

Endbericht zum Projekt

# **HEATBOXQUALITY - DEZENTRALE HYDRAULIKSTATIONEN FÜR WARMWASSER UND RAUM- HEIZUNG AUF DEM PRÜFSTAND**

## **Autoren**

Ing. Christian Fink, Projektleitung  
DI (FH) Alexander Kaiser  
Ing. Waldemar Wagner

**AEE – Institut für Nachhaltige Technologien**

DI Dr. techn. Richard Heimrath  
DI Dr. techn. Andreas Heinz

**Institut für Wärmetechnik, TU Graz**

**Gleisdorf, im Oktober 2010**

## **Auftraggeber und Programmsteuerung:**

### **Klima- und Energiefonds**

Gumpendorfer Straße 5/22  
1060 Wien



**Beauftragt im Rahmen des Forschungsprogramms „Neue Energien 2020“ (1. Ausschreibung)**

## **Programmabwicklung:**

### **FFG – Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH**

Sensengasse 1  
1090 Wien



## **Auftragnehmer und Projektleitung:**

### **AEE - Institut für Nachhaltige Technologien**

A-8200 Gleisdorf, Feldgasse 19  
Tel.: +43-3112 5886 -14  
Fax: +43-3112 5886 -18

**E-Mail: [c.fink@aee.at](mailto:c.fink@aee.at)**



## **Projektpartner:**

**Institut für Wärmetechnik, TU Graz**

**Buderus Austria Heiztechnik GesmbH - Österreich**

**Danfoss Gesellschaft m.b.H. - Österreich**

**Delta Systemtechnik GmbH - Deutschland**

**Hoval Gesellschaft mbH. - Österreich**

**Thermograf GmbH - Österreich**

**Tour & Andersson Ges.m.b.H. - Österreich**

## Inhalt

<b>1</b>	<b>KURZFASSUNG</b> .....	<b>4</b>
<b>2</b>	<b>ABSTRACT</b> .....	<b>6</b>
<b>3</b>	<b>EINLEITUNG</b> .....	<b>8</b>
<b>4</b>	<b>RAHMENBEDINGUNGEN ZU ZWEI-LEITER-NETZEN UND HYDRAULIKSTATIONEN</b> .....	<b>10</b>
4.1	Funktionsprinzip .....	10
4.2	Vorteile von Zwei-Leiter-Netzen mit Hydraulikstationen.....	11
<b>5</b>	<b>AUFGABEN UND FUNKTIONEN EINER HYDRAULIKSTATION</b> .....	<b>13</b>
5.1	Warmwasserbereitung .....	14
5.2	Standby-Betrieb .....	15
5.3	Raumheizung .....	16
5.4	Hydraulischer Abgleich .....	17
5.5	Wärme – und Wasserverrechnung .....	18
<b>6</b>	<b>QUALITÄTSSTANDARDS UND VERGLEICHBARKEIT VON PRODUKTEN</b> .....	<b>20</b>
6.1	Definition von Beurteilungsparametern und Vergleichsgrößen .....	20
6.2	Definition eines Prüfaufbaus im Labor .....	21
<b>7</b>	<b>PRÜFERGEBNISSE ZU WOHNUNGSSTATIONEN</b> .....	<b>29</b>
7.1	Übersicht der geprüften Wohnungsstationen .....	29
7.2	Wohnungsstationen nach dem Ausführungsstandard „Radiatorheizung“ im Vergleich .....	30
7.3	Weitere Untersuchungen.....	39
7.4	Zusammenfassung der Messergebnisse .....	40
<b>8</b>	<b>ERSTELLUNG EINES TRNSYS-TYPES ZUR BERECHNUNG EINER DEZENTRALEN HYDRAULIKSTATION</b> .....	<b>43</b>
8.1	TRNSYS – Einleitung .....	43
8.2	Mathematisch-physikalische Modelle .....	45
8.3	TRNSYS – Type 808 „Dezentrale Hydraulikstation“ .....	46
8.4	Validierung des Modells anhand von Messdaten.....	52
<b>9</b>	<b>ANWENDUNG DES TRNSYS-TYPES IN EINEM SOLARUNTERSTÜTZTEN WÄRMEVERSORGUNGSSYSTEM</b> .....	<b>57</b>
9.1	Randbedingungen der thermischen Gebäude- und Anlagensimulation.....	57
9.2	Referenzanlage – technische Beschreibung des Wärmeversorgungskonzeptes.....	71
9.3	Basissystem „Einzonen-Modell“ .....	74
9.4	Basissystem Zwölfzonen-Modell.....	76
9.5	Vergleich des „Einzonen-Modells“ mit dem „Zwölfzonen-Modell“ (Hydraulikstation Typ A).....	77
9.6	Vergleich des „Einzonen-Modells“ mit dem „Zwölfzonen-Modell“ (Hydraulikstation Typ B).....	78
9.7	Zusammenfassung der Ergebnisse aus Modellierung und Simulation. ....	79
<b>10</b>	<b>AUSBLICK UND EMPFEHLUNGEN</b> .....	<b>81</b>
<b>11</b>	<b>LITERATURVERZEICHNIS</b> .....	<b>82</b>

# 1 Kurzfassung

## Synopsis

Im gegenständlichen Projekt wurde eine Methodik zum Test von dezentralen Hydraulikstationen entwickelt und im Prüflabor umgesetzt. Neun Hydraulikstationen der in Österreich führenden Anbieter wurden in weiterer Folge vermessen und anhand aussagekräftiger Kennzahlen in anonymisierter Form miteinander verglichen. Grundsätzlich zeigten die untersuchten Produkte ein zufriedenstellendes Funktionsverhalten mit punktuell vorhandenen Verbesserungspotenzialen. Des Weiteren wurde das Prinzip von Hydraulikstationen in der Programmiersprache Fortran modelliert, basierend auf den zur Verfügung stehenden Messdaten validiert und in der dynamischen Simulationsumgebung TRNSYS erprobt.

## Kurzfassung

Die Wärmeversorgung von Reihenhausanlagen und Geschoßwohnbauten über „Zwei-Leiter-Netze“ in Verbindung mit dezentralen Hydraulikstationen (sogenannte Wohnungsstationen) gewann in den letzten Jahren aufgrund zahlreicher technischer Vorteile (geringste Rücklauftemperaturen, geringste Wärmeverluste, höchste Wasserhygiene, höchster Komfort, etc.) zunehmend an Bedeutung.

Der Komponente „dezentrale Hydraulikstation“ kommt im Zwei-Leiter-Netz eine wichtige Aufgabe zu, denn sowohl die Hydraulik für Warmwasserbereitung als auch Raumheizung ist in der Station integriert. Ebenfalls integriert sind die Komponenten zum hydraulischen Abgleich mit parallelen Verbrauchern (andere Wohnungen) sowie Instrumente zur Wärme- und Wasserverrechnung. Die Qualität der Umsetzung all dieser Funktionen ist schlussendlich entscheidend für die Befriedigung des Nutzerkomforts als auch die Erreichung höchster Energieeffizienz. Trotzdem fehlten in der Vergangenheit fundierte Prüfmethode bzw. Prüfergebnisse zu Hydraulikstationen genauso wie Kennzahlen, die einerseits einen hohen Qualitätsstandard garantieren und andererseits die Vergleichbarkeit zwischen den Produkten zulassen.

Dieser Umstand lieferte die Motivation für das Projekt „HeatBoxQuality“, in dem eine den Anforderungen entsprechende Prüfmethode entwickelt, ein Versuchsaufbau realisiert, neun Hydraulikstationen der wesentlichen Anbieter in Österreich messtechnisch untersucht sowie auch Basisarbeiten für gezielte weitere Optimierungsarbeiten geleistet wurden.

Grundsätzlich weisen die untersuchten Hydraulikstationen sehr gute Ergebnisse hinsichtlich Versorgungssicherheit und Nutzerkomfort auf. In der Kategorie „Hydraulikstationen für Radiatorheizung“ (7 untersuchte Stationen) konnte unter den definierten Rahmenbedingungen bei allen Stationen die geforderte Komforttemperatur von 45°C in allen Zapfbereichen überschritten werden. Auch die maximal erreichten Warmwasserzapfmengen lagen bei Prüfbedingungen in einer vertretbaren Bandbreite von 13,5 bis 15 l/min.

Größtenteils zufriedenstellend sind auch die Ergebnisse hinsichtlich der Ausschöpfung von Maßnahmen zur Steigerung der Energieeffizienz, sprich möglichst geringe Netzwassermengen und Netzurücklauftemperaturen. Hier zeigte sich insbesondere beim Proportionalverhalten (Verhältnis zwischen Warmwasserzapfmenge und Netzvolumenstrom) eine erhebliche Bandbreite, die bei Zapfmengen von 4 l/min zwischen 1 und 2,8 sowie bei Zapfmengen von 10 l/min zwischen 1 und 1,5 liegen. Dieses teilweise deutlich überproportionale Verhalten führt zu erhöhten Netz mengen und dadurch zu höheren Rücklauftemperaturen als notwendig. Positive und vielversprechende Ansätze zeigen hier

Produkte, die konventionelle Proportionalmengenregler mit einem sogenannten „Temperaturkorrektiv“ unterstützen.

Im Standby-Betrieb stellten sich bei den 7 Stationen Netzzücklaufemperaturen zwischen 35 und 50°C ein. Bis zu 50°C deswegen, da bei einigen Produkten die Werkseinstellung der thermostatischen Regelung der Standby-Temperatur zu hoch gewählt wurde. Auch die Untersuchungsergebnisse an speziellen Stationen für Niedertemperaturheizungen sowie für geringe Netzversorgungstemperaturen zeigten gute Ergebnisse und können somit erhebliche Beiträge zu einer wesentlich breiteren Markteinführung der Technologie leisten.

Mit dem in der Programmiersprache Fortran erstellten TRNSYS-Type 808 steht nun mehr ein messtechnisch validiertes Modell einer Hydraulikstation in zwei technischen Ausführungen („Proportionalmengenregler“ und „Proportionalmengenregler mit Temperaturkorrektiv“) zur Verfügung. Damit können dezentrale Hydraulikstationen in Zwei-Leiter-Netzen in der dynamischen Simulationsumgebung TRNSYS realitätsgetreu abgebildet werden, was insbesondere im Bereich zukünftiger wissenschaftlicher Arbeiten verbesserte simulationstechnische Möglichkeiten bedeutet.

Die zentralen Ergebnisse aus Produkt- und Funktionsanalyse als auch aus den messtechnischen Untersuchungen wurden in einem Bericht zum Qualitätsstandard von Hydraulikstationen zusammengefasst, welcher der interessierten Branche zur Verfügung steht.

## 2 Abstract

### Synopsis

In the course of this project a method was developed to measure decentralized hydraulic stations and set up in the testing laboratory. Nine hydraulic stations of the key producers in Austria were measured and the key figures were compared anonymously. Basically the products showed satisfactory functional behavior with punctual potential for improvement. Furthermore the principle of hydraulic stations was being modeled in the program language Fortran, validated according to the available measurement data and tested in the dynamic simulation environment TRNSYS.

### Abstract

Due to numerous advantages (low return pipe temperature, low heat losses, high water hygiene, high comfort) the heat supply in terraced houses and multiple residential houses through "two-pipe-networks" in connection with decentralized hydraulic stations (so-called flat stations) has gained more and more importance over the past years.

The "decentralized hydraulic station" is an important component of the two-pipe-network as it includes both the hydraulics for domestic hot-water preparation and the space heating. The hydraulic station also includes components for the hydraulic adjustment with parallel consumers (in other flats) and instruments for the heat and water account. After all, the quality of all these functions is essential for the customer satisfaction and for higher energy efficiency. Nevertheless in the past we lacked profound testing methods and test results respectively in connection with hydraulic stations and figures that guaranteed high quality standards on the one hand and comparability among the products on the other hand.

This was why the project "HeatBoxQuality" was created in the course of which a measuring method was developed that corresponded with the demands, a trial set up was realized, nine hydraulic stations of the five main Austrian producers were measured and the basics for further specific optimization were prepared.

Basically the studied hydraulic stations show very good results concerning supply unit and user comfort. In the category "Hydraulic stations for radiator heating" (7 studied stations) under the defined frame conditions the demanded comfort temperature of 45° in all tap areas could be exceeded in all stations. The maximum water tap volumes were between 13.5 l and 15l/min under test conditions within a justifiable range.

The results concerning the exploitation of measurements to increase energy efficiency are mainly satisfactory, i.e. possibly low net water volumes and return temperatures. The proportion behavior (relation between water tap quantity and net volume stream) shows a considerable range with tap volumes of 4l/min between 1 and 2.8 and with tap volumes of 10l/min between 1 and 1.5. This partially considerably over-proportionate behavior leads to higher net volumes and thus to higher return temperature than necessary. Positive and promising approaches result in products that support the conventional proportional volume control units with a so-called "temperature corrective". At 7 stations in standby modus the return temperature adjusted between 35 and 50°C. The 50°C were due to the fact that in some products the factory setting or the thermostatic control of the standby temperature was too high.

Also the test results at special stations with low- temperature heating and low net supply temperature showed good results and can thus contribute considerably to the widespread market launch of this technology.

The TRNSYS-type 808 in the program language Fortran provides a hydraulic station in two technical models that has been validated by measurement techniques ("proportional volume control unit" and "proportional volume control unit with temperature corrective"). Thus decentralized hydraulic stations in two-pipe-network can be described realistically in the dynamic simulation environment TRNSYS which enables extended options in simulation technique in future scientific work.

The central results of the product and function analysis as well as the measurements were summarized in a report about quality standards of hydraulic stations that is at the disposal to all interested parties.

### 3 Einleitung

Die Wärmeversorgung von Reihenhäusern, Geschosswohnbauten, Wohnheimen sowie auch Pflege- und Tourismusprojekten über „Zwei-Leiter-Netze“ in Verbindung mit dezentralen Hydraulikstationen (sogenannte Wohnungsstationen) gewann in den letzten Jahren aufgrund zahlreicher Vorteile (geringste Rücklauftemperaturen, geringste Wärmeverluste, höchste Wasserhygiene, höchster Komfort, etc.) zunehmend an Bedeutung. Dieses Wärmeverteilsystem ist im Neubau als auch im Bestand einsetzbar, ist grundsätzlich mit jeder Energieform kombinierbar, bietet aufgrund geringster Rücklauftemperaturen aber vor allem in Verbindung mit Solarwärme, Wärmepumpen, Mikronetzen, Fernwärmeanwendungen und Brennwertechnologien optimale Rahmenbedingungen.

Der Komponente „dezentrale Hydraulikstation“ kommt im Zwei-Leiter-Netz eine wichtige Aufgabe zu, denn sowohl die Hydraulik bzw. die Regelung für Warmwasserbereitung als auch Raumheizung ist in der Hydraulikstation integriert. Ebenfalls beinhaltet die Hydraulikstation die Komponenten zum hydraulischen Abgleich mit parallelen Verbrauchern (andere Wohnungen) sowie Instrumente zur Wärme- bzw. Wasserverrechnung.

Aufgrund der hohen Bedeutung von dezentralen Hydraulikstationen in Zwei-Leiter-Netzen müssen diese Produkte qualitativ hochwertig sein. Ist das nicht der Fall, stellt sich ein kontraproduktives Ergebnis mit reduziertem Komfort (unzufriedene Kunden) sowie unnötig hohen Temperaturniveaus im Wärmeverteilsystem und damit erhöhten Wärmeverlusten ein. Weiters besitzen erhöhte Rücklauftemperaturen auch erhebliche Auswirkungen auf die Effizienz der oben genannten Wärmequellen.

Infolge der rasanten Markteinführung dieses Wärmeversorgungskonzeptes und der stark steigenden Zahl von unterschiedlichen Produkten an Hydraulikstationen, besteht die Gefahr, dass nicht alle Produkte hinsichtlich qualitativer Aspekte den hohen Anforderungen gerecht werden. Fundierte Prüfergebnisse fehlten genauso wie einheitliche Kennzahlen, die einerseits einen hohen Qualitätsstandard garantieren und andererseits die Vergleichbarkeit zwischen den Produkten zulassen.

#### Zielsetzung

Übergeordnetes Ziel des gegenständlichen Projektes war es, messtechnisch den Qualitätsstandard von neun aktuell am Markt angebotenen Hydraulikstationen zu bestimmen sowie Kennzahlen zur Charakterisierung und zu Vergleichszwecken zu definieren. In Kombination mit speziell entwickelten Prüfprozeduren sollen diese Benchmarks die Leitlinien für zukünftige Produktentwicklungen als auch für die Produktauswahl geben und in einem speziellen Bericht zusammen gefasst werden.

Darüber hinaus galt es auch das Prinzip von Hydraulikstationen in der Programmiersprache Fortran zu modellieren, basierend auf den vorliegenden Messergebnissen Validierungen durchzuführen und diesen sogenannten „Type“ in die dynamische Simulationsumgebung TRNSYS zu implementieren. Damit sollen in weiterer Folge dezentrale Hydraulikstationen und Zwei-Leiter-Netze auch in wissenschaftlichen Simulationsrechnungen fundiert berücksichtigt werden können. Eine angepasste Verbreitung der Projektergebnisse mittels Vorträgen und Artikeln sollte die Projektarbeiten komplettieren.

#### Methodik

Anhand einer Funktionsanalyse der marktüblichen Hydraulikstationen wurden in Abstimmung mit den beteiligten Industriepartnern einerseits charakteristische Kennzahlen definiert und andererseits Prüfprozeduren festgelegt. Dadurch konnten die Anforderungen an einen Prüfaufbau festgelegt werden bzw. wurde dieser auch im

Prüflabor der AEE – Institut für Nachhaltige Technologien umgesetzt. In weiterer Folge wurde ein Messkonzept festgelegt und die notwendige Sensorik wurde definiert. Die Datenspeicherung wurde mit einem entsprechenden Datenlogger durchgeführt, die Datenauswertung erfolgte mittels eines speziell entwickelten Auswertetools in Excel. Eine weitgehende Automatisierung der Prüfprozeduren ermöglichte hierbei einen hohen Grad an Reproduzierbarkeit der Messergebnisse. Da die Industriepartner am Markt im direkten Wettbewerb stehen, erfolgten die vergleichenden Darstellungen in anonymisierter Form.

Die detaillierte Funktionsanalyse marktüblicher Hydraulikstationen bildete die Basis für die Modellierung von Hydraulikstationen in der Programmiersprache Fortran. Hieraus wurden zwei grundsätzlich unterschiedliche Prinzipien zur Regelung der Warmwassertemperatur („Proportionalmengenregler“ bzw. „Proportionalmengenregler mit Temperaturkorrektiv“) ausgewählt, programmiert, basierend auf Messdaten zu den beiden Funktionsprinzipien validiert und schlussendlich zu Versuchszwecken in eine Systemsimulation in der dynamischen Simulationsumgebung TRNSYS integriert.

Die zentralen Ergebnisse aus Produkt- und Funktionsanalyse als auch aus den messtechnischen Untersuchungen galt es in einem Bericht zum Qualitätsstandard von Hydraulikstationen zusammen zu fassen und der interessierten Branche zur Verfügung zu stellen.

## 4 Rahmenbedingungen zu Zwei-Leiter-Netzen und Hydraulikstationen

Die Wärmeversorgung von Reihenhausanlagen und Geschößwohnbauten über „Zwei-Leiter-Netze“ in Verbindung mit dezentralen Hydraulikstationen (sogenannte Wohnungsstationen) gewann in den letzten Jahren aufgrund zahlreicher technischer Vorteile (geringste Rücklauftemperaturen, geringste Wärmeverluste, höchste Wasserhygiene, höchster Komfort, etc.) zunehmend an Bedeutung. Insbesondere der verstärkte Einsatz von solarthermischen Anlagen im Wohnbau war einer der Motoren für die breite Markteinführung von Zwei-Leiter-Netzen. Aktuell bilden Zwei-Leiter-Netze in Verbindung mit Hydraulikstationen in Österreich den Standard im Neubau von Geschößwohnbauten bzw. kommen zunehmend im Bereich der Gebäudemodernisierung und Heizungsenerneuerung bei Bestandsgebäuden zum Einsatz. Auch die Ausstattung von Beherbergungs- und Pflegeeinrichtungen erfolgt bereits häufig auf Basis dieses Wärmeversorgungsprinzips.

### 4.1 Funktionsprinzip

Der Energiespeicher ist im Zwei-Leiter-Netz Mittelpunkt sämtlicher Wärmeströme und fungiert als hydraulische Weiche. Als Wärmeerzeuger bieten sich praktisch alle Energieformen an, wobei das Zwei-Leiter-Netz in Verbindung mit Hydraulikstationen entscheidende Vorteile bei Versorgungssystemen bringt, die niedrige Rücklauftemperaturen als Basis für eine effiziente Energieumwandlung umsetzen können. Dazu zählen insbesondere solarthermische Anlagen, Brennwertechniksysteme, Nah- und Fernwärmeanlagen als auch Wärmepumpensysteme. Über eine Netzpumpe und eine Beimischeinrichtung erfolgt die Wärmeversorgung der Wohnungen (Warmwasser und Raumwärme) über ein Leitungspaar, dem sogenannten Zwei-Leiter-Netz. Die Versorgungstemperaturen sind hier übers Jahr konstant und betragen üblicherweise 60°C bis 65°C. Aber auch Versorgungstemperaturen bis 50°C sind bei entsprechender Auslegung der Wohnungskomponenten möglich. Aufgrund des tiefen Rücklauf-temperaturniveaus reduziert sich die Anzahl der verlustbehafteten Rohrleitungen praktisch auf die Vorlaufleitung. Eine beispielhafte Systemhydraulik für ein Zwei-Leiter-Netz mit Hydraulikstationen in Verbindung mit Solarwärmenutzung kann Abbildung 1 entnommen werden.

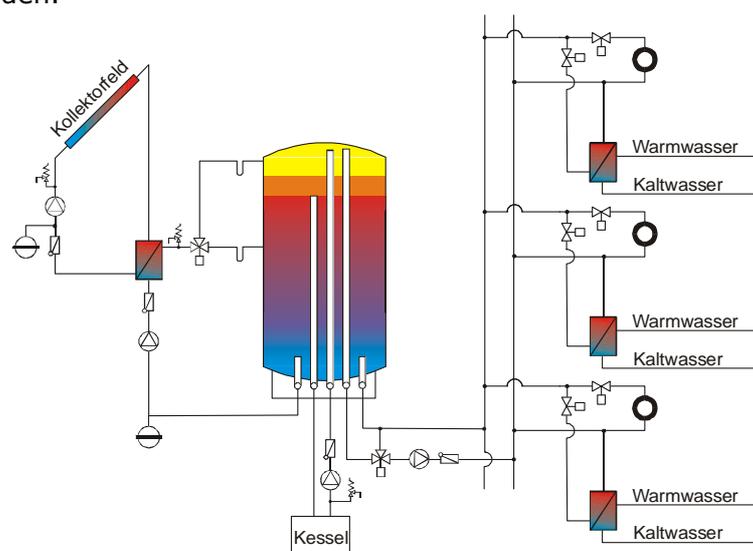


Abbildung 1: Solarunterstütztes Wärmeversorgungs-konzept auf Basis eines Zwei-Leiter-Netzes in Verbindung mit dezentralen Hydraulikstationen (Fink et al., 2004)

Die Warmwasserbereitung erfolgt dezentral im Durchflussprinzip, was im Gegensatz zu Anlagen mit zentraler Warmwasserbereitung (Vier-Leiter-Netze) den großen Vorteil mit sich bringt, dass die strikte österreichische Hygienenorm (ÖNORM B5019, 2007) nicht angewendet werden muss. Als Wärmeabgabesystem können hier sowohl entsprechend ausgelegte Radiatorsysteme (üblicherweise 65/40 oder 60/40) als auch Niedertemperaturheizsysteme zur Umsetzung gelangen. Der Unterschied liegt hierbei einzig in der Ausstattung der Hydraulikstation für Niedertemperaturheizungen mit einem Beimischkreislauf. Zwei-Leiter-Netze mit Hydraulikstationen haben die Besonderheit, dass der Netzvolumenstrom entsprechend des Verbrauchsprofils für Brauchwarmwasser und Raumwärmeversorgung sehr stark schwankt. Tritt der maximale Volumenstrom im Wärmeverteilnetz im Winter auf (Erwärmung von Brauchwarmwasser und Raumwärmeversorgung), so liegt das Minimum in den Sommermonaten (nur Erwärmung von Brauchwarmwasser). Auch kann der Volumenstrom in den einzelnen Steigsträngen entsprechend des Verbrauchsverhaltens in den Wohnungen sehr stark differieren. Stimmt bei Zwei-Leiter-Netzen die Systemhydraulik, so wird einerseits der Nutzerkomfort auf sehr hohem Niveau befriedigt und andererseits können konstant tiefe Rücklauftemperaturen (zahlreiche Messergebnisse zeigten durchschnittlich ca. 30°C) erreicht werden.

## 4.2 Vorteile von Zwei-Leiter-Netzen mit Hydraulikstationen

Zwei-Leiter-Netze mit Hydraulikstationen zeigen hinsichtlich der Ressourceneffizienz, der Effizienzsteigerung, der Nutzung erneuerbarer Energieträger, der Nutzerzufriedenheit und dem Nutzerkomfort zahlreiche Vorteile gegenüber konventionellen Wärmeversorgungskonzepten:

- ⇒ Da die Wärmeverteilung über zwei Rohrleitungen erfolgt, können die Wärmeverluste erheblich reduziert werden. Hier muss berücksichtigt werden, dass der gesamte Rücklaufstrang durchschnittlich auf einem Temperaturniveau von 30°C liegt und somit kaum Wärmeverluste mit sich bringt. Daraus resultiert, dass in Zwei-Leiter-Netzen nur eine Wärmeverteilung Wärmeverlusten unterliegt, was im Vergleich zu Vier-Leiter-Netzen erhebliche Vorteile hinsichtlich des Systemwirkungsgrades bedeutet. Dies wiederum ist mit einem geringeren Nachheizenergiebedarf gleichzusetzen.
- ⇒ Das übers Jahr konstante Rücklauf Temperaturniveau von etwa 30°C ist für die effiziente Nutzung von Solarsystemen prädestiniert. Zahlreiche Messergebnisse dokumentieren den höheren Solarertrag von Zwei-Leiter-Netzen bei gleichzeitig höherer Einsparung an Nachheizenergie. Auch in Verbindung mit Energieversorgungssystemen basierend auf Brennwerttechnik oder der Nutzung von Nah- und Fernwärme zeigen sich durch die niedrigen Rücklauftemperaturen erhebliche Effizienzsteigerungen.
- ⇒ Umfangreiche Wirtschaftlichkeitsberechnungen gesamter solarunterstützter Wärmeversorgungskonzepte nach VDI 2067 ergaben für Zwei-Leiter-Netze mit Hydraulikstationen geringere Wärmepreise als für 4-Leiter-Netze (Fink et al., 2002). Die Bandbreite der verglichenen Gebäude lag in dieser Untersuchung zwischen 5 und 48 Wohnungen.
- ⇒ Die österreichische Hygienenorm ÖNORM B5019 besitzt bei Zwei-Leiter-Netzen mit Hydraulikstationen aufgrund der dezentralen Warmwassererwärmung keine Gültigkeit, was keine Temperaturvorgaben innerhalb des Warmwasserbereitungs- und Verteilsystems (Reduktion der Wärmeverluste bei gleichzeitiger Steigerung der Solarsystemeffizienz) und keine regelmäßigen Überprüfungen der Warmwasserer-

wärmungsanlagen erfordert. Diese Vorteile zeigen sich direkt in reduzierten verbrauchs- und betriebsgebundenen Kosten für das Gesamtsystem.

- ⇒ Durch die übers Jahr konstante Netzvorlauftemperatur kann die Raumtemperatur in einer wesentlich größeren Bandbreite an die Erfordernisse des Bewohners angepasst werden als beispielsweise bei Vier-Leiter-Netzen.
- ⇒ Die Raumwärmeversorgung wird nicht irgendwann im Mai ausgeschaltet und an einem Tag im September wieder eingeschaltet, sondern läuft durch. Subjektives Wärmebedürfnis einzelner Nutzer kann also auch im Sommer befriedigt werden.
- ⇒ Die Netzvorlauftemperaturen werden bei Zwei-Leiter-Netzen auch in der Nacht nicht abgesenkt, was einen erheblichen Komfortgewinn für alle „Nicht-Regelmenschen“ bedeutet.
- ⇒ Hydraulikstationen ermöglichen eine zentrale Erfassungs- und Ablesemöglichkeit für die Wärme- als auch die Wasserverbräuche.
- ⇒ Im Vergleich zu Nachtstromspeicher kann im Bedarfsfall praktisch unbegrenzt Brauchwarmwasser gezapft werden.
- ⇒ Dezentral erwärmtes Brauchwarmwasser bedeutet absolut unbedenkliche Wasserhygiene und aufgrund der Temperaturbegrenzung Schutz gegen Verkalkung und Verbrühung.
- ⇒ Trotz Standardisierung kann die Ausstattung der Hydraulikstationen gegebenenfalls vom Wohnbauträger bzw. vom Haustechnikplaner beeinflusst werden.
- ⇒ Sowohl die Brauchwarmwassererwärmung als auch die Regelelemente in Hydraulikstationen benötigen keine Hilfsenergie.



*Abbildung 2: Beispielhafte Hydraulikstation zur Versorgung eines Radiatorheizkreises*



*Abbildung 3: Beispielhafte Hydraulikstation zur Versorgung von Niedertemperaturheizkreisen*

## 5 Aufgaben und Funktionen einer Hydraulikstation

Der Komponente „dezentrale Hydraulikstation“ kommt im Zwei-Leiter-Netz eine wichtige Aufgabe zu, denn sowohl relevante Hydraulikkomponenten für Warmwasserbereitung als auch Raumheizung sind in der Station integriert. Ebenfalls integriert sind die Komponenten zum hydraulischen Abgleich mit parallelen Verbrauchern (andere Wohnungen) sowie Instrumente zur Wärme- und Wasserverrechnung. Abbildung 4 zeigt hierzu ein Prinzipschaltbild zu einer Hydraulikstation inkl. der Bezeichnung der jeweiligen Anlagenfunktion. Die Qualität der Umsetzung all dieser Funktionen ist schlussendlich entscheidend für die Befriedigung des Nutzerkomforts als auch die Erreichung höchster Energieeffizienz.

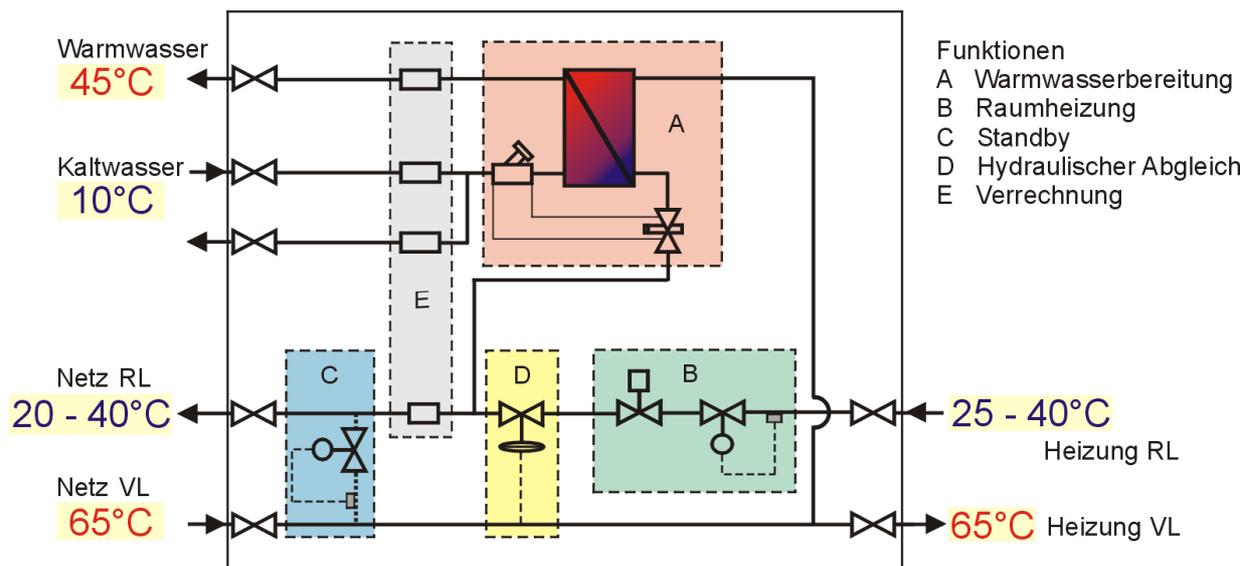


Abbildung 4: Prinzipschema zu den Funktionen bzw. zur Hydraulik von Hydraulikstationen

Marktübliche Stationen besitzen sieben hydraulische Anschlüsse. Dabei handelt es sich um drei primäre Versorgungsanschlüsse (Netz-Vorlauf, Netz-Rücklauf, Kaltwasserversorgung) und vier sekundäre Wohnungsanschlüsse (Kaltwasser für die Wohnung, Warmwasser für die Wohnung, Raumheizungs-Vorlauf, Raumheizungsrücklauf), die alle in der Station mit einer Absperrereinrichtung ausgestattet sind. Aufgebaut ist die gesamte Stationshydraulik in einem formschönen Montageschrank zur Aufputz-Montage in Abstellräumen, in Toiletten (z.Bsp. über dem Spülkasten) oder in Badezimmern (z.Bsp. über der Waschmaschine). Es werden aber auch Hydraulikstationen zur Unterputz-Montage am Markt angeboten. Ein spezielles Ausführungsdetail des Montageschranks umfasst eine wasserdichte Ausführung. Im Falle einer Undichtigkeit an den Hydraulikanschlüssen in der Station wird bei wasserdichter Ausführung die Leckage in der Wanne gesammelt und über einen definierten Schlauchanschluss nach außen geleitet. Dadurch kann die Leckage rasch festgestellt und mögliche Bauschäden können vermieden werden.

Die zentralen Funktionen von Hydraulikstationen werden nachfolgend im Überblick dargestellt.

## 5.1 Warmwasserbereitung

Die Warmwasserbereitung ist eine zentrale Funktion der Hydraulikstation, hinter der sich eine Vielzahl technischer Details verbergen. Denn insbesondere bei der Warmwasserbereitung können Komfort- und Energieeffizienzparameter unmittelbar durch den Aufbau und die Güte der Komponenten beeinflusst werden.

Grundsätzlich erfolgt die Warmwasserbereitung im Durchflussprinzip über einen externen Wärmetauscher. Die korrekte Dimensionierung des Wärmetauschers ermöglicht die Erwärmung des Kaltwassers auf eine Nutztemperatur von zumindest 45°C. Üblicherweise werden für den Geschosswohnbau standardmäßig drei Leistungsgruppen (35 kW, 40 kW, 45 kW) angeboten. Wie Abbildung 5 zeigt, sind auch in der gleichen Leistungsgruppe die Wärmetauschergeometrien bzw. Anordnungen unterschiedlich (entsprechend der Herstellerphilosophien) ausgeführt.



Abbildung 5: Ausführungsunterschiede bei Wärmetauschergeometrie und Anordnung (Leistungsgruppe 40 kW)

Dabei regelt ein mechanisches Regelventil (ein sogenannter „Proportionalmengenregler“) bei Warmwasserzapfung die Netzwassermenge. Bei konsequenter Proportionalmengenregelung sind die Volumenströme auf der Brauchwasserseite gleich groß wie auf der Netzversorgungsseite, was eine ausgezeichnete Auskühlung der Netzurücklaufemperatur mit sich bringen würde. Gleichzeitig ist der Proportionalmengenregler aber auch dafür verantwortlich, wie schnell die Warmwassertemperatur erreicht wird bzw. wie gleichmäßig sie gehalten werden kann. Von einigen Herstellern wird zur Unterstützung des rein über Differenzdrücke funktionierenden Proportionalmengenreglers ein sogenanntes Temperaturkorrektiv angeboten (siehe Abbildung 7).

Der netzseitig notwendige Volumenstrom kann bei gleichzeitiger Raumwärmeversorgung reduziert werden, wenn eine sogenannte „Warmwasservorrangschaltung“ umgesetzt wird. In diesem Fall wird der Volumenstrom der Raumwärmeversorgung zu Zeiten einer Warmwasserzapfung reduziert bzw. in Abhängigkeit von der Güte der Warmwasservorrangschaltung weitestgehend unterbunden. Abbildung 6 zeigt im mittleren bzw. im rechten Bild beispielsweise Produkte mit Warmwasservorrangschaltung).



Abbildung 6: Unterschiedliche Ausführungen von Proportionalmengenreglern ohne Temperaturkorrektiv. Das Produkt ganz links ermöglicht Anpassungen bei der Umsetzung der Proportionalmengenregelung über den kleinen Handhebel. Die Produkte in der Mitte und ganz rechts besitzen eine sogenannte „Warmwasservorrangschaltung“.

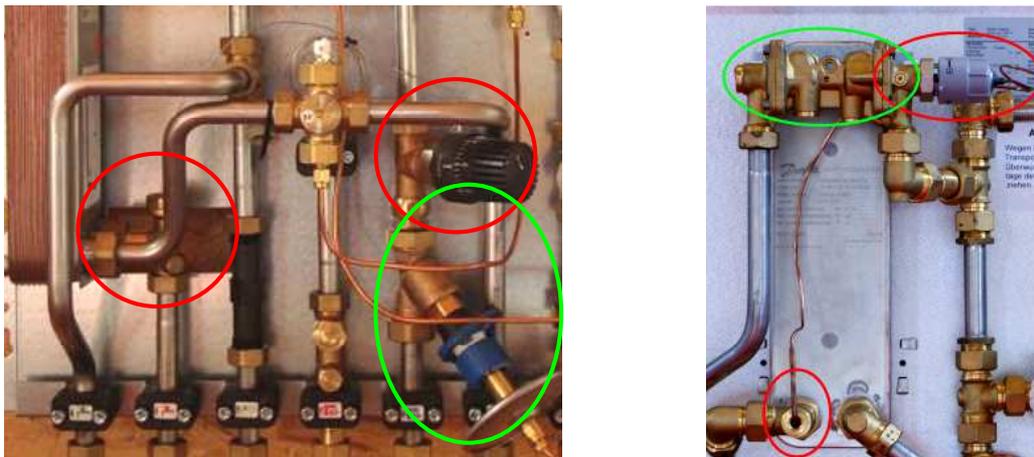


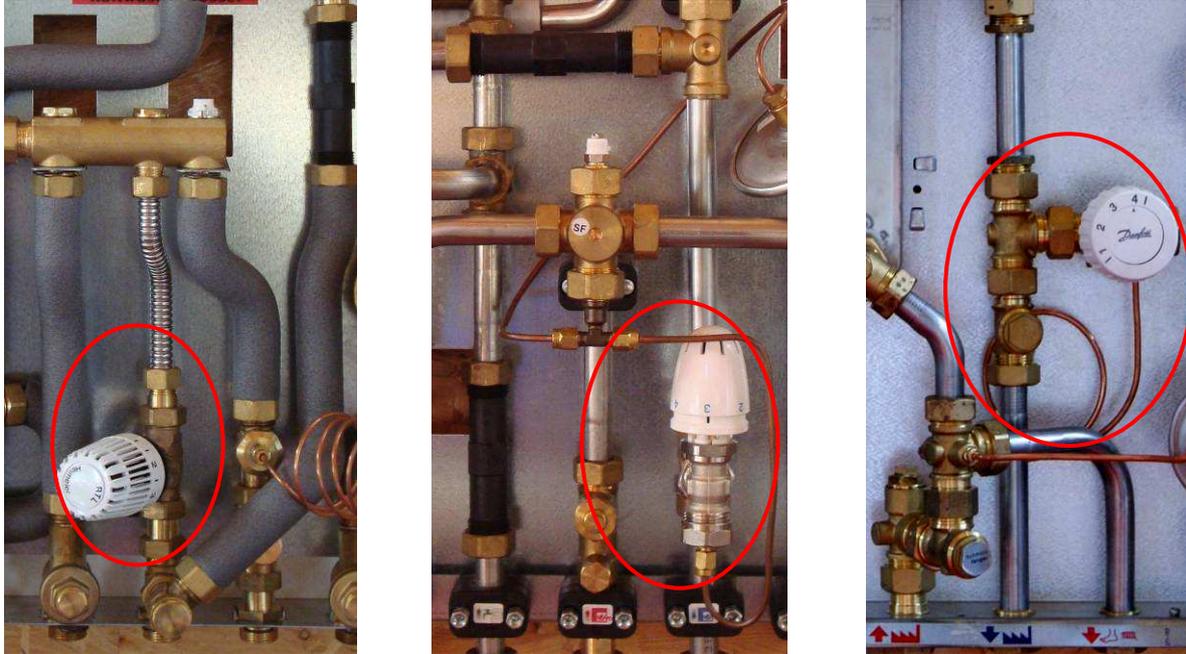
Abbildung 7: Unterschiedliche Ausführungen von Proportionalmengenreglern mit Temperaturkorrektiv. Das Bild links zeigt einen Proportionalmengenregler in Verbindung mit einem thermischen Ventil im Rücklauf des Versorgungsnetzes (rot), einem Temperaturfühler im Warmwasseraustritt des Wärmetauschers (rot) und einem Differenzdruckregler im Rücklauf des Versorgungsnetzes (grün). Das Bild rechts zeigt einen in der Ausführung kombinierten Proportionalmengenregler mit thermischem Ventil (rot) und einem Temperaturfühler im Warmwasseraustritt des Wärmetauschers (rot) als auch einen integrierten Differenzdruckregler (grün).

Des Weiteren ist in den Standardausführungen der Hersteller im Anschluss „Zulauf-Kaltwasser“ eine sogenannte „Drosselscheibe“ eingebaut, die den maximal möglichen Durchfluss über den gesamten Warmwasserkreislauf (Proportionalmengenregler, Plattenwärmetauscher, etc.) begrenzt. Üblicherweise werden Drosselscheiben eingebaut, die einen maximalen Volumenstrom bei ca.15 l/min begrenzen.

## 5.2 Standby-Betrieb

Ohne „Standby-Betrieb“ oder auch „Zirkulationsbrückenbetrieb“ würde insbesondere im Sommerbetrieb bei zapffreien Zeiten die Netzvorlaufleitung langsam auskühlen, was bei einer nachfolgenden Zapfung längere Wartezeiten bis zur Erreichung der Solltemperatur beim Nutzer mit sich brächte. Die sogenannte Zirkulationsbrücke ermöglicht einen minimalen Durchfluss (Wärmetauscherbypass), der die Netzvorlaufleitung auf Temperatur hält und somit den Komfort sichert. Damit die Rücklauftemperatur nicht über das erforderliche Maß ansteigt, muss in diese Bypassleitung ein Rücklauftemperaturbegrenzer eingebaut werden. Besitzt der Begrenzer eine variable Sollwerteneinstellung, so ist darauf zu achten, dass dieser richtig eingestellt (bis 40°C sind

üblich) und zusätzlich plombiert werden sollte. Die Situierung der Zirkulationsbrücke erfolgt üblicherweise in der Netzversorgungsleitung vor der Einbaustelle des Wärmemengenzählers (in Strömungsrichtung). Aus diesem Grund werden die Verluste im Standby-Betrieb nicht zum Wohnungsverbrauch addiert sondern zu den allgemeinen Verteilverlusten. Beispielhafte Ausführungen von Bypassleitungen sind in Abbildung 8 dargestellt.

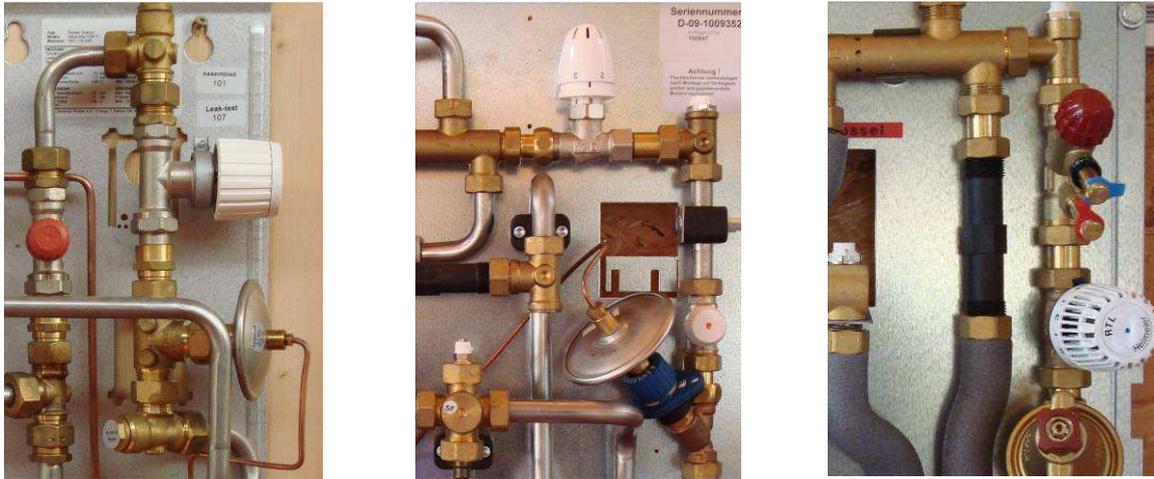


*Abbildung 8: Unterschiedliche Ausführungen von „Zirkulationsbrücken“ in Hydraulikstationen. Unterschiedlich ist bei den marktüblichen Produkten die Ausführung der Bypassleitung. Von Kupferrohrleitungen mit wenigen Millimetern im Durchmesser bis hin zu Edelstahlwellrohren mit bis zu 15 mm Durchmesser reicht hier die Bandbreite.*

### 5.3 Raumheizung

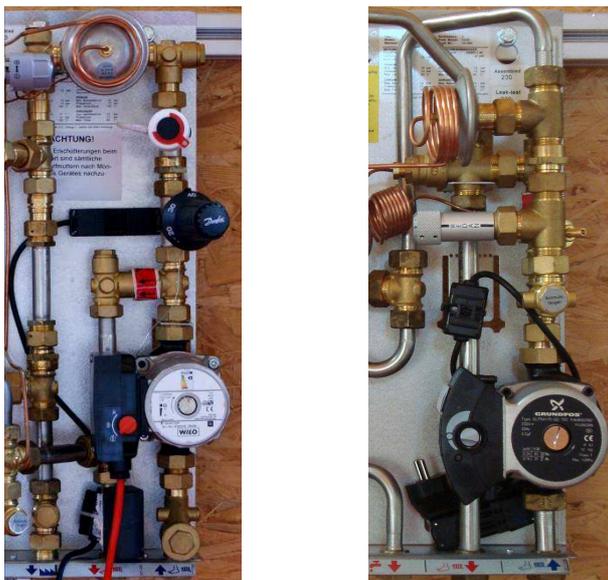
Über den Raumheizungskreislauf der Hydraulikstation wird die Wärme zu den Radiatoren oder zum Niedertemperaturheizsystem transferiert. Als Hydraulikkomponente sind dabei in der Station standardmäßig ein Rücklauf temperaturbegrenzer und ein sogenanntes Zonenventil eingebaut. Versteht sich der Rücklauf temperaturbegrenzer bei optimaler Hydraulik im Zwei-Leiter-Netz und in der Wohnung quasi als „Sicherheitsarmatur“ zur Erreichung tiefer Rücklaufarmaturen, wird durch das Zonenventil in Verbindung mit einem Raumfühler und einem Zeitregler die Durchführung einer Nachtabsenkung ermöglicht. In Abhängigkeit der Strategie des hydraulischen Abgleichs kann im Raumheizungsstrang auch ein Differenzdruckregler eingebaut werden.

Kommen Radiatoren als Wärmeabgabesystem in Zwei-Leiter-Netzen zum Einsatz, werden diese (voreingestellte kvs-Einsätze sind Voraussetzung) üblicherweise auf Temperaturen von 65/40 oder 60/40 ausgelegt. Die Raumtemperatur bestimmt schlussendlich der Bewohner durch die Einstellungen am Thermostatventil. Abbildung 9 zeigt hierzu beispielhafte Ausstattungen des Raumheizungsabschnitts in Hydraulikstationen mit Radiatorheizkreisen.



*Abbildung 9: Unterschiedliche Ausführungen von Raumheizungsabschnitten in Hydraulikstationen mit Rücklauftemperaturbegrenzer und Zonenventil. Im Bild in der Mitte und im Bild rechts sind Stationen dargestellt, die darüber hinaus noch über eine Warmwasservorrangschaltung verfügen.*

Abbildung 10 zeigt eine beispielhafte Ausführung des Raumheizungsabschnittes in Hydraulikstationen für Niedertemperaturheizkreise (mit Pumpe und Beimischung).

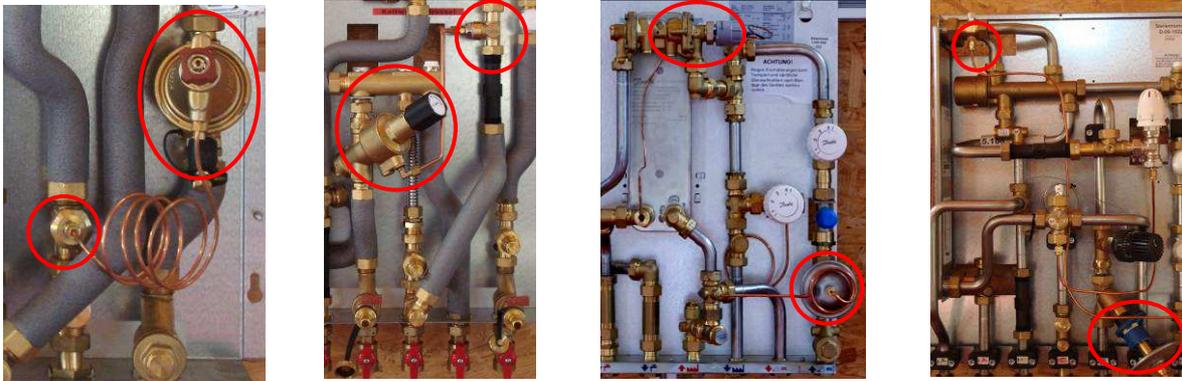


*Abbildung 10: Beispielhafte Ausführung des Raumheizungsabschnittes zweier Hydraulikstationen mit Umwälzpumpe und Beimischung für Niedertemperaturheizkreise.*

## 5.4 Hydraulischer Abgleich

Aufgrund der dezentralen Warmwasserbereitung und des Einsatzgebietes im Geschößwohnbau mit vielen parallelen Verbrauchern kommt es im Zwei-Leiter-Netz zu stark schwankenden Massenströmen. Aus diesem Grund kommt hinsichtlich Versorgungssicherheit, Befriedigung von Komfortansprüchen und höchster Energieeffizienz dem hydraulischen Abgleich höchste Bedeutung zu. Die Hydraulikstation leistet hierzu durch den Einsatz von Differenzdruckreglern einen relevanten Beitrag, wobei hier aber auch alle anderen Abschnitte des Systems (drehzahlgeregelte Pumpe, Steigstränge, kvs-Einsätze, etc.) betrachtet werden müssen. In Abhängigkeit von den Vorstellungen von Planer bzw. Bauträger sowie der Abgleich-Philosophie des Herstellers werden nun unterschiedliche Strategien am Markt verfolgt. Manche Hersteller bieten auf Wunsch alle

unterschiedlichen Varianten des hydraulischen Abgleichs an, manche liefern nur eine bestimmte Ausführung. Grundsätzlich wird unterschieden, ob der Differenzdruckregler im sekundären Raumheizungskreis angeordnet ist oder im primären Versorgungskreislauf. Werden die Abgleicharbeiten sorgfältig durchgeführt, können mit beiden grundsätzlichen Lösungen gute Ergebnisse erzielt werden. Welche davon umgesetzt wird ist in gewisser Weise Geschmacksache. Abbildung 11 zeigt hierzu marktübliche Anordnungsvarianten.



*Abbildung 11: Beispielhafte Anordnungsvarianten von Differenzdruckreglern in Hydraulikstationen. Im 1. Bild von links ist der Differenzdruckregler im Rücklauf des Raumheizungskreises positioniert. Im 2. Bild von links ist der Differenzdruckregler im Vorlauf des Netzversorgungskreislaufes angeordnet. Im 3. Bild von links ist eine Station dargestellt, die in Ergänzung zum Differenzdruckregler im Rücklauf des Raumheizungskreises einen Differenzdruckregler im Proportionalmengenregler verwendet. Im 4. Bild von links ist der Differenzdruckregler im Rücklauf des Netzversorgungskreislaufes angeordnet und der Differenzdruck wird über den Proportionalmengenregler, den Wärmemengenzähler und das Warmwassertemperaturkorrektiv konstant gehalten.*

## 5.5 Wärme – und Wasserverrechnung

Zwei-Leiter-Netze in Verbindung mit Hydraulikstationen bieten die Möglichkeit einer grundsätzlich einfachen Verrechnung der verbrauchten Ressourcen Wärme bzw. Wasser für jede einzelne Wohnung. In der Praxis haben sich seitens der Wohnbauträger zwei unterschiedliche Strategien der Ressourcenverrechnung durchgesetzt. In einer Variante wird ein Wärmemengenzähler (zählt die verbrauchte Wärmemenge für Warmwasser und Raumwärme) im Netzversorgungskreislauf und ein Kaltwasserzähler in der Wasserversorgungsleitung angeordnet. In der anderen Variante wird der Raumheizungsanteil über elektronische Verdunstungszähler außerhalb der Hydraulikstation und das gesamte Kaltwasservolumen als auch das Warmwasservolumen in der Station erfasst. Die Bestückung der Hydraulikstationen mit Messinstrumenten erfolgt auf Wunsch durch die Hersteller, durch den Installateur oder durch das mit der Wärmeverrechnung beauftragte Unternehmen. In jedem Fall sind seitens des Herstellers Passstücke an den entsprechenden Stellen (siehe Abbildung 12 und Abbildung 13) vorzusehen.



*Abbildung 12: Beispielhafte Hydraulikstation mit Passstücken nach dem Verrechnungsprinzip „Wärmemengenzähler (grün) und Kaltwasserzähler (blau)“*



*Abbildung 13: Beispielhafte Hydraulikstation mit Passstückanordnungen, die jede Verrechnungsart zulassen würde (das Passstück für einen Wärmemengenzähler ist grün, das für einen Kaltwasserzähler blau und das für den Warmwasseranteil ist rot dargestellt).*

Abbildung 14 zeigt als Beispiel eine mit Wärmemengenzähler und Kaltwasserzähler bestückte Hydraulikstation. Abbildung 15 hingegen zeigt eine beispielhafte Anordnung von Unterputzstationen im gemeinsamen Erschließungsbereich von drei Wohnungen, was eine einfache Ablesemöglichkeit der Zählerstände ohne Hydraulikzutritt ermöglicht. Weiters kann das Auslesen der Wärmemengenzähler über Funk oder über M-Bus erfolgen. In diesen Fällen ist ein Wohnungszutritt nur in den vorgeschriebenen Eichintervallen der Wärmemengenzähler (5 Jahre) notwendig.



*Abbildung 14: Bestückter Zustand einer Hydraulikstation nach Verrechnungsprinzip „Wärmemengenzähler und Kaltwasserzähler“*



*Abbildung 15: Beispielhafte Anordnung von drei Unterputzstationen im Bereich des gemeinsamen Erschließungsbereichs. Vorteil dieser Anordnung: Die Zählerablesung kann sehr einfach ohne direkten Zutritt zu den einzelnen Wohnungen erfolgen.*

## 6 Qualitätsstandards und Vergleichbarkeit von Produkten

Die Qualität der Umsetzung aller in Kapitel 5 beschriebenen Funktionen ist schlussendlich entscheidend für die Befriedigung des Nutzerkomforts als auch die Erreichung höchster Energieeffizienz. Zum Zeitpunkt einer Produktauswahl stellt sich aber die Frage, nach welchen Kriterien oder nach welchen Kennzahlen Hydraulikstationen miteinander verglichen werden können. Eine Literaturrecherche hierzu ergab, dass bisher keine verwendbaren Beurteilungsparameter existieren. Somit galt es im ersten Schritt relevante Beurteilungskriterien zu definieren, Prüfscenarien zu erstellen und einen angepassten Prüfaufbau umzusetzen.

### 6.1 Definition von Beurteilungsparametern und Vergleichsgrößen

Zur Beurteilung der Funktionen einer Hydraulikstation wurden mit Fokus auf erreichbarbarem Nutzerkomfort und erreichbarer Energieeffizienz folgende Beurteilungsparameter festgelegt:

#### **Komfortparameter:**

- Erreichte Warmwassertemperatur im Vergleich zur festgesetzten Mindestkomforttemperatur von 45°C bei unterschiedlichen Warmwasserzapfmengen (4 l/min, 7 l/min, 10 l/min und die maximale Zapfmenge).
- Zeitdauer bis zur Erreichung der Mindestkomforttemperatur von 45°C
- Temperaturschwankungen im Allgemeinen bzw. beim Zu- oder Wegschalten von unterschiedlichen Verbrauchern

#### **Energieeffizienzparameter:**

- Höhe des versorgungsnetzseitigen Volumenstroms bei Warmwasserbereitung (und paralleler Raumheizung)
- Höhe der versorgungsnetzseitigen Vorlauftemperatur
- Höhe der versorgungsnetzseitigen Rücklauftemperatur
- Höhe des versorgungsnetzseitigen Differenzdruckes
- Höhe des versorgungsnetzseitigen Volumenstroms und der versorgungsnetzseitigen Vor- bzw. Rücklauftemperatur im Standby-Betrieb (Zirkulationsbrücke)
- Grädigkeiten der Wärmetauscher

#### **Leistungsparameter:**

- Die maximale Warmwasserzapfmenge bei unterschiedlichen Rahmenbedingungen betreffend der Netzversorgungsseite
- Die maximale thermische Leistung bei unterschiedlichen Rahmenbedingungen betreffend der Netzversorgungsseite

## 6.2 Definition eines Prüfaufbaus im Labor

Zur Bestimmung der oben definierten Beurteilungsparameter wurde ein Prüfaufbau entwickelt und im Prüflabor der AEE -Institut für Nachhaltige Technologien umgesetzt. Wie in Abbildung 16 dargestellt besteht der Prüfaufbau aus unterschiedlichen Abschnitten:

- Wärmeversorgung – Hier erfolgt die konstante Versorgung des Prüflings (Wohnungsstation) mit Heißwasser (Temperatur flexibel wählbar) über die Versuchsdauer (erfolgte über einen elektrisch beheizten 300 l Wärmespeicher).
- Kaltwasserversorgung – Hier erfolgte die konstante Versorgung des Prüflings (Wohnungsstation) mit Kaltwasser (Temperatur flexibel wählbar) über die Versuchsdauer (erfolgte über eine Kältemaschine in Verbindung mit einem 300 l Kaltwasserspeicher).
- Warmwasser-Zapflast – Die Bereitstellung einer konstanten Warmwasser-Zapflast (schaltbar waren 4 l/min, 7 l/min, 10 l/min und die maximale Zapfmenge) mit welcher der Prüfling (Wohnungsstation) beaufschlagt wurde, erfolgte in diesem Abschnitt.
- Raumheizungslast – Hier erfolgte die Bereitstellung einer konstanten Raumheizungslast mit welcher der Prüfling (Wohnungsstation) beaufschlagt wurde (erfolgte über eine Kältemaschine als Wärmesenke in Verbindung mit einem 1200 l Kaltwasserspeicher).
- Messstrecke - Eine Messstrecke wurde unmittelbar im Anschluss an die Hydraulikverbindungen des Prüflings (Wohnungsstation) aufgebaut. Erfasst wurden die Volumenströme, die Vor- und Rücklauftemperaturen sowie die Differenzdrücke in jedem hydraulischen Kreislauf.

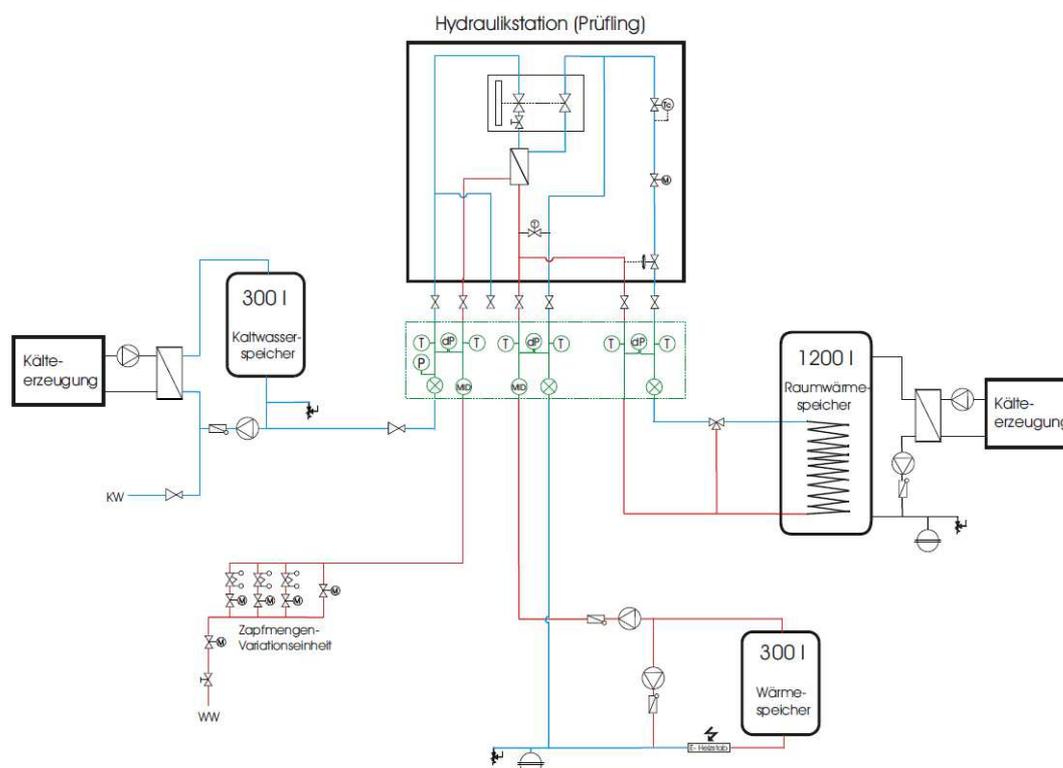


Abbildung 16: Blockschaltbild des Versuchsaufbaus inkl. der definierten Messgrößen (grüner Kasten)

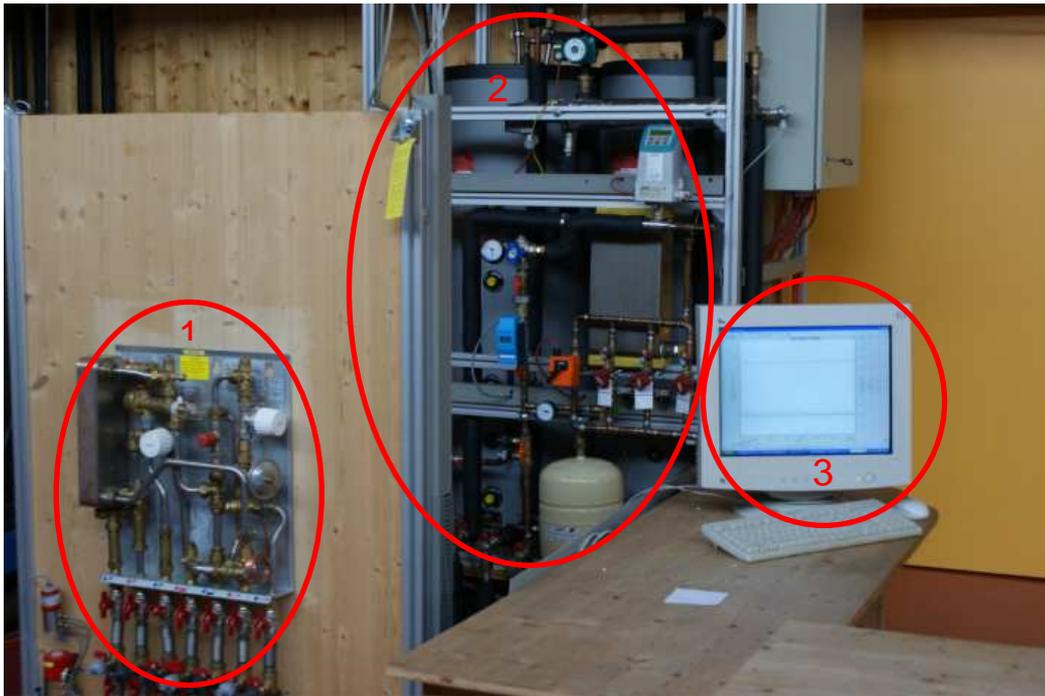


Abbildung 17: Ansicht des Prüfstandes im Versuchslabor der AEE INTEC (1: zeigt die Anordnung des Prüflings; 2: zeigt die Versorgungseinheit; 3: zeigt die Bedien- und Überwachungseinheit)

Neben dem hydraulischen Aufbau wurde ein angepasstes Messkonzept entwickelt und umgesetzt. Dabei werden sechs Temperaturen, drei Volumenströme, drei Differenzdrücke und ein Überdruck in entsprechender Genauigkeit erfasst. Das schlussendliche Messkonzept wird nachfolgend kurz zusammengefasst:

#### Temperaturmessungen

Sechs Temperaturmessungen unmittelbar vor der zu prüfenden Hydraulikstation (mittels PT 1000 Sensoren mit besonders schneller Reaktionszeit)

- Kaltwassertemperatur
- Warmwassertemperatur
- Netzseitige Versorgungstemperatur
- Netzseitige Rücklauftemperatur
- Vorlauf zur Raumwärmeversorgung
- Rücklauf zur Raumwärmeversorgung

#### Volumenstrommessungen

Drei Volumenstrommessungen unmittelbar vor der zu prüfenden Hydraulikstation (mittels zweier magnetisch induktiver und einem ultraschallbasierten Volumenstromzähler)

- Warmwasserzapfmenge (magnetisch induktiv)
- Versorgungsnetzseitiger Volumenstrom (magnetisch induktiv)
- Raumheizungsseitiger Volumenstrom (Ultraschall)

#### Differenzdruckmessungen

Drei Differenzdruckmessungen unmittelbar vor/nach der zu prüfenden Hydraulikstation (mittels Differenzdrucksensoren)

- Differenzdruck zwischen Kaltwassereintritt und Warmwasseraustritt
- Differenzdruck zwischen netzseitigem Vorlauf und netzseitigem Rücklauf
- Differenzdruck zwischen Raumheizungsrücklauf und RaumheizungsVorlauf

### Überdruckmessungen

Ein Überdruckmesssensor im Kaltwasserzulauf unmittelbar vor der zu prüfenden Hydraulikstation.

Abbildung 18 bis Abbildung 21 illustrieren den Prüfaufbau und die eingebaute Messtechnik.



*Abbildung 18: Ansicht Versorgungseinheit und Zapfmengenverteiler*



*Abbildung 19: Ansicht des Prüflings inkl. Temperatur- und Differenzdrucksensoren*



*Abbildung 20: Hydraulische Anspeisung des Prüflings und Volumenstrommessungen*



*Abbildung 21: Ansicht des Zapfmengenverteilers*

Die Regelung der Wärmequellen, Wärmesenken, Pumpen und Ventilen erfolgt über eine freiprogrammierbare SPS (Abbildung 23). Um die Reproduzierbarkeit der Versuchsabläufe sicherzustellen, stand hier ein weitestgehend automatisierter Prüfungsablauf über die SPS im Vordergrund. Die Aufzeichnung der Messdaten erfolgt über einen Datenlogger (Abbildung 22).



Abbildung 22: Schaltschrank „Datenlogger“



Abbildung 23: Schaltschrank freiprogrammierbare Regelung (SPS)

Anhand erster Versuchsmessungen an Hydraulikstationen konnte eine spezielle Prüfprozedur entwickelt und schlussendlich als Standardprüfroutine umgesetzt werden. Diese Standardprüfroutine besteht aus vier weitestgehend automatisierten Prüfprozeduren.

### 6.2.1 Prüfprozedur 1

Prüfprozedur 1 beinhaltet die Bestimmung von Temperaturverläufen und Versorgungsmassenströmen über der Zeitachse bei definierten Warmwasserzapfmengen (4, 7, 10 l/min, Überlagerungen zwischen zwei Zapfmengen, maximale Zapfmenge) und nachfolgenden Variationsgrößen (dabei bildet jeweils die erste Zahl die Standardeinstellung und die Zahlen in der Klammer bilden die Variationsvarianten):

- Konstante Netzvorlauftemperatur 65°C (50°C, 55°C, 60°C, 70°C)
- Konstanter Netzdruckdifferenzdruck 0,3 bar (0,1; 0,2; 0,4, 0,5)
- Konstante Kaltwassertemperatur 10°C (8°C; 15°C)
- Konstanter Kaltwasserdruck 2,5 bar (1,5 bar; 3,5 bar)

Wie Abbildung 24 zu entnehmen ist, startet Prüfprozedur 1 mit einer Standby-Betriebsphase, gefolgt von einer Zapfung mit 4 l/min, einer Standbyphase, einer Zapfung von 7 l/min, einer Standbyphase, einer Zapfung von 10 l/min, einer Standbyphase, einer Überlagerung von verschiedenen Zapfmengen, einer Standbyphase und der Beaufschlagung mit der maximal möglichen Zapfmenge. Abgeschlossen wird Prüfprozedur 1 mit einer ausgedehnten Standby-Betriebsphase zur detaillierten Beurteilung des Stationsverhaltens im Zustand „Standby“.

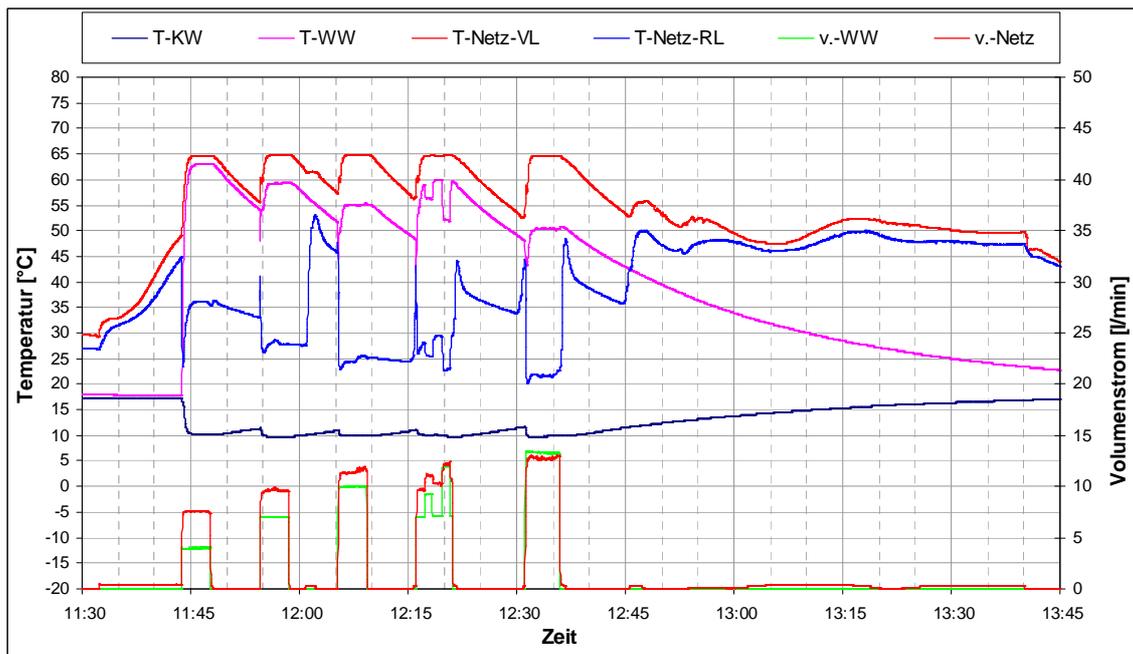


Abbildung 24: Beispielhafte Dokumentation einer ausgewählten Hydraulikstation für die Prüfprozedur 1 bei einem netzseitigen Differenzdruck von 300 mbar und einer netzseitigen Versorgungstemperatur von 65°C.

Mit diesem Prüfzenario können Komfortparameter (Temperaturschwankungen, Einstellgeschwindigkeit und Brauchwassertemperatur), Leistungsparameter (die maximale Warmwasserzapfmenge, die maximale thermische Leistung) als auch Aspekte zur Energieeffizienz (Rücklauftemperatur aus dem Versorgungsnetz, Höhe des Versorgungsmassenstroms, Temperaturniveau der Zirkulationsbrücke) bestimmt werden.

### 6.2.2 Prüfprozedur 2

Wie Abbildung 25 zu entnehmen ist, werden in Prüfprozedur 2 die Hydraulikstationen über eine klar definierte Zeit mit unterschiedlichen Zapfmengen (4 l/min, 7 l/min, 10 l/min und der maximalen Zapfmenge) beaufschlagt. Gleichzeitig wird parallel zu jeder Zapfung der netzseitige Differenzdruck vom Maximum (der Grenze des Prüfaufbaus) bis auf Null reduziert (realisiert über eine Drehzahlreduktion der netzseitigen Versorgungspumpe entsprechend einer Treppenfunktion).

Es kann dabei der Einfluss der Versorgungsdifferenzdrücke (ca. 0 bis 1000 mbar) auf die notwendigen netzseitigen Versorgungsvolumenströme bei den definierten konstanten Zapfmengen und konstanten, netzseitigen Versorgungstemperaturen (65°C) bestimmt werden. Als Ergebnis stellen sich detaillierte Hydraulikverhältnisse bei unterschiedlichen netzseitigen Differenzdrücken ein, die in weiterer Folge eine Beurteilung der Energieeffizienz (insbesondere die Höhe des Versorgungsmassenstroms) erlauben.

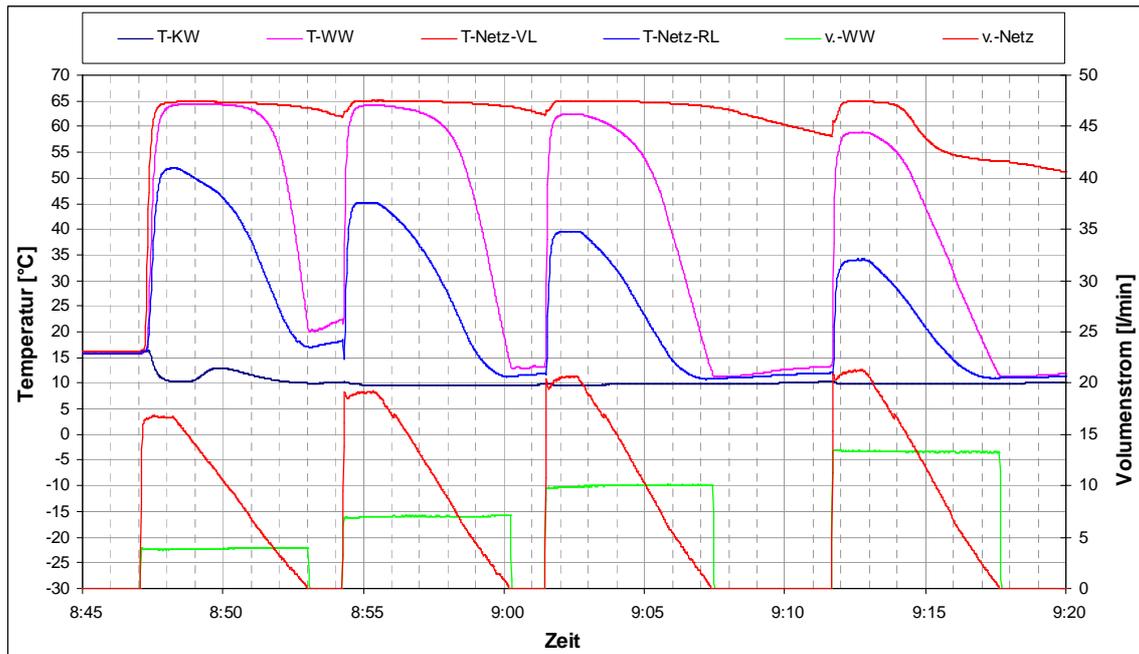


Abbildung 25: Beispielhafte Dokumentation einer ausgewählten Hydraulikstation für die Prüfprozedur 2 bei einer netzseitigen Versorgungstemperatur von 65°C.

### 6.2.3 Prüfprozedur 3

Wie Abbildung 26 zu entnehmen ist, werden in Prüfprozedur 3 die Hydraulikstationen in einem definierten Zeitfenster mit stetig veränderten Zapfmengen beaufschlagt. Konkret startet die Zapfmenge von Null und wird sukzessive bis zum Maximum erhöht bzw. in weiterer Folge wieder auf Null gesenkt. Von besonderem Interesse ist hierbei das Verhalten des Proportionalmengenreglers, der den netzseitigen Volumenstrom bestimmt. Mit dieser Prüfprozedur kann der Proportionalfaktor des Proportionalreglers, der das Verhältnis zwischen Warmwasserzapfmenge und netzseitigem Versorgungsvolumenstrom beschreibt, bestimmt werden. Der Verlauf des Proportionalfaktors liefert gleichzeitig Ergebnisse zur Beurteilung der Energieeffizienz (Höhe des Versorgungsmassenstroms, Höhe der Netzurücklaufemperatur) und des Komforts (ausreichende Warmwassertemperaturen auch bei kleinen Zapfmengen).

Die Untersuchungen erfolgten zu dieser Prozedur bei konstanter Versorgungstemperatur von 65°C und konstantem Versorgungsdifferenzdruck, der zusätzlich in drei Durchläufen variiert wurde (100, 300 und 500 mbar).

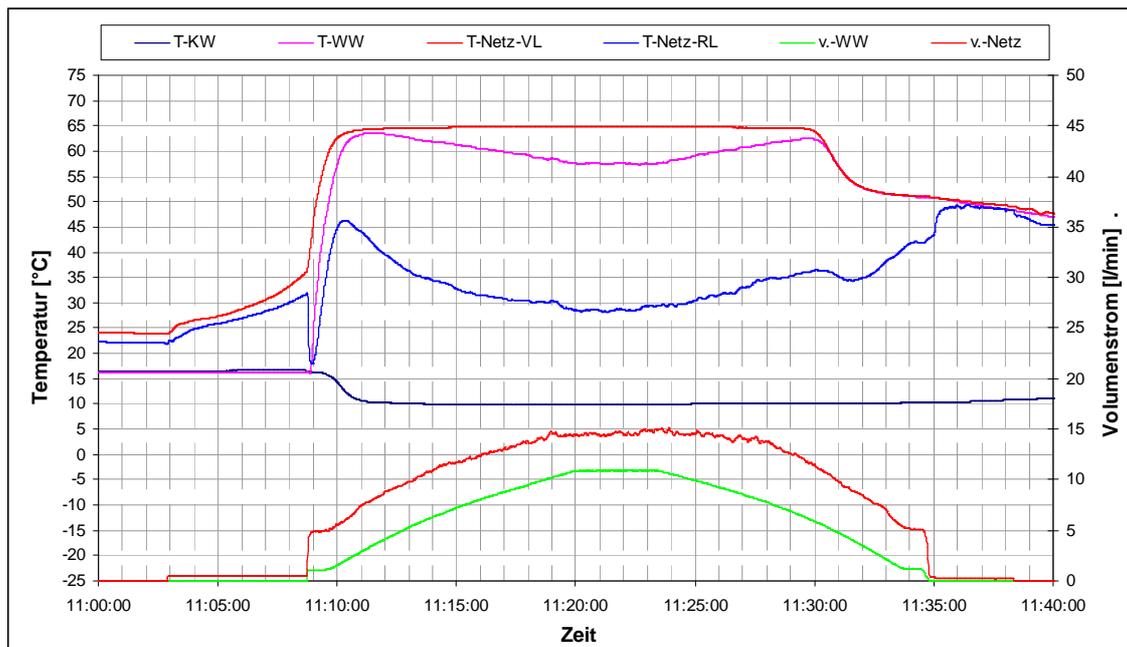


Abbildung 26: Beispielhafte Dokumentation einer ausgewählten Hydraulikstation für die Prüfprozedur 3 bei einer netzseitigen Versorgungstemperatur von 65°C und einem versorgungsseitigen Differenzdruck von 300 mbar (Variationen zwischen 100 und 500 mbar wurden untersucht)

#### 6.2.4 Prüfprozedur 4

Prüfprozedur 4 beinhaltet die Bestimmung von Temperaturverläufen und Versorgungsmassenströmen über der Zeitachse bei Überlagerungen zwischen definierten Warmwasserzapfmengen (4, 7, und 10 l/min) und Raumheizungszuschaltungen.

Wie Abbildung 27 zu entnehmen ist, startet Prüfprozedur 1 mit einer Standby-Betriebsphase, gefolgt von einer Zapfung mit 4 l/min und einer etwas verzögerten Zuschaltung der Raumheizung. In weiterer Folge bleibt die Raumheizungsanforderung bestehen und es werden die drei definierten Zapfmengen für einen definierten Zeitraum zu- und wieder weggeschaltet.

Mit diesem Prüfzenario können Komfortparameter bei gleichzeitiger Warmwasser- und Raumheizungsanforderung (Konstanz der Zapftemperatur) als auch Effizienzparameter (Funktion einer eventuell vorhandenen Warmwasservorrangschaltung und somit die Höhe des Versorgungsmassenstroms) bestimmt werden.

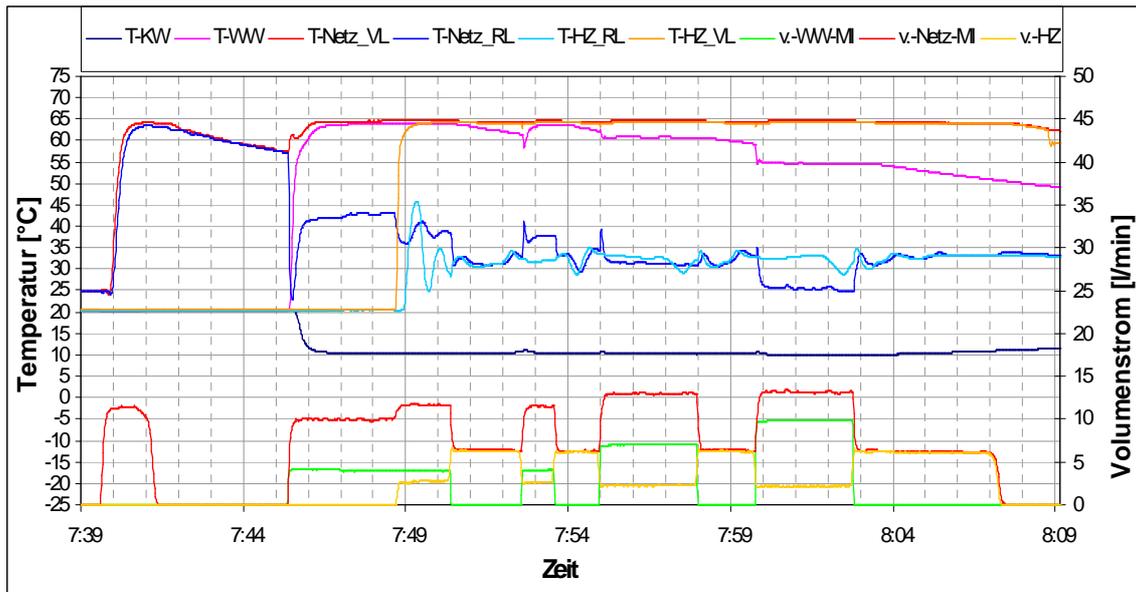


Abbildung 27: Beispielhafte Dokumentation einer ausgewählten Hydraulikstation für die Prüfprozedur 4 bei einer netzseitigen Versorgungstemperatur von 65°C und einem versorgungsseitigen Differenzdruck von 300 mbar

## 7 Prüfergebnisse zu Wohnungsstationen

Untersucht wurden insgesamt neun unterschiedliche Hydraulikstationen von sechs führenden Anbietern von Wohnungsstationen am österreichischen Markt. Davon entfallen sieben Stationen auf den Ausführungsstandard „Radiatorheizung“ (fünf Stationen mit reinem Proportionalmengenregler, zwei Stationen mit zusätzlichem Temperaturkorrektiv), eine Station auf die Ausführung „Niedertemperaturheizung“ sowie eine Station auf Anwendungen mit extrem reduzierten Versorgungstemperaturen. Alle Stationen wurden im Lieferzustand („Werkseinstellung“), ohne Adaptierungen durch das Projektteam, untersucht.

### 7.1 Übersicht der geprüften Wohnungsstationen

Abbildung 28 zeigt die Bandbreite der technischen Ausführung der neun messtechnisch untersuchten Wohnungsstationen. Der Zeitraum für die Durchführung der Testreihen betrug für eine Wohnungsstation durchschnittlich zwei Wochen.

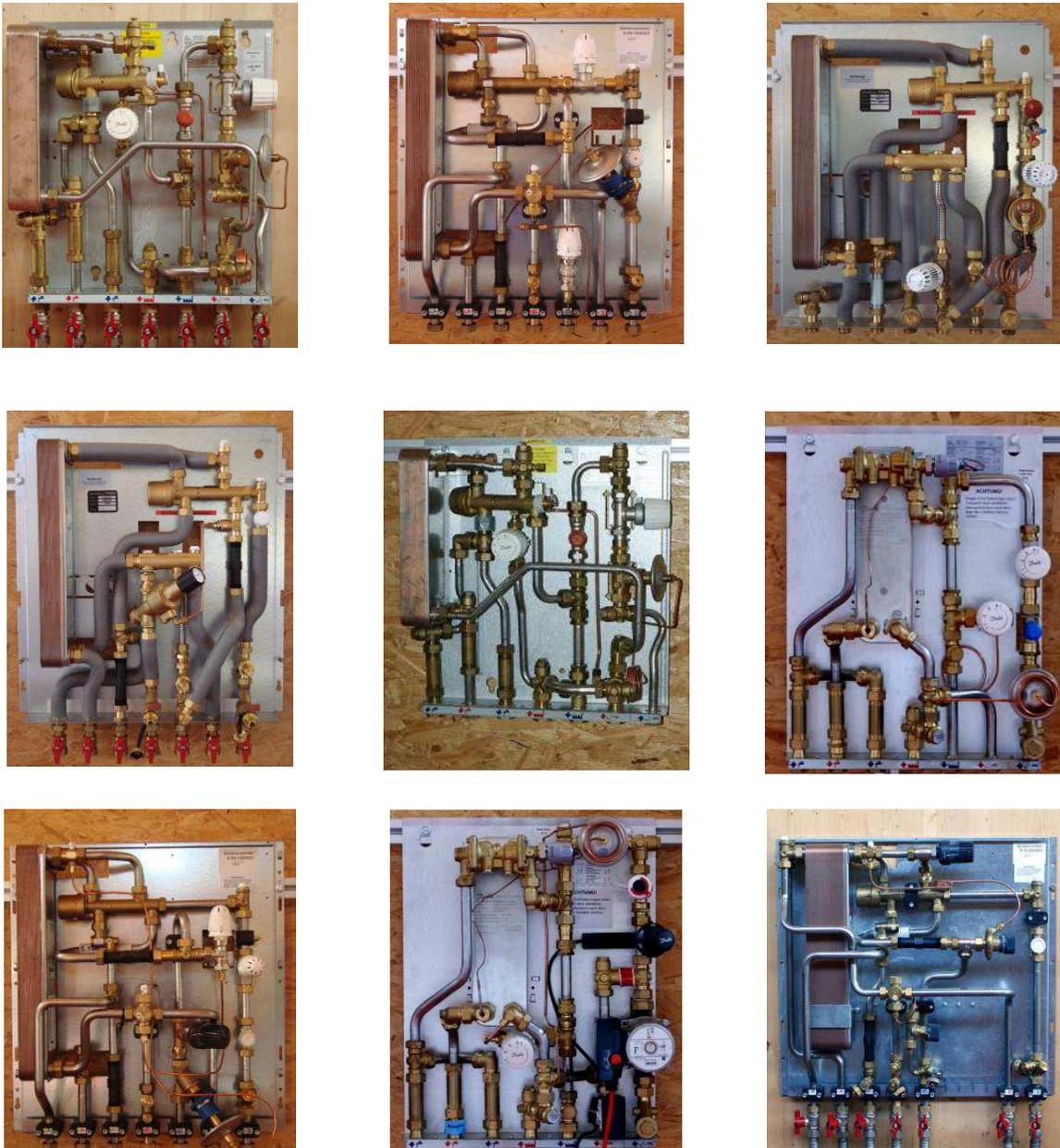


Abbildung 28: Übersicht der neun messtechnisch untersuchten Wohnungsstationen

## 7.2 Wohnungsstationen nach dem Ausführungsstandard „Radiatorheizung“ im Vergleich

Die Funktionen „Warmwasserbereitung“, „Raumheizung“ und „Standby-Betrieb“ wurden im Rahmen von speziellen Testszenarien im Detail untersucht und mit definierten Komfort-, Energieeffizienz- und Leistungsparametern beurteilt. Die Diagramme in den nachfolgenden Kapiteln erlauben hierzu eine Vergleichbarkeit der sieben anonymisiert dargestellten Stationen nach dem Ausführungsstandard „Radiatorheizung“.

### 7.2.1 Warmwasserbereitung - Reaktionszeit

Einen wichtigen Beurteilungsparameter in der Kategorie „Komfort“ stellt die Zeitdauer bis zur Erreichung der definierten Komfortwarmwassertemperatur von 45°C dar. Dieser Parameter beschreibt, wie lange der Nutzer warten muss, bis schlussendlich Warmwasser mit 45°C an der Zapfstelle zur Verfügung steht. Abbildung 29 zeigt hierzu die Reaktionszeiten der getesteten Stationen bei einer Warmwasserzapfung von 4 l/min aus dem Standby-Betrieb. Die Ergebnisse zeigen, dass die Zeitdauer bis zur Erreichung der Komforttemperatur (45°C) zwischen 10 und 17 Sekunden beträgt. 40°C werden bereits in 8 bis 10 Sekunden erreicht. Da der Nutzer nur in den seltensten Fällen mit der Warmwasserverwendung wartet bis exakt 45°C erreicht sind, sondern diese bereits bei tieferen Temperaturen beginnt, kann von einem grundsätzlich ausgezeichnetem Verhalten der untersuchten Stationen gesprochen werden. Nur eine Wohnungsstation (Station A) entspricht mit einer Reaktionszeit von zwei Minuten nicht unbedingt den erwarteten Komfortansprüchen.

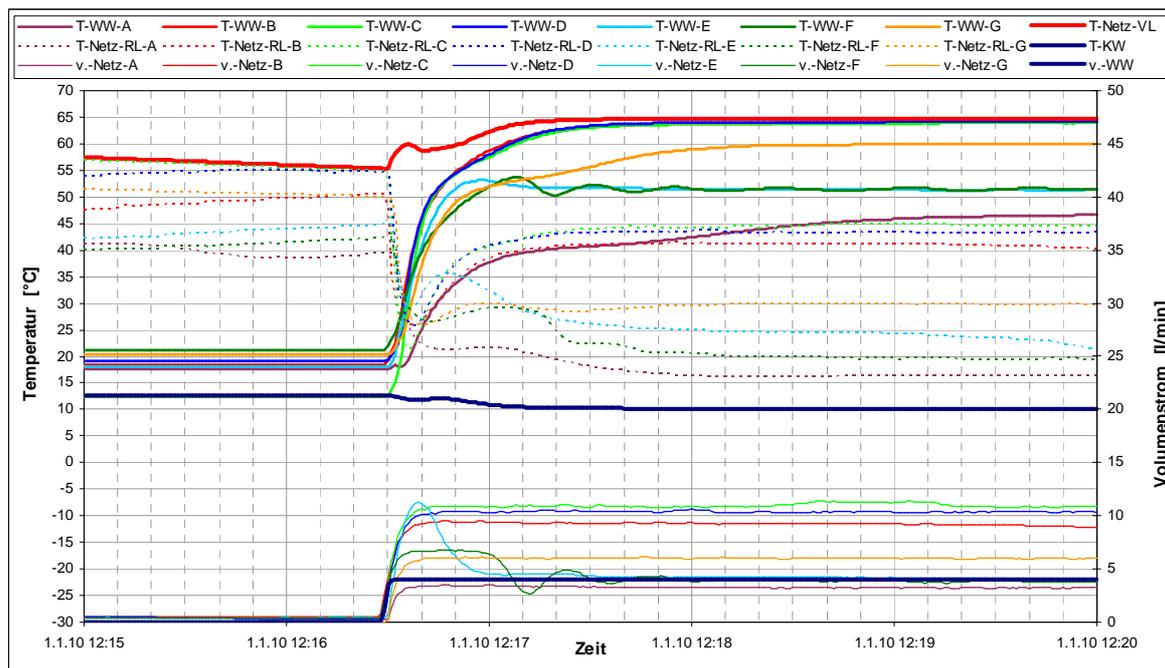


Abbildung 29: Reaktionszeiten der einzelnen getesteten Wohnungsstationen bei Start einer Warmwasserzapfung mit einer Zapfmenge von 4 l/min aus dem Standby-Betrieb.

Die fett gezeichneten Linien zeigen die Prüfbedingungen (netzseitige Versorgungstemperatur von 65°C, Kaltwassertemperatur von 10°C und eine Warmwasserzapfmenge von 4 l/min) für die Stationen. Die Verläufe der mit den jeweiligen Stationen erzielten Warmwassertemperaturen sind im oberen Bereich der Abbildung, die Verläufe der angeforderten Netztemperaturen (bei einem netzseitig konstanten Differenzdruck von 300 mbar) sind im unteren Bereich der Abbildung dargestellt. Die strichliert gezeichneten Linien zeigen die sich ergebenden netzseitigen Rücklauftemperaturen.

Werden größere Zapfmengen angefordert, wird das Reaktionsverhalten günstiger. Anhand des Verlaufs der angeforderten Netzmengen können auch deutliche Zusammenhänge zu den erzielten Rücklauftemperaturen erkannt werden. Wohnungsstationen, die grundsätzlich größere Netzmengen zur Erreichung geringster Reaktionszeiten zulassen, erzielen dabei aber höhere Netzzrücklauftemperaturen. Die Stationen mit Warmwassertemperaturkorrektiv variieren die Netzmenge (bis zur Erreichung der Komforttemperatur überproportional, danach proportional) und erzielen somit geringere Rücklauftemperaturen.

### 7.2.2 Warmwasserbereitung - Temperaturkonstanz

Ein weiterer Beurteilungsparameter behandelt die Konstanz der Warmwassertemperatur bei schwankendem Verbrauch, sprich beim Zu- oder Wegschalten von einzelnen Verbrauchern. Hierzu wurde ein entsprechendes Prüfzenario definiert, das mit einer Zapfmenge von 7 l/min aus dem Standby-Betrieb heraus startet und der in weiterer Folge Zapfungen von jeweils 4 l/min und 7 l/min überlagert werden. Abbildung 30 zeigt hierzu die mit den jeweiligen Stationen erzielten Warmwassertemperaturen, Netzmengen und Rücklauftemperaturen. Deutlich ist zu erkennen, dass das Zu- und Wegschalten von parallelen Verbrauchern (z.B. ein Wasserhahn zur Duscharmatur) einen Einfluss auf die bereitgestellte Warmwassertemperatur hat.

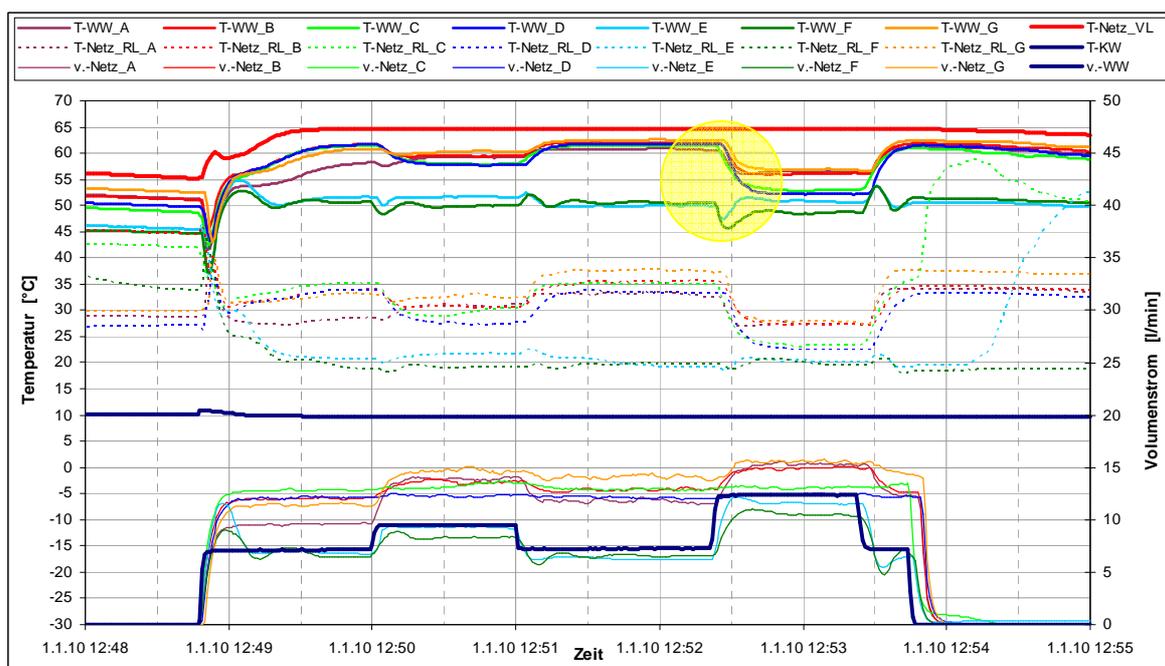


Abbildung 30: Temperaturveränderungen bei den einzelnen getesteten Wohnungsstationen durch Zu- und Wegschalten von parallelen Verbrauchern. Die Basiszapfmenge beträgt 7 l/min (aus dem Standby-Betrieb heraus) und wird durch Zapfmengen von 4 l/min und 10 l/min überlagert. Die fett gezeichneten Linien zeigen die Prüfbedingungen (netzseitige Versorgungstemperatur von 65°C, Kaltwassertemperatur von 10°C und Warmwasserzapfmenge) für die Stationen. Die Verläufe der mit den jeweiligen Stationen erzielten Warmwassertemperaturen sind im oberen Bereich der Abbildung, die Verläufe der angeforderten Netzmengen (bei einem netzseitig konstanten Differenzdruck von 300 mbar) sind im unteren Bereich der Abbildung dargestellt. Die strichliert gezeichneten Linien zeigen die sich ergebenden netzseitigen Rücklauftemperaturen. Die gelbe Markierung zeigt den Bereich mit den größten Temperaturveränderungen.

Die höchsten Temperaturveränderungen traten beim Zuschalten eines großen Verbrauchers (10 l/min) auf und betrug bis zu 8 K (siehe gelbe Markierung im Diagramm). Je geringer der netzseitige Differenzdruck wird umso größer werden die sich einstellenden Temperaturveränderungen (im dargestellten Diagramm beträgt der Differenzdruck 300 mbar). Geringere Temperaturveränderungen zeigen die Stationen mit Temperaturkorrektiv. Hier verändert sich die Warmwassertemperatur infolge der Zuschaltung eines parallelen Verbrauchers von 10 l/min um 3 bis 5 K und wird nach wenigen Sekunden wieder auf den Einstellwert geregelt.

### 7.2.3 Warmwasserbereitung – Warmwassertemperatur, netzseitige Rücklauf-temperatur, netzseitiger Volumenstrom und Proportionalfaktoren

Ein für Hydraulikstationen wichtiger Beurteilungsparameter ist der Verlauf der Warmwassertemperatur in Abhängigkeit von der Warmwasserzapfmenge. Eine Vielzahl von Versuchsdurchläufen am Prüfaufbau nach einem vordefinierten Szenario ergaben unter definierten Versorgungsbedingungen (65°C Versorgungstemperatur und 300 mbar Versorgungsdifferenzdruck) die in Abbildung 31 dargestellten Warmwassertemperaturverläufe. Eine Kernaussage zu dieser Darstellung ist, dass unter den gegebenen Versorgungsbedingungen über die gesamte Bandbreite der Warmwasserzapfung die Komforttemperatur von 45°C erreicht wird. Dabei liegt die Bandbreite der Warmwassertemperaturen bei einer Zapfmenge von 4 l/min bei 47°C bis 64°C und bei der maximalen Zapfmenge zwischen 47 und 55°C.

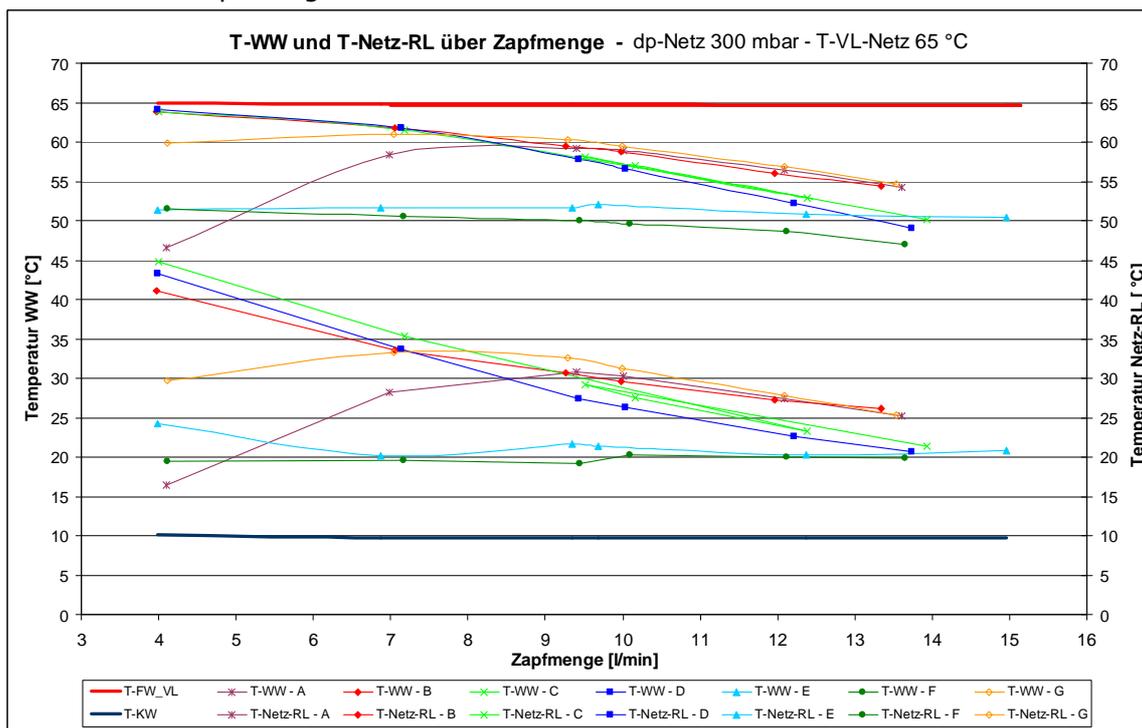


Abbildung 31: Verläufe von Warmwassertemperaturen (im oberen Diagrammbereich dargestellt) und Netzzücklauftemperaturen (im unteren Diagrammbereich dargestellt) über der Warmwasserzapfmenge bei den einzelnen getesteten Wohnungsstationen. Die fett gezeichneten Linien zeigen die Prüfbedingungen (netzseitige Versorgungstemperatur von 65°C, Kaltwassertemperatur von 10°C für die Stationen). Der netzseitige Differenzdruck wurde konstant auf 300 mbar gehalten.

Grundsätzlich zeigen die Wohnungsstationen bei kleinen Zapfmengen die größten und bei großen Zapfmengen die kleinsten Warmwassertemperaturen. Eine Station (Station A)

zeigte bei kleinen Zapfmengen ein umgekehrtes Verhalten. Bei den Stationen mit Temperaturkorrektiv ist dieses Verhalten aber nur in der Tendenz feststellbar, denn die Warmwassertemperaturen verlaufen über weite Teile der Bandbreite an Zapfmengen nahezu konstant (nahe an der werksseitig voreingestellten Warmwassertemperatur von rund 50°C).

Ein zentral wichtiger Indikator hinsichtlich Energieeffizienz ist die erzielte Netzurücklauf-temperatur. Abbildung 31 zeigt neben den Warmwassertemperaturen auch die dazugehörigen Netzurücklauf-temperaturen über der Warmwasserzapfmengen. Die Stationen ohne Temperaturkorrektiv weisen aufgrund des nicht proportionalen Regelverhaltens höhere Netzvolumenströme und daraus resultierend höhere Netzurücklauf-temperaturen (bei 4 l/min etwa 30°C bis 45°C) auf. Eine Ausnahme bildet hierzu Station A, denn diese erzielt auch bei kleinen Zapfmengen geringe Netzurücklauf-temperaturen. Konstant tiefe Rücklauf-temperaturen (ca. 20°C) über die volle Bandbreite der Warmwasserzapfmengen zeigen die Stationen mit Temperaturkorrektiv. Die Netzvolumenströme sind über die gesamte Bandbreite an Warmwasserzapfmengen in Abbildung 32 dargestellt.

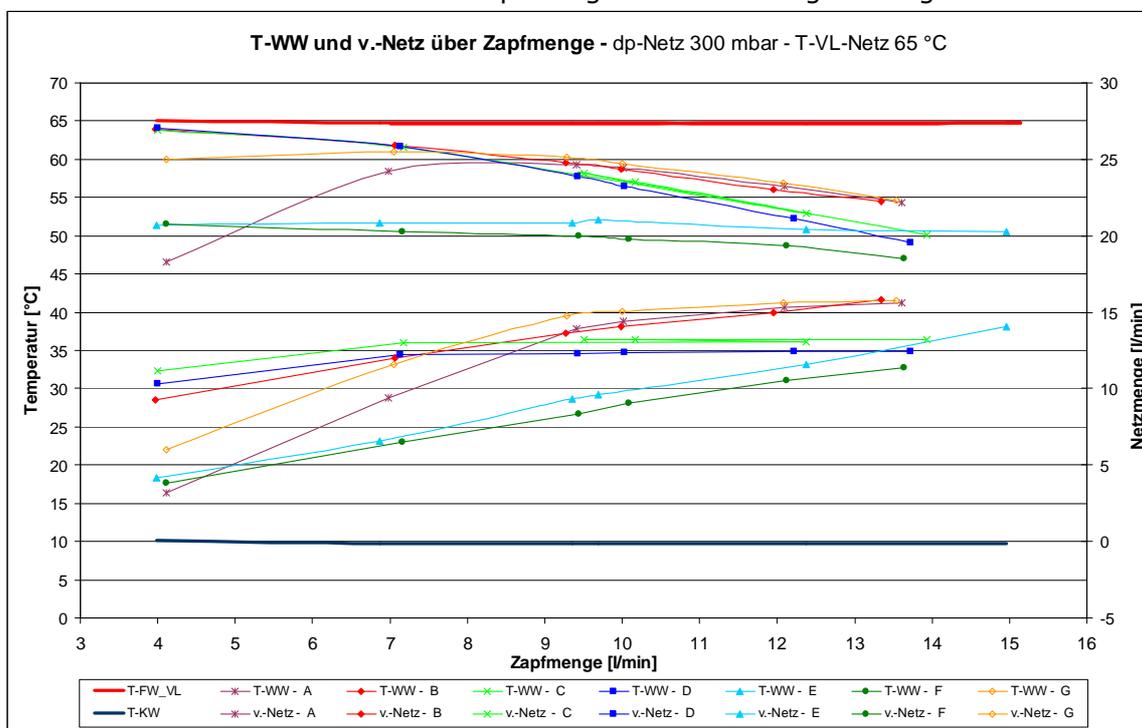


Abbildung 32: Verläufe von Warmwassertemperaturen (im oberen Diagrammbereich dargestellt) und Netzmengen (im unteren Diagrammbereich dargestellt) über der Warmwasserzapfmengen bei den einzelnen getesteten Wohnungsstationen. Die fett gezeichneten Linien zeigen die Prüfbedingungen (netzseitige Versorgungstemperatur von 65°C, Kaltwassertemperatur von 10°C für die Stationen. Der netzseitige Differenzdruck wurde konstant auf 300 mbar gehalten.

Deutlich kann der lineare Verlauf der Netzmenge und die direkte Proportionalität (z.Bsp. ca. 10 l/min Netzmenge bei 10 l/min Warmwasserzapfmengen) bei Stationen mit Temperaturkorrektiv festgestellt werden. Wohnungsstationen ohne Temperaturkorrektiv zeigen (bis auf zwei Ausnahmen bei kleinen Zapfmengen) grundsätzlich ein überproportionales Verhalten, was höhere Netzvolumenströme bedeutet.

Um das proportionale Verhalten zu beschreiben, wurde als wesentliche Kennzahl der Proportionalfaktor definiert. Er stellt die Netzmenge im Verhältnis zur Zapfmengen dar. Der ideale Verlauf (netzseitiger Volumenstrom und Warmwasserzapfmengen weisen über die gesamte Bandbreite dieselben l/min auf) würde einen Proportionalfaktor von 1

ergeben und in einer grafischen Darstellung als Horizontale verlaufen. Aufgrund der nicht idealisierten Funktionsweise der Proportionalmengenregler in den untersuchten Stationen in der Praxis, ändert sich diese Kennzahl über die Bandbreite der Warmwasserzapfmenge. Wie in Abbildung 33 dargestellt, können die Proportionalmengenregler mit Temperaturkorrektiv als annähernd direkt proportional bezeichnet werden (grafischer Verlauf um ca. 1).

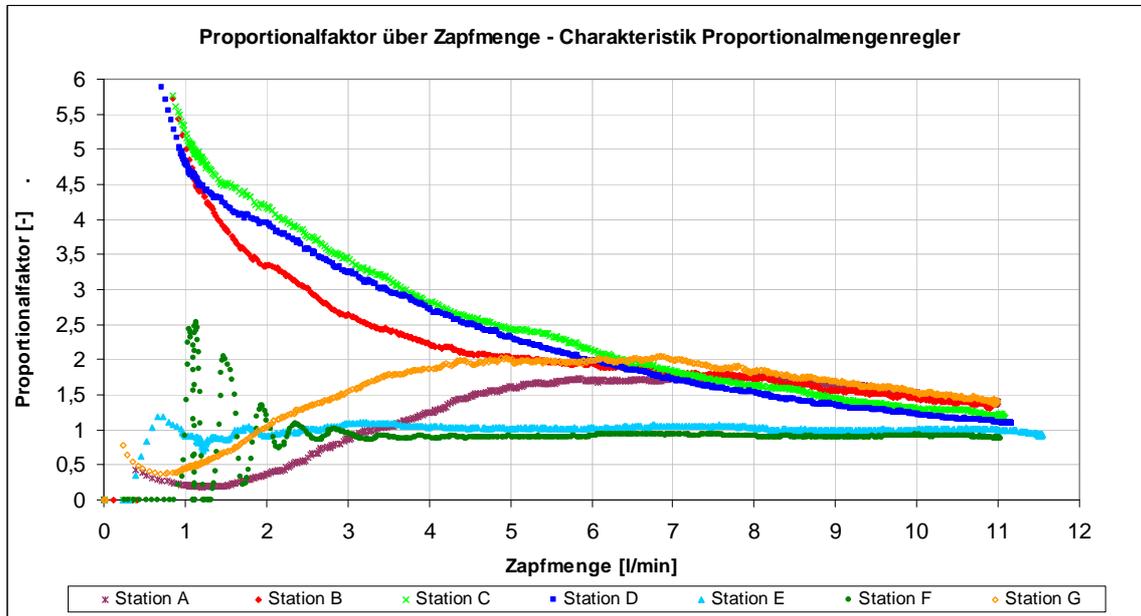


Abbildung 33: Verläufe der messtechnisch bestimmten Proportionalfaktoren über der Warmwasserzapfmenge bei den getesteten Wohnungsstationen. Prüfbedingungen: Die netzseitige Versorgungstemperatur betrug 65°C, die Kaltwassertemperatur 10°C und der netzseitige Differenzdruck wurde konstant auf 300 mbar gehalten.

Bei sehr kleinen Zapfmengen kommt es aber auch bei Proportionalmengenreglern mit Temperaturkorrektiv zu Abweichungen (Proportionalfaktoren zwischen 0,5 und 2). Proportionalmengenregler ohne Temperaturkorrektiv ergeben bei kleinen Zapfmengen große Bandbreiten an Proportionalfaktoren. Bei Zapfmengen von 1 l/min konnten Proportionalfaktoren von 0,25 bis 5 und bei Zapfmengen von 6 l/min konnten Proportionalfaktoren von 1,7 bis 2,1 festgestellt werden. Bei darüber liegenden Zapfmengen nähern sich die Proportionalfaktoren bis zum maximalen Massendurchsatz knapp an 1 an. Der überproportionale Verlauf bei kleinen Warmwasserzapfmengen bedeutet zwar Vorteile hinsichtlich einer raschen Reaktionszeit, bringt aber Nachteile aufgrund höherer Netzwassermengen und höherer Netzzrücklauftemperaturen.

#### 7.2.4 Warmwasserbereitung – Warmwassertemperatur und Leistung über der Zapfmenge

Die maximale Warmwasserzapfmenge als auch die maximale Leistung sind zentral wichtig in der Beurteilung von Wohnungsstationen, da diese Größen häufig in der Produktvermarktung verwendet werden. Abbildung 34 zeigt im unmittelbaren Zusammenhang mit der Warmwasserzapftemperatur die Leistung über der Zapfmenge. Daraus ist auch der maximal mögliche Volumenstrom mit der dazugehörigen Temperatur ablesbar (Datenpunkte der einzelnen Stationen im Diagramm ganz rechts).

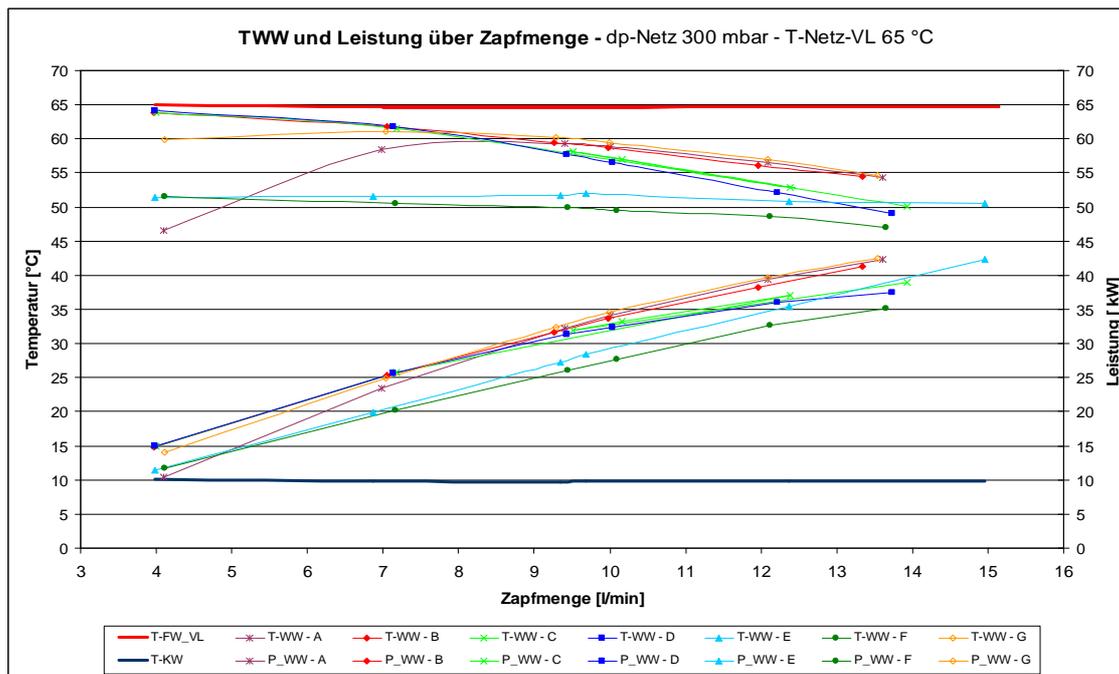


Abbildung 34: Verläufe von Warmwassertemperaturen (im oberen Diagrammbereich dargestellt) und Leistung der Wohnungsstationen (im unteren Diagrammbereich dargestellt) über der Warmwasserzapfmenge. Die fett gezeichneten Linien zeigen die Prüfbedingungen (netzseitige Versorgungstemperatur von 65°C, Kaltwassertemperatur von 10°C) für die Stationen. Der netzseitige Differenzdruck wurde konstant auf 300 mbar gehalten.

Die Bandbreite der maximalen Volumenströme lag unter den hydraulischen Bedingungen des Prüfaufbaus zwischen 13,3 (Warmwasserzapftemperatur von 55°C) und 15 l/min (Warmwasserzapftemperatur von 50°C). Die Bandbreite der sich einstellenden Leistungen liegt zwischen 35 kW (Warmwasserzapftemperatur von ca. 47°C) und 43 kW (Warmwasserzapftemperatur von ca. 54°C).

### 7.2.5 Warmwasserbereitung – Warmwassertemperatur und netzseitige Rücklauf­temperatur über dem Differenzdruck

Der an der Station anliegende Differenzdruck beeinflusst den netzseitigen Volumenstrom, die Warmwassertemperatur in Abhängigkeit von der Zapfmenge und die Netzurücklauf­temperatur, weshalb diesem eine erhebliche Rolle bei der Beurteilung von Wohnungs­stationen zukommt. Gleichzeitig kann der Aufbau einer Wohnungsstation (geringe interne Druckverluste) die Erreichung der Komforttemperatur von 45°C bei kleinen Differenzdrücken ermöglichen, was hinsichtlich der aufzuwendenden Pumpenergie zu begrüßen ist. Abbildung 35 zeigt hierzu den Verlauf der Warmwasserzapftemperaturen bei maximaler Zapfung über an der Station angelegte Differenzdrücke zwischen 100 und 500 mbar. Deutlich wird, dass sich bei den untersuchten Wohnungsstationen eine Bandbreite (zwischen 140 mbar und 240 mbar) an benötigtem Differenzdruck zur Erreichung der Komforttemperatur von 45°C einstellt. Dabei ergeben sich bei allen Produkten (bei maximaler Zapfmenge) sehr ähnliche Rücklauf­temperaturen von ca. 18°C.

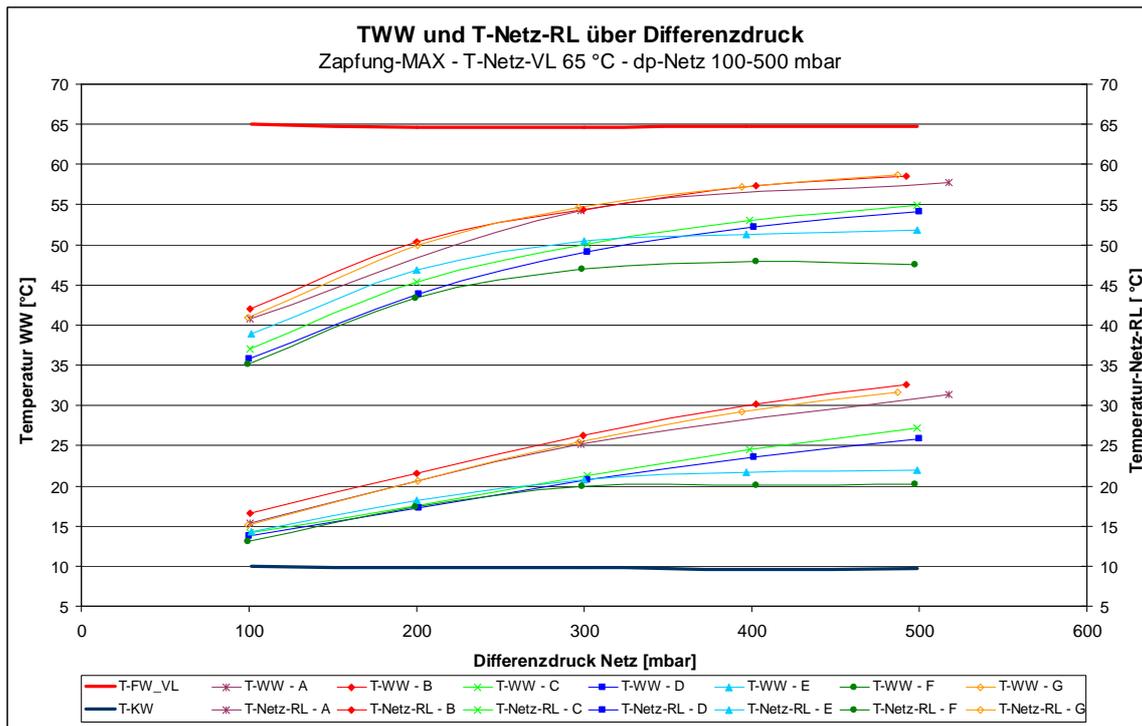


Abbildung 35: Verläufe von Warmwassertemperaturen (im oberen Diagrammbereich dargestellt) und Netzzücklauftemperaturen (im unteren Diagrammbereich dargestellt) über dem netzseitigen Differenzdruck bei maximaler Zapfmenge. Die fett gezeichneten Linien zeigen die Prüfbedingungen (netzseitige Versorgungstemperatur von 65°C, Kaltwassertemperatur von 10°C) für die Stationen.

Wohnungsstationen mit Temperaturkorrektiv können ab ca. 300 mbar die Solltemperatur (bei beiden Produkten ca. 50°C Werkseinstellung) konstant halten. Was zur Folge hat, dass auch bei höheren Differenzdrücken der Netzzücklaufstrom nicht ansteigt und die Netzzücklauftemperatur bei ca. 20°C konstant bleibt. Bei Wohnungsstationen ohne Temperaturkorrektiv bedeuten höhere Differenzdrücke immer höhere Netzzücklaufströme und somit höhere Netzzücklauftemperaturen.

### 7.2.6 Warmwasserbereitung – Warmwassertemperatur und Leistung über der netzseitigen Versorgungstemperatur (Netzzvorlauftemperatur)

Die netzseitige Versorgungstemperatur beeinflusst die Leistungsfähigkeit von Wohnungsstationen erheblich. Auf der einen Seite muss die Versorgungstemperatur in Verbindung mit dem Netzzücklaufstrom und der Größe des Wärmetauschers so gewählt werden, dass die Komforttemperatur von 45°C über die gesamte Bandbreite der Warmwasserzapfmenge erreicht werden kann. Auf der anderen Seite ermöglichen möglichst geringe Versorgungstemperaturen geringere Wärmeverluste im Verteilnetz und gleichzeitig günstigere Umwandlungswirkungsgrade bei Wärmequellen wie beispielsweise thermische Solaranlagen bzw. Wärmepumpen. Abbildung 36 zeigt hierzu den Verlauf der Warmwasserzapfemperatur (bei maximaler Zapfmenge) und der übertragenen Leistung über einer Bandbreite der netzseitigen Versorgungstemperatur zwischen 50 und 70°C.

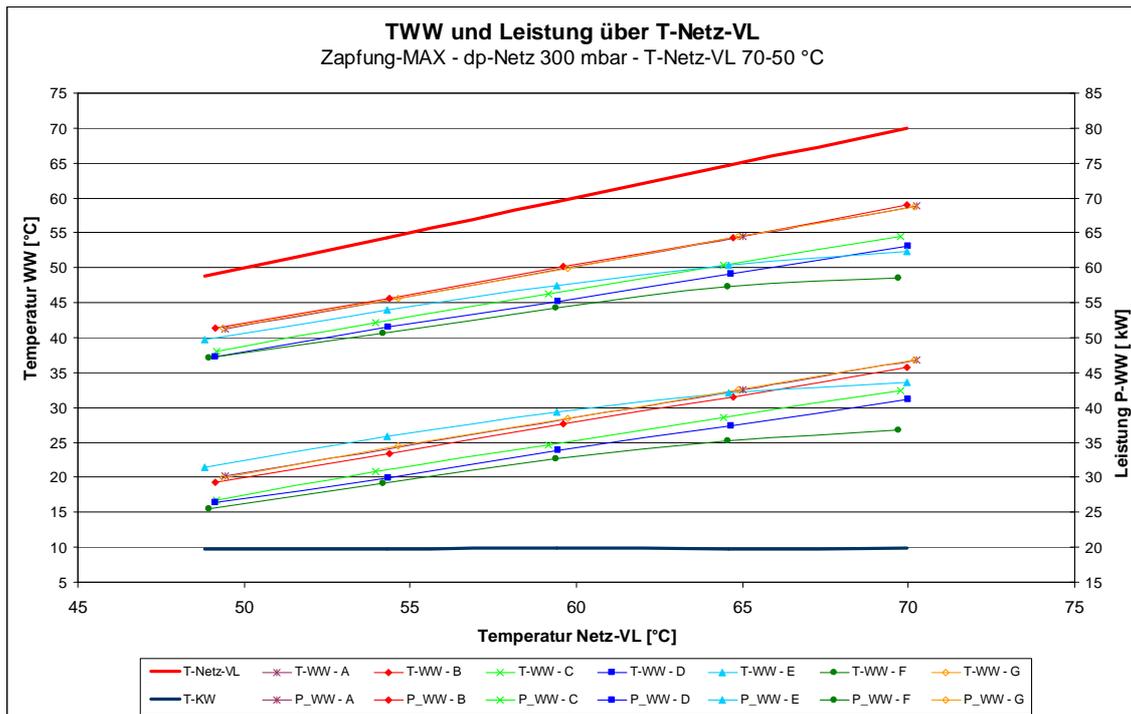


Abbildung 36: Verläufe von Warmwassertemperaturen (im oberen Diagrammbereich dargestellt) und Leistung der Wohnungsstationen (im unteren Diagrammbereich dargestellt) bei maximaler Zapfung über der netzseitigen Versorgungstemperatur. Die fett gezeichneten Linien zeigen die Prüfbedingungen (netzseitige Versorgungstemperatur zwischen 50 und 70°C, Kaltwassertemperatur von 10°C) für die Stationen. Der netzseitige Differenzdruck wurde konstant auf 300 mbar gehalten.

Deutlich wird, dass bei den untersuchten Stationen die notwendigen Versorgungstemperaturen zur Sicherstellung von 45°C Warmwasserzapftemperatur zwischen 54 und 61°C liegen. Bei 70°C Versorgungstemperatur, 300 mbar Differenzdruck und maximaler Zapfmenge liegt die Bandbreite der erzielbaren Leistungen zwischen 37 kW und 47 kW.

### 7.2.7 Heizungsbetrieb – Auswirkungen bei gleichzeitigen Warmwasserzapfungen

Die Versorgung des Raumheizungskreislaufes über die Wohnungsstationen zeigte sich bei den durchgeführten Untersuchungen erwartungsgemäß wenig spektakulär. Einige interessante Aspekte konnten im Zuge der messtechnischen Untersuchungen jedoch bei der Überlagerung von Warmwasserzapfungen mit gleichzeitiger Raumheizungsversorgung festgestellt werden. Abbildung 37 zeigt hierzu den Verlauf der Warmwasserzapftemperaturen, des Netzvolumenstroms und des Volumenstroms im Raumheizungskreislauf über ein zeitlich definiertes Untersuchungszenario. Ein Zapfvorgang wird dabei aus dem Standby-Betrieb heraus gestartet und die Raumheizung wird zugeschaltet. In weiterer Folge bleibt bei diesem Szenario die Raumheizung aktiv und die Warmwasserzapfung wird alternierend zu- und weggeschaltet bzw. wird auch die Zapfmenge verändert. Ein zentrales Ergebnis war, dass die Warmwassertemperaturen infolge der Überlagerung mit dem Raumheizungskreislauf praktisch keine Veränderungen zeigten, die sich negativ auf Komfortaspekte auswirken. Desweiteren wurde in diesem Szenario die Auswirkung der bei vier Produkten integrierten „Warmwasservorrangschaltung“ bei der Überlagerung von Warmwasserzapfung und Raumheizungsversorgung auf den Netzvolumenstrom untersucht. Auf der einen Seite bringt ein Aussetzen bzw. eine Reduktion der Raumheizungsversorgung für die üblicherweise kurzen Zeiten der Warmwasser-

zapfungen keine Komforteinbußen mit sich. Auf der anderen Seite führt eine funktionierende Warmwasservorrangschaltung zu reduzierten Netzmengen, was sich positiv auf die Rohrdimensionen im Versorgungsnetz bzw. die einzusetzende Pumpenergie auswirkt.

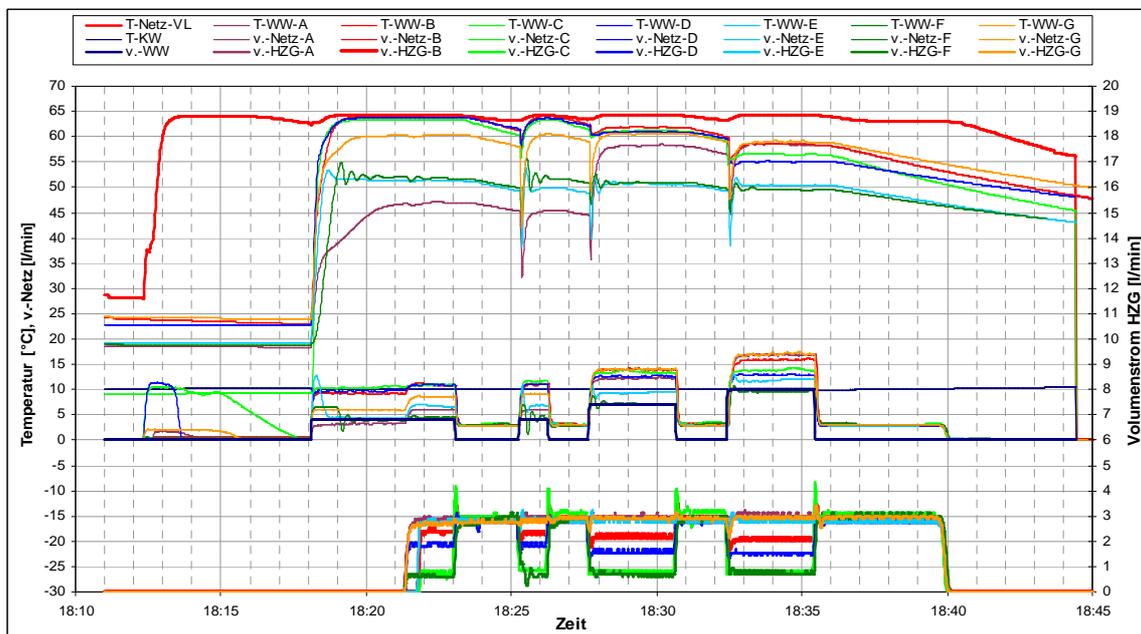


Abbildung 37: Verläufe von Warmwassertemperaturen (im oberen Diagrammbereich dargestellt), Netzvolumen (im mittleren Diagrammbereich dargestellt) und Volumenstrom im Raumheizungskreis der Wohnungsstationen (im unteren Diagrammbereich dargestellt) über der Zeitachse bei einer definierten Überlagerung von Warmwasserzapfung und Raumheizungsversorgung. Die netzseitige Versorgungstemperatur betrug 65°C, die Kaltwassertemperatur 10°C und der netzseitige Differenzdruck 300 mbar.

Alle vier Produkte mit Warmwasservorrangschaltung zeigten eine Reduktion des Volumenstroms im Raumheizungskreislauf bei überlagerter Warmwasserzapfung. Bei einem Volumenstrom im Raumheizungskreislauf von 3 l/min wurde dieser durch die Warmwasservorrangschaltung bei zwei Produkten auf 0,8 l/min reduziert. Bei den beiden anderen Produkten zeigten sich die Auswirkungen (in geringer Abhängigkeit von der Höhe der Zapfmenge) mit einer Reduktion auf 1,6 bzw. 2 l/min in einem geringeren Maßstab. Zusammenfassend kann gesagt werden, dass eine funktionierende Warmwasservorrangschaltung die Netzmenge durchaus reduzieren kann, im Vergleich mit den Wohnungsstationen untereinander der Einfluss der grundsätzlichen Funktion des Proportionalmengenreglers (hinsichtlich erforderlicher Netzmenge) aber mitberücksichtigt werden muss.

### 7.2.8 Standby-Betrieb

Dem Standby- oder Zirkulationsbrückenbetrieb kommt in Wohnungsstationen eine zentrale wichtige Aufgabe zu. In heizungsfreien Zeiten übernimmt diese Einrichtung die Warmhaltung des Versorgungsstranges und vermeidet somit längere Wartezeiten auf warmes Wasser bei Warmwasserzapfungen. Die richtige Betriebsweise ist aber eine Gratwanderung, denn auf der einen Seite steigert der Standby-Betrieb somit den Nutzerkomfort und auf der anderen Seite erhöht dieser die Verteilverluste. Die gegenständlichen Untersuchungen zu diesem Aspekt zielten auf die Bestimmung der sich einstellenden Netztemperaturen (Vor- und Rücklauf) unmittelbar an der Wohnungsstation (bei Versorgungstemperaturen von 65°C) und den auftretenden Netzvolumenströmen bei

werkseitiger Einstellung der Standby-Temperatur ab. Hierzu wurde ein Untersuchungsszenario definiert, das den Standby-Betrieb der Wohnungsstationen (im Anschluss an eine definierte Warmwasserzapfung) über einen repräsentativen Zeitraum zeigt (siehe Abbildung 38).

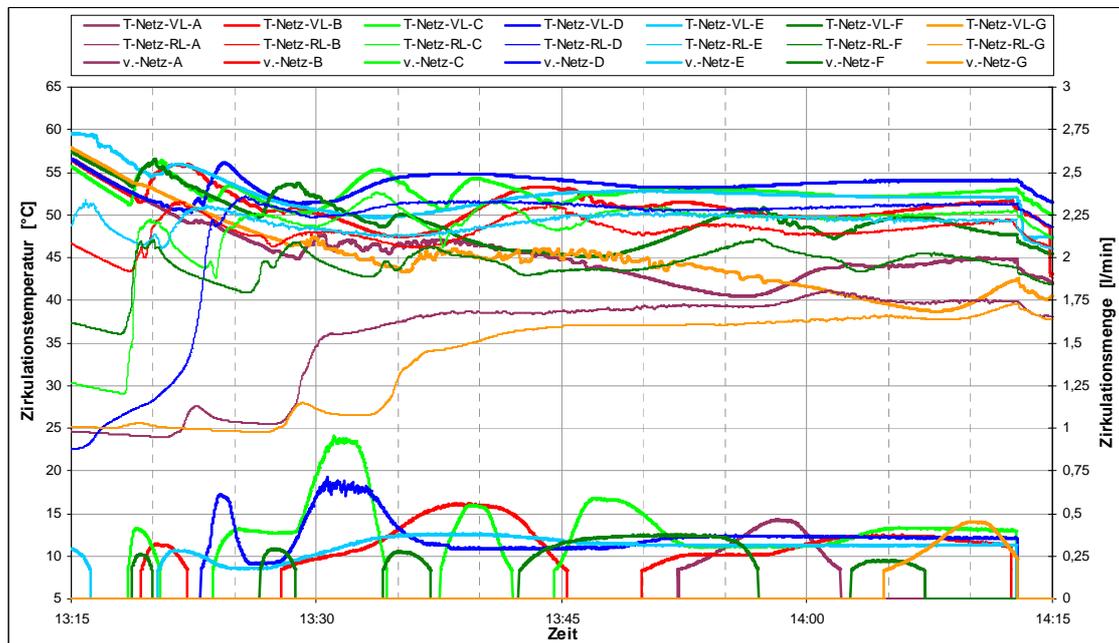


Abbildung 38: Verläufe von Netzvorlauf- und Netzurücklauftemperaturen unmittelbar an der Wohnungsstation gemessen (im oberen Diagrammbereich dargestellt) und Netzmengen der Wohnungsstationen (im unteren Diagrammbereich dargestellt) im Standby-Betrieb über der Zeitachse. Die netzseitige Versorgungstemperatur wurde mit 65°C ebenso konstant gehalten wie der netzseitige Differenzdruck mit 300 mbar.

Bei Versorgungstemperaturen von konstant 65°C (im Versorgungsspeicher) betragen die Vorlauftemperaturen unmittelbar an der Wohnungsstation für die untersuchten Produkte zwischen rund 45°C und rund 55°C. Die dazugehörigen Rücklauftemperaturen unmittelbar am Austritt aus der Wohnungsstation liegen zwischen ca. 35°C und 50°C. Auch erhebliche Unterschiede stellen sich bei den Netzmengen ein. Bei einzelnen Wohnungsstationen herrschen kontinuierlich Netzmengen vor und bei anderen wiederum stellen sich alternierend Volumenströme ein. Die Höhe der Netzvolumenströme liegt mit Werten zwischen ca. 0,25 und 0,5 l/min eher gering. Deutlich wird aus diesen Darstellungen, dass hier bei mehreren Wohnungsstationen die Einstellwerte am thermostatischen Temperaturregler sehr hoch sind und in der Praxis im Zwei-Leiter-Netz unnötige Verluste entstehen würden.

### 7.3 Weitere Untersuchungen

Neben den 7 Wohnungsstationen in der Ausführung „Radiatorheizung“ wurden zwei weitere Stationen messtechnisch untersucht. Dabei handelt es sich um eine Station zur Versorgung von Niedertemperaturheizkreisen mit einem Beimischkreislauf und um eine Station, die speziell für Anwendungen mit sehr geringen Versorgungstemperaturen konstruiert wurde. Nachfolgend werden hierzu die zentralen Ergebnisse zusammengefasst.

#### 7.3.1 Station zur Versorgung von Niedertemperaturheizkreisen

Bei dieser Station handelte es sich um eine bis auf den Beimischkreis baugleiche Ausführung, wie sie bereits in einer Station (inkl. Proportionalmengenregler mit

Temperaturkorrektiv) in den vorhin gezeigten Untersuchungen für Radiatorheizungen (Kapitel 7.2) Berücksichtigung fand. Hinsichtlich der Funktion „Warmwasserbereitung“ und „Standby-Betrieb“ zeigten sich keine Veränderungen im Vergleich zur Ausführungsvariante „Radiatorheizung“. Betreffend die Funktion „Raumheizung“ kann gesagt werden, dass die Station alle Anforderungen gut erfüllt. Im Vergleich zur Ausführung „Radiatorheizung“ kann in der Funktion „Raumheizung“ eine wesentlich geringere Netzurücklauftemperatur erreicht werden, was neben reduzierten Wärmeverlusten im Zwei-Leiter-Netz auch zu reduzierten Netzvolumenströmen führt. Aufgrund der kaum relevanten Unterschiede in der Gesamtfunktion im Vergleich zur Ausführung „Radiatorheizung“ wurde auf die Untersuchung von weiteren Stationen zur Versorgung von Niedertemperaturheizkreisen verzichtet.

### **7.3.2 Station für niedrige netzseitige Versorgungstemperaturen**

Ein im gegenständlichen Projekt partizipierender Hersteller von Wohnungsstationen hat bereits einige Projekte realisiert, in dem die Versorgungstemperaturen auf unter 50°C gesenkt wurden. Insbesondere in Verbindung mit Wärmepumpen besteht bei Zwei-Leiter-Netzen die Notwendigkeit geringster Versorgungstemperaturen. Die Grenze der minimalen Versorgungstemperatur wird von der Anforderung der Erreichung einer Komforttemperatur von 45°C bestimmt. Wärmeverluste im Verteilnetz und Wärmetauschergrädigkeiten definieren hier die Grenzen bei Versorgungstemperaturen um die 50°C.

Bei der untersuchten Station handelt es sich um eine speziell an diese Rahmenbedingungen angepasste Hydraulik (inkl. Proportionalmengenregler mit Temperaturkorrektiv) und Dimensionierung (großer Wärmetauscher). Grundsätzlich zeigten die Untersuchungen, dass auch bei sehr niedrigen Versorgungstemperaturen die Warmwasserkomforttemperatur von 45°C erreicht wird. Konkret konnte die Warmwasserkomforttemperatur (45°C) bei 50°C Versorgungstemperatur bis zu einer Zapfmenge von 13 l/min erreicht werden. Bei der maximalen Zapfmenge von 15 l/min betrug die Warmwasserzapftemperatur 43°C. Ein weiteres Absenken der Versorgungstemperatur führte zu einer Unterschreitung der gewünschten Komforttemperatur bei bereits geringeren Warmwasserzapfmengen. Voraussetzung für die Erreichung der Komforttemperatur ist bei dieser Versorgungsstrategie aber ein wesentlich höherer Netzvolumenstrom, was erheblich höhere netzseitige Differenzdrücke an der Wohnungsstation erfordert. Für die untersuchte Wohnungsstation bedeutete dies einen mindestens notwendigen netzseitigen Differenzdruck von 500 mbar. Liegen die Differenzdrücke darunter, kann die Warmwasserkomforttemperatur nicht mehr in der vollen Bandbreite der Warmwasserzapfmengen erreicht werden.

Aufgrund der deutlichen Unterschiede hinsichtlich der notwendigen Rahmenbedingungen im Vergleich zu den Standardausführungen von Wohnungsstationen (Kapitel 7.2) musste auf eine vergleichende Darstellung in gemeinsamen Diagrammen verzichtet werden.

## **7.4 Zusammenfassung der Messergebnisse**

Grundsätzlich weisen die untersuchten Hydraulikstationen in ihrer Werkseinstellung sehr gute Ergebnisse hinsichtlich Versorgungssicherheit und Nutzerkomfort auf.

In der Kategorie „Wohnungsstationen für Radiatorheizung“ (7 untersuchte Stationen) konnte unter den definierten Rahmenbedingungen bei allen Stationen die geforderte Komforttemperatur von 45°C in allen Zapfbereichen überschritten werden. Auch die maximal erreichten Warmwasserzapfmengen lagen bei Prüfbedingungen in einer vertretbaren Bandbreite von 13,5 bis 15 l/min.

Größtenteils zufriedenstellend sind auch die Ergebnisse hinsichtlich der Ausschöpfung von Maßnahmen zur Steigerung der Energieeffizienz, sprich möglichst geringe Netzwassermengen und Netzurücklauftemperaturen. Hier zeigte sich insbesondere beim Proportionalverhalten (Verhältnis zwischen Warmwasserzapfmenge und Netzvolumenstrom) eine erhebliche Bandbreite, die bei Zapfmengen von 4 l/min zwischen 1 und 2,8 sowie bei Zapfmengen von 10 l/min zwischen 1 und 1,5 liegen. Dieses teilweise deutlich überproportionale Verhalten führt zu erhöhten Netzmengen und dadurch zu höheren Rücklauftemperaturen als notwendig. Positive und vielversprechende Ansätze zeigen hier Produkte, die konventionelle Proportionalmengenregler mit einem sogenannten „Temperaturkorrektiv“ unterstützen.

Im Standby-Betrieb stellten sich bei den 7 Stationen Netzurücklauftemperaturen zwischen 35 und 50°C ein. Bis zu 50°C deswegen, da bei einigen Produkten die Werkseinstellung der thermostatischen Regelung der Standby-Temperatur zu hoch gewählt wurde.

Tabelle 1 zeigt hierzu zusammenfassend die wesentlichen Beurteilungsparameter in den Kategorien „Komfort“, „Energieeffizienz“ und „Leistung“.

Auch die Untersuchungsergebnisse an speziellen Stationen für Niedertemperaturheizungen sowie für geringe Netzversorgungstemperaturen zeigten gute Ergebnisse und können somit erhebliche Beiträge zu einer wesentlich breiteren Markteinführung der Technologie leisten.

Ein weiteres Ergebnis des Projektes besteht darin, dass nunmehr eine Prüfroutine für Hydraulikstationen vorliegt und ein Prüfstand im Labor der AEE INTEC für zukünftige Messungen zur Verfügung steht.

*Tabelle 1: Zusammenfassung der Messergebnisse anhand der zentralen Beurteilungsparameter für die 7 Stationen „Radiatorheizung“ (bei Standardrahmenbedingungen: 300 mbar Differenzdruck und 65°C Versorgungstemperatur):*

<b>Komfortparameter</b>	
Festgelegte Komforttemperatur, die bei den Stationen über die gesamte Bandbreite der Zapfmenge überschritten wurde	45°C
Erfasste Zeitdauer bis zur Erreichung der Komforttemperatur aus dem Standby-Betrieb	10 bis 17 s
Erfasste Warmwassertemperaturen über die gesamte Bandbreite der Zapfmengen	47 bis 64 °C
Temperaturschwankungen bei überlagerten Zapfungen	3 bis 8 K
<b>Energieeffizienzparameter</b>	
Netzurücklauftemperaturen bei einer Zapfmenge von 4 l/min	20 bis 45°C
Netzurücklauftemperaturen bei einer Zapfmenge von 10 l/min	20 bis 30°C
Proportionalfaktoren bei einer Zapfmenge von 4 l/min	1 bis 2,8
Proportionalfaktoren bei einer Zapfmenge von 10 l/min	1 bis 1,5
Notwendige Differenzdrücke zur Erreichung der Komforttemperatur von 45°C (bei 65°C Versorgungstemperatur)	140 bis 240 mbar
Notwendige Versorgungstemperaturen zur Erreichung der Komforttemperatur von 45°C (bei 300 mbar Differenzdruck)	54 bis 61°C
Potenzial einer Warmwasservorrangschaltung zur Reduktion des Volumenstroms im Raumheizungskreislauf (4 Stationen waren mit Warmwasservorrangschaltung ausgestattet)	30% bis 70%
Erfasste Standby-Betriebstemperaturen (Netzurücklauf)	35 bis 50 °C
Erfasste Standby-Volumenströme	0,25 bis 0,5 l/min
<b>Leistungsparameter</b>	
Erfasste maximale Zapfvolumenströme	13,3 bis 15 l/min
Erfasste maximale thermische Leistungen	35 bis 43 kW

## 8 Erstellung eines TRNSYS-Types zur Berechnung einer dezentralen Hydraulikstation

### 8.1 TRNSYS – Einleitung

Die Simulationsumgebung TRNSYS (Transient System Simulation) ist ein Programmpaket zur Berechnung der aktiven und passiven Komponenten der Energieversorgung (Wärmeerzeuger, Kollektorsysteme, Wärmeverteilsystem) des thermischen Verhaltens von Gebäuden und der Bilanzierung der auftretenden zeitabhängigen Energieströme. Ursprünglich wurde TRNSYS am Solar Energy Laboratory (SEL) der Universität von Wisconsin entwickelt. Es diente zur dynamischen Simulation von thermischen Solarenergie-Nutzungssystemen in der Programmiersprache Fortran 77 (SEL, 2008). Durch die regelmäßige Weiterentwicklung und Aktualisierung wird TRNSYS international für wissenschaftliche und kommerzielle Zwecke verwendet.

Heutzutage sind die klassischen Anwendungsgebiete von TRNSYS die dynamische, d.h. zeitbezogene, Simulation von Gebäuden, um in Abhängigkeit der klimatischen Schwankungen dessen Verhalten zu untersuchen. Dabei können diverse technische Komponenten, beispielsweise Solaranlagen oder Pelletskessel, eingebaut werden. Abbildung 39 zeigt das Gesamtsystem Gebäude, welches für die Simulation in die Teilbereiche allgemeine Gebäudedaten und spezielle technische Komponenten aufgeteilt wird. Diese werden wiederum durch eigenständige TRNSYS-Module beschrieben. Bei einer realen oder geplanten technischen Installation müssen die Komponenten ermittelt und den entsprechenden TRNSYS-Modulen zugeordnet werden. Diese Module werden auch Types genannt.

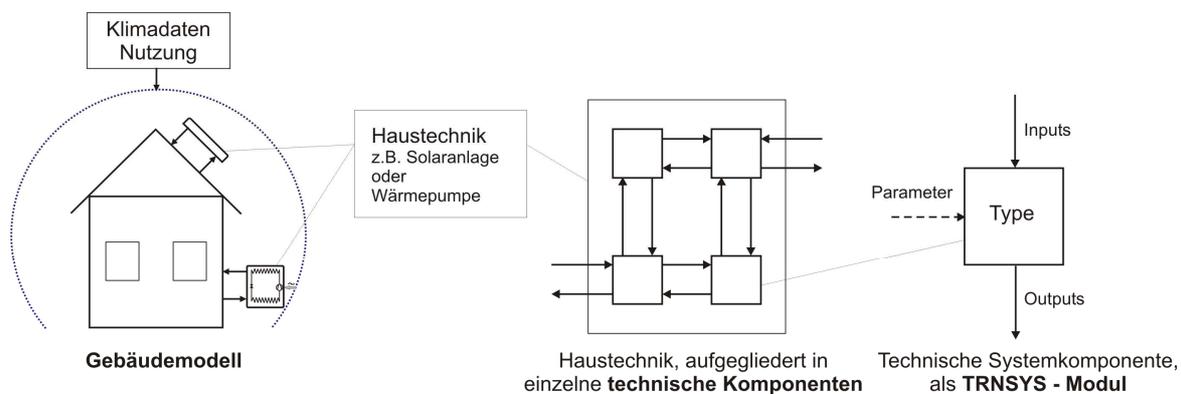


Abbildung 39: Identifikation von Systemkomponenten in TRNSYS (Heimrath, 2004)

Aufgrund dessen, dass in dieser Arbeit das Gebäude nicht durch einen Gebäude-Type beschrieben wird, sondern durch das Einlesen extern gemessener Daten, wird auf eine nähere Betrachtung dessen verzichtet.

Für den in dieser Arbeit behandelnden Fall, der Simulationen eines teilsolaren Heizungssystems, lässt sich das technische System in folgende Komponenten aufgliedern: Solar Kollektor, Wärmeerzeuger, Rohrleitungen, Wärmeübertrager, Energiespeicher, Pumpen, Ventile sowie Temperatursensoren und Regelung. Um den modularen Aufbau von TRNSYS zu verdeutlichen dient Abbildung 40.

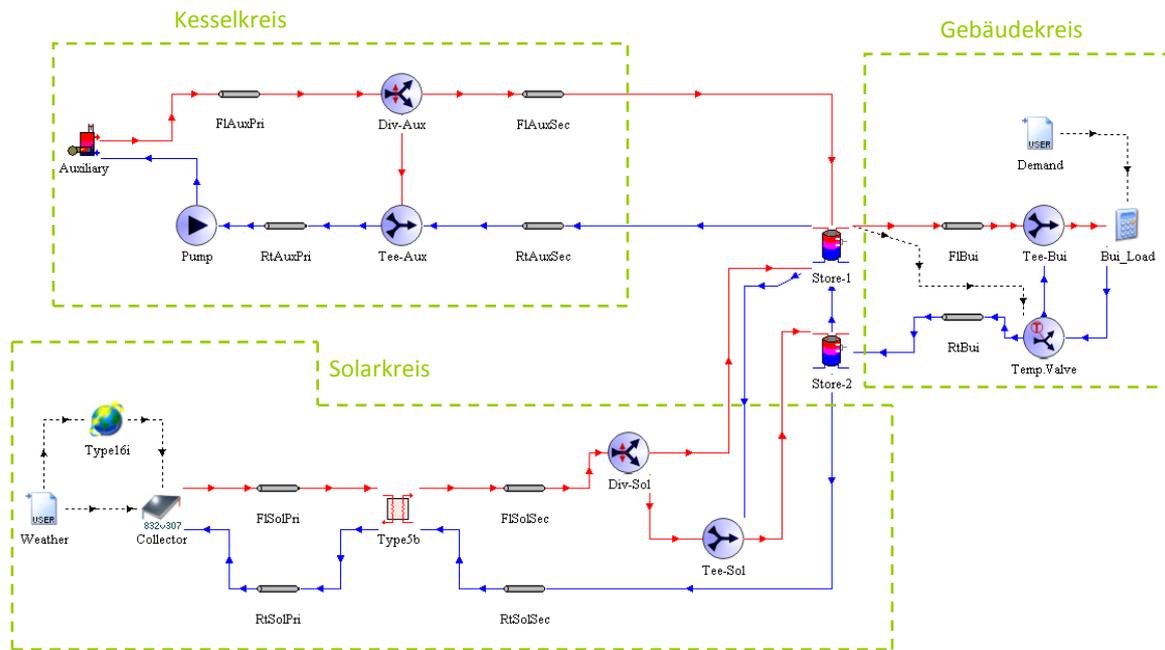


Abbildung 40: Modularer Aufbau eines teilsolaren Raumheizungssystems in TRNSYS

Für die verwendeten Einheiten (z.B. Gebäudekreis) liegen entsprechende Types vor. Sollte für eine benötigte Komponente kein Type vorliegen, könnte dieser bei Bedarf, wie im Rahmen des Projektes dargestellt, selbst programmiert werden.

Durch den modularen Ansatz wird die Lösungsstrategie der klassischen Handrechnung auf das Simulationsprogramm übertragen. Infolgedessen, ist der Lösungsweg für den Benutzer gedanklich besser nachvollziehbar. Aus der Übersetzung des Eingabefiles in die Programmiersprache und die anschließende Kompilierung ergibt sich das Hauptprogramm. Von diesem werden die Unterprogramme der Komponentenmodelle verwaltet und die Berechnungsreihenfolge mit den zugehörigen Konvergenzkriterien festgelegt. Die nachstehende Abbildung 41 gibt einen Überblick über die Bestandteile und Bearbeitungsebenen einer thermischen Anlagensimulation mit TRNSYS.

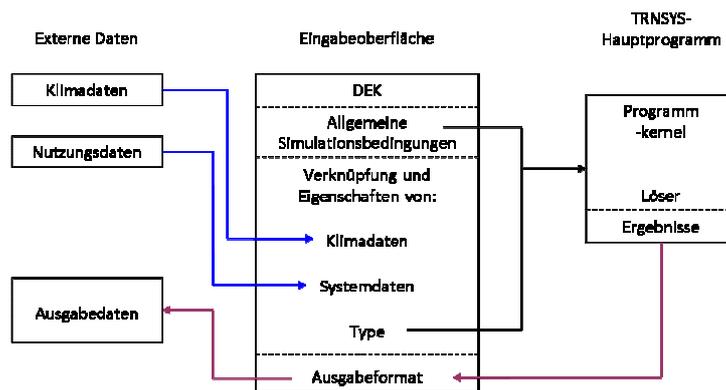


Abbildung 41: Wesentliche TRNSYS - Strukturen für eine teilsolare Raumheizung (Heimrath, 2004)

Bei jeder Simulation wird eine Datei erstellt, welche die Referenzendung .dek oder .trd erhält (im Folgenden DEK genannt). In Abbildung 41 ist das DEK in der Mitte mit den wesentlichen Informationen dargestellt. Die allgemeinen Simulationsbedingungen sowie die Eigenschaften und Verknüpfungen der Types sind im DEK definiert. Weiters ist es möglich, allgemeine und häufig gebräuchliche Werte zentral zu definieren.

Das Lösungsverfahren in TRNSYS ist ein iterativer Gleichungslöser. Dabei wird versucht, für jeden Zeitschritt eine Konvergenz aller Komponentengrößen und Differentialgleichungen zu erreichen, wobei die Abarbeitung der Komponenten in einer festgelegten Reihenfolge stattfindet. Eine Iteration innerhalb eines Zeitschrittes erfolgt solange, bis sich Eingangs- und Ausgangsgrößen aller Komponenten nur noch unwesentlich von einer Iteration auf die Nächste ändern. Hierbei werden aber nur jene Komponenten neu berechnet die nicht konvergiert sind. Nach einer erfolgten Konvergenz, d.h. Übergang zum nächsten Zeitschritt, werden die Ausgangsgrößen der vorherigen Iteration zu Eingangsgrößen der aktuellen Iteration.

## 8.2 Mathematisch-physikalische Modelle

Im Allgemeinen wird jeder Type im System durch drei Arten von Informationsflüssen beschrieben (siehe Abbildung 42). Das Verhalten einer Systemkomponente wird durch die Outputs definiert, welche von diversen Einflussgrößen abhängig sind. Einflussgrößen die sich im Jahresverlauf nicht ändern werden Parameter genannt. Ändert sich allerdings die Einflussgröße von Zeitschritt zu Zeitschritt, spricht man von Inputs. Üblicherweise werden die Inputwerte von den Outputs anderer Types bezogen, sie können aber auch konstant sein. Die Belegung der Parameter, Inputs und Outputs ist für jeden Type charakteristisch und kann aus (SEL, 2008) entnommen werden.

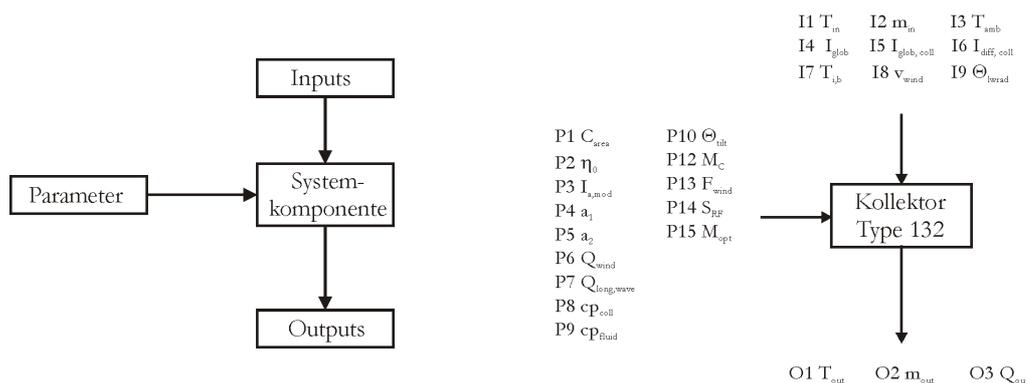


Abbildung 42: Beispielhafter Informationsfluss für einen Solarkollektor - Type (Heimrath, 2004)

Parameter eines Kollektor-Types (Abbildung 42) sind zum Beispiel die Kollektorfläche ( $C_{area}$ ) und der optische Wirkungsgrad bei senkrechter Einstrahlung ( $\eta_0$ ). Die Eintrittstemperatur in den Kollektor ( $T_{in}$ ) und die Direktstrahlung ( $I_{glob}$ ) sind Inputs, während die Austrittstemperatur aus dem Kollektor ( $T_{out}$ ) und die Kollektorleistung ( $Q_{out}$ ) Outputs des Kollektor-Types sind. Externe Types können von dieser Standardstruktur abweichen.

Im Folgenden wird nun, der im Zuge dieser Arbeit zu erstellende Type, hinsichtlich seiner physikalischen Eigenschaften und Anforderungen, mathematisch im Detail beschrieben.

### **8.3 TRNSYS – Type 808 „Dezentrale Hydraulikstation“**

Zur Integration von dezentralen Hydraulikstationen in dynamische Anlagensimulationen in TRNSYS wurde im Rahmen des Projekts am Institut für Wärmetechnik ein Simulationsmodell für derartige Hydraulikstationen entwickelt.

Dieses Modell bietet die folgenden Funktionen:

- Warmwasserbereitung über Plattenwärmetauscher
- Zwei Möglichkeiten der Regelung der Warmwasserbereitung:
  - über Proportionalmengenregelung und Temperaturkorrektiv (Hydraulikstation Typ A)
  - über Proportionalmengenregelung ohne Temperaturkorrektiv (Hydraulikstation Typ B)
- Heizungsanbindung über Beimisch-Schaltung oder direkt über das Zwei-Leiter-Netz
- Berücksichtigung einer Zirkulationsbrücke (Warmhaltung der Station)
- Berücksichtigung der Wärmeverluste und der Wärmekapazität des Warmwasser-Wärmetauschers
- Berücksichtigung der Abhängigkeit des Wärmedurchgangskoeffizienten des Wärmetauschers vom Massenstrom auf der Frischwasser- und der Heizungs-Seite

Da mit dem Modell vorwiegend Jahressimulationen durchgeführt werden sollen, und weil es auch möglich sein soll, eine Vielzahl von Instanzen des Modells in einem Simulationsdeck zu verwenden, ergibt sich die Anforderung nach einem methodisch korrekten und so einfachen als möglichen Modell bzw. nach kurzen Simulationszeiten.

### 8.3.1 Beschreibung des entwickelten Modells

Abbildung 43 zeigt ein Schema der durch das Modell simulierten Heizungsstation mit allen Komponenten. Die relevanten Parameter, Inputs und Outputs des Modells sind in der Abbildung mit der jeweiligen Bezeichnung enthalten. Im Folgenden wird kurz auf die mathematische Formulierung des Modells eingegangen.

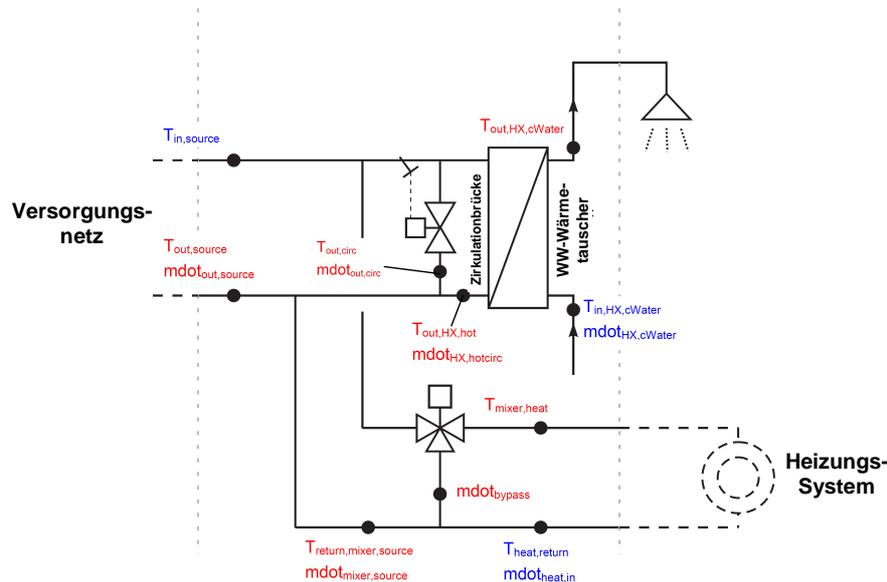


Abbildung 43: Schema des Modells mit Inputs (blau) und Outputs (rot)

#### 8.3.1.1 Wärmetauscherberechnung

##### Wärmetauscher-Effizienz

Die Gleichungen für die Berechnung des Wärmetauschers basieren auf der Effectiveness-NTU-Methode (Incropera et al., 2002). Für Gegenstrom-Wärmetauscher, wie sie typischerweise in derartigen Wärmeübergabestationen verwendet werden, berechnet sich die Wärmetauscher-Effizienz über

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-N_{tu}(1-c)}}{1 - c \cdot e^{-N_{tu}(1-c)}} \quad \text{wenn } |1-c| \geq 0.01$$

$$\varepsilon = \frac{N_{tu}}{1 + N_{tu}} \quad \text{wenn } |1-c| < 0.01$$

mit

$$c = \frac{\dot{C}_{\min}}{\dot{C}_{\max}}$$

$$N_{tu} = \frac{UA_{hx}}{\dot{C}_{\min}}$$

wobei

$\varepsilon$  Effizienz der Wärmeübertragung

- $\dot{C}_{\min}$  min. Kapazitätsstrom der beiden Wärmetauscherseiten, kJ/hK<sup>1</sup>  
 $\dot{C}_{\max}$  max. Kapazitätsstrom der beiden Wärmetauscherseiten, kJ/hK  
 $N_{tu}$  "number of transfer units" des Wärmetauschers, -

Mit dieser Methode kann der stationäre Wärmeübertragungsvorgang des Wärmetauschers berechnet werden. Eine Berücksichtigung der thermischen Kapazität und der Wärmeverluste ist nicht möglich (wird gesondert gerechnet).

$$\dot{Q}_{HX} = \varepsilon \cdot \dot{Q}_{\max}$$

$$\dot{Q}_{\max} = \dot{C}_{\min} \cdot (T_{in,HX,hot} - T_{in,HX,cWater})$$

$$T_{out,HX,hot} = T_{in,HX,hot} - \frac{\dot{Q}_{HX}}{\dot{C}_{HX,hot}} \quad \text{und} \quad T_{out,HX,cWater} = T_{in,HX,cWater} + \frac{\dot{Q}_{HX}}{\dot{C}_{HX,cWater}}$$

mit

$$\dot{C}_{HX,hot} = \dot{m}_{HX,hot} \cdot cp_{hot} \quad \text{und} \quad \dot{C}_{HX,cWater} = \dot{m}_{HX,cWater} \cdot cp_{cWater}$$

### Berechnung der Wärmedurchgangszahl

Das Wärmeübertragungsvermögen des Wärmetauschers  $UA$  [kJ/hK], das sich aus der Wärmedurchgangszahl des Wärmetauschers  $U$  [kJ/(h.m<sup>2</sup>.K)] und der Wärmeaustauschfläche  $A$  [m<sup>2</sup>] zusammensetzt, kann entweder extern berechnet und dem Modell vorgegeben, oder aufgrund von vorgegebenen Referenzdaten massenstromabhängig vom Modell ermittelt werden.

Im zweiten Fall wird  $UA$  nach einem vereinfachten Verfahren abhängig vom Massenstrom auf beiden Fluid-Seiten ermittelt. Dabei wird von einem Referenzwert für  $UA$  und für den Massenstrom ausgegangen, der jeweils vom Benutzer vorgegeben wird. Dabei muss es sich um einen Wert für  $UA$  handeln, den der Wärmetauscher aufweist, wenn der angegebene Referenz-Massenstrom auf beiden Seiten des Wärmetauschers fließt.

Vernachlässigt man den thermischen Widerstand der Wärmetauscherwand, die die beiden Fluid-Seiten trennt, errechnet sich  $UA$  nach

$$UA_{HX,ref} = \frac{1}{\frac{1}{(\alpha A)_{hot,ref}} + \frac{1}{(\alpha A)_{cWater,ref}}}$$

Im Referenzfall wird wie erwähnt davon ausgegangen, dass auf beiden Seiten des Wärmetauschers der gleiche Massenstrom fließt. Daher wird angenommen, dass die konvektive Wärmeübergangszahl  $\alpha$  (so wie auch die Wärmeaustauschfläche  $A$ ) auf beiden Seiten ungefähr gleich ist. Es folgt

$$(\alpha A)_{hot,ref} \approx (\alpha A)_{cWater,ref} \approx 2 \cdot UA_{HX,ref}$$

Bei Massenströmen, die vom Referenzmassenstrom abweichen, wird ein einfacher linearer Zusammenhang zwischen der Wärmeübergangszahl und dem Massenstrom angenommen (Abbildung 44).

<sup>1</sup> In TRNSYS wird als Einheit der Leistung kJ/h statt kW verwendet

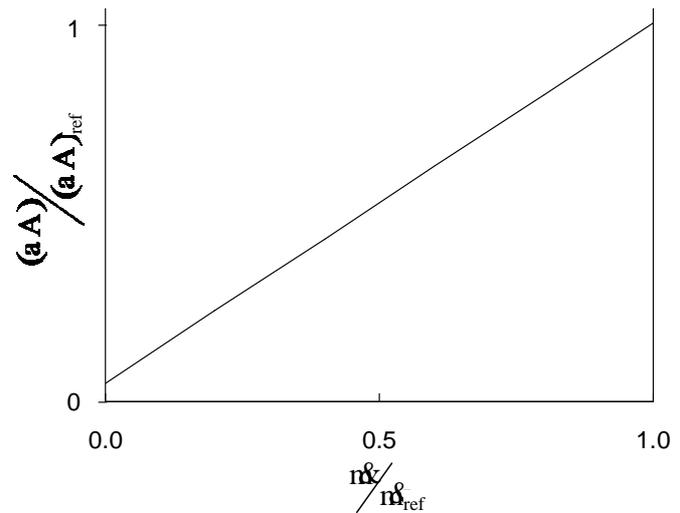


Abbildung 44: Linearer Zusammenhang zur Berechnung von  $\alpha A$  in Abhängigkeit des Massenstroms im Verhältnis zum Referenz-Massenstrom

Der  $UA$ -Wert des Wärmetauschers wird in jedem Simulations-Zeitschritt aufgrund der jeweils auftretenden Massenströme wie folgt berechnet:

$$UA_{HX} = \frac{1}{\frac{1}{(\alpha A)_{hot}} + \frac{1}{(\alpha A)_{cWater}}}$$

Abbildung 45 zeigt als Beispiel gemessene  $UA$ -Werte eines Wärmetauschers bei unterschiedlichen stationären Betriebsbedingungen (72 Messpunkte) im Vergleich zu Werten die mit dem beschriebenen Ansatz berechnet wurden. Die Übereinstimmung mit den gemessenen Werten liegt dabei größtenteils im Bereich  $\pm 10\%$ , was angesichts der Einfachheit des Ansatzes als ausreichend angesehen wird.

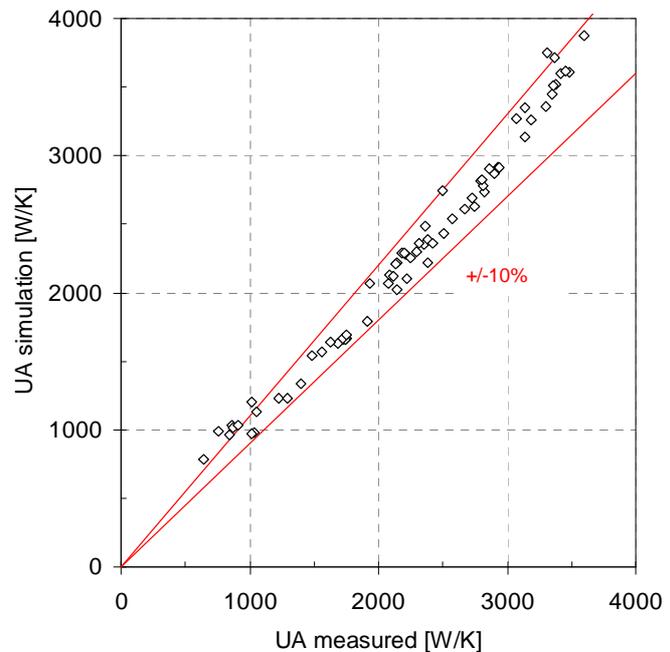


Abbildung 45: Gemessene  $UA$ -Werte eines Wärmetauschers bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen (72 Messpunkte) im Vergleich zu Werten die mit dem beschriebenen Ansatz berechnet wurden

### Regelung des Massenstroms auf der Versorgungsseite

Bezüglich der Regelung des Massenstroms auf der Versorgungsseite des Wärmetauschers bietet das Modell zwei Möglichkeiten:

- Regelung auf eine Soll-Austrittstemperatur auf der Warmwasser-Seite. In diesem Fall wird der Massenstrom auf der Versorgungsseite iterativ so angepasst, bis entweder die Solltemperatur oder ein vorgegebener maximaler Massenstrom erreicht wird (Haller, 2006). Diese Option repräsentiert eine Regelung der Austrittstemperatur mittels Thermostat. (z.B. Hydraulikstation Typ A)
- Der Massenstrom auf der Versorgungsseite wird mittels einem Proportionalfaktor  $f_{prop}$  und dem Massenstrom auf der Frischwasserseite gemäß

$$\dot{m}_{HX,hot} = \dot{m}_{HX,cWater} \cdot f_{prop}$$

ermittelt. Dieser Modus bildet eine Proportionalmengenregelung (Differenzdruckregelung) ab, bei der keine direkte Regelung der frischwasserseitigen Austrittstemperatur erfolgt. Der Proportionalfaktor  $f_{prop}$  hängt dabei von mehreren Faktoren wie z.B. vom eingesetzten Differenzdruckregler, vom vorhandenen Differenzdruck auf der Versorgungsseite oder vom frischwasserseitigen Durchfluss ab. Der Proportionalfaktor bzw. eine entsprechende Kennlinie ist daher für das betrachtete Gerät jeweils über Messungen zu bestimmen. (z.B. Hydraulikstation Typ B)

### Thermische Kapazität und Wärmeverluste des Wärmetauschers an die Umgebung

Für die Berücksichtigung der thermischen Kapazität und der Wärmeverluste des Wärmetauschers wird ein vereinfachter Ansatz gewählt. Dazu ist auf der Versorgungsseite am Eintritt und am Austritt des Wärmetauschers jeweils eine verlustbehaftete Ein-Knoten-Kapazität integriert. Die eigentliche Berechnung des Wärmetauschers erfolgt mit dem oben beschriebenen Effectiveness-NTU-Ansatz.

Durch die Integration der Kapazitäten am Ein- und Austritt soll das dynamische Verhalten des Wärmetauschers während der Aufheiz- und Abkühlphasen näherungsweise berücksichtigt werden. Der Energieerhaltungssatz für einen Knoten unter Verwendung einer impliziten Finite-Differenzen-Formulierung (Incropera et al., 2002) lautet dabei

$$C_{node} \frac{T_{node}^n - T_{node}^{n-1}}{\Delta t} = \dot{Q}_{\dot{m}} + \dot{Q}_{loss}$$

mit:

$T_{node}^n$  Temperatur des Knotens im aktuellen Zeitschritt [°C]

$T_{node}^{n-1}$  Temperatur des Knotens im letzten Zeitschritt [°C]

$\Delta t$  Simulationszeitschritt [h]

$C_{node}$  thermische Kapazität des Knotens [kJ/K]

$\dot{Q}_{\dot{m}}$  Wärmestrom über den eintretenden Massenstrom [kJ/h]

$\dot{Q}_{loss}$  Wärmestrom an die Umgebung [kJ/h]

wobei

$$\dot{Q}_{\dot{m}} = \dot{m}_{in} \cdot cp \cdot (T_{in} - T_{node}^n)$$

$$\dot{Q}_{loss} = UA_{loss} \cdot (T_{amb} - T_{node}^n)$$

mit:

$\dot{m}_{in}$	Massenstrom eintretendes Medium [kg/h]
$T_{in}$	Temperatur des eintretenden Mediums [°C]
$cp$	spez. Wärmekapazität des eintretenden Mediums [kJ/kg.K]
$UA_{loss}$	Wärmeverlustkoeffizient [kJ/hr.K]
$T_{amb}$	Umgebungstemperatur [°C]

Nach Umformung der Gleichungen errechnet sich die Temperatur des Knotens im neuen Zeitschritt über

$$T_{node}^n = \frac{\dot{m}_{in} \cdot cp \cdot T_{in} + \frac{C_{node}}{\Delta t} T_{node}^{n-1} + UA_{loss} \cdot T_{amb}}{\dot{m}_{in} \cdot cp + \frac{C_{node}}{\Delta t} + UA_{loss}}$$

Werte für den Wärmeverlustkoeffizienten  $UA_{HX,loss}$  und die thermische Kapazität  $C_{HX}$  des Wärmetauschers müssen vom Benutzer eingegeben werden, wobei diese dann gleichmäßig auf die beiden Knoten am Ein- und Austritt aufgeteilt werden.

### 8.3.1.2 Zirkulationsbrücke

Die Zirkulationsbrücke dient dazu, dass die dezentrale Hydraulikstation bzw. die Zuleitungen während längeren Phasen ohne Verbrauch (weder Heizung noch Warmwasser) nicht auskühlen. Dies wird üblicherweise über einen Bypass bewerkstelligt (vgl. Abbildung 43), der ständig einen kleinen Massenstrom aus dem Zwei-Leiter-Netz über die Station fließen lässt. Dieser Massenstrom wird über ein Thermostatventil, das im Bypass integriert ist, so geregelt, dass zumindest die eingestellte Soll-Temperatur an der Station ansteht. Diese Soll-Temperatur kann vom Benutzer vorgegeben werden.

Sowohl die thermische Kapazität als auch die Wärmeverluste der Station an die Umgebung während des Betriebs der Zirkulationsbrücke werden vernachlässigt. Wärmeverluste werden während diesen Betriebsphasen nur über die Zuleitungen zur Station angenommen, die aber außerhalb des Modells in der Simulation berücksichtigt werden müssen.

### 8.3.1.3 Mischventil

Das integrierte Mischventil kann verwendet werden, um ein Niedertemperatur-Heizungssystem mit einer Vorlauftemperatur zu versorgen, die niedriger ist als die Vorlauftemperatur im Zwei-Leiter-Netz. Sowohl die thermische Kapazität als auch die Wärmeverluste der Beimischschaltung werden im Modell vernachlässigt.

### 8.3.1.4 Priorität für Warmwasserbereitung

Vom Benutzer wird ein maximal möglicher Massenstrom auf der Versorgungsseite (Zwei-Leiter-Netz) vorgegeben. Falls eine große Warmwasser-Zapfung zeitgleich mit einer Heizungsanforderung auftritt, kann der für eine vollständige Deckung des Bedarfs erforderliche Massenstrom höher sein als der angegebene maximale Massenstrom. In diesem Fall wird der Warmwasserbereitung der Vorrang gegeben. Das heißt, das Heizungssystem wird so lange nicht bedient, bis die Warmwasser-Zapfung beendet ist.

## 8.4 Validierung des Modells anhand von Messdaten

Für zwei der im Projekt vermessenen Heizungsstationen wurden Vergleichsrechnungen durchgeführt, um das Modell zu validieren. Dabei wurden zum einen stationäre Zustände während einer Warmwasserspaltung betrachtet. Dieser Vergleich dient unter anderem zur Überprüfung des verwendeten Ansatzes für die Berechnung des  $UA$ -Werts des Wärmetauschers. Dazu werden die heizungsseitige Rücklauf­temperatur sowie der heizungsseitige Massenstrom aus der Simulation und der Messung gegenübergestellt. Zum anderen wurde auch ein Vergleich des dynamischen Verhaltens der Heizungsstationen während mehreren Warmwasserspaltungen mit dazwischen liegenden Stillstandsphasen durchgeführt.

Die wichtigsten für die beiden Stationen verwendeten Simulationsparameter sind in *Tabelle 2* angeführt.

*Tabelle 2: verwendete Parameter für die beiden simulierten Stationen*

	<b>Einheit</b>	<b>Station A</b>	<b>Station B</b>
$UA_{HX,ref}$	W/K	2,36	1,75
$\dot{m}_{HX,ref}$	kg/h	578	411
$UA_{HX,loss}$	kW/K	0,012	0,008
$C_{HX}$	kJ/K	15	15

Für den Proportionalfaktor  $f_{prop}$  der Station B, in Abhängigkeit des frischwasserseitigen Massenstroms bei einem Differenzdruck von 300 mbar ergibt sich das folgende Polynom:

$$f_{prop} = -0.0000000114 \cdot \dot{m}_{HX,cWater}^3 + 0.000004338 \cdot \dot{m}_{HX,cWater}^2 - 0.0054676 \cdot \dot{m}_{HX,cWater} + 3.37325$$

Hierbei gilt es zu beachten dass bei Werten des frischwasserseitigen Massenstroms größer 1500 kg/h der Wert für  $f_{prop}$  auf minimal 1,09 zu begrenzen ist (siehe Abbildung 48).

### 8.4.1 Stationärer Betrieb

#### 8.4.1.1 Hydraulikstation Typ A

Bei dieser Station handelt es sich um ein Gerät, bei dem die Austrittstemperatur auf der Frischwasserseite über einen Thermostat geregelt wird. Für die Vergleichsrechnungen wurden stationäre Betriebsphasen aus den Messungen herangezogen. Folgende gemessenen Daten wurden als Inputs für das Simulationsmodell für den jeweiligen Messpunkt vorgegeben:

- Eintrittstemperatur Versorgungsseite
- Eintrittstemperatur Frischwasserseite
- Massenstrom Frischwasserseite
- Gemessene Austrittstemperatur Frischwasserseite als Soll-Austrittstemperatur für die Simulation

Die folgenden Simulationsergebnisse wurden mit den Messergebnissen verglichen:

- Austrittstemperatur Versorgungsseite
- Massenstrom Versorgungsseite

Die Ergebnisse sind in Abbildung 46 und Abbildung 47 dargestellt. Es zeigt sich eine gute Überstimmung zwischen Messung und Simulation.

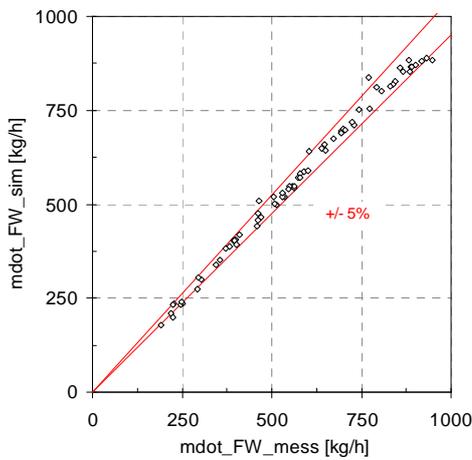


Abbildung 46: Gemessener Massenstrom auf der Versorgungsseite der Station A im Vergleich zu den Simulationsergebnissen (72 Messpunkte)

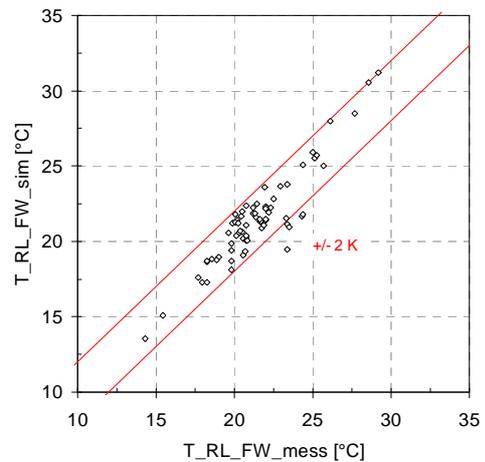


Abbildung 47: Gemessene Rücklauftemperatur auf der Versorgungsseite der Station A im Vergleich zu den Simulationsergebnissen (72 Messpunkte)

#### 8.4.1.2 Hydraulikstation Typ B

Bei diesem Gerät wird der versorgungsseitige Massenstrom über einen Proportionalmengenregler eingestellt, d.h. es erfolgt keine direkte Regelung der frischwasserseitigen Austrittstemperatur. Für den Proportionalfaktor  $f_{prop}$  (vgl. vorheriger Abschnitt), der gemeinsam mit dem frischwasserseitigen Massenstrom bestimmt, wie hoch der fernwärmeseitige Massenstrom ist, wurde aus den Messdaten ein Polynom abhängig vom frischwasserseitigen Massenstrom bestimmt (siehe Abbildung 48). Dafür wurden Messdaten bei einem versorgungsseitigen Differenzdruck von 300 mbar verwendet. Es ist anzumerken, dass  $f_{prop}$  nicht nur vom frischwasserseitigen Massenstrom, sondern auch vom versorgungsseitigen Differenzdruck abhängt. D.h. die in der Abbildung dargestellte Kennlinie gilt nur bei einem Differenzdruck von 300 mbar und müsste für davon abweichende Differenzdrücke separat bestimmt werden.

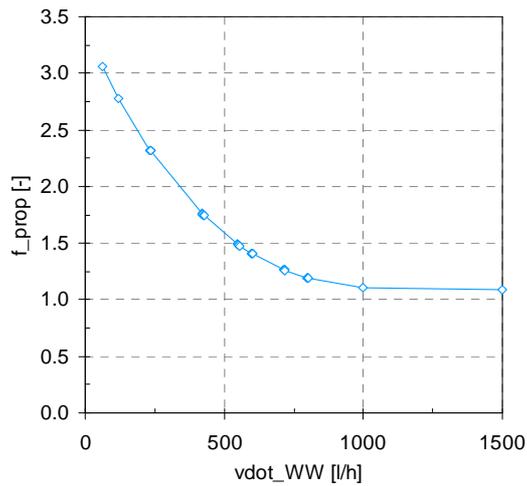


Abbildung 48: Proportionalfaktor  $f_{prop}$  in Abhängigkeit des frischwasserseitigen Massenstroms bei einem Differenzdruck von 300 mbar.

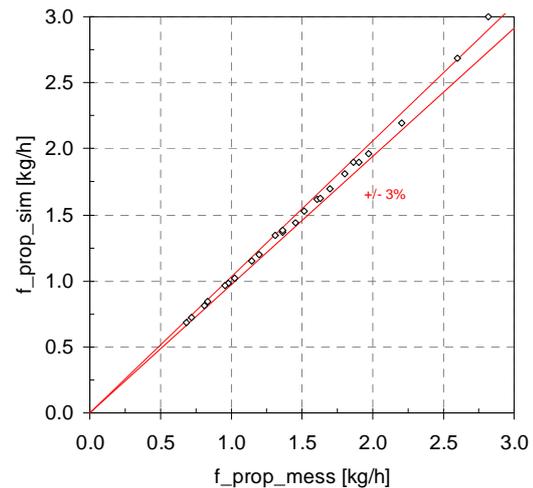


Abbildung 49: Berechnete Werte für  $f_{prop}$  bei unterschiedlichen versorgungsseitigen Differenzdrücken im Vergleich zu gemessenen Werten (24 Messpunkte)

Eine Auswertung von Messdaten von Station B bei fünf unterschiedlichen versorgungsseitigen Differenzdrücken hat ergeben, dass  $f_{prop}$  in Abhängigkeit vom frischwasserseitigen Durchfluss ( $\dot{V}_{WW}$ ) für einen beliebigen Differenzdruck einfach berechnet werden kann. Voraussetzung dafür ist, dass  $f_{prop}$  für den jeweiligen frischwasserseitigen Durchfluss bei einem bestimmten versorgungsseitigen Differenzdruck  $\Delta p_{ref}$  bekannt ist. Dazu wird davon ausgegangen, dass für den Differenzdruck über die Station gilt:

$$\Delta p = \xi \cdot \dot{V}_{FW}^2$$

Man kann davon ausgehen, dass die Widerstandszahl  $\xi$  gemäß der Ventilkennlinie vom frischwasserseitigen Durchfluss, nicht aber vom versorgungsseitigen Differenzdruck abhängig ist. Demnach kann  $f_{prop}$  über

$$f_{prop}(\Delta p, \dot{V}_{WW}) = f_{prop}(\Delta p_{ref}, \dot{V}_{WW}) \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta p_{ref}}}$$

berechnet werden. Abbildung 49 zeigt einen Vergleich von Messwerten mit über diese Methode berechneten Werten für  $f_{prop}$  bei 5 unterschiedlichen Differenzdrücken von 100 bis 500 mbar.

Mit Ausnahme der frischwasserseitigen Soll-Austrittstemperatur erfolgt die Vorgabe von Messwerten für die Simulation analog zur Station A. Die Ergebnisse der Berechnungen sind in Abbildung 50 und Abbildung 51 dargestellt.

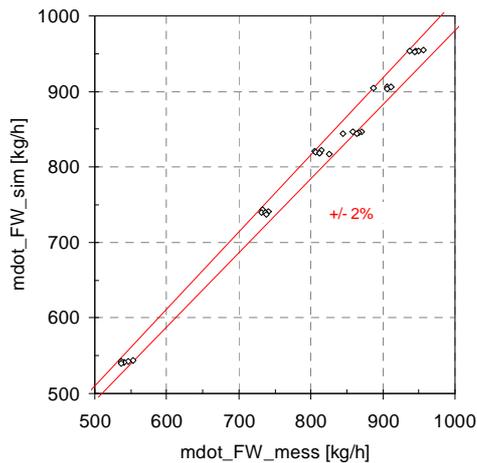


Abbildung 50: Gemessener Massenstrom auf der Versorgungsseite der Station B im Vergleich zu den Simulationsergebnissen (30 Messpunkte)

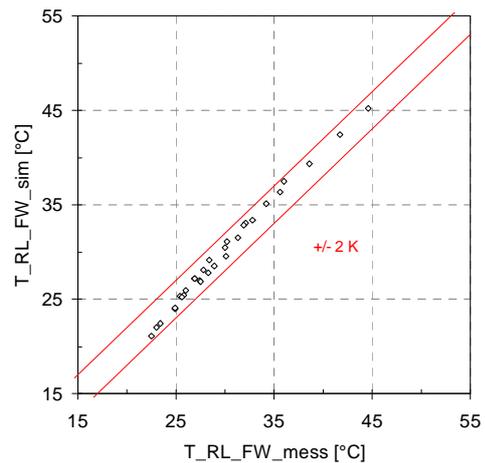


Abbildung 51: Gemessene Rücklauftemperatur auf der Versorgungsseite der Station B im Vergleich zu den Simulationsergebnissen (30 Messpunkte)

#### 8.4.2 Instationärer Betrieb

Um die Funktion des Modells im dynamischen Betrieb zu testen, wurde ein Vergleich zwischen Messung und Simulation bei einem Betrieb mit mehreren aufeinander folgenden Warmwasserzapfungen mit dazwischen liegenden Stillstandsphasen durchgeführt.

##### 8.4.2.1 Hydraulikstation Typ A

Die Ergebnisse für die Hydraulikstation Typ A sind in Abbildung 52 dargestellt. Während den Warmwasser-Zapfungen zeigt sich eine gute Übereinstimmung beim Verlauf der Warmwassertemperatur ( $T_{WW}$ ), der versorgungsseitigen Rücklauftemperatur ( $T_{FW,RL}$ ) und des versorgungsseitigen Massenstroms ( $\dot{m}_{FW}$ ).

Während den Stillstandsphasen zwischen den Zapfungen macht ein Vergleich der Ergebnisse nur bei einzelnen Werten Sinn. So wird etwa die frischwasserseitige Austrittstemperatur ( $T_{WW}$ ) bei einem Frischwasser-Durchfluss von Null im Modell gleich der Kaltwassertemperatur ( $T_{KW}$ ) gesetzt. Ein Vergleich der versorgungsseitigen Vorlauftemperatur ( $T_{FW,VL}$ ) - insbesondere nach der letzten Zapfung - zeigt wie eine Temperatur von ca. 50°C über die Zirkulationsbrücke gehalten wird. Die versorgungsseitige Rücklauftemperatur ( $T_{FW,RL}$ ) ist in der Simulation gleich  $T_{FW,VL}$ , da im Modell keine Verluste über die Zirkulationsbrücke berücksichtigt werden.

Ein Vergleich des versorgungsseitigen Massenstroms im Zirkulationsbrückenbetrieb ist wenig aussagekräftig, da die Durchflussmessung bei Durchflüssen unter 0,5 l/min sehr ungenau ist und der sich einstellende Massenstrom hauptsächlich von den jeweils vorhandenen Zuleitungen zur Station bzw. von deren Wärmeverlusten abhängt.

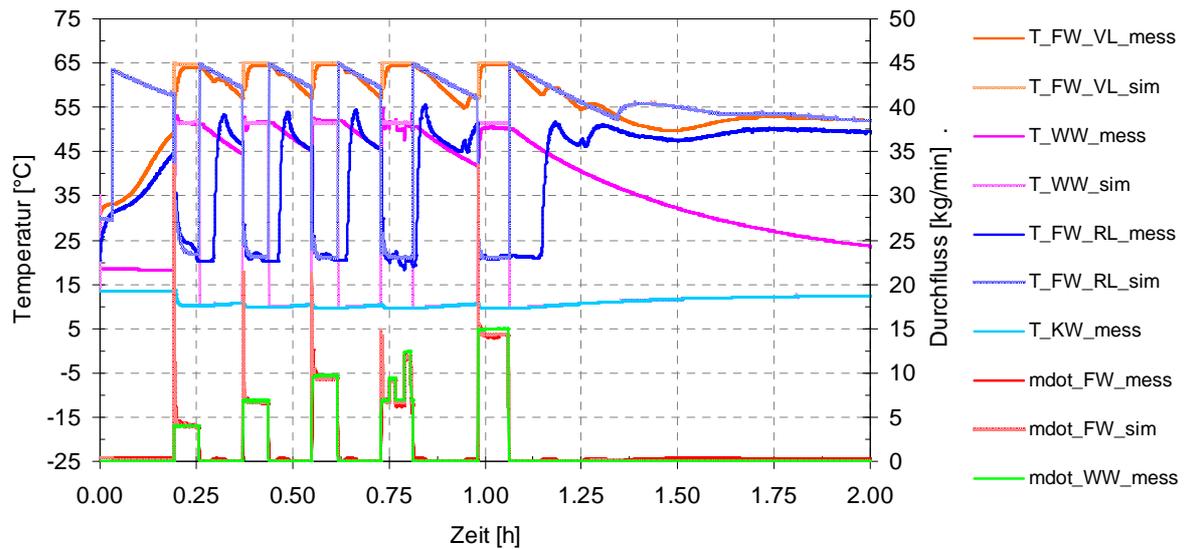


Abbildung 52: Vergleich zwischen Messung und Simulation im dynamischen Betrieb, Station A

#### 8.4.2.2 Hydraulikstation Typ B

Die Ergebnisse für die Hydraulikstation Typ B sind in Abbildung 53 dargestellt. Hinsichtlich der Vergleichbarkeit der einzelnen Ergebnisse aus Messung und Simulation gelten die gleichen Überlegungen wie bei Station A. Grundsätzlich ist auch hier während den Zapfungen die Übereinstimmung beim Verlauf der Warmwassertemperatur ( $T_{WW}$ ), der versorgungsseitigen Rücklauftemperatur ( $T_{FW,RL}$ ) und des versorgungsseitigen Massenstroms ( $\dot{m}_{FW}$ ) gut. Bei der letzten Zapfung zeigt sich in der Messung aus unbekanntem Grund ein Absinken der Versorgungstemperatur gegen Ende der Zapfung. Dies wurde in der Simulation nicht berücksichtigt, wodurch sich auch ein im Vergleich zur Messung konstanter Verlauf der Warmwassertemperatur ergibt.

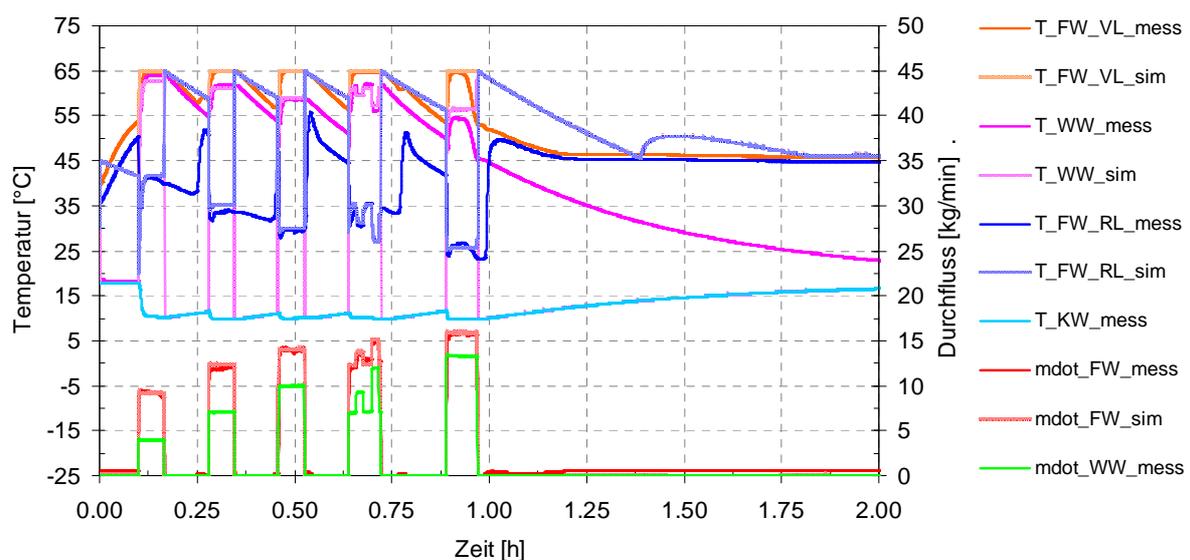


Abbildung 53: Vergleich zwischen Messung und Simulation im dynamischen Betrieb, Station B

## 9 Anwendung des TRNSYS-Types in einem solarunterstützten Wärmeversorgungssystem

### 9.1 Randbedingungen der thermischen Gebäude- und Anlagensimulation

Um die Funktionsfähigkeit des in Kapitel 8 entwickelten Types darzustellen, wird unter der Nutzung der programmierten Hydraulikstation eine solarunterstützte Wärmeversorgung (Warmwasser und Raumheizung) für ein Gebäude mit 12 Wohneinheiten in TRNSYS aufgebaut. Dabei wurde ein Gebäude mit 12 Wohneinheiten als Referenzgebäude hinsichtlich Geometrie, Dämmstandard und interner Lasten definiert. Die Wärmeabgabe im Referenzgebäude erfolgt über ein Niedertemperaturwärmeabgabesystem (Fußbodenheizung). Die Wärmeversorgung des betrachteten Referenzgebäudes erfolgt durch eine solarunterstützte Pelletsheizung, die in ihrer Basisvariante mit 110 m<sup>2</sup> Kollektorfläche und einen 6,5 m<sup>3</sup> großen Speichervolumen ausgestattet ist. Zur Sicherstellung der Versorgungssicherheit wird der oberste Bereich des Energiespeichers (0,8 m<sup>3</sup>) durch den Pelletskessel auf Temperatur gehalten, falls die Solaranlage das geforderte Temperaturniveau nicht halten kann. Die Wärmeverteilung erfolgt über ein Zwei-Leiter Netz, welches mit einer konstanten Vorlauftemperatur (65 °C) betrieben wird.

#### 9.1.1 Geometrie des Referenzgebäudes

Als Referenzgebäude für die thermische Gebäude- und Anlagensimulation wurde ein für österreichische Verhältnisse typische Gebäudegröße eines Mehrfamilienhauses von 12 Wohneinheiten gewählt (Statistik Austria, 2009).

Beim Referenzgebäude handelt es sich um einen dreigeschossigen lang gestreckten Baukörper in Ost - West-Ausrichtung mit linearer und offener Erschließung an der nördlichen Längsseite (siehe Abbildung 54).

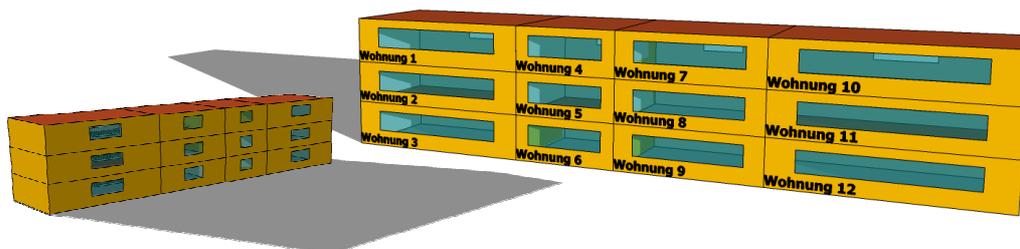


Abbildung 54: Darstellung des Mehrfamilienhauses (Nordseite und Südseite) mit 12 Wohnungen in Google SketchUp

Jedes der drei Geschoße besteht aus vier Wohneinheiten mit 50, 70, 90 und 100 m<sup>2</sup> Wohnfläche. Der Baukörper wird als vollständig unterkellert angenommen. Der Fensterflächenanteil der Südfassade liegt bei 33,25 %, der Fensterflächenanteil der Nordfassade bei 12,66 %. Die Ost- und Westfassade wird fensterlos ausgebildet. Aufgrund der gewählten Baukörperabmessungen ergibt sich ein A/V - Verhältnis von 0,51 m<sup>-1</sup>. Tabelle 3 und Tabelle 4 zeigen die wichtigsten Daten der Gebäudegeometrie.

Tabelle 3: Eckdaten zum Referenz-Wohngebäude mit 12 Wohneinheiten.

	Fläche A <sub>i</sub> [m <sup>2</sup> ]	Referenzgebäude 12 WE	
		U <sub>i</sub> -Wert [W/m <sup>2</sup> K]	U <sub>i</sub> ·A <sub>i</sub> [W/K]
Dach	349.9	0.150	52.5
Aussenwände	698.4	0.180	125.7
Kellerdecke	349.9	0.250	87.5
Fenster	232.6	1.100	255.9
<b>Total</b>	<b>1630.8</b>	<b>0.320</b>	<b>521.5</b>

A/V = 0,51 m<sup>-1</sup>

Tabelle 4: Flächen und Kubaturen des Referenz-Wohngebäudes mit 12 Wohneinheiten.

	Nettowerte						Bruttowerte						
	Abmessungen			Wohnnutz- fläche exl. Innenwände	Fassaden- fläche Nord bzw. Süd	Volumen	Abmessungen			Grundfläche	Fassaden- fläche Nord bzw. Süd	Seitenfläche	Volumen
	L	B	H	L x B	L x H	L x B x H	L	B	H	L x B	L x H	B x H	L x B x H
	[m]	[m]	[m]	[m <sup>2</sup> ]	[m <sup>2</sup> ]	[m <sup>3</sup> ]	[m]	[m]	[m]	[m <sup>2</sup> ]	[m <sup>2</sup> ]	[m <sup>2</sup> ]	[m <sup>3</sup> ]
Wohnung 1	12.0	7.5	2.6	90.0	31.2	234.0	12.5	8.2	3.1	101.8	38.9	25.4	317.2
Wohnung 2	12.0	7.5	2.6	90.0	31.2	234.0	12.5	8.2	2.9	101.8	36.3	23.7	296.3
Wohnung 3	12.0	7.5	2.6	90.0	31.2	234.0	12.5	8.2	3.1	101.8	38.6	25.3	315.2
Wohnung 4	6.7	7.5	2.6	50.0	17.3	129.9	7.0	8.2	3.1	56.8	21.7	25.4	176.9
Wohnung 5	6.7	7.5	2.6	50.0	17.3	129.9	7.0	8.2	2.9	56.8	20.3	23.7	165.3
Wohnung 6	6.7	7.5	2.6	50.0	17.3	129.9	7.0	8.2	3.1	56.8	21.5	25.3	175.8
Wohnung 7	9.3	7.5	2.6	70.0	24.3	181.9	9.6	8.2	3.1	78.6	30.0	25.4	244.8
Wohnung 8	9.3	7.5	2.6	70.0	24.3	181.9	9.6	8.2	2.9	78.6	28.0	23.7	228.7
Wohnung 9	9.3	7.5	2.6	70.0	24.3	181.9	9.6	8.2	3.1	78.6	29.8	25.3	243.2
Wohnung 10	13.3	7.5	2.6	100.0	34.7	259.9	13.8	8.2	3.1	112.7	43.0	25.4	351.0
Wohnung 11	13.3	7.5	2.6	100.0	34.7	259.9	13.8	8.2	2.9	112.7	40.2	23.7	327.9
Wohnung 12	13.3	7.5	2.6	100.0	34.7	259.9	13.8	8.2	3.1	112.7	42.7	25.3	348.8
<b>Summe</b>				<b>929.7</b>	<b>322.3</b>	<b>2417.2</b>				<b>1049.7</b>	<b>391.1</b>	<b>297.7</b>	<b>3191.1</b>

In der nachfolgenden Tabelle 5 sind die im Referenzgebäude eingesetzten Bauteile hinsichtlich ihrer Materialeigenschaften im Detail beschrieben.

Tabelle 5: Bauteilbeschreibung der Referenzgebäude mit Niedrigenergiehausstandard - Materialstärken und Stoffwerten der Wärmedämmung.

Aufbau	Bauteilschicht	Dicke	Dichte	Wärmeleitfähigkeit	spez. Wärmekapazität	U - Wert
						des Bauteils
		[ m ]	[ kg/m <sup>3</sup> ]	[ W/mk ]	[ kJ/kgK ]	[ W/m <sup>2</sup> K ]
<b>Außenwand</b>	Dämmschicht	0.2	17	0.041	0.83	<b>0.18</b>
	Tragschicht	0.25	1100	0.39	0.92	
	Σ	0.45				
<b>oberste Geschoßdecke</b>	Dämmschicht	0.2	30	0.032	0.84	<b>0.15</b>
	Tragschicht	0.2	2400	2.3	1.08	
	Σ	0.4				
<b>Kellerdecke</b>	Nutzschicht	0.06	2000	1.4	1.08	<b>0.25</b>
	Dämmschicht	0.14	2001	0.038	0.83	
	Tragschicht	0.2	2002	2.3	1.08	
	Σ	0.4				
<b>Wohnungstrennwand</b>	Tragschicht	0.25	980	0.21	0.92	<b>0.63</b>
<b>Geschoßdecke</b>	Nutzschicht	0.06	2000	1.4	1.08	<b>0.62</b>
	Dämmschicht	0.05	30	0.038	0.83	
	Tragschicht	0.2	2400	2.3	1.08	
	Σ	0.31				
<b>Wohnungsinnenwand</b>	Tragschicht	0.12	800	0.42	0.92	-

In der Tabelle 6 sind die wichtigsten Kenngrößen der gewählten Verglasung zusammengefasst.

*Tabelle 6: Verglasungskenngrößen*

Wärmeschutzverglasung	U-Wert	g-Wert	Rahmenanteil	Scheibendicken
	W/m <sup>2</sup> K	-	%	mm
2-WSV Krypton	1.1	0.598	20	6/14/6

### 9.1.2 Interne Lasten durch Personen und E-Geräte

Die durch Personen und durch Nutzung von E-Geräten auftretenden Lasten werden in einer dynamischen Gebäudesimulation ebenso mit berücksichtigt. Nachfolgend wird die Ermittlung der durchschnittlichen Personenbelegung an Wochentagen bzw. Wochenenden beschrieben.

Als Grundlage für die getroffenen Annahmen der Personenbelegung dient das Statistische Jahrbuch (Statistik Austria, 2009). Die darin im Kapitel „Wohnungswesen“ und „Bevölkerung“ enthaltenen Daten stützen sich zu einem großen Teil auf die Volkszählung, Häuser- und Wohnungszählung von 2001. Die durchschnittliche Wohnnutzfläche pro Person lag in Österreich 2001 bei etwa 33,0 m<sup>2</sup>. Das Referenzwohngebäude mit seinen 12 Wohneinheiten weist eine Nutzfläche von 929 m<sup>2</sup> auf, woraus eine durchschnittliche Belegung von etwa 29 Personen abgeleitet wird. Als Überprüfung der angenommenen Belegung kann die durchschnittliche Anzahl der Personen pro Wohnung in Österreich im Jahr 1991 herangezogen werden. Diese wird in obiger Literatur mit 2,5 Personen je Wohnung angegeben. Für die durchschnittliche Anzahl der Personen pro Wohnung ergeben sich mit den oben angegebenen Annahmen im Referenzwohngebäude 2,42 Personen je Wohnung.

*Tabelle 7: Zuteilung der Personen nach Berufs- bzw. Sozialgruppe zu den Referenz-Wohngebäuden am Beispiel des Referenzgebäudes mit 12 Wohneinheiten.*

Personenbelegung Referenzgebäude				
	Statistisches Jahrbuch für die Republik Österreich (2010:2001)	Annahmen Referenz-Wohngebäude		
		[ % ]	[ Anzahl ]	[ % ]
<b>Berufstätige</b>				
davon:				
Vollbeschäftigte	40.9	12	41.4	
Teilbeschäftigte	3.6	1	3.4	
Arbeitslose	2.8	1	3.4	
<b>Summe</b>	<b>47.3</b>	<b>14</b>	<b>48.3</b>	
<b>Berufslose Einkommensempfänger</b>	<b>21.7</b>	<b>6</b>	<b>20.7</b>	
<b>Erhaltene Personen</b>				
davon:				
Kinder, Schüler und Studenten	21.6	6	20.7	
Haushaltsführende	9.2	3	10.3	
Sonstige erhaltene Personen	0.2	0	0.0	
<b>Summe</b>	<b>31.1</b>	<b>9</b>	<b>31.0</b>	
<b>Gesamt</b>	<b>100</b>	<b>29</b>	<b>100</b>	

Mittels der so erhaltenen Berufs- und Sozialgruppen wurde ein Anwesenheitsprofil für Wochentage bzw. Wochenenden erstellt (siehe Tabelle 7). Diese sind in Abbildung 55 dargestellt.

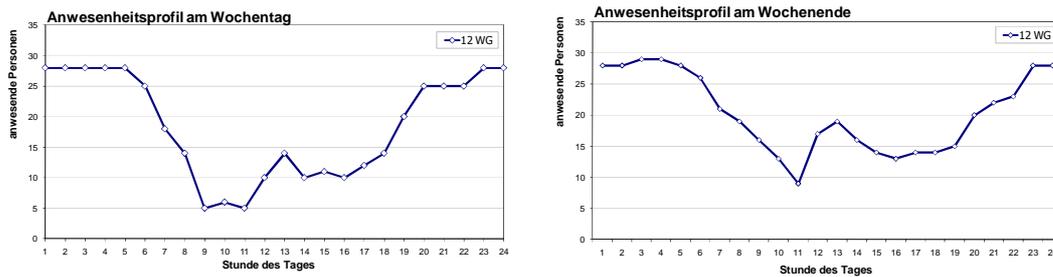


Abbildung 55: Anwesenheitsprofil an Wochentagen und Wochenenden für das Referenzgebäude mit 12 Wohneinheiten.

Die Wärmeabgabe durch Personen ist im Simulationsmodell an die Anwesenheit der Personen geknüpft. Sobald eine Person in der Belegung geführt wird, werden laut ISO-NORM 7730 (ISO 7730, 1994) folgende Innenwärmen in Rechnung gestellt:

Tabelle 8: Innere Lasten die der Gebäudesimulation zugrunde gelegt wurden.

Art der inneren Last	Sensibel [W]	Latent [W]	Feuchte [kg/h]
1 Person - sitzend:	60	40	0.059
sonstige Lasten / m <sup>2</sup> :	1	0	0

Wird nun für jede anwesende Person die in Tabelle 8 definierte Wärmeabgabe von 60 W sensibel (die sich aus einem 2/3 konvektiven und 1/3 radiativen Anteil zusammensetzt) zugrunde gelegt, ergeben sich nachfolgende Lasten an Personenabwärme für das gesamte Referenzgebäude.

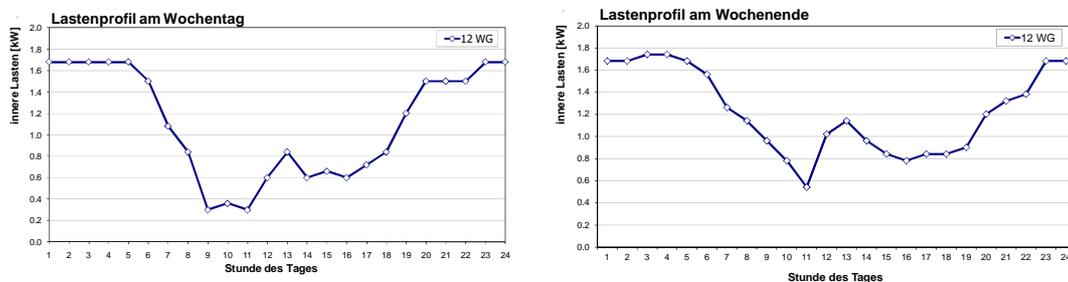


Abbildung 56: Lastenprofil durch Personenabwärmen der Referenz-Wohngebäude für das Wochenende und den Wochentag.

Aufgrund des Anwesenheitsprofils der Personen ergibt sich für die inneren Lasten der in der Abbildung gezeigte Verlauf über Wochentage bzw. am Wochenende. Die maximalen Lasten durch Personen liegen bei 1,74 kW oder 1,87 W/m<sup>2</sup> für die 12 Wohneinheiten (siehe Abbildung 56).

Addiert man zu den inneren Lasten durch Personen noch die Lasten, welche durch die Nutzung von E-Geräten entstehen, so ergeben sich die zeitlichen Verläufe der Abbildung 57. Die E-Geräte verursachen Grundlasten von 0,9 kW bei 12 Wohneinheiten.

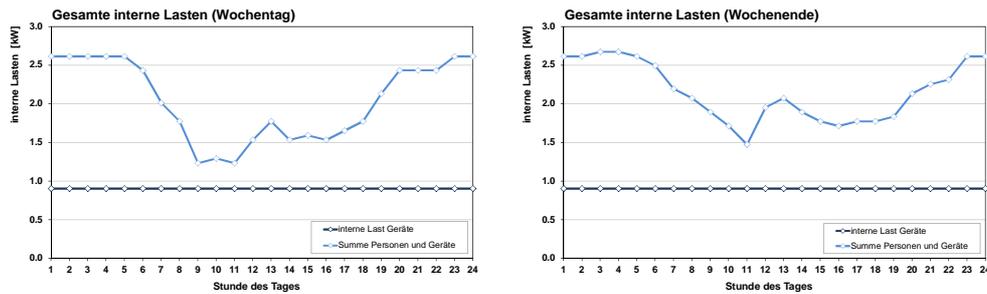


Abbildung 57: Das Lastenprofil durch Personenabwärmen und sonstige innere Lasten der Referenz-Wohngebäude für den Wochentag und das Wochenende.

### 9.1.3 Infiltration & Ventilation

Die Lüftungsverluste eines Gebäudes durch freie Lüftung setzen sich aus Fensterlüftungs- und Infiltrationsverluste zusammen. Abhängig sind die Lüftungsverluste von der Windgeschwindigkeit, der Temperaturdifferenz zwischen Raumtemperatur und der Außenlufttemperatur sowie der Spaltgröße der Lüftungsöffnung.

Aufgrund der Vorgaben aus den Normen wurden die Annahmen für die gegenständliche Arbeit wie folgt getroffen. Die Infiltrationsverluste betragen  $0,1 \text{ h}^{-1}$ , da von einer dichten Bauhülle, bei einem Gebäude auf Niedrigenergiehausniveau ausgegangen werden kann (d.h.  $n_{50} = 1 \text{ h}^{-1}$ ).

Für die freie Lüftung wird der minimale, personenbezogene, hygienisch bedingte Wert von  $30 \text{ m}^3/\text{h}$  und Person angenommen. Somit ergeben sich für die Lüftungsrate Werte zwischen  $0,1$  und max.  $0,4 \text{ h}^{-1}$ . Kombiniert mit der Personenbelegung ergibt sich ein Lüftungsprofil für Wochentage und Wochenenden, wie der Abbildung 58 zu entnehmen ist.

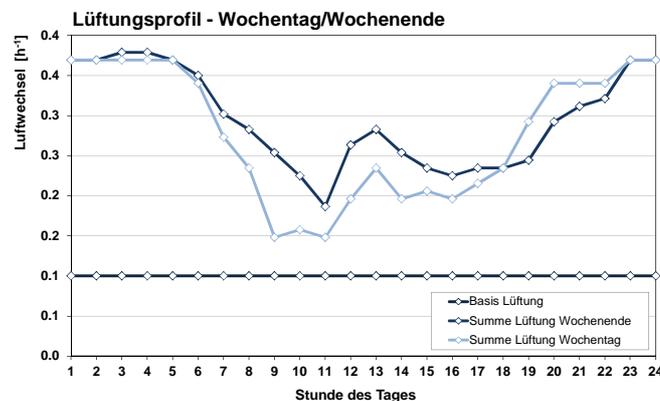


Abbildung 58: Luftwechselzahlen in den Referenzgebäuden an Wochentagen bzw. am Wochenende.

### 9.1.4 Warmwasserverbrauch

Vor dem Hintergrund der kontinuierlichen Senkung des spezifischen Heizwärmebedarfs von Neubauten entwickelt sich der auch in Zukunft konstante oder durch erhöhte Komfortansprüche steigende Energiebedarf für die Warmwasserversorgung zur dominierenden Größe für die Wärmeversorgung von Wohngebäuden.

Über die Größe des Warmwasserverbrauches gibt es sehr unterschiedliche Angaben. Bezogen wird er zumeist auf eine Kaltwassertemperatur von  $10 \text{ }^\circ\text{C}$  und eine

Bedarfstemperatur von 45 °C. Die Norm DIN 4708 (DIN 4708, 1994) sieht einen personenbezogenen Verbrauch von 50 l/d vor. Weitere Verbrauchsanhaltswerte aus der Literatur (Heimrath R., 2004) zeigen große Unterschiede im täglichen Verbrauch.

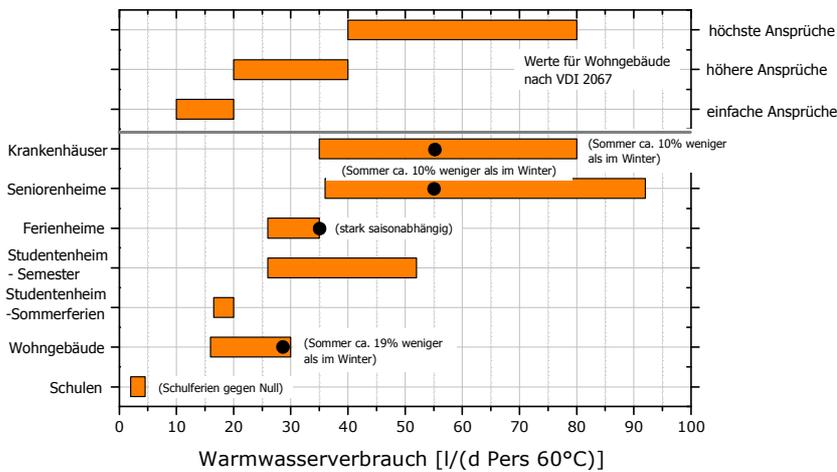


Abbildung 59: Täglicher Warmwasserbedarf von Wohnungen (Heimrath, 2004).

Diese Bandbreite an Werten konnte durch eine Vielzahl von Messungen bestätigt werden. In Abbildung 60 sind Messwerte verschiedener Mehrfamilienhäuser aus mehreren Studien (siehe in Heimrath R., 2004) geordnet aufgetragen.

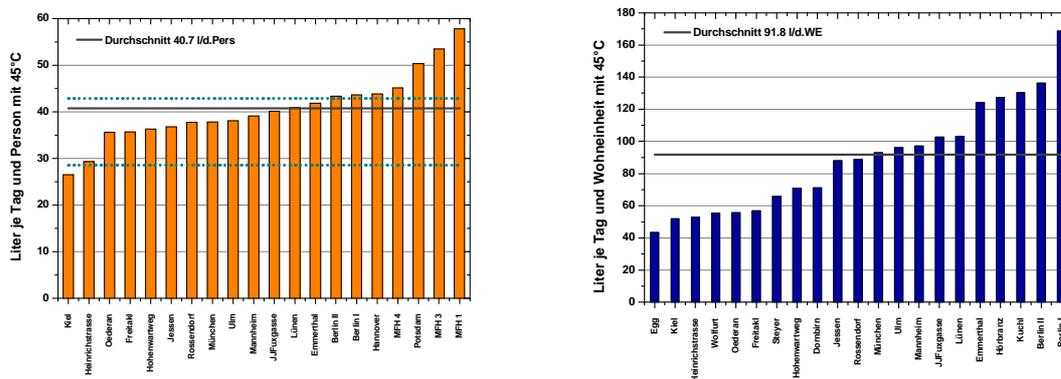


Abbildung 60: Der tägliche Warmwasserverbrauch je Person und je Wohnungseinheit bezogen auf 45 °C (Heimrath R., 2004).

Im Jahresmittel schwankt der gemessene personenbezogene Verbrauch zwischen 26 und 54 l/d<sub>Pers 45°C</sub>. Als Mittelwert über alle ergeben sich 40,7 l/d<sub>Pers 45°C</sub>, umgerechnet entspricht das einem Verbrauch von 28,5 l/d<sub>Pers</sub> mit 60 °C. Der auf die Wohnung bezogene Warmwasserverbrauch der untersuchten Mehrfamilienhäuser betrug im Schnitt etwa 91,8 l/d und Wohnung mit 45 °C, wobei die Bandbreite von 43 l/d bis 168 l/d und Wohneinheit reichen.

Für die weiteren Berechnungen wird der ermittelte Verbrauch von 40,7 l/d<sub>Pers 45°C</sub> (= 28,5 l/d<sub>Pers 60°C</sub>) angenommen. Bei diesem Verbrauch ergibt sich ein Wärmebedarf von etwa 630 kWh/a<sub>Person</sub>. Bei einer statistischen Wohnfläche von etwa 33 m<sup>2</sup>/Person entspricht dies einem spezifischen Wärmebedarf von etwa 19 kWh/m<sup>2</sup>a. Das ist bei einem gut gedämmten Neubau mit etwa 40 - 45 kWh/m<sup>2</sup>a bereits mehr als 45 % des notwendigen Heizwärmebedarfs.

In der nachfolgenden Tabelle 9 werden jeder Wohnung eine Personenanzahl zugewiesen und mit einem spezifischen Warmwasserbedarf bewertet. Verwendet man den zuvor ermittelten mittleren Warmwasserbedarf von  $40,7 \text{ l/d}_{\text{Pers } 45^\circ\text{C}}$ , dann ergibt sich je Wohnung ein Bedarf von 41 bis  $204 \text{ l/d}_{\text{WE } 45^\circ\text{C}}$  wobei das gesamte Gebäude einen Bedarf von  $1.180 \text{ l/d}_{45^\circ\text{C}}$  aufweist.

*Tabelle 9: Wohnungen des Referenzgebäudes, mit den getroffenen Annahmen hinsichtlich Belegung und Warmwasserbedarf je Wohnung und für das gesamte Gebäude. (gewählt wurden die  $40,7 \text{ l/d}_{\text{pers } 45^\circ\text{C}}$ )*

	Anzahl				Auslegung		
	Wohnung	Zimmer	Küche	Personen	Std.	Messung	
					$50 \text{ l/d } 45^\circ\text{C}$	$40,7 \text{ l/d } 45^\circ\text{C}$	$91,8 \text{ l/d WE } 45^\circ\text{C}$
90m <sup>2</sup>	1	3	1	2	100	81	92
	2	3	1	3	150	122	92
	3	3	1	4	200	163	92
50m <sup>2</sup>	4	1	1	1	50	41	92
	5	1	1	1	50	41	92
	6	1	1	2	100	81	92
70m <sup>2</sup>	7	2	1	1	50	41	92
	8	2	1	2	100	81	92
	9	2	1	3	150	122	92
100m <sup>2</sup>	10	4	1	2	100	81	92
	11	4	1	3	150	122	92
	12	4	1	5	250	204	92
<b>Summe</b>				<b>29</b>	<b>1450</b>	<b>1180</b>	<b>1104</b>

### 9.1.5 Warmwasser - Zapfprofile

Sowohl Speichertests, als auch Jahressimulationen und Optimierungsrechnungen von Solaranlagen wurden bisher in der Regel mit recht einfachen Trinkwasser-Verbrauchsprofilen durchgeführt. So wird z.B. für die ÖNORM EN 12977 (ÖNORM EN 12977, 2001) die Berücksichtigung dreier täglicher Zapfungen mit jeweils konstantem Volumenstrom ( $10 \text{ l/min}$ ) diskutiert. Diese stark vereinfachten Zapfprofile sind jedoch für Auslegungsrechnungen von Speichern und Wärmeübergabestationen ungeeignet und lassen sich nicht zur Simulation von Warmwasser-Bereitungssystemen in Mehrfamilienhäusern hochskalieren.

Das dynamische instationäre Verhalten in Warmwasser-Versorgungssystemen wird entscheidend durch die vom Nutzer ausgeführten Zapfungen bestimmt. Das äußerst vielfältige Nutzerverhalten lässt sich in geeigneter Weise durch Zapfprofile darstellen, die Zeitpunkte, Zapfvolumina und Zapftemperaturen für einen bestimmten Betrachtungszeitraum auftragen.

Aus diesen Gründen wurden mit statischen Mitteln, entsprechende Verbrauchsprofile generiert. Die Profile bestehen aus Datensätzen, in denen jedem Zeitschritt im Jahr (als Drei-Minutenintervalldatensatz generiert) ein Wert für den Trinkwarmwasser-Volumenstrom zugeordnet wird. Ein diesbezügliches Programm wurde im Rahmen des IEA-SHC Task 26 erstellt und weiterentwickelt (Jordan U., 2001).

Die gewählten Volumenströme und Zapfdauern der Profile orientieren sich an Ergebnissen sehr unterschiedlich angelegter Studien (von Telefonumfragen über einfache Temperaturmessverfahren bis hin zu Leistungsmessungen an elektrischen Durchlauferhitzern). Angelehnt an diese Ergebnisse wurden die auftretenden Zapfereignisse in vier Kategorien gegliedert, denen jeweils eine Zapfdauer und ein

mittlerer Volumenstrom zugeordnet sind. In der *Tabelle 10* sind die angenommenen Randbedingungen für den mittleren Volumenstrom, die Zapfdauer, die mittlere Anzahl der Zapfungen am Tag, sowie die Standardabweichung der Gaußverteilungen der vier Kategorien für einen mittleren täglichen Warmwasserbedarf von etwa 200 l zusammengestellt.

*Tabelle 10: Randbedingungen für das Zapfprofil für einen Einfamilienhaushalt, mit einem durchschnittlichen Verbrauch von 200 l/d und einer Entnahmetemperatur von 45 °C. Es wurden vier Kategorien von Entnahmen definiert, mit einem mittleren Massenstrom, einer Zapfdauer und der Häufigkeit je Tag. Weiters sind das entnommene Volumen je Zapfung und Tag sowie der Anteil der jeweiligen Kategorie am gesamten Zapfungsvolumen dargestellt (Jordan U., 2001).*

	Kategorie A: kurze Entnahme	Kategorie B: mittlere Entnahme	Kategorie C: Bad	Kategorie D: Dusche
Massenstrom in l/min	1	6	14	8
Zapfdauer in min	1	1	10	5
Häufigkeit/Tag	28	12	0.143 <sup>a</sup>	2
Volumen/Zapfung	1	6	140	40
Volumen/Tag	28	72	20	80
Anteil a.d. Gesamtzapfung	14%	36%	10%	40%

<sup>a</sup>Einmal in der Woche

Für die Zapfprofile wurden neben den oben genannten Kategorien an Entnahmeaktionen auch noch weitere Einflussfaktoren berücksichtigt.

Die Wahrscheinlichkeitsverteilungen für die Warmwasser-Entnahmen jeder Kategorie im Jahresverlauf wird durch das Produkt der Wahrscheinlichkeitsfunktionen im Jahresverlauf, an unterschiedlichen Wochentagen, im Tagesverlauf und einer Funktion zur Berücksichtigung eines längerfristig verringerten Warmwasserverbrauchs (z.B. verursacht durch Urlaub) beschrieben.

Die Verteilung des Warmwasserbedarfs im Jahresverlauf orientiert sich an Ergebnissen von Messungen in Mehrfamilienhäusern. Diese Messungen zeigen für die jahreszeitliche Verteilung des Energiegehalts des Warmwasserverbrauchs näherungsweise einen Sinusverlauf mit einem Maximum im Februar/März und einer Amplitude von etwa 25 %. Diese jahreszeitlichen Schwankungen sind hauptsächlich auf den Jahresverlauf der Kaltwassertemperatur und auf Urlaubsperioden in den Sommermonaten zurückzuführen. Die Wahrscheinlichkeitsverteilungen von Warmwasserentnahmen im Tagesverlauf sind in der Abbildung 61 für die Wohnung 12 und das gesamte Referenzgebäude dargestellt. Für die Profile wurden kleine und mittlere Verbräuche gleichmäßig über den Tag verteilt, für die Kategorie Duschen wurden morgendliche und abendliche Verbrauchsspitzen und für die Kategorie Baden eine ausgeprägte abendliche Verbrauchsspitze angenommen. Urlaubsperioden wurden berücksichtigt, indem die Entnahmewahrscheinlichkeit für Perioden von 14 Tagen mit statistisch ausgewähltem Beginn zwischen dem 1. Juni und 17. September auf Null gesetzt wird.

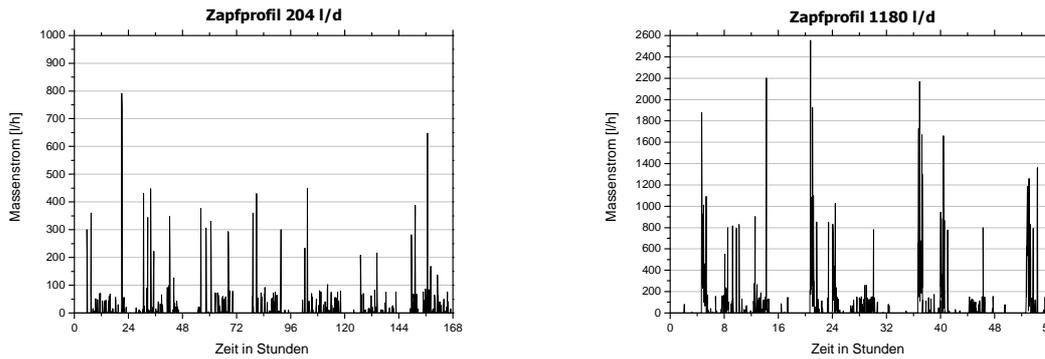


Abbildung 61: Generiertes Warmwasserzapfprofil der ersten Jännerwoche für einen jährlichen Durchschnittsverbrauch von 204 l/d (z.B. Wohnung 12) und 1.180 l/d (ca. 29 Pers.).

In Summe wurden also 13 Zapfprofile erstellt. Für den Fall, dass jede Wohnung als eigene thermische Zone, mit eigener Wohnungsstation gerechnet wird, wird jeder Zone ein eigenes Zapfprofil zugeordnet. Hinsichtlich der statistischen Verteilung der Zapfungen, der maximalen Zapfrate und der Urlaubszeiten sind die sinnvollen Grenzen bei der Gerierung ausgenutzt worden um trotz gleichen täglichen Bedarfs, eine statistische Verteilung der Zapfungen hinsichtlich Zeitpunkt und Zapfrate zu erhalten. Für den Fall, dass das gesamte Referenzgebäude als eine thermische Zone gerechnet wird, wurde ein Zapfprofil für 1.180 l/d erstellt. Dem hierzu verwendeten Tool kann die Anzahl der Wohnungen zugeordnet werden um auch hier statistisch korrekt die zeitliche Verteilung der Zapfungen mit zu berücksichtigen.

### 9.1.6 Kaltwassertemperatur

Für die Temperatur des Kaltwassers kann angenommen werden, dass es sich um die Temperatur des ungestörten Erdreiches in der Tiefe des Grundwasserspiegels handelt. Somit lässt sich die Temperatur aus der eindimensionalen Wärmeleitungsgleichung ermitteln. Die Temperatur entspricht einer Sinusschwankung mit der Periodendauer von einem Jahr. Der genaue Verlauf ergibt sich aufgrund der Außentemperatur, des Erdreichtyps (der Wärmeleitfähigkeit) und der gewählten Tiefe der wasserführenden Schicht. Damit ist es möglich die charakterisierenden Größen, mittlere Temperatur, die Schwankung und die Verschiebung der minimalen Temperatur zu bestimmen (siehe Abbildung 62).

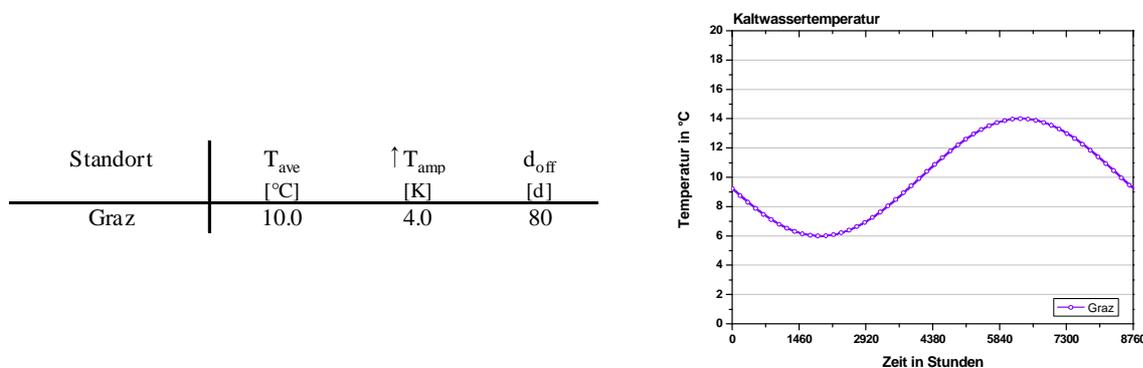


Abbildung 62: Gewählte Temperaturschwankung der Kaltwassertemperatur für den Standort Graz (adaptiert aus der ÖNORM EN 12976 (ÖNORM EN 12976, 2001)).

Die TRNSYS - Gleichung für die Berechnung der aktuellen Kaltwassertemperatur ( $T_{\text{frwat}}$ ) lautet:

$$T_{\text{frwat}} = T_{\text{ave}} + DT_{\text{amp}} \times \sin\left(\frac{360 \times (\text{TIME} + (273.75 - d_{\text{off}})) \times 24}{8760}\right)$$

mit:

$T_{\text{frwat}}$  = aktuelle Kaltwassertemperatur [°C]

$DT_{\text{amp}}$  = mittlere Amplitude für die jährliche Schwankung [°C]

$d_{\text{off}}$  = Verschiebung der maximalen Temperatur im Jahresverlauf [d]

$T_{\text{ave}}$  = durchschnittliche jährliche Kaltwassertemperatur [°C]

TIME = Stunde des Jahres, ein interner TRNSYS Wert [h]

Der Energiebedarf, der sich aufgrund der definierten Kaltwassertemperaturen und der unterschiedlichen Brauchwarmwassermengen ergeben, ist in der Tabelle 11 zusammengefasst.

*Tabelle 11: Energiebedarf der Warmwasserbereitung für die einzelnen Wohnungen und das Referenzgebäude bei 45 °C Brauchwarmwassertemperatur.*

#### Warmwasserbedarf

Wohnung 1	Wohnung 2	Wohnung 3	Wohnung 4	Wohnung 5	Wohnung 6	
81	122	163	41	41	81	[l/d]
1206	1816	2426	614	614	1206	[kWh/a]
13.4	20.2	27.0	12.3	12.3	24.1	[kWh/m²a]
Wohnung 7	Wohnung 8	Wohnung 9	Wohnung 10	Wohnung 11	Wohnung 12	Summe
41	81	122	81	122	204	1183 [l/d]
614	1206	1817	1206	1817	3037	17584 [kWh/a]
8.8	17.2	26.0	12.1	18.2	30.4	18.9 [kWh/m²a]

#### 9.1.7 Wetterdaten

Die klimatischen Randbedingungen haben einen starken Einfluss auf die Heizlast, die verwendete Haustechnik und den Heizenergiebedarf des Gebäudes. Der Verbrauch des Gebäudes steht im direkten Zusammenhang mit dem Klima, dem Verwendungszweck und der Gebäudeform. Für die thermische Gebäude- und Anlagensimulation im vorliegenden Projekt kommen generierte Klimadaten zum Einsatz, die als Referenzjahre der jeweiligen Region bezeichnet werden können. Welche Unterschiede bei den jährlichen Klimadaten auftreten können, ist anhand der Tabelle 12 zu erkennen.

**Tabelle 12: Vergleich der relevanten Größen der realen Klimadaten von Graz, der Jahre 1990 – 2000 (ZAMG, 2001).**

	Iglob [kWh/m <sup>2</sup> a]	Idiff [kWh/m <sup>2</sup> a]	Idir [kWh/m <sup>2</sup> a]	Ta,mittel [°C]	Ta,max [°C]	Ta,min [°C]	HGT20/12 [Kd/a]	HT20/12 [d/a]
Graz 1990	1142	580	562	10.0	31.3	-13.2	3043	193
Graz 1991	1069	587	482	9.0	32.2	-16.2	3397	195
Graz 1992	1138	603	535	10.5	34.6	-10.7	3164	198
Graz 1993	1172	628	544	9.9	32.5	-13.8	3145	180
Graz 1994	1169	583	586	11.2	33.7	-12.6	2933	196
Graz 1995	1148	581	567	9.9	30.7	-13.2	3092	181
Graz 1996	1074	556	517	9.0	31.6	-16.4	3415	190
Graz 1997	1243	571	672	9.8	29.7	-11.4	3271	197
Graz 1998	1184	576	607	10.3	33.2	-11.5	3015	184
Graz 1999	1287	659	628	10.4	32.1	-12.4	3003	180
Graz 2000	1427	655	773	11.4	35.1	-13.1	2720	176
Graz im Mittel 1990 - 2000	1187	598	588	10.1	32.4	-13.1	3109	188

Die mittlere Temperatur für Graz ist 10,1 °C für die betrachtete Periode von 11 Jahren. Die durchschnittliche jährliche solare Einstrahlung betrug 1.187 kWh/m<sup>2</sup>a. Die Anzahl der Heizgradtage (HGT) betrug im Schnitt 3.109 Kd/a, wobei die Grenztemperatur, ab der Heizbedarf besteht, 12 °C beträgt. Gewählt wurde ein mittlerer generierter Klimadatensatz der knapp am Durchschnittsklimadatensatz liegt (Tabelle 13).

**Tabelle 13: Darstellung der relevanten Größen des generierten Klimadatensatzes für den Standort Graz**

	östl. Länge [°]	nördl. Breite [°]	Iglob [kWh/m <sup>2</sup> a]	Idiff [kWh/m <sup>2</sup> a]	Idir [kWh/m <sup>2</sup> a]	Ta [°C]	Ta,max [°C]	Ta,min [°C]	HGT20/12 [Kd/a]	HT20/12 [d/a]
Graz generiert	15.22	47.05	1161	666	495	10.0	31.5	-11.3	3178	200

### 9.1.8 Der Wärmebedarf des Referenzgebäudes

Basierend auf den Randbedingungen der vorangegangenen Kapiteln 9.1.1 bis 9.1.7 hinsichtlich der Ausführung der opaken Bauteile, der Belegung, den inneren Lasten und der Lüftung ergibt sich für den Klimadatensatz Graz die in der Tabelle 14 angeführte Energiebilanz der Referenzgebäude.

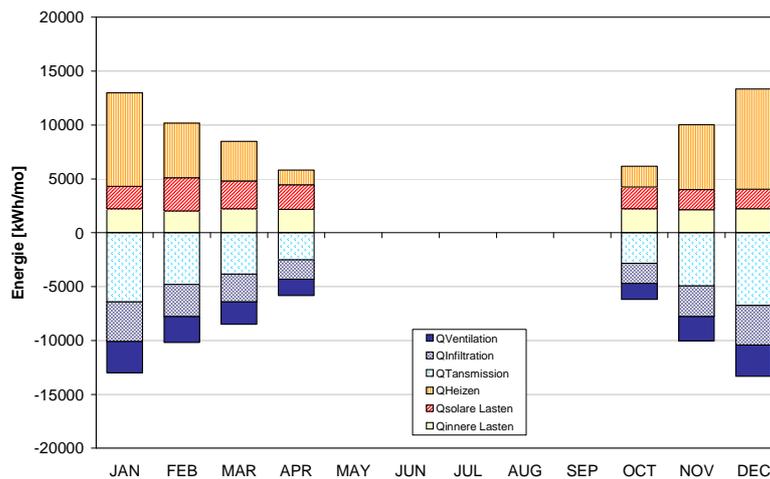
Bezieht man den Wärmebedarf auf die Wohnnutzfläche (NGF), ergeben sich die spezifischen Energieverbräuche der Referenzgebäude nach Tabelle 14, wobei hier je nach Lage der Wohnung (Rand, Mitte) der spezifische Energiebedarf zwischen 28 und 44 kWh/m<sup>2</sup>a liegt.

Die fünf Sommermonate, Mai bis September, sind nicht in der Energiebilanz inkludiert, da kein Heizenergiebedarf vorhanden ist. Die Energiebilanz ist in Gewinne und Verluste gegliedert. Die Gewinnseite beinhaltet die Heizenergie, die inneren Lasten und die solaren Lasten. Auf der Verlustseite sind die Transmissionsverluste und die Lüftungsverluste angeführt.

**Tabelle 14: Energiebilanz der Wohnungen und der Referenzgebäude für den Standort Graz.**

	Q <sub>Heizen</sub> [kWh/a]	Q <sub>Infiltration</sub> [kWh/a]	Q <sub>Ventilation</sub> [kWh/a]	Q <sub>Solar</sub> [kWh/a]	Q <sub>InterneLasten</sub> [kWh/a]	Q <sub>Transmission</sub> [kWh/a]	NGF [m <sup>2</sup> ]	Q <sub>Heizen</sub> [kWh/m <sup>2</sup> a]	Q <sub>Infiltration</sub> [kWh/m <sup>2</sup> a]	Q <sub>Ventilation</sub> [kWh/m <sup>2</sup> a]	Q <sub>Solar</sub> [kWh/m <sup>2</sup> a]	Q <sub>InterneLasten</sub> [kWh/m <sup>2</sup> a]	Q <sub>Transmission</sub> [kWh/m <sup>2</sup> a]
Wohnung 1	3641	958	2153	2134	2356	5020	90	40.5	10.6	23.9	23.7	26.2	55.8
Wohnung 2	2740	963	2162	2134	2356	4105	90	30.4	10.7	24.0	23.7	26.2	45.6
Wohnung 3	3978	943	2123	2134	2356	5402	90	44.2	10.5	23.6	23.7	26.2	60.0
Wohnung 4	1974	531	1194	1195	1117	2561	50	39.5	10.6	23.9	23.9	22.3	51.2
Wohnung 5	1481	534	1199	1195	1117	2060	50	29.6	10.7	24.0	23.9	22.3	41.2
Wohnung 6	2167	523	1178	1195	1117	2778	50	43.3	10.5	23.6	23.9	22.3	55.6
Wohnung 7	2675	744	1671	1651	1680	3591	70	38.2	10.6	23.9	23.6	24.0	51.3
Wohnung 8	2027	747	1678	1651	1680	2933	70	29.0	10.7	24.0	23.6	24.0	41.9
Wohnung 9	2925	732	1648	1651	1680	3876	70	41.8	10.5	23.5	23.6	24.0	55.4
Wohnung 10	3792	1080	2426	2364	2985	5635	100	37.9	10.8	24.3	23.6	29.9	56.4
Wohnung 11	2825	1087	2438	2364	2985	4649	100	28.3	10.9	24.4	23.6	29.9	46.5
Wohnung 12	4154	1063	2391	2364	2985	6049	100	41.5	10.6	23.9	23.6	29.9	60.5
Summe	34380	9906	22260	22030	24410	48654	930	37.0	10.7	23.9	23.7	26.2	52.3

Die Lüftungsverluste gliedern sich ihrerseits in die Fensterlüftung und Infiltration (siehe Kapitel 9.1.3). Es kann gesehen werden, dass beim hier dargestellten gut gedämmten Gebäude der Anteil der Lüftungsverluste bereits im Bereich der Transmissionsverluste liegt. Der spezifische Wärmebedarf liegt beim Referenzgebäude mit 12 Wohneinheiten bei 37 kWh/m<sup>2</sup>a und erfüllen damit die, z.B. derzeit in der Steiermark, geltenden Richtlinien hinsichtlich der Definition als Niedrigenergiehaus. Die grafische Darstellung der monatlichen Energiebilanz des Referenzgebäudes zeigt die Abbildung 63.



**Abbildung 63: Monatliche Energiebilanz des Referenzgebäudes mit 12 Wohneinheiten.**

*Tabelle 15: Gesamter Heizwärmebedarf (Brauchwarmwasser und Raumheizung) und Heizlast für das Referenzgebäude und den Klimadatensatz Graz, bei einer Raumluftsoltemperatur von 20 °C und einem Luftwechsel von 0.4 h<sup>-1</sup>.*

	Q <sub>Heizen</sub> [kWh/a]	Q <sub>WWB</sub> [kWh/a]	Q <sub>gesamt</sub> [kWh/a]	NGF [m <sup>2</sup> ]	Q <sub>Heizen</sub> [kWh/m <sup>2</sup> a]	Q <sub>WWB</sub> [kWh/m <sup>2</sup> a]	Q <sub>gesamt</sub> [kWh/m <sup>2</sup> a]	P <sub>heat</sub> [kW]
Wohnung 1	3641	1206	4847	90	40.5	13.4	53.9	3.8
Wohnung 2	2740	1816	4556	90	30.4	20.2	50.6	3.3
Wohnung 3	3978	2426	6404	90	44.2	27.0	71.2	3.8
Wohnung 4	1974	614	2588	50	39.5	12.3	51.8	2.0
Wohnung 5	1481	614	2095	50	29.6	12.3	41.9	1.7
Wohnung 6	2167	1206	3373	50	43.3	24.1	67.5	2.1
Wohnung 7	2675	614	3289	70	38.2	8.8	47.0	2.8
Wohnung 8	2027	1206	3233	70	29.0	17.2	46.2	2.4
Wohnung 9	2925	1817	4742	70	41.8	26.0	67.7	2.9
Wohnung 10	3792	1206	4998	100	37.9	12.1	50.0	4.0
Wohnung 11	2825	1817	4642	100	28.3	18.2	46.4	3.4
Wohnung 12	4154	3037	7191	100	41.5	30.4	71.9	4.1
Summe	34380	17584	51964	930	37.0	18.5	55.5	36.3

Zusammengefasst zeigt die *Tabelle 15* nochmals die Ergebnisse des Heizwärmebedarfs sowie den Wärmebedarf für das Brauchwarmwasser sowie die maximale Heizlast für das Referenzgebäude unter Berücksichtigung der Randbedingungen aus Kapitel 9.1.1 bis 9.1.7.

### 9.1.9 Die Wärmeabgabe an das Referenzgebäude

Als Wärmeabgabesystem wurde für das Referenzgebäude eine Fußbodenheizung gewählt. Die Fußbodenheizung wird mit einer konstanten Vorlauftemperatur von 32 °C betrieben und basierend auf der aktuellen Raumlufttemperatur für jede Wohnung Ein- oder Ausgeschaltet. Aufgrund der Trägheit der Fußbodenheizung kommt es hierdurch meist nur zu einem Aufheizvorgang je Tag. Nachfolgend sind die wesentlichen Parameter der im Gebäudemodell abgebildeten Fußbodenheizung dargestellt.

*Tabelle 16: Technische Eckdaten und Regelungsparameter der im Referenzgebäude verwendeten Fußbodenheizung*

<b>Fußbodenheizung</b>		
Durchmesser Rohr Aussen	d <sub>RA</sub> [m]	0.022
Durchmesser Rohr Innen	d <sub>RI</sub> [m]	0.020
Rohr Abstand	a <sub>R</sub> [m]	0.100
Wärmeleitfähigkeit Rohr	λ <sub>R</sub> [W/mK]	0.100
Überdeckung Estrich	ü <sub>E</sub> [m]	0.030
Unterdeckung Estrich	u <sub>E</sub> [m]	0.030
spezifischer Massenstrom	m <sub>spec</sub> [kg/hm <sup>2</sup> ]	4-15
Maximale Rohrlänge	L <sub>Loop</sub> [m]	100
<b>Raumtemperaturregelung</b>		
Einschaltgrenze	T <sub>REin</sub> [°C]	21.0
Ausschaltgrenze	T <sub>RAus</sub> [°C]	23.0

Unter der Verwendung der in der Tabelle 16 dargestellten Randbedingungen, für die Fußbodenheizung und die Regelung, ergeben sich für die Raumlufttemperatur und die Vor- und Rücklauftemperaturen aus der Fußbodenheizung die in der Abbildung 64 und der Abbildung 65 dargestellten Verläufe.

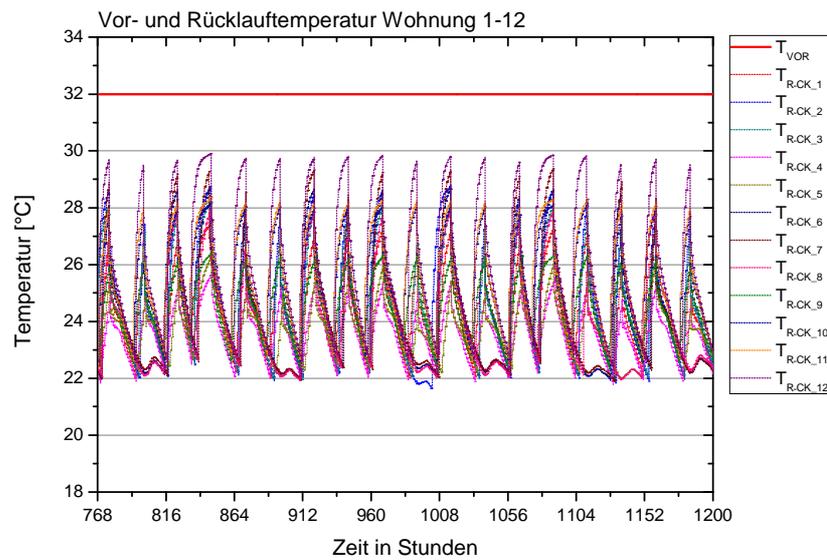


Abbildung 64: Verlauf der Vor- und Rücklaftemperatur aus der Fußbodenheizung der Wohnungen, dargestellt für 18 Tage im Februar

Die in der Abbildung 64 dargestellten Temperaturen zeigen, dass je nach Wohnung die Rücklauf-Temperaturen maximale Werte zwischen 26 und 29 °C erreichen und maximal einmal je Tag der Estrich durchgeheizt wird.

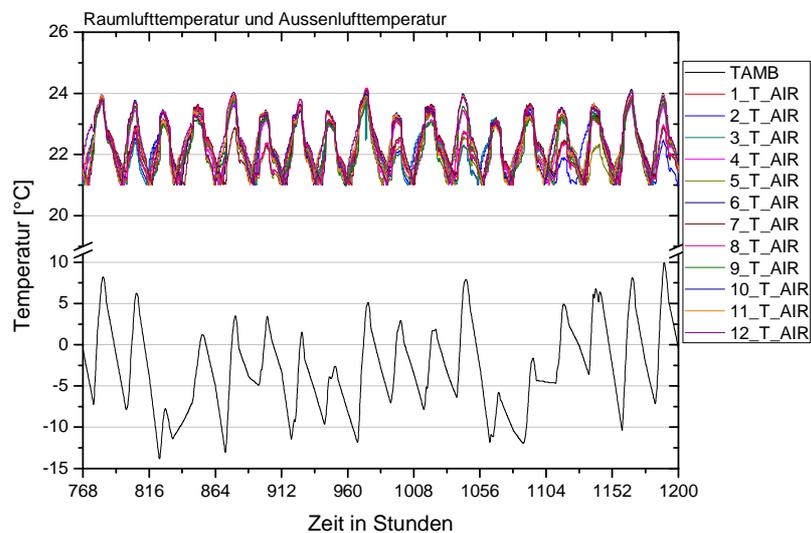


Abbildung 65: Verlauf der Raumlufthemperatur in den Wohnungen und der Außenlufttemperatur, dargestellt für 18 Tage im Februar

Anhand der Raumlufthemperaturen in der Abbildung 65 ist der Tagesrhythmus zu erkennen. In den Morgenstunden beginnt die Fußbodenheizung den Estrich zu erwärmen, gegen Mittag wird die Ausschalttemperatur von 23 °C erreicht und aufgrund der solaren Einträge und der noch durchwärmten Speichermasse kommt es dann zu einem weiteren Anstieg der Temperaturen gegen etwa 24 °C.

## 9.2 Referenzanlage – technische Beschreibung des Wärmeversorgungskonzeptes

Das hier simulierte Zwei-Leiter-Netz mit dezentralen Hydraulikstationen (eine detaillierte Funktionsbeschreibung ist Kapitel 4 zu entnehmen) ist in Abbildung 66 dargestellt und wird mit dem zuvor beschriebenen Referenzgebäude innerhalb einer thermischen Gebäude und Anlagensimulation berechnet. Dabei handelt es sich um ein solarunterstütztes Wärmeversorgungskonzept mit zentralem Energiespeicher und einem Pelletskessel.

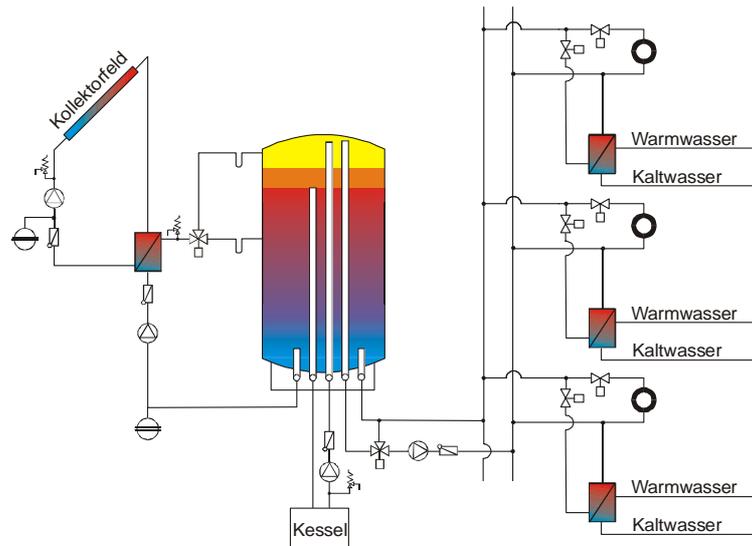


Abbildung 66: Solarunterstütztes Wärmeversorgungskonzept auf Basis eines Zwei-Leiter-Netzes in Verbindung mit dezentralen Hydraulikstationen (Fink et al., 2004)

### 9.2.1 Übersicht über die Randbedingungen der Simulationen

In Tabelle 17 sind die wichtigsten Randbedingungen der simulierten Systeme dargestellt. Diese Randbedingungen werden für die simulierten Systeme als Grundkonfiguration verwendet. Bei Abweichungen davon werden die geänderten Parameter angeführt. Eine Vielzahl an Parametern (z.B. UA-Wert des externen Wärmetauschers solarseitig ist eine Funktion von der Kollektorfläche) sind in Form von Funktionen hinterlegt. Diese Funktionen sind in der Dissertation (Heimrath, 2004) und in den Randbedingungen der Referenzanlage des IEA SHC Task 32 (Heimrath et al., 2006) im Detail beschrieben.

Tabelle 17 - Teil I: Übersicht über die Randbedingungen der Simulation.

Allgemeines				
Klimadatensatz			Graz gen.	
<b>Kollektorkreis</b>				
Kollektorfläche	$A_{KOLL}$	[m <sup>2</sup> ]	50-(110)-200	
Kollektortyp			std. Flachkoll	
effektiver optischer Wirkungsgrad	$a_0$	[-]	0.8	
Wärmeverlustkoeffizient	$a_1$	[W/m <sup>2</sup> K]	3.5	
quadratisches Glied	$a_2$	[W/m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> ]	0.015	
Winkelabhängigkeit Direktstrahlung	$K_{tab}(\theta)$	[-]	0.9	
Spezifischer Massenfluss	$m$	[kg/m <sup>2</sup> h]	15	
Kollektor Ausrichtung		[°]	SÜD	
Kollektor Neigung		[°]	45	
Rohrleitungslänge Kollektor Speicher	$L_{KOLL}$	[m]	15	
Durchmesser	$d_i$	[m]	0.0479	
U-Wert	$U$	[W/m <sup>2</sup> K]	2.43	
Lambda Wärmedämmung	$\lambda$	[W/mK]	0.042	
Umgebungstemperatur	$T_U$	[°C]	15	
Medium			Wasser/Glykol (60%/40%)	
<b>Energiespeicher</b>				
Volumen	$V_{SP}$	[m <sup>3</sup> ]	2.5 - 30.5	
spez. Solarvolumen	$v$	[l/m <sup>2</sup> ]	16.6 - 1016	
Bereitschafts- und Schaltvolumen		[m <sup>3</sup> ]	0.8	
Höhe des Speichers	$H_{SP}$	[m]	1.8 - 7.5	
Dicke Dämmung	$r_{ISO}$	[m]	0.018 - 0.750	
Wärmeleitfähigkeit Dämmung	$\lambda$	[W/mK]	0.042	
Umgebungstemperatur	$T_U$	[°C]	15	
Korrekturfaktor-Speicherverluste	$F_{KORR}$	[-]	1.8 - 1.4	
Position der Ein- und Auslässe			typisch	
Position des Solartemperaturfühlers		[-]	0.05	
Hysteresis Solarkreis	$\Delta T$	[°K]	7 / 4	
Belade-Wärmeübertrager	$UA$	[W/K]	17100 - 69000	
Einbringung der Solarenergie			geschichtet	
<b>Zusatzheizung</b>				
Nachheizung Leistung		[kW]	45	
Jahreswirkungsgrad	$\eta$	[%]	90	
minimale Laufzeit		[min]	3	
minimale Stillstandszeit		[min]	3	
Hysteresis Nachheizung	$\Delta T$	[°K]	10	
Rohrleitungslänge Nachheizung Speicher	$L$	[m]	5	
Durchmesser	$d_a$	[m]	0.051	
Dicke Dämmung	$r_R$	[cm]	3	
Wärmeleitfähigkeit Dämmung	$\lambda$	[W/mK]	0.042	
Umgebungstemperatur	$T_U$	[°C]	15	

Tabelle 17 - Teil II: Übersicht über die Randbedingungen der Simulation.

<b>Wärmeverteilnetz</b>				
<i>Heizungsnetz</i>				
Rohrleitungslängen Speicher b. Stichleitung	L	[m]		40
Durchmesser Aussen	$d_a$	[m]		0.064
Durchmesser Innen	$d_i$	[m]		0.06
Dicke Dämmung	$r_R$	[W/m <sup>2</sup> K]		0.064
Wärmeleitfähigkeit Dämmung	$\lambda$	[W/mK]		0.042
Umgebungstemperatur	$T_U$	[°C]		15
<i>Heizungsnetz Stichleitungen je Station</i>				
Rohrleitungslängen Stichleitung b. Station	L	[m]		1.5
Durchmesser Aussen	$d_a$	[m]		0.064
Durchmesser Innen	$d_i$	[m]		0.06
Dicke Dämmung	$r_R$	[W/m <sup>2</sup> K]		0.064
Wärmeleitfähigkeit Dämmung	$\lambda$	[W/mK]		0.042
Umgebungstemperatur	$T_U$	[°C]		15
<i>Wärmeabgabesystem</i>				
Nenn Vor- und Rücklauftemperatur	$T_{VL}$ $T_{RL}$	[°C]		32 / 28
Radiatorfläche	$A_R$	[m <sup>2</sup> ]		930
Nennmassenstrom	m	[kg/h]		7900
<i>Warmwassernetz</i>				
Vorlauftemperatur	$T_{VL}$	[°C]		45
Rohrleitungslängen Speicher Zapfstelle	L	[m]		5
Durchmesser	$d_i$	[m]		0.013
U-Wert	U	[W/m <sup>2</sup> K]		10.1
Wärmeleitfähigkeit Dämmung	$\lambda$	[W/mK]		0.042
Umgebungstemperatur	$T_U$	[°C]		18
<b>Wärmeübergabestation je WE (Stat. A/ B)</b>				
UA-Wert des WW-Wärmetauschers	$UA_{HX,ref}$	[W/K]		2.36 / 1.75
Referenzmassenstrom	$m_{HX,ref}$	[kg/hr]		578 / 411
Wärmeverluste der Station	$UA_{HX,loss}$	[kW/K]		0.012 / 0.008
Wärmekapazität der Station	$C_{HX}$	[kJ/K]		15 / 15
Proportionalanteil der Regelung	$K_{p,circ}$	[-]		0.0003 / 0.0003
Differentialanteil der Regelung	$K_{d,circ}$	[-]		0.0003 / 0.0003

### 9.3 Basissystem "Einzonnen-Modell"

Um sicherzustellen, dass der im Kapitel 8 vorgestellte Type innerhalb einer thermischen Gebäude- und Anlagensimulation in TRNSYS verwendet werden kann, wurden zwei unterschiedliche Simulationen (ein „Einzonnen-Modell“ und ein „Zweizonnen-Modell“) aufgebaut.

In der gegenständlichen Variante wird das Referenzgebäude als Einzonnen-Modell integriert. D.h. alle zwölf Wohneinheiten werden in einer thermischen Zone abgebildet. Für das Zwei-Leiter Netz bedeutet dies, dass nur eine Hydraulikstation notwendig ist, um den gesamten Wärmebedarf des Referenzgebäudes abzudecken.

Der Nachteil dieser Betrachtung ist der Verlust einer statistischen Verteilung der Anforderung seitens der Raumwärmeversorgung. Der Warmwasserbedarf wurde mit einem speziellen Tool (Jordan U., 2001) bestimmt, welches auch die Statistik der Zapfungen hinsichtlich der 12 Wohnungen mit berücksichtigt.

Der große Vorteil dieses Einzonnen-Modells ist die deutlich höhere Rechengeschwindigkeit. So dauert eine Jahressimulation der gesamten Wärmeversorgungsanlage mit dem Gebäude als Einzonnen-Modell etwa 6-12 min, hingegen benötigt das Zwölfzonnen-Modell etwa 60-80 min.

Zur Sicherstellung der Verwendbarkeit des neuen Types wurden eine Vielzahl von Jahressimulationen vorgenommen (48 je Diagramm). Dazu ist eine Simulationsmatrix aufgestellt worden, wobei die Parameter „Kollektorfläche“ und „Speichervolumen“ variiert wurden.

Die Bandbreite der Kollektorflächenvariation liegt zwischen 50 und 200 m<sup>2</sup>, die des Energiespeichervolumens zwischen 2,5 und 30,5 m<sup>3</sup>. In der nachfolgenden *Tabelle 18*, sind die sich dadurch ergebenden Varianten dargestellt.

*Tabelle 18: Zusammenstellung der simulierten 48 Varianten hinsichtlich Kollektorfläche und Speichervolumen; grau hinterlegt sind die in der Praxis üblichen spezifischen Volumina (Basisvariante markiert)*

spez. Vol. [m <sup>3</sup> /m <sup>2</sup> ]		Speichervolumina [m <sup>3</sup> ]							
		2.5	6.5	10.5	14.5	18.5	22.5	26.5	30.5
Koll.fläche [m <sup>2</sup> ]	50	0.050	0.130	0.210	0.290	0.370	0.450	0.530	0.610
	80	0.031	0.081	0.131	0.181	0.231	0.281	0.331	0.381
	110	0.023	0.059	0.095	0.132	0.168	0.205	0.241	0.277
	140	0.018	0.046	0.075	0.104	0.132	0.161	0.189	0.218
	170	0.015	0.038	0.062	0.085	0.109	0.132	0.156	0.179
	200	0.013	0.033	0.053	0.073	0.093	0.113	0.133	0.153

Durch die Definition der Parameter ergeben sich zwar einige Varianten, die in der Praxis keine Umsetzung finden würden, jedoch kann dadurch die Verwendbarkeit des Modells erprobt werden.

In der Abbildung 67 sind nun alle 48 Varianten mit dem Einzonnen-Modell unter der Verwendung der Hydraulikstation Typ A (Proportionalmengenregler zuzüglich Temperaturkorrektiv) dargestellt. Dabei ist der mit dem Zwei-Leiter Netz und dem Referenzgebäude mit zwölf Wohneinheiten erreichbare solare Deckungsgrad über dem spezifischen Kollektorvolumen aufgetragen.

Die Simulationsresultate zeigen, dass es möglich ist, mit dem neuen Type stetige und sinnvolle Ergebnisse zu erhalten. Anhand der Ergebnisse ist es nun möglich, eine hinsichtlich Kollektorfläche und Speichervolumen energetisch und ökonomisch sinnvolle Anlage zu wählen.

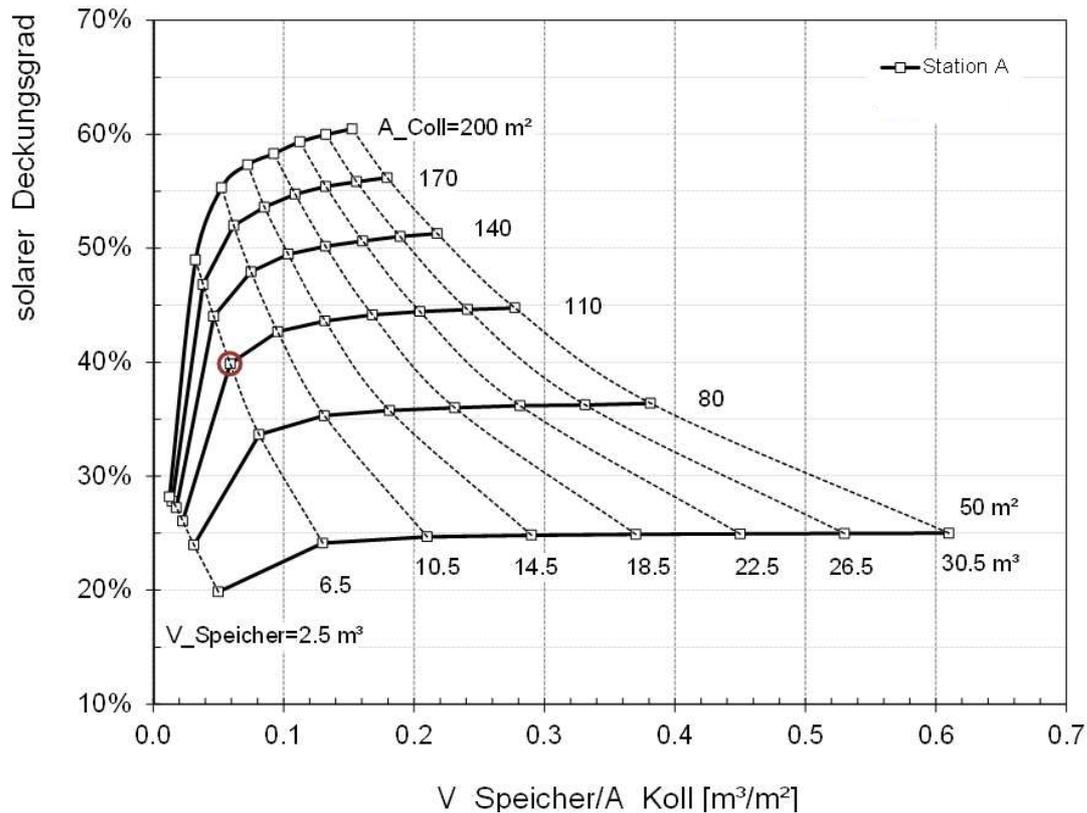


Abbildung 67: Solarer Deckungsgrad ( $s_f$ ) über dem spezifischen Kollektorvolumen für das Zwei-Leiter Netz mit dezentraler Hydraulikstation (Hydraulikstation Typ A) für das Referenzgebäude mit 12 WE, am Standort Graz (Basisvariante markiert)  $s_f = 1 - Q_{Aux}/Q_{WB}$

In der Basisvariante mit 110 m<sup>2</sup> und 6,5 m<sup>3</sup> Speichervolumen ergibt sich ein solarer Deckungsgrad von  $s_f = 39,9\%$ . Dabei belaufen sich die Systeminputs auf 47 MWh von der thermischen Solaranlage sowie 74 MWh vom Pelletskessel (Tabelle 19). Die Wärmeverluste über Rohrleitungen (solarseitig und netzseitig) sowie die Speicherverluste betragen in Summe 64 MWh. Beim Nutzer kommen 17,7 MWh in Form von Brauchwarmwasserbedarf und 52 MWh an Heizwärmebedarf an. Dieser Heizwärmebedarf ist deutlich höher als der in Tabelle 15 angegebene, da dort mit dem Normwert von 20 °C Raumluftsoltemperatur gerechnet wurde. Tatsächlich hat sich gezeigt (Thür A., 2002) dass die effektiv vorhandene Raumluftsoltemperatur bei etwa 22,5 °C liegt, weshalb im Rahmen der gegenständlichen Simulationen die Grenztemperaturen für die Fußbodenheizung zwischen 21 und 23 °C liegen (Tabelle 16).

Tabelle 19: Energiebilanz der Basisvariante (110 m<sup>2</sup> / 6.5 m<sup>3</sup>), Einzonen-Modell mit Station A

	Energie [kWh/a]	Summe [kWh/a]
$Q_{Sol_{in}_{System}}$	47675	
$Q_{Aux_{in}_{System}}$	74065	121740
$Q_{Sol_{Aux}_{Loss}}$	-8577	
$Q_{Store_{Loss}}$	-2385	
$Q_{pipes_{Station}_{Loss}}$	-53961	-64923
$Q_{WWB}$	17721	
$Q_{RH}$	52444	70164
$s_f$		39.9%

## 9.4 Basissystem Zwölfzonen-Modell

Modelliert man das Referenzgebäude anstelle mit einer thermischen Zone, mit je einer thermischen Zone für jede Wohnung, dann erhöht sich der Aufwand für die Darstellung des Wärmeabgabesystems in der Simulationsumgebung enorm. Für jede Wohnung wird eine Hydraulikstation definiert, über ein Zwei-Leiter Netz mit dem Energiespeicher verbunden und vor allem separat geregelt. Dadurch ist ein deutlicher Zugewinn an Informationen als auch an Aussagekraft der Ergebnisse zu erreichen. Dem gegenüber steht ein erhöhter Modellierungsaufwand und die Verzehnfachung der notwendigen Simulationszeiten.

Auch für dieses detaillierte Zwölfzonen-Modell wurden die in der *Tabelle 18* definierten 48 Varianten mit der Hydraulikstation Typ A (Proportionalmengenregler mit Temperaturkorrektiv) gerechnet.

In der Abbildung 68 sind nun alle 48 Varianten mit dem detaillierten Zwölfzonen-Modell unter der Verwendung der Hydraulikstation Typ A dargestellt. Dabei ist der mit dem Zwei-Leiter Netz und dem Referenzgebäude mit zwölf Wohneinheiten erreichbare solare Deckungsgrad ( $s_f$ ) über dem spezifischen Kollektorzvolumen aufgetragen.

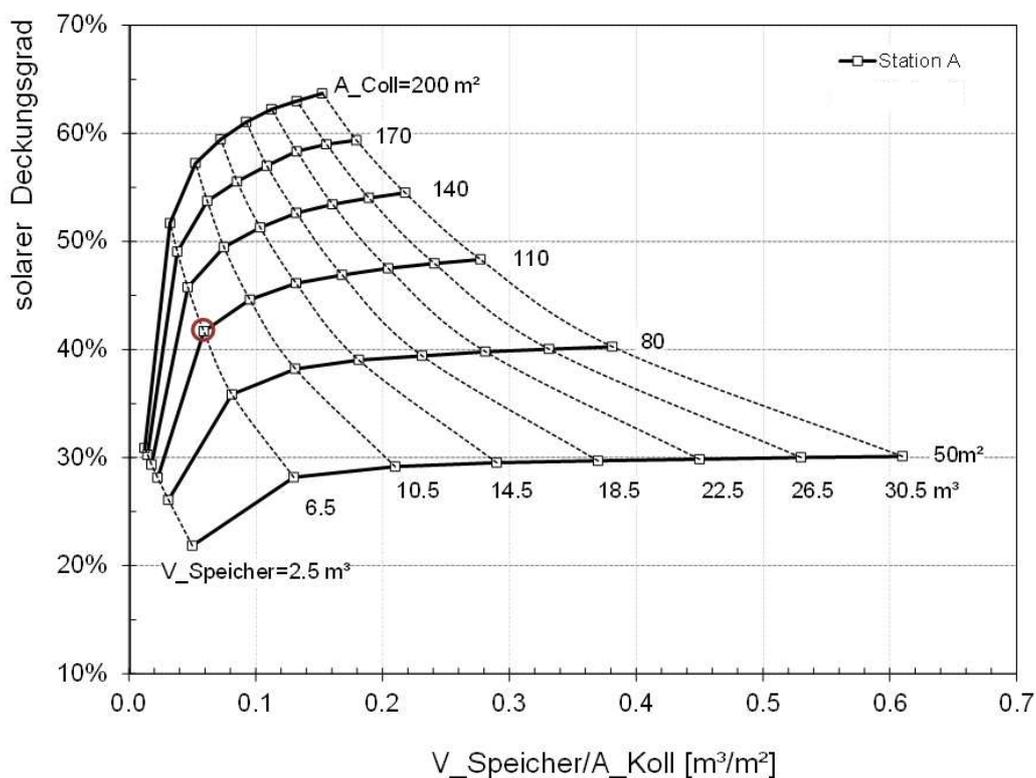


Abbildung 68: Solarer Deckungsgrad ( $s_f$ ) über dem spezifischen Kollektorzvolumen für das Zwei-Leiter Netz mit dezentraler Hydraulikstation (Hydraulikstation Typ A) für das Referenzgebäude mit 12 WE, am Standort Graz (Basisvariante markiert)  $s_f = 1 - Q_{\text{Aux}}/Q_{\text{WB}}$

Die Ergebnisse der Abbildung 67 zeigen im Vergleich mit der Abbildung 68, dass mit dem detaillierteren Modell deutlich höhere solare Deckungsgrade ( $s_f$ ) zu erreichen sind. Der Verlauf der Speichervolumen- bzw. Kollektorflächenkurven sind aber sehr ähnlich.

Eine Erhöhung der Komplexität ergibt eine statistische Verteilung der Raumwärmanforderung und führt so zu einer Reduktion der Rücklauftemperatur in den zentralen Energiespeicher. Weiters reduzieren sich die Rohrleitungsverluste im Verteilnetz, da nur

jene Rohrsegmente durchströmt werden, die an einer Station hängen, an der es zu einer Energieabnahme kommt.

Dadurch erhöht sich der solare Deckungsgrad in der Basisvariante um knapp 2 % Punkte auf 41,7%. Weitere Energiemengen sind der Tabelle 20 zu entnehmen.

Tabelle 20: Energiebilanz der Basisvariante (110 m<sup>2</sup> / 6.5 m<sup>3</sup>), Zwölfzonen-Modell mit Station A

	Energie [kWh/a]	Summe [kWh/a]
$Q_{\text{Solin\_System}}$	36407	
$Q_{\text{Auxin\_System}}$	51816	88224
$Q_{\text{Sol\_Aux\_Loss}}$	-7961	
$Q_{\text{Store\_Loss}}$	-2743	
$Q_{\text{pipes\_Station\_Loss}}$	-20781	-31485
$Q_{\text{WWB}}$	17741	
$Q_{\text{RH}}$	52444	70185
$s_f$		41.7%

## 9.5 Vergleich des „Einzonen-Modells“ mit dem „Zwölfzonen-Modell“ (Hydraulikstation Typ A)

Nachfolgend ist der direkte Vergleich der Resultate aus Kapitel 9.3 und 9.4 dargestellt. Dabei wird für die Hydraulikstation Typ A (Proportionalmengenregler mit Temperaturkorrektiv) das einfache Einzonen-Modell mit dem komplexen Zwölfzonen-Modell verglichen.

Im direkten Vergleich zeigen sich bei kleinen Kollektorflächen (50 m<sup>2</sup>) und großen Speichervolumina (30,5 m<sup>3</sup>) deutlich größere Unterschiede im solaren Deckungsgrad als bei großen Kollektorflächen und großen Speichervolumina. Die maximalen Unterschiede erreichen 5 % Punkte und die minimalen Unterschiede ergeben sich bei kleinen spezifischen Solarspeichervolumina mit minimal 1,5 % Punkte.

Aufgrund der sich in Abbildung 69 ergebenden Unterschiede im solaren Deckungsgrad ist bei der Wahl des Simulationsmodells darauf zu achten, welche Aspekte es durch die Simulation gilt speziell zu betrachten. Wenn es um die Auslegung eines Zwei-Leiter Netzes im Bereich einer in der Praxis üblichen Auslegung (spezifische Solarspeichervolumen zwischen 50 und 100 l/m<sup>2</sup>) geht, kann eventuell auf die detaillierte Abbildung verzichtet werden. Dabei werden sich die Unterschiede gering halten, wobei die Verluste der Rohrleitungen im Einzonen-Modell deutlich überbewertet werden.

Ist die Auslegung eines solarunterstützten Zwei-Leiter Netzes mit größerem Solarspeichervolumina (Wochen-, Monats- oder Saisonspeicher) angedacht, dann ist es notwendig, auch das Wärmeverteilnetz im vollen Detaillierungsgrad (Zwölfzonen-Modell) abzubilden.

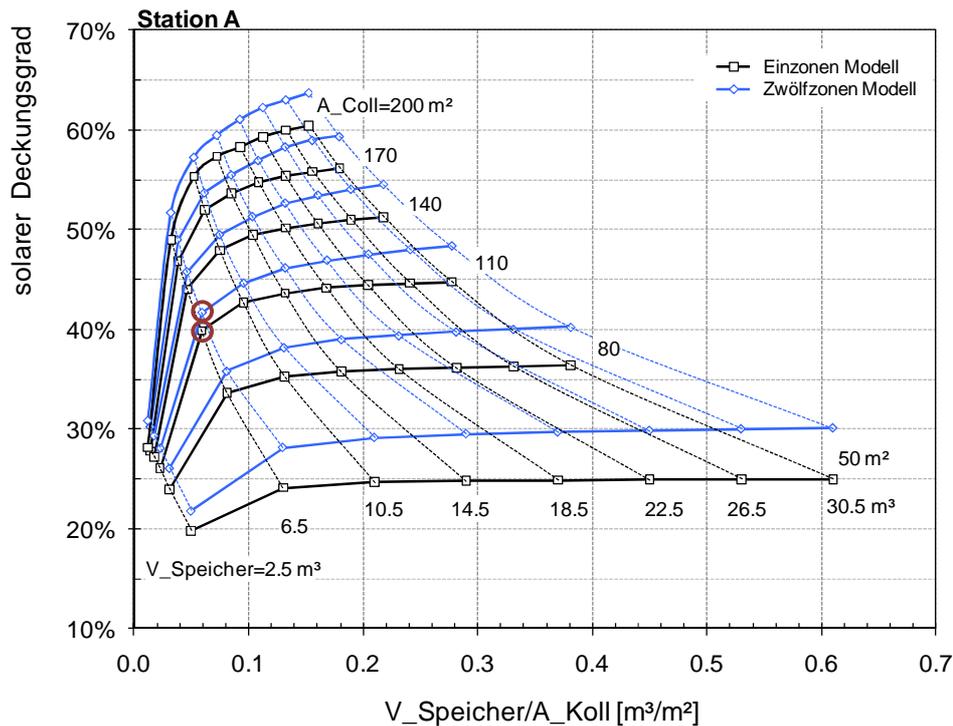


Abbildung 69: Solarer Deckungsgrad ( $s_f$ ) über dem spezifischen Kollektorvolumen für das Zwei-Leiter Netz mit dezentraler Wärmeübergabestation (Hydraulikstation Typ A) für das Referenzgebäude mit 12 WE, am Standort Graz (Basisvariante markiert)  $s_f = 1 - Q_{Aux}/Q_{WB}$

## 9.6 Vergleich des „Einzelnen-Modells“ mit dem „Zwölfzonen-Modell“ (Hydraulikstation Typ B)

Beim zweiten im gegenständlichen Projekt behandelten Typ von Hydraulikstationen (Typ B) erfolgt die Regelung der Warmwassertemperatur rein über einen Proportionalmengenregler (ohne Temperaturkorrektiv). Entsprechend des messtechnisch bestimmten Proportionalfaktors  $f_{prop}$  ergeben sich einerseits Warmwassertemperaturen, die von der geforderten Solltemperatur abweichen können. Andererseits verhalten sich daher auch die Rücklauftemperaturen anders als beispielsweise bei der Hydraulikstation Typ A (Proportionalmengenregler mit Temperaturkorrektiv). Aus den Messungen und der Simulation wurde deutlich, dass die Rücklauftemperaturen aus Hydraulikstation Typ B durchwegs höher ausfallen als aus Hydraulikstation Typ A. Die Auswirkungen der höheren Rücklauftemperatur aus der Hydraulikstation B und somit der Gesamtrücklauftemperatur aus dem Zwei-Leiter Netz führen zu einer Reduktion des solaren Deckungsgrades.

Diese Reduktion des solaren Deckungsgrades stellt sich beim Einzelnen-Modell im Vergleich zwischen Hydraulikstation Typ A und Typ B mit etwa 2-5 % Punkten ein (Abbildung 69 und Abbildung 70). Ebenso ergibt sich auch bei dem detaillierten Zwölfzonen-Modell zwischen der Station A und B eine Reduktion von etwa 3-6 % Punkten

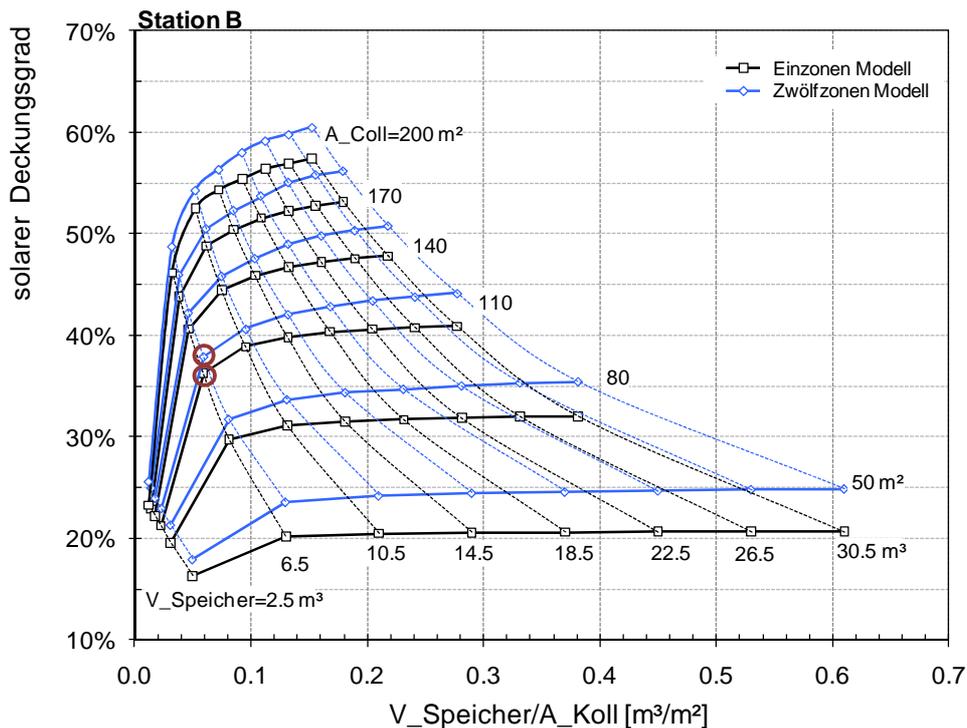


Abbildung 70: Solarer Deckungsgrad ( $s_f$ ) über dem spezifischen Kollektorvolumen für das Zwei-Leiter Netz mit dezentraler Wärmeübergabestation (Station B) für das Referenzgebäude mit 12 WE, am Standort Graz (Basisvariante markiert)  $s_f = 1 - \frac{Q_{Aux}}{Q_{WB}}$

## 9.7 Zusammenfassung der Ergebnisse aus Modellierung und Simulation

Im Rahmen des gegenständlichen Projektes wurde ein mathematisch-physikalisches Modell (Type) für dezentrale Wärmeübergabestation in Fortran 77 für die Simulationsumgebung TRNSYS entwickelt. Dabei wurden die wesentlichen physikalischen Aspekte abgebildet um die Hydraulikstation korrekt abzubilden.

Neben den Wärmeverlusten der Station an die Umgebung werden alle Massenströme und Temperaturen innerhalb der Station unter der Berücksichtigung der thermischen Masse gerechnet und ausgegeben. Des Weiteren wird der Wärmetauscher mit einer massenstromabhängigen Wärmeübergangszahl simuliert. Die Unterschiede der Hydraulikstationen hinsichtlich ihrer Regelung wurden implementiert und anhand der Hydraulikstation Typ A (Proportionalmengenregler mit Temperaturkorrektiv) und der Hydraulikstation Typ B (Proportionalmengenregelung) getestet.

Anhand der vorliegenden Messdaten der Stationen wurde für die zu definierenden Eingangsgrößen eine Parameteridentifikation durchgeführt. Die Validierung der Simulationsergebnisse erfolgt anhand der vorliegenden Testsequenzen der unterschiedlichen Stationen und zeigt dass bei Durchströmung der Stationen eine sehr gute Übereinstimmung der Temperaturen und Massenströme zu erzielen ist.

In weiterer Folge wurde das vorliegende neue TRNSYS-Modell in ein gesamtes Wärmeversorgungskonzept in einer thermische Gebäude und Anlagensimulation,

basierend auf einer solarunterstützten Wärmeversorgung nach dem Prinzip eines Zwei-Leiter Netzes, integriert.

Diese solarunterstützte Wärmeversorgung wurde in zwei Detaillierungsgraden abgebildet. Zum Einen wurde das verwendete Referenzgebäude (MFH mit 12 WE) als Einzonen-Modell abgebildet. Dadurch vereinfacht sich der Modellierungsaufwand in der Simulationsumgebung deutlich. Es gibt dadurch auch nur einen Versorgungsstrang, ohne Stichleitungen und nur eine Wärmeübergabestation, die für die Bereitstellung des Warmwassers und der Raumwärme verantwortlich ist.

Zum Anderen wurde das Referenzgebäude in zwölf thermische Zonen (je Wohnung eine Zone) unterteilt, wobei jede der Zonen über das Zwei-Leiter Netz mit Stichleitung und einer entsprechende Hydraulikstation versorgt wird.

Für beide Modelle (Einzonen- und Zwölfzonen-Modell) wurde mit den beiden Typen von Hydraulikstationen (A und B) eine Vielzahl von Varianten gerechnet, wobei die Parameter Kollektorfläche und Speichervolumen variiert wurden. Dabei zeigten sich keinerlei Probleme mit dem neuen TRNSYS-Type 808, hinsichtlich der Stabilität und der Rechengeschwindigkeit.

In Summe wurden an die 300 Jahressimulationen gerechnet, womit der Nachweis der Funktionalität innerhalb komplexer Anlagensimulationen gegeben ist. Somit kann mit dem Vorliegenden Modell einer Hydraulikstation eine realitätsgetreue Abbildung von dezentralen Hydraulikstationen und deren Systemintegration gewährleistet werden.

Es steht nun ein validiertes Modul (Type-Beschreibung als auch der Source Code) zur Berechnung von dezentralen Hydraulikstationen in der Simulationsumgebung TRNSYS zur Verfügung und kann für weiterführende Produkt- und Anlagenoptimierungen eingesetzt werden (Heimrath et.al, 2011).

## 10 Ausblick und Empfehlungen

Es ist im gegenständlichen Projekt gelungen, einen Qualitätsstandard von Hydraulikstationen in Zwei-Leiter-Netzen bezüglich Komfort- und Energieeffizienzparameter zu definieren. Somit stehen erstmals Kennzahlen bzw. Benchmarks zur Beurteilung bzw. zum Vergleich von Hydraulikstationen zur Verfügung. Die Qualität der untersuchten Hydraulikstationen ist größtenteils gut, insbesondere im Bereich der Energieeffizienz besitzen einige Produkte aber noch Verbesserungspotenzial. Auch die Untersuchungsergebnisse an speziellen Stationen für Niedertemperaturheizungen sowie für geringe Netzversorgungstemperaturen zeigten gute Ergebnisse.

Des Weiteren wurde mit gegenständlichem Projekt ein erster Schritt in Richtung Normung und Standardisierung von Hydraulikstationen gelegt. Einerseits im Bereich des Qualitätsstandards und andererseits im Bereich einheitlicher Prüfprozeduren. Hier besteht aber in jedem Fall noch erheblicher Handlungsbedarf, da Hydraulikstationen im aktuellen Normungs- und Standardisierungswesen nur peripher Berücksichtigung finden. Aus diesem Grund wird empfohlen, aufbauend auf die Ergebnisse des gegenständlichen Projektes, gezielte und schlussendlich sichtbare Aktivitäten im Bereich der Qualitätssicherung von dezentralen Hydraulikstationen zu setzen.

Im Bereich der Befriedigung des Nutzerkomforts ist der Standard der dezentralen Hydraulikstationen bereits gut entwickelt. Im Bereich der Energieeffizienzsteigerung bestehen aber noch erhebliche Potenziale, die es auszuschöpfen gilt. Insbesondere im Bereich der kombinierten Ausführung von Einzelkomponenten werden zentrale Verbesserungen erwartet, die neben energetischen Aspekten auch die Kompaktheit der Geräte erheblich steigern.

Auch die Entwicklungen im Bereich von Niedertemperaturanwendungen, wo es um die weitere Senkung von Versorgungstemperaturen auf das Notwendigste geht, müssen unbedingt weiter forciert werden. Interessant sind hier bereits angedachte Kombinationen mit Geräten zur kontrollierten Wohnraumlüftung bzw. in Folge interessanter Pumpenentwicklungen die Kombination mit dezentralen Kleinstumwälzpumpen.

Der Einsatz in neuen Anwendungen wie beispielsweise im Bereich des Wohnungsbestandes, bei Passivhäusern, bei Plusenergiehäusern, etc. wird aufgrund der geänderten (oder zusätzlichen) Anforderungen weiters neue Herausforderungen für die Gestaltung und Entwicklung von Hydraulikstationen geben. Dieser Aspekt erscheint insbesondere auch im Bereich von Tourismus- oder Pflegeanwendungen interessant, da gerade bei diesen Anwendungen hinsichtlich Versorgungsgrenzen gänzlich neue Aspekte verfolgt werden müssen. Interessant erscheinen aus heutiger Sicht auch weitere Entwicklungen im Bereich Regelung und Ressourcenverrechnung (Wärme, Wasser), die den Ausführungsstandard von dezentralen Hydraulikstationen erheblich beeinflussen können.

In Kombination mit den vorliegenden neuen Möglichkeiten der simulationstechnischen Abbildung von Wohnungsstationen in Zwei-Leiter-Netzen kann gesagt werden, dass die Projektergebnisse erhebliche Beiträge zu einer beschleunigten und wesentlich breiteren Markteinführung der Technologie leisten können.

## 11 Literaturverzeichnis

DIN 4708, (1994):

Zentrale Wassererwärmungsanlagen, Regeln zur Ermittlung des Wärmebedarfs zur Erwärmung von Trinkwasser in Wohngebäuden, Beuth Verlag, Berlin, Deutschland, 1994.

Fink et al., 2002:

Christian Fink, Richard Riva, Richard Heimrath, Thomas Mach: Endbericht zum Projekt "Solarunterstützte Wärmenetze", Projektteil "Thermische Solaranlagen für Geschoßwohnbauten, AEE INTEC und Institut für Wärmetechnik an der TU-Graz, Gleisdorf, 2002

Fink et al., 2004:

Christian Fink, Richard Riva: Solarunterstützte Wärmenetze im Geschoßwohnbau, Ein Planungshandbuch mit ganzheitlichem Ansatz, 2004, Verlag: Arbeitsgemeinschaft ERNEUERBARE ENERGIE GMBH, Gleisdorf, ISBN 3-901425-11-X

Fink et al., 2007:

Fink C., Riva R., Heimrath R., Halmdienst C., Kaufmann H.: Endbericht MOSOL-NET; Entwicklung von Modular erweiterbaren technischen Lösungen, die eine Wärmeversorgung von Neubaugebieten über Solar unterstützte Nahwärmenetze ermöglichen; AEE INTEC, Gleisdorf, 2007

Haller M., 2006:

Haller M.: Documentation of TRNSYS Type 805: DHW heat exchanger, Version 1.0, Institute of Thermal Engineering, Graz University of Technology, 2006

Haller M., 2007:

Haller M.: Documentation of TRNSYS Type 889 „Adapted PD Controller“, Version 1.0, Institute of Thermal Engineering, Graz University of Technology, 2007

Heimrath R., 2004:

Heimrath R.: Simulation, Optimierung und Vergleich solarthermischer Anlagen zur Raumwärmeversorgung für Mehrfamilienhäuser, Dissertation, Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz, 2004

Heimrath et al., 2006:

Heimrath R., Haller M.: IEA SHC Task 32: Project Report A2 of Subtask A: The Reference Heating System, the Template Solar System, Institute of Thermal Engineering, Graz University of Technology, Inffeldgasse 25b, 8010 Graz, Austria, 2006

Heimrath et al., 2011:

Heimrath R., Heinz A., Kaiser A., Wagner W., Fink C.: Ein Simulationsmodell zur Abbildung dezentraler Wärmeübergabestationen - HeatBoxQuality (Eingereicht), Institut für Wärmetechnik, TU Graz, Inffeldgasse 25b, 8010 Graz, Austria, 2011

Incropera et al., 2002:

Incropera F. P., DeWitt D. P. (2002): Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Fifth Edition, John Wiley & Sons, ISBN 0-471-38650-2

ISO 7730, 1994:

ISO 7730: Moderate thermal environments -- Determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort, International Organization for Standardization (ISO), 1, rue de Varembe, Case postale 56, 1211 Geneva 20, Schweiz, 1994.

Jordan et al., 2001

Jordan U., Vajen K. (2001): Realistisches Trinkwasser-Zapfprofil für bis zu 60 Wohneinheiten, OTTI '01, Tagungsbericht, 11. Symposium Thermische Solarenergie, 9.-11.5. 2001, Staffelstein.

ÖNORM B5019, 2007:

ON Österreichisches Normungsinstitut: Hygienerelevante Planung, Ausführung, Betrieb, Wartung, Überwachung und Sanierung von zentralen Trinkwasser-Erwärmungsanlagen, Austrian Standards Institute, Wien, 2007

ÖNORM EN 12977, 2001:

ON Österreichisches Normungsinstitut: Thermische Solaranlagen und ihre Bauteile - Kundenspezifisch gefertigte Anlagen: Teil 1-3, Österreichisches Normungsinstitut, Heinestraße 38, 1020 Wien, 2001.

Statistik Austria, 2009:

Statistik Austria: Energiestatistik, MZ Energieeinsatz der Haushalte 2007/2008, Statistisches Jahrbuch Österreichs, Bundesanstalt Statistik Österreich, 2009

SEL, 2008:

SEL: TRNSYS 16, A Transient System Simulation Program, V 16.1.0.03, Solar Energy Lab, University of Wisconsin - Madison, USA, 2008

Thür A., 2002:

Thür A.: CEPHEUS-(an)gemessene Ergebnisse, Artikel in der Zeitschrift Erneuerbare Energie, AEE INTEC, Nr. 02-3, Feldgasse 19, 8200 Gleisdorf, 2002

ZAMG, 2001:

Zentralanstalt für Meteorologie und Geodynamik: Wetterdatensätze für Graz, ZAMG, Hohe Warte 38, 1190 Wien, 2001