreise, einem Heizkörper- und einem Fußbodenheizungskreis (oben rechts), sowie zur Bereitstellung von Brauchwarmwasser. Die Wärmeversorgung wird ausschließlich über zwei Wärmespeicher realisiert, die beide direkt von der Wärmepumpe (unten links) beladen werden. Einer der beiden Speicher ist ein Pufferspeicher (unten rechts) der ausschließlich zur Bereitstellung von Brauchwarmwasser dient mit einem innenliegenden Wärmeübertrager. Der Speicher wird im unteren Drittel von der Wärmepumpe beladen. Das kalte Brauchwasser wird von unten in den Speicher eingeführt und oben aufgewärmt entnommen. Der zweite Speicher (unten mittig) ist ein Heizwasserspeicher, der als Schichtspeicher ausgeführt ist. Das Heizungsmedium wird nahe dem unteren Ende kalt entnommen und nach Aufheizen durch die Wärmepumpe im oberen Drittel zurückgeführt. Das Speichermedium ist das Wärmeträgerfluid des Heizkreises. Zur Bereitstellung der Heizungsvorlauftemperatur muss kein höheres Temperaturniveau durch die Wärmepumpe bereitgestellt werden, als es auch ohne Einbindung des Speichers notwendig wäre. Die Einbindung des Speichers hat deshalb keinen negativen Einfluss auf die Effizienz der Wärmepumpe. Zum Laden des Brauchwarmwasserspeichers über den innenliegenden Wärmeübertrager ist eine Temperaturdifferenz zwischen dem dazu von der Wärmepumpe bereitgestellten Wärmeträgerfluid und dem zu erwärmenden Brauchwarmwasser innerhalb des Speichers zur Wärmeübertragung notwendig. Diese Temperaturdifferenz muss von der Wärmepumpe in Relation zur direkten Versorgung des Brauchwasserkreises zusätzlich bereitgestellt werden, was sich mindernd auf die Effizienz der Wärmepumpe auswirkt.

Durch den Einsatz eines Wärmespeichers werden jedoch Erzeugung und Bedarf von Brauchwarmwasser voneinander entkoppelt und die Auslegungsleistung der Wärmepumpe kann geringer gewählt werden.

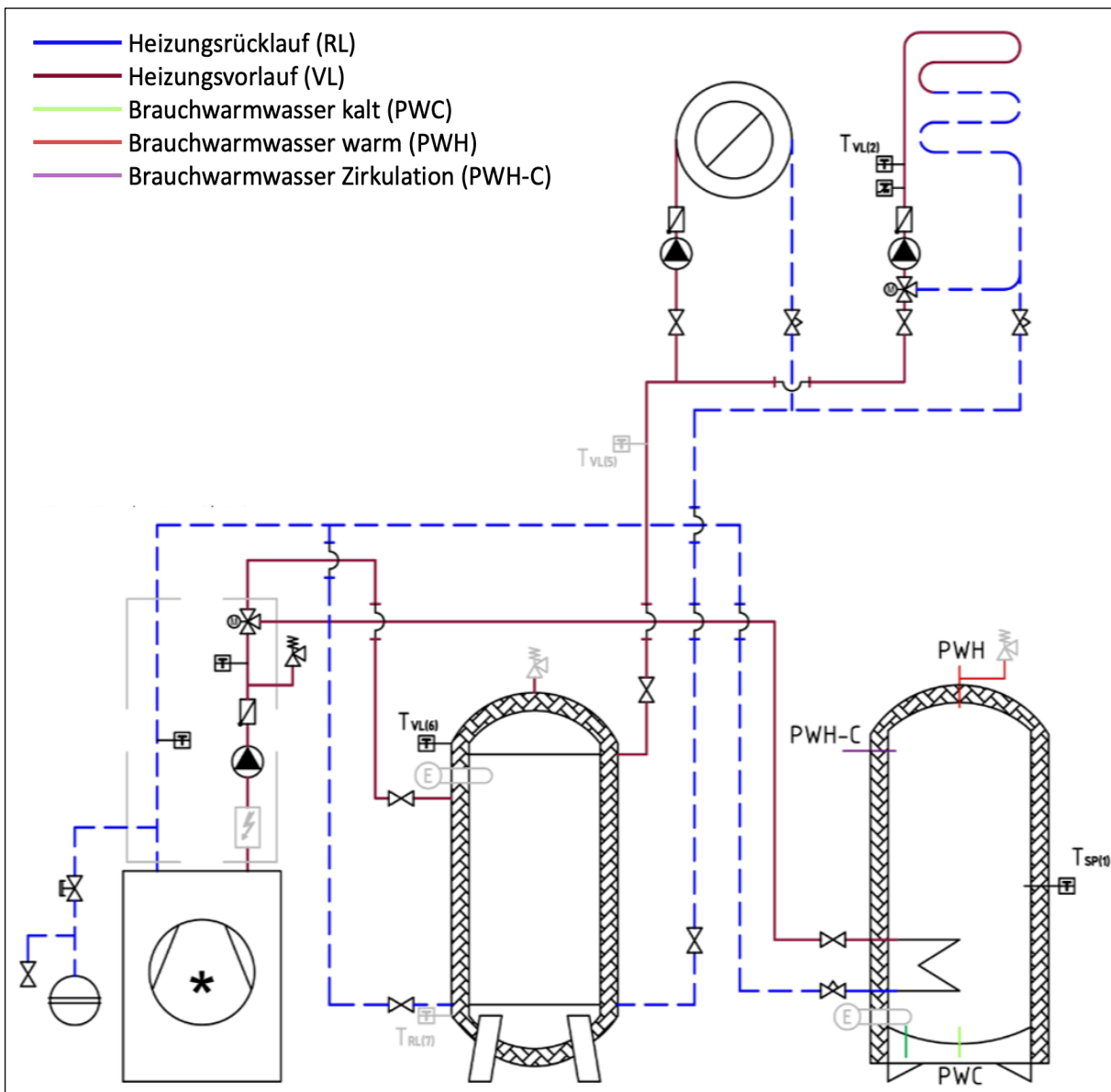


Abb.26: Hydraulikschema Wärmepumpensystem mit herkömmlichen Wärmespeichern aus dem Leitfaden des Bundesverband Wärmepumpe e.V. [37]

2.3.2. Systeme mit Latentwärmespeichern: Marktsituation und Forschung

Latentwärmespeicher bieten Vorteile und Synergien in Verbindung mit Wärmepumpen. Durch die hohe Energiedichte bei gewählten Auslegungstemperaturen sind kompaktere Bauformen möglich, was bei Neubauten von Wohngebäuden zunehmend an Relevanz gewinnt. Als weiterer Aspekt ist zu sehen, dass Wärmepumpen technisch am besten funktionieren und damit eine hohe Effizienz aufweisen, wenn sie unter konstanten Bedingungen betrieben werden. Das gilt besonders für den internen Kältemittelkreislauf. Latentwärmespeicher sind deshalb in hohem Maß für die Kopplung mit Wärmepumpen

geeignet, weil die Wärmeaufnahme und -abgabe im Speicher sowie Kondensation und Verdampfung im internen Wärmepumpenkreislauf bei konstanten Temperaturen ablaufen.

Die direkte Integration von Latentwärmespeichern und Phasenwechselmaterialien in Wärmepumpensystemen ist allgemein noch auf der Forschungsebene angesiedelt, besonders Anwendungen im Einfamilienhausbereich betreffend. Es finden zwar zahlreiche Forschungsaktivitäten statt, der Markt bietet jedoch noch keine kommerziellen Produkte. Marktüblich sind allerdings externe Latentwärmespeicher, die mit Heizungssystemen kombinierbar sind. Die Wärmeübertragung zwischen Speicher und dem Wärmepumpensystem findet mit Hilfe zusätzlicher Wärmeträgerkreisläufe statt.

Folgende Optionen bietet der Markt zur Einbindung von Phasenwechselmaterialien und Latentwärmespeichern in Heizungssysteme:

- Eisspeicher:

Ein bereits auf dem Markt etablierter Latentspeicher ist der Eisspeicher. Wie sich aus dem Namen ableiten lässt, wird als Phasenwechselmaterial Wasser eingesetzt, das zum Be- und Entladen des Speichers die Phase zwischen fest und flüssig ändert. Gefrorenes Wasser weist eine deutlich größere Dichte auf als flüssiges Wasser, woraus eine erhebliche Volumenänderung beim Phasenwechsel resultiert. Eisspeicher werden deshalb in der Regel drucklos ausgeführt. Die große Volumenänderung sorgt für Bewegung innerhalb des Eisspeichers. Die Wärmeübertrager von Eisspeichern werden deshalb flexibel ausgeführt, z.B. aus Kunststoff (Abb.27).



Abb.27: In Wasser eingelassenes Wärmeübertragerrohr des Viessmann VITASET Eis-Energiespeicher [38]

Die Phasenwechseltemperatur von Wasser bei einem Bar (ca. Umgebungsdruck) beträgt 0°C. Wie bereits in Kapitel 2.2.1 beschrieben, sind Wärmemengen auf diesem Temperaturniveau nicht direkt für die Wärmeversorgung von Wohngebäuden nutzbar. Eisspeicher werden deshalb im Bereich des Niederdrucks des Wärmepumpenkreislaufes eingesetzt, als Wärmequelle für den Verdampfer. Die Wärmeübertragung zwischen Eisspeicher und Kältemittel erfolgt über einen Solekreis. Ein Eisspeicher kann durch das Temperaturniveau und die Art der Einbindung in die Gebäudetechnik zum Heizen und Kühlen genutzt werden. Außerdem ist die Platzierung im Erdreich möglich (Abb.28), so fällt kein Platzbedarf innerhalb der Gebäude für den Eisspeicher an.

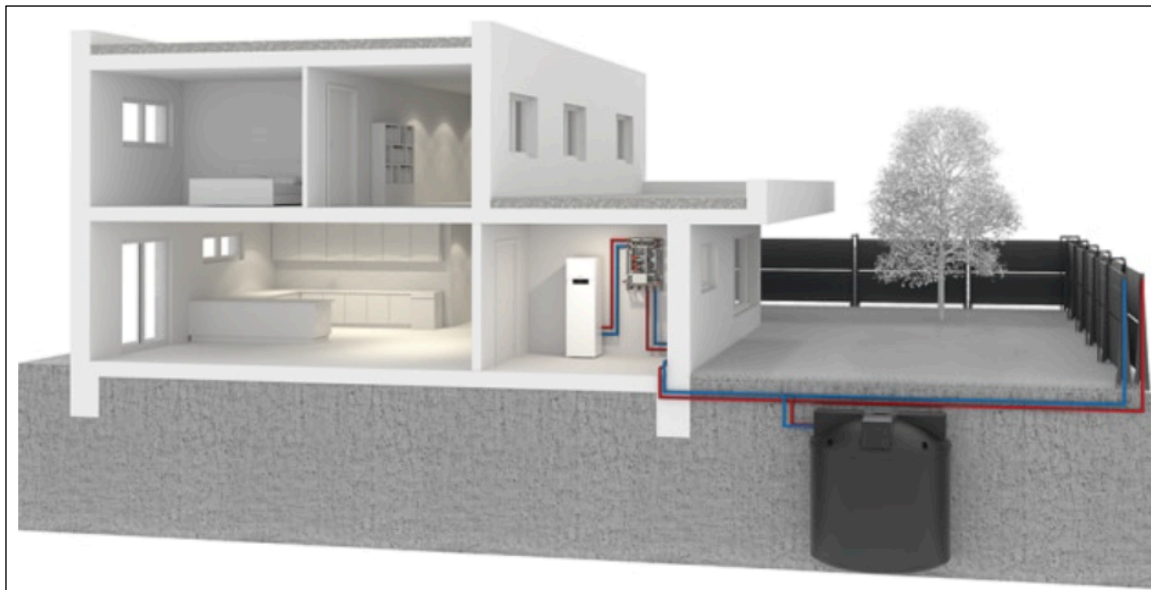


Abb.28: Darstellung aus der Produktbeschreibung des Viessmann VITASET Eis-Energiespeicher [38]

- Makro-Verkapselte Phasenwechselmaterialien:
Für den Einsatz als Speichermedium werden Phasenwechselmaterialien in einer festen Hülle verkapselt (Abb.29). Üblicherweise wird Kunststoff als Schalenmaterial verwendet, das zur Trennung von der Wärmeträgerflüssigkeit dient. Salzhydrate, Paraffine und eutektische Gemische sind übliche PCM, die innerhalb der Verkapselung einen Phasenwechsel zwischen fest und flüssig vollziehen.

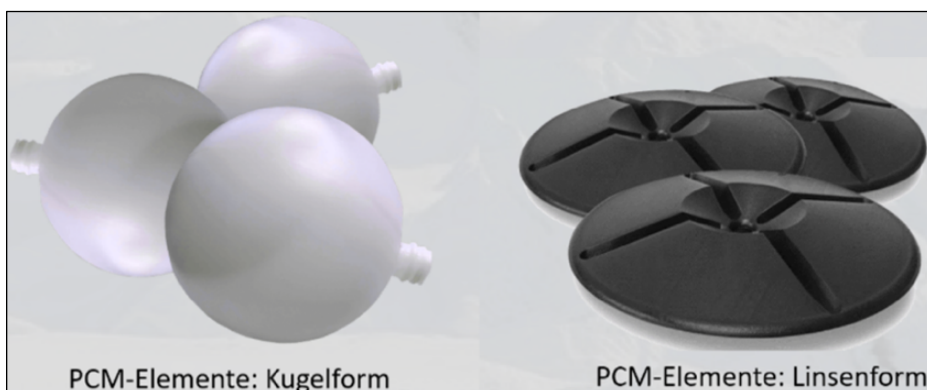


Abb.29: Formen von Verkapselungen für Phasenwechselmaterialien [39]

Die Verkapselung bildet einen zusätzlichen thermischen Widerstand für die Wärmeübertragung zwischen dem PCM und der Wärmeträgerflüssigkeit. Ein wesentlicher Vorteil des Einsatzes von verkapselten PCM ist die Möglichkeit bestehende Speichersysteme weiterhin zu nutzen. Dazu werden die Verkapselungen in das Volumen des bis dahin als Wasserspeicher genutzten Speichers eingefüllt (Abb.30). So kann neben der Nutzung des konventionellen Wärmespeichers auch die bestehende Heizungsanlage ohne notwendige technische Anpassungen weiter betrieben werden.

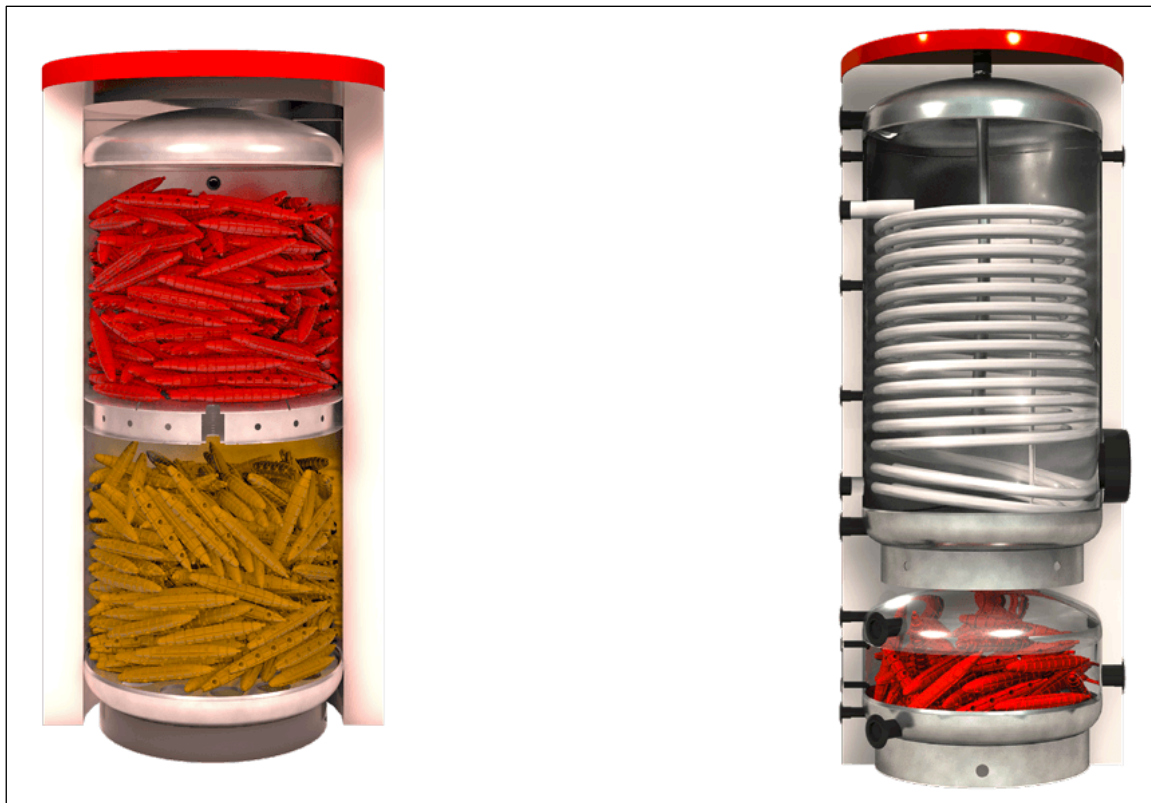


Abb.30: Verkapselte Phasenwechselmaterialien eingefüllt in Pufferspeicher [40]

- Mikro-Verkapselte Phasenwechselmaterialien und Slurries:
Mikroverkapselte PCM in Fluiden und Slurries, pumpfähige Dispersionen von PCM, können in Heiz- und Kühlkreisläufen als Wärmeträgerfluid verwendet werden [25;41]. Im Hinblick auf die Verwendung von Phasenwechselmaterialien ohne Mikroverkapselung als Wärmeübertragungsflüssigkeit wird an der Entwicklung, Charakterisierung und Anwendung von Slurries geforscht. Die Phasenwechsel-Dispersionen enthalten in einer Trägerflüssigkeit, z.B. Wasser, dispergierte PCM-Tröpfchen, die bei der Wärmeübertragung ihre Phase zwischen fest und flüssig wechseln [42]. Diese Art der Anwendung von PCM hat jedoch noch keine Marktreife erreicht.

Zahlreiche Forschungsaktivitäten beschäftigen sich mit der direkten Integration von Phasenwechselmaterialien und Latentwärmespeichern in Heizungssysteme. Dabei handelt es sich um Anwendungen mit Systemaspekten, die sich von den bisher genannten unterscheiden:

- Latentwärmespeicher werden im Niederdruckbereich von Kältekreisläufen zur Anwendung in Kühlprozessen integriert. Die verwendeten Latentwärmespeicher werden direkt durch Wärmeübertragung des Speichermaterials an das Kältemittel beladen, bzw. des Kältemittels an das Speichermaterial entladen. Die Integration von Kältespeichern im Niederdruckbereich und Wärmespeichern im Hochdruckbereich von Kältekreisläufen unterscheiden sich in Bezug auf Temperatur, Druck und Art der hydraulischen Verschaltung. Diese Art der Anwendung kommt z.B. in Prototypen mit CO₂-Kältemittelkreislauf zur Lebensmittelkühlung zum Einsatz. [43]
- In weiteren Prototypen werden Latentwärmespeicher parallel zum Verdampfer in den Kältemittelkreislauf integriert und betrieben (Abb.31). Dies bedeutet, dass der Latentwärmespeicher in direktem Kontakt mit dem Verdampfer des Kältekreislaufs genutzt wird. Somit dient der Speicher nach der aktiven Beladung als passives Element zur Stabilisierung der Temperatur in der Kühleinheit. So können z.B. Temperaturschwankungen in Kühlregalen bei der Beladung mit warmen Waren, bei Abtauzyklen oder bei Stromausfällen reduziert werden. Als PCM können unter anderem Wasser und CO₂ eingesetzt werden. [44]

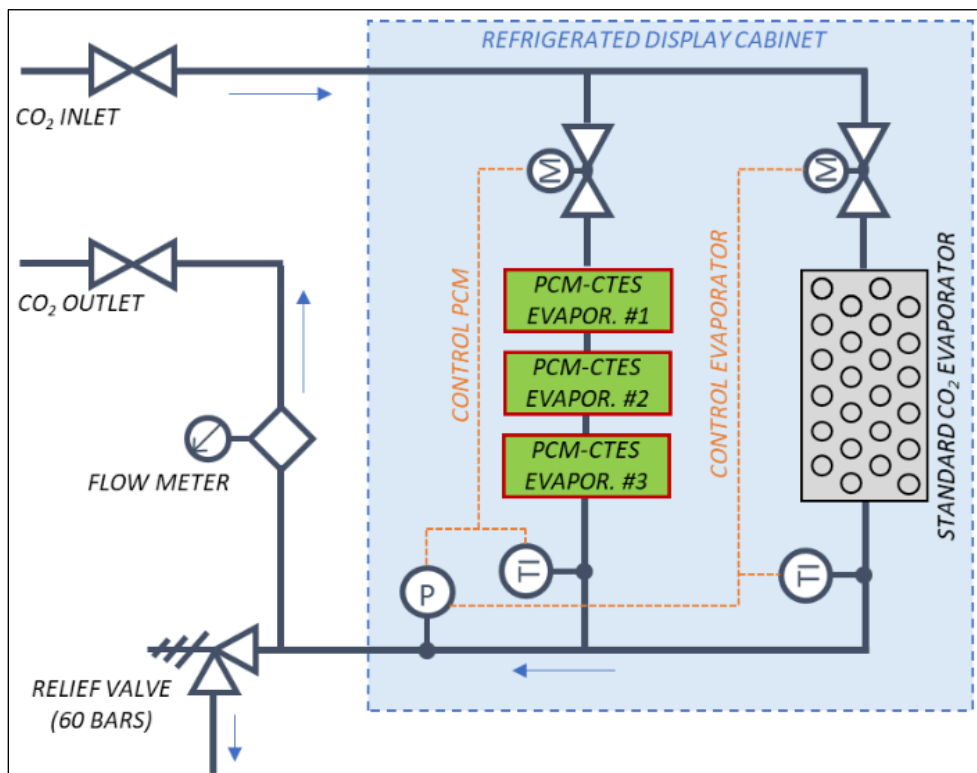


Abb.31: Schema des zum Verdampfer parallel in den Kältemittelkreis integrierten Latentwärmespeichers [44]

- Ein weiterer Systemaspekt ist der Einsatz eines Drei-Medien-Wärmeübertragers als Verdampfeinheit. Ein solcher Wärmeübertrager weist Kanäle für das Kältemittel des Kreislaufs der Wärmepumpe und für die Wärmeträgerflüssigkeit zur Versorgung des Kühlkreislaufs auf. Der Speicher ersetzt in dieser Anwendung den ursprünglichen Verdampfer und kann durch direkte Verdampfung des Kältemittels geladen werden. Ein möglicher Einsatz wäre die Unterstützung der durch Wärmepumpensysteme realisierten Kühlung von Gebäuden. [45]
- Ein allgemeinerer Aspekt sind die technischen Optionen zur Integration von Latentwärmespeichern in Kältemittelkreisläufe von Anlagen zum Heizen und Kühlen. Eine Dissertation entwickelte eine Systematik zur Einbindung von Latentwärmespeichern in die internen Kreisläufe von Wärmepumpen und Kühlsystemen. Berücksichtigt wurden auch Split-systeme, bei denen die Wärmeübertragung vom Kältemittelkreis an einen Luftstrom stattfindet. Die Speicherung muss in diesen Fällen kältemittelseitig oder über einen zusätzlichen Wärmeträgerkreis umgesetzt werden, da eine direkte Bevorratung von warmer Luft technisch zu aufwendig und zu ineffizient ist. Das Potential der direkten Integration, hohe Effizienz zu erreichen, liegt in der kältemittelseitigen Speicherung von Wärme- und Kälteenergie, bei der auf einen zusätzlichen Wärmeträgerkreislauf verzichtet werden kann. Theoretisch untersucht wurden in der Arbeit unterschiedliche Bauarten von Wärmeübertragern, wobei der Fokus der praktischen, experimentellen Untersuchungen auf der direkten Beaufschlagung von Wärmeübertragern mit Kältemittel lag. Das Ergebnis waren Konstruktionsprinzipien von Systemen mit Kältemittelkreisläufen und integrierten Latentwärmespeichern abhängig von der Funktion der Anlage und den Temperaturniveaus der Anwendung. Darüber hinaus wurden Einflussgrößen für die Auslegung von Latentwärmespeichern und Möglichkeiten zu Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit von Phasenwechselmaterialien durch Additive und Lamellen herausgearbeitet. Die detaillierte Analyse der Zusammensetzung der Wärmewiderstände innerhalb von Latentwärmespeichern, die Auswirkungen der Speichergeometrie wie z.B. der Rohrabstand des internen Wärmeübertragers und die Einflüsse der Eigenschaften des Speichermaterials auf die Kennzahlen des Speichers waren ebenfalls Gegenstand der Arbeit. [20]
- Die praktische Integration eines Latentwärmespeichers im Niederdruckbereich des internen Kältemittelkreislaufs eines Split-Systems in Form einer VRV-Anlage (Variable Refrigerant Volume) [46] zur Kühlung über die Raumluft ist eine spezifische Anwendung, mit der sich eine weitere Dissertation beschäftigt hat. Eine wesentliche Anforderung war, die niedrigste Verdampfungstemperatur in Relation zur Anlage ohne Latentwärmespeicher nicht abzusenken. Dazu wurde der Latentwärmespeicher kaskadiert zwischen zwei Inneneinheiten eingebunden. Der Kältemittelkreislauf der Laboranlage weist durch diese Art der Integration drei Druckniveaus auf. Das ursprüngliche Hochdruckniveau mit entsprechender

Verflüssigungstemperatur im Kondensator, das Niederdruckniveau mit der ursprünglichen Verdampfungstemperatur in einer der beiden Inneneinheiten und ein zusätzliches Zwischendruckniveau im Latentwärmespeicher und der zweiten Inneneinheit, das etwas oberhalb des Niederdruckniveaus liegt. Dementsprechend ist die Verdampfungstemperatur der zweiten Inneneinheit etwas höher als die der ersten Inneneinheit. Die gekühlte Luft strömt deshalb bei der Entladung des Kältespeichers mit zwei unterschiedlichen Zulufttemperaturen in den Raum, wovon eine etwas höher liegt als die der ursprünglichen VRV-Anlage. Zur Trennung des Nieder- und des Zwischendruckniveaus kommt eine Kapillare zum Einsatz. (Abb.32). In weiten Teilen basiert die Konzeption der Versuchsanlage auf Erkenntnissen aus [20]. Dies betrifft insbesondere den Aufbau des Simulationsmodells, die Auslegung des Latentwärmespeichers und die Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit des Phasenwechselmaterials. [47]

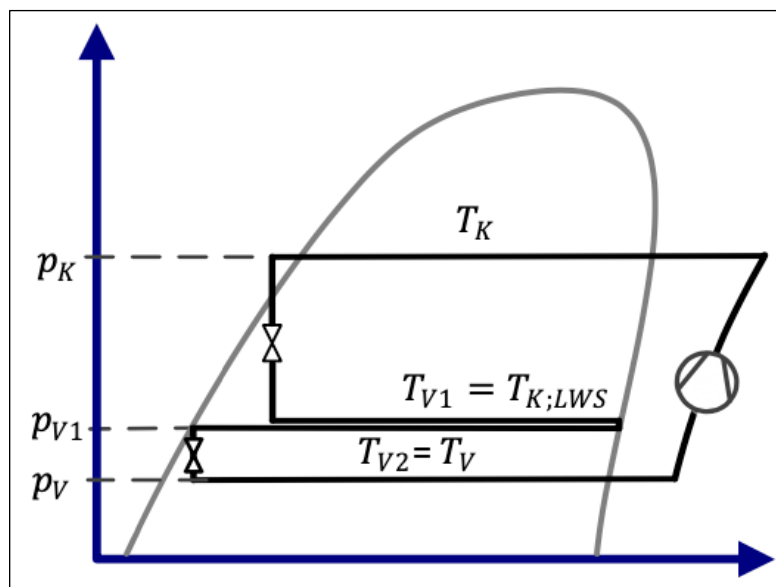


Abb.32: Druck-Enthalpie-Diagramm der VRV-Laboranlage mit integriertem LWS [47]

2.4. Numerische Verfahren zur Berechnung von Latentwärmespeichern

Bei der Neu- oder Weiterentwicklung von wärmetechnischen Anlagen entspricht es dem Stand der Technik, vorab Berechnungen durchzuführen. Mathematische Gleichungssysteme, die Wärmeübertragungsvorgänge beschreiben, können je nach Komplexität nur mit erhöhtem Aufwand oder gar nicht lösbar sein. Um für diese Gleichungssysteme annehmbare Näherung zu erhalten, kann auf softwarebasierte, numerische Lösungsmethoden zurückgegriffen werden. Für die Systemanalyse komplexer Energiesysteme stehen verschiedene Modellierungsplattformen für die dynamische Systemsimulation zur Verfügung, z.B. MATLAB [48], Trnsys [49], Modelica [50], Python [51], Polysun [52] und Engineering Equation Solver (EES) [53]. Bei den meisten Programmen wird die Funktionsweise der einzelnen Komponenten durch vordefinierte Komponentenmodelle beschrieben, die aus zahlreichen Bibliotheken ausgewählt werden können.

2.4.1. Numerische Verfahren

Softwaregestützte Numerik: „Digital-rechner können nur algebraische Gleichungen bearbeiten. Da man es nun aber mit partiellen Differentialgleichungen zu tun hat, müssen die nichtalgebraischen Ausdrücke durch entsprechende algebraische ersetzt werden. Die Umsetzung hängt von den verschiedenen numerischen Verfahren ab. [...] Die numerischen Verfahren berechnen für diskrete Werte der unabhängigen Variablen jeweils diskrete angenäherte Werte für die gesuchte Funktion. Die Ergebnisse stellen keinen geschlossenen Lösungsausdruck dar, sondern liegen als Zahlenreihen vor und müssen graphisch aufgearbeitet werden. Zum Schluss müssen diese dann noch auf ihre physikalische Plausibilität hin untersucht werden.“ [54].

Es werden akzeptable Vereinfachungen getroffen, bis eine analytische Lösung möglich ist. Zu diesem Zweck werden Differenziale durch Differenzquotienten ersetzt. So werden Unbekannte eliminiert, indem unbekannte zu bekannten oder berechenbaren Variablen werden. Dieses Vorgehen wird als Diskretisierung bezeichnet. Bei der Diskretisierung muss ein Kompromiss zwischen Genauigkeit der Ergebnisse, Gültigkeitsbereich, Rechenaufwand und -dauer eingegangen werden. Die gängigen Verfahren zur numerischen Modellbildung können in drei Gruppen gegliedert werden:

Finite-Differenzen-Methode (FDM)

Um eine numerische Lösung zu ermöglichen, wird mithilfe von Diskretisierung ein numerisches Gitter definiert. In Abb.33 sind Beispiele eines eindimensionalen (1D) und eines zweidimensionalen kartesischen Gitters zur Anwendung der FDM-Methode abgebildet. Jeder Gitterpunkt ist eindeutig durch Koordinatenwerte gekennzeichnet. Als Ausgangspunkt dient die generische Erhaltungsgleichung in Differentialform, die mit einem System linearer algebraischer Gleichungen approximiert wird.

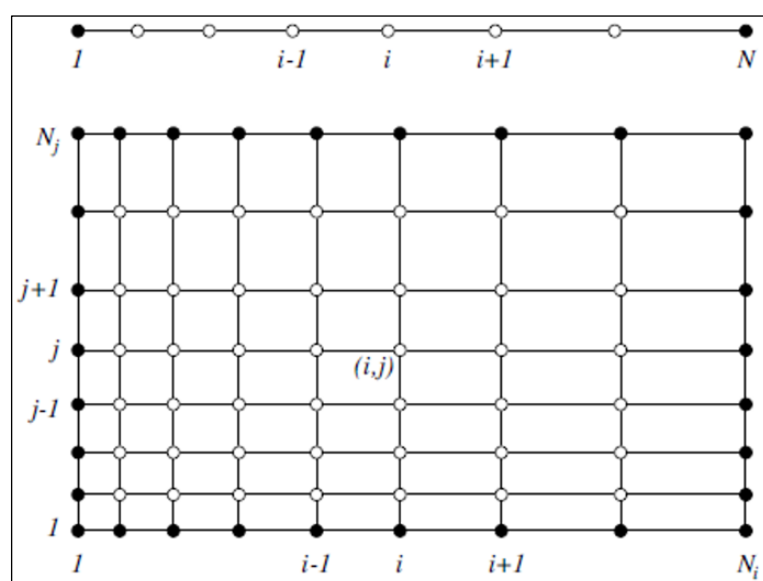


Abb.33: Gitter zur Anwendung der Diskretisierung nach der Finite-Differenzen-Methode (FDM) [55]

Die Variablenwerte in den Gitterpunkten sind die zu ermittelnden Unbekannten, zu deren Bestimmung lösbar Gleichungssysteme aufgestellt werden. Zu diesem Zweck wird jeder Term der Differentialgleichung im entsprechenden Gitterpunkt durch eine Näherung einer finiten Differenz ersetzt. Die Gleichungssysteme stellen dann eine Beziehung zwischen den Variablenwerten nebeneinanderliegender Gitterpunkten her. [55]

Finite-Elemente-Methode (FEM)

Diese Methode basiert auf dem Grundsatz, zu berechnende Körper in einfachere Elemente zu gliedern. Die Anzahl und die Abmessungen der Elemente müssen endlich (finit) sein. Die Lösungen dieser finiten Elemente führt zur Lösung des Gesamtsystems. Die FEM kann auf rein mathematische Modelle, wie auch physikalische Modelle angewendet werden. [56]

Finite-Volumen-Methode (FVM)

Die Finite-Volumen-Methode ist der Finite-Elemente-Methode recht ähnlich. Wie aus der Bezeichnung abzuleiten ist, werden finite Volumina definiert (Abb.34) anstatt Elemente. Bei der Finite-Volumen-Methode bleiben physikalische Größen wie z.B. Masse, Energie und Impuls bei der Diskretisierung erhalten. Deshalb ist die Methode geeignet für Modelle, bei denen z.B. Stoff- und/oder Energieströme die Grenzen der Volumenelemente überschreiten. [57]

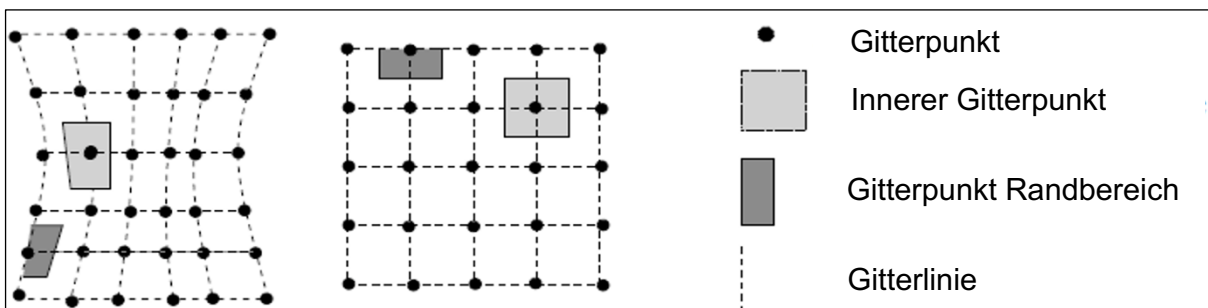


Abb.34: Gitter zur Anwendung der Diskretisierung nach der Finite-Volumen-Methode (FVM) [57a]

2.4.2. Explizites und implizites Lösungsverfahren

Die Gleichungen der Differenzen, der Elemente bzw. Volumen, je nach gewähltem Verfahren, können implizit oder explizit gelöst werden. Die beiden Verfahren unterscheiden sich in der Approximation.

Beim expliziten Verfahren werden Integrale mit der Untersumme approximiert (Abb.35), d.h. die sich aus der Diskretisierung ergebenden Teilergebnisse liegen unterhalb der tatsächlichen Werte (Abb.37, links).

Beim impliziten Verfahren werden Integrale mit der Obersumme approximiert (Abb.36), d.h. die sich aus der Diskretisierung ergebenden Teilergebnisse liegen oberhalb der tatsächlichen Werte (Abb.37, rechts) [58]. Implizites und explizites Verfahren unterscheiden sich nicht in der Genauigkeit, sondern in der Stabilität [59]. Für das explizite Verfahren genügt es in der Regel, wenn ausschließlich Werte vor der Durchführung des

entsprechenden Berechnungsschritt bekannt sind. Mit diesen können die Werte des nachfolgenden Berechnungsschrittes bestimmt werden. Bei impliziten Verfahren werden hingegen teilweise Werte vom Zustand nach Durchführung des Berechnungsschrittes benötigt.

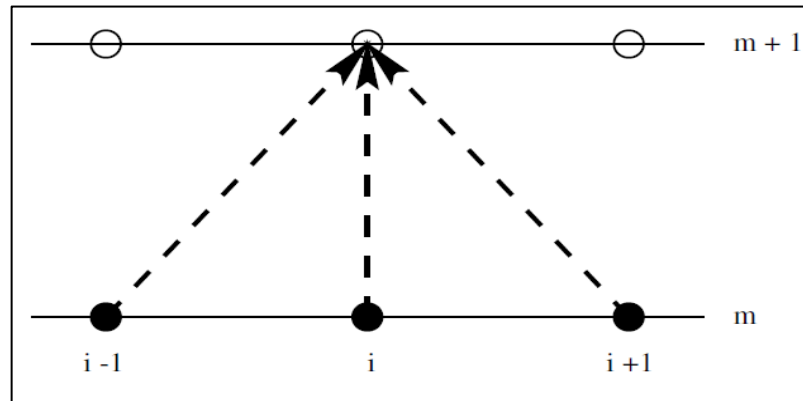


Abb.35: Vorgehen bei explizitem Verfahren [54]

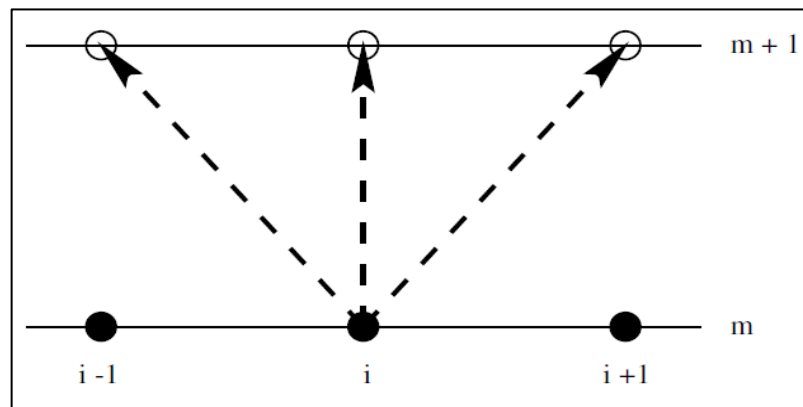


Abb.36: Vorgehen bei implizitem Verfahren [54]

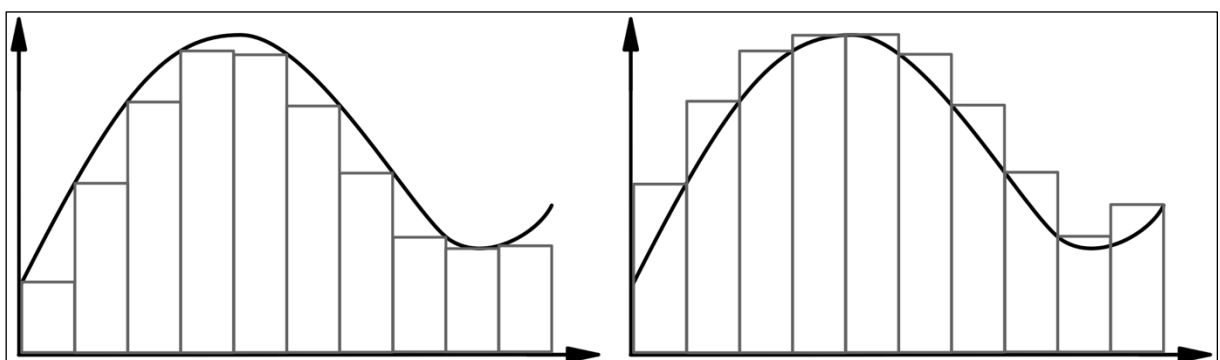


Abb.37: Bildung der Untersumme (links) und der Obersumme (rechts)

2.4.3. Berücksichtigung des Stefan-Problems

Bei der numerischen Berechnung von Be- und Entladevorgängen von Latentwärmespeichern muss das Stefan-Problem berücksichtigt werden, wenn die Wärmespeicherkapazität der erstarrenden bzw. schmelzenden Schicht vernachlässigt werden soll. Durch die Vernachlässigung wird das mathematische Gleichungssystem zur Beschreibung der

Wärmeübertragungsvorgänge und dessen numerische Lösung stark vereinfacht. Gleichzeitig fällt der daraus resultierende Fehler bei Einhaltung der durch das „Stefan-Problem“ definierten Anforderung gering aus.

Das Stefan-Problem beschäftigt sich mit der Wärmeübertragung und dem damit verbundenen Temperaturverlauf durch erstarrende und schmelzende Schichten (Abb.19). Der Fokus bei der Betrachtung liegt auf der Phasenwechselzahl (Ph). Der Kehrwert der Phasenwechselzahl ist die Stefan-Zahl (St). Sie beschreibt das Wärmemengenverhältnis der spezifischen Phasenwechselenthalpie des PCM (h_E) zur spezifischen Wärmemenge des PCM, die aus der spezifischen Wärmekapazität (c_{PCM}) des Aggregatzustandes nach dem Phasenwechsel und dem Betrag der Temperaturdifferenz zwischen PCM und Wärmeträgerfluid (WTF) gebildet wird [26a]:

$$Ph = \frac{h_E}{c_{PCM} \cdot (T_{PCM} - T_{WTF})} \quad (19)$$

Bei der spezifischen Phasenwechselenthalpie des PCM (h_E) im Zähler der Kennzahl handelt es sich um die latente Wärmemenge, die während des Phasenwechsels übertragen wird. Im Nenner der Kennzahl wird die maximale, sensible Wärmemenge beschrieben, die zwischen PCM und WTF übertragen werden kann. Einen Grenzwert für die Phasenwechselzahl zu definieren bedeutet, dass der sensible Wärmeanteil an der Wärmeübertragung in Relation zum latenten Wärmeanteil einen vorgegebenen prozentualen Wert nicht überschreiten darf, damit der sensible Wärmeanteil vernachlässigt werden darf.

In der Literatur wird häufig darauf hingewiesen, dass die Phasenwechselzahl nicht kleiner 7 werden soll [26a]. Es kann jedoch individuell abgewogen werden, wie weit der relative Fehler annehmbar ist. Wird ein Latentwärmespeicher direkt in einen Wärmepumpenkreislauf integriert, erfolgt die Wärmeübertragung zwischen PCM und Kältemittel. Abb.38 zeigt die maximalen Temperaturdifferenzen zwischen beiden Medien in Abhängigkeit der Phasenwechselenthalpie (h_E) und der spezifischen Wärmekapazität (c_{PCM}) des eingesetzten PCM, um den Grenzwert der Phasenwechselzahl von 7 nicht zu unterschreiten. Die Temperaturdifferenzen schwanken in einem breiten Bereich zwischen ca. 5 und 50 °C und zeigen somit eine starke Abhängigkeit von den Stoffeigenschaften des PCM. Eine Phasenwechselzahl von 7 bedeutet, dass der latente Wärmeanteil an der Wärmeübertragung mindestens das Siebenfache des sensiblen Anteils beträgt. Abb.39 zeigt die Phasenwechselzahlen eines PCM in Abhängigkeit der Phasenwechselenthalpie (h_E) und der spezifischen Wärmekapazität (c_{PCM}) bei einer Temperaturdifferenz zwischen PCM und WTF von 3 K. Bei der Auslegung von Latentwärmespeichern ist die Temperaturdifferenz zwischen PCM und WTF ein entscheidender Faktor. Abb.40 stellt die Phasenwechselzahlen eines PCM in Abhängigkeit der Phasenwechselenthalpie (h_E) und der Temperaturdifferenz zwischen PCM und WTF bei einer spezifischen Wärmekapazität des PCM (c_{PCM}) von 2 kJ/(kgK) dar, ein häufiger Wert für gängige PCM wie Paraffine und Salze.

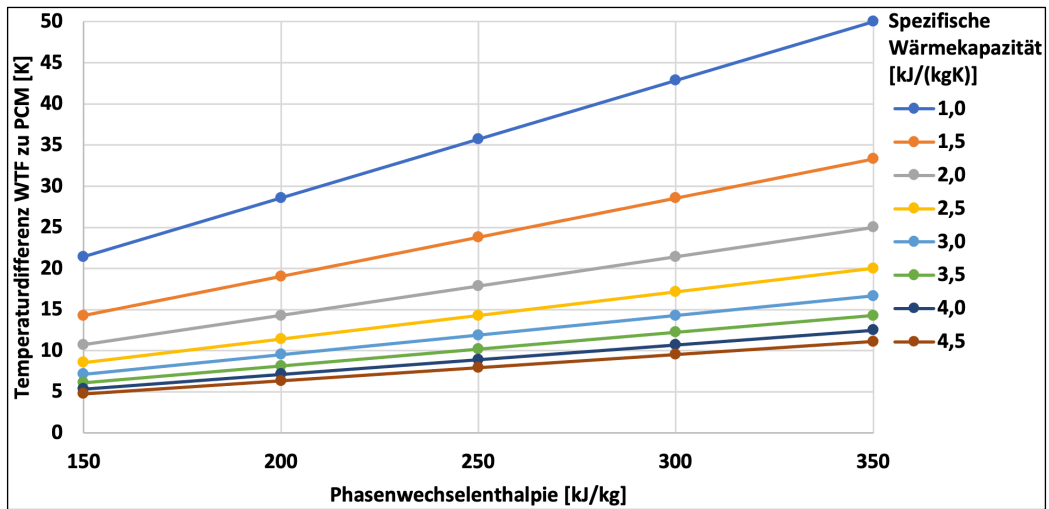


Abb.38: Temperaturdifferenzen zwischen PCM und Wärmeträgerfluid bei einer Phasenwechselzahl von 7

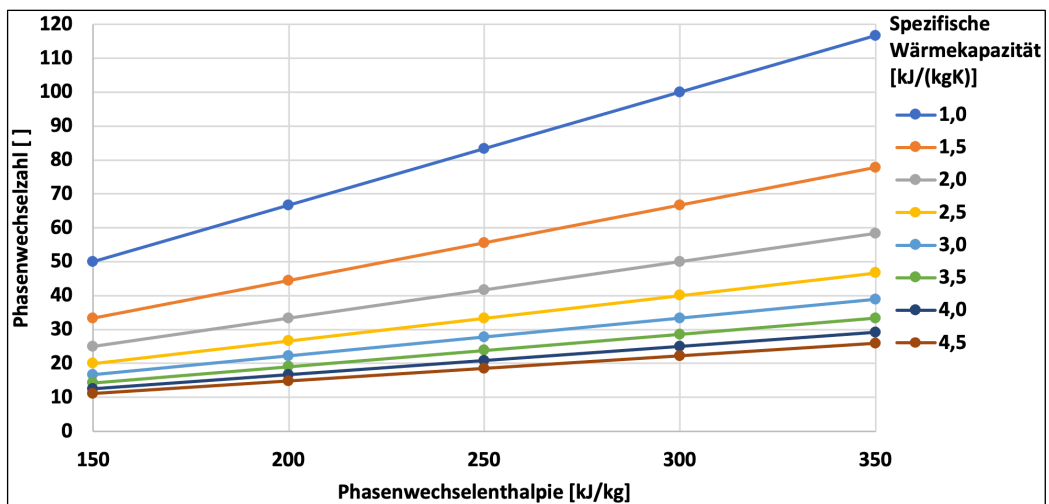


Abb.39: Phasenwechselzahl bei einer Temperaturdifferenz von 3 K zwischen PCM und Wärmeträgerfluid

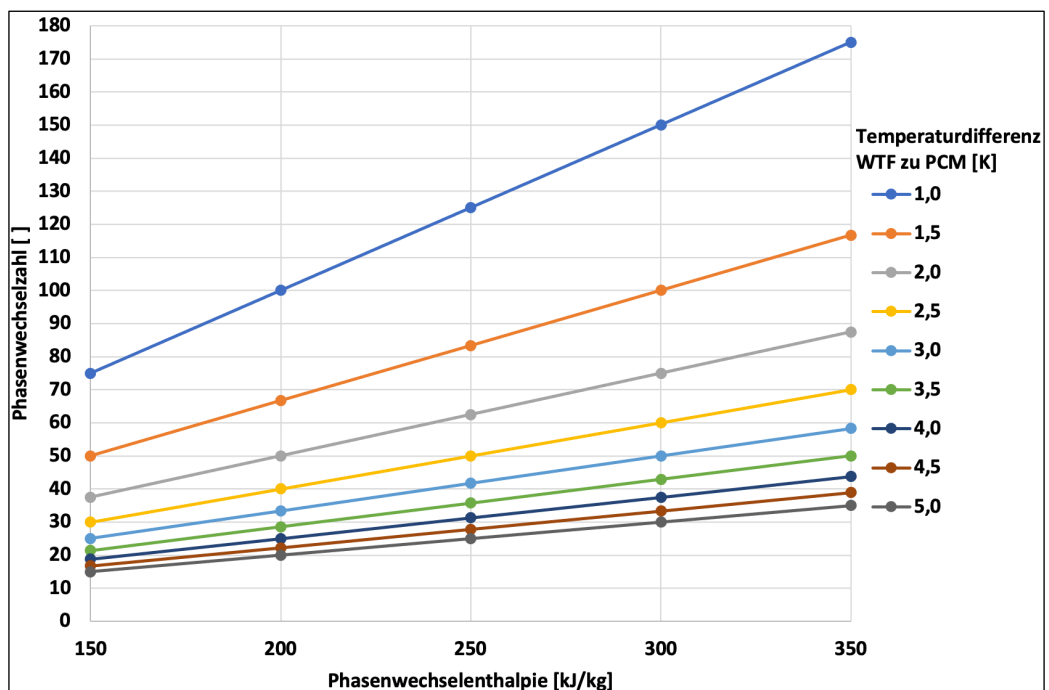


Abb.40: Phasenwechselzahl bei spezifischer Wärmekapazität (c_{PCM}) von 2 kJ/(kgK)

2.4.4. Stand der Forschung

Ein Resultat der thermodynamischen Untersuchungen aus [20] ist ein teilvalidiertes, eindimensionales Simulationsmodell, das die Wärmeübertragungsvorgänge in Latentwärmespeichern als quasistationäre Prozesse über den gesamten Speicher betrachtet. Das Modell wurde in mit der Software Engineering Equation Solver (EES) programmiert und basiert auf folgenden Annahmen [20]:

Phasenwechselmaterial im Latentwärmespeicher

- Kristallisation radial auf der Rohraußenseite
- Homogener Phasenwechsel entlang des Wärmeübertragerrohres
- Konstante Phasenwechseltemperatur

Kältemittel

- Konstante Verdampfungs- und Kondensationstemperatur
- Konstanter Wärmeübergangskoeffizient

Auf dem eindimensionalen Modell aufbauend wurde ein weiteres Modell entwickelt, das die Wärmeübertragungsvorgänge im Speicher in zwei örtlichen Dimensionen betrachtet. Das Rechenprinzip ist in Abb.41 abgebildet.

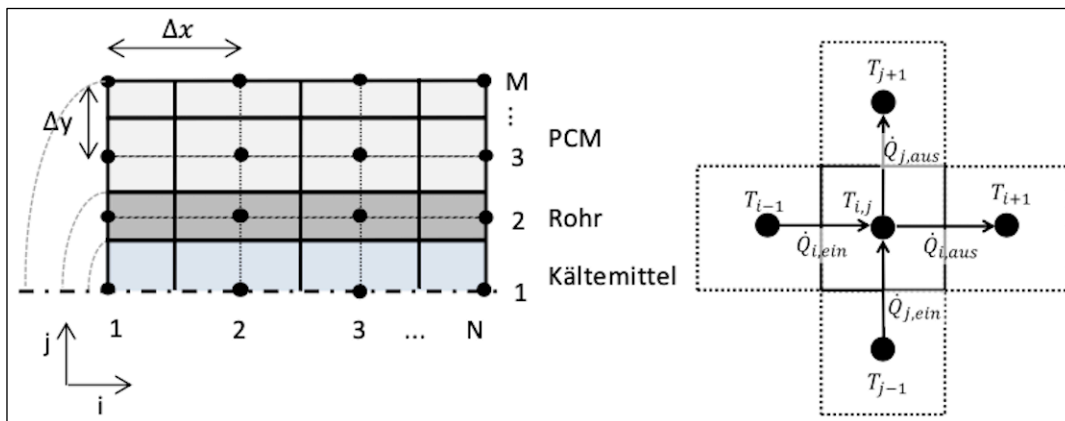


Abb.41: Schema Modell zur Berechnung der örtlich zweidimensionalen Wärmeübertragungsvorgänge in LWS [20]

3. Forschungsbedarf

Latentwärmespeicher bieten großes Potential aufgrund ihrer hohen Energiedichte bei der Phasenwechseltemperatur des eingesetzten Speichermaterials und nutzbarer Synergieeffekte beim Einsatz in Wärmepumpensystemen durch die weitestgehend konstanten Betriebstemperaturen beider Technologien. Sie stehen dabei in Konkurrenz mit herkömmlichen Wärmespeichern, die ohne zusätzlichen Druckhub durch den Kältemittelverdichter mit Wärmepumpensystemen über externe Wärmeträgerkreisläufe kombinierbar sind. Deshalb kommt es bei solchen Systemen durch den Einsatz eines herkömmlichen Wärmespeichers zu keinem negativen Einfluss auf die Arbeitszahl der Wärmepumpe. Bei der Kombination eines Latentwärmespeichers mit einem Wärmepumpensystem zur Bereitstellung von Heizwasser ist nach aktuellem Stand der Technik ein solcher negativer Effekt unvermeidbar. Bei allen am Markt verfügbaren Systemvarianten aus Latentwärmespeicher und Wärmepumpe zur Bereitstellung von Wärmeenergie für die Raumheizung sind zusätzlich Wärmeträgerkreisläufe notwendig, durch die das Druck- und Temperaturniveau der Kondensation im Wärmepumpenkreislauf angehoben werden muss. Dadurch ergeben sich Effizienzeinbußen in Form von Verringerung der Arbeitszahlen der Wärmepumpenprozesse im Vergleich zum Betrieb der Wärmepumpen ohne Speicher.

3.1. Ableitung Forschungslücke

Die Anwendung von Latentwärmespeichern steht in Konkurrenz zu konventionellen Wärmespeichern. Maßgebliche Unterschiede zwischen den beiden Speichersystemen bestehen bezüglich der technischen Umsetzungen. Eine Gemeinsamkeit liegt darin, dass alle Speicher nach aktuellem Stand der Technik als externe Speicher in die Wärmeversorgungssysteme eingebunden werden. In Wasserspeichern z.B. kann das Wärmeträgermedium Heizungswasser direkt auf dem benötigten Temperaturniveau gespeichert werden. Um den Heizungswasserspeicher zu beladen, ist deshalb bei solchen Systemen keine Erhöhung der Kondensationstemperatur im Kondensator der Wärmepumpe notwendig. Reine Phasenwechselmaterialien können nach aktuellem Stand der Technik nicht als Wärmeträgerfluid in Heizkreisen von Wohngebäuden eingesetzt werden. Im festen Zustand würden diese Rohrleitungen, Ventile und Pumpen verstopfen. Latentwärmespeicher können nach aktuellem Stand der Technik mit Hilfe eines zusätzlichen Wärmeträgerkreislaufes zwischen Speicher und Heizungswasserkreis in Wärmepumpensysteme eingebunden werden. Eine direkte Integration von Latentwärmespeichern in den Kältemittelkreislauf von Wärmepumpensystemen ist eine weitere Option, die aktuell Gegenstand der Forschung ist und in der vorliegenden Dissertation aufgegriffen wird.

Abb.42 zeigt die vereinfachten Schaltbilder eines Wärmepumpensystems mit Latentwärmespeicher beim Beladen (links) und beim Entladen (rechts) des Speichers. Der Kondensator der Wärmepumpe erwärmt zur Beladung des Latentwärmespeichers zunächst den zusätzlichen Wärmeträgerkreis. Dieser gibt die Wärme an den

3. Forschungsbedarf

Latentwärmespeicher ab. Damit der Latentwärmespeicher beim Entladen den Heizungsvorlauf des Heizwasserkreis auf das Temperaturniveau erwärmen kann, das mit Wärmepumpenbetrieb ohne Speicher vom Kondensator bereitgestellt werden würde, muss der Kondensator beim Beladen des Latentwärmespeichers ein höheres Temperaturniveau bereitstellen. Im Schema rechts von Abb.42 dargestellt ist die Bereitstellung von Wärmeleistung durch Entladung des Latentwärmespeichers. Der Heizungskreislauf wird direkt beim Durchströmen des Speichers erwärmt. Optional kann parallel zur Wärmebereitstellung aus dem Latentwärmespeicher zusätzliche Wärmeleistung durch den Kondensator bereitgestellt werden. Dazu muss der Wärmepumpenkreislauf in Betrieb sein, wie es in Abb.42 links der Fall ist.

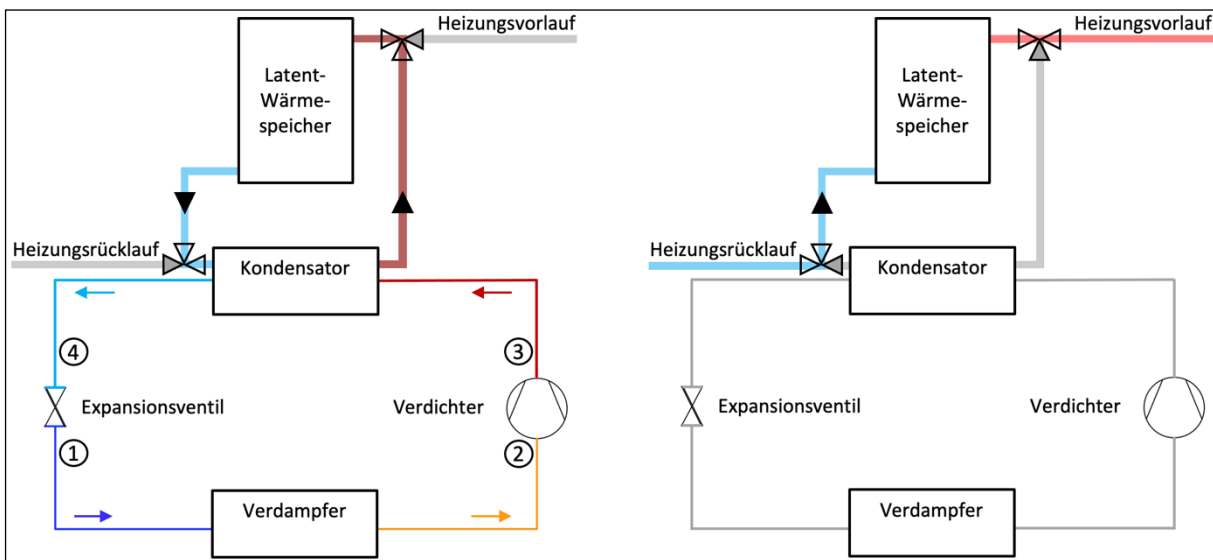


Abb.42: Beladung (links) und Entladung (rechts) eines Latentwärmespeichers in einem Wärmepumpensystem [60]

Abb.43 veranschaulicht, wodurch dieser zusätzliche Temperaturhub der Wärmepumpe notwendig wird. Wie in Kapitel 2.1.1 erläutert, liegt bei einem Wärmepumpenbetrieb ohne Speicher die Kondensationstemperatur des Kondensators in der Regel etwas unterhalb der Temperatur des Heizungsvorlaufes. Damit der beladene Latentwärmespeicher Wärme auf den Heizungsvorlauf übertragen kann, ist eine Temperaturdifferenz zwischen Speicher und Vorlauf notwendig. Um den Latentwärmespeicher auf dieses Temperaturniveau zu bringen, ist bei dessen Beladung wiederum eine Temperaturdifferenz nötig. Das Temperaturniveau zum Beladen des Speichers ist deshalb um diese beiden Temperaturdifferenzen höher, als es beim Wärmepumpenbetrieb ohne Speicher der Fall wäre. Diese zusätzliche Temperaturerhöhung muss durch den Verdichter der Wärmepumpe erbracht werden. Dazu muss der Verdichter einen höheren Kondensationsdruck bereitstellen, was einen zusätzlichen Druckhub bedeutet. Dies wirkt sich negativ auf die Effizienz der Wärmepumpe bzw. auf deren COP aus. Nach aktuellem Stand der Technik und der Forschung existiert kein Konzept, einen Latentwärmespeicher mit einem Wärmepumpensystem zur Bereitstellung von Heizwasser zu kombinieren, ohne dass der Verdichter im Kältemittelkreislauf einen zusätzlichen Druckhub bereitstellen muss. Diese Forschungslücke soll die vorliegende Dissertation schließen.

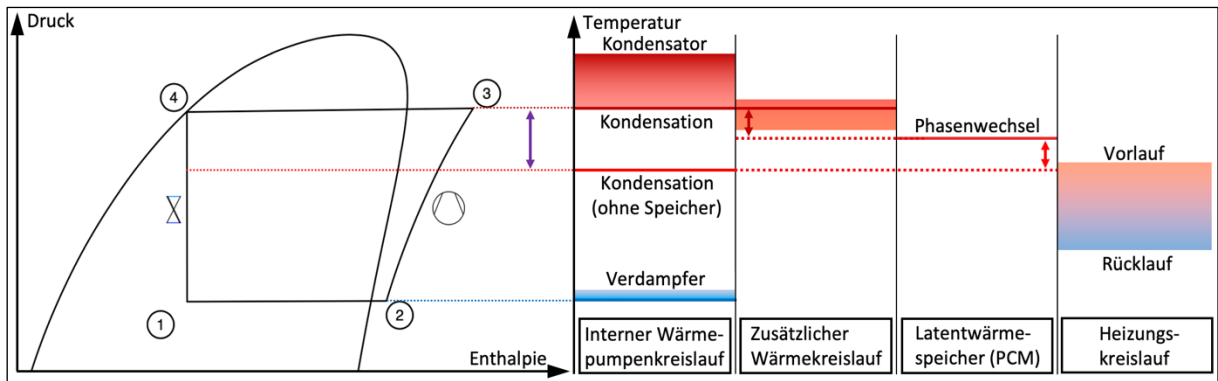


Abb.43: Druck-Enthalpie- und Temperatur-Diagramm eines Wärmepumpensystems mit Latentwärmespeicher [61]

3.2. Aufgabenstellung / Forschungshypothese

Damit das neuartige Wärmepumpensystem netzdienliche Zwecke wie Lastverschiebung und Kappung von Spitzenlasten erfüllen kann, soll ein Latentwärmespeicher integriert werden. Die Integration soll ohne eine zum Be- und Entladen notwendige Erhöhung des Druckes im Hochdruckbereich und der damit einhergehenden Kondensationstemperatur erfolgen, verglichen mit dem Betrieb ohne Speicher. Auf diese Weise soll der Latentwärmespeicher eingebunden werden, ohne negativen Effekt auf die Effizienz, bzw. auf die Arbeitszahl der Wärmepumpe.

3.3. Forschungsstand

Eine wesentliche Ursache für die notwendige Erhöhung der Kondensationstemperatur bei der Einbindung eines Latentwärmespeichers (LWS) in ein Wärmepumpensystem ist der zusätzlich notwendige Wärmeträgerkreislauf, um Wärme vom Kondensator an den Speicher zu übertragen. Auf diesem zusätzlichen Kreislauf kann verzichtet werden, wenn der LWS direkt durch Kondensation des Kältemittels beladen wird. Dazu muss der LWS direkt in den internen Wärmepumpenkreislauf integriert werden. Erfolgt die Beladung auf der ursprünglichen Kondensationstemperatur des Systems ohne Speicher, liegt die Speichertemperatur allerdings unterhalb des Temperaturniveaus vom Vorlaufes des Heizkreises, da zur Wärmeübertragung zwischen Kondensator und LWS eine Temperaturdifferenz notwendig ist. Zum Entladen des LWS steht demnach eine Speichertemperatur zur Verfügung, mit der die Solltemperatur des Heizkreises nicht erreicht werden kann. Aufbauend auf den Erkenntnissen aus [20] soll eine Möglichkeit zur direkten Integration des LWS in den Kältemittelkreislauf einer Wärmepumpe erarbeitet werden, ohne dass ein zusätzlicher Druckhub beim Be- und Entladen des Speichers oder eine Änderung der Vorlauftemperatur des Heizkreises im Vergleich zum Betrieb des Systems ohne Speicher notwendig ist. Bei der Konzeptentwicklung fließen die Erkenntnisse der kaskadierten Einbindung des LWS aus [47] ein.

Zur Entwicklung von Konzeptionsvarianten des neuartigen Systems und deren Dimensionierung ist ein Simulationsmodell ein geeignetes Werkzeug. Unter Berücksichtigung des in [20] entwickelten eindimensionalen Modells zur Auslegung von LWS soll ein zweidimensionales Berechnungsmodell entwickelt werden, das die

Wärmeübertragungsvorgänge zwischen Phasenwechselmaterial und Kältemittel innerhalb des LWS detaillierter abbildet und die Berechnungsergebnisse näher an die Werte des realen Betriebs angleicht. Das zweidimensionale Modell des LWS soll mit der Modellierung der internen und externen Wärmepumpenkreisläufe kombiniert werden. So soll das gesamte System aus Wärmepumpe mit integriertem Latentwärmespeicher berechnet werden können, um Wechselwirkungen zwischen den Komponenten sichtbar zu machen.

3.4. Methodik

Konzept zur Integration eines Latentwärmespeichers auf der Hochdruckseite des internen Kreislaufes einer Wärmepumpe

Ein Konzept zur Integration eines LWS in den Bereich des Hochdruckniveaus eines Kältemittelkreises einer Wärmepumpe wird erarbeitet. Dazu wird eine Analyse aller auftretenden Temperaturniveaus durchgeführt. So soll ein Konzept erarbeitet werden, mit dem trotz der unterhalb der Kondensationstemperatur liegenden Speichertemperatur beim Entladen des Speichers die Vorlauftemperatur des Heizkreises bereitgestellt werden kann, die sich beim Betrieb ohne Speicher einstellt. Die technischen Möglichkeiten zur Umsetzung werden bei diesem ersten Schritt bereits berücksichtigt, damit die Konstruktion einer Versuchsanlage erfolgen kann. Die theoretische Funktionsweise wird erläutert.

Thermodynamische Modellierung des neuartigen Konzeptes

Zur Umsetzung des neuartigen Konzeptes in Form einer Versuchsanlage wird ein thermodynamisches Modell erstellt. Der Fokus liegt auf den Wärmeübertragungsvorgängen innerhalb des Latentwärmespeichers, die zwischen Kältemittel und Speichermaterial ablaufen. Überwiegend findet Wärmeübertragung bei konstanten Temperaturen statt, während beide Medien die Phase wechseln. Das Kältemittel wechselt die Phase zwischen flüssig und gasförmig, das Speichermaterial zwischen fest und flüssig. Hierbei handelt es sich um latente Anteile der Wärmeübertragung. Vor Beginn und nach Abschluss der jeweiligen Phasenwechsel finden Wärmeübertragungsvorgänge mit daraus resultierenden Temperaturänderungen statt. Diese sensiblen Anteile werden ebenfalls im Berechnungsmodell berücksichtigt. Kältemittelseitig findet durch den Phasenwechsel eine Änderung der Strömungsform während des Durchfließens des Speichers statt. Diese Änderung wirkt sich auf die Wärmeübertragung und den Druckverlust aus und wird deshalb örtlich diskretisiert berücksichtigt. Darüber hinaus werden unterschiedliche Betriebscharakteristiken zum Anlagenbetrieb in den Simulationsrechnungen anwendbar sein.

Planung, Konstruktion und Aufbau einer Versuchsanlage

Mit Hilfe des zuvor erstellten zweidimensionalen Berechnungsmodells wird eine Versuchsanlage konzipiert. Schwerpunkt bildet die Konstruktion des Latentwärmespeichers. Die Planung wird die systemtechnische Anordnung der Bauteile, sowie eine automatisierte Steuerung des neuen Systems umfassen. Das neue System wird auf einer marktüblichen Wärmepumpe basieren, die vor der Modifizierung vermessen wird. Anschließend wird die Anlage zerlegt. Die daraus genutzten Teile sowie der eigens angefertigte LWS werden in ein Gestell integriert. Die für die Konzeptumsetzung benötigten, zusätzlichen Bauteile wie Wärmeübertrager, Ventile, Steuerelemente und Rohrleitungen werden ergänzt, bevor die Komponenten miteinander kombiniert werden. Im Zuge des Aufbaus werden darüber hinaus Messinstrumente installiert.

Funktionsnachweis des neuartigen Konzeptes

Mit Hilfe experimenteller Untersuchungen wird der Funktionsnachweis des neuartigen Konzeptes erbracht. Es wird überprüft, ob ein zusammenhängender Zyklus aus direkt aufeinander folgender Be- und Entladung des Latentwärmespeichers ohne Änderung des Kondensationsdruckes im Vergleich zum Betrieb ohne Speicher durchgeführt werden kann. Auf diese Weise wird nachgewiesen, dass kein zusätzlicher Druckhub über den Zyklus notwendig wurde, bedingt durch die Integration des LWS. Die Messwerte der elektrischen und thermischen Leistungen, sowie der relevanten Drücke und Temperaturen dieses Zyklus werden detailliert analysiert, um systemtypische Eigenschaften und Wechselwirkungen aufzuzeigen. Unter anderem kann so die systemspezifische Betriebscharakteristik des neuartigen Systems gezeigt werden.

Auswertung von Arbeitszahlen (Coefficient of performance, kurz: COP)

Nach erbrachtem Funktionsnachweis werden Versuchsreihen unter Laborbedingungen durchgeführt, mit denen die Leistungsfähigkeit und die Effizienz des neuen Systems analysiert werden. Dazu werden zwei Varianten der Arbeitszahl des Wärmepumpensystems ausgewertet. Bei einer Variante handelt es sich um die standardmäßig herangezogene Arbeitszahl zur Bewertung von Wärmepumpen, die thermische Heizleistung und aufgenommene elektrische Leistung ins Verhältnis setzt. Die erweiterte Variante berücksichtigt darüber hinaus die thermische Leistung des Latentwärmespeichers, die bei Beladung des Speichers als zusätzliche Last zur Heizleistung addiert und bei Entladung des Speichers als Nutzleistung von der Heizleistung subtrahiert wird. Zum einen soll so der Nachweis erbracht werden, dass die Einbindung des Latentwärmespeichers sich nicht negativ auf die Effizienz der Wärmepumpe ausgewirkt. Zum anderen soll an den zeitlichen Verläufen der Werte der Arbeitszahlen sichtbar werden, dass die Anlage netzdienliche Zwecke erfüllen kann.

Validierung des thermodynamischen Modells

Die gesammelten Messdaten erlauben die Verbesserung und Validierung des thermodynamischen Modells. Dazu werden Ergebnisse aus dem Versuchsbetrieb der Anlage mit Prognosen aus Berechnungen des Simulationsmodells verglichen.

Pilotinstallation der Versuchsanlage unter realen Bedingungen

Die Ergebnisse der Versuchsreihen unter Laborbedingungen werden durch einen Praxistest unter realen Bedingungen ergänzt. Dazu wird das neue Heizsystem in einem Gebäude installiert und dort betrieben. Der Anlagenbetrieb wird analysiert, um die im Labor gewonnenen Erkenntnisse mit denen aus der praktischen Anwendung zu bestätigen.

4. Wärmetechnisches Konzept

Zu Beginn dieses Kapitels wird das neuartige Konzept zur Integration des Latentwärmespeichers in den internen Kreislauf einer Wärmepumpe erarbeitet. Der Aufbau, die Funktionsweise, die Schaltungsmöglichkeiten und die Betriebsstrategien des neuartigen Konzeptes werden vorgestellt. Der Schwerpunkt liegt jeweils auf den Be- und Entladevorgängen des Latentwärmespeichers. Es folgt die Betrachtung der in der Kaskade platzierten Kapillare. Das neuartige Kaskadenkonzept weist eine systemspezifische Betriebscharakteristik auf, deren Merkmale anschließend aufgezeigt und erklärt werden. Zur Bewertung und zum Nachweis der Forschungshypothese werden Kennzahlen des neuen Systems definiert. Zur Dimensionierung des neuen Wärmepumpensystems, speziell zur Konstruktion des Latentwärmespeichers mit innenliegendem Wärmeübertrager, folgt die Entwicklung eines Berechnungsmodells, das die Vorgänge des Gesamtsystems ganzheitlich abbilden kann. Nach der Auswahl einer passenden Methodik wird das Funktionsprinzip und die generelle Ablaufmethodik des Berechnungsmodells erläutert. Anschließend werden die Berechnungen zur Dimensionierung des Speichers durchgeführt. Betrachtet werden die beiden Grenzfälle des schnellen und des langsamen Beladens des Speichers. Im Anschluss werden die Berechnungsergebnisse analysiert und diskutiert. Die in der Beschreibung des Kaskadenkonzeptes vorgestellte systemspezifische Betriebscharakteristik wird anhand der Berechnungsergebnisse verdeutlicht.

4.1. Kaskadenkonzept

Wie in Kapitel 3.1. ausgeführt und anhand Abb.43 verdeutlicht wurde, resultiert die notwendige Erhöhung des Kondensationsdrucks bei der Einbindung eines Latentwärmespeichers (LWS) in ein Wärmepumpensystem nach Stand der Technik maßgeblich durch den zusätzlich notwendigen Wärmeträgerkreislauf. Deshalb kommt ein solcher Kreislauf in neuen Anlagenkonzept nicht zum Einsatz, denn das neue System soll ohne diese zusätzliche Druckerhöhung arbeiten. Durch Kondensation des Kältemittels direkt im LWS wird dieser zusätzliche Wärmeträgerkreislauf überflüssig. Der LWS soll Wärme an einen Heizwasserkreis übertragen. Deshalb erfolgt die Integration des LWS direkt hochdruckseitig in den internen Wärmepumpenkreislauf.

4.1.1. *Integration des Latentwärmespeichers in den Wärmepumpenkreislauf*

Die neue Anlage soll beim Be- und Entladen des LWS im Hochdruckbereich des Kältemittelkreislaufes das Kondensationsdruckniveau eines vergleichbaren Systems ohne Speicher aufweisen. Wie in Kapitel 2.3.2 beschrieben, ist zum Beladen des LWS mit einem Wärmeträgerfluid eine Temperaturdifferenz zwischen diesem Fluid und dem Speicher material notwendig. Daraus ist zu schließen, dass selbst bei Beladung des LWS mit dem maximalen Temperaturniveau des Kondensators, die Temperatur des LWS in geladenem Zustand unterhalb dieses Niveaus liegt. Auf diesem Temperaturniveau ist es durch den alleinigen Einsatz des LWS nicht möglich den Heizungsvorlauf auf die Solltemperatur

aufzuheizen. Die maximale, direkt durch den LWS bereitstellbare Heizungsvorlauf-temperatur würde unterhalb dieser geforderten Solltemperatur liegen. Dieser Umstand ist für praktische Anwendungen nicht akzeptabel. Es wäre technisch möglich, den LWS durch die alleinige Nutzung der Heißgasenthitzung auf ein entsprechend benötigtes, höheres Temperaturniveau zu heben. Bei einer solchen technischen Lösung würde durch Abkühlung des Kältemittels nur dessen sensibler Wärmeanteil an den LWS übertragen. Der latente Wärmeanteil, der bei Phasenwechsel des Kältemittels übertragen werden kann, würde in einem solchen Konzept ungenutzt bleiben. Diese Art von Lösungsansatz wird vernachlässigt. Zum einen ist der sensible Wärmeanteil in Relation zum latenten Anteil der kleinere, zum anderen würde sich die Arbeitszahl (COP) der Wärmepumpe verringern, da bei gleichbleibendem Kältemittelmassenstrom und damit Elektrizitätseinsatz dem Kältemittel weniger Wärmemenge entnommen werden könnte. Die Aufgabenstellung sieht jedoch vor, dass die Integration des LWS ohne Verminderung des COP erfolgen soll.

Das Temperaturniveau des LWS im geladenen Zustand ist somit gegeben, es liegt unterhalb der Heizungsvorlauf- und der Kondensationstemperatur. Beim Entladevorgang des LWS muss sichergestellt sein, dass die Heizungsvorlauf-temperatur erreicht wird. Der LWS wird deshalb zur Vorwärmung des Heizungsrücklaufs eingesetzt. Anschließend wird der vorgewärmte Rücklauf im Kondensator auf die gewünschte Vorlauf-temperatur erhitzt. Da die beiden Wärmeübertragungsvorgänge der Vorwärmung und die Erhitzung auf die Solltemperatur auf verschiedenen Temperaturniveaus ablaufen, wird ein zweiter Kondensator eingesetzt. Der schematische Aufbau des neuen Systems sowie die Funktionsprinzipien beim Beladen und Entladen des Speichers werden nachfolgend erläutert [62]:

Abb.44 und Abb.47 zeigen den konzeptionellen Aufbau des neuen Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher. Der ursprüngliche Kondensator wird durch einen Latentwärmespeicher und zwei Kondensatoren ersetzt. Die beiden eingesetzten Kondensatoren weisen jeweils eine geringere Auslegungsleistung auf als der ursprüngliche Kondensator. Je nach Betriebsmodus werden die Komponenten unterschiedlich miteinander verschaltet. Zur Einstellung der anzuwendenden Schaltung werden Steuerelemente in die Kältemittelleitungen eingesetzt.

Beim Beladen des LWS werden die beiden Kondensatoren und der Speicher parallel verschaltet und mit dem vom Verdichter bereitgestellten Heißgasstrom angeströmt (Abb.44). In den drei Bauteilen kondensiert das Kältemittel nach der Heißgasenthitzung auf dem ursprünglichen Kondensationsdruckniveau des unmodifizierten Wärmepumpenkreislaufes. Der Heizwasserkreis durchströmt beide Kondensatoren ebenfalls parallel. So profitieren beide Kondensatoren von der Rücklauf-temperatur, die heizwasserseitig die niedrigste Temperatur darstellt.

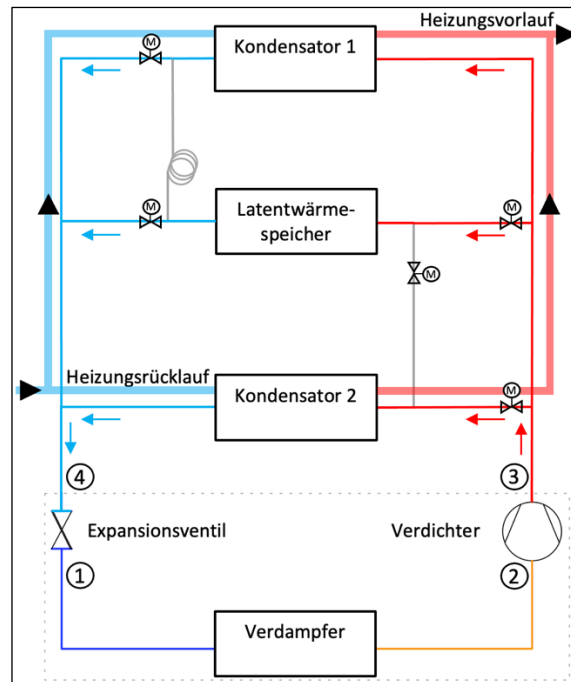


Abb.44: Schematischer Aufbau und Funktionsprinzip des neuen Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher beim Beladen des Latentwärmespeichers bei gleichzeitigem Heizen [62]

Der Kreisprozess des Kältemittels entspricht dem in Kapitel 2.1.1 erläuterten Prozess der unmodifizierten Wärmepumpe:

- 1 → 2: Verdampfung unter Wärmeaufnahme aus einer externen Quelle
- 2 → 3: Verdichtung vom Nieder- auf das Hochdruckniveau
- 3 → 4: Kondensation unter Wärmeabgabe an den Heizkreis und den LWS
- 4 → 1: Expansion vom Hoch- auf das Niederdruckniveau

Nach der Wärmeaufnahme durch die Verdampfung des Kältemittels im Verdampfer (Zustandspunkt (ZP) 1 nach 2) wird es im Verdichter auf den benötigten Kondensationsdruck komprimiert (ZP 2 nach 3). Die Wärmeabgabe unter Kondensation des Kältemittels (ZP 3 nach 4) erfolgt parallel in beiden Kondensatoren und dem LWS, der Kältemittelstrom teilt sich auf diese Bauteile auf. Durch die Entspannung mittels Expansionsventil wird das Kältemittel auf den Ausgangszustand des Kreislaufes gebracht (ZP 4 nach 1).

Abb.45 zeigt das Druck-Enthalpie-Diagramm dieses Kreislaufes, mit dem die beiden Kondensatoren und der LWS parallel versorgt werden. Die Temperaturskala dient der Einordnung der Temperaturniveaus des LWS, der Verdampfung, der Kondensation sowie des Heizungsrück- und Heizungsvorlaufs. Die eingezeichneten Temperaturniveaus von Verdampfung und Kondensation gelten lediglich im Zwei-Phasen-Gebiet des Kältemittels, nicht im Bereich überhitzten Gases, in dem die Druckerhöhung durch den Verdichter stattfindet. Wie zuvor beschrieben, liegt das Temperaturniveau des geladenen Latentwärmespeichers unterhalb der Kondensationstemperatur innerhalb der beiden Kondensatoren. Die Temperaturdifferenz zwischen den Phasenwechseltemperaturen von Kältemittel und Speicher material beträgt nur wenige Grad. Diese Temperaturdifferenz genügt jedoch, dass Wärmeübertragung zwischen den beiden Medien stattfinden kann.

4. Wärmetechnisches Konzept

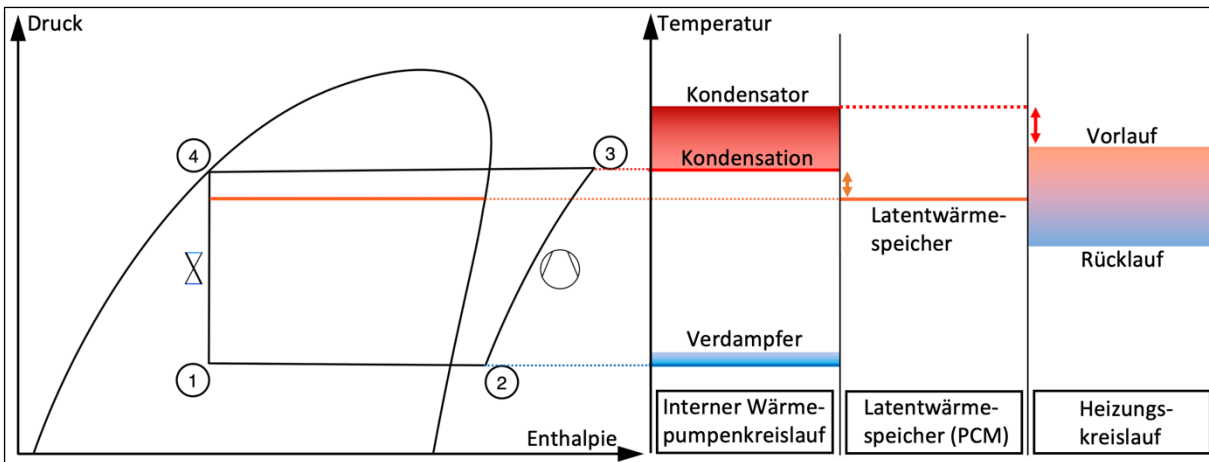


Abb.45: Druck-Enthalpie-Diagramm des modifizierten Kältemittelkreislaufes des neuen Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher beim Beladen des Latentwärmespeichers [62]

Abb.46 zeigt die beiden Betriebsmodi, in denen die beiden Kondensatoren und der LWS statt parallel jeweils einzeln mit Kältemittel durchströmt werden. Die in der Abbildung linke Schaltung ermöglicht das alleinige Beladen des LWS, ohne dass Wärme an den Heizwasserkreis übertragen wird. Die Kondensation des Kältemittels findet ausschließlich im LWS statt. Das in der Abbildung rechte Schema zeigt das alleinige Aufheizen des Heizwasserkreises mit Hilfe der beiden parallel durchströmten Kondensatoren, ohne dass der LWS beladen wird. Die Kondensation des Kältemittels findet ausschließlich in den beiden Kondensatoren statt. Bei beiden Betriebsarten handelt es sich um den Kältemittelkreislauf der unmodifizierten Wärmepumpe.

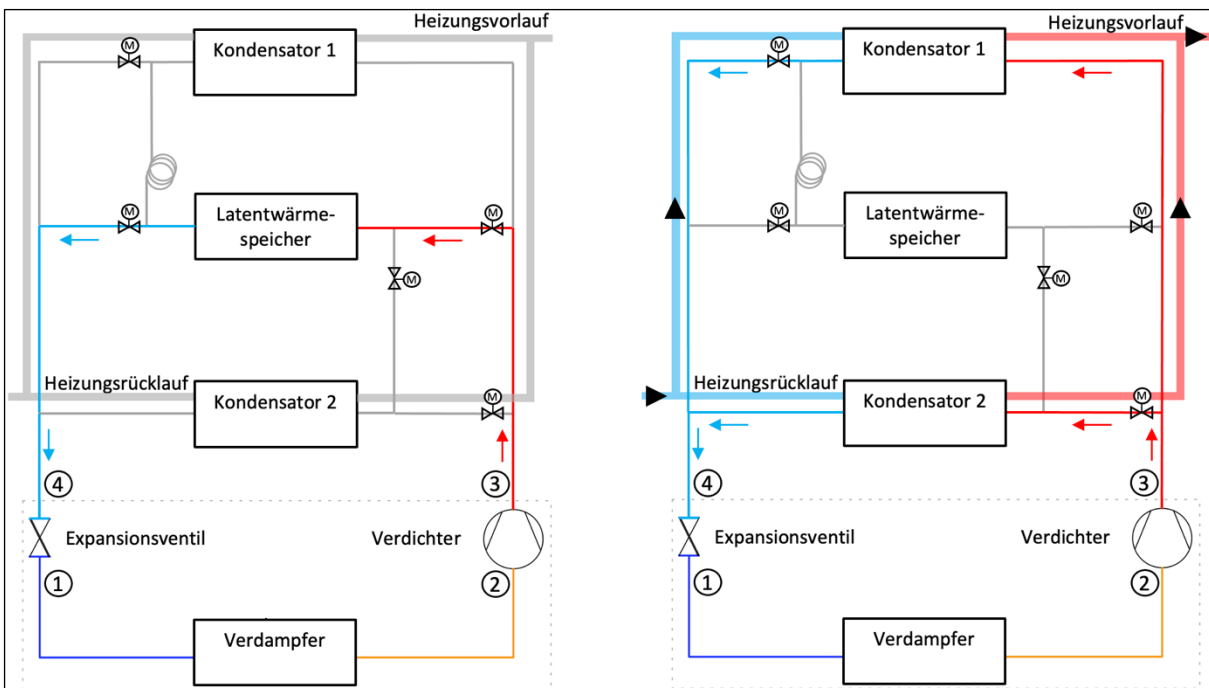


Abb.46: Schematischer Aufbau und Funktionsprinzip des neuen Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher zum alleinigen Beladen des Latentwärmespeichers (links) und alleinigen Heizen (rechts) [62]

Beim Entladen des LWS werden die beiden Kondensatoren und der Speicher seriell zu einer Kaskade verschaltet. Das vom Verdichter zirkulierte Kältemittel durchströmt zunächst Kondensator 1, danach den LWS und anschließend Kondensator 2 (Abb.47). In Kondensator 1 herrscht kältemittelseitig das ursprüngliche Kondensationsdruckniveau des unmodifizierten Wärmepumpenkreislaufes. Im LWS und in Kondensator 2 sind Druck- und Temperaturniveau niedriger. Der Heizwasserkreis durchströmt die beiden Kondensatoren deshalb seriell. Der Heizungsrücklauf fließt durch Kondensator 2 und wird dabei vorgewärmt. Anschließend wird der vorgewärmte Heizwasserstrom in Kondensator 1 auf die Solltemperatur des Heizungsvorlauf erhitzt.

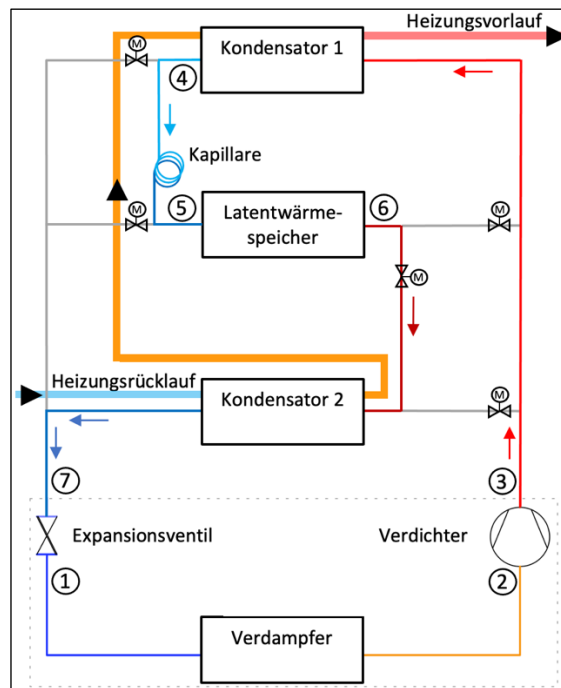


Abb.47: Schematischer Aufbau und Funktionsprinzip des neuen Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher beim Entladen des Latentwärmespeichers bei gleichzeitigem Heizen [62]

Der modifizierte Kältemittelkreislauf läuft wie folgt ab:

- 1 → 2: Verdampfung unter Wärmeaufnahme aus einer externen Quelle
- 2 → 3: Verdichtung vom Nieder- auf das Hochdruckniveau
- 3 → 4: Kondensation auf Hochdruckniveau zur Wärmeabgabe an den Heizkreis
- 4 → 5: Expansion vom Hoch- zum Zwischendruckniveau
- 5 → 6: Verdampfung unter Wärmeaufnahme aus dem LWS
- 6 → 7: Kondensation auf Zwischendruckniveau zur Wärmeabgabe an den Heizkreis
- 7 → 1: Expansion vom Zwischen- auf das Niederdruckniveau

Nach der Wärmeaufnahme durch die Verdampfung des Kältemittels im Verdampfer (ZP 1 nach 2) wird es im Verdichter auf den im Kondensator 1 benötigten Druck komprimiert (ZP 2 nach 3). Im Kondensator 1 wird das Kältemittel zunächst enthitzt und anschließend vollständig kondensiert (ZP 3 nach 4), um Wärme an der vorgewärmten Heizwasserstrom abzugeben. Während der Durchströmung der Kapillare wechselt das Kältemittel vom

Hoch- zum Zwischendruckniveau (ZP 4 nach 5), das sich durch die Integration des LWS und des Kondensator 2 als drittes Druckniveau im Kreislauf ausbildet. Auf diesem Zwischendruckniveau durchströmt das Kältemittel den LWS und wird unter Wärmeaufnahme aus dem Speicher ein zweites Mal innerhalb eines Kältemittelumlaufs verdampft (ZP 5 nach 6). Mit Hilfe von Kondensator 2 wird das Kältemittel vollständig kondensiert (ZP 6 nach 7) und der Heizwasserkreis mit der dabei abgegebenen Wärme vorgewärmt. Durch die Entspannung mittels Expansionsventil wird das Kältemittel auf den Ausgangszustand des Kreismittelaufes gebracht (ZP 7 nach 1).

Abb.48 zeigt diesen Kreislauf im Druck-Enthalpie-Diagramm. Die Temperaturskala dient der Einordnung der Temperaturniveaus des LWS, der Verdampfung, der Kondensation sowie des Heizungsrück- und Heizungsvorlaufs. Eine Kapillare trennt die beiden unterschiedlichen Druckniveaus, die sich in den beiden Kondensatoren einstellen. Wie in Kapitel 2.1.4 erläutert, ist der Kondensationsdruck eines Kondensators abhängig von den Ein- und Austrittstemperaturen des ihn durchströmenden Kältemittels und Heizwassers.

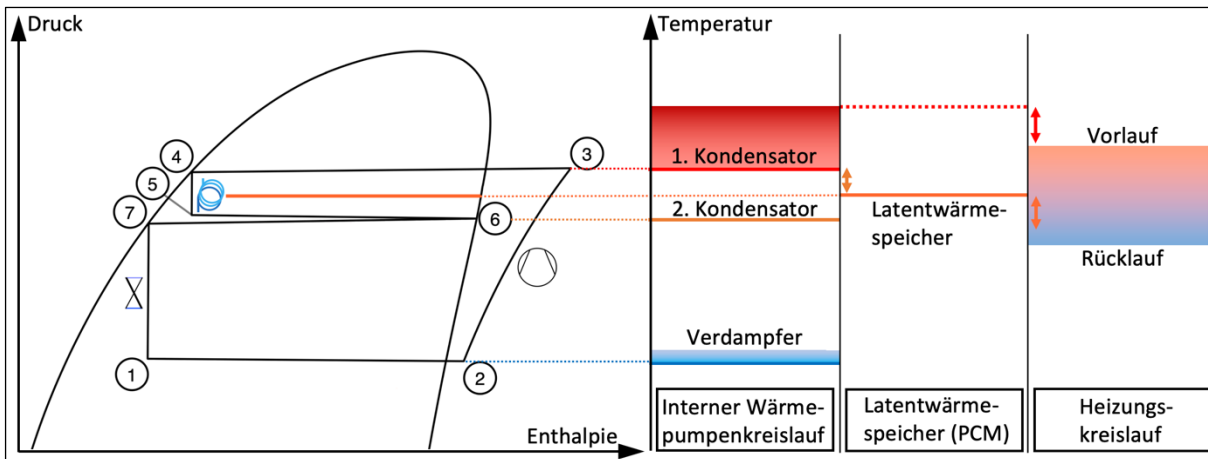


Abb.48: Druck-Enthalpie-Diagramm des modifizierten Kältemittelkreislaufes des Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher beim Entladen des Latentwärmespeichers [62]

In Kaskadenschaltung sind die heizwasserseitige Rücklauf- und Zwischentemperatur für Kondensator 2 sowie Zwischen- und Vorlauftemperatur für Kondensator 1. Diese Temperaturen resultieren aus dem Gleichgewicht der Wärmeübertragungsvorgänge innerhalb der beiden Kondensatoren und des LWS. Die vom LWS auf das Kältemittel übertragene thermische Leistung ist entscheidend für die in Kondensator 2 an den Heizwasserkreislauf abgegebene Wärmeleistung ($\dot{Q}_{\text{Kondensator 2}}$). Abhängig von dieser Wärmeleistung stellt sich die Zwischentemperatur des Heizwassers ein. Diese Zwischentemperatur prägt heizwasserseitig zusammen mit der Rücklauftemperatur den Kondensationsdruck von Kondensator 2 und zusammen mit der Vorlauftemperatur den Kondensationsdruck von Kondensator 1. Mit dieser Zwischentemperatur (T_Z) ergibt sich außerdem der Anteil der Vorwärmung ($\text{Anteil}_{\text{Vorwärmung}}$) vom Kondensator 2 an der Spreizung zwischen Rücklauftemperatur (T_{RL}) und Vorlauftemperatur (T_{VL}):

$$\text{Anteil}_{\text{Vorwärmung}} = \frac{T_Z - T_{RL}}{T_{VL} - T_{RL}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Kondensator 2}}}{\dot{Q}_{\text{Kondensator 1}} + \dot{Q}_{\text{Kondensator 2}}} \quad (20)$$

Kältemittelseitig sind die Temperaturen der ZP 3 und 4 (Kondensator 1) und die Temperaturen der ZP 6 und 7 (Kondensator 2) ausschlaggebend für die Wärmeleistungen der Kondensatoren. Unter der Annahme vollständiger Kondensation ohne Unterkühlung sind die Temperaturen der ZP 4 und 7 an den Austritten der beiden Kondensatoren durch den jeweiligen Kondensationsdruck bestimmt. Wie in Kapitel 2.1.1. beschrieben, sind für die Temperatur in ZP 3 die Betriebsbedingungen der Verdichtung und die Heißgasüberhitzung des eingesetzten Kältemittels maßgeblich. ZP 6 und damit die Eintrittstemperatur in den Kondensator 2 hängt von der thermischen Leistung des LWS und den ihn durchströmenden Kältemittelmassenstrom ab. Ist die Wärmeleistung des LWS größer als notwendig, um den Kältemittelmassenstrom vollständig zu verdampfen, kann das verdampfte Kältemittel anschließend maximal bis zur Temperatur des PCM überhitzt werden. Andersfalls liegt ZP 6 auf der Taulinie oder innerhalb des Zweiphasengebietes und die Temperatur entspricht der Verdampfungstemperatur des Kältemittels. Die Verdampfungstemperaturen in den ZP 6 und 7 unterscheiden sich lediglich durch den Druckverlust, der aus der Durchströmung des Kältemittels von Kondensator 2 resultiert.

Das Druckniveau der Kondensation bewegt sich folglich in einem engen Bereich. Wenn erwähnt wird, dass sich das Druckniveau nicht erhöhen soll, geht es nicht um die Variation innerhalb dieses engen Bereiches bedingt durch das zuvor beschriebene Gleichgewicht der Wärmeübertragungsvorgänge.

Bei der Auswahl des PCM ist darauf zu achten, dass der Temperaturbereich des Schmelzvorganges unterhalb der Kondensationstemperatur von Kondensator 1 und oberhalb der Kondensationstemperatur von Kondensator 2 liegt, die sich bei der Entladung des LWS einstellen. So werden die Temperaturdifferenzen sichergestellt, die zwischen dem Speichermaterial und den Kondensationstemperaturen vorhanden sein müssen, damit Wärmeübertragung zwischen Kältemittel und PCM stattfinden kann. Die Differenz zu Kondensator 1 wird zum Beladen, die zu Kondensator 2 zum Entladen des LWS benötigt. Zu beachten ist dabei, dass die Kondensationstemperatur von Kondensator 1 aufgrund der Heißgasüberhitzung des Kältemittels bei Eintritt in den Kondensator unterhalb der Vorlauftemperatur des Heizkreises liegen kann, wie in Kapitel 2.1.1. erläutert.

Die Temperaturspreizung zwischen Rücklauf und Vorlauf des Heizwasserkreislaufs muss ausreichend groß ausgelegt werden, dass die Wärmeübertragungsvorgänge der neuartigen Kondensator-Latentwärmespeicher-Kondensator-Kaskade darin ablaufen können. Der für die Kaskade benötigte Temperaturbereich ergibt sich aus den für die Wärmeübertragungen notwendigen Temperaturdifferenzen zwischen PCM und Kältemittel sowie dem Temperaturbereich des Phasenwechsels des gewählten PCM. Ein engerer Temperaturbereich für den Phasenwechsel des Speichermaterials ist demnach vorteilhaft für das Kaskadenkonzept, da die Heizwasserspreizung kleiner ausgelegt werden kann oder bei einer festen Spreizung mehr Temperaturdifferenz für die Wärmeübertragungsvorgänge zur Verfügung steht.

4.1.2. Kapillare

Wie zuvor beschrieben sorgt eine Kapillare für die Trennung von Hoch- und Zwischen-druckniveau der Kaskadenschaltung. Kapillaren werden üblicherweise in Geräten mit geringer Kälteleistung, z.B. in Kühlschränken, zwischen Kondensator und Verdampfer eingesetzt, um die Drucktrennung zwischen Hoch- und Niederdruckniveau sicherzustellen. Es handelt sich dabei um rein mechanische Bauteile, denen weder elektrische noch thermische Leistung zugeführt wird und die dennoch eine Regelfunktion übernehmen. Kapillaren stellen damit eine Alternative zu elektronisch geregelten Expansionsventilen dar. Üblicherweise werden Kapillaren in Geräten eingesetzt, die weitestgehend gleichbleibende Betriebsbedingungen aufweisen. Die Auslegung der Kapillare kann in diesen Fällen nach Nennlast erfolgen. Für den Einsatz einer Kapillare in Geräten mit dynamischem Betrieb, bei dem sich die Bedingungen nicht vernachlässigbar ändern, ist die Auslegung komplex. Der gesamte Druckverlust in einer Kapillare ergibt sich aus der Summe mehrerer Druckverluste beim Einlauf, Durchströmen und Auslauf des Kapillarrohres. Über diesen Verlauf treten unterschiedliche Strömungsformen auf, die bei Änderung der Betriebsbedingungen ständig variieren. Es gibt bisher keine Formel und kein Simulationsmodell, um Kapillaren im dynamischen Betrieb zu berechnen. Es gibt darüber hinaus keinen Ansatz, der für alle durch Druckdifferenz und Kältemittelmassenstrom definierte Betriebsbedingungen gültig ist. Für die unterschiedlichen Betriebszustände existieren jeweils empirische Ansätze und Korrelationen. Die praktische Auslegung erfolgt aktuell häufig über Versuche. [63-65]

Die Druckdifferenz zwischen Ein- und Austritt einer Kapillare wird maßgeblich durch Kondensations- und Verdampfungsdruck bestimmt. Für einen statischen Betrieb werden Länge und Durchmesser so gewählt, dass sich der durch die Auslegungsleistung bestimmte Kältemittelmassenstrom einstellt. Im Betrieb strömt das Kältemittel dann gesättigt oder leicht unterkühlt aus dem Kondensator kommend in die Kapillare ein. Durch den Druckverlust, der aus der Durchströmung der Kapillare resultiert, erreicht das Kältemittel zunächst Sättigungszustand, wenn Unterkühlung vorlag. Mit fortlaufender Durchströmung beginnt das Kältemittel zu verdampfen. Mit steigendem Dampfanteil fällt die Dichte und steigt die Strömungsgeschwindigkeit, was zu größer werdendem Druckverlust führt. Das Kältemittel tritt mit dem bei isenthalper Entspannung entstehenden Dampfgehalt aus der Kapillare aus.

Bei Einsatz einer Kapillaren unter dynamischen Betriebsbedingungen gilt dieses Verhalten nur für einen sehr engen Bereich des Kältemittelmassenstroms. Ist der Massenstrom durch die Kapillare größer als der Auslegungsmassenstrom, wäre unter Auslegungsbedingungen auch der resultierende Druckverlust größer. Das Kältemittel bleibt für eine längere Strecke nach Eintritt in die Kapillare flüssig, was den Druckverlust in Relation zur Ausgangssituation senkt.

Ist der Massenstrom durch die Kapillare kleiner als der Auslegungsmassenstrom, resultiert ein kleinerer Druckverlust als unter Auslegungsbedingungen. Die Folge daraus sind

variierender Massenstrom und Dampfanteil beim Durchgang durch das Kapillarrohr. Dadurch ändern sich auch die auftretenden Strömungsformen. Könnte die Kapillare unter den herrschenden Betriebsbedingungen mehr Massenstrom durchlassen als im Kreislauf gefördert wird, wird am Eintritt anstehende Flüssigkeit komplett eingesogen. Ab diesem Zeitpunkt gelangt gasförmiges Kältemittel in den Eingang [63]. Aus der Gasströmung innerhalb des Rohres resultiert ein deutlich höher Druckverlust verglichen mit der Zwei-Phasen-Strömung mit hohem Flüssigkeitsanteil, wie es unter Auslegungsbedingungen der Fall wäre. Der Kältemittelmassenstrom sinkt mit dem steigenden Druckverlust, wodurch wieder flüssiges Kältemittel an den Eintritt der Kapillare gelangt. Der beschriebene Vorgang wiederholt sich und ein diskontinuierlicher Betrieb stellt sich ein, in dem sich der Druckverlust aufgrund der Durchströmung des Kapillarrohrs durch abschnittsweise unterschiedliche Dampfanteile passend zum Massenstrom einstellt.

In Kaskadenschaltung des neuartigen Wärmepumpensystems stellen sich die Drücke an Ein- und Austritt der Kapillare durch die Wärmeübertragungsvorgänge in Kondensator und Verdampfer ein. Der Kältemittelmassenstrom resultiert aus der Wärmeleistung für die Raumheizung. Beide Drücke und der Massenstrom variieren im dynamischen Betrieb.

Unter Annahme der herrschenden Strömungsformen können einzelne Betriebszustände statisch näherungsweise berechnet werden. So ist eine Auslegung der Kapillare möglich. Aus dem im weiteren Verlauf zu entwickelnden Simulationsmodell für Wärmepumpensysteme mit integriertem Latentwärmespeicher gehen die maximal und minimal auftretende Druckdifferenz zwischen Ein- und Austritt der Kapillare während des Betriebs hervor. Ebenso sind der maximale und minimale zirkulierende Kältemittelmassenstrom Ergebnisse der Berechnungen:

- Länge und Durchmesser der Kapillare werden so ausgelegt, dass bei maximalem Kältemittelmassenstrom nicht mehr Druckverlust unter Auslegungsbedingungen aufgrund der Durchströmung der Kapillare entsteht, als die maximal benötigte Druckdifferenz vorgibt. Dazu muss der Dampfanteil des maximalen Kältemittelmassenstroms am Austritt der Kapillare berechnet werden. Neben der Druckdifferenz zwischen Ein- und Austritt der Kapillare müssen auch die absoluten Drücke dort berücksichtigt werden, da diese den Dampfanteil beeinflussen.
- Parallel wird überprüft, ob bei minimalem Massenstrom der Druckverlust die minimal auftretende Druckdifferenz nicht unterschreitet, selbst wenn nur gasförmiges Kältemittel die Kapillare durchströmt.

Tab 7 zeigt ein Beispiel unter Anwendung der beschriebenen Methodik für die Auslegung einer Kapillare, die mit dem Kältemittel R32 durchflossen wird. Zur Berechnung des Druckverlusts aufgrund Durchströmung des Kapillarrohrs mit gasförmigem und zwei-phasigem Kältemittel wird die „Müller-Steinhagen und Heck Korrelation“ [66] verwendet. Für den maximal auftretenden Massenstrom von 0,02 kg/s bei einer maximal benötigten Druckdifferenz von 3,2 bar ergibt sich für eine Kapillare mit 2 mm Innendurchmesser eine maximale Länge von 1,28 m. Die benötigte Mindestlänge für den minimal auftretenden

4. Wärmetechnisches Konzept

Massenstrom von 0,01 kg/s und einer minimalen Druckdifferenz von 2,8 bar liegt bei 0,53 m. Für einen möglichst stabilen Betrieb bei hohen Durchflussmengen wird eine Auslegungslänge von 1,20 m gewählt, mit angemessenem Sicherheitsabstand zum oberen Grenzwert.

	Druckdifferenz [bar]	Massenstrom Kältemittel [kg/s]	Länge Kapillarrohr mit Innendurchmesser 2mm [m]
Maximal	3,2 (28,0 - 24,8)	0,020	1,28
Minimal	2,8 (28,0 - 25,2)	0,010	0,53
Mittel	3,0 (28,0 - 25,0)	0,015	
Gewählt			1,20

Tab 7: Auslegungsbeispiel einer Kapillare für das Kältemittel R32

Um eine grobe Vorstellung des Betriebsverhaltens der Kapillare im dynamischen Betrieb zu erhalten, wird im Folgenden ein vereinfachter Modellansatz verwendet. Es bilden sich zwei Rohrleitungsabschnitte über die Länge der Kapillare aus, in denen sich jeweils eine Strömungsform ausbildet. In einem Abschnitt herrscht reine Gasströmung, im andern Abschnitt liegt Zwei-Phasen-Strömung vor. Der gesamte Druckverlust aufgrund der Durchströmung der Kapillare setzt sich aus den in diesen beiden Teillängen auftretenden Druckverlusten zusammen.

Abb.49 zeigt die Ergebnisse des Auslegungsbeispiels, berechnet mit dem vereinfachten Modell. Je geringer der Durchfluss durch die Kapillare wird, desto größer wird die Teillänge, in der reine Gasströmung herrscht. Bei einem Massenstrom von ca. 0,01425 kg/s ist zu erkennen, dass die beiden Druckverluste der unterschiedlichen Strömungsformen den gleichen Wert annehmen. Die dazu benötigten Rohrlängen unterscheiden sich jedoch stark. Die reine Gasströmung benötigt lediglich ca. 0,15 m, während die Zwei-Phasen-Strömung ca. 1,05 m benötigt.

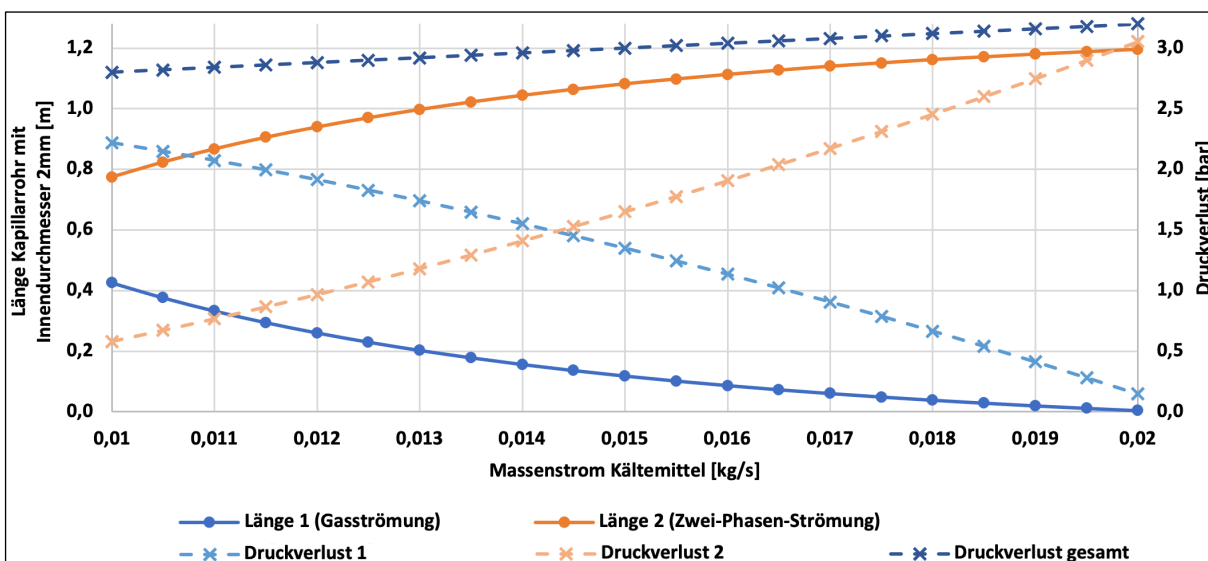


Abb.49: Beispiel der Zusammensetzung des Druckverlustes über eine Kapillare beim Einsatz des Kältemittels R32

4.1.3. Systemspezifische Betriebscharakteristik

Das neuartige Wärmepumpensystem weist eine systemspezifische Betriebscharakteristik auf, die direkt auf die Bauform der Kaskadenschaltung zurückzuführen ist. Folgendes lässt sich festhalten [67]:

Bei gleichbleibender Heizleistung steigt der Kältemittelmassenstrom über die Entladephase des LWS an. Gleichzeitig nimmt die Wärmeleistung des LWS ab. Dieses Verhalten wird bedingt durch den bei abnehmendem Ladezustand des LWS anwachsenden thermischen Widerstand des bereits erstarrten PCM. Das System reagiert mit der Erhöhung des Kältemittelmassenstroms, um die vom LWS weniger bereitgestellte Wärmeleistung durch zusätzliche Leistung in Kondensator 1 zu ersetzen. Der stetig steigende Kältemittelmassenstrom durchströmt in Kaskadenschaltung auch den LWS. Dieser kann im Verlauf der Speicherentladung aufgrund seiner geringer werdenden Wärmeleistung ab einem gewissen Zeitpunkt bzw. Ladezustand das in durchströmende Kältemittel nicht mehr vollständig verdampfen. Im fortlaufenden Entladeprozess kann der LWS immer weniger den Kältemittelmassenstrom verdampfen. Das hat eine stetige Verringerung des Dampfanteils am Austritt des LWS zur Folge.

Der über die Entladung des LWS in Kaskadenschaltung abnehmende Dampfanteil am Austritt des Latentwärmespeichers ist in Abb.50 erkennbar. In der oberen Darstellung liegt Zustandspunkt 6 (Austritt Kältemittel LWS) im Bereich vom überhitztem Gas. Das bedeutet, dass das Kältemittel vollständig verdampft und überhitzt ist. Der Dampfanteil beträgt 1. Im dargestellten Zustand ist die maximale Überhitzung erreicht, das Kältemittel wurde nahezu auf die Temperatur des PCM innerhalb des Speichers erwärmt. Im mittigen Schema ist die Leistung des LWS bereits so gering, dass nur noch ein geringer Teil des Kältemittels verdampft werden kann. Zustandspunkt 6 befindet sich nun im Zweiphasengebiet und nähert sich mit abnehmendem Dampfanteil des Kältemittels der Siedelinie. Wird der LWS nach vollständigem Phasenwechsel des PCM sensibel entladen, sinkt die Temperatur des PCM unter dessen Phasenwechseltemperatur. Die Temperaturlinie des PCM innerhalb des Zweiphasengebiets verschiebt sich bei sensibler Speicherentladung in Richtung Abszisse. Bei vollständiger Entladung der latenten und sensiblen Wärmeanteile des LWS verläuft diese Temperaturlinie des PCM durch Zustandspunkt 6 und die Zustandspunkte 5 und 6 weisen identische Enthalpiewerte auf, wie im unteren Schema von Abb.50 dargestellt.

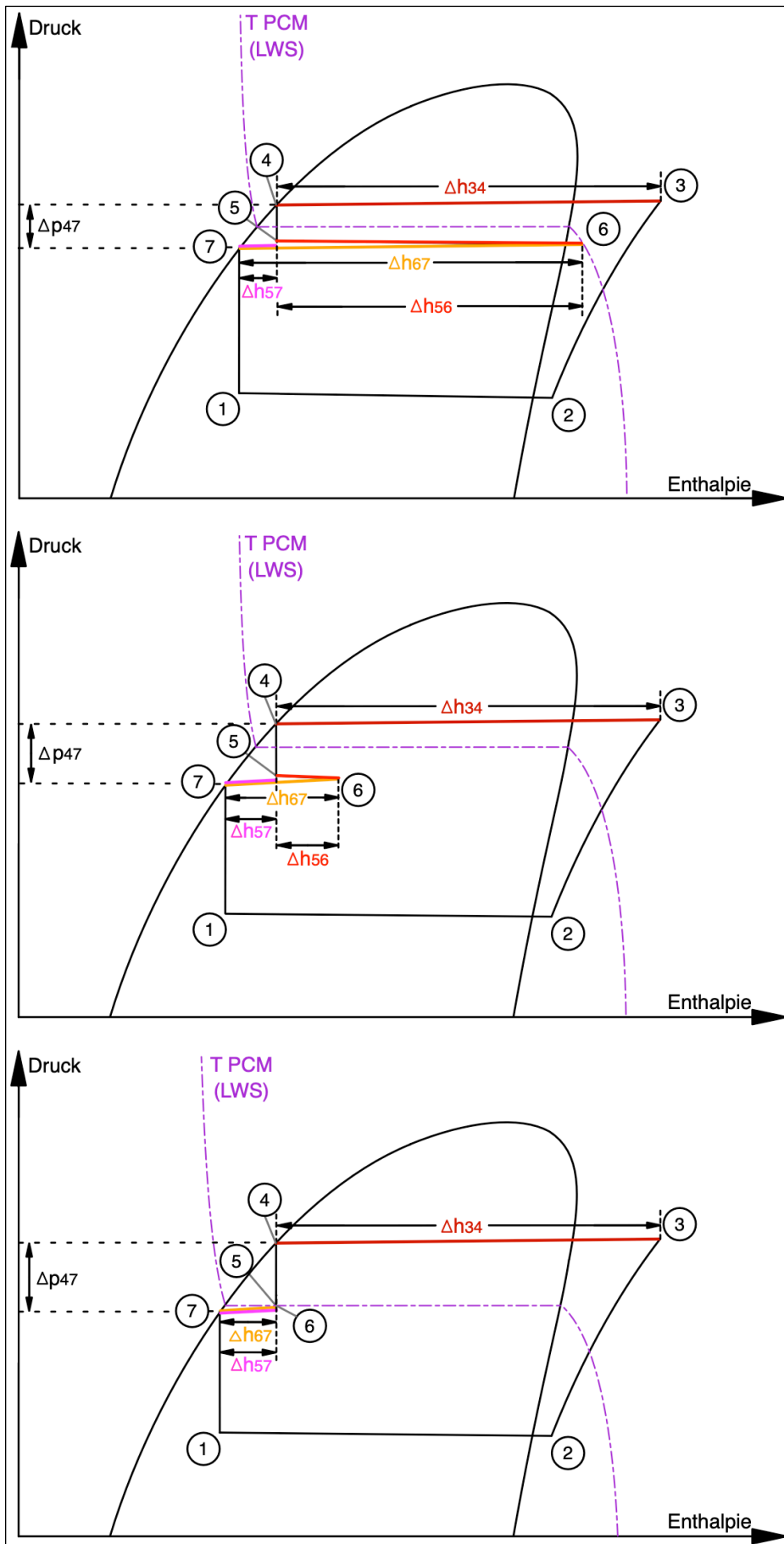


Abb.50: Kältemittelkreislauf des Wärmepumpensystems in Druck-Enthalpie-Diagramm bei Entladung des Latentwärmespeichers, Ladezustand hoch (oben), niedrig (mittig) und leer (unten)

In Abb.50 sind die Enthalpiedifferenzen zwischen jeweils Ein- und Austritt der beiden Kondensatoren gekennzeichnet. Unter Anwendung von Gleichung (2) lässt sich daraus das Leistungsverhältnis der beiden Kondensatoren angeben:

$$\frac{\dot{Q}_{\text{Kondensator 1}}}{\dot{Q}_{\text{Kondensator 2}}} = \frac{\dot{m}_{\text{KM}} \cdot \Delta h_{34}}{\dot{m}_{\text{KM}} \cdot \Delta h_{67}} \quad (21)$$

Bei angewendeter Kaskadenschaltung zum Entladen des LWS werden die beiden Kondensatoren vom selben Kältemittelmassenstrom durchflossen. So ist das Leistungsverhältnis der beiden Kondensatoren gleich dem der Enthalpiedifferenzen, die sich kältemittelseitig zwischen Eintritt und Austritt der beiden Bauteile bedingt durch die Wärmeübertragungsvorgänge einstellen. Der Leistungsanteil des Speichers an der gesamten Wärmeleistung des Systems ist durch dieses Verhältnis indirekt beschrieben, da die Leistung von Kondensator 2 aus der Leistung des LWS resultiert.

Das oberste Schema in Abb.50 zeigt für den dort dargestellten Kältemittelkreislauf die maximale mögliche Enthalpiedifferenz zwischen Ein- und Austritt von Kondensator 2. Dieser Zustand tritt ein, wenn die Speicherleistung ausreicht, den durch den LWS strömenden Kältemittelmassenstrom vollständig zu verdampfen und bis zur aktuellen Temperatur des PCM zu überhitzen. Dazu muss das Verhältnis zwischen der Wärmeleistung des LWS (\dot{Q}_{LWS}) und dem Kältemittelmassenstrom (\dot{m}_{KM}) eine ausreichende Enthalpiedifferenz (Δh_{56}) ergeben, wie sich aus Gleichung (2) ableiten lässt:

$$\Delta h_{56} = \frac{\dot{Q}_{\text{LWS}}}{\dot{m}_{\text{KM}}} \quad (22)$$

Der Leistungsbeitrag des Kondensator 2, bzw. des LWS zur Heizleistung ist unter dieser Bedingung maximal. Der Fall tritt am wahrscheinlichsten ein, wenn der Speicher einen hohen Ladezustand und damit eine hohe Leistung aufweist oder wenn der Kältemittelmassenstrom aufgrund Teillastbetriebs des Wärmepumpensystems klein ist, verglichen mit dem maximalen Massenstrom beim Heizbetrieb mit Speicherentladung. Kann mit Hilfe der Speicherleistung nur noch ein geringer Teil des durch den LWS strömenden Kältemittelmassenstroms verdampft werden, tritt die Situation des mittleren Schemas aus Abb.50 ein. Der Abstand zwischen den Zustandspunkten 5 und 6 ist dann in Relation zum oberen Schema geringer, der Beitrag des LWS nicht mehr maximal.

Ist der LWS vollständig entladen, liegen die Zustandspunkte 5 und 6 bei demselben Enthalpiewert, da der LWS ohne Wärmeleistung kein Kältemittel verdampfen kann. In diesem Fall weist das Kältemittel zwischen Eintritt und Austritt des Speichers (Δh_{56}) keine Enthalpiedifferenz auf. Wie im unteren Schema in Abb.50 zu sehen ist, wird in Kondensator 2 dennoch eine Wärmeleistung übertragen. Trotz, dass der LWS keine Wärmeleistung bereitstellt, kann im Kondensator 2 die Enthalpiedifferenz zwischen den Zustandspunkten 5 und 7 genutzt werden, um Wärmeleistung an den Heizkreis abzugeben. Durch die Druckdifferenz zwischen den Zustandspunkten 4 und 5 wird ein Teil des Kältemittels trotz gleichbleibendem Enthalpiewert durch Entspannungsverdampfung

wieder gasförmig, welches in Kondensator 2 verflüssigt werden kann. Um diese zusätzliche, in Kondensator 2 nutzbare Enthalpiedifferenz (Δh_{57}), ist der Anteil der Wärmeleistung des Kondensators 2 jederzeit größer als die des LWS. Es gilt die Gleichung:

$$\dot{Q}_{\text{Kondensator 2}} = \dot{Q}_{\text{LWS}} + \dot{m}_{\text{KM}} \cdot \Delta h_{57} = \dot{m}_{\text{KM}} \cdot \Delta h_{56} + \dot{m}_{\text{KM}} \cdot \Delta h_{57} = \dot{m}_{\text{KM}} \cdot \Delta h_{67} \quad (23)$$

Kann der LWS gemessen am maximal möglichen Wert einen hohen Anteil zur Heizleistung beitragen (Abb.50 oberes Schema), ist die nutzbare Enthalpiedifferenz (Δh_{57}) relativ klein im Verhältnis zur der des LWS. Kann der LWS nur einen geringen Beitrag zur Heizleistung beisteuern (Abb.50 mittiges Schema), ist die nutzbare Enthalpiedifferenz (Δh_{57}) relativ groß. Begünstigt wird dieses Verhalten vom Druckverlust zwischen den Zustandspunkten 4 und 7, welches mit abnehmendem Ladezustand stetig größer wird.

4.1.4. Arbeitszahlen zur Systembewertung

Zur Quantifizierung der Funktionalität des Kaskadenkonzeptes und der Netzdienlichkeit des Systems werden zwei Definitionen für den COP verwendet. Nach dem konventionellen Ansatz wird die Bereitstellung von Raumwärme durch den System-COP ($\text{COP}_{\text{System}}$) ausgedrückt, wobei die Wärmeabgabe an den Heizwasserkreis ($\dot{Q}_{\text{Heizen}} < 0$) und die elektrische Leistungsaufnahme des Systems ($P_{\text{elektrisch}} > 0$) berücksichtigt werden:

$$\text{COP}_{\text{System}} = \frac{|\dot{Q}_{\text{Heizen}}|}{P_{\text{elektrisch}}} \quad (24)$$

Der Wert System-COP wird standardmäßig für die Bewertung des Betriebs von Wärmepumpensystemen herangezogen. Wird der LWS beladen, zusätzlich zum Heizbetrieb, steigt der Kältemittelstrom im Vergleich zum alleinigen Heizbetrieb. Der steigende Kältemittelstrom führt zu einem Anstieg der elektrischen Leistungsaufnahme des Verdichters. Folglich verringert sich der $\text{COP}_{\text{System}}$. Während der Entladung des LWS, im Heizbetrieb, wird der Kältemittelmassenstrom reduziert, aufgrund der zusätzlichen Verdampfung und Kondensation des Kältemittels in der Kaskadenschaltung. Auf diese Weise kann die Wärmeleistung des Wärmepumpensystems aufrechterhalten werden, obwohl der Verdichter mit reduzierter elektrischer Leistungsaufnahme betrieben wird. Dadurch erhöht sind der $\text{COP}_{\text{System}}$.

Die Arbeitszahl $\text{COP}_{\text{Kreislauf}}$ beschreibt die Effizienz des Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher basierend auf der Bilanz des internen Kältemittelkreislauf. Als Erweiterung zur konventionellen Formulierung berücksichtigt diese Kennzahl zusätzlich den Austausch von Wärmeleistung zwischen dem Kältemittelkreislauf und dem LWS (\dot{Q}_{LWS}):

$$\text{COP}_{\text{Kreislauf}} = \frac{|\dot{Q}_{\text{Heizen}} + \dot{Q}_{\text{LWS}}|}{P_{\text{elektrisch}}} \quad (25)$$

Während des Beladens des LWS, zusätzlich zum Heizbetrieb, gibt der Kältemittelkreislauf Wärme an das Heizwasser ($\dot{Q}_{\text{Heizen}} < 0$) und an den Latentwärmespeicher ($\dot{Q}_{\text{LWS}} < 0$) ab. Der

Verdichter weist bei gleichbleibender Heizleistung höhere elektrische Leistungsaufnahme auf als beim alleinigen Heizbetrieb. Aufgrund des Wärmeeintrags in den Latentwärmespeicher unter erhöhter elektrischer Leistungsaufnahme des Verdichters und bei gleichbleibender Abgabe von Wärmeleistung an den Heizkreis ergibt sich für den $COP_{\text{Kreislauf}}$ ein höherer Wert als für den COP_{System} . Bei der Entladung des LWS im Heizbetrieb wird die Wärmeabgabe des Kältemittelkreislaufes an den Heizwasserkreis teilweise durch die Wärmeleistung des LWS gedeckt ($\dot{Q}_{\text{LWS}} > 0$). Das hat die Reduzierung der elektrischen Leistungsaufnahme durch den Verdichter bei gleichbleibender Heizleistung zur Folge. Der Wert des $COP_{\text{Kreislauf}}$ ist bei dieser Betriebsart deshalb niedriger als der Wert den COP_{System} , da der zusätzliche Aufwand bei der Entladung des LWS zurückgewonnen wird, der zuvor für die Beladung des LWS erbracht wurde. Dieser flexible Betrieb des Wärmepumpensystems durch Be- und Entladung des Latentwärmespeichers ermöglicht Lastverschiebung.

In Anhang 1 ist die mathematische Ermittlung der COP-Werte detailliert dargestellt.

4.2. Thermodynamische Modellierung

Die Vorgänge der nicht stationären Wärmeübertragung in einem Latentwärmespeicher können zwar mathematisch eindeutig definiert werden, sind jedoch analytisch nur mit hohem Aufwand lösbar. Bei zu hoher Komplexität ist eine Lösung nicht mehr möglich. Das ist bei der Modellierung von Wärmeübertragungsvorgängen häufig der Fall [68]. Das neuartige Kaskadenkonzept zur Integration eines Latentwärmespeichers in den internen Wärmepumpenkreislauf stellt eine sehr spezifische thermische Konfiguration dar. Für diese individuelle Situation gibt es kein vordefiniertes Modell.

Die Anforderungen an das benötigte Modell gehen außerdem über die reine Darstellung von Wärmeübertragungsprozessen hinaus. Die Algorithmen in Standard-Modellbibliotheken werden diesen Anforderungen nicht gerecht. Daher wird ein eigenes Berechnungsmodell für das neuartige System aus Wärmepumpe und Latentwärmespeicher entwickelt, welches folgende Anforderungen erfüllt:

- Die Eingangswerte der Berechnungen sind keine Konstanten oder durch einfache Profile beschrieben, die bereits vor Beginn der Berechnung festgelegt sind. Wie bei dynamischen Berechnungen üblich, ergeben sich einige Werte aus Abhängigkeiten zwischen verschiedenen Systemkomponenten. Je nach Schwerpunkt und Umfang der Untersuchung können sich die benötigten Parameter ändern. Das Modell muss ein hohes Maß an Flexibilität erfüllen.
- Bei den Berechnungen zur Auslegung des Latentwärmespeichers sind Modifikationen der thermischen Modellierung zur Untersuchung verschiedener technischer Optionen erforderlich. So wird z.B. ein PCM/Graphit-Gemisch als Speichermaterial angenommen, um eine ausreichende Wärmeleitfähigkeit zu erreichen. Zur Optimierung der thermischen Auslegung des Wärmeübertragers wird außerdem die Anzahl der Rohrleitungsstränge auf der Kältemittelseite variiert.

- Im Hinblick auf die Integration des Latentwärmespeichers in den internen Wärmepumpenkreislauf werden verschiedene Konfigurationen und Betriebsstrategien untersucht. Diese Anpassungen wirken sich auf die Rahmenbedingungen wie Durchflussmengen und Leistungen aus. Ein Modell mit festen Komponenten oder einem vordefinierten Algorithmus würde hier an Grenzen stoßen.
- Um die internen Prozesse innerhalb der Kaskade zu verstehen, wird die Modellierung des Latentwärmespeichers in thermischem Kontakt mit dem Kältemittelkreislauf abschnittsweise durchgeführt. So wird eine Beurteilung der Prozessbedingungen während dieser Zwischenschritte ermöglicht. Es wird z.B. der Dampfanteil des Kältemittels entlang des Wärmeübertragerrohres im Latentwärmespeicher erfasst, ebenso die variierende Stärke der PCM-Schicht entlang des Kältemittelrohrmäanders beim Be- und Entladen des Speichers. Diese Daten tragen dazu bei, das dynamische Verhalten des Speichers zu verstehen. Der lokale Wärmestrom, der Dampfdruck, die Temperatur des Kältemittels und des PCM sowie die Phasenwechselzahl sind deshalb für jeden Abschnitt zu bestimmen.

Zur Erfüllung dieser Anforderungen, ein detailliertes Modell des Latentwärmespeichers mit räumlicher zweidimensionaler Diskretisierung zu erstellen, wurde die Software Engineering Equation Solver (EES) [53] verwendet.

4.2.1. Verfahren und Methoden des numerischen Berechnungsmodells

Bei der Darstellung der Wärmeübertragungsvorgänge in Richtung der Durchströmungsrichtung der Rohre des Wärmeübertragers im Latentwärmespeichern wird angenommen, dass sich die Wärmeleistung über die Zeit aufgrund des steigenden thermischen Widerstandes der wachsenden PCM-Schicht ändert. Es wurde außerdem angenommen, dass die Wärmeübertragungsvorgänge radial zur Durchströmungsrichtung der Rohre gleich ablaufen.

Diskretisiert wird deshalb in zwei Dimensionen, nach der Länge, bzw. der Durchströmungsrichtung und der Zeit. Zur Diskretisierung nach der Länge (L) wird das Speichermodell in n Teile unterteilt. So entsteht eine endliche Anzahl an gleich Teillängen (L_n), bzw. Teilvolumina:

$$L_n = \frac{L}{n} \quad (26)$$

Die beschriebene Diskretisierung kann in Abb.51 nachvollzogen werden. Die Wärmeübertragungsvorgänge werden als quasistationärer Prozess berechnet. Nach jedem Berechnungsschritt wird das Weiterfließen des Kältemittels dadurch simuliert, dass dessen berechnete Zustandswerte aus dem aktuellen Teilvolumen in das Nächste übernommen werden. Die Zustandswerte und die Position des PCM werden statisch betrachtet.

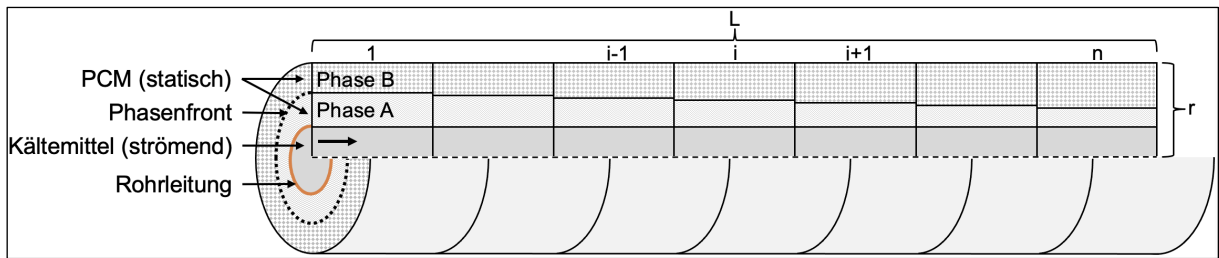


Abb.51: Schema zur Diskretisierung des Latentwärmespeichers nach Länge und Zeit

Diskretisiert wird also nach einer Dimension des Raumes sowie der Dimension der Zeit. Es findet eine stationäre Berechnung der Werte zwischen jeweils zwei klar definierten Punkten statt. Die aufgestellten Gleichungssysteme werden explizit gelöst. So ergibt sich ein Berechnungsgitter wie in Abb.52 zu sehen ist, wobei x die Teillängen und t die Zeitschritte darstellt. Bei den Wärmeübertragungsvorgängen sind zahlreiche physikalische Eigenschaften des Latentwärmespeichers mit einzubeziehen. Um diese von den Teilvolumen abhängigen Eigenschaften einzubeziehen, werden den Gitterpunkten die benötigten Stoffeigenschaften zugeordnet (Finite-Volumen-Methode).

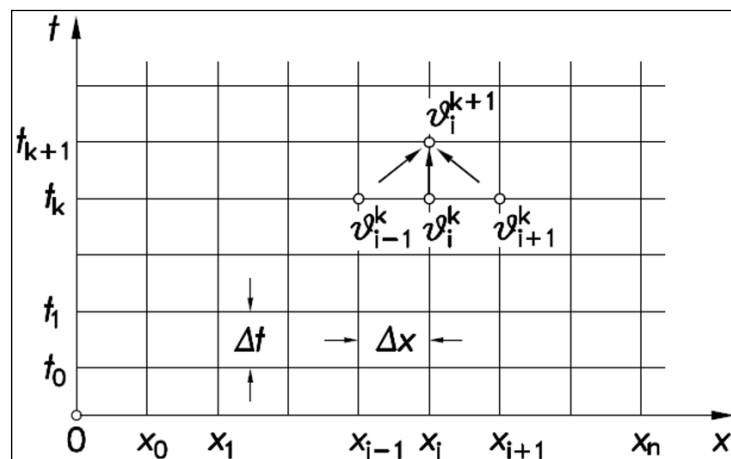


Abb.52: Gitternetz zu Diskretisierung nach 2 Dimensionen (Ort, Zeit) [26b]

4.2.2. Aufbau und Ablauf der Berechnungsschritte des Berechnungsmodells

Die Prozesse bezüglich der einzelnen Komponenten des Wärmepumpensystems sind in Blöcken gegliedert. Die Blöcke Verdampfer, Verdichter, Latentwärmespeicher (LHS) und Kondensatoren werden parallel berechnet. Die Lösung der mathematischen Gleichungen in der verwendeten Software EES erfolgt grundsätzlich durch Iteration. Jedoch können Teile des Gleichungssystems durch Funktionen definiert werden, die einem geregelten Lösungsablauf folgen. Der erste Simulationslauf basiert auf Anfangsbedingungen, die dem Modell vorgegeben werden. Die Berechnungen können unter Berücksichtigung von verschiedenen Betriebsstrategien durchgeführt werden, wenn z.B. gezielt Parameteranalysen oder Ähnliches durchgeführt werden. Optionen können z.B. sein, dass die gewünschte Vorlauftemperatur erreicht wird, dass der Speicher das ihn durchströmende Kältemittel vollständig verdampft bzw. verflüssigt oder dass der Speicher mit dem bestmöglichen Wirkungsgrad geladen wird, ohne den Heizkreislauf zu versorgen.

Die Möglichkeiten der Betriebsstrategie sind erweiterbar und kombinierbar, wenn sich die gewählten Kriterien nicht gegenseitig widersprechen. Je nach Betriebsstrategie kann eine Anpassung der Berechnungsformeln erforderlich werden. Das Ablaufdiagramm des Simulationsmodells ist in Abb.53 dargestellt.

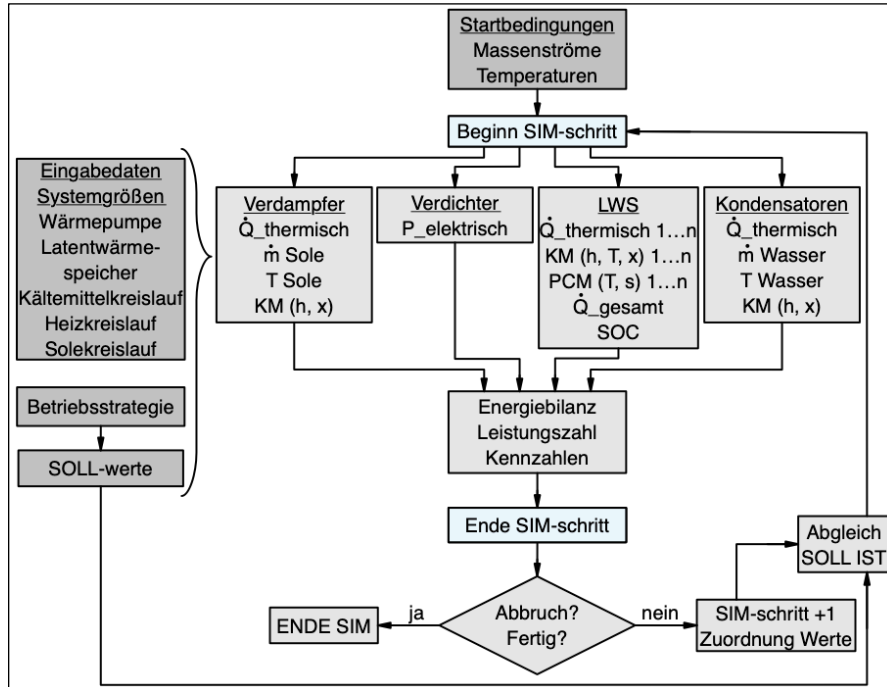


Abb.53: Ablaufdiagramm des zeitaufgelösten Simulationsmodells des neuartigen Wärmepumpensystems [62]

Die Simulationsrechnungen basieren auf folgendem Verfahren:

Die Dauer der Simulationsschritte, bzw. der quasistationären Betrachtung, kann frei gewählt und dem Modell vorgegeben werden. Es muss darauf geachtet werden, dass das Modell beim gewähltem Zeitschritt Stabilität aufweist. Außerdem ist die Dauer der Simulationsschritte maßgeblich für die Genauigkeit der Ergebnisse. Um hohe Stabilität und Genauigkeit zu erreichen, sollte die Schrittdauer möglichst klein sein. Dem entgegen steht die gesamte Berechnungsdauer eines Speicherzykluses. Je kürzer die Schrittdauer, desto länger die gesamte Berechnungszeit. [69]

Als optionale Möglichkeit zur manuellen Vorgabe der Dauer der Simulationsschritte wurde im Modell eine Gleichung hinterlegt, mit der eine Schrittweite abhängig von den Betriebsparametern errechnet wird. Mit Hilfe des Kältemittelmassenstroms (\dot{m}_{KM}), des inneren Durchmessers (d_i) und der Länge (L_n) des Wärmeübertragerrohres eines Teilvolumens sowie der dazugehörigen Kältemitteldichte ($\delta_{KM}[f(T, p)]$) wird die Dauer (dt) berechnet, die das Kältemittel zur Durchströmung des Teilvolumens benötigen würde:

$$dt = \frac{\pi \cdot d_i^2 \cdot L_n \cdot \delta_{KM}}{4 \cdot \dot{m}_{KM}} \quad (27)$$

Da sich der Dampfanteil des Kältemittels beim Durchströmen des Latentwärmespeichers ändert, sind die Dichten in jedem Teilvolumen des LWS unterschiedlich. Das gilt auch für

die zur Durchströmung benötigte Dauer. Je nach Anspruch an Stabilität, Genauigkeit und Gesamtrechendauer kann das herangezogene Volumen und die daraus resultierende Kältemitteldichte frei gewählt werden. Je kleiner die Dichte und somit höher der Dampfanteil, desto kleiner werden die Zeitschritte.

Bei Bestimmung der Dauer der Simulationsschritte durch diese Gleichung ist zu beachten, dass die Schrittweite abnimmt, wenn die Anzahl der Teilvolumina (n) zunimmt. Es muss demnach bei jeder Anwendung überprüft werden, ob Stabilität, Genauigkeit und Gesamtrechendauer innerhalb akzeptabler Grenzen liegen.

Nach Festlegung der Methodik zur Bestimmung der Schrittdauer werden in Abhängigkeit der Rahmenbedingungen wie Temperaturen, Ladezustand des LWS, Betriebsmodus etc. die Leistungen der einzelnen Komponenten ermittelt. Die daraus resultierenden Änderungen der Materialeigenschaften werden bestimmt und den entsprechenden Teilvolumina zugeordnet. Der Kältemittelmassenstrom ist in der Regel die Stellgröße und wird für den nächsten Berechnungsschritt angepasst. Am Ende eines Berechnungszyklus werden die Energiebilanz, die Arbeitszahl und andere Kennzahlen der Anlage ermittelt. Nach jedem Rechenlauf wird geprüft, ob zuvor definierte Kriterien zum Abbruch oder zum Abschluss der Simulationsrechnungen erfüllt sind. Wenn beides nicht der Fall ist, werden die berechneten Werte neu zugewiesen und die Stellgrößen durch Vergleich mit den Regelgrößen angepasst, bevor der nächste Simulationslauf beginnt. Während eines solchen Laufes greifen die Modelle auf Eingangsdaten wie Systemvariablen zu. Dazu gehören Informationen über die Wärmepumpe, den Latentwärmespeicher, den Kältemittelkreislauf, den Heizkreislauf und den Solekreislauf. Das Modell kann auch für einen Luftkreislauf angepasst werden.

Für das Be- und Entladen des LWS wurde jeweils ein Modellteil erstellt. Im Folgenden werden die Abläufe beider Teile erläutert. Als Betriebsstrategie wurde die Regelung auf den Sollwert der Heizungsvorlauftemperatur gewählt. Für den betrachteten Fall des alleinigen Beladens des LWS wird die vollständige Kondensation des Kältemittels am Speicheraustritt als Regelgröße für die mathematische Lösungsfindung herangezogen.

Notwendige Eingabewerte

Vor Beginn der Simulationsberechnungen müssen dem Modell folgende Eingabedaten bezüglich der Systemgrößen vorgegeben werden:

Kältemittelkreislauf

- Wahl des Kältemittels
- Verdampfungstemperaturprofil oder der Sole- bzw. Lufteintrittstemperatur
- Sauggasüberhitzung am Verdampferaustritt
- Kondensatunterkühlung am Kondensatoraustritt
- Druckverlust des Verdampfers abhängig vom Massenstrom
- Druckverlust des Kondensators abhängig vom Massenstrom
- Polynom für den Wirkungsgrad des Verdichters

Latentwärmespeicher

- Rohrlänge eines Rohrstranges des Wärmeübertragers
- Anzahl der Rohrleitungsstränge des Wärmeübertragers
- Innendurchmesser der Rohre des Wärmeübertragers
- Außendurchmesser der Rohre des Wärmeübertragers
- Abstand der Wärmeübertragerrohre zwischen den Rohrmittelpunkten
- Wärmeleitwert der Wärmeübertragerrohre
- Wärmeleitwert des festen Phasenwechselmaterials
- Wärmeleitwert des flüssigen Phasenwechselmaterials
- Dichte des festen Phasenwechselmaterials
- Spezifische Wärmekapazität des festen Phasenwechselmaterials
- Spezifische Wärmekapazität des flüssigen Phasenwechselmaterials
- Temperaturbereich des Phasenwechsels des Phasenwechselmaterials
- Schmelzenthalpie des Phasenwechselmaterials
- Ladezustand des Speichers zu Beginn der Berechnungen
- Anzahl der Teilvolumina, in die der Latentwärmespeicher unterteilt wird

Heizwasserkreislauf

- Profil der an der Heizwasserkreis abgegebenen Heizleistung
- Temperaturprofil des Rücklaufes
- Temperaturprofil des Vorlaufsollwertes

Modellteil zum Beladen des Latentwärmespeichers

Die Kondensationstemperatur wird je nach Betriebsmodus definiert. Wird der LWS beladen und keine Heizleistung an den Heizwasserkreis abgegeben, findet die Kondensation des Kältemittels ausschließlich im LWS statt. Die Kondensationstemperatur ist in diesem Fall eine Funktion der Temperatur des PCM. Wird der Speicher beladen und Wärme an der Heizwasserkreis abgegeben, findet die Kondensation des Kältemittels im LWS und in den Kondensatoren statt. Die Kondensationstemperatur des Systems ist dann eine Funktion der Kondensationstemperatur, die sich einstellen würde, wenn nur der LWS beladen würde und der, die sich einstellen würde, wenn nur Heizwärme bereitgestellt werden würde. Die Kondensationstemperatur in letzterem Fall wurde über den Ansatz der zweiteiligen Wärmeübertragung im Kondensator definiert, wie in Kapitel 2.1.4 erläutert. Es wird bestimmt, um welche Temperaturdifferenz die Enthitzung des Heißgases den Heizungswasserstrom aufwärmen kann. Diese Temperaturdifferenz wird von der Temperatur des auf dem Kondensator austretenden Heizwasser subtrahiert. Das resultierende Temperaturniveau wird als Kondensationstemperatur angenommen, wie in Kapitel 2.1.1. beschrieben.

Die Zusammenhänge des sich bei der Beladung des LWS einstellenden Kältemittelkreislaufs werden beschrieben. Die Zustandspunkte (ZP) 1 bis 4 entsprechen denen des Kreislaufes der unmodifizierten Wärmepumpe aus Abb.45. Die Temperatur (T) im ZP 1 entspricht der aus der Sole- bzw. Lufttemperatur am Eintritt des Verdampfers abgeleiteten Verdampfungstemperatur (T_e).

$$T_1 = T_e \quad (28)$$

Der Verdampfungsdruck im ZP 1 wird anhand dieser Temperatur aus der Stoffdatenbank von EES gelesen. Der Druck (p) in ZP 2 entspricht dem Druck in ZP 1, vermindert um den Druckverlust, der durch die kältemittelseitigen Durchströmung des Verdampfers verursacht wird (dp_{eva}).

$$p_1[f(T_1, h_1)] \quad (29)$$

$$dp_{eva}[f(\dot{m}_{KM})] \quad (30)$$

$$p_2 = p_1 - dp_{eva} \quad (31)$$

Die Temperatur in ZP 2 wird mit Hilfe des Sattdampfzustandes ($x=1$) und der Sauggasüberhitzung (dT_{oh}) bestimmt. Der Druck in ZP 3 ergibt sich aus der Kondensationstemperatur (T_c).

$$T_2 = T[f(p_2, x = 1)] + dT_{oh} \quad (32)$$

$$h_2[f(T_2, p_2)] \quad (33)$$

$$s_2[f(T_2, h_2)] \quad (34)$$

$$p_3[f(T_c, x = 1)] \quad (35)$$

Temperatur und Enthalpie (h) in ZP 3 werden über den isentropen Verdichterwirkungsgrad (η_{is}) berechnet, der den Wirkungsgrad des Verdichters ausgehend von der Verdichtung bei konstanter Entropie (s) angibt.

$$\eta_{is}[f(p_2, p_3)] \quad (36)$$

$$h_{3is}[f(s_2, p_3)] \quad (37)$$

$$h_3 = h_2 + \frac{h_{3is} - h_2}{\eta_{is}} \quad (38)$$

$$T_3[f(p_3, h_3)] \quad (39)$$

Der Druck in ZP 4, was dem Speicheraustritt entspricht, ist der Druck von ZP 3 vermindert um den Druckverlust des LWS. Der Druckverlust des LWS (dp_{LWS}) wird über die Berechnungsfunktion zweiphasiger Massenströme in einem horizontalen Rohr berechnet [66]. Die Temperatur im ZP 4 entspricht der Siedetemperatur bei Druck 4, von der die Unterkühlung (dT_{sc}) abgezogen wird. Mittels Druck und Temperatur lässt sich die Enthalpie von ZP 4 ableiten. Die Drosselung von ZP 4 nach ZP 1 durch das Expansionsventil schließt den Kreislauf und wird isenthalp berechnet.

$$dp_{LWS}[f(\dot{m}_{KM})] \quad (40)$$

$$p_4 = p_3 - dp_{LWS} \quad (41)$$

$$T_4 = T[f(p_4, x = 0)] - dT_{sc} \quad (42)$$

$$h_4[f(T_4, p_4)] \quad (43)$$

$$h_1 = h_4 \quad (44)$$

Aus jedem Berechnungsdurchgang resultieren aktualisierte Zustandswerte des Kältemittelkreislaufes (Beispiel Abb.54):

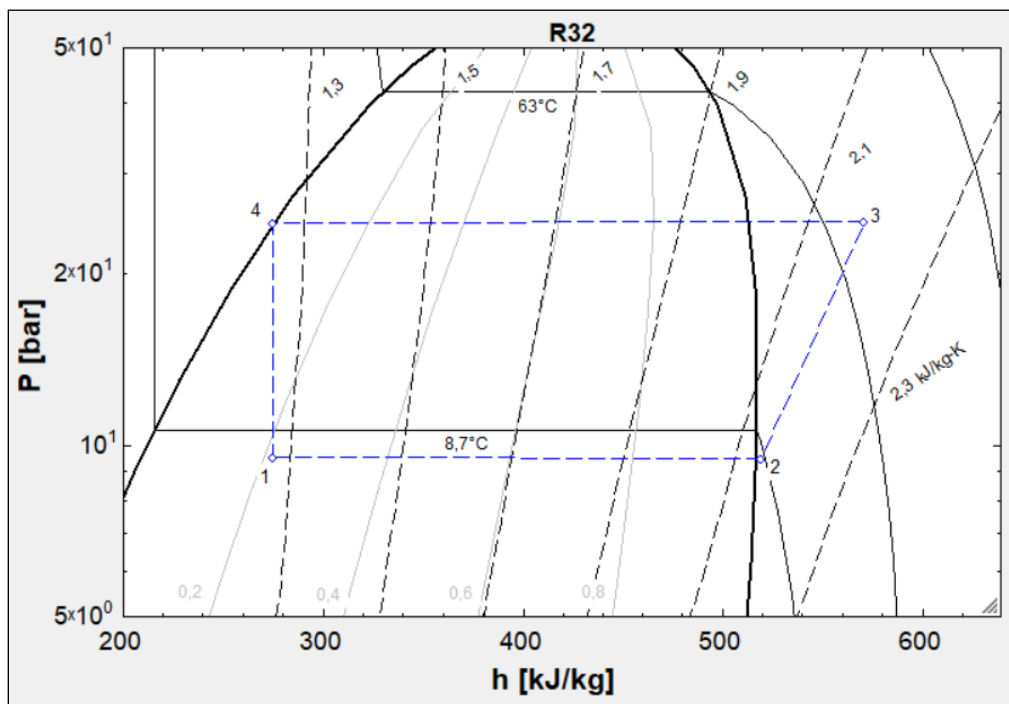


Abb.54: Beispiel für die graphische Ausgabe des mit der Software EES berechneten Kältemittelkreislaufes des Modells zur Berechnung der Beladung von Latentwärmespeichern.

Der Kältemittelmassenstrom wird als Stellgröße durch Abgleich mit der durch die Betriebsstrategie festgelegten Regelgröße variiert. Für den Fall des Beladens des LWS mit parallelem Aufheizen des Heizwasserstroms wird der aus dem Kondensator austretende Heizungsvorlauf als Regelgröße verwendet. Für den Fall des alleinigen Beladens des LWS dient der Kältemittelzustand am Austritt des LWS als Regelgröße.

Für die Dauer des aktuellen Zeitschrittes wird ein quasistationärer Zustand angenommen. Die übertragene Wärmeleistung des Speichers wird für jedes Teilvolumen mit den in Kapitel 2.2.2 hergeleiteten Gleichungen berechnet. Der benötigte innere Wärmeübergangswert vom Kältemittel auf die Rohrwand wird aus [20] übernommen. Dazu wird die „Korrelation nach Cavallini 2002“ [70] genutzt. Die ebenfalls benötigte Phasenwechseltemperatur des PCM innerhalb des entsprechenden Abschnittes wird als Funktion des Ladezustandes abgeleitet. Findet der Phasenwechsel nicht in einem Temperaturbereich statt, sondern bei einer konstanten Temperatur, bleibt die Temperatur des PCM unabhängig vom Ladezustand des LWS konstant.

Aus Leistung und Dauer der quasistationären Wärmeübertragungsvorgänge ergeben sich die übertragenen Wärmemengen. Für jedes Teilvolumen wird diese Wärmemenge bestimmt. Beim Beladevorgang gibt das Kältemittel die Wärmeenergie ab und das PCM nimmt sie auf. Die dadurch resultierenden Änderungen der Stoffeigenschaften beider Medien wird bestimmt, unter anderem Temperatur, Dampfanteil und Enthalpie. Hierzu werden die in Kapitel 2.2.2 hergeleiteten Gleichungen herangezogen.

Seitens des PCM wird darüber hinaus die Änderungen der Schichtdicken (s_{PCM}) bestimmt. Dazu wird zunächst geprüft, ob das PCM sich im Phasenwechsel befindet. Liegt die Temperatur im sensiblen Bereich, wird die Temperaturdifferenz berechnet, um die sich das PCM durch die übertragene Wärmemenge erhitzt. Befindet sich das PCM im Phasenwechsel, wird anhand der Schmelzenthalpie des PCM die durch die übertragene Wärmemenge resultierende Schichtdickenänderung (Δs_{PCM}) bestimmt:

$$s_{PCM;n} = s_{PCM;n-1} - \Delta s_{PCM;n} \quad (45)$$

Zur Durchführung der beschriebenen Schritte muss die maximale Schichtdicke ermittelt werden. Diese ergibt sich aus dem Rohrabstand und dem Durchmesser der Wärmeübertragerrohre. Die maximal mögliche Schichtdicke wird radial gerechnet. Nach diesem Ansatz entstehen Totvolumen, wie in Abb.55 zu erkennen ist. Das einem Rohr zuzurechnende Volumen wird in einen Zylinder umgerechnet, aus dem die maximale Schichtdicke abgeleitet wird. Mit der maximale Schichtdicke ($s_{PCM;max}$) und der mittleren Schichtdicke ($s_{PCM;mittel}$) kann der Ladezustand des LWS (SOC) bestimmt werden:

$$SOC = \frac{s_{PCM;mittel}}{s_{PCM;max}} \quad (46)$$

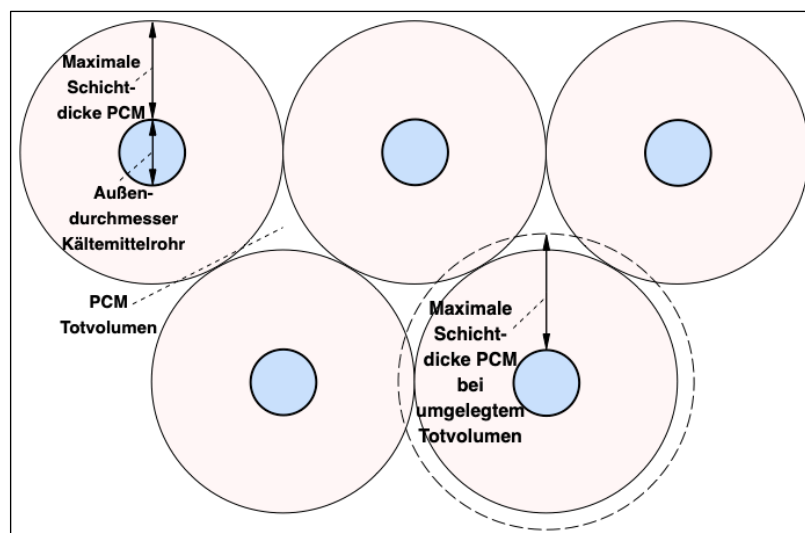


Abb.55: Totvolumen im Phasenwechselmaterial des Latentwärmespeicher

Abschließend werden Ausgabewerte definiert, die von Interesse sind oder zur Kontrolle der Plausibilität und Gültigkeit der Ergebnisse dienen. Der orts- und zeitaufgelöste Zustand des Latentwärmespeicher kann über den gesamten Beladevorgang dargestellt werden. Darüber hinaus können Wechselwirkungen mit den in- und externen Kreisläufen der

Wärmepumpe abgebildet werden, z.B. durch Arbeitszahlen und Energiebilanzen. Darüber hinaus wird geprüft, ob die Rahmenbedingungen zur Anwendung des Stefan-Problems erfüllt sind, wie in Kapitel 2.4.3 beschrieben.

Modellteil zum Entladen des Latentwärmespeichers

Die Gleichung für die Kondensationstemperatur wurde über den in Kapiteln 2.1.1. und 2.1.4. beschriebenen Ansatz der zweiteiligen Wärmeübertragung im Kondensator definiert. Der sich bei der Entladung des LWS einstellende Kältemittelkreislauf kann anhand charakteristischer Zusammenhänge beschrieben werden. Die Zustandspunkte (ZP) 1 (Eintritt in den Verdampfer) bis 3 (Eintritt in Kondensator 1) ergeben sich wie im zuvor bereits beschriebenen Modellteil zum Beladen von Latentwärmespeichern (Gleichungen 28 bis 39). Der Druck (p) in ZP 4, was dem Kondensatoraustritt entspricht, ist der von ZP 3 vermindert um den Druckverlust des Kondensator 1 (dp_{Kond1}). Die Temperatur (T) im ZP 4 entspricht der Siedetemperatur bei Druck 4, von der die Unterkühlung (dT_{sc}) abgezogen wird. Mittels Druck und Temperatur lässt sich die Enthalpie (h) von ZP 4 ableiten.

$$dp_{\text{Kond1}}[f(\dot{m}_{\text{KM}})] \quad (47)$$

$$p_4 = p_3 - dp_{\text{Kond1}} \quad (48)$$

$$T_4 = T[f(p_4, x = 0)] - dT_{\text{sc}} \quad (49)$$

$$h_4[f(T_4, p_4)] \quad (50)$$

Die Druckdifferenz zwischen Eintritt und Austritt der Kapillare (dp_{Kap}) ergibt sich aus dem Drücken in ZP 4 und ZP 5. Die Zustandsänderung zwischen diesen beiden Punkten wird isenthalp gerechnet.

$$dp_{\text{Kap}} = p_4 - p_5 \quad (51)$$

$$h_5 = h_4 \quad (52)$$

Die Temperatur in ZP 5 wird mit Hilfe von Druck und Enthalpie aus der Datenbank von EES gelesen. Der Druck in ZP 5, am Eintritt des LWS, ergibt sich durch Addition des Druckverlustes des LWS (dp_{LWS}) zum Druck in ZP 6, dem Speicheraustritt. Der Druckverlust des LWS wird über die Berechnungsfunktion zweiphasiger Massenströme in einem horizontalen Rohr berechnet, die als Funktion in der Datenbank von EES [66] hinterlegt ist.

$$T_5[f(h_5, p_5)] \quad (53)$$

$$dp_{\text{LWS}}[f(\dot{m}_{\text{KM}})] \quad (54)$$

$$p_5 = p_6 + dp_{\text{LWS}} \quad (55)$$

Die Enthalpie von ZP 6 wird über die Wärmeleistung des Speichers (\dot{Q}_{LWS}) berechnet. Anhand der Enthalpie und dem von der Temperatur des Heizwassers zwischen den

beiden Kondensatoren (T_{HKz}) abhängigen Druck am Speicherausgang (ZP 6) lässt sich die Temperatur aus der EES-Datenbank lesen.

$$p_6 = [f(T_{HKz}, x = 1)] \quad (56)$$

$$h_6[f(\dot{Q}_{LWS}, \dot{m}_{KM})] \quad (57)$$

$$T_6[f(h_6, p_6)] \quad (58)$$

Der Druck in ZP 7, was dem Austritt des zweiten Kondensators entspricht, ist der von ZP 6 vermindert um den kältemittelseitigen Druckverlust des Kondensator 2. Die Temperatur im ZP 7 entspricht der Siedetemperatur bei Druck 7, von der die Unterkühlung (dT_{sc}) abgezogen wird. Mit Hilfe der Werte für Druck und Temperatur lässt sich die Enthalpie von ZP 7 aus der EES-Datenbank lesen. Die Drosselung von ZP 7 nach ZP 1 durch das Expansionsventil schließt den Kreislauf und wird isenthalp berechnet.

$$dp_{Kond2}[f(\dot{m}_{KM})] \quad (59)$$

$$p_7 = p_6 - dp_{Kond2} \quad (60)$$

$$T_7 = T[f(p_7, x = 0)] - dT_{sc} \quad (61)$$

$$h_7[f(T_7, p_7)] \quad (62)$$

$$h_1 = h_7 \quad (63)$$

Aus jedem Berechnungsdurchgang resultieren aktualisierte Zustandswerte des Kältemittelkreislaufes (Beispiel Abb.56):

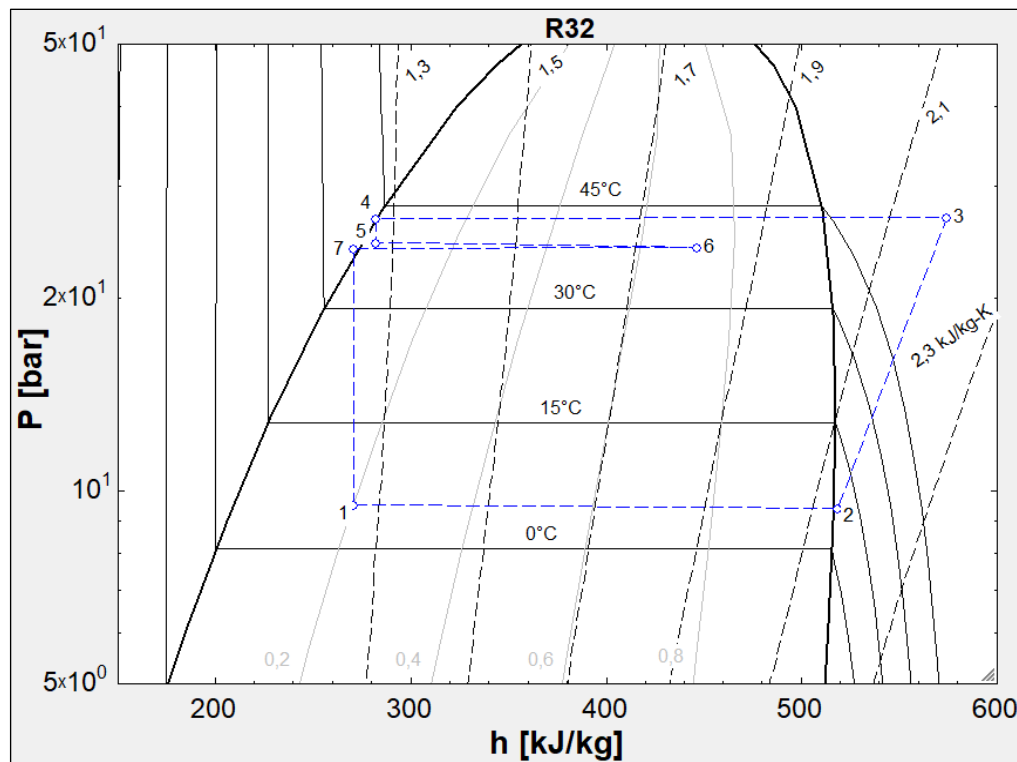


Abb.56: Beispiel für die graphische Ausgabe eines mit der Software EES berechneten Kältemittelkreislaufes des Modells zur Berechnung der Entladung von Latentwärmespeichern.

Für die Dauer des aktuellen Simulationsschrittes wird in quasistationärer Betrachtung die übertragene Wärmeleistung des Speichers für jedes Teilvolumen mit den in Kapitel 2.2.2 hergeleiteten Gleichungen berechnet. Der dazu benötigte innere Wärmeübergangswert vom Kältemittel auf die Rohrwand wird aus [20] übernommen. Beim Modell zur Entladung des LWS findet die „Korrelation nach Winterton 86“ [71] Anwendung. Die durch die Wärmeübertragung resultierenden Änderungen der Stoffeigenschaften von PCM und Kältemittel, sowie die Änderungen der Schichtdicken des PCM werden ebenfalls berechnet wie im Modellteil zur Berechnung von Beladevorgängen des LWS. Es wird berücksichtigt, dass der Wärmestrom umgekehrt übertragen wird, vom PCM auf das Kältemittel.

Der Kältemittelmassenstrom dient als Stellgröße, die Temperatur des Heizungsvorlaufes als Regelgröße. Die Bestimmung der Wärmeabgabe an den Heizkreis erfolgt über die Bilanzierungen beider Kondensatoren. Die vom Kältemittelstrom in einem Kondensator übertragene Wärmeleistung wird über den Massenstrom und die Enthalpiedifferenz zwischen dessen Eintritt und -austritt bilanziert, wie in Kapitel 2.1.3. beschrieben. Die Aufheizung des Heizwasserstromes wird zweiteilig als sensible Wärmeaufnahme berechnet, wie in Kapitel 2.1.4. gezeigt. Die Vorwärmung von der Temperatur des Rücklaufes auf die Zwischentemperatur erfolgt in Kondensator 2. Die Temperaturerhöhung von der Zwischentemperatur auf die Vorlauftemperatur geschieht in Kondensator 1.

Abschließend werden Ausgabewerte definiert, die von Interesse sind oder zur Kontrolle der Plausibilität und Gültigkeit der Ergebnisse dienen. Der orts- und zeitaufgelöste Zustand des Latentwärmespeichers kann über den gesamten Entladevorgang dargestellt werden. Darüber hinaus können Wechselwirkungen mit den in- und externen Kreisläufen der Wärmepumpe abgebildet werden, z.B. durch Arbeitszahlen und Energiebilanzen. Darüber hinaus wird geprüft, ob die Rahmenbedingungen zur Anwendung des Stefan-Problems erfüllt sind, wie in Kapitel 2.4.3 beschrieben.

4.3. Anwendung des Berechnungsmodells zur Anlagenplanung

Die Auslegung des Latentwärmespeichers erfolgt durch Berechnungen, die mit Hilfe des dazu entwickelten Modells durchgeführt werden. Die Regelstrategie den Kältemittelmassenstrom als Stellgröße zu nutzen, führt in den Kurvenverläufen der Datenanalysen teilweise zu Schwingungen, wie in Anhang 2 beispielhaft abgebildet ist. Diese Schwingungen fallen moderat aus und beeinträchtigen die Analysen nicht. Sind die Regelschwingungen für die abgeleiteten Schlussfolgerungen nicht relevant, werden die im weiteren Verlauf gezeigten Graphen geglättet. So liegt der Fokus auf der Argumentation der abgeleiteten Erkenntnisse.

4.3.1. Berechnungen zur Dimensionierung des Latentwärmespeichers

Die Dimensionierung des Wärmepumpensystems basiert auf einem Leistungsbeitrag des Latentwärmespeichers von halber thermischer Nennleistung der unmodifizierten

Wärmepumpe über eine Dauer von drei Stunden. Die Geometriedaten des Latentwärmespeichers, bestehend aus Rohrbündelwärmeübertrager und Speicherhülle, wurden in einer Reihe von Simulationsberechnungen immer weiter variiert und aufeinander abgestimmt, bis sich das aus den Auslegungsbedingung resultierende Leistungsprofil ergab. Die einzelnen Stränge des LWS werden in 100 Teilvolumen unterteilt ($n=100$). Tab.8 gibt einen Überblick über die sich aus diesem Prozess ergebenden, maßgeblichen Eingabedaten, die zur Berechnung des thermischen Verhaltens des Wärmepumpensystems in das Simulationsmodell importiert wurden.

Eingabedaten	Wert	Erläuterung	Quelle
Kältemittel	R32		
Verdampfungstemperatur	15 °C		
Sauggasüberhitzung	2 K		
Kondensatunterkühlung	0,1 K		
Rohrlänge Wärmeübertrager LWS	138 m	Aus Auslegungsleistung in Kombination mit Rohrabstand und PCM	
Innendurchmesser Wärmeübertragerrohr	9,66 mm	Aus Vorberechnungen zu Druckverlust und Wärmeübergangskoeffizient	Anhang 3
Außendurchmesser Wärmeübertragerrohr	10,3 mm	Fertigungstechnische Vorgabe	Anhang 3
Abstand Wärmeübertragerrohre	50 mm	Fertigungstechnische Vorgabe	Anhang 3
Anzahl Rohstränge	2	Aus Vorberechnungen zu Druckverlust und Wärmeübergangskoeffizient	
Wärmeleitwert Wärmeübertragerrohre	400 W/(m · K)	Wert von Kupfer	[72]
Wärmeleitwert festes PCM	2 W/(m · K)	Angabe des Herstellers und Werteerhöhung nach [20]	[20] [22]
Wärmeleitwert flüssiges PCM	2 W/(m · K)	Angabe des Herstellers und Werteerhöhung nach [20]	[20] [22]
Dichte des festen PCM	800 kg/m ³	Angabe des Herstellers	[22]
Spezifische Wärmekapazität festes PCM	2 kJ/(kg · K)	Angabe des Herstellers	[22]
Spezifische Wärmekapazität flüssiges PCM	2 kJ/(kg · K)	Angabe des Herstellers	[22]
Temperaturbereich Phasenwechsel PCM	39 - 44,5 °C	Angabe des Herstellers	[22]
Schmelzenthalpie PCM	226 kJ/kg	226 im betrachteten Temperaturbereich	[22]
Wert Temperatur Heizungsrücklauf	35 °C	Auslegungswert des Systems in praktischer Anwendung	
Sollwert Temperatur Heizungsvorlauf	45 °C	Auslegungswert des Systems in praktischer Anwendung	

Tab.8: Eingabewerte Berechnungsmodell zur Dimensionierung des Latentwärmespeichers

Wie in Kapitel 4.1.1. erläutert, wurde bei der Auswahl des PCM darauf geachtet, dass dessen Schmelztemperatur unterhalb der Kondensationstemperatur von Kondensator 1 und oberhalb der Kondensationstemperatur von Kondensator 2 liegt, die sich bei der Entladung des LWS einstellen. In Abb.57 ist der Enthalpieverlauf in Form des Ladezustandes des LWS über den Temperaturbereich des für die Versuchsanlage gewählten PCM dargestellt. Der Ladezustand des LWS gibt an, welcher Massenanteil des PCM den Phasenwechsel bereits vollzogen hat. Es wird demnach nur die Übertragung latenter Wärme betrachtet, die Erwärmung des PCM durch sensible Wärme wird bei der Angabe des Ladezustandes nicht berücksichtigt. Es ist zu erkennen, dass der Schmelzbereich zwischen 41,5 und 44,5 °C liegt, während sich der Erstarrungsbereich zwischen 44,5 und 39°C befindet [22]. Die Vorlauftemperatur der umzusetzenden Versuchsanlage liegt bei 45, die Rücklauftemperatur bei 35 °C. Daraus resultiert eine Spreizung in Heizwasserkreislauf von 10 K. In dieser Spreizung können die Wärmeübertragungsvorgänge innerhalb der Kaskade beim Entladen des LWS ablaufen, wie in Kapitel 4.1.1. beschrieben. Nach Abzug des Temperaturbereichs von 5,5 K, in dem das PCM die Phase wechselt, bleiben für die Wärmeübertragungsvorgänge eine Temperaturdifferenz von 4,5 K. Das ist allerdings der minimale Wert, der durch den gleitenden Temperaturverlauf des Phasenwechsels meist höher liegt.

Während den Berechnungen wird der den Latentwärmespeicher durchströmende Kältemittelmassenstrom geregelt. Zum Beladen des Speichers soll das Kältemittel bis zum Speicheraustritt vollständig kondensiert werden. Beim Entladevorgang soll die vorgegebene Vorlauftemperatur des Heizwasserkreises eingehalten werden.

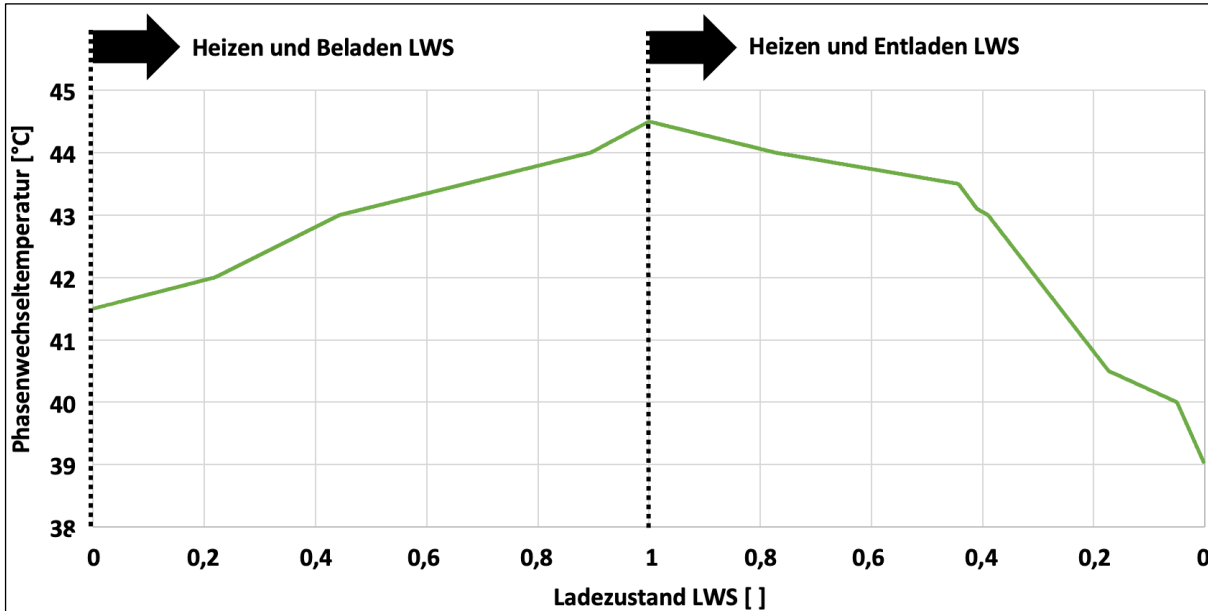


Abb.57: Verlauf Phasenwechseltemperatur des Speichermaterials in Abhängigkeit des Ladezustands des Latentwärmespeichers

Die Auslegungsrechnungen werden für zwei Grenzfälle durchgeführt. Eine Rechnung sieht ein langsames Beladen des LWS vor, wofür lediglich eine in Relation geringe Temperaturdifferenz zwischen PCM und kondensierendem Kältemittel notwendig ist. Die zweite Rechnung stellt den Fall nach, dass der LWS schnell beladen wird. Die Heizleistung wird so gewählt, dass sich in Summe mit der Speicherleistung die thermische Nennleistung der unmodifizierten Wärmepumpe ergibt. Beim Beladen des LWS wird dazu die maximal vom LWS aufgenommen Leistung von der Nennleistung abgezogen. Der Entladevorgang des LWS ist für beide Ladeszenarien gleich. Die Heizleistung entspricht während der Entladung des LWS der Nennleistung der unmodifizierten Wärmepumpe.

Abb.58 zeigt den zeitlichen Verlauf des Ladezustandes des Latentwärmespeichers während des Speicherzykluses mit langsamer Speicherbeladung. Die Beladephase dauert ca. 11,8 Stunden, die Entladephase ca. 5,2 Stunden. Der gesamte Zyklus hat demnach eine Dauer von ca. 17 Stunden. Die Beladekurve zeigt den für Latentwärmespeicher typischen Verlauf. Zu Beginn der Beladung des LWS nimmt der Ladezustand schnell zu, da der thermische Widerstand des schmelzenden PCM noch gering ist. Mit zunehmender Schichtdicke des schmelzenden PCM wächst dieser Widerstand und die Steigerung des Ladezustandverlaufs nimmt stetig ab. Abb.59 zeigt für die Beladephase bei schneller Speicherladung eine sehr ähnliche Charakteristik. Durch die höheren dem LWS zugeführten Leistungen wird die Beladephase jedoch deutlich schneller durchlaufen. Die Dauer der Beladung des LWS beträgt hier lediglich ca. 4,6 Stunden, weniger als die Hälfte

der Dauer der langsamen Beladung. Insgesamt kommt der Speicherzyklus mit schneller Beladung so auf eine Gesamtdauer von ca. 9,8 Stunden, da die Entladephase in beiden Fällen die gleiche Dauer aufweist. Abb.58 und Abb.59 zeigen demnach die selbe Entladephase des LWS. Der Ladezustand nimmt zu Beginn der Entladung am stärksten ab. Mit zunehmender Schichtdicke des erstarrenden PCM wächst der thermische Widerstand und die Steigung der Ladezustandskurve nimmt stetig ab.

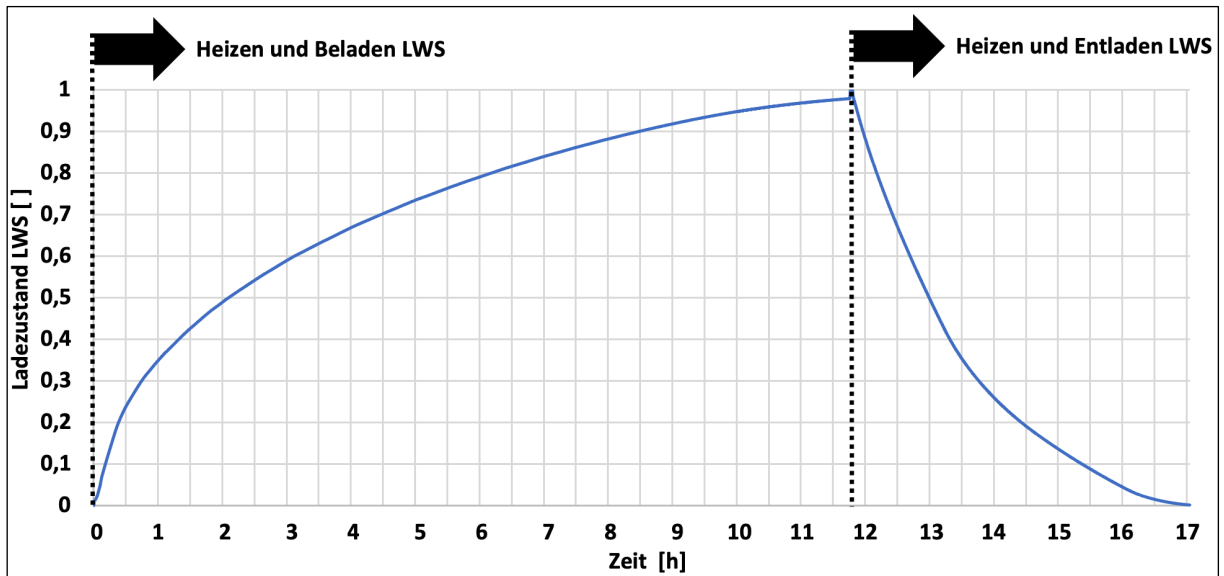


Abb.58: Zeitlicher Verlauf des Ladezustandes des Latentwärmespeichers während des Speicherzykluses mit langsamer Beladung des LWS

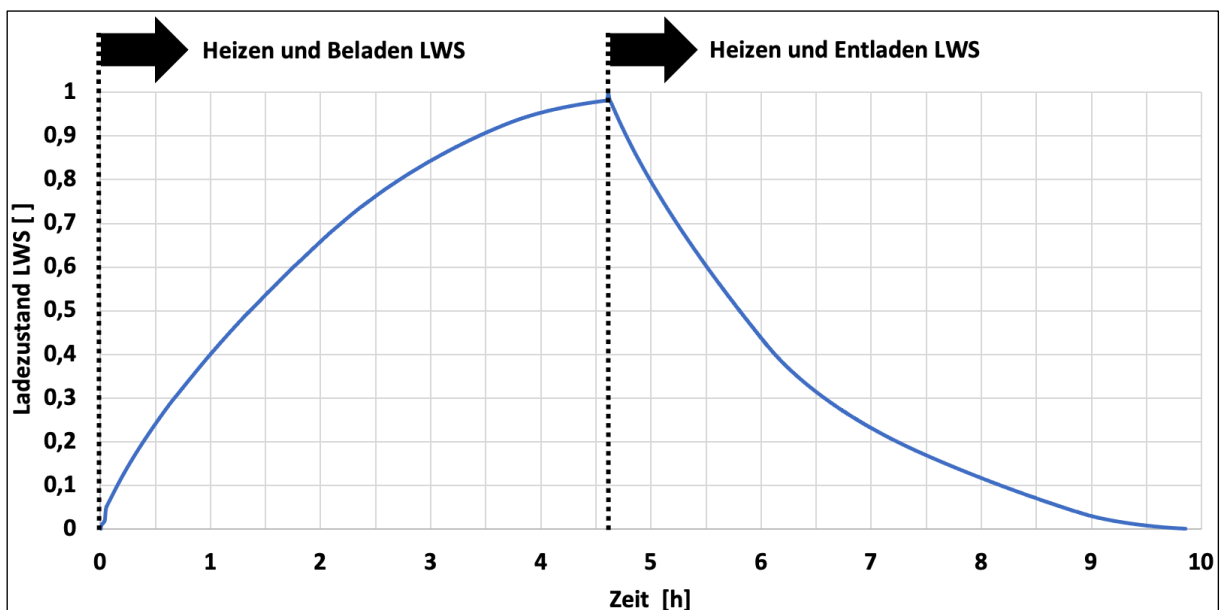


Abb.59: Zeitlicher Verlauf des Ladezustandes des Latentwärmespeichers während des Speicherzykluses mit schneller Beladung des LWS

Die zeitlichen Verläufe der Temperaturen während des Speicherzyklus mit langsamer Speicherbeladung sind in Abb.60 abgebildet. Die Temperaturgraphen vom PCM, der Kondensation des Kältemittels und des Heizungsvorlaufes zeigen einen ähnlichen Verlauf.

Mit annähernd gleichbleibenden Abständen steigen die Temperaturen über die Beladephase um ca. 3 K an. Da die Schmelztemperatur des PCM über den Beladevorgang ansteigt, steigt auch die Kondensationstemperatur des Kältemittels an. So bleibt eine für die Wärmeübertragung notwendige Temperaturdifferenz zwischen den beiden Medien bestehen. Mit steigender Kondensationstemperatur steigt auch die Vorlauftemperatur des Heizkreises. Der Verlauf der Kältemitteltemperatur am Speicheraustritt folgt prinzipiell dem Verlauf der Kondensationstemperatur des Kältemittels. Die Kondensationstemperatur vom Speichereintritt und die Phasenwechseltemperatur des Kältemittels am Speicheraustritt weisen eine Differenz auf. Diese kommt durch den Druckverlust des LWS zustande. Am Speicheraustritt herrscht ein geringerer Kältemitteldruck, was die Phasenwechseltemperatur dort absenkt.

Abb.61 zeigt die zeitlichen Verläufe der Temperaturen während des Speicherzyklus mit schneller Speicherbeladung. Die bei der langsamem Speicherbeladung beschriebenen Temperaturverläufe sind auch hier sichtbar. Zwei Unterschiede sind auffällig. Zum einen sind die Temperaturdifferenzen größer. Damit der LWS schneller beladen werden kann, wird die Temperaturdifferenz zwischen PCM und Kondensation des Kältemittels erhöht. Da die Kondensationstemperatur von der Vorlauftemperatur des Heizkreises und der Temperatur des PCM abhängig ist, ist auch die Temperaturdifferenz zwischen Heizungsvorlauf und Kondensation größer. Der zweite Unterschied ist der Sprung der Kältemitteltemperatur am Speicheraustritt von den Phasenwechseltemperaturen des PCM zu der des Kältemittels. Das Kältemittel wird nicht mehr vollständig kondensiert, es bleibt ein geringer Dampfanteil.

Bei der für beide Speicherzyklen selben Entladephase wird an den Temperaturverläufen deutlich, dass die Temperaturen nicht mehr so stark und direkt voneinander abhängig sind, wie es bei den Beladephase des LWS der Fall ist. Die höchste im Kältemittelkreislauf auftretende Kondensationstemperatur kommt bei der zur Entladung des LWS eingesetzten Kaskadenschaltung nur noch in Kondensator 1 vor. Der Verlauf der Kondensationstemperatur folgt nach dem Verlauf des Heizungsvorlaufes, wird jedoch beeinflusst von dem über die Entladephase abfallenden Temperaturverlauf des PCM. Im Heizwasserkreis bildet sich zwischen Vor- und Rücklauftemperatur eine Zwischentemperatur aus, auf die das Heizungswasser durch die Vorwärmung in Kondensator 2 erwärmt wird. Der Verlauf dieser Zwischentemperatur zeigt eine starke Abhängigkeit von dem Verlauf der PCM-Temperatur. Der Kältemitteltemperaturverlauf am Speicheraustritt folgt zu Beginn der Entladephase dem Temperaturverlauf des PCM und weist sogar nahezu die gleichem Temperaturwerte auf. Grund hierfür ist die Überhitzung des Kältemittels bis zur Temperatur des PCM innerhalb des LWS, solange die Wärmeleistung des Speichers dazu ausreicht. Kann der LWS dazu nicht ausreichend Leistung bereitstellen, fällt die Kältemitteltemperatur am Austritt des LWS auf die Zwischentemperatur des Heizwasserkreises. Der Verlauf der Kältemitteltemperatur folgt ab diesem Zeitpunkt dem Verlauf der Zwischentemperatur des Heizkreises und liegt bis zur vollständigen Entladung des LWS knapp darüber. Nach 4,5 Stunden ausgehend vom

Beginn der Entladephase ist deutlich erkennbar, dass der Phasenwechsel im LWS abgeschlossen ist und der Speicher ab diesem Zeitpunkt sensibel entladen wird.

Grundlegend lässt sich feststellen, dass die Differenzen zwischen der Temperatur des PCM und der Kondensationstemperatur des Kältemittels sowie der Vorlauftemperatur des Heizkreises beim langsameren Beladen des LWS geringer sind als bei schneller Speicherbeladung.

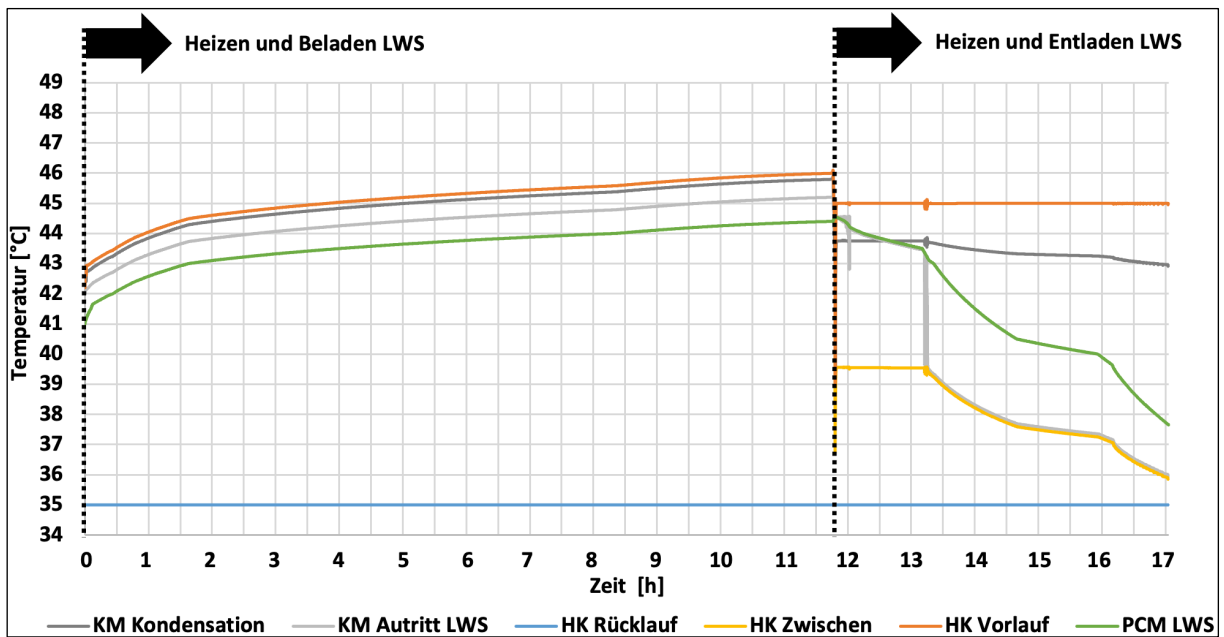


Abb.60: Zeitliche Verläufe der Leistungen des Wärmepumpensystems während des Speicherzykluses mit langsamer Beladung des LWS

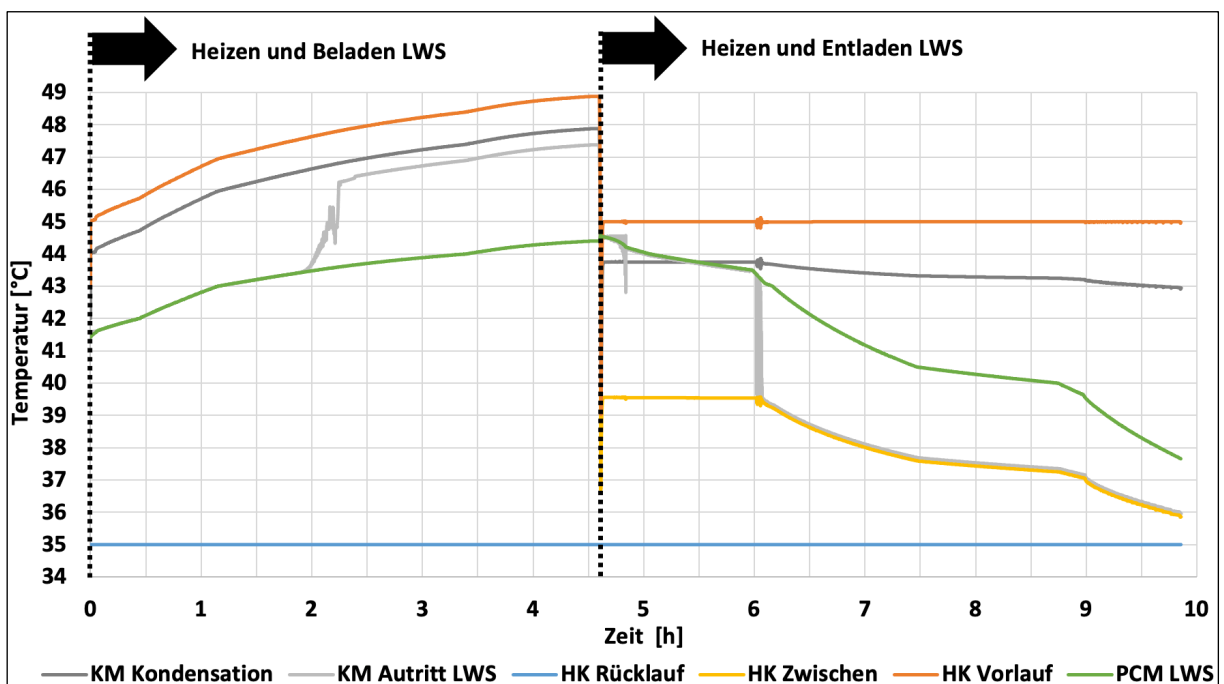


Abb.61: Zeitliche Verläufe der Leistungen des Wärmepumpensystems während des Speicherzykluses mit schneller Beladung des LWS

Abb.62 zeigt die Verläufe der Leistungsgrößen des Speicherzyklus mit langsamer Speicherbeladung, Abb.63 die Leistungsgrößen des Speicherzyklus mit schneller Speicherbeladung. Die beiden Kondensatoren und der LWS werden beim Beladen des LWS mit gleichzeitiger Bereitstellung von Heizleistung parallel mit Kältemittel durchströmt. Außerdem wird der Heizungsrücklauf auf die beiden Kondensatoren aufgeteilt, wodurch sich in beiden Bauteilen die gleichen Temperaturbedingungen einstellen. So wird die Heizlast von beiden Kondensatoren zu gleichen Teilen von ca. 3 kW getragen.

Unterschiede zwischen den beiden Beladestrategien ergeben sich bei der Speicherleistung und der vom System aufgenommenen elektrischen Leistung. Für ca. 20 Minuten nach Beginn der Ladephase nimmt der LWS bei langsamer Beladung die maximale Wärmeleistung von ca. 4,5 kW auf. Dann ist der interne thermische Widerstand des LWS so weit angewachsen, dass sich diese Leistung reduziert. Von 20 Minuten an bis eine Stunde nach Beginn des Beladevorgangs nimmt die vom LWS aufgenommene Leistung auf 2 kW ab. Von Beginn der zweiten Stunde bis 8,5 Stunden sinkt die Leistung weiter, von ca. 2 kW auf ca. 1 kW. Ab 8,5 bis 11,8 Stunden verringert sich die Wärmeleistung nochmals, von ca. 1 kW auf ca. 0,5 kW. Mit fallender vom LWS aufgenommener Wärmeleistung sinkt auch die vom System aufgenommene elektrische Leistung.

Über den Speicherzyklus mit schneller Speicherbeladung sind die Leistungen in der Ladephase insgesamt höher als über den Zyklus mit langsamer Beladung, bedingt durch die größeren Temperaturdifferenzen. Die maximale vom LWS aufgenommene Wärmeleistung von ca. 4,5 kW kann von Beginn der Ladephase bis zur Stunde 2,5 gehalten werden. Ab dann fällt die Leistung durch das Anwachsen des internen thermischen Widerstandes des LWS stetig ab, bis nach ca. 4,6 Stunden noch 0,5 kW erreicht werden und der LWS vollständig beladen ist. Auch hier nimmt die vom System aufgenommene elektrische Leistung mit abnehmender in den LWS eingebrachter Wärmeleistung ab.

Während der für beide Speicherzyklen identischen Entladephase des LWS wird der Heizbedarf zu jedem Zeitpunkt durch die Summe der Leistungen der beiden Kondensatoren gedeckt. Von Beginn der Entladephase ca. 1,5 Stunden lang bleiben die Leistungen beider Kondensatoren konstant. Ab diesem Zeitpunkt geht die Leistung von Kondensator 2 zurück. Das geschieht aufgrund der abnehmenden Wärmeleistung des LWS, der den größten Anteil der in Kondensator 2 übertragenen Wärme bereitstellt. Der Leistungsbetrag von Kondensator 1 wächst um den Betrag, um den Kondensator 2 abnimmt. Dieser Lastwechsel geht einher mit einer zunehmenden Leistungsaufnahme durch den Verdichter. Die Leistungsverläufe von Kondensator 2 und vom LWS sind annähernd gleich. Die Leistung des LWS ist jederzeit etwas niedriger. Zu Beginn ist der Abstand zwischen den beiden Leistungsverläufen am geringsten. Bis zum Ende der Entladephase steigt dieser stetig an und ist dann am größten. 4,5 Stunden nach Beginn der Entladephase ist der Übergang von latenter zu sensibler Entladung des LWS deutlich zu erkennen. Die Leistung des LWS nimmt ab diesem Zeitpunkt stark ab.

In Abb.62 und Abb.63 ist ca. 1,8 Stunden nach Beginn der Entladephase ein Merkmal der systemspezifischen Betriebscharakteristik der Kaskadenschaltung zu erkennen. Die Wärmeleistung des LWS hat an diesem Punkt so weit abgenommen, dass das Kältemittel nicht mehr bis zur Temperatur des PCM überhitzt werden kann. Das ist auch in den Temperaturverläufen von Abb.60 und Abb.61 zu sehen. Die Kältemitteltemperatur fällt dann von der Temperatur des PCM auf die Zwischentemperatur des Heizkreises ab. Anschließend wird die Wärmeleistung des LWS und die damit verbundene Vorwärmung des Heizungswassers mit abnehmendem Ladezustand des LWS stetig geringer.

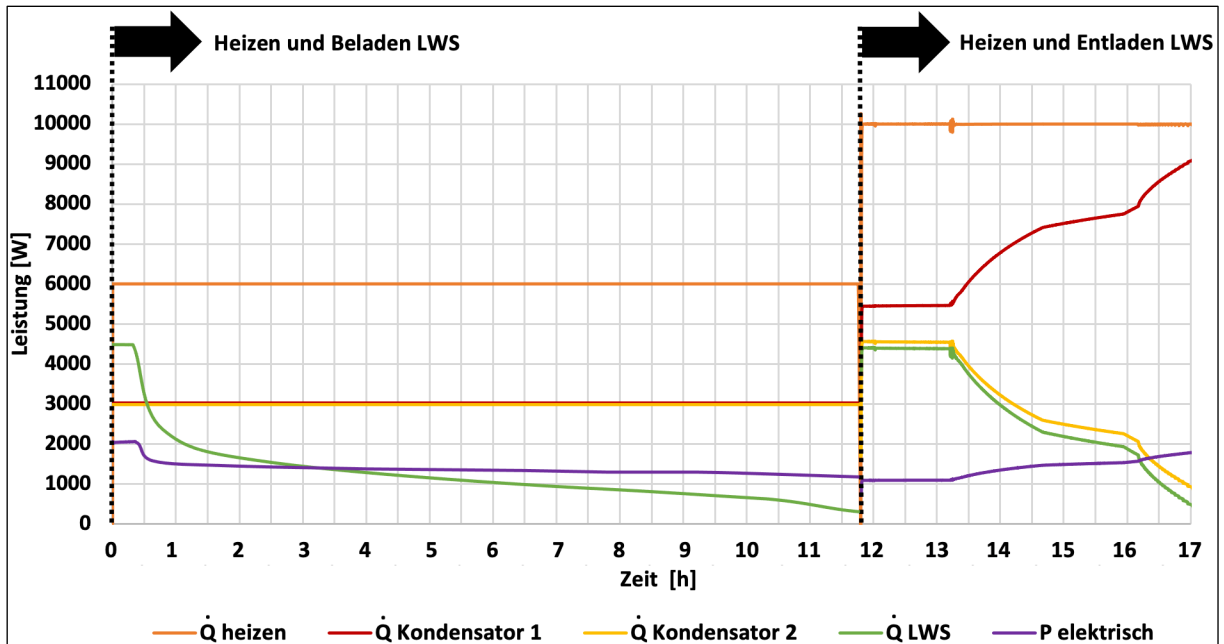


Abb.62: Zeitliche Verläufe der Temperaturen des Wärmepumpensystems während des Speicherzykluses mit langsamer Beladung des LWS

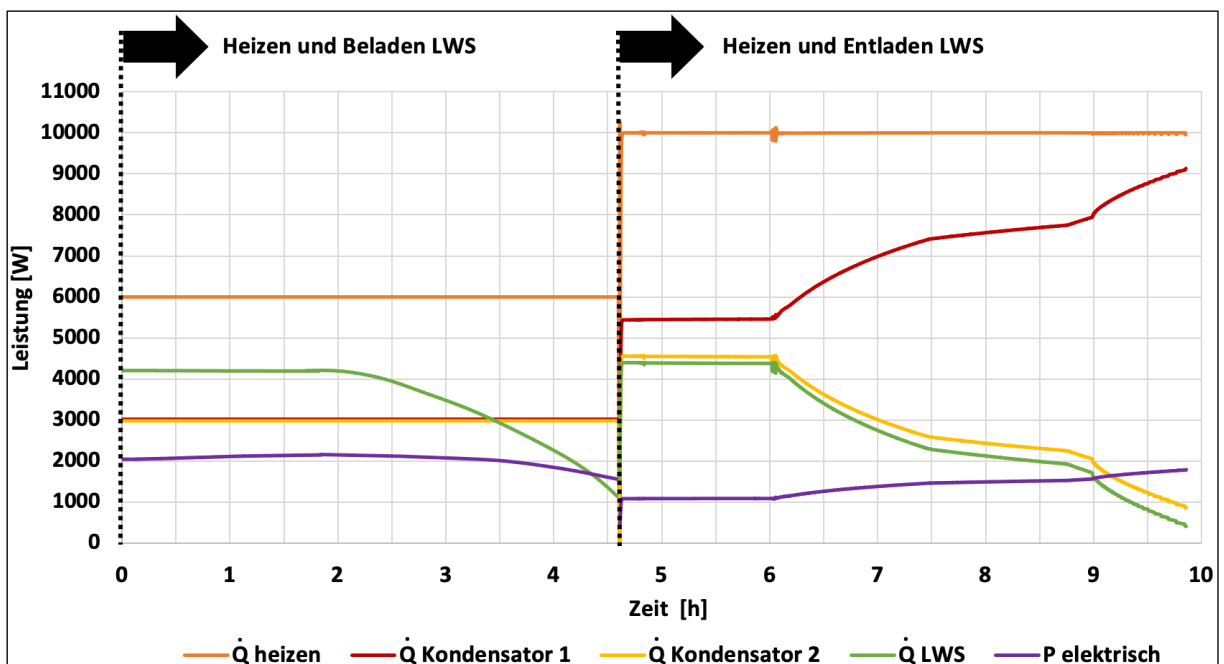


Abb.63: Zeitliche Verläufe der Temperaturen des Wärmepumpensystems während des Speicherzykluses mit schneller Beladung des LWS

Basierend auf den Werten der Leistungen und Temperaturen lassen sich die kA -Werte in Abhängigkeit des Ladezustands des Latentwärmespeichers während des Speicherzykluses mit langsamer Beladung des LWS (Abb.64) und mit schneller Beladung des LWS (Abb.65) darstellen (siehe Gleichungen (9-11)). Die Graphen zeigen das charakteristische Verhalten von kA -Werten von Latentwärmespeichern über einen Speicherzyklus auf. Zu Beginn von Be- bzw. Entladephasen ist der thermische Widerstand aufgrund der nicht vorhandenen Schichtdicke von PCM, das bereits die Phase gewechselt hat, sehr gering. Entsprechend groß sind die kA -Werte. Mit wachsender Schichtdicke nimmt der Widerstand zu und die kA -Werte nehmen ab. Die Verläufe pendeln sich nachdem ca. ein Fünftel des PCMs den Phasenwechsel vollzogen hat zwischen 1500 und 1000 ein, bevor die Werte gegen Ende der Be- bzw. Entladephasen stärker nachlassen. Die Verläufe der Beladung sind zwar aus unterschiedlichen Berechnungen, weisen jedoch kaum Unterschiede auf. Die Werte des schnellen Beladens liegen weitestgehend etwas niedriger als die Werte des langsamen Beladens.

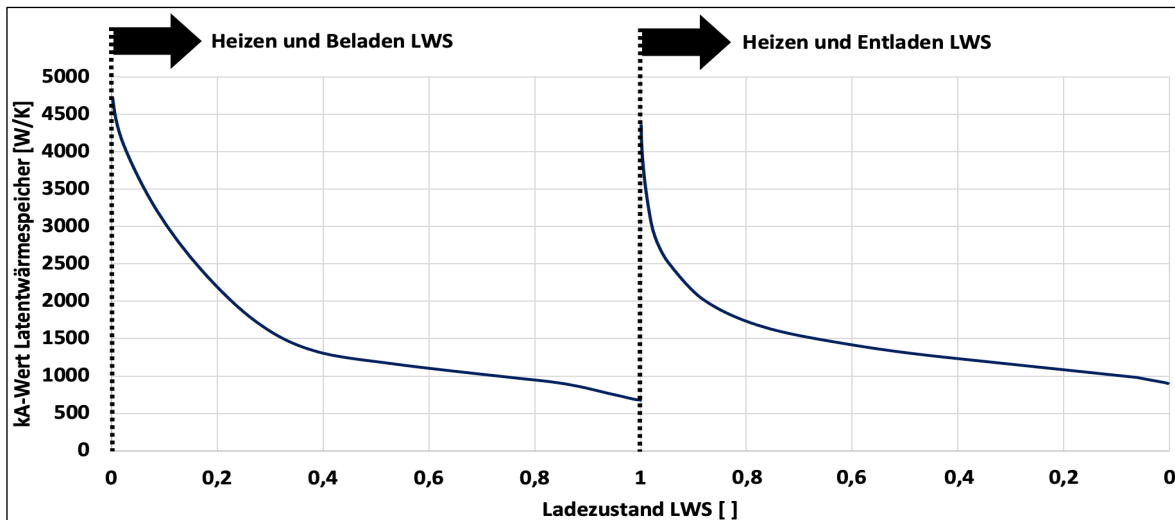


Abb.64: Verlauf kA -Werte in Abhängigkeit des Ladezustands des Latentwärmespeichers während des Speicherzykluses mit langsamer Beladung des LWS

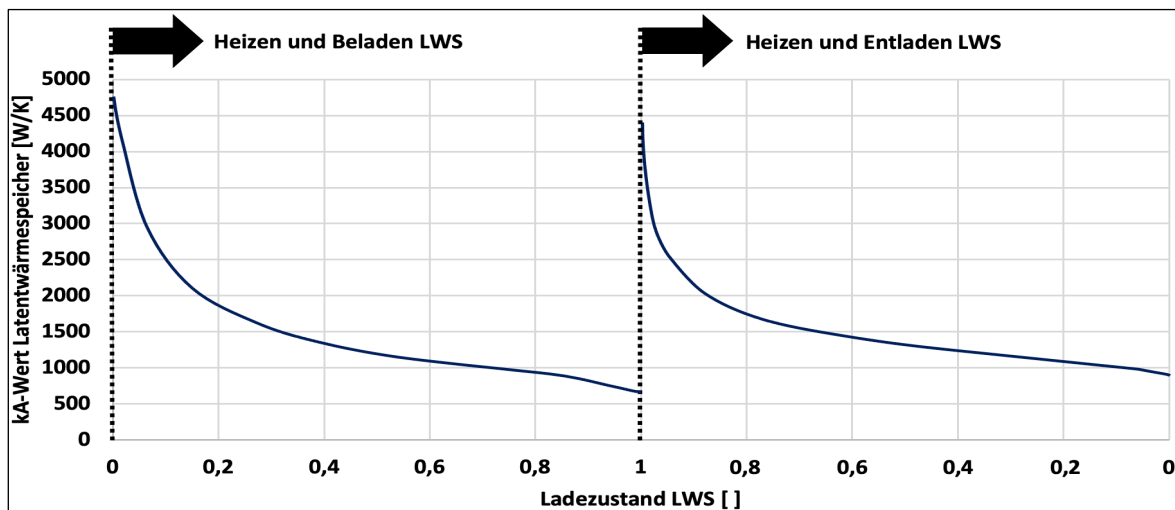


Abb.65: Verlauf kA -Werte in Abhängigkeit des Ladezustands des Latentwärmespeichers während des Speicherzykluses mit schneller Beladung des LWS

Abb.66 zeigt die zeitlichen Verläufe der Kältemittelmassenströme des Wärmepumpensystems während des Speicherzykluses mit langsamer Beladung, Abb.67 des Speicherzykluses mit schneller Beladung des LWS. Während der Beladephase verhalten sich die Verläufe der Massenströme und der Leistungen gleich. Bedingt durch die Regelung ist die Enthalpiedifferenz zwischen Eintritt und Austritt des Speichers gleich, solange die Druckverhältnisse sich nicht stark ändern. Deshalb sind Leistung und Massenstrom des Kältemittels direkt proportional zueinander. Dieser Ansatz der Laderegelung über die vollständige Verdampfung des den LWS durchströmenden Kältemittelmassenstroms basiert darauf, dass dem LWS immer genau der Kältemittelstrom zugeführt wird, die der Speicher zum entsprechenden Zeitpunkt verdampfen kann. Soll der LWS eine bestimmte Wärmeleistung erreichen, muss die den LWS durchströmende Kältemittelmenge leistungsabhängig geregelt werden. Die Leistung des LWS in parallelem Betrieb mit den Kondensatoren könnte aktiv am LWS jedoch lediglich reduziert werden, da der Kältemittelzustand an den Austritten von LWS und Kondensatoren aufgrund gleichen Druckverlustes über alle parallelen Stränge gleich sein muss und das Kältemittel die Kondensatoren vollständig kondensiert verlässt. Über die Entladephase werden alle Bauteile in Serie durchflossen, weshalb die Massenströme gleich sind. Während der Entladephase des LWS ist die Enthalpiedifferenz zwischen Eintritt und Austritt von Kondensator 1 nahezu konstant. Um dort mehr Leistung abgeben zu können, muss demnach der Kältemittelmassenstrom erhöht werden.

An den Verläufen der Leistungen und der Kältemittelmassenströme ist ein weiteres Merkmal der systemspezifischen Betriebscharakteristik zu erkennen, die zusätzlich nutzbare Enthalpiedifferenz in Kondensator 2. Der Betrag dieser Differenz ist direkt abhängig vom Kältemittelmassenstrom. Damit lässt sich der in Abb.62 und Abb.63 zu beobachtende, im zeitlichen Verlauf größer werdende Abstand zwischen den Leistungsverläufen von LWS und Kondensator 2 erklären, der in der Entladephase des LWS zu beobachten ist.

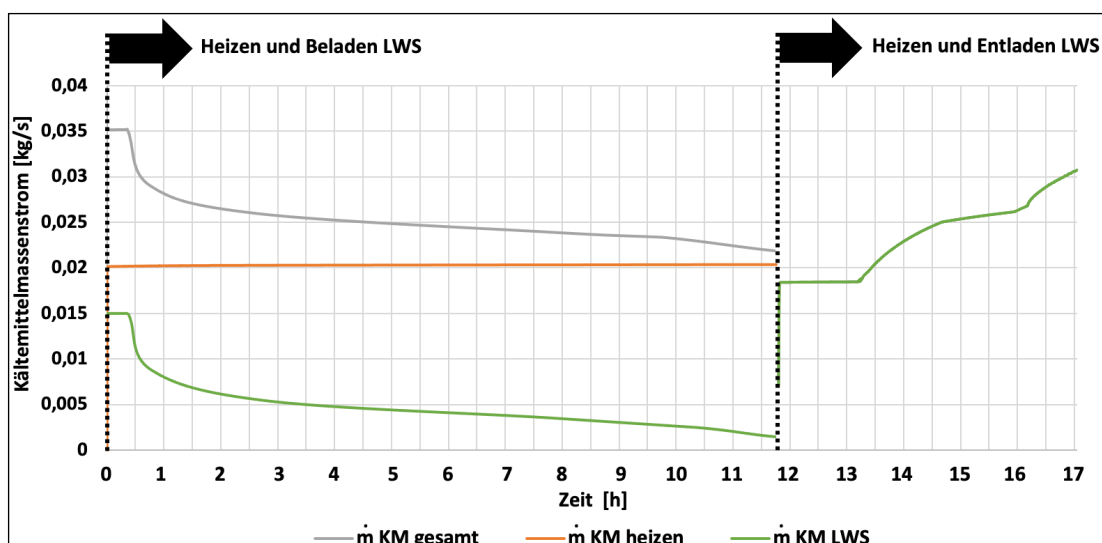


Abb.66: Zeitliche Verläufe der Kältemittelmassenströme des Wärmepumpensystems während des Speicherzykluses mit langsamer Beladung des LWS

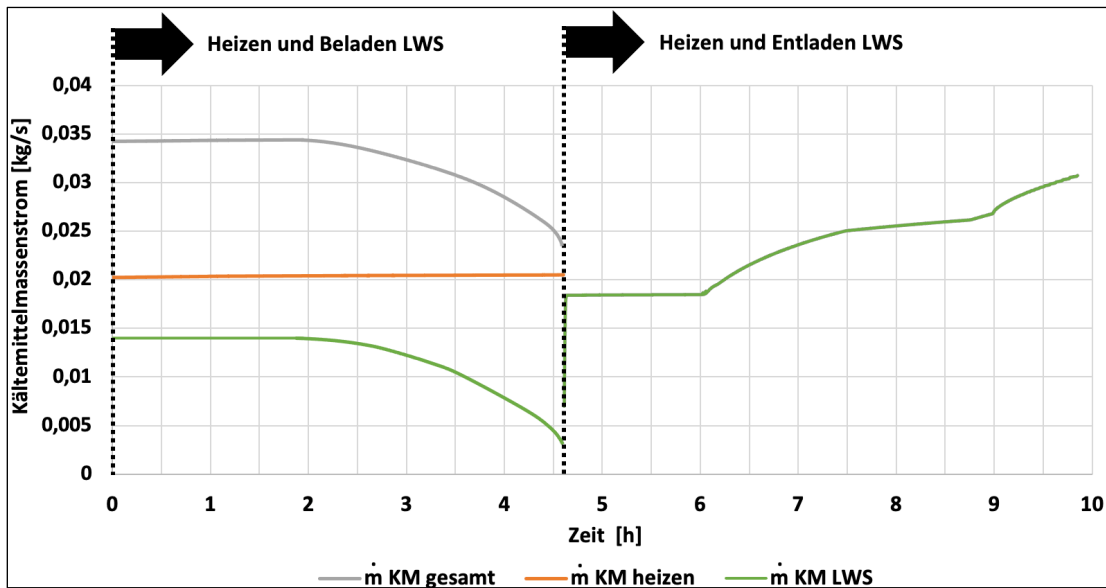


Abb.67: Zeitliche Verläufe der Kältemittelmassenströme des Wärmepumpensystems während des Speicherzykluses mit schneller Beladung des LWS

Mit Blick auf Abb.57 zeigt sich: Je kleiner der Ladezustand, desto größer der angesprochene Leistungsunterschied. Abb.66 und Abb.67 zeigen gleichzeitig: Je größer der Kältemittelmassenstrom durch die Kaskade, desto größer dieser Leistungsunterschied.

In Abb.68 ist der Verlauf des Dampfanteils des Kältemittels am Austritt des Latentwärmespeichers in Abhängigkeit des Ladezustand des LWS während der Entladephase zu sehen. Von 100% bis ca. 42% Ladezustand kann der LWS das ihn durchströmende Kältemittel vollständig verdampfen. Dann wird der interne, thermische Widerstand zu groß und der Dampfanteil wird geringer. Das System reagiert mit der Erhöhung des Kältemittelmassenstroms, um die vom LWS minder gelieferte Leistung durch die Erhöhung der Leistung von Kondensator 1 zu kompensieren. Der steigende Massenstrom wirkt mindernd auf den Dampfanteil am Austritt des LWS.

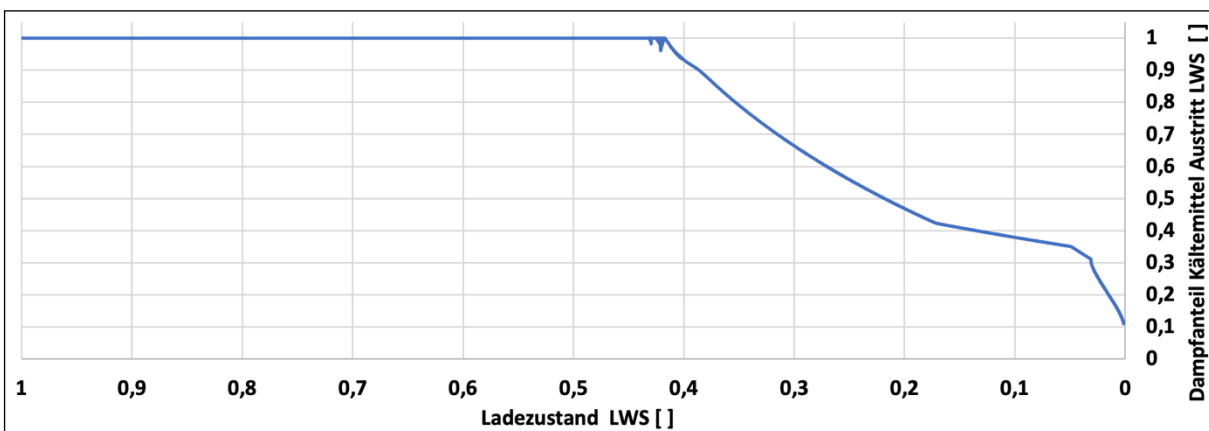


Abb.68: Dampfanteil des Kältemittels am Austritt des Latentwärmespeichers über den Ladezustand bei Entladung

Abb.69 zeigt die Verläufe der COP-Werte für die langsame Speicherbeladung. Der COP_{System} ist über die fast zwölfstündige Beladungsphase des LWS im Mittel um etwa eins niedriger als der $COP_{Kreislau}$. Zu Beginn beträgt die Differenz für einen kurzen Zeitraum von ca. 0,5 Stunden 2,1. Ab ca. Stunde 1 verläuft der Unterschied der beiden Werte von 1,2 nach 0,3 gegen Ende hin. Aus dem geringen Unterschied zwischen den beiden Verläufen lässt sich schließen, dass der LWS langsam und energieeffizient beladen wird.

Abb.70 zeigt die Verläufe der Werte für beide COP für die schnelle Speicherbeladung. Ladephase (ca. 4,5 Stunden) und Entladephase (ca. 5,5 Stunden) weisen eine ähnliche Dauer auf. Der COP_{System} ist über die Beladungsphase des LWS zwischen ca. 2,0 zu Beginn und 1,0 gegen Ende hin niedriger als der $COP_{Kreislau}$, wobei der höhere Wert nahezu 4 Stunden gehalten werden kann. Der größere Unterschied zwischen den Verläufen der beiden COP verdeutlicht, dass der LWS weniger energieeffizient beladen wird als bei der langsamen Laderegulung.

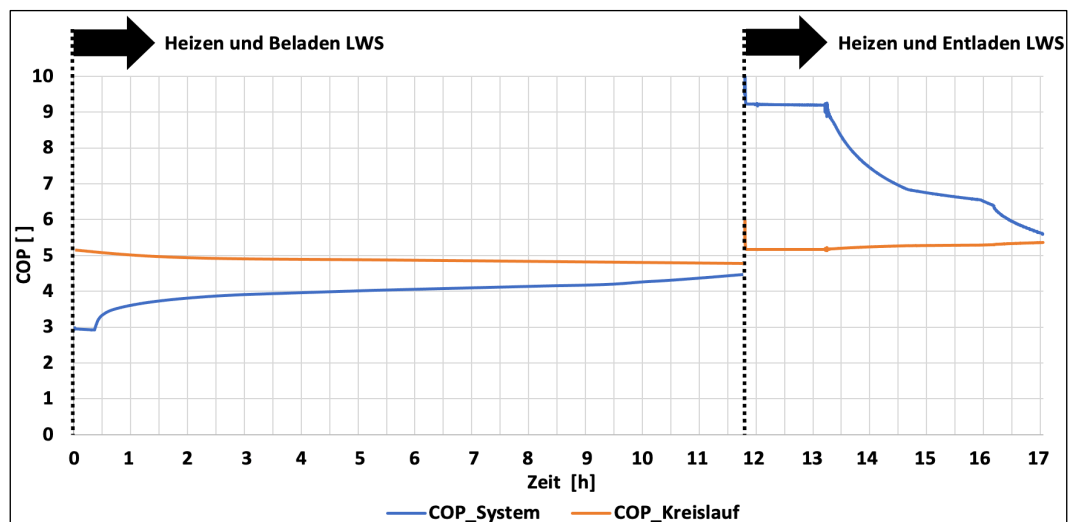


Abb.69: Aus der Auslegungsrechnung für langsame Speicherbeladung resultierender Arbeitszahlverläufe des neuartigen Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher

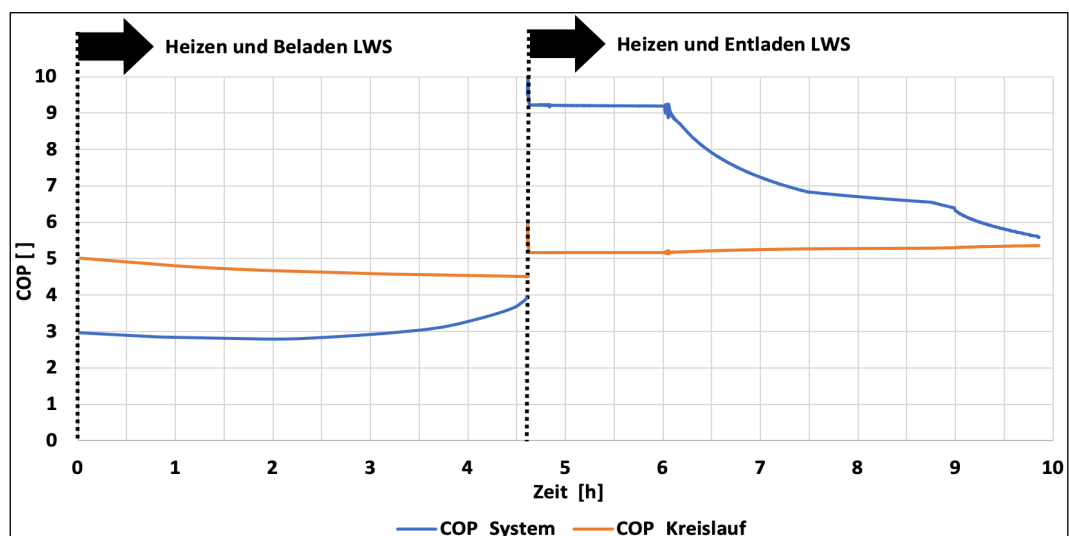


Abb.70: Aus der Auslegungsrechnung für schneller Speicherbeladung resultierender Arbeitszahlverläufe des neuartigen Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher

4. Wärmetechnisches Konzept

Während der Entladephase, wie auch während der beiden Beladephasen des LWS, betragen die Werte des $COP_{\text{Kreislauf}}$ ca. 5. Der Verlauf des COP_{System} zeigt zu Beginn der Entladephase für ca. 1,5 Stunden einen konstanten Wert von ca. 9,2. Ab diesem Zeitpunkt fällt der Wert stetig über ca. 3 Stunden auf ca. 6,5. Der Wert des COP_{System} nähert sich dann schneller dem Wert des $COP_{\text{Kreislauf}}$ an, bedingt durch die beginnende sensible Entladung des LWS.

Abb.71 fasst die Ergebnisse der durchschnittlichen Werte für die COP zusammen. Der mittlere Wert des COP_{System} von 3,97 des langsamen Beladevorganges ist um ca.1 höher als der des schnellen Beladevorganges von 2,98. Beide Werte liegen deutlich unter dem jeweiligen $COP_{\text{Kreislauf}}$. Der Wert des COP_{System} des Entladevorganges liegt mit 7,3 über dem entsprechenden Wert des $COP_{\text{Kreislauf}}$ und deutlich höher als die beiden Werte des COP_{System} der Speicherbeladung. Wie bereits zuvor erwähnt, zeigt dieser Sachverhalt die Flexibilität und die Fähigkeit der Lastverschiebung des Systems. Der $COP_{\text{Kreislauf}}$ des langsamen Beladevorganges ist um 0,16 höher als der des schnellen Beladevorganges. Das belegt die höhere Effizienz des Wärmepumpensystems beim langsameren Beladen des LWS, bedingt durch die höhere Temperaturdifferenz beim schnellen Laden, die einen Anstieg der Kondensationstemperatur zur Folge hat. Schnelles Beladen kann dennoch von Vorteil sein, wenn beispielsweise vorrangig zu nutzende elektrische Leistung zur Verfügung steht. Das kann elektrische Leistung aus präferierten regenerativen oder kostengünstigen Quellen sein oder aus regenerativen Erzeugungsanlagen, die bei Nichtabnahme der Leistung abgeschaltet oder begrenzt werden müssten.

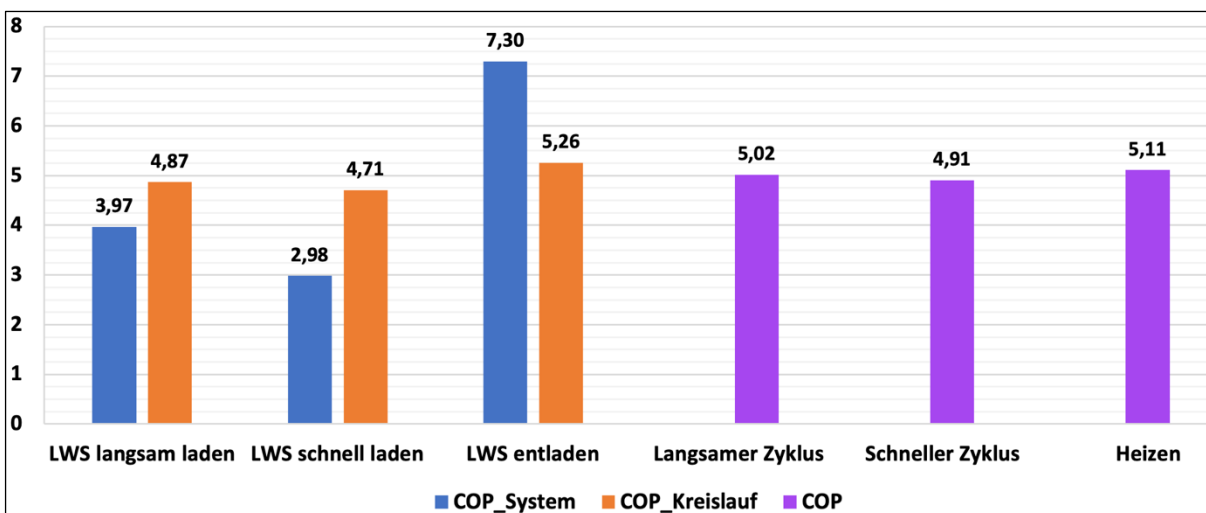


Abb.71: Ergebnisse durchschnittliche COP-Werte aus den Simulationsrechnungen zur Systemauslegung

Die Werte des $COP_{\text{Kreislauf}}$ der beiden Beladevorgänge sind durch die leicht erhöhte Kondensationstemperatur über die Beladevorgänge im Vergleich zum Betrieb ohne LWS geringer. Der des Entladevorganges ist durch die in Kapitel 4.1.3 erläuterte zusätzlich nutzbare Enthalpiedifferenz beim Entladen des LWS über dem Wert der beiden Zyklen schnell und langsam. Alle mittleren Werte der COP für die beiden Zyklen weisen keine große Abweichung zum Wert für das Heizen ohne Speichereinsatz auf. Das zeigt, dass

die Effizienz des neuartigen Wärmepumpensystems durch den Einsatz des LWS unverändert bleibt.

Unterschiedliche Ladegeschwindigkeiten sind auch bei gleichbleibender Kondensationstemperatur möglich. So etwa, wenn bei schneller Speicherbeladung die Kondensation des Kältemittels unter der Nutzung der vollständigen Wärmeübertragerfläche des LWS geschieht, während bei langsamer Beladung nur ein Teil dieser Fläche benötigt wird. Das wäre der Fall, wenn weniger Kältemittelmassenstrom den LWS durchströmt, als der Speicher zum aktuellen Zeitpunkt kondensieren könnte. Auch dann bleibt der langsame Beladevorgang effizienter, da der Verdampfer des Wärmepumpenkreislaufes mit weniger Kältemittel beaufschlagt werden muss.

4.3.2. Wärmeübertragungsvorgänge im Latentwärmespeicher

Aus den Berechnungsschritten des Simulationsmodells ergeben sich Zustandswerte von Kältemittel und PCM aus den einzelnen Teilvolumen des LWS. Einige Werte werden im Folgenden aus einer beispielhaften Berechnung eines Speicherzyklus mit langsamer Beladung und anschließender Entladung des LWS gezeigt (Abb.72). Der Speicher wurde in 30 Teilvolumen ($n=30$) unterteilt. Anhand dieser Daten lassen sich das Betriebsverhalten und die Wärmeübertragungsvorgänge innerhalb des LWS nachvollziehen.

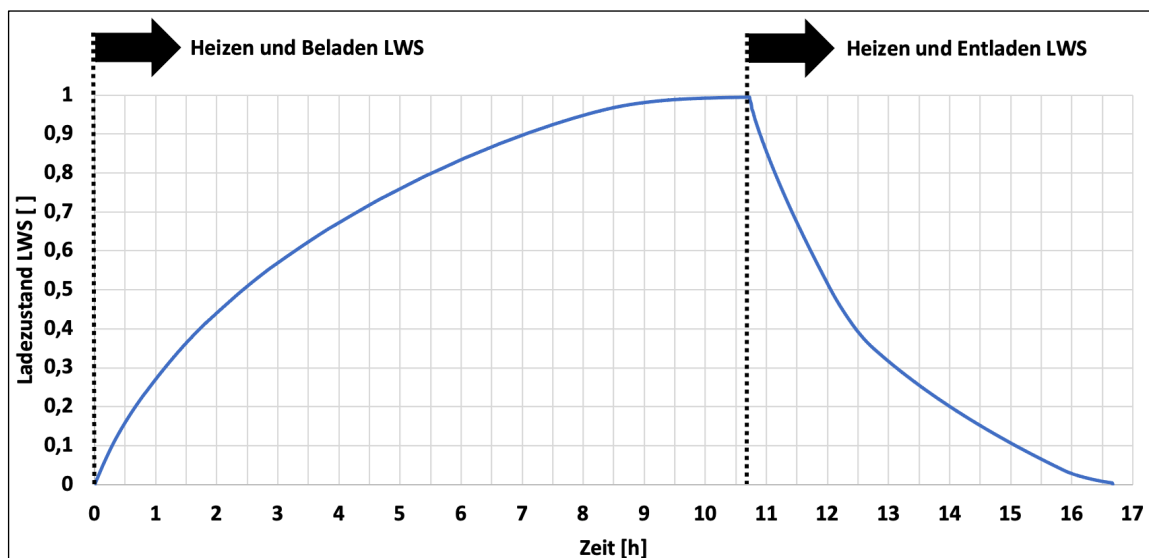


Abb.72: Zeitlicher Verlauf des Ladezustandes des Latentwärmespeichers während des Speicherzykluses aus den Simulationsberechnungen zur Veranschaulichung der Ausgabewerte

In Abb.73 sind die Kältemitteltemperaturen in den einzelnen Teilvolumen über den Verlauf des Speicherzyklus in Abhängigkeit des Ladezustandes des LWS abgebildet. Zum Beladen des LWS wird das ihn durchströmende Kältemittel kondensiert. Zu Beginn des Beladevorgang findet die Enthitzung des Heißgases in Teilvolumen 1 (blau) statt, beim Kältemittelintritt in den LWS. Es ist erkennbar, dass die Temperatur dieses Volumens bereits zügig nach Beginn den Wert des Phasenwechsels des Kältemittels aufweist. Über den fortschreitenden Verlauf der Speicherbeladung verlagert sich die Heißgasenthitzung dann zunehmend weiter in nachfolgende Teilvolumen. Zu erkennen ist die Verlagerung

ins jeweils nachfolgende Volumen, wenn die Kältemitteltemperatur auch bei Austritt aus einem Teilvolumen noch über der Phasenwechseltemperatur liegt. Für Teilvolumen 1 (blau) ist das zwischen dem Ladezustand von ca. 0,1 und 0,2 zu erkennen, für Teilvolumen 2 (orange) zwischen ca. 0,35 und 0,4. Während der Heißgasenthitzung ist die Temperaturdifferenz zwischen PCM und Kältemittel am größten. Entlang diesem Strömungsverlauf bildet sich ein Temperaturgefälle aus. Nach der Heißgasenthitzung wird die stabile Phasenwechseltemperatur des Kältemittels erreicht. Anschließend kann das Kältemittel weiter auf die Temperatur des Phasenwechsels des PCM abgekühlt werden.

Zum Entladen des LWS wird das ihn durchströmende Kältemittel verdampft. Beim Eintritt in das erste Teilvolumen (blau) ist ein Teil des Kältemittels bereits verdampft und weist Phasenwechseltemperatur auf. Nach der vollständigen Verdampfung kann das Kältemittel anschließend bis zur Temperatur des PCM im entsprechenden Teilvolumen überhitzt werden. Aus den Temperaturverläufen während des Entladevorgangs wird deutlich, dass zwischen den Ladezuständen 1 und 0,5 eine Überhitzung stattfindet. Mit abnehmendem Ladezustand und somit abnehmender thermischer Leistung des LWS wandert diese Überhitzung durch die Teilvolumen. Ist etwa die Überhitzung bei einem Ladezustand von ca. 0,6 bereits in Teilvolumen 27 (hellgrau) bis zur maximal möglichen Temperatur vollzogen, ist das bei einem Ladezustand von ca. 0,5 erst bei Teilvolumen 30 der Fall (hellgrün). Ab einem Ladezustand von ca. 0,5 ist die thermische Leistung des LWS so weit reduziert und der Kältemittelmassenstrom so weit erhöht, dass keine Überhitzung mehr möglich ist.

In Abb.74 sind die Kältemitteltemperaturen in Abhängigkeit des Ladezustandes des LWS über die Stranglänge des Wärmeübertragers innerhalb des LWS aufgetragen. Die Entwicklung der Temperatur durch die Teilvolumen ist auf einer Senkrechten in Abb.73 mit konstantem Ladezustand dargestellt. Beim Beladevorgang durchströmt das Kältemittel den Wärmeübertrager in umgekehrter Richtung als beim Entladevorgang. Beim Beladen strömt das Kältemittel von 0m nach 70m, Teilvolumen 1 beginnt bei 0m. Beim Entladen strömt es von 70m nach 0m, Teilvolumen 1 beginnt bei 70m. Die anhand Abb.73 beschriebenen Effekte sind auch hier sichtbar. Z.B. ist beim SOC von 25% während des Beladevorgang (hellblau durchgezogen) die abgeschlossene Heißgasenthitzung bei ca. 4m zu erkennen und bei ca. 61m der Wechsel von der Phasenwechseltemperatur des Kältemittels auf die des PCM. Letzterer Temperaturwechsel ist beim SOC von 75% während des Entladevorgang (orange gestrichelt) bei ca. 23m sichtbar.

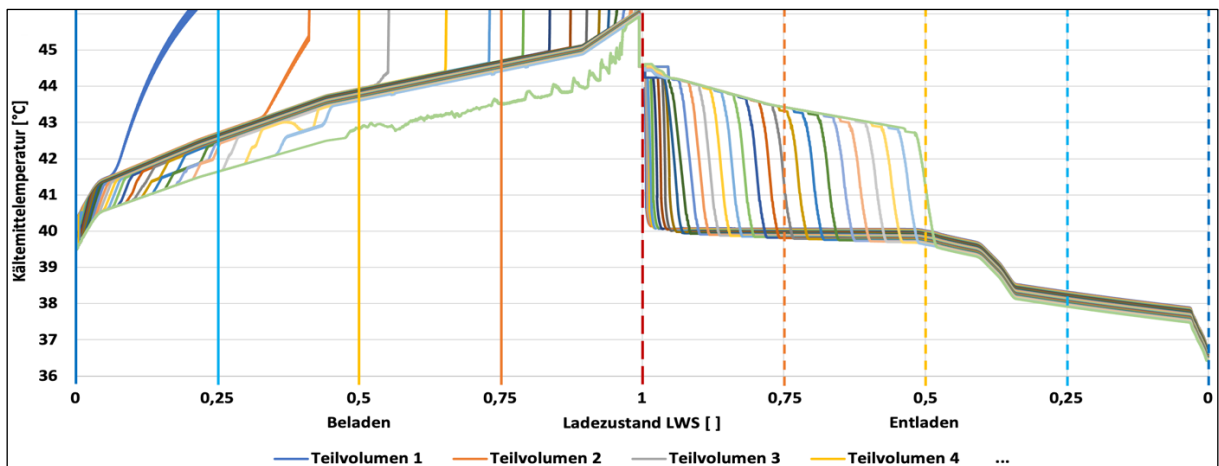


Abb.73: Kältemitteltemperaturen während eines Speicherzykluses in Abhängigkeit des Ladezustandes des LWS

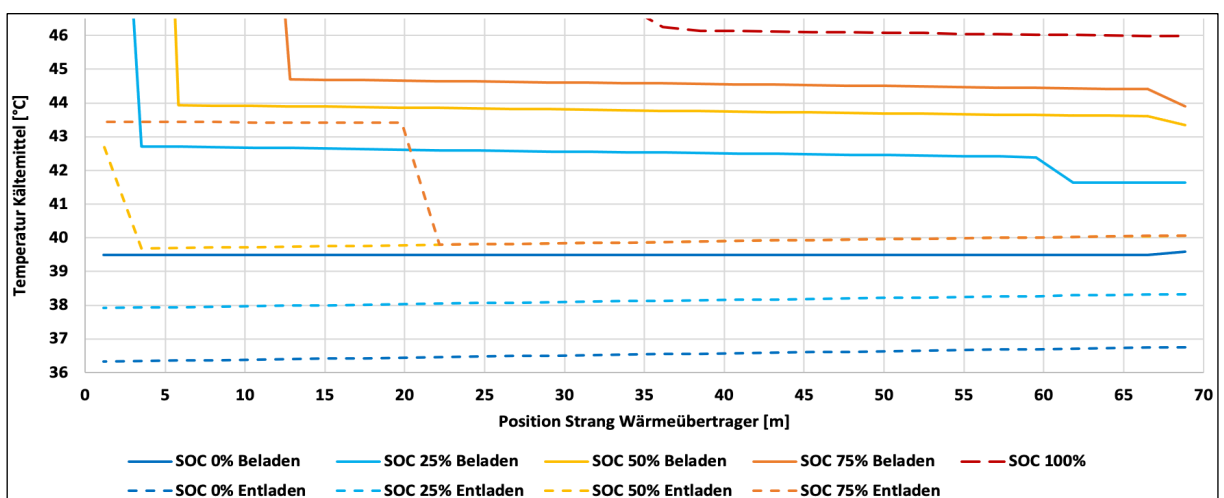


Abb.74: Kältemitteltemperaturen in Abhängigkeit des Ladezustandes des LWS aufgetragen über die Stranglänge

Abb.75 zeigt die Kältemittelenthalpien in den einzelnen Teilvolumen über den Verlauf des Speicherzyklus in Abhängigkeit des Ladezustandes des LWS. Allgemein lassen sich aus dieser Darstellung anhand der Enthalpiewerte dieselben Schlüsse ziehen, wie aus Abb.73 mit Hilfe der Temperaturwerte. Ergänzend zur Beobachtung, dass ab einem Ladezustand von ca. 0,5 während des Entladevorganges des LWS keine Überhitzung des Kältemittels mehr möglich ist, lässt sich feststellen, dass ab diesem Ladezustand auch keine vollständige Verdampfung des Kältemittels mehr stattfinden kann.

Durch die Grafik wird der Enthalpieverlauf des Kältemittels während des Durchströmens des Wärmeübertragers nachvollziehbar. Beim Beladevorgang ist die Entwicklung der Enthalpiewerte durch die Teilvolumen auf einer Senkrechten mit konstantem Ladezustand von oben (Teilvolumen 1 mit größtem Enthalpiewert in blau) nach unten (Teilvolumen 30 mit kleinstem Enthalpiewert in hellgrün) gestaffelt dargestellt. Beim Entladevorgang ist einer solchen Senkrechten von unten nach oben zu folgen. Die Ergebnisse dieses Vorgehens sind in Abb.76 über die Stranglänge des Wärmeübertragers innerhalb des LWS aufgetragen. Wieder ist zu beachten, dass das Kältemittel bei Be- und Entladung des LWS in gegensätzlicher Richtung durch den Speicher strömt (Eintritt Beladen bei 0m, Eintritt Entladen bei 70m).

4. Wärmetechnisches Konzept

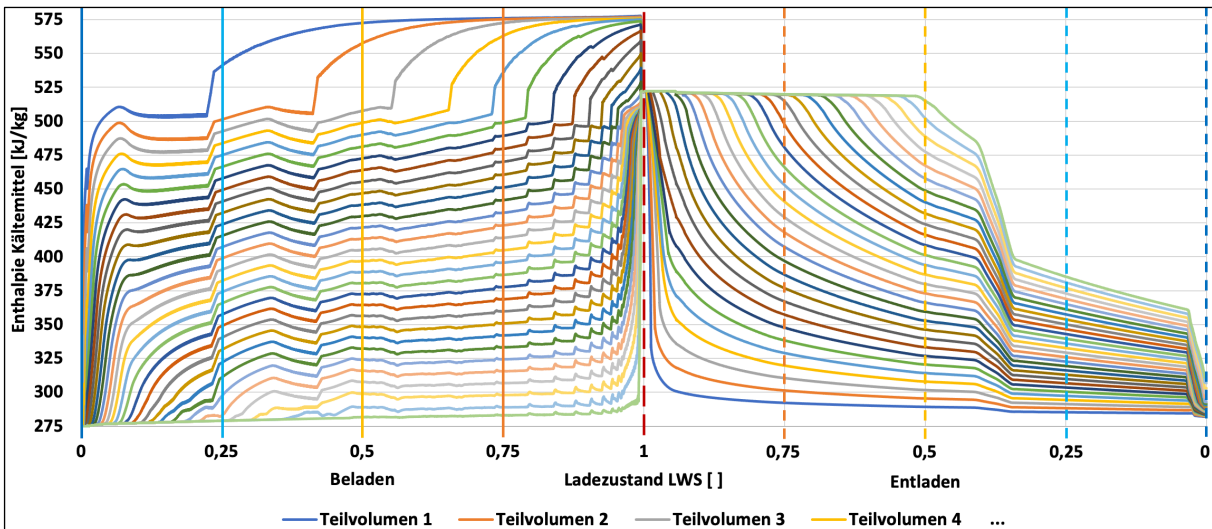


Abb.75: Kältemittelenthalpien während eines Speicherzyklus in Abhängigkeit des Ladezustandes des LWS

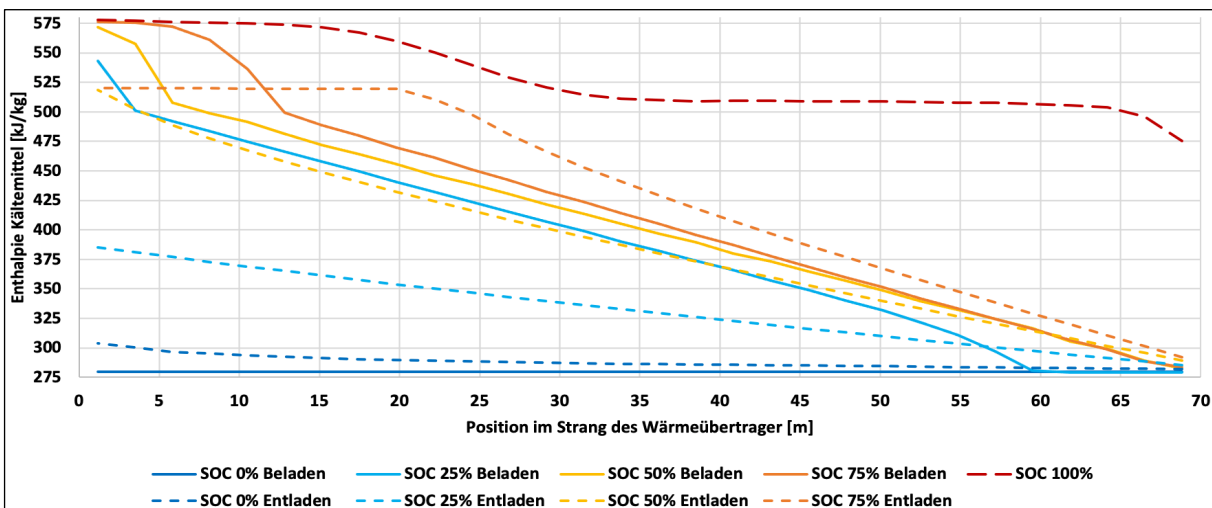


Abb.76: Kältemittelenthalpien in Abhängigkeit des Ladezustandes des LWS aufgetragen über die Stranglänge

In Abb.77 sind die Schichtdicken des PCM in den einzelnen Teilvolumen über den Verlauf des Speicherzyklus in Abhängigkeit des Ladezustandes des LWS abgebildet. Wie zu erkennen ist, beginnt der Phasenwechsel beim Be- sowie beim Entladen nicht in jedem Teilvolumen bei gleichem Ladezustand und somit zur gleichen Zeit. Dieses Verhalten lässt sich auch aus den zuvor diskutierten Verläufen der Temperatur und der Enthalpie des Kältemittels schließen.

Die Schichtdickenwerte des Beladevorgangs repräsentieren das flüssige PCM, das die Zustandsänderung von fest nach flüssig bereits vollzogen hat. Die Werte des Entladevorgangs stehen für die feste PCM-Schicht, die den Phasenwechsel von flüssig nach fest schon durchlaufen hat. Im gezeigten Verlauf beginnt das Aufschmelzen des PCM beim Beladevorgang im letzten Teilvolumen 30 beim Ladezustand von ca. 0,38. Das Erstarren des PCM beim Entladevorgang im letzten Teilvolumen 30 beginnt beim Ladezustand von ca. 0,45. Beim Beladevorgang fällt bei den ersten Teilvolumen ein schnelles Wachstum auf. Das ist zurückzuführen auf die Heißgasenthitzung, die durch die deutlich höhere Temperaturdifferenz zwischen Kältemittel und PCM eine höhere

Wärmeleistung zur Folge hat. Ist die PCM-Schicht in einem Teilvolumen auf das Maximum angewachsen, findet die Heißgasenthitzung überwiegend im nachfolgenden Teilvolumen statt. Sowohl beim Be- wie auch beim Entladen nähern sich die Schichtdicken der Teilvolumen bei zunehmenden Ladezuständen des LWS gegenseitig an. Dieses Verhalten kann auf den wachsenden thermischen Widerstand bei zunehmender Schichtdicke zurückgeführt werden. Wachsen einzelne Schichten überproportional zu den anderen an, nimmt in diesen Teilvolumen die übertragene Wärmeleistung und somit der Schichtzuwachs ab. In den restlichen Teilvolumen tritt dieser Effekt weniger stark auf, was zu einem Angleich der Schichtdicken führt.

Abb.78 zeigt die Schichtdickenwerte in Abhängigkeit des Ladezustandes des LWS und mit Position auf der Stranglänge des Wärmeübertragers innerhalb des LWS. Die Entwicklung der Schichtdicken durch die Teilvolumen ist auf einer Senkrechten in Abb.77 mit konstantem Ladezustand dargestellt. Die Beladezustände (durchgezogene Linien) zeigen Schichtdicken flüssigen PCMs bei Strömungsrichtung des Kältemittels von 0m nach 70m. Die Entladezustände (gestrichelte Linien) zeigen Schichtdicken festen PCMs bei Strömungsrichtung des Kältemittels von 70m nach 0m.

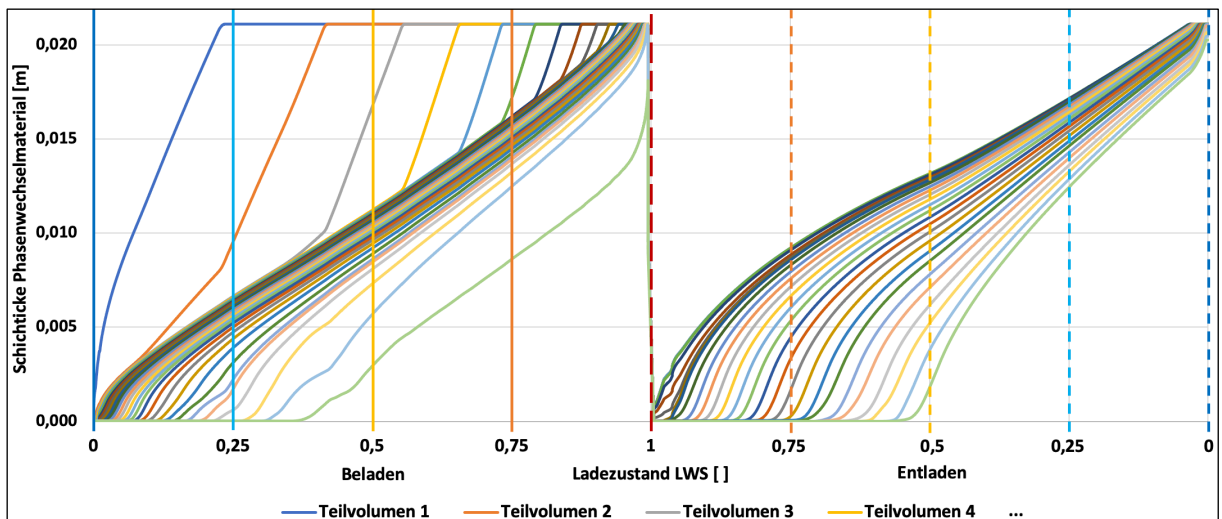


Abb.77: Schichtdicken PCM während eines Speicherzyklus in Abhängigkeit des Ladezustandes des LWS

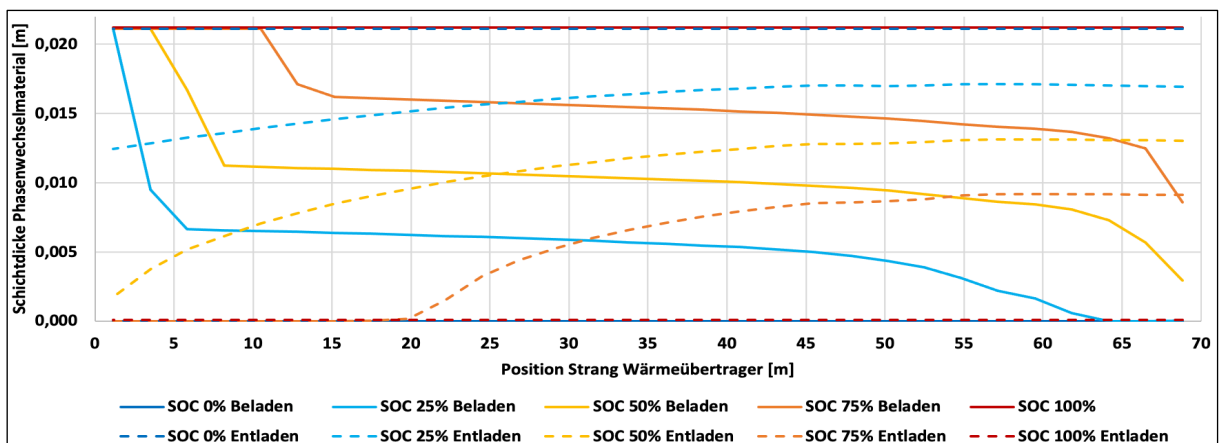


Abb.78: Schichtdicken PCM in Abhängigkeit des Ladezustandes des LWS aufgetragen über die Stranglänge

5. Experimentelle Untersuchungen

Das Anlagenschema wird vorgestellt, sowie Aufbau und Funktion der Systemregelung erklärt. Anschließend wird die praktische Umsetzung des Anlagenaufbaus gezeigt. Danach wird der Funktionsnachweis des neuartigen Kaskadenkonzeptes erbracht. An Messwerten soll gezeigt werden, dass über einen gesamten Speicherzyklus, bestehend aus Be- und Entladen des Latentwärmespeichers, das Hochdruckniveau nahezu konstant gehalten werden kann. Das ist ein maßgebliches Kriterium für den Betrieb ohne zusätzlichen Druckhub bedingt durch die Einbindung des Latentwärmespeichers. Die Daten aus Druck-, Temperatur- und Volumenstrommessungen werden analysiert. Anhand dieser Messwerte soll unter anderem die systemspezifische Betriebscharakteristik des Kaskadenkonzeptes nachgewiesen werden. Aus den berechneten Leistungswerten des Systems lassen sich die zeitlichen Verläufe der Arbeitszahlen bestimmen, mit denen die Forschungshypothese belegt werden soll. Die Forschungshypothesen besagen, dass die Effizienz im Vergleich zum System ohne Speicher unverändert bleiben soll und das System in der Lage sein soll, netzdienliche Zwecke zu erfüllen. Anhand der detaillierten Auswertung der Messwerte und der im vorherigen Kapitel generierten Berechnungsdaten kann das entwickelte Simulationsmodell zur Berechnung von Wärmepumpensystemen mit integriertem Latentwärmespeicher validiert werden. Dazu werden Ergebnisse aus dem Versuchsbetrieb der Anlage mit Prognosen aus Berechnungen des Simulationsmodells verglichen. Auch bei diesem Schritt soll die systemspezifische Betriebscharakteristik aufgezeigt und verdeutlicht werden. Das Kapitel schließt mit der Betrachtung von aufgezeichneten Werten aus der praktischen Anwendung, deren Analyse die Erkenntnisse und Rückschlüsse bestätigen sollen, die mit Hilfe der Aufzeichnungen unter Laborbedingungen gewonnen wurden.

5.1. Planung und Konstruktion Versuchsanlage

Nachdem das Kaskadenkonzept ausgearbeitet wurde und der Latentwärmespeicher mit Hilfe der Simulationsmodelle dimensioniert wurde, kann eine Versuchsanlage des neuartigen Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher geplant und konstruiert werden.

5.1.1. Anlagenschema

Abb.79 zeigt den schematischen Aufbau, in dem der Kondensator einer Wärmepumpe durch zwei Kondensatoren und den Latentwärmespeicher ersetzt wurde. Abgebildet sind auch die zur Regelung des Systems notwendigen Ventile. Bei den acht blauen Ventilen handelt es sich um Magnetventile, die zur Anpassung des Kältemittelkreislaufes dienen. Die vier grünen Ventile sind von Stellmotoren angetriebene Kugelabsperrentile, die den Heizwasserkreislauf anpassen können.

Ergänzend zum Anlagenschema aus Abb.44 und Abb.47 wurden vier wesentliche Ergänzungen vorgenommen:

1. Vor dem Expansionsventil wurde ein Kältemittelsammler eingefügt. Je nach Schaltzustand werden unterschiedliche Rohrlängen und Bauteile durchströmt. Abhängig von durchflossener Kältemittelrohrlänge und Dampfanteil im LWS kann das zirkulierte, flüssige Kältemittelvolumen stark variieren. Der Sammler soll das flüssige Kältemittel in Schaltzuständen bevorraten, in denen weniger Kältemittelmasse im Kreislauf benötigt wird.
2. Am Verdichterausgang wurde eine Ölrückführung ergänzt. Das Öl zur Schmierung des Verdichters könnte sich in Leitungssenken oder im LWS sammeln und nicht zum Verdichter zurückgelangen, besonders bei niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten des Kältemittels. Auf der Hochdruckseite des Verdichters ist deshalb ein Steigrohr mit großem Durchmesser vorgesehen, an dessen unterem Ende sich das Öl sammelt und in regelmäßigen Zeitabständen zum Eintritt des Verdichters rückgeführt wird.
3. An der Unterseite des LWS wurde ein Durchgang hinzugefügt, der den Wärmeübertrager des Speichers kältemittelseitig mit der Rückführung zum Sammler verbindet. Ansammlungen von Kältemittel im LWS können so aus dem Speicher abgelassen werden.
4. An den Ein- und Austritten des Sammlers und der Kapillare sowie am Durchgang an der Unterseite des LWS wurden Schaugläser in die Kältemittelleitungen eingesetzt. So ist es im Betrieb möglich, die Dampfanteile des Kältemittelstromes an diesen Punkten abzuschätzen.

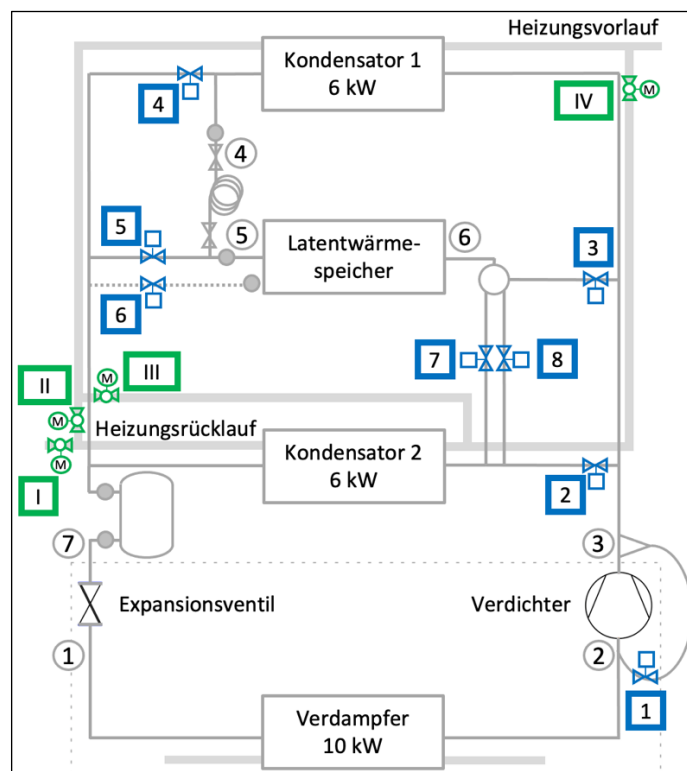


Abb.79: Anlagenschema Wärmepumpe mit integriertem Latentwärmespeicher

5.1.2. Regelung

Über jeweils ein Signal werden die Optionen Heizen, Beladen des LWS und Entladen des LWS gesteuert. So erfolgt die Regelung des neuen Wärmepumpensystems über drei analoge Eingangssignale. Aus drei Signalen lassen sich acht Kombinationen bilden. Je nach Signalkombination wird über eine hinterlegte Matrix ein Betriebsmodus eingestellt oder eine Fehlermeldung ausgegeben. Gleichzeitiges Be- und Entladen des LWS ist nicht möglich, wodurch zwei Signalkombinationen kein umsetzbarer Betriebsmodus zugeordnet werden kann. Ebenso ist das Entladen des Speichers ohne Heizanforderung nicht möglich, wodurch einer dritten Kombination kein gültiger Modus zugewiesen wird. Somit führen fünf Signalkombinationen zur Schaltung von gültigen, umsetzbaren Betriebsmodi und drei Signalkombinationen haben die Ausgabe einer Fehlermeldung zur Folge. Die Ventilstellungen der acht Signalkombinationen sind der Regelungsmatrix in Anhang 4 zu entnehmen. Bei den Betriebsmodi, bei denen der Verdichter aktiv ist, wird das Ölrückführventil (Kältemittelventil 1) in einem definierten Intervall temporär geöffnet.

Die Übersetzung der drei analogen Signale in eine Betriebsanforderung erfolgt mit einer Regeleinheit, die mit Soft- und Hardware des Herstellers „Technische Alternative“ (TA) [73-75] aufgebaut wurde. Zusätzlich werden ein Signal zur Einstellung des Sollwertes für die Temperatur des Heizungsvorlauf und Temperaturmessdaten des Latentwärmespeichers an die Regeleinheit übergeben. Diese Temperaturen dienen unter anderem der Überprüfung, ob der angeforderte Betrieb durchgeführt werden kann. Eingehende Temperaturmessungen des Speichers ermöglichen außerdem die Ausgabe des Ladezustandes. Abhängig von der in die Regeleinheit eingehende Signalkombination wird das Wärmepumpensystem über eine Schnittstelle angesteuert. So wird die Anlage ein- und ausgeschaltet, der Sollwert des Heizungsvorlaufs übergeben und zwischen den Modi Heizen und Brauchwarmwasserbereitung gewechselt. Parallel dazu werden die Stellungen der zusätzlich in das System eingebrachten Ventile hergestellt, die für jeden angefragten Betriebsmodus hinterlegt wurden. Für Signalkombinationen, die zu einem nicht umsetzbaren Betriebsmodus führen, werden Fehlermeldungen ausgegeben. Dieses grundlegende Regelungsprinzip ist in Abb.80 dargestellt.

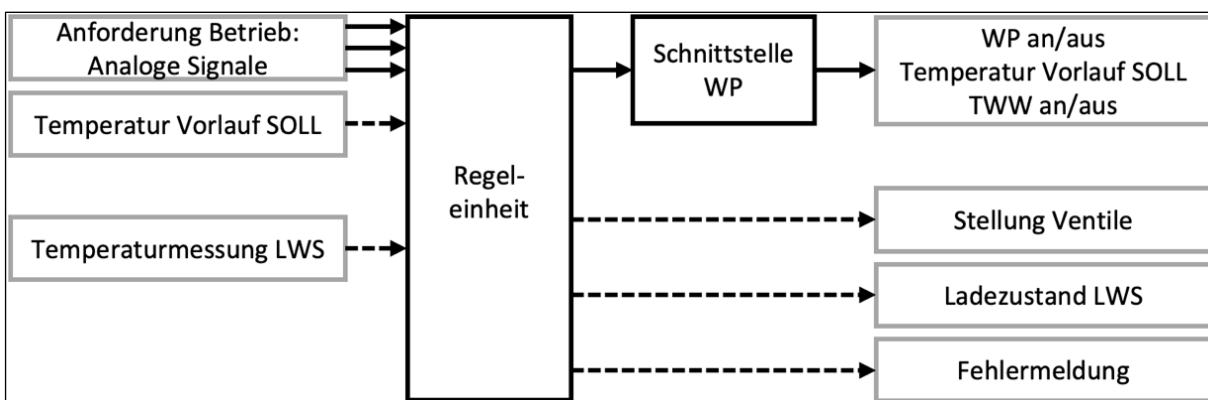


Abb.80: Prinzip der Regelung des Wärmepumpensystems

5.1.3. Aufbau

Zunächst wurden die Komponenten der Kaskade geeignet angeordnet, die beiden Kondensatoren [76] der Latentwärmespeicher und die Kapillare. Die Sole/Wasser-Wärmepumpe „Altherma 3 GEO“ [77] von „Daikin“ [78] hat sich als geeignet herausgestellt, den Wärmepumpenkreislauf und die grundlegende Steuerung für das neuartige Wärmepumpensystem zu stellen. Der Kondensator der Wärmepumpe wurde entfernt und wie in Abb.79 dargestellt durch den Kältemittelsammler [79] sowie die Kaskadenelemente ersetzt. Als Schnittstelle zur Kommunikation und zur Datenübertragung zwischen Wärmepumpe und der Hardware von „Technische Alternative“ wird das Gerät „DCOM-LT-IO“ [80] desselben Herstellers verwendet. Abb.81 zeigt den dreidimensionalen Plan und die reale Umsetzung der Versuchsanlage. Die Kältemittelleitungen sind mit Pink, die Soleleitungen in Türkis und die Heizwasserleitungen in Blau markiert. Der große Quader symbolisiert im 3D-Modell den LWS. Die beiden oberen Wärmeübertrager sind die Kondensatoren, der Untere ist der Verdampfer. Beim Verdampfer ist der ursprüngliche Kältemittelkreislauf mit dem Verdichter zu erkennen. Unterhalb des LWS ist der Sammler platziert. Die blauen Ventile sind Magnetventile, die orangenen Kugelabsperrentile. Die größeren Kugeln in der Sole- und Heizwasserleitung des 3D-Modells sind die Pumpen.

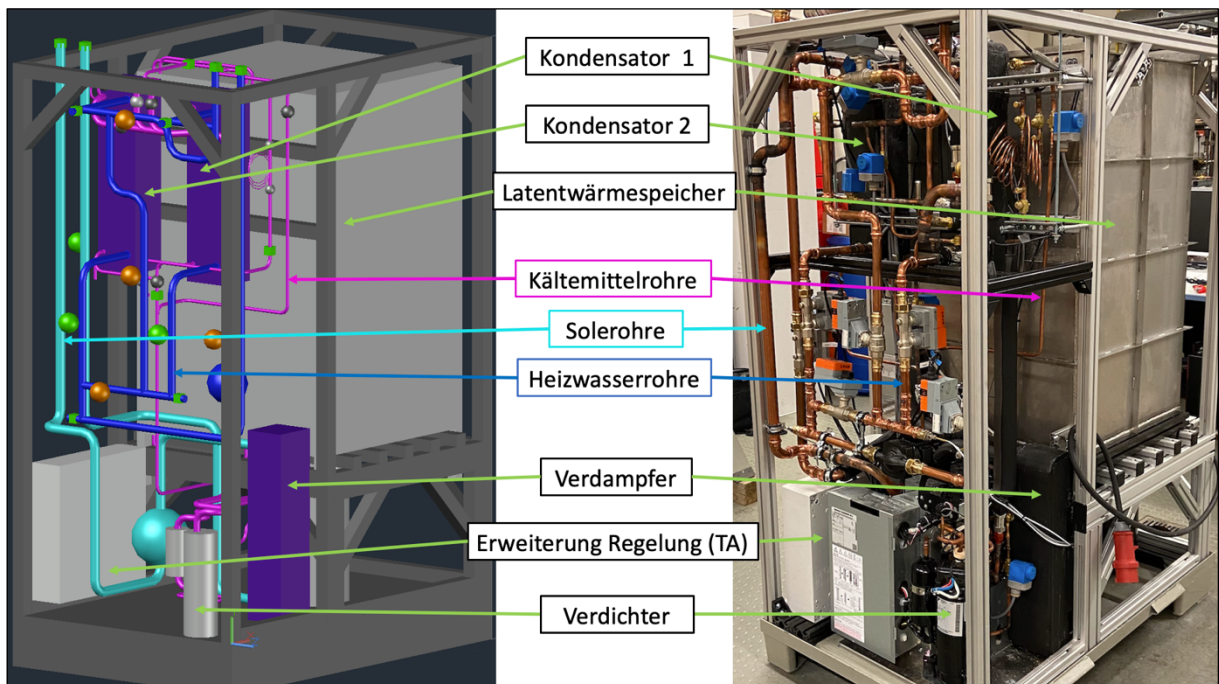


Abb.81: Vergleich der Anordnungen markanter Komponenten zwischen 3D-Modell und realer Versuchsanlage [61]

In Anhang 5 sind die detaillierten Anlagenpläne des neuen Systems hinterlegt:

- Konstruktionspläne Latentwärmespeicher
- Schema hydraulische Schaltung und Leitungseinbauten
- Schema der elektrischen Erweiterungen zur ursprünglichen Elektronik

Tab.9 fasst die wesentlichen Eckdaten der Versuchsanlage zusammen. Paraffin als PCM hat allgemein eine niedrige Wärmeleitfähigkeit. Ein Schwerpunkt aus [20] war die Steigerung der Wärmeleitfähigkeit von PCM durch Zugabe von Grafit. Als Resultat konnte dort festgehalten werden, dass die Wärmeleitfähigkeit um den Faktor 10 gesteigert werden kann, wenn dem Paraffin Grafit im Gewichtsverhältnis von 1 Anteil Grafit zu 5 Anteilen PCM beigemischt wird. Diese Erkenntnis wurde übernommen und eine Mischung aus Grafit und Paraffin im ermittelten Verhältnis als Speichermedium verwendet.

Komponente	Typ	Wert	Quelle
Wärmepumpe	Sole/Wasser	10 kW thermisch	[77]
Kältemittel	R32	7 kg	[81]
Latentwärmespeicher	Kupfer Rohrbündelwärmeübertrager	138 m	Anhang 5
	Grafit	53 kg	[82]
Phasenwechselmaterial	Paraffin	248 kg	[22]
	Phasenwechseltemperatur	41 - 44 °C	[22]
	Schmelzenthalpie	250 kJ/kg	[22]
	Wärmeleitfähigkeit	0,2 W/(m · K)	[22]
	Wärmeleitfähigkeit mit Grafit	2,0 W/(m · K)	[20] [22]
Abmessungen	Lange/Breite/Höhe	1,20 m/0,80 m/1,75 m	

Tab.9: Eckdaten der Versuchsanlage Wärmepumpe mit integriertem Latentwärmespeicher [62]

5.2. Messdatenerfassung

Für die messtechnische Datenerfassung sind kältemittelseitig die sieben Zustandspunkte relevant, die in den Abb.82 dargestellt sind. Von diesen Punkten werden jeweils Druck und Temperatur erfasst. Darüber hinaus werden die Massenströme der Sole und des Heizwassers an den drei Wärmeübertragern gemessen, ebenso wie die Temperaturen an deren Ein- und Ausgängen. So kann indirekt die jeweilige Wärmeleistung bestimmt werden. Am Netzanschlusspunkt der Anlage wird die zugeführte elektrische Gesamtleistung erfasst. Die Messstellen sind im 3D-Modell in Abb.81 durch hellgrüne Würfel (Druck und Temperatur) und Kugeln (Durchflussmesser) dargestellt. Abb.82 gibt einen vereinfachten Überblick aller Messstellen in der Versuchsanlage. In Tab.10 sind die eingesetzten Geräte und deren Genauigkeit zur Erfassung der Messwerte aufgelistet. Tab.11 gibt eine Übersicht über die aus Messwerten hergeleiteten Werte.

Messwerte						
Wert	Gerätetyp	Medium	Messgenauigkeit	Genauigkeitsklasse / Norm		
1	Temperatur	Einsteckfühler [83]	Wasser	$\pm 0,03 + 0,005 \cdot t $ °C	1/10 B / DIN EN 60751 [88]	
2	Temperatur	Anlegefühler [84]	Kältemittel R32	$\pm 0,15 + 0,002 \cdot t $ °C	A / DIN EN 60751 [88]	
3	Durchfluss (Wasser)	Ultraschall-Volumenstrommesser [85]	Wasser	$\pm 0,02 \cdot$ Messwert		
4	Elektrische Leistung	Wirkleistung, Messwandler [86]	Elektrizität	$\pm 0,002 \cdot$ Messwert	0,2 / IEC EN 61557-12 [89]	
5	Druck	Piezoresistive Messzelle [87]	Kältemittel R32	$\pm 0,0025 \cdot$ obere Messwertgrenze	IEC EN 60770 [90]	

Tab.10: Verwendete Messgeräte und deren Messgenauigkeiten

Aus Messwerten hergeleitete Werte		
Wert	Hergeleitet aus Messwerten (Tab.10)	Methode zur Bestimmung
Enthalpie Kältemittel	2 ; 5	Zustandstabellen (Dampf tafeln)
Dampfanteil Kältemittel	2 ; 5	Zustandstabellen (Dampf tafeln)
Phasenwechseltemperatur Kältemittel	2 ; 5	Zustandstabellen (Dampf tafeln)
Wärmeleistung Wärmeübertrager	1 ; 3	nach (8)
Wärmeleistung Latentwärmespeicher	1 ; 3	nach (1) und (Anhang 5)
Massenstrom Kältemittel durch Wärmeübertrager	1 ; 2 ; 3 ; 5	nach (4)
Massenstrom Kältemittel durch Latentwärmespeicher	1 ; 2 ; 3 ; 5	nach (1), (4) und (Anhang 5)

Tab.11: Aus Messwerten hergeleitete Werte

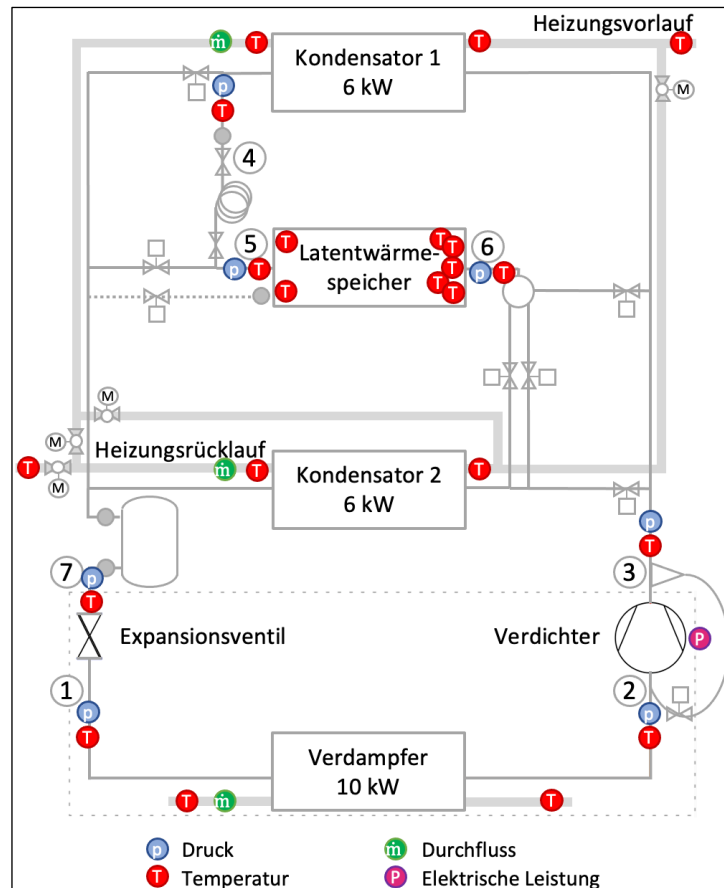


Abb.82: Messstellen in der Versuchsanlage

Als Datenlogger wird ein „Almemo“ [91] Präzisionsmessgerät mit aktiven Messkreiskarten und die dazugehörige Peripherie des Herstellers „Ahlborn“ [92] eingesetzt. So sind mehr als 100 Messungen pro Sekunde möglich, wobei jede Messstelle individuell bezüglich der Messparameter eingerichtet werden kann. Für die in den Analysen verwendeten Messdaten wurde das Messsystem so kalibriert, dass alle Messwerte denselben Zeitstempel aufweisen. So wird bei den Auswertungen gewährleistet, dass die ins Verhältnis gesetzten Messdaten zum exakt gleichen Zeitpunkt erfasst wurden und die Ergebnisse nicht durch zeitlich versetzte Messdatenerfassung verfälscht wird.

5.3. Funktionsnachweis des neuartigen Kaskadenkonzeptes

Erstes Ziel der experimentellen Untersuchungen ist der technische Funktionsnachweis des neuartigen Kaskadenkonzeptes. Dazu wird ein Versuchsbetrieb von ca. 5,5 Stunden Dauer analysiert. Beginnend mit einer Speicherladephase über ca. 2,5 Stunden folgt eine Übergangsphase hin zur Speicherentladephase von ca. 2,5 Stunden Dauer.

Ein maßgebliches Kriterium zum Beleg der Forschungshypothese ist, dass ein Speicherzyklus bestehend aus Be- und Entladen des LWS durchlaufen werden kann, während der Verdichter des Wärmepumpensystems ein weitgehend konstantes Hochdruckniveau hält und sich die Heizkreistemperaturen nicht signifikant ändern. Die in Kapitel 3 erläuterte Druckerhöhung, die in Wärmepumpensystemen mit LWS üblicherweise notwendig ist, soll demnach während des gesamten Zyklus nicht auftreten.

5. Experimentelle Untersuchungen

Abb.83 zeigt die zeitlichen Druckverläufe (Messwerte) des Kältemittelkreislaufs während eines Speicherzyklus, Abb.84 zeigt die zeitlichen Temperaturverläufe (Messwerte) desselben Zyklus. Die Nummerierung der Zustandspunkte entspricht der Zuordnung aus Abb.82.

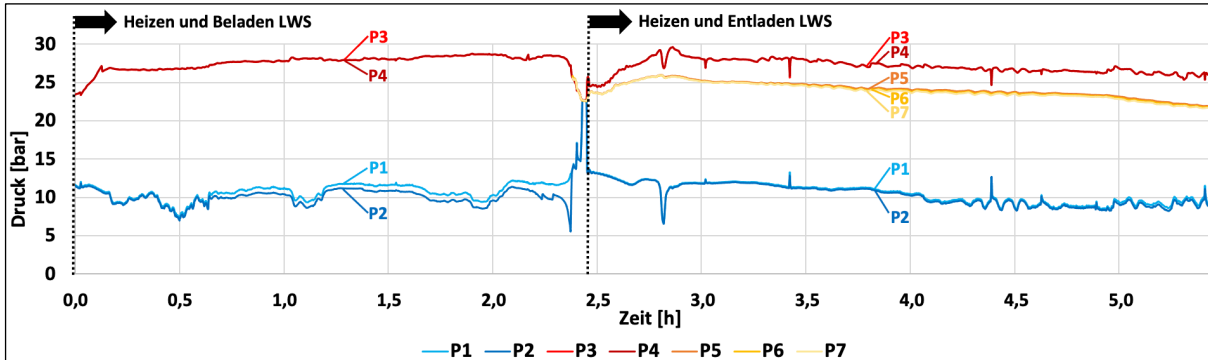


Abb.83: Druckverläufe des Wärmepumpensystems mit integriertem LWS über einen Speicherzyklus [62]

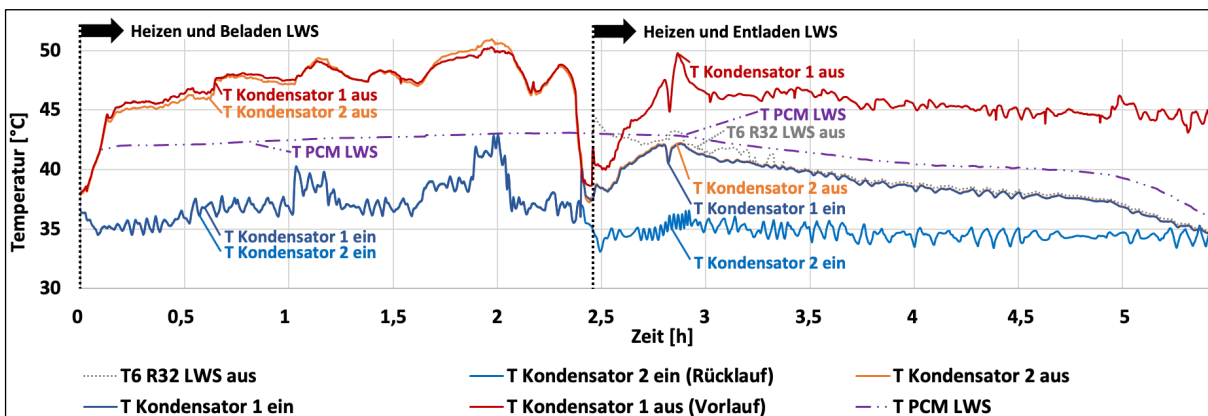


Abb.84: Temperaturverläufe des Wärmepumpensystems mit integriertem LWS über einen Speicherzyklus [62]

Von Beginn bis ca. Stunde 2,5 wurde der Latentwärmespeicher beladen, parallel zur Aufheizung des Heizwasserkreises. Nach etwa zehn Minuten erreicht die Anlage einen stabilen Betrieb. Das für den Betrieb einer Wärmepumpe typische Drucksystem mit zwei Druckniveaus im Kältemittelkreislauf ist zu erkennen. P1 (Verdampfeintritt) und P2 (Verdampferaustritt) bilden das Niederdruckniveau, auf dem Wärmeleistung an das Kältemittel übertragen wird. Der sichtbare, relativ kleine Druckunterschied resultiert aus dem Druckverlust, der bei der Durchströmung des Verdampfers mit Kältemittel verursacht wird. Das Hochdruckniveau wird von Druck P3 und P4 gebildet. Bei P3 handelt es sich um den Druck des Heißgases, welches in die beiden Kondensatoren und den LWS einströmt. P4 ist der kältemittelseitige Druck an den Austritten dieser Bauteile. Der aufgrund der Durchströmung der Komponenten mit Kältemittel resultierende Druckverlust ist äußerst gering, dadurch liegen P3 und P4 eng beieinander.

Ab ca. Stunde 2,5 wird der Betriebsmodus des Systems auf Entladen des Latentwärmespeichers umgestellt. Dieser Modus wird bis zum Ende der Messung beibehalten (ca. Stunde 5,5). Beim Wechsel zwischen den beiden Betriebsmodi benötigt das System etwa 20 Minuten, um wieder einen stabilen Betrieb zu erreichen. Das

Niederdruckniveau ist wieder erkennbar, gebildet aus den Drücken P1 (Verdampfeintritt) und P2 (Verdampferaustritt). Durch den verminderten Kältemittelmassenstrom ist der Druckverlust des Verdampfers zu Beginn des Entladevorgang deutlich geringer als beim Beladevorgang. Das Hochdruckniveau ist ebenfalls wiederzuerkennen. Beim Entladevorgang wird es repräsentiert durch die Drücke P3 (Eintritt Kondensator 1) und P4 (Austritt Kondensator 1 / Eintritt Kapillare). Die Drücke P5 (Austritt Kapillare / Eintritt LWS), P6 (Austritt LWS / Eintritt Kondensator 2) und P7 (Austritt Kondensator 2) bilden das Zwischendruckniveau, auf dem der LWS entladen und der Kältemittelmassenstrom im Kondensator 2 kondensiert wird, beides auf etwas verringertem Niveau in Relation zur Drucklage in Kondensator 1. Abb.85 verdeutlicht die drei beschriebenen Druckniveaus zueinander.

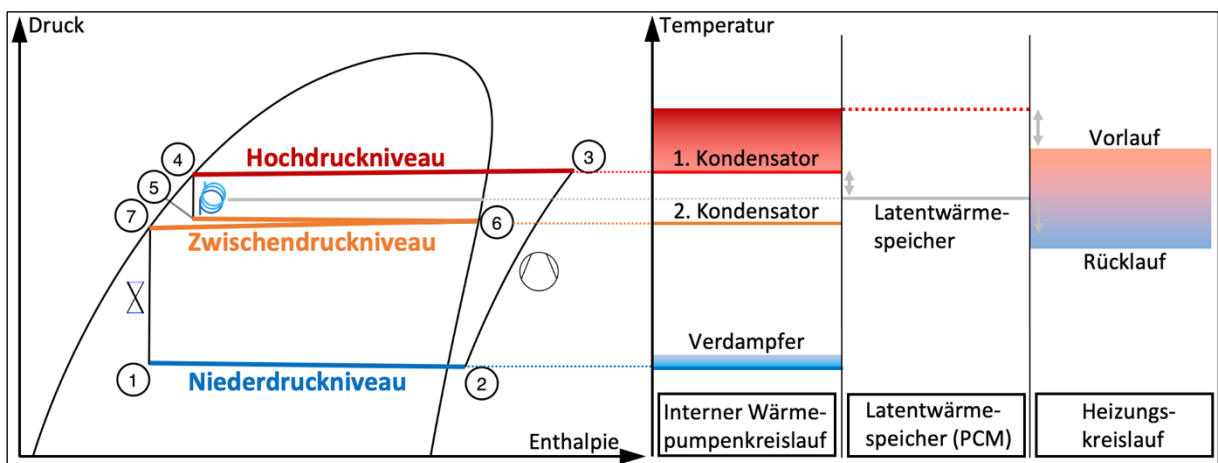


Abb.85: Verhältnis drei Druckniveaus des Wärmepumpensystems bei Entladung des Latentwärmespeichers

Die Kapillare trennt Hochdruck und Zwischendruck voneinander, die durch die Wärmeübertragungsvorgänge in den Kondensatoren aufgeprägt werden. Die Leistung des LWS nimmt über den Entladevorgang mit abnehmendem Ladezustand ab. Das Zwischendruckniveau wird mit abnehmendem Ladezustand des LWS ebenfalls geringer, weil das dafür maßgebliche Temperaturniveau des vorgewärmten Heizungsrücklaufes durch den Leistungsrückgang des LWS ebenfalls über den zeitlichen Verlauf abnimmt. Ein weiterer Effekt der geringer werdenden Wärmeleistung des LWS ist die Erhöhung des Kältemittelmassenstrom durch die Regelung des Systems, wie in Kapitel 4.3.1 erläutert. Damit steigt der Druckverlust in den einzelnen Bauteilen und auf dem Zwischendruckniveau werden die Druckunterschiede zwischen P5, P6 und P7 größer. Hochdruck- und Niederdruckniveau bleiben über den gesamten Speicherzyklus nahezu konstant.

In Abb.84 sind die zeitlichen Temperaturverläufe der Ein- und Austrittstemperaturen beider Kondensatoren (durchgezogene Linien), der Kältemittelaustrittstemperatur am LWS (gepunktete Linie) und der mittleren PCM-Temperatur (gestrichelt-gepunktete Linie) abgebildet. Einhergehend mit dem nahezu konstanten Hochdruckniveau bleibt auch die Heizungsvorlauftemperatur auf einem gleichbleibenden Niveau.

Beim Beladevorgang des LWS mit gleichzeitigem Aufheizen des Heizwasserkreises ist das heizwasserseitig parallele Durchströmen der Kondensatoren 1 und 2 zu erkennen. Die Temperaturen an den jeweiligen Ein- und Austritten beider Bauteile sind nahezu gleich. Die Temperatur des PCM im LWS steigt in der Beladephase stetig an. Dabei bewegt sich die Temperatur jederzeit innerhalb des Temperaturbereiches des Phasenwechsels, der zwischen 39 bis 44,5 °C stattfindet.

Während der Entladephase werden die beiden Kondensatoren seriell durchflossen. Der Ablauf der Heizkreiserwärmung stellt sich wie folgt dar: Der Rücklauf tritt in den Kondensator 2 ein, verlässt diesen vorgewärmt, tritt anschließend in den Kondensator 1 ein und verlässt diesen mit dem Sollwert der Vorlauftemperatur. Durch die abnehmende Wärmeleistung des LWS wird die Vorwärmung des Heizkreises in Kondensator 2 stetig geringer. Zu Beginn der Entladephase stellt der LWS noch den maximal möglichen Leistungsanteil an der gesamten Erwärmung des Heizwasserkreises bereit, wie in Kapitel 4.1.3 beschrieben. Im Verlauf des Entladevorgangs nähert sich die Vorwärmtemperatur der Temperatur des Rücklaufes an. Bei vollständiger Entladung des Speichers ist der Abstand beider Temperaturen am geringsten. Die Vorwärmung besteht dann nur noch in der zusätzlichen Enthitzung des Kältemittels auf dem Zwischendruckniveau durch Kondensator 2. Der geringer werdende Ladezustand des LWS ist anhand des Temperaturverlaufes des PCM nachzuvollziehen. Auch diese Temperatur nähert sich der Rücklauftemperatur an. Die Temperatur des PCM bleibt während des Phasenwechsels innerhalb des engeren Phasenwechselbereiches. Erst nachdem der Phasenwechsel abgeschlossen ist, fällt die Temperatur aufgrund der Übertragung sensibler Wärme steiler ab. Zwischen den zeitlichen Temperaturverläufen des PCM beim Schmelzen und Erstarren ist ein Unterschied im Kurvenverlauf zu sehen. Dieser resultiert aus der unterschiedlichen Verteilung der Schmelz- bzw. Erstarrungsenthalpie auf den Temperaturbereich des Phasenwechsels, wie in Kapitel 4.3.1 mit Hilfe von [22] erörtert. In dem Kapitel wurde ebenfalls erläutert, dass der Dampfanteil des Kältemittels am Austritt des LWS über den Entladevorgang abnimmt, einhergehend mit dem abnehmendem Ladezustand des Speichers und des steigenden Kältemittelmassenstrom. Bedingt wird dieses Verhalten durch den zunehmenden thermischen Widerstand des PCM, welches bereits die Phase gewechselt hat. Das wirkt sich auf den Temperaturverlauf des Kältemittels am Speicheraustritt aus. Zu Beginn der Entladephase bis etwa Stunde 3,25 bietet der LWS noch genügend Wärmeleistung und kann den ihn durchströmenden Kältemittelstrom nach dem vollständigen Verdampfen noch maximal bis zur Temperatur des PCM überhitzen. Das ist mit abnehmender Leistung des LWS und zunehmendem Kältemittelmassenstrom ab diesem Zeitpunkt nicht mehr möglich. Das Kältemittel wird nicht mehr vollständig verdampft und bleibt bei der vom Druck abhängigen Phasenwechseltemperatur. Diese liegt knapp über der Heizwassertemperatur am Austritt von Kondensator 2, da dort zwischen Heizwasser und Kältemittel eine Temperaturdifferenz notwendig ist, damit Wärmeübertragung stattfinden kann.

5.4. Energieeffizienz und flexibler Betrieb

Die Analyse der Arbeitszahl (Coefficient of performance, kurz: COP) des neuen Wärmepumpensystems soll zwei wesentliche Zwecke erfüllen:

- Der Nachweis darüber soll erbracht werden, dass der COP der neuen Anlage sich durch die Integration des Latentwärmespeichers in Relation zur unmodifizierten Wärmepumpe nicht verringert.
- Es soll verdeutlicht werden, dass das neue Wärmepumpensystem mit integriertem Latentwärmespeicher netzdienliche Zwecke erfüllen kann.

Wie in Kapitel 2.1.3 definiert, werden die COP über die vom System aufgenommene elektrische und die abgegebene thermische Leistung gebildet. Abb.86 zeigen die zeitlichen Verläufe dieser Größen (hergeleitete Werte) für das neuartige Wärmepumpensystem über den in Kapitel 5.2 analysierten Speicherzyklus. Abgebildet sind die aufgenommene, elektrische Leistung des Verdichters, die an den Heizwasserkreis abgegebene thermische Leistung zur Bereitstellung von Raumwärme und die beim Beladen des Speichers vom Kältemittel an den LWS abgegebene und beim Entladen des Speichers vom Kältemittel aus dem LWS aufgenommene, thermische Leistung. Vom Kältemittel aufgenommene Leistungen haben positive, vom Kältemittel abgegebene Leistungen negative Vorzeichen. Über den gesamten Speicherzyklus ist die abgegebene Wärmeleistung an den Heizwasserkreis annähernd gleich. Dennoch ist die elektrische Leistungsaufnahme beim Entladen des LWS in Relation zum Beladen deutlich verringert. Damit sind die Voraussetzungen für netzdienliche Betriebsweisen erfüllt.

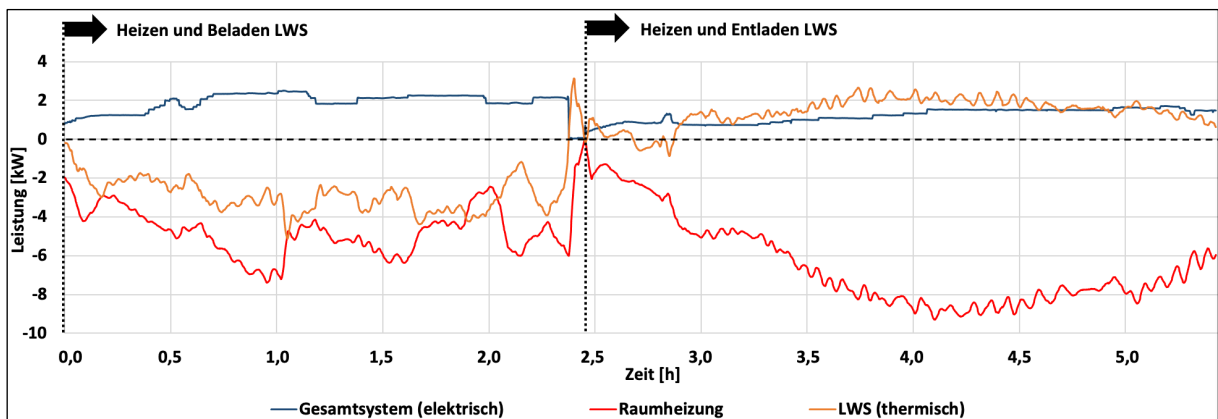


Abb.86: Leistungsverläufe des Wärmepumpensystems mit integriertem LWS über einen Speicherzyklus [60]

Abb.87 zeigt die Verläufe der COP-Werte, die aus den Leistungsverläufen in Abb.86 resultieren. Zu Beginn der Entladephase des LWS ist wieder die Zeitspanne von etwa 20 Minuten zu erkennen, in der das System nach dem Wechsel des Betriebsmodus einen stabilen Betrieb aufbaut. Zu Beginn jeder Phase, wenn die aufgenommene, bzw. abgegebene Wärmeleistung durch den LWS am höchsten ist, ist der Abstand der Werte beider Arbeitszahlen am größten. Mit abnehmender Wärmeleistung des LWS nähern sich die beiden Kennzahlen einander an. Stellt der LWS keinen Wärmebeitrag, sind die Werte beider Kennzahlen gleich.

Während des gesamten abgebildeten Speicherzyklus bleibt der $COP_{\text{Kreislauf}}$ in einem nahezu konstanten Bereich, unabhängig vom aktuellen Betriebsmodus. Der zeitliche Verlauf des COP_{System} zeigt das Potenzial des Wärmepumpensystems für den flexiblen Betrieb zur Erfüllung netzdienlicher Zwecke wie z.B. die Möglichkeiten zur Lastverschiebung.

Die aus den Messdaten berechneten Verläufe (Abb.87) und die mit dem Simulationsmodell prognostizierten Verläufe der beiden COP-Werte (Abb.70) weisen sehr ähnliche Charakteristik auf. Das System verhält sich im realen Betrieb demnach wie in den Simulationsrechnungen prognostiziert.

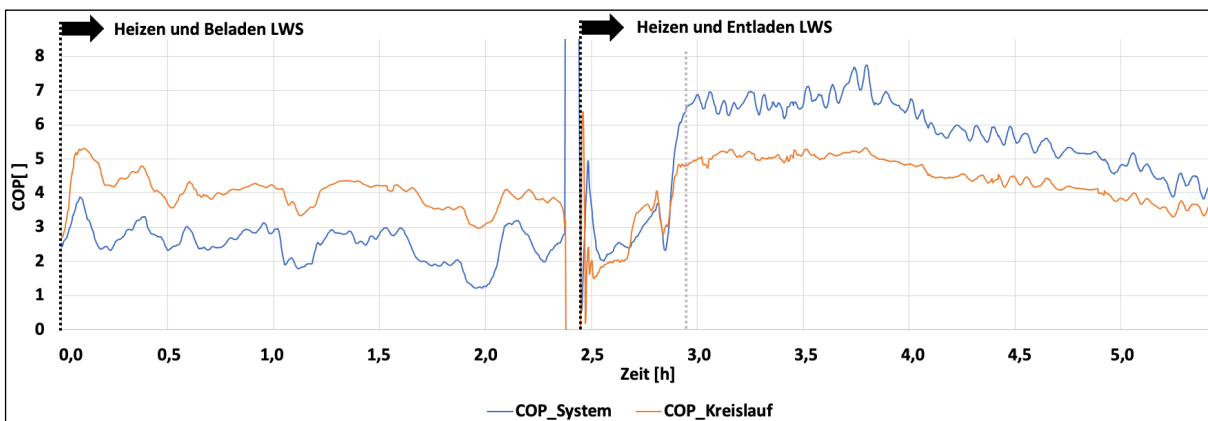


Abb.87: Arbeitszahlverläufe des Wärmepumpensystems mit integriertem LWS über einen Speicherzyklus

Die beiden COP-Kennwerte spiegeln die Auswirkungen der neuartigen Integration des Latentwärmespeichers in den Kältemittelkreislauf auf die Effizienz des Wärmepumpensystems wider. Darüber hinaus zeigen sie die Fähigkeit des neuartigen Systems, netzdienliche Zwecke wie Sektorkopplung und Lastmanagement zu erfüllen. Durch den Vergleich der beiden COP-Werte kann der Beitrag und das Ausmaß der netzdienlichen Zwecke abgeschätzt werden. Aufgrund der Bedeutung der ermittelten COP-Werte für die Bewertung des neuartigen Anlagenkonzepts werden diese Leistungswerte für die weitere Analyse der verschiedenen Betriebsarten und des Einflusses unterschiedlicher äußerer Bedingungen verwendet.

Abb.88 zeigt die COP-Werte aus den Laboruntersuchungen, die bei einer Soleeintrittstemperatur von 15 °C durchgeführt wurden. Die Ermittlung der Messunsicherheiten ist in Anhang 6 beschrieben. Der zuvor erläuterte Sachverhalt ist in allen Messreihen deutlich sichtbar. Die Werte des COP_{System} sind beim Beladen des LWS (Werte und Tendenzen in grün) kleiner als die Werte des $COP_{\text{Kreislauf}}$ (Werte und Tendenzen in gelb). Beim Entladen des LWS (Werte und Tendenzen in lila) sind die Werte des COP_{System} höher als die Werte des $COP_{\text{Kreislauf}}$. Außerdem zeigt die Auswertung das typische Verhalten einer Wärmepumpe, dass die Arbeitszahl mit steigender Heizkreisvorlauftemperatur abnimmt. Diese Eigenschaft ist an den gestrichelten Linien zu erkennen, die den jeweiligen Trend der Messdaten zeigen.

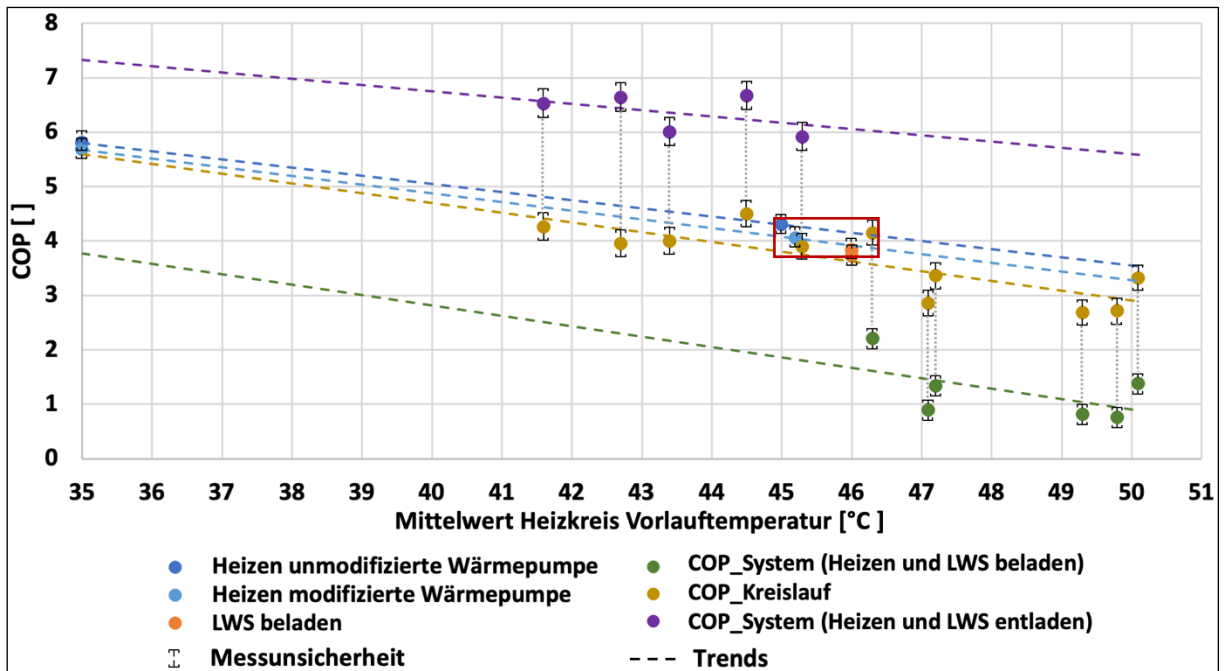


Abb.88: Im Labor gemessene COP über die Heizungsvorlauftemperatur des neuartigen Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher bei einer Soleeintrittstemperatur von 15°C [60]

Zusammengehörige Werte von COP_{System} und $COP_{Kreislauf}$ sind bei der exakt selben Vorlauftemperatur aufgetragen. Jeder Betriebspunkt, bei dem der LWS vom Kältemittelkreislauf durchflossen wird, ist als Wertepaar dargestellt, bestehend aus jeweils einem Wert der beiden COP. Innerhalb des roten Rahmens in Abb.88 sind die COP-Werte aller technisch möglichen Betriebsarten dargestellt, um die Auswirkungen des LWS auf die Effizienz des Wärmepumpensystems zu bewerten. Alle Daten wurden im Betrieb unter Auslegungsbedingungen aufgezeichnet, was einer Heizungsvorlauftemperatur von 45 bis 46 °C entspricht. Der Vergleich umfasst die folgenden Betriebsarten:

- Heizen vor Modifikation der Wärmepumpe, Originalzustand (dunkelblau)
- Heizen nach Modifikation der Wärmepumpe, Versuchsanlage (hellblau)
- Beladen des Latentwärmespeichers ohne Heizen (orange)
- Heizen und Beladen des Latentwärmespeichers (gelb, links)
- Heizen und Entladen des Latentwärmespeichers (gelb, rechts)

Beim Wert für die Heizungsvorlauftemperatur des Betriebsmodus „Beladen des Latentwärmespeichers ohne Heizen (orange)“ handelt es sich dabei um die Heizwassertemperatur am Austritt der Kondensatoren, die das unmodifizierte Wärmepumpensystem bereitstellen würde, um im Modus Brauchwarmwassererwärmung den Pufferspeicher aufzuheizen.

Die COP-Werte liegen alle in einem engen Bereich. Das ist ein Nachweis dafür, dass die Effizienz durch die Änderung des Wärmepumpenkreislaufs nicht beeinträchtigt wurde. Trotz der Tatsache, dass die Vorlauftemperatur zwischen 45,0 °C und 46,3 °C schwankt, liegen die jeweils höchste im Kreislauf auftretenden Kondensationstemperaturen in einem engen Bereich zwischen 43,5 °C und 43,8 °C, wie in Abb.89 innerhalb des roten Rahmens

erkennbar ist. Zu berücksichtigen ist dabei, dass der Wert vor der Modifikation der Wärmepumpe aufgrund der noch nicht installierten Messtechnik nicht ermittelt werden konnte. Die Werte für die alleinige Speicherbeladung (rot gepunkteter Rahmen) sollte gesondert betrachtet werden. Da keine konstante Vorlauftemperatur bereitgestellt werden muss, ist die Kondensationstemperatur an die Phasenwechseltemperatur des Speichermaterials geknüpft. Die erstreckt sich von 39 °C bis 44 °C. Über den Ladevorgang ergibt sich für die Kondensationstemperatur deshalb ein Mittelwert, der unterhalb der Werte liegt, mit denen ein Heizkreis versorgt werden muss.

Angesichts des starken Einflusses der Kondensationstemperatur auf den COP sind die geringen Abweichungen zwischen den Werten des $COP_{\text{Kreislauf}}$ durchaus nachvollziehbar. Die trotz der konstanten Kondensationsverhältnisse auftretenden Unterschiede in den Vorlauftemperaturen werden durch unterschiedliche Heizwasservolumenströme und Teillastzustände verursacht, die hauptsächlich aus unterschiedlichen Heißgas-temperaturen resultieren. An den um 44°C gehäuften Kondensationstemperaturen wird sichtbar, dass die Werte des $COP_{\text{Kreislauf}}$ für den Betrieb Heizen und LWS entladen prinzipiell höher sind als die für den Betrieb Heizen und LWS beladen. Wie in Kapitel 4.3.1 erläutert liegt die Ursache dafür hauptsächlich in der zusätzlich nutzbaren Enthalpiedifferenz zwischen den Zustandspunkten 4 und 7 im Kältemittelkreislauf beim Entladen des LWS (Abb.48) sowie dem im mittel verminderten Kältemittelmassenstrom dieser Schaltung.

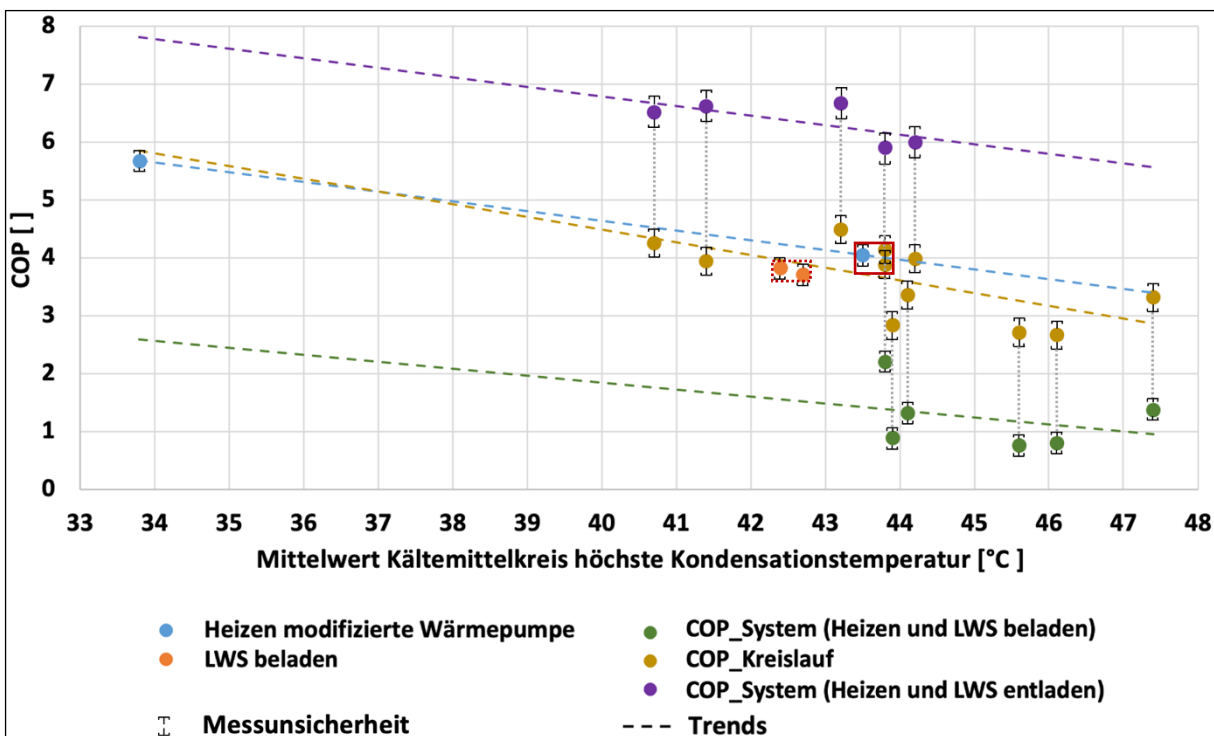


Abb.89: Im Labor gemessene COP über die höchste Kondensationstemperatur des neuartigen Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher bei einer Soleeintrittstemperatur von 15°C

5.5. Modelvalidierung

Nach Aufzeichnung von Betriebsdaten wurde das Berechnungsmodell überarbeitet, um die gewonnenen Kenntnisse zur Verbesserung des Modells zu nutzen. Darüber hinaus kann das Simulationsmodell mit Hilfe der Betriebsdaten validiert werden. Dazu werden Ergebnisse aus dem Versuchsbetrieb der Anlage mit Prognosen aus Berechnungen des Simulationsmodells verglichen. Der Umfang der Validierung lässt sich wie folgt beschreiben: Bei korrekter Abbildung der Wärmepumpenregelung über die Größen Heizungsvorlauftemperatur und Kältemittelmassenstrom geben die Simulationsrechnungen über die Zeit dargestellte Profile der Temperaturen von Kondensation, Zwischentemperatur, berechnetem Heizungsvorlauf und Latentwärmespeicher, die thermischen Leistungen von Verdampfer, Kondensatoren und Latentwärmespeicher sowie die aufgenommene elektrische Gesamtleistung des realen Wärmepumpensystems mit akzeptabler Abweichung wieder. Auf Basis dieser Daten ermittelte Kennzahlen wie Wirkungsgrade und Arbeitszahlen können ebenfalls als validierte Werte angesehen werden. Über die Zeit ermittelte Profile von Werten wie Kältemitteltemperatur, Phasenwechseltemperatur und Schichtdicken der Phasen des Phasenwechselmaterials über die Speicherlänge werden vom Simulationsmodell zwar ebenfalls berechnet, werden im Rahmen der vorliegenden Dissertation jedoch nicht validiert.

Die Eingabedaten entsprechen denen zur Dimensionierung des Latentwärmespeichers aus Kapitel 4.3.1. Um die Aufzeichnungen aus dem Laborbetrieb mit den Berechnungsergebnissen der theoretischen Modellierung vergleichen zu können, werden die zeitlichen Profile folgender Werte als Eingabedaten in das Modell importiert:

- Kältemittelmassenstrom (hergeleiteter Wert)
- Heizmassenstrom (Messwert)
- Heizkreisrücklauftemperatur (Messwert)
- Solekreiseintrittstemperatur (Messwert)

Der Kältemittelmassenstrom dient bei Verwendung des Simulationsmodells wie in Kapitel 4.2.2 beschrieben als Stellgröße. Indem der Wert als Eingangswert in die Berechnungen eingeht, wird die von der Anlage während der Messung vorgenommene Regelung als Vorgabe für die Berechnungen verwendet. Die Regelung des Kältemittelmassenstromes (Stellgröße) über den Sollwert der Heizkreissollwerttemperatur (Regelgröße) wird dadurch ersetzt. Die Vorlauftemperatur ergibt sich aus den Wärmeübertragungsrechnungen, die auf der Vorgabe des Kältemittelmassenstroms resultieren. Bei korrekter Umsetzung der Wärmeübertragungsrechnungen liegt der resultierende berechnete Wert der Vorlauftemperatur im Bereich des Messwertes.

Abb.90 zeigt den Vergleich von aus berechneten und gemessenen Daten ermittelten COP-Werten. Der direkte Vergleich mit den berechneten Daten zeigt sowohl für den COP_{System} als auch für den $COP_{\text{Kreislauf}}$ hohe Kongruenz. Die Abweichungen sind in weiten Teilen der Kurvenverläufe unterhalb 5%. Nach dem Wechsel des Betriebsmodus von Be- nach Entladen des LWS sind für eine gewisse Zeitspanne größere Abweichungen zu erkennen.

5. Experimentelle Untersuchungen

Das reale System benötigt diese Zeitspanne, um einen stabilen Betrieb zu erreichen. Im Berechnungsvorgang wird davon ausgegangen, dass ein stabiler Betrieb schneller erreicht ist, als es beim realen Betrieb der Fall ist. Das ist beim COP im Gegensatz zu den anderen Werten besonders deutlich sichtbar, weil die Auswirkung davon in erster Linie ein erhöhter elektrischer Leistungsbedarfs des Verdichters ist. Diese Zeitspanne ist im Berechnungsmodell nur mit immensem Aufwand vorherzusagen. Beim realen System hängt diese Dauer von zahlreichen Faktoren ab. Einige dieser Faktoren sind:

- Vorheriger Betriebsmodus
- Sperrzeiten des Verdichters
- Teillastbereich, der angefahren werden soll
- Temperaturverhältnisse der Medienströme
- Temperatur der Bauteile des Systems
- Regelverhalten des Wärmepumpensteuerung
- Turnusmäßiges Routineverhalten der Wärmepumpensteuerung

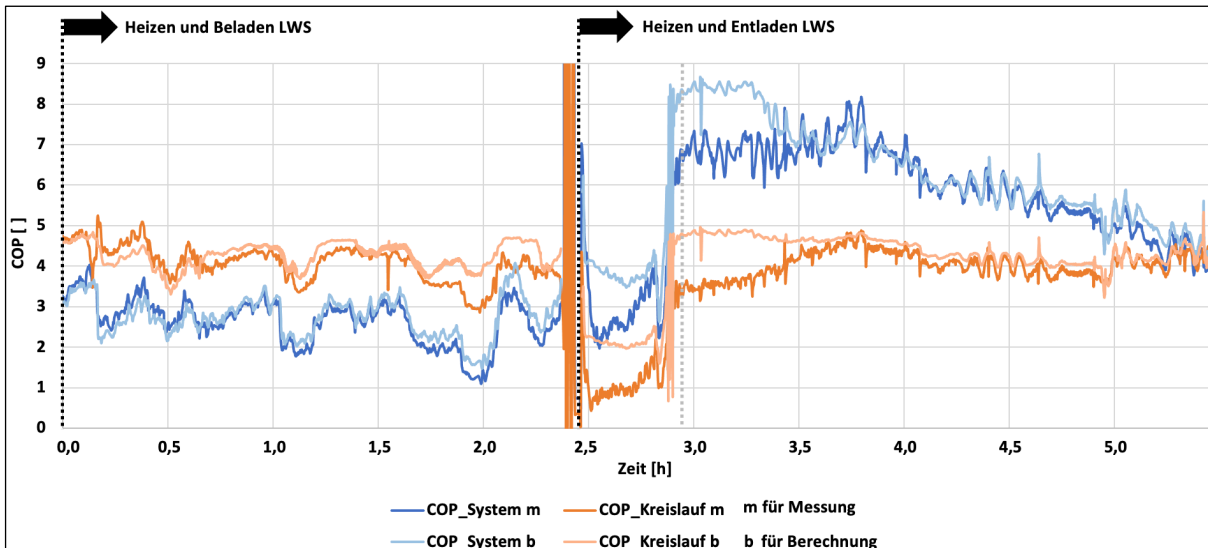


Abb.90: Vergleich von gemessenen und berechneten Verläufen von COP-Werten zwecks Validierung der EES-Modelle zur Berechnung von Wärmepumpensystemen mit integriertem Latentwärmespeicher [60]

Das Berechnungsmodell berücksichtigt neben der Übertragung latenter Wärmeanteile in und aus dem LWS auch die Übertragung sensibler Wärmeanteile bei festem und flüssigem Zustand des PCM. Der erste Teil des im Folgenden betrachteten Zyklus (Latentwärmespeicher beladen bei parallelem Heizbetrieb) weist eine Dauer von 4,1 Stunden auf. Der zweite Teil des Zyklus (Latentwärmespeicher entladen) besitzt eine Dauer von 3,0 Stunden. Abb.91 und Abb.92 und zeigen den Vergleich von gemessenen und berechneten Werten für diese beiden Teilzyklen. Die gemessenen Werte sind in kräftigeren Farben dargestellt, die entsprechenden berechneten Werte werden durch hellere Linien mit denselben Farbtönen dargestellt. Zu Beginn der Entladephase ist die bereits mehrfach erwähnte Zeitspanne von ca. 20 Minuten zu erkennen, in der das System einen stabilen Betrieb herstellt.

In Abb.91 werden die zeitlichen Temperaturverläufe verglichen. Herangezogen werden die drei wesentlichen Temperaturen des Heizwasserkreises, die des Rücklaufes (Eintritt in Kondensator 2), die des Vorlaufes (Austritt Kondensator 1) und die für die Entladephase des LWS relevante Temperatur zwischen den beiden Kondensatoren (jeweils Messwerte). Zusätzlich wird die höchste Kondensationstemperatur des Kältemittelkreislaufs (hergeleiteter Wert) betrachtet. Diese Temperatur ist für die betrachteten Wärmeübertragungsvorgänge maßgeblich, weshalb sichergestellt werden muss, dass diese Temperatur möglichst genau vom Berechnungsmodell ermittelt wird. Bezüglich des thermischen Verhaltens des LWS wird außerdem die mittlere PCM-Temperatur (gemittelte Messwerte) verglichen.

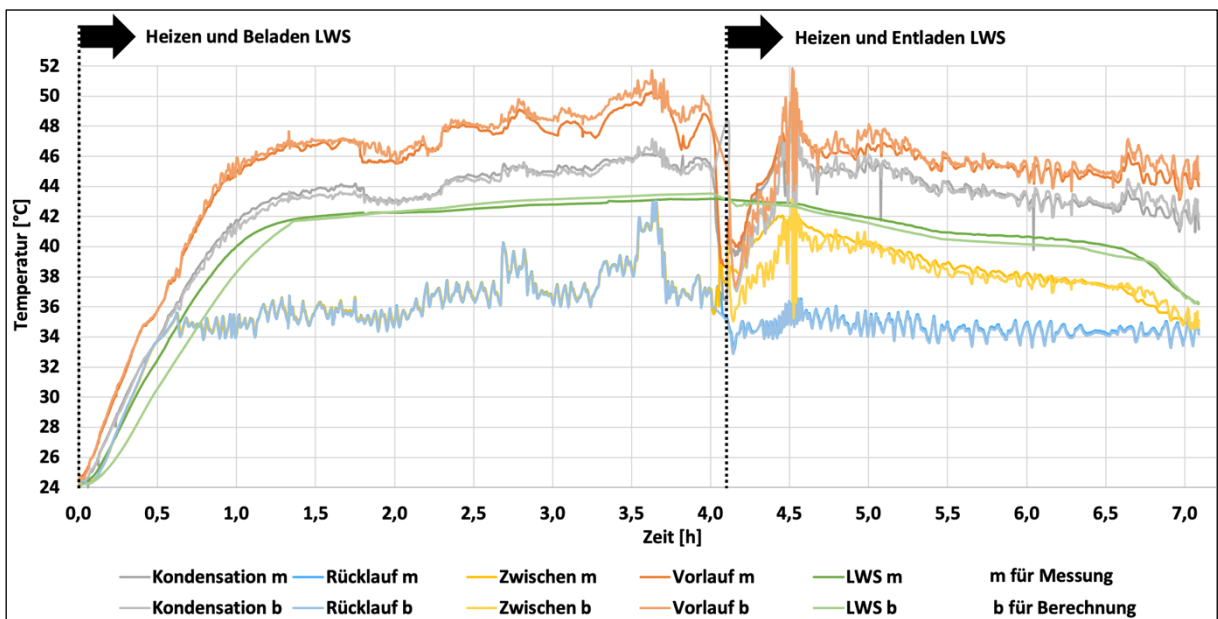


Abb.91: Vergleich von gemessenen und berechneten Verläufen von Temperaturwerten zwecks Validierung der EES-Modelle zur Berechnung von Wärmepumpensystemen mit integriertem Latentwärmespeicher [61]

Zu Beginn der Beladephase befinden sich alle abgebildeten Größen auf gleicher Temperatur, auf Umgebungstemperatur. Bis ca. zur Stunde 1 wird das PCM sensibel erwärmt. Ab diesem Zeitpunkt beginnt der Phasenwechsel des PCM. Der charakteristische Verlauf des Phasenwechsels innerhalb des Latentwärmespeichers wurde in Kapitel 4.3.2 anhand Simulationsrechnungen beschrieben. Der Verlauf des mittleren Temperaturverlaufs des PCM flacht ab ca. Stunde 1 ab, da der Phasenwechsel beginnt. Ab ca. Stunde 1,4 befindet sich das gesamte PCM auf Phasenwechseltemperatur, weshalb ab dann der Temperaturverlauf eine konstante, geringe Steigung aufweist, bis von der Beladephase des LWS in die Entladephase gewechselt wird. Die Kondensationstemperatur wird vom stetig steigenden thermischen Widerstand des PCM beeinflusst, welches bereits den Phasenwechsel vollzogen hat. Je weiter die Phasenfront des PCM bereits von der Rohrwandung entfernt liegt, desto höher ist der Ladezustand des LWS, desto geringer ist die mittlere Temperatur des PCM. Aus diesem Grund ähnelt der zeitliche Verlauf der Kondensationstemperatur stark der des PCM. Das trifft auch für den Verlauf der Vorlauftemperatur des Heizkreises zu.

In der Entladephase verläuft die Temperatur des PCM zunächst schwach fallend, was auf den relativ konstanten Temperaturverlauf während des Phasenwechsels des PCM zurückzuführen ist. Ab ca. Stunde 6,7 ist der Phasenwechsel abgeschlossen und das PCM wird ab dann sensibel abgekühlt. Es kann bis zur Heizungsrücklauftemperatur enthitzt werden, dann ist keine für eine Wärmeübertragung notwendige Temperaturdifferenz mehr vorhanden. Im Heizwasserkreis bildet sich die im bisherigen Verlauf bereits erläuterte Zwischentemperatur aus, die durch Vorwärmung in Kondensator 2 resultiert. Diese Vorwärmung wird überwiegend vom LWS erbracht, deshalb ist sie zu Beginn der Entladephase maximal. Die Vorlauftemperatur wird von Kondensator 1 unabhängig davon auf dem Sollwert gehalten. Dazu wird der Kältemittelmassenstrom vom Verdichter stetig erhöht. Die Vorlauftemperatur fällt gegen Ende des Entladevorgangs leicht ab. Das ist darauf zurückzuführen, dass die Kondensationstemperatur von der fallenden Temperatur des PCM beeinflusst wird.

Die gemessenen und berechneten Temperaturverläufe weisen eine hohe Deckungsgleichheit auf. Bis auf die Abweichung der Temperaturen des PCM bei dessen sensibler Erwärmung in den ersten 1,5 Stunden sind keine nennenswerten Abweichungen festzustellen. Jedoch ist auch der Betrag dieser Abweichung akzeptabel.

Abb.92 zeigt die Leistungsverläufe (hergeleitete Werte) der zur Validierung betrachteten Daten. Die Leistungen sind stark von den Temperaturen des Wärmepumpenprozesses abhängig. Daher weisen auch die Leistungsverläufe eine hohe Kongruenz auf. Die Energiebilanz des Betriebs der Versuchsanlage zeigt teilweise leichte Abweichungen, während die Bilanz der Berechnungen jederzeit aufgeht. Die innere Energie der realen Anlage bleibt nicht über den gesamten Versuch konstant, die Temperaturen der Komponenten ändert sich mit den Betriebstemperaturen. Außerdem hat die Versuchsanlage einen geringen Wärmeverlust, welcher in der Simulationsberechnungen vernachlässigt wird.

Wie bei der Betrachtung der COP-Werte festgestellt, weichen gemessene und berechnete Daten der vom Verdichter aufgenommenen elektrischen Leistung prozentual am stärksten voneinander ab. Neben denen bei der Betrachtung der COP-Werte schon erläuterten Ursachen liegt ein weiterer Grund darin, dass diese Leistung durch ein Verdichterpolyynom berechnet wird, das aus den Herstellerdaten hervorgeht [93]. Dieses Polynom basiert auf einer beschränkten Zahl an Betriebspunkten und wurde auf die Nennleistung des eingesetzten Verdichters skaliert, was zu Ungenauigkeiten über den gesamten Betriebsbereich führt.

In Tab.12 wurde der in Abb.92 dargestellte Speicherzyklus nach Betriebsphasen gegliedert und ausgewertet. Es wird unterschieden zwischen sensibler und latenter Wärmeaufnahme bzw. -abgabe des PCM sowie der Umschaltphase. So können die Anteile der Abweichungen zwischen gemessenen (m) und berechneten (b) Daten den einzelnen Phasen zugeordnet werden. Dazu werden jeweils die Energiebilanz und die Arbeitszahlen miteinander verglichen.

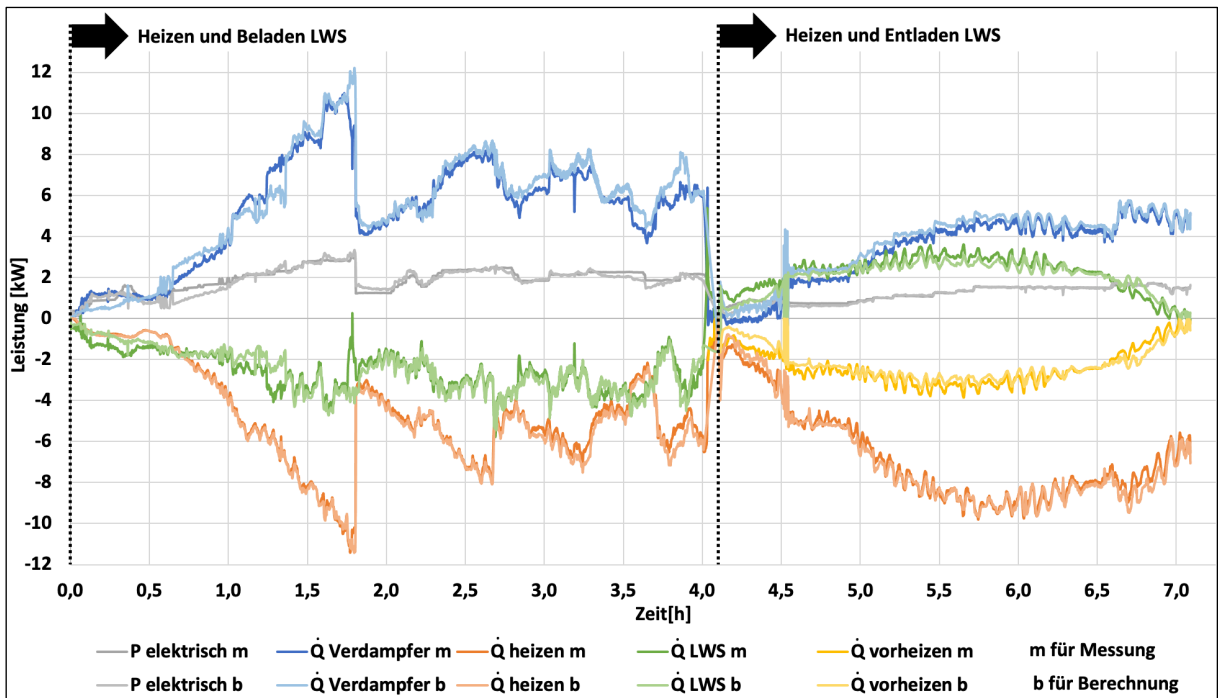


Abb.92: Vergleich von gemessenen und berechneten Profilen von Leistungswerten [61]

In der Auswertung ist zu erkennen, dass die Energiebilanz der Simulationsrechnungen in jeder Phase ein exaktes Gleichgewicht zwischen dem System zugeführter und abgeführter Energie zeigt. Die Energiebilanz der Messwerte weist hingegen Differenzen auf. Diese sind auf Messfehler und Wärmeverluste an die Umgebung zurückzuführen. Die deutlich größte Abweichung zwischen gemessener und berechneter Energiebilanz mit ca. 30,8% ergibt sich in der Umschaltphase, wenn das Wärmepumpensystem die Betriebsweise von Speicher beladen auf Speicher entladen ändert. Die zugeführte Energie zwischen Messung und Berechnung beträgt ca. 95%. Beim Umschaltvorgang werden teilweise die Durchflussrichtungen in Kältemittel- und Heizwasserleitungen umgekehrt. Bis sich ein stabiler Betrieb und die Temperaturen an den Messsensoren stabilisiert haben, kommt es deshalb zu erhöhten Messfehlern, was die Differenzen zwischen zu- und abgeführten Energiemengen belegen. Die Werte, die durch die erhöhten Messfehler beeinflusst werden, sind in der Tab.12 in grauer Schrift gekennzeichnet.

		LWS beladen		Umschaltung	LWS entladen	
		sensibel	latent		latent	sensibel
Zeitraum [h]		0,0 - 1,0	1,0 - 4,0	4,0 - 4,5	4,5 - 6,7	6,7 - 7,1
Energiebilanz Kältemittelkreislauf [kWh]						
Zugeführt	m	2,96	23,61	1,66	17,40	2,47
Abgeführt		-2,80	-23,47	-1,15	-16,51	-2,75
Differenz		0,16	0,14	0,51	0,89	-0,29
		5,4%	0,6%	30,8%	5,1%	-11,7%
Zugeführt	b	2,61	24,20	0,85	16,78	2,95
Abgeführt		-2,61	-24,19	-0,85	-16,78	-2,95
Differenz		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Abweichung m/b						
Zugeführt		-13%	2%	-95%	-4%	16%
Abgeführt		-7%	3%	-36%	2%	7%

Tab.12: Auswertung Mittelwerte von gemessenen (m) und berechneten (b) Profilen von Leistungswerten

5. Experimentelle Untersuchungen

Bei sensibler Wärmeaufnahme bzw. -abgabe des PCM weichen die Energiebilanzen zwischen ca. 9,0% bei der Beladung des LWS und ca. 11,7% bei dessen Entladung voneinander ab. Die geringsten Abweichungen ergeben sich bei latenter Wärmeaufnahme bzw. -abgabe des PCM, beim Beladen des LWS ca. 0,6% und beim Entladen des LWS ca. 5,1%. Die Abweichungen von gemessenen zu berechneten Energiemengen betragen im sensiblen Bereich zwischen ca. 7% bis ca. 16%, im latenten Bereich ca. 2% bis ca. 4%.

In Abb.93 sind die Summenwerte aus Tab.12 von Messung (m) und Berechnung (b) in die einzelnen dem Wärmepumpensystem zu- (negative Vorzeichen) und abgeführten (positive Vorzeichen) Energiemengen unterteilt und gegenübergestellt. Es lässt sich ablesen, dass die Betriebsphasen mit latenter Wärmeaufnahme bzw. -abgabe des PCM die zeitlich längsten Betriebsdauern mit den größten übertragenen Wärmemengen darstellen. Die Umschaltphase ist für den Betrieb am unbedeutendsten und tritt nur relativ kurz auf, entsprechend klein sind die Energiemengen. Die Messfehler sind als Differenzen (lila) eingetragen. In der Umschaltphase sind die hohen Messunsicherheiten erkennbar, während die Differenzen in den restlichen Betriebsphasen gering ausfallen.

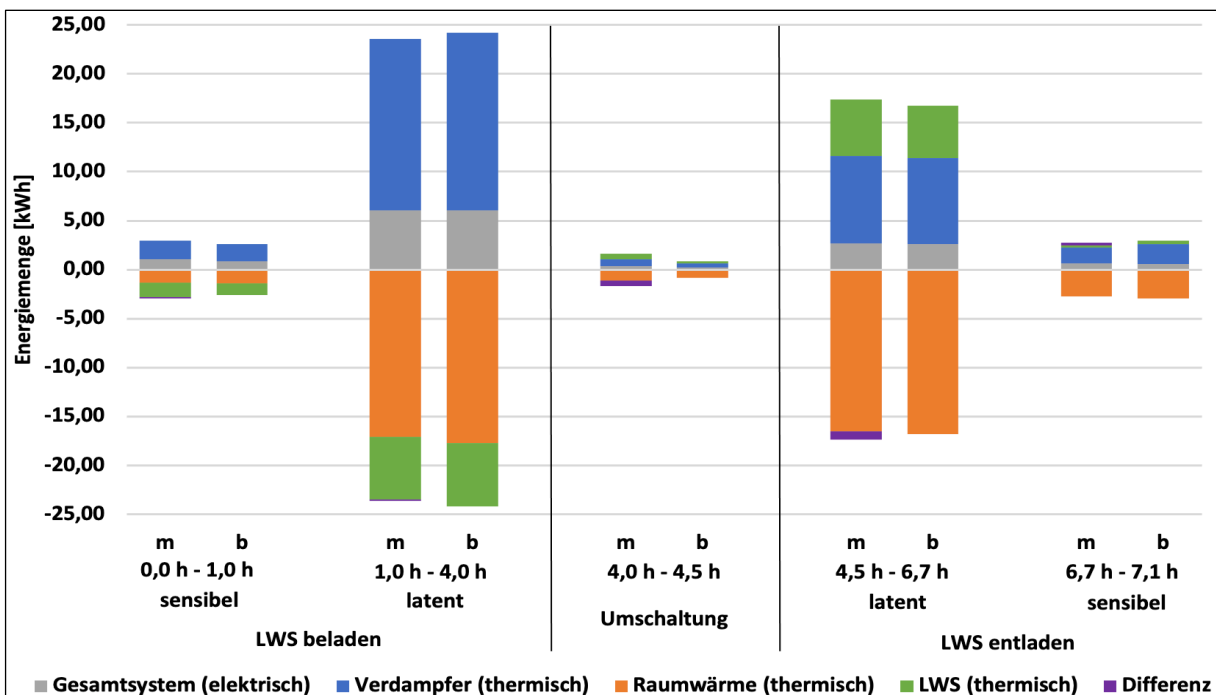


Abb.93: Summenwerte unterteilt in einzelnen dem Wärmepumpensystem zu- (negative Vorzeichen) und abgeführten (positive Vorzeichen) Energiemengen, Vergleich Messung (m) und Berechnung (b)

Abb.94 stellt die Arbeitszahlen gegenüber, die in den untersuchten Betriebsphasen aus gemessenen (m) und berechneten (b) Werten hergeleitet wurden. Die berechneten Arbeitszahlen in der Umschaltphase sind ebenfalls mit erhöhten Messfehlern behaftet und wurden durch hellere Farbtöne gekennzeichnet. Die aus berechneten Werten hergeleiteten Arbeitszahlen sind durchgängig etwas höher als die hergeleiteten Arbeitszahlen aus gemessenen Werten. Eine Ursache dafür sind unter anderem nicht berücksichtigte Wärmeverluste an die Umgebung, wodurch die aus gemessenen Werten hergeleiteten Arbeitszahlen etwas niedriger ausfallen.

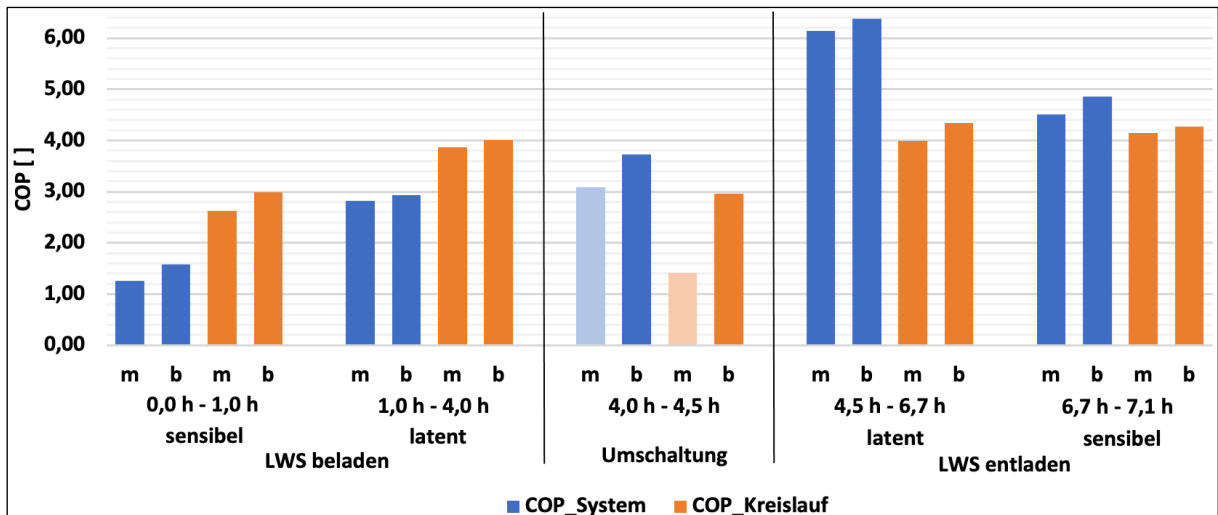


Abb.94: Vergleich von aus gemessenen (m) und berechneten (b) Werten hergeleitete Arbeitszahlen

In Abb.95 und Abb.96 sind Momentaufnahmen der Zustandspunkte des Kältemittelkreisprozesses beim Entladen des LWS im Druck-Enthalpie-Diagramm dargestellt. Es handelt sich um Werte aus Mittelungen von jeweils 0,2 Stunden Betrieb. Abb.95 zeigt den Kältemittelkreis zu einem Zeitpunkt, in dem der LWS einen hohen Ladezustand aufweist und das Kältemittel am Speicheraustritt (ZP 6) bis in den Heißgasbereich überhitzt werden kann (Zeitraum 4,5 h – 4,7 h). Abb.96 hingegen zeigt den Kältemittelkreis zu einem Zeitpunkt, in dem der LWS einen niedrigen Ladezustand hat und am Speicheraustritt das Kältemittel nicht vollständig verdampft werden kann (Zeitraum 6,3 h – 6,5 h). Diese Beobachtungen bestätigen die in Kapitel 4.1.3 herausgestellte systemspezifische Betriebscharakteristik des neuartigen Wärmepumpensystems.

Die bereits zuvor erörterte Abweichung der Enthalpiedifferenz zwischen Ein- und Austritt des Verdichters von Simulation und Messung sind zu erkennen (zwischen den Zustandspunkten 2 und 3). Diese Differenz ist auf das verwendete Verdichterpolynom zurückzuführen. Abgesehen davon weisen die beiden Kältemittelkreisläufe hohe Kongruenz zwischen gemessenen (orange) und berechneten (blau) Verläufen auf.

Tab.13 und Tab.14 zeigen neben den über 0,2 Stunden gemittelten Werten von Temperatur, Druck und Enthalpie der in Abb.95 und Abb.96 dargestellten Zustandspunkte 1 – 7 zusätzlich die Werte der Kältemittelmassenströme, der elektrischen und thermischen Leistungen sowie der Arbeitszahlen der Kreisläufe. Die Werte der berechneten und gemessenen Kältemittelmassenströme sind identisch, da die Werte des gemessenen Kältemittelmassenstroms Eingangswerte der Simulationsrechnungen sind. Die aus den Messdaten hergeleiteten Leistungswerte weisen in Bezug auf den Kältemittelmassenstrom und die Enthalpien Abweichungen auf, die sich aus Messunsicherheiten und Wärmeverlusten ergeben. Die berechneten Werte weisen keinerlei Abweichungen zueinander auf, da diese Werte aus einer Berechnung ohne Verlustbetrachtung und mit ausgeglichener Bilanz stammen. Auch an den Tabellenwerten lassen sich nur geringe Unterschiede zwischen Werten aus Messungen und Berechnungen feststellen, wobei die größten Abweichungen bei der Verdichtung des Kältemittels auftreten.

5. Experimentelle Untersuchungen

Die Vergleiche zwischen gemessenen und berechneten Daten weisen insgesamt eine hohe Deckungsgleichheit auf. Die Abweichungen konnten erklärt werden und sind akzeptabel. Die zeitlichen Verläufe der betrachteten Werte zeigen die typischen Eigenschaften von Wärmeübertragungsmerkmalen, die aus den vorangegangenen Untersuchungen zu erwarten waren. Das Berechnungsmodell kann demnach als erfolgreich validiert angesehen werden.

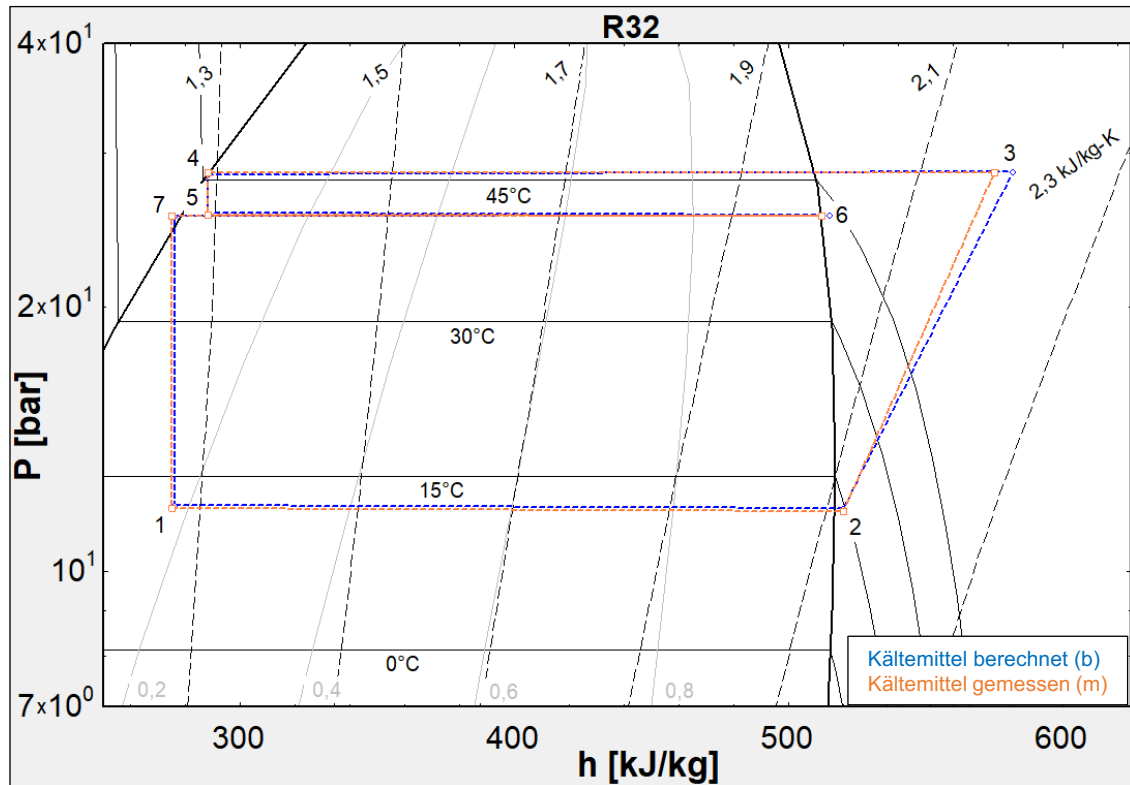


Abb.95: Vergleich von gemessenen und berechneten Daten des Kältemittelkreises im Druck-Enthalpie-Diagramm beim Entladen des LWS bei hohem Ladezustand des Speichers (Zeitraum 4,5 – 4,7)

Kältemittelkreislauf								
Zustandspunkt		1	2	3	4	5	6	7
Temperatur	m	12,5	13,9	82,6	45,9	41,5	42,1	39,9
	b	12,3	14,0	90,8	45,8	41,3	41,2	40,0
Druck	m	11,8	11,7	28,5	28,5	25,5	25,4	25,4
	b	11,9	11,8	28,6	28,3	25,6	25,5	25,4
Enthalpie	m	275	520	575	288	288	512	275
	b	276	520	583	288	288	515	276
Massenstrom	m	0,009						
	b	0,009						
Leistungen Gesamtsystem								
Gesamtsystem elektrisch [kW]	m	0,593		Raumheizung		m	-4,854	
	b	0,570		thermisch [kW]		b	-4,819	
Verdampfer thermisch [kW]	m	2,066		LWS		m	2,055	
	b	2,201		thermisch [kW]		b	2,049	
Leistungszahlen Gesamtsystem								
COP_System []	m	8,18		COP_Kreislauf		m	4,72	
	b	8,45		[]		b	4,86	

Tab.13: Mittelwerte LWS entladen Zeitraum 4,5 h – 4,7 h (hoher Ladezustand LWS)

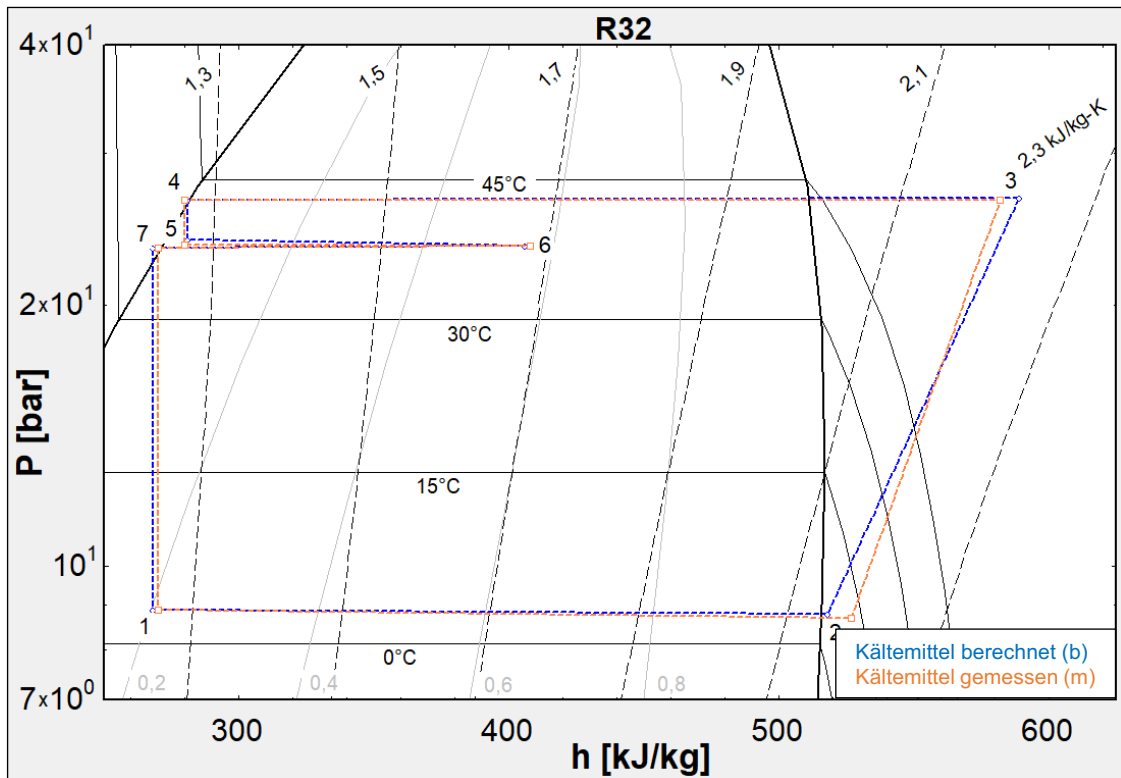


Abb.96: Vergleich von gemessenen und berechneten Daten des Kältemittelkreises im Druck-Enthalpie-Diagramm beim Entladen des LWS bei niedrigem Ladezustand des Speichers (Zeitraum 6,3 – 6,5)

Kältemittelkreislauf									
Zustandspunkt		1	2	3	4	5	6	7	
Temperatur [°C]	m	2,9	11,0	90,2	42,2	38,0	37,8	37,4	
	b	2,9	4,9	96,2	42,7	38,3	37,6	36,5	
Druck [bar]	m	8,9	8,7	26,5	26,5	23,5	23,4	23,3	
	b	8,9	8,8	26,6	26,5	23,8	23,4	23,3	
Enthalpie [kJ/kg]	m	270	526	583	280	280	408	270	
	b	268	519	589	281	281	406	268	
Massenstrom [kg/s]	m	0,018							
	b	0,018							
Leistungen Gesamtsystem									
Gesamtsystem elektrisch [kW]	m	1,207	Raumheizung			m	-8,076		
	b	1,251	thermisch [kW]			b	-8,031		
Verdampfer thermisch [kW]	m	4,892	LWS			m	2,327		
	b	4,533	thermisch [kW]			b	2,246		
Leistungszahlen Gesamtsystem									
COP_System []	m	6,69	COP_Kreislauf			m	4,76		
	b	6,42	[]			b	4,62		

Tab.14: Mittelwerte LWS entladen Zeitraum 6,3 h – 6,5 h (niedriger Ladezustand LWS)

5.6. Betrieb in praktischer Anwendung

Nach der Erprobung der Versuchsanlage unter Laborbedingungen wurde das System in einem Universitätsgebäude in Finnland installiert (Abb.97), um es in praktischer Anwendung unter realen Bedingungen zu untersuchen. Die Anlage wurde parallel zu einer bereits vorhandenen Wärmepumpe betrieben und speiste Wärme zur Versorgung des

Gebäudes in einen Puffertank ein. Das System wurde in das Gebäudemanagementsystem integriert, um einen automatisierten Betrieb zu ermöglichen. Die Überwachung über Fernzugriff und die unabhängige Erfassung der Messdaten wurde mit einem separierten Computer realisiert.

Bei der Versuchsanlage wurde eine Reihe von optionalen Komponenten in den Prüfstand integriert, um alternative Konfigurationen des internen Kältemittelkreislaufs und der Systemsteuerung zu testen. Dadurch ist die Kältemittelmenge mit 7 kg deutlich höher als bei der unmodifizierten Wärmepumpe (1,2 kg). Zukünftige, optimierte Systeme werden diese optionalen Teile nicht mehr enthalten, so dass die Kältemittelmenge wahrscheinlich deutlich sinken wird. Nach DIN EN 378-1 [94] und DIN EN 378-3 [95] ist das Kältemittel R32 bezüglich der Entflammbarkeit in die Kategorie A2L (geringe Brennbarkeit) eingestuft. In Abhängigkeit von der Kältemittelmenge, der Größe des Aufstellraumes und der Art der Nutzung dieses Raumes sind dementsprechend Sicherheitsmaßnahmen zu ergreifen. Während für die Menge von 7 kg in den Laborräumen keine Maßnahmen ergriffen werden mussten, waren in Finnland aufgrund der Größe und der Nutzung des Aufstellraumes Sicherheitsmaßnahmen erforderlich. Wie in Abb.97 zu sehen ist, wurde die Anlage eingehaust und mit einem Notabsaugsystem ausgestattet, das aus einem Gassensor [96] und einem explosionsgeschützten Ventilator [97] mit einer aus dem Gebäude führenden Abluftleitung besteht. Der Ventilator saugt im Falle einer kältemittelseitigen Leckage das dann gasförmig austretende Kältemittel aus dem Inneren der Einhausung ab und befördert es aus dem Gebäude raus.



Abb.97: Versuchsanlage nach Pilotinstallation zur Durchführung des Dauertests

Die Eckdaten von zwei typischen Speicherzyklen sind in Tab.15 zusammengestellt. Beide Zyklen beinhalten das Heizen mit parallelem Beladen und anschließendem Entladen des LWS. Der erste Zyklus wurde bei einer Soleeintrittstemperatur von 4 °C aufgezeichnet, deutlich kühler als beim Betrieb im Labor. Die Heizungsvorlauftemperatur betrug durchschnittlich 46,1 °C beim Beladen und 44,8 °C beim Entladen des LWS. Die Kondensationstemperatur lag bei 44,6 °C beim Beladen des LWS und 42,8 °C beim Entladen. Der COP_{System} betrug beim Beladen 1,16 und beim Entladen 5,04. Der $COP_{Kreislauf}$ variierte weniger stark, 3,78 beim Beladen, 3,4 bei Entladen des LWS. Der zweite Zyklus wurde bei einer Soleeintrittstemperatur von 0 °C gemessen. Die Heizungsvorlauftemperatur betrug durchschnittlich 44,5 °C beim Beladen und 39,2 °C beim Entladen des LWS. Die Kondensationstemperatur lag bei 42,6 °C beim Beladen des LWS und 37,3 °C beim Entladen. Der COP_{System} betrug beim Beladen 1,25 und beim Entladen 4,83. Der $COP_{Kreislauf}$ blieb beim Be- und Entladen des LWS bei 3,18. Die Auswertung der Werte zeigt große Parallelen zu den Auswertungen der Laboruntersuchungen.

Betriebsmodus	Soleeintritt	Heizungsvorlauf	Kondensation	COP_{system}	$COP_{kreislauf}$
Heizen und LWS beladen	4,0 °C	46,1 °C	44,6 °C	1,16	3,78
Heizen und LWS entladen	4,0 °C	44,8 °C	42,8 °C	5,04	3,4
Heizen und LWS beladen	0,0 °C	44,5 °C	42,6 °C	1,25	3,18
Heizen und LWS entladen	0,0 °C	39,2 °C	37,7 °C	4,83	3,18

Tab.15: Auswertung von Betriebsdaten der Versuchsanlage nach der Pilotinstallation [60]

Abb.98 stellt die in Tab.15 aufgeführten Werte der COP über der Temperaturdifferenz zwischen Kondensation und Verdampfung dar. Die Trendlinien der Wertereihen entsprechen dem aus Abb.89, in der die im Labor generierten Werte abgebildet sind. Die unter Laborbedingungen gewonnenen Erkenntnisse können folglich in der praktischen Anwendung bestätigt werden.

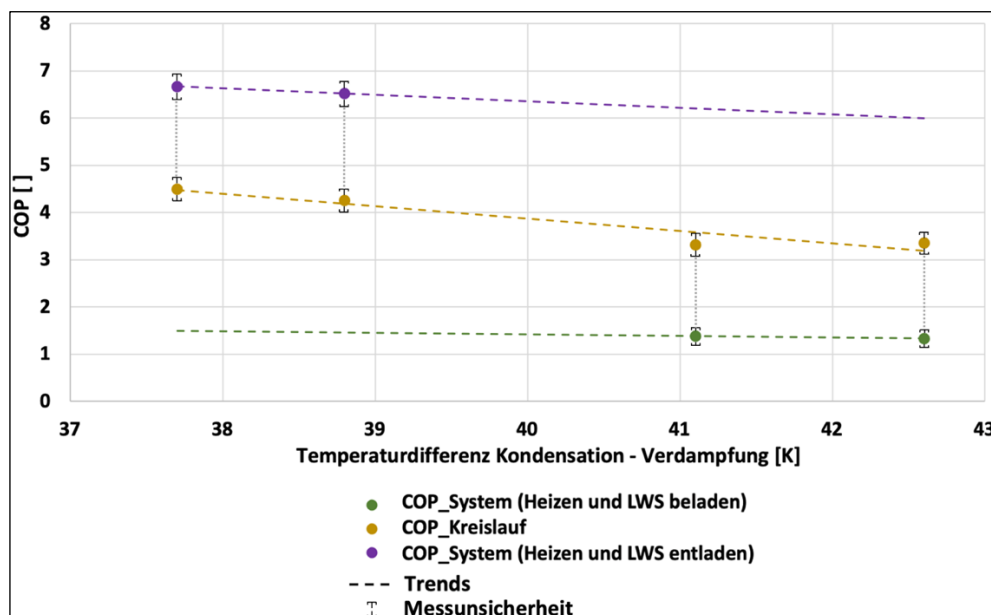


Abb.98: Während praktischer Anwendung gemessene COP

6. Zusammenfassung und Schlussfolgerungen

Zusammenfassung

Bezüglich der Integration von Latentwärmespeichern in interne Kältemittelkreisläufe von Wärmepumpen konnte Forschungsbedarf festgestellt werden. Nach dem aktuellen Stand der Technik ist zu einer solchen Integration ein zusätzlicher Wärmeträgerkreislauf notwendig. Daraus resultiert ein erhöhter Kondensationsdruck beim Betrieb mit Speicher, der sich negativ auf die Effizienz des Wärmepumpensystems auswirkt. Die vorliegende Dissertation überprüft folgende Forschungshypothese:

- Durch die Einbindung eines Latentwärmespeichers kann eine Wärmepumpe flexibel für die Gebäudeheizung eingesetzt werden, um netzdienliche Wirkung zu erreichen, beispielsweise durch Lastverschiebung und Spitzenlastkappung. Der Latentwärmespeicher kann so in den Bereich des Hochdruckniveaus des internen Kreislaufs der Wärmepumpe integriert werden, dass sich durch die Speichernutzung keine Minderung der Energieeffizienz ergibt.

Zur Bestätigung dieser Forschungshypothese wurde zunächst ein Konzept entwickelt, mit dem die Integration eines Latentwärmespeichers in den internen Wärmepumpenkreislauf möglich ist, ohne dass ein zusätzlicher Wärmeträgerkreis und eine Erhöhung des Kondensationsdrucks durch den Verdichter notwendig sind. Ein neuartiges Kaskadenkonzept sieht vor, den Kondensator aus dem Kältemittelkreislauf durch eine Anordnung aus zwei Kondensatoren und einem Latentwärmespeicher zu ersetzen. Zur Beladung des Speichers werden die Bauteile parallel mit Kältemittel durchströmt, das dabei kondensiert. Der Kondensationsdruck, der bei einer Wärmepumpe ohne Speicher auftreten würde, wird beibehalten. Die Temperatur des Speichermaterials liegt deshalb unterhalb der Kondensationstemperatur des Kältemittels in den Kondensatoren, die den Heizkreis versorgen. Beim Entladen des Latentwärmespeichers ist es daher erforderlich den Speicher in Verbund mit den beiden Heizkondensatoren zu betreiben, um den Sollwert der Heizkreisvorlauftemperatur zu erreichen. Dabei werden die beiden Kondensatoren und der Latentwärmespeicher in Serie verschaltet. Das Kältemittel durchströmt den ersten Kondensator und wird dabei verflüssigt. Anschließend wird das Kältemittel im Speicher verdampft, bevor es im zweiten Kondensator nochmals verflüssigt wird. Die Kondensationstemperatur im zweiten Kondensator liegt unterhalb der Temperatur des ersten Kondensators. Aus diesem Grund wird der Heizwasserkreis zunächst im zweiten Kondensator vorgewärmt und anschließend im ersten Kondensator auf den Sollwert des Vorlaufes erhitzt.

Zur Dimensionierung eines Latentwärmespeichers in diesem Kaskadenkonzept wurde ein Simulationsmodell entwickelt. Das Modell basiert auf einem numerischen Berechnungsverfahren mit einer zweidimensionalen Diskretisierung der Wärmeübertragungsvorgänge innerhalb des Speichers. Bei den Berechnungen werden die zeitlichen Temperaturverläufe und die Schichtdickenentwicklung in den Teilvolumina des Speichermodells

sichtbar, woraus sich Rückschlüsse auf das Betriebsverhalten ziehen lassen. Mit diesem Modell wurde die Funktionsweise einer Wärmepumpe mit integriertem Latentwärmespeicher berechnet, dessen Speicher für eine Dauer von drei Stunden die halbe thermische Nennleistung einer vergleichbaren, unmodifizierten Wärmepumpe bereitstellen kann. Nach diesen Berechnungen wurde eine Versuchsanlage geplant.

Nach der Konstruktion und der Inbetriebnahme der Versuchsanlage wurde zunächst die Funktionalität der Kaskadenschaltung nachgewiesen. Über einen Speicherzyklus, der aus der Be- und direkt anschließenden Entladung des Latentwärmespeichers besteht, konnte der Kondensationsdruck konstant gehalten werden. Außerdem war keine Druckerhöhung in Relation zu einer Anlage ohne Speicher notwendig. Das neuartige System weist bedingt durch die Integration des Latentwärmespeichers somit weder einen zusätzlichen Wärmeträgerkreis, noch eine Erhöhung des Kondensationsdrucks auf.

Nach erfolgreichem Funktionsnachweis wurde die Energieeffizienz des flexiblen Betriebs der neuartigen Wärmepumpenanlage analysiert. Dazu wurde eine Kennzahl definiert, bei der es sich um eine Erweiterung der Arbeitszahl handelt, mit der die Effizienz konventioneller Wärmepumpensysteme bewertet wird. Diese üblicherweise verwendete Arbeitszahl setzt die Wärmeabgabe an den Heizkreis in Relation zur elektrischen Leistungsaufnahme des Wärmepumpensystems, in der vorliegenden Dissertation bezeichnet als COP_{System} . Die erweiterte Kennzahl, bezeichnet als $COP_{Kreislauf}$, berücksichtigt in der Wärmemengenbilanz zusätzlich zur Wärmeabgabe an den Heizkreis den Wärmeaustausch zwischen Speicher und Kältemittelkreislauf. Die Werte des $COP_{Kreislauf}$ aller untersuchten Betriebsmodi zeigten untereinander nur geringe Abweichungen. Die Werte wurden mit der Arbeitszahl der unmodifizierten Wärmepumpe ohne eingebundenen Speicher verglichen. Auch dieser Wert lag im engen Bereich der ermittelten Werte des $COP_{Kreislauf}$. Somit wurde nachgewiesen, dass die Integration des Latentwärmespeichers nach dem neuartigen Kaskadenkonzept keinen negativen Effekt auf die Effizienz der Wärmepumpe hat.

Anschließend folgte die Quantifizierung der Netzdienlichkeit des neuartigen Wärmepumpensystems. Zur energetischen Bilanzierung wurde der bereits erwähnte, übliche COP-Wert zur Bewertung der Effizienz von konventionellen Wärmepumpen herangezogen, der COP_{System} . Beim Beladen des Latentwärmespeichers hatte das System durch die zusätzlich an den Speicher übertragene Wärmeleistung eine erhöhte elektrische Leistungsaufnahme. Dadurch sankt der COP_{System} unter die Arbeitszahl des Wärmepumpenbetriebs ohne Speicher. Beim Entladen reduzierte die Wärmeleistung aus dem Speicher die elektrische Leistungsaufnahme des Systems. Deshalb stieg der COP_{System} über den Wert eines speicherlosen Betriebs. Dieses Verhalten zeigt die potentielle, netzdienliche Wirkung des neuartigen Wärmepumpensystems.

Die Werte aus Berechnungen und Messungen in Kaskadenschaltung zeigten eine systemspezifische Betriebscharakteristik des neuartigen Systems. Außerdem konnte mit berechneten und gemessenen Daten das zuvor entwickelte Simulationsmodell erfolgreich

validiert werden. Dazu wurden Ergebnisse aus dem Versuchsbetrieb der Anlage mit Prognosen aus Berechnungen des Simulationsmodells verglichen. Der Vergleich ergab eine hohe Deckungsgleichheit.

Nach den Untersuchungen im Labor wurde das neue System in einer praktischen Anwendung eingesetzt, wodurch Daten im Betrieb unter realen Bedingungen generiert wurden. Diese Daten bestätigten die Ergebnisse, die unter Laborbedingungen generiert wurden.

Ausblick und weiterführende Forschung

Das gesamte Forschungsgebiet, welches sich mit der Kombination von Wärmepumpen und Latentwärmespeichern beschäftigt, birgt großes Potential für die effiziente Wärmeversorgung von Gebäuden im Kontext der Energiewende. Nachfolgend werden Ansätze diskutiert, wie an die Forschungsarbeit der vorliegenden Dissertation angeknüpft werden könnte.

Das neuartige Wärmepumpensystem wird für nachfolgende Forschung weiter betrieben und untersucht. Währenddessen werden zahlreiche Messdaten aufgezeichnet. Die Auswertung dieser Daten kann Aufschluss darüber geben, wie künftige Systeme optimiert und weiterentwickelt werden können, beispielsweise im Hinblick auf die erforderliche Regelung der Betriebsphasen und die Einbindung in Gebäudemanagementsysteme. Langzeitdaten helfen darüber hinaus solche Systeme zu charakterisieren.

Für Wärmepumpensysteme mit integriertem Latentwärmespeicher auf der Hochdruckseite des Kältemittelkreises liefert die vorliegende Dissertation ein validiertes Berechnungsmodell. Das Modell dient der Dimensionierung solcher Systeme im Auslegungspunkt. Das Modell kann bei aktuellem Entwicklungsstand keine Berechnungen für Betriebsverläufe durchführen, bei denen mehrfach zwischen Be- und Entladung des Latentwärmespeichers gewechselt wird. Es kann jedoch für weiterführende Untersuchungen angepasst werden, sodass längere Zeiträume berechnet werden können z.B. für eine Jahressimulation.

Bei der Modellvalidierung wurde festgestellt, dass das angewendete Verdichterpolynom den größten Einfluss auf die Abweichungen zwischen Messung und Berechnung hat. Eine Verbesserung des Polynoms würde die Genauigkeit des Simulationsmodells steigern.

In der Auswahl geeigneter Speichermaterialien steckt großes Potential. Mit einem Fokus auf Energiedichte und Wärmeleitfähigkeit sind Materialien beispielsweise Salze äußerst interessant. Die umfangreichen Forschungsaktivitäten an geeigneten Phasenwechselmaterialien zum Einsatz in Latentwärmespeichern erweitern die Auswahlmöglichkeiten stetig. Wie gezeigt werden konnte, sind zur Anwendung der Kaskadenschaltung PCM mit engem Temperaturbereich des Phasenwechsel vorteilhaft. Bei den nächsten Generationen von Versuchsanlagen ist das Funktionsprinzip bereits klarer, was eine Verlagerung des Schwerpunktes von der Konzeptentwicklung auf die Materialauswahl und Komponentenentwicklung ermöglicht.

Zum Einsatz als zukunftsfähiges Heizungssystem im Gebäudebereich ist die Erweiterung um die Funktion der Brauchwarmwasserbereitung elementar. Gerade bei Neubauten, wo Wärmepumpen aktuell größte Zuwachsraten zeigen, wird der Energieanteil der Brauchwarmwasserbereitung am Gesamtwärmebedarf aufgrund hoher Dämmstandards der Wohngebäude immer größer. Der Trend geht außerdem verstärkt in Richtung kompakter Heizungssysteme. Kompakte Anlagen zur Warmwasserbereitung und zur Raumwärmeversorgung sind gegenüber Lösungen mit zwei separaten Heizsystemen im Vorteil.

I. Abbildungsverzeichnis

Abb.1: Bedarfs- und Zielwerte Endenergie Wärmeversorgung Wohngebäudebestand Bayern [3].....	1
Abb.2: Heizungsvorlauftemperatur (links) und Jahresarbeitszahlen für Luft- und Solewärmepumpen (rechts) in Abhängigkeit der spezifischen Heizlast [3].....	2
Abb.3: Wohnungsanzahl, Raumwärme und Strombedarf zugeordnet zur erforderlichen Heizungsvorlauftemperatur und zur spezifischen Gebäudeheizlast [3]	4
Abb.4: Ergebnisse der vier betrachteten Varianten zur Deckung des Wärmebedarf des bayerischen Wohngebäudebestandes im Jahr 2050 ausschließlich mit Wärmepumpen [3].....	5
Abb.5: Kältemittelkreislauf einer Wärmepumpe mit elektrischer Antriebsenergie [9]	8
Abb.6: Temperatur-Entropie-Diagramm eines realitätsnahen Kreislaufs des Kältemittels R32.....	10
Abb.7: Druck-Enthalpie-Diagramm des Kältemittelkreislauf einer Wärmepumpe mit Verdeutlichung der Temperaturanteile der Heißgasenthitzung.....	11
Abb.8: Druck-Enthalpie-Diagramm des Kältemittelkreislauf einer Wärmepumpe	12
Abb.9: Temperaturerhöhung aus Heißgasenthitzung bei 10 K Spreizung im Heizwasserkreis in Abhängigkeit des Druckverhältnisses zwischen Ein- und Austritt des Verdichters beim Einsatz des Kältemittels R32	12
Abb.10: Vergleich von Betriebsdaten aus Wärmepumpenanlagen mit Scroll-Verdichtern betrieben mit den Kältemitteln R410A und R32 [14].....	15
Abb.11: Temperaturerhöhung aus Heißgasenthitzung von Kältemitteln bei 10 K Spreizung im Heizwasserkreis	17
Abb.12: COP von Wärmepumpenkreisläufen mit den gängigsten Kältemitteln.....	17
Abb.13: Temperaturverläufe während der Wärmeübertragung im Verdampfer einer Wärmepumpe	19
Abb.14: Temperaturverläufe während der Wärmeübertragung im Kondensator einer Wärmepumpe	20
Abb.15: Übersicht Klassifizierung von thermischen Speichern [21]	21
Abb.16: Latente und sensible Enthalpieanteile über den Temperaturverlauf eines Stoffes ...	22
Abb.17: Enthalpie-Temperatur-Diagramm von Wasser im sensiblen Wärmebereich und PCM [21]	22
Abb.18: Verteilung der Enthalpiemengen des Phasenwechsels eines PCM auf den Temperaturbereich [22].....	23
Abb.19: Temperaturverlauf eines Wärmestromes beim Übergang zwischen zwei Medien im Phasenwechsel [26].....	24
Abb.20: Preisdifferenzen resultierend aus Stromkosten und Einspeisevergütung für Photovoltaik (PV)	26
Abb.21: Finanzielle Einsparungen abhängig von Preisdifferenz Netzbezug zu Einspeisung ..	27
Abb.22: Jährliche Ersparnisse durch Wärmespeicher abhängig von Speicherladungen pro Jahr	28
Abb.23: Amortisationszeiten abhängig von der jährlichen Ersparnis durch den Speicher	28
Abb.24: Volumen Latentwärmespeichers abhängig von Dichte und Schmelzenthalpie des PCM	29

Abb.25: Gängigste Bauformen herkömmlicher Wärmespeicher, Schichtspeicher (links), Speicher mit einem Wärmeübertrager (mittig), Speicher mit zwei Wärmeübertragern (rechts) [36]	30
Abb.26: Hydraulikschema Wärmepumpensystem mit herkömmlichen Wärmespeichern aus dem Leitfaden des Bundesverband Wärmepumpe e.V. [37]	32
Abb.27: In Wasser eingelassenes Wärmeübertragerrohr des Viessmann VITASET Eis-Energiespeicher [38].....	33
Abb.28: Darstellung aus der Produktbeschreibung des Viessmann VITASET Eis-Energiespeicher [38].....	34
Abb.29: Formen von Verkapselungen für Phasenwechselmaterialien [39].....	34
Abb.30: Verkapselte Phasenwechselmaterialien eingefüllt in Pufferspeicher [40].....	35
Abb.31: Schema des zum Verdampfer parallel in den Kältemittelkreis integrierten Latentwärmespeichers [44]	36
Abb.32: Druck-Enthalpie-Diagramm der VRV-Laboranlage mit integriertem LWS [47]	38
Abb.33: Gitter zur Anwendung der Diskretisierung nach der Finite-Differenzen-Methode (FDM) [55].....	39
Abb.34: Gitter zur Anwendung der Diskretisierung nach der Finite-Volumen-Methode (FVM) [57a].....	40
Abb.35: Vorgehen bei explizitem Verfahren [54]	41
Abb.36: Vorgehen bei implizitem Verfahren [54]	41
Abb.37: Bildung der Untersumme (links) und der Obersumme (rechts).....	41
Abb.38: Temperaturdifferenzen zwischen PCM und Wärmeträgerfluid bei einer Phasenwechselzahl von 7	43
Abb.39: Phasenwechselzahl bei einer Temperaturdifferenz von 3 K zwischen PCM und Wärmeträgerfluid	43
Abb.40: Phasenwechselzahl bei spezifischer Wärmekapazität (c_{PCM}) von 2 kJ/(kgK)	43
Abb.41: Schema Modell zur Berechnung der örtlich zweidimensionalen Wärmeübertragungsvorgänge in LWS [20]	44
Abb.42: Beladung (links) und Entladung (rechts) eines Latentwärmespeichers in einem Wärmepumpensystem [60].....	46
Abb.43: Druck-Enthalpie- und Temperatur-Diagramm eines Wärmepumpensystems mit Latentwärmespeicher [61]	47
Abb.44: Schematischer Aufbau und Funktionsprinzip des neuen Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher beim Beladen des Latentwärmespeichers bei gleichzeitigem Heizen [62].....	53
Abb.45: Druck-Enthalpie-Diagramm des modifizierten Kältemittelkreislauf des neuen Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher beim Beladen des Latentwärmespeichers [62]	54
Abb.46: Schematischer Aufbau und Funktionsprinzip des neuen Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher zum alleinigen Beladen des Latentwärmespeichers (links) und alleinigen Heizen (rechts) [62]	54
Abb.47: Schematischer Aufbau und Funktionsprinzip des neuen Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher beim Entladen des Latentwärmespeichers bei gleichzeitigem Heizen [62].....	55

Abb.48: Druck-Enthalpie-Diagramm des modifizierten Kältemittelkreislauf des Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher beim Entladen des Latentwärmespeichers [62].....	56
Abb.49: Beispiel der Zusammensetzung des Druckverlustes über eine Kapillare beim Einsatz des Kältemittels R32	60
Abb.50: Kältemittelkreislauf des Wärmepumpensystems in Druck-Enthalpie-Diagramm bei Entladung des Latentwärmespeichers, Ladezustand hoch (oben), niedrig (mittig) und leer (unten).....	62
Abb.51: Schema zur Diskretisierung des Latentwärmespeichermodells nach Länge und Zeit.....	67
Abb.52: Gitternetz zu Diskretisierung nach 2 Dimensionen (Ort, Zeit) [26b]	67
Abb.53: Ablaufdiagramm des zeitaufgelösten Simulationsmodells des neuartigen Wärmepumpensystems [62]	68
Abb.54: Beispiel für die graphische Ausgabe des mit der Software EES berechneten Kältemittelkreislaufes des Modells zur Berechnung der Beladung von Latentwärmespeichern.....	72
Abb.55: Totvolumen im Phasenwechselmaterial des Latentwärmespeicher.....	73
Abb.56: Beispiel für die graphische Ausgabe eines mit der Software EES berechneten Kältemittelkreislaufes des Modells zur Berechnung der Entladung von Latentwärmespeichern.....	75
Abb.57: Verlauf Phasenwechseltemperatur des Speichermaterials	78
Abb.58: Zeitlicher Verlauf des Ladezustandes des Latentwärmespeichers während des Speicherzykluses mit langsamer Beladung des LWS.....	79
Abb.59: Zeitlicher Verlauf des Ladezustandes des Latentwärmespeichers während des Speicherzykluses mit schneller Beladung des LWS	79
Abb.60: Zeitliche Verläufe der Leistungen des Wärmepumpensystems während des Speicherzykluses mit langsamer Beladung des LWS.....	81
Abb.61: Zeitliche Verläufe der Leistungen des Wärmepumpensystems während des Speicherzykluses mit schneller Beladung des LWS	81
Abb.62: Zeitliche Verläufe der Temperaturen des Wärmepumpensystems während des Speicherzykluses mit langsamer Beladung des LWS.....	83
Abb.63: Zeitliche Verläufe der Temperaturen des Wärmepumpensystems während des Speicherzykluses mit schneller Beladung des LWS	83
Abb.64: Verlauf kA-Werte in Abhängigkeit des Ladezustands des Latentwärmespeichers während des Speicherzykluses mit langsamer Beladung des LWS	84
Abb.65: Verlauf kA-Werte in Abhängigkeit des Ladezustands des Latentwärmespeichers während des Speicherzykluses mit schneller Beladung des LWS	84
Abb.66: Zeitliche Verläufe der Kältemittelmassenströme des Wärmepumpensystems während des Speicherzykluses mit langsamer Beladung des LWS	85
Abb.67: Zeitliche Verläufe der Kältemittelmassenströme des Wärmepumpensystems während des Speicherzykluses mit schneller Beladung des LWS	86
Abb.68: Dampfanteil des Kältemittels am Austritt des Latentwärmespeichers über den Ladezustand bei Entladung	86
Abb.69: Aus der Auslegungsrechnung für langsame Speicherbeladung resultierender Arbeitszahlverläufe des neuartigen Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher.....	87

Abb.70: Aus der Auslegungsrechnung für schneller Speicherbeladung resultierender Arbeitszahlverläufe des neuartigen Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher	87
Abb.71: Ergebnisse durchschnittliche COP-Werte aus den Simulationsrechnungen zur Systemauslegung	88
Abb.72: Zeitlicher Verlauf des Ladezustandes des Latentwärmespeichers während des Speicherzykluses aus den Simulationsberechnungen zur Veranschaulichung der Ausgabewerte.....	89
Abb.73: Kältemitteltemperaturen während eines Speicherzykluses in Abhängigkeit des Ladezustandes des LWS.....	91
Abb.74: Kältemitteltemperaturen in Abhängigkeit des Ladezustandes des LWS aufgetragen über die Stranglänge	91
Abb.75: Kältemittelenthalpien während eines Speicherzykluses in Abhängigkeit des Ladezustandes des LWS.....	92
Abb.76: Kältemittelenthalpien in Abhängigkeit des Ladezustandes des LWS aufgetragen über die Stranglänge	92
Abb.77: Schichtdicken PCM während eines Speicherzykluses in Abhängigkeit des Ladezustandes des LWS.....	93
Abb.78: Schichtdicken PCM in Abhängigkeit des Ladezustandes des LWS aufgetragen über die Stranglänge	93
Abb.79: Anlagenschema Wärmepumpe mit integriertem Latentwärmespeicher.....	95
Abb.80: Prinzip der Regelung des Wärmepumpensystems	96
Abb.81: Vergleich der Anordnungen markanter Komponenten zwischen 3D-Modell und realer Versuchsanlage [61].....	97
Abb.82: Messstellen in der Versuchsanlage	99
Abb.83: Druckverläufe des Wärmepumpensystems mit integriertem LWS über einen Speicherzyklus [62]	100
Abb.84: Temperaturverläufe des Wärmepumpensystems mit integriertem LWS über einen Speicherzyklus [62]	100
Abb.85: Verhältnis drei Druckniveaus des Wärmepumpensystems bei Entladung des Latentwärmespeichers	101
Abb.86: Leistungsverläufe des Wärmepumpensystems mit integriertem LWS über einen Speicherzyklus [60]	103
Abb.87: Arbeitszahlverläufe des Wärmepumpensystems mit integriertem LWS über einen Speicherzyklus	104
Abb.88: Im Labor gemessene COP über die Heizungsvorlauftemperatur des neuartigen Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher bei einer Soleeintrittstemperatur von 15°C [60].....	105
Abb.89: Im Labor gemessene COP über die höchste Kondensationstemperatur des neuartigen Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher bei einer Soleeintrittstemperatur von 15°C.....	106
Abb.90: Vergleich von gemessenen und berechneten Verläufen von COP-Werten zwecks Validierung der EES-Modelle zur Berechnung von Wärmepumpensystemen mit integriertem Latentwärmespeicher [60]	108

Abb.91: Vergleich von gemessenen und berechneten Verläufen von Temperaturwerten zwecks Validierung der EES-Modelle zur Berechnung von Wärmepumpensystemen mit integriertem Latentwärmespeicher [61].....	109
Abb.92: Vergleich von gemessenen und berechneten Profilen von Leistungswerten [61]...	111
Abb.93: Summenwerte unterteilt in einzelnen dem Wärmepumpensystem zu- (negative Vorzeichen) und abgeführten (positive Vorzeichen) Energiemengen, Vergleich Messung (m) und Berechnung (b)	112
Abb.94: Vergleich von aus gemessenen (m) und berechneten (b) Werten hergeleitete Arbeitszahlen	113
Abb.95: Vergleich von gemessenen und berechneten Daten des Kältemittelkreises im Druck-Enthalpie-Diagramm beim Entladen des LWS bei hohem Ladezustand des Speichers (Zeitraum 4,5 – 4,7)	114
Abb.96: Vergleich von gemessenen und berechneten Daten des Kältemittelkreises im Druck-Enthalpie-Diagramm beim Entladen des LWS bei niedrigem Ladezustand des Speichers (Zeitraum 6,3 – 6,5).....	115
Abb.97: Versuchsanlage nach Pilotinstallation zur Durchführung des Dauertest.....	116
Abb.98: Während praktischer Anwendung gemessene COP	117

II. Tabellenverzeichnis

Tab.1: Energiemengen (E_{el}) Beladung Wärmespeicher (10 kWh) anhängig von Jahresarbeitszahl WP (JAZ)	26
Tab.2: Preisdifferenzen resultierend aus Stromkosten und Einspeisevergütung für Photovoltaik (PV)	26
Tab.3: Finanzielle Einsparungen ($K_{spar}/Ladung$) abhängig von Strompreis (K_{el}) und Einspeisevergütung PV (VPV).....	27
Tab.4: Jährliche Ersparnisse ($K_{spar}/Jahr$) durch Wärmespeicher mit 10 kWh abhängig von Speicherladungen (LadungenWS)	27
Tab.5: Amortisationszeiten ($t_{Amortisation}$) abhängig von der jährlichen Ersparnis ($K_{spar}/Jahr$) durch den Speicher	28
Tab.6: Volumen Latentwärmespeichers (VLWS) abhängig von Dichte (ρ_{PCM}) und Schmelzenthalpie (Δh_{PCM}) mit einem Wärmeinhalt von 10 kWh	29
Tab 7: Auslegungsbeispiel einer Kapillare für das Kältemittel R32	60
Tab.8: Eingabewerte Berechnungsmodell zur Dimensionierung des Latentwärmespeichers	77
Tab.9: Eckdaten der Versuchsanlage Wärmepumpe mit integriertem Latentwärmespeicher [62].....	98
Tab.10: Verwendete Messgeräte und deren Messgenauigkeiten	98
Tab.11: Aus Messwerten hergeleitete Werte	98
Tab.12: Auswertung Mittelwerte von gemessenen (m) und berechneten (b) Profilen von Leistungswerten.....	111
Tab.13: Mittelwerte LWS entladen Zeitraum 4,5 h – 4,7 h (hoher Ladezustand LWS)	114
Tab.14: Mittelwerte LWS entladen Zeitraum 6,3 h – 6,5 h (niedriger Ladezustand LWS) ...	115
Tab.15: Auswertung von Betriebsdaten der Versuchsanlage nach der Pilotinstallation [60]	117

III. Formelzeichen

<u>Zeichen</u>	<u>steht für</u>	<u>Einheit</u>
A	Fläche	m ²
c _p	spezifische Wärmekapazität	kJ/(kg·K)
COP	Arbeitszahl Wärmepumpe (Coefficient of performance)	-
eta	Wirkungsgrad	-
d	Durchmesser	m
E	Energiemenge	kJ
h	Enthalpie	kJ/kg
k	Wärmedurchgangskoeffizient	W/(m ² ·K)
K	Kosten	€
L	Länge	m
ṁ	Massenstrom	kg/s
p	Druck	Pa
P	Elektrische Leistung	kW
Ph	Phasenwechselzahl	-
Q̇	Thermische Leistung (Wärmestrom)	kW
R	Wärmedurchgangswiderstand	(m ² ·K)/W
s	Radiale Schichtdicke PCM	m
s	Entropie	kJ/(kg·K)
St	Stefanzahl	-
t	Zeit	s
T	Temperatur	K
V	Vergütung	€
V	Volumen	m ³
x	Dampfanteil	-
α	Wärmeübergangskoeffizient	W/(m ² ·K)
λ	Wärmeleitfähigkeit	W/(m·K)
δ	Materialstärke	m
ρ	Dichte	kg/m ³
ϑ	Temperatur	°C
Δ (d)	Differenz zwischen 2 Werten	-

<u>Index</u>	<u>kennzeichnet</u>
a	außen
a	Jahr
ab	angeführt
aus	austretend
c	Kondensation (Condensation)
e	Verdampfung (Evaporation)
ein	eintretend
el	elektrisch
eva	Verdampfer (Evaporator)
HKz	Heizkreis Zwischenniveau
i	innen
Invest	Investition
is	isentrop
Kap	Kapillare
Kapa	Kapazität
KM	Kältemittel
Kond	Kondensator
log	logarithmisch
LWS	Latentwärmespeicher
m	Mittel
min	minimal
max	maximal
n	Anzahl Teilvolumina
oh	Überhitzung (overheating)
PCM	Phasenwechselmaterial (Phase Change Material)
PV	Photovoltaik
RL	Rücklauf
sc	Unterkühlung (subcooling)
Spar	Ersparnis
VL	Vorlauf
w	Wand
WS	Wärmespeicher
WTF	Wärmeträgerfluid
z	zwischen
zu	zugeführt

IV. Literaturverzeichnis

- [1] Bundes-Klimaschutzgesetz (KSG); Artikel 1 G. v. 12.12.2019 BGBl. I S. 2513 (Nr. 48); zuletzt geändert durch Artikel 1 G. v. 18.08.2021 BGBl. I S. 3905, Geltung ab 18.12.2019; FNA: 2129-64 Umweltschutz
- [2] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz, Bau und Reaktorsicherheit (BMUB); *Klimaschutzplan 2050 - Klimaschutzpolitische Grundsätze und Ziele der Bundesregierung*; Deutschland; 11.2016
- [3] Barton M., Lukas B., Schweigler C.; Fachartikel, *Einsatz von Wärmepumpen für die Energiewende in Bayern - Gebäudewärmebedarf und Anwendungspotenzial im Jahr 2050*; BWK: das Energie-Fachmagazin BD.74 (2022) NR. 7-8 (Energie); Seiten 14-21; 08.2022
- [4] Barton M., Pichlmeier F., Wolter M., Schweigler C.; Conference paper, *Development of a realistic scenario for the thermal energy demand of residential buildings in Bavaria till 2050*, 6th International Conference Central Europe towards Sustainable Building (CESB22); Tschechien; 04.-06.07.2022
- [5] Deutsche Energie-Agentur GmbH (dena); *Der dena-Gebäudereport 2022 - Zahlen, Daten, Fakten*; Deutschland, 2022
- [6] DVGW W 551:2004-04: *Trinkwassererwärmungs- und Trinkwasserleitungsanlagen - Technische Maßnahmen zur Verminderung des Legionellenwachstums - Planung, Errichtung, Betrieb und Sanierung von Trinkwasser-Installationen*
- [7] Umweltbundesamt; *CLIMATE CHANGE 45/2021 - Entwicklung der spezifischen Kohlendioxid-Emissionen des deutschen Strommix in den Jahren 1990 – 2020*; Deutschland; 2021
- [8] Quaschnig V.; Buch, *Erneuerbare Energien und Klimaschutz*; 4. Auflage; Carl Hanser Verlag; ISBN 978-3-446-45703-4; 2018; Kapitel 11
- [9] Quaschnig V.; Buch, *Regenerative Energiesysteme – Technologie – Berechnung – Simulation*; 11. Auflage; Carl Hanser Verlag; ISBN 978-3-446-47163-4; 2021
- [10] Wosnitza W., Hilgers H.G.; Buch, *Energieeffizienz und Energiemanagement – Ein Überblick heutiger Möglichkeiten und Notwendigkeiten*; Vieweg+Teubner Verlag; ISBN 978-3-8348-1941-3; 2012
- [11] https://www.kka-online.info/artikel/kka_Leitfaden_fuer_die_Kaeltemittelauswahl_1270154.html; eingesehen 01.2023
- [12] <https://www.umweltbundesamt.de/themen/klima-energie/fluorierte-treibhausgase-fckw/natuerliche-kaeltemittel-in-stationaeren-anlagen/kaeltemittel-start#viele-vorteile-halogenfreie-kaltemittel>; eingesehen 01.2023
- [13] Europäische Kommission; Proposal for a *REGULATION OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL on fluorinated greenhouse gases*; amending Directive (EU) 2019/1937 and repealing Regulation (EU) No 517/2014; Frankreich; 04.2022
- [14] Bitzer Kühlmaschinen GmbH, *Kältemittel-Report 21*; A-500-21 DE; 09.2020
- [15] <https://www.klimatechniker.net/magazin/natuerliche-kaeltemittel-20152756>; eingesehen 01.2023
- [16] <https://www.umweltbundesamt.de/themen/klima-energie/fluorierte-treibhausgase-fckw/natuerliche-kaeltemittel-in-stationaeren-anlagen/kaeltemittel/wasser-h2o-r-718>; eingesehen 01.2023

- [17] Cerbe G., Wilhelms G.; Buch, *Technische Thermodynamik – Theoretische Grundlagen und praktische Anwendungen*; 16. Auflag; Carl Hanser Verlag; ISBN 978-3-446-42464-7; 2011; [a] Gl. 8.46 [b] Seite 388
- [18] Böckh P., Wetzel T.; Buch, *Wärmeübertragung – Grundlagen und Praxis*; 7. Auflage; Springer Verlag; ISBN 978-3-662-55479-1; 2018
- [19] Verein Deutscher Ingenieure (VCI); *VDI-Wärmeatlas*; 11. Auflage; Springer Verlag; ISBN 978-3-642-19980-6; 2013; Kapitel B2, C
- [20] Loistl, F.; Dissertation, *Latentwärmespeicher in Wärmepumpensystemen: Speicherkonzepte und thermische Auslegung*; Deutschland (Technische Universität München); 2019
- [21] Sterner M., Stadler I., Buch, *Energiespeicher – Bedarf, Technologien, Integration*, Springer Vieweg Verlag; ISBN 978-3-642-37379-4; 2014
- [22] Rubitherm Technologies GmbH; Datenblatt Paraffin RT44HC (https://www.rubitherm.eu/media/products/datasheets/Techdata_RT44HC_DE_09102020.PDF); 08.2018
- [23] Goeke J.; Buch, *Thermische Energiespeicher in der Gebäudetechnik - Sensible Speicher, Latente Speicher, Systemintegration*; 7. Auflage; Springer Vieweg Verlag; ISBN 978-3-658-34509-9; 2021
- [24] Bundesministerium Klimaschutz, Umwelt, Energie, Mobilität, Innovation und Technologie; *IEA Solares Heizen und Kühlen (SHC) Task 58 / energieeinsparung durch Energiespeicherung (ECES) Annex 33: Material und Komponentenentwicklung für thermische Energiespeicher*; Österreich, 2021
- [25] Jamekhorshid A., Sadramelt S., Farid M., *A review of microencapsulation methods of phase change materials (PCMs) as a thermal energy storage (TES) medium; Renewable and Sustainable Energy Reviews*; 2014
- [26] Baehr H.D.; Stephan K.; Buch, *Wärme- und Stoffübertragung*; 7. Auflage; Springer Verlag; ISBN 978-3-642-05500-3; 2010, [a] Kapitel 2.3.6 [b] Seite 214
- [27] <https://www.ise.fraunhofer.de/de/presse-und-medien/presseinformationen/2020/waerpumpen-funktionieren-auch-in-bestandsgebaeuden-zuverlaessig.html>; eingesehen 11.2022
- [28] <https://www.kesselheld.de/pufferspeicher-1000l/>; eingesehen 11.2022
- [29] Bundesverband der Energie- und Wasserwirtschaft e.V. (BDEW); *BDEW-Strompreisanalyse Februar 2023*; 02.2023
- [30] <https://www.verbraucherzentrale.de/wissen/energie/erneuerbare-energien/eeg-2023-das-hat-sich-fuer-photovoltaikanlagen-geaendert-75401>; eingesehen 02.2023
- [31] <https://www.buderus.de/de/produkte/catalogue/buderus-produkte-fur-ihr-haus/pufferspeicher/pufferspeicher/>; eingesehen 10.2022
- [32] <https://www.wolf.eu/speichersysteme/pufferspeicher-spu-2/>; eingesehen 10.2022
- [33] <https://www.viessmann.de/de/wohngebaeude/warmwasserbereiter/heizwasser-pufferspeicher.html>; eingesehen 10.2022
- [34] <https://jenni.ch/home.html>; eingesehen 02.2023
- [35] <https://www.stag-gmbh.de>; eingesehen 02.2023
- [36] <https://oranier.com/lexikon/lexikon-kaminoefen-und-pelletoefen/antwort/waermespeicher-fuer-kamin-oder-pelletofen/>; eingesehen 09.2022
- [37] Bundesverband Wärmepumpe e.V. (BWP); *Leitfaden Hydraulik*; 02.2019

- [38] <https://www.viessmann.de/de/produkte/waermepumpe/vitaset-eis-energiespeicher.html>; eingesehen 04.2022
- [39] <https://frigoteam.com/pcm-speicher/>; eingesehen 04.2022
- [40] <https://heatstixx.de>; eingesehen 04.2022
- [41] Youssef Z., Delahaye A., Huang L., Trinquet F., Fournaison L., Pollerberg C., Doetsch C.; *State of the art on phase change material slurries*; Energy Convention and Management; 01.2013
- [42] Fischer L., Von Arx S., O'Neill P., Maranda S., Stamatiou A., Worlitschek J.; Conference paper, *Phase change dispersions for isothermal cooling applications*; 13. IIR INTERNATIONAL CONFERENCE 2021 Phase Change Materials and Slurries for Refrigeration and Air Conditioning Conference (PCM2021); Italien; 01.-03.09.2021
- [43] Derek C., Ashwaq M., Konstantinos M.; Conference paper, *Experimental performance investigation of CO₂ refrigeration system and its integration with PCM storage*; 13. IIR INTERNATIONAL CONFERENCE 2021 Phase Change Materials and Slurries for Refrigeration and Air Conditioning Conference (PCM2021); Italien; 01.-03.09.2021
- [44] Jokiel M., Sevault A., Banasiak K., Naess E.; Conference paper, *Cold storage using phase change material in refrigerated display cabinets: experimental investigation*; 13. IIR INTERNATIONAL CONFERENCE 2021 Phase Change Materials and Slurries for Refrigeration and Air Conditioning Conference (PCM2021); Italien; 01.-03.09.2021
- [45] Palomba V., Varvagiannis S., Monokrousou E., Nitsch B., Barmparitsas N., Bonanno A., Dino G., Leontaritis A., Strehlow A., Karellas S., Frazzica A., Cabeza L.; Conference paper, *Experimental evaluation of a heat pump-latent storage system for increasing renewable share of the residential stock*; 13. IIR INTERNATIONAL CONFERENCE 2021 Phase Change Materials and Slurries for Refrigeration and Air Conditioning Conference (PCM2021); Italien; 01.-03.09.2021
- [46] https://www.daikin.de/de_de/ueber-daikin/fuehrende-technologien/variables-kaeltemittelvolumen.html; eingesehen 02.2023
- [47] Korth, T.; Dissertation, *Latentwärmespeicher für den flexiblen Einsatz von Raumkühlssystemen*; Deutschland (Technische Universität München); 2022
- [48] MATLAB simulation software – <https://uk.mathworks.com/products/matlab.html>; eingesehen 11.2022
- [49] Trnsys simulation software – <https://www.trnsys.com>; eingesehen 03.2022
- [50] Modelica simulation software – <https://modelica.org>; eingesehen 03.2022
- [51] Python simulation software – <https://www.python.org>; eingesehen 03.2022
- [52] Polysun simulation software – <https://www.velasolaris.com>; eingesehen 03.2022
- [53] Engineering Equation Solver simulation software – <https://fchartsoftware.com/ees/>; eingesehen 03.2022
- [54] Technische Universität Berlin, Fachbereich Mathematik, Projektgruppe Praktische Mathematik; *Finite Differenzen Methode*; 11.2011; Seite 3
- [55] Ferziger J.H., Peric M.; Buch, *Numerische Strömungsmechanik*; Springer Verlag; ISBN 978-3-540-67586-0; 2008
- [56] Klein B.; Buch, *FEM: Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau*; 10. Auflage; Springer Vieweg Verlag; ISBN 978-3-658-06053-4; 2014
- [57] Moukalled F., Mangani L., Darwish M.; Buch, *The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics*; Springer Verlag; ISBN 978-3-319-16873-9; 2015

- [58] Taschenbuch, *Unter- und Obersumme als Herleitung zur Integralrechnung*; Springer Verlag; ISBN 978-3-658-03449-8; 2017
- [59] Ulrich H., Weber H.; Buch, *Laplace-, Fourier- und z-Transformation: Grundlagen und Anwendungen*; GRIN Verlag; ISBN 978-3-656-70369-3; 2014
- [60] Barton M., Ugi M., Schweigler C.; Conference paper, *Pilot test of a novel heat pump system with integrated latent heat storage for flexible use of grid electricity*; The 35th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems (ECOS2022); Dänemark; 04.-07.07.2022
- [61] Barton M., Schweigler C.; Conference paper, *Model validation: heat pump with integrated latent heat storage* (DOI: 10.26868/29761662.2022.3); The 35nd international Conference BauSIM2022; Deutschland; 20.-22.09.2022
- [62] Barton M., Schweigler C.; Conference paper, *Heat Pump with Integrated Latent Heat Storage for Flexible Heat Supply to Buildings* (DOI: 10.18462/iir.PCM.2021.1981); 13. IIR INTERNATIONAL CONFERENCE 2021 Phase Change Materials and Slurries for Refrigeration and Air Conditioning Conference (PCM2021); Italien; 01.-03.09.2021
- [63] Tannert T.; Fachartikel, *Strömung in Drosselkapillaren bei Haushaltskältegeräten*; KI Kälte – Luft - Klimatechnik; Seiten 30-37; 07.2014
- [64] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.; Buch, *2014 ASHRAE Handbook - Refrigeration (SI Edition)*; American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (ASHRAE); ISBN 978-1-936504-72-5; 2014
- [65] Vetsch B., Rysiewicz S.; Conference paper, *In-situ-Auslegungsmethode für Kapillaren (AA II.1 04)*; DKV-Tagung; Deutschland; 2020
- [66] Ould Didi, M.-B., und Kattan, N., Thome, J.R.; *Prediction of Two-Phase Pressure Gradients of Refrigerants in Horizontal Tubes*; International Journal of Refrigeration Vol 25; Seite 935 – 947; 2002
- [67] Barton M., Schweigler C.; Conference paper, *Wärmepumpe mit integriertem Latentwärmespeicher - Entwicklung und Erprobung für den flexiblen Einsatz im Stromnetz (053 IV 08)*; DKV-Tagung; Deutschland; 2022
- [68] Plank R.; Buch, *Handbuch der Kältetechnik - Verfahren der Kälteerzeugung und Grundlagen der Wärmeübertragung*; Springer Verlag; ISBN 978-3-662-13367-5; 2013
- [69] Schmitt L. T., Andreas M.; Buch, *Methoden zur Modellierung und Simulation mechatronischer Systeme*; 1. Auflage; Springer Vieweg Verlag; ISBN 978-3-658-25088-1; 2019; Kapitel 8.5
- [70] Cavallini. A; *Condensation of Halogenated Refrigerants Inside Smooth Tubes*; HVAC&R Res., Bd. 8, Nr. 4; Seite 429 – 451; 2002
- [71] Gungor, K., Winterton, R.; *Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparison with data*; Chemical Engineering Research and Design, Bd. 65, Nr. 2; Seite 148 – 156; 1987
- [72] Ihle C., Bader R., Golla M.; Buch, *Tabellenbuch Sanitär Heizung Klima / Lüftung Anlagentechnik SHK Ausbildung und Praxis*; 7. Auflage; Bildungsverlag EINS; ISBN 978-3-441-92162-2; 2008; Seite 340
- [73] <https://www.ta.co.at>; eingesehen 02.2023
- [74] Technische Alternative RT GmbH; Datenblatt UVR16x2 (<https://www.ta.co.at/x2-frei-programmierbare-regler/uvr16x2/>); 02.2023
- [75] Technische Alternative RT GmbH; Datenblatt RSM610-24 (<https://www.ta.co.at/x2-frei-programmierbare-regler/uvr610k-ohne-display/>); 02.2023

- [76] DAIKIN Airconditioning Germany GmbH; Ersatzteil 5023778, Gegenstrom Wärmeübertrager 6kW, Kältemittel, Wasser
- [77] DAIKIN Airconditioning Germany GmbH; Datenblatt Sole-Wärmepumpe Altherma 3 geo 10 kW (https://www.daikin.de/de_de/produkte/product.html/EGSAH-D9W.html); 02.2023
- [78] https://www.daikin.de/de_de/kunden.html; eingesehen 02.2023
- [79] Frigomec S.p.A; Datenblatt Flüssigkeitssammler EFM 7.6 (<https://www.frigomec.com/wp-content/uploads/2021/12/pag-12-19-2022.pdf>) ; 02.2023
- [80] DAIKIN Airconditioning Germany GmbH; Datenblatt DCOM-LT/IO (https://my.daikin.eu/dam/document-library/installation-manuals/opt-and-acc/DCOM-LT-IO%20reference%20manual_English.pdf); 02.2023
- [81] <https://www.ms-klimaanlagen.de/news/neues-kaeltemittel-r32/>; eingesehen 02.2023
- [82] SGL CARBON GmbH; Datenblatt Gigratherm GFG 600 (<https://www.sglcarbon.com/loesungen/material/sigratherm-hoch-leitfaehige-graphitpulver-fuer-baustoffe/>); 02.2023
- [83] TMH Temperatur Messelemente Hettstedt GmbH; Datenblatt Mantelwiderstandsthermometer (https://www.temperaturmesstechnik.de/fileadmin/user_upload/pdf/tmh-mantelwiderstandsthermometer-000.pdf) ; 02.2023
- [84] Heraeus Nexensos GmbH, Datenblatt Anlegefühler M1020 (https://www.heraeus.com/media/media/hne/datasheets/m_sensors/de_11/m_1020_d.pdf); 02.2023
- [85] BELIMO Holding AG; Datenblatt FM020R-SZ (https://www.belimo.com/mam/general-documents/datasheets/de-ch/belimo_FM..R-SZ_datasheet_de-ch.pdf); 02.2023
- [86] Janitza electronics GmbH; Datenblatt UMG 96-PA (<https://www.janitza.de/produkte/netzanalysator-modular-erweiterbar-umg-96-pa-mid-plus-downloads.html>); 02.2023
- [87] KROHNE Messtechnik GmbH; Datenblatt OPTIBAR P 1010 (https://cdn.krohne.com/pick2/tagged_docs/TD_OPTIBAR-P-1010_de_200227_4002622003_R03.pdf); 02.2023
- [88] DIN EN 60751:2009-05; *Industrielle Platin-Widerstandsthermometer und Platin-Temperatur Sensoren* (IEC 60751:2008); Deutsche Fassung EN 60751:2008
- [89] DIN EN 61557-12:2008-12, VDE 0413-12:2008-12; *Elektrische Sicherheit in Niederspannungsnetzen bis AC 1000 V und DC 1500 V - Geräte zum Prüfen, Messen oder Überwachen von Schutzmaßnahmen - Teil 12: Kombinierte Geräte zur Messung und Überwachung des Betriebsverhaltens* (IEC 61557-12:2007); Deutsche Fassung EN 61557-12:2008
- [90] DIN EN 60770-1:2011-09, VDE 0408-1:2011-09; *Messumformer für industrielle Prozessleittechnik - Teil 1: Methoden für die Bewertung des Betriebsverhaltens* (IEC 60770-1:2010); Deutsche Fassung EN 60770-1:2011
- [91] https://www.ahlborn.com/de_DE/; eingesehen 02.2023
- [92] Ahlborn Mess- und Regelungstechnik GmbH; Datenblatt Messwerterfassungsanlagen ALMEMO 5690 (<https://www.ahlborn.com/download/pdfs/kap01/5690n.pdf>); 02.2023
- [93] Anders, R.; Master-Thesis, *Thermodynamische Modellierung einer Wärmepumpe mit integriertem Latentwärmespeicher und Konzept für die Erprobung*; Deutschland (Hochschule für angewandte Wissenschaften München); 2020

- [94] DIN EN 378-1; *Kälteanlagen und Wärmepumpen – Sicherheitstechnische und umweltrelevante Anforderungen – Teil 1: Grundlegende Anforderungen, Begriffe, Klassifikationen und Auswahlkriterien*, Deutsche Fassung EN 378-1:2016, 2018
- [95] DIN EN 378-3:2020-12; *Kälteanlagen und Wärmepumpen - Sicherheitstechnische und umweltrelevante Anforderungen - Teil 3: Aufstellungsort und Schutz von Personen*; Deutsche Fassung EN 378-3:2016+A1:2020
- [96] Bacharach inc.; Datenblatt Bacharach - MGS-450 (IP66) Gas Detektor, R32 (https://ss-usa.s3.amazonaws.com/c/308475912/media/166062ffdd2d810b181264111956797/MGS-450_Datasheet_4900-024-MC.pdf); 02.2023
- [97] Systemair GmbH; Datenblatt EX 140A-4 ATEX Radialvent. EX (<https://shop.systemair.com/de-DE/ex--140a--4--atex--radialvent--ex/p102492>); 02.2023

V. Anhänge

Anhang 1: Mathematische Definition COP-Werte

$$\text{COP}_{\text{System}} = \frac{|\dot{Q}_{\text{heizen}}|}{P_{\text{elektrisch}}} = \frac{|\dot{m}_{\text{Heizwasser}} \cdot c_{\text{Wasser}} \cdot (T_{\text{Vorlauf}} - T_{\text{Rücklauf}})|}{U_{\text{effektiv}} \cdot I_{\text{effektiv}}}$$

$$\text{COP}_{\text{Kreislauf}} = \frac{|\dot{Q}_{\text{heizen}} + \dot{Q}_{\text{LWS}}|}{P_{\text{elektrisch}}} = \frac{|\dot{m}_{\text{Heizwasser}} \cdot c_{\text{Wasser}} \cdot (T_{\text{Vorlauf}} - T_{\text{Rücklauf}}) + \dot{Q}_{\text{LWS}}|}{U_{\text{effektiv}} \cdot I_{\text{effektiv}}}$$

$$\dot{Q}_{\text{LWS_Beladen}} = \dot{Q}_{\text{sole}} + P_{\text{elektrisch}} - \dot{Q}_{\text{heizen}}$$

$$\dot{Q}_{\text{LWS_Beladen}} = [\dot{m}_{\text{sole}} \cdot c_{\text{Wasser}} \cdot (T_{\text{sole_ein}} - T_{\text{sole_aus}})] + [U_{\text{effektiv}} \cdot I_{\text{effektiv}}] - [(\dot{m}_{\text{Kondensator 1}} + \dot{m}_{\text{Kondensator 2}}) \cdot c_{\text{Wasser}} \cdot (T_{\text{Vorlauf}} - T_{\text{Rücklauf}})]$$

$$\dot{Q}_{\text{LWS_Entladen}} = \dot{Q}_{\text{heizen}} - \dot{Q}_{\text{sole}} - P_{\text{elektrisch}}$$

$$\dot{Q}_{\text{LWS_Entladen}} = [\dot{m}_{\text{Heizwasser}} \cdot c_{\text{Wasser}} \cdot (T_{\text{Vorlauf}} - T_{\text{Rücklauf}})] - [\dot{m}_{\text{sole}} \cdot c_{\text{Wasser}} \cdot (T_{\text{sole_ein}} - T_{\text{sole_aus}})] - [U_{\text{effektiv}} \cdot I_{\text{effektiv}}]$$

Alternativ:

$$\dot{Q}_{\text{LWS_Entladen}} = -[\dot{Q}_{\text{Kondensator 2}} - [\dot{m}_{\text{KM}} \cdot (h_4(p; T) - h_7(p; T))]]$$

$$\dot{Q}_{\text{LWS_Entladen}} = -\left[\dot{m}_{\text{Heizwasser}} \cdot c_{\text{Wasser}} \cdot (T_{\text{Zwischen}} - T_{\text{Rücklauf}}) - \left[\frac{\dot{m}_{\text{Heizwasser}} \cdot c_{\text{Wasser}} \cdot (T_{\text{Vorlauf}} - T_{\text{Zwischen}})}{h_3(p; T) - h_4(p; T)} \cdot (h_4(p; T) - h_7(p; T)) \right] \right]$$

$$\text{COP}_{\text{Kreislauf,Beladen}} = \frac{|\dot{Q}_{\text{heizen}} + \dot{Q}_{\text{Sole}} + P_{\text{elektrisch}} - \dot{Q}_{\text{heizen}}|}{P_{\text{elektrisch}}} = \frac{|\dot{m}_{\text{Sole}} \cdot c_{\text{Wasser}} \cdot (T_{\text{Sole_ein}} - T_{\text{Sole_aus}})| + |U_{\text{effektiv}} \cdot I_{\text{effektiv}}|}{U_{\text{effektiv}} \cdot I_{\text{effektiv}}}$$

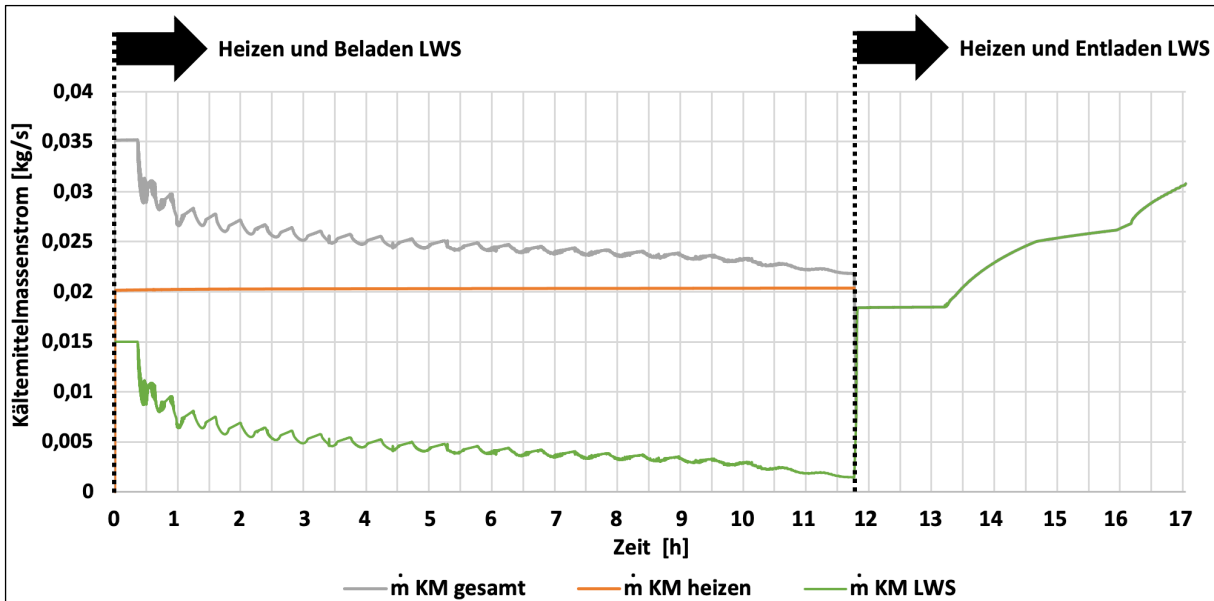
$$\text{COP}_{\text{Kreislauf,Entladen}} = \frac{|\dot{Q}_{\text{heizen}} + \dot{Q}_{\text{heizen}} - \dot{Q}_{\text{Sole}} - P_{\text{elektrisch}}|}{P_{\text{elektrisch}}} = \frac{||2 \cdot [\dot{m}_{\text{Heizwasser}} \cdot c_{\text{Wasser}} \cdot (T_{\text{Zwischen}} - T_{\text{Rücklauf}})] - [\dot{m}_{\text{Sole}} \cdot c_{\text{Wasser}} \cdot (T_{\text{Sole_ein}} - T_{\text{Sole_aus}})] - [U_{\text{effektiv}} \cdot I_{\text{effektiv}}]|}{U_{\text{effektiv}} \cdot I_{\text{effektiv}}}$$

Alternativ:

$$\text{COP}_{\text{Kreislauf,Entladen}} = \frac{|\dot{Q}_{\text{heizen}} - [\dot{Q}_{\text{Kondensator 2}} - [\dot{m}_{\text{KM}} \cdot (h_4(p;T) - h_7(p;T))]]|}{P_{\text{elektrisch}}}$$

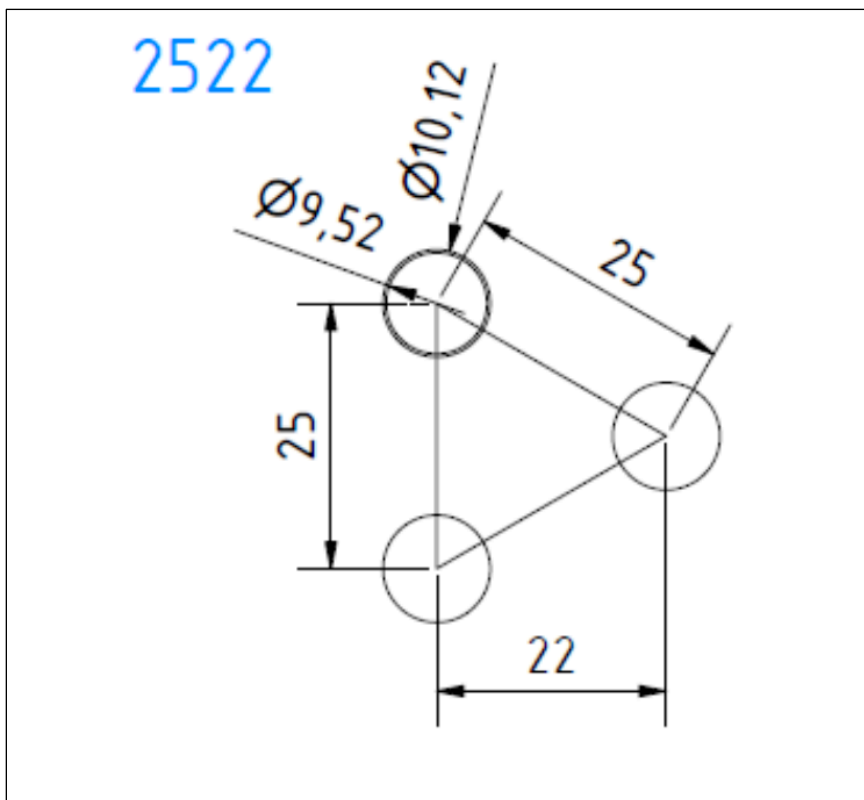
$$\text{COP}_{\text{Kreislauf,Entladen}} = \frac{|\dot{m}_{\text{Heizwasser}} \cdot c_{\text{Wasser}} \cdot (T_{\text{Vorlauf}} - T_{\text{Rücklauf}}) - [\dot{m}_{\text{Heizwasser}} \cdot c_{\text{Wasser}} \cdot (T_{\text{Zwischen}} - T_{\text{Rücklauf}})] - \left[\dot{m}_{\text{Heizwasser}} \cdot c_{\text{Wasser}} \cdot (T_{\text{Vorlauf}} - T_{\text{Zwischen}}) \cdot (h_4(p;T) - h_7(p;T)) \right]|}{P_{\text{elektrisch}}}$$

Anhang 2: Durch Regelung des Massenstroms verursachte Schwingungen



Beispiel für Schwingungen in Graphen bedingt durch die Regelung des Kältemittelmassenstroms

Anhang 3: Durch Regelung des Massenstroms verursachte Schwingungen



Rohrteilung nach Fertigungstechnik:

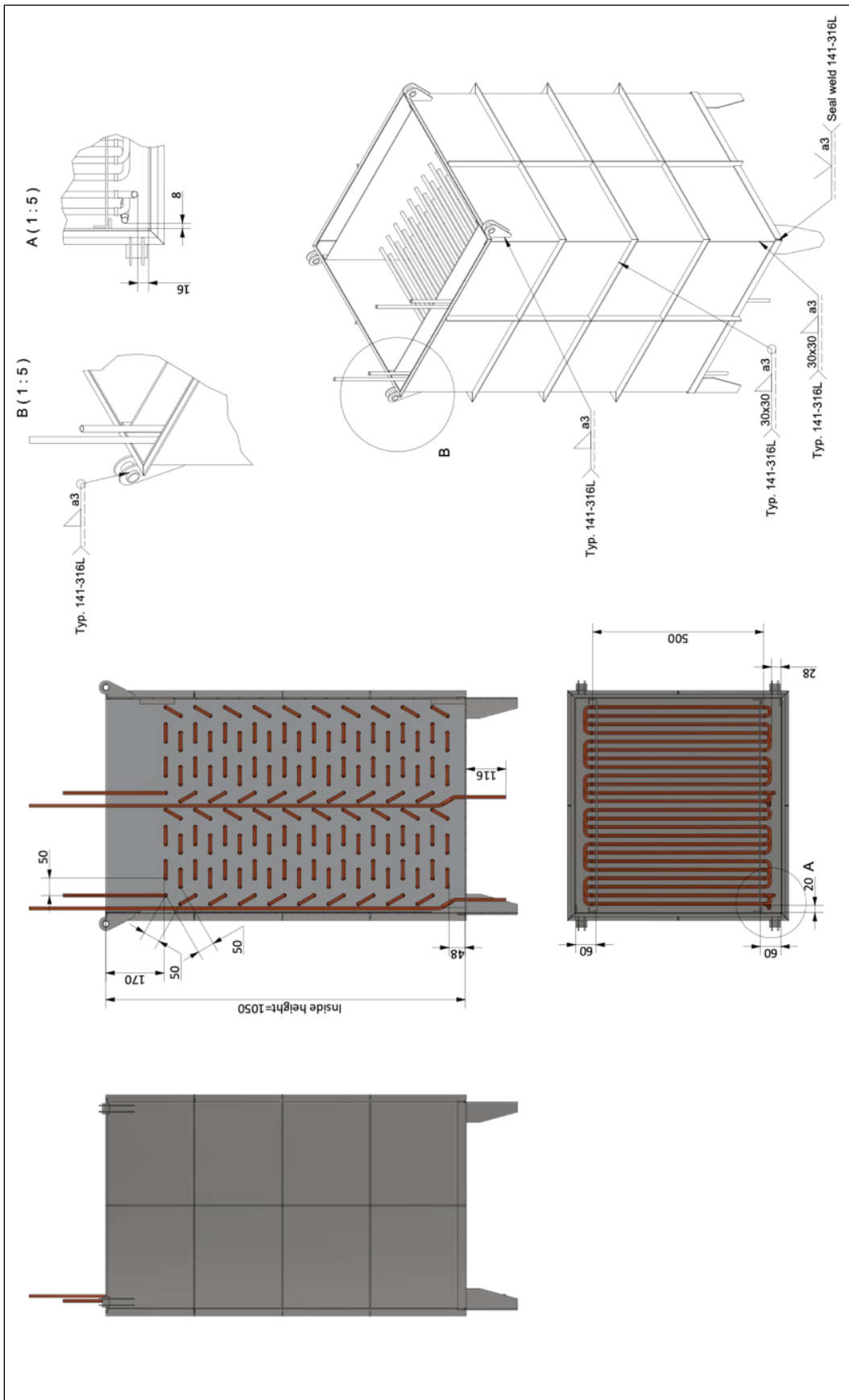
Für Latentwärmespeicher der Versuchsanlage wurde jedes zweite Stanzung verwendet

Anhang 4: Regelungsmatrix Versuchsanlage

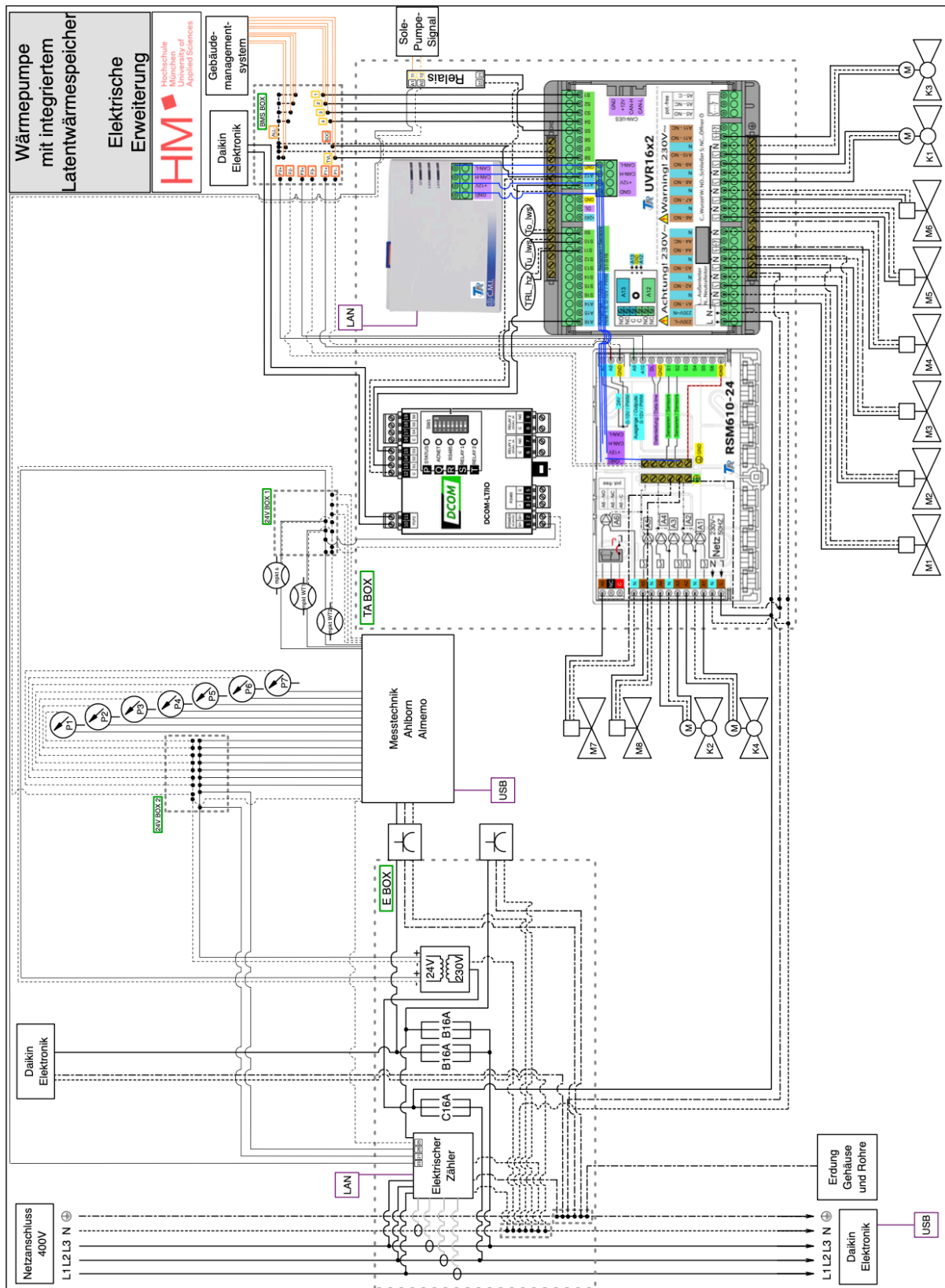
Kombi- nation	Analoge Eingänge			Fehler- meldung	Ventile Kältemittel								Ventile Heizwasser			
	AE 1 Heizen	AE 2 LWS beladen	AE 3 LWS entladen		Betriebs- modus	1	2	3	4	5	6	7	8	I	II	III
1	EIN	AUS	AUS	1	AUS	Timer	AUF	ZU	AUF	ZU	ZU	ZU	AUF	AUF	ZU	AUF
2	EIN	EIN	AUS	2	AUS	Timer	AUF	AUF	AUF	ZU	ZU	ZU	AUF	AUF	ZU	AUF
3	EIN	AUS	EIN	3	AUS	Timer	ZU	ZU	ZU	ZU	AUF	AUF	AUF	ZU	AUF	ZU
4	EIN	EIN	EIN		EIN		ZU	ZU	ZU	ZU	ZU	ZU	AUF	AUF	AUF	AUF
5	AUS	EIN	EIN		EIN		ZU	ZU	ZU	ZU	ZU	ZU	AUF	AUF	AUF	AUF
6	AUS	AUS	EIN		EIN		ZU	ZU	ZU	ZU	ZU	ZU	AUF	AUF	AUF	AUF
7	AUS	EIN	AUS	4	AUS	Timer	ZU	AUF	ZU	AUF	ZU	ZU	AUF	AUF	AUF	AUF
8	AUS	AUS	AUS	5	AUS		ZU	ZU	ZU	ZU	ZU	ZU	ZU	ZU	ZU	AUF

Anhang 5: Konstruktions- und Schaltpläne

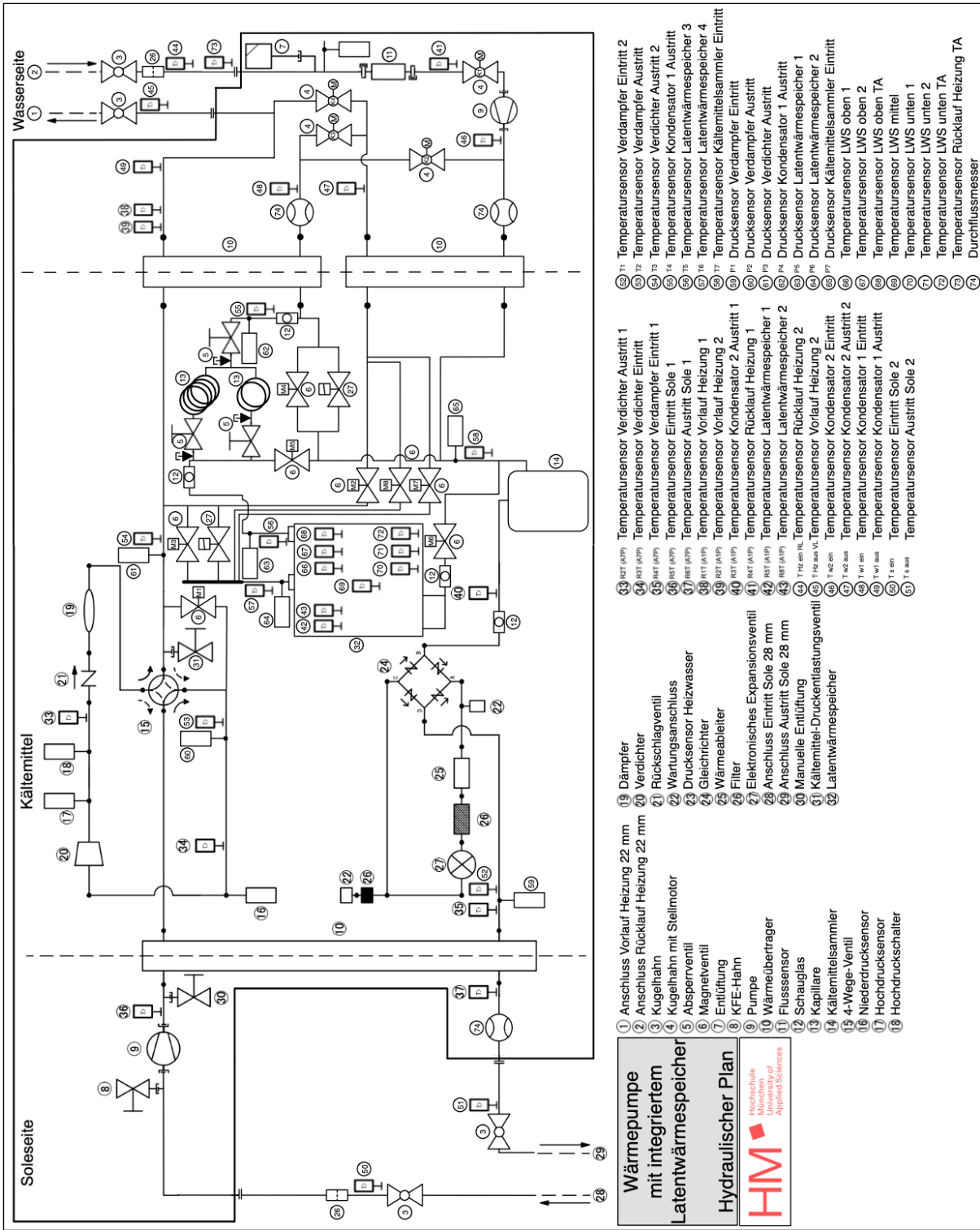
Konstruktionsplan Latentwärmespeicher:



Elektrischer Schaltplan (Erweiterung):



Hydraulischer Schaltplan:



Anhang 6: Berechnung Messunsicherheit COP (Software EES [53])

Solution		
Uncertainty Results Solution		
Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg		
Variable±Uncertainty	Partial derivative	% of uncertainty
COP_{kreislaufbeladen} = 2,57±0,1913		
mpkt _{heizwasser} = 0,2778±0,005556 [kg/s]	$\partial \text{COP}_{\text{kreislaufbeladen}} / \partial \text{mpkt}_{\text{heizwasser}} = 0$	0,00 %
mpkt _{sole} = 0,2778±0,005556 [kg/s]	$\partial \text{COP}_{\text{kreislaufbeladen}} / \partial \text{mpkt}_{\text{sole}} = 5,652$	2,69 %
P _{elektrisch} = 1000±2 [W]	$\partial \text{COP}_{\text{kreislaufbeladen}} / \partial P_{\text{elektrisch}} = -0,00157$	0,03 %
T _{ruecklauf} = 35±0,255 [°C]	$\partial \text{COP}_{\text{kreislaufbeladen}} / \partial T_{\text{ruecklauf}} = 0$	0,00 %
T _{soleaus} = 12±0,255 [°C]	$\partial \text{COP}_{\text{kreislaufbeladen}} / \partial T_{\text{soleaus}} = -0,5233$	48,64 %
T _{soleein} = 15±0,255 [°C]	$\partial \text{COP}_{\text{kreislaufbeladen}} / \partial T_{\text{soleein}} = 0,5233$	48,64 %
T _{vorlauf} = 45±0,255 [°C]	$\partial \text{COP}_{\text{kreislaufbeladen}} / \partial T_{\text{vorlauf}} = 0$	0,00 %
COP_{kreislaufentladen} = 7,897±0,4725		
mpkt _{heizwasser} = 0,2778±0,005556 [kg/s]	$\partial \text{COP}_{\text{kreislaufentladen}} / \partial \text{mpkt}_{\text{heizwasser}} = 37,68$	19,63 %
mpkt _{sole} = 0,2778±0,005556 [kg/s]	$\partial \text{COP}_{\text{kreislaufentladen}} / \partial \text{mpkt}_{\text{sole}} = -5,652$	0,44 %
P _{elektrisch} = 1000±2 [W]	$\partial \text{COP}_{\text{kreislaufentladen}} / \partial P_{\text{elektrisch}} = -0,008897$	0,14 %
T _{ruecklauf} = 35±0,255 [°C]	$\partial \text{COP}_{\text{kreislaufentladen}} / \partial T_{\text{ruecklauf}} = -1,047$	31,91 %
T _{soleaus} = 12±0,255 [°C]	$\partial \text{COP}_{\text{kreislaufentladen}} / \partial T_{\text{soleaus}} = 0,5233$	7,98 %
T _{soleein} = 15±0,255 [°C]	$\partial \text{COP}_{\text{kreislaufentladen}} / \partial T_{\text{soleein}} = -0,5233$	7,98 %
T _{vorlauf} = 45±0,255 [°C]	$\partial \text{COP}_{\text{kreislaufentladen}} / \partial T_{\text{vorlauf}} = 1,047$	31,91 %
COP_{system} = 5,233±0,2161		
mpkt _{heizwasser} = 0,2778±0,005556 [kg/s]	$\partial \text{COP}_{\text{system}} / \partial \text{mpkt}_{\text{heizwasser}} = 18,84$	23,47 %
mpkt _{sole} = 0,2778±0,005556 [kg/s]	$\partial \text{COP}_{\text{system}} / \partial \text{mpkt}_{\text{sole}} = 0$	0,00 %
P _{elektrisch} = 1000±2 [W]	$\partial \text{COP}_{\text{system}} / \partial P_{\text{elektrisch}} = -0,005233$	0,23 %
T _{ruecklauf} = 35±0,255 [°C]	$\partial \text{COP}_{\text{system}} / \partial T_{\text{ruecklauf}} = -0,5233$	38,15 %
T _{soleaus} = 12±0,255 [°C]	$\partial \text{COP}_{\text{system}} / \partial T_{\text{soleaus}} = 0$	0,00 %
T _{soleein} = 15±0,255 [°C]	$\partial \text{COP}_{\text{system}} / \partial T_{\text{soleein}} = 0$	0,00 %
T _{vorlauf} = 45±0,255 [°C]	$\partial \text{COP}_{\text{system}} / \partial T_{\text{vorlauf}} = 0,5233$	38,15 %