



Schlussbericht 9. Juli 2015

StorEx

Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Schichtungseffizienz von Wärmespeichern

Auftraggeber:

Bundesamt für Energie BFE
Forschungsprogramm Solarwärme
CH-3003 Bern
www.bfe.admin.ch

Auftragnehmer:

Institut für Solartechnik SPF
Hochschule für Technik Rapperswil HSR
Oberseestrasse 10
CH-8640 Rapperswil
www.solarenergy.ch

Autoren:

Michel Y. Haller, Institut für Solartechnik SPF, michel.haller@spf.ch
Robert Haberl, Institut für Solartechnik SPF, robert.haberl@spf.ch
Patrick Persdorf, Institut für Solartechnik SPF, patrick.persdorf@spf.ch
Andreas Reber, Institut für Solartechnik SPF, andreas.reber@spf.ch
Mit Beiträgen von Andreas Huggenberger, Matthias Kaufmann, Jason Podhradsky, Lukas Lötscher, Corsin Gwerder, Simon Boller, Boris Meier und Igor Mojic

Danksagung:

Unser Dank gebührt insbesondere der CTA AG, Forstner Speichertechnik GmbH, Hoval AG, marani g. s.r.l., Soltop Schuppisser AG und Stiebel Eltron AG, welche wertvolle Diskussionsbeiträge für die Erarbeitung der Test-Prozeduren geliefert und ihre Speicher für die Messungen zur Verfügung gestellt haben.

BFE-Bereichsleiter: Andreas Eckmanns
BFE-Programmlleiter: Jean-Christophe Hadorn
BFE-Vertrags- und Projektnummer: SI/500935-01

Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen sind ausschliesslich die Autoren dieses Berichts verantwortlich.

Zusammenfassung

Seit über 30 Jahren ist die thermische Speicherschichtung und deren Auswirkung auf die Effizienz solarthermischer Systeme ein Thema. Insbesondere bei der Verwendung von sogenannten Kombi-Wärmespeichern, die sowohl Brauchwarmwasser als auch Raumheizungswärme speichern, wird die System-Effizienz entscheidend durch die thermische Speicherschichtung beeinflusst. Erstaunlicherweise gab es jedoch bis heute kein Test-Verfahren, mit dem die thermische Speicherschichtung realitätsnah und vergleichbar untersucht und dargestellt werden kann.

Im Projekt StorEx wurde ein 24 Stunden Testzyklus entwickelt, mit dem die thermische Schichtung von Kombi-Wärmespeichern im realitätsnahen dynamischen Betrieb ermittelt werden kann. In diesem Prüfzyklus übernimmt ein Teil der Wärmebereitstellung eine solarthermische Anlage. Weil die Schichtungseffizienz von Kombispeichern insbesondere bei Kombination mit einer Wärmepumpe die System-Performance entscheidend beeinflusst, wurde als Zusatz-Wärmeerzeuger eine Wärmepumpe simuliert und emuliert, und deren elektrische Leistungsaufnahme bestimmt.

Mit diesem Verfahren wurden insgesamt 18 Tests an sechs verschiedenen Kombispeicher-Systemen durchgeführt. Es zeigte sich, dass der Bedarf an elektrischer Energie der Wärmepumpe sehr gut mit der Schichtungseffizienz des Speichers korreliert. Die besten Resultate wurden jeweils erzielt, wenn die Warmwasser-Nachladung durch die Wärmepumpe auf wenige Zeitfenster pro Tag beschränkt wurde. Ohne diese Zeitfenster verschlechterten sich die Ergebnisse bei fünf der sechs getesteten Kombispeicher deutlich. Auch eine Erhöhung der Wärmepumpenleistung und der damit verbundenen Volumenströme wirkte sich negativ auf das Ergebnis aus. Insgesamt lagen die erreichten Schichtungseffizienz-Werte im Bereich von 59 – 84 %. Bei einer Standard-Heizlast entspricht eine Reduktion der Schichtungseffizienz um 10 % einer Erhöhung des elektrischen Energiebedarfs der Wärmepumpe um 16 %. Dies gilt sowohl für den Prüfzyklus, als auch für ein ganzes Jahr. Für den Bedarf an elektrischer Energie dieser Systeme ist damit die Schichtungseffizienz wesentlich entscheidender als der Wärmeverlust.

Ein zweiter Teil der Arbeit befasste sich mit Strömungssimulation (CFD) direkter Speicher-Beladungsprozesse. Der Fokus lag dabei auf horizontal eintretenden Fluidströmen auf halber Höhe des Speichers, und deren Auswirkungen auf darüber liegende wärmere Schichten. Verschiedene Massnahmen zur Strömungsberuhigung wurden untersucht. Auf Grund der mit Messungen validierten CFD-Simulationen können die folgenden Empfehlungen zur Vermeidung der Störung der Speicherschichtung abgegeben werden:

- Am Austritt des Strömungskanals sollte die Geschwindigkeit des einströmenden Fluides soweit reduziert sein, dass eine Reynolds-Zahl von unter 5000 erreicht wird.
- Nach der letzten Strömungsumlenkung oder Querschnittserweiterung sollte die Beruhigungsstrecke eine minimale Länge von 3 – 6 Mal dem hydraulischen Querschnitt aufweisen.

Ob sich diese Empfehlungen auch auf grössere Speicher oder andere Temperaturbereiche übertragen lassen, sollte in weiteren Untersuchungen geklärt werden.

Mit Abschluss des Projektes StorEx stehen nun einerseits generelle Empfehlungen für die Gestaltung direkter Speicher-Eintritte zur Verfügung, und andererseits ein Test-Verfahren, mit welchem die Schichtungseffizienz von Kombispeichern ermittelt und verglichen werden kann.

Résumé

La stratification dans les stockages thermiques et son impact sur l'efficacité des systèmes solaires thermiques est discutée depuis plus de 30 ans. Pour les stockages combinés de chaleur qui stockent à la fois de l'eau chaude sanitaire et de la chaleur chauffage, l'efficacité du système est influencée de manière décisive par la stratification thermique. Cependant, il n'y avait jusqu'à présent aucune méthode de test permettant de quantifier et de comparer la stratification des stockages thermiques dans des conditions réelles.

Dans le cadre du projet StorEx, un cycle d'essai de 24 heures a été développé grâce auquel la stratification thermique des stockages combinés de chaleur peut être déterminée dans des conditions dynamiques. Comme la stratification thermique a principalement de l'importance lorsque le stock solaire est combiné avec une pompe à chaleur comme source chaude supplémentaire, dans les essais réalisées dans ce projet une pompe à chaleur a été simulée et émulée lors du cycle d'essai et sa consommation électrique a été déterminée.

Avec cette nouvelle méthode, un total de 18 tests a été effectué avec six systèmes de stockage combinés différents. Il est apparu que le besoin en énergie électrique de la pompe à chaleur est en très bonne corrélation avec l'efficacité de la stratification du stock. Pour chaque stockage, les meilleurs résultats ont été obtenus lorsque la recharge en eau chaude par la pompe à chaleur était limitée à un nombre réduit de créneaux horaires. Sans ce paramètre, les résultats sont considérablement moins bons pour cinq des six stocks combinés testés. De la même manière, une augmentation de la puissance de la pompe à chaleur et des débits associés a un impact négatif sur les résultats. Dans l'absolu, les valeurs de l'efficacité de stratification mesurée sont comprises entre 59 et 84 %. Pour une maison familiale standard, une réduction de l'efficacité de la stratification de 10 % correspond à une augmentation de la demande d'électricité de la pompe à chaleur de 16 %. Ceci est aussi bien valable pour le cycle d'essai que pour une année entière. Ainsi, pour ces systèmes, l'efficacité de la stratification est beaucoup plus importante que la perte de chaleur.

Une deuxième partie du travail a porté sur la simulation (CFD) des écoulements lors de la charge des stocks. L'accent a été mis sur les flux de fluides horizontaux entrants à mi-hauteur du stockage et l'effet de ceux-ci sur les couches supérieures plus chaudes. Plusieurs dispositifs pour diminuer la turbulence ont été testés.

Sur la base des simulations CFD, les recommandations suivantes peuvent être faites pour éviter une perturbation de la stratification:

- A la sortie du canal d'écoulement, la vitesse du fluide entrant doit être réduite de telle sorte qu'un nombre de Reynolds inférieur à 5000 soit atteint.
- Après la dernière déviation de flux ou l'élargissement de la section transversale le canal doit avoir une longueur minimum de 3 à 6 fois la section transversale hydraulique.

Des études complémentaires devront préciser si ces recommandations peuvent être appliquées aussi à des stocks de plus grandes dimensions ou à des températures différentes.

Avec l'achèvement du projet StorEx sont maintenant disponibles d'une part des recommandations générales pour la conception des introductions de l'eau dans les cuves de stockage et d'autre part une méthode d'essai avec laquelle peut être déterminée et comparée l'efficacité de la stratification des réservoirs de stockage dits "combinés".

Abstract

For more than 30 years thermal storage stratification and its impact on the efficiency of solar thermal systems has been a topic of investigation. In particular for solar combi-storages that provide domestic hot water and space heating from one device, stratification efficiency is decisive for the overall system performance. Surprisingly, no realistic and dynamic test procedure has been available until now for testing and comparing the stratification efficiency of solar combi-storages.

In the StorEx project a 24 hour test cycle was developed that allows for the determination of the stratification efficiency of solar combi-storages under realistic and dynamic conditions. With this new procedure, a total of 18 tests were carried out on six solar combi-storage systems. Because stratification efficiency is particularly important for the combination of these storages with heat pumps, a heat pump has been simulated and emulated as an auxiliary heating device during the test, and the simulated electric energy consumption of the heat pump has been recorded.

It showed that the electric energy demand of the heat pump correlated quite well with the storage stratification efficiency. The best results were achieved when domestic hot water charging by the heat pump was restricted to few time windows per day. For five of the six combi-storages, the results were quite negatively affected when these time windows were removed and DHW charging was allowed for the whole day. Furthermore, also a higher heating capacity of the heat pump in combination with the associated higher mass flow rates lead to a reduction of stratification efficiency. The measured values for stratification efficiency ranged from 59 – 84%. For a standard heat load the electricity demand of the heat pump increases by about 16% when stratification efficiency is 10% less. Thus, stratification efficiency was by far more important for the overall system performance than heat losses of the storages.

A second part of the work included computational fluid dynamics (CFD) of direct storage inlets. The focus was set on direct horizontal inlets at mid-height of the storage tank, and their influence on warmer layers above the inlet. Several measures for flow mitigation were investigated. Based on the laboratory validated CFD simulations, the following recommendations can be given:

- At the outlet of the flow channel into the bulk storage volume, the velocity of the fluid should be reduced such that Reynolds numbers are below 5000.
- After the last change of cross section or change of direction of the fluid flow, the minimum length of the flow channel should be in the range of 3 – 6 times the hydraulic flow diameter.

Whether these recommendations can be extrapolated also to larger storage devices or other fluid temperatures and media is a topic of future research.

With the project StorEx, simple recommendations for the flow mitigation of direct storage inlets are now available, and a test procedure can be offered for the determination and comparison of storage stratification efficiency.

Inhaltsverzeichnis

Zusammenfassung	4
Résumé.....	5
Abstract.....	6
Inhaltsverzeichnis.....	7
1 Ziel der Arbeit.....	8
2 Ausgangslage	8
2.1 Bedeutung der Schichtungseffizienz für LowEx-Systeme	8
2.2 Empfehlungen zur Einbindung von Kombispeicher	9
2.3 Störung der Schichtung durch direkte Be- und Entladungen.....	9
2.4 Bewertung der Speicherschichtung auf Grund von Labor-Messungen.....	13
3 Entwicklung der Speicherschichtungstests	14
3.1 Grundsätzliche Anforderungen	14
3.2 Messung der Schichtungseffizienz.....	14
3.3 Festlegung der Systemgrenzen	15
3.4 Simulationen als Basis für die Festlegung des Test-Profiles	15
3.5 Auswahl des Tages-Profiles	17
3.6 Simulation und Emulation der Be- und Entladevorgänge	20
3.7 Mess-Größen und Kennzahlen.....	26
4 Resultate der Speicher-Schichtungstests	32
4.1 Geprüfte Speicher-Systeme und Randbedingungen	32
4.2 Resultate der Speicherschichtungstests	36
4.3 Spezielle Ergebnisse	43
4.4 Diskussion der Ergebnisse der Schichtungstests.....	46
5 CFD-Simulationen direkter radialer Speichereintritte	48
5.1 Frühere Untersuchungen zum Thema	48
5.2 Methoden	48
5.3 Resultate der CFD-Simulationen und Labor-Messungen	52
6 Allgemeine Schlussfolgerungen.....	58
6.1 Speicher-Schichtungs-Tests	58
6.2 Empfehlungen aus den CFD-Simulationen	59
7 Ausblick.....	60
7.1 Kennzahl für die Schichtungs-Effizienz von Wärmespeicher.....	60
7.2 Generelle Empfehlungen für die Gestaltung von Speicher-Eintritten.....	60
8 Abkürzungsverzeichnis.....	61
9 Symbolverzeichnis	61
9.1 Symbole	61
9.2 Indizes	62
10 Referenzen	64
Anhang A Warmwasser-Zapfprofil	
Anhang B Raumheizungs-Last	
Anhang C Details zum Prüfverfahren	
Anhang D Messresultate un Mess-Unsicherheiten	

1 Ziel der Arbeit

Ziel dieses Projektes war die umfassende Erweiterung des Verständnisses von schichtungsrelevanten Parametern und Systemeinflüssen durch experimentelle und theoretische Untersuchungen der Schichtungseffizienz sensibler Wärmespeicher. Der Haupt-Fokus lag dabei auf der Bewertung der Schichtung mit einem geeigneten Prüfzyklus sowie auf Untersuchungen zur Störung der Schichtung durch direkte Be- und Entladungen. Obwohl sich diese Untersuchungen im Moment auf solare Kombispeicher in Kombination mit Wärmepumpen (WP) beschränken, können dieselben Ansätze auch als Grundlage zur exergetischen Bewertung anderer Wärmespeicher verwendet werden.

Die Arbeiten orientierten sich an den folgenden Teil-Zielen:

1. Ausarbeiten eines Schichtungsindex oder einer Schichtungskennzahl für Kombispeicher, inklusive einem Messverfahren zur Ermittlung derselben. Diese Messprozedur zur Ermittlung der Schichtungskennzahl soll so schlank und kostengünstig wie möglich gestaltet sein (Prüfzyklus von 24 h). Das Resultat soll dabei repräsentativ sein für ein ganzes Betriebsjahr.
2. Experimentelles Anwenden des Verfahrens auf mindestens sechs Kombispeicher verschiedener Hersteller zur Demonstration der Anwendbarkeit auf verschiedene Produkte. Vergleich der Schichtungseffizienz der vermessenen Produkte.
3. Erarbeiten von Empfehlungen zur Gestaltung von direkten Speicheranschlüssen.
4. Ermitteln der maximalen Beladeströme für die schichterhaltende Beladung von Wärmespeichern.

2 Ausgangslage

2.1 Bedeutung der Schichtungseffizienz für LowEx-Systeme

Sogenannte "Low Exergy" Systeme, wie zum Beispiel Wärmepumpen und Solarwärmanlagen, reagieren besonders sensibel auf ungenügende Speicherschichtung. Wärmepumpen haben, im Gegensatz zu Verbrennungsanlagen, keine Exergiereserven, mit denen sie Exergieverluste des Speicher-Systems wieder kompensieren könnten. Bei Solarwärmanlagen sinkt der Ertrag, wenn mangelnde Speicherschichtung zu erhöhten Rücklauftemperaturen und damit zu erhöhten Betriebstemperaturen des Kollektors führen.

Wärmespeicher, welche Brauchwarmwasser (WW) und Raumheizungswärme (RH) in einer Einheit speichern, werden als Kombispeicher bezeichnet. Diese Kombispeicher können sowohl kostengünstiger (kompaktere Bauweise, nur eine Einheit muss installiert werden) als auch wesentlich energieeffizienter (weniger Wärmeverluste) sein als eine Lösung mit zwei getrennten Speichern. Die Schichtungseffizienz ist dabei eine entscheidende Grösse für den effizienten Betrieb von Systemen mit Kombispeicher. Insbesondere die Solarwärme, und in noch grösserem Masse die Wärmepumpe, reagieren sehr sensibel auf schlecht schichtende oder falsch eingebundene Speicher. Projekte wie das BFE-Projekt SOL-HEAP (Haller et al. 2014a) sowie das EU-Projekt MacSheep¹ haben gezeigt, dass die Schichtungseffizienz von Kombispeichern ein Schlüsselement für die Effizienz dieser Anlagen ist. Obwohl sich die

¹ unveröffentlichte Resultate. www.macsheep.spf.ch

on unbekannt oder variabel, wie zum Beispiel bei der Beladung durch Solarwärme oder beim Rücklauf aus der Raumwärmeverteilung eines Gebäudes, so kann mit Schichtladeeinrichtungen gearbeitet werden, welche das Fluid auf der richtigen Speicherhöhe einschichten. Das Fehlen einer Schichtladeeinrichtung führt dazu, dass das Fluid auf seinem, durch die Schwerkraft und den Impuls vorgegebenen, Weg im Speicher Fluidpakete aus seiner Umgebung mitreisst und sich mit diesen vermischt. Es führt jedoch nicht unbedingt dazu, dass eine bereits vorhandene Speicherschichtung zerstört wird.

Eine Beladung mit hohen Volumenströmen verursacht Turbulenzen und Strömungswalzen im Speicher und kann damit auch eine bereits vorhandene Speicherschichtung zerstören. Der potenzielle Schaden für die Speicherschichtung, und die damit verbundene Reduktion der Effizienz eines Systems, ist dabei in der Regel beträchtlich höher als im Falle des nicht perfekten Einschichtens.

Für die Effizienz von Kombispeicher mit Wärmepumpen als Zusatzheizung ist vor allem entscheidend, dass die mit hohem exergetischem Aufwand beladene WW-Zone nicht durch die Be- und Entladung der Raumwärmezone gestört wird. Diese Be- und Entladungen der Raumwärmezone erfolgen in der Regel über einen seitlichen Anschluss unterhalb der WW-Zone. Diese Art von Beladung tritt dann auf, wenn die Wärmelieferung der Wärmepumpe die gleichzeitige Wärmeabnahme der Raumheizverteilung übersteigt, oder wenn die gesamte Lieferung der Wärmepumpe über den Speicher geführt wird.

2.3.2 Schichtungsverhaltung bei horizontaler Beladung in Speichermitte

Die Schichtungseffizienz von direkter Speicherbeladung wurde bereits vielfach numerisch und experimentell untersucht (siehe Tabelle 2.1). Die meisten Studien befassten sich jedoch mit Wasserspeichern, deren Be- und Entladung jeweils an den Extremen (Boden oder Deckel) stattfand. Diejenigen Arbeiten, welche sich auch oder ausschliesslich mit direkter horizontaler Beladung in Speichermitte befassen, sind im Folgenden zusammengefasst und im Hinblick auf einfache, allgemein verständliche Empfehlungen für die maximalen schichterhaltenden Geschwindigkeiten oder Volumenströme der Beladung bei verschiedenen Einlass-Geometrien ausgewertet.

Eames and Norton (1998) führten sowohl Labor-Experimente durch als auch Simulationen (Finite Volumen Methode) für Eintrittsgeschwindigkeiten von 0.025 bis 0.1 m/s, ohne spezielle Massnahmen zur Strömungsberuhigung. Die Höhe des Eintritts und die Speicher-Geometrie wurden variiert. Es wurden jedoch keine konkreten Empfehlungen für die maximalen schichtungserhaltenden Belade-Geschwindigkeiten genannt, ausser dass die Geschwindigkeit gering und die Strömung möglichst laminar sein soll.

Carlsson (1993) untersuchte den Einfluss einer Umlenkung des Massenstroms in die Speicher-Tangentiale, sowie einer Aufteilung auf zwei entgegengesetzte Richtungen in einem T-Stück. Aus seinen Messungen schliesst Carlsson, dass parallele horizontale Platten oder ein perforiertes Rohr für die Erhaltung einer bestehenden Schichtung am besten sind. Auf Grund der bei diesen Geometrien auftretenden breitflächigen Verteilung des Fluides darf jedoch bezweifelt werden, dass diese Anordnungen auch am besten für das Einschichten des Fluides in die richtige Position geeignet ist. Carlsson stellte bei seinen Messungen für ein horizontales 2" Rohr bei weniger als 1800 l/h bereits keine Mischung mehr fest. Dies entspricht einer Eintrittsgeschwindigkeit von ca. 0.25 m/s.

Eine allgemein formulierte Empfehlung, die für den Planer und Installateur direkt verwertbar ist, gibt Jenni (2000). Auf Grund eigener Messungen, die jedoch nicht im Detail publiziert sind, empfiehlt Jenni eine Belade-Geschwindigkeit von 0.1 m/s nicht zu überschreiten. Dieser Wert liegt um Faktor 2.5 tiefer als jener von Carlsson.

Vogelsanger et al. (2007) machten Experimente mit vertikalen Platten, in welche das Fluid von der horizontalen Rohrströmung in eine vertikale Spaltströmung umgelenkt wird, und in deren Spaltraum sich das Fluid bewegen und am richtigen Ort einschichten kann. Im Vordergrund stand hier das Einschichten einer solaren Beladung mit relativ geringen Massenströmen (0.008 bis 0.03 kg/s). Bezogen auf die Spaltbreite von 3-4 mm und die Breite der Platten von 0.38 m ergeben sich im Spalt Fließgeschwindigkeiten von 0.001 bis 0.025 m/s.

Huhn (2007) stellte auf Grund von CFD-Simulationen fest, dass bei horizontal-tangentialer Einströmung Rotationsströmungen im Speicher entstehen. Sowohl bei horizontal-tangentialer Einströmung als auch bei vertikaler Einströmung wurde beträchtliche Durchmischung beobachtet. Huhn stellt seine Resultate als Prozent Mischzonenanteil nach einer gewissen Versuchsdauer in Abhängigkeit von Richardson-Zahlen dar. Er unterscheidet dabei zwischen einer idealen und einer realen Richardson-Zahl. Bei der idealen Richardson-Zahl fließt neben der Höhe des Speichers (charakteristische Länge) auch die Geschwindigkeit der Kolbenströmung im Speicher ein. Bei der realen Richardson-Zahl wird für die Geschwindigkeit die Maximalgeschwindigkeit am Ort der Einströmung eingesetzt. Aus der Darstellung als Funktion von Richardson-Zahlen ist jedoch nicht mehr ohne weiteres ersichtlich, ab welchen Einströmgeschwindigkeiten erhöhte Durchmischung im Speicher zu erwarten ist. Diverse vertikale Einströmungen mit Prallplatten wurden untersucht, jedoch nicht die horizontal-radiale Einströmung.

Lohse (2010) untersuchte die Temperaturschichtung bei Verwendung von Schichtladeeinrichtungen mit mehreren Austrittsöffnungen. Dabei gibt es verschiedene Effekte, die beim Ansaugen von Fluid an Öffnungen entstehen, an denen die Rohrströmung entlangströmt. Diese werden von Effekten im Bereich der Ausströmung überlagert. Diese Überlagerung lässt jedoch kaum eine Schlussfolgerung für den Fall einer einzelnen Einströmöffnung zu. Bei Geometrien, die das Ansaugen von Fluid aus dem Speicher in die Rohröffnungen nicht verhindern, führten bereits Austrittsgeschwindigkeiten von 0.06 m/s zu vollständiger Durchmischung des Speichers. Dagegen bleibt die Schichtung auch mit einer Eintrittsgeschwindigkeit von 0.1 m/s relativ gut erhalten, wenn das Ansaugen über die Einströmöffnungen mit geeigneten Massnahmen verhindert wird.

CFD Simulationen für horizontale Einströmung mit Geschwindigkeiten von 0.2 bis 2.0 m/s präsentierte Drück (2007). wobei einzelne Ergebnisse mit einfachen Labor-Messungen validiert wurden. Drück identifiziert die Einströmgeschwindigkeit als einen bestimmenden Faktor bei der Strömungsbildung im Speicher. Das Einschichten und die Schichterhaltung bei einer Beladung mit 0.2 m/s ist dabei wesentlich besser als bei Strömungsgeschwindigkeiten von 1.0 m/s. Die Störung einer bereits vor dem Experiment vorhandenen Warmwasserzone durch eine Beladung auf mittlerer Speicherhöhe wurde jedoch auch in dieser Arbeit nicht untersucht, und es wurde auch keine generelle Empfehlung für maximale Volumenströme oder Geschwindigkeiten für die Beladung abgegeben.

Steinert et al. (2013) präsentieren ein 1-dimensionales numerisches Modell für die Beschreibung der Fluidfahne, welche sich aus dem horizontalen Eintrittsimpuls und dem vertikalen schwerkraftinduzierten Auftrieb ergibt. Dieses Modell beinhaltet auch die Verlangsamung

und Dissipation der Strömung im Bereich der Temperatursprungschicht. Der Vergleich mit Messungen und CFD-Simulationen zeigt eine gute Übereinstimmung.

Tabelle 2.1: Literatur zu Messungen und Simulationen der Schichtungseffizienz direkter Speicher-Beladung.

Autoren	Simulation	Messung	Einström-Richtung	Haupt-Ziel(e)	Typ
Vogelsanger et al. (2007)		X	H	PE	n.d.
Carlsson (1993)		X	H	(PE), IJM	WW-circu
Jenni (2000)		X	H	(PE), IJM	(combi)
Eames & Norton (1998)	FV	X	H	PE, IJM	(WW-circu)
Drück (2007)	CFD	(X)	H	IJM, PE	combi
Steinert et al. (2013)	CFD, 1D	X	H	PE, IJM	all
Lohse (2010)	CFD	X	V zu H	PE	Saison
Huhn (2007)	CFD	X	V, (H)	PE, (IJM)	WW
Zurigat et al. (1991)	FD	X	H zu V	PE, (IJM)	(WW)
Chung et al. (2008)	CFD		H zu V	PE	n.d.
Shin et al. (2004)	Num	X	H zu V	PE	WW
Hahne & Chen (1998)	Num		V	PE	n.d.
Shah & Furbo (2003)	CFD	X	V	IJM	WW
Andersen et al. (2007)		X	V	PE	n.d.
Aviv et al. (2009)	CFD	X	V	PE, (IJM)	(WW)
van Berkel et al. (2002)	CFD	X	V	IJM	WW

H: horizontal, V: vertikal, H zu V: horizontaler Anschluss in die Vertikale umgelenkt, PE: Vermeidung von plume entrainment, IJM: Vermeidung von inlet jet mixing. WW = Warmwasserspeicher, combi = Kombispeicher, WW-circu = Warmwasser-Zirkulations-Rücklauf, n.d. = nicht definiert, Saison = Saisonalspeicher.

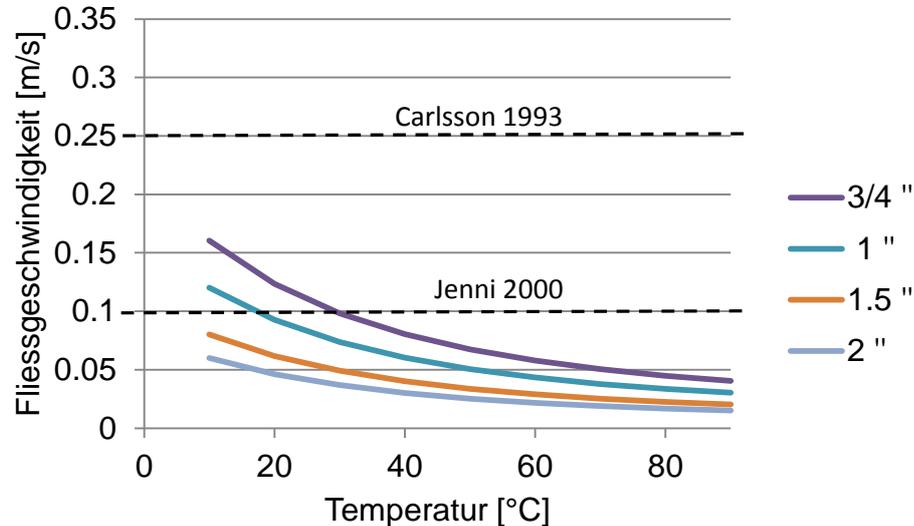


Abbildung 2.2: Maximale Geschwindigkeit des eintretenden Fluides, bei welcher die Schichtung erhalten bleibt, respektive schichtend beladen werden kann, nach Jenni (generell), Carlsson (2" Anschluss), und unter der Annahme, dass die Eintrittsströmung laminar sein muss, für verschiedene Durchmesser des Anschluss-Rohres (Eames & Norton, 1998).

2.4 Bewertung der Speicherschichtung auf Grund von Labor-Messungen

Eine Übersicht über die verschiedenen Methoden für die Bewertung der thermischen Speicherschichtung auf Grund von Labor-Untersuchungen gibt die Publikation von Haller et al. (2009). Es wird dabei unterschieden zwischen:

- Grafischen Darstellungen (zum Beispiel Temperatur über der Höhe des Speichers zu verschiedenen Zeiten einer Be- oder Entladung).
- Kennzahlen, welche aus dem Profil der Sprungschicht zu einer gewissen Zeit ermittelt werden, wie zum Beispiel der Gradient der Sprungschicht (Sliwinski et al. 1978).
- Kennzahlen, basierend auf Energiebilanzen (erster Hauptsatz), in Kombination mit einer Temperaturgrenze für "nutzbare" Wärme oder Kälte. Zum Beispiel "recoverable heat / cold" (Abdoly & Rapp 1982).
- Kennzahlen, basierend auf Entropie oder Exergiebilanzen (zweiter Hauptsatz), wie zum Beispiel vorgeschlagen von van Berkel (1997), und verwendet von Huhn (2007).
- Andere Methoden, wie zum Beispiel die MIX-number von Davidson et al. (1994).

Auf der Suche nach einer Kennzahl, welche zur Bewertung des Speicherschichtungsvermögens unter realistischen Betriebsbedingungen verwendet werden kann, stellten Haller et al. (2009) auf Grund von einfachen numerischen Experimenten fest, dass die meisten Methoden nur sehr eingeschränkt, das heisst nur für den Fall einer Kolbenbe- und -entladung mit Anschlüssen zuoberst und zuunterst am Speicher, einsetzbar sind. Grafische Darstellungen der Temperaturverläufe können zwar immer aufschlussreich sein, führen jedoch nicht zu einer einfachen Kennzahl, auf Grund deren die Qualität des Speichers bezüglich Schichtung bewertet und verglichen werden könnte. Hierfür eignen sich von den untersuchten Methoden einzig Kennzahlen, welche auf der Bilanzierung der Entropieproduktion (oder der Exergieverluste) im Speicher basieren (van Berkel 1997; Huhn 2007; Haller et al. 2009). In einer weiteren Arbeit haben Haller et al. (2010) auf Grund einfacher numerischer Experimente und Labor-Messungen gezeigt, dass es dabei wichtig ist, die Entropieströme, welche mit den Wärmeverlusten des Speichers die Systemgrenze verlassen, mit in die Bilanz einzubeziehen.

3 Entwicklung der Speicherschichtungstests

3.1 Grundsätzliche Anforderungen

Die Schichtungseffizienz eines Speichers ist nicht nur abhängig vom gewählten Speicher, sondern auch von den gewählten Test-Bedingungen, respektive den Be- und Entladezyklen, mit welchen der Speicher betrieben wird.

Im Gegensatz zur Vielzahl der Schichtungstests, welche bislang publiziert worden sind, soll hier ein Testverfahren entwickelt werden, welches realitätsnah ist, und dem Einsatz der Speicher im Feld weitgehend entspricht.

Für die Ermittlung und Erprobung des Test-Verfahrens wurden solare Kombispeicher ausgewählt, welche für den Betrieb mit Wärmepumpen als Zusatzheizung vorgesehen sind. Der Schichtungstest soll dabei nicht nur Auskunft über das Schichtungsverhalten des Speichers in diesen Systemen geben, sondern auch eine Beurteilung ermöglichen, ob der Speicher wärmepumpentauglich ist.

3.2 Messung der Schichtungseffizienz

Die Berechnung der Schichtungs-Kennzahl orientiert sich am zweiten Hauptsatz der Thermodynamik. Da sowohl eine Mischung von Fluiden mit verschiedenen Temperaturen (Entschichtung) als auch Wärmeausgleichsprozesse jeglicher Art immer eine Entropieproduktion (Exergieverlust) zur Folge haben, können Schichtungskennzahlen auf Grund der Messung und Berechnung von Entropie- und Exergiebilanzen ermittelt werden. Die Berechnung der Schichtungskennzahl folgt dabei Methoden, welche von van Berkel (1997) vorgeschlagen, von Huhn (2007) eingeführt, und von Haller et al. (2010) weiter entwickelt wurden. Dabei wird die Schichtungseffizienz als eine Funktion des Verhältnisses der Entropieproduktion im getesteten System im Verhältnis zur Entropieproduktion eines vollständig durchmischten Referenz-Systems ausgedrückt.

Die Messung erfolgt in einer vordefinierten Testsequenz, für welche die folgenden, grundsätzlichen Anforderungen gestellt wurden:

- Die Testsequenz sollte möglichst realitätsnah und dynamisch sein und nicht länger als 24 Stunden dauern.
- Das Test-Ergebnis soll für die energetische Performance des Systems über ein ganzes Jahr repräsentativ sein.
- Eine unterschiedlich gute Schichtung und Einbindung des Speichers sollte sich ähnlich auf das Testergebnis auswirken wie auf das Jahresergebnis.
- Da die Einbindung und Schichtung von Wärmespeichern gerade bei der Kombination von Solarwärme mit Wärmepumpen von entscheidender Bedeutung ist (Haberl et al. 2014, Haller et al. 2013), soll die Repräsentativität der Sequenz insbesondere für diese Kombination möglichst gut sein.
- In der Testsequenz sollen sowohl alle Beladevorgänge (Solar, Wärmepumpe) als auch alle Entladevorgänge (Raumheizung, Warmwasser) vorkommen.
- Der Zustand des Wärmespeichers soll nach der Testsequenz wieder dem Ursprungszustand vor der Testsequenz entsprechen (vernachlässigbare Differenz des Energie- und Exergiegehalts).

- Eine zyklische Wiederholung der Testsequenz soll mehrmals dasselbe Resultat ergeben (Reproduzierbarkeit).

3.3 Festlegung der Systemgrenzen

Damit die Speicher miteinander verglichen werden können, müssen alle, in Frage kommenden Prüflinge, dieselbe Funktion erfüllen. Dies bedeutet, dass eventuell benötigte externe Wärmetauscher für Solarbeladung oder Warmwasserbereitung, sowie die dafür vorgesehenen zusätzlichen Pumpen, in die Systemgrenze mit einbezogen werden müssen. Für die Beurteilung der Wärmepumpentauglichkeit sind nicht nur Schichtungsprozesse im Speicher relevant, sondern auch Mischungsprozesse in der Hydraulik, welche für die Speicher Be- und Entladung verantwortlich sind. Die Wärmepumpentauglichkeit ist deshalb nicht nur eine Funktion des Speicher-Innenlebens, sondern auch eine Funktion der Einbindung des Speichers ins System³. Deshalb muss der Hersteller oder System-Anbieter festlegen, wie der Speicher ins System eingebunden werden soll. Dies beinhaltet die Angabe von Anschlüssen für die Warmwasser- und Raumheizungsbeladung sowie Vorgaben für eventuell benötigte Umschaltventile. Ausserdem werden die Positionen der Speichertemperaturfühler für die Be- und Entladung, sowie die Ein- und Ausschalttemperaturen der Beladung, vom Hersteller vorgegeben. Abbildung 3.1 zeigt die Systemgrenzen des Prüflings anhand eines Beispiels.

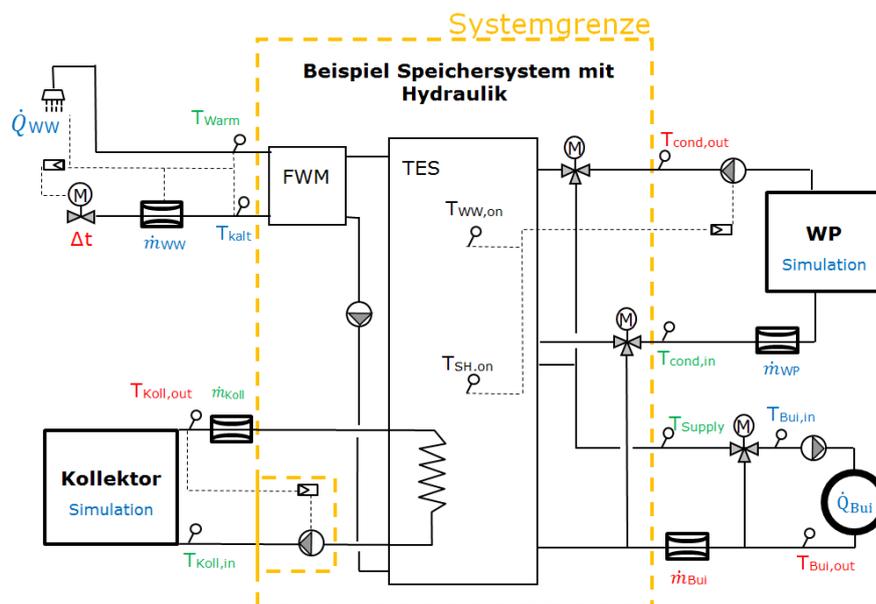


Abbildung 3.1: Systemgrenze für das getestete Speicher-System (Beispiel).

3.4 Simulationen als Basis für die Festlegung des Test-Profiles

Die Ermittlung eines 24 h Testprofils, welches die gestellten Anforderungen am besten erfüllt, erfolgte über transiente System-Simulationen in TRNSYS (SEL et al. 2012). Eine ausführliche Beschreibung dieser Arbeiten wurde publiziert in Persdorf et al. (2015).

³ vgl. Haller et al. (2013).

Abbildung 3.2 zeigt die vereinfachte Hydraulik des simulierten Systems. Die verwendeten Simulationsmodelle sind in Tabelle 3.1 aufgelistet.

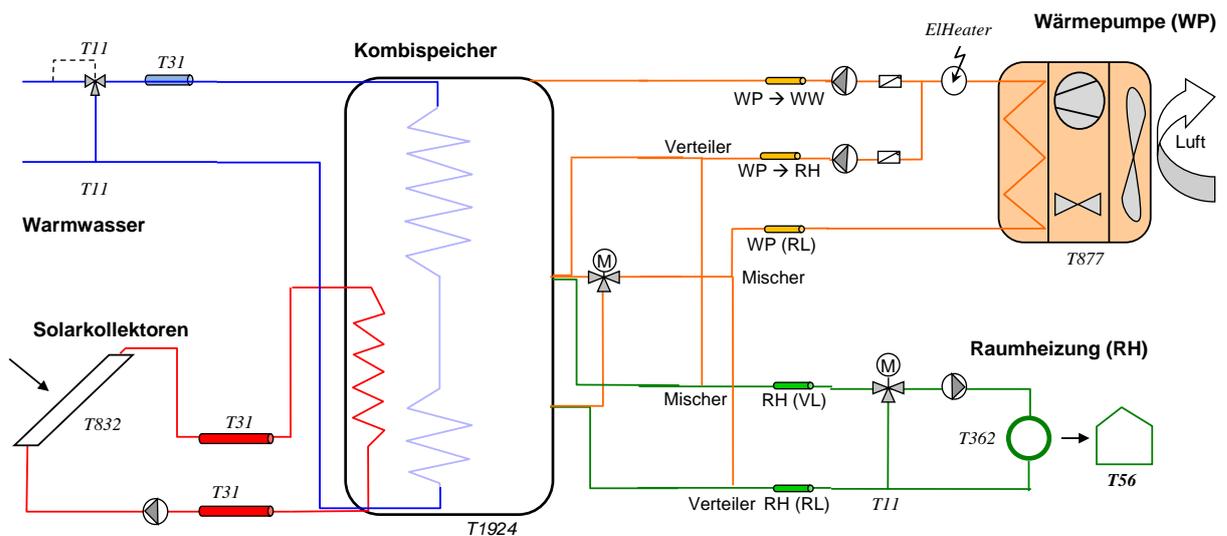


Abbildung 3.2: Vereinfachte Hydraulik der simulierten Anlage.

Tabelle 3.1: Verwendete Simulationsmodelle für die wesentlichen Komponenten.

Komponente	TRNSYS-Type	Referenz
Kombispeicher	1924 (non-standard)	Haller & Carbonell (2013)
Wärmepumpe	977 (non-standard)	Heinz & Haller (2013)
Solarkollektoren	932 (non-standard)	Haller (2012)
Gebäude	56	SEL et al. (2012)

Für die Wärmepumpe und den Wärmespeicher wurden Parameter verwendet, die bereits in anderen Projekten definiert wurden (vgl. Tabelle 3.2, respektive Bales et al. (2015)).

Tabelle 3.2: Relative Höhen der Speicheranschlüsse und der Fühlerpositionen.

Anschluss	rel. Höhe (ein/aus)
Warmwasser-Ladung durch Wärmepumpe	1.0 / 0.49
Raumheizungs-Beladung durch Wärmepumpe	0.49 / 0.26
Raumheizung ab Speicher	0.26 / 0.49
Solar-Wärmetauscher	0.45 / 0.0
Warmwasser-Wärmetauscher	0.03 / 0.95
Warmwasser Temperaturfühler	0.65
Raumheizung Temperaturfühler	0.44
Solar Temperaturfühler	0.18

Diese Parameter basieren auf Messungen eines Speichers und einer Wärmepumpe, die beide am Markt erhältlich sind. Die Luft-Wasser Wärmepumpe wurde mit einer thermischen Leistung von 5.6 kW und einem COP von 3.24 bei A2W35 simuliert. Der Kombispeicher wurde in 4 Grössen simuliert (500, 780, 1000 und 1200 Liter).

Das simulierte Kollektorfeld hat eine Aperturfläche von 9.28 m², ist nach Süden ausgerichtet, und hat eine Neigung von 45°. Die Leistungsdaten sind in Tabelle 3.3 aufgeführt.

Tabelle 3.3: Kollektor-Kennwerte, bezogen auf Aperturfläche.

Aperturfläche	η_0	a_1	a_2
9.28 m ²	0.79	3.95 W/(m ² K ¹)	0.012 W/(m ² K ²)

Die Speicherbeladung via Wärmepumpe ist auf Warmwasserpriorität eingestellt.

Die Kollektorfläche wurde in der Simulationsstudie variiert (siehe Auswahl des Tagesprofils, Abbildung 3.5). Die Solarpumpe wird geschaltet, wenn die Kollektortemperatur höher als die Speichertemperatur im Bereich des Solar-Wärmetauschers plus einer Hysterese von 7 K (ein), respektive 3 K (aus) ist.

Die Heizlast des Gebäudes basiert auf den Definitionen des SFH045 aus dem Task 44 des Solar Heating and Cooling Programm (Dott et al. 2012). Die Wetterdaten entsprechen dem Testreferenzjahr für den Standort Zürich, wie sie auch im Concise Cycle Test am Institut für Solartechnik (SPF) verwendet werden (Vogelsanger 2002). Für den Standort Zürich ergibt sich mit diesem Gebäude ein Heizwärmebedarf von 8000 kWh/a (57.2 kWh/m²a). Das Warmwasserprofil basiert auf dem EU tapping cycle Nr. 3, large, (FprEN 16147 2010). Die Badewannen-Zapfung am Morgen wurde jedoch mit einer Dusch-Zapfung am Abend ausgetauscht. Der tägliche Warmwasserbedarf beträgt 9.45 kWh.

3.5 Auswahl des Tages-Profils

Gesucht war ein Tagesprofil, welches im Speicherteststand eingesetzt werden kann, und welches trotz der relativ „kurzen“ Testsequenz ein repräsentatives Ergebnis für die Schichtungseffizienz liefert. Die Auswahl des geeigneten Tagesprofils geschah in mehreren Schritten (siehe auch Fliess-Diagramm in Anhang C):

1. Als erstes wurden aus einer Jahressimulation jene Tage ausgeschlossen, an welchen kein Raumwärmebedarf vorhanden war, oder welche eine zu geringe (<10 %) oder zu hohe (>40 %) solare Deckung zeigten. Somit wird sichergestellt, dass während des Tests alle Beladungsarten zum Zuge kommen, und **alle Speicheranschlüsse genutzt werden.**
2. In einem zweiten Schritt wurden aus den verbleibenden Tagen diejenigen ausgewählt, welche zu einem **gleichen Speicherzustand zu Beginn und Ende des Tages** führten. Zu diesem Zweck wurden Simulationssequenzen erstellt, in welchen die in Frage kommenden Tage sieben Mal hintereinander wiederholt wurden. Diese Wiederholungssequenzen enthielten jeweils zu gleicher Tageszeit die gleichen Werte für:
 - a. Warmwasser-Bedarf (Zapfungen)

- b. Raumwärmebedarf (Leistung)
 - c. Einstrahlung auf die Kollektorebene
3. In einem dritten Schritt wurde von den verbleibenden Tagesprofilen dasjenige ausgewählt, welches am **repräsentativsten** die Jahresperformance des Systems widerspiegelt. Diese Repräsentativität für das Jahresergebnis wurde dadurch ermittelt, dass mehrere Simulationen durchgeführt wurden, in denen jeweils die Schichtungseigenschaften des simulierten Speichers geändert wurden. Unterschiedlich gute Schichtung wurde vereinfachend über eine Erhöhung der effektiven vertikalen Wärmeleitfähigkeit (λ) des Speichermediums in der Simulation eingestellt. Dabei wurde die Wärmeleitfähigkeit des Speicherfluides von 0.6 W/(mK) schrittweise durch jeweils ungefähre Verdoppelung und Rundung auf 2048 W/(mK) erhöht. Mit jeder Veränderung der Wärmeleitfähigkeit wurden die folgenden Simulationen durchgeführt.
 - a. Eine Jahressimulation und
 - b. eine Simulation, in welcher die in Frage kommenden Tagesprofile siebenmal hintereinander wiederholt wurden.
 4. In einem vierten Schritt wurde sichergestellt, dass die Testsequenz **universell einsetzbar** ist. Dazu wurde überprüft, ob die Simulationsergebnisse für unterschiedliche Speichergrößen bzw. Kollektorfeldgrößen gleich sensibel reagieren.
 5. In einem letzten Schritt wurde die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse aus den Tagesprofilen überprüft. Dies erfolgte im Hinblick darauf, dass bei einer realen Speicherprüfung das Tages-Testprofil so oft wiederholt werden soll, bis die Standardabweichung des Mittelwerts dreier aufeinanderfolgender Tage unter einem definierten Wert (zum Beispiel unter 1 %) liegt. Nur wenn diese Wiederholbarkeit in den Simulationen erreicht wird, kann auch eine Wiederholbarkeit im realen Test erwartet werden. Es wurde dazu wiederum der simulierte Bedarf an elektrischer Energie betrachtet.

Auf Grund dieser Auswahlkriterien wurde Tag 21 aus dem Wetterdatensatz ausgewählt. Abbildung 3.3 zeigt, dass für den ausgewählten Test-Tag der elektrische Energiebedarf des Wärmepumpensystems ($W_{el,sys}$) sehr gut mit dem elektrischen Energiebedarf über ein ganzes Jahr korreliert. Die verschiedenen Daten-Punkte entsprechen dabei jeweils Simulationen mit unterschiedlicher Wärmeleitfähigkeit des Speicherfluides und dadurch unterschiedlicher Schichtungseffizienz. Abbildung 3.4 und Abbildung 3.5 zeigen, dass eine gute Korrelation auch für verschiedene Größen von Wärmespeicher und Kollektorfeld gegeben ist.

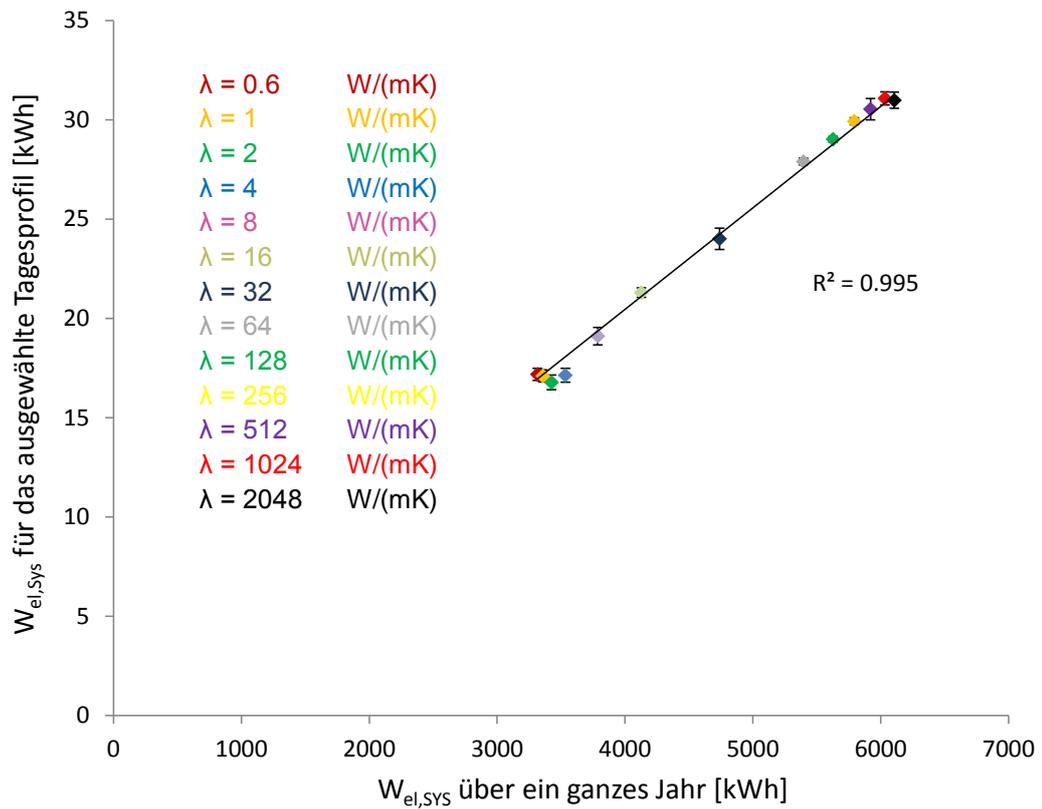


Abbildung 3.3: Korrelation zwischen elektrischem Energiebedarf des Systems am ausgewählten Tag und dem Bedarf über das ganze Jahr (TRNSYS-Simulationen). Die Daten-Punkte entsprechen dem Mittelwert von 3 aufeinanderfolgenden Test-Sequenzen, inklusive dessen Standardabweichung.

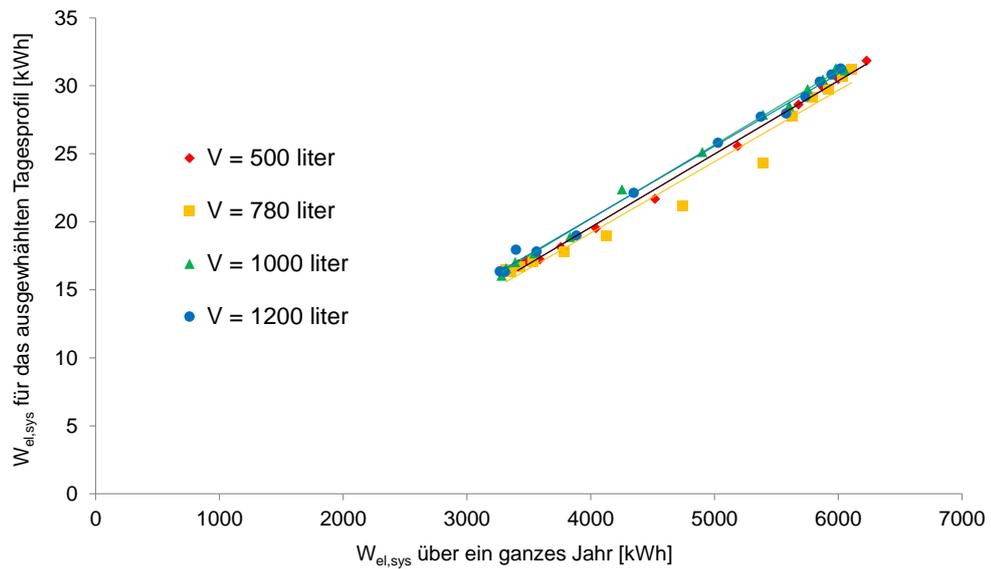


Abbildung 3.4: Korrelation wie in vorheriger Abbildung, gezeigt für verschiedene Speicher-Volumen.

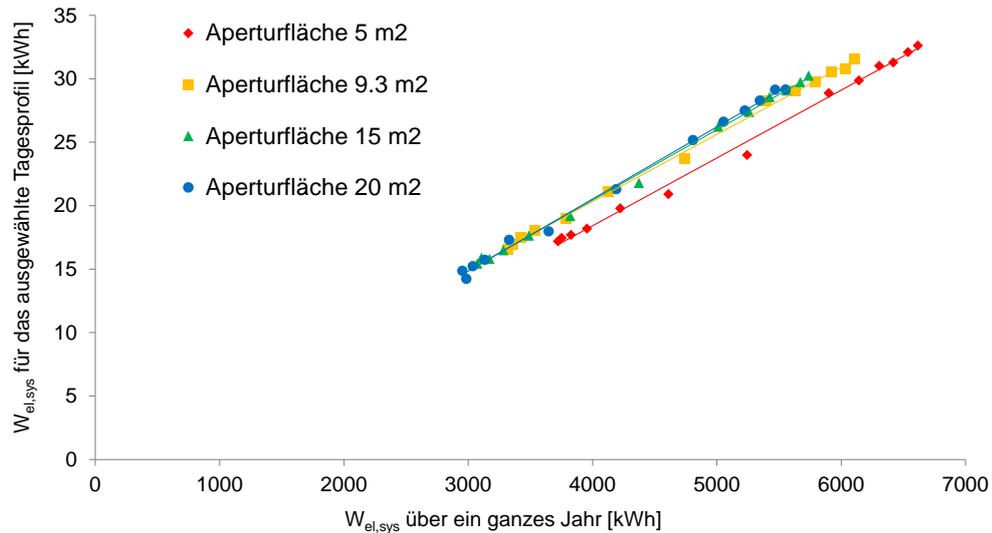


Abbildung 3.5: Korrelation wie in vorheriger Abbildung, gezeigt für verschiedene Kollektor-Aperturflächen.

3.6 Simulation und Emulation der Be- und Entladevorgänge

Für die Testprozedur muss festgelegt werden wann welche Be- und Entladungen mit welchen Massenströmen und Temperaturen oder Leistungen zu erfolgen haben. Dies gilt für alle vier angeschlossenen Wärme- und Kältequellen: Solar, Wärmepumpe, Warmwasser und Raumheizung. Prinzipiell können von den drei Parametern Massenstrom, Rückgabetemperatur zum Prüfling und Leistung jeweils nur zwei vorgegeben werden. Der dritte Parameter ergibt sich aus den ersten beiden sowie aus der zunächst unbekanntem Temperatur des Fluides, welches vom Prüfling an den Teststand übergeben wird. Durch eine Vorgabe der Leistung und der Massenströme kann sichergestellt werden, dass alle Prüflinge zur selben Testzeit dieselben Energiemengen in allen Be- und Entladekreisen umsetzen. Dies kann jedoch zu unrealistischen Resultaten führen, wie zum Beispiel:

- Rücklauftemperaturen im Heizkreis unterhalb der Raumtemperatur, wenn die Vorlauf-temperatur, die der Prüfling liefert, zu tief ist.
- Höhere Vorlauftemperatur (und damit Exergie) der Beladung bei höherer Rücklauf-temperatur vom Speicher zum Solarkreis, ohne dass dabei berücksichtigt wird, dass die Effizienz des Kollektors bei höheren Temperaturen geringer ist.

Eine Vorgabe von Leistung und Rückgabetemperatur wiederum kann zu unrealistisch hohen oder negativen Massenströmen führen, wenn die Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf klein oder sogar negativ ausfällt.

Mit einer dynamischen Vorgabe der Leistung in Abhängigkeit der Rückgabemperaturen vom Prüfling können solch unerwünschte Effekte eliminiert werden. Dieses wird erreicht durch eine Simulation und Emulation der Komponente. Dieses Verfahren ist jedoch aufwändiger, da entsprechende Modelle benötigt werden, und es führt zudem dazu, dass die umgesetzte Energiemenge, zum Beispiel im Solarkreis, nicht für alle Prüflinge identisch ist.

Damit die Resultate vergleichbar sind, sollen folgende Bedingungen als zentrale Elemente erfüllt werden:

1. Insgesamt müssen die gelieferte nutzbare Warmwasserenergie und die gelieferte Raumwärme bei allen Systemen gleich sein, damit die Resultate der einzelnen Systeme auch untereinander vergleichbar sind.
2. Sowohl für Warmwasser als auch für Raumheizung muss sichergestellt sein, dass das vom Prüfling zur Verfügung gestellte Temperaturniveau ausreichend ist, um die gewünschte Funktion erfüllen zu können (Wärmeabgabe an den beheizten Raum, Komfort- und Hygieneansprüche bei Warmwasser)

3.6.1 Warmwasser

Das Warmwasser Zapfprofil orientiert sich an europäischen Normen (EU tapping cycle Nr. 3 – L (large), FprEN 16147; September 2010). In diesem Zapfprofil wurde jedoch die Morgen-Badewanne um 8:05 Uhr mit einer Dusch-Zapfung am Abend getauscht⁴. Insgesamt resultiert ein WW-Bedarf von 9.45 kWh/d, was leicht weniger ist als im EU tapping cycle L vorgesehen. Das entsprechende Zapfprofil ist in Abbildung 3.6 dargestellt.

Bei jeder Zapfung muss die vorgesehene Energiemenge geliefert werden und es müssen 45 °C am Austritt des Prüflings erreicht und bis zum Ende der Zapfung gehalten werden. Dies ist unabhängig davon, ob ein interner Wärmeübertrager oder ein Frischwassermodul (FWM) benutzt wird. Ein Verbrühungsschutz, der die Temperatur auf maximal 52 °C begrenzt, wird als Teil des Systems betrachtet (in der Regel ein Passivmischer bei internem Wärmeübertrager, oder abgedeckt durch die Regelung des FWM).

Prüfstandseitig wird die Temperatur des Warmwassers immer auf 45 °C herunter gemischt. Durch diese Mischung werden die Entnahmemarmaturen im Gebäude emuliert (Benutzerverhalten). Damit kann im geprüften System ein realitätsnaher, das heisst von der gelieferten Temperatur abhängiger, Volumenstrom erreicht werden. Das genaue Zapfprofil ist in Anhang A aufgeführt. Die vorgegebene Kaltwasser-Temperatur beträgt 9.1 °C.

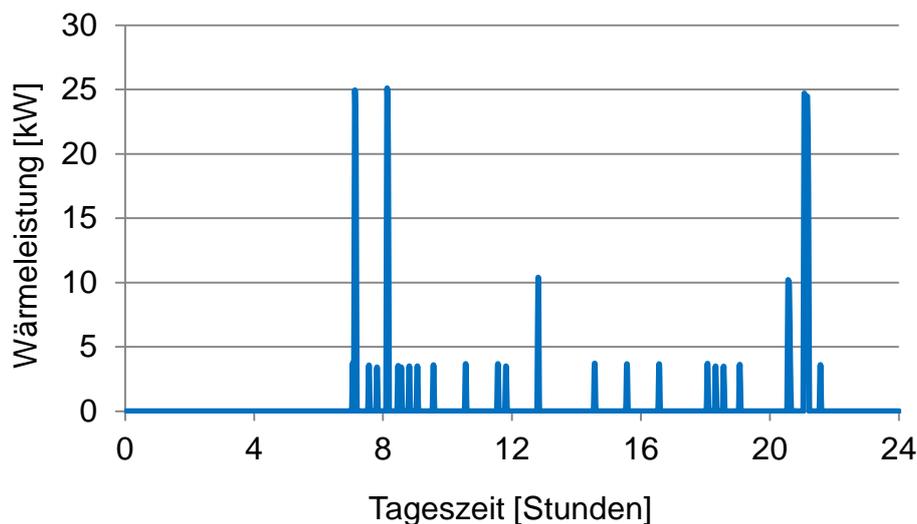


Abbildung 3.6: Zapfprofil für Warmwasser.

⁴ Wer badet schon regelmässig am Morgen?

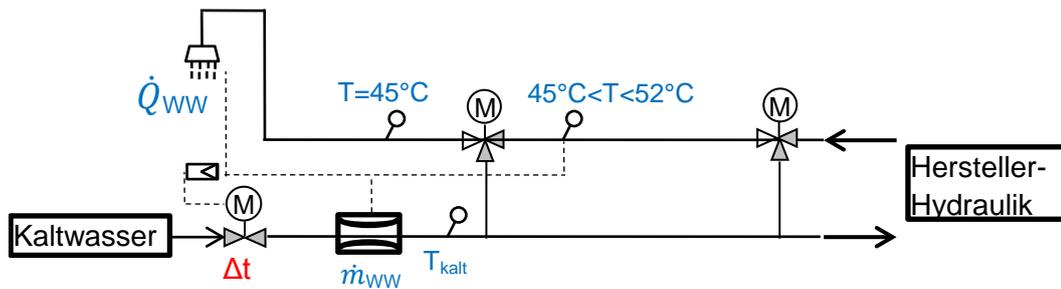


Abbildung 3.7: Vereinfachte Hydraulik und Regelung der Warmwasser-Emulation, rot = berechnete Sollwerte, blau = Vorgaben durch Test-Prozedur.

3.6.2 Raumheizung

Die Raumheizung folgt einem Sollwert für die Heizleistung für die 24 Stunden des Testtag-Profiles in der Auflösung von 60 Minuten (siehe Abbildung 3.8). Insgesamt liegt der **Heizwärmebedarf des Test-Zyklus bei 42.5 kWh**.

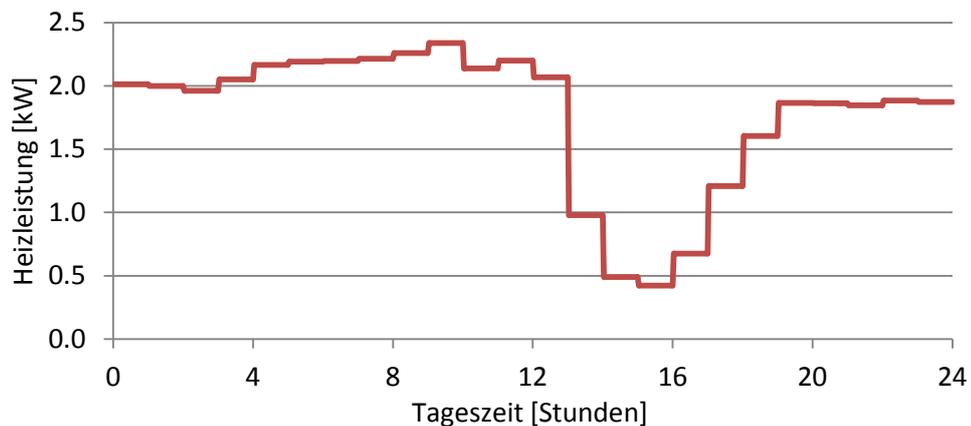


Abbildung 3.8: Soll-Heizleistung für Raumwärme (60 min. Mittelwerte).

Die Raumheizung funktioniert nach dem Schema in Abbildung 3.9. Die Temperatur, welche ab Speicher für die Raumheizung geliefert wird, hängt von der Temperaturverteilung im Speicher ab. Die Soll-Vorlauftemperatur am Testtag beträgt 29 °C. Dies entspricht einer Regelung nach Aussentemperatur bei einer durchschnittlichen Aussentemperatur von 2.5 °C. Ist die vom Prüfling gelieferte Vorlauftemperatur im Primärkreis ($T_{VL,pri}$) ausreichend, so wird die Vorlauftemperatur im Sekundärkreis nach dem Mischer ($T_{VL,sec}$) auf diesen Wert geregelt. Um auch bei kurzen Unterbrüchen (zum Beispiel Warmwasser-Vorrang) eine ausreichende Wärmelieferung an das Gebäude zu gewährleisten, wird der Mischer in der Emulation auf 30 °C eingestellt. Um zu garantieren, dass der Prüfling nicht zu niedrige Vorlauftemperaturen liefert, wird ein stationäres Modell für die Wärmeabgabe einer Fussbodenheizung an einen Raum mit 20°C verwendet und die Rücklauftemperatur der RH simuliert und emuliert. Vor dem Erreichen des Tages-Sollwertes für die kumulierte Raumwärmelieferung wird dann der Volumenstrom in der Raumheizung gedrosselt, um ein Überschiessen zu verhindern.

Aus der Soll-Heizleistung und der Vorlauftemperatur $T_{VL,sec}$ werden sowohl die Rücklauftemperatur (T_{RL}) als auch das Verhältnis der Beimischung am Mischventil, und als Folge davon der Massenstrom im Primärkreis \dot{m}_{pri} , berechnet. Die mathematische Beschreibung dieser Berechnungen ist in Anhang C aufgeführt.

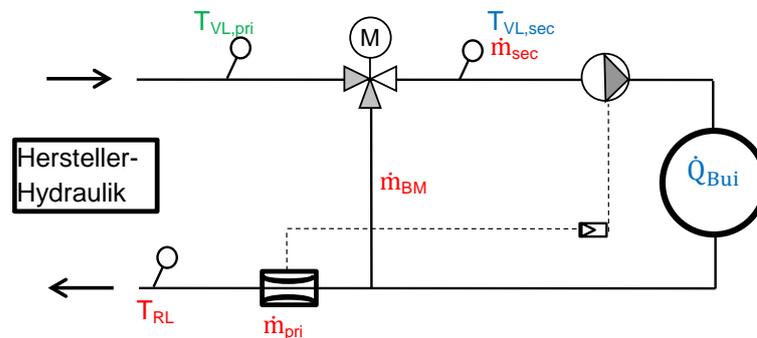


Abbildung 3.9: Vereinfachte Hydraulik und Regelung der Raumheizungs-Emulation: grün = abhängig vom Prüfling, blau = Vorgabe durch Test-Prozedur, rot = dynamisch berechnete Sollwerte.

3.6.3 Solarwärmeertrag und Beladung durch die Wärmepumpe

Der Solarwärmeeintrag und die Beladung des Speichers durch die Wärmepumpe werden durch eine vereinfachte Simulation und Emulation dieser Komponenten in Abhängigkeit der Rücklauftemperaturen durchgeführt. Für die Ein- und Ausschaltkriterien müssen die Hersteller sowohl die Positionierung von Temperatursensoren am Speicher als auch die Ein- und Ausschalt-Kriterien vorgeben. Durch dieses Vorgehen wird der Abhängigkeit des Kollektorfeldes und der Wärmepumpe von den Eigenschaften des Prüflings (Temperaturen im Speicher, Höhe der Anschlüsse und Fühlerpositionen, Regler-Einstellungen und allfällige Wärmeübertrager) Rechnung getragen.⁵

Solarwärmeertrag

Für die Simulation und Emulation des Solarertrages wurden die Standard-Leistungsdaten für einen Flachkollektor aus dem IEA SHC Task 32 verwendet (Heimrath & Haller 2007). Die Leistungs-Kenndaten und die Grösse des Kollektorfeldes sind aus Tabelle 3.4 ersichtlich. Es wird eine Süd-Orientierung mit 45° Neigung angenommen.

Tabelle 3.4: Kollektorfeld-Kennwerte für die Simulation und Emulation, bezogen auf Aperturfläche.

A_{coll} [m ²]	η_0 [-]	a_1 [Wm ⁻¹ K ⁻¹]	a_2 [Wm ⁻² K ⁻²]	$c_{eff,spec}$ [Jm ⁻² K ⁻¹]
10	0.8	3.5	0.015	7000

Die generierte Wärme des Kollektorfeldes nach dem dynamischen Kollektormodell (Perers 2010) ist:

⁵ Siehe auch entsprechende Hinweise in Abschnitt 3.6.

$$\text{Eq. 3.1} \quad \dot{q}_{rad} = \eta_0 \cdot K_b \cdot I_b + \eta_0 \cdot K_d \cdot I_d - c_{w,F} \cdot u_w \cdot (I_b + I_d) + c_{IR} \cdot (I_{IR} - \sigma \cdot T_{amb}^4)$$

Für abgedeckte Kollektoren wird angenommen dass $c_{w,F} = 0$ und $c_{IR} = 0$, und somit:

$$\text{Eq. 3.2} \quad \dot{q}_{rad} = \eta_0 \cdot K_b \cdot I_b + \eta_0 \cdot K_d \cdot I_d$$

Die Werte für \dot{q}_{rad} sind dabei nur abhängig von Parametern, welche bereits vor dem Test bekannt sind (Einstrahlung, IAM, Kollektor-Kennwerte) und nicht von der Betriebstemperatur. Somit kann dieser Wert im Voraus berechnet und für alle Tests identisch in Abhängigkeit der Tageszeit vorgegeben werden (Abbildung 3.10).

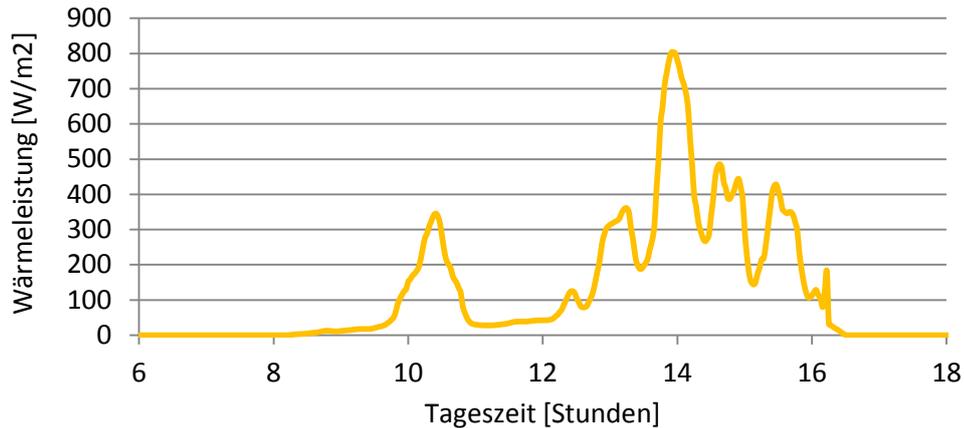


Abbildung 3.10: Generierte Wärmeleistung pro m^2 Kollektorfeld vor Abzug der thermischen Verluste am Test-Tag.

Wärmepumpe

Die thermische Leistung der nicht leistungsgeregelten Luft-Wasser Wärmepumpe wurde im "Standardfall" mit 8 kW bei A7W35 angenommen. Dies entspricht bei einer Temperatur-Spreizung von 5 K einem Wasser-Massenstrom von 1370 kg/h. Bei einem zusätzlichen Test konnte der Hersteller eine grössere thermische Leistung der Wärmepumpe wählen. Der Massenstrom wurde dann entsprechend linear erhöht. Die Abhängigkeit des COP von der Kondensator-Austrittstemperatur bleibt dabei unverändert. Die Leistung und der COP der emulierten Wärmepumpe sind in Abbildung 3.11 ersichtlich.

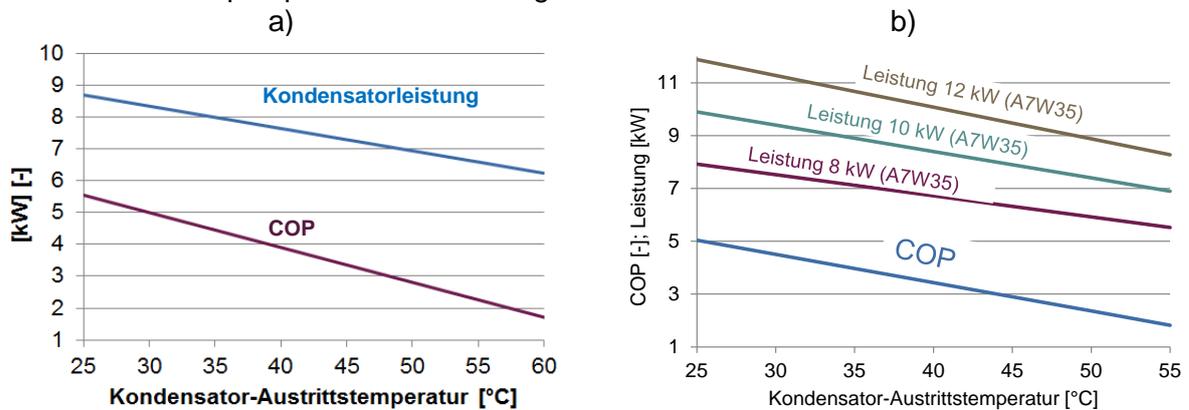


Abbildung 3.11: Wärmeleistung und COP der emulierten Luft-Wasser Wärmepumpe bei Umgebungstemperatur a) $T_{amb} = 7 \text{ °C}$ und b) $T_{amb} = 2.5 \text{ °C}$.

Stillstandverluste und Dynamik von Solarkollektoren und Wärmepumpe

Um den Zeitpunkt der Einschaltung des Solarkreises ermitteln zu können, muss die Kollektor-Simulation auch realistische Werte für die Kollektortemperatur im Stillstand liefern. Auch in der Wärmepumpen-Simulation sollte das Auskühlen im Stillstand realistisch berücksichtigt werden. Deshalb benötigen die Modelle beider Komponenten sowohl eine thermische Masse, als auch Verluste gegenüber der Umgebung im Stillstand. Die thermische Kapazität des Kollektors ist aus den Kollektor-Kennwerten bekannt, die Wärmeverluste des Kollektors können über die Koeffizienten a_1 und a_2 ermittelt werden:

$$\text{Eq. 3.3} \quad C_{coll} = c_{eff,spec} \cdot A_{coll}$$

$$\text{Eq. 3.4} \quad UA_{coll} = [a_1 + a_2 \cdot (\vartheta_{coll} - \vartheta_{amb})] \cdot A_{coll}$$

Für die Wärmepumpe werden Verluste nur im Stillstand gerechnet und dafür die Werte C_{WP} und UA_{WP} aus Anhang C verwendet.

Es wird vereinfacht angenommen, dass die thermische Masse dieser Komponenten durch einen einzigen Temperaturknoten abgebildet werden kann, dessen Temperatur zugleich der Vorlauftemperatur der Kollektoren, respektive der Wärmepumpe, entspricht. Die Knotentemperatur (= Vorlauftemperatur) ϑ_{out} in Abhängigkeit der Zeit t innerhalb eines Zeitschritts Δt folgt entsprechend einer Exponentialfunktion:

$$\text{Eq. 3.5} \quad \vartheta_{out}(t) = \vartheta_{inf} - (\vartheta_{inf} - \vartheta_{out,t_0}) \cdot \text{EXP}(-G_1 \cdot t)$$

Der Mittelwert der Austrittstemperatur über eine Zeit Δt wird berechnet als:

$$\text{Eq. 3.6} \quad \vartheta_{out,avg} = \vartheta_{inf} + \frac{(\vartheta_{inf} - \vartheta_{out,t_0}) \cdot (\text{EXP}(-G_1 \cdot \Delta t) - 1)}{G_1 \cdot \Delta t}$$

Mit den Hilfsgrößen ϑ_{inf} (Temperatur nach unendlich langer Zeit), G_1 und G_2 :

$$\text{Eq. 3.7} \quad \vartheta_{inf} = G_2 / G_1$$

$$\text{Eq. 3.8} \quad G_1 = \frac{UA + \dot{C}_{VL}}{C}$$

$$\text{Eq. 3.9} \quad G_2 = \frac{\dot{Q}_{gen} + UA \cdot \vartheta_{amb} + \dot{C}_{VL} \cdot \vartheta_{in}}{C}$$

Dabei sind die Wärmeverlust gegenüber der Umgebung (UA) und die effektive thermische Kapazität der Komponente (C) Kennwerte des Kollektors und der Wärmepumpe. \dot{Q}_{gen} ist die in der Komponente generierte Wärmeleistung, \dot{C}_{VL} die Kapazitätsflussrate und ϑ_{in} die Rücklauftemperatur. Die für Wärmepumpe und Kollektorfeld eingesetzten Werte für das dynamische Verhalten und die Berechnung der Stillstandsverluste und sind in Anhang C tabelliert.

3.7 Mess-Größen und Kennzahlen

Aus den Messungen werden die folgenden Kennzahlen ermittelt:

- Gelieferte Wärmemengen von der Wärmepumpe und der Solaranlage, sowie ans Warmwasser und die Raumheizung (Energiebilanz)
- Wärmepumpen-spezifische Werte:
 - Simulierter elektrischer Bedarf der Wärmepumpe und des Systems
 - Tages-Arbeitszahlen der Wärmepumpe und des Systems
 - Verhältnis der von der Wärmepumpe im WW-Modus gelieferten Wärmeenergie im Vergleich zur tatsächlich ab Speicher bezogenen Warmwassermenge
 - Nach der Leistung gewichtete Vorlauftemperatur der Wärmepumpe
- Entropiebilanz
- Schichtungs-Kennzahl des Speichers und des Systems

3.7.1 Mess-Größen und Daten-Aufzeichnung

Zur Bestimmung der oben genannten Kennzahlen werden die Temperaturen und Massen- bzw. Volumenströme an den Systemgrenzen (Abbildung 3.12) der Prüflinge ermittelt. Für die Temperaturmessungen wurden paarweise kalibrierte 4-Leiter Pt100 Tauchfühler verwendet. Die Ermittlung der Massenströme erfolgte nach dem Coriolis-Prinzip (Wärmepumpe und Kollektoren), respektive nach dem magnetisch-induktiven Prinzip (RH und WW).

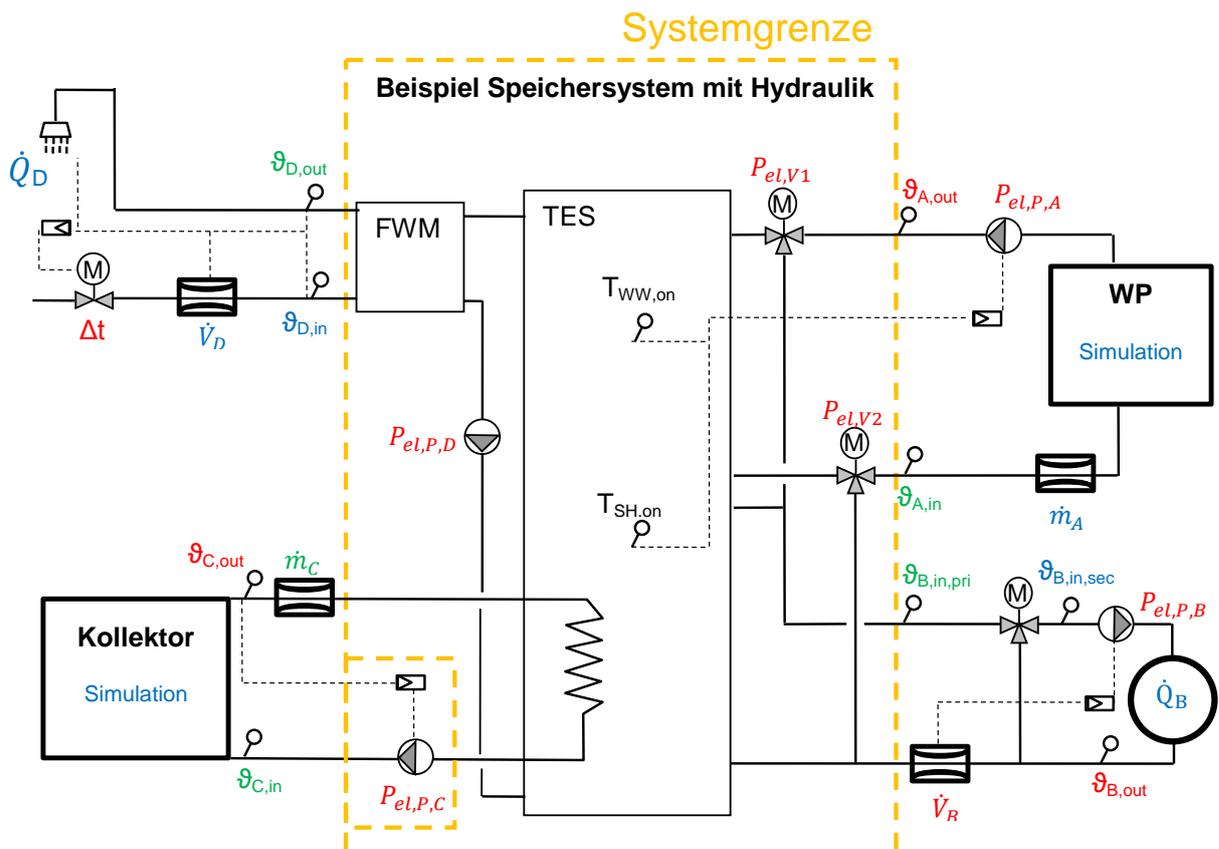


Abbildung 3.12: Systemgrenzen inklusive eingezeichneter Messstellen für Temperatur und Fluidströme.

Bei letzterem erfolgt die Umrechnung auf Massenströme online im Sekunden-Takt, unter Berücksichtigung der bekannten Dichte des Fluides bei der Temperatur, welche am Ort des Durchflussmessgerätes ermittelt wurde. Zur Berechnung der Entropieänderung durch die Speicherverluste sollte auch die Speichertemperatur bekannt sein. Diese Temperatur ist allerdings weder über die Zeit noch über die Position konstant. Deshalb werden mehrere Temperaturen über die Höhe des Speichers mittels eines Fühlerbandes gemessen. Dieses Fühlerband beinhaltet 8 Anlegefühler, welche äquidistant auf die Speicherwand (unter der Isolation) aufgebracht werden.

Eine Auflistung aller verwendeten Messgeräte und deren Messunsicherheiten ist in Anhang D enthalten.

3.7.2 Energiebilanzen

Auf Grund der Messung von Temperaturen und Fluidströmen an den Systemgrenzen werden sowohl Wärmezufuhr (Solaranlage und Wärmepumpe) als auch Wärmeentnahmen (RH und WW) bilanziert als:

$$\text{Eq. 3.10 } \dot{Q} = \dot{m} \cdot [h(\mathcal{G}_{in,i}) - h(\mathcal{G}_{out,i})]$$

$$\text{Eq. 3.11 } Q = \sum_i \dot{Q} \cdot \Delta t$$

Sowohl die Berechnung der thermischen Leistung als auch die Integration der zeitlich diskretisiert gemessenen Werte zu Energiemengen finden dabei online während des Test-Zyklus in Sekunden-Zeitschritten statt.

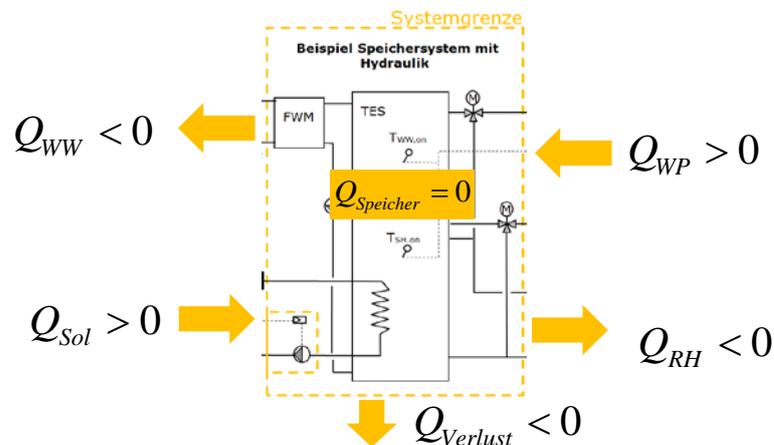


Abbildung 3.13: Energiebilanzen über einen 24 h Test-Zyklus.

Sobald mehrmals hintereinander dieselben Energiemengen in einem 24 h – Zyklus umgesetzt worden sind, und auch alle übrigen (darauf basierend gerechneten) Resultate des Tests dasselbe Resultat ergeben, kann angenommen werden, dass der Speicherzustand zu Beginn und Ende eines Zyklus derselbe ist ($Q_{\text{Speicher}} = 0$), und deshalb:

$$\text{Eq. 3.12 } Q_{\text{Verlust}} = -(Q_{\text{WP}} + Q_{\text{Solar}} + Q_{\text{WW}} + Q_{\text{RH}})$$

3.7.3 Bedarf an elektrischer Energie

Der **elektrische Bedarf der Wärmepumpe** ergibt sich aus der Integration der simulierten elektrischen Aufnahme der Wärmepumpe über die Zeit:

$$\text{Eq. 3.13 } W_{el,WP} = \sum_i P_{el,WP,i} \cdot \Delta t$$

Eine eventuelle Leistungsaufnahme im Standby wird nicht simuliert oder berücksichtigt und auch der elektrische Bedarf für die Umwälzpumpe wird hier nicht berücksichtigt.

Der elektrische Bedarf des gesamten Heizungssystems ergibt sich aus der zusätzlichen Berücksichtigung des elektrischen Bedarfs für die Umwälzpumpen, Ventile und Steuerung. Die Werte für die elektrischen Pumpenleistungen beruhen auf den Durchflussmessungen und den Druckverlusten. Der Druckverlust in einem Kreislauf besteht aus dem gemessenen Druckverlust des Prüflings und berechneten Druckverlust der simulierten und emulierten Komponenten. Für letztere wird im Wärmepumpenkreis 0.15 bar und im Gebäudekreis 0.25 bar angenommen. Im Solarkreis wird ein Druckverlust der emulierten Komponente in Abhängigkeit des Durchflusses zwischen 0.3 und 0.5 bar angenommen (bei Durchflüssen von 15-40 kg/(h·m²)). Für alle Umwälzpumpen wird ein Wirkungsgrad von 25 % eingesetzt.

$$\text{Eq. 3.14 } P_{el,pump} = \frac{\dot{m} \cdot \Delta p}{\rho \cdot \eta_{Pump}}$$

Die elektrische Leistung für Ventile und Steuerung ist auf 10 Watt festgelegt. Der Bedarf an elektrischer Energie für Pumpen, Ventile und Steuerung wird als parasitärer elektrischer Energiebedarf ausgewiesen $W_{el,par}$:

$$\text{Eq. 3.15 } W_{el,par} = \sum_i P_{el,par,i} \cdot \Delta t$$

$$\text{Eq. 3.16 } W_{el,sys} = W_{el,WP} + W_{el,par}$$

Weitere Details zur Berechnung dieser Werte sind in Anhang C aufgeführt.

3.7.4 Weitere Kennzahlen

Die **Tages-Arbeitszahlen der Wärmepumpe und des Heizungssystems** werden berechnet als:

$$\text{Eq. 3.17 } TAZ_{WP} = \frac{Q_{WP}}{W_{el,WP}}$$

$$\text{Eq. 3.18 } TAZ_{sys} = \frac{Q_{WW} + Q_{RH}}{W_{el,sys}}$$

Das Verhältnis der Wärmemenge, die von der Wärmepumpe im Warmwasser-Modus geliefert wurde, zur Wärmemenge, die effektiv für Warmwasser verwendet wurde, wird als **Warmwasserverhältnis** ($Q_{WP,WW} / Q_{WW}$) ausgewiesen.

Zudem wurde die, nach Wärmeleistung gewichtete, mittlere Vorlauftemperatur der Wärmepumpe berechnet:

$$\text{Eq. 3.19 } \overline{T_{WP,VL}} = \frac{\sum (T_{WP,VL,i} \cdot \dot{Q}_{WP,i})}{\sum \dot{Q}_{WP,i}}$$

3.7.5 Entropie und Exergie

Entropie- und Exergiebilanzen wurden auf Grund der Temperaturen und Fluidströme an den Bilanzgrenzen berechnet, wobei die bekannte Entropie-Funktion $s(\vartheta)$ der Wärmeträger verwendet wurde:

$$\text{Eq. 3.20 } \dot{S} = \dot{m} \cdot [s(\vartheta_{in}) - s(\vartheta_{out})]$$

$$\text{Eq. 3.21 } \Delta S = \sum_i \dot{S}_i \cdot \Delta t$$

$$\text{Eq. 3.22 } \Delta \xi = Q - T_{ref} \cdot \Delta S$$

Die Wahl einer Referenz-Temperatur (T_{ref}) für die Berechnung von Exergie ist bis zu einem gewissen Grade arbiträr.

Die Entropieproduktion des Systems berechnet sich auf Grund der in Abbildung 3.14 dargestellten Entropiebilanz:

$$\text{Eq. 3.23 } \Delta S_{irr,exp} = -(\Delta S_{RH} + \Delta S_{WW} + \Delta S_{Verlust} + \Delta S_{Speicher} + \Delta S_{WP} + \Delta S_{Sol}) > 0 \text{ J / K}$$

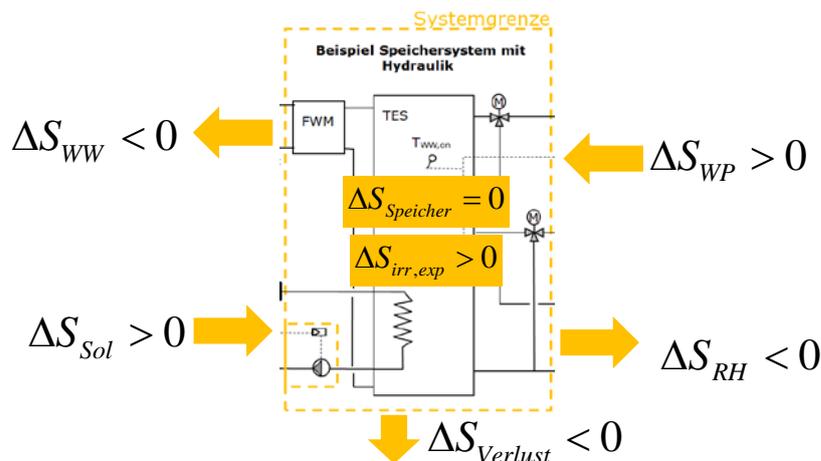


Abbildung 3.14: Entropieänderungen während des 24-h Testzyklus.

Wenn der Speicher bei Beginn und Ende des Tests im praktisch gleichen Zustand ist, dann können interne (reversible) Entropieänderungen als Folge von unterschiedlichem Beladezustand vernachlässigt werden: $\Delta S_{Speicher} = 0$.

Somit ist der einzige Wert aus Eq. 3.23, der nicht direkt aus den Massenströmen und Temperaturen an den Systemgrenzen berechnet werden kann, der Entropieverlust, der mit den Wärmeverlusten des Speicher-Systems einhergeht:

$$\text{Eq. 3.24 } \dot{S}_{Verlust} = \frac{\dot{Q}_{Verlust}(t)}{T_{Verlust}(t)}$$

Da mit dem Test-Verfahren weder die Temperaturen noch die Wärmeverluste des Speichers zeitlich und räumlich detailliert aufgelöst ermittelt werden können, wurden die Entropieverluste vereinfachend mit einer mittleren Temperatur des Speichers berechnet:

$$\text{Eq. 3.25 } \Delta S_{\text{Verlust}} = \frac{Q_{\text{Verlust}}}{T_{\text{Speicher,avg}}}$$

Da sich die Speichertemperaturen ausschliesslich im Bereich von 20 °C bis 60 °C bewegen, ist der maximale relative Fehler von S_{Verlust} bei einer Annahme von $T_{\text{Speicher,avg}} = 40 \text{ °C}$ (313.15 K) kleiner als:

$$\text{Eq. 3.26 } u_{\text{max}}(\Delta S_{\text{Verlust}}) = \pm \frac{20 \text{ K}}{313.15 \text{ K}} = \pm 6.4\%$$

Auf die gleiche Weise wie die irreversible interne Entropieproduktion, werden die internen Exergieverluste berechnet (Verlust ist hier gekennzeichnet durch ein negatives Vorzeichen).

$$\text{Eq. 3.27 } \Delta \xi_{\text{irr,exp}} = -(\Delta \xi_{\text{RH}} + \Delta \xi_{\text{WW}} + \Delta \xi_{\text{Verlust}} + \Delta \xi_{\text{WP}} + \Delta \xi_{\text{Sol}}) < 0 \text{ J}$$

wobei als Kontrolle der Berechnung folgende Formel verwendet werden kann.

$$\text{Eq. 3.28 } \Delta \xi_{\text{irr,exp}} = -T_{\text{ref}} \cdot \Delta S_{\text{irr,exp}}$$

3.7.6 Schichtungs-Kennzahlen

Durch die Messung der Entropieproduktion in den getesteten Speicher-Systemen sind diese bereits direkt miteinander vergleichbar. Eine gute Schichtung im Speicher führt zu einer niedrigen Entropieproduktion während des Prüfzyklus. Entsprechend können Speicher direkt nach deren Entropieproduktion (in kJ/K) beurteilt werden. Um eine dimensionslose Grösse als Ergebnis zu erhalten wird die Schichtungseffizienz (ζ_{str}) als eine Funktion der Entropieproduktion im getesteten System ($\Delta S_{\text{irr,exp}}$) im Verhältnis zur Entropieproduktion eines vollständig durchmischten Referenz-Systems ($\Delta S_{\text{irr,mix}}$) ausgedrückt:

$$\text{Eq. 3.29 } \zeta_{\text{str}} = 1 - \frac{\Delta S_{\text{irr,exp}}}{\Delta S_{\text{irr,mix}}}$$

Eine Schichtungseffizienz von 100 % entspricht dabei dem idealen reversiblen, das heisst isentropen, Prozess. Entsprechend sind Werte $\geq 100 \%$ auf Grund des zweiten Hauptsatzes der Thermodynamik nicht möglich. Eine Schichtungseffizienz von 0 % entspricht einem Prozess, der gleich viel Entropie produziert wie der angenommene Fall eines vollständig durchmischten Speichers. Für den hier definierten Speicherschichtungstest wird für den vollständig durchmischten Fall angenommen, dass die Wärmepumpe dauernd auf dem Temperaturniveau der Warmwasserproduktion fahren muss⁶. Es wird deshalb davon ausgegangen, dass die gesamte Energie an den Speicher auf einem Temperaturniveau von 55 °C geliefert wird, was in etwa der maximalen Vorlauftemperatur heute üblicher Luft-Wasser-Wärmepumpen entspricht. Theoretisch wird es jedoch immer möglich sein, ein System zu

⁶ Bei vollständiger Durchmischung ohne Warmwasser-Zeitfenster kommt die Warmwasseranforderung immer vor der Raumheizungsanforderung.

bauen und einen Prozess zu fahren, in welchem noch mehr Entropie, als im angenommenen vollständig durchmischten Fall, produziert wird⁷.

$$\text{Eq. 3.30 } \Delta S_{irr,mix} = -(\Delta S_{WW} + \Delta S_{RH} + S_{55^\circ C})$$

wobei

$$\Delta S_{WW} = m_{WW} \cdot [s(9.1^\circ C) - s(45^\circ C)]$$

$$\Delta S_{RH} = m_{RH} \cdot [s(24^\circ C) - s(29^\circ C)]$$

$$S_{55^\circ C} = (Q_{WW} + Q_{RH}) / (273.15K + 55K)$$

Für den definierten Speicherschichtungstest ist somit $\Delta S_{irr,mix} = 54 \text{ kJ / K}$.

3.7.7 Unterscheidung zwischen Verlusten im Speicher und in der Hydraulik

Die im Speicher, und den eventuell vorhandenen Be- und Entladeeinrichtungen (externe Wärmetauscher), generierte Entropie kann durchaus deutlich geringer ausfallen als die insgesamt im Speicher-**System** generierte Entropie. Dies ist zum Beispiel dann der Fall, wenn ein Speicher mit Temperaturen von 50 °C Vorlauf sehr gut schichtend beladen wird, dann aber die Entnahme für RH aus einem Bereich mit 50 °C (ebenfalls schichtend) erfolgt. Die Entropieproduktion findet in diesem Falle nicht im Speicher selber statt, sondern im Heizkreis-Mischventil, wo heisses Wasser aus dem Speicher mit dem Heizkreis-Rücklauf gemischt wird.

Deshalb wird für die Schichtungseffizienz nicht nur ein Wert für den Speicher selber berechnet ($\zeta_{str,Sp}$), sondern auch ein Wert für das Speicher-System ($\zeta_{str,sys}$). Dies ist in Abbildung 3.15 mit den zwei verschiedenen Systemgrenzen in orange und grün dargestellt.

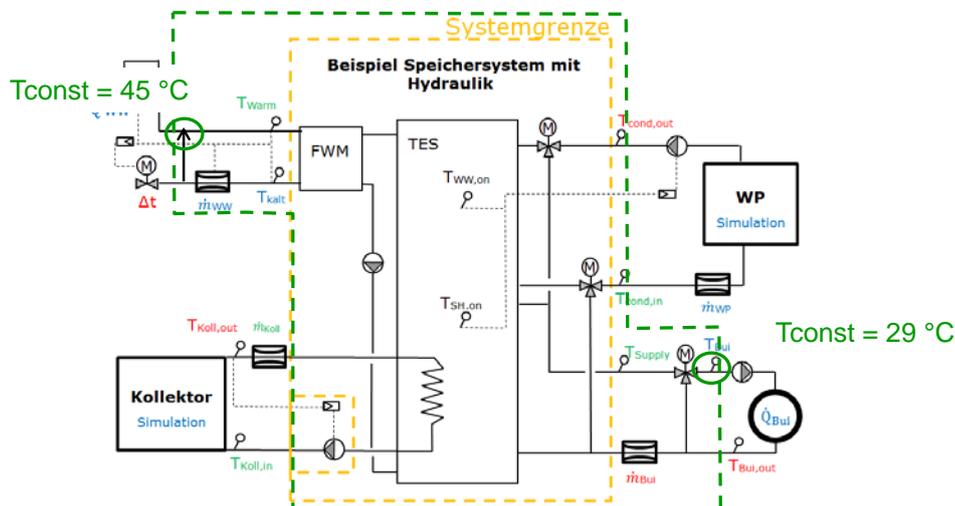


Abbildung 3.15: Bilanzgrenzen für die Ermittlung der Schichtungseffizienz des Speichers (orange) und des Speicher-Systems (grün).

⁷ zum Beispiel durch viel zu klein ausgelegte Wärmetauscher und in der Folge sehr grosser Temperaturdifferenzen bei der Wärmeübertragung.

4 Resultate der Speicher-Schichtungstests

Mit der beschriebenen Testmethode wurde die Schichtungseffizienz von insgesamt 6 Kombispeichern verschiedener Hersteller bestimmt. Die Installation auf dem Prüfstand erfolgte jeweils durch den Hersteller, bzw. durch eine vom Hersteller bestimmte Person. Durch Mitarbeiter des SPF wurde die Messtechnik installiert und die Isolation sämtlicher hydraulischer Anschlüsse vorgenommen (vgl. Abbildung 4.1).

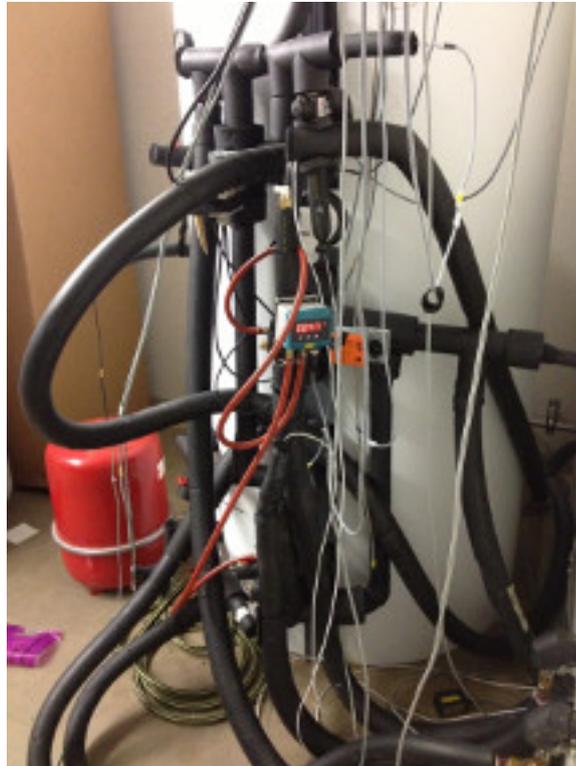


Abbildung 4.1: Speicher auf dem Prüfstand des SPF. Alle Anschlüsse sind siphoniert und isoliert. Die Temperaturmessung erfolgt so nah am Speicher-System wie möglich.

4.1 Getestete Speicher-Systeme und Randbedingungen

4.1.1 Speicher-Systeme

Die getesteten Speicher hatten Nennvolumen von 0.8 m^3 bis 0.9 m^3 und verfolgten verschiedene Konzepte zur Einbindung der Wärmepumpe, der solarthermischen Kollektoren und zur Warmwasserbereitung:

- Bei drei der geprüften Speicher erfolgte die Bereitung des Brauchwarmwassers mit internen Wellrohrwärmetauschern. Bei den restlichen Probanden wurde ein FWM verwendet.
- Fünf der geprüften Speicher verwendeten interne Solar-Wärmeübertrager, der sechste Prüfling setzte einen externen Wärmeübertrager für den Solarkreis ein.
- Bei der Einbindung der Wärmepumpe setzten alle Hersteller auf eine Umschaltung des Rücklaufs nach dem Betriebszustand "Warmwasserladung" oder "Raumheizung" (siehe auch Empfehlungen in Kapitel 2.2). Der Vorlauf wurde bei vier Probanden mit Hilfe eines Umschaltventils an die entsprechende Position im Speicher geleitet, bei zwei Speichern

ist die Eintrittsposition für WW- und RH-Beladung identisch, und das Einschichten innerhalb des Speichers wurde den natürlichen Auftriebskräften überlassen.

- Der Vorlauf der RH zweigt bei drei Prüflingen vom Vorlauf der Wärmepumpe ab, bei den anderen Speichern gibt es einen eigenen Anschluss zur Entnahme für die RH aus dem Speicher. Der Rücklauf wird bei vier Probanden direkt in den Speicher geführt, bei den beiden anderen Speichern ist der Rücklauf der RH mit dem Rücklauf der WP verbunden.

In Tabelle 4.1 sind die Positionen der hydraulischen Anschlüsse der Speicher gezeigt. Dabei ist zu beachten, dass die eingetragenen Höhen die Position am Speicheranschluss zeigen. Im Speicher integrierte Schichteinrichtungen oder Leitungsführungen werden dabei nicht berücksichtigt. Tabelle 4.2 zeigt die relativen Höhen der Temperaturfühler, die zur Regelung verwendet wurden. Tabelle 4.3 zeigt, ob die Empfehlung des SPF, den Warmwasser-Fühler mindestens 30 cm oberhalb des RH-Vorlaufs zu platzieren, eingehalten worden ist.

In Abbildung 4.2 bis Abbildung 4.7 sind die vereinfachten hydraulischen Schemen der geprüften Speicher zu sehen.

Tabelle 4.1: Relative Höhen der hydraulischen Anschlüsse am Speicher.

		A	B	C	D	E	F
WP	VL WW	0.57	0.76	0.65	0.83	0.52	0.55
	RL WW	0.74	0.57	0.48	0.63	0.62	0.47
	VL RH	0.57	0.35	0.30	0.53	0.52	0.32
	RL RH	0.37	0.15	0.13	0.33	0.26	0.16
WW	VL	0.94	0.87	0.40	0.61	0.80	0.84
	RL	0.08	0.40	0.40	0.54	0.16	0.84
RH	VL	0.57	0.51	0.30	0.53	0.52	0.32
	RL	0.13	0.21	0.13	0.33	0.26	0.16
Solar	VL	0.35	0.33	0.44	0.18	0.10	0.47
	RL	0.16	0.15	0.44	0.10	0.10	0.18

Tabelle 4.2: Relative Höhen der Temperaturfühler zur Regelung während der Speicherschichtungstests.

	A	B	C	D	E	F
WW ein			0.75	0.78		0.84
WW aus	0.76	0.63	0.58	0.66	0.62	0.55
RH ein			0.27	0.53	0.47	0.47
RH aus	0.42	0.21	0.18	0.45	0.21	0.16
Solar	0.25	0.21	0.18	0.10	0.21	0.16

Tabelle 4.3: Differenz zwischen der Höhe des Temperaturfühlers der die Einschaltung der WW-Ladung bestimmt, und der Raumwärmezone des Speichers (cm).

A	B	C	D	E	F
37	22	85	45 ^{a)}	19	88

a) Die interne Entnahmeposition stimmt nicht genau mit der Anschlussposition ausßen überein, da der Volumenstrom durch Einbauten im Speicher geführt wird. **rot = SPF-Empfehlungen von mindestens 30 cm Abstand nicht eingehalten.**

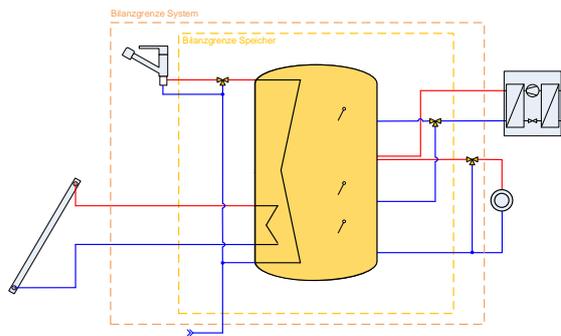


Abbildung 4.2: Einbindung von Speicher A.

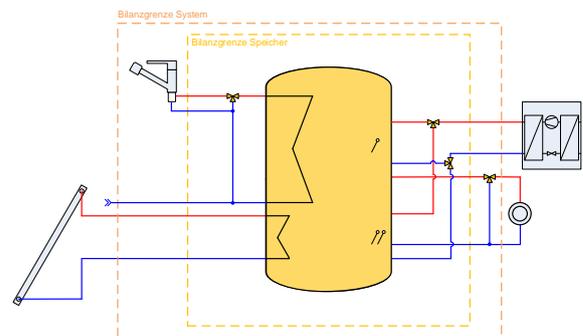


Abbildung 4.3: Einbindung von Speicher B.

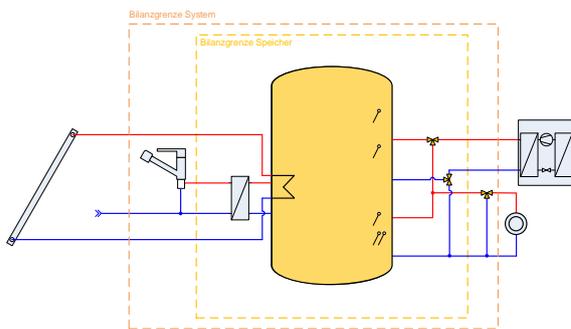


Abbildung 4.4: Einbindung von Speicher C.

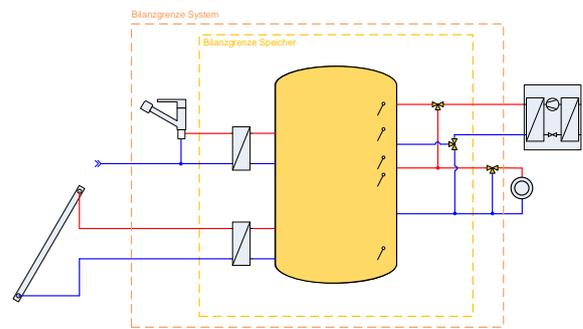


Abbildung 4.5: Einbindung von Speicher D.

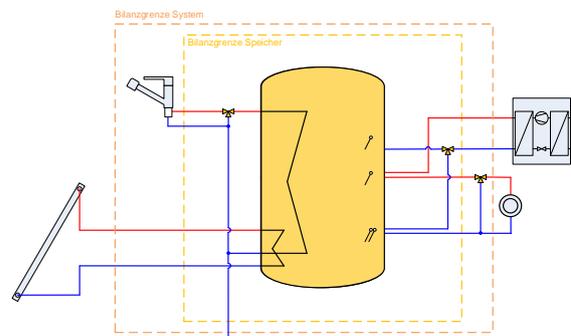


Abbildung 4.6: Einbindung von Speicher E.

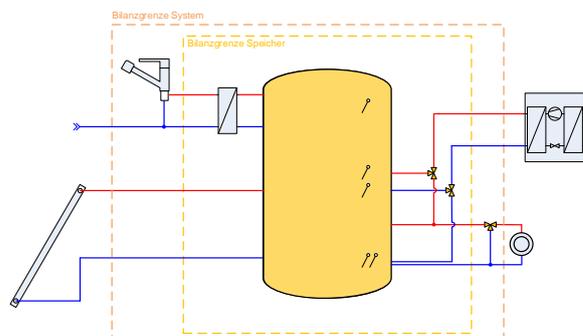


Abbildung 4.7: Einbindung von Speicher F.

4.1.2 Rahmenbedingungen

Es wurden für jeden Speicher (A bis F) drei verschiedene Tests durchgeführt (Tabelle 4.4):

Test I: Der Standardtest wurde mit einer 8 kW Wärmepumpe und zwei fixen Zeitfenstern für die WW-Bereitung (2 – 4 Uhr und 16 – 18 Uhr) durchgeführt. Außerhalb der Zeitfenster finden keine WW-Beladungen statt. Während den Zeitfenstern hat die WW-Ladung Vorrang.

Test II: Im zweiten Test werden **keine Zeitfenster** für die WW-Bereitung vorgegeben. D.h. die WW-Ladung ist durchgehend erlaubt. Durch diesen Test wurde der Einfluss der ZEITFENSTER auf die Schichtungseffizienz und die Tages-Arbeitszahlen ermittelt. Es wurde ebenfalls eine 8 kW Wärmepumpe emuliert.

Test III: In diesem Test wurde entweder eine 12 kW oder eine 16 kW Wärmepumpe emuliert, frei nach Wahl des Herstellers. Der Massenstrom für den Wärmepumpen-Kondensator wurde entsprechend erhöht (siehe Tabelle 4.4). Bei diesem Test wurden wieder Zeitfenster gesetzt wie im ersten Test. Konnte der Prüfling den Warmwasser-Komfort nicht jederzeit gewährleisten, so wurden die Zeitfenster entfernt. Dieser Test diente in erster Linie dazu festzustellen, ob eine gute Effizienz auch mit höheren Massenströmen über die Wärmepumpe und den Speicheranschluss noch möglich ist⁸.

Tabelle 4.4: Unterschiedliche Einstellung der drei Tests pro System.

Test	WP-Leistung bei A7W35	Massenstrom Kondensator	Zeitfenster für WW
1	8 kW	1370 kg/h	16-18 h, 2-4 h
2	8 kW	1370 kg/h	0-24 h
3	frei wählbar	nach Tabelle 10.3	16-18 h, 2-4 h

⁸ Auf eine gleichzeitige Anpassung der Gebäudelast an die höhere Leistung der Wärmepumpe wurde verzichtet, da bei dem Test in erster Linie die Schichtungseffizienz des Speichers bei höheren Massenströmen im Vordergrund stand, und nicht die korrekte Auslegung der Wärmepumpe an die vorhandene Heizlast.

4.2 Resultate der Speicherschichtungstests

4.2.1 Temperaturverlauf im Speicherschichtungstest

Die Speichertemperaturen wurden während dem Prüfzyklus mittels Fühlerband gemessen, das jeweils auf der Speicherwand der Prüflinge aufgebracht wurde.

Abbildung 4.8 zeigt den Verlauf eines Tests, bei dem das Zeitfenster für die Warmwasser-Bereitung vorgegeben wurden. Es ist deutlich zu sehen, dass der obere Teil des Speichers bis zur relativen Höhe von 0.57 (gezeigt durch den Sensor TS5) durch den Betrieb für die RH nicht gestört wird. Zu Beginn der beiden Zeitfenster startet jeweils eine Beladung der Warmwasserzone (TS5 – TS8). Während der restlichen Zeit wird der untere Teil des Speichers unterhalb der relativen Höhe von 0.44 (TS2 - TS4) ausschliesslich für die RH bewirtschaftet.

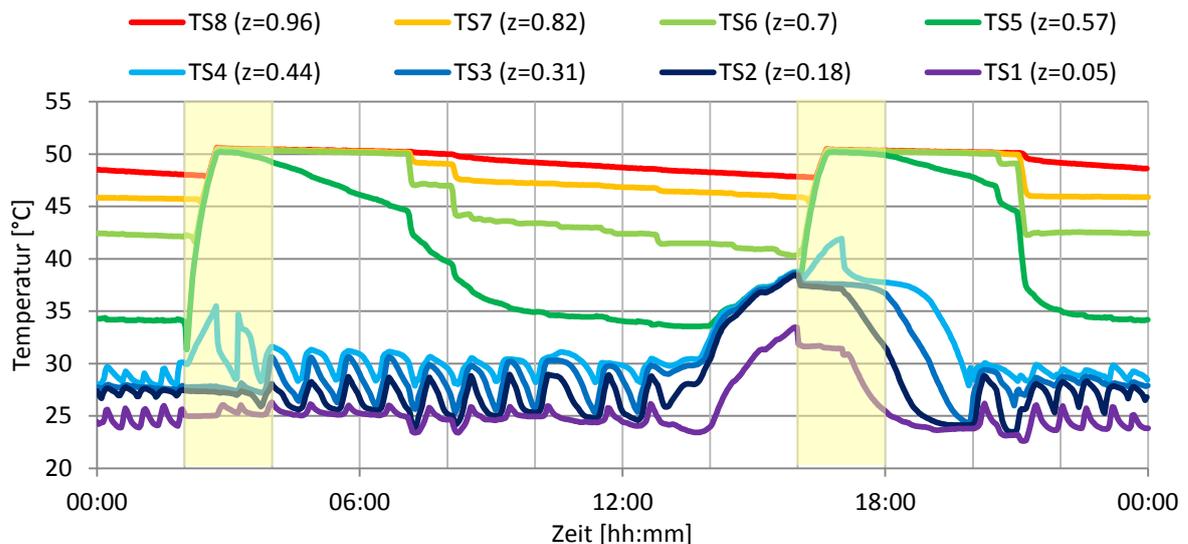


Abbildung 4.8: Temperaturverlauf während der 24-h Testsequenz aus einem Test mit vorgegebenen Zeitfenstern für die WW-Bereitung (gelb hinterlegt). Gezeigt werden die, mittels eines Fühlerbandes an der Speicher Oberfläche gemessenen, Speichertemperaturen (z = relative Höhe des Speichers).

Abbildung 4.9 zeigt den Temperaturverlauf im selben Speicher während eines Tests ohne die Vorgabe von Zeitfenster für die Warmwasser-Bereitung. Die Anzahl der Warmwasserladungen erhöht sich bei diesem Test auf fünf, wobei auffällig ist, dass die Temperatur im Speicher jeweils bis zur relativen Höhe von 0.7 bei ca. 50 °C liegt. Dass die jeweiligen WW-Ladungen dennoch gestartet wurden, liegt an der tiefen Position des WW-Sensors.

Abbildung 4.10 zeigt den Verlauf eines Tests ohne Zeitfenster mit einem anderen Speicher. Auch an diesem Speicher ist zu erkennen, dass der obere Teil bis zur relativen Höhe von 0.53 (Sensor TS5) durch den RH-Betrieb nicht gestört wird. Im Unterschied zum oben gezeigten Test erhöht sich die Anzahl der Warmwasserladungen ohne Zeitfenster nur unwesentlich gegenüber einem Test mit Zeitfenster.

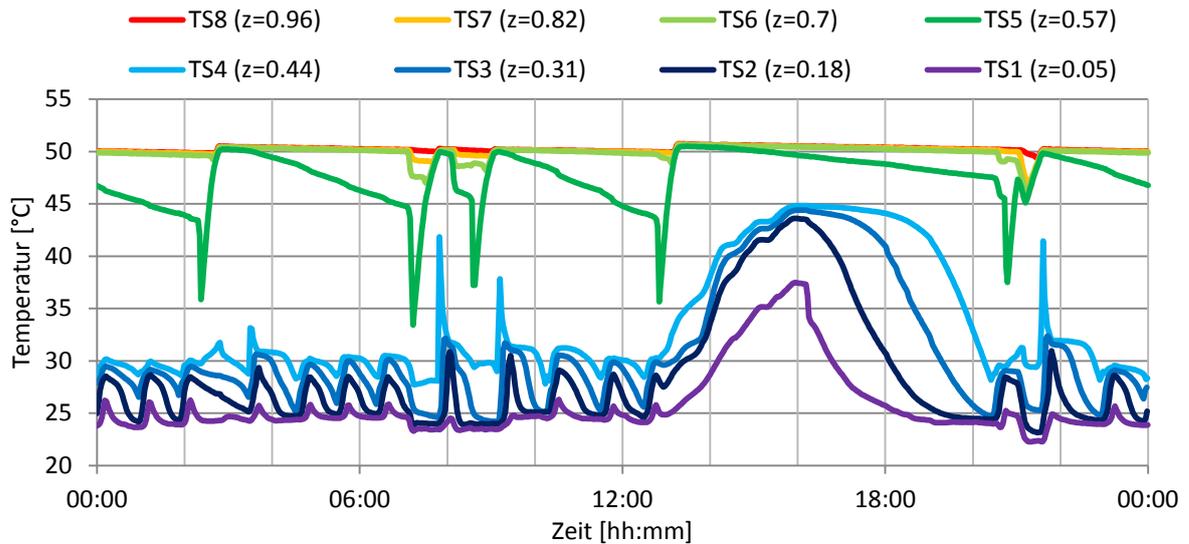


Abbildung 4.9: Temperaturverlauf während der 24-h Testsequenz aus einem Test **ohne** Zeitfenster für die WW-Ladung. Der Speicher hält die SPF-Empfehlung für den Abstand zwischen dem WW-Fühler und der Raumwärmezone im Speicher **nicht** ein.

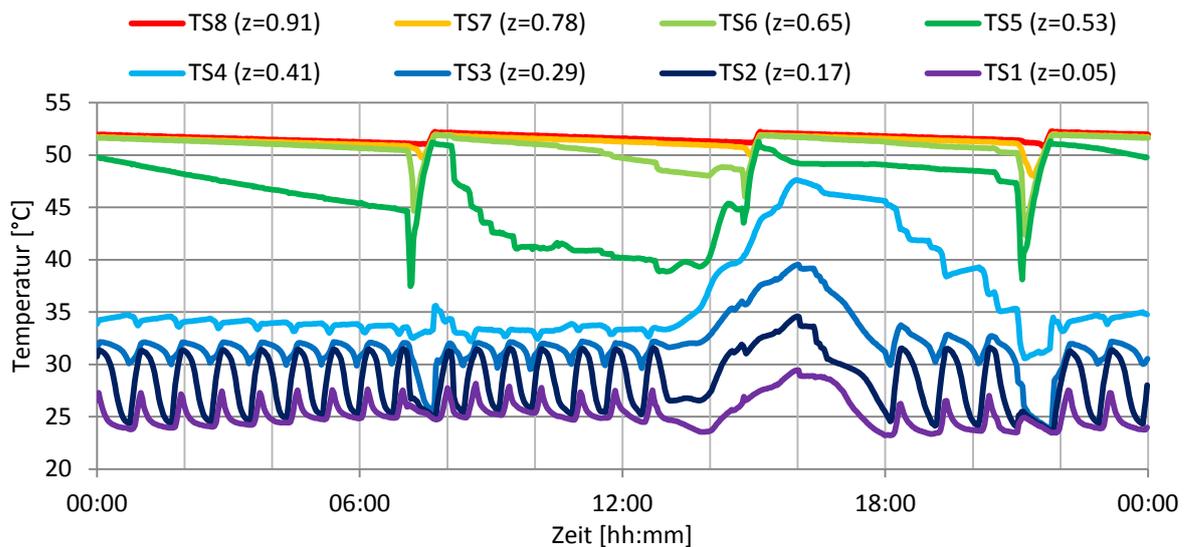


Abbildung 4.10: Temperaturverlauf während der 24-h Testsequenz aus einem Test **ohne** Zeitfenster für die WW-Ladung, mit einem Speicher, der die SPF-Empfehlung für den Abstand zwischen dem WW-Fühler und der Raumwärmezone einhält.

4.2.2 Schichtungseffizienz

In Abbildung 4.11 ist die Schichtungseffizienz der vermessenen Speicher abgebildet. In der Grafik ist jeweils der Verlust an Schichtungseffizienz dargestellt, welcher auf die Mischung im Speicher (gelb) bzw. in der Hydraulik (grün) zurückzuführen ist. Entsprechend kann die Schichtungseffizienz auf Systemebene direkt abgelesen werden (blau für den Standardtest, orange für die Tests ohne Zeitfenster und grau für die Tests mit grosser Wärmepumpe). Die gemessenen Werte auf Systemebene reichen von 59 % bis zu 84 %.

Der Standardtest (Test I) konnte, auf Grund der eingestellten Zeitfenster für WW-Ladung, nur bei fünf der sechs Speicher erfolgreich durchgeführt werden. Im sechsten Test konnte die geforderte WW-Temperatur nicht jederzeit erreicht werden, da die Temperatur im oberen Teil des Speichers nach der Warmwasserladung zu schnell absank. Ansonsten bewegen sich die Ergebnisse der jeweiligen Standardtests in einem relativ engen Rahmen.

Demgegenüber fallen die **Schichtungseffizienzen ohne Zeitfenster** (Test II) **auffällig niedriger** und mit einer deutlich grösseren Varianz aus.

Auch bei den Tests mit grosser Wärmepumpe (Test III) gibt es wieder deutliche Unterschiede im Ergebnis. Dabei ist zu erwähnen, dass hier für die Speicher D und F ohne Warmwasser-Zeitfenster getestet wurde, weil in diesen Tests der WW-Komfort sonst nicht gewährleistet werden konnte.

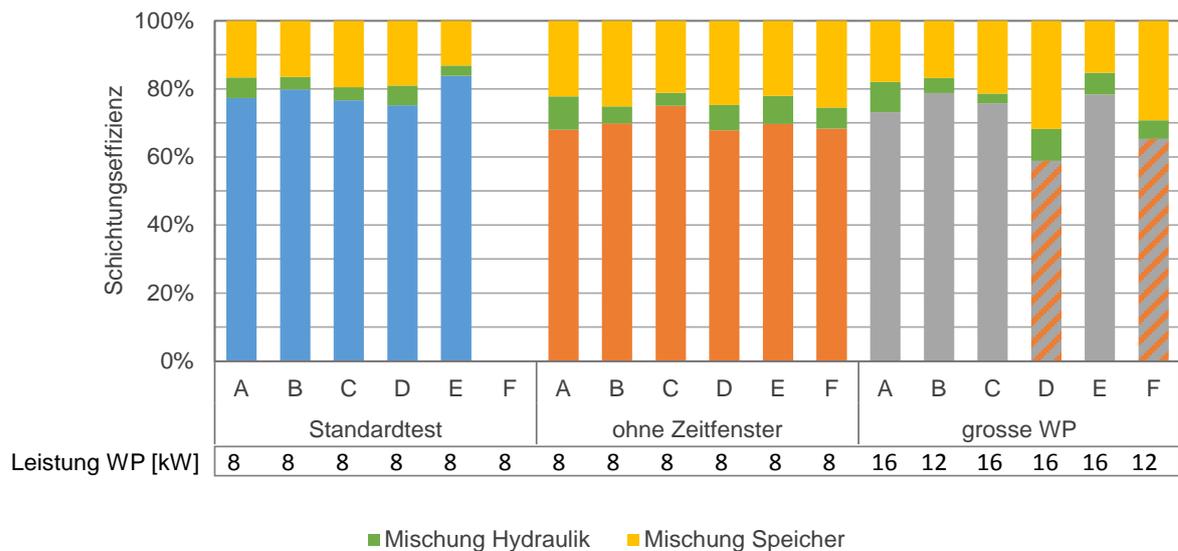


Abbildung 4.11: Schichtungseffizienz der getesteten Speicher. Die Messungen mit grosser Wärmepumpe der Hersteller D und F wurden zur Einhaltung der Komfort-Kriterien ohne Zeitfenster für die WW-Ladung durchgeführt.

4.2.3 Bedarf an elektrischer Energie

In Abbildung 4.12 ist der Zusammenhang zwischen der Schichtungseffizienz des Speichersystems und dem simulierten Bedarf an elektrischer Energie des gesamten Systems dargestellt, wobei der grösste Teil des Bedarfs an elektrischer Energie auf die WP zurückzuführen ist. Die Abbildung zeigt eine eindeutige, lineare Abhängigkeit des Bedarfs an elektrischer

Energie von der Schichtungseffizienz. Dieser Zusammenhang ist besonders deutlich auf Systemebene zu sehen (Bestimmtheitsmass $R^2 > 0.9$).

Der in Abbildung 4.12 gezeigte Zusammenhang zwischen der Schichtungseffizienz des Systems und dem elektrischen Energiebedarf lässt sich mathematisch darstellen als lineare Gleichung:

$$\text{Eq. 4.1} \quad \zeta_{str, Sys} = -0.0468 \cdot W_{el, Sys} + 1.416$$

Durch eine Umstellung der Formel nach dem elektrischen Energiebedarf $W_{el, Sys}$ erhält man:

$$\text{Eq. 4.2} \quad W_{el, Sys} = -21.368 \cdot \zeta_{str, Sys} + 30.256$$

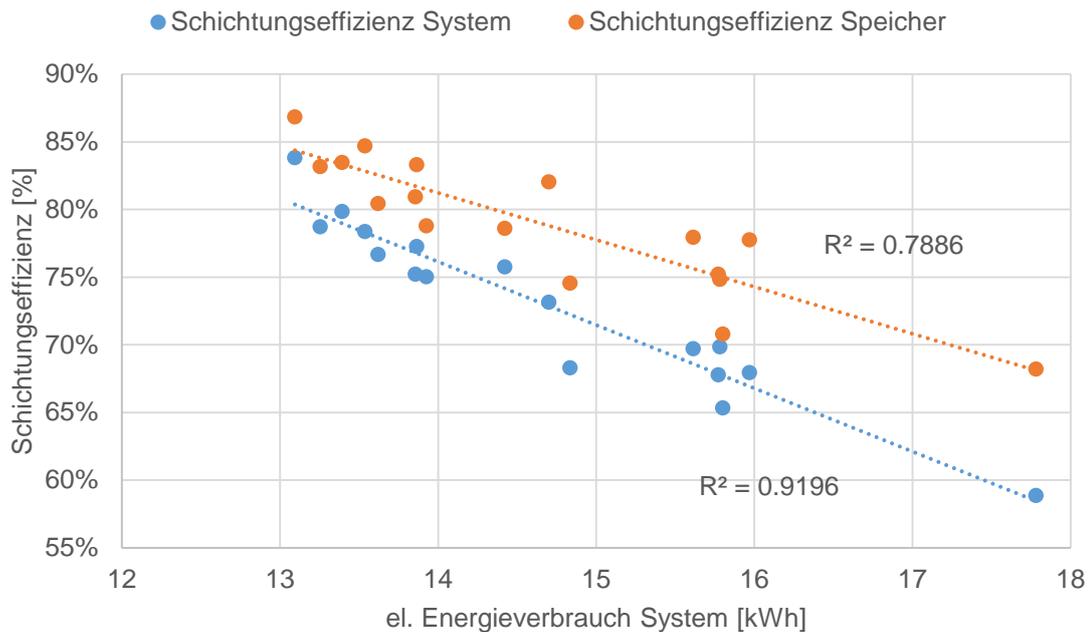


Abbildung 4.12: Zusammenhang zwischen Schichtungseffizienz und el. Energiebedarf des Speichersystems.

Bereits in Kapitel 3.5 wurde die Korrelation zwischen dem elektrischen Energiebedarf des Systems im Prüfzyklus und dem Bedarf über das ganze Jahr (TRNSYS-Simulationen) gezeigt. Der Bedarf an elektrischer Energie während eines Jahres (im SFH45) in Abhängigkeit des Bedarfs an elektrischer Energie im Prüfzyklus ist:

$$\text{Eq. 4.3} \quad W_{el, Sys, a} = 196 \cdot W_{el, Sys, d}$$

Eine gute Schichtungseffizienz von 80 % auf Systemebene entspricht einem elektrischen Energiebedarf von 13.2 kWh während dem Prüfzyklus. Auf das ganze Jahr extrapoliert würde dieses System 2580 kWh elektrische Energie benötigen.

Für die angenommene Heizlast und Wärmepumpe hat eine Reduktion der Schichtungseffizienz um 10 % eine Steigerung des elektrischen Energiebedarfs um 16 % zur Folge. Dies entspricht 2.1 kWh am Testtag, respektive 413 kWh im Jahr.

4.2.4 Solarertrag

Überraschenderweise konnte kein genereller Zusammenhang zwischen der Schichtungseffizienz des Speichers und dem Solarertrag festgestellt werden. Dagegen hat die Art der WW-Bereitung der geprüften Speichersysteme einen Einfluss auf den Solarertrag (Abbildung 4.13). Alle Speicher-Systeme mit internem Wärmeübertrager zur WW-Bereitung erzielten Solarerträge von 7 kWh oder mehr, während der Ertrag bei zwei der drei Speicher mit Frischwassermodulen deutlich unter dieser Grenze lag. Bei allen Speicher-Systemen sank der Solarertrag, wenn keine Zeitfenster für die WW-Ladung vorgegeben wurden.

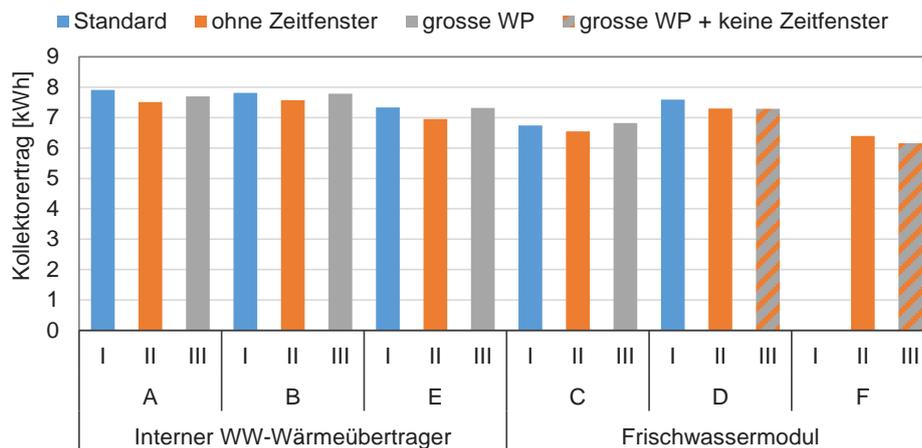


Abbildung 4.13: Kollektorertrag während der Speicherschichtungsmessungen.

4.2.5 Wärmelieferung durch die Wärmepumpe

In Abbildung 4.12 wurde gezeigt, dass der elektrische Energiebedarf der Wärmepumpe von der Schichtungseffizienz des Speicher-Systems abhängt. Eine Abhängigkeit zwischen der Schichtungseffizienz und dem thermischen Energieeintrag der Wärmepumpe besteht jedoch nicht (Abbildung 4.14).

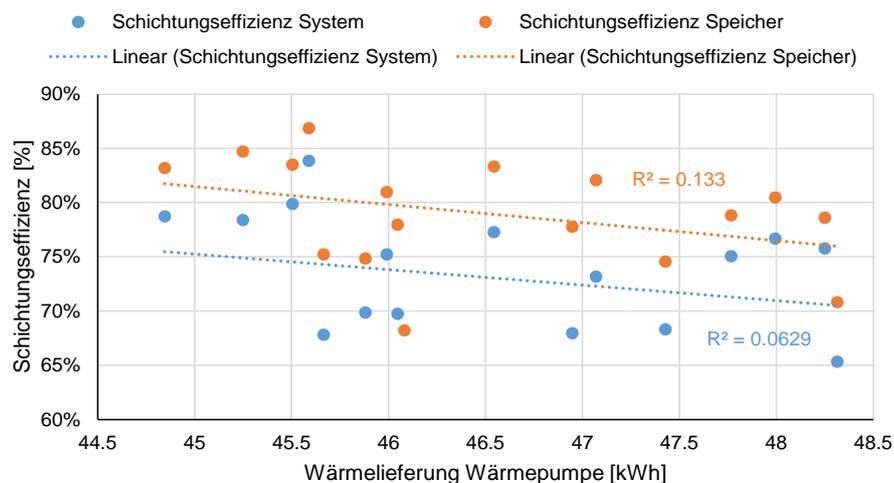


Abbildung 4.14: Es besteht kein Zusammenhang zwischen der Schichtungseffizienz des Speichers und der Wärmelieferung der Wärmepumpe.

Sowohl die Lasten für RH und WW als auch das Angebot an Solarstrahlung des Prüftages sind für alle getestete Systeme dieselben. Erhöhte Wärmeverluste von Speicher und zugehöriger Hydraulik können nur durch die Wärmepumpe oder effizientere Solarwärme-Nutzung kompensiert werden. Es wurde bereits gezeigt, dass die Unterschiede im Solarertrag nicht ausreichen, um die grosse Differenz des elektrischen Energiebedarfs der Wärmepumpe zu erklären. Deshalb verwundert es nicht, dass die Wärmelieferung der Wärmepumpe mit den Wärmeverlusten korreliert (vgl. Abbildung 4.15). Durch das Mehr an Wärmelieferung benötigt die Wärmepumpe zwangsläufig auch mehr elektrische Energie. Aber: Der Bedarf an *elektrischer Energie* der Wärmepumpe korreliert nicht mit den Verlusten (Abbildung 4.16).

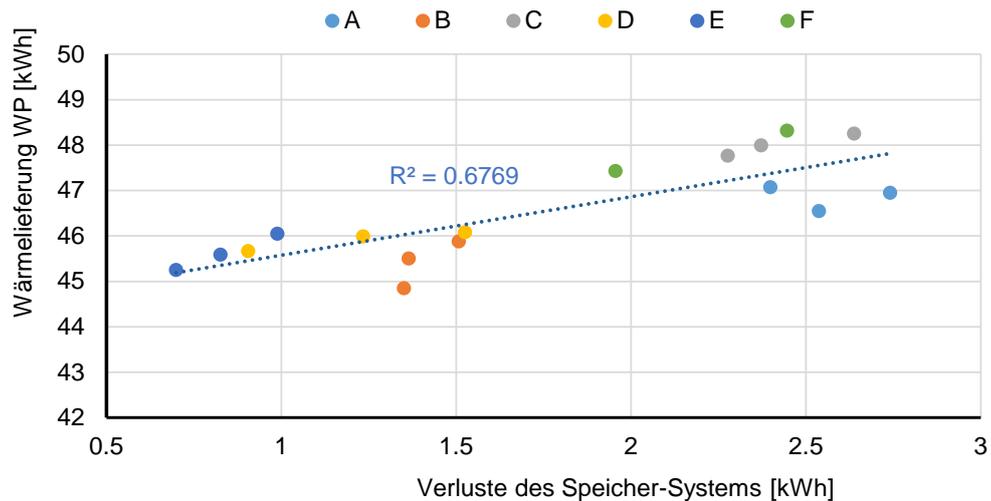


Abbildung 4.15: Zusammenhang zwischen der Wärmelieferung der Wärmepumpe und den thermischen Verlusten des Speicher-Systems, geordnet nach den getesteten Speichern (A bis F).

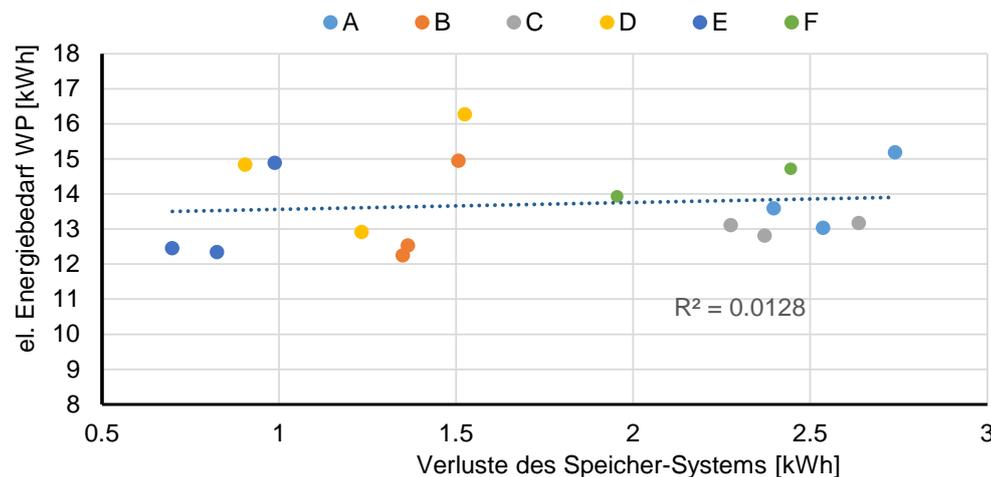


Abbildung 4.16: Es besteht kein Zusammenhang zw. dem Verbrauch an elektrischer Energie der Wärmepumpe und den thermischen Verlusten des Speichers-Systems. Die Daten sind geordnet nach den getesteten Speichern (A – F).

4.2.6 Vorlauftemperaturen der simulierten Wärmepumpe

Wenn im Speicher und dessen Hydraulik ausgeprägte Mischungsprozesse stattfinden, dann ist die Wärmepumpe gezwungen, im Mittel höhere Temperaturen zu liefern, um die entsprechenden exergetischen Verluste zu kompensieren. Abbildung 4.17 zeigt das gewichtete Mittel der Wärmepumpen-Vorlauftemperatur in Abhängigkeit von der Schichtungseffizienz des Speicher-Systems. Wie erwartet besteht hier ein eindeutiger Zusammenhang, analog zur Abhängigkeit des elektrischen Energiebedarfs von der Schichtungseffizienz.

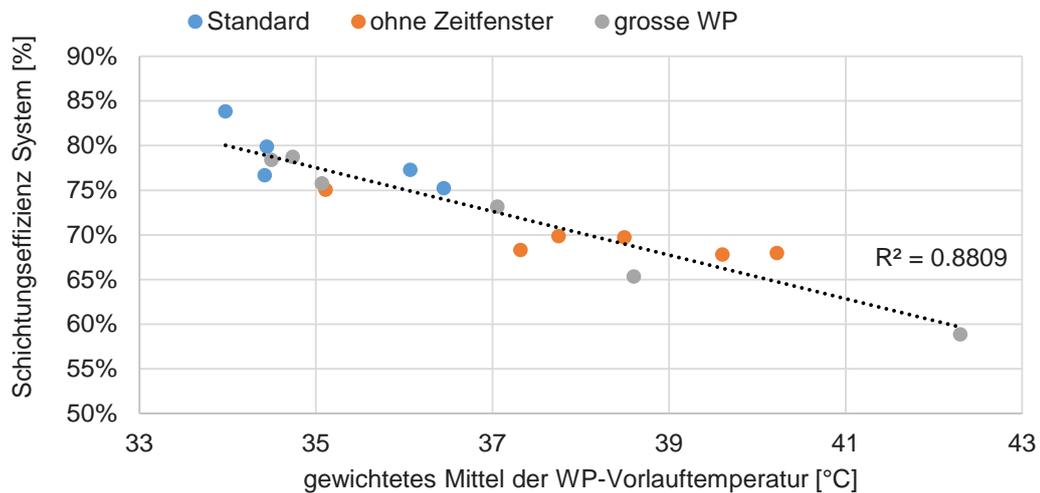


Abbildung 4.17: Zusammenhang zwischen Schichtungseffizienz auf Systemebene und dem nach Wärmeleistung gewichteten Mittel der Wärmepumpen-Vorlauftemperatur während des Prüfzyklus.

4.2.7 Warmwasser-Verhältnis

Ein wichtiger Faktor zur Begrenzung des WW-Verhältnis sind die Zeitfenster, während denen die WW-Bereitung freigegeben ist. Abbildung 4.18 zeigt, dass das WW-Verhältnis in den Tests mit Zeitfenster bei allen Speicher-Systemen deutlich niedriger als in den Tests ohne Zeitfenster.

Insgesamt wurden 8 Messungen ohne WW-Zeitfenster durchgeführt: Die sechs Messungen, die dezidiert ohne Zeitfenster durchgeführt wurden (der jeweilige Test II) sowie die beiden bereits erwähnten Messungen mit grosser Wärmepumpe. Lediglich Speicher C erreichte in allen Tests ein WW-Verhältnis < 1.

In Abbildung 4.9 ist das Energie-Temperatur Diagramm von zwei verschiedenen Messungen an einem Speicher dargestellt: Eine Messung mit und eine Messung ohne Zeitfenster. Zu sehen ist jeweils die Energie, die geliefert oder bezogen wurde, sortiert nach der Vorlauftemperatur. Dabei ist sehr deutlich zu sehen, dass die Wärmepumpe in der Messung ohne Zeitfenster zwar insgesamt dieselbe Wärmemenge liefert wie in der Messung mit Zeitfenster, dies aber auf einem deutlich höheren Temperaturniveau.

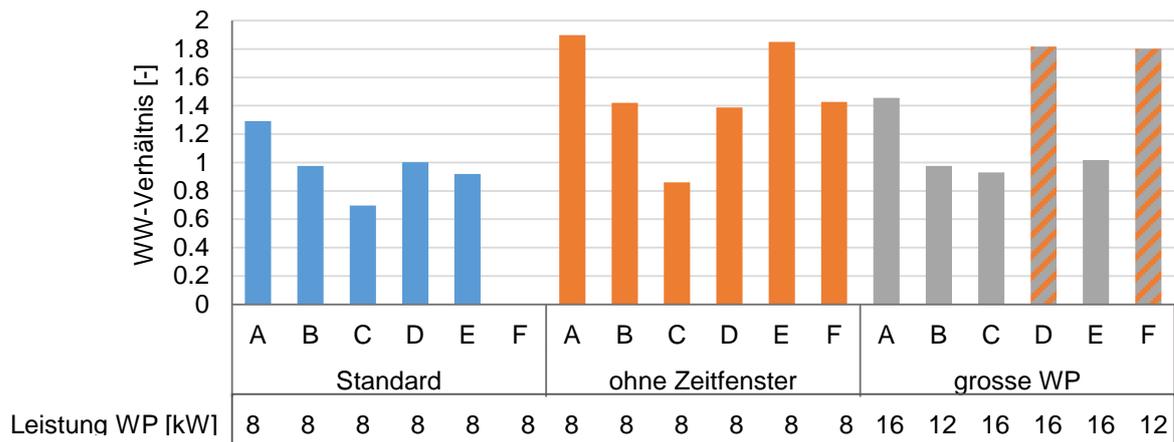


Abbildung 4.18: Von der Wärmepumpe im WW-Modus gelieferte Wärmemenge im Verhältnis zur bezogenen WW-Wärmemenge, aufgeteilt auf die verschiedenen Testbedingungen. Die schraffierten Tests unter „grosse WP“ wurden ohne Zeitfenster durchgeführt.

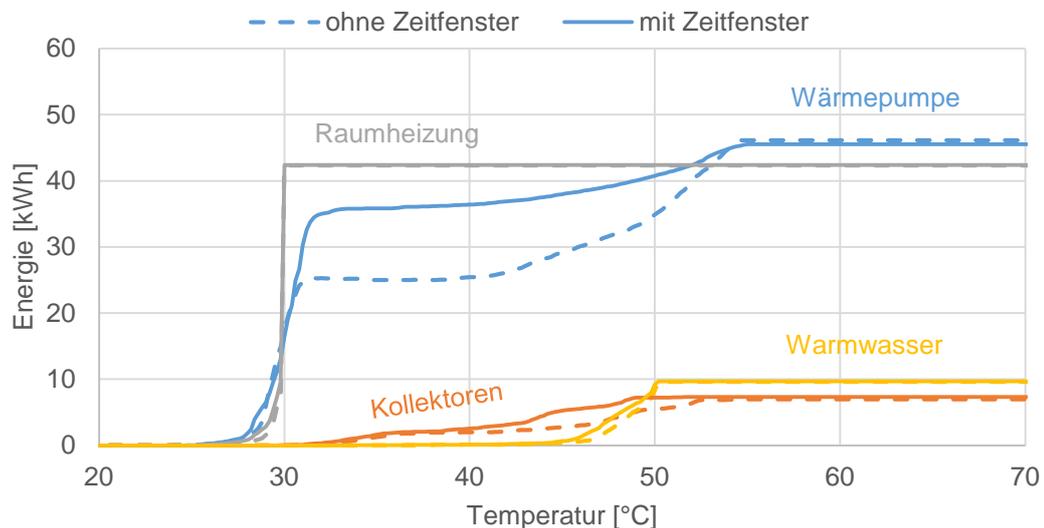


Abbildung 4.19: Energie-Temperatur Diagramm von zwei verschiedenen Messungen (mit und ohne Zeitfenster) an demselben Speicher. Die scharfe Kante in der Wärmelieferung für die Raumheizung resultiert aus der Emulation des Heizkreismischers, der in der Simulation auf exakt 30 °C eingestellt war.

4.3 Spezielle Ergebnisse

4.3.1 Einfluss der Solltemperatur-Einstellung für ein Frischwasser-Modul

Unter den 6 Probanden befanden sich 3 Speicher, die zur Warmwasser-Bereitung ein FWM verwenden. Einer der Speicher mit FWM wurde mit verschiedenen Solltemperaturen in der Regelung des FWM getestet.

Eine Solltemperatur von 46 °C stellte sich als ausreichend heraus, um jederzeit die geforderten 45 °C im Warmwasser bereitzustellen. Mit dieser Solltemperatur resultieren tiefe Drehzahlen für die Umwälzpumpe, und damit tiefe Rücklauftemperaturen <25 °C.

Tests I und II wurden mit diesem Speicher zusätzlich mit einer Solltemperatur von 52 °C durchgeführt (Abbildung 4.20). Die Temperatur im oberen Teil des Speichers beträgt jedoch oft nur ca. 50 °C. Damit kann das FWM eine Solltemperatur von 52 °C nicht erreichen und die Pumpe des FWM wird vom Regler mit dem Signal für maximale Drehzahl angesteuert.

Bereits die Resultate von Test I lassen einen deutlich negativen Einfluss der Solltemperatur des FWM auf die Schichtungseffizienz des Speicher-Systems erkennen. In Test II wird dieser durch die fehlenden Zeitfenster für die WW-Ladung nochmals verstärkt. Die Schichtungseffizienz sinkt, bedingt durch die falsche Einstellung des FWM, um mehr als 7 Prozentpunkte. Deutlich sind auch die Auswirkungen der höheren Solltemperatur des FWM auf das WW-Verhältnis und den elektrischen Energiebedarf der Wärmepumpe zu sehen (Abbildung 4.21). Die Ursache für diese Ergebnisse liegt in den viel zu grossen primärseitigen Volumenströmen des Frischwassermoduls, welche zu Rücklauftemperaturen zum Speicher >30 °C führen, und den Warmwasser-Vorrat viel schneller erschöpfen lassen.

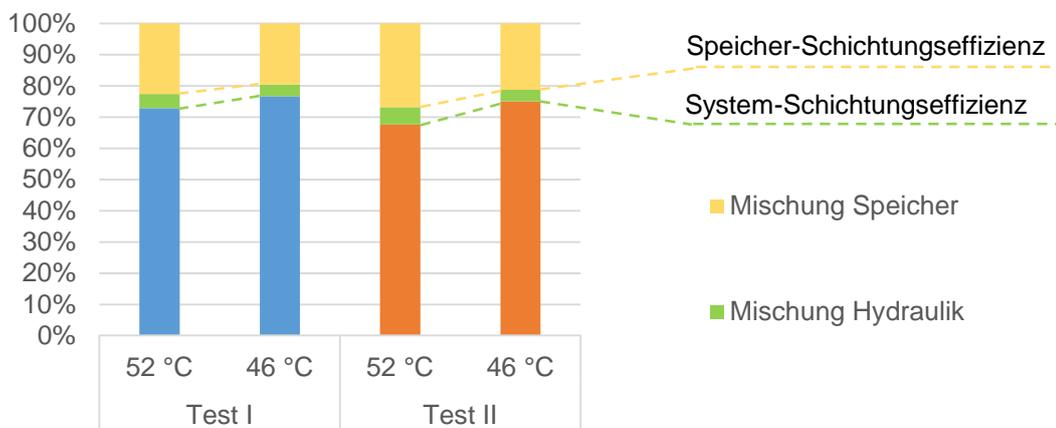


Abbildung 4.20: Schichtungseffizienz und Schichtungsverluste eines Speichers in Test I und Test II, jeweils mit hoher Solltemperatur im FWM (52 °C) und mit korrekter Einstellung (46 °C).



Abbildung 4.21: Elektrische Energie der WP und Warmwasser-Verhältnis mit verschiedenen Solltemperaturen des FWM im Vergleich.

4.3.2 Falsche Position oder Leckageströme bei Mischventilen

Die Speicherschichtungstests berücksichtigen nicht nur den Speicher selbst, sondern auch periphere Komponenten wie externe Wärmeübertrager, sowie Umschalt- und Mischventile, die zur Be- und Entladung des Speichers nötig sind. Während eines Tests wurde in einem der Umschaltventile eine Fehlfunktion bemerkt, die dazu führte, dass die Wärmepumpe gleichzeitig Fluid aus dem Rücklauf der Warmwasser-Zone und aus dem Rücklauf der Raumwärme-Zone ansog (Abbildung 4.22).

Abbildung 4.23 zeigt den Verlauf der Messungen über zwölf Stunden Testzeit. Raumwärme-Beladungen sind durch die grünen Bereiche in der Grafik markiert während WW-Beladungen rot markiert sind. Es ist deutlich zu sehen, dass die tatsächliche Rücklauftemperatur $T_{WP,RL}$ nach dem Umschaltventil eine Mischung aus den, durch die Anlegefühler gemessenen, Temperaturen $T_{WP,RL,RH}$ und $T_{WP,RL,WW}$ ist. Somit wurde durch eine fehlerhafte Ventilposition oder durch Leckageströme während der RH-Beladung Wasser aus der WW-Zone beigemischt, und umgekehrt wurde bei den WW-Beladungen Wasser aus der Raumwärme-Zone zugemischt. In Abbildung 4.24 ist der Einfluss auf die Schichtungseffizienz des Speicher-Systems dargestellt. Die Beimischung im Rücklauf führt zu einer massiven Reduktion der Schichtungseffizienz des Systems, mit entsprechendem Einfluss auf den elektrischen Energiebedarf der Wärmepumpe.

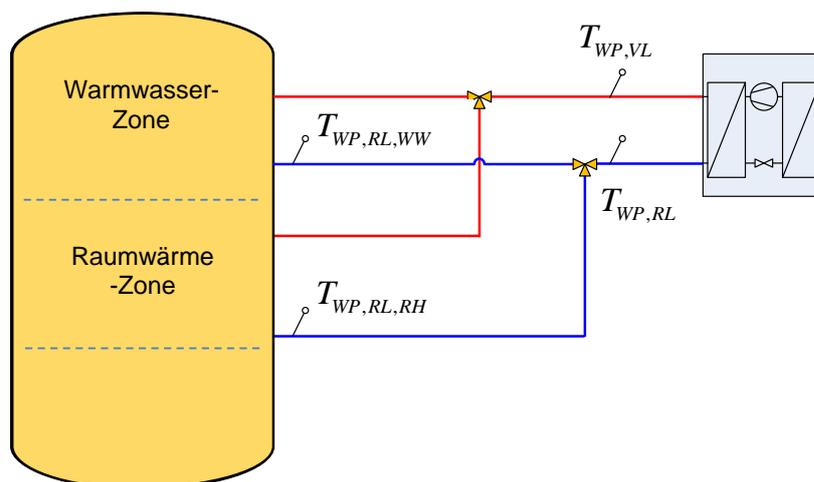


Abbildung 4.22: Position der Anlegefühler zur Messung der Rücklauftemperatur der WP.

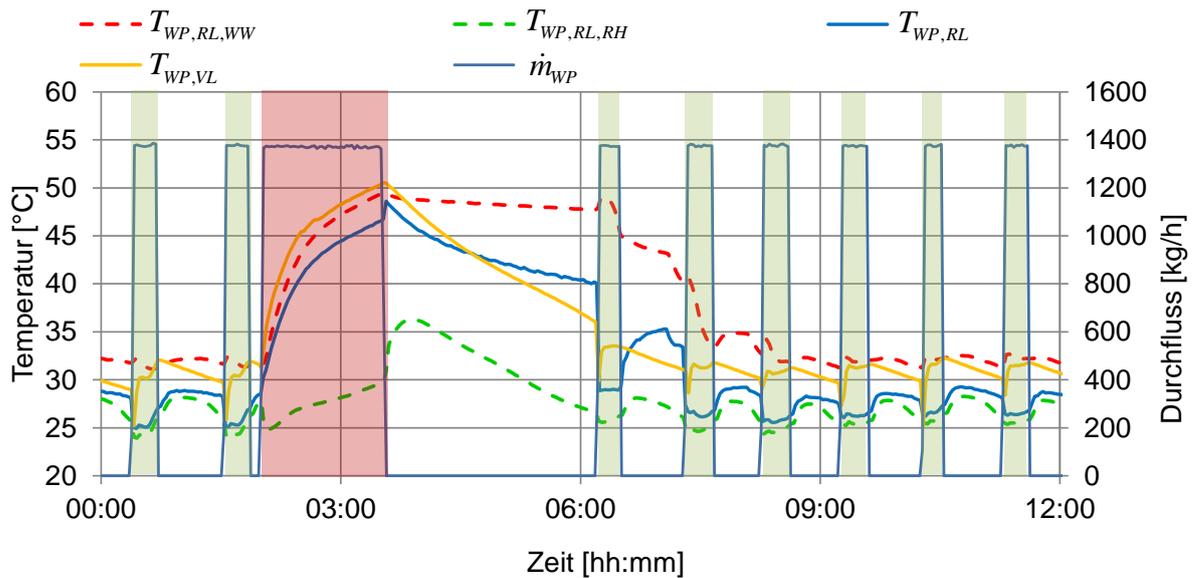


Abbildung 4.23: Wärmepumpen Vor- und Rücklauftemperaturen im Test mit fehlerhafter Ventilposition.

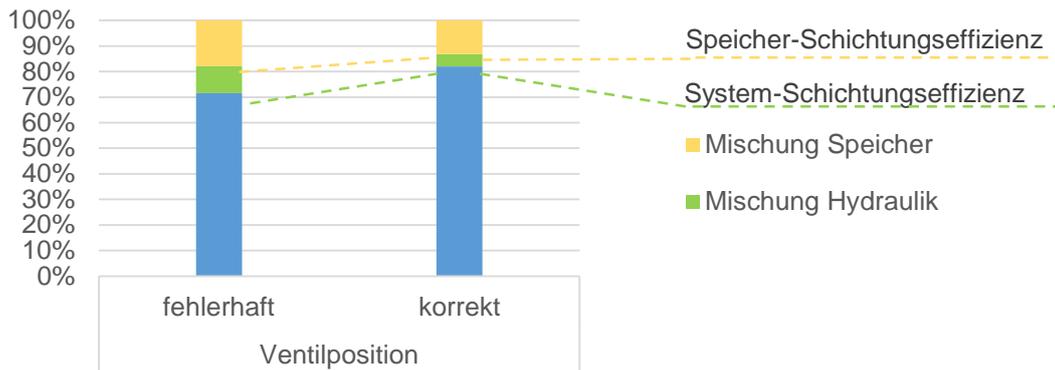


Abbildung 4.24: Einfluss eines fehlerhaften Umschaltventils auf die Schichtungseffizienz von Speicher und System. Durch die Beimischung im Rücklauf der Wärmepumpe verschlechtert sich das Ergebnis deutlich.

4.4 Diskussion der Ergebnisse der Schichtungstests

4.4.1 Schichtungseffizienz und Verluste

Der Bedarf an elektrischer Energie der Wärmepumpe korreliert sehr gut mit der Schichtungseffizienz des Wärmespeicher-Systems. Dagegen ist kein deutlicher Zusammenhang zu sehen zwischen den Wärmeverlusten der Speicher und dem elektrischen Energiebedarf der Wärmepumpe. Es kann deshalb mit gutem Grund angenommen werden, dass die Speicher-Schichtungseffizienz zumindest für Systeme mit Wärmepumpen wichtiger ist als der Speicher-Wärmeverlust. Allerdings muss dabei erwähnt werden, dass alle getesteten Speicher lückenlos nach dem Stand der Technik isoliert waren, und dass die Isolation auch die Rohrleitungen und Ventilkörper umfasste, welche innerhalb der Grenzen des getesteten Systems lagen. Zur Deckung der durchschnittlich 2 kWh an Verlusten wären mit der mittleren Arbeits-

zahl von 3.4 weniger als 0.6 kWh elektrische Energie nötig. Der Unterschied im elektrischen Energiebedarf der Wärmepumpe betrug jedoch mehr als 4.5 kWh.

4.4.2 Einfluss der Zeitfenster

Die Vorgabe von Zeitfenster für die WW-Bereitung führt generell zu niedrigeren Werten für das WW-Verhältnis, so dass die Wärmepumpe nicht mehr als nötig bei hohen Temperaturen betrieben werden muss. Diese Zeitfenster können jedoch durch den Installateur – oder auch den Endkunden – jederzeit gelöscht oder grosszügiger programmiert werden. Deshalb sollte aus Sicht der Autoren ein Kombispeicher auch ohne WW-Zeitfenster inhärent gute Resultate erzielen können. Mit Speicher C konnte gezeigt werden, dass dies möglich ist. Für die meisten Speicher verführte jedoch der Verzicht auf WW-Zeitfenster zu deutlich tieferer Schichtungseffizienz.

4.4.3 Einfluss der Wärmepumpen-Leistung auf die Schichtungseffizienz

Aus einem Test mit einer bestimmten Leistung und einem bestimmten Volumenstrom für die Wärmepumpen-Beladung kann auf bessere Resultate mit geringerer Leistung, respektive geringerem Volumenstrom geschlossen werden. Es ist jedoch keine Aussage möglich, wie sehr sich die Resultate verschlechtern, wenn eine grössere Leistung und grössere Volumenströme gefahren werden.

4.4.4 Warmwasserbereitung mit Frischwassermodulen

Die Verwendung eines Frischwassermoduls wirkte sich tendenziell negativ auf den Solarertrag aus. Dennoch zeigte eines der Speicher-Systeme mit Frischwassermodul auch gute Solarerträge, und Speicher C zeigte, dass auch – oder gerade – mit Frischwassermodul ein konstant gutes Ergebnis unter allen Testbedingungen erreicht werden kann. Es wurde jedoch auch festgestellt, dass ein System mit Frischwassermodul sehr ineffizient sein kann, wenn der Temperatursollwert ungeschickt parametrisiert wird, und die Regelung nicht genügend schlau ist, um zu erkennen, dass der Sollwert mit den aktuellen Speichertemperaturen gar nicht erreicht werden kann.

4.4.5 Ergebnisse der Speicherschichtungstests

Es wurde gezeigt, dass ein Speicher, der unter Standardbedingungen gut funktioniert, dies nicht zwangsläufig auch unter anderen Bedingungen tut. Jedoch liefert ein Speicher, der ohne WW-Zeitfenster eine hohe Schichtungseffizienz erreicht, auch mit der Vorgabe von Zeitfenster ein gutes Ergebnis. Deshalb sind die wichtigsten Resultate aus Sicht der Autoren jene die ohne Warmwasser-Zeitfenster gemessen werden.

Das Schichtungsverhalten von Kombispeichern hat einen bedeutenden Einfluss auf die Effizienz der gesamten Heizungsanlage. Dies wurde durch die gezeigten Messresultate bestätigt. Durch die neue Methode, die in den Messungen angewandt wurde, kann die Schichtungseffizienz nun mit einer einzigen Kennzahl quantifiziert werden. Dabei sind die Resultate innert kurzer Zeit und mit einer hohen Reproduzierbarkeit verfügbar.

5 CFD-Simulationen direkter radialer Speichereintritte

Im Projekt StorEx wurden einerseits Messungen an Speichern durchgeführt um deren Schichtungseffizienz und Wärmepumpentauglichkeit zu testen, andererseits wurden aber auch Strömungssimulationen (CFD-Simulationen) durchgeführt, um den Einfluss direkter Speicherbeladungen bei verschiedenen Massenströmen, mit und ohne Massnahmen zur Strömungsberuhigung, zu ermitteln.

5.1 Frühere Untersuchungen zum Thema

Numerische Strömungssimulationen (Computational Fluid Dynamics - CFD) wurden bereits in früheren Studien eingesetzt, um den Einfluss der Geometrie des Einlasses und des Massenstroms direkter Speicherbeladungen auf die Speicherschichtung zu untersuchen. Meist lag der Fokus dabei jedoch auf Anschlüssen ganz oben oder ganz unten am Speicher (siehe Abschnitt 2.3.2). Nur wenige Studien haben sich bisher mit Speicher-Anschlüssen auseinandergesetzt, welche etwa in halber Höhe eines ca. 800 Liter grossen Kombi-Speichers platziert ist, und der von einem Wärmeerzeuger (zum Beispiel Wärmepumpe) für das Beladen der Raumwärmezone des Speichers verwendet wird. Dieser Speicher-Anschluss ist jedoch sehr wichtig für die Schichtungseffizienz von Solar-Wärmepumpen-Systemen. Wenn die Bewirtschaftung des mittleren Speicherbereichs auf dem Temperaturniveau einer Fussbodenheizung zu einer Störung des oberen Speicherbereichs führt, welcher als Warmwasser-Reserve konzipiert ist, dann wechselt die Wärmepumpe mehr als nötig auf WW-Nachladung und liefert einen grösseren Anteil der Energie auf einem höheren Temperaturniveau als nötig. Dies führt zu einer deutlichen Reduktion der System-Effizienz, respektive der Jahresarbeitszahl.

5.2 Methoden

Für die Simulationen wurde ANSYS CFX (Workbench 14.0 and 14.5.7) benutzt. 3D Geometrien wurden in NX6 von Siemens erstellt.

Das Volumen des simulierten zylindrischen Speichers war 800 l, der Ausgangszustand war 50 °C (für WW) in der oberen Hälfte und 30 °C (für RH) in der unteren Hälfte des Speichers. Der Anschluss für den Fluid-Eintritt hat einen inneren Durchmesser von 2 Zoll (2" i.d.) und befindet sich auf halber Speicherhöhe. Die Temperatur des Fluides am Eintritt war konstant 30 °C. Basierend auf der Annahme einer 10 kW Wärmepumpe mit einer Temperaturerhöhung von 5 K wurden 1800 kg/h als maximaler Massenstrom angenommen.

Die Simulationsergebnisse wurden nach einer Stunde simulierter Realzeit evaluiert.

5.2.1 Erste Simulationsserie

Eine erste Simulationsserie wurde durchgeführt um sowohl den Einfluss verschiedener Massenströme am mittleren Speichereintritt als auch den Einfluss der geometrischen Gestaltung des Eintritts zu ermitteln.

Ein Tetraeder-Netz wurde verwendet in der Eintritts- und Austrittsregion des Speichers (Höhe 0.25 bis 1.1 m) und ein Hexaeder-Netz in den Regionen die weiter entfernt sind von der Eintrittsregion (Abbildung 5.1, rechts). Eine Netzstudie zeigte, dass die Resultate sich signifi-

kant veränderten, wenn die Netzgröße von 20 mm auf 15 mm reduziert wurde in der Eintrittsregion, respektive von 40 mm auf 30 mm in den weiter entfernten Regionen. Eine weitere Reduktion der Maschenweite zeigte nur noch geringfügige Änderungen in den Resultaten. Das "shear stress transport" (SST) Modell wurde verwendet mit den Standard-Einstellungen von ANSYS CFX.

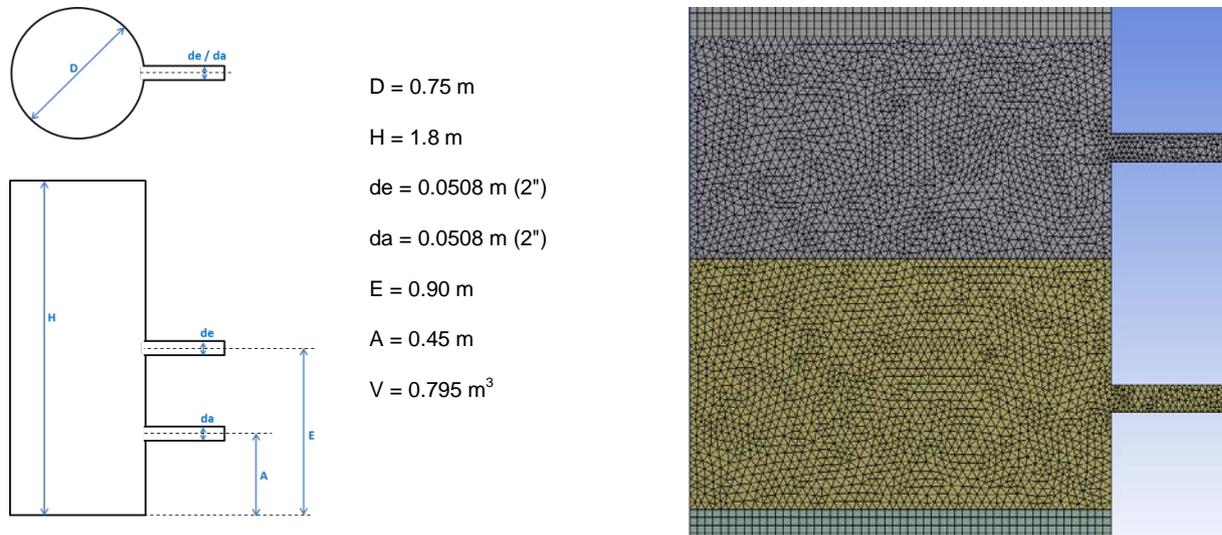


Abbildung 5.1: Dimensionen und Ausschnitt der Vernetzung für die erste Simulationsserie.

Es wurden die folgenden Vereinfachungen gemacht:

- Unter Ausnützung der Symmetrie des Speichers wurde nur die Hälfte des Speichervolumens simuliert – ein Vergleich mit einer Simulation des vollen Speichervolumens zeigte keine nennenswerten Differenzen
- Die Speicherwand wurde nicht simuliert, sondern nur der Wasserkörper mit "no slip conditions" an dessen Begrenzung
- Die Grenzen des Wasserkörpers wurden als adiabatisch angenommen, und damit keine Wärmeverluste an die Umgebung simuliert.

Das Ziel der Studie war nicht, die Realität so genau wie möglich abzubilden, sondern den Einfluss von Turbulenzen, welche vom eintretenden Fluid verursacht werden, abzuschätzen. Wenn möglich sollten dabei andere beeinflussende Faktoren ausgeschaltet werden. Es wurde angenommen, dass für den Zweck der Analyse des Einflusses von Eintritts-Massenstrom und geometrischem Design des Einlasses in den Speicher die gemachten Vereinfachungen keinen signifikanten Einfluss haben. Diese ersten Simulationsserien wurden durchgeführt von Huggenberger (2013) und von Kaufmann (2013).

5.2.2 Labormessungen und zweite Simulationsserie

Labormessungen wurden mit einem 750 Liter Speicher wie in Abbildung 5.2b dargestellt durchgeführt. Der Speicher verfügte über eine Inspektionsöffnung für das Anbringen und Entfernen von Massnahmen zur Strömungsberuhigung im Innern des Speichers.

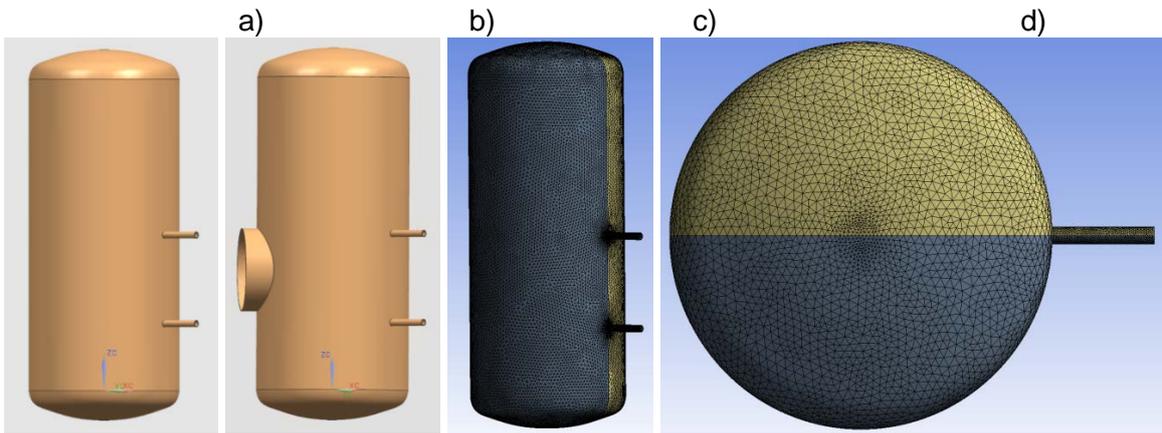


Abbildung 5.2: Der Speicher ohne (a) und mit (b) Inspektionsöffnung sowie das Tetraeder-Netz in Seitenansicht (c) und Vogelperspektive (d).

Die Teststand-Hydraulik und die installierten Messmittel sind in Abbildung 5.3 dargestellt. Die Sensoren und deren Genauigkeit sind in Tabelle 5.1 aufgeführt.

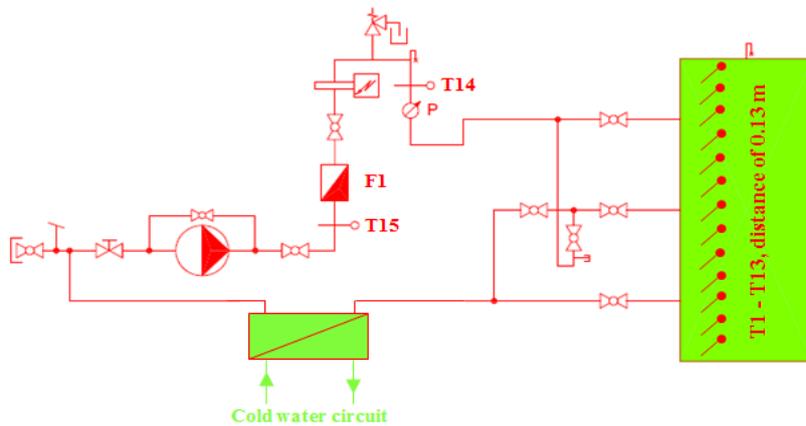


Abbildung 5.3: Rohrleitungs- und Instrumentierungs-Schema (R&I) von Teststand und Speicher.

Tabelle 5.1: Messmittel und deren Mess-Unsicherheiten.

Sensor	Sensor-Typ	Genauigkeit
T1 – T13	Widerstands-Tempersensoren PT100 als Tauchfühler	± 0.1 K
T14 – T15	Widerstands-Tempersensoren PT100 als Tauchfühler	± 0.1 K
F1	Volumenstrommessung magnetisch induktiv (MID)	± 0.5 %

Die folgende Prozedur wurde angewendet für die Ermittlung der Störung der Warmwasser-Zone durch eintretendes, kälteres Fluid auf halber Speicherhöhe:

1. Leeren des Speichers; Anbringen oder Entfernen von Prallplatten und Eintritts-Rohren nach Bedarf; und Füllen des Speichers bei gleichzeitigem Entlüften

2. Aufheizen des gesamten Speichers auf 30 °C (± 1.5 K) mit dem angeschlossenen Fluidkreislauf
3. 10 min Wartezeit
4. Laden des Speichers mit 50 °C Eintrittstemperatur durch den obersten Anschluss, bei gleichzeitiger Entnahme des Rücklaufs durch den mittleren Anschluss, mit 0.5 kg/s Massenstrom, für exakt eine Stunde
5. 10 min Wartezeit
6. Wechseln auf 30 °C Eintrittstemperatur am mittleren Anschluss, mit Entnahme auf 25 % der relativen Speicherhöhe, und konstantem Massenstrom, der je nach Versuch unterschiedlich ist
7. Stoppen des Massenstroms nach einer Stunde

Die CFD-Simulationen wurden angepasst auf die Labor-Experimente. Im speziellen wichen sie in den folgenden Punkten von der ersten Serie von CFD-Simulationen ab:

- Die Geometrie des Speichers wurde von einem exakten Zylinder geändert auf einen Zylinder mit gerundeten Klöpperböden wie in Abbildung 5.2 gezeigt. Das Netz musste neu erstellt werden und wurde durchgehend mit Tetraedern und einer Maschenweite von 20 mm erstellt.
- Der Speicher wurde einmal mit und einmal ohne Inspektionsloch simuliert für den Fall einer direkten Speichereintrittsöffnung von 2" ohne Prallplatte. Das Inspektionsloch hatte keinen sichtbaren Einfluss auf die Resultate nach einer Stunde, weder bei Simulation mit 0.5 noch mit 0.125 kg/s Massenstrom.
- Der Eintritts-Durchmesser wurde geändert von 2" (erste Simulationsserie) auf 1", da letzteres eher den im Markt üblichen Anschlussgrößen entspricht.
- Der Speicher wurde einmal mit und einmal ohne die Speicherwand simuliert. Simulationen mit Speicherwand beinhalteten sowohl die Wärmeleitung in der Speicherwand als auch die Wärmeverluste über die Speicherwand an die Umgebung. Die Netzgröße in der Speicherwand war 10 mm, und das Netz des Wasserkörpers wurde gegen die Wand kontinuierlich reduziert, um einen nahtlosen Übergang mit der geringeren Netzweite der Speicherwand zu schaffen. Speicherverluste und Speicherwand hatten keinen signifikanten Einfluss auf die Ergebnisse.
- Der Speicher wurde einmal als voller Körper und einmal als Halbkörper simuliert (verschiedene farbliche Darstellung in Abbildung 5.2 c+d), basierend auf der Symmetrie des Speichers ohne Inspektionsöffnung. Es gab keine sichtbaren Unterschiede zwischen den Resultaten der beiden Varianten.

Die Resultate, welche für diese zweite Simulationsserie ausgewiesen werden, entsprechen Simulationen des ganzen Speicherkörpers mit Inspektionsöffnung und mit Speicherwand. Massenstrom und Temperaturen am Eintritt wurden als Textdatei vorgegeben und den Labor-Messungen angepasst, um exakt gleiche Bedingungen zu erhalten.

Labor-Experimente wurden durchgeführt mit und ohne Eintrittsberuhigung wie in Abbildung 5.4 gezeigt. Alle Experimente wurden mit Massenströmen von 450, 900 und 1800 kg/h durchgeführt. Sowohl die Labor-Experimente als auch die Simulationen der zweiten Serie wurden durchgeführt von Lötcher & Podhradsky (2014).

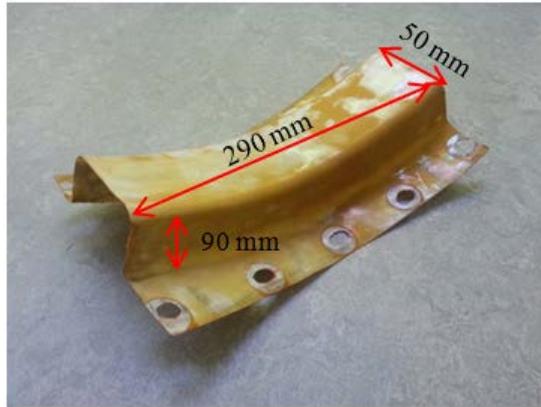


Abbildung 5.4: Prallplatte zur Strömungsberuhigung innerhalb des Speichers.

5.2.3 Dritte Simulationsserie

In einer dritten Simulationsserie wurde versucht, Unterschieden zwischen den bis dahin gemachten Simulationen und den Labor-Messungen ausfindig zu machen, respektive Simulationseinstellungen zu finden, welche die gemessenen Resultate noch genauer abbilden können. Gleichzeitig wurden zusätzlich Simulationen durchgeführt, um zu allgemeineren Aussagen und Empfehlungen zu gelangen. Dabei wurden die folgenden Vereinfachungen übernommen oder wieder eingeführt:

- Der Speicher wurde als adiabat betrachtet, Wärmeverluste über die Wand an die Umgebung wurden vernachlässigt
- Wärmeleitung in der Speicherwand wurde vernachlässigt. Die Untersuchungen von (Lötischer & Podhradsky 2014) zeigten, dass diese im Vergleich zu den internen Mischeffekten beim betrachteten Problem vernachlässigt werden können. Die Begrenzung des Wasserkörpers wurde als "no slip smooth wall" angenommen.
- Die Inspektionsöffnung wurde nicht abgebildet, auch hier haben die Untersuchungen von Lötischer & Podhradsky gezeigt, dass der Einfluss auf das betrachtete Problem vernachlässigbar ist.
- Die vertikale Symmetrieebene mit Schnitt durch die Speicher-Anschlüsse wurde ausgenutzt, und es wurde nur der halbe Speicher simuliert.

Diese Arbeiten der dritten Simulationsserie wurden von Corsin Gwerder durchgeführt.

5.3 Resultate der CFD-Simulationen und Labor-Messungen

Detailliertere Resultate aus den ersten beiden Simulationsserien wurden publiziert und präsentiert an der EuroSun 2014 in Freiburg i. Br. (Haller et al. 2014b). Die dritte Simulationsserie wurde zur Publikation eingereicht bei ASME Journal of Solar Energy Engineering.

5.3.1 Erste Simulationsserie

Verschieden Massnahmen zur Strömungsberuhigung (Abbildung 5.5) wurden simuliert mit einem Eintritts-Massenstrom von 450, 900 und 1800 kg/h. Einerseits wurden direkte horizontale Einströmungen durch 2" (HOR 2") und 4" (HOR 4") Rohre ohne spezielle Vorrichtungen zur Eintrittsberuhigung simuliert, andererseits wurden verschiedene Geometrien zur Strömungsberuhigung wie in Abbildung 5.5 gezeigt simuliert. Diese Simulationen wurden durchgeführt von Huggenberger (2013).

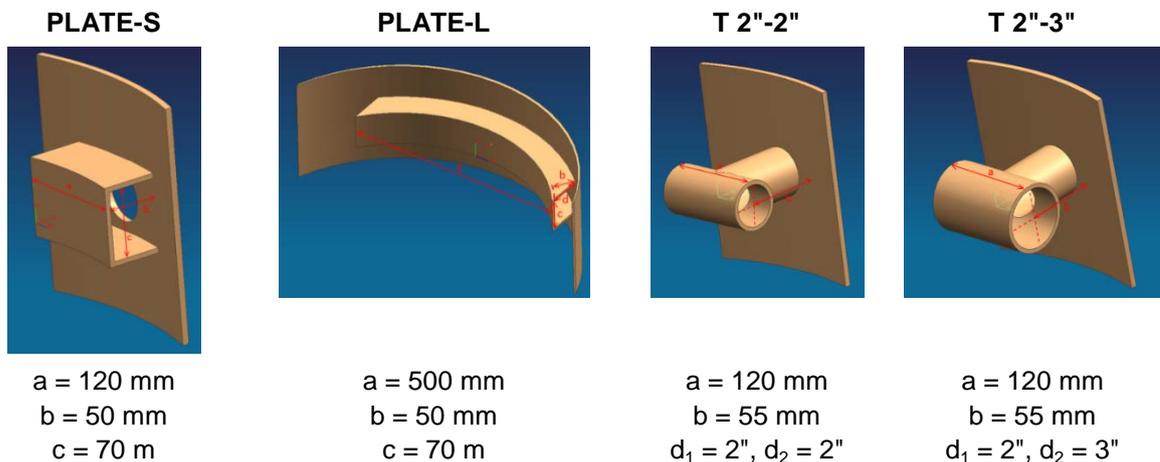


Abbildung 5.5: Verschiedene Massnahmen zur Strömungsberuhigung und deren Dimensionen.

Abbildung 5.6 zeigt Resultate nach einer Stunde Bewirtschaftung des unteren Bereichs mit Eintrittstemperatur von 30 °C auf halber Speicherhöhe mit verschiedenen Massenströmen. Die resultierende Störung der Speicherschichtung ist – wie zu erwarten war – einerseits klar abhängig von den Massenströmen und andererseits von den Strömungsberuhigungsmassnahmen. Massenströme von 450 kg/h entsprechen mittleren Fliessgeschwindigkeiten von 0.064 m/s für ein 2" Rohr. Für solch geringe Eintrittsgeschwindigkeiten ist keine grosse Differenz zwischen Varianten mit und ohne Strömungsberuhigung sichtbar. Schon mit 900 kg/h (0.127 m/s) führt jedoch der direkte horizontale Anschluss ohne Strömungsberuhigung zu sichtbar negativer Beeinflussung der Schichtung. Diese Störung des warmen Speicherbereichs wird effektiv verhindert durch einen grösseren Eintrittsquerschnitt von 4", oder durch eine Prallplatte (PLATE-L), welche den hydraulischen Durchmesser von 2" (50 mm) auf 120 mm vergrössert⁹. Im Gegensatz zu allen anderen Geometrien führt PLATE-L auch bei höherem Massenstrom von 1800 kg/h nicht zu einer signifikanten Störung des oberen Speicherbereichs. Für diesen Massenstrom ist die durchschnittliche Geschwindigkeit für den Öffnungsquerschnitt von PLATE-L 0.07 m/s. Interessanterweise führen kürzere Beruhigungsstrecken desselben Durchmessers (PLATE-S) oder T-Stücke mit kürzeren Schenkellängen (T 2"-2" und T 2"-3") nicht zu einer annähernd gleich guten Schichterhaltung, obwohl zum Beispiel die durchschnittliche Geschwindigkeit im Öffnungsquerschnitt von T 2"-3" nur 0.06 m/s beträgt.

⁹ Der hydraulische Durchmesser wurde berechnet als $d = 2 \cdot 4 \cdot \text{Fläche} / \text{Umfang}$, wobei sich der Faktor zwei aus der Aufteilung auf zwei Kanal-Schenkel ergibt.

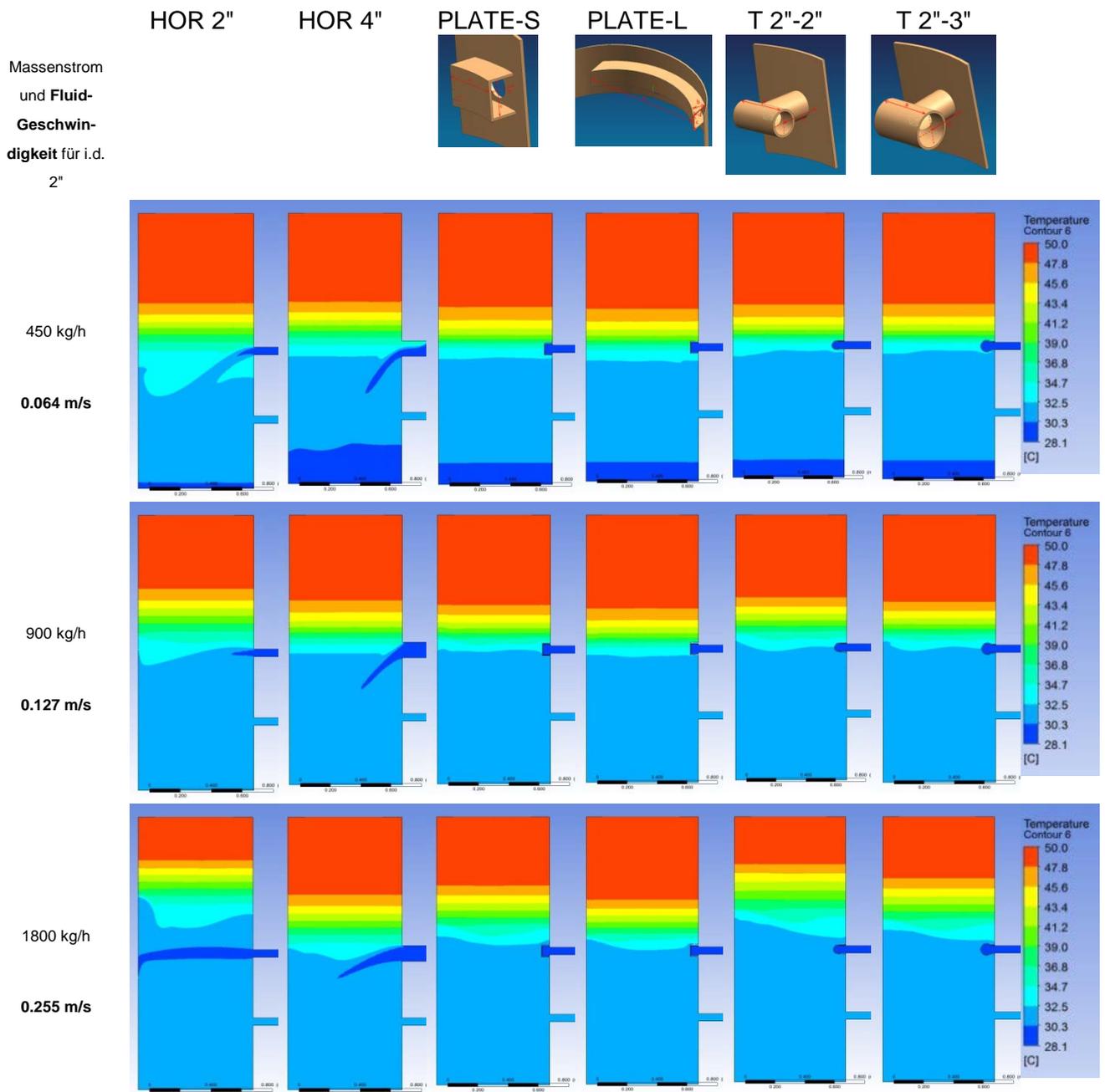


Abbildung 5.6: CFD Simulationen eines zu Beginn geschichteten Speichers (oben 50 °C, unten 30 °C) mit Eintritt (\varnothing 2", 30 °C) auf halber Speicherhöhe; Zustand nach einer Stunde simulierter Einströmung mit verschiedenen Massenströmen und Eintritts-Geometrien. Die Eintritts-Geschwindigkeit ist jeweils exemplarisch aufgeführt für ein Rohr mit 2" i.d.

Simulationsergebnisse für PLATE-S und PLATE-L sowie Ergebnisse für T 2"-3" in Abbildung 5.7 zeigen klar, dass nicht nur der hydraulische Querschnitt der Eintrittsöffnung oder die durchschnittliche Geschwindigkeit des eintretenden Fluides entscheidend sind, sondern offensichtlich – und nicht überraschend – auch die Länge der Beruhigungsstrecke. Diese war für PLATE-L deutlich länger als für die anderen untersuchten Geometrien. Aus diesem Grund untersuchte Kaufmann (2013) den Einfluss der Länge der Beruhigungsstrecke detaillierter, und simulierte T-Stücke 2"-3" mit unterschiedlich langen Schenkeln (Abbildung 5.8).

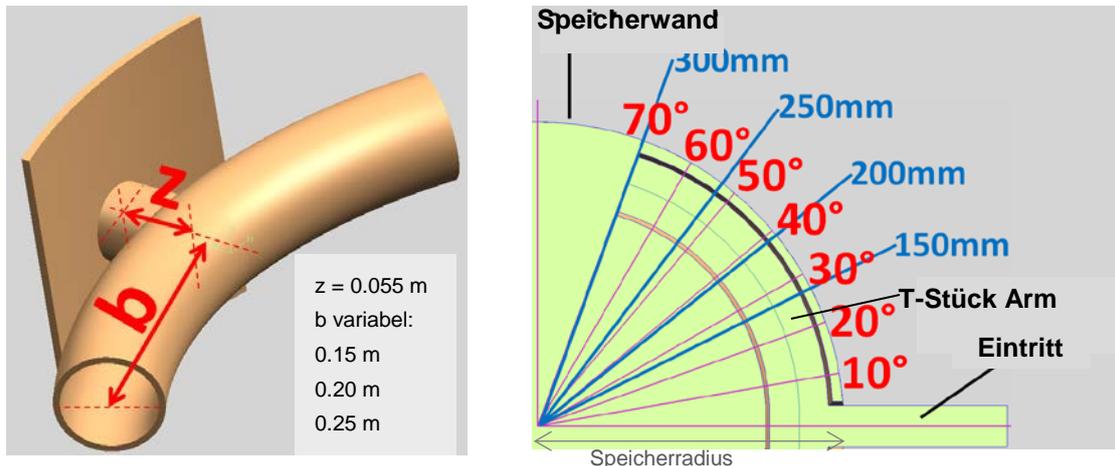


Abbildung 5.7: T-Stück 2''-3'' mit verschiedenen Längen für die beiden Schenkel (links) und Schnittflächen durch das Rohr (rechts) zur Evaluierung der Strömungsprofile nach verschiedenen Weglängen im Rohr.

Die unterschiedliche Temperaturverteilung im Speicher nach einer Stunde bei Massenstrom 1800 kg/h wird in Abbildung 5.8 für T-Stücke mit verschiedenen langen Schenkeln gezeigt. Eine Verlängerung der Schenkel von 0.15 m auf 0.2 m reduzierte die Störung der warmen Zone deutlich. Eine weitere Verlängerung der Schenkel brachte jedoch nur noch eine marginale Verbesserung.

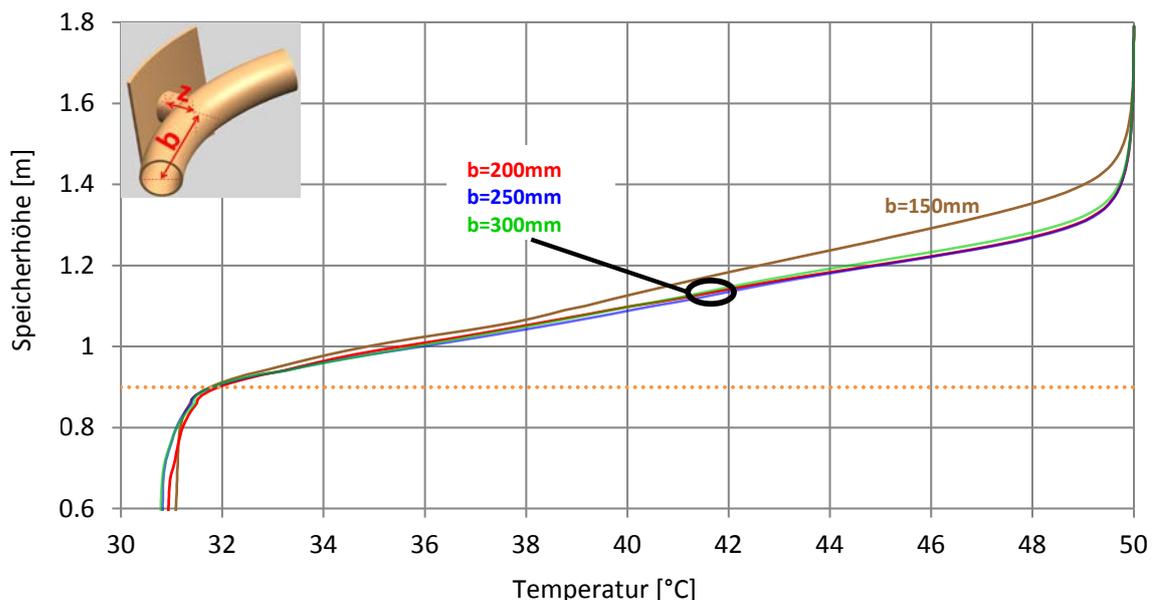


Abbildung 5.8: Temperaturkurven in Abhängigkeit der Speicherhöhe nach einer Stunde Simulation mit Massenstrom 1800 kg/h und verschiedenen Längen b für die Schenkel der T-Stücke.

Abbildung 5.9 zeigt, dass das Geschwindigkeitsprofil im T-Stück nicht homogen und die Strömung noch nicht gut entwickelt ist für Winkel unter 40 ° (0.25 m Schenkellänge). Bereits nach 0.2 m Schenkellänge war jedoch in der Simulation keine weitere Verbesserung der Schichtung durch Verlängerung der Schenkel erreicht worden. Die maximale Geschwindigkeit, welche aus den Profilen bei dieser Schenkellänge herausgelesen werden kann, ist ungefähr 0.12 m/s.

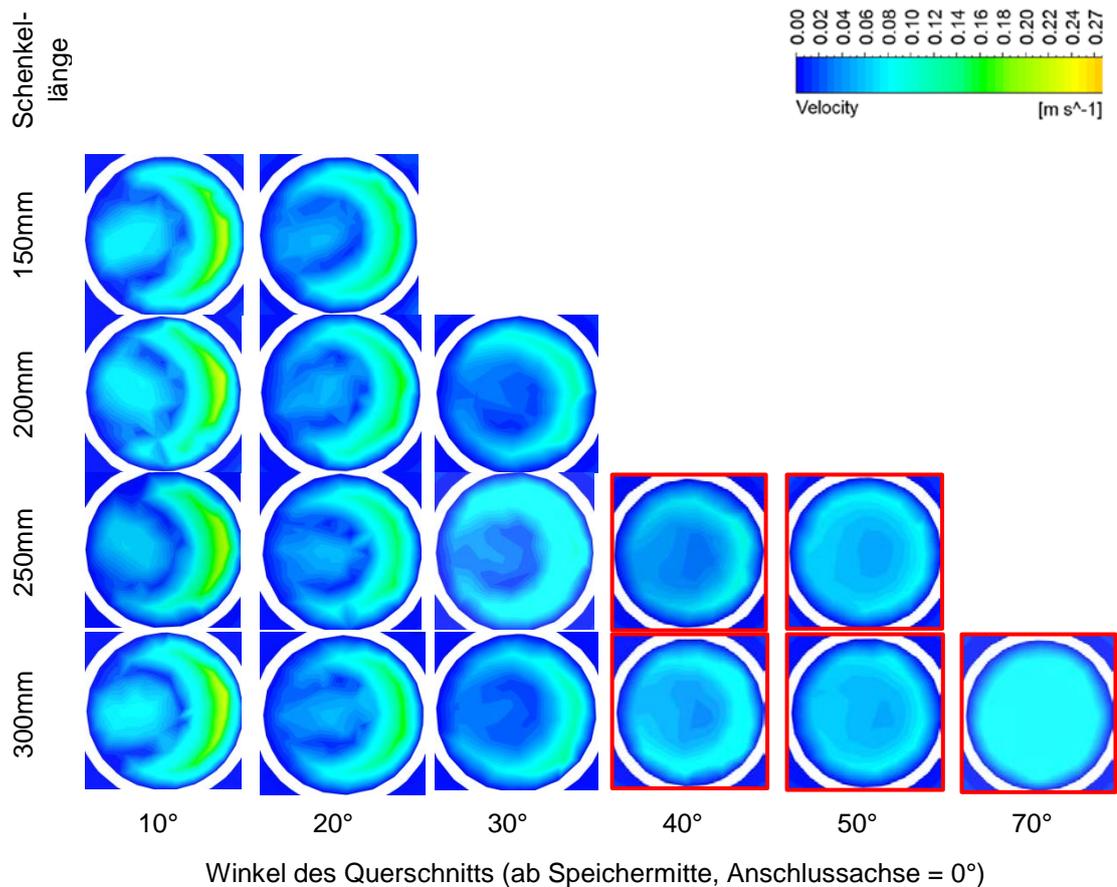


Abbildung 5.9: Geschwindigkeitsprofile in Abhängigkeit der Weglänge im Schenkel des T-Stücks (vgl. Abbildung 5.7) für Massenstrom von 1800 kg/h.

5.3.2 Zweite Serie Simulationen und Vergleich mit Labor-Messungen

Ein Vergleich von CFD-Simulationen mit Labor-Messdaten (Abbildung 5.10) zeigt, dass die Simulationen die Geschwindigkeit, mit der die Sprungschicht weiter nach oben im Speicher wandert, und damit die Abnahme des warm gehaltenen Volumens im Speicher, korrekt wiedergeben. Jedoch bleibt der Temperaturgradient der Sprungschicht im Labor weit besser erhalten als in den Simulationen.

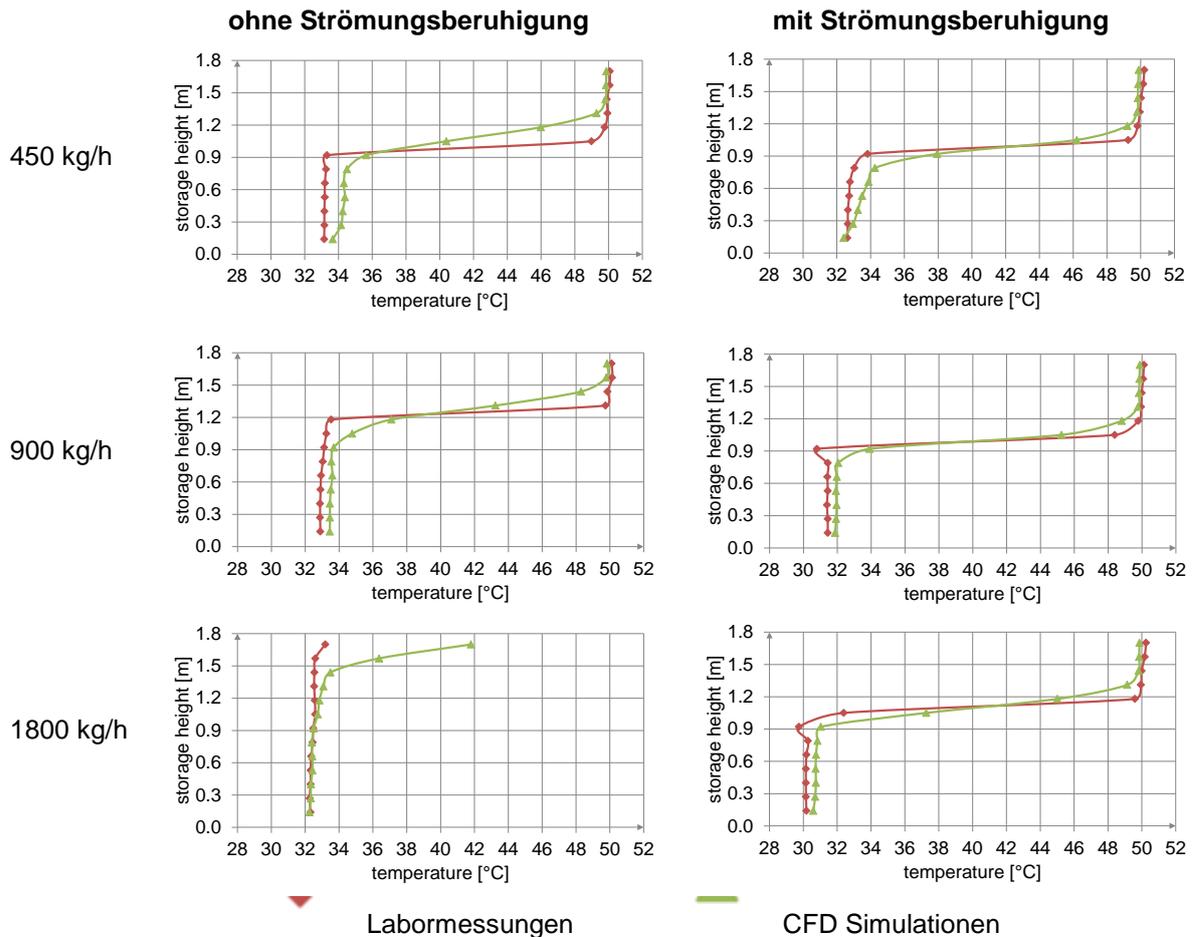


Abbildung 5.10: Temperaturverteilung im Speicher nach einer Stunde: Vergleich zwischen Labor-Experimenten und CFD-Simulationen mit und ohne Strömungsberuhigung, für Eintrittsmassenströme von 450 – 1800 kg/h (Haller et al. 2014b).

5.3.3 Dritte Serie Simulationen

In der dritten Simulationsserie wurden verschiedene Turbulenzmodelle miteinander verglichen. Es wurde dabei festgestellt, dass die Differenz zwischen Messung und Simulation bezüglich der Steilheit des Temperaturgradienten durch die Wahl von *Shear Stress Transport – Scala Adaptive Simulation STT-SAS* weitgehend behoben werden konnte. Gleichzeitig wurde in dieser Arbeit aufgezeigt, dass die Reynolds-Zahl, ermittelt auf Grund des hydraulischen Durchmessers beim Eintritt des Fluides in den Speicher, ein besseres Kriterium ist als die Angabe einer maximalen Geschwindigkeit des Fluides am Eintritt. Voraussetzung ist allerdings, dass die Beruhigungsstrecke nach der letzten Fliessquerschnitts-Erweiterung oder Umlenkung des Fluides genügend lange ist, so dass von einer weitgehend ausgebildeten – jedoch nicht unbedingt voll ausgebildeten - Strömung ausgegangen werden kann. Es sollten am Austritt keine lokal erhöhten Geschwindigkeiten mehr auftreten. Weitere Details zu diesen Resultaten werden publiziert in Gwerder et al. (eingereicht bei ASME J.Sol.En.Eng.).

6 Allgemeine Schlussfolgerungen

6.1 Speicher-Schichtungs-Tests

Neu kann das Schichtungsverhalten solarer Kombispeicher repräsentativ und vergleichbar unter realitätsnahen Bedingungen gemessen und mit einer einzigen aussagekräftigen Zahl quantifiziert werden.

Es wurden sechs verschiedene Kombispeicher mit der neu entwickelten Testmethode zur Bestimmung der Schichtungseffizienz ausgemessen. Es zeigt sich, dass die Methode verlässliche, reproduzierbare und aussagekräftige Ergebnisse innerhalb kurzer Zeit liefert. Erkenntnisse, die durch die Messungen gezeigt bzw. belegt werden konnten sind:

- **Es gibt einen eindeutigen Zusammenhang zwischen der Schichtungseffizienz eines Speichers, inklusive der zugehörigen Hydraulik, und dem Bedarf an elektrischer Energie einer Wärmepumpe.**
- **Der Einfluss der Schichtungseffizienz auf den Bedarf an elektrischer Energie eines Wärmepumpensystems ist deutlich grösser, als der Einfluss der thermischen Verluste des Speichers. Eine Reduktion der Schichtungseffizienz um 10% führt bei einer Standard-Heizlast zu einer Erhöhung der elektrischen Energie um 16%.**
- **Ein Speicher, der unter Standardbedingungen mit 8 kW Wärmepumpe und Warmwasser-Zeitfenster gute Ergebnisse erzielt, tut dies nicht zwangsläufig auch unter anderen Randbedingungen, das heisst mit höherer Wärmepumpen-Leistung oder ohne Warmwasser-Zeitfenster.**
- **Warmwasser-Zeitfenster können die energetische Performance entscheidend verbessern. Damit werden die Ergebnisse, die im BFE Projekt Sol-Heap auf Systemebene ermittelt wurden, bestätigt.**

Die Speicherschichtung, respektive die exergetische Effizienz von Wärmespeicher-Prozessen, ist eine bis anhin viel zu wenig beachtete Eigenschaft von Wärmespeichern und deren Einbindung ins System. Für eine Solarwärmeanlage in Kombination mit Wärmepumpe und Kombispeicher kann die Frage der Speicherschichtung deutlich grössere Auswirkungen auf die System-Performance haben, als die Frage, ob die Solaranlage funktionsfähig ist oder nicht. Führt man sich dies vor Augen, so ist es überraschend, dass es bis vor kurzem keine Testverfahren gab, um die Speicherschichtung zuverlässig und realitätsnah zu bestimmen.

6.2 Empfehlungen aus den CFD-Simulationen

Auf Grund der im Labor validierten CFD-Simulationen können die folgenden einfachen Empfehlungen gemacht werden:

- **Am Austritt des Strömungskanals sollte Reynolds < 5000 erreicht werden**
- **Nach der letzten Strömungsumlenkung oder Querschnittserweiterung sollte die Beruhigungsstrecke eine minimale Länge von 3 – 6 Mal dem hydraulischen Querschnitt aufweisen.**

Die hydraulischen Durchmesser von Strömungskanälen, welche einer Reynolds-Zahl von 3000 – 5000 entsprechen, können in Abhängigkeit der Temperatur und des Volumenstroms aus Abbildung 6.1 abgelesen werden. Eine Validierung dieser Empfehlungen liegt derzeit nur für Temperaturen des eintretenden Fluides von 30 °C sowie für einen Speicher mit einem Durchmesser von ca. 80 cm vor.

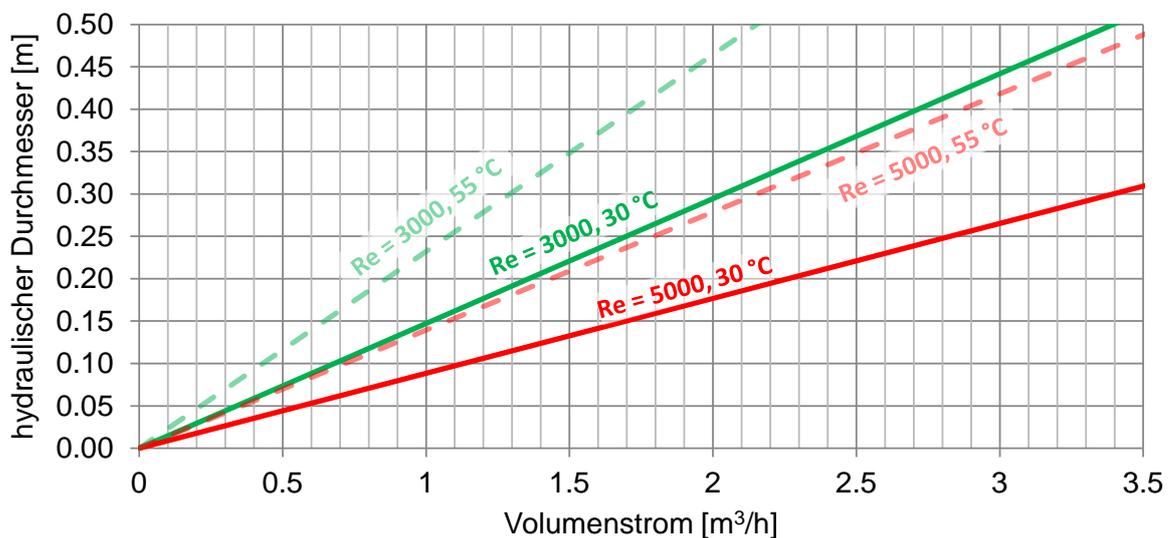


Abbildung 6.1: Reynolds-Zahlen für verschiedene Volumenströme und hydraulische Durchmesser in Abhängigkeit der Temperatur.

7 Ausblick

7.1 Kennzahl für die Schichtungs-Effizienz von Wärmespeicher

In Zukunft sollen Speicher-Hersteller und System-Anbieter gegenüber ihren Kunden Auskunft über die Schichtungseffizienz ihrer Wärmespeicher geben können. Deshalb setzt sich das SPF Institut für Solartechnik dafür ein, dass Zertifikate und Zertifizier-Vorschriften für die Speicher-Schichtungs-Tests erstellt und publiziert werden können. Dies soll dazu führen, dass am Markt die besseren Speicher auch einen Vorteil gegenüber ihrer Konkurrenz haben.

Grenzwerte für Wärmeverluste haben inzwischen Einzug gehalten in die nationale und internationale Normierung. Durch das Einführen von zusätzlichen Grenzwerten oder Zielgrössen für die Speicherschichtung könnte ein wesentlicher Beitrag an die Energiewende geleistet werden. Dies gilt insbesondere für Prozesse mit wenig oder keinen Exergiereserven, sogenannte Low Exergy Prozesse, zu denen Wärmepumpen, Wärmerückgewinnung und Solarwärme zählen.

7.2 Generelle Empfehlungen für die Gestaltung von Speicher-Eintritten

Generalisierte Empfehlungen für die Gestaltung der direkten Speicherbeladung wurden in dieser Arbeit erstmals für Speicher mit einer Grösse $< 1 \text{ m}^3$ und für den Temperaturbereich von 30 °C erarbeitet. Weitere Arbeiten sind notwendig, um die Übertragbarkeit dieser Empfehlungen auf grössere Speicher und auf andere Temperaturen - zum Beispiel für industrielle Prozesswärme und -kälte - zu übertragen.

8 Abkürzungsverzeichnis

Die im Bericht verwendeten Abkürzungen sind hier dargestellt.

CFD	computational fluid dynamics (Strömungssimulation)
COP	coefficient of performance (Leistungszahl)
EES	Engineering Equations Solver
EU	Europäische Union
FprEN	endgültiger Entwurf einer Europäischen Norm
FWM	Frischwassermodul
MID	magnetisch-induktive Durchflussmessung
o. D.	ohne Dimension
RH	Raumheizung
WP	Wärmepumpe
WW	Warmwasser
SFH	single family house (Einfamilienhaus)
SPF	Institut für Solartechnik
SST	shear stress transport

9 Symbolverzeichnis

Im Folgenden sind Symbole aufgeführt, die in der vorliegenden Arbeit verwendet wurden. Die Symbole sind alphabetisch sortiert, zunächst nach lateinischen Buchstaben, anschließend nach griechischen.

9.1 Symbole

A	Fläche	m^2
a_1	linearer Wärmeverlustkoeffizient	$W/(m^2K)$
a_2	quadratischer Wärmeverlustkoeffizient	$W/(m^2K^2)$
c	spezifische Wärmekapazität	$J/(kgK)$
C	Wärmekapazität	J/K
\dot{C}	Kapazitätsflussrate	$J/(hK)$
cp	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	$J/(kgK)$
dp	Druckdifferenz	Pa
h	spezifische Enthalpie	J/kg
\dot{m}	Massenstrom	kg/h
NTU	Number of Transfer Units (Zahl der Übertragungseinheiten)	-
Q	Wärmemenge	J
s	spezifische Entropie	$J/(kgK)$
S	Entropie	J/K

\dot{S}	Entropiestrom	J/(hK)
t	Zeit	s
T	Temperatur	°C
u	Fehler	o. D.
UA	temperaturabhängiger Wärmeverlustkoeffizient	W/K
V	Volumen	m ³
\dot{V}	Volumenstrom	m ³ /h
W	Arbeit	J
Δ	Differenz	-
ε	Wärmeübertrager Effektivität	-
η	Wirkungsgrad	-
λ	Wärmeleitfähigkeit	W/(mK)
ϑ	Temperatur	°C
Θ	Temperatur	°C
ρ	Dichte	kg/m ³
σ	Standardabweichung	%
ξ	Exergie	J
ζ	Effizienz	-

9.2 Indizes

A	Nachheizung
amb	Umgebung
avg	Durchschnitt
B	Gebäude
C	Kollektor
coll	Kollektor
cond	Kondensator
const	Konstant
d	Tag
D	Warmwasser
el	elektrisch
emp	empirisch
exp	experimental
flow	Vorlauf
gen	generiert
irr	irreversibel
HK	Heizkreis
in	Eintritt
inf	unendlich
irr	irreversibel

Verlust	Verluste
max	Maximal
min	minimum
ms	gemessen
nom	nominal
out	Austritt
par	parasitär
pri	primär
rad	Strahlung
ref	Referenz
RH	Raumheizung
RL	Rücklauf
room	Raum
sec	sekundär
set	Sollwert
Sol	solar
ss	stationär (steady state)
str	Schichtung
SYS	System
VL	Vorlauf
wat	Wasser
WP	Wärmepumpe
WW	Warmwasser

10 Referenzen

- Abdoly, M.A. & Rapp, D., 1982. Theoretical and Experimental Studies of Stratified Thermocline Storage of Hot Water. Energy Conversion and Management, 22(3), p.275–285.
- Andersen, E., Furbo, S. & Fan, J., 2007. Multilayer Fabric Stratification Pipes for Solar Tanks. Solar Energy, 81(10), p.1219–1226.
- Aviv, A., Blyakhman, Y., Beeri, O., Ziskind, G. & Letan, R., 2009. Experimental and Numerical Study of Mixing in a Hot-Water Storage Tank. Journal of Solar Energy Engineering, 131(1), p.011011–8.
- Bales, C. & et al., 2015. Optimized solar and heat pump systems, components and dimensioning - Deliverable 7.3 of the MacSheep project.
- Van Berkel, J., 1997. Thermocline Entrainment in Stratified Energy Stores. PhD Thesis, Technical University Eindhoven.
- Van Berkel, J., Rindt, C.C.M. & van Steenhoven, A.A., 2002. Thermocline dynamics in a thermally stratified store. International Journal of Heat and Mass Transfer, 45(2), p.343–356.
- Carlsson, P.F., 1993. Heat Storage for Large Low Flow Solar Heating Systems. In: Proc. of the ISES Solar World Congress, Budapest, 5, 441–445.
- Chung, J.D., Cho, S.H., Tae, C.S. & Yoo, H., 2008. The effect of diffuser configuration on thermal stratification in a rectangular storage tank. Renewable Energy, 33(10), p.2236–2245.
- Davidson, J.H., Adams, D.A. & Miller, J.A., 1994. A Coefficient to Characterize Mixing in Solar Water Storage Tanks. Journal of Solar Energy Engineering, 116(2), p.94–99.
- Dott, R., Haller, M.Y., Ruschenburg, J., Ochs, F. & Bony, J., 2012. The Reference Framework for System Simulations of the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 - Part B: Buildings and Space Heat Load - A technical Report of Subtask C. Report C1, Institut Energie am Bau - Fachhochschule Nordwestschweiz, IEBau - FHNW, Muttenz, Switzerland.
- Drück, H., 2007. Mathematische Modellierung und experimentelle Prüfung von Warmwasserspeichern für Solaranlagen. PhD Thesis, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) der Universität Stuttgart, Shaker Verlag, Aachen.
- Eames, P.C. & Norton, B., 1998. The effect of tank geometry on thermally stratified sensible heat storage subject to low Reynolds number flows. INT J HEAT MASS TRANSFER, 41(14), p.2131–2142.
- FprEN 16147, 2010. FprEN 16147 Heat pumps with electrically driven compressors - Testing and requirements for marking for domestic hot water units.
- Hahne, E. & Chen, Y., 1998. Numerical study of flow and heat transfer characteristics in hot water stores. Solar energy, 64(1-3), p.9–18.
- Haller, M., 2012. TRNSYS Type 832 v5.00 „Dynamic Collector Model by Bengt Perers“ - Updated Input-Output Reference. Institut für Solartechnik SPF, Hochschule für Technik HSR, Rapperswil, Switzerland.
- Haller, M. & Carbonell, D., 2013. TRNSYS Type 1924 - Stratified Plug Flow Solar Combi-Store Model.

- Haller, M.Y., Cruickshank, C., Streicher, W., Harrison, S.J., Andersen, E. & Furbo, S., 2009. Methods to Determine Stratification Efficiency of Thermal Energy Storage Processes – Review and Theoretical Comparison. Solar Energy, 83(10), p.1847–1860.
- Haller, M.Y., Haberl, R., Carbonell, D., Philippen, D. & Frank, E., 2014a. SOL-HEAP - Solar and Heat Pump Combisystems. Report Contract number SI/500494-02, Institut für Solartechnik SPF, Hochschule für Technik HSR, Rapperswil, Switzerland.
- Haller, M.Y., Haberl, R., Mojic, I. & Frank, E., 2013. Solare Kombispeicher mit Wärmepumpen: Scheinbare Details entscheiden über die Performance!. In: 23. Symposium Thermische Solarenergie, 24.-26. April 2013, OTTI e. V., Regensburg, Kloster Banz, Bad Staffelstein, Germany.
- Haller, M.Y., Mojic, I., et al., 2014b. Disturbance of stratification caused by direct horizontal inlets into a water storage tank. In: Proc. of the EuroSun 2014 conference, ISES Europe, Aix-les-bains, France.
- Haller, M.Y., Yazdanshenas, E., Andersen, E., Bales, C., Streicher, W. & Furbo, S., 2010. A method to determine stratification efficiency of thermal energy storage processes independently from storage heat losses. Solar Energy, 84(6), p.997–1007.
- Heimrath, R. & Haller, M., 2007. Project Report A2 of Subtask A: The Reference Heating System, the Template Solar System - A Report of IEA SHC Task 32: Advanced Storage Concepts for Solar and Low Energy Buildings.
- Heinz, A. & Haller, M., 2013. Appendix A3 - Description of TRNSYS Type 877 by IWT and SPF. In: . In: Models of Sub-Components and Validation for the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 - Part C: Heat Pump Models - FINAL - A technical report of subtask C Report C2 Part C.
- Hollands, K.G.T. & Lightstone, M.F., 1989. A Review of Low-Flow, Stratified-Tank Solar Water Heating Systems. Solar Energy, 43(2), p.97–105.
- Huggenberger, A., 2013. Schichtung in thermischen Speichern - Konstruktive Massnahmen am Einlass zum Erhalt der Schichtung. Bachelor Thesis, Institut für Solartechnik SPF, University of Applied Sciences HSR, Rapperswil, Switzerland.
- Huhn, R., 2007. Beitrag zur thermodynamischen Analyse und Bewertung von Wasserwärmespeichern in Energieumwandlungsketten. PhD Thesis, Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität Dresden.
- Jenni, J., 2000. Speicher in Theorie und Praxis. Jenni Energietechnik AG, Oberburg bei Burgdorf.
- Kaufmann, M., 2013. Optimierung der Wärmeschichtung in Kombiwärmespeicher - Numerische Simulationen von verschiedenen Einströmgeometrien. SPF Institut für Solartechnik, Hochschule für Technik HSR, Rapperswil, Switzerland.
- Lohse, R., 2010. Einfluss von Beladeeinrichtungen auf die thermische Schichtung in Warmwasserspeichern. Fakultät für Maschinenbau der Technischen Universität Chemnitz, Chemnitz.
- Lötscher, L. & Podhradsky, J., 2014. Analyse der Temperaturschichtung bei direkter Beladung von Kombi-Wärmespeichern. Bachelor Thesis, Institut für Solartechnik SPF, University of Applied Sciences HSR, Rapperswil, Switzerland.
- Perers, B., 2010. An Improved Dynamic Solar Collector Model Including Condensation and Asymmetric Incidence Angle Modifiers. In: Proc. of the EuroSun 2010 Conference, Graz, Austria.
- Persdorf, P., Haberl, R., Reber, A. & Haller, M.Y., 2015. Experimentelle Untersuchung der Schichtungseffizienz - Entwicklung einer Testmethode. In: 25. OTTI Symposium Thermische Solarenergie.

energie, OTTI e.V., Regensburg, Kloster Banz, Bad Staffelstein, Germany.

SEL, CSTB, TRANSSOLAR & TESS, 2012. TRNSYS 17 - A TRansient SYstem Simulation program.

Shah, L.J. & Furbo, S., 2003. Entrance Effects in Solar Storage Tanks. Solar Energy, 75(4), p.337–348.

Shin, M.-S., Kim, H.-S., Jang, D.-S., Lee, S.-N., Lee, Y.-S. & Yoon, H.-G., 2004. Numerical and experimental study on the design of a stratified thermal storage system. Applied Thermal Engineering, 24(1), p.17–27.

Sliwinski, B.J., Mech, A.R. & Shih, T.S., 1978. Stratification in Thermal Storage During Charging. In: 6th International Heat Transfer Conference, Toronto, 4, 149–154.

Steinert, P., Göppert, S. & Platzer, B., 2013. Transient calculation of charge and discharge cycles in thermally stratified energy storages. Solar Energy, 97, p.505–516.

Vogelsanger, P., 2002. The Concise Cycle Test Method - A Twelve Day System Test - A Report of IEA SHC - Task 26. International Energy Agency Solar Heating and Cooling Programme.

Vogelsanger, P., Marty, H. & Cinelli, M., 2007. Experiments with vertical plates for temperature stratification in a heat storage tank.

Zurigat, Y.H., Liche, P.R. & Ghajar, A.J., 1991. Influence of inlet geometry on mixing in thermocline thermal energy storage. International Journal of Heat and Mass Transfer, 34(1), p.115–125.

Anhang A Warmwasser-Zapfprofil

Tabelle 10.1: Zapfprofil

	<i>hr.min start</i>	<i>Energie (kWh)</i>	<i>type</i>	<i>Flow ra- te(l/h)</i>
1	7	0.105	small	240
2	7.05	1.4	shower	600
3	7.3	0.105	small	240
4	7.45	0.105	small	240
5	8.05	1.4	shower	600
6	8.25	0.105	small	240
7	8.3	0.105	small	240
8	8.45	0.105	small	240
9	9	0.105	small	240
10	9.3	0.105	small	240
11	10.3	0.105	floor	240
12	11.3	0.105	small	240
13	11.45	0.105	small	240
14	12.45	0.315	dishwash	240
15	14.3	0.105	small	240
16	15.3	0.105	small	240
17	16.3	0.105	small	240
18	18	0.105	small	240
19	18.15	0.105	clean	240
20	18.3	0.105	clean	240
21	19	0.105	small	240
22	20.3	0.735	dishwash	240
23	21	3.605	bath	600
24	21.3	0.105	small	240
total		9.45		

Anhang B Raumheizungs-Last

Tabelle 10.2: Soll-Wärmeleistung für Raumheizung.

Time [h]	$\dot{Q}_{RH.set}$ [kW]
0 - 1	2.01
1 - 2	2.00
2 - 3	2.00
3 - 4	2.05
4 - 5	2.17
5 - 6	2.19
6 - 7	2.20
7 - 8	2.21
8 - 9	2.26
9 - 10	2.34
10 - 11	2.14
11 - 12	2.20
12 - 13	2.07
13 - 14	0.98
14 - 15	0.49
15 - 16	0.42
16 - 17	0.68
17 - 18	1.21
18 - 19	1.60
19 - 20	1.87
20 - 21	1.86
21 - 22	1.85
22 - 23	1.88
23 - 24	1.87
Total (kWh)	42.55

Anhang C Details zum Test-Verfahren

Der **Ablauf der Auswahl des Tagesprofils** ist in Abbildung 10.1 dargestellt.

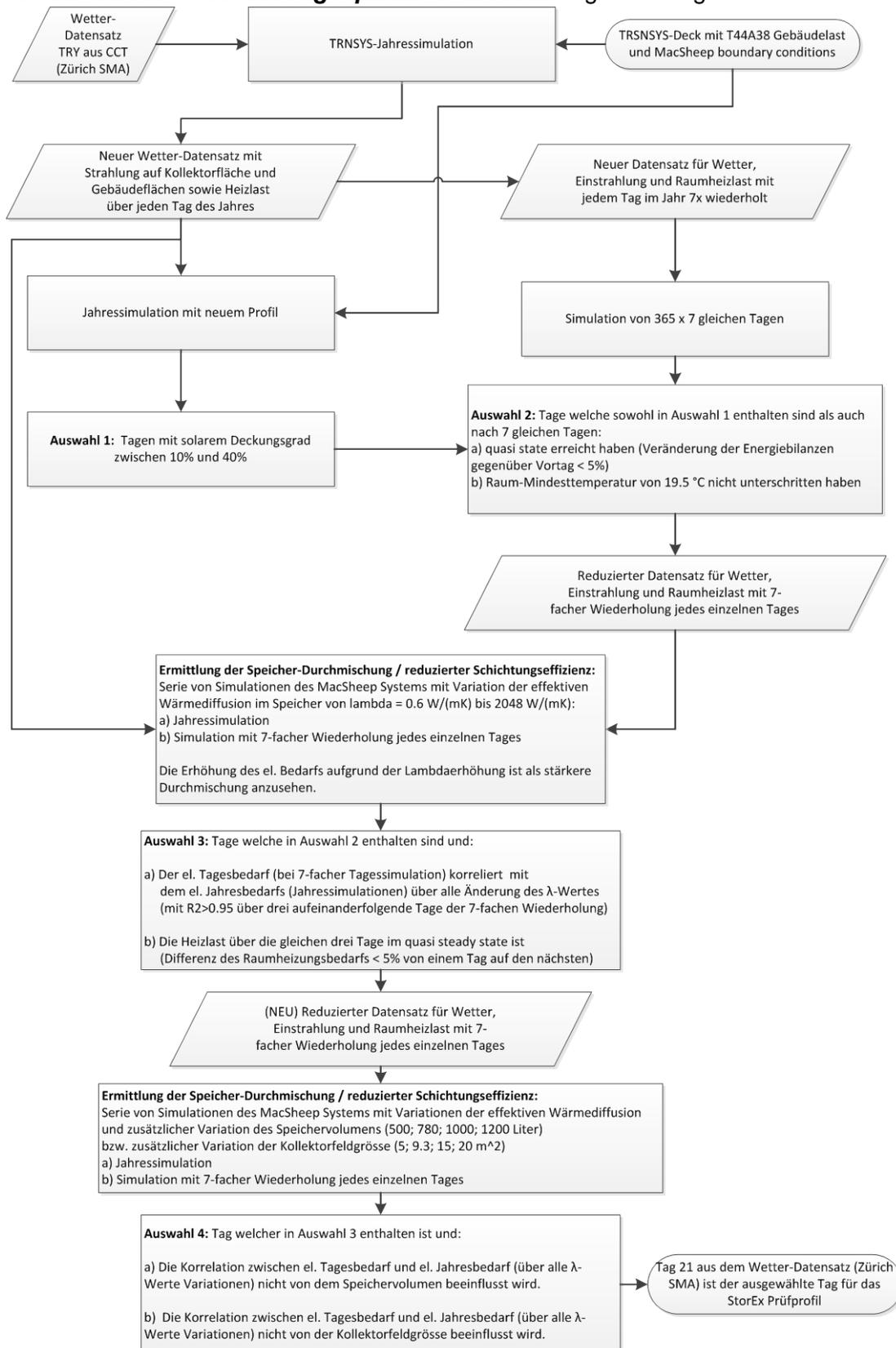


Abbildung 10.1: Schematischer Ablauf der Auswahl des Test-Tages.

Die **Berechnung der Rücklauftemperatur und des Massenstroms im Heizkreis** während dem Test-Verfahren folgt den in Eq. 10.1 - Eq. 10.12 dargestellten Beziehungen.

$$\text{Eq. 10.1} \quad \vartheta_{room} = 20^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Eq. 10.2} \quad \vartheta_{VL,set} = 30^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Eq. 10.3} \quad \vartheta_{VL,sec} = \min(\vartheta_{VL,pri,ms}; \vartheta_{VL,set})$$

$$\text{Eq. 10.4} \quad \Delta T_{VL-room} = \vartheta_{VL,sec} - \vartheta_{room}$$

$$\text{Eq. 10.5} \quad \dot{Q} = \dot{m}_{HK,sec} \cdot c p_{wat} \cdot (\vartheta_{VL,sec} - \vartheta_{RL})$$

$$\text{Eq. 10.6} \quad C_{min} = \dot{m}_{HK,sec} \cdot c p_{wat}$$

$$\text{Eq. 10.7} \quad NTU = UA / C_{min}$$

$$\text{Eq. 10.8} \quad UA = \frac{\dot{Q} \cdot (\dot{Q} / \dot{Q}_{nom})^{-1/n}}{\Delta T_{nom}}$$

$$\text{Eq. 10.9} \quad \varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$$

$$\text{Eq. 10.10} \quad \vartheta_{RL} = \vartheta_{VL,sec} - \varepsilon \cdot (\vartheta_{VL,sec} - \vartheta_{room})$$

Mit der Bedingung, dass:

$$\text{Eq. 10.11} \quad \dot{m}_{HK,sec} \leq \dot{m}_{HK,max} = 719 \text{ kg / h}$$

Und dem Massenstrom über den Speicher:

$$\text{Eq. 10.12} \quad \dot{m}_{HK,pri} = \dot{m}_{HK,sec} \frac{\vartheta_{VL,sec} - \vartheta_{RL}}{\vartheta_{VL,pri} - \vartheta_{RL}}$$

Die Umsetzung dieser Beziehungen erfolgt über eine erste empirische Schätzung der Effectiveness der Wärmeübertragung, welche für den definierten Heizkreis ermittelt wurde:

$$\text{Eq. 10.13} \quad \varepsilon_{emp}(\Delta T_{VL}, \dot{Q}_{HK,set}) = \max \left[0.25; 1 - \exp \left(3.743 - \frac{m \cdot (\Delta T_{VL})^n}{(\dot{Q}_{HK,set})^{0.462}} \right) \right]$$

mit $m = 2.085$ und $n = 0.5083$

Die logische Abfolge der Berechnung ist in Abbildung 10.2 dargestellt.

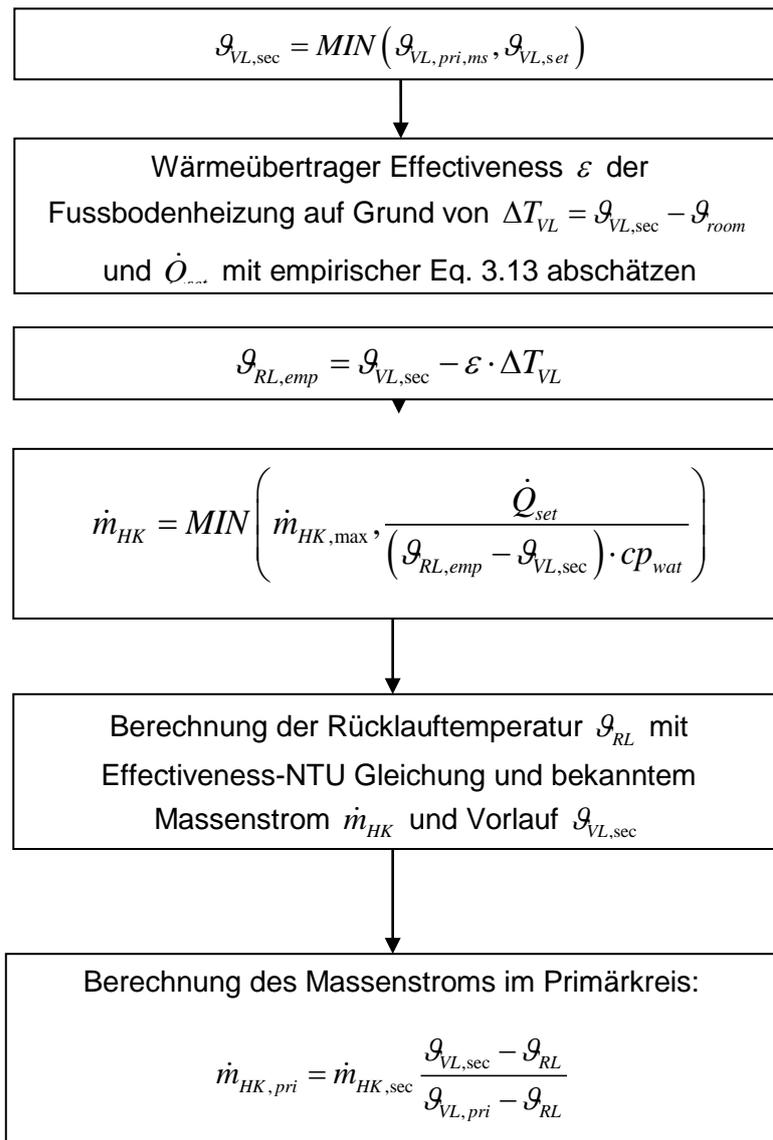


Abbildung 10.2: Logik-Diagramm der Ermittlung von Massenstrom und Rücklauftemperatur im Heizkreis.

Die **Berechnung der simulierten elektrischen Leistungsaufnahme der Wärmepumpe** $P_{el,WP}$ folgt einer linearen Annäherung der Abhängigkeit des COP (COP_{ss}) von der Kondensator-Austrittstemperatur sowie der, in Abhängigkeit der Vorlauftemperatur errechneten, stationären Wärmeleistung (\dot{Q}_{ss}) bei 2.5 °C Aussentemperatur:

$$\text{Eq. 10.14} \quad \dot{Q}_{ss}(\dot{Q}_{nom}) = a_0 + a_1 \cdot \vartheta_{WP,VL}$$

$$\text{Eq. 10.15} \quad a_0 = 1.249 \cdot \dot{Q}_{nom}$$

$$\text{Eq. 10.16} \quad a_1 = -0.0103 \text{ K}^{-1} \cdot \dot{Q}_{nom}$$

$$\text{Eq. 10.17} \quad COP_{ss} = 3.97 - 0.107/K \cdot (\vartheta_{WP,VL} - 35^\circ C)$$

$$\text{Eq. 10.18} \quad P_{el,WP} = \dot{Q}_{ss} / COP_{ss}$$

$$\text{Eq. 10.19} \quad \dot{Q}_{cond,soll}(\vartheta_{WP,VL}) = a_0 + a_1 \cdot \vartheta_{n,cond,out}$$

Die Wärmeleistung als Funktion der Rücklauftemperatur ist entsprechend der Kapazitätsflussrate $\dot{C} = \dot{m} \cdot cp_{wat}$:

$$\text{Eq. 10.20} \quad \dot{Q}_{cond,soll}(\vartheta_{WP,RL}) = \dot{C} \cdot \frac{a_0 + \vartheta_{WP,RL} \cdot a_1}{\dot{C} - a_1}$$

Die thermische Trägheit und die Wärmeverluste im Stillstand werden über die thermische Masse C_{WP} und die Verlustrate UA_{WP} berücksichtigt:

$$C_{WP} = 11.82 \frac{kJ}{K} + 1.21 \frac{kJ}{K \cdot kW} \cdot \dot{Q}_{nom}$$

$$UA_{WP} = 0.100 \frac{W}{kW} \cdot \dot{Q}_{nom}$$

Die für diese Berechnungen benötigten Koeffizienten sind in Tabelle 10.3 aufgelistet.

Tabelle 10.3: Koeffizienten für die Berechnung der stationären Wärmeleistung der WÄRMEPUMPE.

$\dot{Q}_{nom}^{a)}$	8 kW	12 kW	16 kW	20 kW
$a_0^{b)}$ [kW]	7.1	10.7	14.2	17.8
$a_1^{b)}$ [kW/K]	-0.08	-0.12	-0.16	-0.20
$\dot{m}^{b)}$ [kg/h]	1370	2060	2740	3430
C_{WP} [kJ/K]	21.50	26.34	31.18	36.02
UA_{WP} [W/K]	0.800	1.200	1.600	2.000

a) Nominelle Leistung bei A7W35, b) bei A2.5W35.

Die Werte für $\dot{Q}_{nom} = 8$ kW Nennleistung entsprechen einer Wärmepumpe mit COP 4.45 bei A7W35, respektive 6.7 kW Leistung und COP 3.98 bei A2.5W35.

Tabelle 10.4 gibt eine Übersicht über die **für Wärmepumpe und Kollektorfeld eingesetzten Werte für die Stillstandverluste und das dynamische Verhalten**.

Tabelle 10.4: Allgemeine und spezielle Werte für die Berechnung von Stillstandverlusten und Dynamik.

Allgemein	Wärmepumpe	Kollektor
\dot{Q}_{gen}	$= \dot{Q}_{ss}$	$= A_{coll} \cdot \dot{q}_{rad}$
UA	$\begin{cases} UA_{WP,loss}, & \dot{Q}_{gen} > 0 \\ 0, & \dot{Q}_{gen} = 0 \end{cases}$	$= [a_1 + a_2 \cdot (\vartheta_{out} - \vartheta_{amb})] \cdot A_{coll}$
C	$= C_{WP}$	$= A_{coll} \cdot C_{eff}$
ϑ_{env}	$= \theta_{room,WP} = 20^\circ C$	$= \vartheta_{amb}$

Anhang D Messresultate und Mess-Unsicherheiten

Tabelle 10.5 gibt eine Übersicht über die Messgrössen, die zur Bilanzierung verwendet wurden, den Messprinzipien zur Bestimmung dieser Grössen und eine Abschätzung der Mess-Unsicherheiten.

Tabelle 10.5: Übersicht über die Mess-Stellen, Messprinzipien und Mess-Genauigkeiten.

Messgrösse	SI-Einheit	Mess-Prinzip	Standard-Abw. u	Kommentar
$\vartheta_{x,in}, \vartheta_{x,out}$	°C	4-Leiter Pt100	0.1 K	Fluid-Tauchfühler an den Systemgrenzen
$\Delta\vartheta$	K	4-Leiter Pt100	0.03 K	Temperaturfühler werden paarweise kalibriert. Deshalb kann die systematische Unsicherheit für die Differenz abgezogen werden.
ϑ_{tecr}	°C	4-Leiter Pt100		Luftsampling über die Raumhöhe
\dot{m}_A, \dot{m}_C	kg/s	Coriolis	0.1 %	
\dot{V}_B, \dot{V}_C	m ³ /s	Magnetisch Induktiv	0.5 %	Bei 1/3 des nominalen Volumenstroms steigt die Unsicherheit auf 1 %.
$P_{el,XXX}$	W	Frequenzsynchrone Abtastung von Spannung & Strom, digitalisierte Berechnung der el. Leistung	<1.75 % bei 20W <1% bei 50W	Der elektrische Energiebedarf von Frischwasser-Modulen wurde als einziger elektrischer Verbraucher gemessen.

Die Energiebilanzen und die im Speichersystem produzierte Entropie als Mass für die auftretenden Mischungsprozesse sind in Tabelle 10.6 und Tabelle 10.9 dargestellt. In jedem Test wurde der 24 h – Prüfzyklus so lange ohne Unterbrechung wiederholt, bis die Resultate von drei aufeinanderfolgenden Test-Zyklen praktisch gleich waren. In diesem Bericht werden die Mittelwerte aus den letzten drei aufeinanderfolgenden Testzyklen dargestellt. Erwartungsgemäss sind die Unterschiede in den Energiebilanzen (Tabelle 10.6) relativ gering.

Tabelle 10.6: Energiebilanzen der getesteten Systeme.

Prüfling Test	WP (Wärme gesamt)	WP (Wärme im WW-Modus)	Solarertrag	Raumheizung	WW ≥ 40 °C	WW < 40 °C	Speicher-Änderung	Verluste	
	Q_{WP}	$Q_{WP,WW}$	Q_{sol}	Q_{RH}	$Q_{WW, \geq 40^\circ C}$	$Q_{WW, < 40^\circ C}$	$Q_{Speicher}$	$Q_{Verlust}$	
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	
A	I	46.54	12.53	7.91	-42.33	-9.70	-0.25	0.11	-2.54
	II	46.95	18.36	7.51	-42.22	-9.67	-0.22	0.16	-2.74
	III	47.07	14.08	7.70	-42.39	-9.68	-0.23	-0.29	-2.40
B	I	45.51	9.33	7.81	-42.36	-9.56	-0.11	-0.03	-1.36
	II	45.88	13.56	7.58	-42.37	-9.54	-0.09	-0.04	-1.51
	III	44.85	9.33	7.79	-42.37	-9.56	-0.11	0.70	-1.35
C	I	47.99	6.93	6.74	-42.37	-9.97	-0.52	-0.04	-2.37
	II	47.77	8.53	6.55	-42.35	-9.91	-0.46	0.24	-2.28
	III	48.25	9.30	6.82	-42.39	-10.00	-0.55	-0.05	-2.64
D	I	45.99	10.02	7.59	-42.35	-10.00	-0.55	0.00	-1.23
	II	45.67	13.76	7.30	-42.29	-9.91	-0.46	0.13	-0.90
	III	46.08	17.93	7.29	-42.02	-9.87	-0.42	0.04	-1.53
E	I	45.59	8.89	7.33	-42.36	-9.68	-0.23	0.07	-0.83
	II	46.05	17.83	6.96	-42.31	-9.64	-0.19	-0.07	-0.99
	III	45.25	9.82	7.32	-42.34	-9.66	-0.21	0.14	-0.70
F	I	n. a.	n. a.	n. a.	n. a.	n. a.	n. a.	n.a.	n. a.
	II	47.43	13.89	6.39	-42.14	-9.74	-0.28	0.01	-1.95
	III	48.31	17.51	6.16	-42.15	-9.72	-0.26	-0.17	-2.44

Tabelle 10.7: Entropiebilanz der getesteten Systeme.

Prüfling	Test	WP (Entropie gesamt)	Solarertrag	Raumheizung	Warmwasser gesamt	Speicher-Änderung	Verluste	Entropieproduktion Speicher	Entropieproduktion Hydraulik
		ΔS_{WP}	ΔS_{sol}	ΔS_{RH}	ΔS_{WW}	$\Delta S_{Speicher}$	$\Delta S_{Verlust}$	$\Delta S_{irr,st}$	$\Delta S_{irr,hyd}$
		[kJ/K]	[kJ/K]	[kJ/K]	[kJ/K]	[kJ/K]	[kJ/K]	[kJ/K]	[kJ/K]
A	I	546.45	92.75	-506.85	-116.28	1.26	-29.65	9.01	3.27
	II	545.69	88.14	-505.35	-115.87	1.88	-31.88	12.01	5.29
	III	550.71	90.11	-507.76	-116.04	-3.38	-27.97	9.69	4.80
B	I	536.10	91.37	-507.38	-114.75	-0.38	-15.85	8.92	1.95
	II	535.24	88.18	-507.38	-114.49	-0.49	-17.37	13.59	2.69
	III	528.56	91.18	-508.38	-114.72	8.20	-15.67	9.09	2.40
C	I	566.45	76.60	-508.27	-119.64	-0.41	-27.35	10.55	2.04
	II	562.66	74.27	-507.87	-118.97	2.81	-26.14	11.44	2.04
	III	568.45	77.77	-508.19	-120.12	-0.55	-30.49	11.55	1.53
D	I	539.50	89.00	-507.31	-120.07	-0.03	-14.47	10.28	3.10
	II	531.71	85.12	-506.34	-118.96	1.53	-10.52	13.38	4.01
	III	531.86	85.00	-503.33	-118.51	0.48	-17.74	17.16	5.05
E	I	539.31	85.16	-507.15	-116.78	0.87	-9.57	7.10	2.59
	II	537.52	80.09	-506.48	-116.31	-0.80	-11.38	11.90	5.41
	III	533.04	84.75	-507.34	-116.59	1.69	-8.10	8.25	4.39
F	I	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.	n. a.	n. a.
	II	554.33	72.68	-505.01	-116.75	0.12	-22.47	13.74	3.38
	III	562.59	69.95	-504.85	-116.48	-1.99	-28.09	15.76	2.95

Tabelle 10.8: Energiebilanzen der getesteten Systeme: Elektrische Energie simuliert (WP) und gemessen.

Prüfling	Test	WP elektrisch (simuliert)	System elektrisch
		$W_{el,WP}$	$W_{el,sys}$
		[kWh]	[kWh]
A	I	13.03	13.87
	II	15.19	15.97
	III	13.59	14.70
B	I	12.53	13.39
	II	14.95	15.78
	III	12.25	13.26
C	I	12.81	13.62
	II	13.11	13.92
	III	13.17	14.42
D	I	12.92	13.86
	II	14.84	15.77
	III	16.28	17.78
E	I	12.34	13.09
	II	14.89	15.61
	III	12.45	13.54
F	I	n. a.	n. a.
	II	13.92	14.83
	III	14.71	15.80

Tabelle 10.9: Entropieproduktion im Speicher und in der Hydraulik der getesteten Speicher-Systeme. Tiefe Werte bedeuten eine gute Schichtung und entsprechend eine gute Exergieerhaltung.

Prüfling	Test	Im Speicher	In der Hydraulik	Gesamt
		[kJ/K]	[kJ/K]	[kJ/K]
A	I	9.01	3.27	12.27
	II	12.01	5.29	17.30
	III	9.69	4.80	14.49
B	I	8.92	1.95	10.87
	II	13.59	2.69	16.27
	III	9.09	2.40	11.48
C	I	10.55	2.04	12.59
	II	11.44	2.04	13.48
	III	11.55	1.53	13.08
D	I	10.28	3.10	13.38
	II	13.38	4.01	17.39
	III	17.16	5.05	22.21
E	I	7.10	2.59	9.70
	II	11.90	5.41	17.31
	III	8.25	4.39	12.64
F	I	n. a.	n. a.	n. a.
	II	13.74	3.38	17.12
	III	15.76	2.95	18.72

Aus den Energie- und Entropiebilanzen wurden die in Tabelle 10.10 dargestellten Werte berechnet.

Tabelle 10.10: Kennzahlen der Schichtungstests zusammen mit der zweifachen Standardabweichung des Mittelwertes aus drei aufeinanderfolgenden Messungen (2σ).

Prüfung	Test	Schichtungseffizienz Speicher		Schichtungseffizienz System		Tagesarbeitszahl WP		WW-Verhältnis		gewichtetes Mittel der WP-Vorlauftemperatur
		$\zeta_{str, Speicher}$	2σ	$\zeta_{str, sys}$	2σ	TAZ _{WP}	2σ	$\frac{Q_{WP, WW}}{Q_{WW}}$	2σ	
		[%]	[%]	[%]	[%]	[-]	[-]	[-]	[-]	[°C]
A	I	83.32	0.41	77.27	0.37	3.57	0.02	1.29	0.01	36.07
	II	77.76	2.99	67.96	2.94	3.09	0.04	1.90	0.13	40.22
	III	82.05	0.99	73.16	0.88	3.46	0.04	1.45	0.01	37.06
B	I	83.48	0.18	79.87	0.25	3.63	0.01	0.98	0.00	34.44
	II	74.84	1.07	69.87	0.86	3.07	0.06	1.42	0.03	37.75
	III	83.17	0.17	78.73	0.17	3.66	0.04	0.98	0.00	34.74
C	I	80.46	0.29	76.68	0.33	3.75	0.01	0.70	0.02	34.42
	II	78.81	0.28	75.04	0.36	3.64	0.01	0.86	0.01	35.11
	III	78.61	0.29	75.78	0.24	3.66	0.02	0.93	0.01	35.07
D	I	80.96	0.30	75.22	0.21	3.56	0.03	1.00	0.06	36.45
	II	75.23	1.11	67.80	0.99	3.08	0.05	1.39	0.09	39.60
	III	68.22	1.17	58.86	1.15	2.83	0.02	1.82	0.13	42.30
E	I	86.84	0.21	83.84	0.29	3.69	0.05	0.92	0.00	33.97
	II	77.96	0.58	69.73	0.26	3.09	0.03	1.85	0.01	38.49
	III	84.72	0.74	78.38	0.37	3.63	0.03	1.02	0.04	34.49
F	I	n. a.	n. a.	n. a.	n. a.	n. a.	n. a.	n. a.	n. a.	n. a.
	II	74.56	0.33	68.30	0.41	3.41	0.02	1.43	0.03	37.32
	III	70.81	0.78	65.34	0.54	3.28	0.06	1.80	0.06	38.60

Die zweifache Standardabweichung des Mittelwertes der Schichtungseffizienz sollte möglichst niedrig ausfallen. Dieser Wert ist, zusammen mit der zweifachen Standardabweichung der Tagesarbeitszahl und des Warmwasser-Verhältnisses, in Tabelle 10.10 dargestellt. Dieser Wert fällt mit einem Mittel von 0.66 % sehr niedrig aus. Lediglich bei einer Messung wurde eine zweifache Standardabweichung von deutlich über 1 % ermittelt. Auf Grund der fehlenden "Zeit-Synchronisierung" bei Messungen ohne Warmwasser-Zeitfenster fällt hier dieser Wert meist deutlich höher aus als bei Messungen MIT Warmwasser-Zeitfenster. In einzelnen Fällen musste über mehrere Tage zusammengefasst bilanziert werden, so dass drei mal zwei Tage hintereinander gemeinsam ausgewertet werden mussten, um einen Mittelwert inklusive Standardabweichung zu bekommen.

Die zweifache Standardabweichung des Mittelwerts über drei Messungen zeigt insgesamt die sehr gute Reproduzierbarkeit sowie geringe zufällige Messfehler des Verfahrens. Sie lässt jedoch keine Aussage über systematische Messfehler zu. Hierfür ist eine Berechnung der Mess-Unsicherheiten über die Gauss'sche Fehlerfortpflanzung der einzelnen Messgrößen gemacht worden, welche in Tabelle 10.11 dargestellt ist.

Die Unsicherheiten der aus der Energiebilanz berechneten Verluste der Speicherschichtungstests sind relativ hoch (im Mittel 22 %, mit einzelnen Werten von bis zu 68 %). Um eine verlässliche Aussage zu den thermischen Verlusten zu machen, ist ein Prüfzyklus mit einem möglichst niedrigen Energieumsatz nötig. Dies war allerdings bei der Entwicklung des Schichtungstests kein primäres Ziel.

In Tabelle 10.12 sind die relativen Unsicherheiten der aus den Temperaturen und Fluidströmen berechneten Entropieflüsse dargestellt. Die resultierenden Unsicherheiten für die im Speicher-System generierte Entropie liegen im Bereich von 3 – 6 % der Messwerte (diese entsprechen ca. 0.6 kJ/K). Daraus folgt eine Mess-Unsicherheit für die Schichtungseffizienz-Kennzahlen von ca. 1.1 %.

Tabelle 10.11: Unsicherheit der Energiebilanz (1-fache Standardabweichung) in % des Messwertes.

Prüfung	Testnummer	WP (Wärme)	Solarertrag	Raumheizung	WW (gesamt)	Verluste
		[%]	[%]	[%]	[%]	[%]
A	I	0.33	0.54	0.38	0.70	6.15
	II	0.35	0.56	0.37	0.69	7.62
	III	0.34	0.55	0.38	0.70	16.01
B	I	0.20	0.46	0.43	0.77	12.60
	II	0.21	0.45	0.42	0.77	14.85
	III	0.21	0.45	0.43	0.77	30.52
C	I	0.53	0.56	0.44	0.70	10.12
	II	0.53	0.57	0.44	0.70	16.16
	III	0.55	0.56	0.44	0.70	6.64
D	I	0.48	0.49	0.46	0.69	67.87
	II	0.49	0.50	0.45	0.69	33.26
	III	0.50	0.49	0.45	0.69	54.36
E	I	0.20	0.43	0.38	0.71	23.05
	II	0.22	0.43	0.37	0.71	26.13
	III	0.22	0.43	0.38	0.71	30.84
F	I	n. a.	n. a.	n. a.	n. a.	n. a.
	II	0.48	0.54	0.46	0.69	12.32
	III	0.47	0.53	0.46	0.69	9.30

Tabelle 10.12: Unsicherheit der Entropiebilanz (1-fache Standardabweichung) in % des Messwertes.

Prüfung	Testnummer	WP (Wärme)	Raumheizung	Solarertrag	WW (gesamt)	Interne Entropieproduktion
		[%]	[%]	[%]	[%]	[%]
A	I	0.37	0.10	1.04	0.29	4.5%
	II	0.40	0.10	1.02	0.28	2.8%
	III	0.37	0.10	1.04	0.29	5.4%
B	I	0.38	0.10	1.01	0.43	6.1%
	II	0.39	0.10	1.01	0.43	4.0%
	III	0.38	0.10	1.01	0.43	3.4%
C	I	0.58	0.26	1.05	0.29	5.2%
	II	0.57	0.26	1.07	0.29	4.1%
	III	0.58	0.26	1.05	0.29	4.7%
D	I	0.58	0.26	1.04	0.27	4.2%
	II	0.58	0.26	1.04	0.27	2.9%
	III	0.60	0.26	1.04	0.27	2.5%
E	I	0.39	0.10	1.01	0.29	5.4%
	II	0.40	0.10	1.01	0.29	3.6%
	III	0.39	0.10	1.01	0.29	5.0%
F	I	n. a.	n. a.	n. a.	n. a.	n. a.
	II	0.58	0.26	1.08	0.27	3.7%
	III	0.57	0.26	1.07	0.27	3.7%

* berechnet über Gauss'sche Fehlerfortpflanzung korrelierender Werte in EES (Engineering Equations Solver).



Schweizerische Eidgenossenschaft
Confédération suisse
Confederazione Svizzera
Confederaziun svizra

Eidgenössisches Departement für
Umwelt, Verkehr, Energie und Kommunikation UVEK

Bundesamt für Energie BFE