



Schweizerische Eidgenossenschaft
Confédération suisse
Confederazione Svizzera
Confederaziun svizra

Eidgenössisches Departement für
Umwelt, Verkehr, Energie und Kommunikation UVEK

Bundesamt für Energie BFE

Forschungsprogramm UAW Umgebungswärme, WKK, Kälte

WARMWASSERBEREITUNG MIT WÄRMEPUMPE

MESSUNGEN AN EINER ANLAGE IN RORSCHACHERBERG

SCHLUSSBERICHT

Ausgearbeitet durch

Hans Mayer und Hans Rudolf Gabathuler
Gabathuler AG, Beratende Ingenieure
Kirchgasse 23, 8253 Diessenhofen

Thomas Baumgartner
Th. Baumgartner & Partner AG
Bettlistrasse 35, 8600 Dübendorf

Autoren

Hans Mayer
Hans Rudolf Gabathuler
Gabathuler AG
Beratende Ingenieure
Kirchgasse 23
8253 Diessenhofen
gabathuler.ag@bluewin.ch

Thomas Baumgartner
Th. Baumgartner & Partner AG
Bettlistrasse 35
8600 Dübendorf
ba.baumgartner-partner@bluewin.ch

Dank

Die Autoren danken für die Unterstützung bei der Durchführung der Messungen:

IKZ
Immobilienkompetenz Zentrum
Hansruedi Stoll
Wohnpark Zedern
Rosengartenstrasse 17
9404 Rorschacherberg
www.ikz-suisse.ch

Begleitgruppe

Thomas Afjei
Fachhochschule beider Basel
Institut für Energie
St. Jakobs-Strasse 84
4132 Muttenz

Esfandiar Shafai
Eidg. Technische Hochschule
Institut für Mess-
und Regeltechnik
Sonneggstrasse 3
8092 Zürich

Auftraggeber

Bundesamt für Energie
Mühlestrasse 4
CH-3063 Ittigen
Postadresse: CH-3003 Bern
TEL +41 31 322 56 11
FAX +41 31 323 25 00
www.bfe.admin.ch

Forschungsprogramm UAW
Umgebungswärme, WKK, Kälte: Thomas Kopp
www.waermepumpe.ch

BFE-Projektnummer: 101494

Bezugsort der Publikation:
www.waermepumpe.ch
www.energieforschung.ch

Datum: 31. Juli 2007

Zusammenfassung

Im Rahmen des Projektes «STASCH – Standardschaltungen für Kleinwärmepumpenanlagen» wurden vor 5 Jahren Empfehlungen zur Auslegung der Warmwasserbereitung mit Wärmepumpen abgegeben. Mit dem Projekt «Warmwasserbereitung mit Wärmepumpe» wurde untersucht, wie sich diese Empfehlungen bewähren. Durch Messungen an einer Versuchsanlage in Rorschacherberg (Kanton St. Gallen) wurden optimale Hydraulikschaltungen und Regelkonzepte eruiert.

Untersucht wurden die folgenden Schaltungen bzw. Betriebsarten:

- 1 Wassererwärmung mit innenliegendem Wärmetauscher
- 2 Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher
– doppelte Wärmeaustauschfläche gegenüber STASCH
- 3 Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher
– Wärmeaustauschfläche gemäss STASCH
- 4 Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher
– Wärmeaustauschfläche gemäss STASCH, aber grössere Temperaturdifferenz über dem Wärmetauscher
- 5 Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher
– Wärmeaustauschfläche gemäss STASCH, aber maximale Verflüssiger-Austrittstemperatur
- 6 Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher und sekundärseitiger Laderegelung;
diese Schaltung lag nicht real vor, infolge der konstanten Austrittstemperatur konnte jedoch eine Berechnung aus den Varianten 4 und 5 vorgenommen werden

Mit den erarbeiteten Empfehlungen ist es möglich, Warmwasserbereitungen für Einfamilienhäuser, Mehrfamilienhäuser, Schulhäuser usw. – also Anlagen jeder Grösse – mit handelsüblichen Wärmepumpen, Wärmetauschern und Speichern zu planen, die sowohl im Winter- wie im Sommerbetrieb störungsfrei und energieeffizient arbeiten.

Für die Messungen standen Wärmepumpen mit Scroll-Verdichter und Dampf-Zwischeneinspritzung zur Verfügung, die eine maximale Verflüssiger-Austrittstemperatur von 65°C ermöglichten. Damit wurden folgende Resultate erreicht:

■ Im gegebenen Wassererwärmer der Versuchsanlage wurde der grösstmögliche innenliegende Wärmetauscher eingebaut. Dieser hatte aber, gegenüber der Empfehlung von STASCH, nur gut die halbe Wärmeaustauschfläche. Damit konnte der Speicher auf 51°C geladen werden.

■ Mit dem aussenliegenden Wärmetauscher und Stufenladung konnten Warmwassertemperaturen von 54...57°C ohne Elektrozusatzheizung erzeugt werden. Mit einer Laderegelung wären sogar Temperaturen von über 60°C möglich, so dass auch Anti-Legionellen-Schaltungen ohne Elektrozusatzheizung realisiert werden können.

■ Mit dem innenliegenden Wärmetauscher und der Stufenladung mit dem aussenliegenden Wärmetauscher konnten Arbeitszahlen von 3,15...3.33 realisiert werden. Mit einer Laderegelung ist immerhin noch eine Arbeitszahl um 2,5 realisierbar.

Diese Arbeit ist im Auftrag des Bundesamtes für Energie entstanden. Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen sind ausschliesslich die Autoren verantwortlich.

Abstract

Five years ago, recommendations for designing domestic hot water heating systems using heat pumps were published in the STASCH project on «Standard circuit diagrams for small-scale heat pump plant». The effectiveness of these recommendations was investigated in a project on «Domestic hot water heating using heat pumps». Furthermore, optimum hydraulic circuits and control procedures were developed based on measurements from an experimental plant in Rorschacherberg (Canton of St. Gall).

The following circuits and operating modes were investigated:

- 1 Hot water heating with internal heat exchanger
- 2 Hot water heating with external heat exchanger – using twice the heat exchange surface of STASCH
- 3 Hot water heating with external heat exchanger – using the same heat exchange surface as in STASCH
- 4 Hot water heating with external heat exchanger – heat exchange surface as in STASCH, but larger temperature difference over the heat exchanger
- 5 Hot water heating with external heat exchanger – heat exchange surface as in STASCH, but maximum condenser exit temperature
- 6 Hot water heating with external heat exchanger and storage temperature control in the secondary circuit; this circuit was hypothetical, and was calculated based on variants 4 and 5 using the constant exit temperature

With the compiled recommendations it is possible to plan domestic hot water heating systems for single family houses, apartment buildings, schools etc – so establishments of every size – with standard heating pumps, standard heat exchangers, and standard hot water storage tanks, which work energy efficiently both in winter and summer without disturbances.

For measurement heating pumps with scroll compressors and intermediate steam injections were available, which allowed a maximum condenser exit temperature of 65°C. Therefore the following results were achieved:

■ In the existing water heater at the experimental plant the largest possible interior heat exchanger was built in. However, this only had half the heat exchange surface compared to the recommendation of STASCH. Therefore the hot water storage tank could be heated to 51°C.

■ With the exterior heat exchanger and stage heating, hot water temperatures of 54 – 57°C could be produced without additional electrical heating. With a storage temperature control in the secondary circuit even temperatures of 60°C would be possible, so that even anti legionellae circuits could be achieved without additional electrical heating.

■ With the interior heat exchanger and stage heating with the exterior heat exchanger performance factors of 3.15 - 3.33 could be achieved. With a storage temperature control in the secondary circuit a performance factor of 2.5 could be achieved.

This project was carried out on behalf of the Swiss Federal Office of Energy. Responsibility for the content and conclusions of the report lies entirely with the authors.

Inhaltsverzeichnis

Zusammenfassung	3
Abstract.....	4
Inhaltsverzeichnis	5
1. Ziel der Arbeit	7
2. Versuchsanlage.....	7
2.1 Evaluation einer Versuchsanlage.....	7
2.2 Nachträglicher Einbau eines innenliegenden Wärmetauschers	7
2.3 Auslegungsdaten der Versuchsanlage	7
2.4 Untersuchte hydraulische Schaltungen	10
2.5 Warmwasserspeicher	12
3. Messkonzept	13
4. Grundsätzliche Fragen zur Warmwasserbereitung mit Wärmepumpe	14
4.1 Hydraulische Schaltung	14
4.2 Regelkonzept und Auslegung	15
4.2.1 Warmwasser-Temperatur und Legionellen-Problem.....	15
4.2.2 Auslegung Wassererwärmer	15
4.2.3 Auslegung Wärmetauscher	16
5. Resultate der Messungen	17
5.1 Variante 1: Wassererwärmung mit innenliegendem Wärmetauscher.....	18
5.2 Variante 2: Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher – doppelte Wärmeaustauschfläche gegenüber STASCH.....	20
5.3 Variante 3: Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher – Wärmeaustauschfläche gemäss STASCH	22
5.4 Variante 4: Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher – Wärmeaustauschfläche gemäss STASCH – grössere Temperaturdifferenz über dem Wärmetauscher	24
5.5 Variante 5: Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher – Wärmeaustauschfläche gemäss STASCH – maximale Verflüssiger-Austrittstemperatur	26
5.6 Variante 6: Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher und sekundärseitiger Laderegulung	28
5.7 Typischer Tagesgang	30
5.8 Niederdruckstörung bei der Umschaltung Warmwasserbereitung/Heizbetrieb	32
6. Empfehlungen	33
6.1 Maximale Warmwassertemperatur	33
6.1.1 Risikoeinschätzung und Prävention bezüglich Legionellen.....	33
6.1.2 Warmwassertemperaturen	35

6.2	Auslegung des Wassererwärmers	35
6.2.1	Problemfall Zirkulation.....	35
6.2.2	Wassererwärmer-Inhalt, Anzahl Ladungen pro Tag	36
6.2.3	Positionierung der Speicheranschlüsse und Fühler	36
6.3	Auslegung des innenliegenden Wärmetauschers	37
6.4	Auslegung des aussenliegenden Wärmetauschers	38
6.4.1	Theoretische Überlegungen zur Stufenladung	38
6.4.2	Die Stufenladung in der Praxis	39
6.4.3	Vorteil einer sekundärseitigen Laderegelung.....	40
6.5	Durchmischungs- und Schichtungseffekte	40
6.6	Interne Begrenzungsregler der Wärmepumpe	41
6.7	Elektrische Zusatzheizung.....	41
6.8	Niederdruckstörungen	41
6.9	Wärmepumpen mit maximaler Verflüssigeraustrittstemperatur von 55°C	42
7.	Literaturhinweise	42

1. Ziel der Arbeit

In der Vergangenheit wurden häufig Wärmepumpenanlagen allein zur Raumheizung gebaut, während das Warmwasser weiterhin über Elektroboiler erwärmt wurde. Dies ist nicht sehr sinnvoll. Wenn immer möglich, sollte auch die Warmwasserbereitung über die Wärmepumpe erfolgen.

Deshalb wurden vor 5 Jahren im Rahmen des Projektes «STASCH – Standardschaltungen für Kleinwärmepumpenanlagen» [1] [2] Empfehlungen zur Auslegung der Warmwasserbereitung mit Wärmepumpen abgegeben. Mit dem vorliegenden Projekt soll untersucht werden, wie sich diese Empfehlungen bewähren.

Andererseits liegen aber auch neue Erfahrungen vor, beispielsweise im Zusammenhang mit dem Projekt «Pulsweitenmodulation für Kleinwärmepumpenanlagen» [3].

Mit den hier erarbeiteten neuen Empfehlungen soll es in Zukunft möglich sein, Warmwasserbereitungen für Einfamilienhäuser, Mehrfamilienhäuser, Schulhäuser usw. – also Anlagen jeder Grösse – mit handelsüblichen Wärmepumpen, Wärmetauschern und Speichern zu planen. Wichtig ist dabei, dass die Anlagen sowohl im Winter- wie im Sommerbetrieb störungsfrei und energieeffizient arbeiten sollen. Die Untersuchung soll eine klare Antwort darauf geben, mit welcher Art Wärmepumpe und welcher Schaltung, welche Warmwassertemperaturen mit welchen Arbeitszahlen erreicht werden können.

2. Versuchsanlage

2.1 Evaluation einer Versuchsanlage

Es wurden verschiedene mögliche Versuchsanlagen angeschaut. Dabei ergab sich, dass eine Anlage in Rorschacherberg (Kanton St. Gallen) die Forderungen bezüglich Baufortschritt, Datenaufzeichnungsmöglichkeiten usw. am besten erfüllte. Insbesondere hatte sich der Bauherr mit dem provisorischen Umbau auf einen innenliegenden Wärmetauscher und mit der Durchführung der Messungen einverstanden erklärt. Einen Eindruck der gewählten Versuchsanlage gibt Abbildung 1 bis Abbildung 4.

2.2 Nachträglicher Einbau eines innenliegenden Wärmetauschers

Die reguläre Anlage wurde mit einem aussenliegenden Wärmetauscher geplant. Da der Wassererwärmer bereits geliefert war, war der nachträgliche Einbau eines innenliegenden Wärmetauschers notwendig. Zusammen mit dem Planungsbüro wurde deshalb der Einbau des grösstmöglichen Glattrohr-Wärmetauschers mit einer Tauscherfläche von 3 m² geplant und ausgeführt (siehe Abbildung 3 und Abbildung 5).

Eine Softwareanpassung im geplanten MSR-System für den vorübergehenden Betrieb mit dem innenliegenden Wärmetauscher war nicht notwendig. Die Primärpumpe ist in beiden Fällen die gleiche, und die Sekundärpumpe, die beim innenliegenden Wärmetauscher nicht gebraucht wird, wurde für die Dauer der Versuche elektrisch ausser Funktion gesetzt.

2.3 Auslegungsdaten der Versuchsanlage

2 identische Wärmepumpen

- Fabrikat
- Typ
- Wärmequelle
- Arbeitsmittel
- maximale Verflüssigeraustrittstemperatur

SATAG

BWH113.1

Erdwärmesonden

R407C

65°C bei 10 K Temperaturdifferenz über Verflüssiger
(Scroll-Verdichter mit Dampf-Zwischeneinspritzung)

– Heizleistung bei B0/W35	2 x 16,2 kW
– Heizleistung bei B2/W65	2 x 17,7 kW (zur Berechnung der spezifischen Wärmeaustauschfläche eingesetzt)
Wassererwärmer	
– Fabrikat	CIPAG
– Inhalt	1'200 dm ³
Innenliegender Wärmetauscher	
– Bauart	Rohrbündelwärmetauscher (Glattrohr)
– Wärmeaustauschfläche	3,0 m ² (grösstmögliche Wärmeaustauschfläche für den installierten Wassererwärmer von CIPAG)
Aussenliegender Wärmetauscher	
– Bauart	Plattenwärmetauscher
– Wärmeaustauschfläche	5,7 m ²
Spezifische Wärmeaustauschfläche des innenliegenden Wärmetauschers	
– Betrieb mit 1 Wärmepumpe	0,17 m ² /kW
– Betrieb mit 2 Wärmepumpen	nicht sinnvoll (Wärmeaustauschfläche viel zu klein)
– Empfehlung STASCH [1] [2]	0,30 m ² /kW
Spezifische Wärmeaustauschfläche des aussenliegenden Wärmetauschers	
– Betrieb mit 1 Wärmepumpe	0,32 m ² /kW
– Betrieb mit 2 Wärmepumpen	0,16 m ² /kW
– Empfehlung STASCH [1] [2]	0,15 m ² /kW

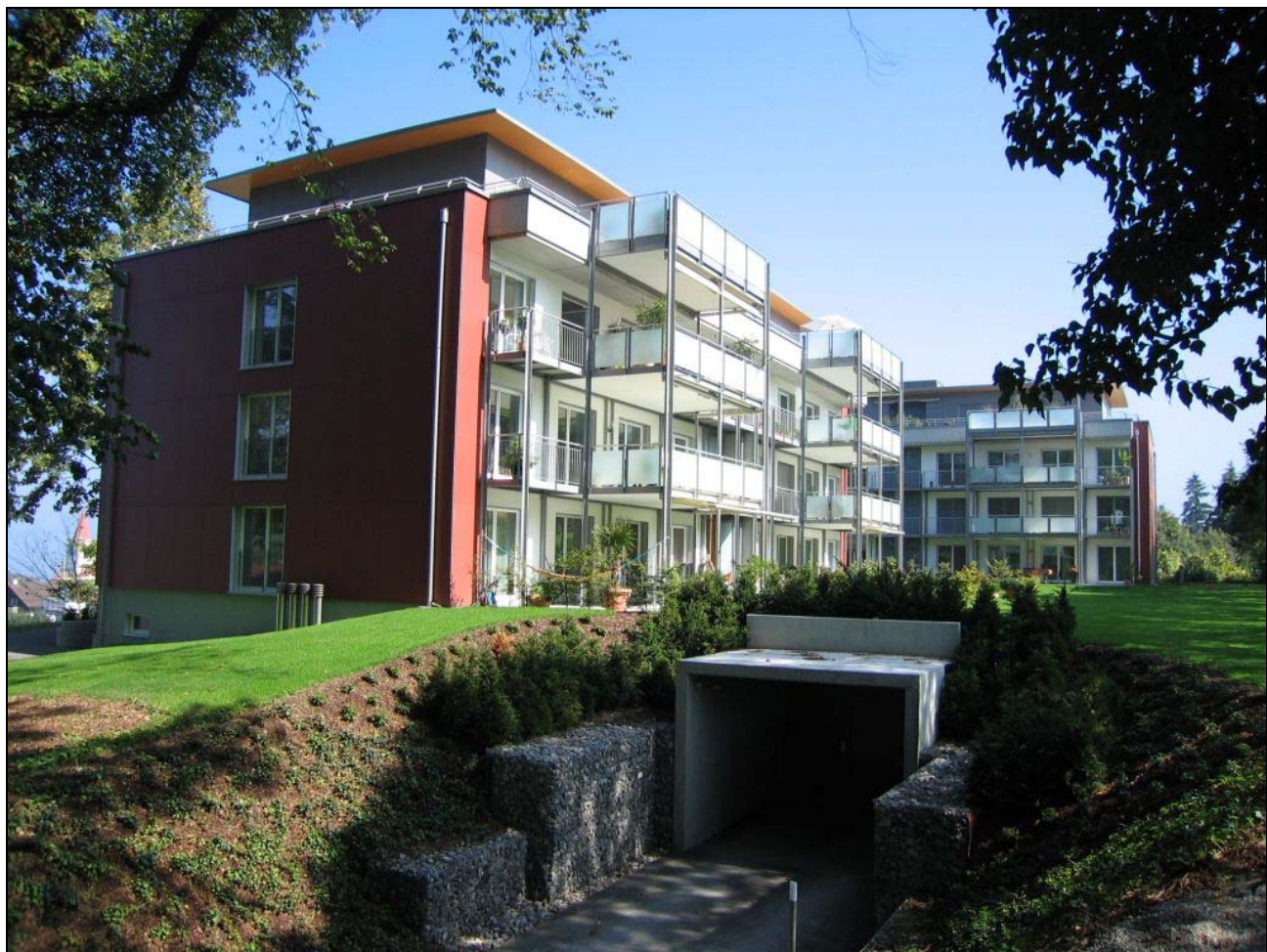


Abbildung 1: Zwei Häuser mit identischer Wärmepumpenanlage; die Versuchsanlage befindet sich im Haus im Vordergrund



Abbildung 2: Heizzentrale; links der Heizspeicher, hinten der Warmwasserspeicher von CIPAG, rechts die beiden Wärmepumpen von SATAG



Abbildung 3: Warmwasserspeicher; der Mannlochdeckel gibt eine Ahnung von der Grösse des später montierten Wärmetauschers



Abbildung 4: Warmwasserspeicher; links der ausenliegende und rechts der provisorisch angeschlossene innenliegende Wärmetauscher

2.4 Untersuchte hydraulische Schaltungen

Untersucht wurden drei hydraulische Schaltungen, wobei die letzte Schaltung nicht real vorlag (siehe dazu mehr weiter unten):

■ Wassererwärmung mit innenliegendem Wärmetauscher (Abbildung 6)

- Vorteile: Relativ ungestörte Schichtladung, weiterer innenliegender Wärmetauscher für Solarenergienutzung möglich, tiefe Verflüssigereintrittstemperatur ergibt gute Arbeitszahl
- Nachteile: Viel schlechterer Wärmedurchgangskoeffizient $[W/(m^2K)]$ als der aussenliegende Wärmetauscher, begrenzte Wärmetauscherleistung infolge begrenzter Platzverhältnisse (siehe Abbildung 3 und Abbildung 5)

■ Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher (Abbildung 7)

- Vorteile: Viel besserer Wärmedurchgangskoeffizient $[W/(m^2K)]$ als der innenliegende Wärmetauscher, praktisch beliebige Wärmetauscherleistung möglich, tiefe Verflüssigereintrittstemperatur ergibt gute Arbeitszahl
- Nachteile: Durchmischung der unteren Speicherhälfte bei der Ladung, Kombination mit innenliegendem Wärmetauscher für Solarenergienutzung nicht sinnvoll

■ Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher und sekundärseitiger Laderegelung (Abbildung 8)

- Vorteile: Schichtladung des Speichers mit grösstmöglicher Temperatur von oben nach unten, Nutzung des Speichers über die ganze Höhe, das Warmwasser steht sofort (ab Ladebeginn) mit höchstmöglicher Temperatur zur Verfügung
- Nachteile: Zusätzlicher Regelkreis mit zusätzlichem Dreiwegventil erforderlich, konstant hohe Verflüssigeraustrittstemperatur ergibt wesentlich schlechtere Arbeitszahl

Eine ausführlichere Diskussion der Vor- und Nachteile folgt weiter unten.



Abbildung 5: Innenliegender Wärmetauscher R503
(Quelle: CIPAG)

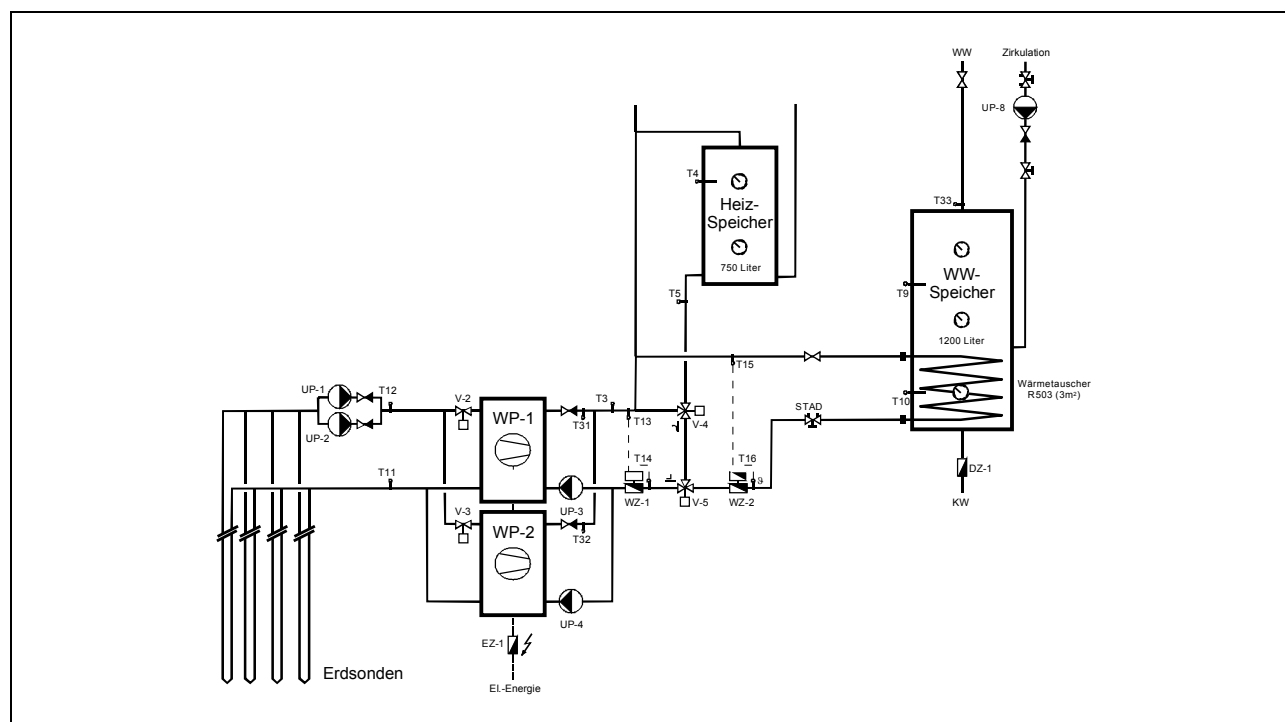


Abbildung 6: Wassererwärmung mit innenliegendem Wärmetauscher (diese Schaltung wurde als Provisorium installiert)

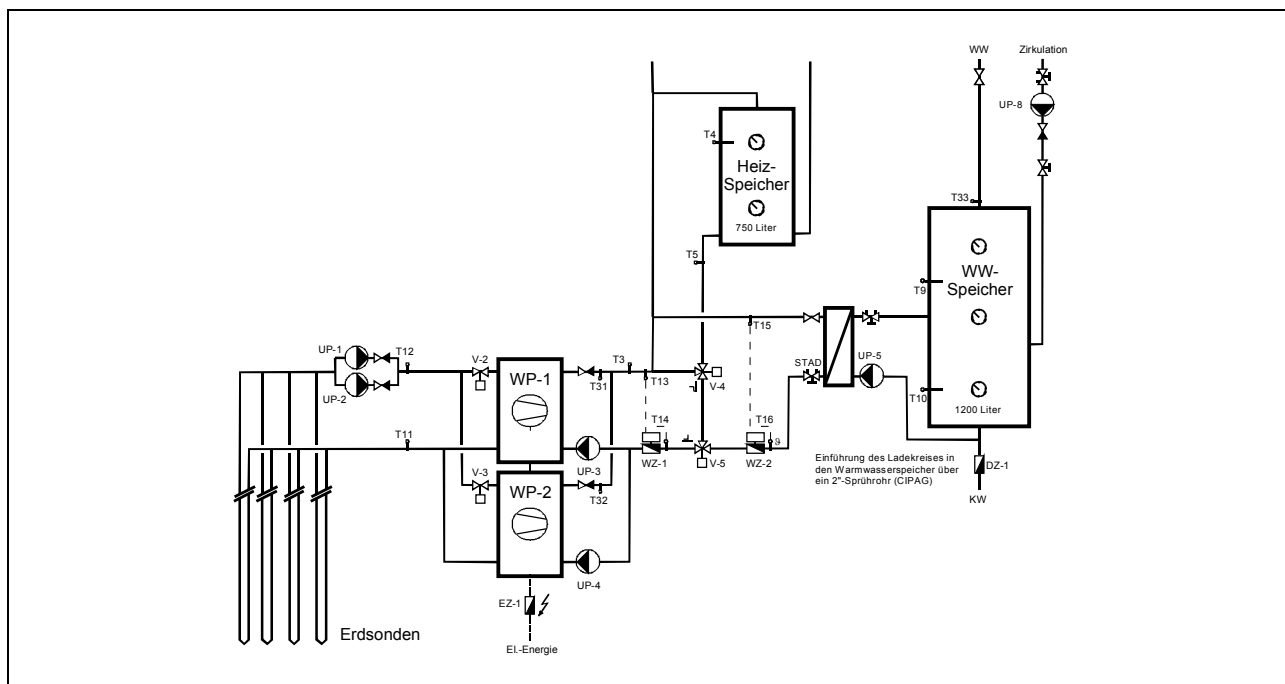


Abbildung 7: Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher (realisierte Schaltung)

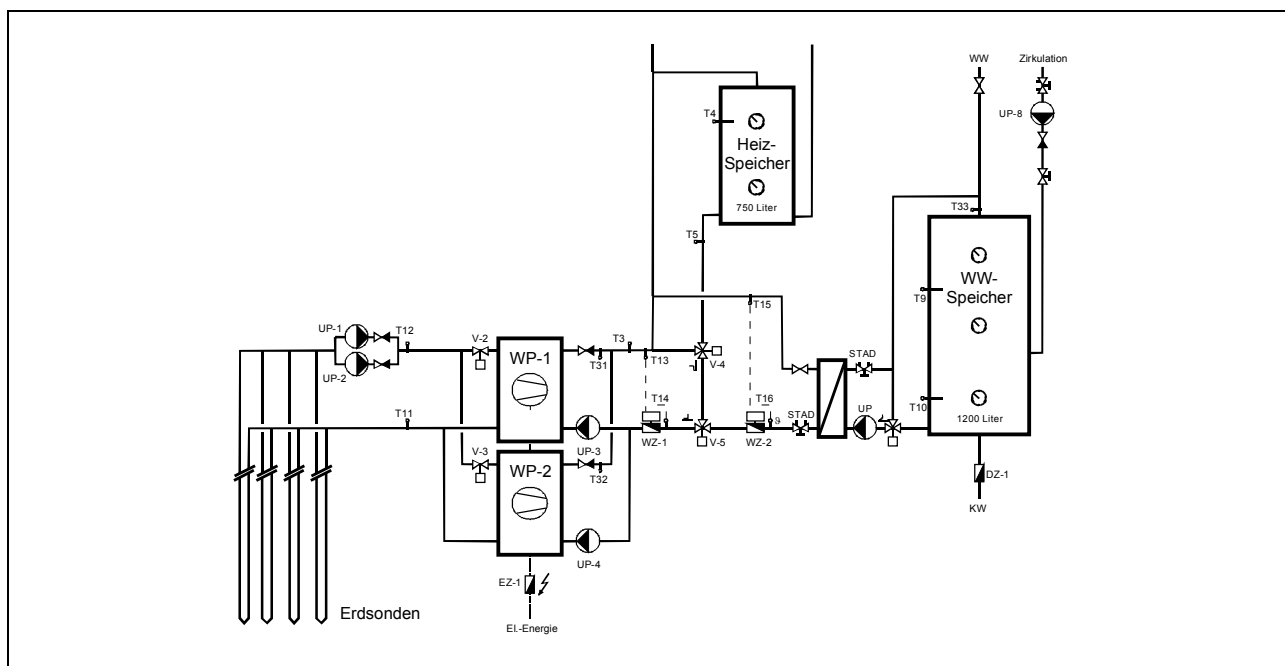


Abbildung 8: Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher und sekundärseitiger Laderegulung (diese Schaltung war nicht real vorhanden)

2.5 Warmwasserspeicher

Der Warmwasserspeicher war bei Projektstart bereits geliefert. Deshalb mussten die Messorte übernommen werden, die durch die vorgesehenen Tauchhülsen gegeben waren. Abbildung 9 zeigt die Masse des Warmwasserspeichers.

Zur Darstellung der Schichtung konnten 5 Fühler verwendet werden. Dies sind von oben nach unten:

- Anschlussstutzen «WW-Austritt»
- Tauchhülse «Speicher 3/3»
- Tauchhülse «Speicher 2/3»
- Tauchhülse «Speicher 1/3»
- Tauchhülse «Speicher unten»

Als zusätzliche Information steht noch die Temperatur am Anschlussstutzen «Kaltwasser-Eintritt» zur Verfügung.

Die Einschaltung der Wärmepumpe(n) erfolgt über die Fühler in den Tauchhülsen:

- «Speicherladung oben = EIN» im normalen Tagesbetrieb
- «Speicherladung unten = EIN» im Nachtbetrieb zur Nutzung des Niedertarifs

Die Ausschaltung der Wärmepumpe(n) erfolgt über die Verflüssiger-Austrittstemperatur.

Bei Betrieb mit aussenliegendem Wärmetauscher erfolgt die Einführung des erwärmten Warmwassers über ein Sprührohr auf halber Speicherhöhe.

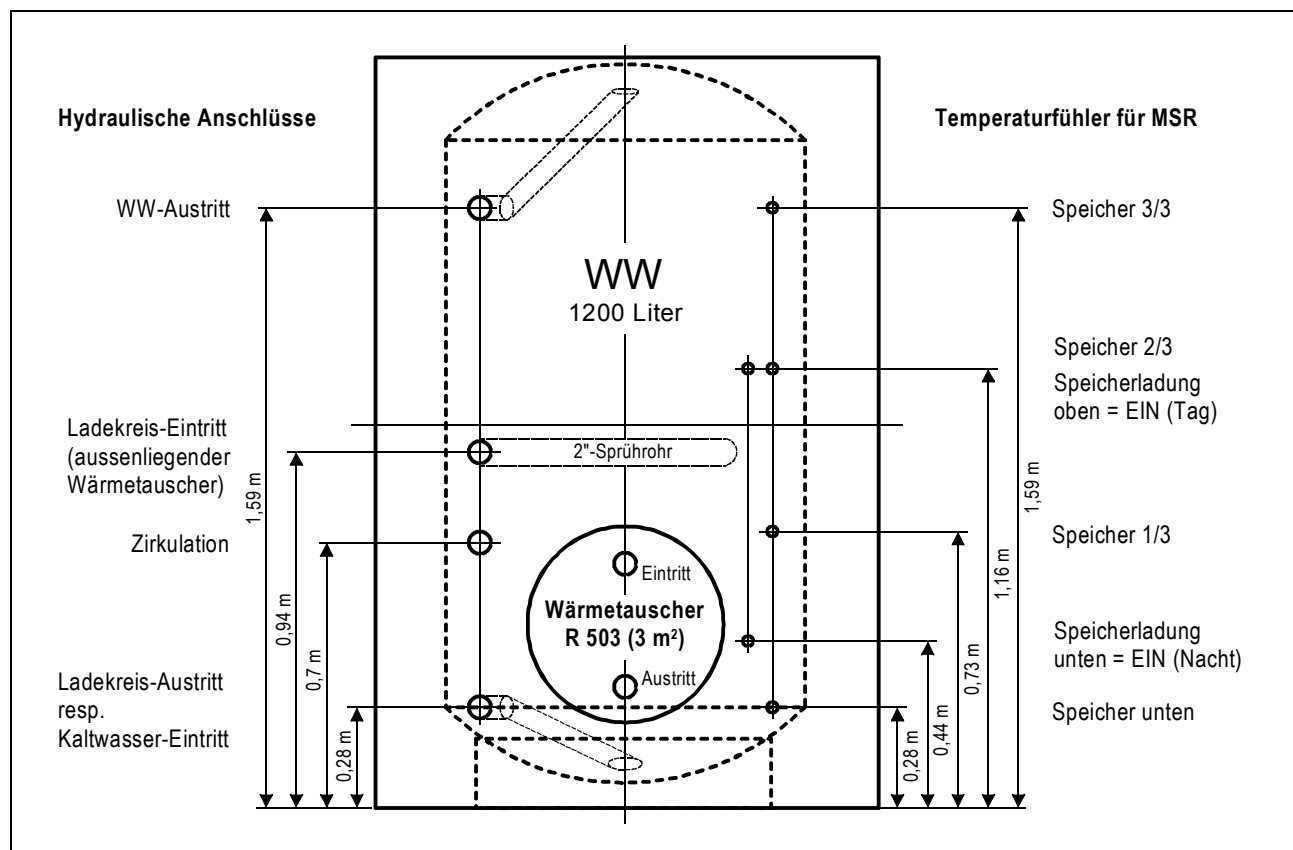


Abbildung 9: Masse des Warmwasserspeichers

3. Messkonzept

Zur Überwachung und Betriebsoptimierung ist ein Leitsystem vorhanden. Ursprünglich war deshalb vorgesehen gewesen, die Datenaufzeichnung über dieses System zu realisieren. Um die geforderte Genauigkeit der Daten und um einen genügend dichten Aufzeichnungsintervall zu erhalten, zeigte sich jedoch, dass die Datenerfassung mit eigenen Fühlern und mit eigenem Datenlogger einfacher zu realisieren und zu kontrollieren war.

Alle Messwerte wurden im 10-Sekunden-Intervall erfasst, und aufgezeichnet wurden dann die daraus berechneten 1-Minuten-Mittelwerte.

Es wurden sechs Schaltungen bzw. Betriebsarten untersucht:

- 1 Wassererwärmung mit innenliegendem Wärmetauscher
- 2 Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher
– doppelte Wärmeaustauschfläche gegenüber STASCH
- 3 Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher
– Wärmeaustauschfläche gemäss STASCH
- 4 Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher
– Wärmeaustauschfläche gemäss STASCH, aber grössere Temperaturdifferenz über dem Wärmetauscher
- 5 Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher
– Wärmeaustauschfläche gemäss STASCH, aber maximale Verflüssiger-Austrittstemperatur
- 6 Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher und sekundärseitiger Laderegelung;
diese Schaltung lag nicht real vor, infolge der konstanten Austrittstemperatur war jedoch eine Berechnung aus Variante 4 oder 5 möglich

Die Randbedingungen, die den Messungen bzw. Berechnungen zugrunde gelegt wurden, sind in Tabelle 10 zusammengestellt.

Variante →	1 (Messung)	2 (Messung)	3 (Messung)	4 (Messung)	5 (Messung)	6 (Berechnung aus 4 oder 5)
Wärmetauscher	innenliegend	aussenliegend	aussenliegend	aussenliegend	aussenliegend	aussenliegend
Wärmeaustauschfläche [m ²]	3,0	5,7	5,7	5,7	5,7	5,7
Anzahl Wärmepumpen	1	1	2	2	2	2
Spez. Wärmeaustauschl. [m ² /kW] (Empfehlung STASCH)	0,17 (0,30)	0,32 (0,15)	0,16 (0,15)	0,16 (0,15)	0,16 (0,15)	0,16 (0,15)
Ladetemperatur	variabel	variabel	variabel	variabel	variabel	konstant
Laderegler sekundär	nein	nein	nein	nein	nein	ja
Einschaltkriterium: Speichertemperatur 2/3 [°C]	< 50	< 50	< 50	< 50	< 50	< 50
Ausschaltkriterium [°C]	Verflüssiger- Austrittstemp. > 63	Verflüssiger- Austrittstemp. > 63	Verflüssiger- Austrittstemp. > 63	Verflüssiger- Austrittstemp. > 63	Verflüssiger- Austrittstemp. > 66	Speichertemp. unten > 50
Temperaturdiff. Primärseite [K]	ca. 6	ca. 6	ca. 6	ca. 10	ca. 10	ca. 10
Temperaturdiff. Sekundärseite [K]	–	ca. 6	ca. 9	ca. 15	ca. 15	ca. 15

Tabelle 10: Zusammenstellung der Randbedingungen für die Messungen und Berechnungen. Die bei den tatsächlich gegebenen Durchflüssen und Leistungen realisierten Temperaturdifferenzen zeigt Tabelle 11.

4. Grundsätzliche Fragen zur Warmwasserbereitung mit Wärmepumpe

4.1 Hydraulische Schaltung

Die Warmwasserbereitung mit einer Wärmepumpe kann auf unterschiedliche Art und Weise erfolgen:

A Raumheizung und Warmwasserbereitung über einen einzigen Verflüssiger (Zwischenkreis erforderlich; Warmwasserbereitung alternativ zur Raumheizung)

A1 mit Zwischenkreis über innenliegenden Wärmetauscher

A2 mit Zwischenkreis über aussenliegenden Wärmetauscher – Stufenladung

A3 mit Zwischenkreis über aussenliegenden Wärmetauscher – Schichtladung mit sekundärseitiger Laderegelung

B Raumheizung und Warmwasserbereitung über getrennte Verflüssiger (kein Zwischenkreis erforderlich; Warmwasserbereitung alternativ und/oder parallel zur Raumheizung)

B1 mit Verflüssiger Warmwasser im Wassererwärmer (Kompakt- oder Splitgeräte)

B2 mit Verflüssiger Warmwasser in der Wärmepumpe (Warmwasser wird durch Wärmepumpe geleitet) – Stufenladung

B3 mit Verflüssiger Warmwasser in der Wärmepumpe (Warmwasser wird durch Wärmepumpe geleitet) – Schichtladung mit sekundärseitiger Laderegelung

C Kaskadenlösungen mit unterschiedlichen Temperaturniveaus: Enthitzer – Verflüssiger – Unterkühler (Warmwasserbereitung immer parallel zur Raumheizung und weiteren Nutzungen)

STASCH [1] basiert grundsätzlich auf den Schaltungen A1 und A2, weil damit jede Wärmepumpe auch zur Warmwasserbereitung eingesetzt werden kann. Um sowohl für die Raumheizung wie für die Warmwasserbereitung optimale Bedingungen zu schaffen, wird die Warmwasserbereitung bei STASCH immer alternativ zur Raumheizung betrieben.

Die vorliegenden Untersuchungen beschränken sich, STASCH folgend, auf die Schaltungen A1 und A2. Der Vollständigkeit halber werden aber die Erkenntnisse der Messungen zusätzlich auch noch auf Schaltung A3 übertragen. Abbildung 31 zeigt diese drei Grundschaltungen.

Von grossem Vorteil für die Warmwasserbereitung mit einer Wärmepumpe ist es, wenn die Verflüssiger-Austrittstemperatur über eine möglichst lange Zeit möglichst tief gehalten werden kann, damit die Warmwasserbereitung mit einer möglichst guten Arbeitszahl erfolgt. Andererseits ist es aber auch von Vorteil, wenn der Speicher möglichst vollständig mit einer möglichst hohen Temperatur geladen werden kann. Zusammenfassend ergeben sich für die Schaltungen A1, A2 und A3 die folgenden Vor- und Nachteile:

Vorteile des innenliegenden Wärmetauschers (Schaltung A1):

- Relativ ungestörte Schichtladung
- Weiterer innenliegender Wärmetauscher möglich für Solarenergienutzung
- Tiefe Verflüssigereintrittstemperatur ergibt gute Arbeitszahl
- Verschmutzungs-/Verkalkungsgefahr weniger gross als bei einem aussenliegenden Plattenwärmetauscher (beim Glattrohrwärmetauscher ist auch eine mechanische Reinigung möglich)

Nachteile des innenliegenden Wärmetauschers (Schaltung A1):

- Viel kleinerer Wärmedurchgangskoeffizient $[W/(m^2K)]$ als beim aussenliegenden Wärmetauscher
- Erforderliche Wärmeaustauschfläche hat schnell einmal keinen Platz mehr im Speicher

Allgemeine Vorteile des aussenliegenden Wärmetauschers (Schaltungen A2 und A3):

- Wärmedurchgangskoeffizient $[W/(m^2K)]$ viel besser als beim innenliegenden Wärmetauscher
- Keine Platzprobleme, praktisch beliebig grosse Wärmeaustauschflächen möglich

Allgemeiner Nachteil des aussenliegenden Wärmetauschers (Schaltungen A2 und A3):

- Kombination mit innenliegendem Wärmetauscher für Solarenergienutzung nicht sinnvoll

- Verschmutzungs-/Verkalkungsgefahr grösser als beim innenliegenden Wärmetauscher (beim gelöteten Plattenwärmetauscher ist keine mechanische, sondern nur eine chemische Reinigung möglich)

Vorteil des aussenliegenden Wärmetauschers bei Stufenladung (Schaltung A2):

- Die Einhaltung einer möglichst tiefen Verflüssiger-Austrittstemperatur über eine längere Zeit des Ladevorgangs ergibt eine gute Arbeitszahl

Nachteile des aussenliegenden Wärmetauschers bei Stufenladung (Schaltung A2):

- Durchmischung der unteren Speicherhälfte bei der Ladung
- Die maximal mögliche Warmwassertemperatur könnte von Zufälligkeiten abhängig sein; ob und wie weit dies der Fall ist, soll durch das vorliegende Projekt untersucht werden

Vorteil des aussenliegenden Wärmetauschers bei Schichtladung (Schaltung A3):

- Der Speicher kann auf die höchstmögliche Temperatur geladen werden
- Der Speicher kann nahezu vollständig durchgeladen werden
- Das Warmwasser steht sofort (ab Ladebeginn) mit höchstmöglicher Temperatur zur Verfügung

Nachteile des aussenliegenden Wärmetauschers bei Schichtladung (Schaltung A3):

- Zusätzlicher Regelkreis mit zusätzlichem Dreiwegventil erforderlich
- Infolge der konstant hohen Verflüssiger-Austrittstemperatur ergibt sich eine wesentlich schlechterere Arbeitszahl als bei der Stufenladung

4.2 Regelkonzept und Auslegung

4.2.1 Warmwasser-Temperatur und Legionellen-Problem

Das Bundesamt für Gesundheit gibt in «Legionellen und Legionellose – Modul 12 Sanitäre Installationen» [4] folgende Empfehlungen:

- 1 *Es wird empfohlen, das genutzte Warmwasser täglich während einer Stunde auf 60°C aufzuheizen.*
- 2 *In der Praxis sollte gewährleistet sein, dass die Warmwassertemperatur an der Entnahmestelle nicht unter 50°C fällt.*

Die Einhaltung der Forderungen ist mit einer üblichen Wärmepumpe (maximale Verflüssiger-Austrittstemperatur 55°C) sicher nicht realisierbar. Ob und wie sie mit einer Hochtemperatur-Wärmepumpe (maximale Verflüssiger-Austrittstemperatur 65°C) realisierbar ist, soll durch das vorliegende Projekt untersucht werden.

In der Praxis – vor allem im Einfamilienhausbereich – werden die Forderungen heute oft nicht eingehalten.

Frage 1: Welche maximale Warmwassertemperatur kann mit welchen Wassererwärmungssystem und welcher Auslegung sicher erreicht werden?

4.2.2 Auslegung Wassererwärmer

Entscheidend für den notwendigen Inhalt des Wassererwärmers sind:

- Spitzenbedarf [Liter in 10 Minuten]
- Tagesbedarf [Liter in 24 Stunden]
- Speicherverluste [%]
- Innenliegender oder aussenliegender Wärmetauscher?
- Zirkulationssystem ja/nein? Falls ja: Art des Zirkulationssystems?
- Anordnung der Anschlüsse (ausenliegender Wärmetauscher, Zirkulation)
- Anordnung der Fühler (Ein- und Ausschaltung der Ladung)
- Aber auch Regelkonzept, Wärmepumpenleistung usw. spielen eine Rolle

Frage 2: Wie soll der Wassererwärmer ausgelegt werden?

4.2.3 Auslegung Wärmetauscher

Die Auslegung des Wärmetauschers muss so erfolgen, dass folgende Forderungen erfüllt sind:

- 1 Warmwasserbereitung im Alternativbetrieb, d. h. Wärmepumpenleistung muss in jedem Betriebsfall abgegeben werden können
- 2 Warmwassertemperatur am Ende der Ladung möglichst nahe an der maximal möglichen Verflüssiger-austrittstemperatur

Die Hauptschwierigkeit bei der **Auslegung eines innenliegenden Wärmetauschers** ist eine genügend grosse Tauscherfläche, so dass die Wärmepumpenleistung in jedem Betriebsfall abgegeben werden kann. Da der Wärmedurchgangskoeffizient $[W/(m^2K)]$ wesentlich schlechter ist als beim aussenliegenden Wärmetauscher, hat die erforderliche Tauscherfläche schnell einmal keinen Platz mehr im Speicher.

Frage 3: Wie soll der innenliegende Wärmetauscher ausgelegt werden?

Wesentlich komplexer ist die **Auslegung eines aussenliegenden Gegenstrom-Plattenwärmetauschers** mittels Stufenladung. Grundsätzlich ergibt sich die Auslegung über die vier Temperaturen am Ende der Ladung mit dem als ideal angenommenen letzten Ladedurchgang. Unklar ist hier, wie der letzte Ladedurchgang tatsächlich verläuft: Muss bei grösserer Spreizung entsprechend früher abgeschaltet werden, um eine Hochdruckstörung sicher zu vermeiden?

Frage 4: Wie soll der aussenliegende Wärmetauscher ausgelegt werden?

Die bisher gemachten Überlegungen beruhen auf einer idealen Stufenladung. In der Realität ergeben sich noch zusätzliche Durchmischungs- und Schichtungseffekte, die damit nicht berücksichtigt sind.

Frage 5: Welchen Einfluss haben Durchmischungs- und Schichtungseffekte? Wie können diese allenfalls hydraulisch und regelungstechnisch umgangen werden?

5. Resultate der Messungen

Tabelle 11 gibt eine Übersicht über alle durchgeführten Messungen. Es wird jeweils angegeben, wie der Zustand am Ende der Ladung war, und welche Kennzahlen damit erreicht wurden. Zudem wurde für alle Varianten der jährliche Elektroverbrauch hochgerechnet.

Variante →	1	2	3	4	5
Wärmetauscher	innenliegend	ausenliegend	ausenliegend	ausenliegend	ausenliegend
Wärmeaustauschfläche [m²]	3,0	5,7	5,7	5,7	5,7
Anzahl Wärmepumpen	1	1	2	2	2
Spez. Wärmeaustauschl. [m²/kW] (Empfehlung STASCH)	0,17 (0,30)	0,32 (0,15)	0,16 (0,15)	0,16 (0,15)	0,16 (0,15)
Ladetemperatur	variabel	variabel	variabel	variabel	variabel
Laderegler sekundär	nein	nein	nein	nein	nein
Einschaltkriterium: Speichertemperatur 2/3 [°C]	< 50	< 50	< 50	< 50	< 50
Ausschaltkriterium [°C]	Verflüssiger- Austrittstemp. > 63	Verflüssiger- Austrittstemp. > 63	Verflüssiger- Austrittstemp. > 63	Verflüssiger- Austrittstemp. > 63	Verflüssiger- Austrittstemp. > 66
Zustand am Ende der Ladung:					
Heizleistung [kW] (Mittelwert über den Ladevorgang)	19,2 (20,3)	19,2 (20,0)	38,4 (39,5)	36,8 (38,8)	36,0 (37,7)
Elektrische Leistung [kW] (Mittelwert über den Ladevorgang)	7,4 (6,43)	7,3 (6,01)	14,3 (12,00)	14,0 (11,66)	14,6 (11,98)
Durchfluss WT primär [m³/h]	2,87	2,84	4,44	3,32	3,22
Durchfluss WT sekundär [m³/h] (Durchfluss durch Speicher)	– (0)	3,5 (3,5)	3,5 (3,5)	2,2 (2,2)	2,15 (2,15)
Eintrittstemperatur WT primär [°C]	63,0	63,0	63,0	63,0	66,0
Austrittstemperatur WT primär [°C]	57,2	57,2	55,6	53,5	56,4
Eintrittstemperatur WT sek. [°C]	51,3 *	56,6	52,7	47,4	50,4
Austrittstemperatur WT sek. [°C]	51,3 *	61,3	61,8	62,4	65,5
Logarithmische Temperaturdiff. [K]	8,47	1,06	1,93	2,37	2,22
Res. k-Wert WT [W/(m²·K)]	756	3'178	3'491	2'724	2'845
Warmwasser-Austrittstemp. [°C]	51,3	57,7	55,6	53,8	56,6
Speichertemperatur 3/3 [°C]	51,3	57,4	55,4	53,4	56,2
Speichertemperatur 2/3 [°C]	51,0	57,4	55,3	53,4	56,2
Speichertemperatur 1/3 [°C]	50,8	57,2	54,8	52,9	55,6
Speichertemperatur unten [°C]	20,0	54,1	50,6	46,7	49,2
Gemessene Kennzahlen:					
Arbeitszahl ** [-] (Mittelwert über den Ladevorgang)	3,16	3,33	3,29	3,33	3,15
Warmwasserverbrauch [dm³/d]	680				
Energieverbrauch WW [kWh/d]	32,3				
Speicher- und Zirk.-Verl. *** [kWh/d]	16,8				
Ges. Energieverbrauch WW [kWh/d]	49,1				
Berechnung:					
Elektroverbrauch pro Jahr [kWh/a]	5'671	5'382	5'447	5'382	5'690
Prozentual [%]	105	100	101	100	106

* Annahme: Speichertemperatur von 51,3°C um das Rohrbündel (höchster gemessener Wert)
** Inkl. Wärmequellenpumpe(n) und Ladepumpe(n)
*** Laufzeit der Zirkulationspumpe = 17 h

Tabelle 11: Übersicht über die Resultate der durchgeführten Messungen

5.1 Variante 1: Wassererwärmung mit innenliegendem Wärmetauscher

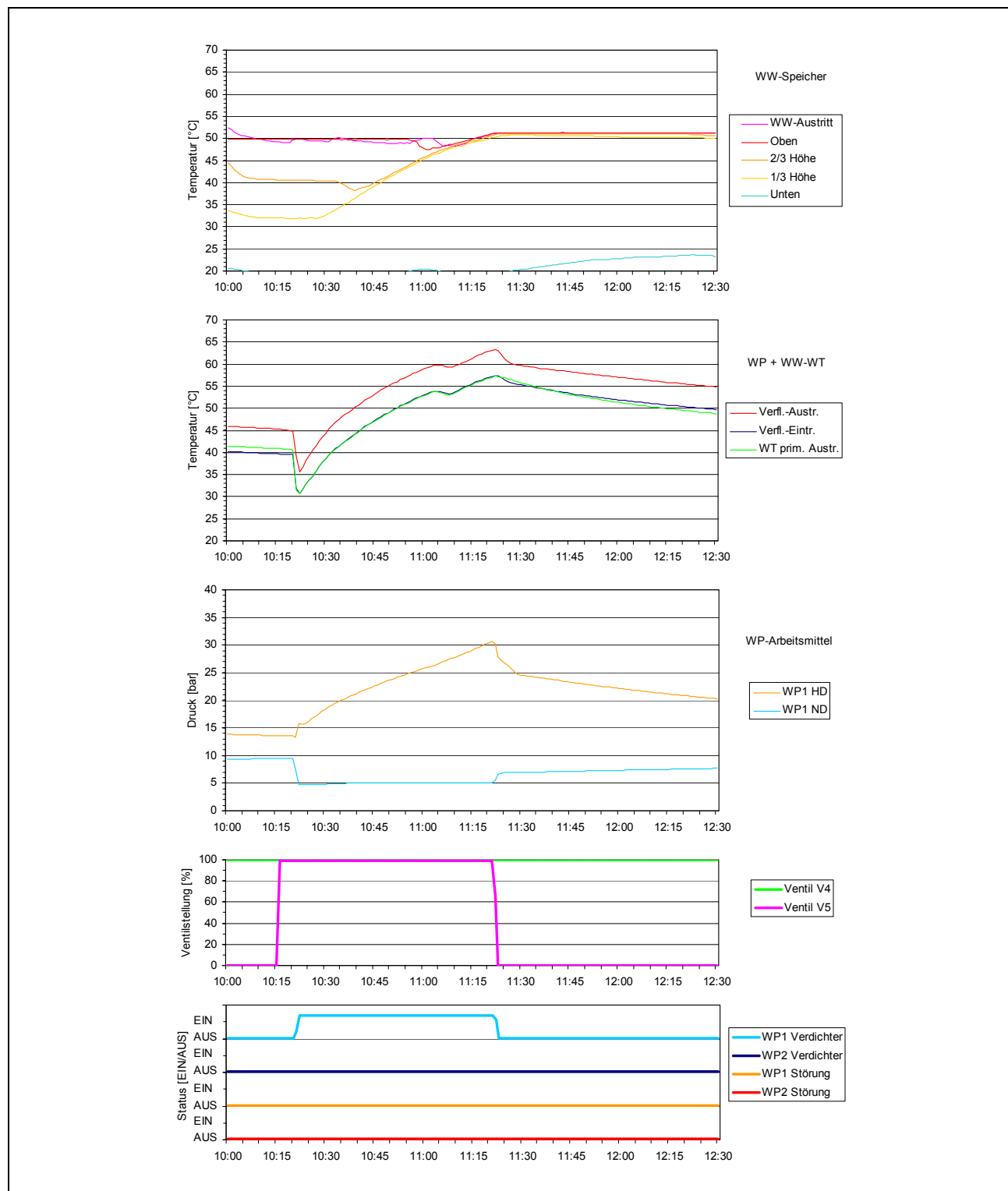


Abbildung 12: Ladevorgang Variante 1 – Wassererwärmung mit innenliegendem Wärmetauscher

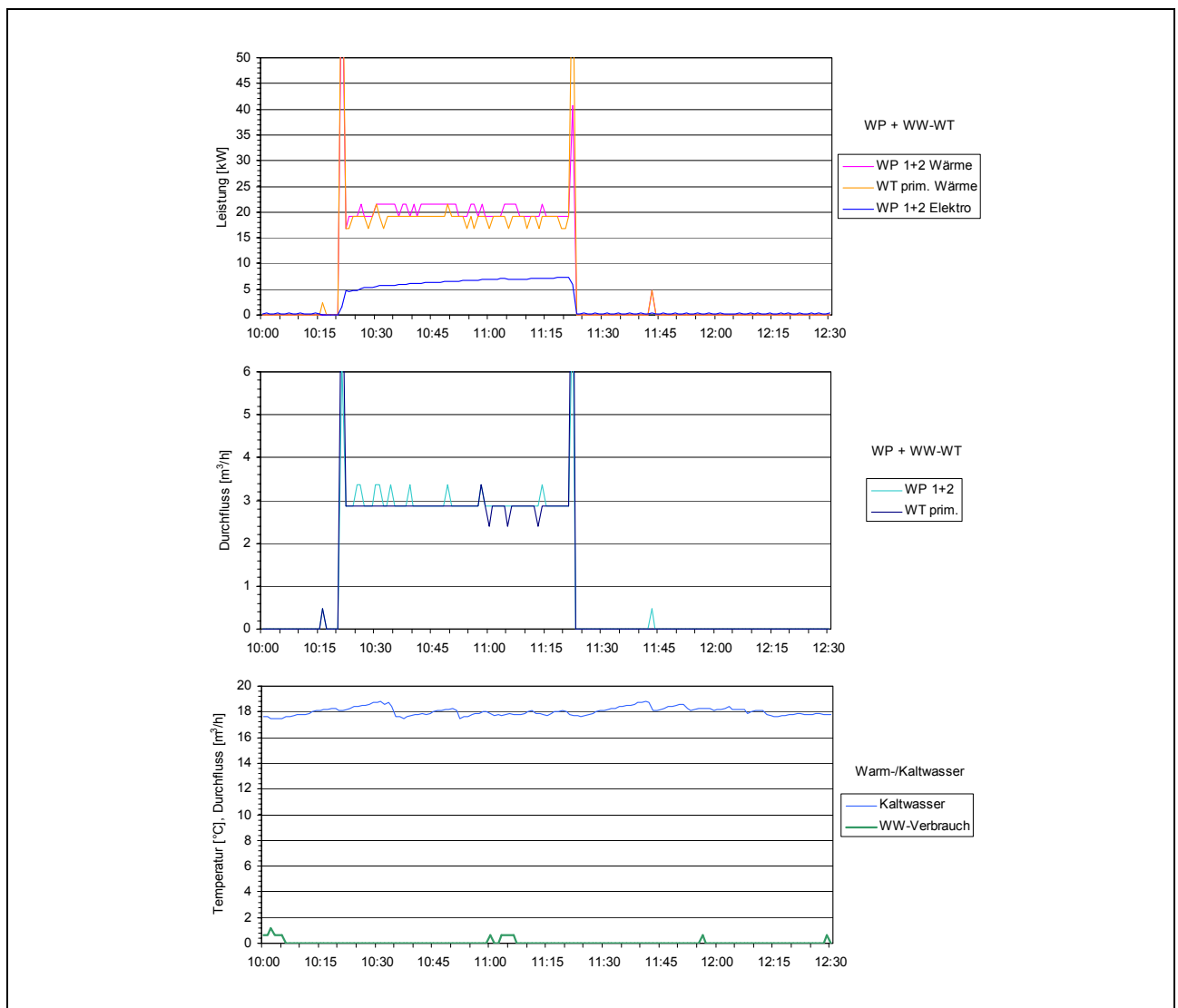


Abbildung 13: Ladevorgang Variante 1 – Wassererwärmung mit innenliegendem Wärmetauscher (Fortsetzung)

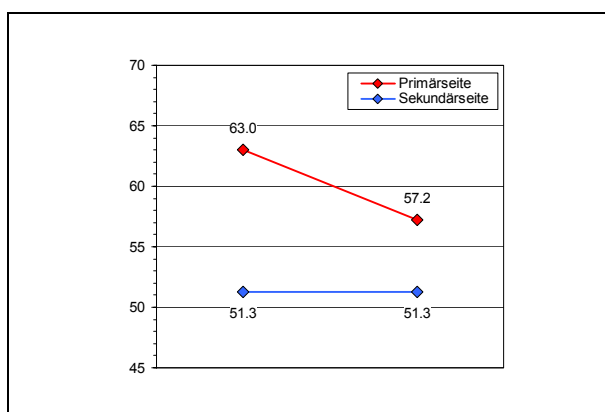


Abbildung 14: Wärmetauscherdiagramm Variante 1

Im gegebenen Wassererwärmer der Versuchsanlage wurde, wie bereits gesagt, der grösstmögliche Rohrbündel-Wärmetauscher eingebaut (Abbildung 3 und Abbildung 5). Dieser hatte aber, gegenüber der Empfehlung von STASCH [1], nur gut die halbe Wärmeaustauschfläche ($0,17$ anstatt $0,30 \text{ m}^2/\text{kW}$).

In Abbildung 14 wurde vereinfachend angenommen, dass die Speichertemperatur um das Rohrbündel am Ende der Ladung einheitlich $51,3^\circ\text{C}$ beträgt (höchster gemessener Wert). Damit ergibt sich am Ende der Ladung ein logarithmische Temperaturdifferenz von $8,47 \text{ K}$ und ein k -Wert des Rohrbündelwärmetauschers (Glattrohr) von $756 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$.

Mit dieser Auslegung konnte der Speicher auf (von oben nach unten) $51-51-51-20^\circ\text{C}$ mit einer Arbeitszahl von $3,16$ geladen werden.

5.2 Variante 2: Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher – doppelte Wärmeaustauschfläche gegenüber STASCH

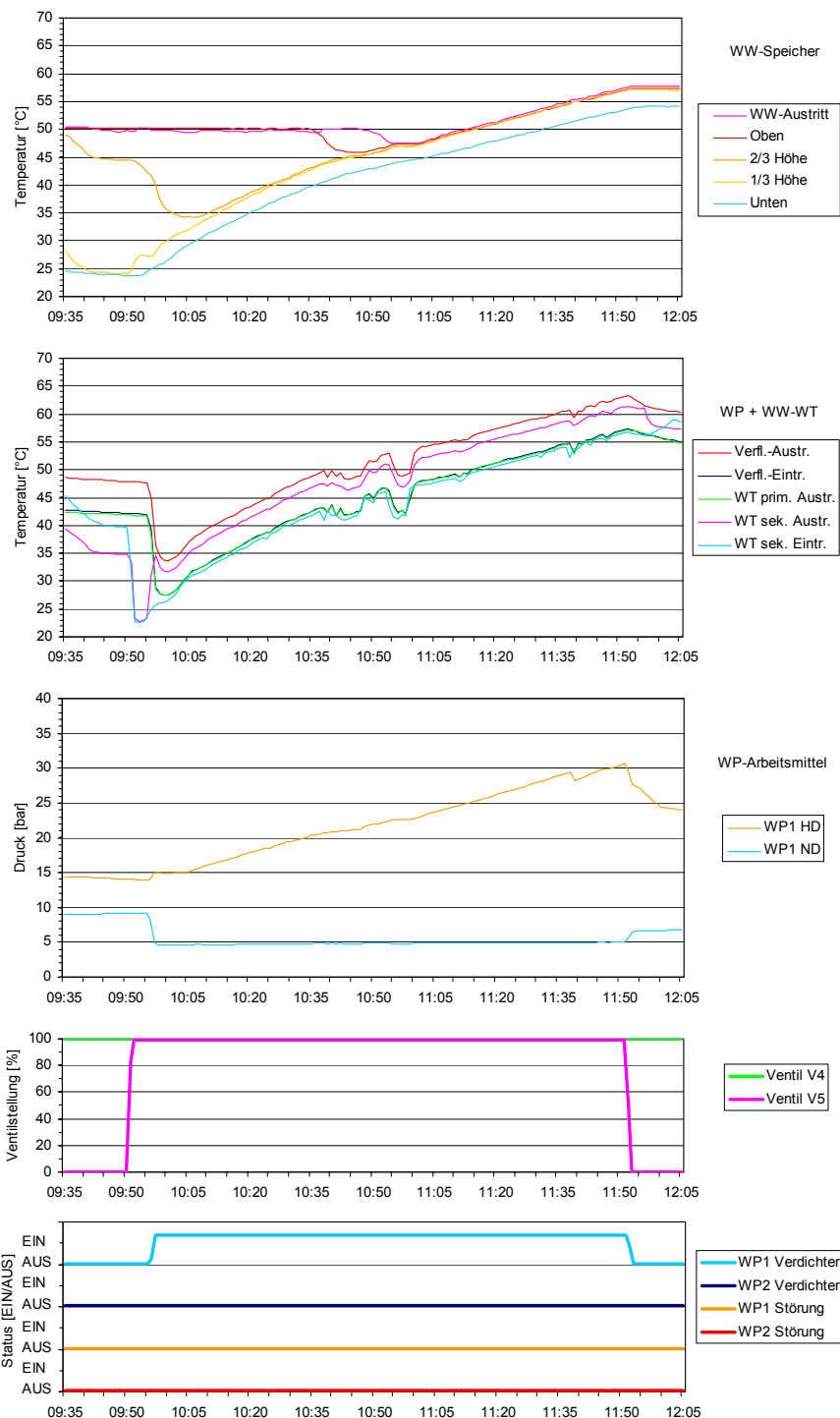


Abbildung 15: Ladevorgang Variante 2 – Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher – doppelte Wärmeaustauschfläche gegenüber STASCH

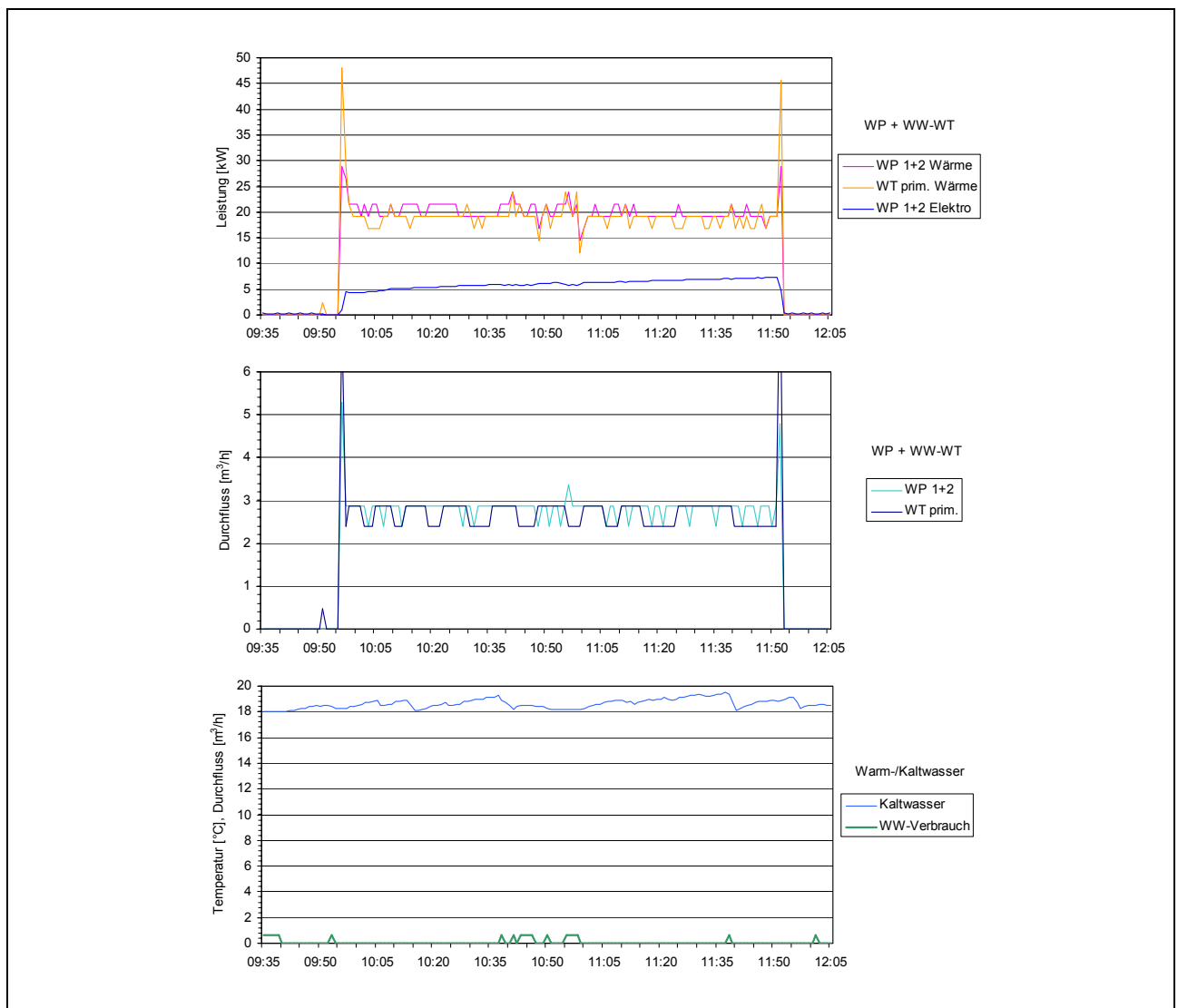


Abbildung 16: Ladevorgang Variante 2 – Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher – doppelte Wärmeaustauschfläche gegenüber STASCH (Fortsetzung)

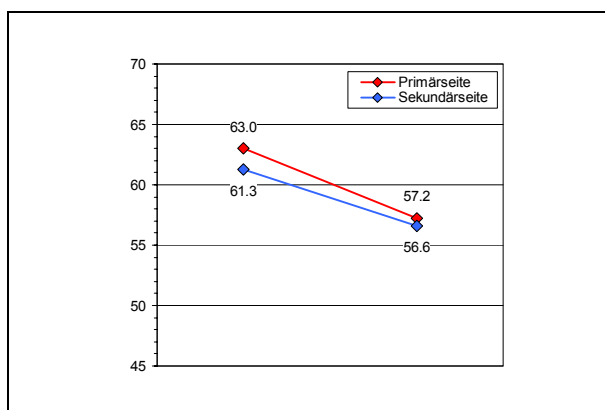


Abbildung 17: Wärmetauscherdiagramm Variante 2

Zunächst ist einmal auffallend, dass beim Ladevorgang keine Stufung der Speichertemperatur erkennbar ist, wie man sie aufgrund theoretischer Überlegungen erwarten würde.

Bei der Versuchsanlage ergaben sich bei automatischer Umschaltung «1 WP – 2 WP» fixe Durchflüsse, die durch die eingebauten Pumpen und den hydraulischen Abgleich gegeben waren. Der für beide Betriebsarten optimierte hydraulische Abgleich ergab für den Betrieb mit einer Wärmepumpe einen etwas grösseren Durchfluss auf der Sekundärseite als auf der Primärseite. Aus Abbildung 17 ist ersichtlich, dass durch Reduktion des Durchflusses auf der Sekundärseite noch eine um 1 K höhere Austrittstemperatur resultiert hätte.

Trotz dieser noch nicht ganz optimalen Auslegung konnte der Speicher auf (von oben nach unten) 57–57–57–54°C mit einer Arbeitszahl von 3,33 durchgeladen werden.

5.3 Variante 3: Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher – Wärmeaustauschfläche gemäss STASCH

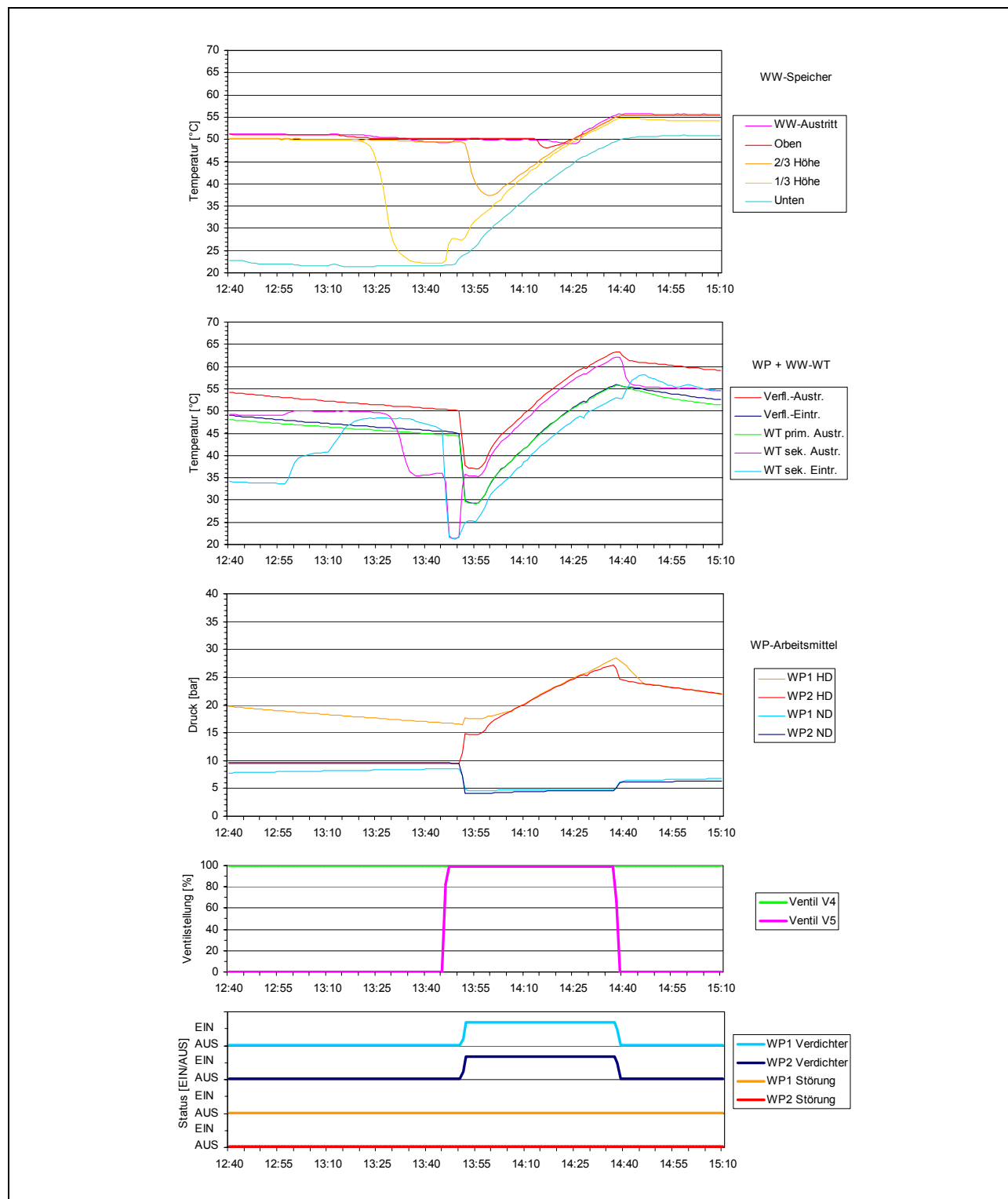


Abbildung 18: Ladevorgang Variante 3 – Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher – Wärmeaustauschfläche gemäss STASCH

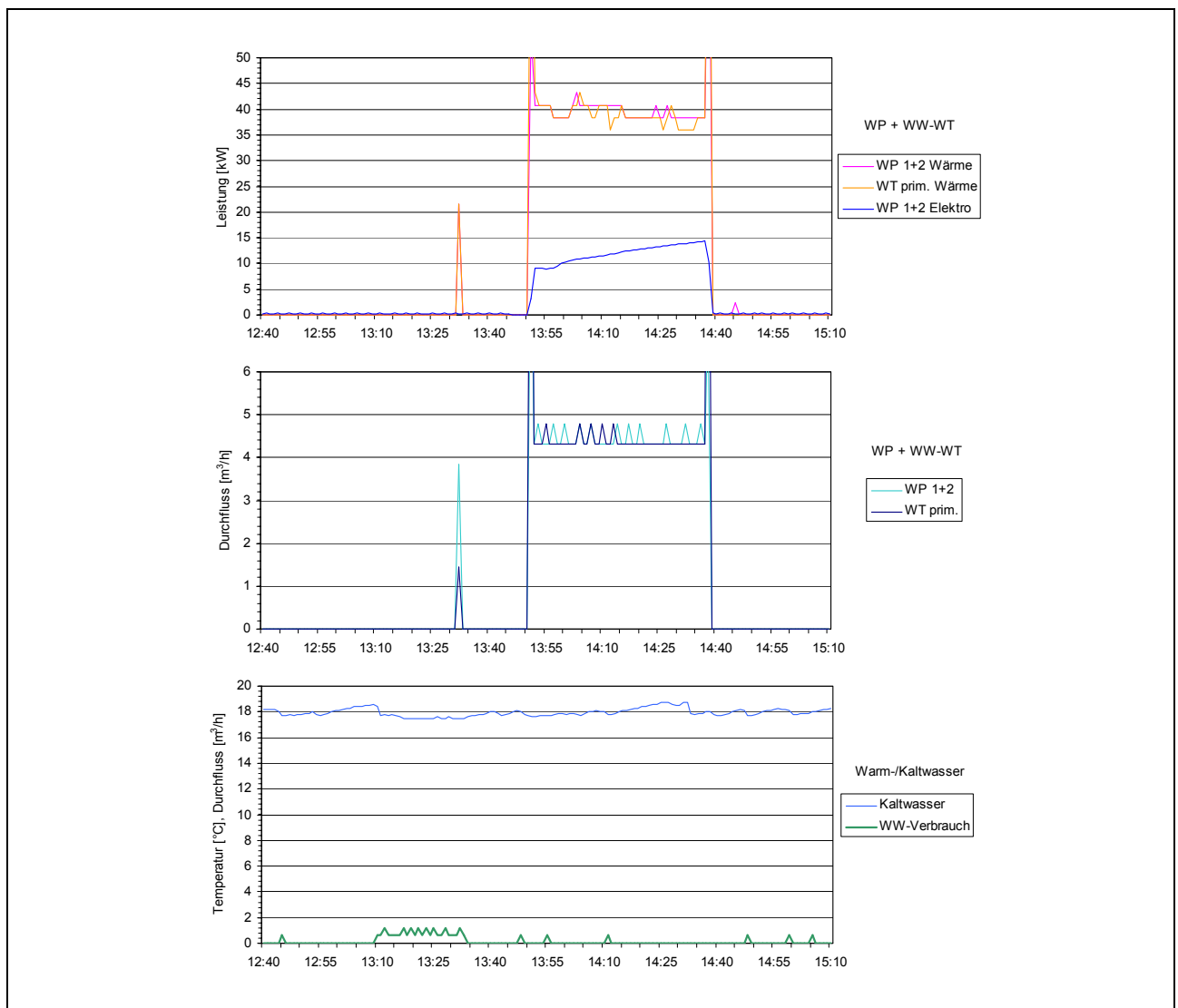


Abbildung 19: Ladevorgang Variante 3 – Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher – Wärmeaustauschfläche gemäss STASCH (Fortsetzung)

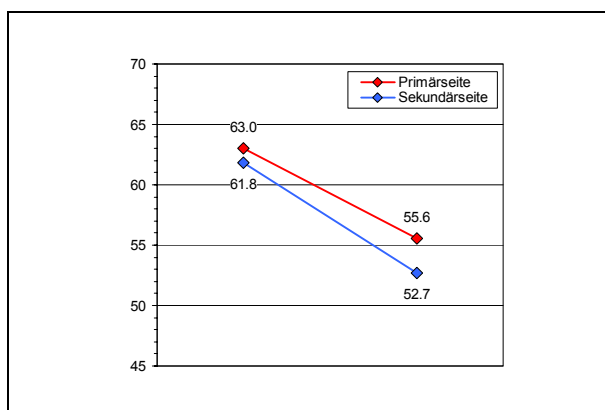


Abbildung 20: Wärmetauscherdiagramm Variante 3

Auch hier fällt auf, dass beim Ladevorgang keine Stufung der Speichertemperatur erkennbar ist, wie man sie aufgrund theoretischer Überlegungen erwarten würde, speziell bei der (gegenüber Variante 1) wesentlich grösseren Temperaturdifferenz auf der Sekundärseite.

Im Gegensatz zu Variante 2 ist hier der Durchfluss auf der Sekundärseite kleiner als auf der Primärseite. Damit ist hier eine optimal hohe Austrittstemperatur möglich.

Mit der gegebenen Auslegung konnte der Speicher auf (von oben nach unten) 55–55–55–51°C mit einer Arbeitszahl von 3,29 durchgeladen werden.

5.4 Variante 4: Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher – Wärmeaustauschfläche gemäss STASCH – grössere Temperaturdifferenz über dem Wärmetauscher

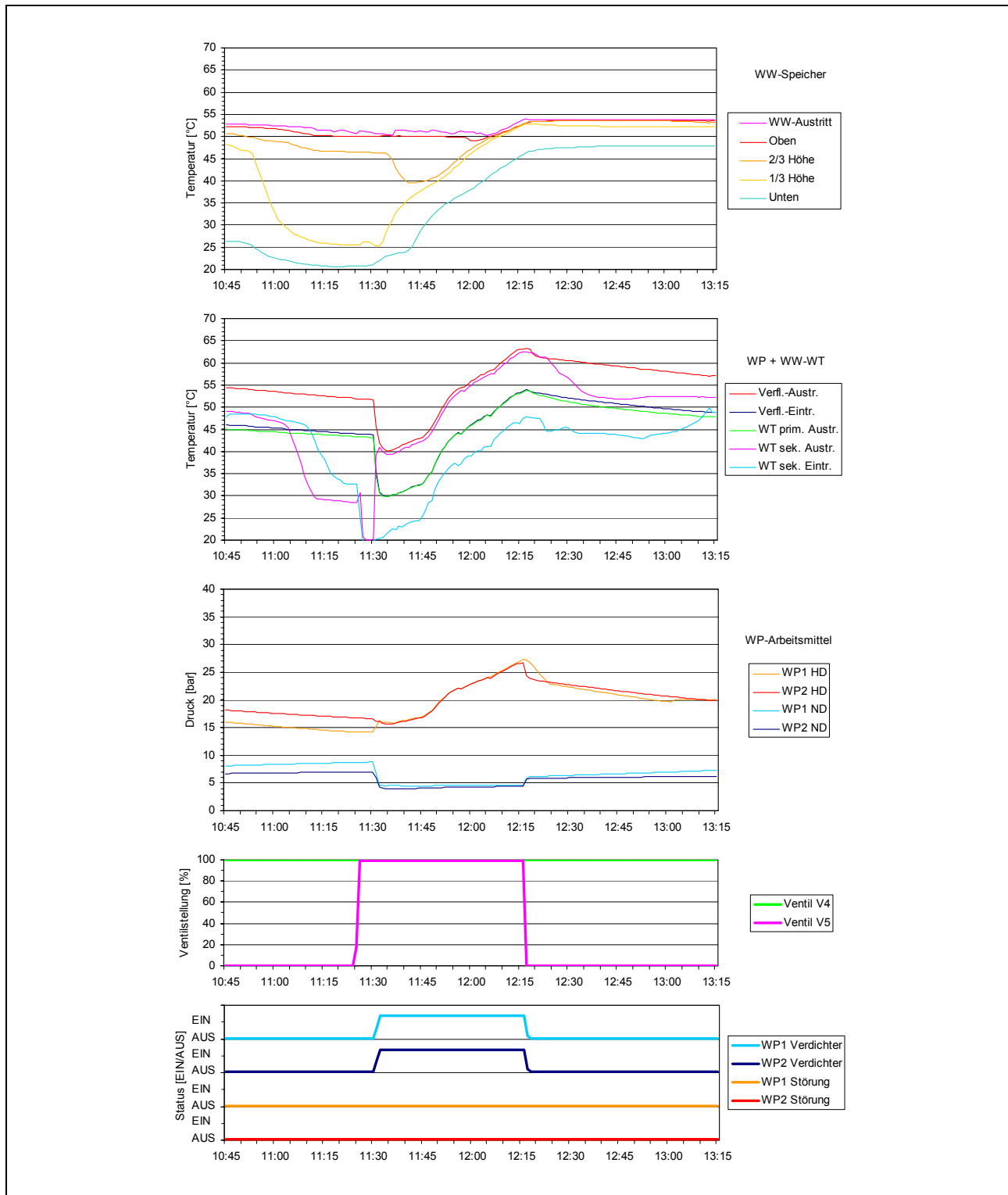


Abbildung 21: Ladevorgang Variante 4 – Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher – Wärmeaustauschfläche gemäss STASCH, aber grössere Temperaturdifferenz über dem Wärmetauscher

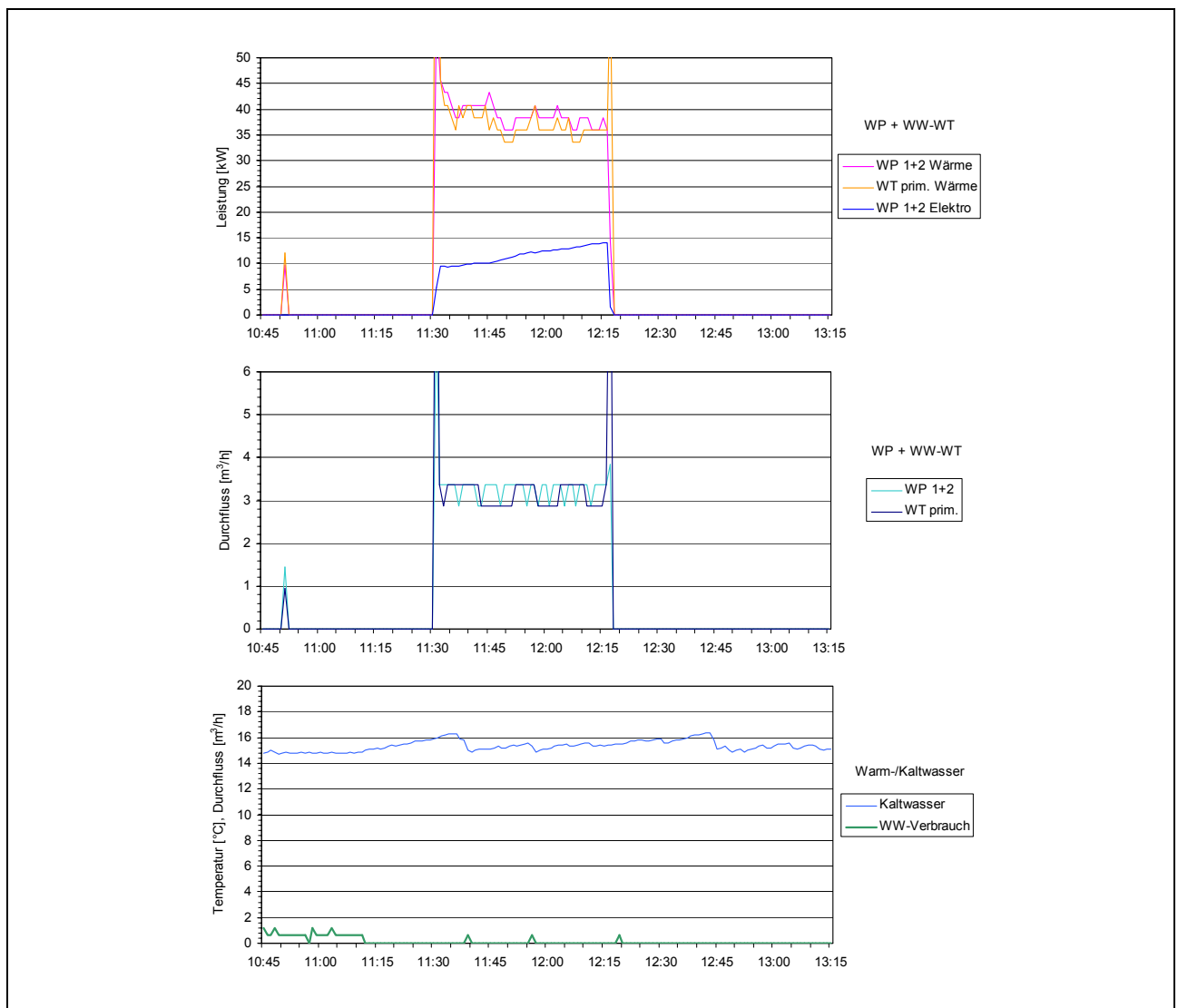


Abbildung 22: Ladevorgang Variante 4 – Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher – Wärmeaustauschfläche gemäss STASCH, aber grössere Temperaturdifferenz über dem Wärmetauscher (Fortsetzung)

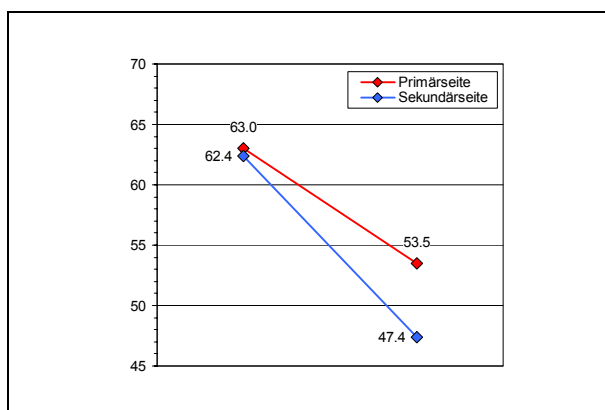


Abbildung 23: Wärmetauscherdiagramm Variante 4

Hier wurde der Durchfluss sowohl auf der Primär- wie auf der Sekundärseite nochmals kräftig reduziert. Trotzdem ist auch hier beim Ladevorgang keine Stufung der Speichertemperatur erkennbar.

Mit der gegebenen Auslegung konnte der Speicher auf (von oben nach unten) 54–53–53–47°C mit einer Arbeitszahl von 3,33 durchgeladen werden.

5.5 Variante 5: Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher – Wärmeaustauschfläche gemäss STASCH – maximale Verflüssiger-Austrittstemperatur

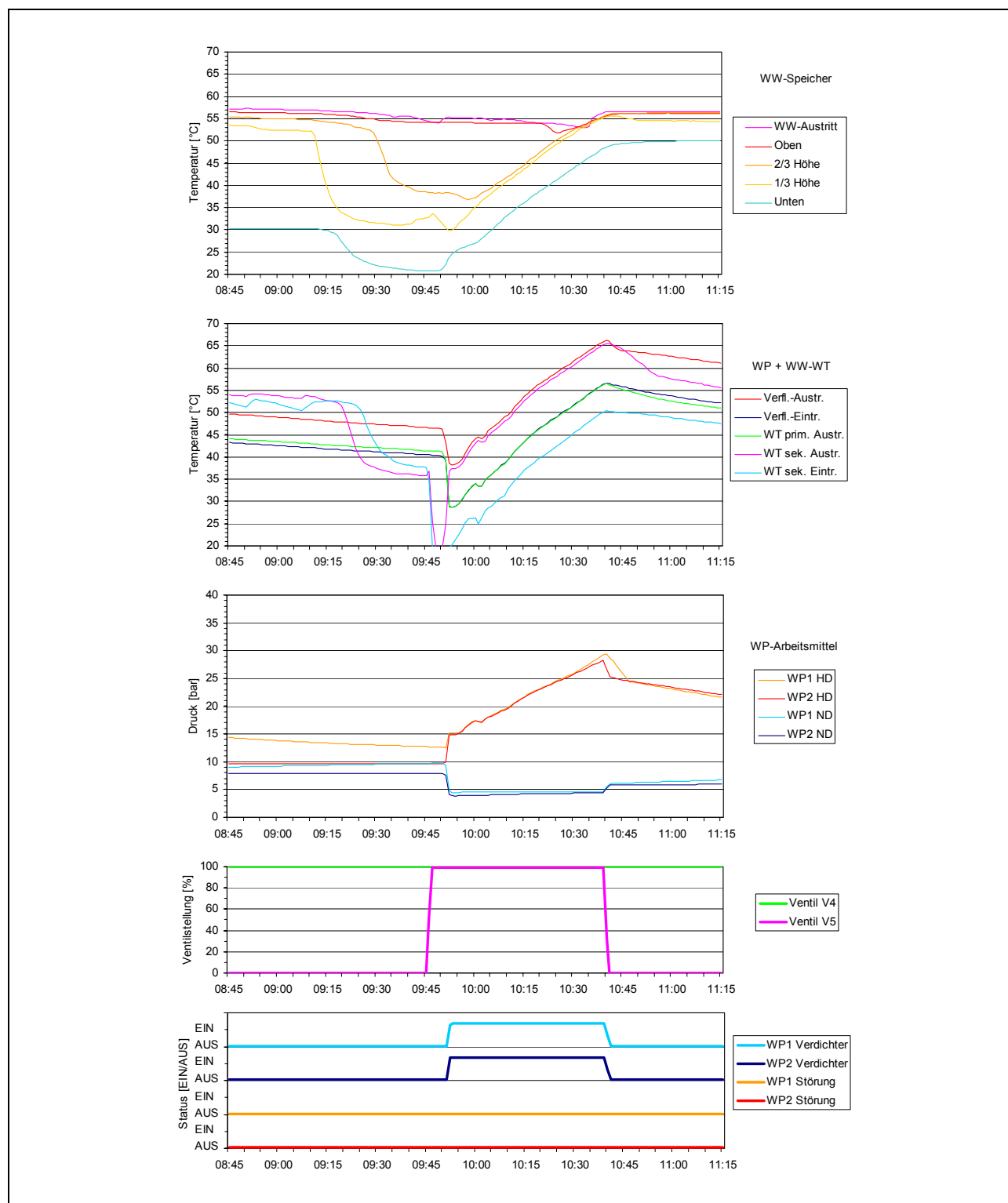


Abbildung 24: Ladevorgang Variante 5 – Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher – Wärmeaustauschfläche gemäss STASCH, aber maximale Verflüssiger-Austrittstemperatur

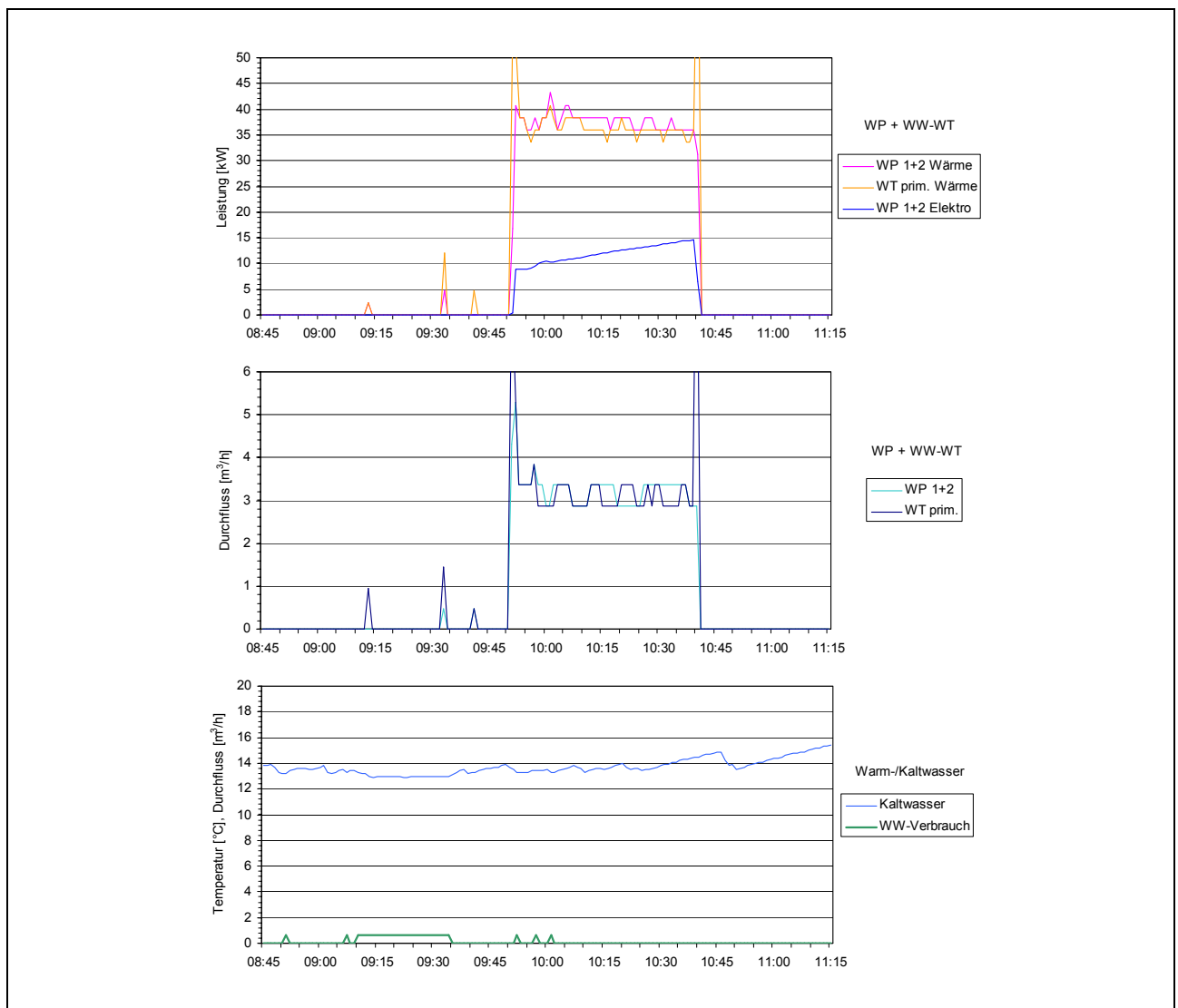


Abbildung 25: Ladevorgang Variante 5 – Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher – Wärmeaustauschfläche gemäss STASCH, aber maximale Verflüssiger-Austrittstemperatur (Fortsetzung)

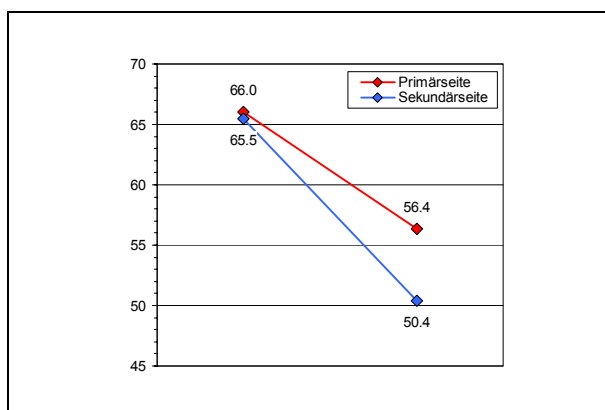


Abbildung 26: Wärmetauscherdiagramm Variante 5

Bei dieser Variante wurde versucht, eine möglichst hohe Verflüssiger-Austrittstemperatur zu fahren. Mit einer Temperaturdifferenz über dem Verflüssiger von 10 K konnte problemlos mit einer Verflüssiger-Austrittstemperatur von maximal 66°C gefahren werden.

Mit der gegebenen Auslegung konnte der Speicher auf (von oben nach unten) 57–56–56–49°C mit einer Arbeitszahl von 3,15 durchgeladen werden.

5.6 Variante 6: Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher und sekundärseitiger Laderegelung

Der grosse Vorteil einer sekundärseitigen Laderegelung ist es, dass nahezu der ganze Speicher auf die höchstmögliche Temperatur geladen werden kann. Infolge der konstant hohen Verflüssiger-Austrittstemperatur ergibt sich aber leider eine wesentlich schlechterere Arbeitszahl als bei der Stufenladung.

Diese Schaltung lag nicht real vor, infolge der konstanten Austrittstemperatur konnte jedoch eine Berechnung vorgenommen werden. Die Frage war bloss, welche Variante als Grundlage genommen werden sollte. Da die Ladung in einem Durchgang erfolgt, darf die sekundärseitige Temperaturdifferenz gross sein. Deshalb wurden die Varianten 4 und 5 genommen.

Mit **Variante 5** könnte der Sollwert für die Ladereglung maximal auf 65,5°C gestellt werden. Der Laderegler müsste dann aber sehr sorgfältig eingestellt werden (kein Überspringen), um Hochdruckstörungen sicher zu vermeiden.

Mit **Variante 4** und einem Sollwert von maximal 62,4°C würde sich ein genügender Sicherheitsabstand ergeben.

Zusammenfassend lässt sich somit sagen (Berechnung siehe Tabelle 27):

- Mit einer Laderegelung lassen sich problemlos Warmwassertemperaturen von über 60°C erreichen, und damit die Forderungen des Bundesamtes für Gesundheit [4] zur Vermeidung von Problemen mit Legionellen im Trinkwasser erfüllen
- Die Arbeitszahl wird mit 2,63...2,47 jedoch wesentlich schlechter sein als ohne Laderegelung (3,33).
- Und auch der Elektroverbrauch wird mit 127...135% entsprechend schlechter sein als ohne Laderegelung (100...106%)

Variante →	4 (Messung)	5 (Messung)	6a (Berechnung aus 4)	6b (Berechnung aus 5)
Ladetemperatur	variabel	variabel	konstant	konstant
Laderegler sekundär	nein	nein	ja	ja
Einschaltkriterium: Speichertemperatur 2/3 [°C]	< 50	< 50	< 50	< 50
Ausschaltkriterium [°C]	Verflüssiger- Austrittstemp. > 63	Verflüssiger- Austrittstemp. > 66	Speichertemp. unten > 50	Speichertemp. unten > 50
Zustand am Ende der Ladung:				
Heizleistung [kW] (Mittelwert über den Ladevorgang)	36,8 (38,8)	36,0 (37,7)	36,8 (38,8)	36,0 (37,7)
Elektrische Leistung [kW] (Mittelwert über den Ladevorgang)	14,0 (11,66)	14,6 (11,98)	14,0 (11,66)	14,6 (11,98)
Durchfluss WT primär [m³/h]	3,32	3,22	3,32	3,22
Durchfluss WT sekundär [m³/h] (Durchfluss durch Speicher)	2,2 (2,2)	2,15 (2,15)	2,2 (variabel)	2,15 (variabel)
Eintrittstemperatur WT primär [°C]	63,0	66,0	63,0	66,0
Austrittstemperatur WT primär [°C]	53,5	56,4	53,5	56,4
Eintrittstemperatur WT sekundär [°C]	47,4	50,4	47,4	50,4
Austrittstemperatur WT sekundär [°C]	62,4	65,5	62,4	65,5
Logarithmische Temperaturdifferenz [K]	2,37	2,22	2,37	2,22
Resultierender k-Wert WT [W/(m²·K)]	2'724	2'845	2'724	2'845
Warmwasser-Austrittstemperatur [°C]	53,8	56,6	62,4	65,5
Speichertemperatur 3/3 [°C]	53,4	56,2	62,4	65,5
Speichertemperatur 2/3 [°C]	53,4	56,2	62,4	65,5
Speichertemperatur 1/3 [°C]	52,9	55,6	62,4	65,5
Speichertemperatur unten [°C]	46,7	49,2	> 50	> 50
Kennzahlen:				
Arbeitszahl (Mittelwert über den Ladevorgang) [-]	3,33	3,15	2,63	2,47
Elektroverbrauch pro Jahr [kWh/a]	5'382	5'690	6'815	7'256
Prozentual [%]	100	106	127	135

Tabelle 27: Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher und sekundärseitiger Laderegelung – Berechnung der Varianten 6a und 6b aus den gemessenen Varianten 4 und 5

5.7 Typischer Tagesgang

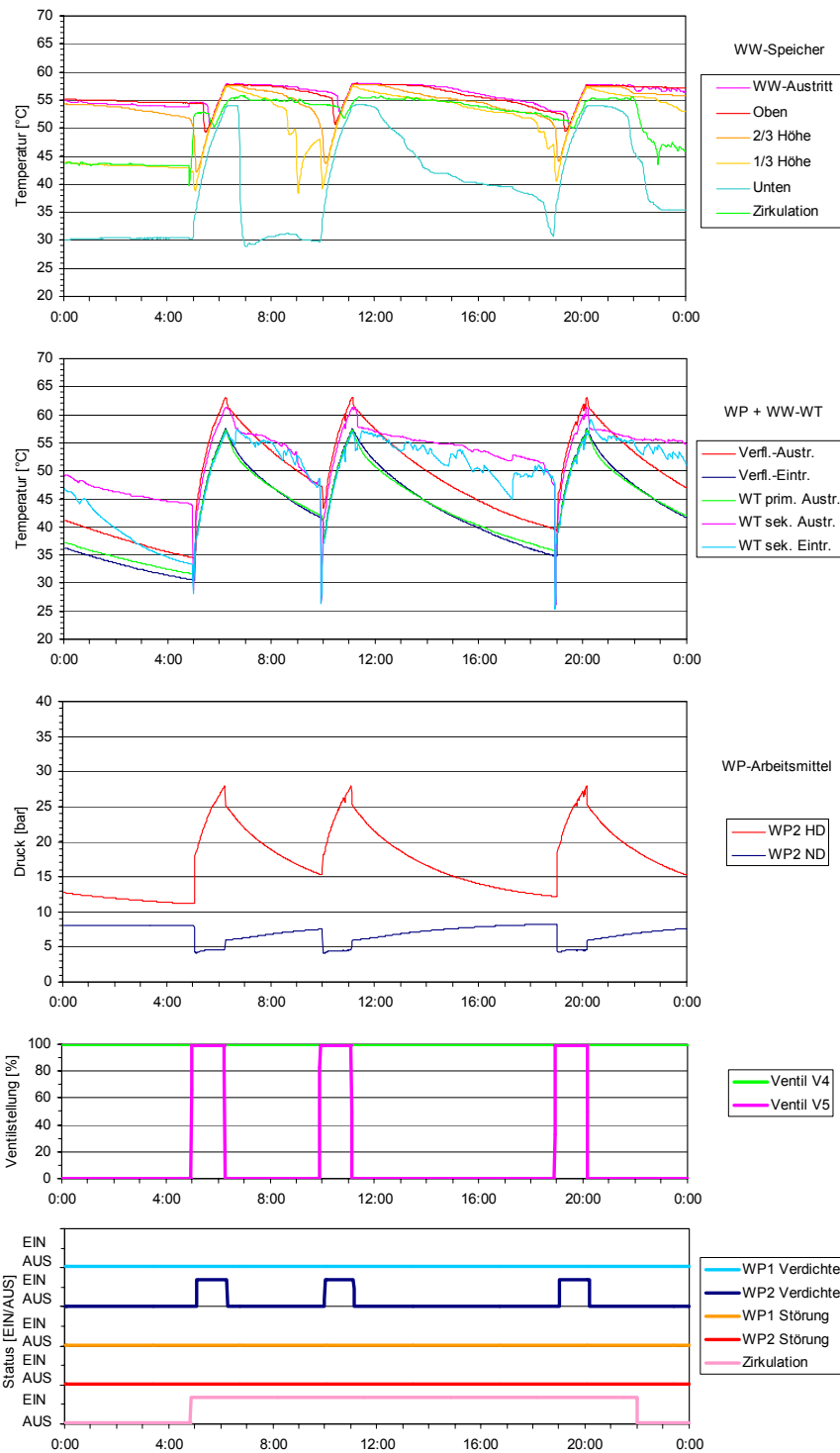


Abbildung 28: Tagesgang vom 14.6.2006 mit aussenliegendem Wärmetauscher und 1 Wärmepumpe

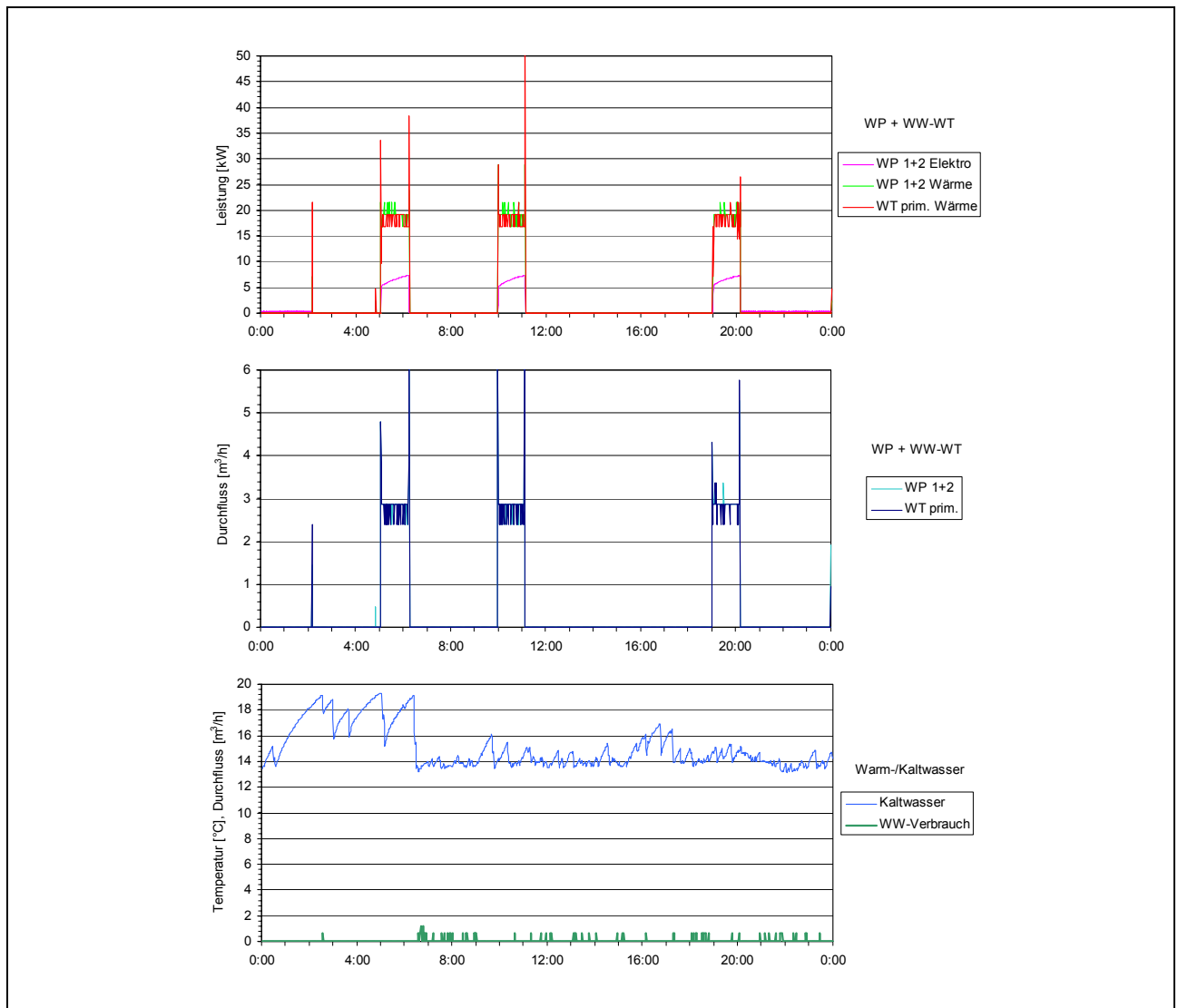


Abbildung 29: Tagesgang vom 14.6.2006 mit aussenliegendem Wärmetauscher und 1 Wärmepumpe (Fortsetzung)

Zur Illustration des realen Betriebs auf der Versuchsanlage ist hier noch ein typischer Tagesgang dargestellt. Im Gegensatz zu den bisher gezeigten Ladevorgängen kann hier auch das Verhalten dazwischen studiert werden. Dazu noch einige ergänzende Hinweise (siehe auch Tabelle 11):

- Betrieb mit aussenliegendem Wärmetauscher und einer Wärmepumpe (entspricht Variante 2).
- Einschaltung der Wärmepumpe, wenn Speichertemperatur $2/3 < 50^{\circ}\text{C}$; Ausschaltung der Wärmepumpe, wenn Verflüssiger-Austrittstemperatur $> 63^{\circ}\text{C}$.
- Der durchschnittliche Warmwasserverbrauch betrug 680 Liter pro Tag.
- Die durchschnittlichen Speicher- und Zirkulationsverluste betrugen 52% (bezogen auf den Energieverbrauch der reinen Warmwasserbereitung). Die Zirkulationspumpe lief von 05:00 bis 22:00 Uhr (17 Stunden).
- Bei einem Speicherinhalt von 1'200 Liter ergaben sich damit typischerweise drei Ladevorgänge pro Tag.

5.8 Niederdruckstörung bei der Umschaltung Warmwasserbereitung/Heizbetrieb

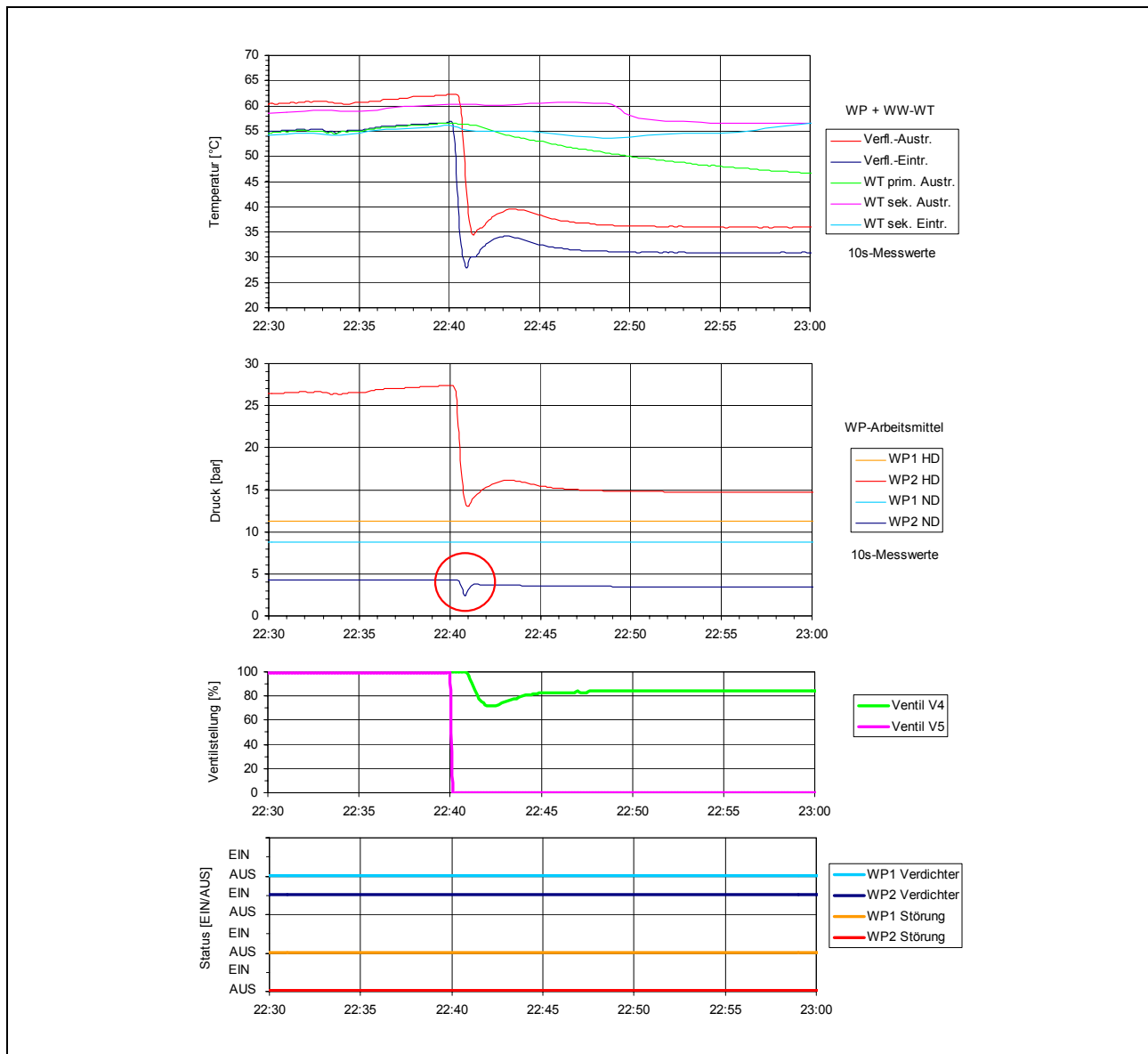


Abbildung 30: Entstehung einer Niederdruckstörung bei der Umschaltung Warmwasserbereitung/Heizbetrieb; Aufzeichnung mit verfeinerter Auflösung (10 Sekunden anstatt 1 Minute)

Die Ein- und Ausschaltung der Wärmepumpe bei alleiniger Warmwasserbereitung lief immer problemlos ohne Hoch- und Niederdruckstörungen ab. Hingegen ergab sich bei der unmittelbaren Umschaltung von Warmwasserbereitung auf Heizbetrieb manchmal eine Niederdruckstörung.

Wie diese Niederdruckstörung entsteht, ist in Abbildung 30 in einer Aufzeichnung mit feinerer Auflösung dokumentiert: Durch die plötzliche Änderung der Verflüssigereintrittstemperatur von 56°C auf 28°C sinkt der Arbeitsmitteldruck am Verdichtereintritt kurzzeitig in den Grenzbereich der Niederdruckauslösung ab (roter Kreis). Im dokumentierten Fall wurde die Niederdruckstörung gerade knapp nicht ausgelöst.

Das Problem wurde durch einstellbare Niederdruckpressostaten gelöst, die genauer eingestellt werden konnten, als die zuvor eingebauten Niederdruckpressostaten mit fixer Einstellung.

6. Empfehlungen

In Kapitel 4 wurden fünf grundsätzliche Fragen zur Warmwasserbereitung mit Wärmepumpe formuliert. Diese sollen nun aufgrund der Messungen beantwortet und noch durch weitere Erkenntnisse ergänzt werden.

Abbildung 31 zeigt die vereinfachten Grundsaltungen A1...A3 gemäss Abschnitt 4.1 und in Tabelle 32 sind noch einmal die wichtigsten Messresultate zusammengefasst. Dabei ist jeweils angegeben, auf welche Grundsaltung sich die entsprechende Variante bezieht.

6.1 Maximale Warmwassertemperatur

Frage 1: Welche maximale Warmwassertemperatur kann mit welchem Wassererwärmungssystem und welcher Auslegung sicher erreicht werden?

6.1.1 Risikoeinschätzung und Prävention bezüglich Legionellen

Zur Prävention gegen Legionellen ist eine Risikoeinschätzung notwendig. Die Fragen, die sich dabei stellen, werden in «Legionellen und Legionellose – Modul 12 Sanitäre Installationen» [4] ausführlich beantwortet. Hier eine kurze Zusammenfassung:

Unter welchen Bedingungen können sich Legionellen bilden? Warmwassertemperaturen von 20...45°C sind besonders heikel, besonders in Verbindung mit stagnierendem Durchfluss. Legionellen nisten sich mit Vorliebe in Kalkablagerungen und Biofilm ein. Bestimmte Materialien begünstigen die Bildung von Legionellen.

- Wichtigste Massnahme: Warmwassertemperaturen genügend hoch halten (wird separat in Abschnitt 6.1.2 behandelt).
- Kaltwassertemperatur möglichst tief halten, d. h. gute Wärmedämmung zwischen Kalt- und Warmwasserleitungen.
- «Totes Wasser» vermeiden, d. h. grosse Querschnitte mit geringer Wassergeschwindigkeit vermeiden, nicht oder selten benutzte Anlageteile demontieren.
- Alle Massnahmen gegen Kalkbildung vermindern die Gefahr von Legionellen.
- Kunststoffe begünstigen die Bildung von Biofilm, in den sich Legionellen einnisten können. Kautschukdichtungen und Hanfstreife begünstigen ganz generell die Vermehrung von Legionellen; Kupfer gilt dagegen als wenig heikel.
- Nicht regelmässig benutzte Entnahmestellen eliminieren oder wenigstens periodisch spülen.
- Nach Betriebsunterbrüchen (Ferien) das ganze System vollständig durchspülen (unter Vermeidung der Einatmung von dabei entstehenden Aerosolen!).

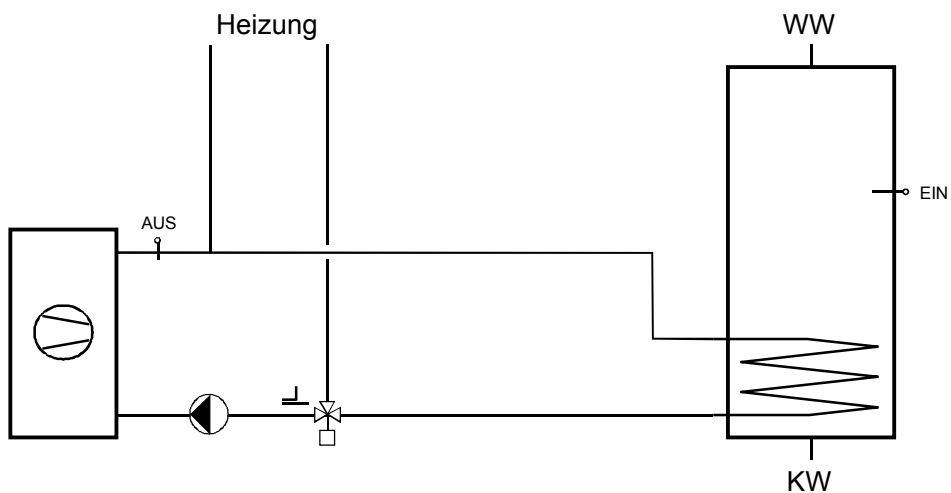
Wie werden Legionellen auf den Menschen übertragen? Die hauptsächliche Übertragung geschieht durch Aerosole (feinste Tröpfchen). Aerosole entstehen hauptsächlich beim Duschen und beim Befeuchten in Klimaanlageanlagen.

- In Warmwasseranlagen sind vor allem bei Duschen alle Massnahmen gegen Legionellen zu ergreifen.
- Als Sofortmassnahme bei Verdacht auf eine Kontamination mit Legionellen ist als erstes der Gebrauch von Duschen zu verbieten

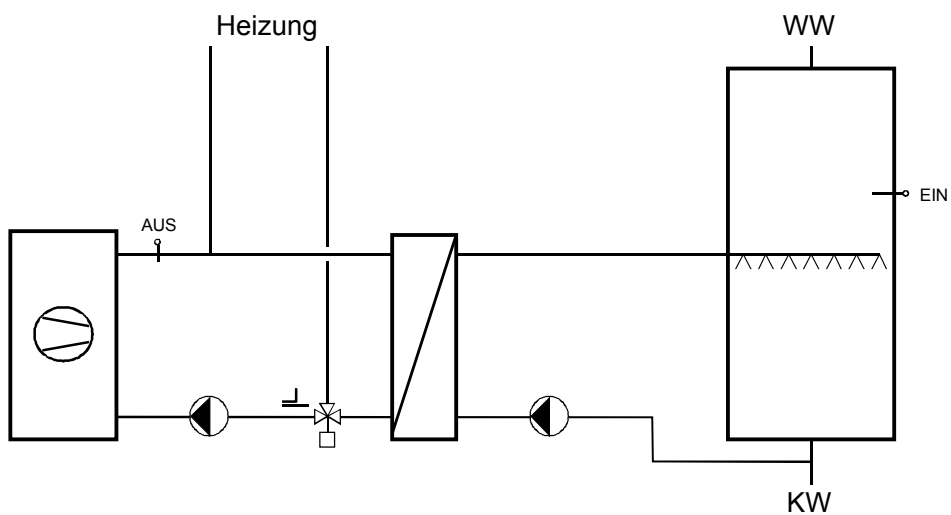
Wie erkennt man eine Kontamination mit Legionellen? Bei Verdacht kann durch Entnahme von Wasserproben an heiklen Stellen eine bakteriologische Kontrolle in einem dafür spezialisierten Labor veranlasst werden. Üblicherweise wird dabei die Konzentration der Spezies *Legionella pneumophila* bestimmt.

Welche Alternativen gibt es zur thermischen Bekämpfung von Legionellen? In [4] werden weitere Korrekturmassnahmen beschrieben: Ultraviolett-Strahlung, Chlorierung, Ozonbehandlung und Ionisierung.

A1 mit Zwischenkreis über innenliegenden Wärmetauscher



A2 mit Zwischenkreis über aussenliegenden Wärmetauscher – Stufenladung



A3 mit Zwischenkreis über aussenliegenden Wärmetauscher – Schichtladung mit sekundärseitiger Laderegelung

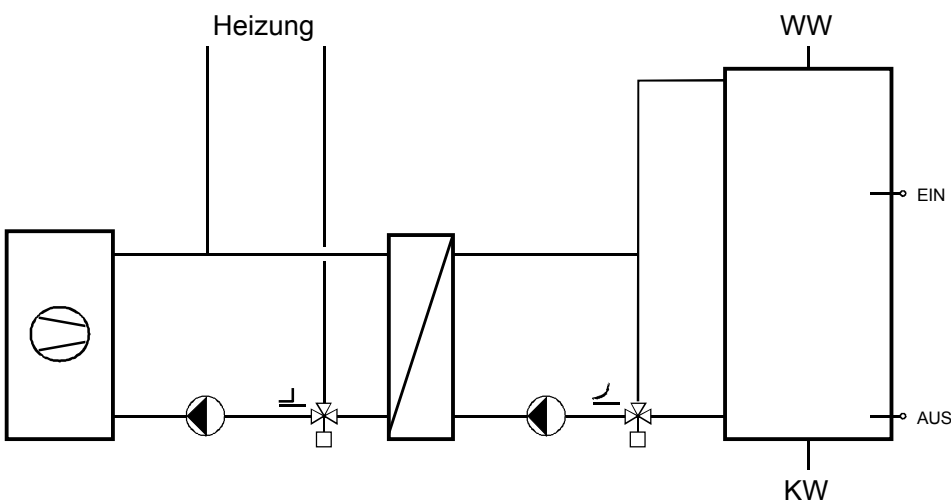


Abbildung 31: Raumheizung und Warmwasserbereitung über einen einzigen Verflüssiger (Grundsaltungen A1...A3 gemäss Abschnitt 4.1)

Variante →	1 (Messung)	2 (Messung)	3 (Messung)	4 (Messung)	5 (Messung)	6 (Berechnung aus 4 und 5)
Schaltung in Abbildung 31	A1	A2	A2	A2	A2	A3
Spez. Wärmeaustauschl. [m ² /kW] (Empfehlung STASCH)	0,17 (0,30)	0,32 (0,15)	0,16 (0,15)	0,16 (0,15)	0,16 (0,15)	0,16 (0,15)
Max. Verflüssiger-Austrittstemp. [°C]	63	63	63	63	66	63(...66)
Temperaturdiff. Primärseite [K]	6	6	7	10	10	10
Temperaturdiff. Sekundärseite [K]	–	6	9	15	15	15
Warmwassertemperatur [°C]	51	57	55	53	56	62(...65)
Arbeitszahl [–]	3,16	3,33	3,29	3,33	3,15	2,63(...2,47)
Elektroverbrauch [%]	105	100	101	100	106	127(...135)

Tabelle 32: Zusammenfassung der wichtigsten Messresultate. Die Temperaturen und Temperaturdifferenzen sind gerundet (die genauen Werte sind in Tabelle 11 zu finden). Bei Variante 6 ist noch in Klammern der Bereich angegeben, der sich mit Variante 5 ergeben würde.

6.1.2 Warmwassertemperaturen

Die wichtigste Massnahme gegen Legionellen ist die Einhaltung bestimmter Warmwassertemperaturen. Die diesbezüglichen Empfehlungen des Bundesamtes für Gesundheit in «Legionellen und Legionellose – Modul 12 Sanitäre Installationen» [4] lassen sich auf zwei wesentliche Punkte zusammenfassen:

- 1 Es wird empfohlen, das genutzte Warmwasser täglich während einer Stunde auf 60°C aufzuheizen.
- 2 In der Praxis sollte gewährleistet sein, dass die Warmwassertemperatur an der Entnahmestelle nicht unter 50°C fällt.

Die Antwort auf Frage 1 kann aus Tabelle 32 (oder ausführlicher aus Tabelle 11 und Tabelle 27) herausgelesen werden:

- **Forderung 1** kann nur mit einer sekundärseitigen Laderegelung (Variante 6) erfüllt werden. Ohne Laderegelung (Varianten 1...5) ist also immer eine elektrische Zusatzheizung erforderlich.
- Für die Einhaltung von **Forderung 2** ist neben der Warmwassertemperatur auch das Zirkulationssystem von entscheidender Bedeutung.

Beispiel zu Forderung 2: Wenn ein Temperaturverlust von 5 K angenommen wird, könnten der innenliegende Wärmetauscher (Variante 1) und die Variante mit der grossen Temperaturdifferenz über dem Wärmetauscher (Variante 4) die Forderung 2 nicht erfüllen.

6.2 Auslegung des Wassererwärmers

Frage 2: Wie soll der Wassererwärmer ausgelegt werden?

6.2.1 Problemfall Zirkulation

Die Speicher- und Zirkulationsverluste sind oft viel grösser als erwartet. Bei der Versuchsanlage betrugen die Speicher- und Zirkulationsverluste zusammen 52% bezogen auf den Energieverbrauch zur reinen Wassererwärmung (siehe Tabelle 11). Hinzu kommt noch, dass die Zirkulation die Schichtung im Speicher stört und damit die tiefen Temperaturen im unteren Teil des Speichers, die möglicherweise der Berechnung zugrunde gelegt wurden, illusorisch werden.

- Der Zirkulation muss grösste Beachtung geschenkt werden. Empfehlungen folgen weiter unten.

6.2.2 Wassererwärmer-Inhalt, Anzahl Ladungen pro Tag

Falls der Speicher nur einmal pro Tag durchgeladen wird, muss er auf den folgenden nutzbaren Speicherinhalt ausgelegt werden (η = Speichernutzungsgrad zur Berücksichtigung der Speicher- und Zirkulationsverluste):

- Wenn der Speicher am Ende des Tages leer sein darf:
nutzbarer Speicherinhalt \geq Tagesbedarf $\times 1/\eta$
 - Wenn am Ende des Tages noch ein minimaler Spitzenbedarf (z. B. 1/3 des Speicherinhalts) zur Verfügung stehen soll:
nutzbarer Speicherinhalt \geq (Tagesbedarf + Spitzenbedarf) $\times 1/\eta$
- Für die maximale Nutzung von Niedertarifstrom oder wenn ein grosser Speicherinhalt zur Solarenergienutzung notwendig ist, ist die Auslegung auf mindestens einen Tagesbedarf erforderlich. Dies ist jedoch nur bei Anlagen ohne Zirkulation sinnvoll.

Die Versuchsanlage (mit Zirkulation) wurde durchschnittlich dreimal pro Tag geladen.

- Anlagen mit Zirkulation werden sinnvollerweise auf mehrere Ladungen pro Tag ausgelegt:
- Bei Wassererwärmern in der Heizzentrale sind mehrere Ladungen pro Tag kein Problem
 - Bei dezentralen Wassererwärmern sollte die Anzahl Ladungen pro Tag auf 2, höchstens 3, beschränkt werden, damit die Fernleitungstemperatur nicht allzu oft hochgefahren werden muss (vor allem im Sommerbetrieb)

6.2.3 Positionierung der Speicheranschlüsse und Fühler

Die minimale Spitzenleistung ergibt sich aus dem Teilinhalt des Wassererwärmers bis zum Einschaltfühler. Die Versuchsanlage hatte den Einschaltfühler auf 2/3 Speicherhöhe. Das ergibt eine minimale Spitzenleistung von 1/3 des Speicherinhaltes.

Die maximale Spitzenleistung ergibt sich aus dem gesamten nutzbaren Volumen des Speichers, welches mindestens auf die geforderte Temperatur gebracht werden kann (vgl. Tabelle 11):

- Beim innenliegenden Wärmetauscher (Variante 1) kann der Speicher etwa bis Mitte Rohrbündel gefüllt werden, also deutlich weniger als der effektive Speicherinhalt (Temperatur am untersten Fühler 20°C)
 - Beim aussenliegenden Wärmetauscher und Stufenladung (Varianten 2...5) kann der Speicher schon deutlich weiter nach unten geladen werden (Temperatur am untersten Fühler je nach Variante 47...54°C)
 - Nur mit einer Laderegelung kann der Speicher praktisch vollständig mit hoher Temperatur durchgeladen werden (Temperatur von zuoberst bis zum Ausschaltfühler auf 62°C)
- Die Konfiguration Einschaltfühler auf 2/3 Speicherhöhe und Sprührohr für die Stufenladung auf 1/2 Speicherhöhe hat sich bewährt.
- Dass die Kaltwasserzuführung am tiefsten und die Warmwasserentnahme am höchsten Punkt erfolgen soll, versteht sich von selbst. Hingegen ist der Anschluss der Zirkulation ein grosses Problem, weil die Warmwassertemperatur ganz entscheidend durch die Zirkulation hinuntergemischt wird. Im Idealfall müsste der Zirkulationseintritt immer genau auf der Höhe erfolgen, bei der die Speichertemperatur im Innern den gleichen Wert wie der Zirkulationsrücklauf aufweist. Dieser Idealfall lässt sich nicht realisieren. Es kann jedoch überlegt werden, welche Temperaturverhältnisse am häufigsten vorkommen.

Beispiel:

- Oberes Drittel des Speichers = 55°C
- Mittleres Drittel des Speichers = 35...55°C
- Unteres Drittel des Speichers = unter 35°C

Wenn die Zirkulation für Hin- und Rückweg einen Temperaturverlust von 5...10 K hat, ergibt sich eine Rücklauftemperatur von 45...50°C. Ein Zirkulationseintritt auf halber Speicherhöhe dürfte hier also kein allzu schlechter Kompromiss sein.

- Der Sekundäreintritt des Wärmetauschers (Varianten 2...5) wird sinnvollerweise direkt an der Kaltwasserleitung angeschlossen, um eine möglichst tiefe Kondensationstemperatur bzw. eine möglichst gute Arbeitszahl zu erreichen.
- Der Laderegler (Variante 6) darf hingegen nicht direkt an der Kaltwasserleitung angeschlossen werden, sondern separat möglichst tief an einem separaten Speicheranschluss, weil sonst jeder Warmwasserbezug den Laderegler massiv stören würde.

6.3 Auslegung des innenliegenden Wärmetauschers

Frage 3: Wie soll der innenliegende Wärmetauscher ausgelegt werden?

Wie bereits gesagt, wurde im gegebenen Wassererwärmer der Versuchsanlage der grösstmögliche Rohrbündel-Wärmetauscher eingebaut (Abbildung 3 bis Abbildung 5). Dieser hatte aber, gegenüber der Empfehlung von STASCH [1], nur gut die halbe Wärmeaustauschfläche ($0,17$ anstatt $0,30 \text{ m}^2/\text{kW}$). Mit einer maximalen Verflüssigertemperatur von $63/57^\circ\text{C}$ konnte damit der Speicher auf 51°C geladen werden. Das ist im Vergleich zu den Varianten mit aussenliegendem Wärmetauscher mit $54\ldots 62^\circ\text{C}$ relativ bescheiden (siehe Tabelle 11).

Ausserdem hatte der relativ hoch angeordnete Rohrbündel-Wärmetauscher zur Folge, dass der Speicher nur unbefriedigend durchgeladen werden konnte: Der unterste Temperaturfühler blieb kalt (20°C), im Gegensatz dazu erreichte der unterste Temperaturfühler mit den Varianten mit aussenliegendem Wärmetauscher immerhin $47\ldots 54^\circ\text{C}$.

Eine abschliessende Beurteilung des innenliegenden Wärmetauschers ist damit nicht möglich. Aber die Messungen haben gezeigt, dass der innenliegende Wärmetauscher

- nicht kleiner ausgelegt werden soll, als den von STASCH [1] empfohlenen $0,3 \text{ m}^2/\text{kW}$
- und zudem möglichst tief angeordnet werden soll.

→ Innenliegende Wärmetauscher sollten normalerweise nur eingesetzt werden, wenn die Wärmeaustauschfläche mindestens gemäss STASCH [1] ausgelegt werden kann ($0,30 \text{ m}^2/\text{kW}$). Dies ist beispielsweise bei Einfamilienhäusern möglich, weil dort eine relativ kleine Wärmepumpenleistung auf einen relativ grossen Speicher trifft.

→ Bei Anlagen mit Solarenergienutzung sind zwei innenliegende Wärmetauscher üblich, einer für die Sonnenkollektoren und einer für die Wärmepumpe. Hier kann es der Fall sein, dass eine Auslegung nach STASCH [1] nicht möglich ist. Die Messungen haben aber wenigstens gezeigt, dass ein störungsfreier Betrieb auch mit der halben Wärmeaustauschfläche möglich ist, allerdings auf Kosten einer optimalen Warmwassertemperatur.

→ Spezielle kompakte und tiefliegende Wärmetauscherkonstruktionen begünstigen ein weitgehendes Durchladen des Warmwasserspeichers. Abbildung 33 zeigt ein Beispiel.

→ Bezüglich Auslegung der Temperaturdifferenz über dem Verflüssiger (STASCH = 6 K) muss beachtet werden, dass eine Temperaturdifferenz von 6 K die maximale Verflüssigeraustrittstemperatur auf 63°C begrenzt. Nur mit 10 K lässt sich die maximale Verflüssigeraustrittstemperatur von 65°C gemäss Wärmepumpen-Datenblatt erreichen.

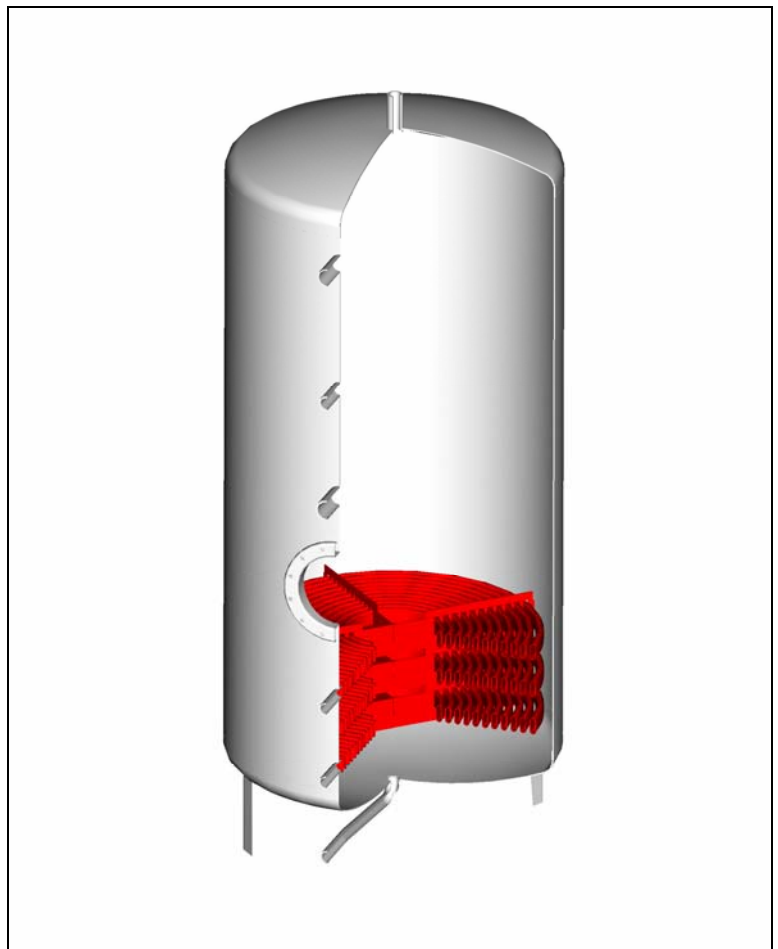


Abbildung 33: Warmwasserspeicher mit speziell kompakter und tiefliegender Wärmeaustauschfläche (Quelle: HOVAL)

6.4 Auslegung des aussenliegenden Wärmetauschers

Frage 4: Wie soll der aussenliegende Wärmetauscher ausgelegt werden?

6.4.1 Theoretische Überlegungen zur Stufenladung

Nachfolgend sind zwei Beispiele für eine Stufenladung mit maximal 65°C Verflüssiger-Austrittstemperatur angegeben. Beispiel 1 folgt den STASCH-Empfehlungen:

		<u>Beispiel 1</u>	<u>Beispiel 2</u>
– Primärseite Eintritt (Heizwasser)	T11	65°C	65°C
– Primärseite Austritt (Heizwasser)	T12	59°C	59°C
– Sekundärseite Eintritt (Warmwasser)	T21	57°C	40°C
– Sekundärseite Austritt (Warmwasser)	T22	63°C	64°C

Damit ergeben sich folgende Temperaturdifferenzen:

		<u>Beispiel 1</u>	<u>Beispiel 2</u>
– Temperaturdifferenz Primärseite	T11 – T12	6 K	6 K
– Temperaturdifferenz Sekundärseite	T22 – T21	6 K	24 K
– Kleine Temperaturdifferenz zwischen den beiden Medien	T11 – T22	2 K	1 K
– Grosse Temperaturdifferenz zwischen den beiden Medien	T12 – T21	2 K	19 K

Entscheidend für die übertragene Leistung ist die logarithmische Temperaturdifferenz

$$\Delta T_{\log} = \frac{\Delta T_{\text{gross}} - \Delta T_{\text{klein}}}{\ln(\Delta T_{\text{gross}} / \Delta T_{\text{klein}})}$$

Für $\Delta T_{\text{gross}} = \Delta T_{\text{klein}}$ gilt: $\Delta T_{\log} = \Delta T_{\text{gross}} = \Delta T_{\text{klein}}$ (sonst Division durch null)

ΔT_{\log} = logarithmische Temperaturdifferenz [K]

ΔT_{gross} = grosse Temperaturdifferenz zwischen den beiden Medien [K] (hier T12 – T21)

ΔT_{klein} = kleine Temperaturdifferenz zwischen den beiden Medien [K] (hier T11 – T22)

Die übertragene Leistung ergibt sich dann wie folgt:

$$\dot{Q} = A \cdot k \cdot \Delta T_{\log}$$

\dot{Q} = übertragene Leistung [W]

A = Tauscherfläche [m²]

k = Wärmedurchgangskoeffizient [W/(m²K)]

Für die beiden Beispiele ergibt sich:

	<u>Beispiel 1</u>	<u>Beispiel 2</u>
– Logarithmische Temperaturdifferenz	2 K	6,1 K
– übertragene Leistung	100%	305%

Mit der Auslegung in Beispiel 2 wird also eine höhere Warmwassertemperatur erreicht als in Beispiel 1 (64°C anstatt 63°C), und die übertragene Leistung wird sogar 3mal grösser (logarithmische Temperaturdifferenz 6,1 K anstatt 2 K).

Diese Überlegung stimmt aber nur, wenn der letzte Ladedurchgang der Stufenladung exakt mit den Auslegungstemperaturen aufgeht. Es könnte nämlich auch sein, dass der letzte Ladedurchgang so abläuft:

		<u>Beispiel 1</u>	<u>Beispiel 2</u>
– Primärseite Eintritt (Heizwasser)	T11	60°C	42°C
– Primärseite Austritt (Heizwasser)	T12	54°C	36°C
– Sekundärseite Eintritt (Warmwasser)	T21	52°C	17°C
– Sekundärseite Austritt (Warmwasser)	T22	58°C	41°C

Zu Beginn des nächsten Ladedurchgangs wird die bisherige Warmwasser-Austrittstemperatur zur Warmwasser-Eintrittstemperatur, und die Wärmepumpe wird in beiden Beispielen abstellen, weil die Verflüssiger-austrittstemperatur 65°C übersteigt:

		<u>Beispiel 1</u>	<u>Beispiel 2</u>
– Primärseite Eintritt (Heizwasser)	T11	66°C (!)	66°C (!)
– Primärseite Austritt (Heizwasser)	T12	60°C	60°C
– Sekundärseite Eintritt (Warmwasser)	T21	58°C	41°C
– Sekundärseite Austritt (Warmwasser)	T22	64°C	65°C

Die Wärmepumpe könnte also die Leistung in beiden Fällen nur abgeben, wenn die Verflüssiger-Austrittstemperatur auf 66°C steigen dürfte. Da die Wärmepumpe aber vorher abschaltet, ergeben sich folgende Warmwassertemperaturen:

	<u>Beispiel 1</u>	<u>Beispiel 2</u>
– Minimale Warmwassertemperatur	58°C	41°C
– Maximale Warmwassertemperatur (Auslegefall)	63°C	64°C
– Durchschnittliche Warmwassertemperatur	60,5°C	52,5°C

6.4.2 Die Stufenladung in der Praxis

Wie weit die im letzten Abschnitt gemachten Überlegungen zur Stufenladung tatsächlich auf den realen Betrieb zutreffen, sollte vor allem untersucht werden. Die Erkenntnisse der Messungen lassen sich wie folgt zusammenfassen:

Es ist keine deutliche Stufung der Speichertemperatur erkennbar, wie man sie aufgrund der theoretischen Überlegungen im letzten Abschnitt erwarten würde. Vielmehr steigt die Speichertemperatur mehr oder weniger kontinuierlich an. Insofern wäre der Begriff «Rampenladung» eigentlich zutreffender. Dies bedeutet:

- Zufälligkeiten beim letzten Ladedurchgang spielen kaum eine Rolle
- Grössere Spreizungen führen nicht so schnell zu Problemen

Auf der anderen Seite muss aber auch beachtet werden, dass der Speicher durch eine ungünstige Zirkulation in Verbindung mit geringem Warmwasserverbrauch auf eine relativ hohe Temperatur hochgemischt werden kann. Dies wiederum verbietet eine allzu grosse Temperaturdifferenz auf der Sekundärseite.

Mit den in der Versuchsanlage eingesetzten Wärmepumpen kann gemäss Datenblatt eine maximale Verflüssiger-Austrittstemperatur von 65°C erreicht werden. Dies gilt allerdings nur für eine Temperaturdifferenz von 10 K, also eine maximale Verflüssiger-Eintrittstemperatur von 55°C. Mit 10 K Temperaturdifferenz konnte auf der Versuchsanlage problemlos eine Verflüssiger-Austrittstemperatur von 66°C gefahren werden.

- Die Auslegung der Wärmeaustauschfläche und die Regelung gemäss STASCH [1] ist in Ordnung:
 - Wärmeaustauschfläche 0,15 m²/kW
 - Einschaltung über einen Fühler im Speicher und Ausschaltung über die Verflüssiger-Austrittstemperatur
- Eine noch grössere Wärmeaustauschfläche lohnt sich. Mit einer doppelt so grossen Wärmeaustauschfläche (gegenüber STASCH [1]) konnte der Speicher immerhin noch auf eine 2...4 K höhere Warmwassertemperatur geladen werden.
- Die Einschaltung über einen Fühler im Speicher auf 2/3 Speicherhöhe und die Ausschaltung über die Verflüssiger-Austrittstemperatur ergibt eine höchstmögliche Warmwassertemperatur und ist problemlos machbar.
- Die Auslegung der Temperaturdifferenzen gemäss STASCH [4] von 6 K auf der Primärseite und 6 K auf der Sekundärseite kann hingegen in Frage gestellt werden. Mit dieser kleinen Temperaturdifferenz von 6 K auf der Primärseite ist die maximale Verflüssigeraustrittstemperatur nämlich auf 63°C begrenzt. Nur mit 10 K lässt sich die maximale Verflüssigeraustrittstemperatur von 65°C gemäss Wärmepumpen-Datenblatt erreichen.
- Auf der Sekundärseite sind noch grössere Temperaturdifferenzen möglich, wenn die Speichertemperatur nicht zu hoch wird wegen ungünstiger Zirkulation in Verbindung mit geringem Warmwasserverbrauch. Eine Temperaturdifferenz auf der Sekundärseite von 15 K ergab bei der Versuchsanlage keine Probleme.
- In jedem Falle sollte die Temperaturdifferenz auf der Sekundärseite mindestens gleich gross oder grösser sein als auf der Primärseite. Damit ist gewährleistet, dass die Austrittstemperatur auf der Sekundärseite möglichst nahe an die Eintrittstemperatur auf der Primärseite herankommt.

- Der Sekundäreintritt des Wärmetauschers wird sinnvollerweise direkt an der Kaltwasserleitung angeschlossen, um eine möglichst tiefe Kondensationstemperatur bzw. eine möglichst gute Arbeitszahl zu erreichen.

6.4.3 Vorteil einer sekundärseitigen Laderegelung

Der grosse Vorteil einer sekundärseitigen Laderegelung ist, dass nahezu der ganze Speicher auf die höchstmögliche Temperatur geladen werden kann und das Warmwasser sofort zur Verfügung steht. Infolge der konstant hohen Verflüssiger-Austrittstemperatur ergibt sich aber leider eine deutlich schlechterere Arbeitszahl als bei der Stufenladung.

- Mit einer Laderegelung lassen sich problemlos Warmwassertemperaturen von über 60°C erreichen, und damit die die Forderungen des Bundesamtes für Gesundheit [4] zur Vermeidung von Problemen mit Legionellen im Trinkwasser erfüllen. Die Messungen haben gezeigt, dass ein Sollwert von 62°C machbar ist.
- Die Arbeitszahl wird jedoch wesentlich schlechter sein als ohne Laderegelung. Damit wird der Elektroverbrauch um 1/4 bis 1/3 höher sein als ohne Laderegelung.
- Der Laderegler sollte nicht direkt an der Kaltwasserleitung angeschlossen werden, sondern separat möglichst tief an einem separaten Speicheranschluss, weil sonst jeder Warmwasserbezug den Laderegler massiv stören würde. Damit kann auch eine allfällige Niederdruckstörung durch plötzlich tiefe Verflüssigereintrittstemperatur vermieden werden.
- Auch eine Kombination von Stufenladung (gute Arbeitszahl) und Laderegelung (hohe Warmwassertemperatur) ist denkbar. Dies wurde jedoch nicht weiter untersucht.

6.5 Durchmischungs- und Schichtungseffekte

Frage 5: Welchen Einfluss haben Durchmischungs- und Schichtungseffekte? Wie können diese allenfalls hydraulisch und regelungstechnisch umgangen werden?

Schlimmster Feind des Schichtspeichers ist die Zirkulationspumpe. Diese stört die Schichtung unweigerlich und führt früher oder später zu einer Durchmischung des Speichers. Dazu zwei Ratschläge:

- Immer prüfen, ob auf ein Zirkulationspumpe verzichtet werden kann:
 - Kleinere Anlagen immer mit Einzelzapfstellen planen.
 - Bei kleineren Anlagen, die nicht ohne Zirkulation auskommen, eine geregelte elektrische Begleitheizung prüfen (Nachteil: Deckung der Zirkulationsverluste mittels Elektroheizung)
 - Bei sehr grossen, ausgedehnten Anlagen prüfen, ob eine separate Zirkulationswärmepumpe eingesetzt werden kann (Nachteil: hohe Investitionskosten)
- Zirkulationssysteme mit Zirkulationspumpe optimieren:
 - Zirkulationsverluste minimieren: Ein Rohr-an-Rohr-System hat beispielsweise geringere Wärmeverluste als ein konventionelles 2-Rohr-System.
 - Pro Tag umgewälzte Zirkulations-Fördermenge minimieren:
 - Geringere Zirkulationsverluste (siehe oben) verringern die notwendige Zirkulations-Fördermenge
 - Möglichst grosse Temperaturspreizung; dies steht im Widerspruch zu einer möglichst hohen Temperatur an den Zapfstellen (Legionellen)
 - Zeitprogrammgesteuerte Zirkulationspumpe (Schaltuhr)
 - Geregelte Zirkulationspumpe (Regelgrösse = Temperatur an der entferntesten Steigleitung)
 - Zirkulationsanschluss optimieren: Im Idealfall müsste der Zirkulationseintritt immer genau auf der Höhe erfolgen, bei der die Speichertemperatur im Innern den gleichen Wert wie der Zirkulationsrücklauf aufweist. Dieser Idealfall lässt sich nicht realisieren. Es kann jedoch überlegt werden, welche Temperaturverhältnisse am häufigsten vorkommen.

6.6 Interne Begrenzungsregler der Wärmepumpe

Die in der Versuchsanlage eingesetzten SATAG-Wärmepumpen hatten folgende internen Begrenzungsregler:

- Verflüssiger-Eintrittstemperatur-Begrenzung: Abschaltung der Wärmepumpe, wenn die Verflüssiger-Eintrittstemperatur über den Grenzwert steigt, automatische Rückstellung, wird als Störung aufgezeichnet
 - Sogenannter «Regelhochdruck»: Abschaltung der Wärmepumpe, wenn der Druck am Verdichteraustritt knapp vor einer Hochdruckstörung ist, automatische Rückstellung, wird als Störung aufgezeichnet
 - Hochdruckpressostat (Hochdruckstörung): Abschaltung der Wärmepumpe, wenn der Arbeitsmitteldruck am Verflüssigeraustritt über den Grenzwert steigt, Rückstellung von Hand notwendig, wird als Störung aufgezeichnet
 - Niederdruckpressostat (Niederdruckstörung): Abschaltung der Wärmepumpe, wenn der Arbeitsmitteldruck am Verdichtereintritt unter den Grenzwert sinkt, automatische Rückstellung, wird als Störung aufgezeichnet
- Um einen störungsfreien Betrieb zu gewährleisten, müssen die Einstellungen dieser internen Begrenzungsregler zusammen mit dem Wärmepumpenhersteller sorgfältig abgesprochen und eingestellt werden, und es muss sichergestellt werden, dass diese Einstellungen später nicht wider besseres Wissen verstellt werden.

6.7 Elektrische Zusatzheizung

Bei den elektrischen Zusatzheizungen, die in Form von Heizstäben in den Speicher eingebaut werden, muss unterschieden werden zwischen alleiniger Erhöhung der Warmwassertemperatur und Temperaturerhöhung zwecks Legionellen-Bekämpfung. Im ersten Fall genügt eine möglichst energieoptimale Nachheizung des oberen Speicher-Drittels, im zweiten Fall muss gemäss BAG [4] der gesamte Nutzinhalt des Speichers einmal täglich während einer Stunde auf mindestens 60°C erhitzt werden.

- Möglichst energieoptimale Erhöhung der Warmwassertemperatur: Platzierung des Heizstabes auf 2/3 Speicherhöhe, Ein-/Ausschaltfühler auf Höhe des Heizstabes. Freigabe der elektrischen Nachheizung jeweils nur, wenn die Erwärmung mit der Wärmepumpe abgeschlossen ist.
 - Erhöhung der Warmwassertemperatur zur Legionellen-Bekämpfung: Platzierung des Heizstabes möglichst weit unten im Speicher, Ein-/Ausschaltfühler ebenfalls zuunterst im Speicher auf Höhe des Heizstabes. Freigabe der elektrischen Nachheizung einmal täglich durch eine Zeitprogrammsteuerung so, dass der ganze Speicher während einer Stunde auf mindestens 60°C gehalten wird. Aus Energiespargründen sollte auch hier die elektrische Nachwärmung erst beginnen, wenn die Erwärmung mit der Wärmepumpe abgeschlossen ist.
- Beide Arten der elektrischen Zusatzheizung können auch miteinander kombiniert werden.

6.8 Niederdruckstörungen

Die Umschaltung Wassererwärmung/Heizbetrieb erfolgte auf der Versuchsanlage über ein Dreiwegventil, d. h. für Heizung und Warmwasserbereitung wurde die gleiche Pumpe verwendet. Alternativ hätte man auch separate Pumpen mit Rückschlagventilen einsetzen können (siehe [1]).

In beiden Fällen kann die direkte Umschaltung von der Warmwasserbereitung in den Heizbetrieb problematisch sein. In der Versuchsanlage provozierte diese manchmal Niederdruckstörungen: Durch die plötzliche, sehr starke Änderung der Verflüssigereintrittstemperatur sank der Arbeitsmitteldruck am Verdichtereintritt kurzzeitig in den Grenzbereich der Niederdruckauslösung ab (siehe Abbildung 30).

- Möglichen Niederdruckstörungen bei der direkten Umschaltung von der Warmwasserbereitung in den Heizbetrieb muss noch vermehrt Beachtung geschenkt werden.
- Der Laderegler sollte nicht direkt an der Kaltwasserleitung angeschlossen werden, sondern separat möglichst tief an einem separaten Speicheranschluss. Damit kann eine allfällige Niederdruckstörung durch plötzlich tiefe Verflüssigereintrittstemperatur vermieden werden.

6.9 Wärmepumpen mit maximaler Verflüssigeraustrittstemperatur von 55°C

Alle vorliegenden Untersuchungen wurden mit Wärmepumpen für eine maximale Verflüssigeraustrittstemperatur von 65°C gemacht (Arbeitsmittel R407C, Scroll-Verdichter mit Dampf-Zwischeneinspritzung).

Zu vergleichbaren Ergebnissen hätten Wärmepumpen mit Arbeitsmittel R134a geführt.

Die am häufigsten eingesetzten Wärmepumpen mit maximal 55°C Austrittstemperatur würden jedoch entsprechend tiefere Warmwassertemperaturen ergeben. Tabelle 34 zeigt eine Abschätzung.

→ Bei Wärmepumpen mit einer maximalen Verflüssigeraustrittstemperatur von 55°C ist mit Stufenladung immer eine elektrische Zusatzheizung erforderlich. Nur mit einer sekundärseitigen Laderegelung können ohne Zusatzheizung Warmwassertemperaturen von über 50°C produziert werden.

Variante →	1	2	3	4	5	6
Schaltung in Abbildung 31	A1	A2	A2	A2	A2	A3
Spez. Wärmeaustauschl. [m ² /kW] (Empfehlung STASCH)	0,17 (0,30)	0,32 (0,15)	0,16 (0,15)	0,16 (0,15)	0,16 (0,15)	0,16 (0,15)
Max. Verflüssiger-Austrittstemp. [°C]	53	53	53	53	56	53(...56)
Temperaturdiff. Primärseite [K]	6	6	7	10	10	10
Temperaturdiff. Sekundärseite [K]	–	6	9	15	15	15
Warmwassertemperatur [°C]	41	47	45	43	46	52(...55)

Tabelle 34: Abschätzung der Warmwassertemperaturen, wie sie sich bei den gleichen Versuchen mit Wärmepumpen mit maximal 55°C Austrittstemperatur ergeben würden

7. Literaturhinweise

- [1] Hans Rudolf Gabathuler, Hans Mayer, Thomas Afjei: Standardschaltungen für Kleinwärmepumpenanlagen. Teil 1: STASCH-Planungshilfen. Bern: Bundesamt für Energie, 2002. Download: www.waermepumpe.ch oder www.energieforschung.ch
- [2] Thomas Afjei et al.: Standardschaltungen für Kleinwärmepumpenanlagen. Teil 2: Grundlagen und Computersimulationen. Bern: Bundesamt für Energie, 2002. Download: www.waermepumpe.ch oder www.energieforschung.ch
- [3] Esfandiar Shafai et al.: Pulsbreitenmodulation für Kleinwärmepumpenanlagen. Phase 1 bis 4. Bern: Bundesamt für Energie, 1999 bis 2005. Download: www.waermepumpe.ch oder www.energieforschung.ch
- [4] Legionellen und Legionellose. Modul 12 Sanitäre Installationen. Bern: Bundesamt für Gesundheit, September 2006. www.bag.admin.ch
- [5] Hans Rudolf Gabathuler, Hans Mayer: Optimierte Warmwasserbereitung mit Wärmepumpen. In: News aus der Wärmepumpenforschung. 14. Tagung des Forschungsprogramms Umgebungswärme, Wärme-Kraft-Kopplung, Kälte des Bundesamtes für Energie. Hochschule für Technik und Informatik, Burgdorf, 13. Juni 2007. Download: www.waermepumpe.ch oder www.energieforschung.ch