

Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben LowEx-Fernwärme-Systeme

im Rahmen des Förderkonzeptes



LowEx-Systeme

Breitenanwendung von Niedertemperatur-Systemen als Garanten für eine nachhaltige Wärmeversorgung

Projektleitung: Stadtwerke München

Stephan Henke
Theo Kröper
Jörg Spannig, Projektleiter

Projektbeteiligter 1: Hochschule München

Jürgen Zeisberger
Prof. Dr. Franz Josef Ziegler

Projektbeteiligter 2: EBERT Ingenieure

Dr. Gerhard Braunmiller
Ruth David
Prof Dr. Werner Jensch
Adam Piotrowski

Weitere Beiträge

Manfred Giglinger
Ludwig Langer
Matthias Richter
Edwin Weinmann

30. Dezember 2014

Das diesem Bericht zu Grunde liegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie (BMWi) gefördert. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor.

Projektlaufzeit: 01.09.2010 – 01.09.2013 (verlängert auf 30.06.2014)

Förderkennzeichen: 03ET1005A

Gefördert durch:



Bundesministerium
für Wirtschaft
und Energie

aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

Inhaltsverzeichnis

1	Projekteinführung	5
1.1	Die kommunale Fernwärmeversorgung – Stand der Wissenschaft und Technik.....	5
1.2	Projektbeteiligte	7
1.3	Ziel des Forschungsvorhabens	8
2	MP 1: Die Entwicklung eines anwenderfreundlichen innovativen Planungskonzeptes für Heizungsanlagen	10
2.1	Inhalt, Mitwirkende und Aufbau von MP 1	10
2.1.1	Druckverlustarmes Wärmeverteilsystem mit niedrigen Rücklauf-temperaturen	10
2.1.2.	Einordnung des neuen Planungsansatzes in Bezug auf gängige Praxis	
2.1.3	Auslegung und Konzeption der mess- und regeltechnischen Ausstattung...	22
2.1.4	Veränderungen im Planungsprozess in Hinblick auf die klassischen HOAI Planungsabläufe.....	24
2.2	Erster Einsatz des neu entwickelten Planungskonzeptes bei einem Bestandsgebäude.....	24
2.2.1	Ausgangssituation im Bestandsgebäude.....	24
2.2.2	Versuchsvorbereitende und - begleitende Maßnahmen	30
2.2.3	Erste Vorlauftemperaturenanhebung um 5 K ohne Pumpendruckkompensation	33
2.2.4	Vorlauftemperaturenanhebung mit Pumpendruckkompensation.....	34
2.2.5	Übertragbarkeit auf sanierte Altbauten	38
3	MP 2: Überprüfung innovativer Lösungen zur TWE	39
3.1	Einleitung.....	39
3.1.1	Bedarfsanalyse, theoretische Vorüberlegungen.....	40
3.1.2	Einfluss der Messintervalldauer.....	45
3.1.3	Festlegung von Referenz-Tagesganglinien für den Prüfstand.....	50
3.1.3.1	Lastprofil Trinkwarmwasserverbrauch.....	50
3.1.3.2	Lastprofil Zirkulation	53
3.1.3.3	Lastprofil Heizung	56
3.1.4	Längenbezogene Wärmeverluste von Rohrleitungen.....	58
3.1.5	Wärmeverluste von Zirkulationsleitungen, Zirkulationsabschaltung	60
3.1.6	Gleichzeitigkeitsfaktoren bei Durchflusssystemen.....	63
3.1.7	Geordnete Tagesdauerlinien Warmwasserverbrauch in Abhängigkeit von WE-Anzahl	66
3.1.8	Trinkwasserhygiene.....	73
3.2	Prüfstand	77

3.2.1	Grundlegende Festlegungen	77
3.2.2	Referenztagesgänge	78
3.2.3	Auswahl der zu prüfenden Fernwärmeübergabestationen	79
3.2.4	Beschreibung des Laborprüfstands	81
3.2.5	Beschreibung der Teststationen	90
3.2.5.1	Fernwärmeübergabestation mit Standard-Speicherladesystem (FÜS1) als Referenzobjekt.....	90
3.2.5.2	Fernwärmeübergabestation mit massebehafteter Vorwärmstufe (FÜS2).....	95
3.2.5.3	Fernwärmeübergabestation mit Heizungspufferspeicher und Frischwassersystem (FÜS3)	106
3.2.5.4	Fernwärmeübergabestation mit Durchflusssystem und Heizungseinbindung (FÜS4)	115
3.2.5.5	Fernwärmeübergabestation mit primärseitig beladenen Heizungspufferspeicher und Frischwassersystem (Punef) (FÜS5)	121
3.2.5.6	Fernwärmeübergabestation mit zweistufigem Speicherladesystem (Yados Aqua PR) (FÜS6)	130
3.2.5.7	Fernwärmeübergabestation mit dreistufiger Kaskade (Rosenheimer- Schaltung) (FÜS7).....	140
3.2.6	Zusammenfassung und energetische Bewertung	148
3.2.7	Bewertung des Betriebsverhaltens (Details).....	152
3.2.8	Einfluss der Fernwärmeverlauftemperatur auf die Fernwärmerücklauftemperatur	160
3.2.9	Einfluss der Zirkulationsverluste auf die Fernwärmerücklauftemperatur	167
3.2.10	Betriebsverhalten der Wasserstrahlpumpe.....	171
3.2.11	Weitere Beobachtungen	175
3.2.11.1	Bewertung der verschiedenen Systeme im Hinblick auf die Anforderungen zur Trinkwasserhygiene gemäß DIN EN 1717	177
3.2.11.2	Vorwärmstufen	177
3.2.11.3	Maßnahmen zur Verminderung der Verkalkungsgefahr.....	178
3.2.11.4	Allgemeine Verbesserungsmöglichkeiten	178
3.3	Messungen und Optimierungsmaßnahmen an TWE-Systemen nach SWM-Typ	181
3.3.1	Ausgangssituation	181
3.3.2	Erkannte Probleme der Typ-8 Schaltung.....	182
3.3.3	Vermeidung von Ladekreisüberlastung durch Zirkulationsabschaltung.....	185
3.3.4	Thermostatventil ohne Hilfsenergie im Kaltwasserzulauf der Wasserstrahlpumpe.....	185
3.3.5	Eindrosseln des Ladekreises.....	187
3.3.6	Drehzahlregelung der Ladepumpe	188
3.4	Vermessung weiterer TWE-Anlagen in der Praxis	190
3.4.1	Detailmessung 16 Reihenhäuser	190
3.4.2	Detailmessung MFH 20.....	196

3.4.3	Detailmessung MFH 30b	198
3.4.4	Detailmessung MFH 48	202
3.4.5	Detailmessung MFH 65	204
3.4.6	Detailmessung MFH 90	207
3.4.7	Detailmessung MFH 80	209
3.4.8	Detailmessung MFH 84	211
3.4.9	Detailmessung MFH 290	213
3.5	Zusammenfassende Empfehlungen zur zukünftigen Projektierung von TWE-Systemen	215
3.5.1	Trinkwassererwärmung bei Fernwärme und anderen Erzeugungsvarianten.....	215
3.5.2	Hygiene	215
3.6	Mehrkosten innovativer TWE-Systeme	216
4	MP 3: Monitoring	220
4.1	Datenerfassung bei Kundenanlagen	221
4.1.1	Aktuelle Datenerfassungssysteme der SWM	221
4.1.1.1	Stationäre Wärmemengenzähler.....	221
4.1.1.2	Mobile Messungen	227
4.1.2	Gesetzliche Richtlinien zur Einhaltung des Datenschutzes und deren Einfluss auf das Projekt.....	232
4.1.3	Ausarbeitung eines einheitlichen Konzeptes zur Strukturierung der messtechnischen Datenerfassung	233
4.2	Einsatz neuer Zählersysteme für Smart-Metering	234
4.3	Visualisierungstool für die Betriebsdiagnose	234
4.3.1	Überprüfung der bereits bei Ebert Projekten (InProG/OASE) verwen- deten Konzepte hinsichtlich ihrer Anwendbarkeit auf Fernwärmegebiete	235
4.3.2	Ausarbeitung der notwendigen Typicals für eine einheitliche Datenerfassung	240
4.4	Einsatz und Test des Monitoring-Systems bei ausgewählten Kundenanlagen der SWM Anlagen	255
4.4.1	Erkenntnisse aus dem Monitoring (Fallstudien).....	255
4.4.1.1	Detailmessung Studentenwohnheim mit 545 Wohnplätzen BJ 2005	256
4.4.1.2	Detailmessung Mehrfamilienhaus mit angebundenen Reihenhäusern	268
4.4.1.3	Detailmessung Mehrfamilienhaus	275
4.5	TOP 10 der Planungs- und Ausführungsfehler.....	280
5	MP 4: Implementierung innovativer Fernwärme-Verlegetechniken	281
5.1	Einführung	280
5.2	Rahmenbedingungen für Einsatz und Verlegung von Niedertemperaturverteilnetzen	283

5.3	LowEx – Verlegetechniken	288
5.4	Planung und Entwicklung des Verteilnetzes	290
5.5	Netzbetrieb	303
5.6	Kosten des Niedertemperaturnetzes	306
5.7	Energetische Untersuchung des Gesamtsystems	309
5.8	Zusammenfassung MP 4.....	317
6	MP 5: LowEx Anwender-Handbuch.....	321
6.1	Warum LowEx-Netze?.....	321
6.1.1	Ausgangssituation	321
6.1.2	Vorteile von LowExWärmeverteilung für Erzeugung und Umwelt	323
6.1.2.1	Konventionelle Wärmeerzeugung	323
6.1.2.2	Kraftwärmekopplungsanlagen	324
6.1.2.3	Wärmepumpen	325
6.1.2.4	Solarenergienutzung	326
6.1.2.5	Geothermalwärmenutzung	327
6.1.2	Vorteile niedriger Netztemperaturen bei der Netzverlegung.....	328
6.1.3	Vorteile niedriger Temperaturen für die Druckhaltung.....	329
6.1.4	Vorteile niedriger Temperaturen für den Kunden	330
6.2	Neukonzeption von LowEx-Netzen.....	331
6.2.1	Festlegung der Temperaturparameter.....	331
6.2.2	Maßnahmen zur Erzielung der angestrebten Rücklauftemperatur	334
6.2.2.1	Vertragliche Fixierung der Rücklauftemperatur	334
6.2.2.2	Größtmögliche wärmeabgebende Flächen, Flächenheizung	335
6.2.2.3	Wahl des Trinkwassererwärmungssystems	335
6.2.2.4	vertraulich	336
6.2.2.5	Beratung zu technischen Möglichkeiten	337
6.2.2.6	Technische Möglichkeiten zur Erzielung niedriger Rücklauftemperaturen	337
6.3	Temperaturabsenkung in bestehenden Netzen.....	339
6.3.1	Vorlauftemperaturabsenkung im Bestand	339
6.3.2	Rücklauftemperaturabsenkung im Bestand.....	340
6.3.2.1	Bedeutung des heißesten Rückspeisers	341
6.3.2.2	Identifizierung heißer Rückspeiser	342
6.3.2.3	Wärmeversorgung aus dem Rücklauf	345
6.3.2.4	Einfluss der Trinkwassererwärmung auf die Sammelrücklauftemperatur	347
6.4	Zentrale Trinkwassererwärmungssysteme mit niedrigen Rücklauftemperaturen	352
6.4.1	Gemessene Warmwasser- Bedarfs und Zirkulationswerte.....	352
6.4.2	Vorüberlegungen zur Trinkwassererwärmung mit niedrigsten Rücklauftemperaturen	355
6.4.3	Praktische Ausgestaltung zukünftiger innovativer	

Trinkwassererwärmung	360
Abbildungsverzeichnis	363
Tabellenverzeichnis	380
Literaturverzeichnis	382

Abkürzungsverzeichnis

A	[Einheit] Ampere
BMWi	Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie
BDSG	Bundesdatenschutzgesetz
DIN	Deutsches Institut für Normung
DP	Datenpunkt
DVGW	Deutscher Verein des Gas- und Wasserfaches
EduOP	Education Center – Betriebsoptimierung versorgungstechnischer Anlagen
EFH	Einfamilienhaus
EnEff-Schulen	Energieeffiziente Schulen
EnEff-Wärme	Pilotprojekt Ismaning
EnEV	Energieeinsparverordnung
EnSan	Wissenschaftliches Begleitprojekt zum Förderkonzept Energetische Verbesserung der Bausubstanz
FQS	Funktionale Qualitätssicherung
FU	Frequenzumformer
FÜS	Fernwärmeübergabestation
FW	Fernwärme
GLT	Gebäudeleittechnik
HK	Heizkörper
HoEff	Die Hochschule auf dem Weg zu einem energieeffizienten Gebäudebetrieb
inProG	interaktive Prognose des energetischen Gebäudebetriebs
K	[Einheit] Kelvin
kPa	[Einheit] Kilopascal
kW	[Einheit] Kilowatt
KWK	Kraft-Wärme-Kopplung
MESG	Membrankonstruktionen zur energetischen Sanierung von Gebäuden
MFH	Mehrfamilienhaus

MP	Maßnahmenpaket
MW	Messwert
OASE	Optimierung der Automationsfunktionen betriebstechnischer Anlagen mit Hilfe der dynamischen Simulation als Energie-Management-System
OASE II	Betriebsprognose und Betriebsdiagnose im Praxistest im Rahmen des Förderkonzeptes EnSan – Energetische Verbesserung der Bausubstanz
ObjektID	Objekt-Identifikationsnummer
Pa	[Einheit] Pascal
PID	proportional-integral-derivative (Regler)
RLT	Raumluftechnik
SWM	Stadtwerke München
T _{AU}	Außentemperatur
T _{RL}	Rücklauftemperatur
T _{VL}	Vorlauftemperatur
TWE	Trinkwassererwärmung
TWW	Trinkwarmwasser
TWZ	Trinkwarmwasser-Zirkulation
TUM	Technische Universität München
V	[Einheit] Volt
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
WE	Wohneinheit
WEG	Wohnungseigentümergeinschaft
WLG	Wärmeleitgruppe
WMZ	Wärmemengenzähler
WT	Wärmetauscher

Verwendete Symbole

V_{FW}	entzogenes Fernwärmeevolumen	$[l/d]$
$\dot{V}_{FW,max}$	maximaler Fernwärmeevolumenstrom	$[l/min]$
$\dot{V}_{FW,min}$	minimaler Fernwärmeevolumenstrom	$[l/min]$
\dot{V}_Z	Zirkulationsvolumenstrom	$[l/min]$
\dot{V}_{Hzz}	Heizungsvolumenstrom	$[l/min]$
\dot{V}_{FW}	Fernwärmeevolumenstrom	$[l/min]$
Q_{FW}	entzogene Fernwärme- Wärmemenge	$[kWh/d]$
$\dot{Q}_{FW,max}$	maximale Fernwärmeleistung	$[kW]$
$\dot{Q}_{FW,min}$	minimale Fernwärmeleistung	$[kW]$
$T_{FW,RL,vol.mitt} - T_{WK}$	volumengemittelte Fernwärme-Rücklauf- temperatur über der Kaltwassertemperatur	$[K]$
$T_{FW,VL}$	Fernwärme-Vorlauf-temperatur	$[°C]$
$T_{FW,RL}$	Fernwärme-Rücklauf-temperatur	$[°C]$
$T_{FW,RL,min}$	minimale Fernwärme-Rücklauf-temperatur	$[°C]$
$T_{FW,RL,max}$	maximale Fernwärme-Rücklauf-temperatur	$[°C]$
$T_{Hzz,VL}$	Heizungsvorlauf-temperatur	$[°C]$
$T_{Hzz,RL}$	Heizungsrücklauf-temperatur	$[°C]$
$T_{TWW,min}$	minimale Trinkwarmwassertemperatur	$[°C]$
$T_{TWW,max}$	maximale Trinkwarmwassertemperatur	$[°C]$
$T_{TWE,vol.mitt}$	volumengemittelte Kaltwassertemperatur	$[°C]$

T_{TWW}	Warmwassertemperatur	[°C]
T_{TWR}	Kaltwassertemperatur	[°C]
T_{TWZ}	Zirkulationstemperatur	[°C]
T_A	Außentemperatur	[°C]
$V_{Pers.,d}$	Warmwasserverbrauch je Person und Tag	[l/Pers.* d]
V_{TWW}	Trinkwarmwasserzapfmenge	[l/d]
V_{TWZ}	Zirkulationsvolumen	[l/d]
Q_{Hszg}	Heizwärmeenergie	[kWh/d]
Q_{TWW}	Trinkwarmwassererwärmungsenergie	[kWh/d]
Q_{TWZ}	Zirkulationsverluste	[kWh/d]
Q_V	Wärmeverluste	[kWh/d]
$Q_{\%}$	prozentuale Wärmeverlustenergie	[%]
W_{el}	Stromverbrauch	[kWh/d]
$l_{60°C}/(vp d)$	Verbrauch von 60-gradigem Wasser pro Voll- Person und Tag	[l/vpd]
$l_{60°C}/(WE d)$	Verbrauch von 60-gradigem Wasser pro Wohn- Einheit und Tag	[l/WE d]

1. Projekteinführung

1.1 Die kommunale Fernwärmeversorgung – Stand der Wissenschaft und Technik

Heute sind energiesparende Technologien, auch mit Einbeziehung von erneuerbaren Energien, weit verbreitet und deren Energieeinsparpotentiale in Theorie und Praxis weitreichend bekannt. Es gibt jedoch bisher kein anwendungsreifes System, mit dem eine Technik der regenerativen Energieerzeugung und niedrig-exergetischer Fernwärmeversorgung, ein sogenanntes LowEx-System, so effizient betrieben werden kann, dass das Energiepotential über die gesamte Wirkungskette zufriedenstellend genutzt werden kann. Dieses Entwicklungspotential wurde in dem Forschungsprojekt mit dem Titel: „EnEff: Wärme – LowEx-Fernwärme-Systeme – Breitenanwendung von Niedertemperatursystemen für eine nachhaltige Wärmeversorgung“ intensiv untersucht.

Das Schlüsselwort des obigen Titels LowEx steht für „Low Exergy“. Energie besteht aus Exergie und Anergie; dabei kann nur Exergie für jegliche technische Anwendungen, insbesondere Arbeit, genutzt werden, wobei Anergie nicht in Exergie umgewandelt werden kann. Die Größe des Exergieflusses steigt mit der Höhe der Temperaturdifferenz zweier wärmeübertragender Medien, somit wird Exergie als der wertvolle und nutzbare Anteil der Energie bezeichnet. Eine Betrachtung der Exergie kann aufzeigen, in welcher Größe und an welcher Stelle bei Energiewandlungsprozessen Ineffizienzen auftreten können und wie die Quantität und die Qualität eines Energiestromes beschaffen sind. Somit können unterschiedliche Energieformen mit einer gemeinsamen Basis verglichen werden, unabhängig einer fossilen oder regenerativen Herkunft.

Bisherige Forschungsvorhaben konnten in den Bereichen der Gebäudebeheizung und Trinkwassererwärmung (TWE) ein ausgedehntes und bisher weitgehend ungenutztes Anwendungsfeld von LowEx-Systemen erkennen. Mit seinen Arbeiten zum Exergy Fingerprint stellte das Fraunhofer Institut „UMSICHT“ in Oberhausen diesen Zusammenhang transparent und allgemeinverständlich dar. Eine sinnvolle Auswahl der Anlagentechnik könnte den Großteil des erforderlichen Energiebedarfs eines Gebäudes zukünftig unter Schonung exergiereicher Energieformen (z.B. fossiler Energieträger) auch mit weitgehend niedrig-exergetischer Energie bereitstellen. Je niedriger dabei das Temperaturniveau des Wärmeverteilnetzes angesetzt wird, desto höher kann der Anteil von LowEx-Wärmequellen sein. Die TWE ist in diesem Zusammenhang, aufgrund der vorgegeben Mindesttemperaturen, ein signifikanter Faktor, der eine Einbeziehung in die energetische Betrachtung fordert. Untersuchungen und Forschungsansätze,

die den Fokus alleine auf die Wärmeversorgung unter Vernachlässigung der Trinkwarmwassersysteme legen, wurden als nicht zulässig erachtet.

Gelänge eine solche Verschiebung der Wärmeversorgung hin zu niedrigeren Temperaturniveaus, könnten vorgelagerte Erzeugungsanlagen erheblich effizienter arbeiten.

Die Stadtwerke München (SWM) konnten zeigen, dass die im Jahr 2004 in Betrieb genommene Kraftwerksanlage GUD II infolge der Dampfnetzumrüstung im Endausbau etwa 164 GWh/a mehr Strom erzeugt, als bei einer Beibehaltung des Dampfnetzes produziert hätte werden können. Ein zentrales Ergebnis des SWM-Forschungsvorhabens „Strukturoptimierung leitungsgebundener Energieträger“ ist die Darstellung des Zusammenhangs zwischen höchsten Stromkennziffern eines neu konzipierten Kraft-Wärme-Kopplung-Kraftwerks (KWK) mit niedrigsten Wärmeverteilttemperaturen.

Die Forderung nach einer sparsamen Verwendung fossiler Energieträger in der Zukunft ist omnipräsent. Damit rückt auch die Bedeutung von energieeffizienten Wärmeverteilsystemen unter Anwendung von niedrig-exergetischer Systemen zur Absenkung der Rücklauftemperaturen immer weiter in den Vordergrund. Derzeit sind jedoch kaum konkrete Vorschläge umsetzbar, wie ein LowEx-System im Gebäude kostenoptimal zu realisieren ist. Entsprechende Anfragen an industrielle Hersteller nach Systemen von Warmwasserbereitern, die niedrigste Rücklauftemperaturen gewährleisten können, bleiben auch heute noch weitgehend unbeantwortet.

1.2 Projektbeteiligte

Die beiden Projektpartner „Hochschule für angewandte Wissenschaften München“ und „Ebert-Ingenieure GmbH & Co. KG“ arbeiteten gleichberechtigt als Unterauftragnehmer der Auftraggeberin SWM Services GmbH. Dabei lag der Aufgabenschwerpunkt der Hochschule München auf den Untersuchungen zur Trinkwassererwärmung im Maßnahmenpaket 2, insbesondere im Aufbau und Verwendung eines Prüfstandes zur Beurteilung von TWE-Anlagen. Außerdem lieferte die Hochschule München den theoretischen Hintergrund für das druckverlustarme Verteilsystem (Maßnahmenpaket 1). Aufgabe des Projektpartners Ebert-Ingenieure waren die Monitoring-Maßnahmen nach Maßnahmenpaket 3, hier insbesondere die innovative graphische Umsetzung der Messergebnisse in Form von Carpet-Plots, sowie die einleitende Koordination der Versuche zum druckverlustarmen Wärmeverteilsystem (Maßnahmenpaket 1). Nach weitgehend abgeschlossenen theoretischen Vorarbeiten zum Maßnahmenpaket 1 und 3 musste der Projektpartner Ebert-Ingenieure im Sommer 2013 Insolvenz anmelden und schied aus dem Forschungsvorhaben aus. Verbliebene praktische Untersuchungen und Betriebsoptimierungen wurden im Anschluss unter Mitarbeit diverser Ingenieurbüros und Heizungsbauunternehmen durchgeführt.

Die Auftraggeberin Stadtwerke München koordinierte die Untersuchungen und übernahm die Federführung für das innovative Verlegesystem (Maßnahmenpaket 4), die operativen Feldversuche und Messungen einschl. MP1 sowie den Schlussbericht einschl. LowEx-Anwender-Handbuch (Maßnahmenpaket 5).

Der Zusammenschluss von Projektpartnern aus den Bereichen Energieversorgung, Hochschule und Planungsbüros stellte ein solides Fundament dar, um theoretische Erkenntnisse zu gewinnen und sofort konstruktiv in die Praxis umzusetzen. Durch den intensiven Praxisbezug und Kundenkontakt der Stadtwerke München konnten nicht nur gezielt geeignete Gebäude zur Datenerfassung gefunden werden, etliche Projektergebnisse wurden von SWM auch zeitnah und teilweise mehrfach in die Praxis umgesetzt.

Vor und während der Laufzeit des Forschungsvorhabens standen die Projektbeteiligten in einem intensiven Austausch mit interessierten Planern, Errichtern und Betreibern von Fernwärme-Übergabe-Stationen, insbesondere Trinkwassererwärmungssystemen. Beflügelt durch die Münchner Dampfnetzumrüstung und die wirtschaftliche Notwendigkeit niedrigster Rücklaufemperaturen im Geothermalnetz Neuriem ist im Großraum von München in den letzten Jahren ein regelrechter Think-Tank in Sachen

Rücklauf Temperaturabsenkung entstanden. Zu nennen sind hier z. B. die Stadtwerke Rosenheim und Augsburg, der Komponentenhersteller Yados, die Münchner Wohnungsbaugesellschaft Gewofag, das Münchner Bauzentrum sowie diverse Ingenieurbüros in und um München. Wertvolle Anstöße bezog das LowEx-Projekt natürlich auch vom Arbeitskreis Rücklauf Temperaturabsenkung der AGFW.

1.3 Ziel des Forschungsvorhabens

Das Gesamtziel des Forschungsvorhabens mit dem Titel „LowEx-Fernwärmesysteme – Breitenanwendung von Niedertemperatursystemen für eine nachhaltige Wärmeversorgung“ lag in der Entwicklung und Optimierung von Niedertemperatursystemen in Gebäuden, um eine signifikante Rücklauf Temperaturabsenkung und damit Effizienzsteigerung beginnend bei der Erzeugung bis zum Verbraucher zu ermöglichen. Der erforderliche Energiebedarf zur Bereitstellung von Heizwärme und Trinkwarmwasser darf zukünftig nicht mehr durch die Verbrennung von fossilen Energieträgern gedeckt, sondern sollte mit einem minimalen Exergieaufwand aus bestehenden Niedertemperaturreservoirs oder der Kraft-Wärme-Kopplung gewährleistet werden. Hierbei mussten zunächst Rücklauf Temperatur-Störgrößen des Fernwärmenetzes, wie z. B. die Trinkwarmwasserzirkulation in den Fokus genommen werden und Lösungsansätze zur Vermeidung bzw. Minimierung solcher Störgrößen erarbeitet, getestet und dokumentiert werden.

Die Durchführung des Forschungsvorhabens erfolgte in fünf parallel bearbeiteten Maßnahmenpaketen. Die Entwicklung eines innovativen Planungskonzeptes für zentrale Heizungsanlagen und deren erste Umsetzung in der Praxis stand im ersten Paket im Vordergrund. Die Überprüfung von innovativen Lösungen zur Trinkwarmwasserbereitung und deren messtechnische Erprobung im Labor und bei Kundenanlagen standen im Fokus des zweiten Maßnahmenpaketes. Das dritte Arbeitspaket befasste sich mit einem Monitoring bestehender Kundenanlagen mit dem Primärziel, neue, innovative Möglichkeiten der Datenauswertung aufzuzeigen und eine Aufstellung der häufigsten Planungs- und Ausführungsfehler zu ermöglichen. Darüber hinaus lieferte Das Maßnahmenpaket „Monitoring“ die Datenbasis der vier anderen Pakete. Im vierten Arbeitspaket wurden innovative Fernwärme-Verlegetechniken betrachtet und bei einem realen Neubauprojekt im Nord-Osten von München als Lernort für LowEx-Systeme umgesetzt. Eines der im Paket 2 entwickelten innovativen Trinkwassererwärmungssysteme konnte in Paket 4 erstmalig in der Praxis umgesetzt und intensiv messtechnisch begleitet werden. Maßnahmenpaket 5 zielte darauf ab, in einem Leitfaden die Erkenntnisse der vorangegangenen Arbeitspakete sowie bereits bekannte Aspekte von Low-Ex-Netzen in kompakter Form wiederzugeben. Insbesondere wurden darin elementare Zusammenhänge und Grundlagen der Trinkwassererwärmung mit

niedrigsten Rücklauftemperaturen zusammengefasst und konkrete Hinweise für die Konzeption zukünftiger TWE-Systeme gegeben.

Das Forschungsvorhaben war im Vorfeld grob terminlich geplant und wurde von den Projektbeteiligten weitgehend parallel und eigenverantwortlich durchgeführt. Insbesondere bei erforderlicher Zuarbeit oder Zustimmung von dritter Seite zeigten sich regelmäßig die Grenzen vorheriger Planung: Ob und wann ein finanziell nicht beteiligter Partner seine Immobilie für Versuche im Rahmen des Forschungsvorhabens zur Verfügung stellt, steht alleine in seinem Ermessen und ist nicht planbar. So gestaltete sich insbesondere die Suche nach einem geeigneten Objekt zur Umsetzung von MP 1 anfänglich sehr schwierig und endete schließlich bei dem „naheliegenden“ Konzept, das eigene Verwaltungsgebäude der Stadtwerke München schrittweise auf druckverlustarme Fahrweise umzustellen. Insbesondere für Maßnahmenpaket 4, innovative Verlegetechnik, erwies sich die Projektlaufzeit von gut vier Jahren als eher zu kurz als zu lang.

2 MP 1: Die Entwicklung eines anwenderfreundlichen innovativen Planungskonzeptes für Heizungsanlagen

2.1 Inhalt, Mitwirkende und Aufbau von MP 1

Das erste Maßnahmenpaket dieses Forschungsprojektes beinhaltet verschiedene Arbeitsschritte, an denen die Projektpartner Ebert-Ingenieure, das Planungsbüro Giglinger und die Hochschule München sowie der Auftraggeber SWM mitwirkten. Die Entwicklung eines innovativen Planungskonzeptes für Heizungsanlagen, dem Druckverlustarmen Wärmeverteilsystem, war das primäre Ziel dieses Arbeitspaketes. Die anschließende praktische Umsetzung an einem realen Objekt diente der Überprüfung der entwickelten theoretischen Ansätze und dem messtechnischen Nachweis der damit in der Praxis erzielbaren Rücklauf Temperaturabsenkung. Durch Anwendung des Konzeptes in einem bestehenden Gebäude konnte gezeigt werden, dass das Druckverlustarme Wärmeverteilsystem keineswegs nur bei der Neubauplanung sondern auch nachträglich im sehr viel größeren Bereich von Bestandsgebäuden umgesetzt werden kann.

In dem folgenden Kapitel 2.1.1 „Druckverlustarmes Wärmeverteilsystem mit niedrigen Rücklauf Temperaturen“ wird ein aktueller Auszug einer Veröffentlichung von Prof. Dr. Franz-Josef Ziegler zitiert, die in der 8. Auflage des Buches mit dem Titel „Projektierung von Warmwasserheizungen“ von Prof. Dipl.-Ing. Wolfgang Burkhardt, Prof. Dr.-Ing. Roland Kraus und Prof. Dr.-Ing. Franz-Josef Ziegler erschienen ist [Burk]. Hierbei ist zu beachten, dass sich die Quellangaben sowie die Nummerierungen der Abbildungen und Tabellen im zitierten Bereich auf den Originaltext des Buches beziehen.

2.1.1 Druckverlustarmes Wärmeverteilsystem mit niedrigen Rücklauf Temperaturen

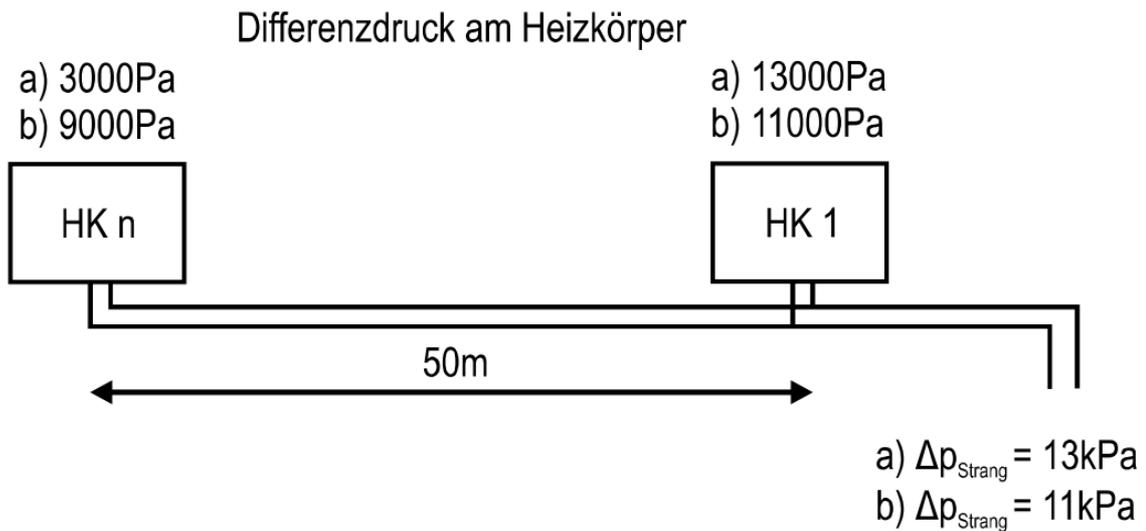
Vorgestellt wird ein neuer Planungsansatz, um die Planung von Heizungsanlagen zu vereinfachen und die Fehlerhäufigkeit bei der Ausführung zu reduzieren. In verschiedenen Forschungsprojekten wurden die Optimierungsmöglichkeiten bei Heizungsanlagen im Bestand untersucht. Als ein gravierender Mangel wurde festgestellt, dass nur bei deutlich weniger als 10% der Anlagen ein hydraulischer Abgleich durchgeführt wurde [Quelle 10-7]. Die Folgen des fehlenden hydraulischen Abgleichs sind unter anderem:

- Erhöhte elektrische Leistungsaufnahme der Umwälzpumpe
- Strömungsgeräusche in Ventilen
- Durch starke Überversorgung einzelner Heizkörper kann ein Zweipunktregelverhalten bei den Thermostatventilen auftreten
- Langer und ungleichmäßiger Aufheizvorgang nach dem Absenkbetrieb

- Leistungsüberdimensionierung führt zu Mehrverbrauch
- Hohe Rücklauftemperaturen

Die vielfältigen Probleme in der Hydraulik von Heizungsanlagen zeigen, dass die Planung und Ausführung von Heizungsanlagen in vielen Fällen mangelhaft ist. Die mögliche Primärenergieeinsparung beträgt bei der Optimierung der Anlagentechnik im Mittel 7 kWh/(m²a). Die zu erwartende Einsparung ist deutlich größer, wenn die Heizungsanlagenoptimierung kombiniert mit einer baulichen Verbesserung bzw. in neuen Gebäuden durchgeführt wird. Die Primärenergieeinsparung beträgt dann im Mittel 10 kWh/(m²a). Immer besser gedämmte Gebäude in Kombination mit traditioneller, suboptimaler Anlagentechnik führen zu noch größerer Vergeudung von Heizenergie, da das Einsparpotenzial mit besserem Baustandard zunimmt.

Im Zentrum des neuen Planungsansatzes zum Druckverlustarmen Verteilnetz steht die Erzielung hoher Spreizungen und damit verbunden kleinsten Heizvolumenströmen durch möglichst hohe Vorlauftemperaturen. Die Thermostatventile weisen dadurch eine hohe Ventilautorität auf (s. Abschnitt 10.7.2) und können bei Heizkörpern mit bereits integrierten Ventilen vom Hersteller auf Standardanschlussbedingungen voreingestellt werden. Auf den hydraulischen Abgleich je Heizkörper vor Ort kann bei richtiger Anwendung dieses Planungsansatzes auch bei größeren Gebäuden verzichtet werden. Der neue Planungsansatz soll mit Hilfe von Bild 10.29 erläutert werden. Dargestellt ist die typische Geschoßverteilung in einem Verwaltungsgebäude mit einer maximalen Länge von 50 m. Die zu transportierende Wärmeleistung beträgt in diesem Abschnitt beispielhaft 5,2 kW und entspricht bei einer Raumtiefe von 3 m einer spezifischen Heizlast von ca. 35 W/m². Bei herkömmlicher Auslegung, Systemtemperaturen 55/45°C (VL/RL), beträgt das Druckgefälle bei der gewählten Rohrleitung (22x1; da = 22 mm, s = 1 mm) $R = 100 \text{ Pa/m}$ und für die gesamte Geschoßverteilung $\Delta p = 10 \text{ kPa}$. Ohne hydraulischen Abgleich ist der Differenzdruck am entferntesten Heizkörper (HK n) wesentlich niedriger als beim ersten Heizkörper (HK 1). Bei einer Auslegung 70/40°C verringert sich der Volumenstrom und bei gleicher Rohrdimensionierung beträgt der Druckverlust der Geschoßverteilung bei gleicher Rohrleitungsdimension nur noch 1.700 Pa. Infolge des geringen Druckverlustes ist der Differenzdruck an den Heizkörpern mit $10 \pm 1 \text{ kPa}$ auch ohne hydraulischen Abgleich nahezu konstant.



Heizkreis $\dot{Q} \approx 5,2 \text{ kW}$

a) Auslegung 55/45°C: $\dot{m} = 450 \text{ kg/h}$ $R_{22 \times 1} = 100 \text{ Pa/m}$ $\Delta p_{100\text{m}} = 10000 \text{ Pa}$

b) Auslegung 70/40°C: $\dot{m} = 150 \text{ kg/h}$ $R_{22 \times 1} = 17 \text{ Pa/m}$ $\Delta p_{100\text{m}} = 1700 \text{ Pa}$

Abb. 2.1 Vereinfachtes Zahlenbeispiel zum hydraulischen Abgleich bei einer Geschößverteilung (Bild 10.29)

Mit zunehmender Temperaturspreizung und größerer Ventilautorität verbessert sich zudem die Regelcharakteristik eines Thermostatventils mit linearer Kennlinie. Bei herkömmlicher Auslegung 55/45 °C und einer geringen Ventilautorität beträgt die Wärmeleistung bei nahezu geschlossenem Ventil (Ventilhub 10 %) noch etwa 43 % (Bild 4.2). Bei einer erhöhten Temperaturspreizung und einer Ventilautorität von $a=0,7$ beträgt die Wärmeleistung nur mehr 18 %. Je höher die Ventilautorität, umso mehr nähert sich die Regelcharakteristik der „idealen“ linearen Kennlinie an. Das heißt, dass die Wärmeleistung proportional zum Ventilhub ist. Betrachtet man einen Gebäudeteil mit mehreren wie in Bild 10.29 dargestellten beheizten Geschossen und einer differenzdruckarmen vertikalen Anbindung ($\Delta p < 1000 \text{ Pa}$), so kann dieser Abschnitt mit einem Differenzdruck von $\Delta p_0 = 12 \text{ kPa}$ mit Hilfe eines Differenzdruckreglers (s. Bild 10.15), der für den Abgleich der Stränge untereinander sorgt, angebunden werden. Ein weiterer hydraulischer Abgleich im Wärmeverteilnetz ist nicht erforderlich, da die verfügbare Druckdifferenz an jedem Heizkörper $10 \pm 2 \text{ kPa}$ beträgt.

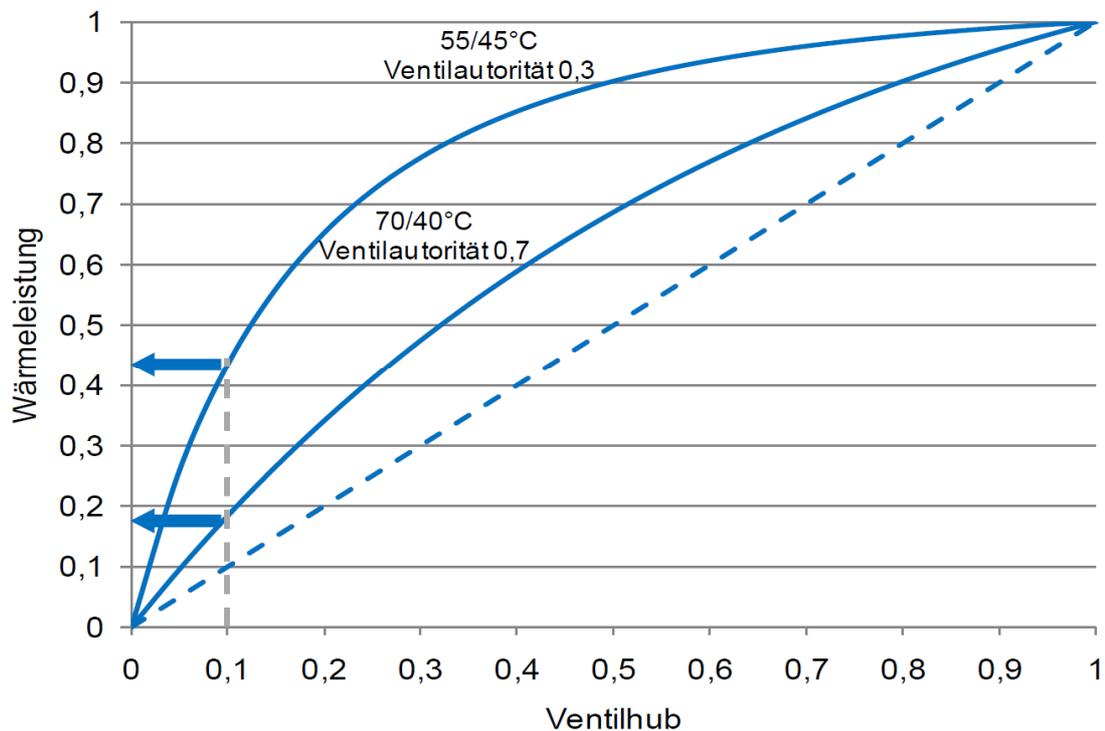


Abb. 2.2 Regelcharakteristik eines Thermostatventils in Abhängigkeit von der Temperaturspreizung (Bild 10.30)

In Bild 10.31 ist der Heizmittelstrom durch ein Thermostatventil bei einer Auslegung 70/40°C in Abhängigkeit von der Regeldifferenz dargestellt. Auch ohne hydraulischen Abgleich liegt der Heizmittelstrom auch am entferntesten Heizkörper (HK n) bei einer Regeldifferenz von 3 K und einer verfügbaren Druckdifferenz von 8 kPa nur um 10% unter dem Mittelwert. Der erste Heizkörper am Beginn des Strangs weist eine Druckdifferenz von 12 kPa auf und einen Heizmittelstrom, der 10% über dem Mittelwert liegt. Bei normalerweise geringen Regeldifferenzen ist der Unterschied der Heizmittelströme von HK 1 und HK n ebenso gering. Wenn der Heizmittelstrom beim entferntesten Heizkörper im Aufheizvorgang um 10% unter dem Mittelwert aller Heizkörper liegt, dann beträgt die Leistungsminderung nur ca. 4%, da sich hier eine größere Temperaturspreizung einstellt. Somit ist ein gleichmäßiges Aufheizen aller Räume gewährleistet.

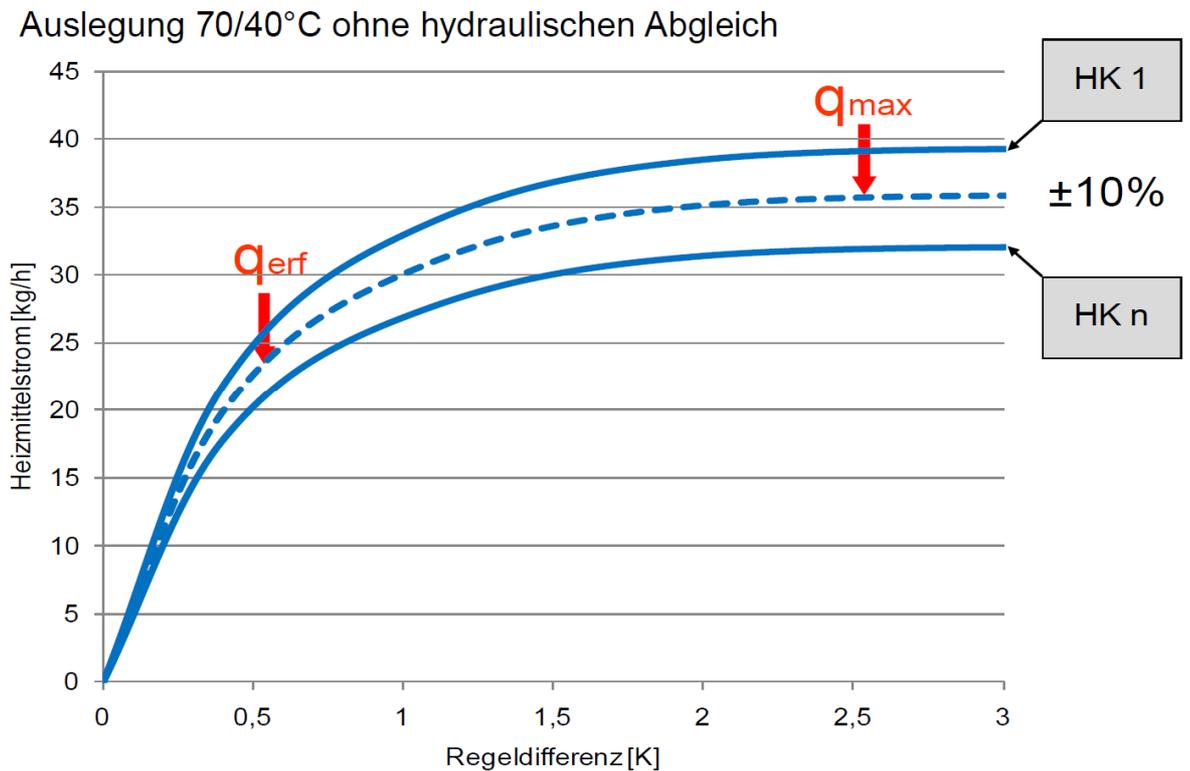


Abb. 2.3 Massenstrom durch die Heizkörper bei Auslegung 70/40°C ohne hydraulischen Abgleich (Bild 10.31)

In Analogie zur Stromversorgung erfolgt die Wärmeversorgung bei diesem Planungsansatz über eine „Standard-Steckdose“.



230 V 16 A

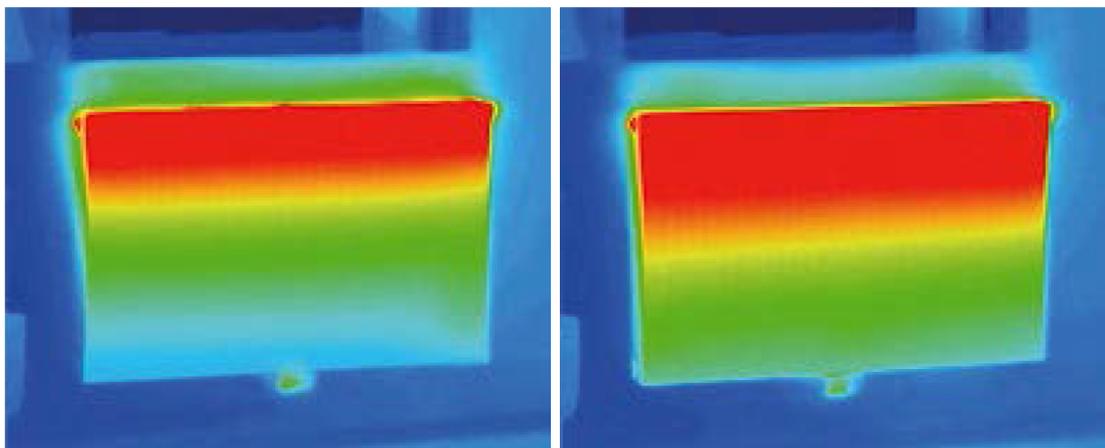


10 kPa 100 l/h

Abb. 2.4 Analogie: einheitliche Stromsteckdose, einheitliche „Wärmesteckdose“

Bei der Stromversorgung beträgt die verfügbare Potentialdifferenz 230 ± 10 V in Abhängigkeit von der Entfernung zum Verteilerschrank. Entsprechend dem gewählten Leitungsquerschnitt ist der Anschluss auf eine maximale Stromstärke von z. B. 16 A abgesichert. Bei einer Heizungsanlage, die nach diesem

Planungsansatz konzipiert wird, ist an jedem Heizkörperanschluss eine Potentialdifferenz von 10 ± 2 kPa und ein maximaler Volumenstrom von 100 l/h verfügbar. Bei einer Auslegung 70/40°C ist damit eine maximale Wärmeleistung von 3,5 kW je Heizkörper verfügbar. Die Länge der horizontalen Geschossverteilung sollte dabei 50 m nicht überschreiten. Diese Anforderung stellt in der Regel kein Problem dar, da große Gebäude entsprechend der zulässigen Länge der Fluchtwege und der Größe der Brandabschnitte gegliedert sind. Bei einer Auslegung 70/40°C sind Plattenheizkörper mit serieller Durchströmung vorteilhaft, da die Heizflächen auf der Raumseite ein höheres Temperaturniveau und eine höhere Wärmeabgabe durch Strahlung aufweisen.



- parallel durchströmt
- seriell durchströmt

Abb. 2.5 Thermografieaufnahme eines parallel und eines seriell durchströmten zweilagigen Plattenheizkörpers

Eine Vereinfachung in der Planung und Ausführung stellen Heizkörper mit Mittenanschluss dar. Bereits in der Rohbauphase kann die „Standard-Steckdose“, die Heizkörper-Anschlussbox, mittig unter dem Fenster in das Mauerwerk eingesetzt werden, ohne Kenntnis der genauen Abmessungen des Heizkörpers und der Anordnung des Thermostatventils. Wird an Stelle des o. g. Differenzdruckreglers (Bild 10.15) eine geregelte Strangpumpe eingesetzt, so können von einer Hauptverteilung im Keller mehrere Gebäudeteile mit denselben Auslegungstemperaturen versorgt werden (Bild 10.32). Der Platzbedarf für die Wärmeverteilung im Kellergeschoß und auch in der Heizzentrale wird dadurch deutlich geringer. Mit Hocheffizienzpumpen wird der Hilfsenergiebedarf verringert, da der für die Differenzdruckregler erforderliche Vordruck je Strang entfällt. Wichtig dabei ist, dass nicht wie üblich die Förderhöhe der Pumpe konstant gehalten wird, sondern über einen Differenzdruckgeber der Differenzdruck zwischen Vor- und Rücklauf erfasst wird und dieser konstant gehalten wird. Laständerungen in der Hauptverteilung im Keller oder der Heizzentrale haben dadurch keinen Einfluss auf den verfügbaren Differenzdruck im Gebäudeabschnitt.

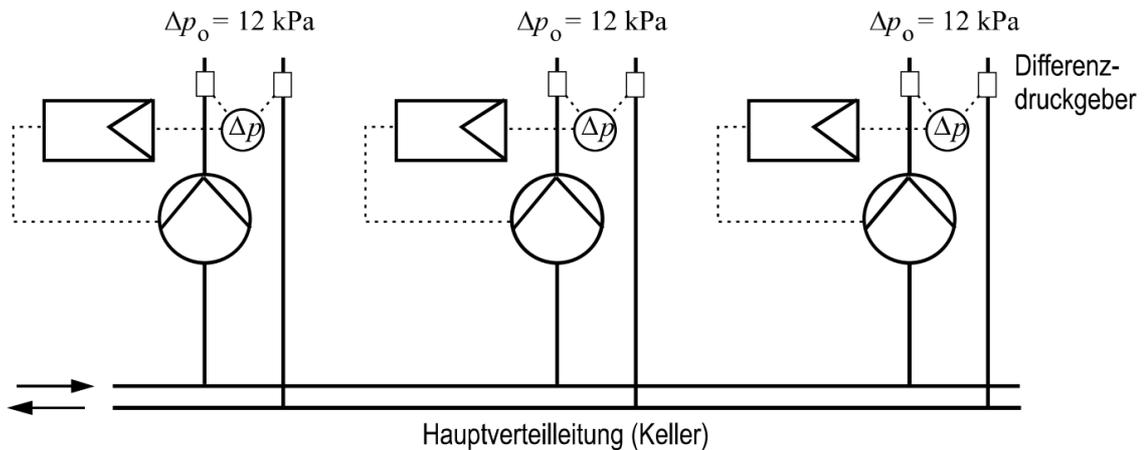


Abb. 2.6 Anbindung der Stränge an eine Kellerverteilung mit Strangpumpen und Differenzdruckgebern (Bild 10.32)

Das vorgestellte Planungskonzept mit einem druckverlustarmen Wärmeverteilsystem ist bei Neubauten und sanierten Altbauten mit spezifischen Heizlasten zwischen 25 und 50 W/m² gut anwendbar. Entsprechend dem Wärmeschutzstandard des Gebäudes und der entsprechenden mittleren Heizlast kann die mittlere Temperaturspreizung nach Tabelle 10.3 gewählt werden. Der flächenbezogene Heizmittelstrom ist mit 1 kg/(hm²) sehr niedrig und ermöglicht ein druckverlustarmes Wärmeverteilsystem mit einem Druckgefälle von 10 bis 30 Pa/m. Mit gängigen Rohrdimensionen, wie z. B. Kupferrohr DN 20 nach DIN EN 1057 (22x1), kann eine Geschößverteilung mit bis zu 200 m² beheizter Fläche angebunden werden.

Wärmeschutzstandard Neubau / sanierter Altbau	Mittlere spezifische Heizlast	Gewählte Vorlauftemperatur	Gewählte Temperatur spreizung	Spezifischer Heizmittelstrom
	W/m ²	°C	K	kg/hm ²
A sehr gut	24	60	20	1,0
B gut	30	65	25	1,0
C durchschnittlich	36	70	30	1,0
D niedrig	42	75	35	1,0
E sehr niedrig	48	80	40	1,0

Tabelle 2.1 Auslegungsempfehlungen für Heizkörper mit niedrigen Rücklauftemperaturen in Abhängigkeit vom Wärmeschutzstandard (Tabelle 10.3)

Die Ventilheizkörper können werkseitig entsprechend dem Standard-Differenzdruck von 10 kPa voreingestellt werden oder mit passenden Ventilkegeln ausgestattet werden. Der angelieferte Heizkörper kann dann einen allgemein verständlichen Aufdruck mit den Leistungsdaten für verschiedene Vorlauftemperaturen erhalten. Das druckverlustarme Wärmeverteilsystem ist

ebenso anwendbar bei Gebäuden im Bestand, falls die Gebäudehülle durch Wärmeschutzmaßnahmen auf Niedrigenergiestandard gebracht wurde. Vielfach wird im Zuge der energetischen Sanierung die spezifische Heizlast von 70 bis 120 W/m² mehr als halbiert und es werden Werte zwischen 25 und 50 W/m² wie in Neubauten erreicht. Bei einer Halbierung der spezifischen Heizlast von 80 auf 40 W/m² und einer Erhöhung der Temperaturspreizung von 20 auf 30 K sinkt der benötigte Heizmittelstrom auf ein Drittel des ursprünglichen Wertes. Wurde das Rohrnetz im Altbau mit einem mittleren Druckgefälle von 100 Pa/m ausgelegt, so sinkt es bei einem Drittel des Volumenstroms auf Werte zwischen 10 und 20 Pa/m. Zudem ist bei Heizungsanlagen im Bestand eine enorme Überdimensionierung der verschiedenen Komponenten festzustellen. Untersuchungen an einer Vielzahl von Gebäuden zeigen, dass Heizkörper je nach Gebäudetyp und Baualter im Mittel um den Faktor 1,5 bis 2,1 bezogen auf Heizkörper-Normleistung (75/65 °C) überdimensioniert sind [Quelle 10-7]. Da ein hydraulischer Abgleich im Bestand nur bei deutlich weniger als 10 % der Anlagen festzustellen ist, ist vielfach erst eine Nachrüstung von einstellbaren Ventilen erforderlich. Thermostat-Ventilunterteile können je nach Hersteller und Baujahr zum Teil durch Ventileinsätze mit Feinsteinstellung umgerüstet werden.“

Im Folgenden wird eine Beispielberechnung aus oben genanntem Buch zitiert. Hierbei wird die Umsetzung des druckverlustarmen Verteilnetzes mit niedrigen Rücklaufemperaturen für den Sanierungsfall eines Mehrfamilienhauses (MFH) am Beispiel zweier Räume mit unterschiedlicher Heizlast erläutert.

Ausgangszustand:

Heizlast Raum 1	16 m ² · 75 W/m ² = 1,2 kW
Heizlast Raum 2	20 m ² · 120 W/m ² = 2,4 kW
Auslegungsvorlauftemperatur	80 °C
Vorlaufübertemperatur	80 °C – 20 °C = 60 K
Auslegungsrücklauftemperatur	60 °C
Rücklaufübertemperatur	40 °C – 20 °C = 40 K
Volumenstrom Raum 1 (aus $\dot{Q}_{HK} = \dot{V} \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta T$)	53 l/h
Volumenstrom Raum 2	105 l/h

Die gewählten Auslegungstemperaturen ergeben für beide Räume eine auf die Normleistung bezogene Heizkörperleistung von $\dot{Q}_{HK} / \dot{Q}_{HK,N} = 0,99$ (siehe Bild 10.34).

Heizkörper ohne Überdimensionierung

Sanierter Zustand:

Heizlast Raum 1	16 m ² · 40 W/m ² = 0,64 kW (53 %)
Heizlast Raum 2	20 m ² · 50 W/m ² = 1,0 kW (42 %)
Auslegungsvorlauftemperatur	70 °C
Heizkörper unverändert jedoch THV mit Feinsteinstellung	

Abb. 2.7 Beispielberechnung Sanierungsfall zwei Räume im MFH

Bei unveränderten Heizkörpern ($\dot{Q}_{HK}, N = \text{konstant}$) muss der Heizkörper in Raum 1 nur noch eine bezogene Leistung von $\dot{Q}_{HK} / \dot{Q}_{HK,N} = 0,99 \times 0,53 = 0,52$ erbringen. Mit einer Auslegungsvorlauftemperatur von 70 °C (Vorlaufübertemperatur 50 K) ergibt sich eine Rücklauftemperatur von 37 °C (s. Bild 10.34).

Für Raum 2 ergibt sich $Q_{HK} / Q_{HK,N} = 0,99 \times 0,42 = 0,41$ und eine Rücklauf­temperatur von 31 °C. Die Volumen­ströme ver­ringern sich durch die niedrigere Leistung und die höhere Spreizung auf 17 l/h (32 %; Raum 1) und auf 22 l/h (21 %; Raum 2). Der Heizwasservolumenstrom im Auslegungszustand beträgt somit bei beiden Räumen ungefähr 1 kg/(m²h).

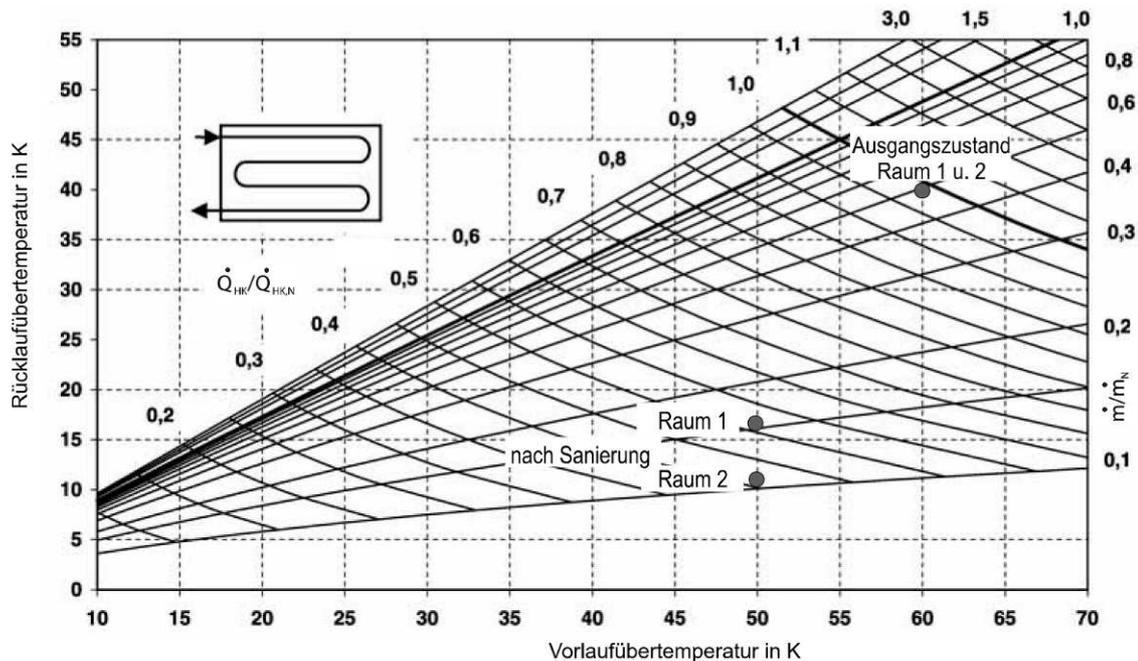


Abb. 2.8 Heizkörperauslegungsdiagramm nach [Quelle 9-3] (s. hierzu auch Abschnitt 9.3 und Arbeitsblatt 9.4; Bild 10.33)

Die sehr geringen Heizwasservolumenströme (wie in obiger Beispielberechnung) können mit voreinstellbaren Thermostatventilen mit Feineinstellung erreicht werden. Die Regelgüte ist allerdings nicht optimal, da der Druckabfall zum großen Teil in der Voreinstellung (Drosselwiderstand) stattfindet. Hinsichtlich der Regelgüte wesentlich besser wären Thermostatventile mit austauschbarem Ventilkegel wie sie beispielhaft in Bild 10.34 dargestellt sind. Bei einem Richtwert für den spezifischen Heizmittelstrom von 1 kg/(m²h) und einem angestrebten Proportionalbereich von 0,8 bis 1,2 K würde sich der Ventileinsatz D für Räume bis ca. 9 m², Ventileinsatz C für Räume von ca. 9 bis 15 m², der Ventileinsatz B für Räume von 15 bis 22 m² und A für 22 m² bis 36 m² ergeben. Weisen einzelne Räume eine überdurchschnittliche Heizlast auf, so ist bei gleichem Ventileinsatz eine deutlich höhere Heizleistung bei einem größeren Proportionalbereich von bis zu 2 K möglich. Infolge des höheren Heizmittelstroms steigt die Rücklauf­temperatur in diesen Räumen an. Die mittlere Rücklauf­temperatur im Gebäude wird dadurch in der Regel nur geringfügig erhöht. Um bei den sehr geringen Heizmittelströmen einem Verschmutzen der Thermostatventile vorzubeugen, ist vor der Inbetriebnahme der Heizungsanlage ein gründliches Spülen erforderlich.

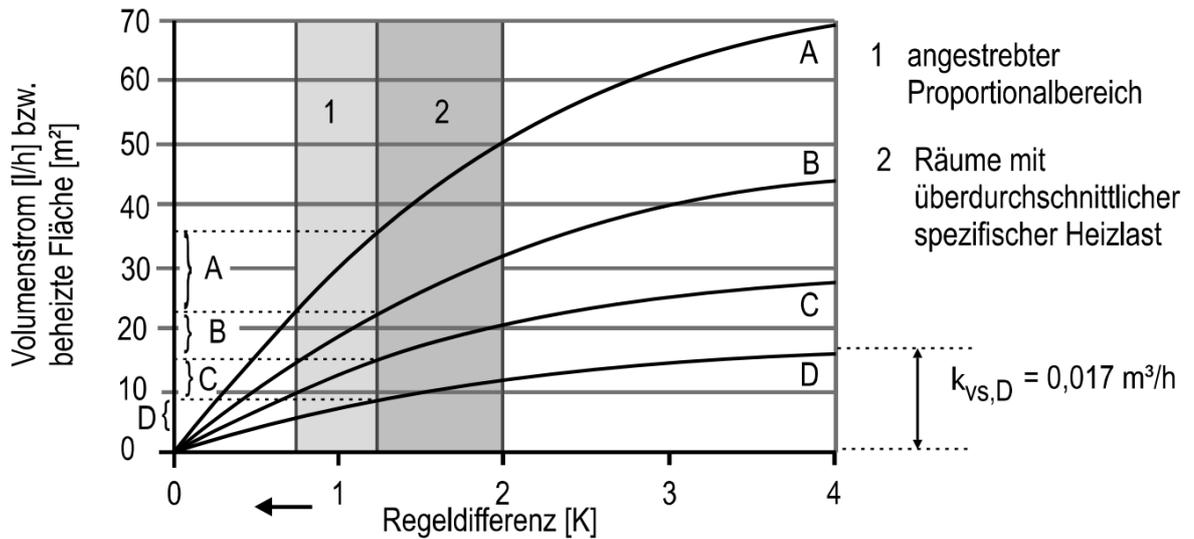


Abb. 2.9 Volumenstrom in Abhängigkeit von der Regeldifferenz bei einem Thermostatventil mit austauschbaren k_V -Kegeln (0,08; 0,048; 0,03; 0,017 m^3/h) und einem Differenzdruck von 10 kPa (Bild 10.34)

Durch die wärmeschutztechnische Sanierung eines Gebäudes können die Heizlast und der erforderliche Heizmittelstrom deutlich gesenkt werden. Sinkt beispielsweise die mittlere spezifische Heizlast auf 40%, so sinken bei gleicher Temperaturspreizung der Heizmittelstrom ebenso auf 40 % und der Druckabfall auf ca. 16 % des ursprünglichen Wertes. Ein druckverlustarmes Wärmeverteilnetz mit einem Druckabfall von 10 bis 20 Pa/m ist bei vielen sanierten Gebäuden somit möglich. In Tabelle 2.2 sind Auslegungsempfehlungen für Heizkörper mit niedrigen Rücklauftemperaturen in Abhängigkeit vom Wärmeschutzstandard angegeben, die für Neubauten und sanierte Altbauten verwendet werden können. Der spezifische Heizmittelstrom beträgt dabei im Mittel immer 1,0 $\text{kg}/(\text{m}^2\text{h})$ und die Auslegungstemperatur wird entsprechend dem erreichten Wärmeschutzstandard gewählt.

Heizkurve	Vorlauf temperatur	Minimale Wärme leistung $x_p = 0,7 \text{ K}$	Maximale Wärme leistung $x_p = 2,0 \text{ K}$
	°C	W	W
A	60	349	608
B	65	395	704
C	70	448	800
D	75	500	896
E	80	552	991

Tabelle 2.2 mögliche Auslegungsempfehlung eines Heizkörperherstellers für verschiedene Wärmeschutz-Standards (Heizkurven)

Die Hersteller können die Ventilheizkörper mit passendem Ventilkegel oder mit Feinstvoreinstellung ausstatten und die Nennwärmeleistung entsprechend den neu definierten Standardanschlussbedingungen und den verschiedenen Auslegungsvorlauftemperaturen angeben. Damit kann die ausführende Firma oder der Nutzer die Nennwärmeleistung ohne weitere Umrechnung überprüfen. Wie bei Elektrogeräten ist die verfügbare Nennleistung direkt ablesbar.

2.1.2 Einordnung des neuen Planungsansatzes in Bezug auf gängige Praxis

Um das druckverlustarme Verteilsystem besser bewerten zu können, kann ein Vergleich mit den aktuellen Planansätzen helfen. Hier sei vorab erwähnt, dass es keinen klassischen Planungsansatz für Rohrnetze und Auslegungen gibt. Der frühere dogmatischen Ansatz, ein Netz nach DIN 4703-3:1988 mit den damaligen Auslegungstemperaturen von 90°C/70°C zu planen wird längst nicht mehr verfolgt. Gleiches gilt für die heute in der DIN EN 442-2:2003 spezifizierten Normleistungen von 75°C/65°C. In Neubauten werden bei der Rohrnetz berechnung und Auslegung Temperaturen gewählt, die zum Versorgungskonzept passen und eine gute Aufteilung der Heizflächen im Raum ermöglicht. Gängige Auslegungsspreizungen liegen zwischen 15 und 25 Kelvin. Um keine unnötig großen Querschnitte und Schachtmaße abzuverlangen, werden Druckverluste häufig mit bis zu 100 Pascal je Meter angesetzt. Bei größeren Netzen wird in den Versorgungsleitungen auch mal nach oben abgewichen.

Zeitgemäß ist nach wie vor die Philosophie, die Vorlauftemperaturen zu verringern. Aufgrund des besseren Wärmedämmstandards ist dies gut gewährleistet, ohne sehr große Heizflächen installieren zu müssen. Zum anderen

möchte der Planer dem Kunden auch eine Unabhängigkeit in der Wahl eines möglichen zukünftigen Niedertemperatursystems ohne nennenswerten Eingriff in der versorgten Fläche bieten. Hohe Systemtemperaturen schränken diese Entscheidungsfreiheiten ein. Mit niedrigen Systemtemperaturen kann auch bei einem schlecht abgeglichenen Netz oder bei altersbedingt nicht dicht schließenden Ventilen eine sehr hohe Rücklauftemperatur systembedingt ausgeschlossen werden.

Für die Anwendung des in Kapitel 2.1.1 vorgestellten Auslegungskriterien ist insofern ein Umdenken erforderlich. Die Auslegungsvorlauftemperatur ist dabei nicht wesentlich, etwa drei bis maximal zehn Kelvin, unterhalb der zugesicherten Versorgungstemperatur zu wählen. Der Rechenansatz für das Druckverlustgefälle ist auf die genannten zehn bis 20 Pascal pro Meter vorzunehmen.

Einschränkungen beim druckverlustarmen Verteilsystem

Bei dem druckverlustarmen Verteilsystem ergeben sich bei Räumen mit kleiner Heizleistung sehr geringe Heizmassenströme. Wird der Druckverlust am Ventil mit 10 ± 1 Kilo-Pascal als Planungsansatz auch in diesen Räumen weiterverfolgt, werden Ventile mit sehr geringen kvs-Werten erforderlich. Ein kleiner Raum mit 250 Watt Heizleistung müsste bei einer Spreizung von 30 Kelvin und einem Druckverlust mit 10 Kilo-Pascal einen kvs-Wert von $0,023 \text{ m}^3/\text{h}$ aufweisen. Für diese sehr geringen Heizmassenströme sind Thermostatventile mit Feinsteinstellung erforderlich, die bei Fernwärmanlagen mit hoher Temperaturspreizung schon seit geraumer Zeit zum Einsatz kommen. Die Thermostatventile „RA-UN“ der Firma Danfoss weisen bei Einstellung „1“ einen kv-Wert von $0,02 \text{ m}^3/\text{h}$ auf. Bei den Thermostatventilen der Firma Oventrop „Baureihe F“ beträgt bei der Einstellung „1“ der kv-Wert $0,025 \text{ m}^3/\text{h}$.

Wegen der geringen Querschnittsöffnungen an den Ventilen ist im druckverlustarmen Heizungsverteilsystems verstärkt darauf zu achten, dass sich keine Schmutzpartikel im Thermostatventil ablagern. Bei der Planung kann dieser Gefahr durch entsprechende Maßnahmen entgegen gewirkt werden. So sind unbedingt Feinstfilter in Kombination mit Magnetsonden oder vergleichbare Systeme und Beruhigungsstrecken zur Abscheidung von Schmutz im Heizungsnetz einzuplanen. Der Einsatz von aufbereitetem Heizungswasser nach VDI 2035 ist auf jeden Fall erforderlich. Gegebenenfalls sind die Anforderungen aus der VDI sogar zu übertreffen. Auch die Nachspeisung von Heizungswasser über eine Wasseraufbereitung ist unbedingt anzuraten.

2.1.3 Auslegung und Konzeption der mess- und regeltechnischen Ausstattung

Das druckverlustarme Verteilsystem erfordert keine nennenswerten Änderungen hinsichtlich der Regelung im Vergleich zu einem klassischen Heizverteilsystem. Auch die durchwegs gängige interne Differenzdruckmessung einer Pumpe ist voraussichtlich ausreichend. Gegenüber einer herkömmlichen Auslegung ist bei dem druckverlustarmen Verteilsystem die interne Messung ohnehin als stabiler zu bewerten. Vorzugsweise sollte bei ähnlichem Nutzungsprofil immer versucht werden, eine differenzdruckvariable (dP-v) Pumpenbetriebsart einzustellen. Werden Probleme mit unterversorgten Räumen bekannt, können Parameter angepasst werden oder eine Konstantdruckregelung (dP-c) vorgenommen werden.

Ob es sinnvoll ist, eine Zubringerpumpe zum Hauptverteiler vorzusehen, oder durch Wahl geeigneter Rohrdimensionen einen druckverlustarmen Verteiler aufzubauen ist im Einzelfall zu prüfen und liegt im Ermessungsspielraum des Planers. Tendenziell spricht die druckverlustarme Fahrweise aber klar gegen die Hintereinanderschaltung mehrere Pumpen.

Optimierungen durch intelligente Regelfunktion

Um den im Kapitel 2.1.2 angesprochenen Problemen bezüglich sich zusetzender Ventile entgegenzuwirken kann in der Regelung ein eventuell künstlich erzeugter Aufheizfall mit sehr niedrigen Vorlauftemperaturen vor Nutzungsbeginn festgelegt werden. Dies hätte zur Folge, dass die Ventile zur Aufrechterhaltung der Raumtemperatur voll öffnen, somit eine gute Durchspülung der Ventileinsätze stattfindet und gleichzeitig auch eine Reinigung erfolgt. Im Idealfall fordert die Regelung bei der Versorgungspumpe zusätzlich eine hohe Drehzahl an. Die pumpennahen Ventile werden dabei aber stärker durchströmt. Mit sukzessiver Anhebung der Vorlauftemperatur könnten in einer solchen Aufheizphase fast alle Ventile erreicht werden. Aufgrund der verhältnismäßig geringen Fördermenge, welche die Pumpe planmäßig ermöglicht, ist der erreichbare Effekt aber eingeschränkt. Bei Heizkörperventilen mit Voreinstellung könnte ein solcher automatisierter Spülvorgang sogar kontraproduktiv sein. In der Regel wird bei voreinstellbaren Ventilen der geringe kvs-Wert über eine mechanische Vorrichtung erzeugt, die sich bei Änderung des Ventilhubes nicht mitbewegt. Durch den höheren Massenstrom könnte sich das Problem des Zusetzens hier sogar vergrößern.

In Abhängigkeit vom Wärmedämmstandard ist verstärkt mit Abweichungen vom Auslegungsmassenstrom im realen Betrieb zu rechnen. Je höher der Wärmedämmstandard, desto geringer werden die Betriebsmassenströme. Über eine klassische Vorlauftemperaturregelung wird diesem Effekt entgegengewirkt.

Die Vorlauftemperaturregelung nach Außentemperatur ist aber in der Praxis häufig falsch, insbesondere in der Übergangszeit zu hoch eingestellt und bei gut gedämmten Gebäuden mit höheren Anteilen von internen und externen Lasten nicht mehr zielführend, da die Gebäude zu träge auf Außentemperaturänderungen reagieren.

Damit das Wasser im Wärmeverteilsystem nicht stagniert und somit eine Instabilität der Hydraulik verursacht, kann es in jedem Heizungsnetz, unabhängig von druckverlustarmer oder druckverlustbehafteter Verteilung, sinnvoll sein, einen Mindestmassenstrom sicherzustellen. Durch Reduzierung der Vorlauftemperatur kann hier Einfluss genommen werden. Sinkt die Drehzahl der Pumpe unter einen definierten Grenzwert von zum Beispiel 30 Prozent, ist die Vorlauftemperatur zu reduzieren um so einen Mindestmassenstrom zu gewährleisten. Aufgrund der reduzierten Vorlauftemperatur muss die benötigte Wärmemenge dann durch einen höheren Massenstrom transportiert werden.

Vergleichbar der druckvariablen Betriebsweise einer Pumpe kann es bei einer solchen Regelung aber zu einer Unterversorgung einzelner Räume kommen. Für die Optimierung der Regelung ist Betriebserfahrung erforderlich.

Keinesfalls darf der Mindestmassenstrom aber durch Bypässe und Überströmungen gewährleistet werden. Überströmungen sind grundsätzlich zu vermeiden und durch automatisch regelnde Systeme zu ersetzen. Verbraucher dürfen nur bei Bedarf mit Wärme versorgt werden. Ist ein Frostschutz sicherzustellen, ist dies idealerweise zum Beispiel über Rohrfühler an kritischen Stellen zu gewährleisten.

Ventilatoren in Lüftungsanlagen mit Heizregistern dürfen erst freigeschaltet werden, wenn die unmittelbar vor dem Anfahrbetrieb angeforderte Wärme auch am Verbraucher ansteht. Dies ist über Messtechnik und entsprechende Programmierung zu realisieren.

Ein gängiger Kompaktregler kann die beschriebenen Betriebsweisen nicht ermöglichen. Hier kann eine freiprogrammierbare Regelung erforderlich werden. In größeren und komplexen Gebäuden zählt eine freiprogrammierbare Regelung zum Standard.

2.1.4 Veränderungen im Planungsprozess in Hinblick auf die klassischen HOAI Planungsabläufe

Bezüglich der HOAI ist mit keinen nennenswerten Änderungen zu rechnen. Die Herstellkosten sind mit den oben beschriebenen Standards vergleichbar. Rohrnetze und Heizflächen sind ähnlich, wenn nicht identisch. Auch in den Planungsabläufen ist keine Änderung zu erwarten. Der Aufwand für Heizungspumpen kann reduziert werden. Es sind aber etwas höhere Aufwendungen bei der Heizwasseraufbereitung (siehe Kapitel 2.1.2) zu berücksichtigen.

Sollen individuelle Regelmöglichkeiten umgesetzt werden, ist eine freiprogrammierbare Regelung erforderlich. In kleinen Gebäuden gibt es diese oft nicht, hier entstehen Mehrkosten. Größere Gebäude mit komplexerer Anlagentechnik verfügen aber in der Regel bereits über eine Gebäudeautomation.

Möglicherweise sind unvorhergesehene Aufwendungen in der Leistungsphase 8 und Leistungsphase 9 zu erwarten, da mit neuen Systemen in der Regel auch diverse Probleme auftreten können.

In den ersten Pilotprojekten erscheint eine genaue Untersuchung durch eine Betriebsoptimierung empfehlenswert.

2.2 Erster Einsatz des neu entwickelten Planungskonzeptes bei einem Bestandsgebäude

2.2.1 Ausgangssituation im Bestandgebäude

Für die erste praktische Umsetzung des Druckverlustarmen Verteilsystems wurde das Büro- und Verwaltungsgebäude der Stadtwerke München, die Stadtwerkezentrale, kurz SWZ ausgewählt.

Der Gebäudekomplex besteht aus zehn Gebäudeteilen, die in den Jahren 1998 bis 2000 neben einem hier nicht näher betrachteten Gebäudebestand errichtet wurden.

Der größte Gebäudeteil ist Bauteil A mit einer im Erdgeschoß untergebrachten Kantine und 5 Obergeschossen.

Direkt miteinander vergleichbar sind die vier Bürogebäude B, C, D und E mit jeweils Erdgeschoß und 6 Obergeschossen.

Die Gebäudeteile U, V und W verfügen jeweils über Werkstätten im Erdgeschoß und Büro- bzw. Verwaltungsräumen in den drei Obergeschossen.

Als für die anstehenden Versuche besonders vorteilhaft erwies sich die weitgehend homogene Beheizung der Gebäude mit jeweils vier nach Himmelsrichtungen ausgerichteten Heizkreisen in den Bauteilen A bis E und jeweils drei Heizkreisen in Bauteil (BT) U bis W. Es ergab sich so die Möglichkeit, die druckverlustarme Fahrweise in einem Heizkreis einzuführen und den direkt vergleichbaren Nachbarheizkreis als Referenz auf dem bisherigen Druck- und Temperaturniveau zu belassen.

Die Heizkreise in den Gebäudeteilen A bis E wurden vor der Versuchsreihe im Rahmen des LowEx-Projektes mit außentemperaturabhängiger Vorlauftemperatur von 45 bis 70°C gefahren, in den Bauteilen U bis W lag der Korridor geringfügig niedriger bei 40 bis 70°C. Nachts wurde die Vorlauftemperatur einheitlich auf 30 bis 60°C abgesenkt. Die Differenzdruck-Soll-Werte der Strangpumpen lagen in den höheren Gebäudeteilen A bis E bei einheitlich 0,3 bar für alle Pumpen, in den niedrigeren Bauteilen U bis V bei 0,2 bar.

Das gesamte Gebäude ist mit einer komfortablen Gebäudeleittechnik ausgestattet, die nicht nur alle maßgeblichen Heizkreistemperaturen in einem engen Zeitraster aufzeichnet sondern auch jederzeit Änderungen einzelner Heizkreis-Vorlauf-Temperaturen und Pumpen-Differenzdruck-Sollwerte per Mausklick am Leitreechner ermöglicht.

Eine Besonderheit stellen die etwa im Verhältnis 1:2 im Gebäude verteilten Klimatruhen dar. Diese mit einem elektrischen Gebläse ausgestatteten Geräte verfügen sowohl über einen Heizwasseranschluss als auch über einen Kaltwasseranschluss und ein Kondensat-Ablauf-System, so dass sie im Winter zur konvektiven Beheizung und im Sommer zur konvektiven Kühlung der Räume genutzt werden können.



Abb. 2.10 Klimatruhe in der Stadtwerkezentrale

VERSION 0 - mod. 10-60

Wall mounted with cabinet (bottom air intake)

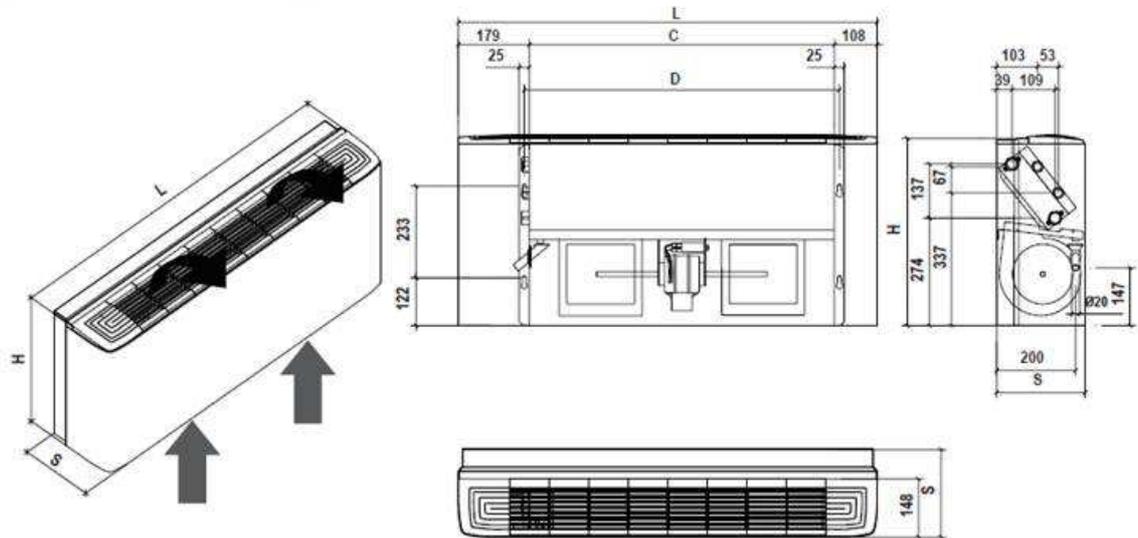


Abb. 2.11 Detailabbildung der Klimatruhen in der Stadtwerkezentrale

Als für die Versuche eher ungünstig erwies sich die Tatsache, dass die Klimatruhen heizwasserseitig lediglich über eine Auf-Zu-Regelung mittels Magnetventil, nicht aber über eine lastabhängige, stetig arbeitende Volumenstrom-Regelung verfügen.

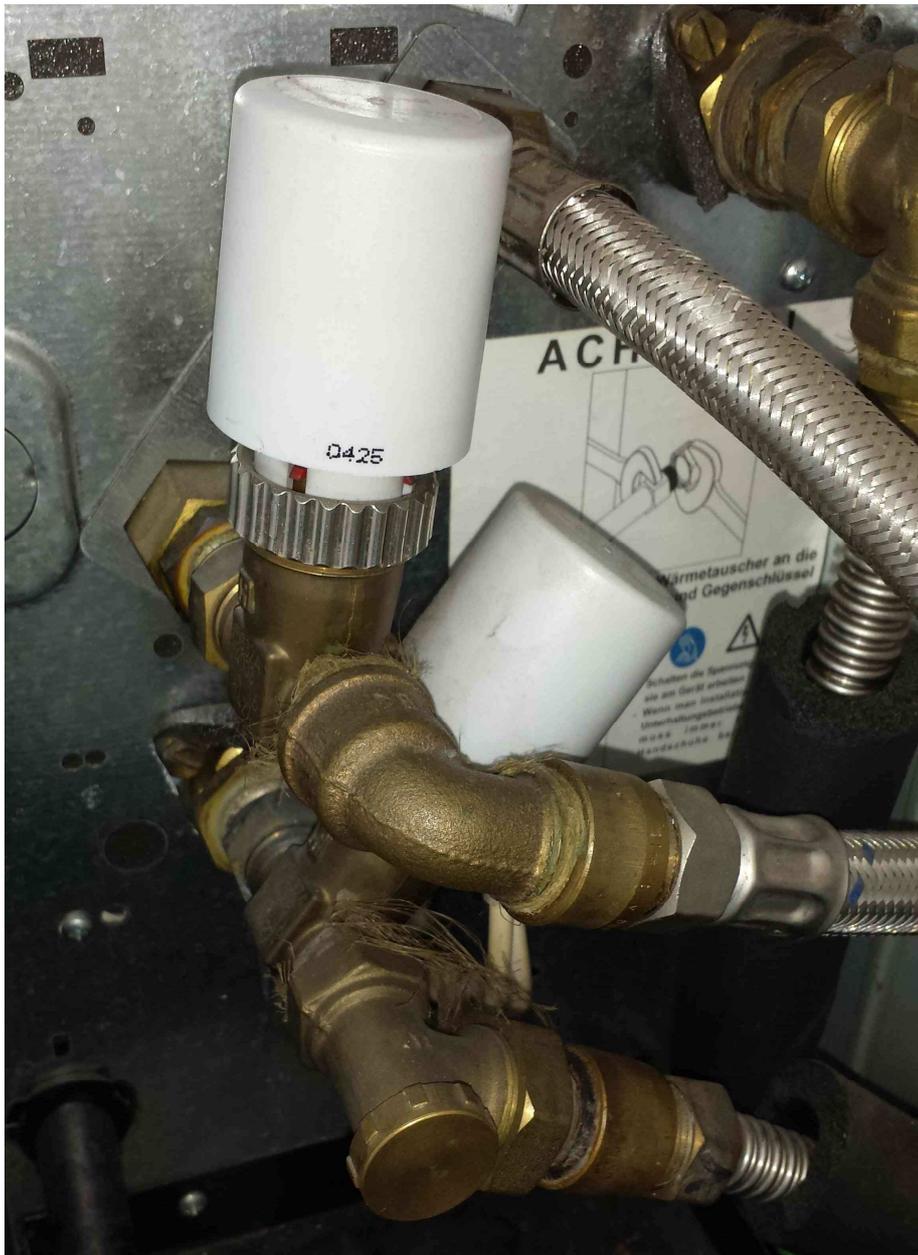


Abb. 2.12 Heizwasserregelung der Klimatrübe mit Motorventil

Zwar lässt sich der Ventilator mit drei verschiedenen Drehzahlen betreiben, jedoch strömt in jedem der drei Betriebsfälle die gleiche unregelte Heizwassermenge durch das Heizregister, so dass das Heizwasser bei hoher Ventilator-drehzahl (hohem Luftdurchsatz) weiter ausgekühlt wird als bei niedriger Drehzahl.

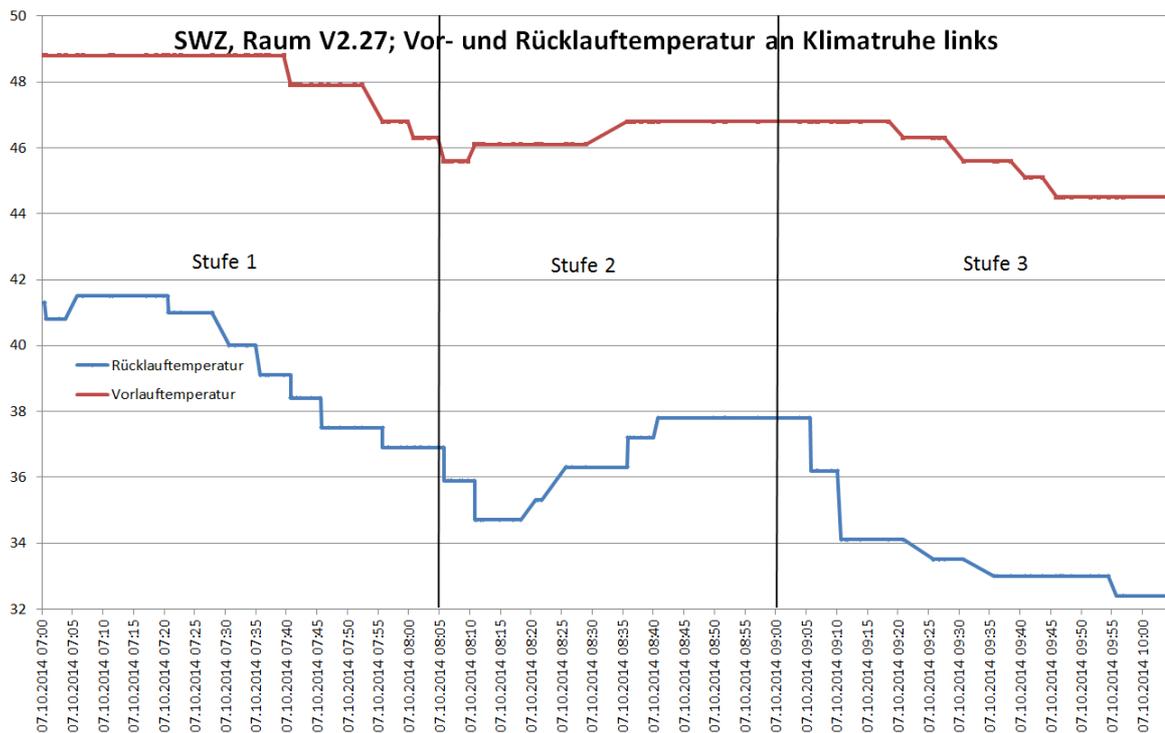


Abb. 2.13 Unterschiedliche Heizwasserausköhlung in Klimatruhe in Abhängigkeit von Ventilator-Drehzahl-Stufe und Vorlauftemperatur

Abb. 2.13 dokumentiert einen Versuch zur Bewertung dieses Effektes: von 7:00 Uhr bis 8:05 Uhr wurde der Ventilator mit Drehzahlstufe 1 betrieben, bis 9:00 Uhr mit Stufe 2 und von 9:00 bis 10:00 Uhr mit Stufe 3. Gleichzeitig senkte sich die Vorlauftemperatur außentemperaturabhängig von gut 48 auf gut 44° C. Zu erkennen ist die bei niedriger Drehzahlstufe geringere Heizwasserausköhlung, aber auch der Einfluss der Vorlauftemperatur: bei gleicher Drehzahlstufe sinkt die Rücklauftemperatur etwa proportional zur Vorlauftemperatur, verhält sich also wegen der fehlenden Heizwasserregelung umgekehrt zu den bei druckverlustarmer Fahrweise erwarteten Ergebnissen.

Mögliche Maßnahmen zur Eliminierung dieses versuchsverfälschenden Einflusses wie die Sperrung der beiden niedrigen oder zumindest der niedrigsten Ventilator-drehzahl oder die Nachrüstung einer rücklauf-temperaturabhängigen stetigen Heizvolumenstromregelung wurden zwar angedacht, hätten aber den Rahmen des LowEx-Projektes gesprengt und konnten nicht mit erledigt werden.

Eine weitere Idee, den Einfluss der Klimatruhen aus den Versuchsreihen zu eliminieren war die Stromlosschaltung der Magnetventile in den Klimatruhen (diese sind stromlos geschlossen) anhand der dafür zentral vorgesehenen Sicherung. Das überraschende Ergebnis dieses Versuchs war eine deutlich niedrigere Rücklauf-temperatur aus den Klimatruhen nach Wiedereinschalten der Sicherung um 13:30 Uhr (siehe Abb. 2.14). Offensichtlich hatte die Stromlosschaltung ein Reset der Regelungsplatine bewirkt und damit eine Offenstellung

der Heizwasserventile trotz Ventilatorstillstand und damit einen Heizwasserkurzschluss zumindest für die folgende Zeit verhindert.

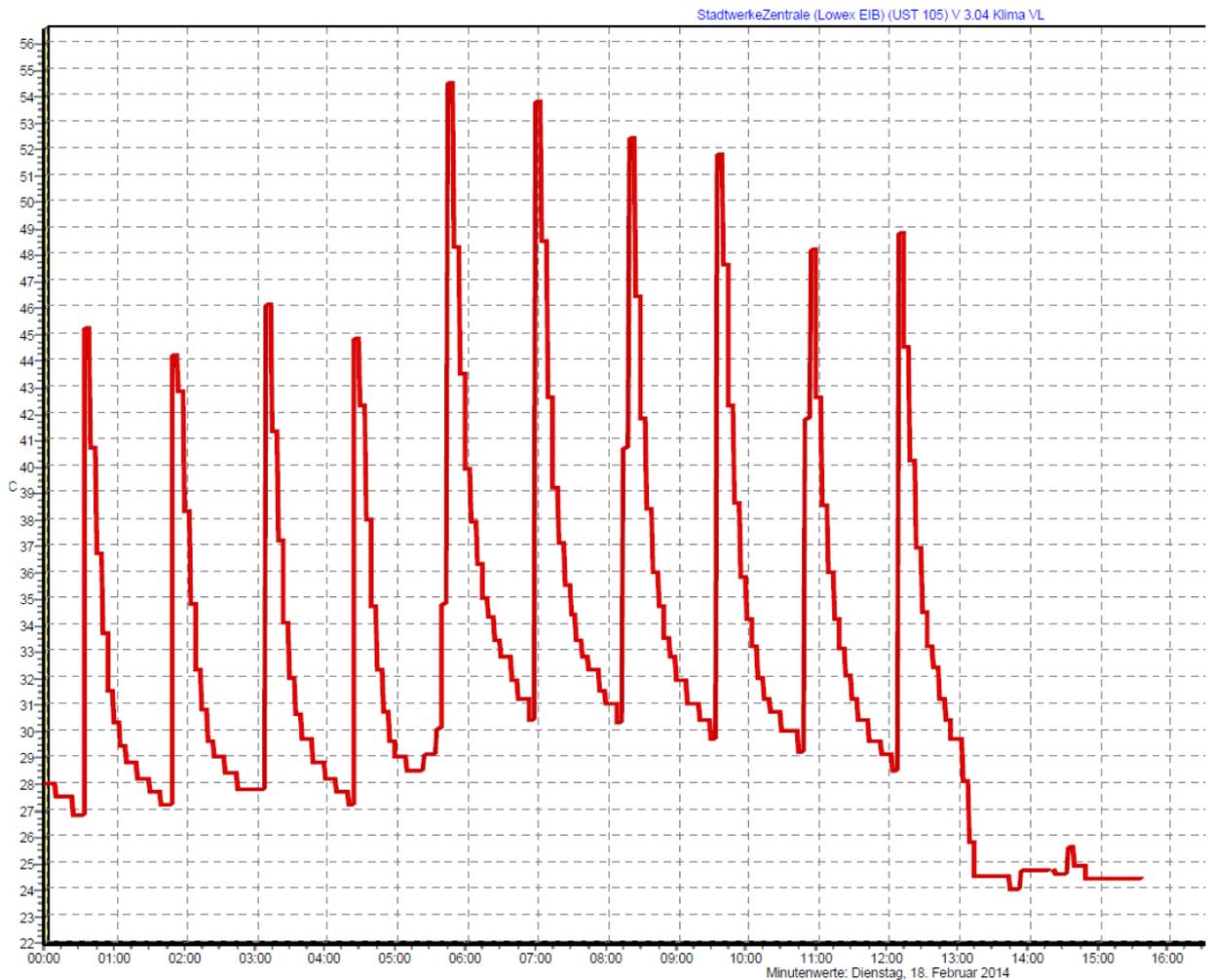


Abb. 2.14 Rücklauftemperatur aus Klimatruehe vor und nach dem Auslösen der Sicherung

Im Bewusstsein, dass die vorlauftemperaturproportionale Rücklauftemperatur aus den Klimatruehen das Gesamtergebnis leicht nach oben verfälscht, wurden die Versuche zur Vorlauftemperaturanhebung im Interesse des Praxisbezugs mit angeschalteten Klimatruehen angegangen.

2.2.2 Versuchsvorbereitende und –begleitende Maßnahmen

Für erste praktische Versuche zur Vorlauftemperaturanhebung von Heizkreisen wurden die Gebäudeteile U und V ausgewählt.

Um den Einfluss der Versuche auf einzelne Räume und Geräte beobachten zu können, wurden im Vorfeld der Versuche einige Piloträume mit Detailmesspunkten nachgerüstet und diese auf die Gebäudeleittechnik mit aufgeschaltet.

So erhielten die Piloträume V2.27 und V3.02 jeweils einen Raumtemperaturfühler sowie Vor- und Rücklauftemperaturfühler an jedem der statischen Heizkörper und Klimatruhen.

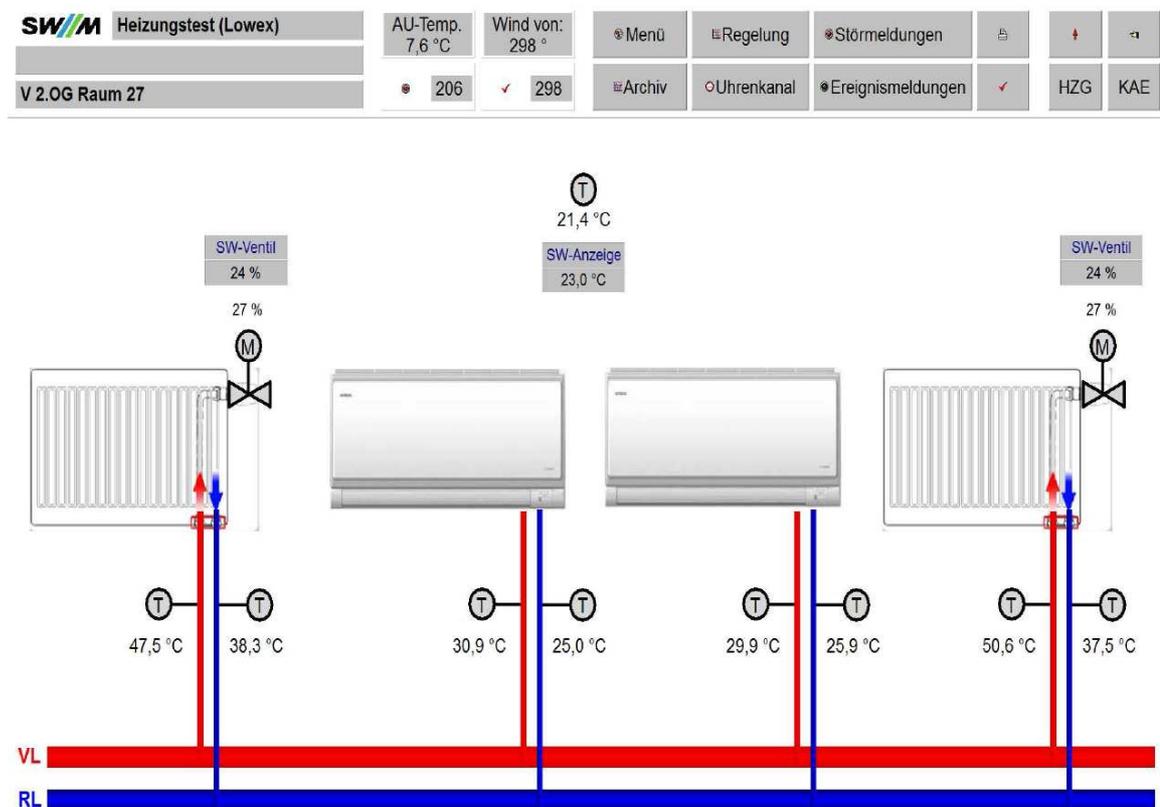


Abb. 2.15 Detailmesspunkte in Pilotraum V2.27

SWM Heizungstest (Lowex)	AU-Temp.	Wind von:	Menü	Regelung	Störmeldungen	HKG	KAE
	10,6 °C	356 °	Archiv	Uhrenkanal	Ereignismeldungen		
V 3.0G Raum 02	34	92					

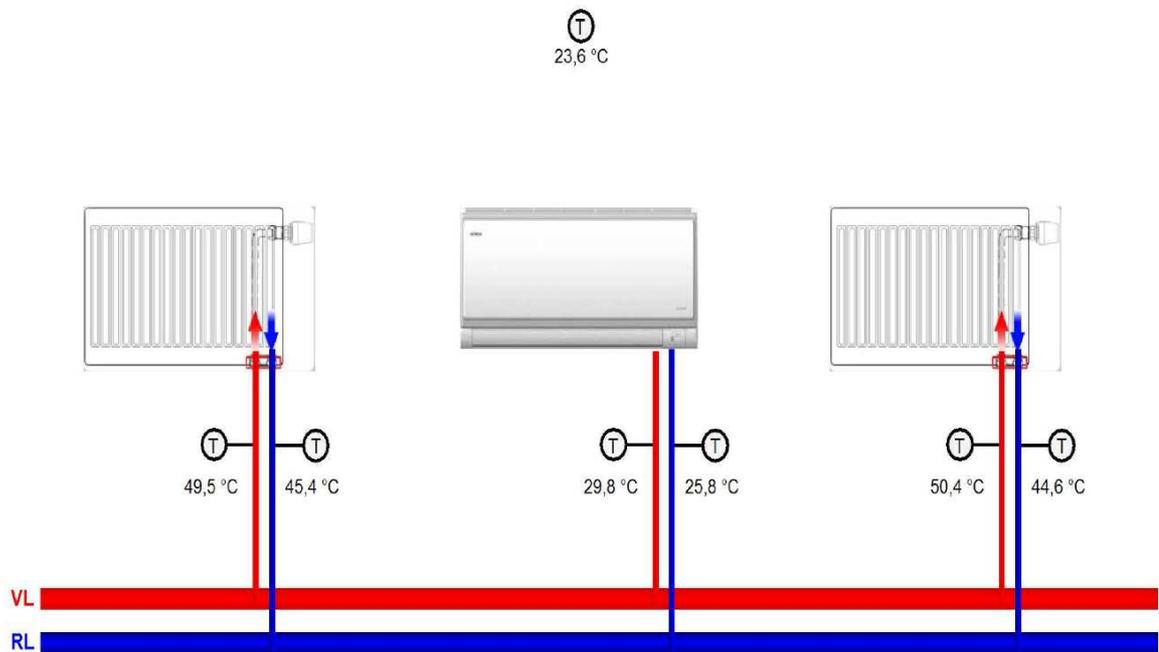


Abb. 2.16 Detailmesspunkte in Pilotraum V3.02

Zur Untersuchung der gegenseitigen Beeinflussung zweier Thermostatventile in einem Raum wurden darüber hinaus in Raum V2.27 die Thermostatventile an den beiden Heizkörpern durch zwei parallel angesteuerte Motorventile ersetzt.

Das Ergebnis dieses Versuchsteils kann hier bereits vorweggenommen werden:

Wie zu erwarten war übernimmt im Raum mit zwei Thermostatventilen immer nur ein Heizkörper, nämlich der mit dem weiter aufgedrehten Ventil (hier der linke Heizkörper), die Heizarbeit. Der andere (rechte) Heizkörper wird kaum durchströmt und bleibt ungenutzt, seine Temperaturfühler zeigen Werte nahe der Raumtemperatur an. Es wird also nur ein Teil der installierten wärmeabgebenden Fläche genutzt werden, entsprechend hoch liegt die Rücklauftemperatur des durchströmten Heizkörpers bei über 55 °C (Abb. 2.17).

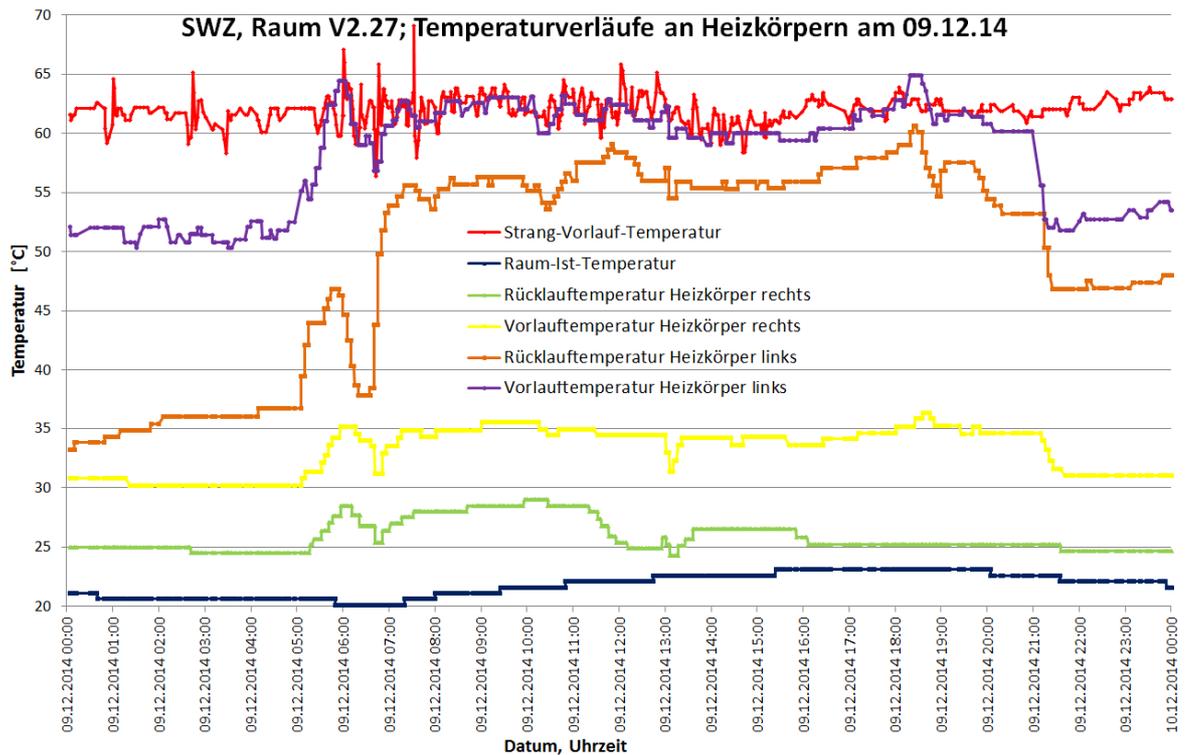


Abb. 2.17 Temperaturverläufe an zwei Heizkörpern mit Thermostatventilen

Im aus demselben Heizstrang versorgten Raum V3.02 mit parallel angesteuerten Motorventilen arbeiten hingegen beide Heizkörper gleichzeitig, wenn auch der rechte etwas stärker durchströmt wird als der linke. Es wird die gesamte installierte Heizfläche genutzt. Entsprechend niedriger stellen sich die jeweiligen Volumenströme ein, in der Folge ergeben sich aus beiden Heizkörpern niedrigere Rücklauftemperaturen von unter 50° C (Abb. 2.18), obwohl die am Raumthermostat vorgegebene Raum-Soll-Temperatur über weite Strecken des Tages bei 24° C liegt.

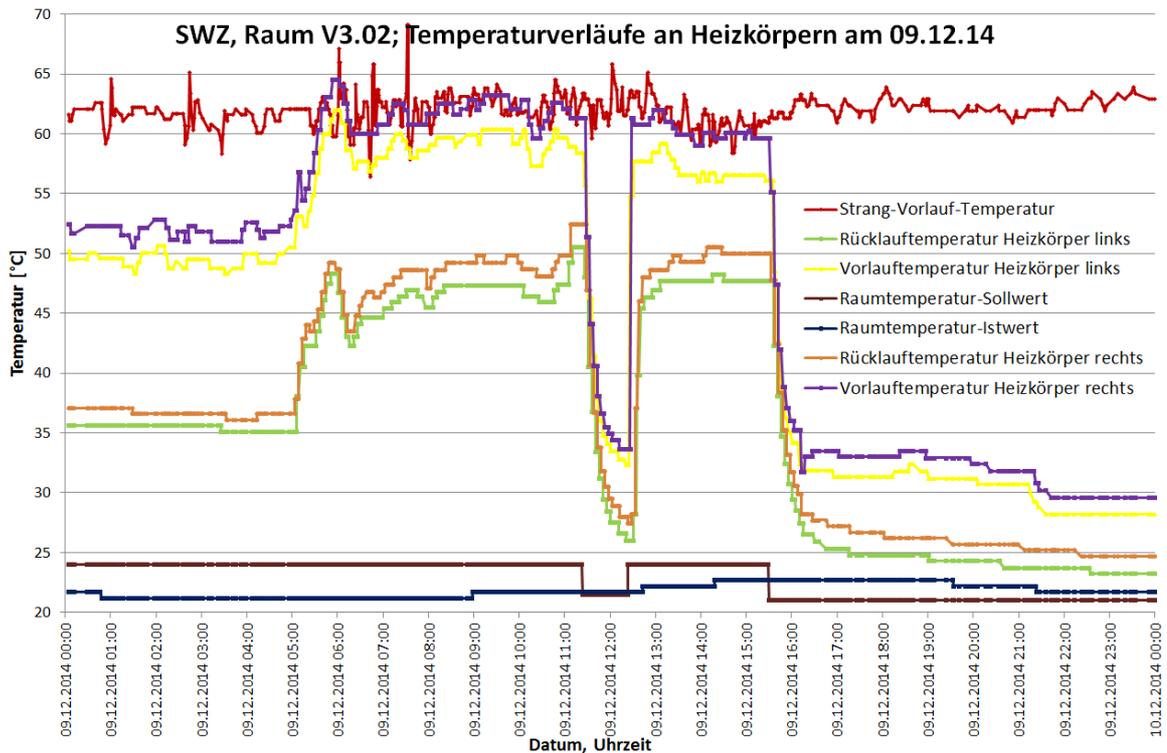


Abb. 2.18 Temperaturverläufe an zwei Heizkörpern mit Motorventilen

Trotz dieses offensichtlichen Zusammenhangs dürfte das Problem mehrerer parallel in einem Raum installierter Thermostatventile weit verbreitet sein, da es für die Regelung mehrerer Heizkörper in einem Raum außer der beschriebenen Variante mit Motorventilen kaum fertige Lösungen gibt. Hier wären einfach umsetzbare Lösungen von der Zulieferindustrie gefragt, z. B. ein Thermostatventilkopf, der über mehrere Kapillarrohre mehrere Ventilkörper gleichmäßig ansteuert. Alternativ sollte über die serielle Verschaltung eines unregelmäßig hinter einen geregelten Heizkörper nachgedacht werden.

2.2.3 Erste Vorlauftemperaturerhöhung um 5 K ohne Pumpendruckkompensation

Am 31.01.14 wurde im Heizstrang Nord, Gebäude V die Tagesvorlauftemperatur von max. 70 um 5 K auf max. 75° C und nachts von max. 60 auf max. 65° C erhöht. Alle anderen Stränge innerhalb der Stadtwerke-Zentrale blieben auf unverändertem Temperaturniveau. Der Differenzdrucksollwert der Strangpumpe blieb zunächst unverändert, um zu untersuchen, ob die Thermostatventile das höhere Temperaturangebot durch tendenzielles Schließen beantworten und somit automatisch für niedrigere Durchflussmengen und Rücklauftemperaturen sorgen.

Abb. 2.19 zeigt, dass dies nicht zuverlässig der Fall ist:

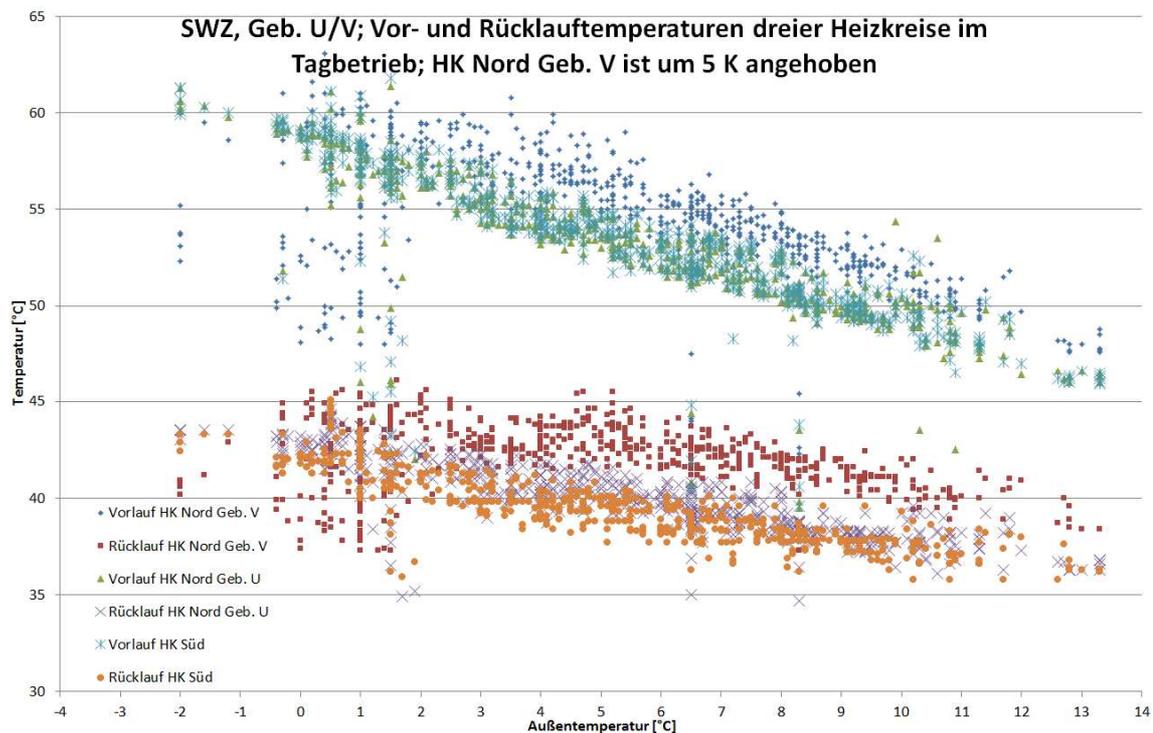


Abb. 2.19 Vorlaufanhebung in Strang Nord Geb. V um 5 K ohne Pumpendruckkompensation

Nicht nur die Vorlauftemperatur des Heizkreises Nord, Geb. V (blaue Rauten) liegt über den Temperaturen der beiden Vergleichsstränge, sondern auch die Rücklauftemperatur (ziegelrote Quadrate) liegt um etwa den gleichen Betrag höher. Die Thermostatventile werden also überdrückt, die Spreizung im Strang erhöht sich nicht. Eine alleinige Anhebung der Vorlauftemperatur ohne begleitende Pumpendruckabsenkung kann sich also kontraproduktiv auswirken und statt der angestrebten Rücklauftemperatur-Absenkung zu einer Rücklauftemperatur-Erhöhung führen. Dies mag der Grund dafür sein, dass in der Praxis bislang das Ziel niedriger Rücklauftemperaturen eher durch Absenkung als durch Anhebung der Vorlauftemperatur angestrebt wurde.

2.2.4 Vorlauftemperaturanhebung mit Pumpendruckkompensation

Am 18.02.14 wurde in einem zweiten Schritt der Soll-Differenzdruck der Pumpe an Heizkreis Nord, Geb. V von 0,2 auf 0,15 bar und am 26.03. gegen 15:00 Uhr nochmals auf 0,1 bar reduziert. Darüber hinaus wurde am 04.03.14 auch im Heizkreis Süd Geb. V die Vorlauftemperatur im Tagbetrieb bei unverändertem Pumpendruck um 5 K erhöht.

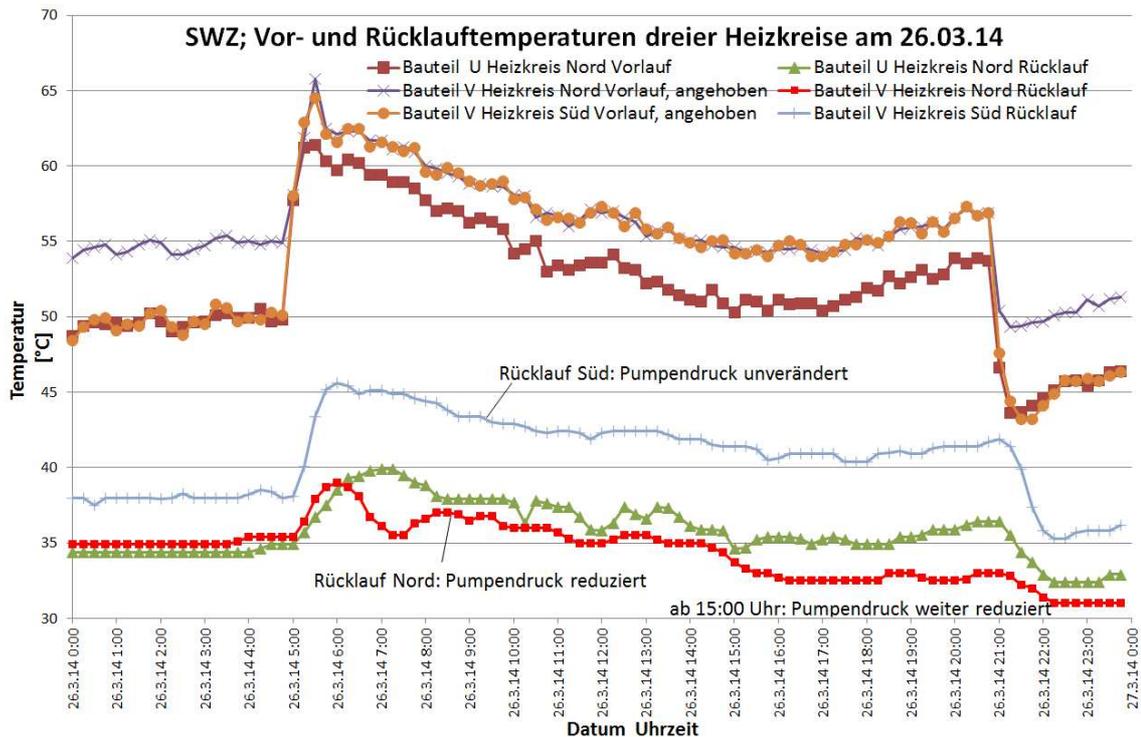


Abb. 2.20 Vorlaufteperaturanhebung in Strang Nord und Süd, Geb. V

Wie Abb. 2.20 zeigt liefert der Heizkreis Süd mit angehobener Vorlaufteperatur und unverändert hohem Pumpendruck die höchste Rücklaufteperatur. Hingegen liegt die Rücklaufteperatur des ebenfalls angehobenen Heizkreises Nord, Geb. V bis gegen 15:00 Uhr um ca. 2 K und nach der nochmaligen Pumpendruckabsenkung um ca. 3 K unter dem des Referenzheizkreises HK Nord, Geb. U.

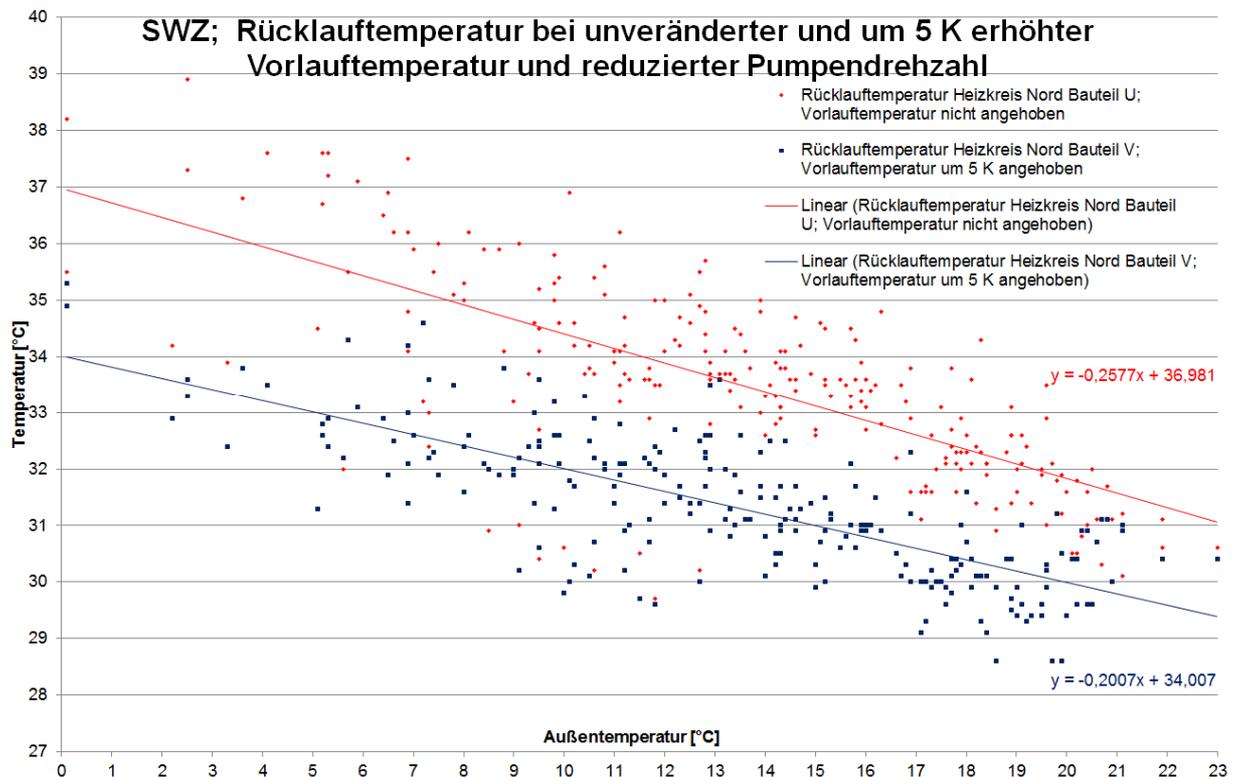


Abb. 2.21 Rücklauftemperaturvergleich angehobener und nicht angehobener Heizkreis

Die Abb. 2.21 zeigt denselben Zusammenhang in einer Darstellung über einen längeren Zeitraum und über der Außentemperatur sortiert. Die unterschiedlichen Neigungen der beiden Regressionsgeraden machen deutlich, dass der rücklauftemperatur-absenkende Effekt der Vorlauftemperaturanhebung mit sinkender Außentemperatur zunimmt. Bei einer Außentemperatur von -16°C ergäbe sich durch Extrapolation aus der Regressionsgeraden für den nicht angehobenen Strang eine Rücklauftemperatur von $41,10^{\circ}\text{C}$, für den angehobenen Strang $37,22^{\circ}\text{C}$. Die Anhebung der Vorlauftemperatur um 5 K bewirkt somit eine Absenkung der Rücklauftemperatur im Auslegungsfall von 3,88 K.

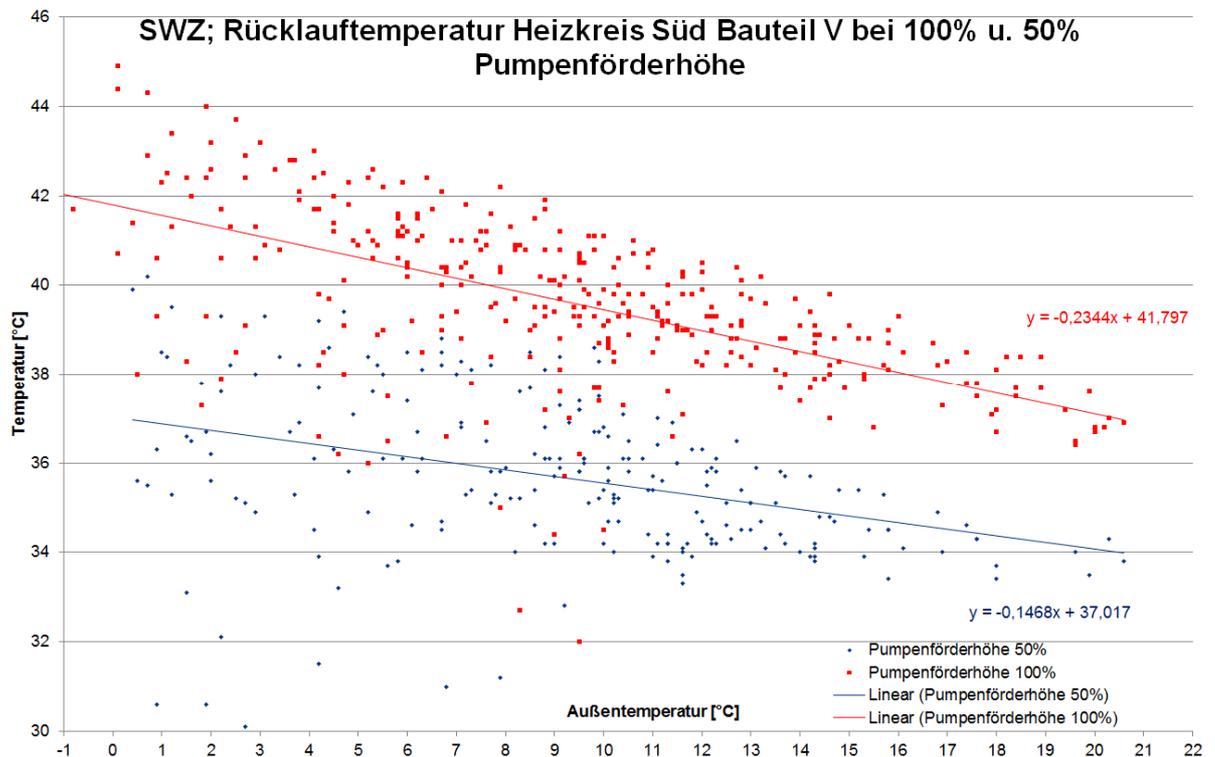


Abb. 2.22 Einfluss der Pumpenförderhöhe auf die Rücklauftemperatur bei angehobener Vorlauftemperatur

Wie entscheidend bei angehobener Vorlauftemperaturfahrweise die gleichzeitige Reduzierung der Pumpenförderhöhe ist, zeigt Abb. 2.22. Die Vorlauftemperaturerhöhung des Heizkreises Süd um 5 K brachte zunächst nur eine Parallelverschiebung des Temperaturniveaus von Vor- und Rücklauf nach oben (rote Datenpunkte). Erst die Halbierung der Pumpenförderhöhe im Heizkreis Süd am 04.03.14 (blaue Datenpunkte) führte zur angestrebten Rücklaufabsenkung um rechnerisch über 6 K. Die Nennspreizung von vorher 70/45°C bzw. 25 K erhöhte sich durch die Vorlauftemperaturerhöhung mit begleitender Pumpendruckhalbierung auf 75/39°C bzw. 36 K, also um den Faktor 1,44, gleichzeitig sank der Volumenstrom um den gleichen Faktor und der Druckverlust im Quadrat dieses Faktors, also um $1,44^2 = 2,07$. Dies erklärt, warum eine Halbierung der Pumpenförderhöhe voll und ganz gerechtfertigt ist. Erst damit kann das Verteilsystem als „druckverlustarm“ im Vergleich zur Ausgangssituation bezeichnet werden.

Im Laufe der Versuche mit angehobener Vorlauftemperatur kam es weder zu Beschwerden seitens der Gebäudenutzer noch zu sonstigen Störungen und Problemen. Die Stromaufnahme der Pumpe im angehobenen Heizkreis Nord, V lag um 40% unter der der baugleichen Pumpe im nicht angehobenen Referenzheizkreis Nord, U.

Die ermutigenden Ergebnisse führten zu der Entscheidung, die Versuche zur Vorlauftemperaturerhebung und Pumpendruckabsenkung zur Heizperiode 2014/15 sukzessive auf weitere Stränge der Stadtwerke-Zentrale auszuweiten.

2.2.5 Übertragbarkeit auf sanierte Altbauten

Der Planungsansatz des druckverlustarmen Verteilsystems bietet sich unter bestimmten Rahmenbedingungen in einem sanierten Altbau an. Häufig werden im Altbau lediglich Sanierungen an der Gebäudehülle vorgenommen, die in einer Reduktion des Heizwärmebedarfs resultieren.

Da eine Kernsanierung mit Austausch der Rohrleitungen und der Heizflächen häufig nicht umgesetzt wird, sind nach einer solchen Sanierung überdimensionierte Heizflächen vorhanden. Auch die Rohrnetze sind nach damals gängiger Auslegung auskömmlich dimensioniert. Tendenziell ist im Altbau eine großzügige Überdimensionierung vorzufinden, was die Umstellung des Netzes zu einem druckverlustarmen Heizverteilsystem weiter begünstigt.

Häufig liegt keine auseichende Dokumentation über die Netze vor. Durch die Verlagerung der Druckverluste vom Netz auf die Heizkörperventile wird dieses Manko ausgeglichen, da die Druckverluste des Netzes eine untergeordnete Rolle hinsichtlich des Gesamtdruckverlustes einnehmen.

Aber auch Altbauten, die nicht baulich saniert werden sollen und in denen Auslegungstemperaturen deutlich unterhalb des durch die Fernwärme angebotenen Vorlauftemperaturniveaus liegen, bieten sich für eine Umstellung an. Aufgrund der höheren Heizleistung ist dabei auch nicht die Problematik der kleinen kvs-Werte von Bedeutung.

Unter welchen Voraussetzungen das System im Altbau anwendbar ist, kann einfach aus der Tabelle 2.1 entnommen oder über Heizkörperkorrekturfaktoren berechnet werden. Ob eine einfache Ermittlung nach Tab 2.1 über die versorgte Fläche möglich ist, muss im Einzelfall geprüft werden.

Besondere Herausforderung stellen aber die alten Rohrnetze dar. Hier sollte vor Umsetzung die Qualität des Netzes, insbesondere bezüglich Ablagerungen, untersucht werden. Die Gefahr von verstopften Ventile steigt bei alten Netzen erheblich. Gegebenenfalls lassen sich die Leitungen durch gutes Spülen soweit ertüchtigen, dass eine Anwendung des Systems empfohlen werden kann. Sind die Voraussetzungen gut, gelten die im Kapitel 2.1.2 beschriebenen Anforderungen bezüglich der Einbauteile zur Reinigung des Heizungswasser und der Heizwasserqualität auch im Altbau.

3 MP 2: Überprüfung innovativer Lösungen zur TWE

3.1 Einleitung

Für die Rücklauftemperatur in Fernwärmenetzen ist die Teilrücklauftemperatur aus Trinkwassererwärmungssystemen von hoher und weiter wachsender Bedeutung: während der Anteil der Gebäudeheizung am Gesamtwärmebedarf mit zunehmendem Dämmstandard kontinuierlich sinkt, bleibt der Wärmebedarf zur Deckung von Warmwasserverbrauch und Zirkulationsverlusten zumindest gleich oder steigt aufgrund gesteigener Komfortansprüche eher noch an. Noch zu Beginn des LowEx-Forschungsvorhabens im Jahr 2011 blieb die Anfrage bei führenden Systemherstellern nach Trinkwassererwärmungssystemen mit niedrigen Rücklauftemperaturen weitgehend unbeantwortet oder man erhielt die Auskunft, niedrige Rücklauftemperaturen seien mit der Verpflichtung zur Warmwasserzirkulation nicht vereinbar.

Ziel von MP 2 war es deshalb, Möglichkeiten und Grenzen einer Trinkwassererwärmung aus Fernwärme mit niedrigsten Rücklauftemperaturen auszuloten. Zwar lagen dazu bereits im Vorfeld zahlreiche Darstellungen der Performance verschiedener innovativer TWE-Schaltungen in Praxisanlagen vor. Diese waren jedoch aufgrund sehr unterschiedlicher örtlicher Gegebenheiten kaum miteinander vergleichbar. Wie viel Warmwasser wurde gezapft, wie viel zirkuliert? Bei welcher Fernwärme-Vorlauftemperatur kam das Messergebnis zu Stande? Welchen Beitrag leistete die Gebäudeheizung zum Gesamtrücklauf?

Um solche Störfaktoren weitgehend auszuschalten und verschiedene TWE-Systeme unter gleichbleibenden Bedingungen testen und damit objektiv vergleichen zu können, wurde im Rahmen des LowEx-Projektes auf dem Gelände und unter Federführung der Hochschule München ein spezieller Prüfstand für TWE-Systeme errichtet und mit diesem sechs innovative Systeme vermessen.

Parallel dazu wurden durch eine Vielzahl von Messungen in realen Mehrfamilienhäusern typische Zapf- und Zirkulationsprofile erfasst, miteinander verglichen und auf Gesetzmäßigkeiten untersucht. Die auf dem Prüfstand erfolgreichsten Systeme wurden in Feldtest erstmalig in realen Gebäuden eingesetzt und in ihrem Verhalten bewertet. Daneben wurde eine Reihe von weiteren Systemvorschlägen in Praxisanlagen vermessen und beurteilt.

Die gefundenen Ergebnisse lassen sich größtenteils auch auf Objekte übertragen, die nicht mit Fernwärme (z. B. aus Gaskesselanlagen, Solaranlagen, Wärmepumpen) versorgt werden.

3.1.1 Bedarfsanalyse, theoretische Vorüberlegungen

Typische Warmwasser-Zapfprofile / Verbräuche [%], [kWh/m²a]

Im Rahmen der Voruntersuchungen wurden für den Labor-Prüfstand aussagekräftige Verbrauchsprofile der Trinkwassererwärmung (Nutzenergie Trinkwasser und Zirkulationsverluste) sowie des Raumwärmebedarfs generiert.

Hierfür wurden einige Studien sowie anerkannte Regeln der Technik zugrunde gelegt. Im folgenden Abschnitt werden die Ergebnisse der einzelnen Studien bezüglich ihrer Anwendbarkeit auf den Versuchsstand erläutert.

VDI 6002- Blatt 1, Solare Trinkwassererwärmung

Als eine Richtlinie für die Auslegung solarer Trinkwassererwärmungsanlagen liefert die VDI 6002-1, für ein Mehrfamilienhaus (nachfolgend MFH genannt) einen mittleren Tagesverbrauch in Höhe von 28 l_{60°C}/(vp d). Bei einer durchschnittlichen Wohnfläche von ca. 30 m²/vp und einer Erwärmung des Trinkwassers um 50 K liegt der jährliche mittlere Nutzenergiebedarf zur Trinkwassererwärmung bei ca. 19 kWh/(m²a).

VDI 2067- Blatt 12, Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen, Nutzenergiebedarf für die Trinkwarmwassererwärmung

Weitere Anhaltswerte zur Bemessung von TWE liefert die VDI 2067, Blatt 1. Diese Richtlinie enthält ein grundlegendes Rechenverfahren zur Bestimmung des Nutzenergieaufwands der Trinkwarmwasserbereitung. Damit anschließend eine energetische Bewertung stattfinden kann wird als Vergleichsobjekt ein Referenzgebäude festgelegt. Die dafür erforderlichen Verbrauchswerte wurden anhand verschiedener Messungen festgelegt.

Der personenbezogene Gesamt-Nutzwarmwasserbedarf bei ca. 40°C Nutzemperatur wird für eine Standardeinrichtung bei 31 l_{40°C}/(p d) und der daraus resultierende Gesamt-Nutzenergiebedarf mit 380 kWh/(p a) angegeben.

Die mittlere Zapfmenge nach VDI 6002, Blatt 1, ist mit 28 l_{60°C}/(vp d) bzw. 40 l_{40°C}/(vp d) deutlich höher.

TU Dresden (Forschungsbericht Zirkulationsverluste)

Im Rahmen eines Forschungsberichtes der Technischen Universität Dresden /Bräu/ wurden drei Mehrfamilienhäuser hinsichtlich des Nutzwärmebedarfes für die Bereiche Gebäudeheizung und TWW- Bereitung untersucht.

Die Messergebnisse der TWW-Zapfmengen, bezogen auf 60°C, liegen zwischen 22...31 l_{60°C}/(WE*d), welche auch laut TU-Dresden sehr klein erscheinen, bis zu einem erwarteten Wert von 82...105 l_{60°C}/(WE.*d). Da keine Informationen über die tatsächliche Anzahl an Personen je Wohneinheit vorlagen konnte im Rahmen der Untersuchungen kein personenspezifischer Wert ermittelt werden.

Geht man von einer mittleren Belegungszahl von 2,5 Personen je Wohnung aus, so weisen die Zapfmengen eine Bandbreite von 8,8...42,0 l_{60°C}/(P*d) auf. Somit ist ersichtlich, dass die Auslegungswerte der Richtlinien/Normen einen zutreffenden Anhaltswert liefern, der im Bereich der Messungen liegt.

Optimusstudie

Weitere umfangreiche Messungen im Gebäudebestand wurden im Zuge der Optimus-Studie durchgeführt /Jagn/. Hierbei wurden 92 Wohngebäude, unterschiedlichster Bauschwere und Baujahres hinsichtlich deren energetischen Optimierungspotentials im Hinblick auf den Heizwärmeverbrauch untersucht. Bei 66 Anlagen bestand zusätzlich die Möglichkeit zur Messung des Energiebedarfes für die Trinkwarmwasserbereitung. Darin enthalten ist ebenfalls der Bedarf für die Deckung der Verluste durch Zirkulation und Speicherung. Die zeitbereinigten Ergebnisse der 3-jährigen Messung sind in Abb. 3.1 dargestellt.

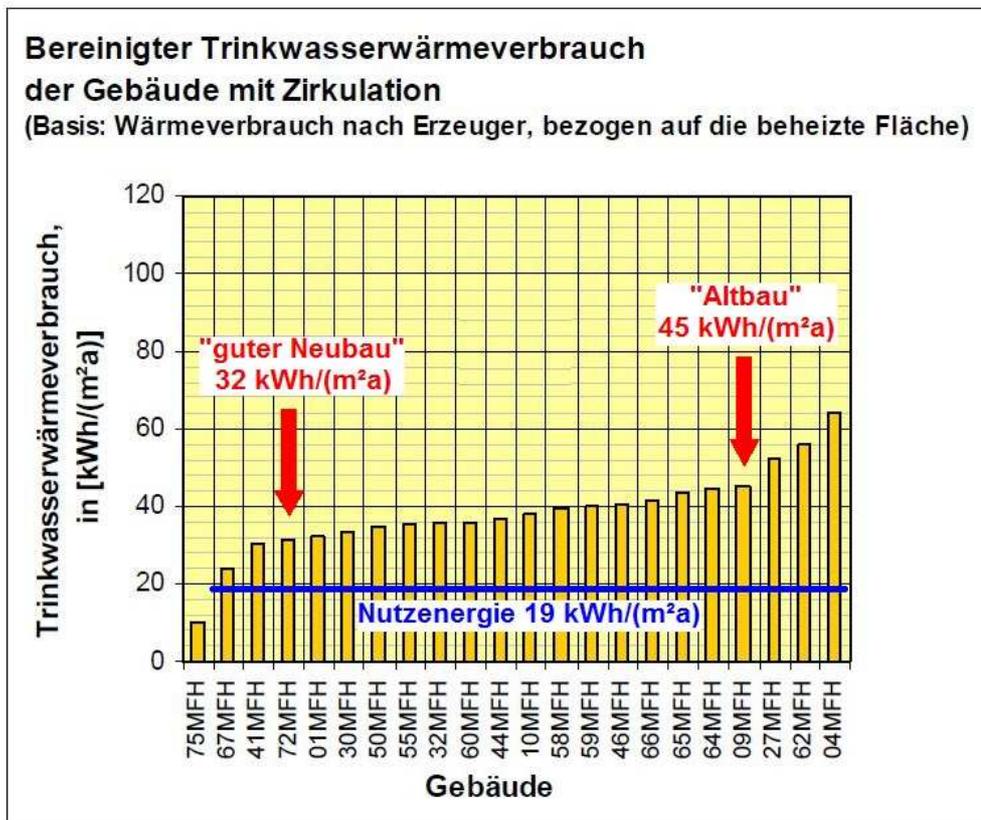


Abb. 3.1 Bereinigter Trinkwasserwärmeverbrauch der Gebäude mit Zirkulation (ab Erzeuger) /Jagn/

Ebenfalls ist aus Abb. 3.1 der nach VDI 6002-1 errechnete Nutzenergiebedarf zur Deckung der Trinkwassererwärmung von 19 kWh/(m²a) für einen Großteil der MFH ersichtlich. Die darüber liegenden Verluste für Verteilung und Speicherung werden für einen guten Neubaustandard mit ca. 13 kWh/(m²a) (32 – 19 kWh/(m²a)) und für einem Altbau bei ca. 26 kWh/(m²a) ermittelt.

Passivhausinstitut (W. Feist)

Die messtechnischen Untersuchungen und Auswertungen der Passivhäuser der Tevesstraße /Feist/ in Frankfurt am Main kommen ebenfalls auf einen spezifischen Nutzenergieverbrauch in Höhe von 19 kWh/m²a für die Trinkwassererwärmung. Die Verluste für Verteilung und Speicherung liegen im Bereich von 5,9 – 7,4 kWh/m²a und belaufen sich damit auf ca. die Hälfte gegenüber einem Neubau gem. Optimus-Studie. Dies lässt sich mit der doppelten Dämmschichtstärke (200 % EnEV) und der Vermeidung von Wärmebrücken im Bereich der Rohrleitungsbefestigungen und Formstücken sowie an den Anschlussstellen begründen.

Nach EnEV und DIN V 18599

Im Zuge des Berechnungsverfahrens zur energetischen Bewertung eines Wohngebäudes liefert die EnEV ebenfalls Kennwerte für den Nutzwärmebedarf der Warmwasserbereitung.

In Abhängigkeit des Rechenverfahrens liegt dieser für die Berechnung gem. Anhang 1, Nr. 2.1.1 nach Tabelle 3 der DIN V 18599-10 für ein MFH bei 16 kWh/(m²a). Für das Monatsbilanzverfahren gem. Anhang 1, Nr. 2.1.2 ist der Nutzwärmebedarf im Sinne der DIN V 4701-10 mit 12,5 kWh/(m²a) anzusetzen.

Messungen aus der Masterarbeit Hörmann

Zur Findung eines geeigneten Zapfprofiles für den Trinkwarmwasserbedarf wurden weitere Messungen im Rahmen einer Masterarbeit durchgeführt. A. Hörmann untersuchte fünf MFH in München hinsichtlich des Verbrauchs und der Tagesverteilung im Bereich Trinkwarmwasser /Hör/. Zusätzlich wurden auch Messungen hinsichtlich des Heizwärmebedarfes und des Zustandes der Zirkulationsleitungen vorgenommen.

Resultat der Messreihen ist ein durchschnittlicher Warmwasserverbrauch von 60grädigem Trinkwasser in Höhe von 24 l_{60°C}/(P d). Dieser liegt um 4 l_{60°C}/(P d) unterhalb des nach VDI 6002, Blatt 1 angegebenen Wertes. Eine Verteilung der Trinkwarmwasserentnahmen über einen Werktag ist im Vergleich zur VDI 6002 in Abb. 3.2 ersichtlich. Im Vergleich dazu stellt Abb. 3.3 den Tagesverlauf eines Wochenendtages dar.

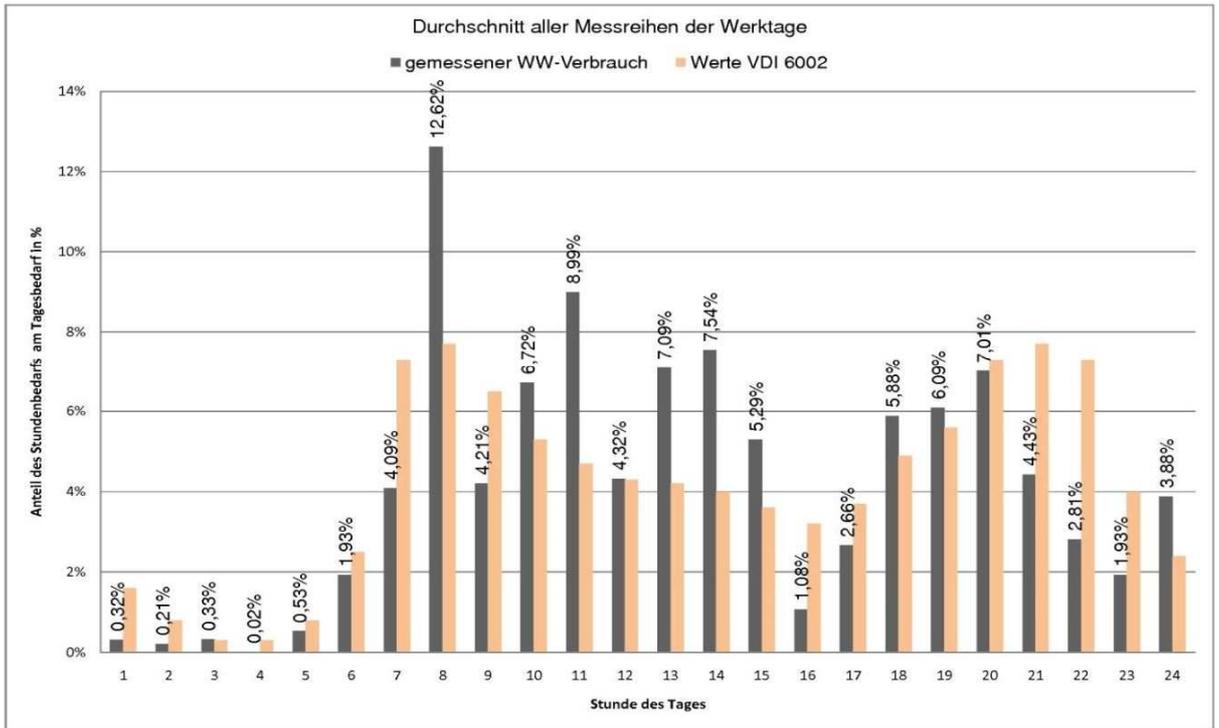


Abb. 3.2 Anteil des Stundenverbrauchs am Tagesverbrauch /Hör/

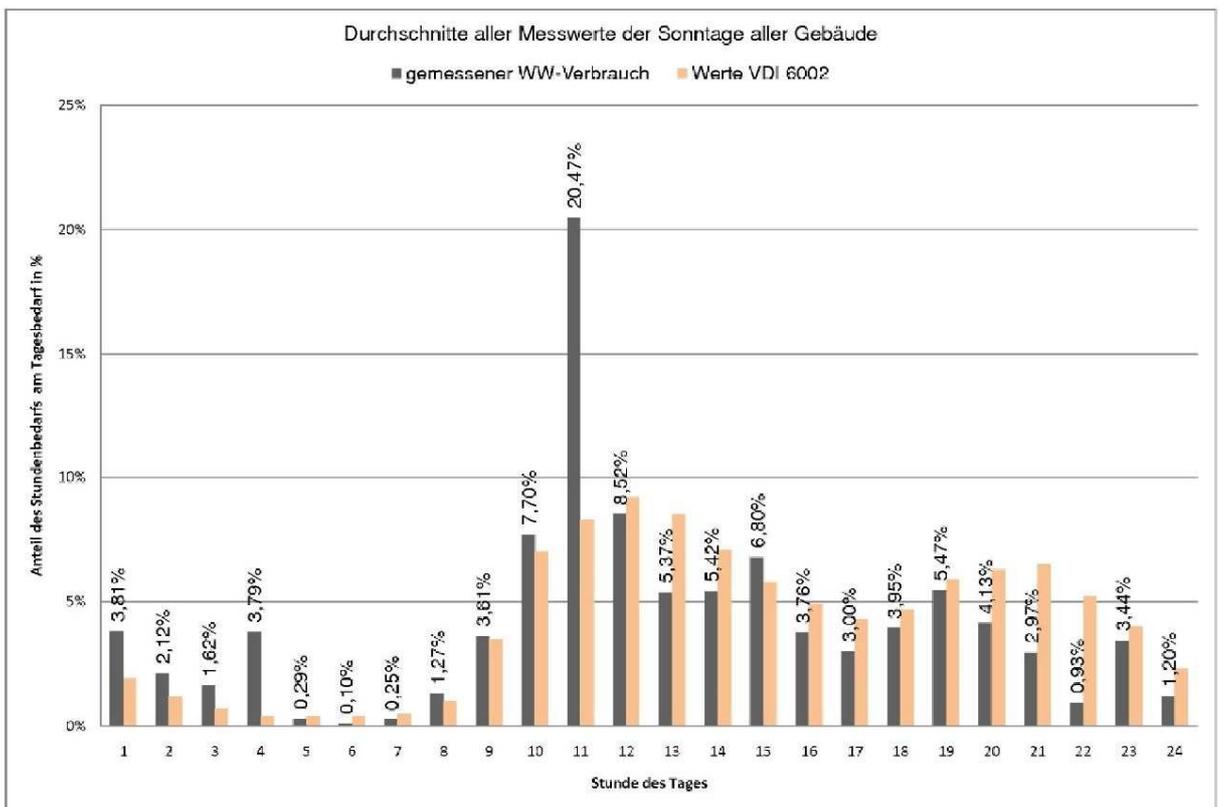


Abb. 3.3 Anteil des Stundenverbrauchs am Tagesverbrauch Sonntage /Hör/

Messungen der Hochschule München an einem Bestandsgebäude mit 23 WE

Für das TWW-Lastprofil, welches als Grundlage für alle Versuchsstände dienen soll wurden ebenfalls durch die Hochschule München Verbrauchsmessungen an einer Bestandsanlage durchgeführt. Anschließend wurden die gemessenen Werte mit den vorher genannten Studien, sowie den Vorgaben der Normen verglichen.

Mit portablen 2 Kanal-Ultraschall-Durchflussmessgeräten wurden hierfür Messungen an der Trinkwarmwasserleitung, der Zirkulationsleitung sowie dem Heizkreis des Referenzgebäudes in sekundlichen Messzyklen durchgeführt.

Allgemeinen Angaben zum Referenzgebäude:

- 23 Wohneinheiten
- Baujahr 2002
- Standort München (Norm-Außentemperatur -16°C)
- Beheizte Wohnfläche ca. 1600 m²
- Spezifische Gebäudeheizlast ca. 50 kWh/m²
(Heizkörper: Auslegung 75/60°C; Heizkurve 1,3; Niveau +2)
- Nachtabsenkung von 23:00 bis 5:00 Uhr auf 16°C
- Spezifischer Energiebedarf Trinkwarmwasser ca. 21 kWh/m²a
- Spezifischer Energiebedarf Zirkulation ca. 13 kWh/m²a
(~ 7 l/min bei $\Delta T = 5$ K)

Es zeigte sich, dass der ermittelte Energiebedarf für die Trinkwarmwasserbereitung im Bereich der vorher erläuterten Untersuchungen sowie der derzeitigen Normung liegt und die Angaben sich somit gegenseitig bestätigen. Eine Anwendbarkeit dieses Zapfprofils als aussagekräftige Referenz für den Versuchstand ist somit gegeben.

Die Darstellung der Messergebnisse ist dem folgenden Abschnitt zu entnehmen.

3.1.2 Einfluss der Messintervalldauer

Um das Zapfverhalten der Benutzer möglichst detailgetreu abbilden zu können, sind kleine Vorgabe-Intervalle wünschenswert, die Mess-, Steuer- und Regeltechnik fordert für ein stabiles Regelverhalten eher große Zeitintervalle. Die nachfolgenden Diagramme zeigen die „Trinkwarmwasserverbrauchsglättung“ anhand der Mittelwertbildung über die jeweiligen Intervalle. Es wurden am Versuchsstand Testreihen mit Intervallen von 5 Sekunden, 10 Sekunden, 30

Sekunden und 60 Sekunden getestet. Die 5 Sekunden-Intervalle erwiesen sich unter Berücksichtigung der Öffnungs- und Schließzeiten für die Entnahmeventile als zu kurzzeitig, so dass kein zufriedenstellender, stabiler Entnahmevergange nachgefahren werden konnte. 60 Sekunden-Intervalle bewirken bereits eine zu hohe „Dämpfung“ der Zapfspitzen und stellen somit eine zu große Abweichung zum reellen Benutzerverhalten dar. Bei den 10 Sekunden-Intervallen konnte bereits ein stabiles und genaues Regelverhalten erzielt werden. Es wurde somit als optimales Vorgabe-Intervall für die Referenz-Trinkwasserprofile verwendet.

Durch die sekundliche Messdatenaufzeichnung konnte zum einen der Spitzenzapfvolumenstrom gemäß den Untersuchungen der TU Dresden nachgewiesen werden, zum anderen konnten die Messreihen auf beliebige andere Mittelwertintervalle umgerechnet werden. Der Schwellenwert, ab dem eine „richtige“ Entnahme stattfindet, wurde auf 1,8 l/min festgelegt. Bei dem „Hintergrundrauschen“ unterhalb 1,8 l/min handelt es sich um Messfehler des Durchflussmessgerätes oder um Schwerkraftzirkulation im Rohr.

In den folgenden Diagrammen sind die Trinkwasserzapfungen von Warmwasser in l/min für die Intervalle 1 Sekunde (Abb. 3.4), 5 Sekunden (Abb. 3.5), 10 Sekunden (Abb.3.6), 30 Sekunden (Abb. 3.7) und 60 Sekunden (Abb.3.8) aufgetragen.

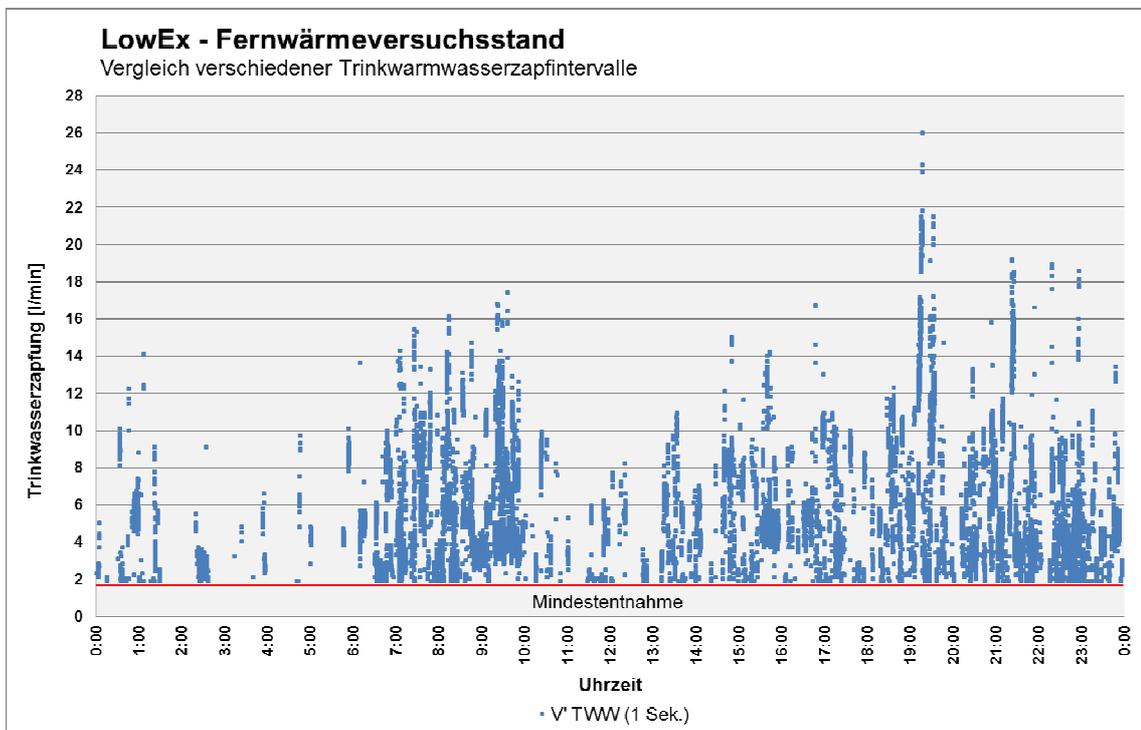


Abb. 3.4 Trinkwarmwasserzapfprofil – Messintervall 1 Sekunde

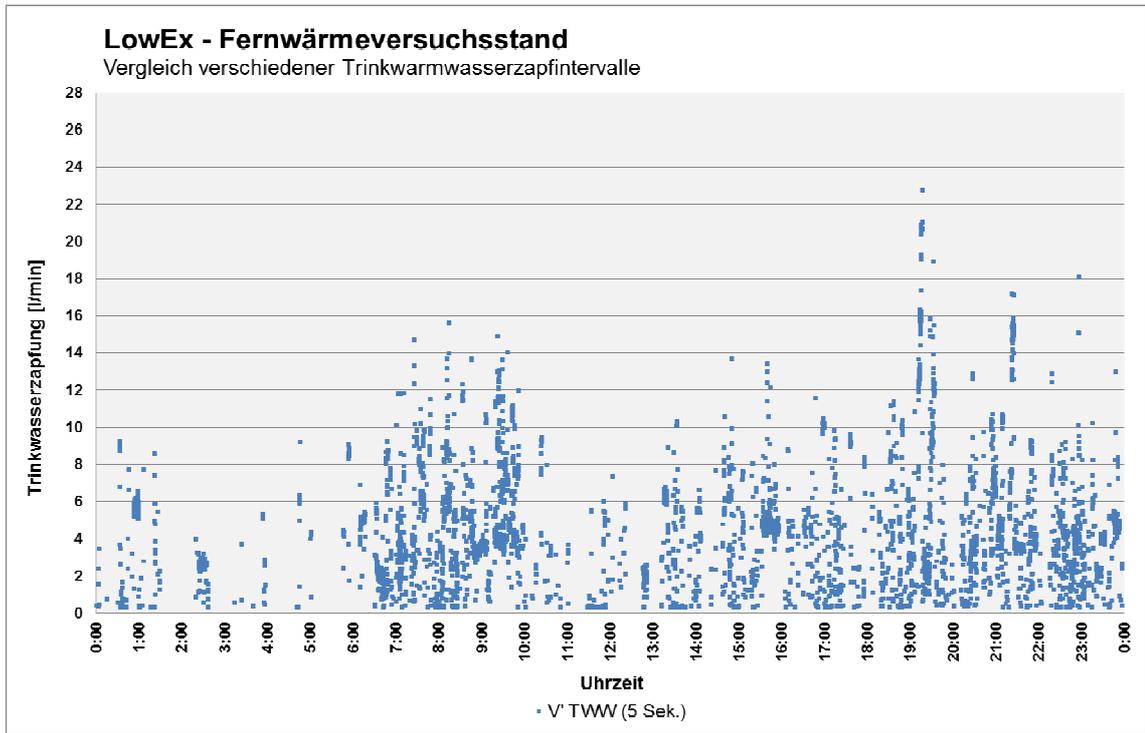


Abb. 3.5 Trinkwarmwasserzapfprofil – 5 Sekunden-Mittelwerte

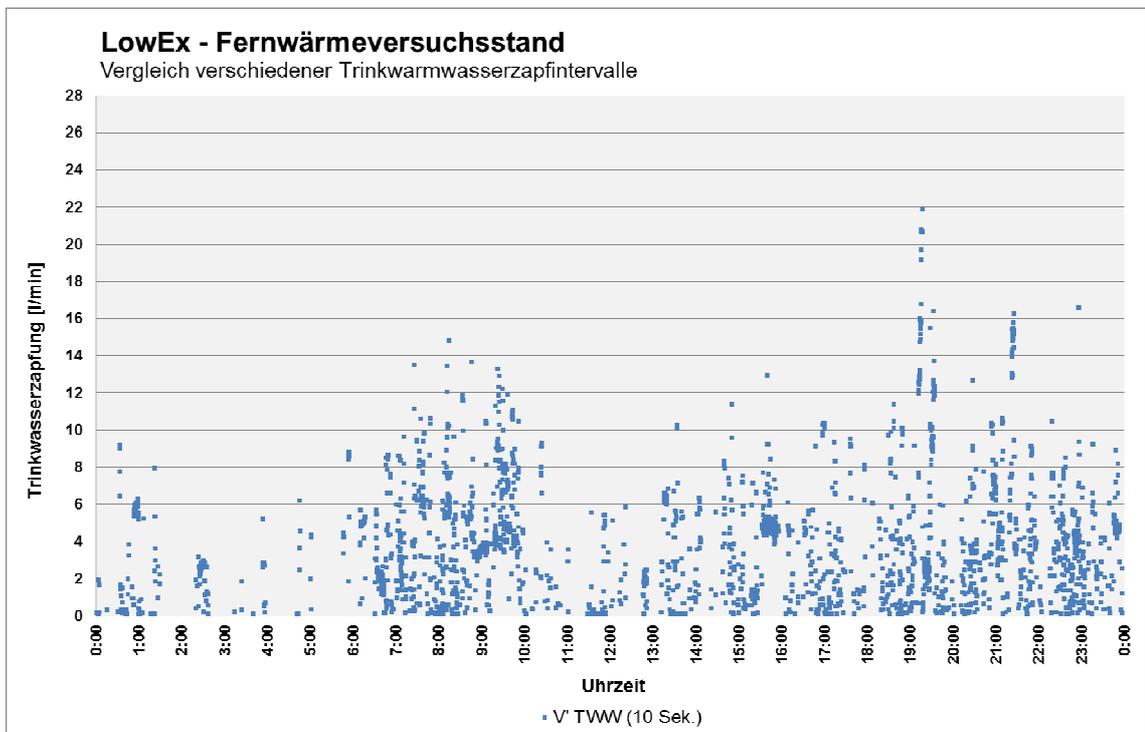


Abb. 3.6 Trinkwarmwasserzapfprofil – 10 Sekunden-Mittelwerte

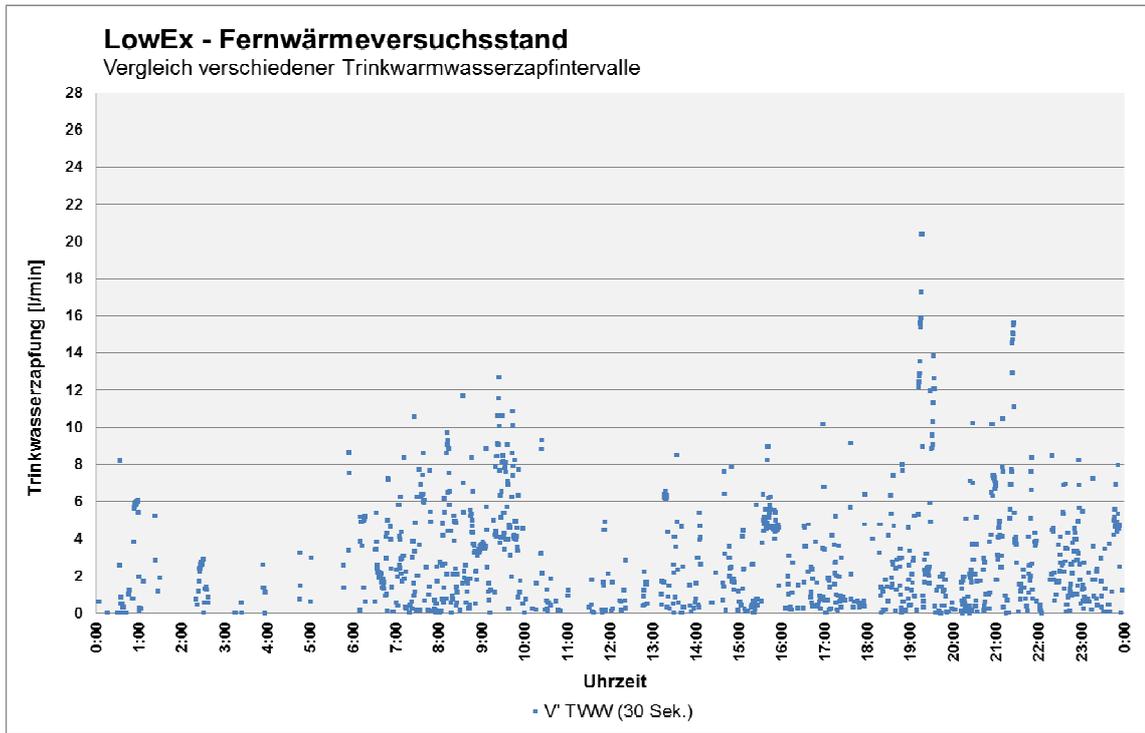


Abb. 3.7 Trinkwarmwasserzapfprofil – 30 Sekunden-Mittelwerte

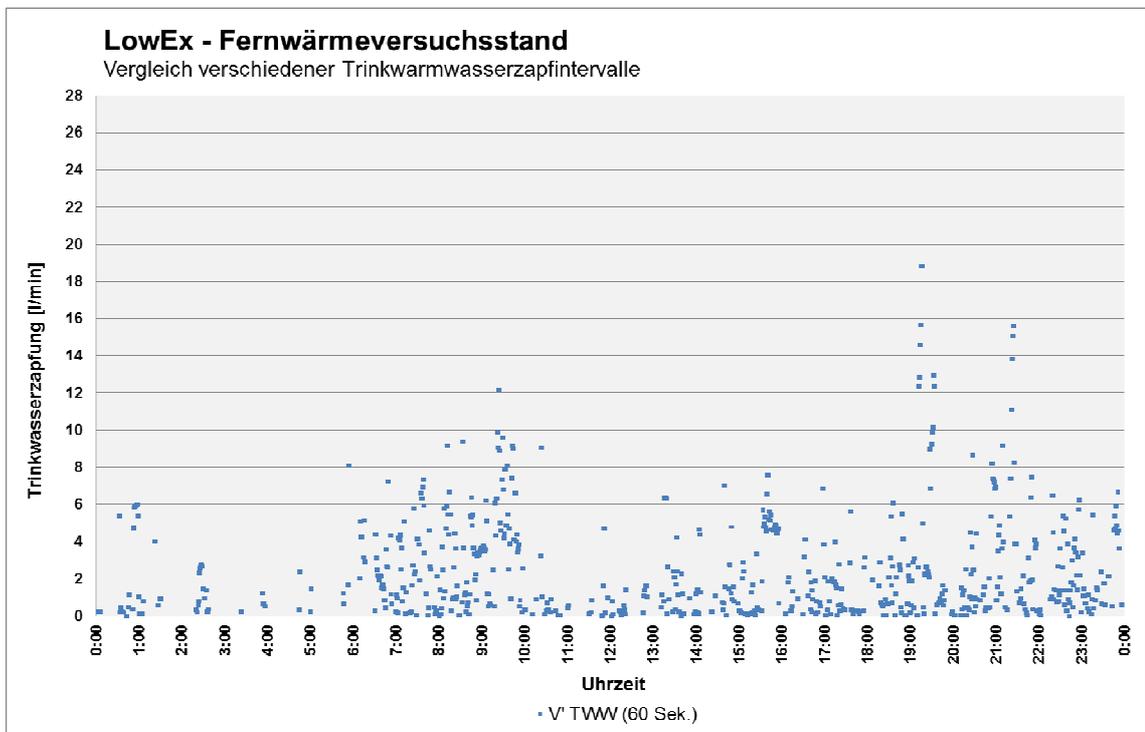


Abb. 3.8 Trinkwarmwasserzapfprofil – 60 Sekunden-Mittelwerte

Wie aus den Abb. 3.4 und 3.6 zu erkennen ist, stellen die im Versuchsstand hinterlegten Trinkwasserzapfprofile mit 10 Sekunden-Intervallen den realen Betriebszustand im Gebäude sehr gut dar. Es werden weder die Spitzenzapfungen zu sehr geglättet noch geht das dynamische Betriebsverhalten auf Grund langer Intervallphasen verloren.

Bei dem vorangegangenen Vergleich der Tageszapfungen an Trinkwarmwasser lag die Spitze um ca. 19:30 Uhr vor. Diese wird für jedes Zeitintervall herausgegriffen und in Tab.3.1 miteinander hinsichtlich der relativen Abweichung verglichen.

Tab.3.1 Vergleich Spitzenzapfung im Verhältnis zum Zeitintervall

Messintervall	1 s	5 s	10 s	30 s	60 s
Zapfspitze	26,0 l/min	23,0 l/min	22,0 l/min	20,5 l/min	19,0 l/min
„Dämpfung“	---	11,5 %	15,4 %	21,2 %	26,9 %

Die „Dämpfung“ wurde wie folgt berechnet:

$$\text{Dämpfung} = \frac{\text{Abweichung}}{\text{Ausgangszustand (Intervall 1 sec.)}} \cdot 100 \%$$

Zu beachten:

Bei einer Messdatenaufzeichnung mit einem bestimmten Messintervall handelt es sich nur um eine Momentaufnahme d.h. taucht der Spitzenwert nur 1 x am Tag auf dann liegt die Wahrscheinlichkeit bei einem Messintervall von 30 Sekunden bei 1:30 dass der Wert auch erfasst wird. Von großen Messintervallen rückwirkend auf Spitzenzapfungen zu schließen ist nicht möglich.

Wegen des hohen Einflusses der Messintervalldauer auf das Messergebnis sollte bei der Angabe von Volumenstrom-Messdaten stets das verwendete Messintervall mitgenannt werden, kurze Messintervalle sind zu bevorzugen.

3.1.3 Festlegung von Referenz-Tagesganglinien für den Prüfstand

3.1.3.1 Lastprofil Trinkwarmwasserverbrauch

Der tägliche Trinkwarmwasserverbrauch für ein Referenzgebäude mit 23 Wohneinheiten, einer Personenbelegung von 2,5 Personen je Wohneinheit und mittleren üblichen Trinkwarmwasserbedarfskennwerten (siehe Tab. 3.2) berechnet sich wie folgt. Bei der Anzahl von 23 Wohneinheiten handelt es sich um ein typisches, in München häufig vorkommende Wohngebäude.

Tab.3.2 Typische Trinkwarmwasserbedarfskennwerte /Bräu/

Wohnungsanspruch	45 °C	60 °C	Energieverbrauch
Niedriger Bedarf	15...30 l/d	10...20 l/d	600...1200 Wh/(d*Pers.)
Mittlerer Bedarf	30...60 l/d	20...40 l/d	1200...2400 Wh/(d*Pers.)
Sehr hoher Bedarf	60...120 l/d	40...80 l/d	2400...4800 Wh/(d*Pers.)

$$V_{TWW, Pers/d, 60^{\circ}C} = 23WE \times 2,5 \frac{Pers}{WE} \times 30 \frac{l_{60^{\circ}C}}{d} = 1725 \frac{l}{d}$$

Wie oben bereits beschrieben, ist für die Auswahl des Messintervalls ein Kompromiss zwischen „Zapfspitzenglättung“ und Regelgüte des Versuchsstands zu treffen. Für die Messreihen wurde das 10 Sekunden Intervall für gut befunden und angewandt (vgl. Abschnitt „Einfluss der Messintervalldauer auf Zapfmessungen“).

Auf den folgenden beiden Seiten bieten die Abb. 3.9 und Abb. 3.10 einen Vergleich hinsichtlich der Dämpfung in Abhängigkeit des Messintervalls und die Abb. 3.11 und Abb. 3.12 einen Vergleich hinsichtlich des Trinkwarmwassertagesverbrauchs in Abhängigkeit des Messintervalls.

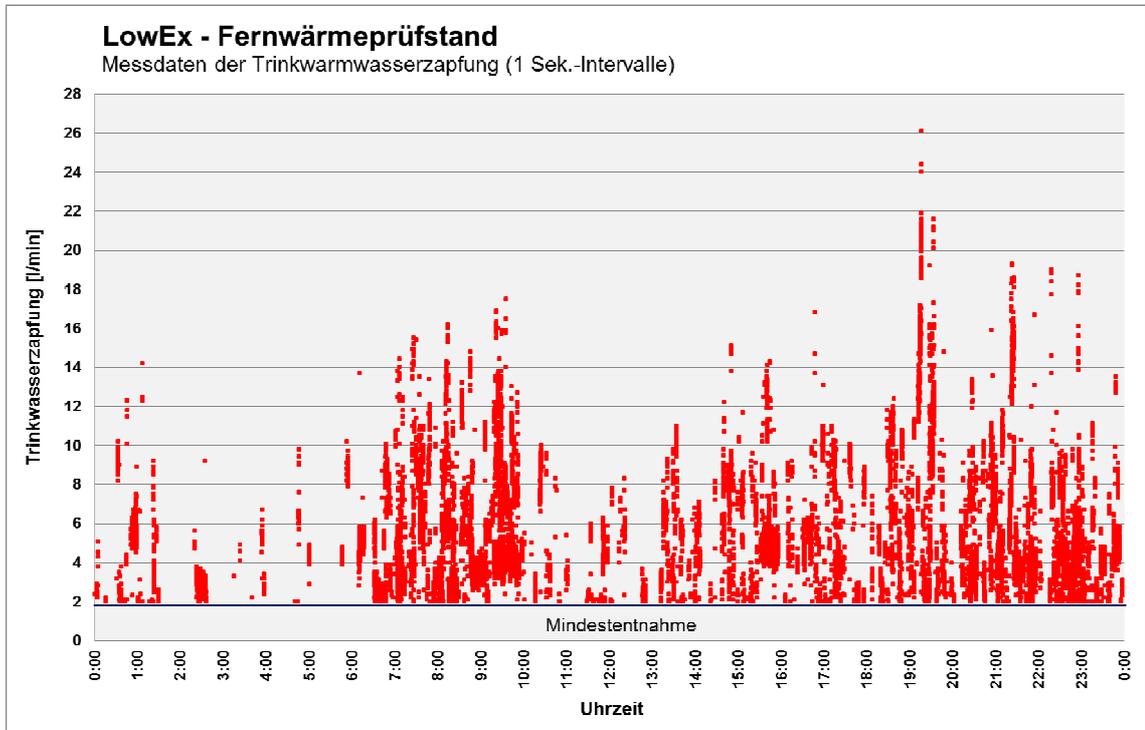


Abb.3.9 Messwerte der Trinkwarmwasserzapfung (1 Sek.-Intervalle)

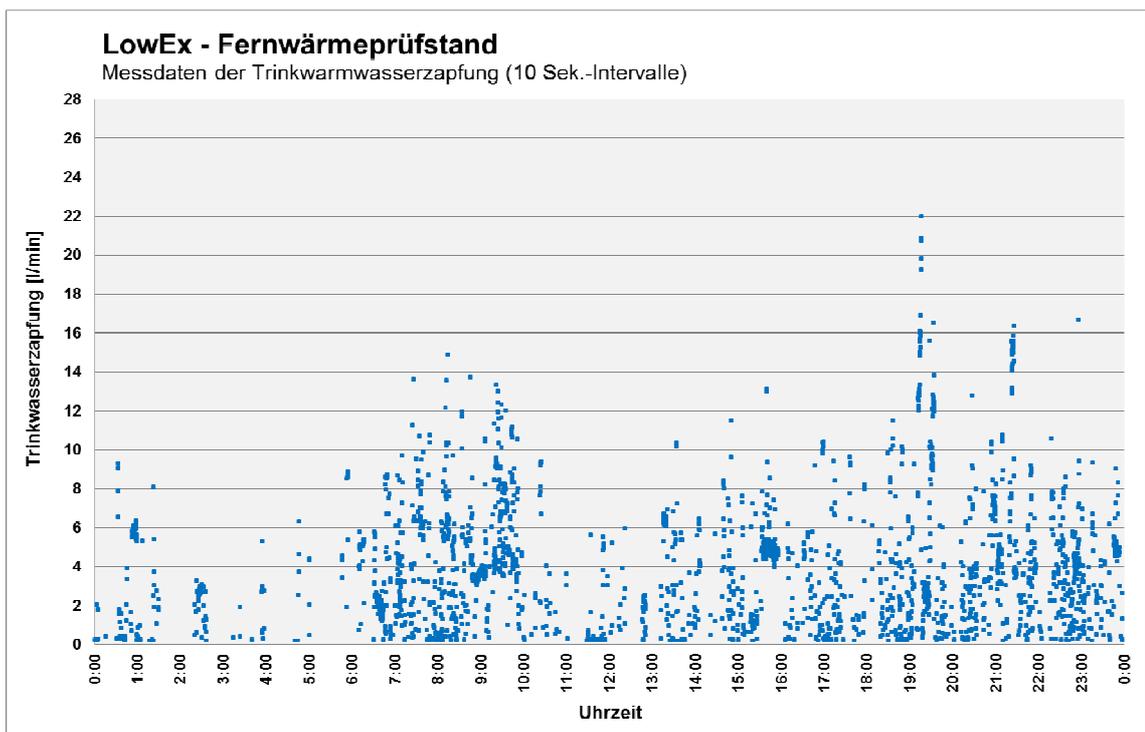


Abb.3.10 Mittelwerte der Trinkwarmwasserzapfung (10 Sek.-Intervalle) → Verwendetes Lastprofil

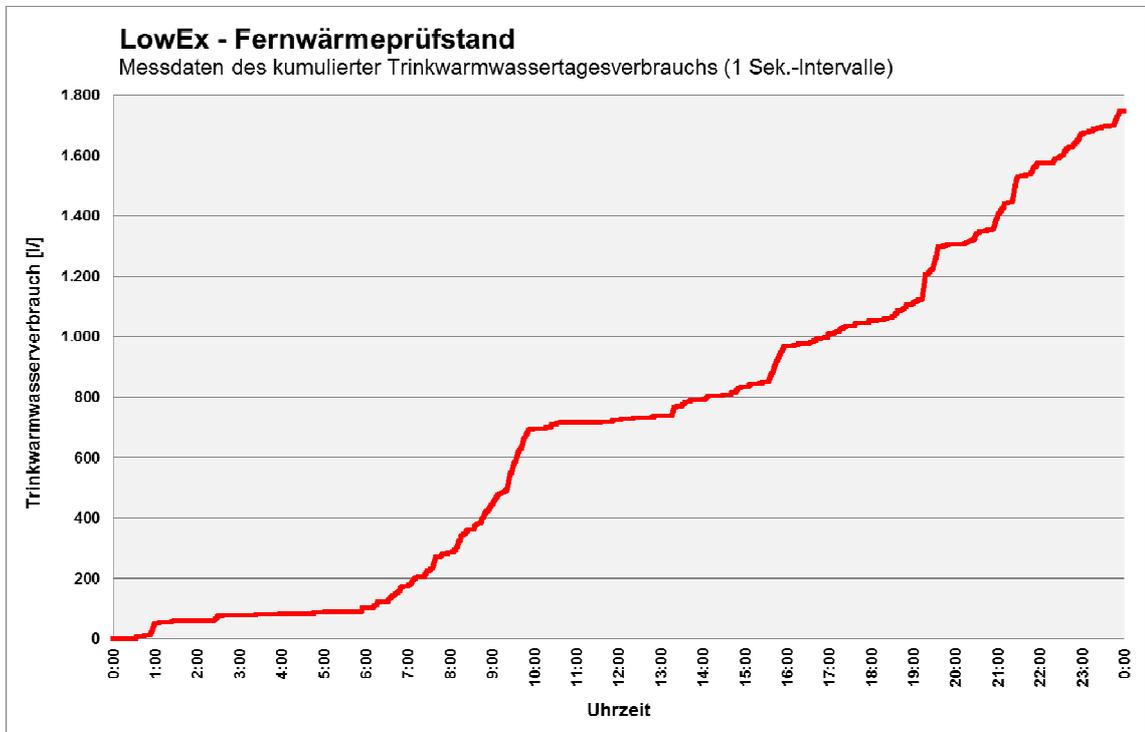


Abb. 3.11 Kumulierte Messwerte des Trinkwarmwassertagesverbrauchs (1 Sek.-Intervalle)

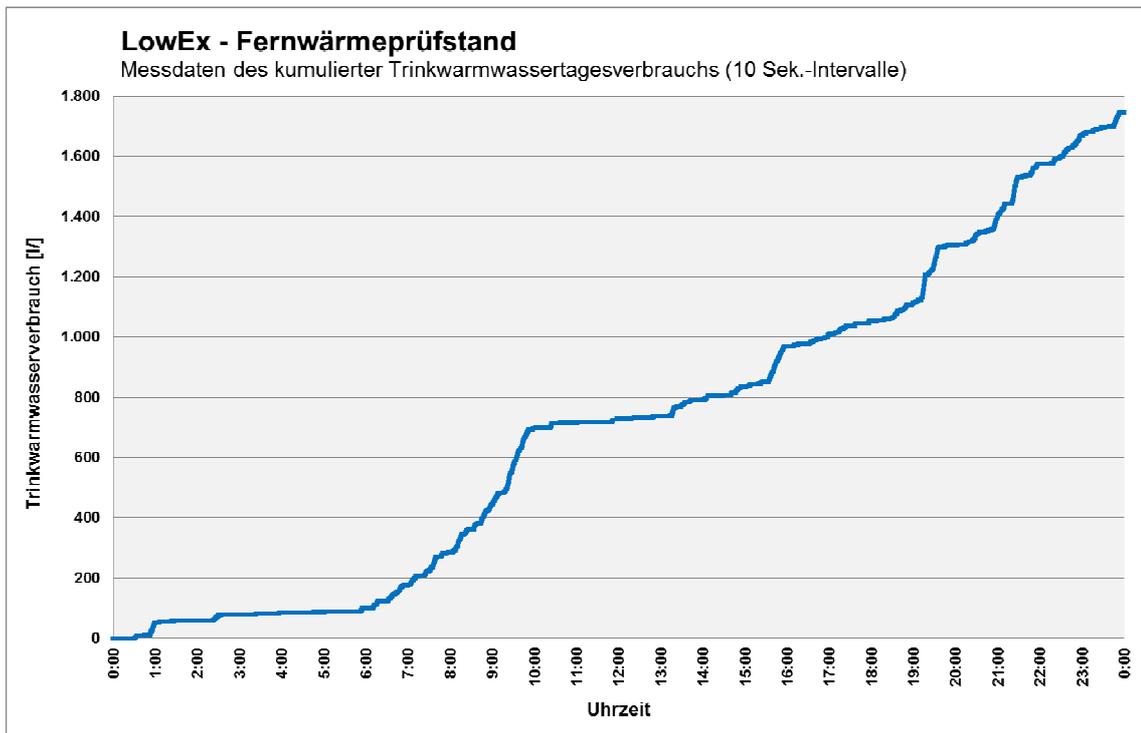


Abb. 3.12 Kumulierter Trinkwarmwassertagesverbrauch anhand der Mittelwerte (10 Sek.-Intervalle)

3.1.3.2 Lastprofil Zirkulation

Auf Basis der vorhergehenden Untersuchungen /Jagn/, /Feist/ werden die Zirkulationsverluste für den Versuchsstand für drei unterschiedliche Zirkulationsleitungsämmstandards berücksichtigt.

Spezifische Zirkulationsverluste (Richtwerte für Standard-Wohngebäude):

- „Neubau“ (100% EnEV) = 13,0 kWh/m²a
- „Altbau“ (50% EnEV) = 26,0 kWh/m²a
- „Passivhaus“ (200% EnEV) = 6,5 kWh/m²a

Unter der Annahme, dass sich die Zirkulationspumpe im 24h Dauerbetrieb befindet und die nach dem DVGW-Arbeitsblatt W 551 /DVGW/ geforderten Trinkwassertemperaturen (Trinkwarmwasseraustritt 60°C und Zirkulationseintritt 55°C) eingehalten werden, ergeben sich auf die Wohnfläche bezogen nachfolgenden Zirkulationsvolumenströme.

- „Neubau“ (100% EnEV) = 7,0 l/min
- „Altbau“ (50% EnEV) = 14,0 l/min
- „Passivhaus“ (200% EnEV) = 3,5 l/min

$$\dot{V}_Z = \frac{q_{Z, spez.} \times A}{c_{p,W} \times \Delta T \times t \times \rho_W}$$

Daraus ergeben sich für das Trinkwarmwasserzapfvolumen von ca. 1.725 l/d folgende Volumenverhältnisse zum täglichen Zirkulationsvolumen (Zirk-/Zapf-Verhältnisse):

- „Neubau“ (100% EnEV) = 5,84
- „Altbau“ (50% EnEV) = 11,69
- „Passivhaus“ (200% EnEV) = 2,92

In Tab. 3.3 sind die aufgezeigten Varianten zusammengefasst.

Tab. 3.3 Gegenüberstellung der 3 Profile für die Zirkulationsverluste

		„Neubau“	„Altbau“	„Passivhaus“
Spez. Verluste	kWh/m ² a	13,0	26,0	6,5
Zirk.-Vol.	l/min	7,0	14,0	3,5
Verhältnis V_Z/V_{TW}	-	5,8	11,5	2,9

Einteilung des Tageslastganges für die Trinkwassererwärmung in 3 Betriebszustände

- Zirkulationsbetrieb (von 1:30 Uhr bis 6:30 Uhr)
- Spitzenlast (von 6:30 Uhr bis 10:00 Uhr und von 18:30 bis 23:30 Uhr)
- Teillast (von 23:30 bis 1:30 und von 10:00 Uhr bis 18:30 Uhr)

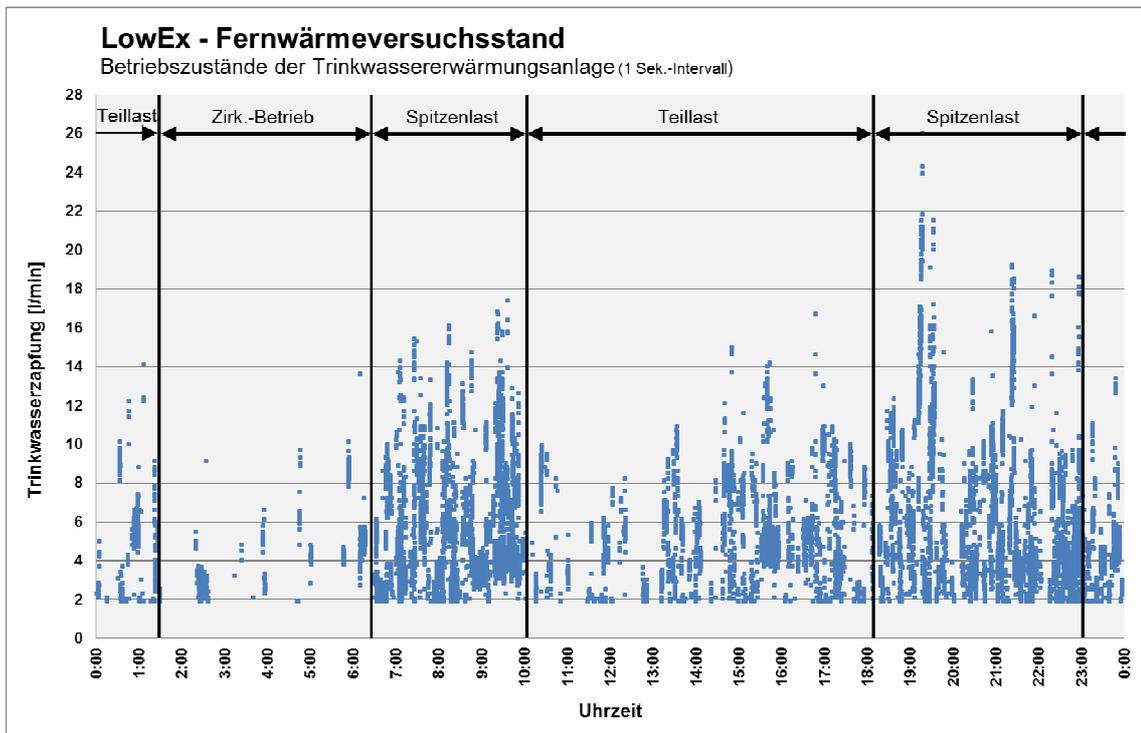


Abb.3.13 Einteilung des Referenz-Lastprofils in 3 grundlegende Betriebszustände

Je nach Auslegung der Warmwasser- und Zirkulationsleitungen kommt es in Wohngebäuden aufgrund von Druckschwankungen zu erheblichen Abweichungen vom eingestellten Zirkulationsvolumenstrom zwischen reinem Zirkulationsbetrieb und dem Betrieb bei Warmwasserzapfung (vgl. Abb. 3.149). Am Versuchsstand wurde der Zirkulationsvolumenstrom konstant gehalten, so dass selbst bei Spitzenzapfung der Zirkulationsvolumenstrom nicht mehr als 5 % unter dem eingestellten Wert liegt.

3.1.3.3 Lastprofil Heizung

Ähnlich wie zahlreiche vergleichbare, kunststoffmantelrohr-verlegte Wärmeverteilnetze der Bundesrepublik werden auch die Münchener Fernwärmenetze mit außentemperaturabhängig gleitender Vorlauftemperatur zwischen gut 130° C bei Normaußentemperatur (-16° C) und gut 80° C in der heizfreien Zeit betrieben, Tendenz sinkend. Für den statistisch besonders häufig vorkommenden milden Wintertag mit Außentemperaturen um 0° C liegt die Vorlauftemperatur in solchen Netzen typischerweise bei etwa 110° C. Somit wird für die Messreihen des Winterfalls die Vorlauftemperatur fernwärmeseitig mit 110° C festgelegt.“

Für das Lastprofil des Raumwärmebedarfs wurde der Heizkreis des Referenzgebäudes vermessen. Die Außentemperatur lag dabei zwischen 1,0°C und 6,5°C und entspricht damit einem milden Wintert ag.

Da die Heizung im Vergleich zur Trinkwarmwasserzapfung sehr träge ist, werden für das Referenzprofil 10-Minuten-Mittelwerte hinterlegt. Die Rücklauftemperatur und der Durchfluss des Heizkreises wurden durch die Messtechnik des Versuchsstands vorgegeben. Die Heizungs-Vorlauftemperatur wird anhand der Außentemperatur (Heizkurve) durch den Heizungsregler der Test-Station ermittelt.

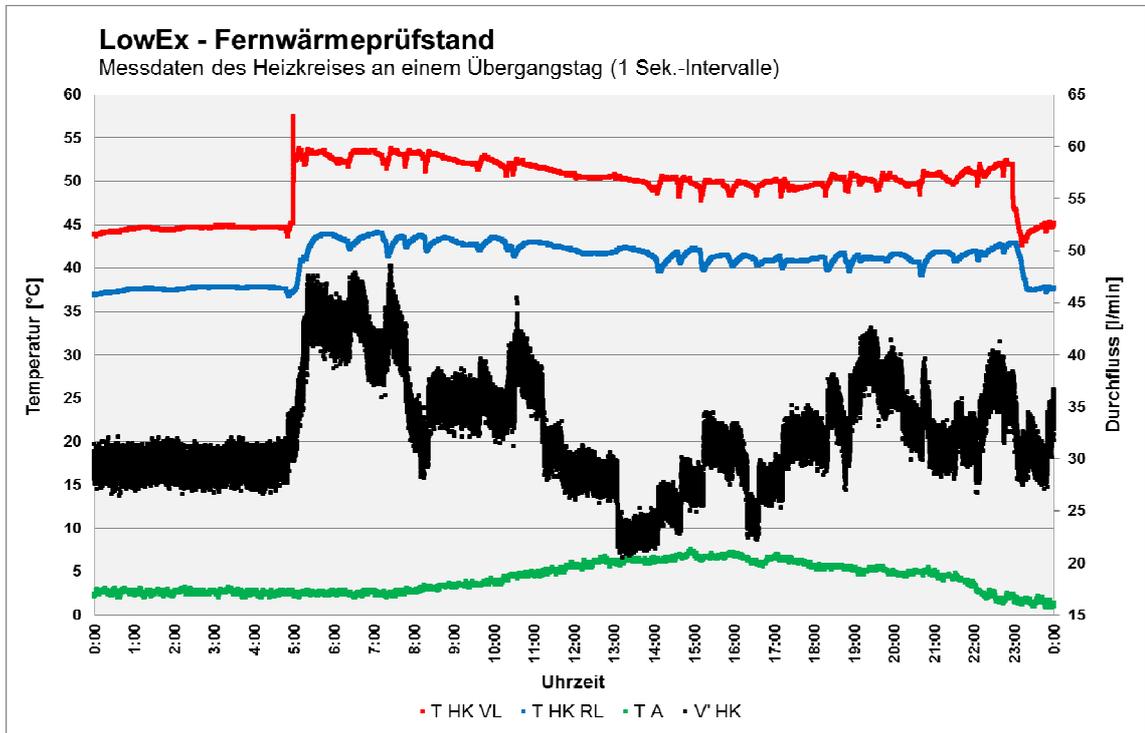


Abb. 3.15 Messwerte des Heizkreises aus dem Referenzgebäude (1-Sekunden-Intervall)

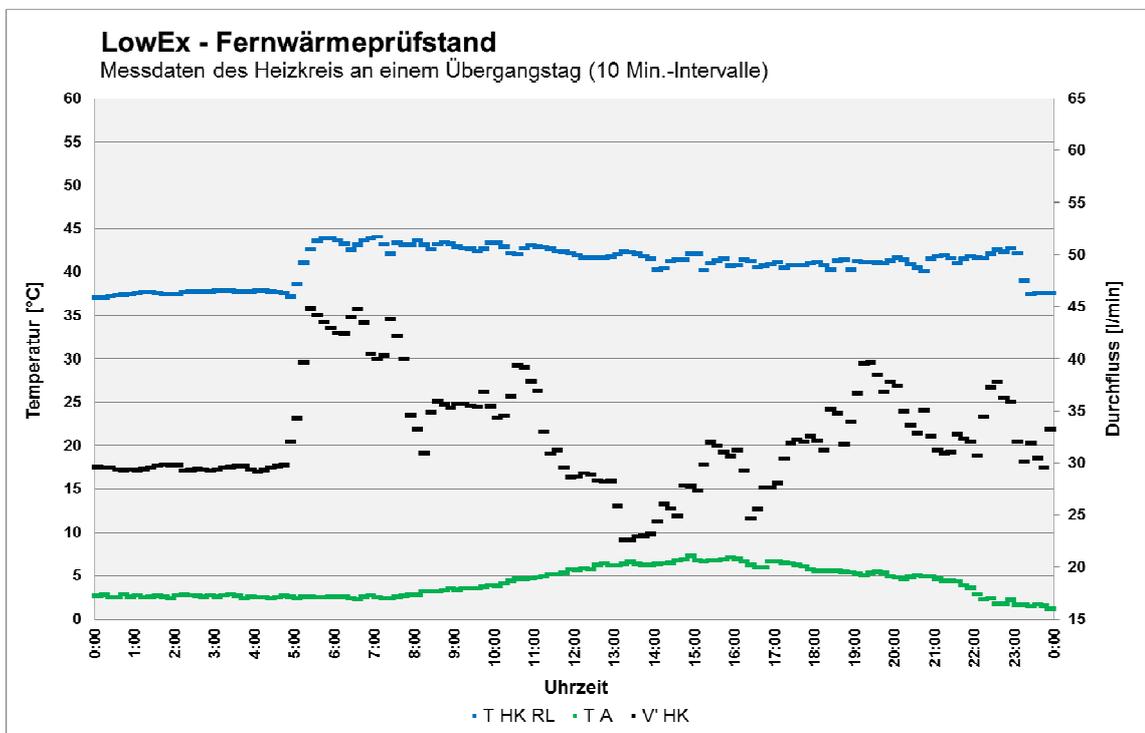


Abb. 3.16 Lastprofil des Heizkreises in 10-Minuten-Mittelwerte

3.1.4 Längenbezogene Wärmeverluste von Rohrleitungen

Die Wärmeverluste der Rohrleitungen für Warmwasser und Zirkulation haben maßgeblichen Einfluss auf die Betriebsweise des Trinkwassererwärmungssystems und dessen Effizienz. Je höher die Wärmeverluste der warmen Rohrleitungen sind, desto mehr „Nachheizenergie“ auf hohem Temperaturniveau muss aufgewendet werden, was sich letztendlich immer negativ auf die Rücklauftemperatur des Trinkwassererwärmungssystems auswirkt.

In Abb. 3.17 ist der Einfluss der Dämmstoffdicke für verschiedene Rohrleitungsnennweiten auf den Wärmedurchgangskoeffizient (U-Wert) gegenübergestellt. Die Wärmeleitfähigkeit der Dämmung beträgt jeweils 0,035 W/mK (WLG 035), die Dämmstoffdicke ergibt sich aus den Anforderungen gemäß EnEV. Die doppelte Dämmstärke entspricht dabei dem Passivhausstandard.

Die Berechnung der U-Werte (in Abb.3.18 noch als k- Wert bezeichnet) entspricht dem Klammerausdruck im Nenner der Gleichung in Abb. 3.18 unten. Dieser ermittelt sich aus den Wärmeübergangskoeffizienten der Rohrinne- und äußeren Oberfläche der Wärmedämmung, sowie den Wärmeleitfähigkeiten der jeweiligen Schichten.

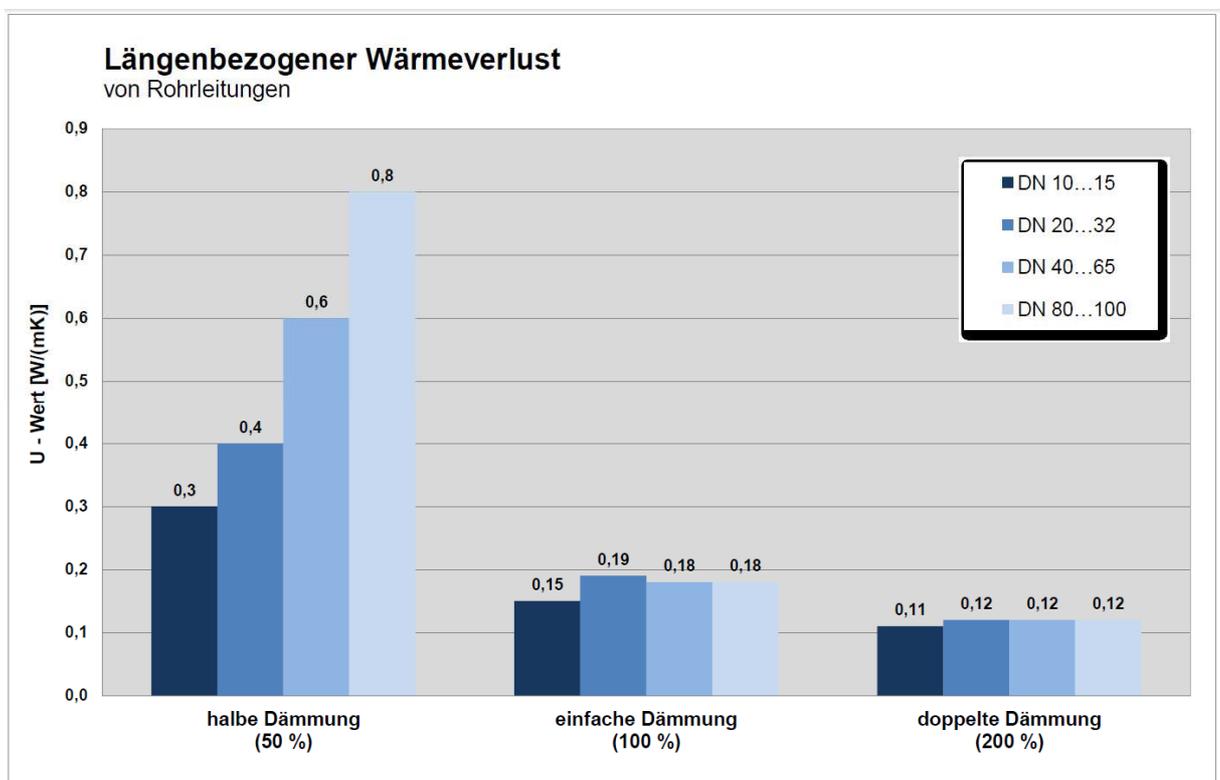
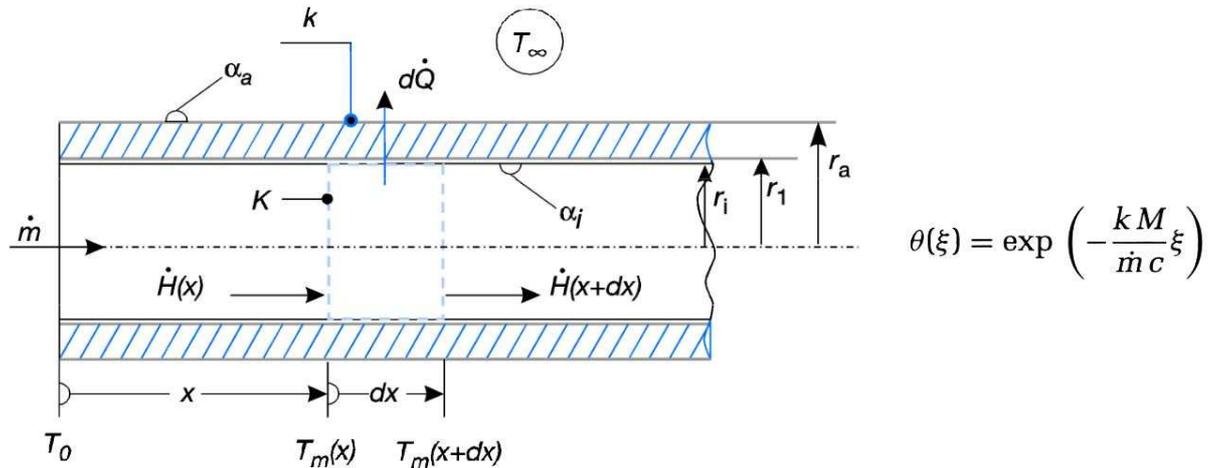


Abb. 3.17 Längenbezogene Wärmeverluste von Rohrleitungen

Für die Ermittlung der längenbezogenen Wärmeverluste dient die folgend dargestellte Korrelation (siehe Abb. 3.19) zwischen treibender Temperaturdifferenz (Medium zu Umgebung) und des jeweiligen Schichtaufbaus mit den entsprechenden Wärmeleitfähigkeiten.



$$d\dot{Q} = \frac{2\pi dx (T_m(x) - T_\infty)}{\left(\frac{1}{\alpha_i r_i} + \frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{r_1}{r_i} + \dots + \frac{1}{\alpha_a r_a}\right)} \equiv k 2\pi r_a (T_m(x) - T_\infty) dx$$

Abb. 3.18 Wärmeverlust bei Strömung im Rohr /Zieg/

$d\dot{Q}$: längenbezogener Wärmeverlust	$[W/m]$
dx : Längenintervall (hier 1m)	$[m]$
$T_m(x)$: mittlere Temperatur an der Stelle x	$[^\circ C]$
T_∞ : Umgebungstemperatur (hier $20^\circ C$)	$[^\circ C]$
α_i : Wärmeübergangskoeffizient der Rohrinnenwand	$[W/m^2K]$
r_i : Radius der Rohrinnenwand	$[m]$
λ_1 : Wärmeleitfähigkeit der ersten Schicht	$[W/mK]$
U bzw. k : Wärmedurchgangskoeffizient aller Schichten	$[W/m^2K]$

3.1.5 Wärmeverluste von Zirkulationsleitungen, Zirkulationsabschaltung

Gemäß dem DVGW Arbeitsblatt W 551 dürfen Zirkulationssysteme bis zu maximal 8 Stunden am Tag (in 24 Stunden) abgeschaltet werden. Dies gilt jedoch nur für Anlagen bei denen hygienisch einwandfreie Verhältnisse vorliegen, was nur durch eine Einregulierung des Systems (Abgleich der Stränge) erreicht werden kann. Vergleiche hierzu auch Abschnitt Trinkwasserhygiene.

Um mögliches Einsparpotential zu erkennen, werden die Wärmeverluste der Zirkulationsleitung in Abhängigkeit der Abschaltdauer der Zirkulationspumpe untersucht. Dieser Zusammenhang ist in Abb. 3.18 für eine DN 20 (22 x 1,2 mm) Edelstahl-Zirkulationsleitung dargestellt. Diese Untersuchung bezieht sich auf einen Rohrleitungsdämmstandard „Neubau“. Somit beträgt der Zirkulationsvolumenstrom 6,06 l/min, um die Wärmeverluste ausgleichen und eine max. Temperaturdifferenz der gemäß DVGW Arbeitsblatt W 551 vorgegebenen 5 K (Austritt / Eintritt Trinkwassererwärmer) gewährleisten zu können.

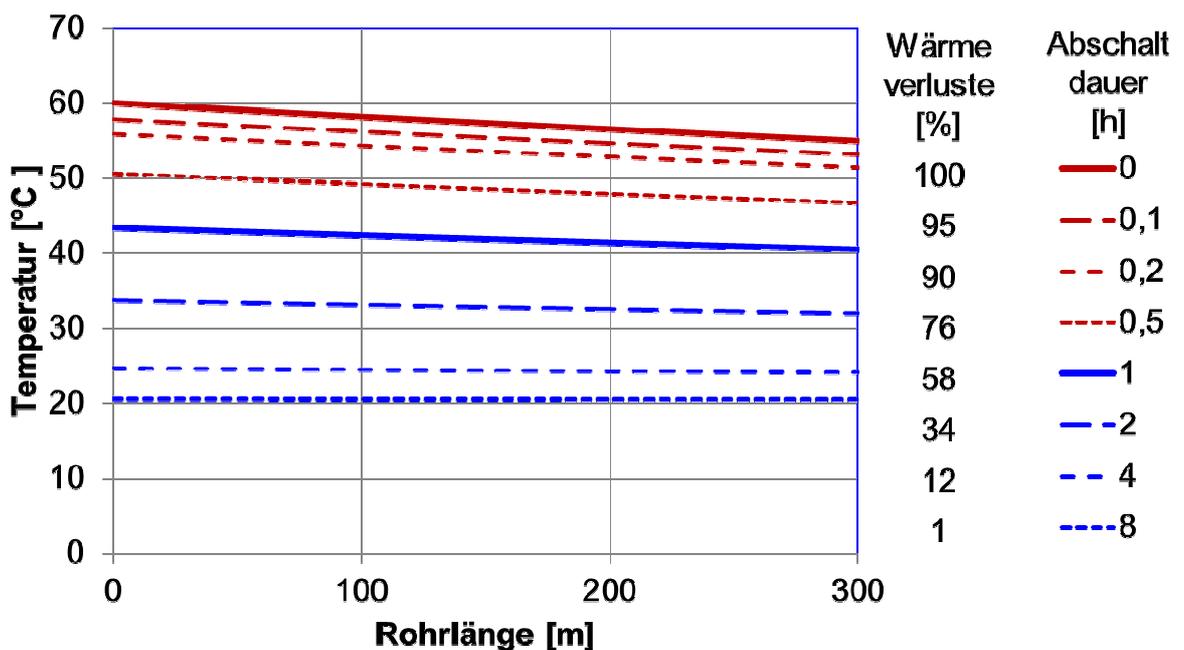


Abb. 3.19 Wärmeverluste Zirkulationsleitung in Abhängigkeit deren Abschaltdauer

Zusammenfassend kann Folgendes über die Zirkulationsabschaltung ausgesagt werden:

- Eine Abschaltung ist nur unter hygienisch einwandfreien Verhältnissen überhaupt möglich
- Aufgrund der Vorschriften des DVGW-Arbeitsblatte W 551 darf es zwar hygienisch bedenkliche Betriebszustände gar nicht geben; wer Zirkulationsvolumenströme abschaltet oder reduziert sollte sich aber zuvor der hygienisch einwandfreien Verhältnisse versichert haben
- Kurze Abschaltzeiten führen nur zu kleinen Verringerungen der Wärmeverluste
- Minimierung der Zirkulationsverluste ist durch Verwendung vorgedämmter PUR-Schaumrohre möglich
 - Keine Isolationslücken an Verbindungsstellen
 - Besserer U-Wert (siehe oben)
 - Wärmebrückenfreie Befestigung der Rohrschellen auf der druckfesten Dämmung
 - PUR-Schaum ist hydrophob und alterungsbeständiger gegenüber Mineralwolle



Das obere Rohr auf Abb.3.20 zeigt den herkömmlichen Dämmstandard, wobei die Isolierung um die Rohrschellen herum montiert werden muss und zu Wärmebrücken führt.

In der Mitte ist das vorisolierte Rohr dargestellt, das die Befestigung an der Außenseite der Isolierung aufweist. Dies kann aufgrund der Druckbeständigkeit des PUR-Schaums realisiert werden. Somit treten keine Isolationslücken und damit verbunden geringere Wärmeverluste auf.

Unten ist die verringerte Dämmstärke bei gleichem U-Wert wie mit WLG 035 dargestellt.

Abb. 3.20 Vorisolierte Rohrleitungen der Firma Jabitherm

- Verbesserung des Dämmstandards gegenüber 100% EnEV
 - 40 mm Dämmschichtdicke (200 % EnEV), $\lambda = 0,035 \text{ W/mK}$
(Wärmeverluste 73%)
 - 20 mm Dämmschichtdicke (vorisolierte Rohrleitung), $\lambda = 0,025 \text{ W/mK}$
(Wärmeverluste 74%)
 - 30 mm Dämmschichtdicke (vorisolierte Rohrleitung), $\lambda = 0,025 \text{ W/mK}$
(Wärmeverluste 61%)
 - 30 mm Dämmschichtdicke (vorisolierte Rohrleitung), $\lambda = 0,023 \text{ W/mK}$
(Wärmeverluste 56%)

- Durch Verbesserung des Dämmstandards reduziert sich der erforderliche Volumenstrom und die Rohrleitung kann ggf. um eine Nennweite kleiner dimensioniert werden

3.1.6 Gleichzeitigkeitsfaktoren bei Durchflusssystemen

Für die Auswahl des Gleichzeitigkeitsfaktors und der damit verbundenen Auslegung der Trinkwassererwärmung als Durchflusssystem wurden ebenfalls diverse Untersuchungen herangezogen. Der Gleichzeitigkeitsfaktor berücksichtigt die Wahrscheinlichkeit, aus wie vielen Zapfarmaturen eine gleichzeitige Warmwasserzapfung stattfindet.

Ein gut belastbares Ergebnis liefern die Auswertungen der Technischen Universität Dresden. Hierbei wurden Mehrfamilienhäuser im Bereich des Trinkwarmwasserbedarfs über mehrere Jahre vermessen. Im Vergleich zu den Werten der DIN 4708, „Zentrale Wassererwärmungsanlagen“ weisen die gemessenen Werte im Schnitt einen um ca. 50 % reduzierten Verbrauch auf (siehe Abb. 3.22).

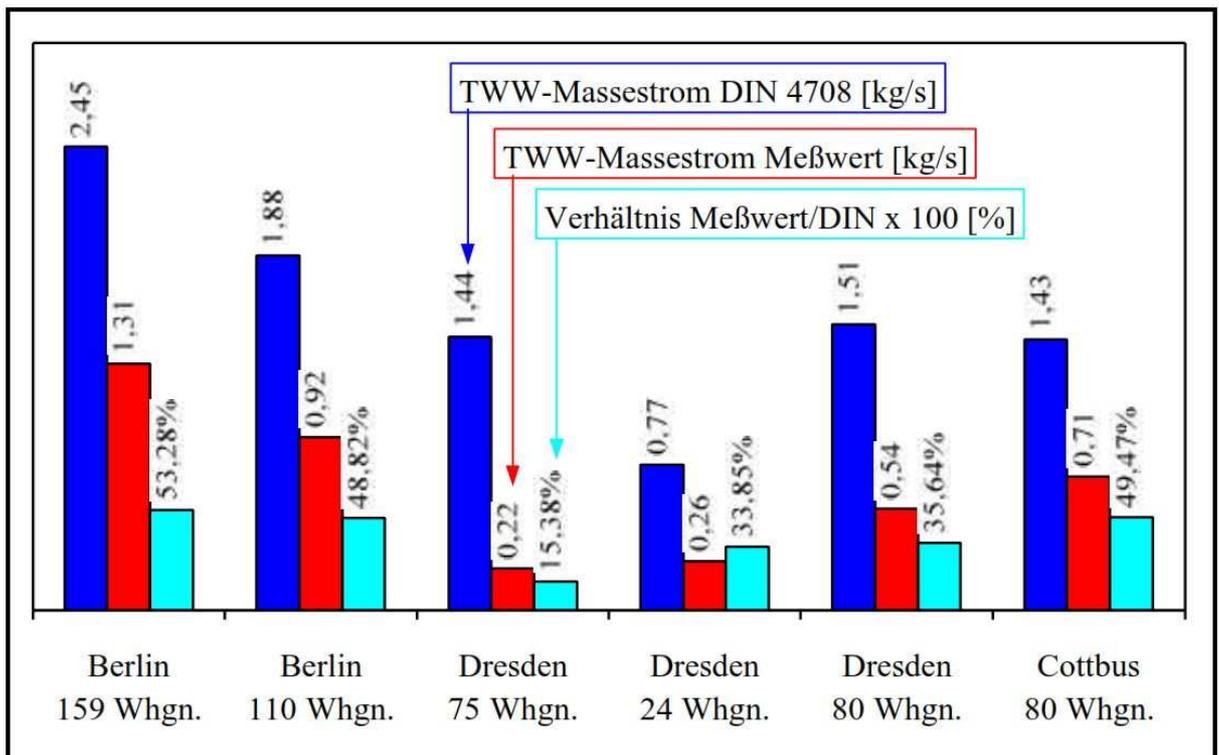


Abb. 3.21 Maximal gemessene Trinkwarmwasserbedarfswerte im Vergleich mit Werten nach DIN 4708 /Bräu/

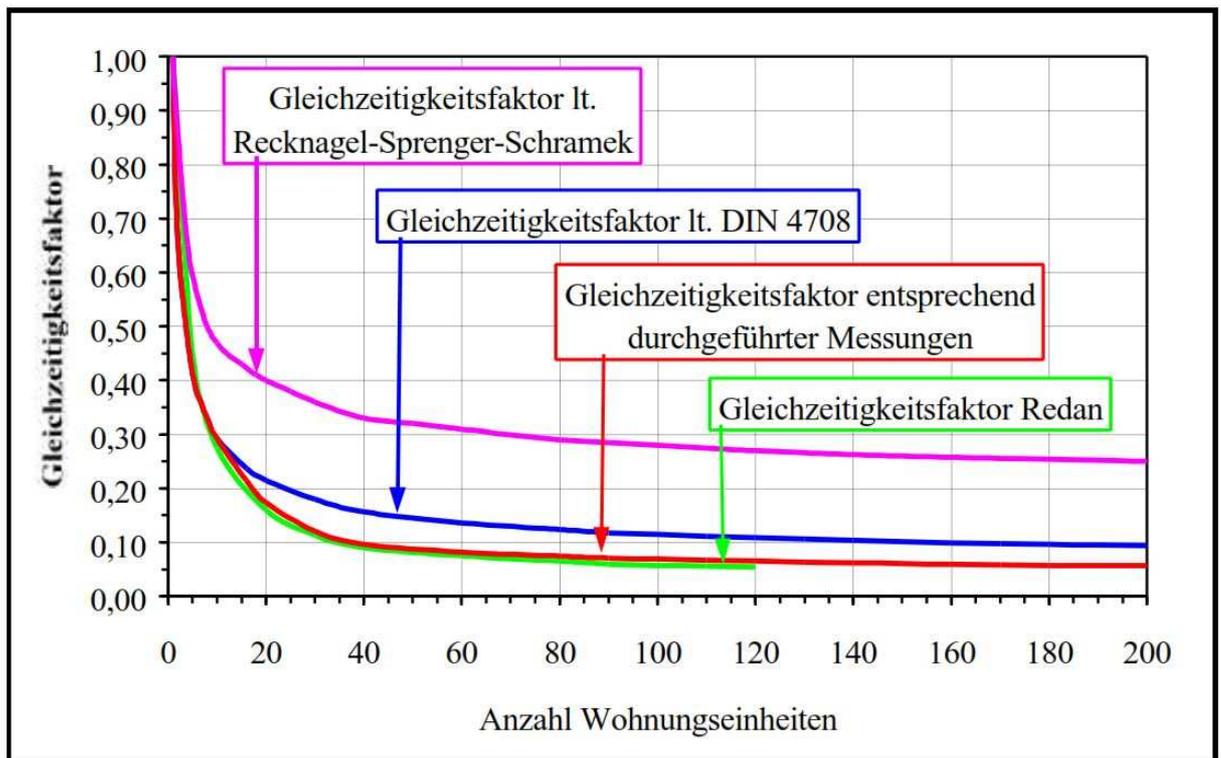


Abb. 3.22 Verlauf des Gleichzeitigkeitsfaktors für Warmwasserbedarf in Abhängigkeit von der Anzahl der Wohneinheiten /Bräu/

Die daraus ermittelten Gleichzeitigkeitsfaktoren lassen sich mit folgender Näherungsfunktion darstellen:

$$g = n^{-0,57}$$

g : Gleichzeitigkeitsfaktor

n : Zahl der Wohnungen

Auch der Vergleich (Abb. 3.22) mit den Angaben aus dem Taschenbuch für Heizung- und Klimatechnik (Recknagel, Sprenger und Schramek) zeigt, dass der tatsächlich gemessene Gleichzeitigkeitsfaktor (rot dargestellt) unterhalb der Planungsvorgaben liegt. Ebenfalls ersichtlich ist, dass die Messungen der dänischen Firma Redan die Ergebnisse der TU Dresden bestätigen.

Weitere Untersuchungen hinsichtlich des Gleichzeitigkeitsfaktors wurden im Zuge einer Diplomarbeit durch S. Sellmaier erstellt /Sell/. Hierbei wurden neben den bereits erwähnten Ergebnissen der TU Dresden weitere Messungen sowie verschiedene Regelwerke miteinander verglichen.

Aus Abb. 3.23 ist ersichtlich, dass die ermittelten Werte der TU Dresden einen Durchschnitt der jeweiligen Faktoren bilden und somit als Planungsgrundlage verwendet werden können.

Des Weiteren ergaben die unter Abschnitt „Lastprofil HM“ erwähnten Messungen an einem Münchner Bestandsgebäude ähnliche Ergebnisse hinsichtlich des Gleichzeitigkeitsfaktors wie die der TU Dresden. Diese wurden somit voll bestätigt und für die Anwendung im Rahmen des Forschungsvorhabens erneut untermauert.

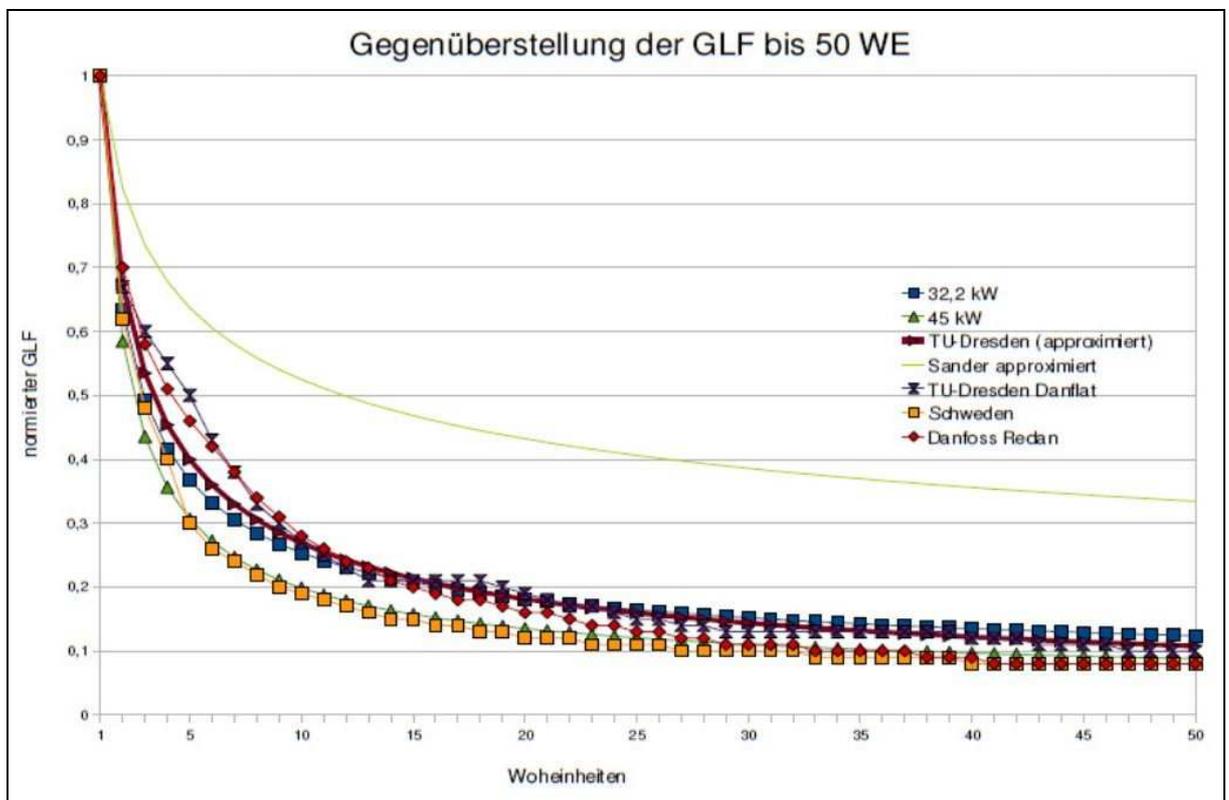


Abb. 3.23 Zusammenstellung verschiedener Gleichzeitigkeitsfaktoren /Sell/

3.1.7 Geordnete Tagesdauerlinien Warmwasserverbrauch in Abhängigkeit von WE-Anzahl

Um ein Gefühl für das unterschiedliche Zapfverhalten in verschiedenen Wohngebäuden mit unterschiedlicher Anzahl von Wohneinheiten zu entwickeln wurde in Mehrfamilienhäusern unterschiedlicher Größe über mindestens eine Woche hinweg das Zapfverhalten im 10-Sekunden-Raster gemessen. In den Abb. 3.24 bis 3.29 sind einige der dabei gewonnenen Messergebnisse als geordnete Tagesdauerlinien über den Stunden des Tages und für sieben Tage der Woche dargestellt. In der Zusammenschau (Abb. 3.38) fällt auf, dass auch in kleinen Mehrfamilienhäusern Zapfspitzen von über 25 l/min zu verzeichnen sind, diese aber mit zunehmender Anzahl der Wohneinheiten nur mäßig wachsen und auch im größten der vermessenen Gebäudekomplexe mit 290 Wohneinheiten nicht über 50 l/min steigen.

Bemerkenswert ist aber auch, dass in allen, auch den sehr großen vermessenen Gebäuden, über viele Stunden des Tages keinerlei Warmwasserzapfung zu verzeichnen ist. Daraus folgt zwingend: TWE-Systeme, z. B. speicherlose Durchflusssysteme, die nur während der Warmwasserzapfungen niedrige Rücklauftemperaturen generieren, können nur wenige Stunden des Tages Rücklauftemperaturen von unter 55° C erreichen. Außerhalb der Zapfzeiten, zu mindestens 16 h des Tages herrscht reiner Zirkulationsbetrieb auf einem Temperaturniveau von 55 - 60° C vor, in diesem Zeitraum kann die Rücklauftemperatur eines speicherlosen Durchflusssystemes nicht unterhalb der vorgeschriebenen Zirkulationsrücklauftemperatur von 55° C liegen. Nur wenn es gelingt, die Restwärme des Primärwassers aus der Zirkulationserwärmung in einem wie auch immer gearteten Speicher zwischenzulagern und in einem geeigneten Moment, z. B. dem Moment der Zapfung, an zufließendes Kaltwasser abzugeben, kann die Rücklauftemperatur auch außerhalb der Zapfzeiten den Grenzwert von 55° C unterschreiten.

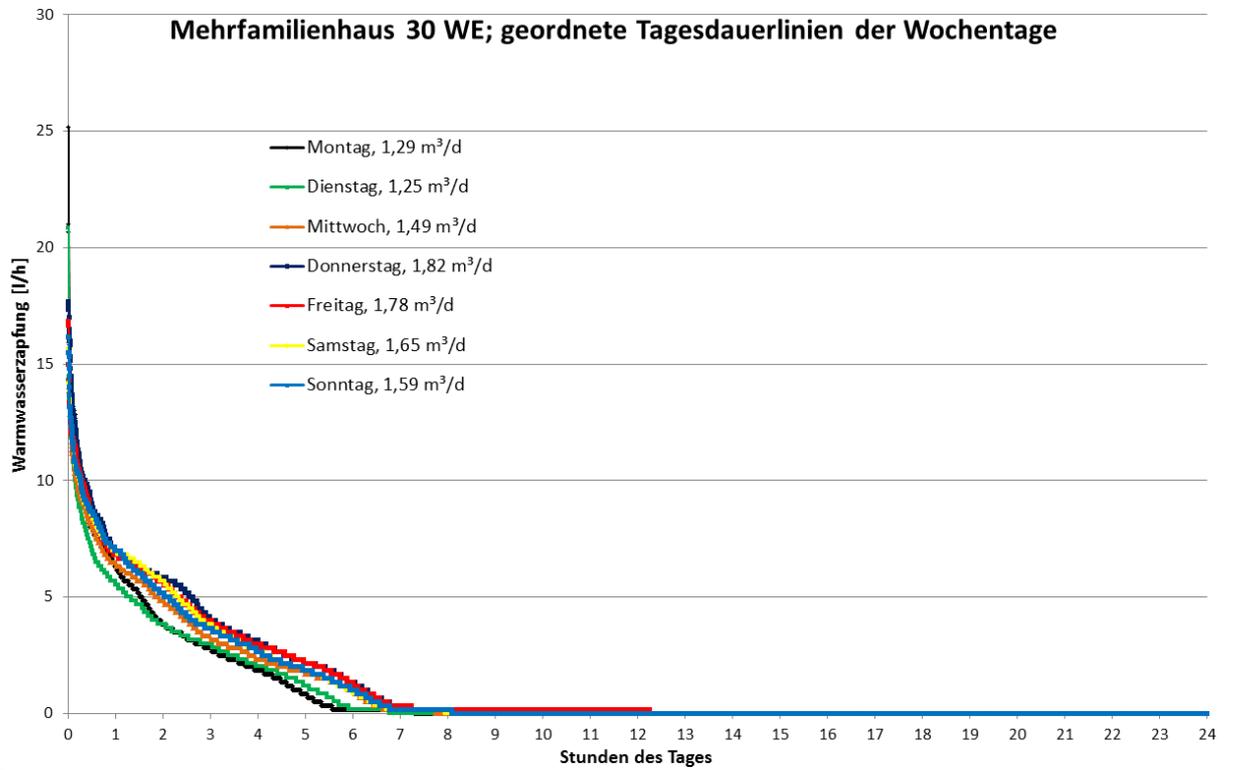


Abb. 3.24 Geordnete Tagesdauerlinien, 30 Wohneinheiten

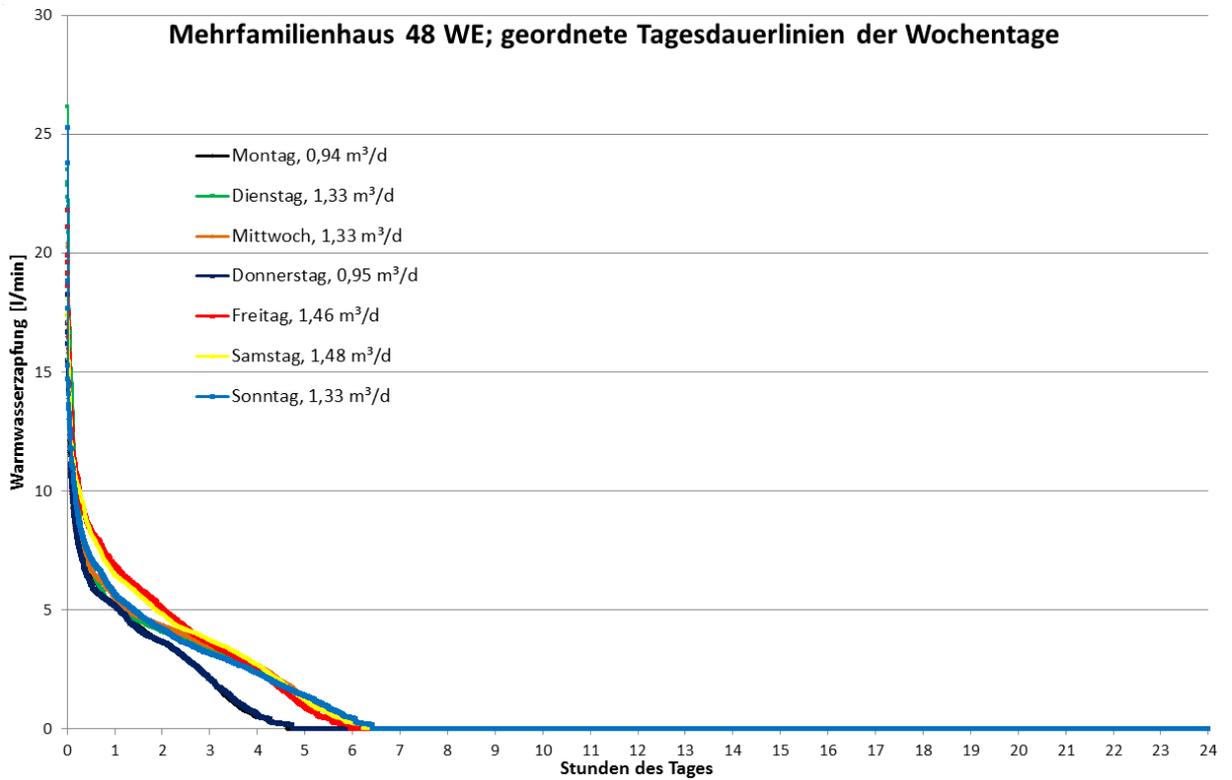


Abb. 3.25 Geordnete Tagesdauerlinien, 48 Wohneinheiten

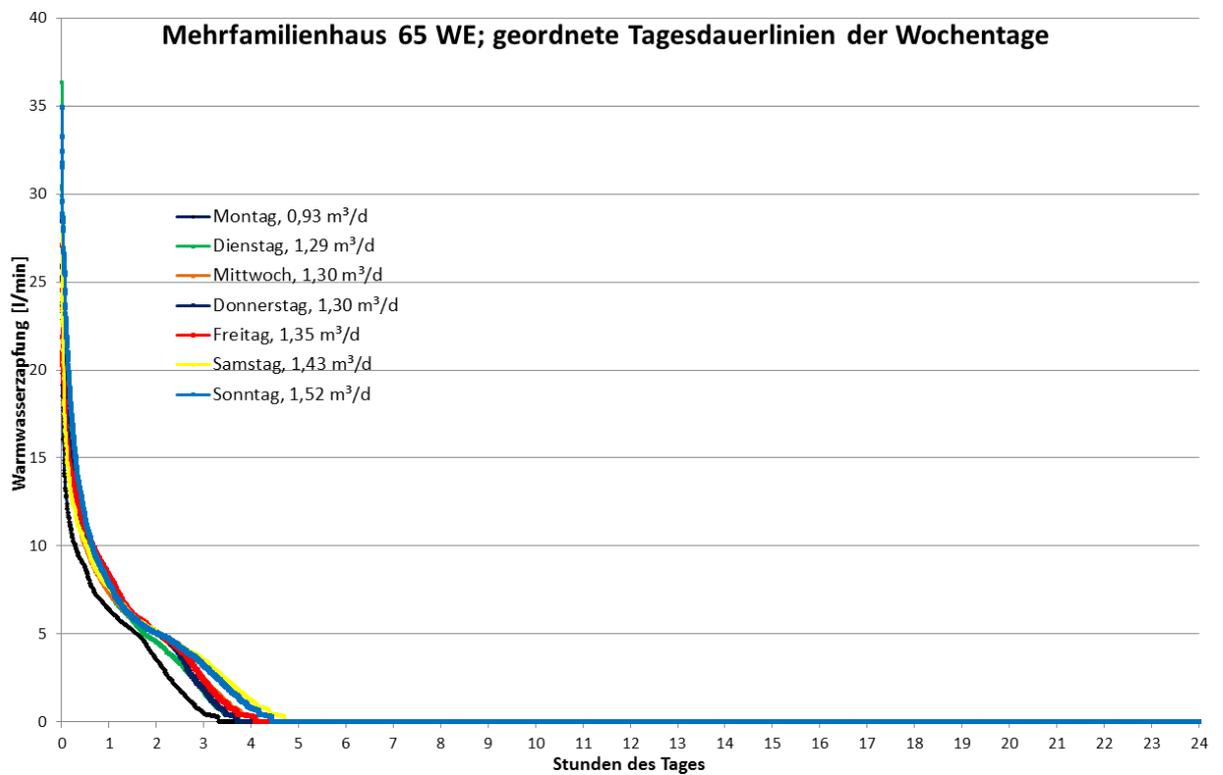


Abb. 3.26 Geordnete Tagesdauerlinien, 65 Wohneinheiten

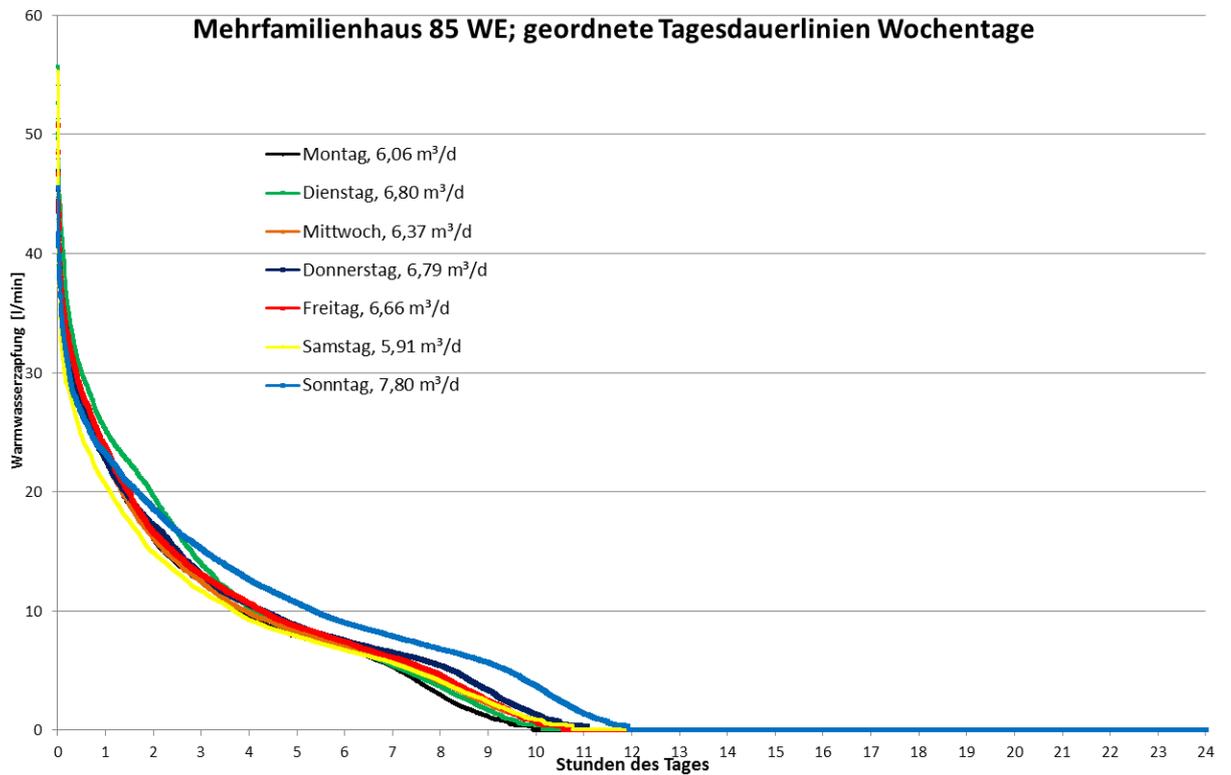


Abb. 3.27 Geordnete Tagesdauerlinien, 85 Wohneinheiten

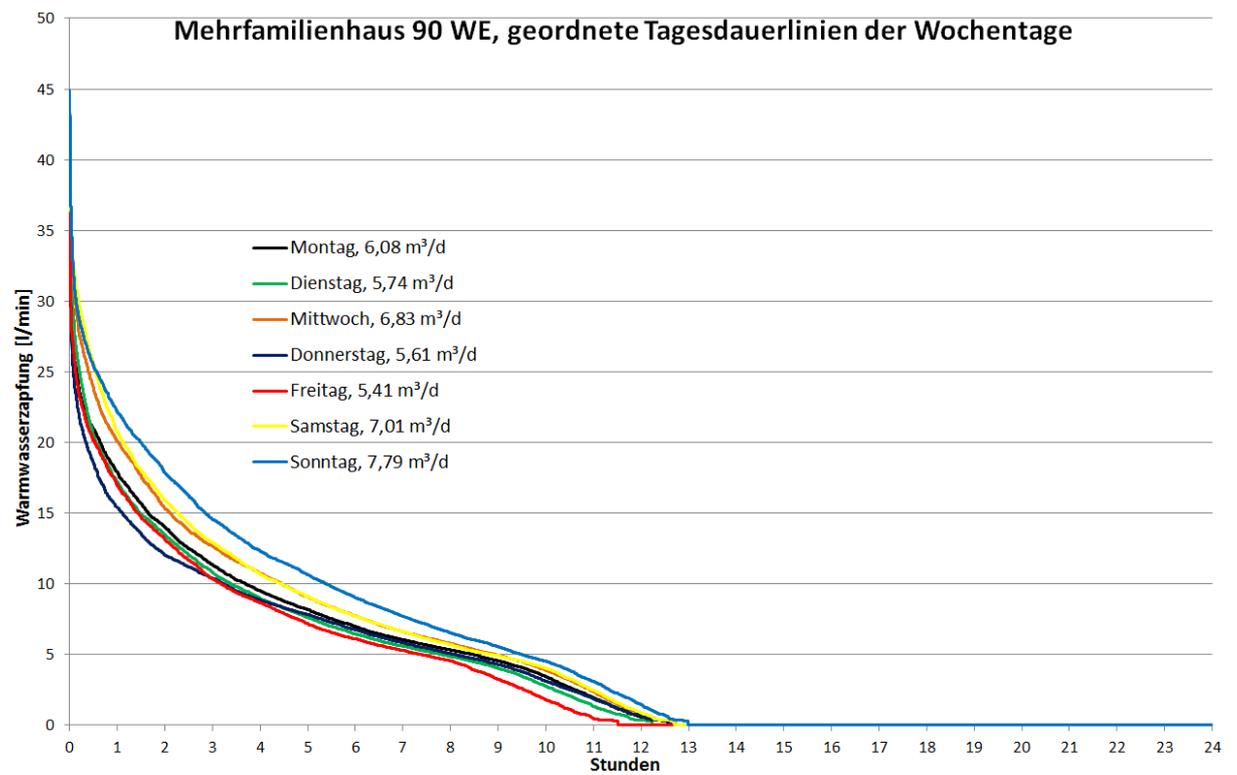


Abb. 3.28 Geordnete Tagesdauerlinien, 90 Wohneinheiten

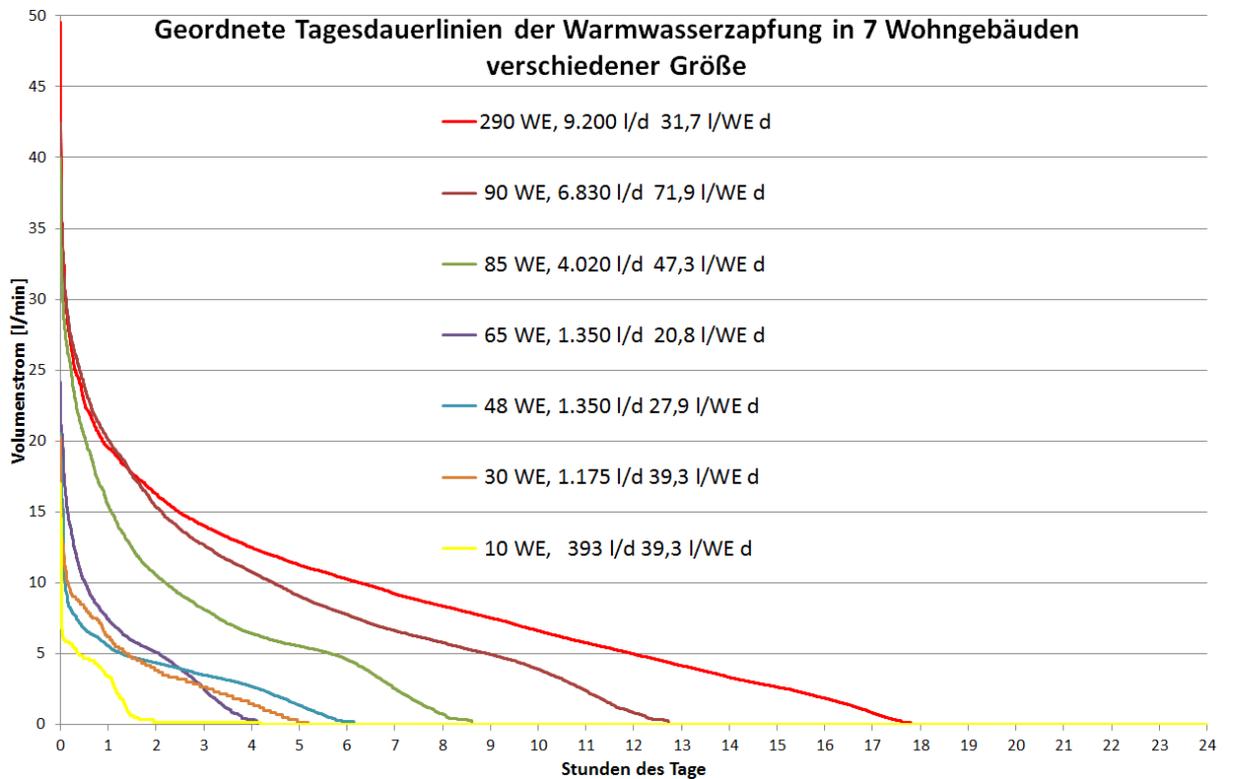


Abb. 3.29 Geordnete Tagesdauerlinien, 10 bis 290 Wohneinheiten

Muss eine TWE-Anlagen ohne vorhergehende Messung des Zapfverhaltens dimensioniert werden, so liefern die Abb. 3.24 bis 3.31 Anhaltspunkte für Zapfspitzen, Zapfdauern und den typischen Bereich von Tages-Warmwasser-Verbräuchen von ca. 20 bis ca. 72 l/Wohneinheit, bezogen auf 60-gradiges Warmwasser.

Verhältnis Warmwasser-Zirkulation zu -Zapfung in Wohngebäuden über Anzahl Wohneinheiten

Anzahl WE		9	10	13	16	18	20	23	23	30	30	30	32	40	48	65	80	85	98	290
max. Tagesverbrauch WW [l/d]		782	600	606	1.380	543	850	1.819	1.750	1.954	1.650	1.240	1.250	1.332	1.940	1.520	3.476	4.000	5.600	9.200
Zirkulationsvolumen am Tag [l/d]		15.696	25.920	30.240	52.704	18.720	9.360	35.280	20.160	30.240	28.800	57.600	24.040	57.600	22.752	69.000	45.360	61.200	97.920	115.490
Verhältnis Zirk / Zapf		20	43	50	38	34	11	19	11,5	15	17	46	19,2	43	12	45	13	15	17	12,6

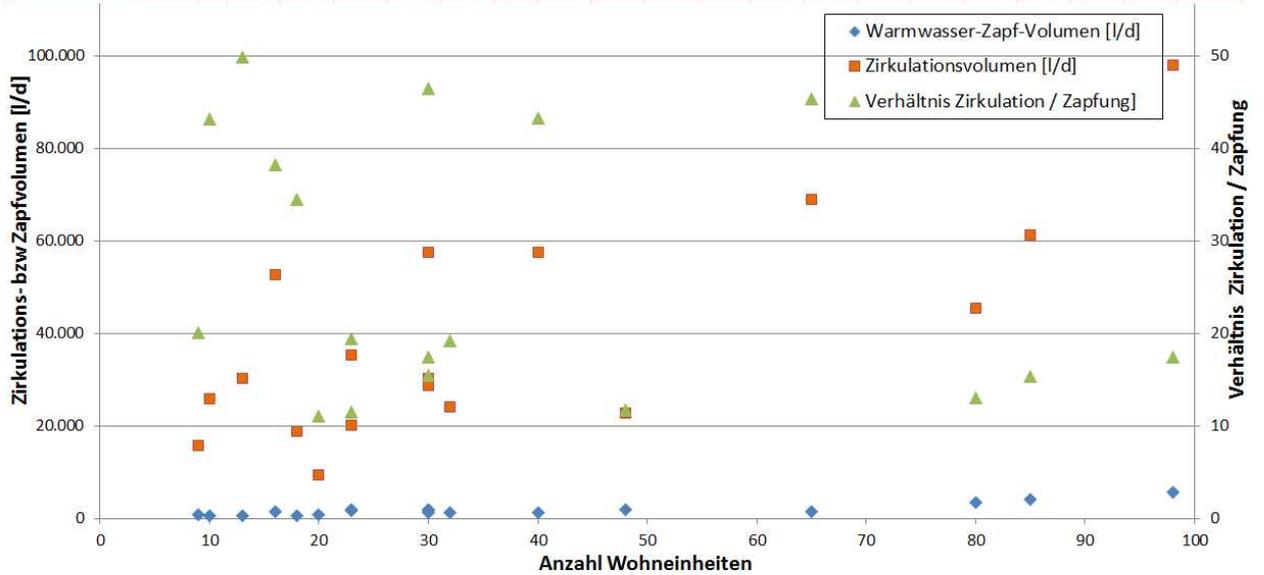


Abb. 3.30 tägliches Zirkulations- und Zapf-Volumen sowie Zirk/Zapf-Verhältnis über der Anzahl von Wohneinheiten

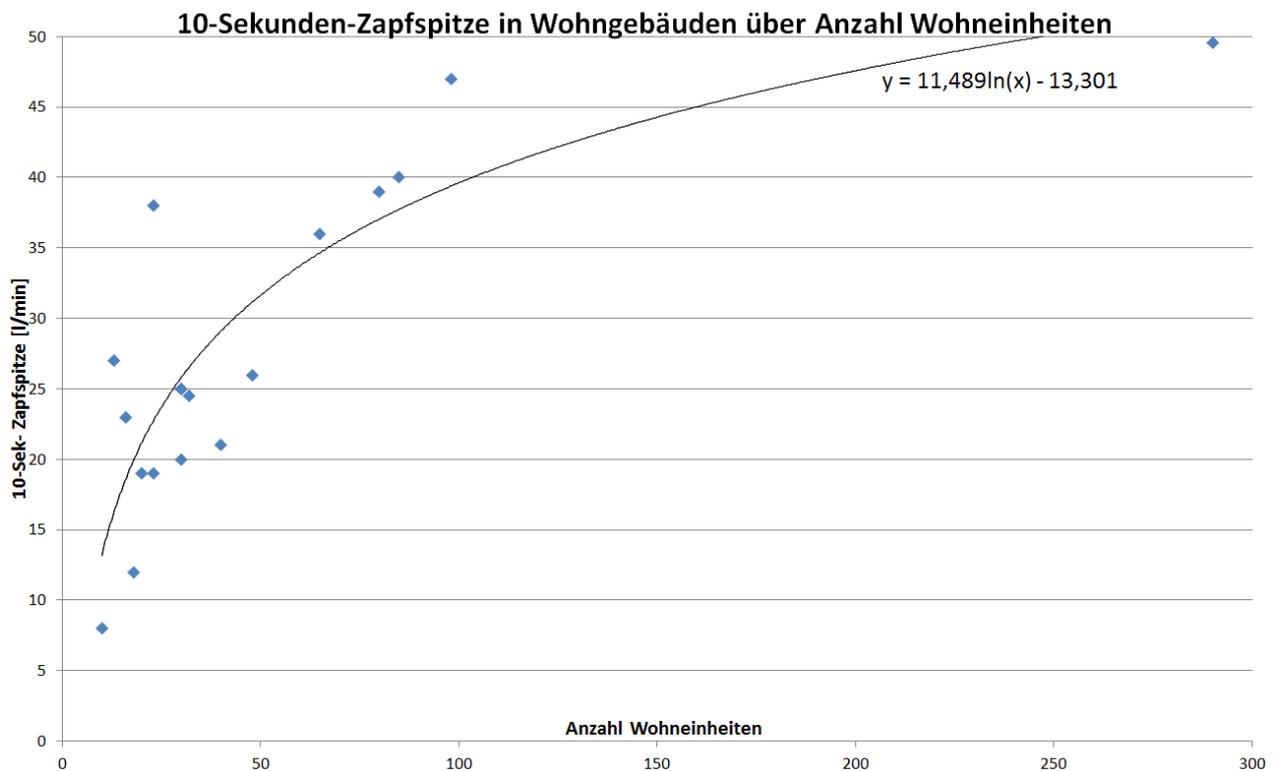


Abb. 3.31 10-Sekunden-Zapfspitze in Wohngebäuden über Anzahl WE mit von EXCEL vorgeschlagener logarithmischer Funktion

Auch wenn Abb. 3.31 aufgrund der geringen Anzahl vermessener Gebäuden statistisch kaum belastbar ist, weist sie doch auf die Tatsache hin, dass Zapfspitzen von mehr als 50 l/min auch in großen Wohngebäuden offensichtlich äußerst selten vorkommen.

Die wochentagsweise Aufschlüsselung der Tages-Zapf-Verläufe und der Tagessummen ermöglicht auch eine Bestätigung der Verbrauchsangaben der VDI 6003/1, die einen generell höheren Warmwasserbedarf von Wohnhäusern an Samstagen, Sonn- und Feiertagen unterstellt.

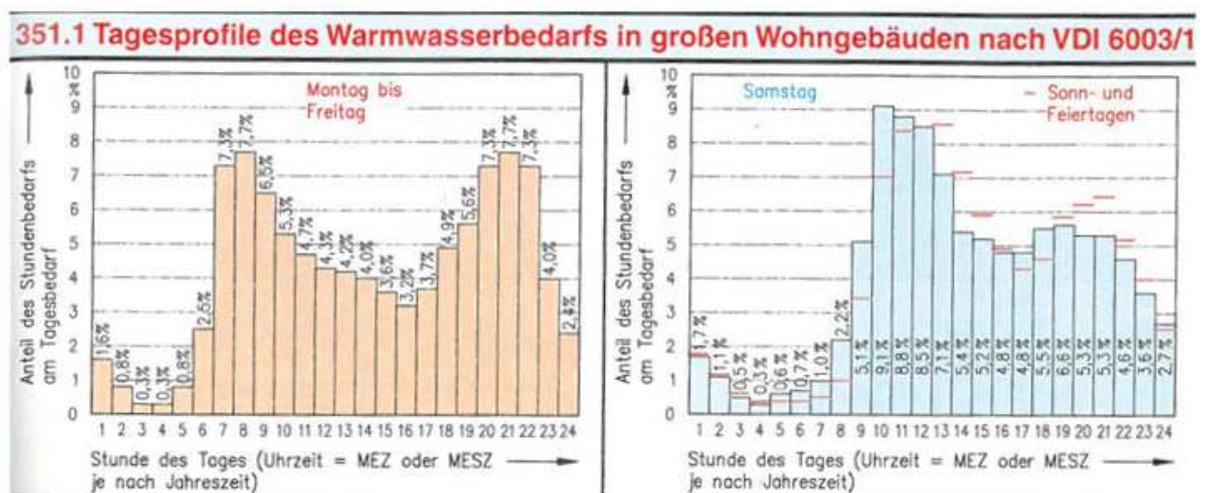


Abb. 3.32 Trinkwasserzapfprofil nach VDI 6003/1 /VDI/

3.1.8 Trinkwasserhygiene

Sicherheitsanforderungen gemäß TAB Heißwasser 2011:

Das Trinkwasser darf nicht mit dem Wärmeträgermedium in Berührung kommen.

DIN EN 1717 – Schutz des Trinkwassers vor Verunreinigungen:

„normales“ unbehandeltes Heizungswasser (ohne Additive) fällt unter Kategorie 3. Mit Korrosionsschutz versehenes Fernwärmewasser (= Industrierwasser) hingegen ist, wenn nicht explizit anders gekennzeichnet, der Kategorie 4 zuzuordnen.

Gemäß DIN EN 1717 sind für Fluide ab der Kategorie 4 Doppelwände zur Trennung vom Trinkwasser erforderlich. Eine derartige Trennung besteht aus mindestens zwei festen und abgedichteten Bereichen oder Behältern, welchen eine neutrale Zwischenzone zwischen dem Trinkwasser auf der einen und einem Fluid auf der anderen Seite bildet. Diese Zone kann auf zweierlei Arten beschaffen sein [6]:

- Sie enthält ein Gas oder inertes poröses Material (offenen Zellen)
- Oder sie beinhaltet eine Flüssigkeit der Kategorie 1, 2, 3 (z.B. Heizungswasser ohne Additive)

=> Fazit: Trinkwassererwärmungsanlagen mit Zwischenzone sind nach DIN EN 1717 uneingeschränkt einsetzbar.

Trinkwassererwärmungsanlagen ohne Zwischenzone sind nur einsetzbar, wenn das Fernwärmeversorgungsunternehmen für den Wärmeträger die Flüssigkeitskategorie 3 entsprechend der DIN EN 1717 gewährleistet. In den Fernwärmenetzen der Stadtwerke München ist die Flüssigkeitskategorie 3 gegeben.

Ein Zwischenkreis zur Systemtrennung ist stets mit einem zusätzlichen Kosten- und Regelungsaufwand verbunden und bringt eine Erhöhung der Rücklaufemperatur mit sich. Eine pauschale Einstufung von Fernheizwasser in die Kategorie 4 ist daher nicht zu empfehlen.

Wenn die Kategorie des FW-Wassers nicht eindeutig z. B. in den TABs ersichtlich ist, ist jedoch aus rechtlicher Sicht dem Planer und Hersteller zur Annahme der Kategorie 4 zu raten.

DVGW Arbeitsblatt W 551 - Trinkwassererwärmungs- und Trinkwasserleitungsanlagen /DVGW/:

Unterscheidung Klein- und Großanlagen:

Kleinanlagen

Kleinanlagen sind alle Anlagen mit Speicher-Trinkwassererwärmern oder zentralen Durchfluss-Trinkwassererwärmern in:

- Einfamilienhäusern und Zweifamilienhäusern – unabhängig vom Inhalt des Trinkwassererwärmers und dem Inhalt der Rohrleitung
- Anlagen mit Trinkwassererwärmern mit einem Inhalt ≤ 400 l und einem Inhalt ≤ 3 l in jeder Rohrleitung zwischen dem Abgang Trinkwassererwärmer und Entnahmestelle. Dabei wird die eventuelle Zirkulationsleitung nicht berücksichtigt.

Großanlagen

Großanlagen sind alle Anlagen mit Speicher-Trinkwassererwärmern oder zentralen Durchfluss-Trinkwassererwärmern z. B. in:

- Wohngebäuden
- Anlagen mit Trinkwassererwärmern und einem Inhalt > 400 l und/oder > 3 l in jeder Rohrleitung zwischen dem Abgang Trinkwassererwärmer und Entnahmestelle.

Die in diesem Bericht betrachteten Wohnanlagen fallen allesamt unter die Einstufung als Großanlage.

Wörtliche Zitate zur Betriebsweise von Trinkwassererwärmungssystemen aus dem DVGW Arbeitsblatt W 551

5 Planung und Errichtung

5.2.2 Speicher-Trinkwassererwärmer, zentrale Durchflusstrinkwassererwärmer, kombinierte Systeme und Speicher-Ladesysteme

„Am Warmwasseraustritt des Trinkwassererwärmers muss bei bestimmungsgemäßem Betrieb eine Temperatur von ≥ 60 °C eingehalten werden können. Diese Aussage gilt auch für zentrale Durchflusstrinkwassererwärmer mit einem Wasservolumen > 3 Liter“.

5.2.3 Vorwärmstufen

„Trinkwassererwärmungsanlagen müssen so konzipiert sein, dass der gesamte Wasserinhalt der Vorwärmstufen einmal am Tag auf $\geq 60\text{ °C}$ erwärmt werden kann. Trinkwassererwärmer mit integrierter Vorwärmstufe (Bivalente Speicher) müssen so konstruiert sein, dass der Inhalt des gesamten Speichers einmal am Tag auf $\geq 60\text{ °C}$ erwärmt werden kann“.

5.2.4 Fernwärmeversorgung

„Die Vorlauftemperatur zur Trinkwassererwärmung ist so zu wählen, dass eine Temperatur von 60 °C am Warmwasseraustritt des Trinkwassererwärmers sichergestellt werden kann.

Bei indirektem Anschluss muss die Grädigkeit des Wärmeüberträgers berücksichtigt werden.

Bei Fernwärmeversorgung ist die Begrenzung der Rücklauftemperatur so zu wählen, dass eine stabile Speichertemperatur mit den in Abschnitt 5.2.2 genannten

Mindesttemperaturen auch im Nachheizbetrieb mit Zirkulationsverlusten des Trinkwassererwärmungssystems sichergestellt werden kann“.

5.4.3 Zirkulationssysteme

„In Kleinanlagen mit Rohrleitungsinhalten $> 3\text{ l}$ zwischen Abgang Trinkwassererwärmer und Entnahmestelle sowie in Großanlagen sind Zirkulationssysteme einzubauen.

Zirkulationsleitungen und -pumpen sind so zu bemessen, dass im zirkulierenden Warmwassersystem die Warmwassertemperatur um nicht mehr als 5 K gegenüber der Speicheraustrittstemperatur unterschritten wird“.

6. Betrieb

6.1 Großanlagen

„Bei Großanlagen muss das Wasser am Warmwasseraustritt des Trinkwassererwärmers stets eine Temperatur von $\geq 60\text{ °C}$ einhalten. Der gesamte Trinkwasserinhalt von Vorwärmstufen ist mindestens einmal am Tag auf $\geq 60\text{ °C}$ zu erwärmen.

Innerhalb des Regelkreises ist betriebsbedingt mit Abweichungen von der geforderten Temperatur von 60 °C zu rechnen. Kurzzeitige Absenkungen im Minutenbereich der Temperatur am Austritt des Trinkwassererwärmers sind tolerierbar (siehe z. B. DIN 4708). Systematische Unterschreitungen von 60 °C sind nicht akzeptabel“.

6.3 Anlagen mit Vorwärmstufen

„Bei Anlagen mit externen Vorwärmstufen, bei denen der Speicherinhalt einschließlich Vorwärmstufe $\geq 400\text{ l}$ beträgt, ist der gesamte Speicherinhalt der Vorwärmstufe 1 x täglich auf $\geq 60\text{ °C}$ aufzuheizen.

Bei Trinkwassererwärmern mit integrierten Vorwärmstufen (Bivalente Speicher), bei denen der gesamte Inhalt des Speichers > 400 l beträgt, ist der Inhalt des gesamten Speichers 1 x täglich auf $\geq 60\text{ °C}$ aufzuheizen“.

Im Umkehrschluss bedeutet die Einschränkung nach Pkt. 6.3, dass Vorwärmstufen mit einem Inhalt < 400 l **nicht** täglich aufzuheizen ist.

6.4 Zirkulationssysteme

„Zirkulationssysteme und selbstregelnde Begleitheizungen sind so zu betreiben, dass die Wassertemperatur im System um nicht mehr als 5 K gegenüber der Warmwasseraustrittstemperatur des Trinkwassererwärmers unterschritten wird. Bei hygienisch einwandfreien Verhältnissen können Zirkulationssysteme zur Energieeinsparung für max. 8 Stunden in 24 Stunden, z. B. durch Abschalten der Zirkulationspumpe mit abgesenkten Temperaturen betrieben werden“.

Die Richtlinie lässt somit die Abschaltung und somit auch die Teilabschaltung, z. B. Drehzahlreduzierung, von Zirkulationspumpen über 1/3 der Gesamtbetriebszeit ausdrücklich zu. Es ist nicht von zusammenhängenden 8 Stunden die Rede, das Drittel der Abschaltung oder Drehzahlregulierung kann somit auch intermittierend über den Tag verteilt werden.

Von hygienisch einwandfreien Verhältnissen kann ausgegangen werden, wenn die Anlage nach dem DVGW-Arbeitsblatt W 551 geplant, ausgeführt, betrieben und kontrolliert wird oder sanierte Anlagen ebenfalls diese Voraussetzungen erfüllen.

Bei Warmwassersystemen, die entsprechend dem Anforderungsbereich die Möglichkeit nutzen, mit anderen technischen Maßnahmen oder Varianten die Ziele des Arbeitsblattes zu erfüllen, müssen die einwandfreien hygienischen Verhältnisse durch mikrobiologische Untersuchungen nachgewiesen werden. Bei diesen Anlagen kann die Entscheidung über die Laufzeit der Pumpe aufgrund der Untersuchungsergebnisse getroffen werden.

3.2 Prüfstand

Im Rahmen des Forschungsvorhabens „LowEx – Systeme: Breitenanwendung von Niedertemperatursystemen als Garant für eine nachhaltige Wärmeversorgung“, wurden im Maßnahmenpaket 2 innovative Lösungen zur Trinkwassererwärmung untersucht. Um für alle Teststationen gleiche Rahmenbedingungen und somit eine objektive Vergleichsbasis zu schaffen, wurde im Heizungstechniklabor der Hochschule München ein Prüfstand für Fernwärmestationen aufgebaut. Die im vorangegangenen Kapitel beschriebenen Lastprofile galten für alle Teststationen gleichermaßen und lassen somit einen direkten Vergleich des Betriebsverhaltens zu. Bisherige Untersuchungen waren wenig aufschlussreich, da die Rahmenbedingungen (Gebäudegröße, Rohrleitungsdämmstandard, Fernwärmeverlauftemperatur, etc.) völlig unterschiedlich waren und somit keinen objektiven Vergleich zugelassen haben.

3.2.1 Grundlegende Festlegungen

Die Anforderungen des DVGW-Arbeitsblattes W 551 an die Trinkwasserhygiene sind zu berücksichtigen:

- Warmwasseraustrittstemperatur aus dem Trinkwassererwärmer 60°C
- Zirkulationseintrittstemperatur in den Trinkwassererwärmer 55°C
- Vorwärm- /Auskühlstufen und Trinkwasserspeicher mit Wasserinhalt ≥ 400 l sind 1 x täglich auf 60°C zu erwärmen

Zirkulationsbetrieb 24 h/d (Dauerbetrieb)

Die Trinkwassererwärmungssysteme sind nach DVGW-Arbeitsblattes W 551 als Großanlagen zu betrachten. Wie in den meisten Münchner Mehrfamilienhäusern üblich wird von einem 24-Stunden-Dauerbetrieb der Zirkulation ausgegangen.

Auslegung des Trinkwassererwärmer auf eine max. Zapfung von 35 l/min

Die Auslegung des Trinkwasserwärmers kann bei Durchflusssystemen nach dem Gleichzeitigkeitsfaktor der TU Dresden erfolgen (Standard bei SWM).

Die Trinkwassererwärmung erfolgt zum Schutz vor Verkalkung fernwärme- bzw. heizungsseitig mit geringstmöglichen Temperaturen im Bereich bis max. 70°C.

Der verfügbare Differenzdruck am Laborprüfstand beträgt 600 mbar.

Auslegungstemperaturen für die Heizung ist 75°C/60° C

Heizleistung ca. 80 kW

Normaußentemperatur -16°C (München)

Heizkurve mit Neigung 1,3 und Niveau +2

Nachabsenkung von 23:00 bis 5:00 Uhr auf eine Raumtemperatur von 16°C

Außentemperaturvorgabe für den Regler erfolgt mittels 0-10V-Signal

Testfälle

Als Basisfall (Vergleichsvariante) ist der Sommerfall mit einer Fernwärmetemperatur von 95°C und einem Rohrleitungs dämmstandard gemäß „Neubau“ vereinbart

- 3 x verschiedene Sommerfälle mit unterschiedlichen Zirkulationsverlusten
- 1 x Sommerfall mit Zirkulationsverlust „Neubau“ aber einer Fernwärmetemperatur von 85°C (Fahrweise Innenstadtnetz SWM im Sommer)
- 1 x Winterfall für einen milden Wintertag mit Zirkulationsverlust „Neubau“

3.2.2 Referenztagesgänge

Die Test-Referenzprofile unterscheiden sich grundsätzlich zwischen dem Sommerfall mit reiner Trinkwassererwärmung und einem milden Wintertag mit Trinkwassererwärmung und Heizung. Weiterhin wurde der Einfluss der Fernwärmnetzvorlauftemperatur sowie der Rohrleitungs dämmstandard der Zirkulation untersucht.

Für die Prüfung der verschiedenen Fernwärmeübergabestationen wurden folgende Varianten der Betriebsweise festgelegt:

Referenztagesgang 1

- Sommerfall
- Fernwärmevorlauftemperatur 85°C (Innenstadtnetz)
- Zirkulationsleitungsdämmstandard „Neubau“ (7 l/min)

Referenztagesgang 2

- Sommerfall

- Fernwärmeverlauftemperatur 95°C
(Netz Riem Thermalwassertemp., Innenstadtnetz Option als Absenkpotential)
- Zirkulationsleitungsdämmstandard „Neubau“ (7 l/min)

Referenztagesgang 3

- Sommerfall
- Fernwärmeverlauftemperatur 95°C (Netz Riem)
- Zirkulationsleitungsdämmstandard „Altbau“ (14 l/min)

Referenztagesgang 4

- Sommerfall
- Fernwärmeverlauftemperatur 95°C (Netz Riem)
- Zirkulationsleitungsdämmstandard „Passivhaus“ (3,5 l/min)

Referenztagesgang 5

- Milder Wintertag
- Fernwärmeverlauftemperatur 110 °C (Innenstadtnetz)
- Zirkulationsleitungsdämmstandard „Neubau“ (7 l/min)

3.2.3 Auswahl der zu prüfenden Fernwärmeübergabestationen

Die Auswahl der zu prüfenden Fernwärmeübergabestationen erfolgte anhand der folgenden Unterscheidungs- bzw. Betriebsweisen.

Einteilung der zu prüfenden Fernwärmeübergabestationen (FÜS) nach Art der Trinkwassererwärmung:

Fernwärmeübergabestation mit Trinkwasserspeicherung

- Standard-Speicherladesystem (FÜS1)
- Zweistufiges Speicherladesystem (FÜS6)

Fernwärmeübergabestation mit Heizungspufferspeicher

- Heizungspufferspeicher mit Primärbündel und Frischwassermodul (FÜS5)
- Heizungspufferspeicher mit Frischwassermodul (FÜS3)

Fernwärmeübergabestation im Durchflusssystem mit Auskühl- bzw. Vorwärmstufe

- Durchflusssystem mit massebehafteter Vorwärmstufe (FÜS2)
- Durchflusssystem mit Heizungseinbindung (FÜS4)
- Durchflusssystem mit dreistufiger Kaskade (FÜS7)

Einteilung der untersuchten Fernwärmeübergabestation nach Anschluss an die Fernwärme:

Direkter Anschluss (nach DIN EN 1717 nur für Fernwärmewasser der Kategorie 3 geeignet)

- Standard-Speicherladesystem (FÜS1)
- Zweistufiges Speicherladesystem (FÜS6)
- Durchflusssystem mit massebehafteter Vorwärmstufe (FÜS2)
- Durchflusssystem mit Heizungseinbindung (FÜS4)
- Durchflusssystem mit dreistufiger Kaskade (FÜS7)

Indirekter Anschluss (nach DIN EN 1717 für Fernwärmewasser der Kategorie 4 geeignet)

- Heizungspufferspeicher mit Primärbündel und Frischwassermodul (FÜS5)
- Heizungspufferspeicher mit Frischwassermodul (FÜS3)

3.2.4 Beschreibung des Laborprüfstands

Die „Fernwärmeversorgung“ erfolgt über einen Heizungspufferspeicher, der über zwei Gasheizkessel auf bis zu 110°C beheizt werden kann. Durch die Heißwasserpufferung lassen sich Temperaturschwankungen bei der Wärmeerzeugung minimieren sowie auch auftretende Lastspitzen der Anschlussleistung abfangen. Der Fernwärmeanschlussdruck wird mittels einer Heizungsumwälzpumpe zur Verfügung gestellt.

Die Heizlast und der Trinkwarmwasserverbrauch des Gebäudes werden anhand der Messdaten eines Referenzgebäudes, siehe Abschnitt „Lastprofil Heizung“, am Prüfstand als Wärmesenke realisiert. Dabei werden am Laborprüfstand der Heizungsdurchfluss, die Heizungsrücklauftemperatur und die Außentemperatur vorgegeben. Die erforderliche Vorlauftemperatur in Abhängigkeit der Außentemperatur für die Gebäudebeheizung muss die zu prüfende Fernwärmeübergabestation über eine entsprechende Temperaturregelung bereitstellen. Zwei Entnahmeventile (klein/groß) öffnen entsprechend dem hinterlegten Zapfprofil und lassen das von der Fernwärmeübergabestation erwärmte Trinkwarmwasser ablaufen. Die Zirkulationsverluste werden über einen Wärmetauscher rückgekühlt.

Über einen Stromaufnehmer lässt sich der elektrische Energieaufwand der zu prüfenden Fernwärmeübergabestation erfassen.

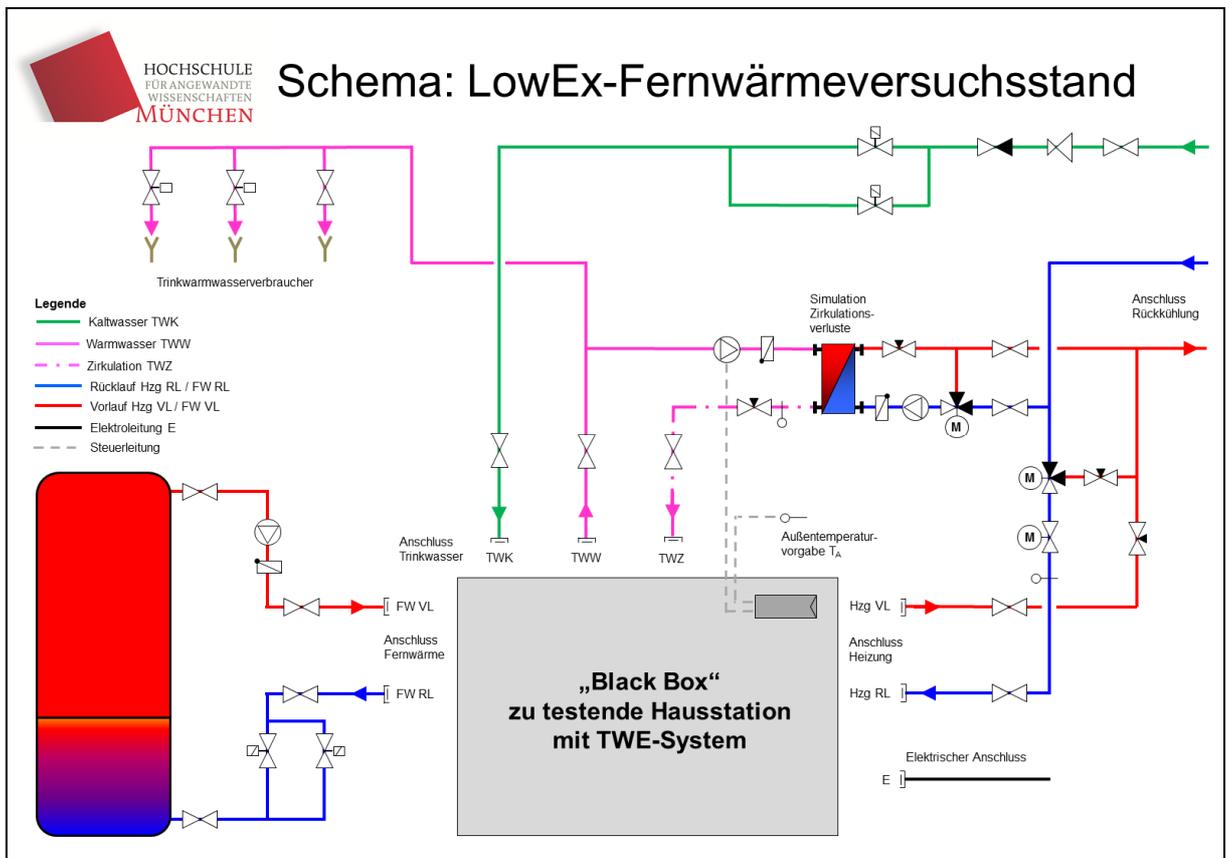


Abb. 3.39 Schema: LowEx- Fernwärmeversuchsstand

Bau des Prüfstands

Der Aufbau des Prüfstandes erfolgte ohne externe Firmen im Heizungstechniklabor der Hochschule München. Durch die Bereitstellung der „Fernwärmeversorgung“ über zwei Gaskessel im Heizungslabor war sichergestellt, dass auch in den Sommermonaten der Referenztagesgang für den Winterfall getestet werden konnte.



Abb. 3.34 Wärmeerzeuger für die Fernwärmeversorgung (Hochtemperaturheizkessel im Vordergrund sowie Gasbrennwertgerät im Hintergrund)



Abb. 3.35 Mehrstufige Beheizung des Fernwärmespeichers durch die beiden Gaskessel



Abb. 3.36 Fernwärmeanschluss für die zu prüfenden Fernwärmeübergabestation



Abb. 3.37 Trinkwasseranschluss, Trinkwasserentnahme (Ventile links oben), Zirkulationsrückkühlung und Heizkreis (rechts)



Abb. 3.38 Rückkühlpufferspeicher für Heizung und Zirkulation

Eingesetzte Messtechnik

Volumenstrommessung

Hersteller:	Krohne
Anwendung:	Durchflussmessung in den Fernwärme-, Heizung- und Trinkwasserleitungen
Typ:	OPTIFLUX 4300
Messwertaufnehmer:	OPTIFLUX 4000
Messumformer:	IFC 300
Messprinzip:	Magnetisch-induktiv
Messbereich:	- 12 bis + 12 m/s
Messgenauigkeit:	$\pm 0,3\%$ vom Messwert + 2 mm/s

Nennweiten:

DN 10 (Fernwärmeanschluss klein)

DN 20 (Fernwärmeanschluss groß)

DN 20 (Heizkreis)

DN 6 (Trinkwarmwasseranschluss klein)

DN 15 (Trinkwarmwasseranschluss groß)

DN 10 (Zirkulationsleitung)

Temperaturmessung

Komponente: Temperatursensor im Messbereich von 0 bis 90°C
Anwendung: Alle Temperaturmessstellen außer Fernwärmeverlaufleitung
Hersteller: Ahlborn
Messelement: NTC Typ N
(Widerstandstauchföhlererelement mit $\varnothing = 2$ mm)
Messbereich: -20 bis 100°C
Auflösung: 0,01 K
Messgenauigkeit: 0 bis 70°C $\pm 0,1$ K; 70 bis 125°C $\pm 0,6$ K

Komponente: Temperatursensor im Messbereich von 90 bis 130°C
Anwendung: Fernwärmeverlaufanschluss
Hersteller: Ahlborn
Messelement: Pt100 Typ P
(Widerstandstauchföhlererelement mit $\varnothing = 2$ mm)
Messbereich: -70 bis 500°C
Auflösung: 0,1 K
Messgenauigkeit: bei 100°C $\pm 0,8$ K

Druckmessung

Komponente: Drucksensor im Temperaturbereich von 0 bis 70°C
Anwendung: Kalt- und Warmwasseranschlussleitung
Hersteller: Ahlborn
Messelement: Druckaufnehmer FD 8214 M11R (Piezoresistiv)
Messbereich: 0 bis 6 bar (Relativdruck)
Linearität: $\pm 0,5$ % vom Endwert

Komponente: Drucksensor im Temperaturbereich von 0 bis 70°C
Anwendung: Fernwärmerücklaufanschluss
Hersteller: Ahlborn
Messelement: Druckaufnehmer FD 8214 M11R (Piezoresistiv)
Messbereich: 0 bis 4 bar (Relativdruck)
Linearität: $\pm 0,5$ % vom Endwert

Komponente: Drucksensor im Temperaturbereich von 70 bis 130°C
Anwendung: Fernwärmeverlaufanschluss
Hersteller: Ahlborn
Messelement: Druckaufnehmer FD 8214 M10R mit Kühlrippen
(Piezoresistiv)

Messbereich: 0 bis 4 bar (Relativdruck)
Linearität: $\pm 0,5$ % vom Endwert

Stromaufnehmer

Anwendung: Elektrische Stromaufnahme der Testmodule
Hersteller: Ahlborn
Messelement: Stromaufnehmer Typ ZA 9904AB2
Messbereich: bis 10 A
Auflösung: 10 mA

Messwerterfassungsanlage

Hersteller: Ahlborn
Datenlogger: ALMEMO 5690-1CPU Typ MA56901CPUTG8
Messkreiskarten: Aktive Messkreiskarte Typ ES5690MA10
Analog-Einschub: Analog-Einschub für 0-10 V Ansteuerung Typ ES5690RTA5
Software: AMR-WinControl 6.9.3.0

Regel- und Steuerventile

- Siemens MXG461.15-0,6 (Trinkwasserentnahme klein)
 - Siemens MXG461.15-3,0 (Trinkwasserentnahme groß)
 - Siemens MXG461.32-12 (Durchfluss Heizkreis)
 - Siemens MXG461.32-12 (Rücklauftemperatur Heizkreis)
- (jeweils: Stellzeit < 2 s, Auflösung 1 : 1000)
- Honeywell V5013R DN 20 K_{vs} 6,3 m³/h mit ML7420 A6009 (Zirkulationsrückkühlung)

Bewertungskriterien für die geprüften Fernwärmeübergabestationen

- Fernwärmerücklauftemperatur (bzw. Temperaturdifferenz zur Kaltwasser-Eintritts-Temperatur)
- Anschlussleistung (Volumenstrom)
- Hygiene
- Komfort (Temperaturbeständigkeit der Warmwasseraustrittstemperatur)
- Verkalkungsproblematik
- Regelung
- Kosten

3.2.5 Beschreibung der Teststationen

3.2.5.1 Fernwärmeübergabestation mit externem Speicherladesystem (FÜS1) als Referenzobjekt

Eine häufig angewandte Schaltung zur Trinkwassererwärmung ist das klassische externe Speicherladesystem. Dieses besteht aus einem Trinkwasserspeicher der über einen externen Plattenwärmeübertrager sowie einer trinkwasserseitig eingebundenen Ladepumpe beladen wird. Die Heizleistung am Wärmetauscher wird mittels Strahlpumpe geregelt, die durch Ansaugen von kaltem Rücklaufwasser das heiße Vorlaufwasser auf ca. 61°C bis max. 70°C heruntermischt. Die Ladepumpe auf der Trinkwasserseite wird über zwei Temperatursensoren im Speicher geregelt, welche die Nachladung ein- bzw. ausschalten. Die Einbindung der Zirkulationsleitung (im Bild noch ungedämmt) erfolgt im oberen Drittel des Speichers.

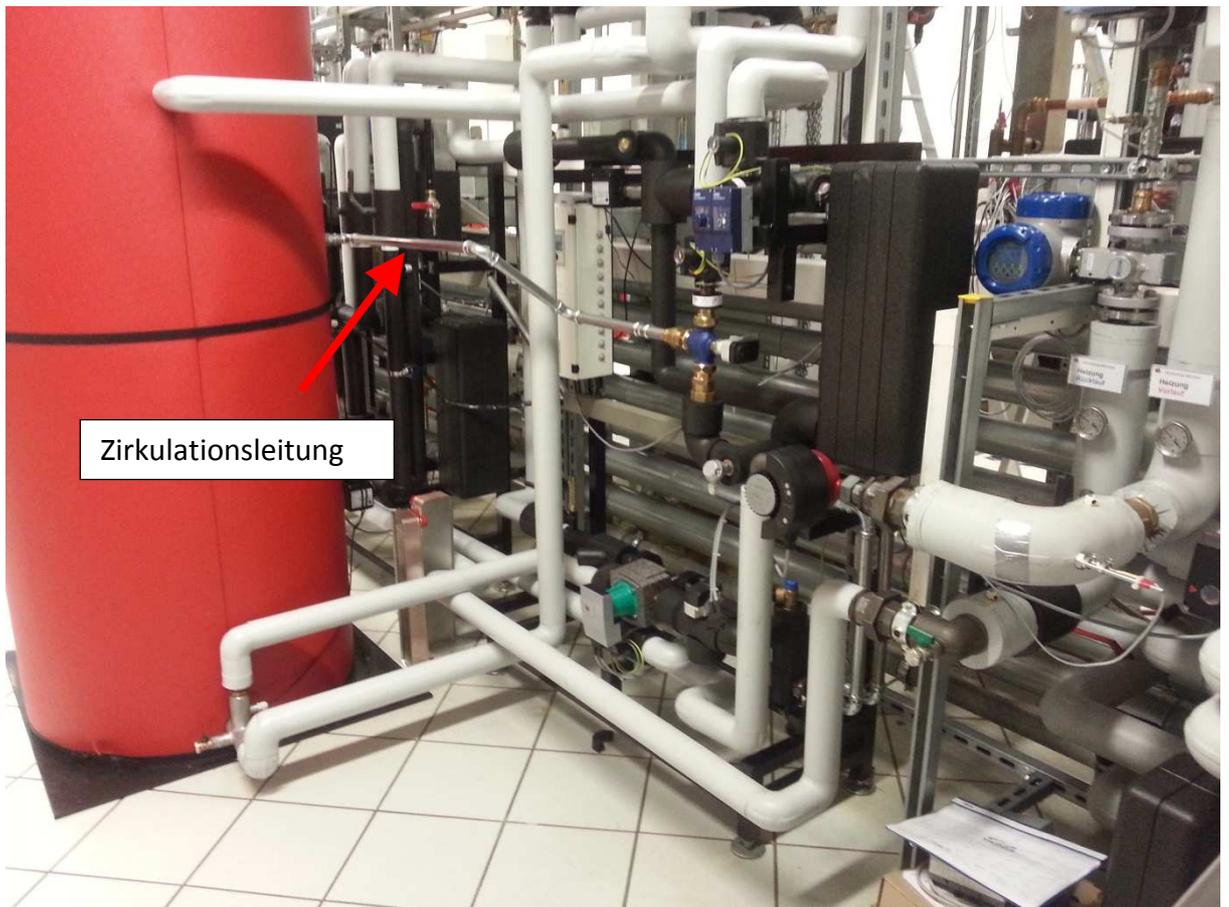


Abb. 3.39 Versuchsstand: Standard-Speicherladesystem (FÜS1)

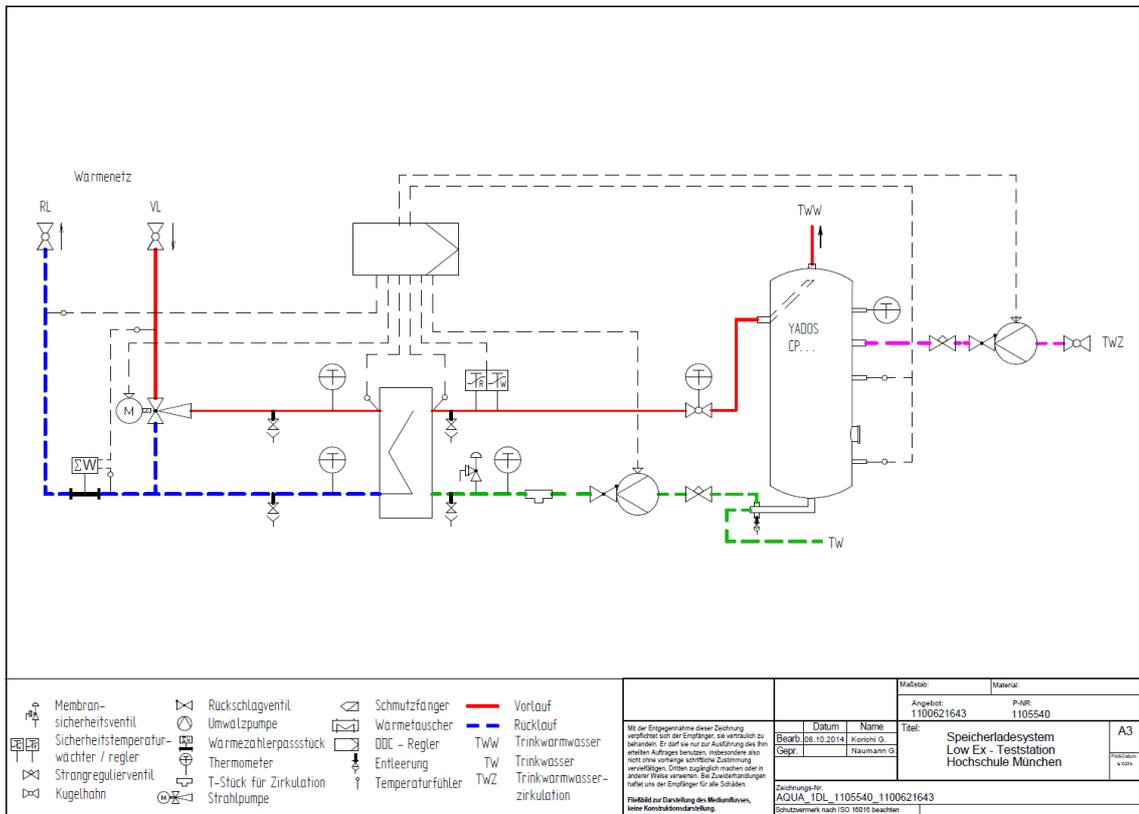


Abb. 3.40 Schaltschema: Standard-Speicherladesystem (FÜS1)

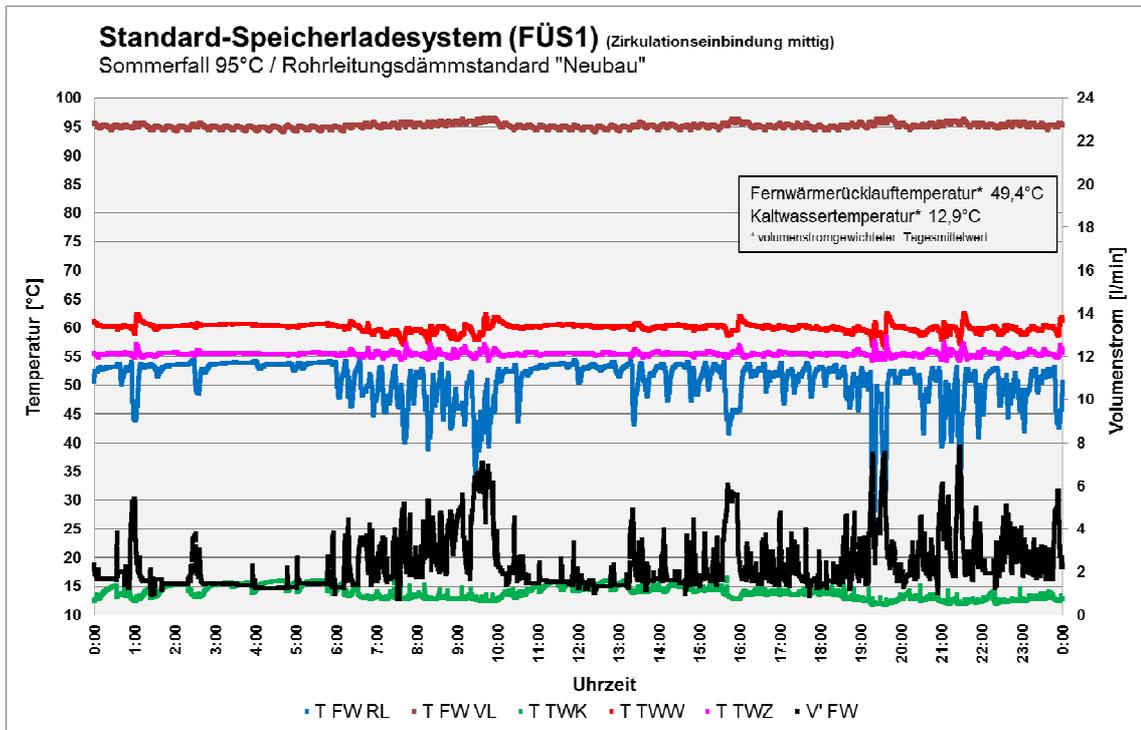


Abb. 3.41 Standard-Speicherladesystem (FÜS1) - Sommerfall 95 °C / Rohrleitungsämmstandard „Neubau“

Messergebnisse

Tab. 3.4 Messergebnisse: Standard-Speicherladesystem (FÜS1)

		Winterfall 110 °C Neubau	Sommerfall 95 °C Passivhaus	Sommerfall 95 °C Neubau	Sommerfall 95 °C Altbau	Sommerfall 85 °C Neubau
V_{FW}	l/d	---	---	3.332	---	---
Q_{FW}	kWh/d	---	---	174	---	---
$V'_{FW,max.}$	l/min	---	---	7,79	---	---
$V'_{FW,min.}$	l/min	---	---	0,73	---	---
$Q'_{FW,max.}$	kW	---	---	35,46	---	---
$Q'_{FW,min.}$	kW	---	---	2,41	---	---
$T_{FW,RL,vol.mitt} - T_{TWK}$	K	---	---	36,45	---	---
$T_{FW,RL,min.}$	°C	---	---	24,49	---	---
$T_{FW,RL,max.}$	°C	---	---	54,41	---	---
$T_{Hzg.VL} / T_{Hzg.RL}$	°C	---	---	---	---	---
$T_{TWW,min.}$	°C	---	---	56,59	---	---
$T_{TWW,max.}$	°C	---	---	62,47	---	---
$T_{TWK,vol.mitt.}$	°C	---	---	12,90	---	---
V_{TWW}	l/d	---	---	1.791	---	---
V_{TWZ}	l/d	---	---	10.007	---	---
Q_{Hzg}	kWh/d	---	---	---	---	---
Q_{TWW}	kWh/d	---	---	96	---	---
Q_{TWZ}	kWh/d	---	---	52	---	---
Q_V	kWh/d	---	---	26	---	---
$Q_{V,p}$	%	---	---	14,88	---	---
W_{el}	kWh/d	---	---	4,17	---	---

Betriebsverhalten:

Die Fernwärmerücklauftemperatur ist nur zu den Spitzenzapfzeiten, also von 8:00 bis 10:00 Uhr und von 19:00 bis 22:00 Uhr kurzzeitig bei 30 °C, sonst stets knapp unterhalb der Zirkulationstemperatur.

Die Warmwasseraustrittstemperatur ist bei Spitzenzapfung nicht mehr konstant.

Der Fernwärmeevolumenstrom steigt bei Spitzenzapfung auf ca. 8 l/min an.

Bei Einbindung der Zirkulation im oberen Speicherdrittel und Ausschalttemperatur 60°C am unteren Speicherfühler befindet sich das System in Dauerladungszustand, da die nach DVGW Arbeitsblatt geforderten 60°C zur Abschaltung nicht erreicht werden können.

Vorteile:

- Einfache Planung und Handhabung durch geringe Anzahl an Regelkomponenten
- Einfache Regelstrategie
- Einfache, kostengünstige Komponenten
- Relativ konstante TWW-Austrittstemperaturen
- Hohe Entnahmemengen möglich

Nachteile:

- Hygieneproblematik durch Trinkwasserbevorratung im Speicher
- Bei Einbindung der Zirkulation im oberen Speicherdrittel und Abschaltfühler unten bei 60°C, schaltet die Ladepumpe nie ab. Es kommt zur stetigen Durchmischung des TWW (60°C) mit dem Zirk-RL. (55°C)
→ keine niedrigen FW- Rücklauftemp. möglich
- Strahlpumpe müsste bedingt durch die unterschiedliche Fahrweise der FW-VL-Temperatur für den Sommer-, als auch für den Winterfall dimensioniert sein. Problematik: Temperatur des Mischstrahls von ca. 65 °C erfordert bei einer VL-Temperatur des Triebstrahls, von ca. 110 °C einen hohen Differenzdruck. (im Versorgungsnetz vielfach nicht vorhanden)
- Lastglättung trotz Speicher nur mäßig
- Speicherbeladung mit 61..62°C um 60°C TWW zu erreichen (Wärmeverluste und Durchmischung) → Mehrenergieaufwand
- Hohe Wärmeverluste (ca. 15%) durch Temperaturniveau des Speichers
- Erhöhter Platzbedarf des Speichers gegenüber einem Durchflusssystem

3.2.5.2 Fernwärmeübergabestation mit massebehafteter Vorwärmstufe (FÜS2)

Prinzip

Das Trinkwasser-Erwärmungs-System mit massebehafteter Vorwärmstufe ist ein Durchflusssystem, das sich die in der Praxis immer zu verzeichnenden häufigen Warmwasser-Zapfpausen zu Nutze macht. Es besteht aus einer als massebehaftetem Rohrbündelwärmetauscher ausgeführten Kaltwasser-Vorwärmstufe und einem Plattenwärmetauscher zur Nacherhitzung des Kaltwassers sowie zur ständigen Aufheizung des Zirkulations-Volumenstroms.

Funktionsbeschreibung

Nach seiner Wärmeabgabe an das Zirkulationswasser im Nacherhitzer wird der noch etwa 57°C warme Primärücklauf unregelt von oben nach unten durch den Mantelraum eines stehenden Rohrbündel-Wärmetauschers geleitet. In dem spiralförmig angeordneten, stetig ansteigenden Rohrbündel (kein U-Rohrbündel!) befindet sich stehendes bzw. von unten nach oben strömendes Kaltwasser. In Zapfpausen gibt der Primärvolumenstrom Wärmeenergie an das Rohrbündel und das darin befindliche Trinkwasser ab. Erfolgt eine Zapfung, schiebt der Stadtwasserdruck das vorgewärmte Trinkwasser mit Temperaturen etwa zwischen 30 und 55° C in den Nacherhitzer. Geht man von einer Trinkwasser-Zulauf-Temperatur von 10° C und einer erforderlichen Erwärmung auf 60° C aus, sind somit etwa 40 bis 90% der Erwärmung des zufließenden Kaltwassers bereits gegeben, der Nacherwärmer muss nur noch 10 bis (in Ausnahmefällen) 60% der Erwärmung übernehmen. Dazu lässt ein im Primärzulauf angebrachtes Motorventil in Abhängigkeit von der Warmwasser-Austrittstemperatur (Sollwert 60° C) oder angesteuert von einem Strömungssensor im Kaltwasserzulauf kurzzeitig mehr Primärwasser durch den Nacherhitzer strömen.

Eine Bypassleitung zur Umgehung der Vorwärmstufe und zwei Spülarmaturen am sekundärseitigen Ein- und Austritt ermöglicht die Entkalkung der Vorwärmstufe in eingebautem Zustand und ohne Funktionsunterbrechung, die Trinkwassererwärmung kann währenddessen ohne Vorwärmung mit dem Nacherhitzer erfolgen. Zur Vermeidung größerer stagnierender Wassermengen sollte die Bypassleitung konstruktiv so kurz wie möglich ausgeführt werden.

Wasserstrahlpumpe

Zur Minimierung der Verkalkungsneigung des Nacherhitzers sollte das Primär-Motorventil in Gegenden mit besonders kalkhaltigem Wasser als Wasserstrahlpumpe ausgeführt werden, die stets so viel ca. 57°C- grädiges Primär-Rücklauf-Wasser aus dem Nacherhitzer in den Zulauf zum Wärmetauscher ansaugt, dass dort die Temperatur nicht unter 60°C und nicht über 65°C liegt. Die Wasserstrahlpumpe muss dabei eine doppelte Regelungsaufgabe (Temperatur

des Primärwasser und des Sekundärwassers) mit nur einer Stellgröße (Ventilkegelstellung) lösen, was nicht in jedem Betriebspunkt uneingeschränkt gelingen kann.

Primärseitiger Anschluss

Zur Umgehung der Grädigkeit des Heizwärmetauschers und zur Erreichung minimaler Primär-Volumenströme ist das System primärseitig an das Fernwärmesystem angeschlossen.

Hygieneschaltung zur Erwärmung der Vorwärmstufe

„Trinkwassererwärmungsanlagen müssen so konzipiert sein, dass der gesamte Inhalt der Vorwärmstufen einmal am Tag auf $\geq 60^{\circ}\text{C}$ erwärmt werden kann.“
(DVGW-Arbeitsblatt W 551, /DVGW/)

Zur Erfüllung dieser Forderung ist die Schaltung mit einer „Kurzschlusspumpe“ zwischen Warmwasser-Vorlauf und Kaltwasser-Zulauf ausgerüstet. Zu einer Tageszeit mit minimaler Warmwasser-Zapf-Tätigkeit (also etwa um 5:00 Uhr morgens) setzt die Regelung kurzzeitig den Soll-Wert der Warm-Wasser-Temperatur von 60°C auf ca. 62°C hoch. Kommt der Zirkulationsvolumenstrom entsprechend um 2 K wärmer mit 57°C aus dem Gebäude zurück, schiebt die Kurzschlusspumpe so lange 62°C -grädiges Wasser in den Kaltwasser-Zulauf und somit von unten in die Vorwärmstufe, bis die Austrittstemperatur aus der Vorwärmstufe die geforderte Hygienetemperatur von 60°C erreicht. So soll ungehemmtes Legionellenwachstum im unteren, ca. 35°C -grädigen Teil des Vorwärmers vermieden werden. Obwohl das DVGW-Arbeitsblatt W 551 die tägliche Durcherwärmung der Vorwärmstufe nur für Wasservolumina $\geq 400\text{ l}$ fordert, wurde während der Versuche auf dem Prüfstand diese Durcherwärmung auf freiwilliger Basis an jedem Morgen um 4:45 Uhr durchgeführt.

Druckstufenproblematik

Die wichtigen Fernwärmnetze der Stadtwerke München genügen der Druckstufe PN 25 mit einem ausgewiesenen maximalen Betriebsüberdruck von 20 bar. Dieser Betriebsdruck bringt einige Einschränkungen für primär angeschlossene Wasser-Erwärmungs-Systeme mit sich:

Elektrische Beimischpumpen PN 25 sind (derzeit) am Markt kaum oder nur zur sehr hohen Preisen erhältlich. Hauptsächlich deshalb weichen die Stadtwerke München und andere Projektanten bei direkt angeschlossenen Schaltungen auf die Wasserstrahlpumpe als Möglichkeit der Rücklaufbeimischung aus.

Hat ein Druckbehälter (z. B. Rohrbündel-Wärmetauscher) ein Druck-Inhalts-Produkt größer 1.000 bar Liter, so ist er gemäß Druckbehälterverordnung als Druckbehälter der Gruppe III einzustufen und alle fünf Jahre von einem unabhängigen Sachverständigen (z. B: TÜV) überprüfen zu lassen. Um diesen unverhältnismäßig hohen Aufwand zu vermeiden wird vorgeschlagen, mit dem

Druck-Inhaltsprodukt des Vorwärmers stets unter der Grenze von 1.000 bar Liter zu bleiben. Dazu ist lediglich das Druck-Inhalts-Produkt von 1.000 bar Liter durch den maximal zulässigen Betriebsüberdruck des betreffenden Fernwärme-Netzes zu dividieren und das daraus resultierende Mantelraumvolumen zu unterschreiten. Im Falle der Stadtwerke München mit typischen Betriebsüberdrücken von 20 bar ergibt sich so ein Grenzvolumen des primärseitig durchströmten Druckbehälter (hier: Mantelraumvolumen der Vorwärmstufe) von 50 Liter. D. h. Behälter mit max. 50 l Mantelraumvolumen (das Volumen des Rohrbündels darf hiervon abgezogen werden) können auf der Primärseite der Münchener Fernwärmenetzen ohne Bedenken eingesetzt werden. Eine Hintereinanderschaltung beliebig vieler Vorwärmstufen ist nach der Druckbehälterverordnung als unkritisch zu bewerten; die Druckverluste der in der Pilotanlage verbauten Vorwärmer sind für die in Mehrfamilienhäusern mit 20 bis 30 Wohneinheiten auftretenden Volumenströme praktisch vernachlässigbar. Entscheidender Nachteil einer solchen Reihenschaltung ist aber die größere während der Hygieneschaltung zu erwärmende Masse; die zu größeren Mengen 60° C-gradigem Rücklaufwassers führen würde.

Sekundärseitiger Anschluss

Schaltet man die Trinkwasser-Erwärmungs-Anlage auf die Sekundärseite, handelt man sich zwar die Vorlauf- und Sekundär-Grädigkeit des Heizwärmetauschers ein und muss mit größeren Volumenströmen hantieren. Andererseits umgeht man aber beide oben beschriebenen Probleme: die Beimischung von Rücklaufwasser kann einfach und kostengünstig mit einer handelsüblichen Heizumwälzpumpe PN 6 und die Volumenstromregelung mit einem simplen Motorventil erfolgen; der Vorwärmer kann im Mantelraum bis zu 1000 bar Liter / 6 bar = 167 l Mantelraumvolumen aufweisen.

Es wird deshalb im Einzelfall zu überprüfen sein, ob die Leistungsglättung und Spreizungserhöhung der Schaltung mit massebehafteter Vorwärmstufe ausreichend Spielraum für den Schritt zurück auf die Sekundärseite lässt.

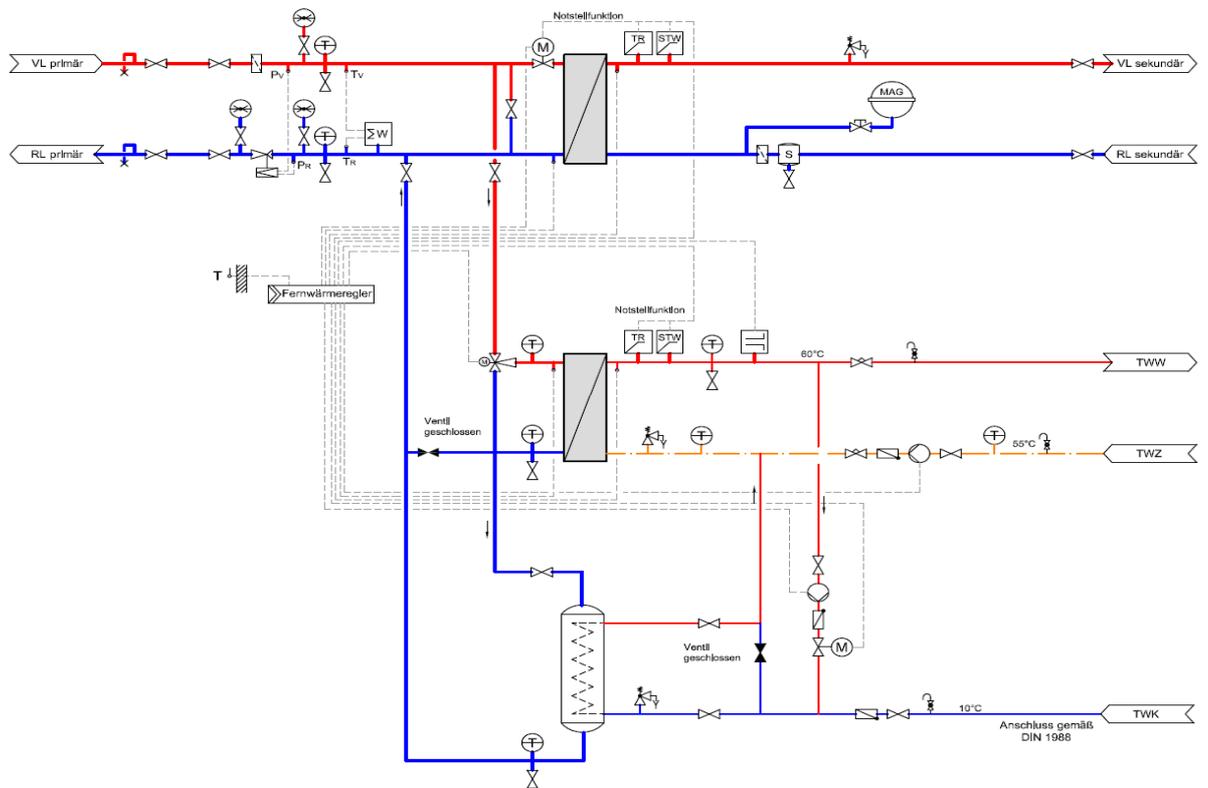


Abb. 3.42 Schaltschema: Durchflusssystem mit massebehafteter Vorwärmstufe (FÜS2)

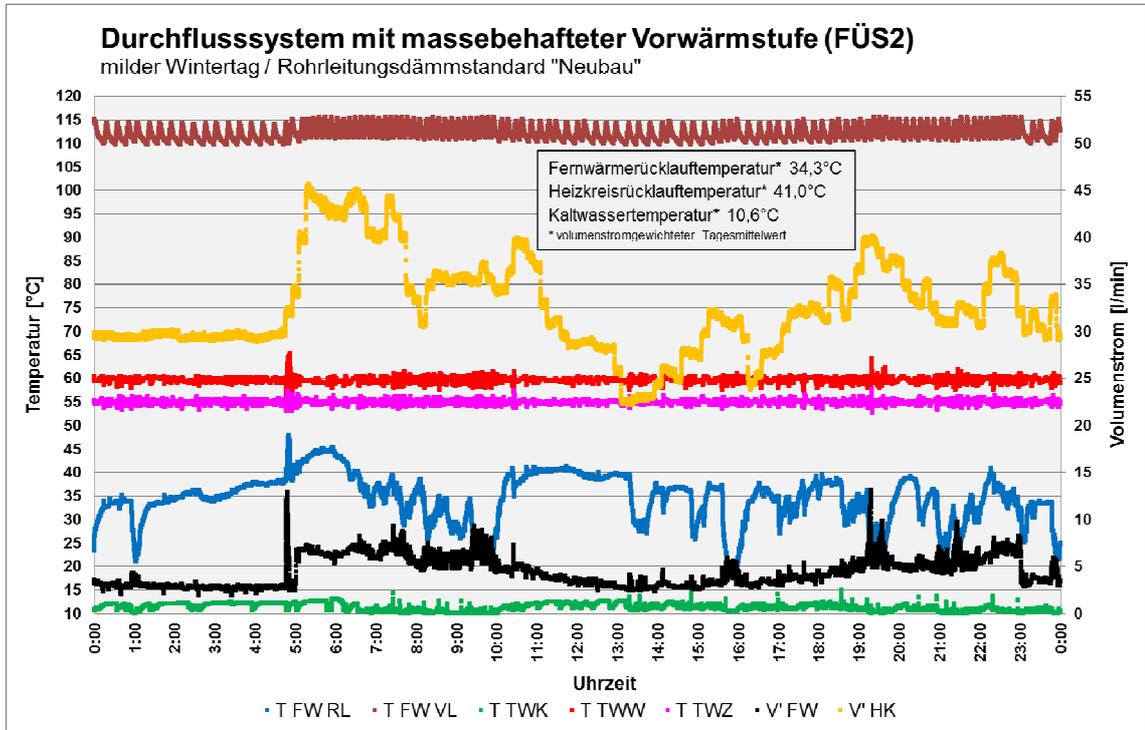


Abb. 3.43 Durchflusssystem mit massebehafteter Vorwärmstufe (FÜS2) – Winterfall 110 °C / Rohrleitungsämmstandard „Neubau“

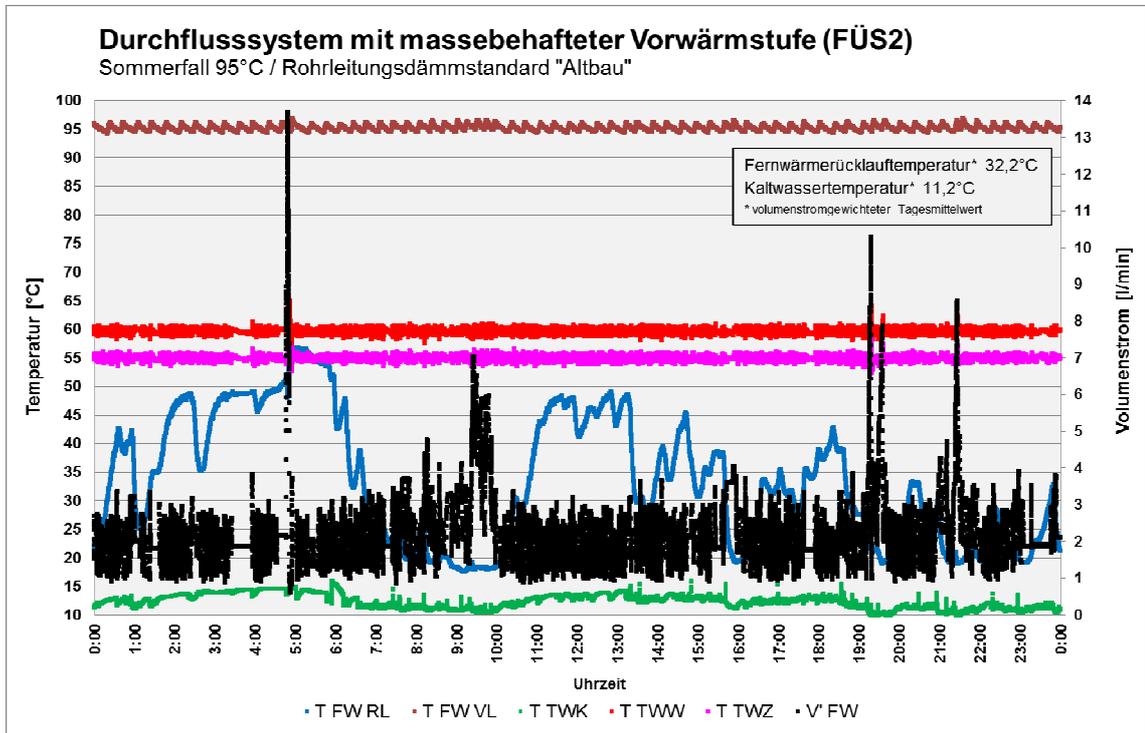


Abb. 3.44 Durchflusssystem mit massebehafteter Vorwärmstufe (FÜS2) – Sommerfall 95 °C / Rohrleitungsämmstandard „Altbau“

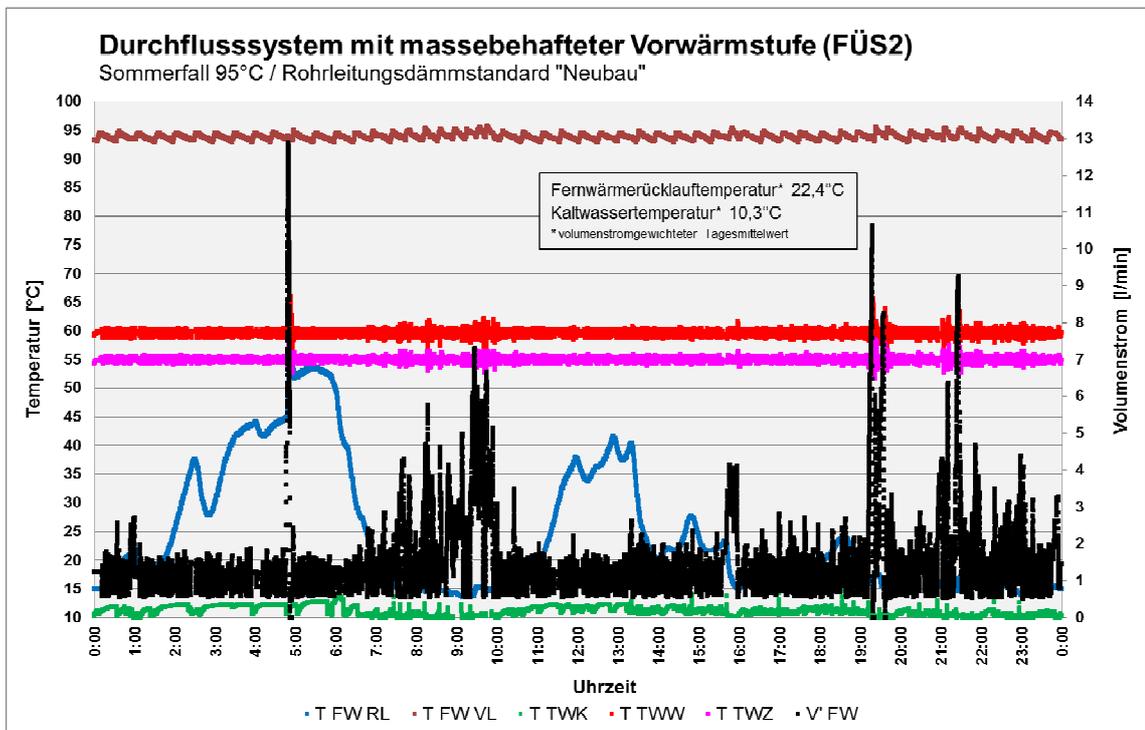


Abb. 3.45 Durchflusssystem mit massebehafteter Vorwärmstufe (FÜS2) – Sommerfall 95 °C / Rohrleitungsämmstandard „Neubau“

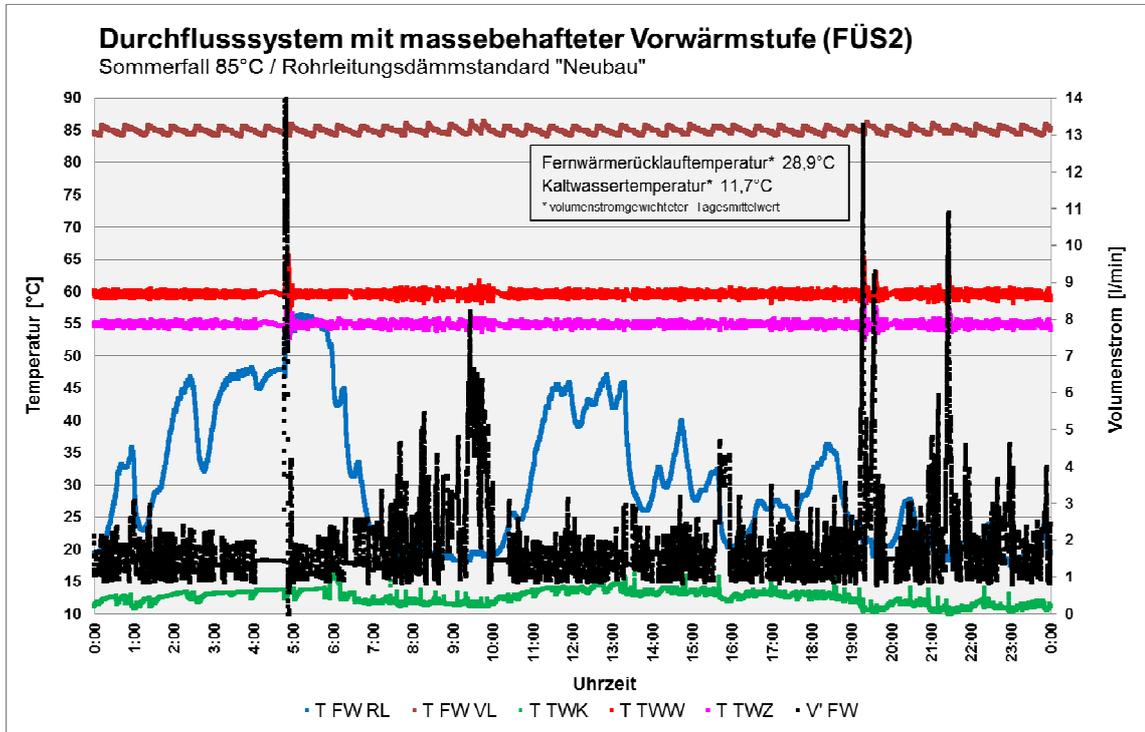


Abb. 3.46 Durchflusssystem mit massebehafteter Vorwärmstufe (FÜS2) – Sommerfall 85 °C / Rohrleitungsämmstandard „Neubau“

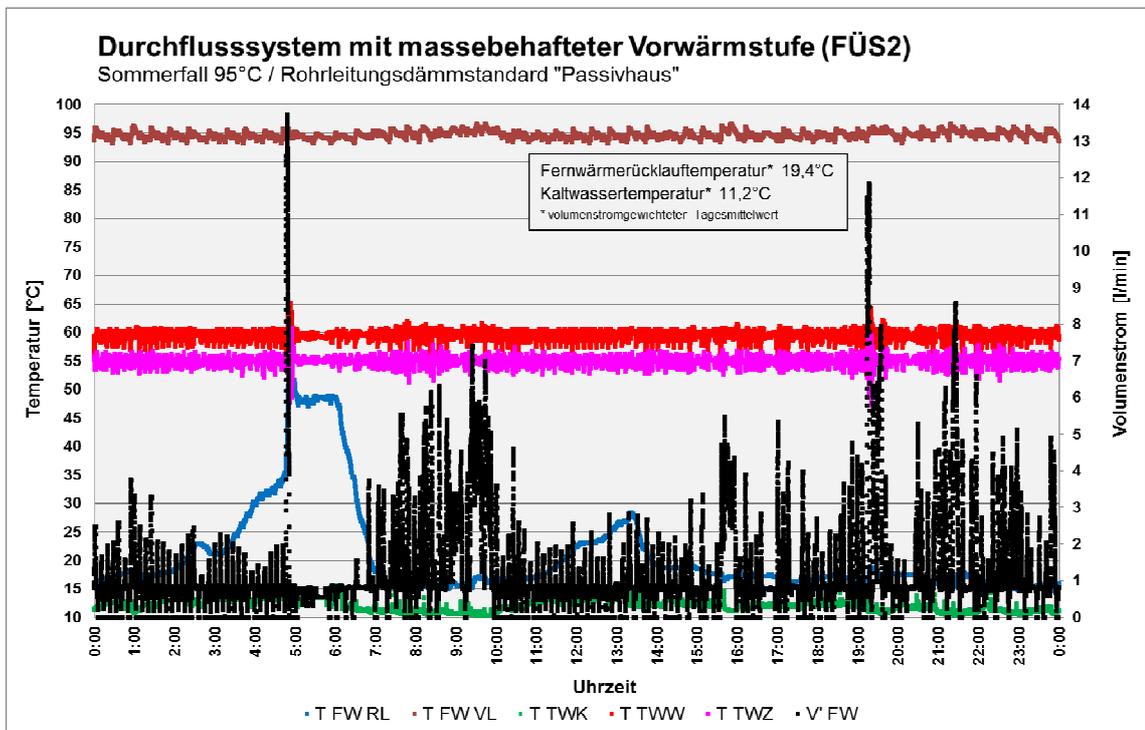


Abb. 3.47 Durchflusssystem mit massebehafteter Vorwärmstufe (FÜS2) – Sommerfall 95 °C / Rohrleitungsämmstandard „Passivhaus“

Messergebnisse

Tab. 3.5 Messergebnisse: Durchflusssystem mit massebehafteter Vorwärmstufe (FÜS2)

		Winterfall 110 °C Neubau	Sommerfall 95 °C Passivhaus	Sommerfall 95 °C Neubau	Sommerfall 95 °C Altbau	Sommerfall 85 °C Neubau
V_{FW}	l/d	6.357	1.673	2.117	3.175	2.697
Q_{FW}	kWh/d	564	145	173	228	173
$V'_{FW,max.}$	l/min	13,08	13,72	12,88	13,69	15,00
$V'_{FW,min.}$	l/min	1,91	0,00	0,00	0,60	0,00
$Q'_{FW,max.}$	kW	76,49	63,33	62,10	51,60	58,22
$Q'_{FW,min.}$	kW	9,88	0,00	0,00	1,58	0,00
$T_{FW,RL,vol.mitt} - T_{WK}$	K	23,73	8,20	12,40	20,98	17,17
$T_{FW,RL,min.}$	°C	18,83	14,70	15,57	17,57	17,24
$T_{FW,RL,max.}$	°C	47,95	53,55	55,19	56,89	57,10
$T_{Hzg.VL} / T_{Hzg.RL}$	°C	48/ 41	---	---	---	---
$T_{TWW,min.}$	°C	56,48	52,62	56,55	57,04	56,72
$T_{TWW,max.}$	°C	65,39	65,09	65,28	65,29	65,60
$T_{TWK,vol.mitt.}$	°C	10,57	11,20	11,26	11,22	11,69
V_{TWW}	l/d	1.760	1.772	1.758	1.741	1.756
V_{TWZ}	l/d	10.008	5.063	10.036	20.166	10.003
Q_{Hzg}	kWh/d	397	---	---	---	---
Q_{TWW}	kWh/d	99	98	98	97	97
Q_{TWZ}	kWh/d	54	26	53	108	54
Q_V	kWh/d	13	20	21	24	23
$Q_{V,p}$	%	2,39	13,74	12,23	10,31	13,11
W_{el}	kWh/d	5,83	1,95	2,02	3,03	1,75

Betriebsverhalten:

Die Durchladung der Vorwärmstufe verursacht Lastspitzen und bringt durch erhöhte Temperaturen auch Verkalkungsprobleme mit sich. Sie sollte deshalb in der Praxis allenfalls einmal wöchentlich, nicht aber täglich erfolgen.

Bei längeren Zapfzeiten wärmt die Vorwärmstufe lediglich auf Temperaturen um 30° C vor und es werden 60 % der Anschlussleistung eines reinen Durchflusssystemes benötigt.

Je geringer der Zirkulationsvolumenstrom desto höher sind die Regelschwankungen bei der Warmwasseraustrittstemperatur.

Die Regelgüte der Wasserstrahlpumpe überzeugt nicht vollständig. Die Gründe dafür könnten sein:

- eine zu große Strahlpumpe,
- Strahlpumpe arbeitet am unteren Limit,
- Konvektion im Nacherwärmer durch die hohe Plattenanzahl (SWEP B25x116).

Vorteile:

- Sehr gute Rücklaufauskühlung
- Einfacher Aufbau und einfache Regelung (anhand der vorhandenen Komponenten, Standard-Regler + Strahlpumpe, Temp.-Fühler) 2 Heizkreise: Heizung , Trinkwasser.
- Gute kurzzeitige bis mittelfristige Speicherwirkung durch den RBWT
- Kleine bis mittlere Zapfungen können je nach Temperatur im Vorwärmer abgefangen werden, ohne dass Strahlpumpe öffnet.
- Vorwärmstufe kann in eingebautem Zustand entkalkt werden.
- Kaum Kostensteigerung mit der Anlagengröße
-

Nachteile:

- Rohrbündeltauscher ist teurer als ein 1000 l Pufferspeicher, insbesondere die Reduzierstücke zwischen Wärmetauscherflanschen und Anschlussleitungen sind bei Einzelanfertigung finanziell nicht zu vernachlässigen
- Geringe Lastglättung im Spitzenlastfall → hohe Anschlussleistung notwendig

- Verkalkungsanfälligkeit des Rohrbündel-WT, da im Zirkulationsbetrieb kontinuierlich Wärme mit ca. 56°C zugeführt wird und auf der Trinkwasserseite das Wasser stagniert.
- Hohe Regelanforderung an die Wasserstrahlpumpe. Da der Nacherwärmer im Bereich von 61...65°C betrieben werden soll, entstehen hohe Beimischfaktoren für die Strahlpumpe (d.h. hoher Differenzdruck notwendig), schwieriges Regelverhalten der Strahlpumpe durch verschiedene Betriebszustände (FW-VL 80-130°C) aber nur fixe PID-Anteile der Regelung.
- Nacherwärmer muss je nach Gebäudegröße für 50 bis 70% der gesamten Trinkwassererwärmungsleistung ausgelegt werden (bemessen an der minimalen Sekundär-Austritts-Temperatur aus dem Rohrbündel nach längerer Zapfung) → schlechte Durchströmung im Zirkulationsbetrieb → verkalkungsempfindlich.
- Begrenzung des Druck-Inhalts-Produkts auf 1.000 bar Liter



Abb. 3.48 Einblick in den als Vorwärmstufe genutzten Rohrbündelwärmetauscher (FÜS2)

3.2.5.3 Fernwärmeübergabestation mit Heizungspufferspeicher und Frischwassersystem (FÜS3)

Das von Prof. F. J. Ziegler entwickelte Konzept besteht aus einem Heizungspufferspeicher in Kombination mit einem weiterentwickelten Frischwassersystem. Zur Überbrückung der verbrauchsarmen Phasen und zur Glättung der Lastspitzen bei der Trinkwassererwärmung dient ein Heizungspufferspeicher. Durch die Trennung von Zirkulationsnachheizung und der eigentlichen Trinkwassererwärmung können die unterschiedlichen Rücklauftemperaturen in den Pufferspeicher auf verschiedenen Ebenen eingeschichtet werden. Die im reinen Zirkulationsbetrieb auf hohem Temperaturniveau anfallende Energie wird im oberen Drittel des Puffers eingeschichtet und für eine Vorwärmung bei der nächsten Trinkwasserentnahme wieder entnommen. Der Rücklauf aus der Trinkwassererwärmung (Frischwassermodul + Auskühlstufe), der auf annähernd Kaltwassertemperatur abgekühlt wird, wird im Puffer unten eingespeichert und letztendlich durch die Fernwärmeübergabestation wieder aufgeheizt. Durch die Wiederverwendung des eingespeicherten Zirkulationsrücklaufs als Vorwärmung und einem heißen Bereitschaftsvolumen im oben Pufferbereich kann die Anschlussleistung für die Trinkwassererwärmung auf ein Minimum reduziert werden. Der Inhalt an Trinkwasser beläuft sich durch die kleinen Wärmeübertrager auf wenige Liter.

Um eine möglichst hohe Auskühlung des Heizungswassers zu erreichen, wurde einem herkömmlichen Frischwassermodul ein weiterer Wärmetauscher seriell nachgeschaltet, welcher als weiteren positiven Effekt auch die Regelqualität in Punkto Warmwassertemperatur deutlich verbessert. Somit konnten die Anforderungen an eine bestmögliche Trinkwasserhygiene in Kombination mit optimaler Rücklaufauskühlung realisiert werden.

Zur Minimierung der Verkalkung wird die Temperatur für die Zirkulationsnachheizung und Trinkwassererwärmung auf ca. 64°C begrenzt. Weitere vorbeugende Verkalkungsschutzmaßnahmen werden durch den permanent turbulent durchströmten Zirkulationswärmeübertrager sowie dem gedrehten Wärmeübertrager (warme Seiten unten zum schnellen Temperatúrausgleich) im Frischwassermodul getätigt.



Abb. 3.49 „Panoramaansicht“: Heizungspufferspeicher und Frischwassersystem (FÜS3)

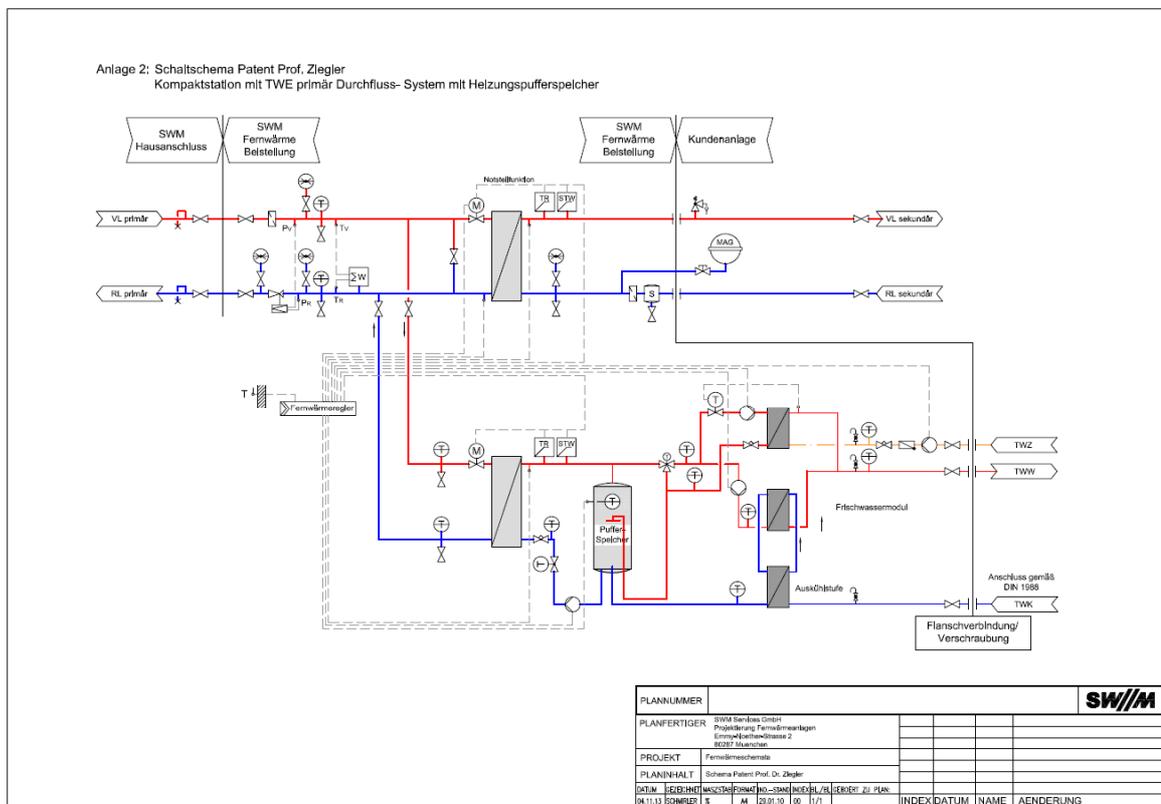


Abb. 3.50 Schaltschema: Heizungspufferspeicher und Frischwassersystem (FÜS3)

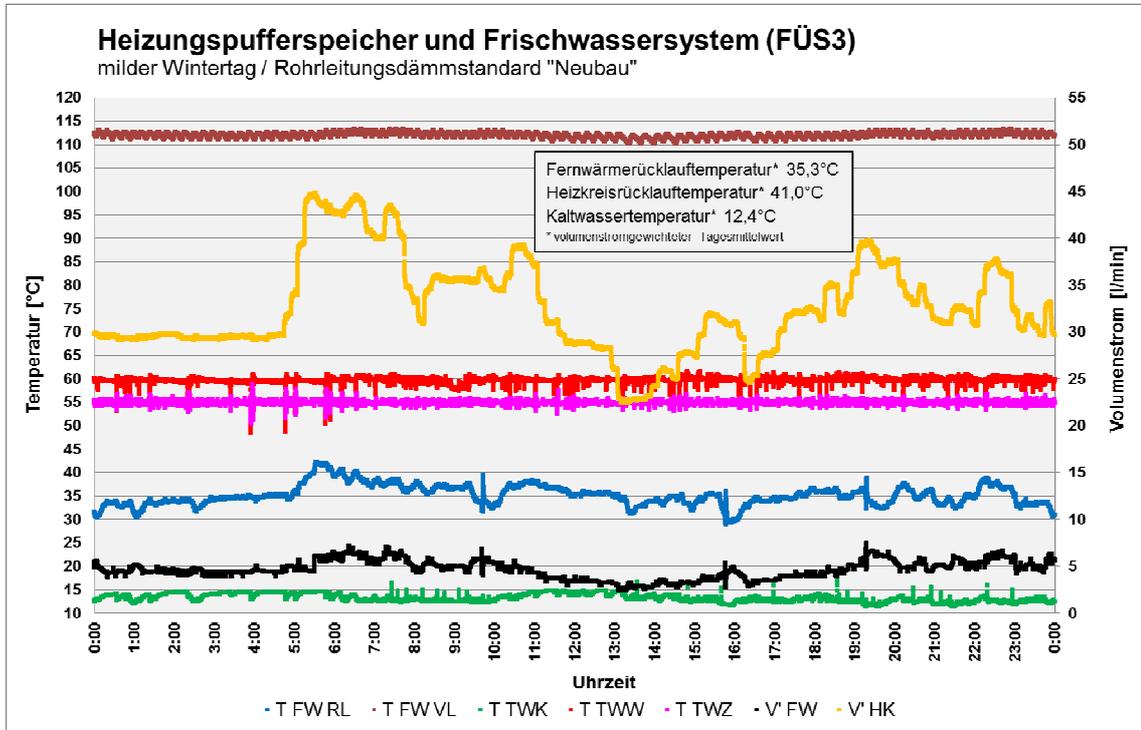


Abb. 3.51 Heizungspufferspeicher und Frischwassersystem (FÜS3) – Winterfall 110 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Neubau“

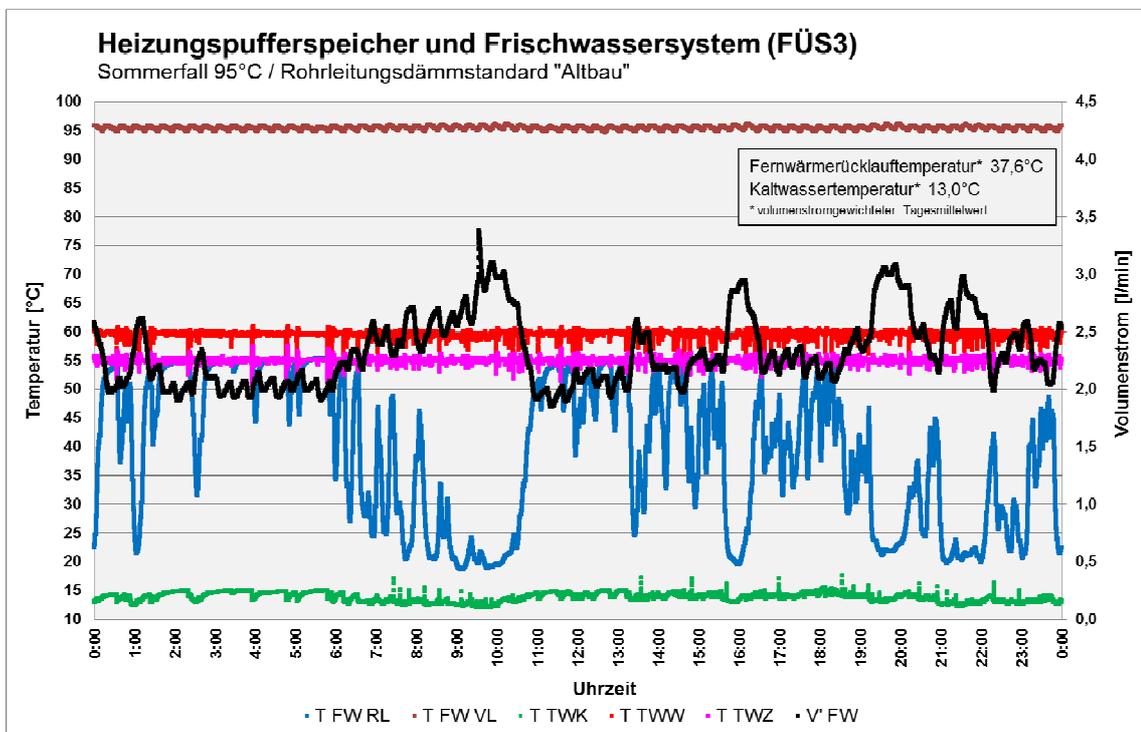


Abb. 3.52 Heizungspufferspeicher und Frischwassersystem (FÜS3) – Sommerfall 95 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Altbau“

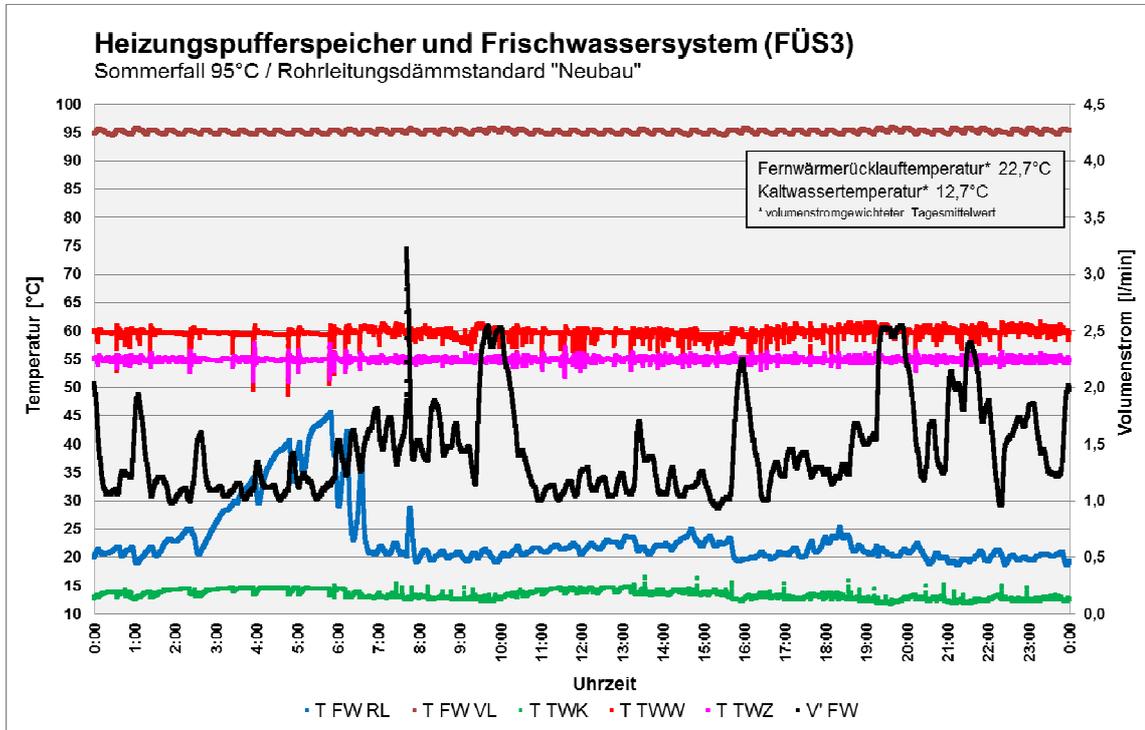


Abb. 3.53 Heizungspufferspeicher und Frischwassersystem (FÜS3) – Sommerfall 95 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Neubau“

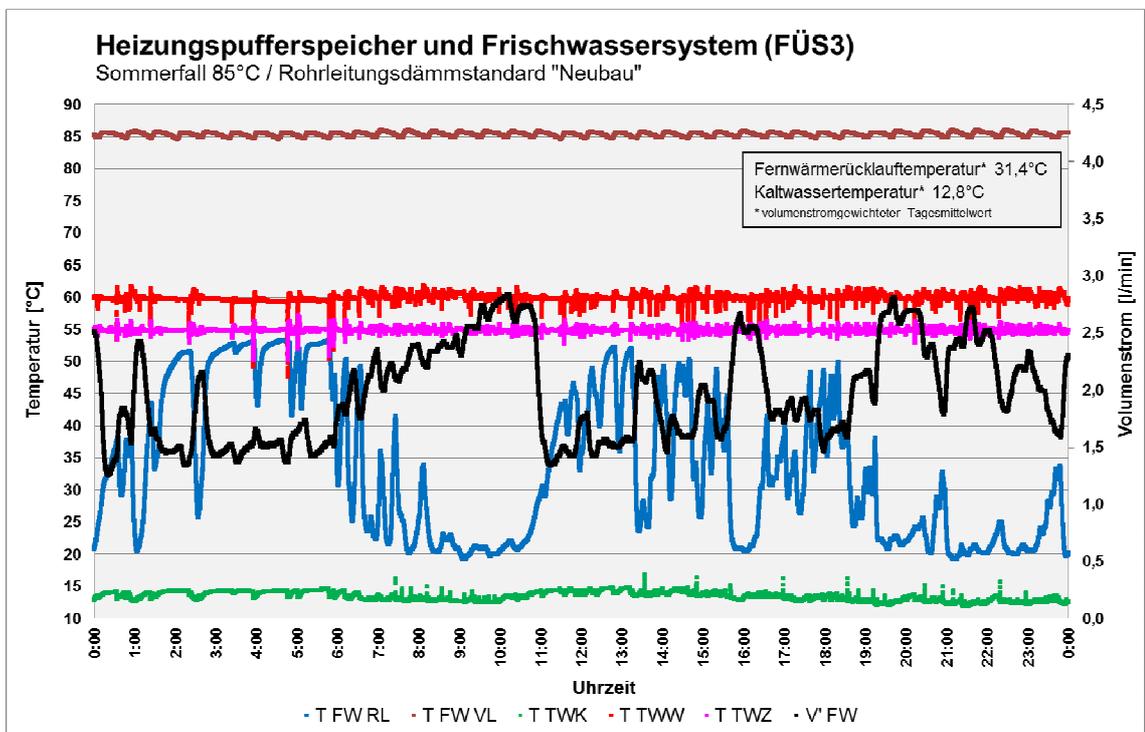


Abb. 3.54 Heizungspufferspeicher und Frischwassersystem (FÜS3) – Sommerfall 85 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Neubau“

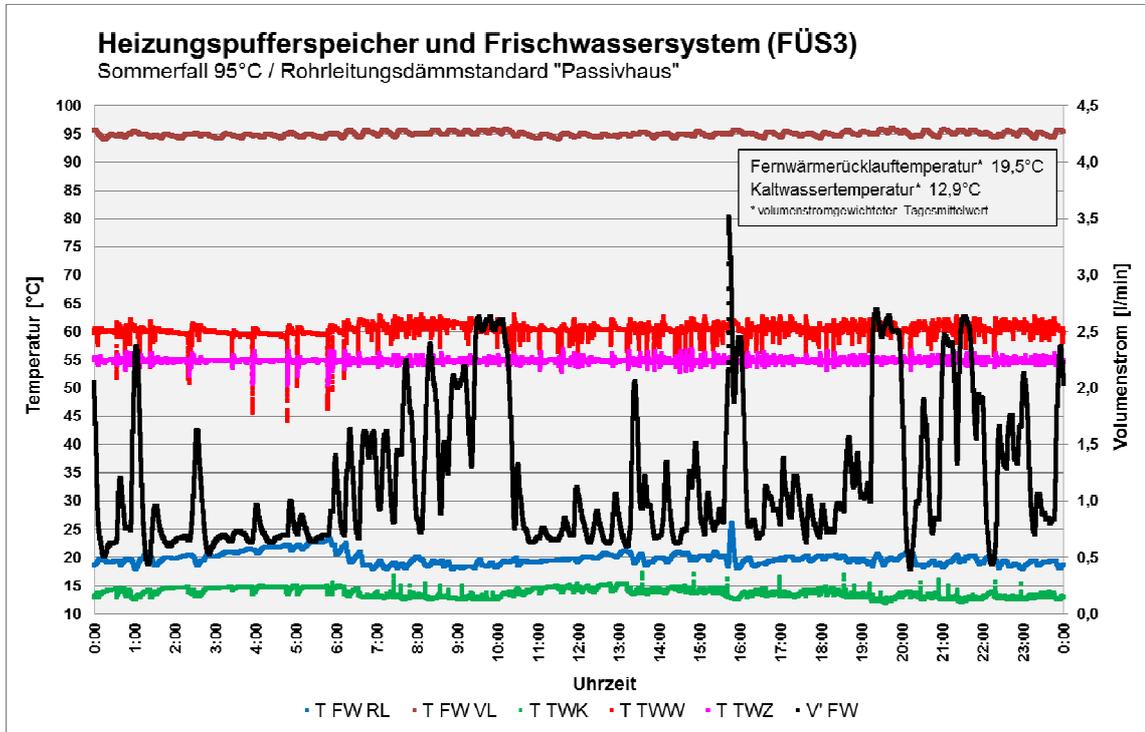


Abb. 3.55 Heizungspufferspeicher und Frischwassersystem (FÜS3) – Sommerfall 95 °C / Rohrleitungsämmstandard „Passivhaus“

Messergebnisse

Tab. 3.6: Messergebnisse: Heizungspufferspeicher und Frischwassersystem (FÜS3)

		Winterfall 110 °C Neubau	Sommerfall 95 °C Passivhaus	Sommerfall 95 °C Neubau	Sommerfall 95 °C Altbau	Sommerfall 85 °C Neubau
V_{FW}	l/d	6.616	1.711	2.051	3.346	2.833
$V'_{FW,max.}$	l/min	2,42	3,51	3,23	3,38	1,25
$V'_{FW,min.}$	l/min	7,40	0,40	0,93	1,84	2,84
Q_{FW}	kWh/d	576	148	170	221	175
$Q'_{FW,max.}$	kW	39,62	18,53	16,56	17,44	12,44
$Q'_{FW,min.}$	kW	12,67	0,00	0,00	5,22	3,02
$T_{FW,RL,vol.mitt} - T_{WK}$	K	22,87	6,56	10,08	24,56	18,60
$T_{FW,RL,min.}$	°C	29,03	17,91	18,49	18,58	19,10
$T_{FW,RL,max.}$	°C	42,26	26,08	45,53	55,47	53,33
$T_{Hzg.VL} / T_{Hzg.RL}$	°C	49/ 41	---	---	---	---
$T_{TWW,min.}$	°C	48,49	44,17	48,48	51,76	47,70
$T_{TWW,max.}$	°C	61,49	63,10	61,56	60,85	61,77
$T_{TWK,vol.mitt.}$	°C	12,42	12,93	12,65	13,00	12,79
V_{TWW}	l/d	1788	1.836	1.797	1.736	1.737
V_{TWZ}	l/d	10.128	4.927	10.058	20.142	10.034
Q_{Hzg}	kWh/d	415	---	---	---	---
Q_{TWW}	kWh/d	98	102	98	93	95
Q_{TWZ}	kWh/d	56	31	55	107	58
Q_V	kWh/d	8	15	16	21	21
$Q_{V,p}$	%	1,31	10,21	9,70	9,38	12,17
W_{el}	kWh/d	5,97	3,19	4,35	4,65	4,00

Betriebsverhalten:

Beste Lastglättung aller getesteten Systeme bei allen Referenztagesgängen.

Warmwasseraustrittstemperatur fällt bei längeren Zapfpausen teilweise auf 45°C ab, da auf die Warmhaltefunktion im Frischwassermodul verzichtet wurde.

Überschwingen der Warmwasseraustrittstemperatur durch die Vorregelung praktisch nicht möglich. Verkalkungsschutz.

Für den „Altbau“ war der Pufferspeicher zu klein dimensioniert, für die Zirkulationsvariante „Passivhaus“ zu groß.

Vorteile

- Niedrige Rücklauftemperaturen
- Sehr gute Lastglättung → Reduzierung der Anschlussleistung für die Trinkwassererwärmung
- Gute Hygiene, da keine Trinkwasserbevorratung und nur minimaler Wasserinhalt in den Wärmeübertragern
- Verkalkungsproblematik durch separaten permanent turbulent durchströmten Zirkulationswärmeübertrager und gedrehten WÜB am Frischwassermodul (schneller Temperaturengleich nach Zapfende) minimiert.
- Puffer, Übergabestation und Frischwassermodul können unabhängig voneinander ausgelegt werden.
- Durchladung der Auskühlstufe mittels FWM möglich, somit keine zusätzliche Pumpe und stagnierende Leitungen nötig.
- Redundante Trinkwassererwärmung bei FWM-Kaskadierung

Nachteile

- höhere Investitionskosten gegenüber einem Durchflusssystem ohne Speicher
- höherer Platzbedarf gegenüber Systemen ohne Speicher
- Ladeeinrichtungen im Pufferspeicher und Auskühlstufe des Frischwassermoduls noch keine Standard-Komponenten
- Exakte Komponentenauslegung erforderlich

Zusätzliche Auskühlstufe am Frischwassermodul

Nach Zapfende kommt es zum schnellen Temperatenausgleich durch den gedrehten Wärmeübertrager (kalt oben, warm unten) im Frischwassermodul. Somit wird verhindert, dass die Restwärme im Heizungswasser zu Temperaturspitzen auf der Trinkwasserseite führt, was letztendlich eine lokale Kalkausscheidung bewirken würde. Um dauerhaft niedrige Rücklauftemperaturen zu erhalten, wird dem Frischwassermodul ein zusätzlicher Wärmeübertrager seriell nachgeschaltet. Der zusätzliche Wärmeübertrager verbessert außerdem das Regelverhalten, da die auszuregelnde Temperaturdifferenz geringer ist, was sich in einer konstanteren Warmwasseraustrittstemperatur widerspiegelt.

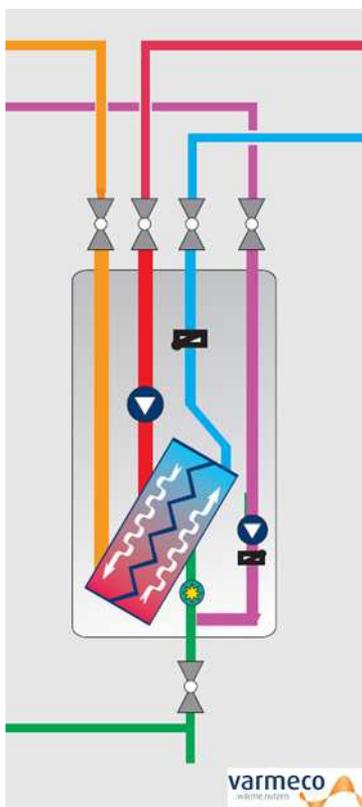


Abb. 3.56 Skizze des eingesetzten Frischwassermoduls der Firma Varmeco

Frishwassermodul ohne Auskühlstufe und gedrehtem Wärmeübertrager liefert keine dauerhaft niedrigen Rücklauftemperaturen, da es meistens nur zu vielen kleinen und kurzen Zapfungen kommt.

Tab. 3.7: Einteilung der Warmwasserzapfung in 4 Kategorien /Bräu/

Kategorie	Kurze Entnahme	Mittlere Entnahme	Dusche	Wannenfüllung
Volumenstrom 45 °C / 60 °C in l/min	4 / 2,4	8 / 4,8	8 / 4,8	13 / 7,8
Dauer in min	0,25	1	4	10
Zapfvolumen bei 45 °C / 60 °C in Liter	1 / 0,6	8 / 4,8	32 / 19,2	130 / 78
Häufigkeit pro Tag und Person	7	1	0,4	0,1

3.2.5.4 Fernwärmeübergabestation mit Durchflusssystem und Heizungseinbindung (FÜS4)

Anlagenbeschreibung

Die Trinkwassererwärmung der Fernwärmestation erfolgt im Durchflussprinzip, wobei über einen Plattenwärmetauscher (rechts im Bild) die aus Kaltwassereintritt und Zirkulation zusammengeführte Nacherwärmung auf 60 °C Warmwasseraustrittstemperatur erfolgt. Der Heizkreis wird über den zweiten Plattenwärmetauscher (links im Bild) versorgt. Für die Regelung von Heizung und Trinkwassererwärmung sind vier Durchgangsventil sowie eine Wasserstrahlpumpe (WSP) vorgesehen. Über die vier Ventile lassen sich die Wassermengen umverteilen um eine höhere Rücklaufauskühlung zu erzielen.

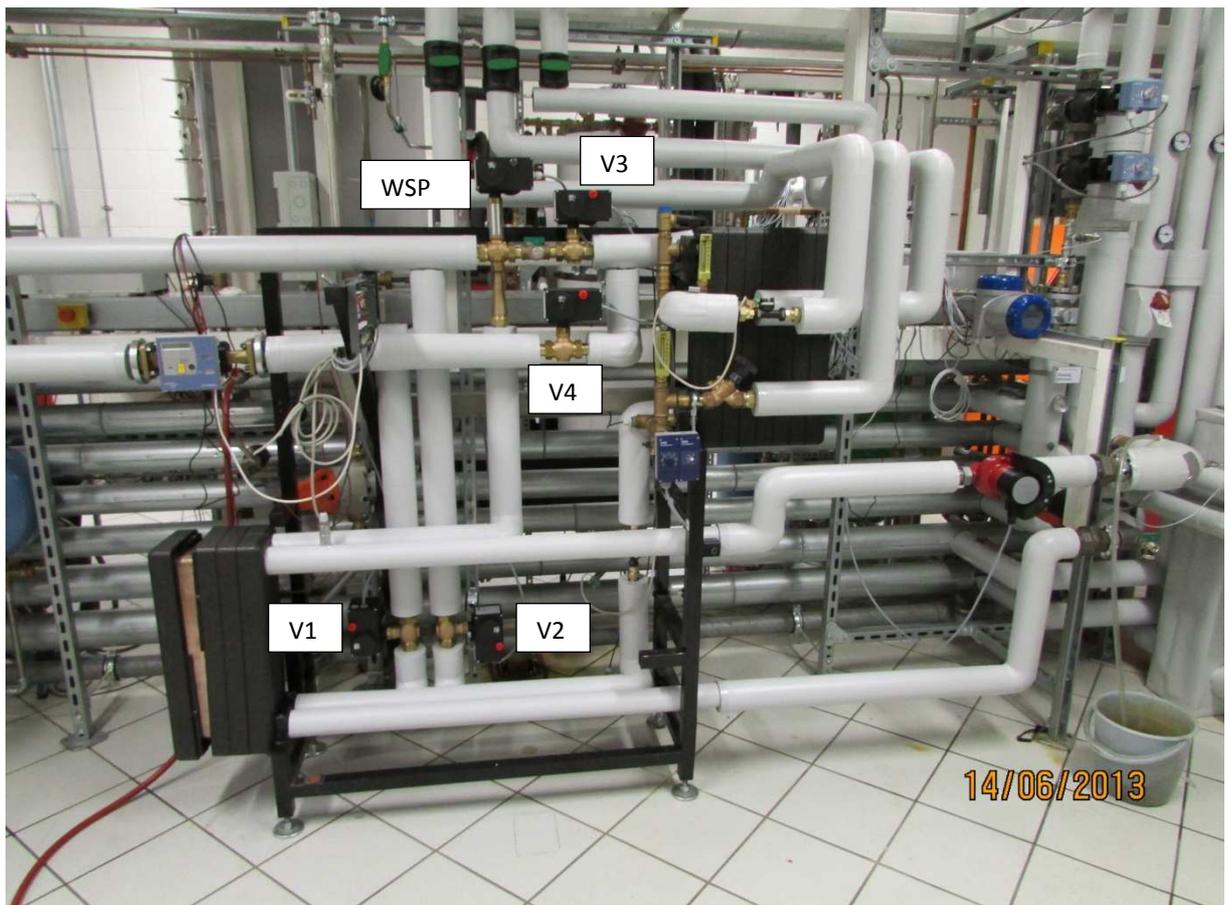


Abb. 3.57 Versuchsstand: Durchflusssystem mit Heizungseinbindung (FÜS4)

Funktionsbeschreibung

Die direkte Erwärmung von Heiz- und Trinkwarmwasser in der in Abb.48 dargestellten Fernwärmekomplettstation basiert auf dem Durchflussprinzip und einer Regelung über eine Wasserstrahlpumpe. Die Strahlpumpe versorgt den Heizungs-Wärmetauscher mit Primärwasser und regelt die Vorlauftemperatur des Heizkreises.

Der Rücklauf gelangt zum Teil in den Fernwärmegesamtrücklauf (über Ventil 1), der Rest wird mit Fernwärmeverlaufwasser (über Ventil 2) konditioniert für die Erwärmung des Warmwassers. Die Regelung erfolgt über die primäre Eintrittstemperatur in den Warmwasser-Wärmetauscher gekoppelt mit der Warmwassertemperatur sekundärseitig.

Kaltwasser und Zirkulation werden gemeinsam in einem Wärmetauscher erwärmt. Je nach primärer Rücklauftemperatur bzw. Aktivität von Kaltwassererwärmung oder Zirkulationsnachheizung wird der Rücklauf von der Strahlpumpe beigemischt (höhere Temperaturen, Ventil 3 auf) oder dem Fernwärmerücklauf zugeführt (niedrigere Temperaturen, Ventil 4 auf).

Ist die Heizung nicht in Betrieb, wird der Heizungswärmetauscher ohne Wärmenutzung durchströmt, die Ventile 1 und 2 bleiben geschlossen. Die Regelung der Strahlpumpe erfolgt jetzt nach dem Warmwasserbedarf.

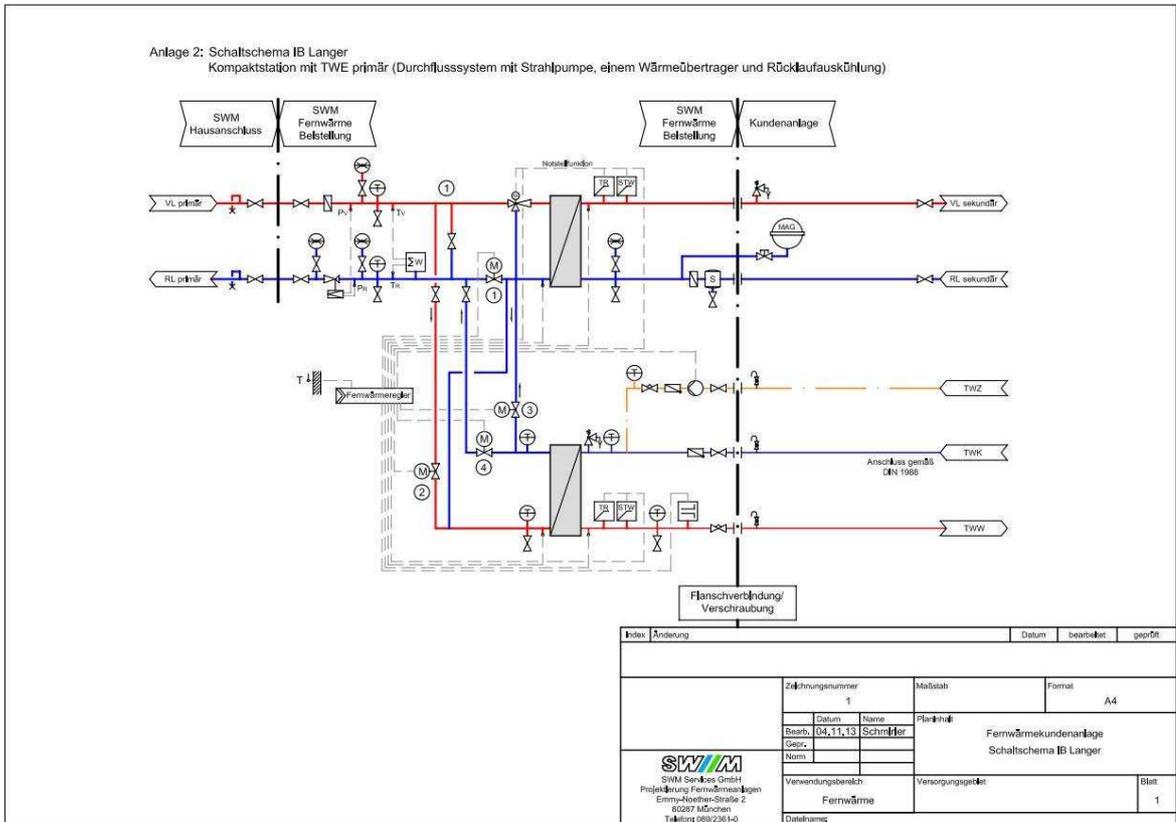


Abb. 3.58 Schaltschema: Durchflusssystem mit Heizungseinbindung (FÜS4)

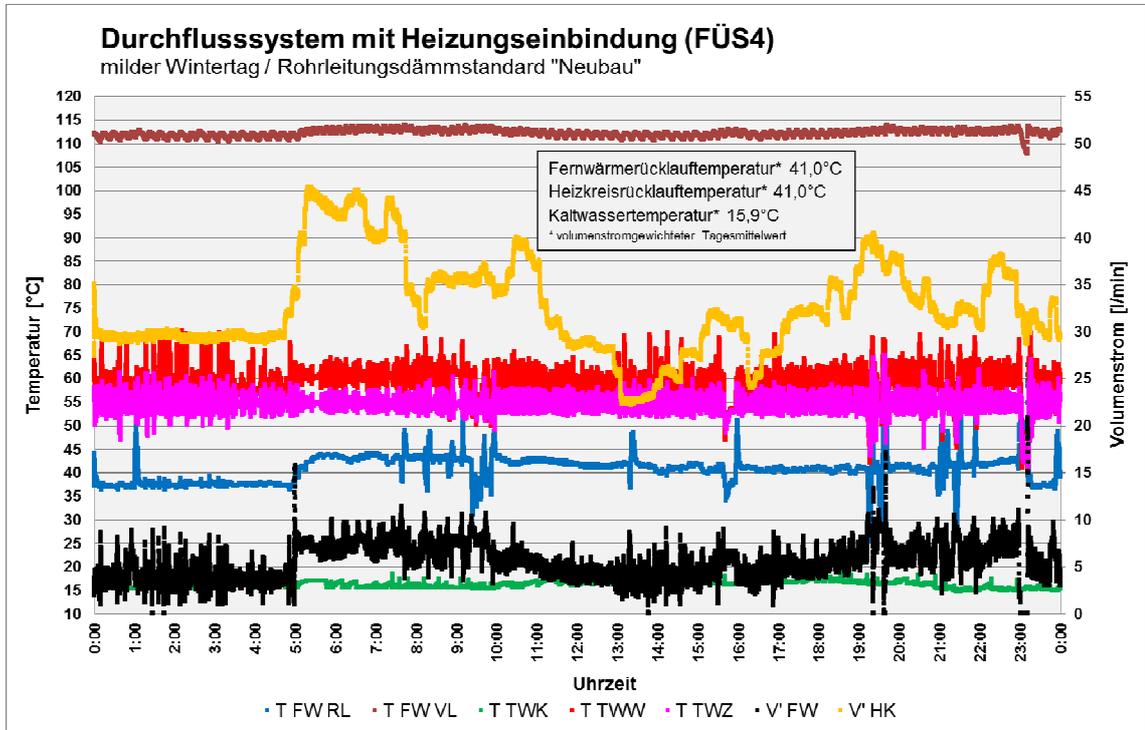


Abb. 3.59 Durchflusssystem mit Heizungseinbindung (FÜS4) – Winterfall 110 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Neubau“

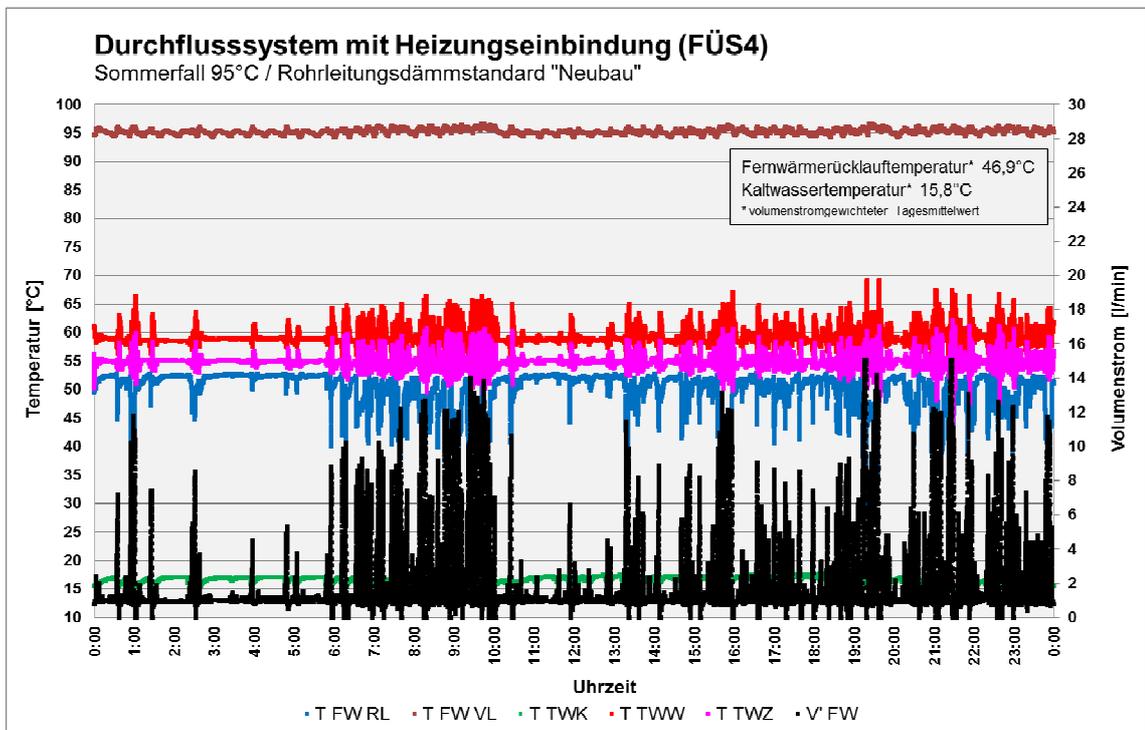


Abb. 3.60 Durchflusssystem mit Heizungseinbindung (FÜS4) – Sommerfall 95 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Neubau“

Messergebnisse

Tab. 3.8 Messergebnisse: Durchflusssystem mit Heizungseinbindung (FÜS4)

		Winterfall 110 °C Neubau	Sommerfall 95 °C Passivhaus	Sommerfall 95 °C Neubau	Sommerfall 95 °C Altbau	Sommerfall 85 °C Neubau
V_{FW}	l/d	7.822	---	2.855	---	---
$V'_{FW,max.}$	l/min	20,80	---	15,00	---	---
$V'_{FW,min.}$	l/min	0,06	---	0,00	---	---
Q_{FW}	kWh/d	633	---	221	---	---
$Q'_{FW,max.}$	kW	103,03	---	95,23	---	---
$Q'_{FW,min.}$	kW	0,24	---	0,00	---	---
$T_{FW,RL,vol.mitt} - T_{WK}$	K	24,51	---	31,09	---	---
$T_{FW,RL,min.}$	°C	25,37	---	29,38	---	---
$T_{FW,RL,max.}$	°C	62,93	---	53,04	---	---
$T_{Hzg.VL} / T_{Hzg.RL}$	°C	49,81/ 40,84	---	---	---	---
$T_{TWW,min.}$	°C	40,55	---	50,91	---	---
$T_{TWW,max.}$	°C	70,31	---	69,29	---	---
$T_{TWK,vol.mitt.}$	°C	15,86	---	15,83	---	---
V_{TWW}	l/d	1.748	---	1.758	---	---
V_{TWZ}	l/d	10.018	---	10.046	---	---
Q_{Hzg}	kWh/d	489	---	---	---	---
Q_{TWW}	kWh/d	85	---	87	---	---
Q_{TWZ}	kWh/d	51	---	51	---	---
Q_V	kWh/d	9	---	84	---	---
$Q_{V,p}$	%	1,44	---	37,80	---	---
W_{el}	kWh/d	4,87	---	2,41	---	---

Betriebsverhalten:

In den Sommerfällen, also bei reiner Trinkwassererwärmung, wird der Heizungstauscher zwangsdurchströmt. Dieser ist dem Trinkwasserwärmeübertrager vorgeschaltet, wodurch über die zusätzliche Wärmekapazität des Heizungstauschers eine Trägheit (Totzeit) entsteht, die wie eine permanent wirkende Störgröße ausgeregelt werden muss. Damit lassen sich auch die stark schwankenden Warmwasseraustrittstemperaturen erklären.

Vermutlich lassen sich auch die sehr hohen Wärmeverluste von 37,8% auf das ständige „Heizen“ und „Kühlen“ des Heizungswärmeübertrages im Sommerbetrieb zurückführen

Niedrige Fernwärmerücklauftemperaturen sind nur bei sehr hohen und längeren Zapfungen möglich.

Es entstehen hydraulische Probleme durch die parallele Betriebsweise von Wasserstrahlpumpe und Regelventile.

Vorteile

- Sehr einfache und kostengünstige Station
- Geringerer Platzbedarf gegenüber Speichersystemen
- Hohe Trinkwasserhygiene bei Durchflusssystemen

Nachteile

- Keine niedrigen Rücklauftemperaturen
- Keine Lastglättung
- Hoher Regelaufwand durch 4 Ventile + Strahlpumpe
- Hydraulische Beeinflussung bei Heiz- und Trinkwasserbetrieb (Strahlpumpe arbeitet gegen Ventile)
- Vorgelagerter, zwangsdurchströmter Heizungswärmetauscher wirkt als Störgröße und verschlechtert die Regeleigenschaften. → Führt zu Instabilitäten der Warmwasseraustrittstemperatur (40 und 71 °C), Komfort- und Verkalkungsprobleme.
- Trägheit des Heizungswärmetauschers führt zu Schwingungen bei der Regelung der Warmwasseraustrittstemperatur

3.2.5.5 Fernwärmeübergabestation mit primärseitig beladenen Heizungspufferspeicher und Frischwassersystem (Punef, FÜS5)

Die Ergebnisse aus dem Punef-Forschungsvorhaben, in welchem verschiedene effiziente Fernwärmeübergabestationen untersucht wurden, sind in einer Test-Station baulich zusammengefasst. Es wurde im Vorfeld anhand Testreihen die beste Schaltungsvariante ermittelt, welche für die vollständige LowEx-Messreihe verwendend wurde. Die hier getestete Schaltungsvariante wird im Punef-Bericht als Schaltung 9.2 bezeichnet /Punef/.

Primärseitig beladener Heizungspufferspeicher:

Das Herzstück sämtlicher Anlagenvarianten bildet ein primärseitig angeschlossener Heizungspufferspeicher mit primärem, innenliegendem Wärmetauscherbündel und einem sekundären Frischwassermodul + Auskühlstufe zur Warmwasserbereitung. Primärseitig kann der Zirkulationsrücklauf in den Speicherladekreis, sekundärseitig der Heizungsrücklauf als Heizungsauskuhlung dem Speicher zugeschaltet werden.

Zirkulationswärmeübertrager:

Die Warmwasserzirkulation kann separat über einen zusätzlichen Koaxialwärmeübertrager bereitete werden. Der Koaxialwärmeübertrager als eine Art Rohrbündelwärmeübertrager kann durch seinen Aufbau auch mit höheren Vorlauftemperaturen beaufschlagt werden.

Der Koaxialwärmeübertrager ist als Sicherheitstrenntauscher ausgewiesen, sodass die Anlage als indirekt angeschlossen gilt.



Abb. 3.61 Schnitt durch den Koaxialwärmeübertrager und Detail des doppelwandigen Kupferrohres

Die Messergebnisse aller Schaltungen können dem Punef-Forschungsbericht entnommen werden /Punef/.



Abb. 3.62 Aufbau der Punef-Schaltung (Heizungspufferspeicher mit innenliegendem Rohrbündel)

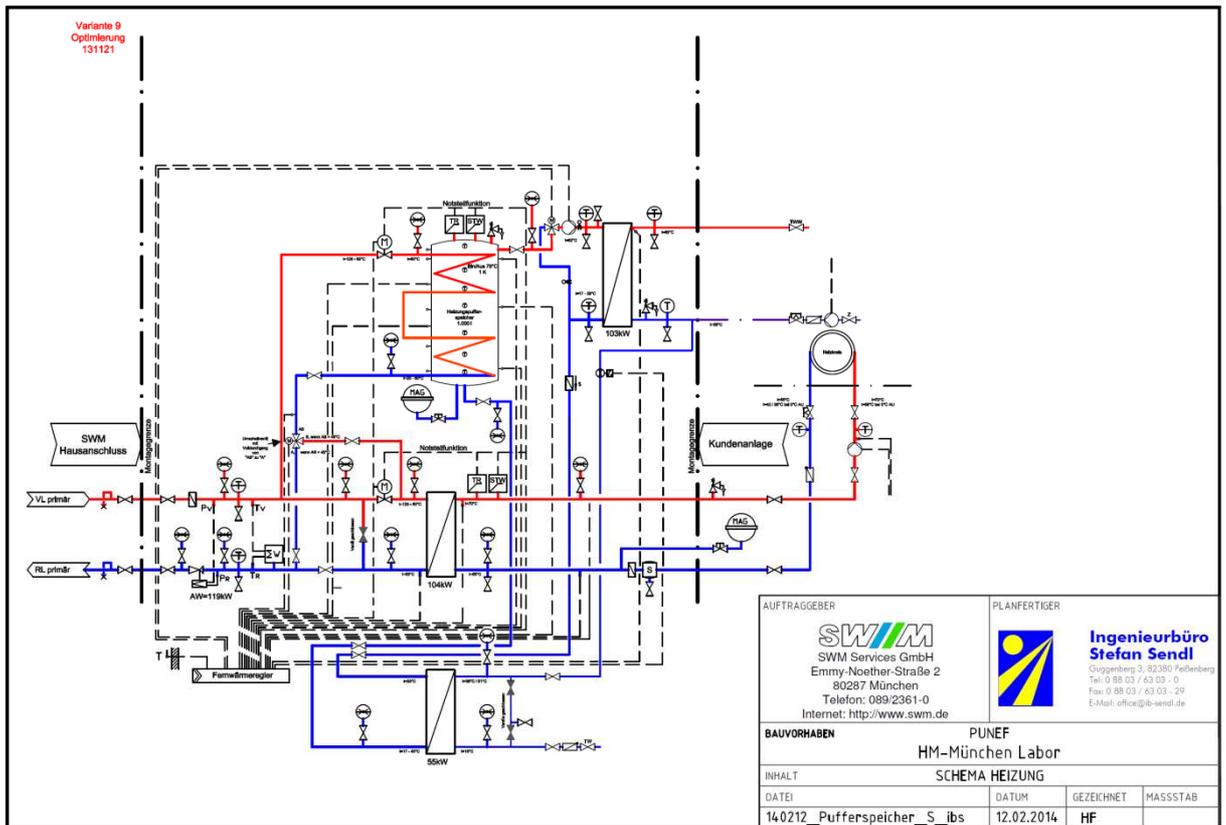


Abb. 3.63 Schaltschema: primär beladener Heizungspufferspeicher und Frischwassersystem (FÜS5)

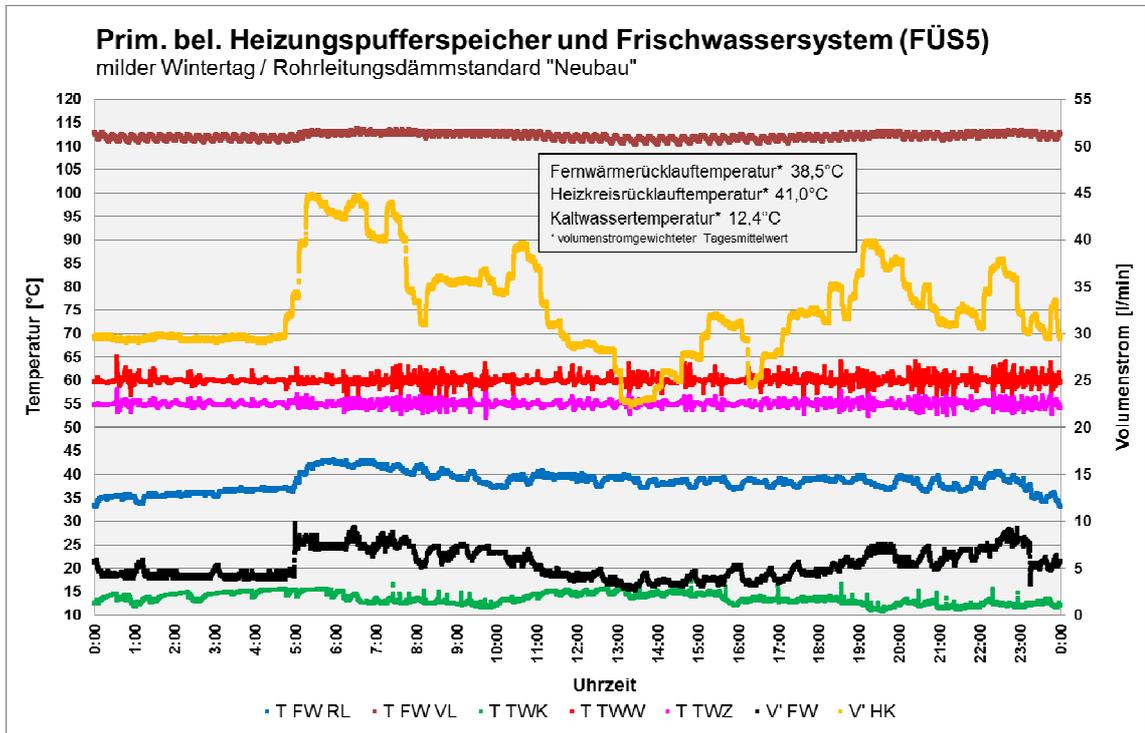


Abb. 3.64 Primär beladener Heizungspufferspeicher und Frischwassersystem (FÜS5) – Winterfall 110 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Neubau“

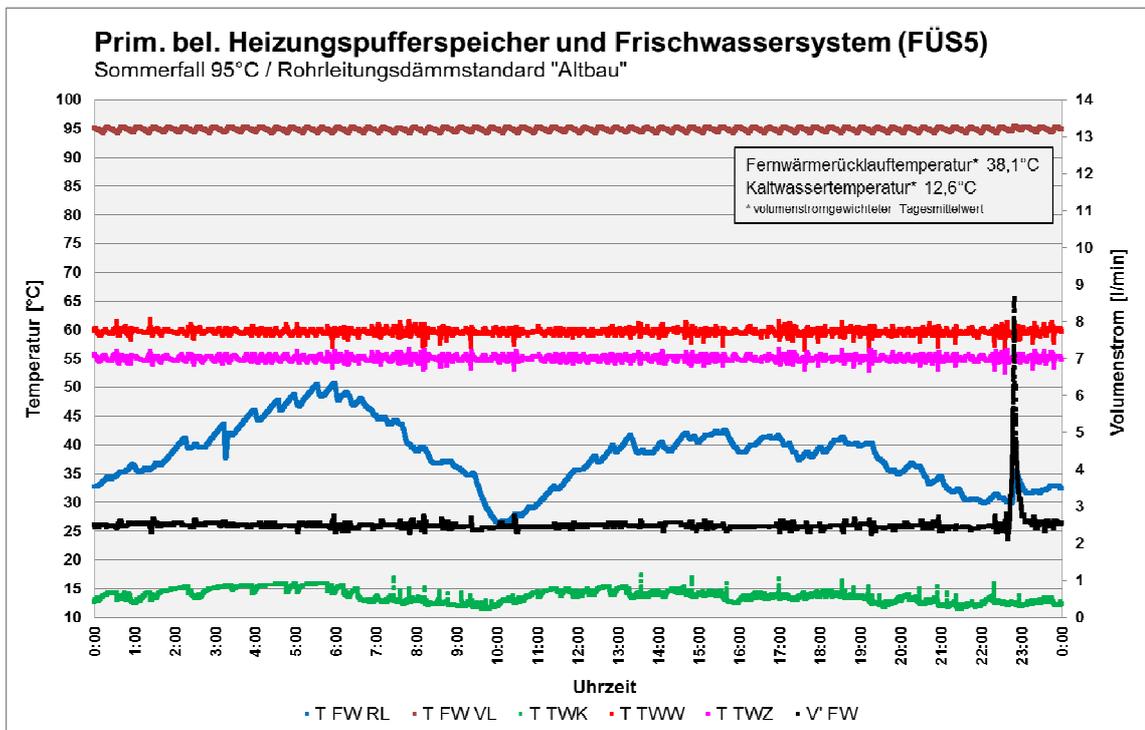


Abb. 3.65 Primär beladener Heizungspufferspeicher und Frischwassersystem (FÜS5) – Sommerfall 95 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Altbau“

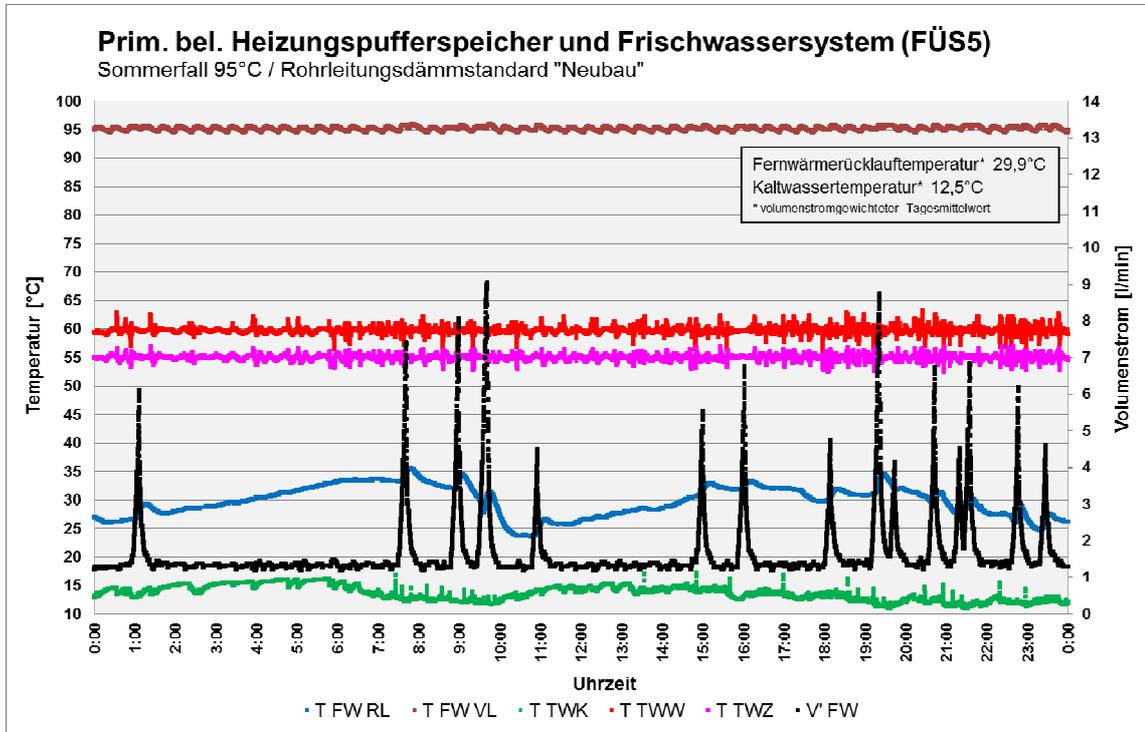


Abb. 3.66 Primär beladener Heizungspufferspeicher und Frischwassersystem (FÜS5) – Sommerfall 95 °C / Rohrleitungsämmstandard „Neubau“

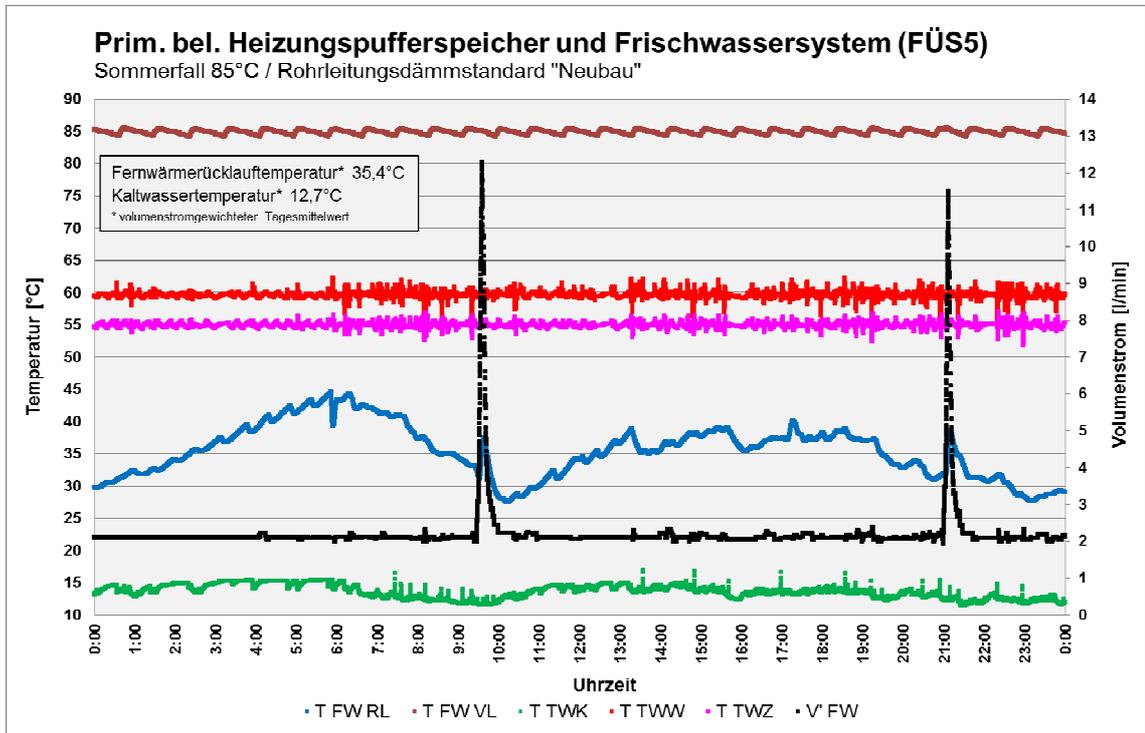


Abb. 3.67 Primär beladener Heizungspufferspeicher und Frischwassersystem (FÜS5) – Sommerfall 85 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Neubau“

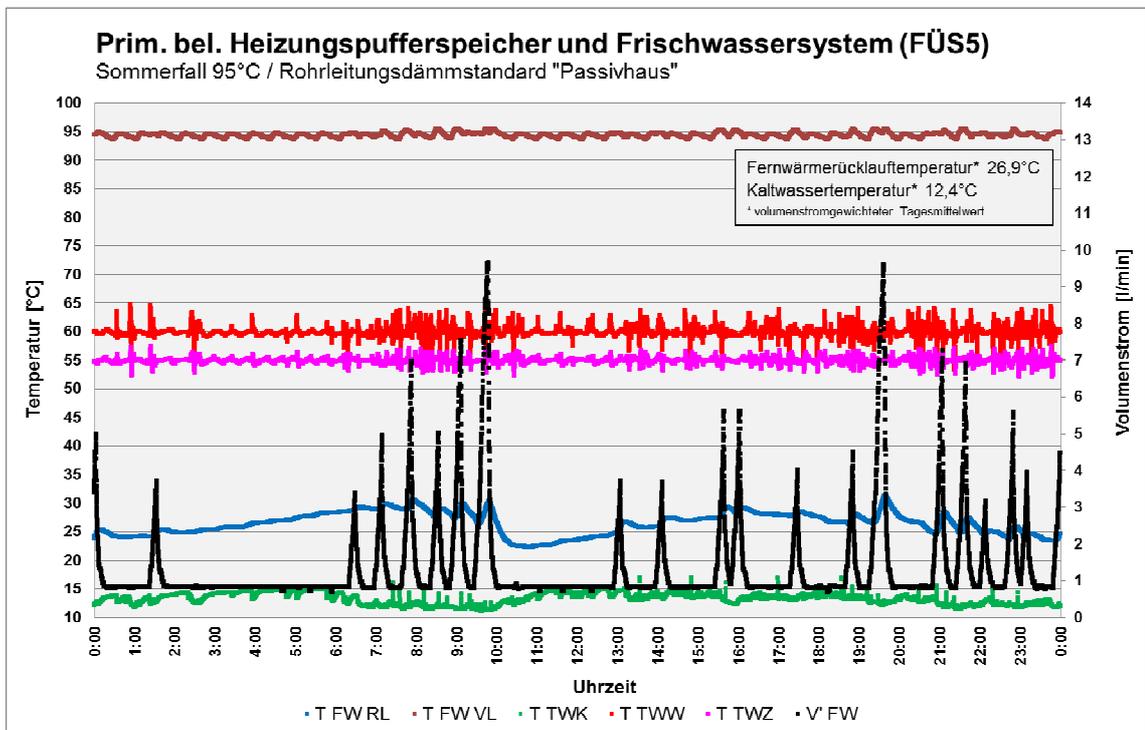


Abb. 3.68 Primär beladener Heizungspufferspeicher und Frischwassersystem (FÜS5) – Sommerfall 95 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Passivhaus“

Tab. 3.9: Messergebnisse: Primär beladener Heizungspufferspeicher und Frischwassersystem (FÜS5)

		Winterfall 110 °C Neubau	Sommerfall 95 °C Passivhaus	Sommerfall 95 °C Neubau	Sommerfall 95 °C Altbau	Sommerfall 85 °C Neubau
V_{FW}	l/d	7.694	1.953	2.402	3.589	3.190
$V'_{FW,max.}$	l/min	9,80	9,64	9,03	8,62	12,30
$V'_{FW,min.}$	l/min	2,60	0,68	1,16	2,11	1,94
Q_{FW}	kWh/d	648	151	179	232	180
$Q'_{FW,max.}$	kW	49,69	43,08	39,98	36,38	41,12
$Q'_{FW,min.}$	kW	12,81	3,06	4,95	6,91	5,68
$T_{FW,RL,vol.mitt.} - T_{WK}$	K	26,09	14,51	17,41	25,47	22,79
$T_{FW,RL,min.}$	°C	32,98	22,21	23,65	26,33	27,49
$T_{FW,RL,max.}$	°C	43,17	31,27	35,58	50,73	44,57
$T_{Hzg.VL} / T_{Hzg.RL}$	°C	49/ 41	---	---	---	---
$T_{TWW,min.}$	°C	54,31	53,31	54,13	55,98	53,90
$T_{TWW,max.}$	°C	65,05	64,63	63,19	61,73	62,38
$T_{TWK,vol.mitt.}$	°C	12,42	12,35	12,50	12,63	12,65
V_{TWW}	l/d	1.816	1.789	1.812	1.798	1.795
V_{TWZ}	l/d	10.097	5.041	9.983	20.127	10.104
Q_{Hzg}	kWh/d	456	---	---	---	---
Q_{TWW}	kWh/d	100	98	99	97	97
Q_{TWZ}	kWh/d	58	29	54	106	54
Q_V	kWh/d	35	25	26	28	29
$Q_{V,p}$	%	5,35	16,22	14,48	12,26	16,30
W_{el}	kWh/d	4,71	2,52	2,78	3,57	2,75

Betriebsverhalten:

Trotz Pufferspeicher entstehen Lastspitzen ähnlich wie bei einem Durchflusssystem. Zurückzuführen ist dies vermutlich auf die Regelung der Puffernachladung über nur einen Temperaturfühler.

Die Puffernachladung hängt stark von den Zirkulationsverlusten ab, je geringer diese sind, desto häufiger muss die Nachladung erfolgen, weil über den Zirkulationswärmetauscher (Koaxial-WT) zu wenig Energie zugeführt wird.

Die Fernwärmerücklauftemperaturen liegen bei allen Test-Fällen in einem guten Bereich, in Anbetracht der Komplexität der Anlage jedoch tendenziell zu hoch. Dies ist auf die Anordnung und die verhältnismäßig schlechte Wärmeübertragung des innenliegenden Rohrbündels im Speicher zurückzuführen.

Die Regelgüte der Warmwasseraustrittstemperatur liegt in einem für Durchflusssysteme akzeptablen Bereich.

Die Verkalkungsneigung des Koaxialwärmeübertragers im Winterbetrieb ist zu überprüfen. Dies war in der kurzen Testphase nicht möglich.

Vorteile:

- Gute Trinkwasserhygiene(Durchflusssystem und indirekter Anschluss gemäß DIN EN 1717).
- System kommt mit kleinem Differenzdruck aus, da keine Strahlpumpe verwendet wird

Nachteile:

- Die Rücklauftemperatur ist für ein Speichersystem relativ hoch (im Vergleich zum Durchflusssystem FÜS7)
- Keine Lastglättung (wäre über bessere Pufferladung durchaus möglich)
- Höherer Platzbedarf gegenüber Durchflusssystemen
- Höhere Wärmeverluste gegenüber Durchflusssystemen
- Schlechte Wärmeübertragung durch das innenliegende Rohrbündel im Vergleich zu einem externen Plattenwärmeübertrager (siehe TWE Ziegler). Gerade bei niedrigen Vorlauftemperaturen keine Übertragungsleistung, da der konvektive Wärmeübergang sehr schlecht ist.
- Speicher mit Rohrbündel in PN25 und Koaxialwärmetauscher für die Zirkulationsnachheizung sind sehr kostenintensive Sonderbauteile

3.2.5.6 Fernwärmeübergabestation mit zweistufigem Speicherladesystem (Yados Aqua PR, FÜS6)

Einführung

Das Trinkwassersystem Aqua PR (Primär-Rücklaufauskühlung) verbindet die Vorzüge der Speicherladesystems mit denen des (Durchfluss-) Frischwassersystems:

1. geringer Leistungsbedarf bei Zapfungsspitzen durch Wärmepufferung im Speicher
2. sehr geringer Druckverlust durch Parallelschaltung von Wärmeerzeuger (Wärmetauscher) und Warmwasserspeicher
3. geringe Rücklauftemperatur des Heizmediums (z. B. Fernwärmerücklauf)

Das Aqua PR System wurde streng nach den Richtlinien des DVGW Arbeitsblattes W551 entwickelt, um das Wachstum von Mikroorganismen, insbesondere von Legionellen wirkungsvoll zu vermeiden.

Zusätzlich verhindert das Aqua PR System zuverlässig Temperaturschwankungen bei der Trinkwassererwärmung und macht es dadurch weniger anfällig für Kalkanlagerungen in den Systemteilen.

Das Trinkwassersystem liefert eine konstante Warmwassernetztemperatur von 60°C und ermöglicht zusammen mit einem hydraulisch abgeglichenen Zirkulationsnetz und der passenden Zirkulationspumpe eine gleichmäßige Zirkulationstemperatur von 55°C.

Die Steuerung ist so programmiert, dass mindestens einmal täglich der gesamte Wasserinhalt des Speichers komplett auf 60°C durchgeladen wird.

Wegen des langgestreckten Warmwassererwärmungsprozesses und der gleichzeitig niedrigen Rücklauftemperatur benötigt das System eine vergleichsweise geringe Anschlussleistung.

Funktion

Mit dem PR-Lademodul wird kontinuierlich der Zirkulationsvolumenstrom auf die gewünschte Temperatur (60°C) erwärmt und der Trinkwasserspeicher mit der gleichen Temperatur geladen.

Das Lademodul besteht im Wesentlichen aus zwei Wärmetauschern (Vorerwärmer und Nacherwärmer), Speicherladeleitung vom Speicher, Zirkulationsleitung und gemeinsamer Speicherladeleitung zum Speicher, sowie einem auf die Wärmeversorgung angepassten Heizungsteil.

Im Nacherwärmer wird der gesamte Zirkulationsvolumenstrom auf konstant 60°C erwärmt. Dadurch stellt sich schnell ein konstanter Zirkulationsvolumenstrom mit

einer gleichmäßigen Zirkulationstemperatur ein. Dieser nahezu konstante Wärmeverbrauch wird vom Heizungsmedium (Fernwärme) ausgeglichen. In Abhängigkeit von der Temperatur des Heizungsmediums wird dafür ein ebenfalls gleichmäßiger Volumenstrom benötigt. Mithilfe eines heizungsseitigen Bypasses mit entsprechender Pumpe kann die Heizmitteltemperatur am Tauschereingang abgesenkt werden, was zusätzlich vor verstärkter Verkalkung des Tauschers schützt. Das Heizmedium wird im Nacherwärmer vom Zirkulationswasser auf ca. 55°C gekühlt und anschließend im Vorerwärmer mithilfe des Speicherladeventils auf eine einstellbare Temperatur geregelt. Als „Kühlwasser“ wird das durch Zapfung nachströmende Kaltwasser verwendet. Wird mehr Warmwasser dem Trinkwassersystem entnommen, als für die „Kühlvorgang“ benötigt wird, so wird das zufließende Kaltwasser im unteren Bereich des Trinkwasserspeichers zwischengelagert, um den Kühlvorgang über einen möglichst langen Zeitraum aufrecht zu erhalten.

Das Kühlwasser wird im Vorerwärmer ebenfalls auf ca. 55°C aufgeheizt und dem Zirkulationswasser zugeführt und zusammen mit dem Zirkulationswasser im Nacherwärmer ebenfalls auf 60°C erwärmt. Dieser Speicherladevolumenstrom ist relativ konstant und im PR-Betrieb um ein Vielfaches kleiner als der Zirkulationsvolumenstrom. Deshalb führt das Beimischen des aufgewärmten „Kühlwassers“ zum Zirkulationswasser im PR-Betrieb auch zu keiner nennenswerten Temperaturschwankung der Speicherladetemperatur.

Ist der Speicher mit erhitztem Wasser durchgeladen, befindet sich im Trinkwasserspeicher kein kaltes Wasser mehr. Somit wird das Fernwärmewasser nur auf ca. 55 °C Zirkulationstemperatur gekühlt.

Ist im Trinkwasserspeicher durch Zapfung nachströmendes Kaltwasser wieder verfügbar, kann das Rücklaufwasser wieder ausgekühlt werden.

Die durchschnittlich erreichbare Auskühlung ist abhängig:

- vom Verhältnis der Zirkulationswassermenge zur entnommenen Warmwassermenge
- von der Vorlauftemperatur des Heizmediums (Fernwärmeverlauf):

Die Zirkulationsverluste und die Vorlauftemperatur der Fernwärme sind die entscheidenden Größen für den erforderlichen Fernwärmeevolumenstrom.

Um über einen möglichst langen Zeitraum niedrige Rücklauftemperaturen aufrecht zu erhalten, muss der Trinkwasserspeicher ausreichend groß bemessen sein. Idealerweise puffert der Trinkwasserspeicher den vollständigen Spitzenlastfall ab und hält daran anschließend genügend Kaltwasser für die kontinuierliche Auskühlung des Fernheizungswassers bereit. In diesem Fall wird die errechnete Rücklauftemperatur nur einmal täglich überschritten, wenn der Speicher aus hygienischen Gründen zwangsweise vollständig auf 60°C durchgeladen wird.

Aus hygienischer Sicht sollte das Volumen des Trinkwasserspeichers max. 50% des täglichen Warmwasserverbrauchs betragen.

Ist der Speicher zu klein dimensioniert, steigt der Leistungsbedarf des FWLS bei Spitzenzapfung an und führt zu einer höheren Rücklauftemperatur.

TWE-Rücklaufeinbindung in Heizungsvorlauf

Steht bei durchgeladenem Trinkwasserspeicher kein kaltes Wasser mehr zur Verfügung, um den Heizungsvolumenstrom zu kühlen, beträgt die Temperatur aus dem PR-Lademodul ca. 55°C.

Bei eingeschaltetem Heizkreis kann optional der Rücklauf aus dem PR-Lademodul mithilfe eines Umschaltventils über den Raumheizkreis geführt und auf die Rücklauftemperatur des Heizkreises reduziert werden.

Verkalkungsproblematik

Die permanente Durchströmung des Nacherwärmers und die geringe Übertemperatur bewirken eine konstante Warmwasseraustrittstemperatur und verhindern Temperaturspitzen. Diese Betriebsweise bewirkt aus heutiger Sichtweise eine Reduzierung der Verkalkung. Das tatsächliche Verhalten kann jedoch nur im reellen Dauerbetrieb untersucht werden und ist von vielen weiteren Faktoren wie z.B. der Wasserhärte abhängig.



Abb. 3.69 Versuchsstand: Zweistufiges Speicherladesystem (FÜS6)

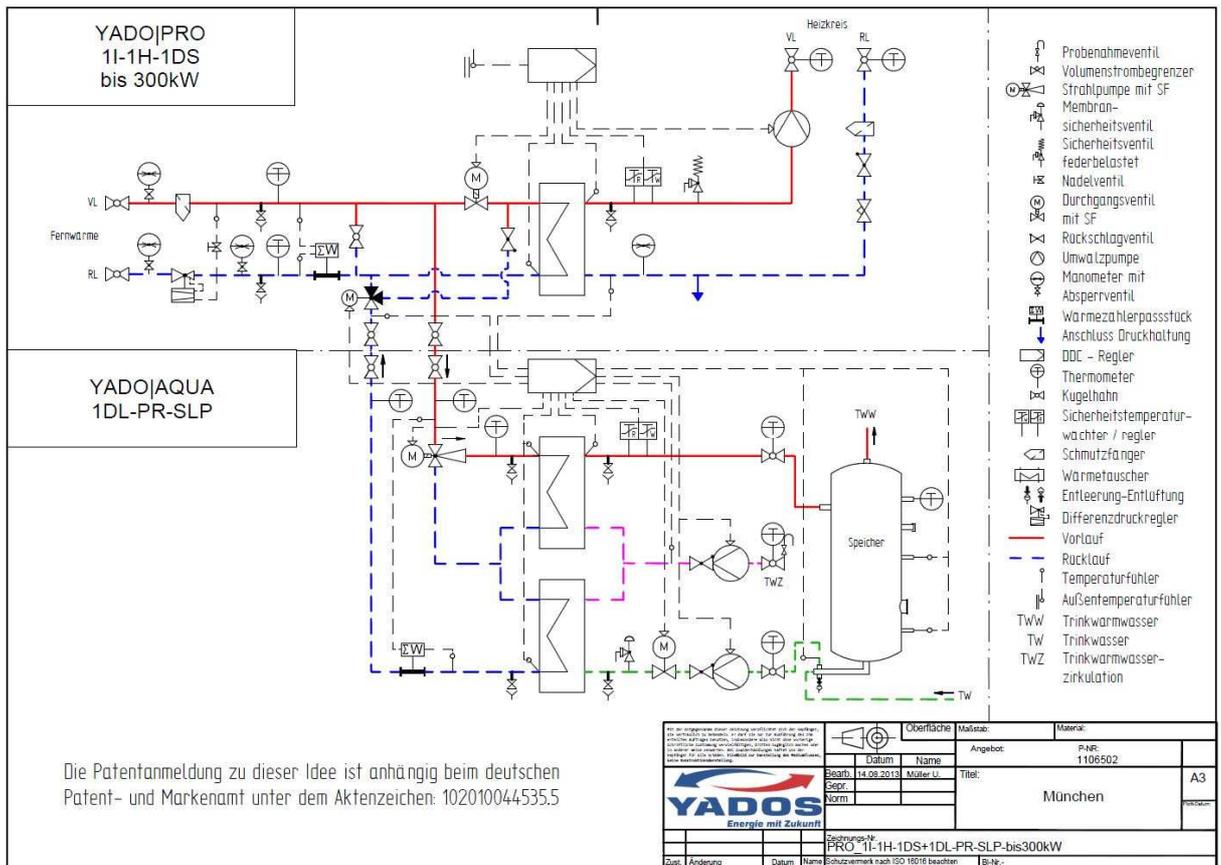


Abb. 3.70 Schaltschema: Zweistufiges Speicherladesystem (FÜS6)

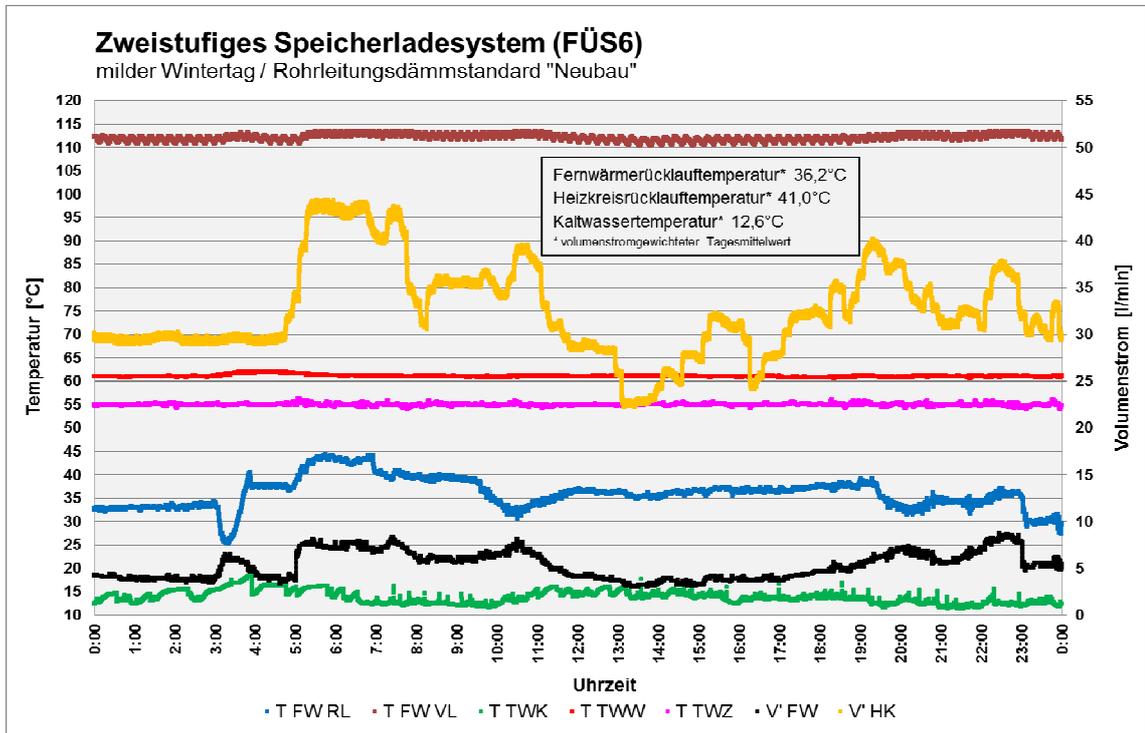


Abb. 3.71 Zweistufiges Speicherladesystem (FÜS6) – Winterfall 110 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Neubau“

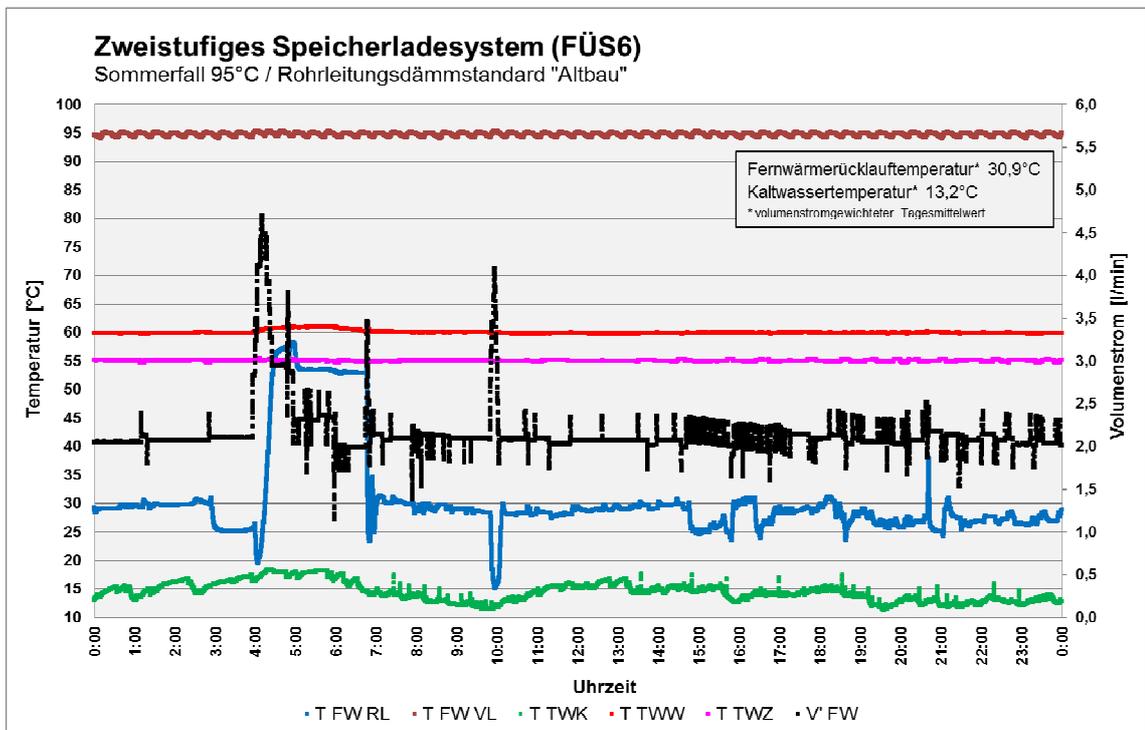


Abb. 3.72 Zweistufiges Speicherladesystem (FÜS6) – Sommerfall 95 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Altbau“

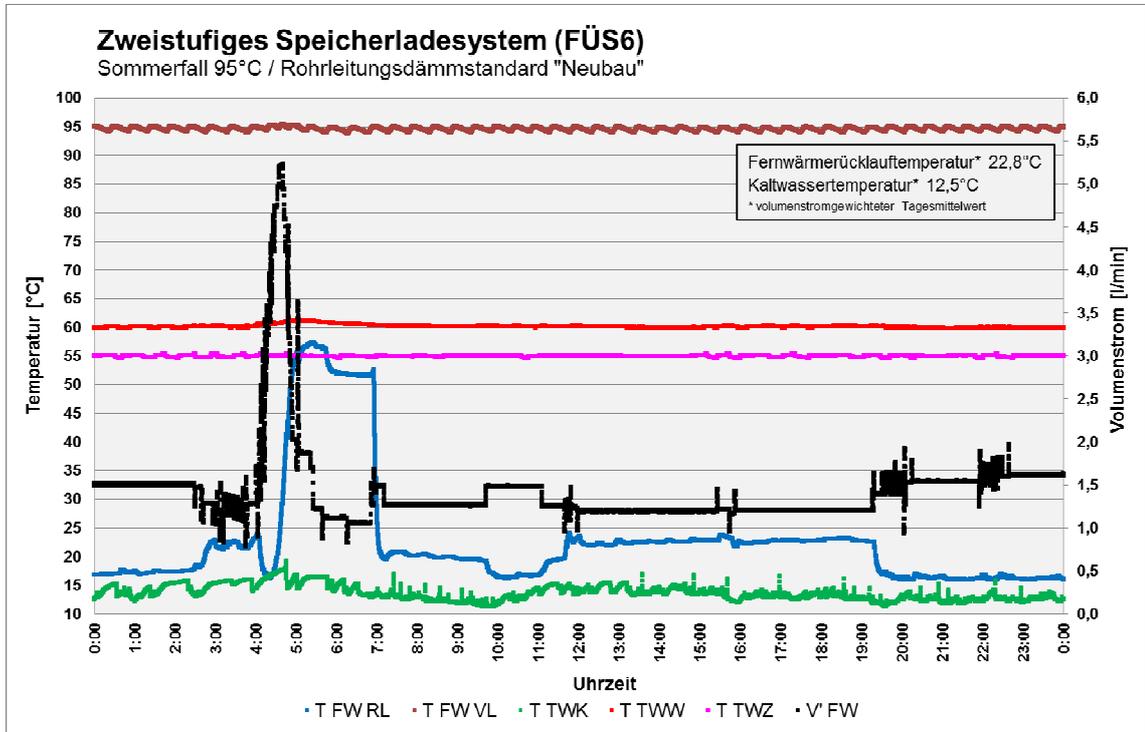


Abb. 3.73 Zweistufiges Speicherladesystem (FÜS6) – Sommerfall 95 °C / Rohrleitungsämmstandard „Neubau“

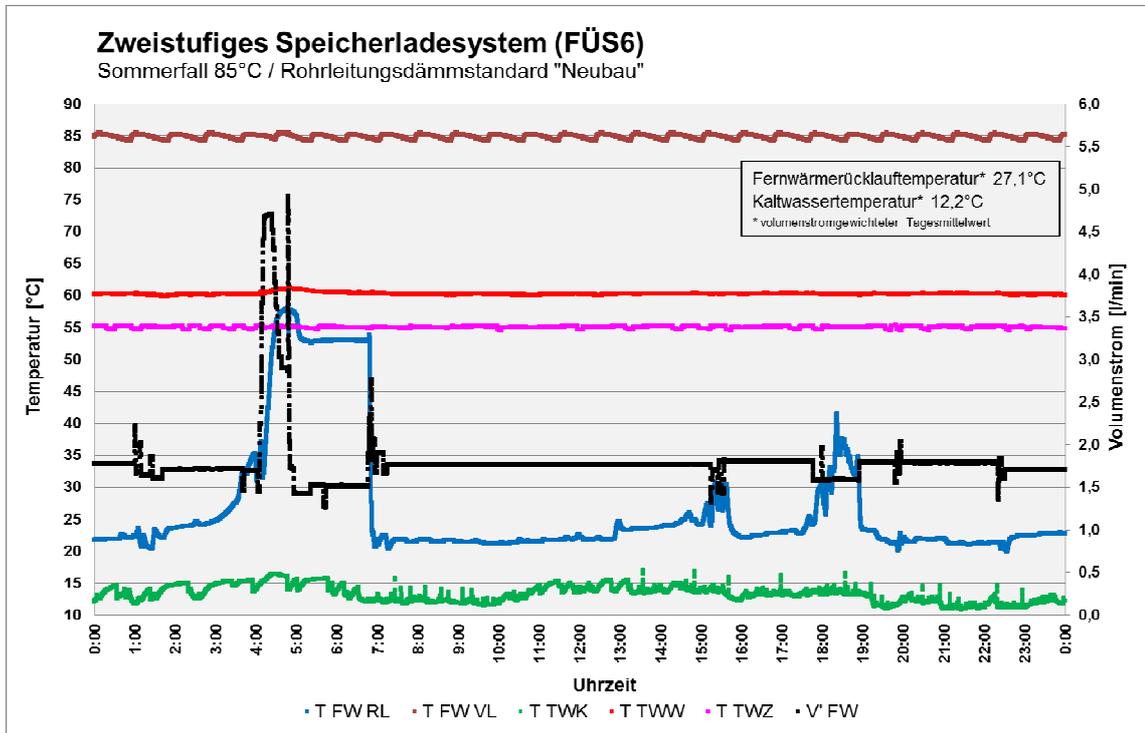


Abb. 3.74 Zweistufiges Speicherladesystem (FÜS6) – Sommerfall 85 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Neubau“

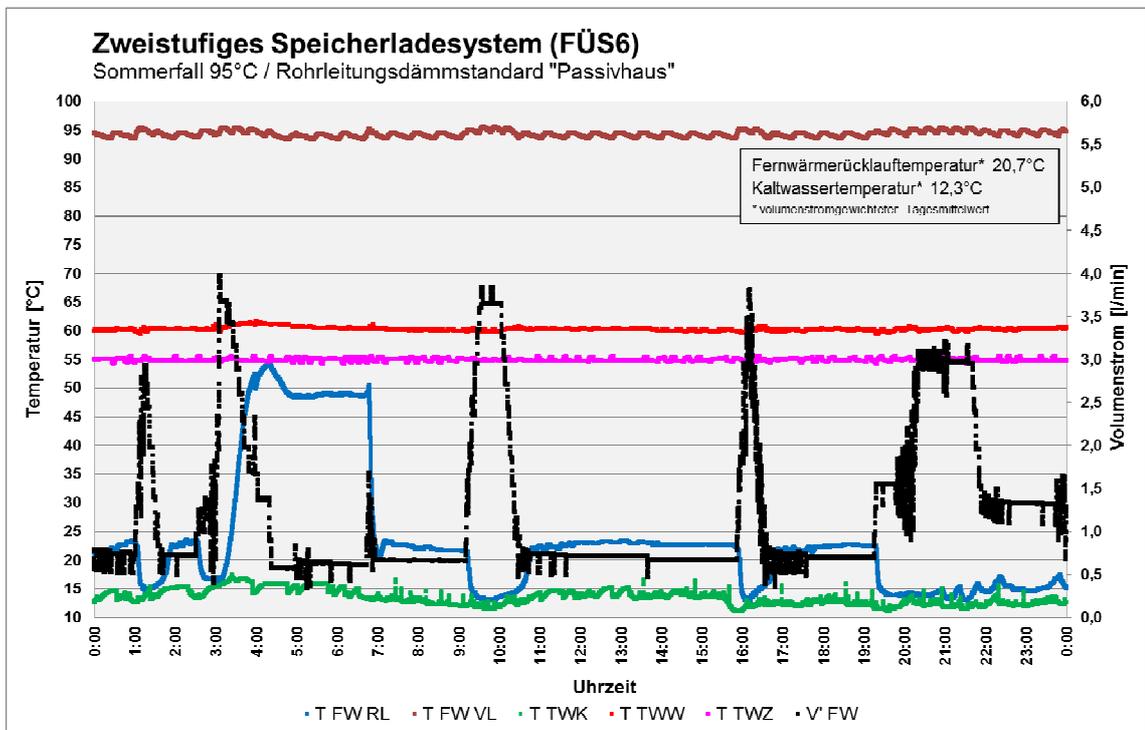


Abb. 3.75 Zweistufiges Speicherladesystem (FÜS6) – Sommerfall 95 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Passivhaus“

Messergebnisse

Tab. 3.10: Messergebnisse: Zweistufiges Speicherladesystem (FÜS6)

		Winterfall 110 °C Neubau	Sommerfall 95 °C Passivhaus	Sommerfall 95 °C Neubau	Sommerfall 95 °C Altbau	Sommerfall 85 °C Neubau
V_{FW}	l/d	7.595	1.737	2.066	3.116	2.578
$V'_{FW,max.}$	l/min	8,80	3,98	5,23	4,69	4,91
$V'_{FW,min.}$	l/min	2,96	0,34	0,79	1,14	1,26
Q_{FW}	kWh/d	656	147	170	227	171
$Q'_{FW,max.}$	kW	45,91	21,63	25,79	23,20	16,79
$Q'_{FW,min.}$	kW	15,25	1,05	2,27	3,24	2,67
$T_{FW,RL,vol.mitt} - T_{WK}$	K	23,58	8,37	10,24	17,71	14,87
$T_{FW,RL,min.}$	°C	25,29	12,73	15,87	15,16	19,92
$T_{FW,RL,max.}$	°C	44,27	54,08	57,23	58,14	58,01
$T_{Hzg.VL} / T_{Hzg.RL}$	°C	50/ 41	---	---	---	---
$T_{TWW,min.}$	°C	60,70	59,39	59,81	59,73	59,93
$T_{TWW,max.}$	°C	61,05	61,59	61,24	61,13	61,34
$T_{TWK,vol.mitt.}$	°C	12,62	12,34	12,53	13,15	12,20
V_{TWW}	l/d	1.765	1.737	1.787	1.787	1.781
V_{TWZ}	l/d	10.047	4.934	10.017	20.092	10.226
Q_{Hzg}	kWh/d	477	---	---	---	---
Q_{TWW}	kWh/d	98	98	98	97	99
Q_{TWZ}	kWh/d	70	30	59	114	61
Q_V	kWh/d	11	18	13	16	11
$Q_{V,p}$	%	1,62	12,26	7,47	7,24	6,30
W_{el}	kWh/d	8,31	5,01	5,31	5,55	5,20

Betriebsverhalten:

Die Lastspitzen werden durch die Durchladung des Speichers verursacht.

Sehr gute Rücklaufauskühlung.

Sehr konstante Warmwasseraustrittstemperatur, jedoch um 1°C bis 2°C erhöht damit eine Durchladung auf 60°C erfolgen kann.

Bei sehr gutem Dämmstandard (Passivhaus) ist die Energie über die Zirkulationsnachheizung zu gering und es kommt zu zusätzlichen Ladevorgängen.

Eine energetische Verbesserung durch die Verwendung des hohen Rücklaufs während der Durchladung im winterlichen Heizbetrieb konnte nicht festgestellt werden.

Vorteile:

- Gute Lastglättung der Fernwärmeanschlussleistung
- Sehr gute Rücklaufauskühlung
- Einfaches System mit geringem Regelungsaufwand und kostengünstigen Standardkomponenten
- Sehr konstante Warmwasseraustrittstemperaturen
- Geringe Wärmeverluste trotz Speicher
- Strahlpumpe arbeitet nur in einem kleinen Betriebsbereich, dies hat eine sehr gute Regelgüte zur Folge.

Nachteile:

- Hygienisch nicht mehr zeitgemäße Trinkwasserbevorratung
- Direkter Anschluss nicht bei allen Fernwärmeversorgern zugelassen
- Höherer Platzbedarf gegenüber Durchflusssystemen
- Höhere Kosten gegenüber Durchflusssystemen
- Trinkwassererwärmung muss mit 1 bis 2 K Übertemperatur (61 – 62°C) erfolgen um eine Durchladung mit 60°C zu gewährleisten → erhöhter Energieaufwand und erhöhtes Verkalkungsproblem
- Je besser der Rohrleitungsdämmstandard der Zirkulationsleistung ist, desto höher wird der Energieaufwand für die Durchladung und verschlechtert die Rücklauftemperatur.
- Vergleichsweise hoher Strombedarf

3.2.5.7 Fernwärmeübergabestation mit dreistufiger Kaskade (Rosenheimer-Schaltung, FÜS7)

Anlagenbeschreibung

Die dreistufige Kaskade zeichnet sich durch einen platzsparenden und kostengünstigen Aufbau aus. Sie besteht hauptsächlich aus drei Wärmetauschern, dem Heizungswärmetauscher, dem Trinkwasservorwärmer und dem Trinkwassernacherhitzer, sowie einem Regelventil und einer Wasserstrahlpumpe.

Wie bereits am Namen „dreistufige Kaskade“ zu erkennen ist erfolgt die Auskühlung des Heißwassers in drei Stufen. Die erste Stufe besteht aus dem Nacherhitzer. Dieser ist für die Erwärmung des Zirkulationsrücklaufs und des bereits vorgewärmten Kaltwassers auf 60°C zuständig. Die Leistungsregelung des Nacherhitzers erfolgt über eine Strahlpumpe. Dadurch können schnelle Lastwechsel in einem Regelbereich von 0 bis 100 Prozent bei hoher Regelgüte erfolgen. Auch sehr kleine Abnahmemengen können mit der Strahlpumpe genau ausgeregelt werden.

Jedoch dient die Strahlpumpe nicht nur zur Leistungsregelung sondern auch zum Verkalkungsschutz. Mit ihr wird die Vorlauftemperatur zum Nacherhitzer auf 63°C bis 65°C abgesenkt und somit die Gefahr einer Verkalkung deutlich reduziert. Zudem befindet sich die warme Seite des Wärmetauschers unten, wodurch bei Stillstand eine gute Durchmischung erfolgt und die Wärme nach oben abziehen kann. Dies dient ebenfalls dem Verkalkungsschutz.

Eine Rückschlagklappe im Rücklauf vom Nacherhitzer verhindert Fehlströmungen bzw. Kurzschlüsse im Anfahrbetrieb.

Der Rücklauf vom Nacherhitzer wird nun über den Heizungswärmetauscher geleitet und kann somit im Heizbetrieb weiter ausgekühlt werden. Dies stellt die zweite Stufe dar. Sollte der Rücklauf jedoch im intensiveren Heizbetrieb nicht mehr ausreichen, so öffnet sich das Regelventil und der Heizungswärmetauscher wird direkt mit Heißwasser angeströmt. Das Regelventil sollte jedoch träge eingestellt werden, um die Auskühlung vom Nacherhitzerrücklauf möglichst lange nutzen zu können. Besonders bei Altbauten mit einem hohen Zirkulationsvolumenstrom ist dieser Effekt sehr sinnvoll, da mit dem 58°C bis 60°C warmen Rücklauf durchaus in der Übergangszeit noch geheizt werden kann.

In der dritten Stufe wird der Rücklauf vom Heizungswärmetauscher im Vorwärmer nochmals abgekühlt und das Kaltwasser vorgewärmt. Dies erfolgt jedoch nur bei Warmwasserabnahme. In Betriebszeiten ohne Warmwasserzapfung, z.B. im reinen Zirkulationsbetrieb, dient der Vorwärmer als kleiner Speicher. So können

kleinere Wärmemengen aus dem Rücklauf zwischengespeichert werden und bei Warmwasserabnahme wieder abgegeben werden. Der Vorwärmer sollte daher möglichst groß dimensioniert sein, um diesen Speichereffekt verstärkt ausnutzen zu können. Auch hier befindet sich die warme Seite für den Verkalkungsschutz unten.

Neben der Rücklaufauskühlung sowie der bereits erwähnten kompakten Bauweise und kostengünstigen Realisierung besitzt die Anlage noch weitere Vorteile wie die Trinkwasserhygiene aufgrund der Erwärmung im Durchflussprinzip. Darüber hinaus nennen die Entwickler des Systems als Vorteil auch eine mögliche Anschlusswertsenkung im Vergleich zu Standardübergabestationen mit einem Heizungs- und Trinkwasserwärmetauscher.

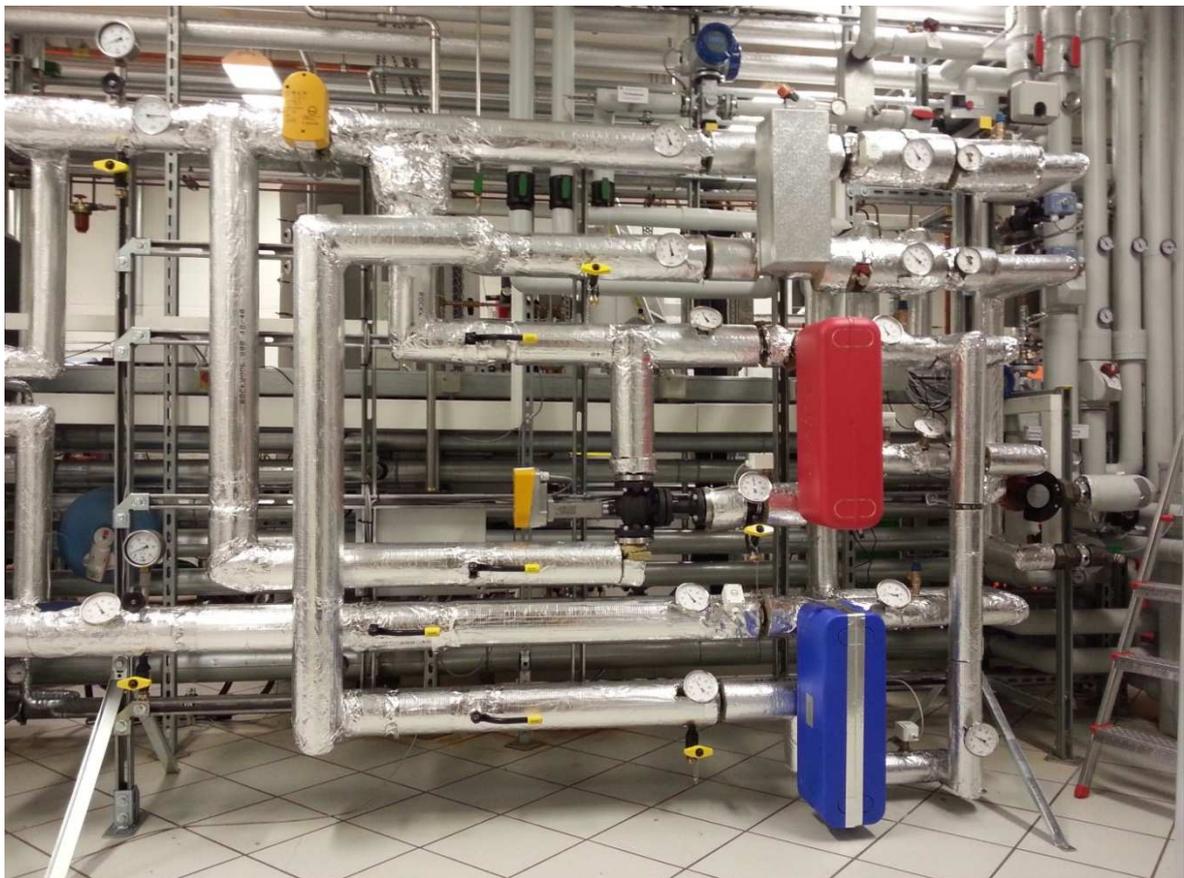


Abb. 3.76 Versuchsstand: Durchflusssystem mit dreistufiger Kaskade (FÜS7)

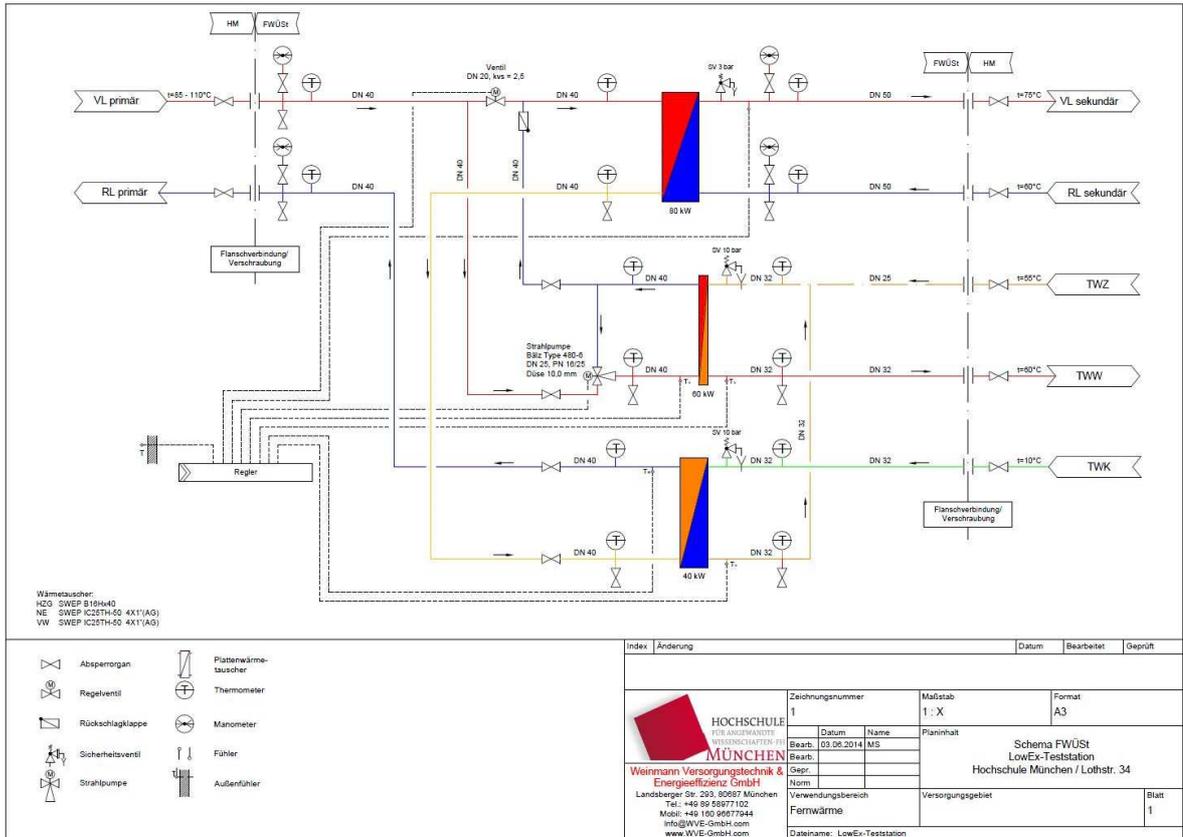


Abb. 3.77 Schaltschema: Durchflusssystem mit dreistufiger Kaskade (FÜS7)

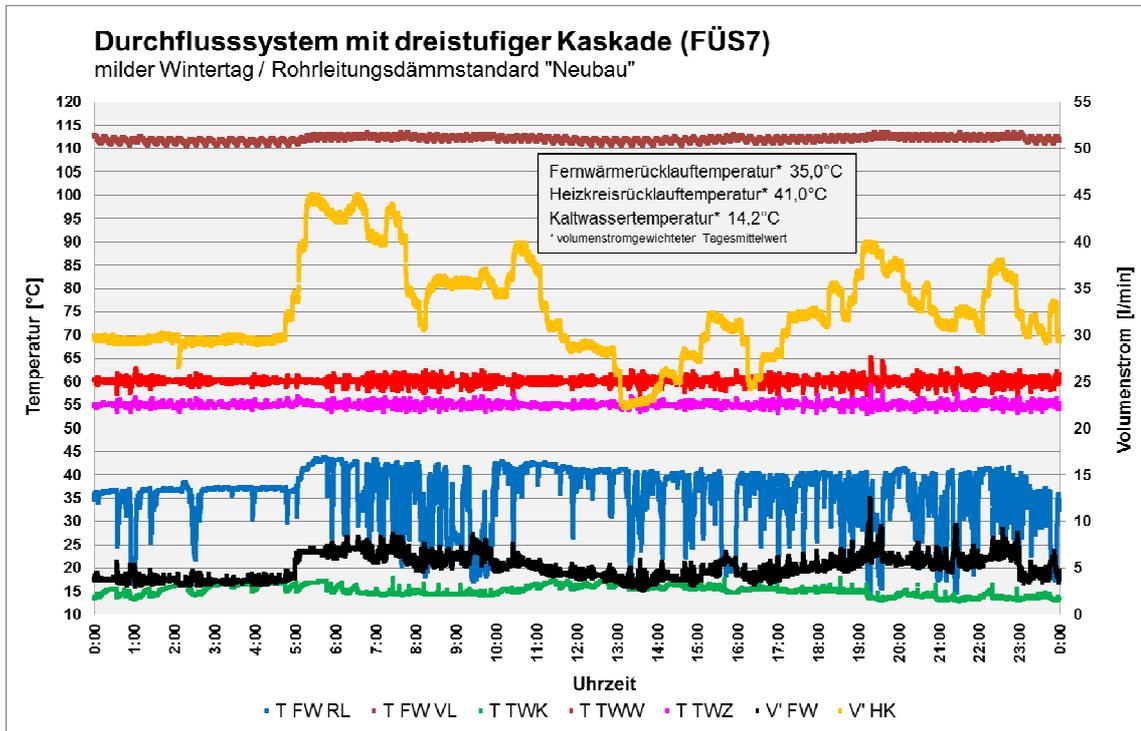


Abb. 3.78 Durchflusssystem mit dreistufiger Kaskade (FÜS7) – Winterfall 110 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Neubau“

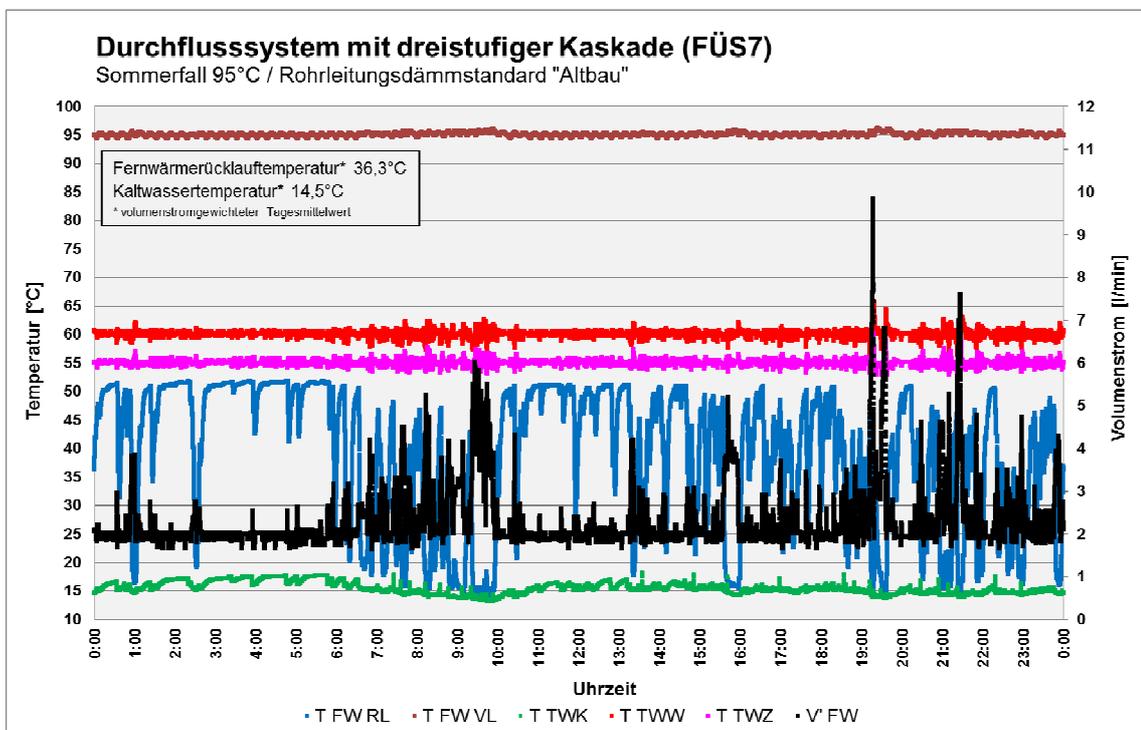


Abb. 3.79 Durchflusssystem mit dreistufiger Kaskade (FÜS7) – Sommerfall 95 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Altbau“

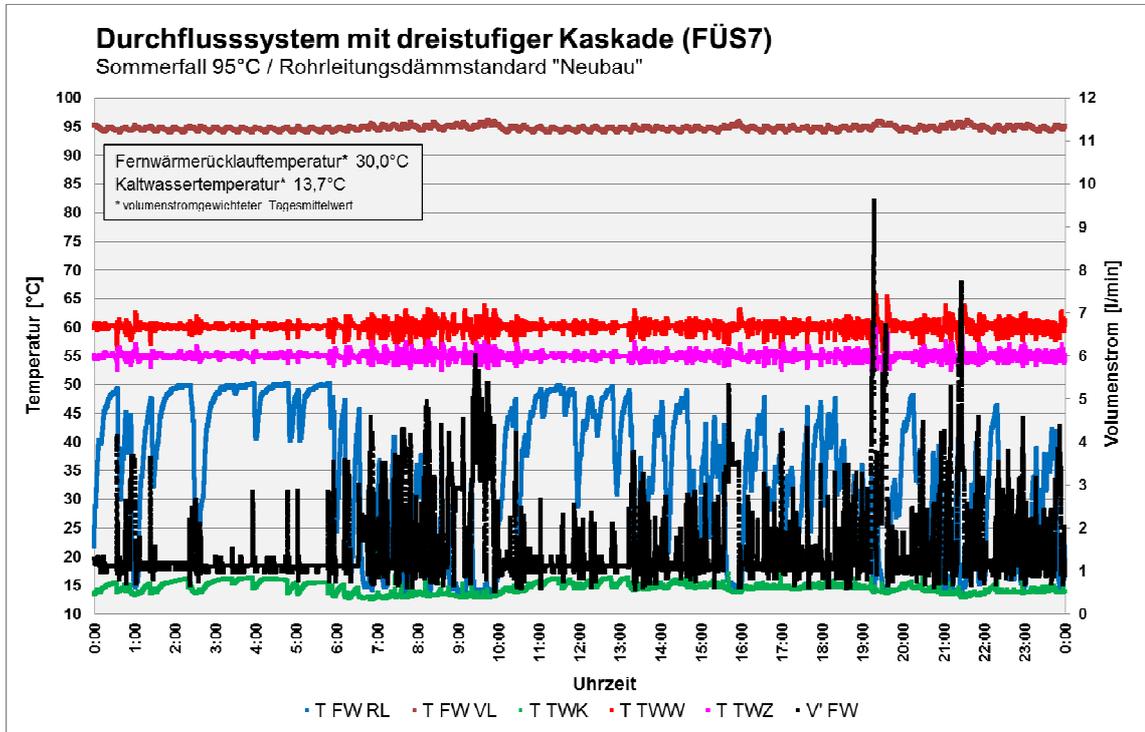


Abb. 3.80 Durchflusssystem mit dreistufiger Kaskade (FÜS7) – Sommerfall 95 °C / Rohrleitungsämmstandard „Neubau“

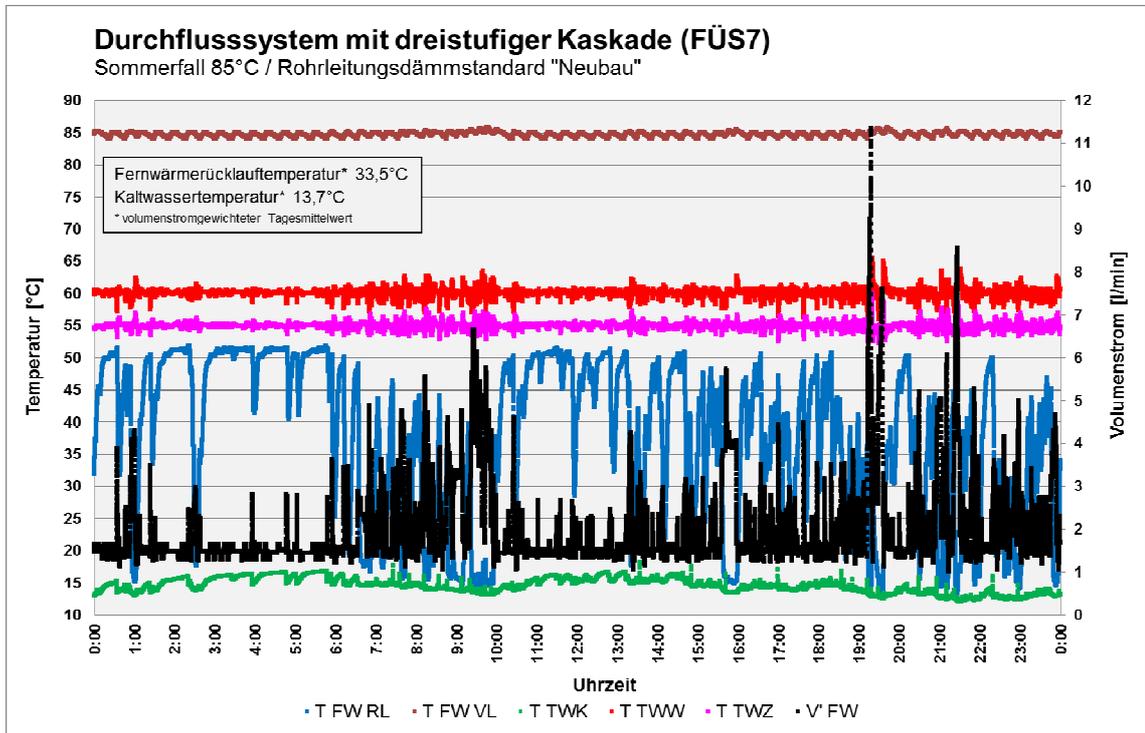


Abb. 3.81 Durchflusssystem mit dreistufiger Kaskade (FÜS7) – Sommerfall 85 °C / Rohrleitungsämmstandard „Neubau“

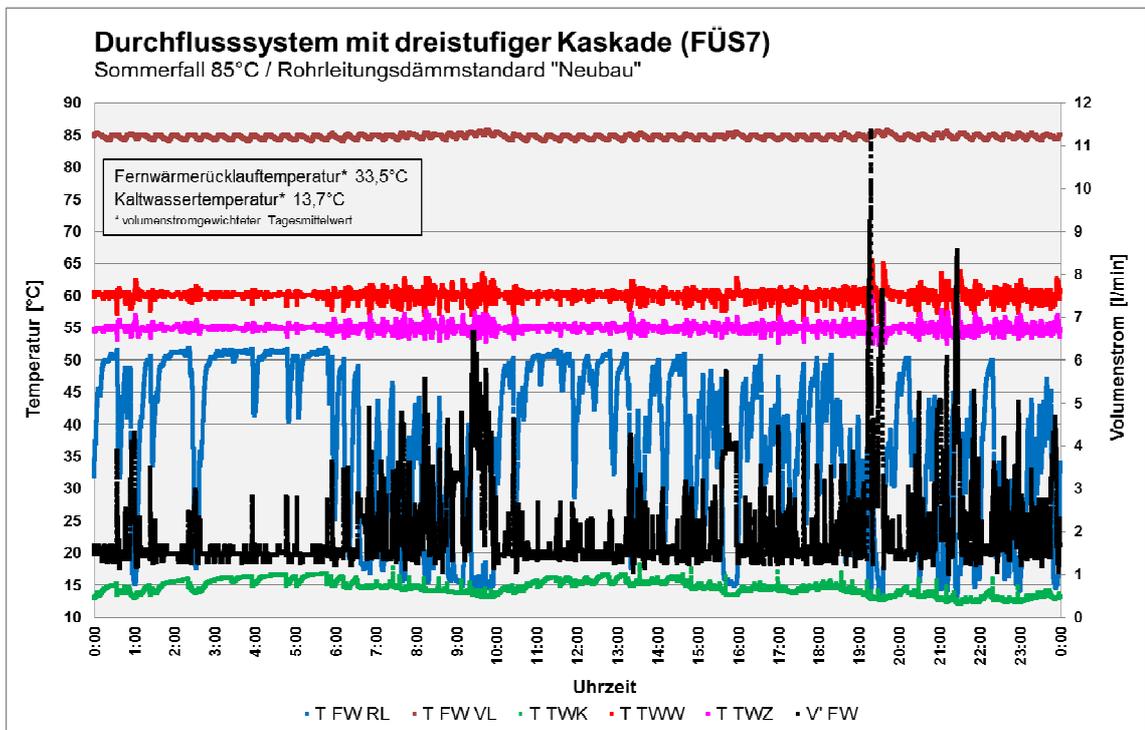


Abb. 3.82 Durchflusssystem mit dreistufiger Kaskade (FÜS7) – Sommerfall 95 °C / Rohrleitungsämmstandard „Passivhaus“

Messergebnisse

Tab. 3.11 Messergebnisse: Durchflusssystem mit dreistufiger Kaskade (FÜS7)

		Winterfall 110 °C Neubau	Sommerfall 95 °C Passivhaus	Sommerfall 95 °C Neubau	Sommerfall 95 °C Altbau	Sommerfall 85 °C Neubau
V_{FW}	l/d	7.288	1.762	2.292	3.313	2.869
$V'_{FW,max.}$	l/min	12,44	9,85	9,60	9,84	11,35
$V'_{FW,min.}$	l/min	2,54	0,00	0,52	1,63	0,99
Q_{FW}	kWh/d	*	139	170	223	168
$Q'_{FW,max.}$	kW	82,85	54,11	53,31	54,33	55,62
$Q'_{FW,min.}$	kW	13,00	0,00	1,82	4,93	2,91
$T_{FW,RL,vol.mitt} - T_{WK}$	K	20,76	12,08	16,33	21,77	19,84
$T_{FW,RL,min.}$	°C	14,56	13,30	13,50	14,31	13,34
$T_{FW,RL,max.}$	°C	43,75	48,30	50,27	51,75	51,80
$T_{Hzg.VL} / T_{Hzg.RL}$	°C	50/ 41	---	---	---	---
$T_{TWW,min.}$	°C	56,30	53,90	54,93	55,15	54,57
$T_{TWW,max.}$	°C	65,02	66,92	65,52	65,63	65,53
$T_{TWK,vol.mitt.}$	°C	14,20	13,70	13,70	14,53	13,70
V_{TWW}	l/d	1.756	1.791	1.832	1.766	1.791
V_{TWZ}	l/d	10.058	5.027	10.111	20.192	10.097
Q_{Hzg}	kWh/d	518	---	---	---	---
Q_{TWW}	kWh/d	92	95	97	92	95
Q_{TWZ}	kWh/d	58	30	59	116	59
Q_V	kWh/d	*	14	14	15	14
$Q_{V,p}$	%	*	10,27	8,34	6,78	8,61
W_{el}	kWh/d	4,91	2,03	2,22	2,96	2,23

* Aufgrund der hohen Regelungsschwankungen konnte keine Bilanzierung erstellt werden.

Betriebsverhalten:

Die Warmwasseraustrittstemperatur schwankt stark mit einer Regelabweichung von +/- 5 K

Nur kurzzeitiges Speicherverhalten des Vorerwärmers

Sehr gute Rücklaufauskühlung durch die beiden seriellen Plattenwärmetauscher (Vorerwärmer + Nacherwärmer) während der längeren Zapfphasen

Vorteile:

- Platzsparend
- Kostengünstig
- Standardkomponenten
- Fernwärmerücklauf wird im Winterbetrieb zur Trinkwasservorwärmung verwendet womit eine zusätzliche Rücklaufauskühlung erreicht werden kann.

Nachteile:

- Keine bzw. nur geringe Lastglättung und Verminderung der Anschlussleistung
- Rücklauftemperatur höher gegenüber guten Speichersystemen
- Schwankungen der Warmwasseraustrittstemperatur bedingt durch die Strahlpumpe (Komfort- und Verkalkungsproblematik)
- Hydraulische Beeinflussung bei Heiz- und Trinkwasserbetrieb (Strahlpumpe und Ventil regeln gegeneinander)
- Dritter WMZ zur Abrechnung notwendig
- Im Sommer Wärmeverluste durch den zwangsdurchströmten Heizungswärmetauscher
- Je nach Heizkreisrücklauftemperatur und Zirkulationsvolumenstrom schwankt die Eintrittstemperatur in den Nacherwärmer und führt zu Schwankungen der Warmwasseraustrittstemperatur
- Bei sehr hohen Heizkreisrücklauftemperaturen > 60°C können Verkalkungsprobleme des Vorerwärmers auftreten.
- Eine Durchladung des Vorerwärmers ist in der getesteten Schaltung nicht möglich! (Nicht konform mit DVGW W551)

Eine deutliche Verbesserung der Rücklaufauskühlung dieser Schaltung ergab sich nach Abschluss der Versuchsreihe durch Austausch der masselosen gegen eine massebehaftete Vorwärmstufe gemäß FÜS2.

3.2.6 Zusammenfassung und energetische Bewertung

Tab. 3.12 Übersicht Messergebnisse Winterfall 110 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Neubau“

Winter - Neubau	Q FW	Q TWW	Q TWZ	Q HK	Q Verlust		W,el
	kWh/d	kWh/d	kWh/d	kWh/d	kWh/d	%	kWh/d
FÜS1	-	-	-	-	-	-	-
FÜS2	564	99	54	397	13	2,39	5,83
FÜS3	576	98	56	415	8	1,31	5,97
FÜS4	624	88	44	484	9	1,48	4,70
FÜS5	648	100	58	456	35	5,35	4,71
FÜS6	656	98	70	477	11	1,62	8,31
FÜS7	*	92	58	518	*	*	4,91

*Aufgrund der hohen Regelungsschwankungen konnte keine Bilanzierung erstellt werden.

Die unterschiedlichen Wärmemengen für den milden Wintertag resultieren aus den verschiedenen Heizungsregler. Jedes Fabrikat hat eine eigene Interpretation der Heizkurve. Eine weiterer Einflussfaktor waren die Art und der Sitz der zur Regelung verwendeten Vorlauftemperaturefühler.

Der Heizkreisdurchfluss und auch die Heizkreisrücklaufemperatur wurden seitens des Prüfstands vorgegeben, die gemessenen Fernwärmerücklaufemperaturen bleiben somit vergleichbar.

Ausreißer nach oben ist FÜS5. Ein Grund könnte der großzügige modulare Aufbau mit den vielen Verschaltungsvarianten sein, außerdem bilden die zahlreichen Stöße an den verwendeten Dämmschalen Wärmebrücken.

Bemerkenswert ist ebenfalls, dass das System FÜS3 mit Pufferspeicher die niedrigsten Wärmeverluste aufweist. Durch die hohe Fernwärmeverlauftemperatur im Winter wird der Pufferspeicher nicht mehr vollständig durchgeladen. Außerdem wurden die heißen und warmen Leitungen wärmebrückenfrei mit doppelter Dämmschichtstärke gedämmt.

Tab. 3.13 Übersicht Messergebnisse Sommerfall 95 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Altbau“

Sommer 95°C - Altbau	Q FW	Q TWW	Q TWZ	Q HK	Q Verlust		W _{el}
					kWh/d	%	
Schaltung	kWh/d	kWh/d	kWh/d	kWh/d	kWh/d	%	kWh/d
FÜS1	-	-	-	-	-	-	-
FÜS2	228	97	108	0	24	10,31	3,03
FÜS3	221	93	107	0	21	9,38	4,65
FÜS4	-	-	-	-	-	-	-
FÜS5	232	97	106	0	28	12,26	3,57
FÜS6	227	97	114	0	16	7,24	5,55
FÜS7	223	92	116	0	15	6,78	2,96

Im Altbau sind durch die hohen Zirkulationsverluste die Systeme mit Speicher mit höheren Wärmeverlusten behaftet. Durch den Zirkulationsvolumenstrom sind die Speicher (und Rohrbündelwärmetauscher) meist durchgeladen, was sich in höheren Wärmeverlusten gegenüber schlanken Durchflusssystemen widerspiegelt.

Tab. 3.14: Übersicht Messergebnisse Sommerfall 95 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Neubau“

Sommer 95°C - Neubau	Q FW	Q TWW	Q TWZ	Q HK	Q Verlust		W _{el}
	kWh/d	kWh/d	kWh/d	kWh/d	kWh/d	%	kWh/d
FÜS1	174	96	52	0	26	14,88	4,17
FÜS2	173	99	53	0	21	11,97	2,74
FÜS3	170	98	55	0	16	9,70	4,35
FÜS4	221	87	51	0	84	37,80	2,41
FÜS5	179	99	54	0	26	14,48	2,78
FÜS6	170	98	59	0	13	7,47	5,31
FÜS7	170	97	59	0	14	8,34	2,22

Extrem hohe Wärmeverluste treten bei FÜS4 auf, vermutlich durch den Heiz-Kühl-Effekt des zwangsdurchströmten Heizungswärmetauschers.

Erhöhte Wärmeverluste sind auch bei FÜS1, FÜS2 und FÜS5 zu verzeichnen.

Durch die geringere Systemauslastung sinken die absoluten Verluste und die prozentualen Verluste steigen an. Ventile arbeiten nahe am Schließpunkt, Wärmetauscher sind überdimensioniert und die Rohrleitungen nur schwach durchströmt.

Tab. 3.15 Übersicht Messergebnisse Sommerfall 85 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Neubau“

Sommer 85°C - Neubau	Q FW	Q TWW	Q TWZ	Q HK	Q Verlust		W,el
Schaltung	kWh/d	kWh/d	kWh/d	kWh/d	kWh/d	%	kWh/d
FÜS1	-	-	-	-	-	-	-
FÜS2	173	97	54	0	23	13,11	1,75
FÜS3	175	95	58	0	21	12,17	4,00
FÜS4	-	-	-	-	-	-	-
FÜS5	180	97	54	0	29	16,30	2,75
FÜS6	171	99	61	0	11	6,30	5,20
FÜS7	168	95	59	0	14	8,61	2,23

Siehe Altbau Sommerfall 95°C

Tab. 3.16 Übersicht Messergebnisse Sommerfall 95 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Passivhaus“

Sommer 95°C - Passivhaus	Q FW	Q TWW	Q TWZ	Q HK	Q Verlust		W,el
Schaltung	kWh/d	kWh/d	kWh/d	kWh/d	kWh/d	%	kWh/d
FÜS1	-	-	-	-	-	-	-
FÜS2	145	98	26	0	20	13,74	1,95
FÜS3	148	102	31	0	15	10,21	3,19
FÜS4	-	-	-	-	-	-	-
FÜS5	151	98	29	0	25	16,22	2,52
FÜS6	147	98	30	0	18	12,26	5,01
FÜS7	139	95	30	0	14	10,27	2,03

Durch die geringere Systemauslastung sinken die absoluten Verluste und die prozentualen Verluste steigen an. Ventile arbeiten nahe am Schließpunkt, Wärmetauscher sind überdimensioniert und die Rohrleitungen nur schwach durchströmt.

3.2.7 Bewertung des Betriebsverhaltens (Details)

Die folgenden Abb. zeigen einen Ausschnitt aus dem Sommerlastfall bei 95°C, da für diesen Fall alle Systeme getestet werden konnten. Es wurde der Zeitpunkt nach der morgendlichen Zapfphase in den Übergang zum Teillastbetrieb gewählt (9:30 Uhr bis 12:00 Uhr). Es finden zunächst noch Zapfungen im mittleren Bereich (4 l/min bis 10 l/min) statt, ab 10:25 Uhr dann Teillastbetrieb mit vereinzelt kleinen Zapfungen.

Im Detail wurde bewertet:

- Wärmekapazität des jeweiligen System (Anstieg bzw. Verlauf der Rücklauftemperatur nach der letzten Zapfung)
- Regelverhalten der Ventile und Strahlpumpen
- Wärmeübertragungseigenschaften (Platten- und Rohrbündelwärmeübertrager)
- Warmwasseraustrittstemperatur

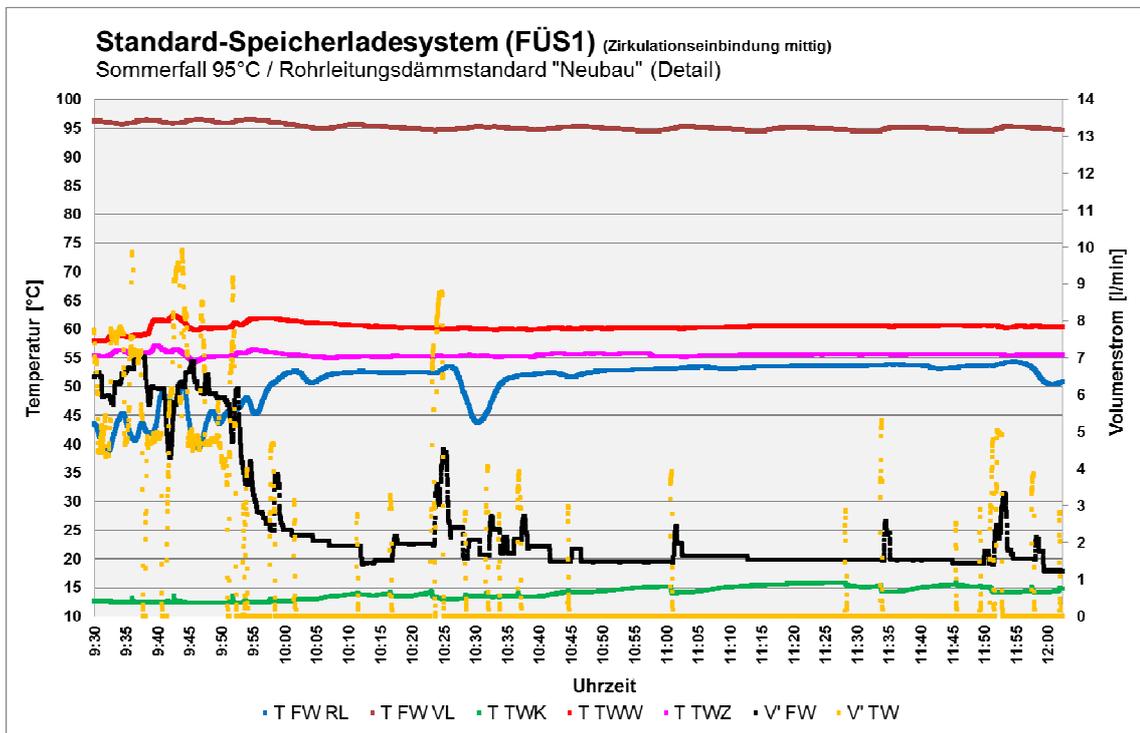


Abb. 3.83 Standard-Speicherladesystem (FÜS1) im Detail

Bewertung des Standard-Speicherladesystems (FÜS1):

- Fernwärmerücklauftemperatur kühlt trotz längerer Trinkwarmwasserentnahme nicht unter 40°C aus.
- Warmwasseraustrittstemperatur während der Zapfung nicht konstant, wie man es bei einem Trinkwasserspeicher erwartet. Ursache dafür ist die sinkende Eintrittstemperatur in den externen Wärmetauscher.
- Kurz nach Beendigung der letzten großen Zapfung (ca. 9:55 Uhr) geht das System in den Zirkulationsbetrieb über (10:05 Uhr) mit geringem Fernwärmeevolumenstrom.

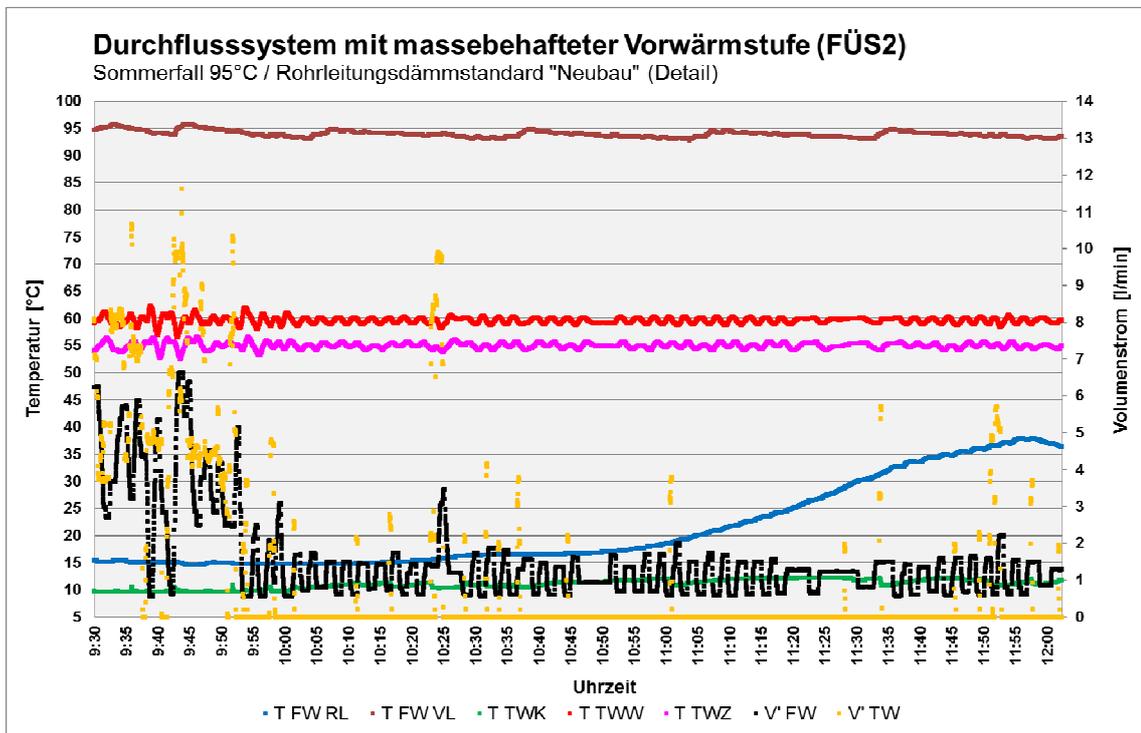


Abb. 3.84 Durchflusssystem mit massebehafteter Vorwärmstufe (FÜS2) im Detail

Bewertung des Durchflusssystem mit massebehafteter Vorwärmstufe (FÜS2):

- Wasserstrahlpumpe schwingt. Falsche Regelparameter oder am untersten Regelbereich. Einfluss könnte auch der Nacherwärmer mit hoher Plattenanzahl haben. (Konvektion im ungleichmäßig durchströmten Wärmeübertrager)
- Vorerwärmer wird schon relativ „leer“ sein, da der Fernwärmeevolumenstrom der Tendenz des Zapfvolumenstromes entspricht.
- Grädigkeit des Rohrbündelwärmeübertragers liegt bei ca. 5 K (9:30 Uhr bis 9:55 Uhr)
- Rücklauftemperatur steigt erst ab ca. 1 Stunde nach der letzten Zapfung (9:55 Uhr) wieder an (ca. 11:00 Uhr).

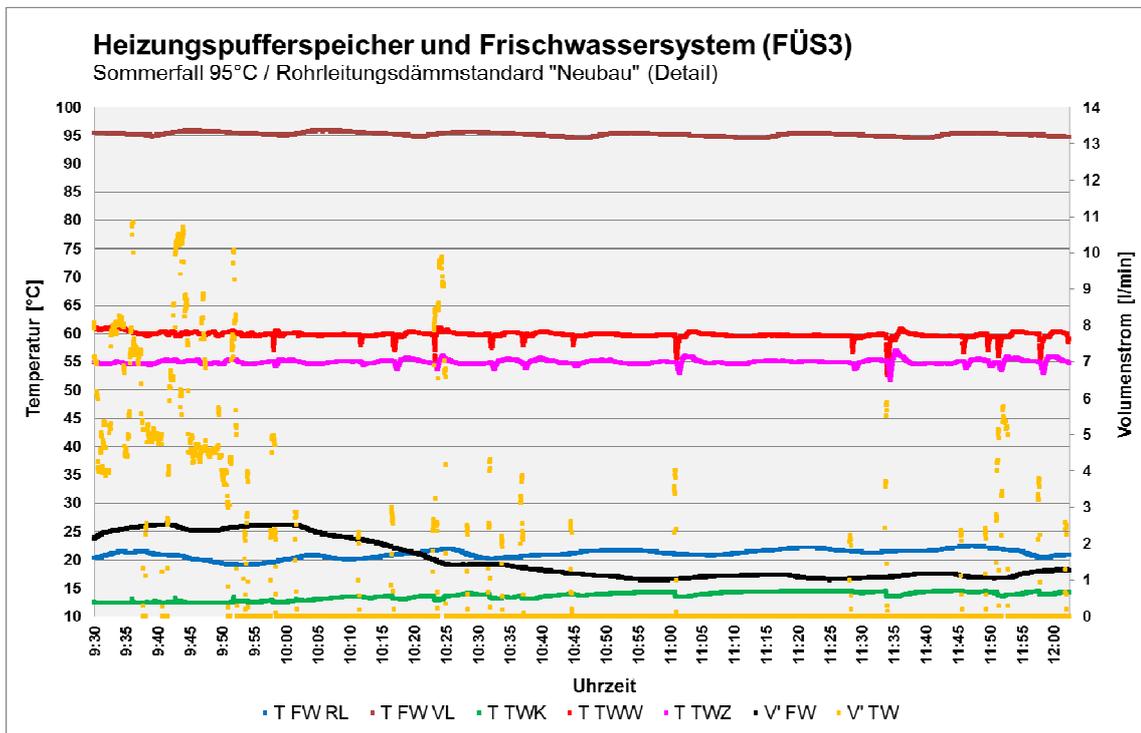


Abb. 3.85 Heizungspufferspeicher und Frischwassersystem (FÜS3) im Detail

Bewertung des Heizungspufferspeichers und Frischwassersystem (FÜS3)

- Warmwasseraustrittstemperatur relativ konstant, nach längerer Zapfpause leichter Temperaturabfall durch den gedrehten Wärmeübertrager im Frischwassermodul.
- Pufferladung erfolgt im Vergleich zu FÜS5 sehr sanft, so dass keine Lastspitzen auftreten.
- Die Fernwärmerücklauftemperatur liegt trotz Zwischenkreis nur ca. 10 K über der Kaltwassertemperatur.

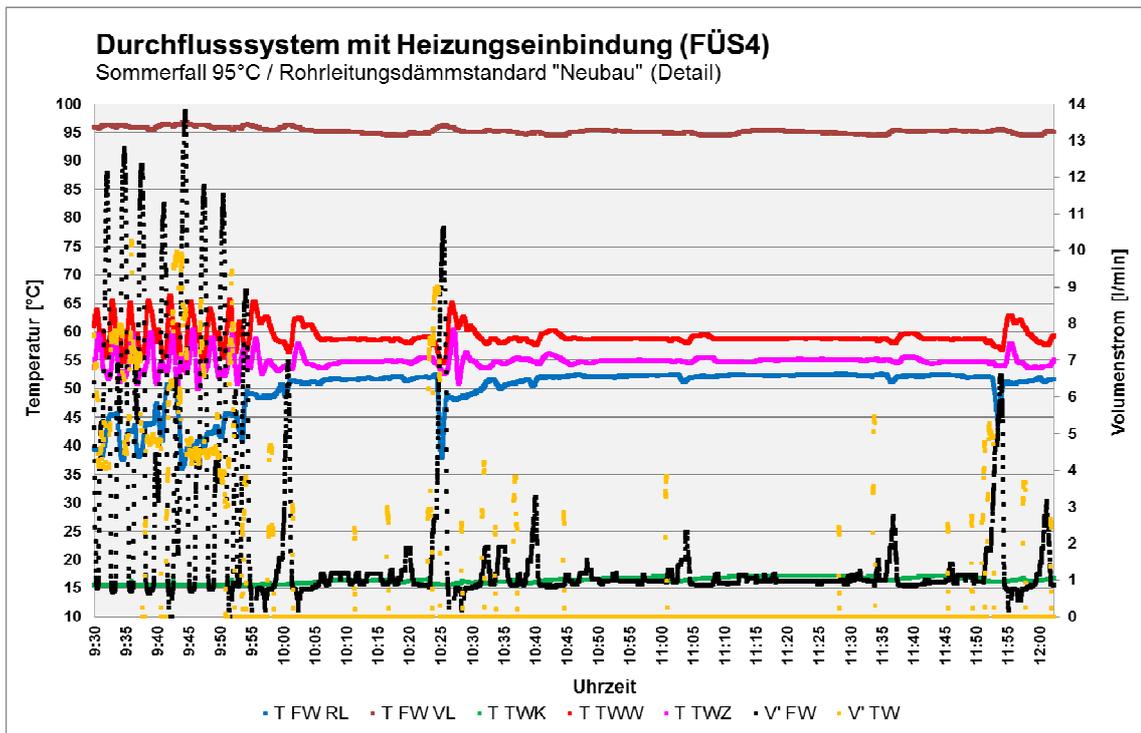


Abb. 3.86 Durchflusssystem mit Heizungseinbindung (FÜS4) im Detail

Bewertung des Durchflusssystem mit Heizungseinbindung (FÜS4):

- Sehr schlechtes Regelverhalten der Wasserstrahlpumpe begründet durch die verzögerte Wärmeübertragung, welche wiederum aus dem zwangsdurchströmten Heizungswärmeübertrager resultiert.
- Warmwasseraustrittstemperatur stark schwankend.
- Sehr hohe Lastspitzen in der Anschlussleistung
- Nur geringe Rücklaufauskühlung trotz langer Zapfphasen
- Bereits 5 Minuten nach Zapfende wieder hohe Rücklauftemperaturen nahe der Zirkulationstemperatur

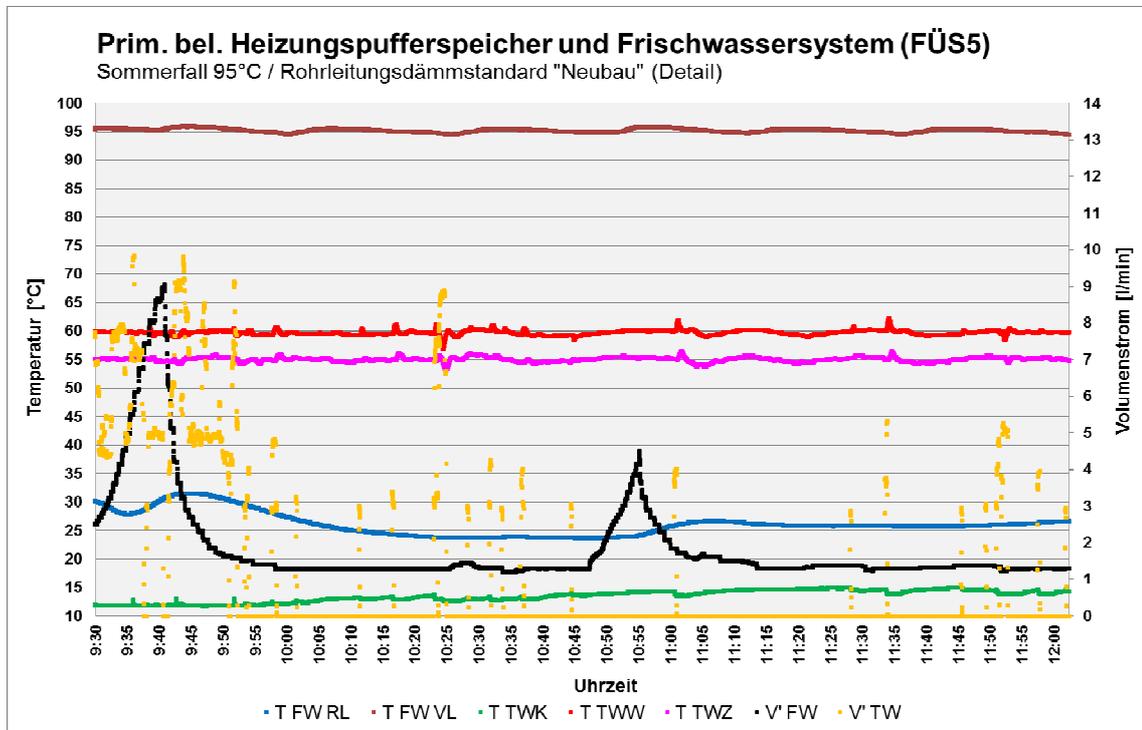


Abb. 3.87 Primär beladener Heizungspufferspeicher und Frischwassersystem (FÜS5) im Detail

Bewertung des primär beladenen Heizungspufferspeichers und Frischwassersystem (FÜS5):

- Warmwasseraustrittstemperatur konstant trotz Frischwassersystem
- Pufferladung erfolgt „schubweise“, was an der Regelstrategie mit einem Temperaturfühler liegt.
- Fernwärmerücklaufstemperatur weitestgehend unabhängig von Trinkwassererwärmung und Zirkulationsbetrieb
- Fernwärmerücklaufstemperatur im Bereich von 5 bis 8 K höher gegenüber FÜS3 (in diesem Zeitfenster).
- Schlechtere Wärmeübertragung des Rohrbündels im Vergleich zur Übergabestation mit Plattenwärmeübertrager.
- Rohrbündel ist im Speicher nicht bis ganz nach unten geführt
- Ladeeinrichtung noch nicht optimal
- Gegen Ende der Pufferladungen ist jeweils ein leichter Anstieg der Fernwärmerücklaufstemperatur festzustellen, was sich durch die geringe Strömungsgeschwindigkeit im Rohrbündel und dem damit schlechten inneren Wärmeübergang erklären lässt.

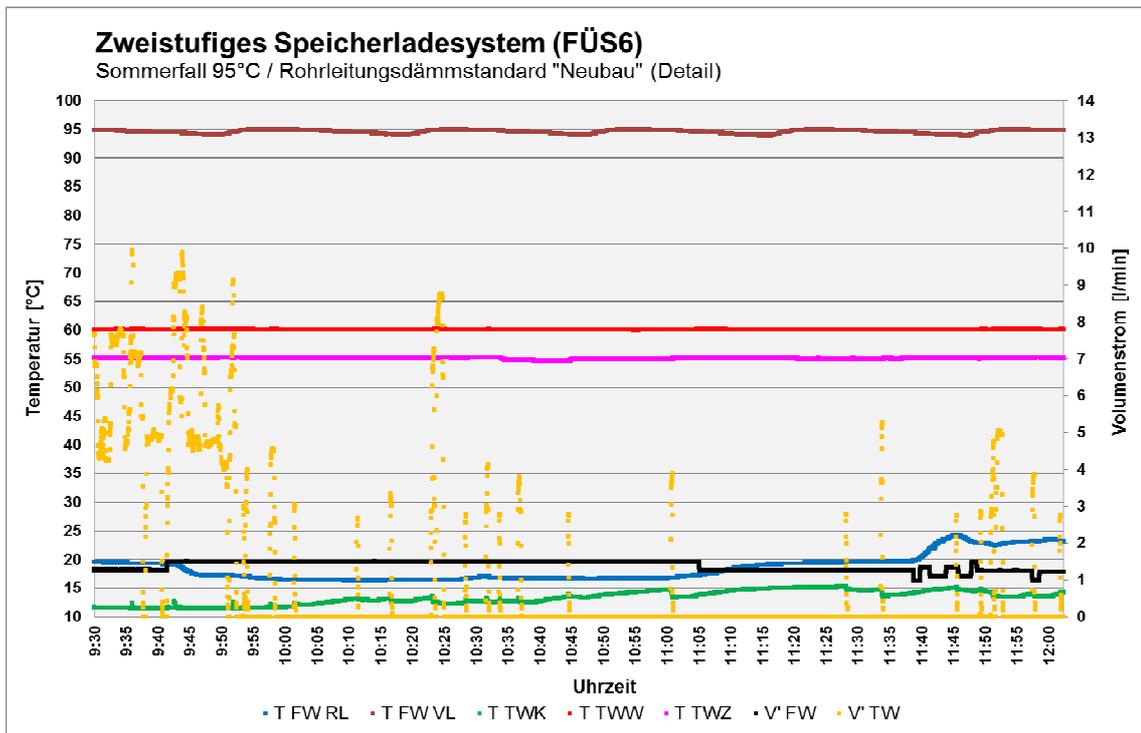


Abb. 3.88 Zweistufiges Speicherladesystem (FÜS6) im Detail

Bewertung des zweistufigen Speicherladesystems (FÜS6):

- Warmwasseraustrittstemperatur sehr konstant
- Sehr gute Fernwärmerücklaufauskühlung
- Fernwärmerücklauftemperatur völlig unabhängig von Trinkwassererwärmung und Zirkulationsbetrieb

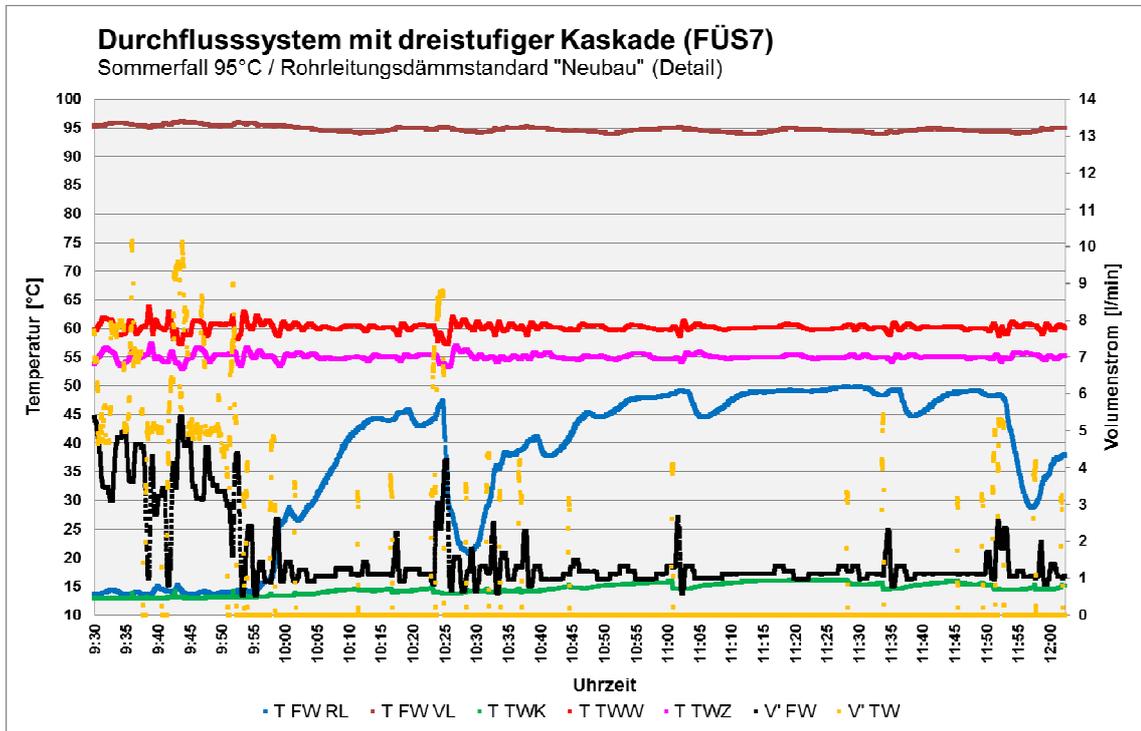


Abb. 3.89 Durchflusssystem mit dreistufiger Kaskade (FÜS7) im Detail

Bewertung des Durchflusssystem mit dreistufiger Kaskade (FÜS7):

- Warmwassertemperatur schwankt im Bereich von +/- 5 K
- Die Lastglättung ist etwas besser gegenüber FÜS2 durch die Verwendung von zwei seriell verschalteten und deutlich kleineren Plattenwärmeübertrager (→ bessere Wärmeübertragungseigenschaften).
- Fernwärmerücklaufauskühlung auf nahezu Kaltwassertemperatur (9:30 Uhr bis 9:50 Uhr) durch Plattenwärmeübertrager.
- Bereits 5 Minuten nach Zapfende steigt die Fernwärmerücklaufemperatur wieder an, also nur geringe Speicherfähigkeit durch den Plattenwärmetauscher.
- Regelverhalten der Strahlpumpe ist prinzipiell gut und stabil

3.2.8 Einfluss der Fernwärmeverlauftemperatur auf die Fernwärmerücklauftemperatur

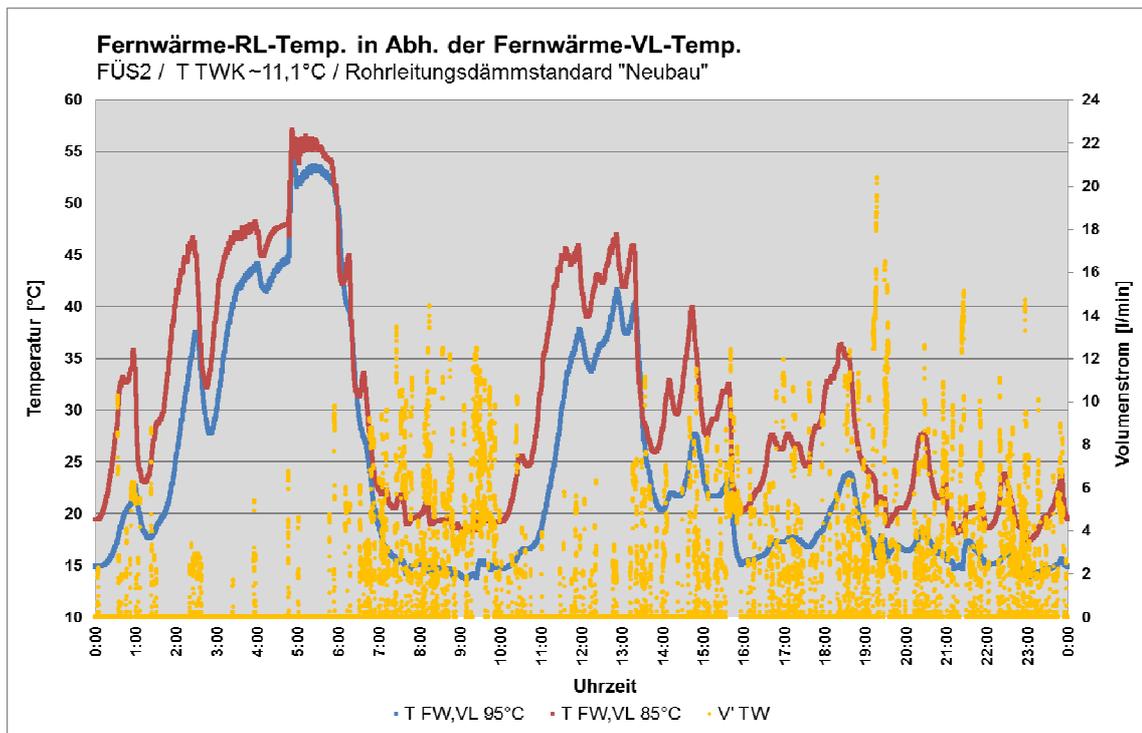


Abb. 3.90 FÜS2 – Verläufe der Fernwärmerücklauftemperaturen (Neubau)

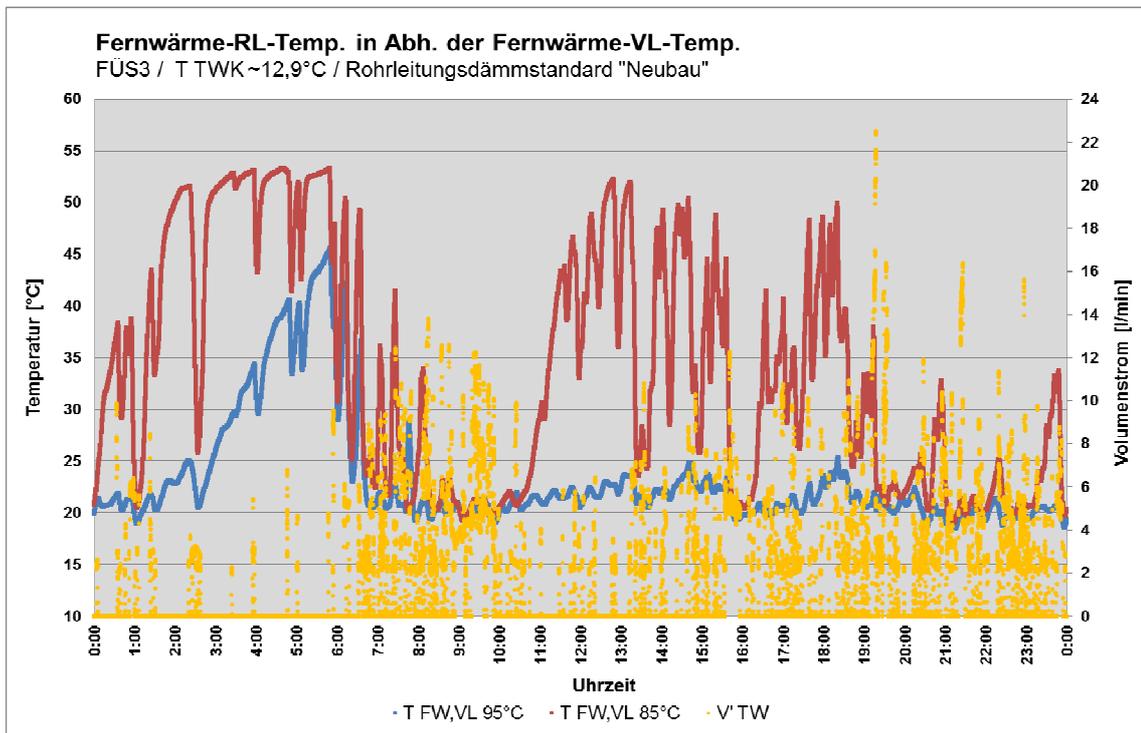


Abb. 3.91 FÜS3 – Verläufe der Fernwärmerücklauftemperaturen (Neubau)

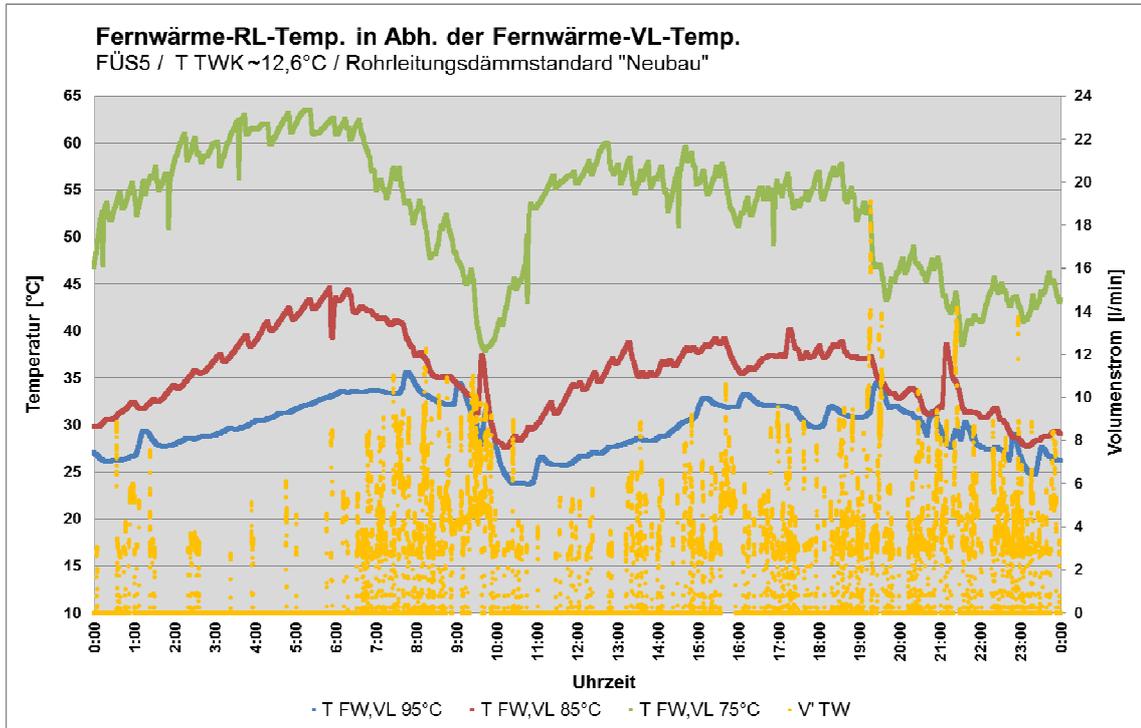


Abb. 3.92 FÜS5 – Verläufe der Fernwärmerücklauftemperaturen (Neubau)

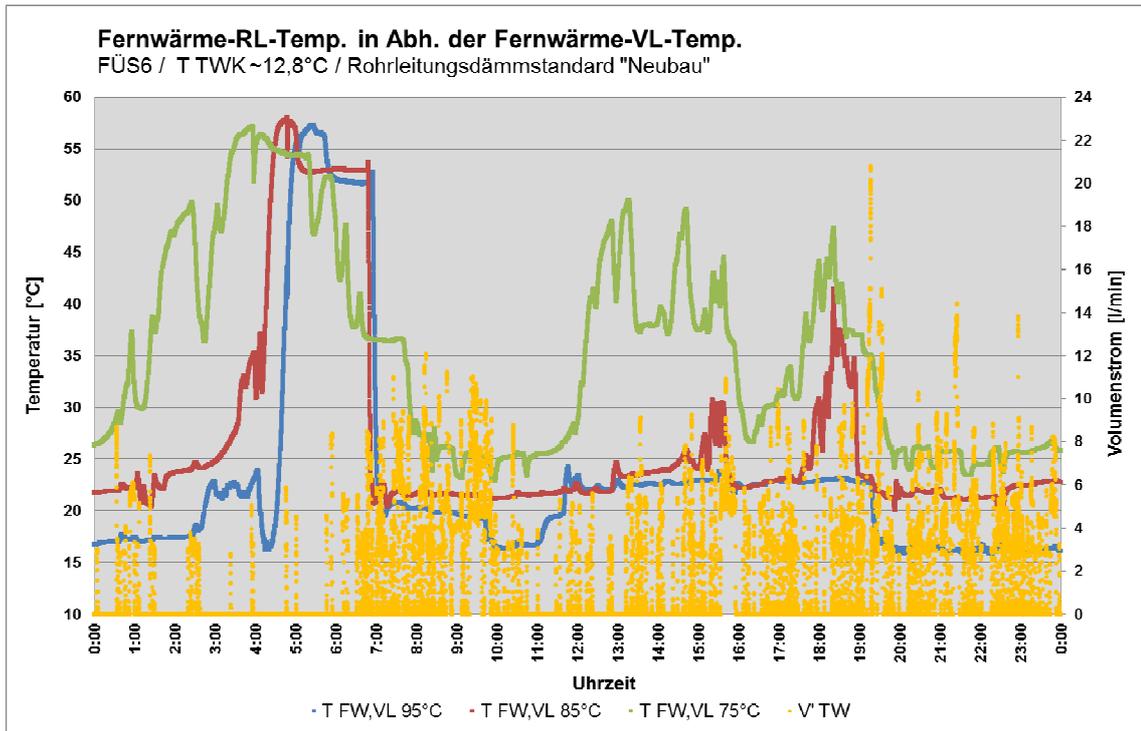


Abb. 3.93 FÜS6 – Verläufe der Fernwärmerücklauftemperaturen (Neubau)

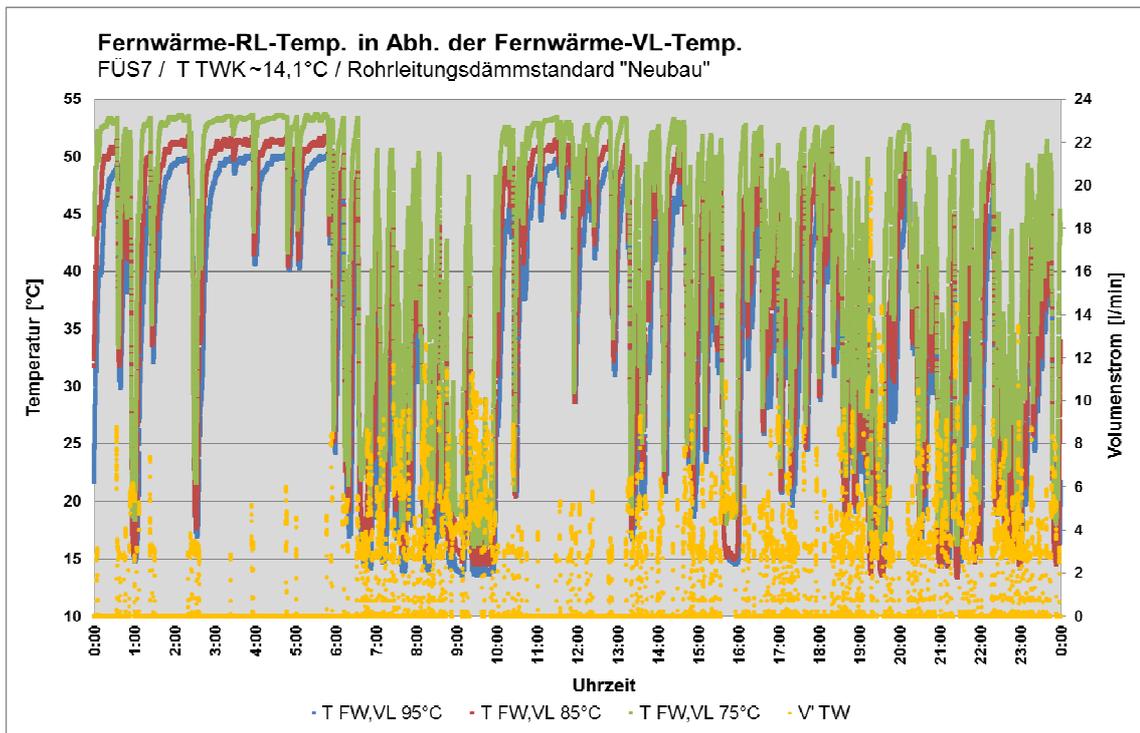


Abb. 3.94 FÜS7 – Verläufe der Fernwärmerücklauftemperaturen (Neubau)

Eine Fernwärmeübergabestation ohne größere Wärmespeichereigenschaft (z.B. FÜS7) hat bereits nach wenigen Minuten eine Fernwärmerücklauftemperatur nahe der Zirkulationstemperatur.

Bei den speichernden Systemen zeigt sich: je geringer die Fernwärmevorlauftemperatur, desto größer ist der notwendige Fernwärmevolumenstrom und umso schneller sind die Speicher durchgeladen und können keine Energie mehr aus der Zirkulationserwärmung aufnehmen.

Bei Durchflusssystemen, bei denen die Rohrleitungsdimensionierung auf den Nenndurchfluss erfolgt, ergeben sich im Schwachlastbetrieb deutlich höhere spezifische Wärmeverluste (siehe T FW,RL FÜS7 Abb. 3.101 von 3:00 Uhr bis 6:00 Uhr).

Korrigierte Darstellung: Temperaturdifferenz zwischen Fernwärmerücklauf und Kaltwassertemperatur (jeweils volumenstrom-gemittelt)

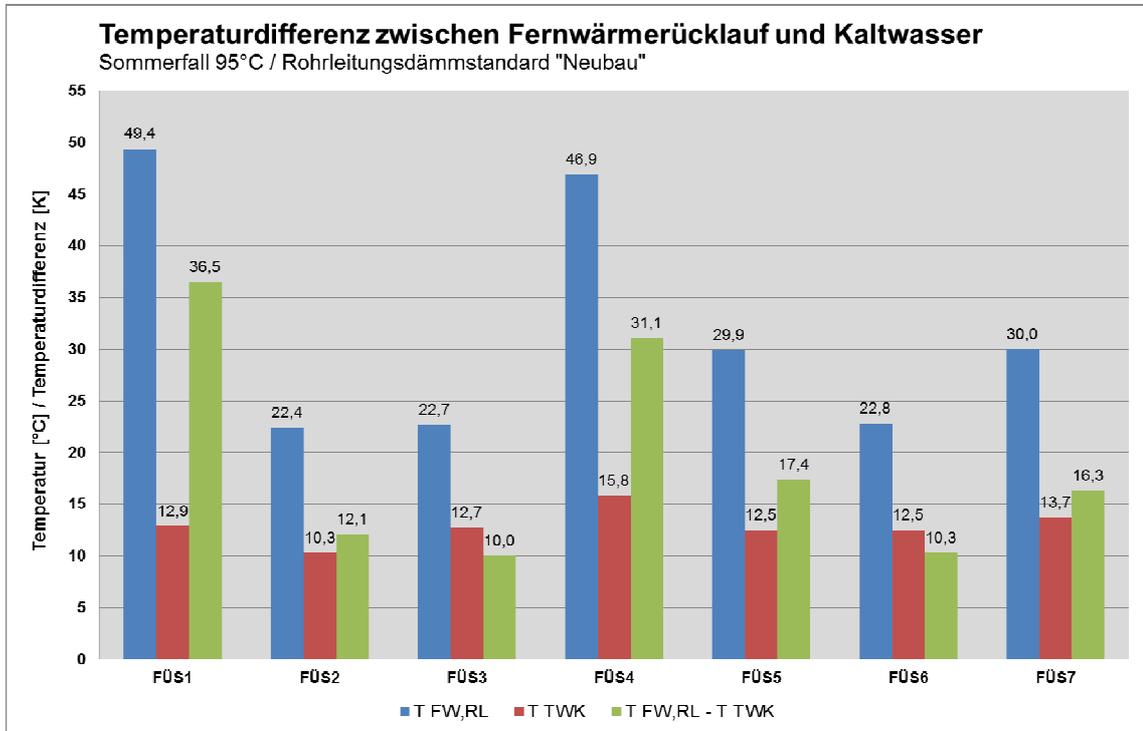


Abb. 3.95 Vergleich aller Fernwärmerücklauftemperaturen (Sommerfall 95°C, Neubau)

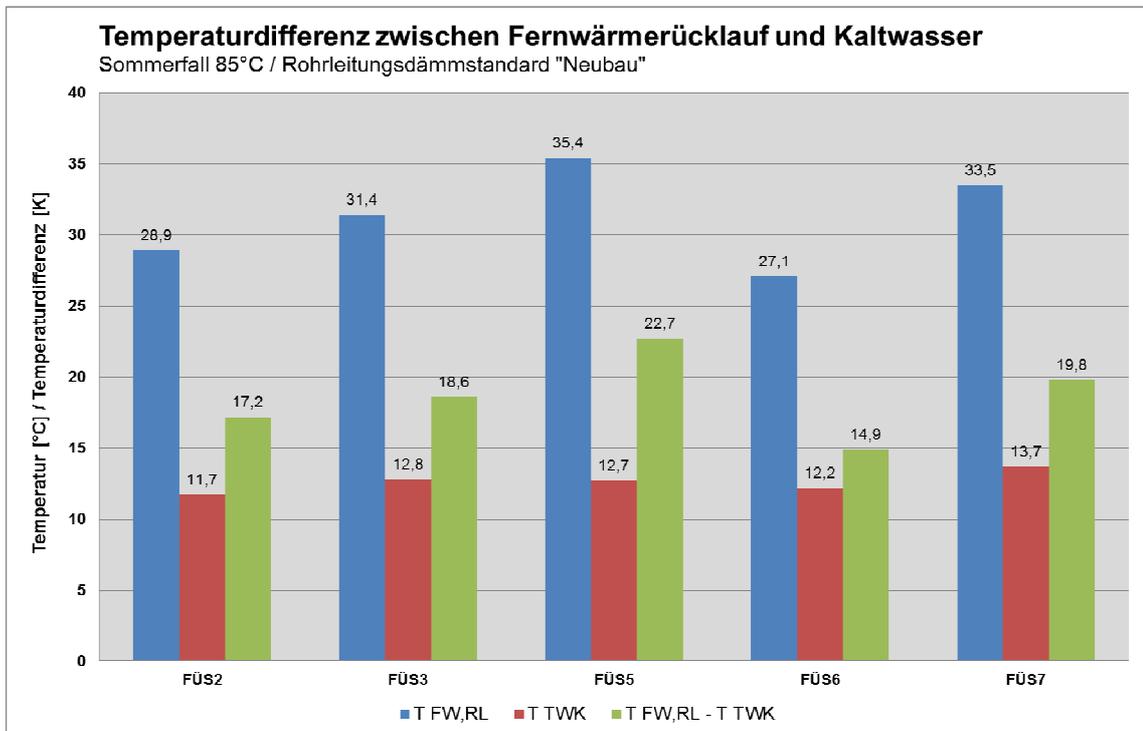


Abb. 3.96 Vergleich aller Fernwärmerücklauftemperaturen (Sommerfall 85°C, Neubau)

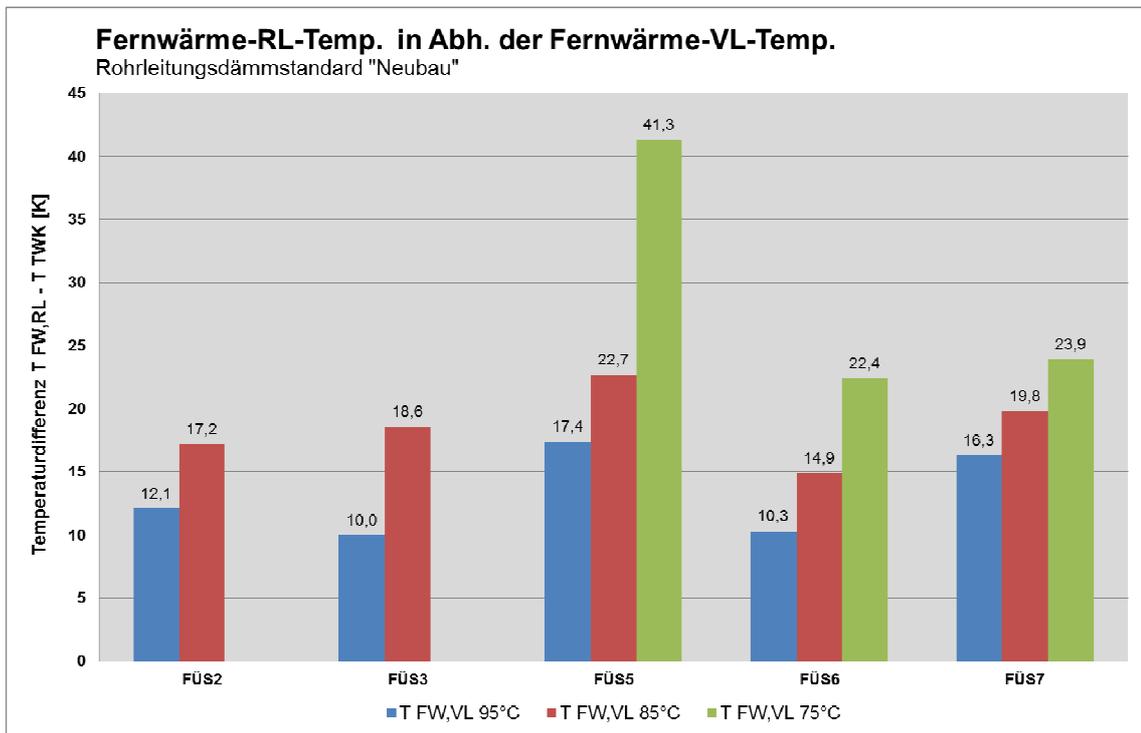


Abb. 3.97 Vergleich aller Fernwärmerücklauftemperaturen (Neubau)

Deutliche Verschlechterung bei FÜS5 durch den konvektiven Wärmeübergang am Rohrbündelwärmeübertrager.

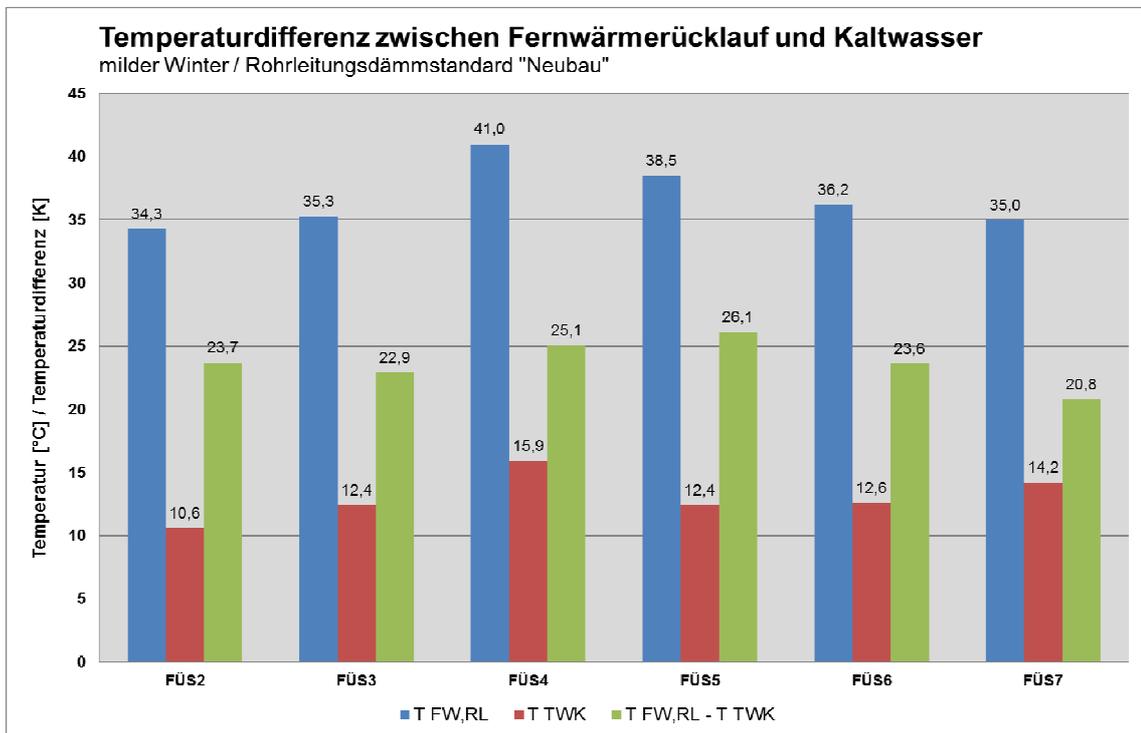


Abb. 3.98 Vergleich aller Fernwärmerücklauftemperaturen (milder Wintertag, Neubau)

Die Verwendung der Temperaturdifferenz von Fernwärmerücklauf und Kaltwassertemperatur als Bewertungsgröße ist im Winterfall nicht ganz richtig. Genaugenommen müsste man nur den Anteil für die Trinkwassererwärmung auf die Kaltwassertemperatur beziehen und auf den Gesamtvolumenstrom (Heizung + Trinkwassererwärmung) bilanzieren. Da seitens des Versuchsstands nur ein Volumenstromzähler für den Gesamtanschluss vorgesehen war, war dies jedoch nicht möglich.

Es ist jedoch zu erkennen, dass im Winterfall stets der Einfluss der Heizung dominiert und sich die Fernwärmerücklauftemperaturen nahe der Heizungsrücklauftemperatur ($T_{Hzg,RL}$ 41°C) einstellen.

3.2.9 Einfluss der Zirkulationsverluste auf die Fernwärmerücklauftemperatur

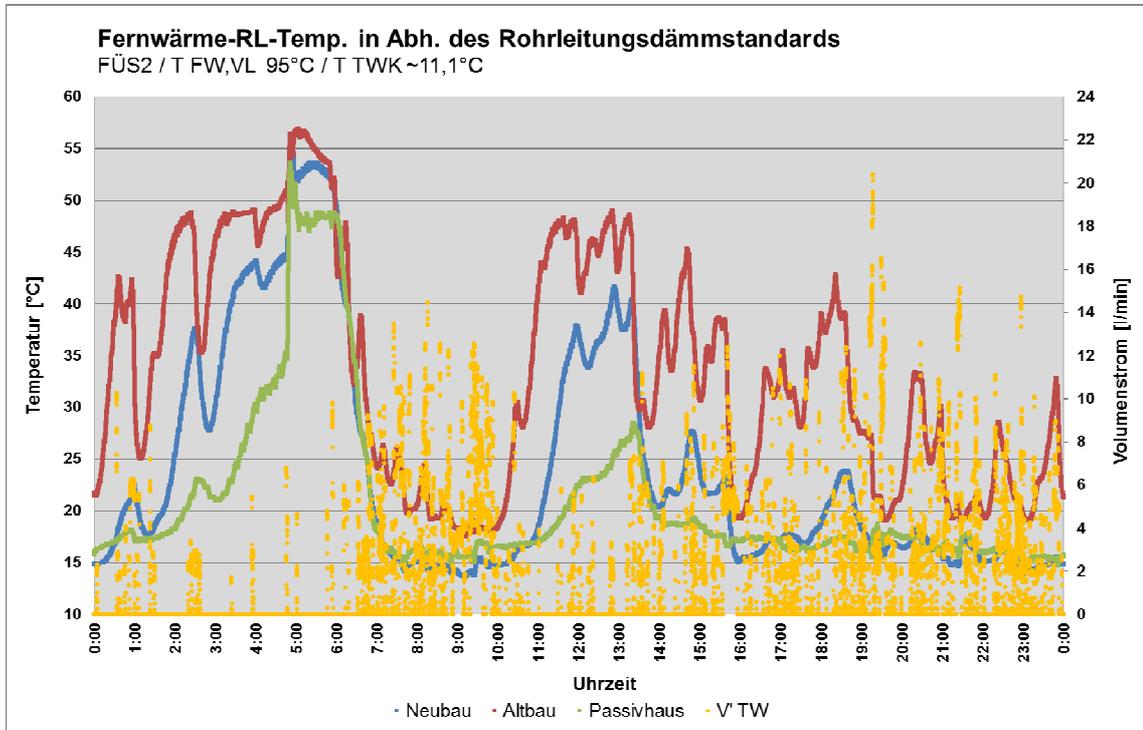


Abb. 3.99 FÜS2 – Verläufe der Fernwärmerücklauftemperaturen (T_{FW,VL} 95°C)

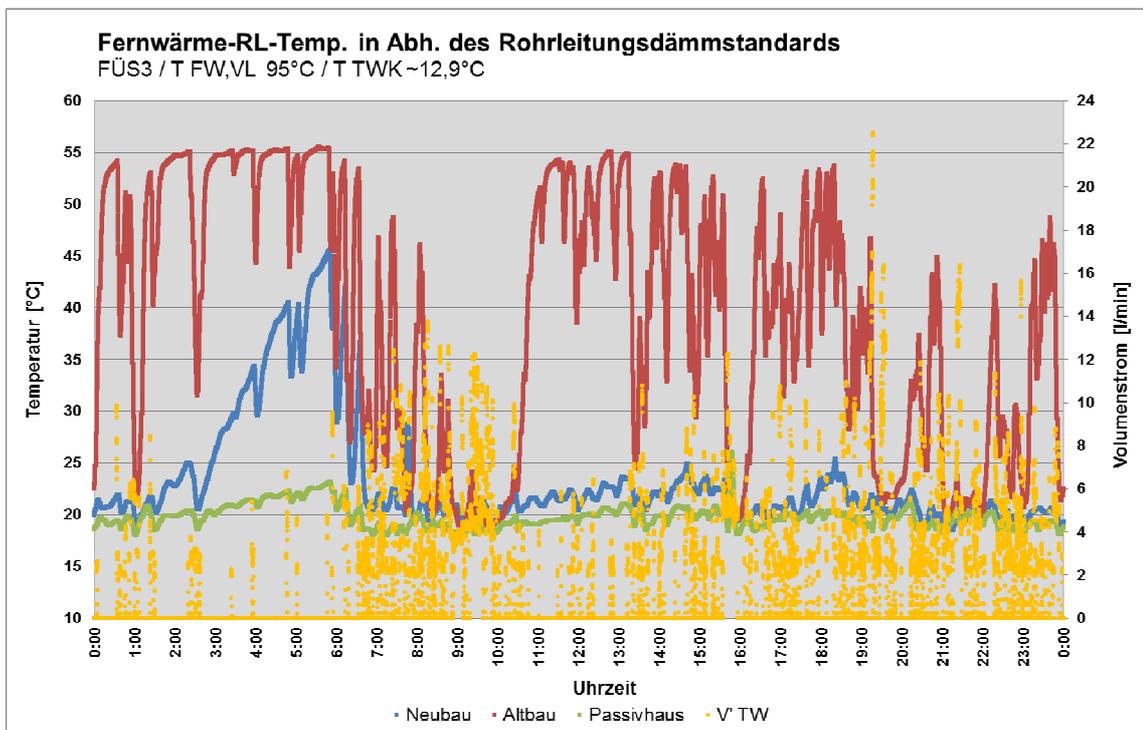


Abb. 3.100 FÜS3 – Verläufe der Fernwärmerücklauftemperaturen (T_{FW,VL} 95°C)

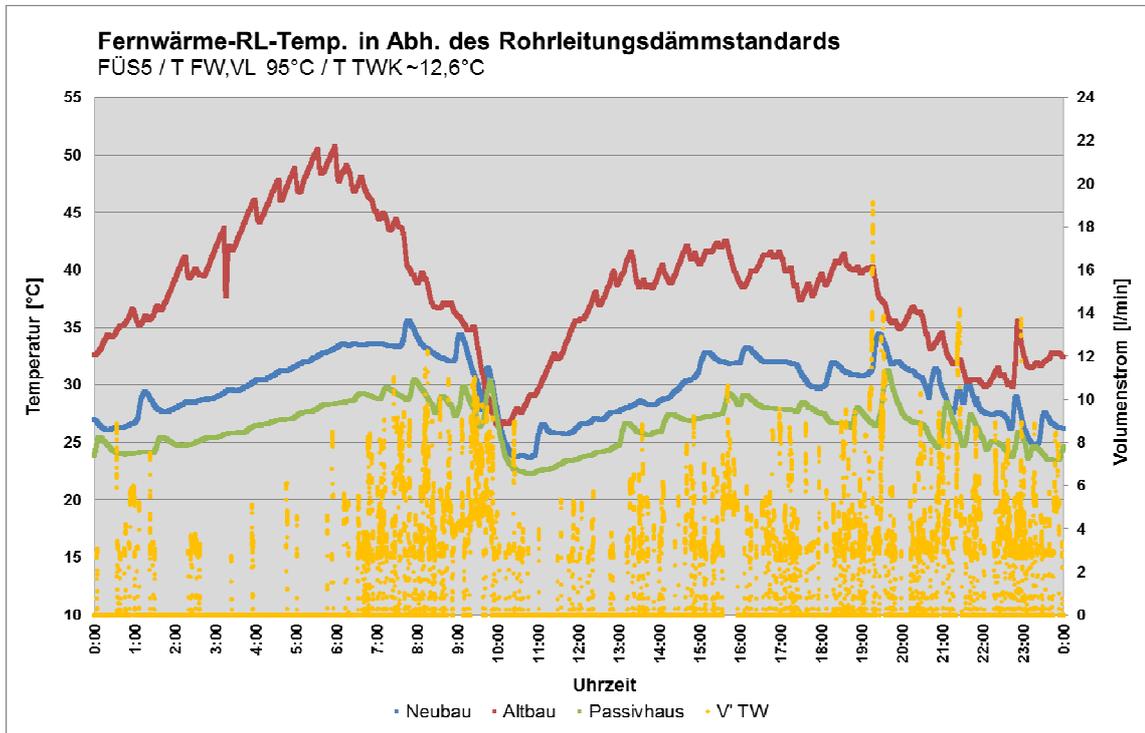


Abb. 3.101 FÜS5 – Verläufe der Fernwärmerücklauftemperaturen (T FW,VL 95°C)

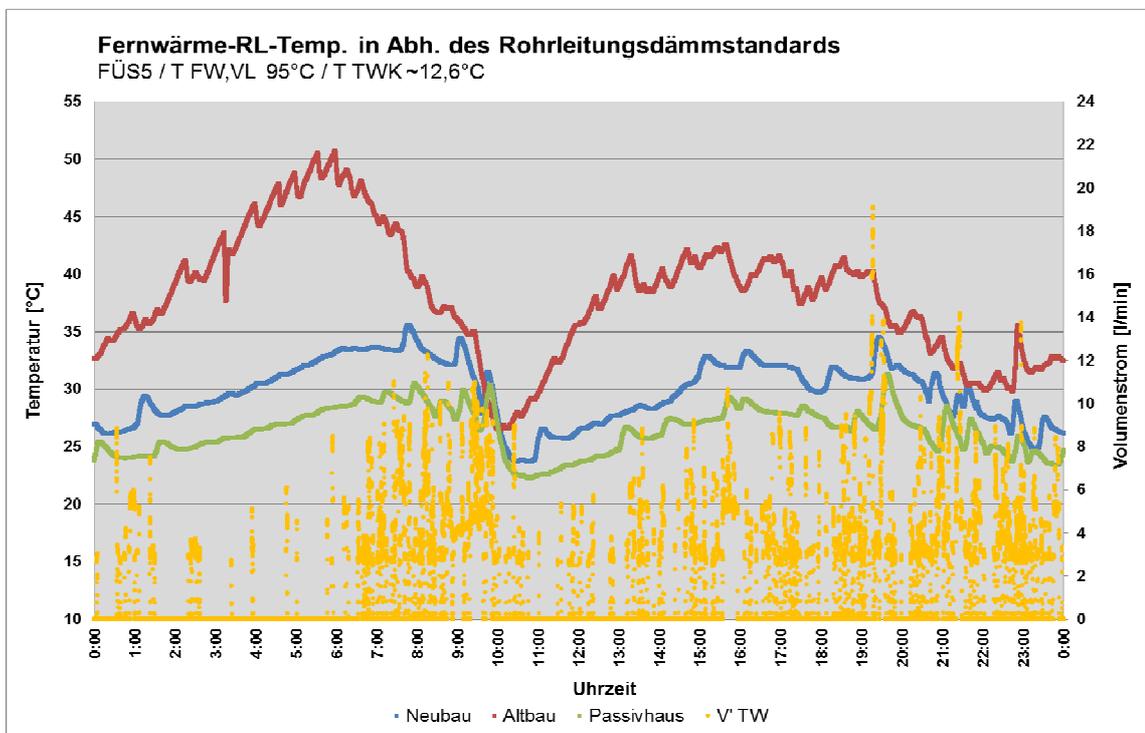


Abb. 3.102 FÜS6 – Verläufe der Fernwärmerücklauftemperaturen (T FW,VL 95°C)

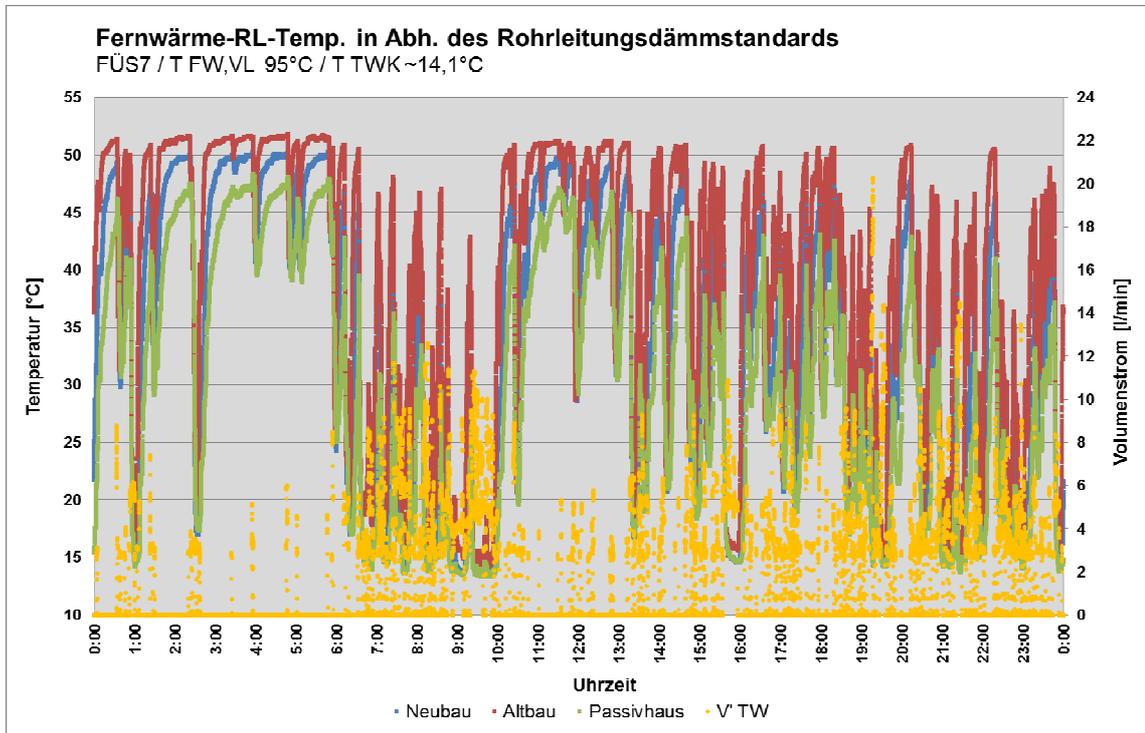


Abb. 3.103 FÜS7 – Verläufe der Fernwärmerücklauftemperaturen (T FW,VL 95°C)

Abb. 3.99 bis Abb. 3.108 belegen klar, dass die Rücklauftemperatur aller getesteter Systeme mit dem Zirkulationsvolumenstrom sinkt: je niedriger der Zirkulationsvolumenstrom, umso niedriger die TWE-Rücklauftemperatur.

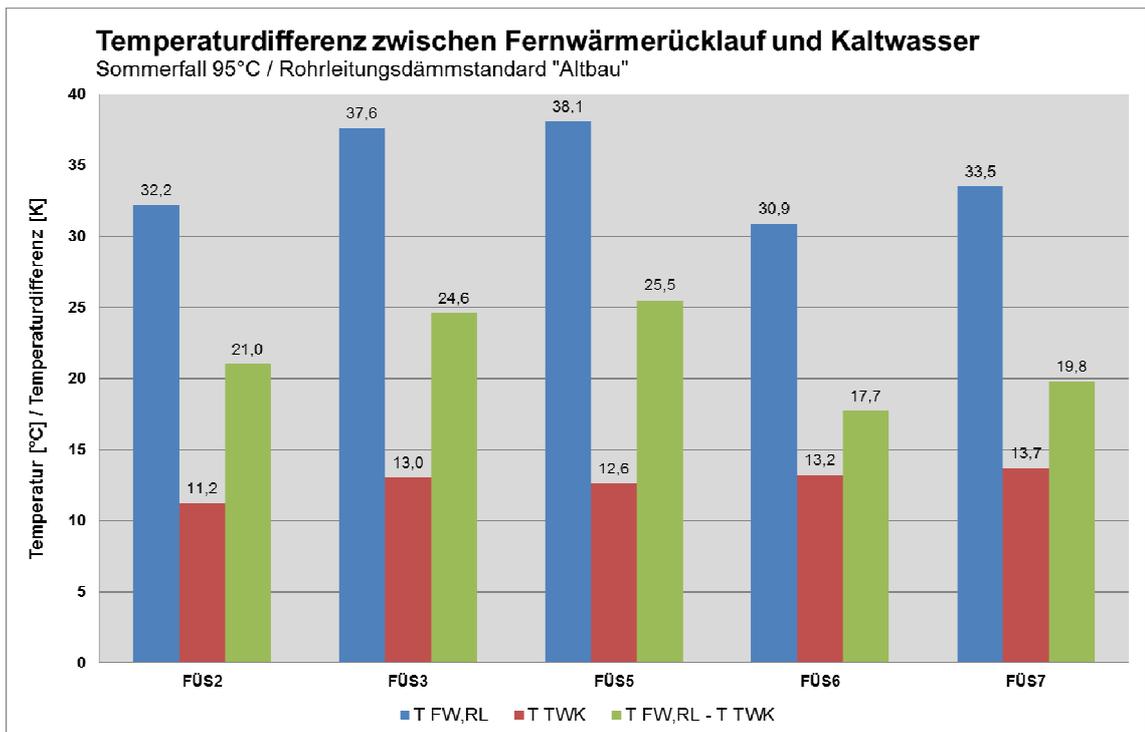


Abb. 3.104 Vergleich aller Fernwärmerücklauftemperaturen (T FW,VL 95°C, Altbau)

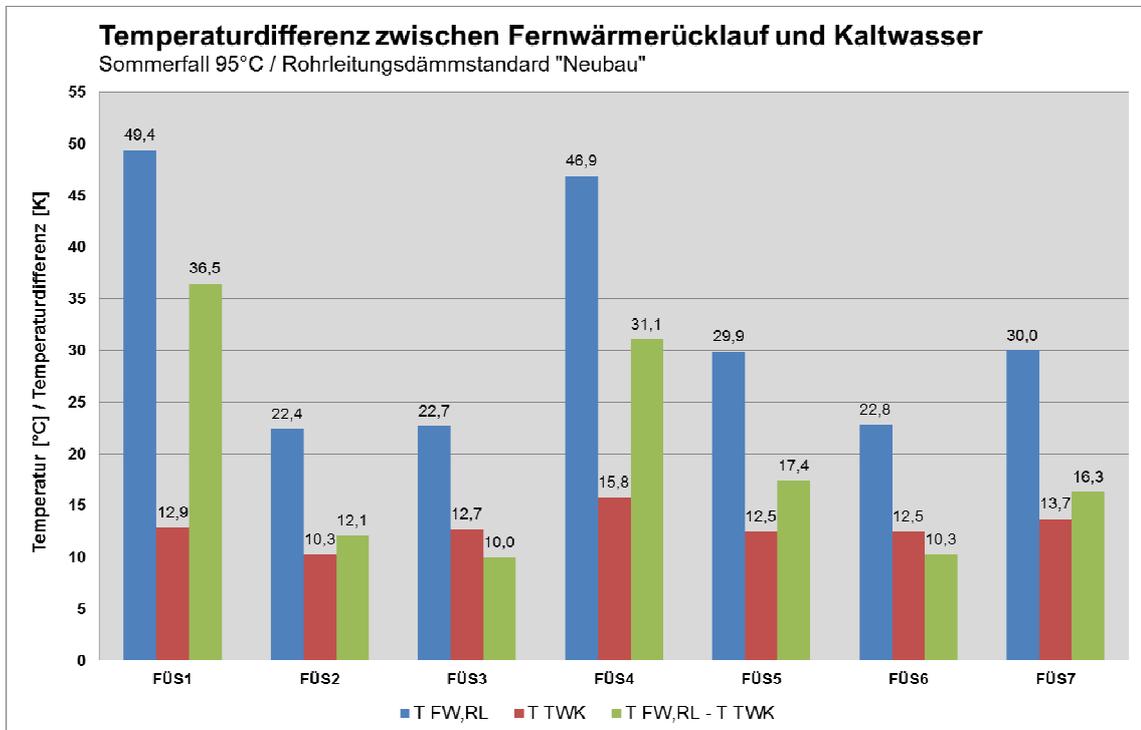


Abb. 3.105 Vergleich aller Fernwärmerücklauftemperaturen (T FW,VL 95°C, Neubau)

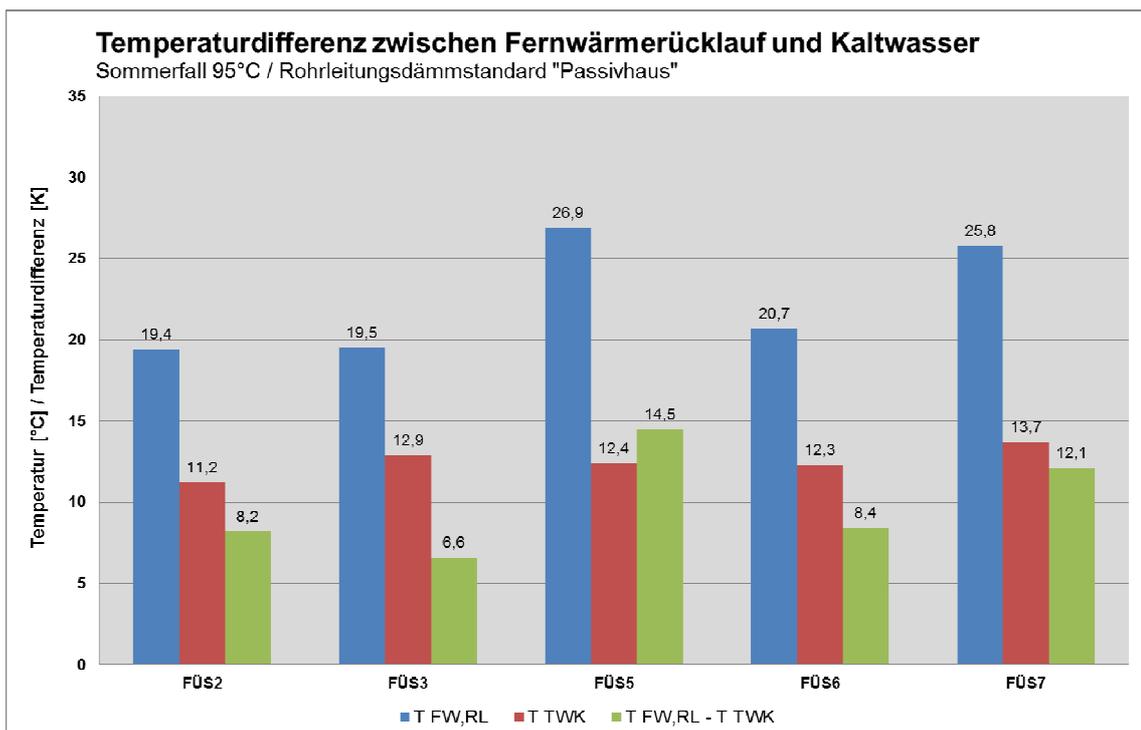


Abb. 3.106 Vergleich aller Fernwärmerücklauftemperaturen (T FW,VL 95°C, Passivhaus)

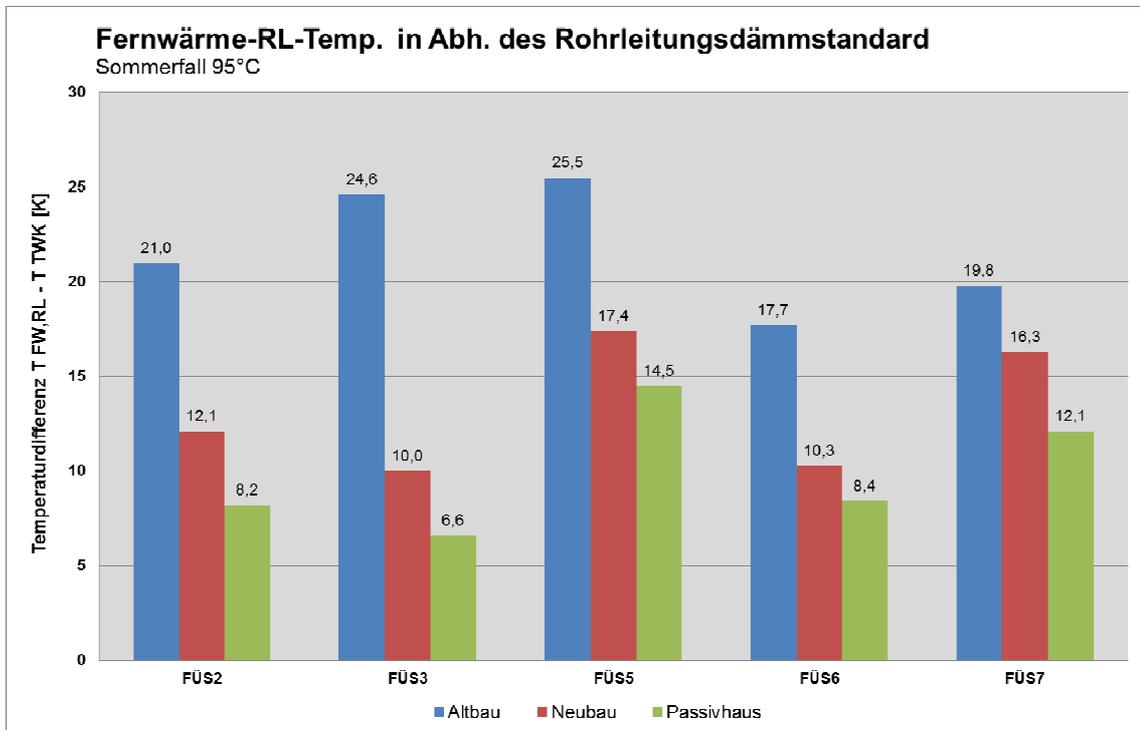


Abb. 3.107 Vergleich aller Fernwärmerücklauftemperaturen (T FW,VL 95°C)

3.2.10 Betriebsverhalten der Wasserstrahlpumpe

Im nachfolgenden wird das Betriebsverhalten der Wasserstrahlpumpe im FÜS7 für den Sommerfall bei T FW,VL 80°C untersucht. Dabei werden der Differenzdruck, der Zirkulationsvolumenstrom und die Zapfung variiert.

Strahlpumpe + Antrieb und Regler: Fabrikat Bälz

Wärmetauscher: 2 x SWEP B25 x 50 (seriell durchströmt)

Zapfprofil auf- und absteigend in den Schritten:

0 l/min - 5 l/min – 10 l/min – 20 l/min – 30 l/min – 20 l/min – 10 l/min – 5 l/min – 0 l/min

Es wird abgewartet bis die Warmwasseraustrittstemperatur +/- 1 K Abweichung von 60°C hat.

Betriebsverhalten:

Obwohl der Sommerfall mit der niedrigen Fernwärmetemperatur von 80°C aus Sicht des Beimischverhältnisses den einfachsten Betriebszustand für die Strahlpumpe darstellt, kommt es dennoch zu Abweichungen von ca. +/- 5 K von der gewünschten Warmwasseraustrittstemperatur mit 60°C (Komforteinbuße bzw. Verkalkungsprobleme)

Bei der Erhöhung der Zapfung von 10 l/min auf 20 l/min ist ein deutlicher Einbruch der Warmwasseraustrittstemperatur von 5 K festzustellen, analog dazu der Anstieg bei entsprechender Reduzierung. Es dauert ebenso einige Minuten bis die 60°C schließlich erreicht sind, umgekehrt vergehen auch einige Minuten bis die Temperaturüberschreitung von ca. 5 K wieder abgeklungen ist.

Der Einfluss der unterschiedlichen Zirkulationsvolumenströme ist gering.

Der höhere Differenzdruck verursacht teilweise Schwingungen und nicht wie erwartet ein verbessertes, stabileres Regelverhalten.

Weitere Betrachtungen, wie sich das Regelverhalten bei unterschiedlicher Fernwärmeverlauftemperatur verhält, wären ein interessanter Aspekt für nachfolgende Untersuchungen.

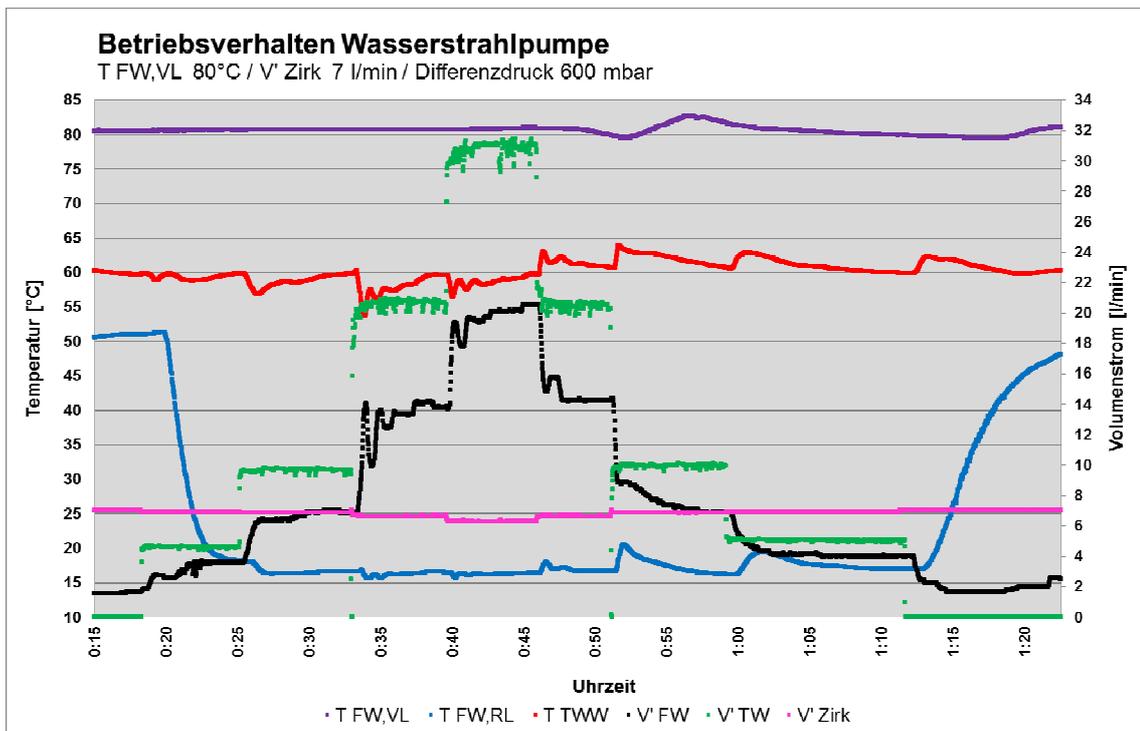


Abb. 3.108 Betriebsverhalten Wasserstrahlpumpe (T FW,VL 80°C, V' Zirk 7 l/min, dp 600 mbar)

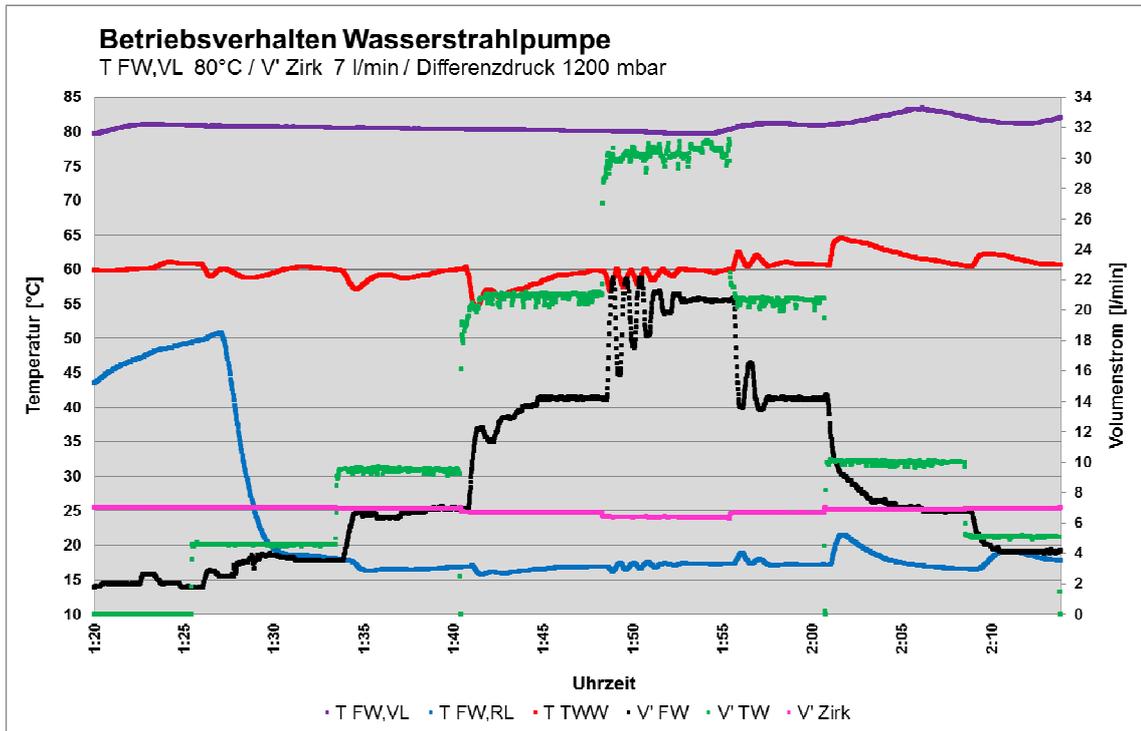


Abb. 3.109 Betriebsverhalten Wasserstrahlpumpe (T FW,VL 80°C, V' Zirk 7 l/min, dp 1200 mbar)

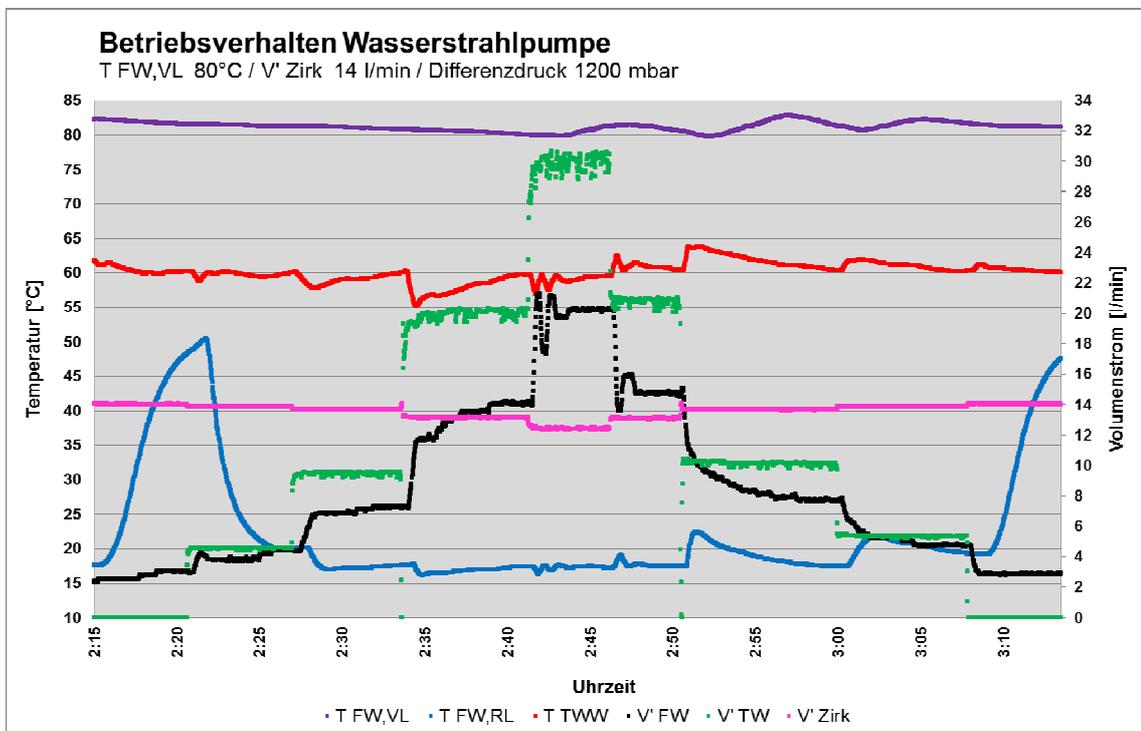


Abb. 3.110 Betriebsverhalten Wasserstrahlpumpe (T FW,VL 80°C, V' Zirk 14 l/min, dp 1200 mbar)

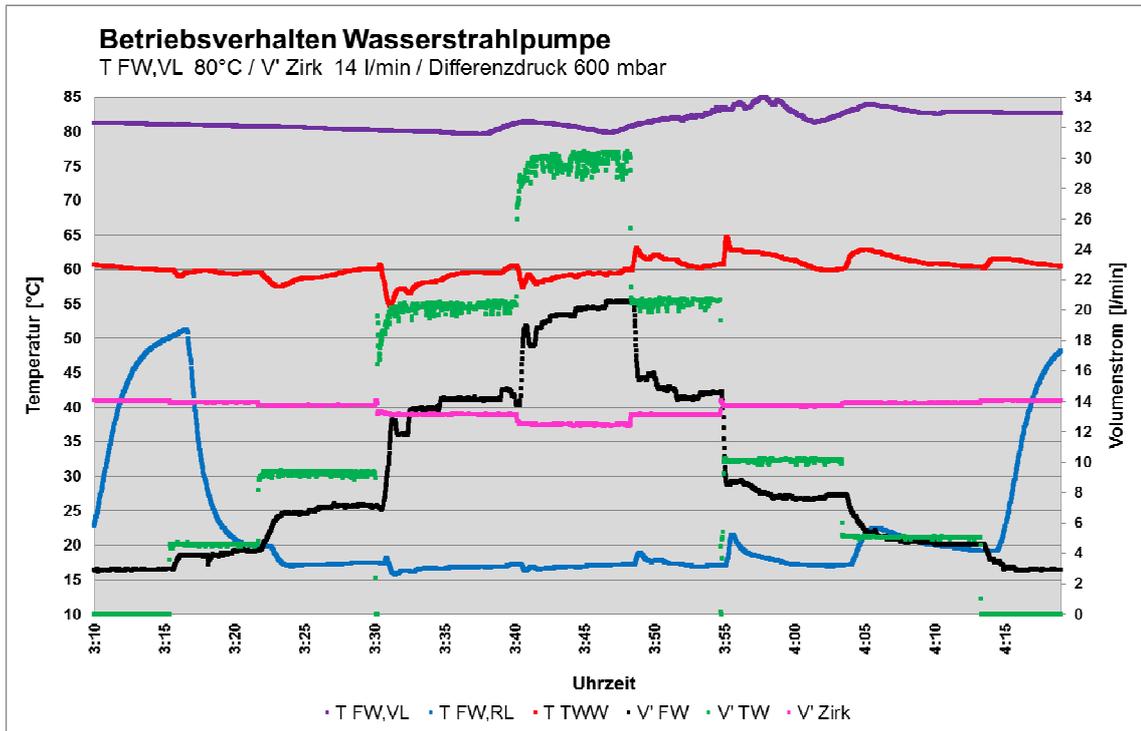


Abb. 3.111 Betriebsverhalten Wasserstrahlpumpe (T FW,VL 80°C, V' Zirk 14 l/min, dp 600 mbar)

3.2.11 Weitere Beobachtungen

Schlecht bzw. ungleichmäßig durchströmter Wärmeübertrager

Durch die Überdimensionierung werden bei kleinen Volumenströmen nur die ersten Platten durchströmt, da Wasser den Weg des geringsten Widerstandes nimmt.

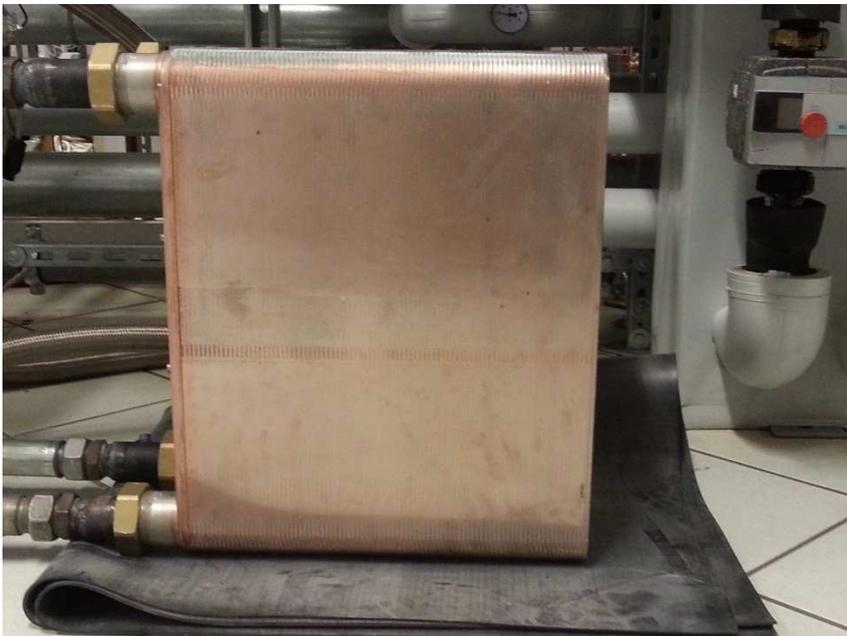


Abb. 3.112 Plattenwärmeübertrager (Auskühlstufe) SWEP B120THx180

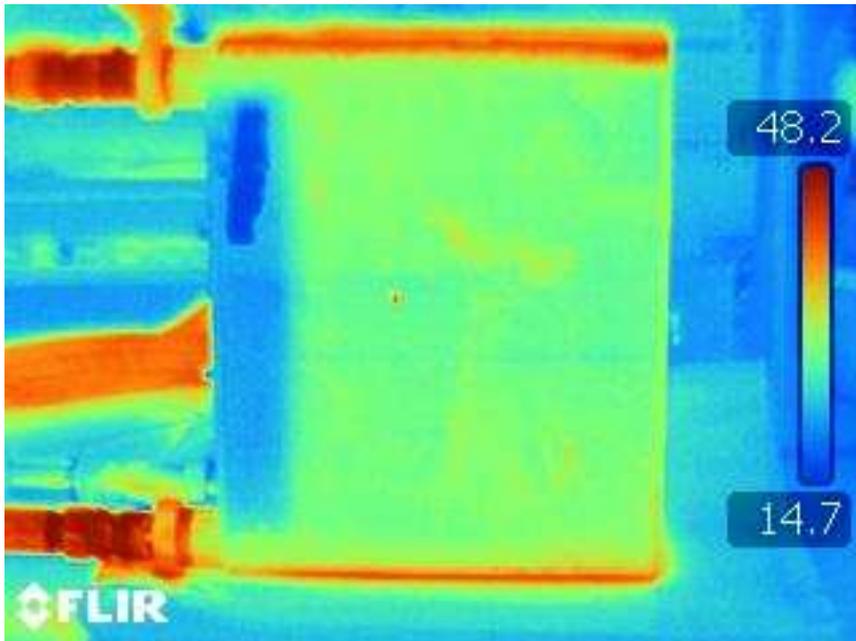


Abb. 3.113 Plattenwärmeübertrager (Auskühlstufe) bei Kaltwasserzapfung ca. 10 l/min (Durchströmung von oben nach unten)

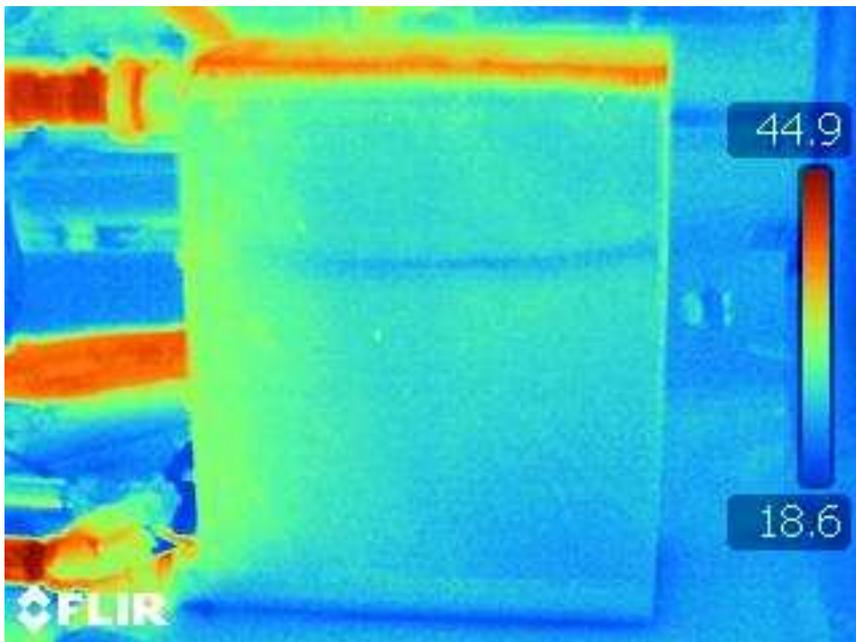


Abb. 3.114 Durchströmung des Plattenwärmeübertrager (Auskühlstufe) im Zirkulationsbetrieb fernwärmeseitig mit ca. 1,5 l/min

3.2.11.1 Bewertung der verschiedenen Systeme im Hinblick auf die Anforderungen zur Trinkwasserhygiene gemäß DIN EN 1717

Bisher wurden die geprüften Fernwärmeübergabestationen nur in Bezug auf die Fernwärmerücklauftemperatur beurteilt. Der direkte Anschluss der Systeme an Fernwärmewasser, das nicht sicher der Kategorie 3 nach DIN EN 1717 zugeordnet werden kann, würde einen Zwischenkreis für die Stationen FÜS2, FÜS4, FÜS6, FÜS7 und auch für das Speicherlademodul FÜS1 erfordern. Dieser hätte einen erhöhten baulichen, investiven und regelungstechnischen Aufwand zur Folge. Durch die Systemtrennung erhöhen sich die Grädigkeiten am Wärmeübertrager und es kommt zu einem Anstieg der Fernwärmerücklauftemperatur. Bei optimaler Auslegung und Ausführung kann mit einer Erhöhung der Rücklauftemperatur von 7 K ausgegangen werden, reelle Werte dürften wohl eher im Bereich von 10 K bis 15 K gegenüber den bisherigen Rücklauftemperaturen liegen. Dies unterstreicht die hohe Bedeutung einer Einordnung von Fernwärmewasser in Kategorie 3.

3.2.11.2 Vorwärmstufen

Vorwärm- bzw. Auskühlstufen sind einfache Maßnahmen um die Fernwärmerücklauftemperatur abzusenken. Durch die serielle Verschaltungen (Kaskadierung) der Wärmetauscher wird eine höhere Auskühlung bzw. Vorwärmung gegenüber einem einzelnen Wärmetauscher erzielt.

Je nach Betriebsweise sollten aber auch Nachteile aus hygienischer Sichtweise oder der Verkalkungsproblematik nicht verschwiegen werden.

- Werden zusätzliche Leitungswege zur Erwärmung benötigt, kann es zu Stagnation von Trinkwasser im warmen Heizraum zum Teil über viele Stunden bei idealen Temperaturen für das Legionellenwachstum kommen. Zusätzliche Rohrleitungen sollten daher so kurz wie möglich gehalten werden.
- Um die gewünschte Warmwasseraustrittstemperatur am Ausgang der Vorwärmstufe zu erreichen, muss die Durchladung mit einer Übertemperatur betrieben werden, was wiederum zusätzlichen Energieaufwand bedeutet und erhöhten Kalkausfall mit sich bringt.
- Bei Durchflusssystemen tritt die Durchströmung der Vorwärmstufen diskontinuierlich auf, d.h. die Heizungsseite des Wärmetauschers wird ständig durchströmt, die Wasserseite nur bei Zapfung. Somit wird im Zirkulationsbetrieb über die Heizungsseite stets Wärmeenergie mit ca. 56 °C zugeführt, welche in Kombination mit dem stehenden Trinkwasser einen erhöhten Kalkausfall mit sich bringen kann.
- Höhere Investitionskosten.

Wegen der im DVGW-Arbeitsblatt W551 geforderten Verpflichtung, Vorwärmstufen mit einem Speicherinhalt ≥ 400 l einmal täglich auf 60°C aufzuheizen, sollte diese Volumengrenze nach Möglichkeit unterschritten werden.

3.2.11.3 Maßnahmen zur Minderung der Verkalkungsgefahr

- Permanente und turbulente Durchströmung der Wärmeübertrager (Trinkwasser muss fließen)
- Die Oberflächentemperaturen am Trinkwasserwärmetauscher so gering wie möglich halten ($< 65^{\circ}\text{C}$)
- Warmwasseraustrittstemperatur nicht über 60°C (Fühlerposition und Regelverhalten der Anlage)

3.2.11.4 Allgemeine Verbesserungsmöglichkeiten

- Die Wärmedämmung der heißen und warmen Leitungen bei den geprüften Fernwärmeübergabestationen sollten allgemein verbessert werden.
- Positionierung der Temperaturfühler (Tauchfühler im Kernstrom usw.)
- Höhere Genauigkeit der Temperatursensoren (Genauigkeit mit Abweichungen von bis zu ± 2 K)
- Richtige Dimensionierung der Ventile und Wärmetauscher

Die geprüften Fernwärmeübergabestationen wurden bestmöglich auf die Referenz-Tageslastprofile angepasst und eingestellt, dementsprechend wurden teilweise Ventile, Strahlpumpen und Wärmeübertrager ausgetauscht. Die geprüften Test-Stationen wurden teilweise durch die genaue Messergebnisse des Prüfstands und zum Teil durch externe Messtechnik überarbeitet, neu eingestellt und optimiert. Auch wurden die Regelkomponenten bestmöglich an die Tageslastprofile entsprechend der ersten Messergebnisse angepasst (PID-Anteile, Vorhaltezeit TV, Nachstellzeit TN, usw...).

Durch aktive Kühlung wurde die Lufttemperatur im Labor im Bereich von 23°C bis 25°C gehalten, um für alle geprüften Fernwärmeübergabestationen annähernd gleiche Umgebungsbedingungen im Hinblick auf die die Wärmeverluste zu erhalten.

Ohne die dargestellte schrittweise Optimierung der geprüften Anlagen sowie der im praktischen Einsatz stets zu erwartenden veränderten Betriebszustände

können in bei Einsatz derselben Anlagen in der Praxis deutliche Abweichungen zu den auf dem Prüfstand gemessenen Werten entstehen.

Die sieben getesteten Stationen wurden auf dem Prüfstand unter weitgehend vergleichbaren Bedingungen getestet. Als größte, kaum beeinflussbare Variable bei den Versuchen stellte sich jedoch die Temperatur des zufließenden Kaltwassers heraus. In Abb. 105 ist der jahreszeitliche Verlauf der volumetrisch gemittelten Kaltwassertemperatur während der Testreihen und den teilweise nachfolgenden Sondermessungen abgebildet. Dieser kann in einem Bereich von ca. 10 °C im Winter und bis zu ca. 18 °C in den Sommermonaten liegen. Eine minimale Dauerentnahme am Versuchsstand kurz vor dem Volumenstromsensor verhinderte die Erwärmung durch Stagnation in den „warmen“ Räumlichkeiten. Eine konstante Kaltwasserzulauftemperatur in die Test-Stationen wäre nur mit aktiver Kühlung in Form einer Kältemaschine möglich gewesen, was einen unverhältnismäßigen Aufwand bedeutet hätte.

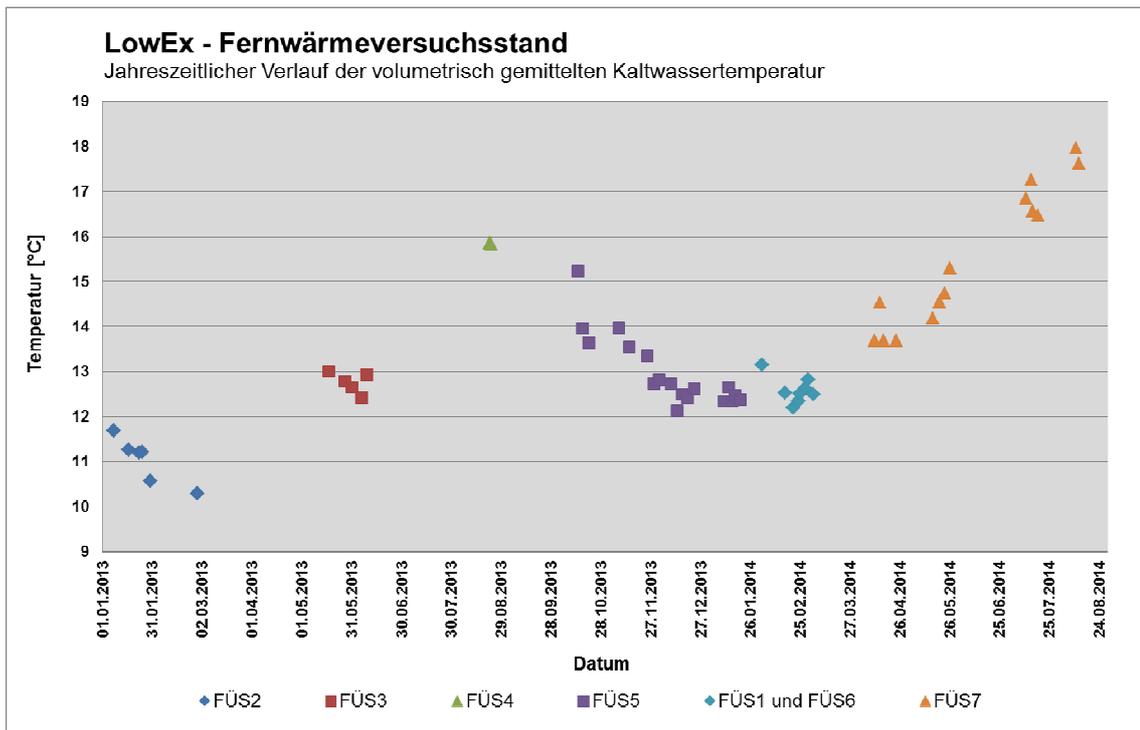


Abb. 3.115 Jahreszeitlicher Verlauf der volumetrisch gemittelten Kaltwassertemperatur

Durch den kalten Winter liegen die Kaltwassertemperaturen bei FÜS2 zwischen ca. 10 und 12 °C mit deutlichem Abstand am niedrigsten.

Die Kaltwassertemperatur der LowEx-Messungen von FÜS3, FÜS5 und FÜS6 liegen jeweils zwischen ca. 12 und 13 °C und sind somit direkt miteinander vergleichbar. Die ersten höheren Temperaturen von FÜS5 (>13 °C) wurden während des Auswahlverfahrens der besten Punef-Schaltung gemessen, also nicht direkt im Rahmen der LowEx-Messzyklen.

Die Kaltwassertemperatur der LowEx-Messungen von FÜS4 liegt bei ca. 16 °C, die von FÜS7 liegen zwischen ca. 13,5 und 15,5 °C und somit über den Zulauftemperaturen der anderen Test-Stationen. Die ansteigenden Temperaturen ab dem 25.06.2014 zeigen nur den weiteren jahreszeitlichen Verlauf und sind nur in hier nicht untersuchten Sondermessreihen gemessen worden.

Der Einfluss der Kaltwassertemperatur auf die benötigte Energiemenge für die Warmwasserbereitung bzw. der Rücklauftemperatur hängt weiterhin von den jeweiligen Auslegungsbedingungen der jeweiligen Test-Stationen (z.B. Wärmetauscherlegung) ab. D.h. eine um 2 K niedrigere Kaltwassertemperatur führt nicht zwangsläufig zu einer um 2 K niedrigeren Rücklauftemperatur, da bei niedriger Zulauftemperatur auch mehr Heizwasser verwendet werden muss als bei wärmerem Zulauf. Eine Bereinigung der Messergebnisse hinsichtlich unterschiedlicher Kaltwassertemperaturen war somit mit vertretbaren Mitteln nicht möglich.

3.3 Messungen und Optimierungsmaßnahmen an TWE-Systemen nach SWM-Typ 8

3.3.1 Ausgangssituation

Im Rahmen und im Umfeld der Dampfnetzumstellung wurden von den Stadtwerken München im Zeitraum etwa zwischen 2005 bis 2012 über 200 Trinkwassererwärmungs-Systeme als direkt angeschlossene externe Speicherladesysteme nach folgendem Schema installiert, in der SWM-Nomenklatur Typ 8 genannt:

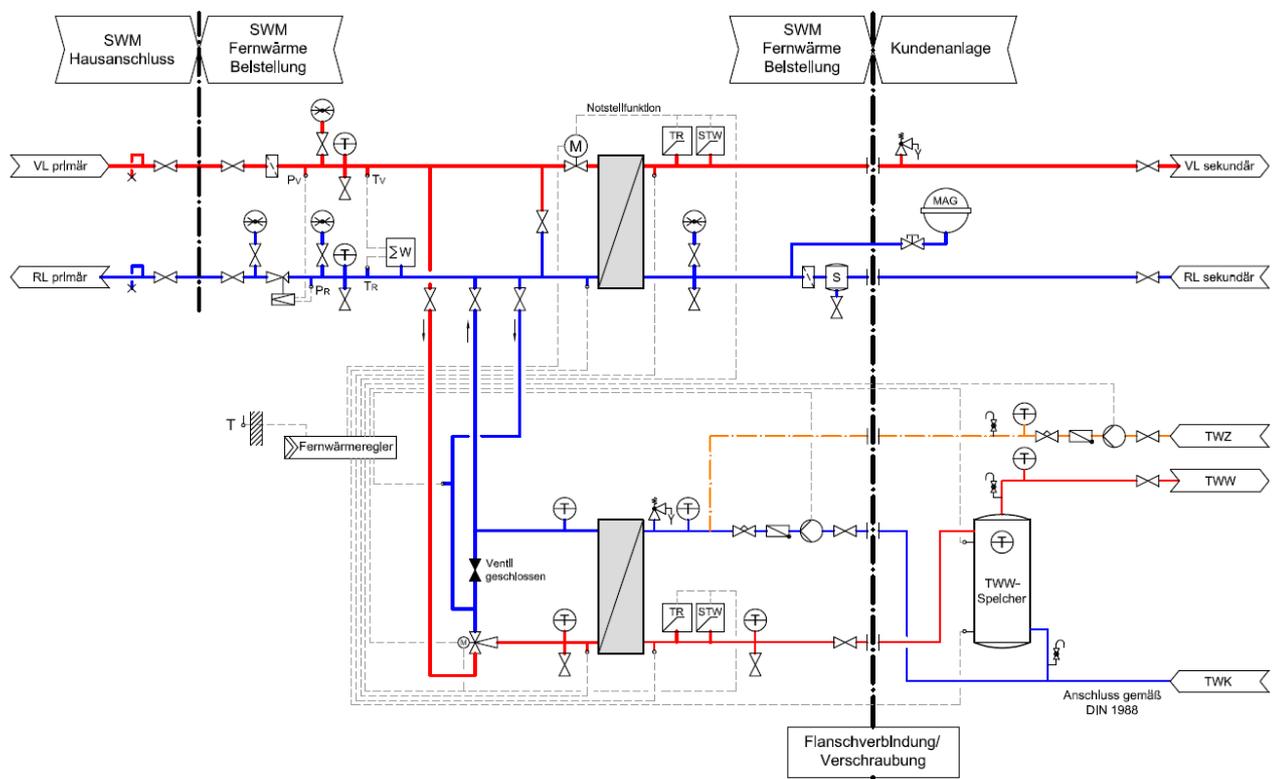


Abb. 3.116 Direkt angeschlossenes externes Speicherladesystem SWM Typ-8

Die wesentlichen Fortschritte dieses Systems gegenüber den bis dahin gebräuchlichen sekundärseitig angeschlossenen Speichersystemen mit innenliegendem Heizbündel und Zirkulationseinbindung in den Speicher sind:

- Hohe primäre Vorlauftemperaturen und Umgehung von Wärmetauscher-Grädigkeiten durch direkten Anschluss an die Fernwärme
- Reduzierte Verkalkungsneigung durch primärseitige Beimischeinrichtung mit Wasserstrahlpumpe
- Schichtung im Speicher wird nicht durch Zirkulationseinbindung gestört, damit geringere Ladezeiten

- Kein Heizbündel mehr im Speicher, damit zur Entkalkung kein Ablassen des Speichers mehr nötig, keine hygienisch bedenkliche Niedertemperaturzone unterhalb des Heizbündels.

3.3.2 Erkannte Probleme der Typ-8 Schaltung

Die sogenannte Auskühlleitung vom Primärrücklauf des Heizwärmetauschers zur Ansaugleitung der Wasserstrahlpumpe, die es bei Heizungsbetrieb ermöglichen sollte, der Wasserstrahlpumpe energiereicheres Heizungsrücklaufwasser statt des Rücklaufwassers aus dem Ladewärmetauscher zur Verfügung zu stellen, wurde bereits frühzeitig als tendenziell kontraproduktiv identifiziert. Denn einen Zusatznutzen liefert diese Leitung nur in einem sehr engen Temperaturfenster zwischen 56° C (diese Temperatur liegt im Rücklauf aus dem Ladetauscher jedoch ohnehin fast gantzätig vor) und 61° C (wärme res Beimischwasser ist zur Erzielung einer Mischtemperatur von ca. 61° prinzip iell ungeeignet).

Die „Auskühlleitung“ würde also allenfalls mit einer aufwändigen automatischen Umschaltregelung Sinn ergeben, nicht aber bei starr eingestellten Ventilen.

Deshalb war sie bei den meisten untersuchten Typ-8 Anlagen bereits geschlossen, in den jüngsten Anlagen dieser Bauart wurde sie bereits werksseitig weggelassen.

Systembedingt kann die Schaltung nach Typ-8 Rücklauftemperaturen unter 55° C nur zu den Ladezeiten erreichen. Außerhalb der Ladezeiten kann die Rücklauftemperatur nicht unter die Zirkulations-Rücklauf-Temperatur (55° C) fallen.

Begleitende Messungen zeigten jedoch, dass auch während der Ladzeiten allenfalls für sehr kurze Zeitintervalle Rücklauftemperaturen unter 30° C erreicht wurden und die Ladezeiten deutlich über der rechnerischen einmaligen Speicherumwälzung lagen. In einigen Fällen schaltete die Ladung über 24 Stunden gar nicht aus und lief im Dauerbetrieb mit Rücklauftemperaturen über 55° C.

Ein erster Grund für diese langen Ladezeiten konnte in der Überlastung des Ladewärmetauschers durch gleichzeitige Durchströmung mit Ladestrom und Zirkulationsstrom gefunden werden.

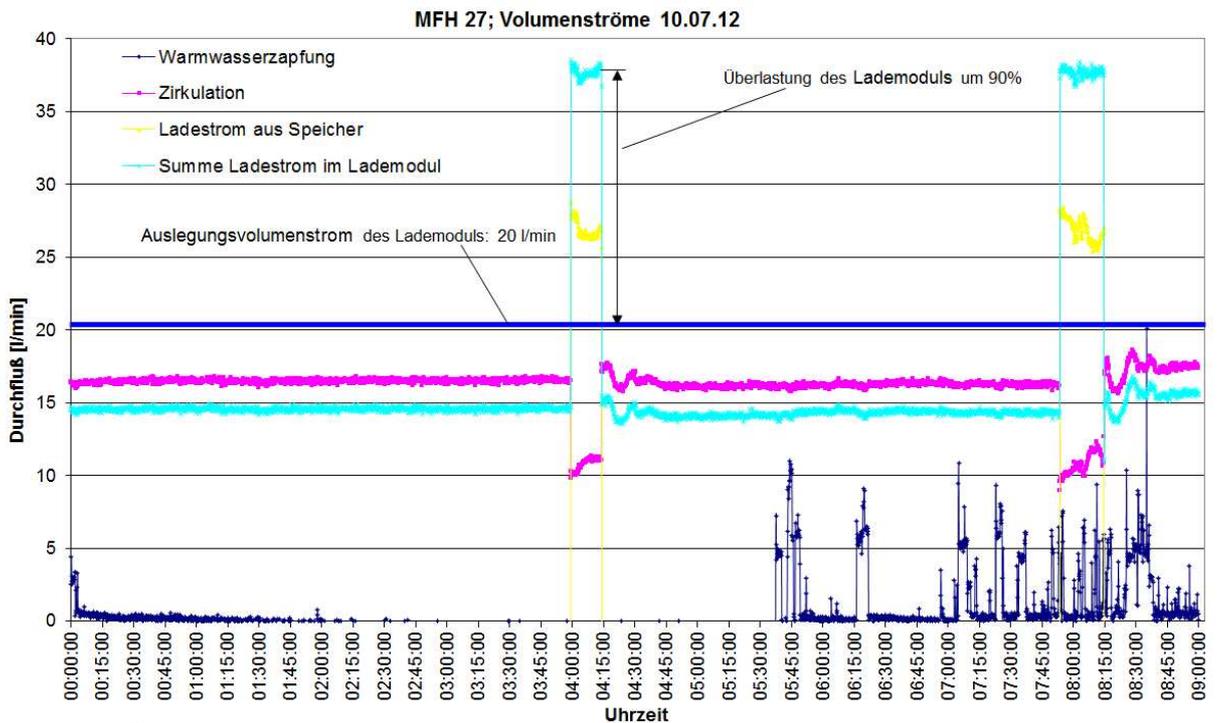


Abb. 3.117 Überlastung des Lademoduls während der Speicherladung

Bei Einschalten der Ladepumpe reduziert sich der Zirkulationsstrom zwar durch Verdrängung von ca. 16 auf ca. 11 l/min, da er im Ladesystem hinter dem Volumenstrombegrenzer eingebunden ist, addiert er sich während der Speicherladung aber dennoch auf Werte deutlich über dem Auslegungsvolumenstrom des Speicherladesystems (im vorliegenden Fall 20 l/min).

In einigen Fällen konnte gezeigt werden, dass der für diese Überlast erforderliche rechnerische Primärvolumenstrom unter Berücksichtigung der sich einstellenden Spreizung oberhalb des am Volumenstrombegrenzer eingestellten Maximalvolumenstroms liegt und selbst ohne jeden Heizbetrieb nicht zur Verfügung steht.

Aber auch bei ausreichender Einstellung des Volumenstrombegrenzers zeigt sich das Ladesystem nicht in der Lage, den Ladestrom auf die erforderlichen 60°C zu erwärmen.

Folglich wird der Speicher zu Beginn des Ladezyklus mit Temperaturen unterhalb von 60°C beladen, die Schichtung im Speicher wird durch natürliche Konvektion gestört, der Speicher durchmischt. Da das Abschaltkriterium des Lademoduls „60°C am unteren Speicherfühler“ lautet, muss das unter 60-gradige Speicherwasser im zweiten Teil des Ladezyklus noch einmal erwärmt werden. Die Rücklauftemperatur aus dem Ladesystem liegt in diesem Zeitraum zwangsläufig oberhalb von 50°C.

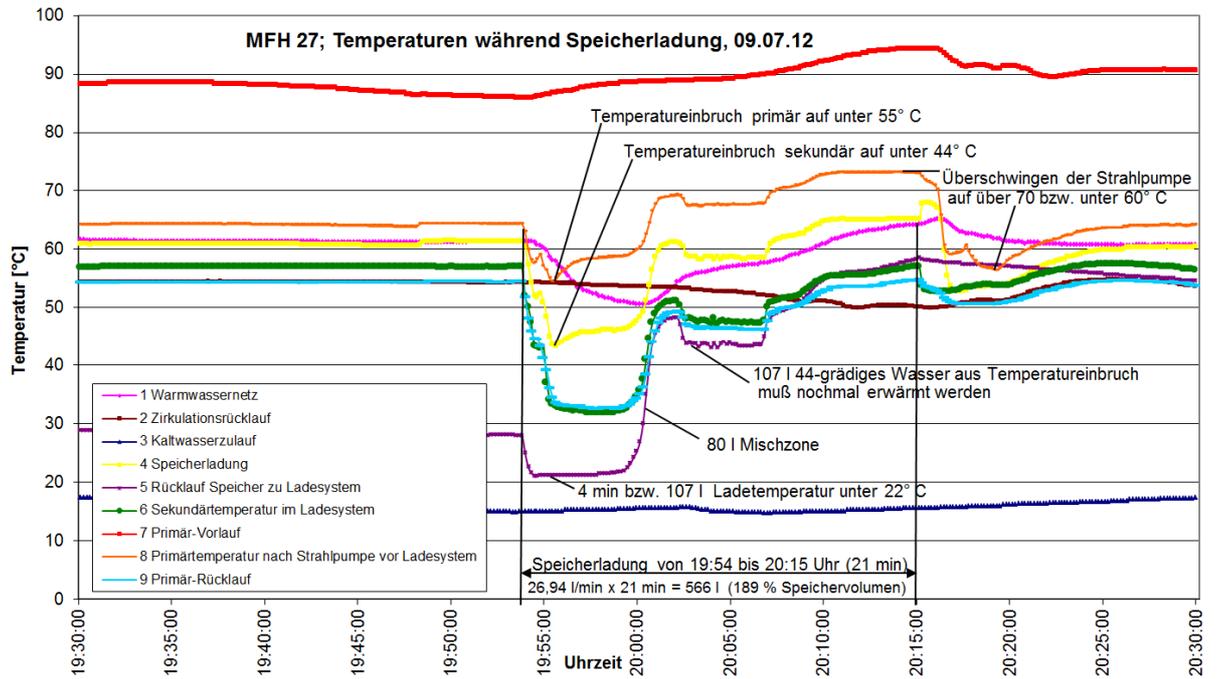


Abb. 3.118 Messtechnischer Nachweis von Temperatureinbruch zu Beginn des Ladezyklus

3.3.3 Vermeidung von Ladekreisüberlastung durch Zirkulationsabschaltung

Als erste Abhilfemaßnahme gegen dieses Phänomen wurde über den Samson-Regler des Systems die Zirkulation während der Speicherladung ausgeschaltet.

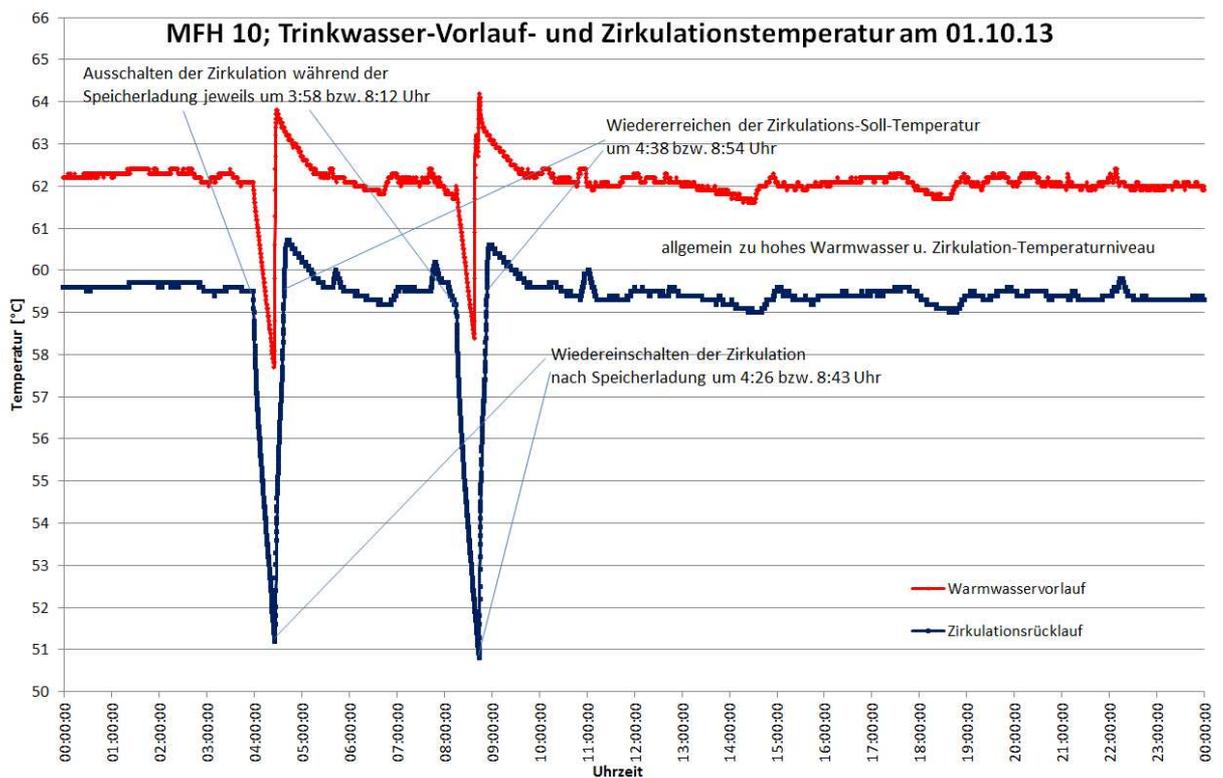


Abb. 3.119 Messtechnische Überprüfung der Erholung von Zirkulation nach Abschaltung

Abb. 3.119 zeigt, dass die Zirkulationstemperatur durch die zeitweise Zirkulationsabschaltung lediglich auf 51°C sinkt und bereits 12 bzw. 11 Minuten nach Wiedereinschalten der Zirkulationspumpe ihre Solltemperatur von 5 K unter Warmwassertemperatur wieder erreicht. Die Zirkulationsabschaltung während des Ladezyklus erscheint somit in diesem Fall vertretbar. Dies sollte aber in jedem Einzelfall untersucht werden.

3.3.4 Thermostatventil ohne Hilfsenergie im Kaltwasserzulauf der Wasserstrahlpumpe

Da das Problem des Temperatureinbruchs zu Beginn des Ladezyklus damit noch nicht vollständig behoben war, wurde in einer TWE-Anlage gem. Typ 8 zusätzlich ein thermostatisches Drosselventil in den Kaltwasserzulauf der Wasserstrahlpumpe nachgerüstet. Bei Mischtemperaturen hinter der Wasserstrahlpumpe unterhalb von 61°C reduziert es den Kaltwasservolumenstrom zur Wasserstrahlpumpe und trägt so zur Stabilität der Mischtemperatur bei.

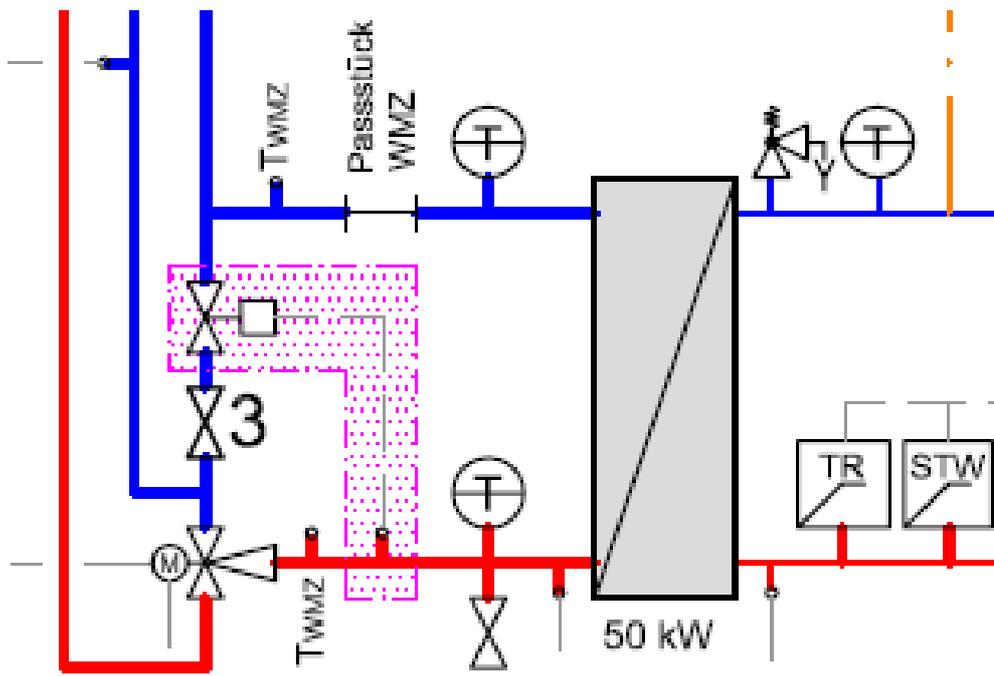


Abb. 3.120 Nachrüstung eines thermostatischen Regelventils ohne Hilfsenergie (magentafarbig, Samson Typ 2430 K) im Kaltwasserzulauf der Wasserstrahlpumpe

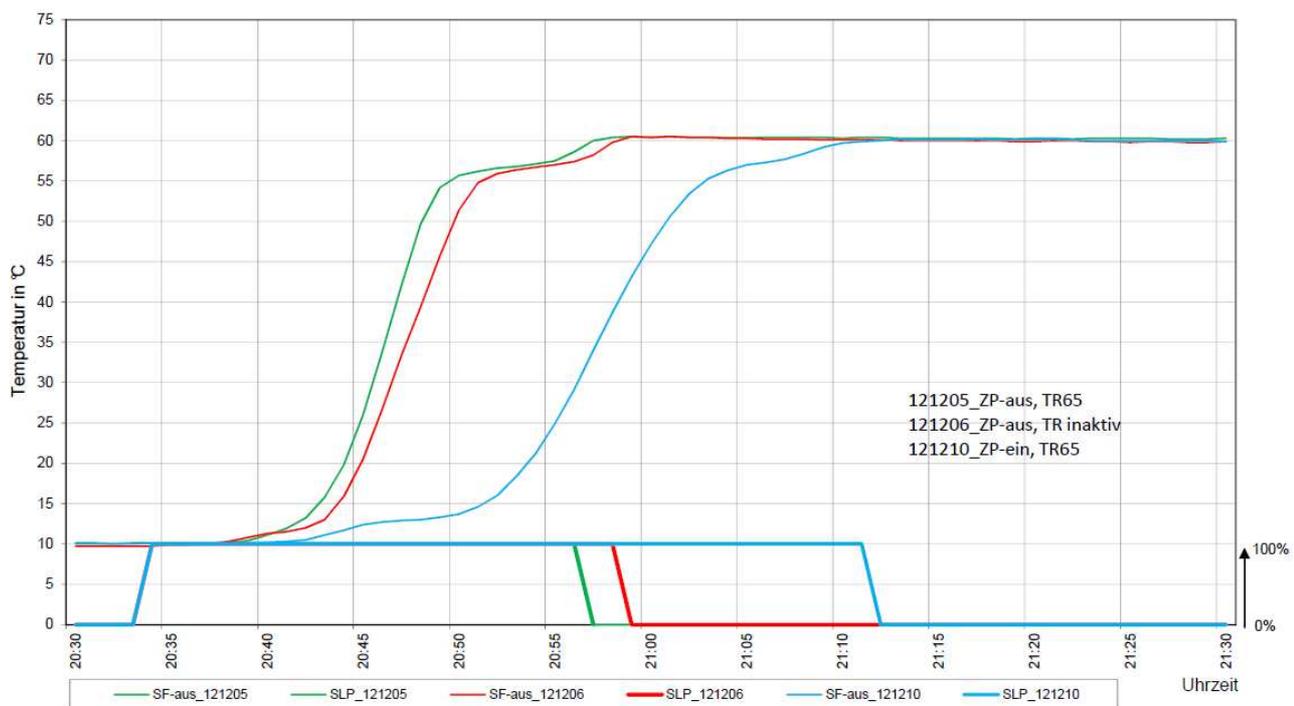


Abb. 3.121 Ladezyklen in MFH 10 bei verschiedenen Regelungsstrategien

In Abb. 3.121 sind drei Ladezyklen mit unterschiedlichen Regelungsstrategien übereinander gelegt: hellblau der Temperaturverlauf am Ausschaltfühler (oben) und die Laufzeit der Ladepumpe (unten) bei durchlaufender Zirkulation, rot die

beiden Verläufe bei abgeschalteter Zirkulation und noch inaktivem Temperaturregler sowie grün der Verlauf bei abgeschalteter Zirkulation und aktivem Temperaturregler.

Das Abschalten der Zirkulation verkürzt den Ladevorgang von 38 min auf 24 min. Der Temperaturregler hingegen verkürzt den Ladezyklus mit abgeschalteter Zirkulation lediglich um weitere 2 Minuten, seine Nachrüstung bringt also nur einen geringen Zusatzeffekt und kann deshalb nicht für weitere Typ-8-Anlagen empfohlen werden.

3.3.5 Eindrosseln des Ladekreises

Als sehr einfache und sehr effektive Maßnahme zur Minimierung des Temperatureinbruchs zu Zyklusbeginn erwies sich dagegen ein simples Eindrosseln des Ladestromkreises. Im vorliegenden Fall hatten Hausbewohner stark schwankende und bis unter 40° C einbrechende Warmwassertemperaturen reklamiert:

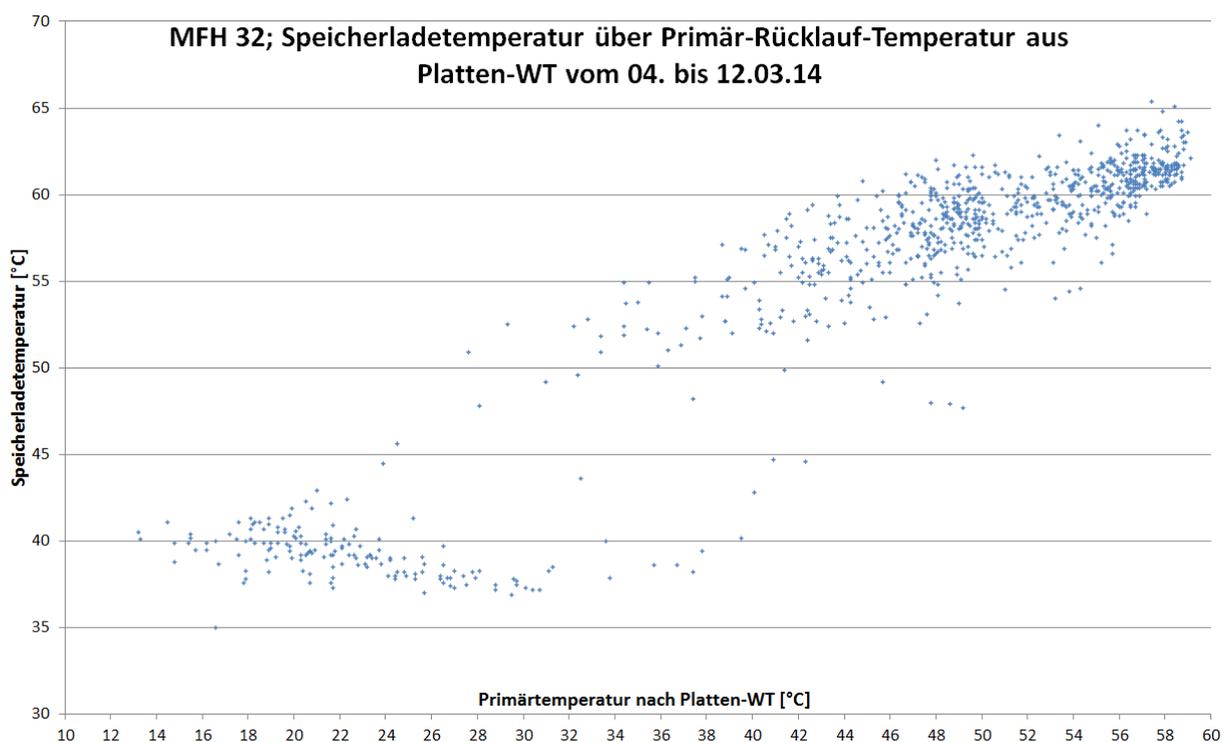


Abb. 3.122 Speicherladetemperatur über Primär-Rücklauf-Temperatur in Ladesystem Typ 8

Während im Ausgangszustand mit 34 l/min Ladestrom niedrige Rücklauftemperaturen und gleichzeitig ausreichend hohe Speicherladetemperaturen unvereinbar erscheinen (Abb. 3.129), verringert sich der Ladetemperatureinbruch mit zunehmender Eindrosselung deutlich:

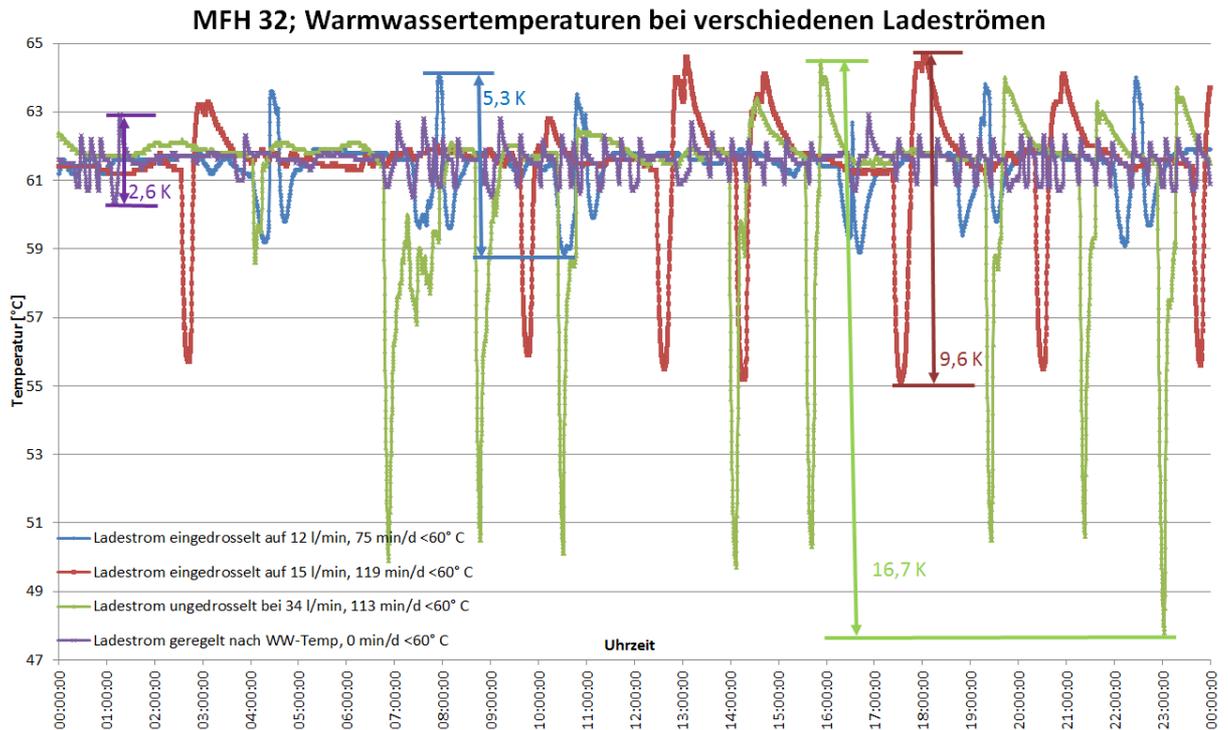


Abb. 3.123 Schwankungsbreite der Warmwassertemperaturen bei verschiedenen Ladeströmen

Liegt die Speicherladetemperatur mit dem ursprünglichen Ladestrom von 34 l/min über 113 min am Tag unter 60° C und schwankt sie um max. 16,7 K (grün), reduziert sich diese Phase bei Eindrosselung auf 15 l/min auf nur noch 64 min/d, die Ladetemperatur variiert nur noch um 9,6 K (rot). Bei weiterer Eindrosselung auf 12 l/min verlängern sich zwar die Phasen von Ladetemperaturen unter 60° C wieder auf 75 min/d, da das System dann empfindlicher auf Zapfungen während des Ladezyklus reagiert; die Ladetemperatur schwankt jedoch nur noch um maximal 5,3 K und fällt nicht mehr unter ca. 59° C (blau). Die von den Gebäudenutzern beanstandeten täglichen Schwankungen der Warmwassertemperatur waren damit behoben.

3.3.6 Drehzahlregelung der Ladepumpe

Eine noch weiter gehende Minimierung der Ladezeiten, Zeiten mit Ladung unter 60° C und Schwankungsbreite der Warmwassertemperatur brachte schließlich die Nachrüstung einer in Abhängigkeit von der Ladetemperatur drehzahlregulierten Ladepumpe (violette Kurve in Abb. 3.123).

Auch hier muss freilich die Investition von ca. 2.000 € kritisch mit dem vergleichsweise kleinen Zusatzeffekt ins Verhältnis gesetzt werden.

Als kostenlose und somit uneingeschränkt empfehlenswerte Optimierungsmaßnahmen zur Vermeidung bzw. Minimierung des Temperatureinbruchs in Typ-8-Anlagen bleiben somit die Abschaltung der

Zirkulation während der Ladezyklen und das gezielte Eindrosseln des Ladekreises. Der positive Effekt beider Maßnahmen kann ohne externe Messgeräte allein anhand der Archivdaten des Samson-Reglers leicht nachgewiesen werden.

Insgesamt muss das TWE-System nach Typ-8 jedoch in Anbetracht der am Prüfstand sehr viel niedrigeren erzielten Rücklauftemperaturen aus innovativen Schaltungen (unter 35° C im Tagesmittel) als überholt angesehen werden. Es sollte in seiner einfachen Form ohne zweiten, kälteren Ladetauscher (FÜS6) bzw. ohne massebehafteter Vorwärmstufe (FÜS2) nicht mehr neu installiert werden. Abb. 3.124 belegt eindrucksvoll den erheblichen Rücklauftemperatur-Absenkungsschritt durch Nachrüstung eines zweiten, kälteren Ladetauschers mit geregeltm Durchfluss (FÜS 6) in das vorher einstufige Speicherladesystem nach Typ 8.

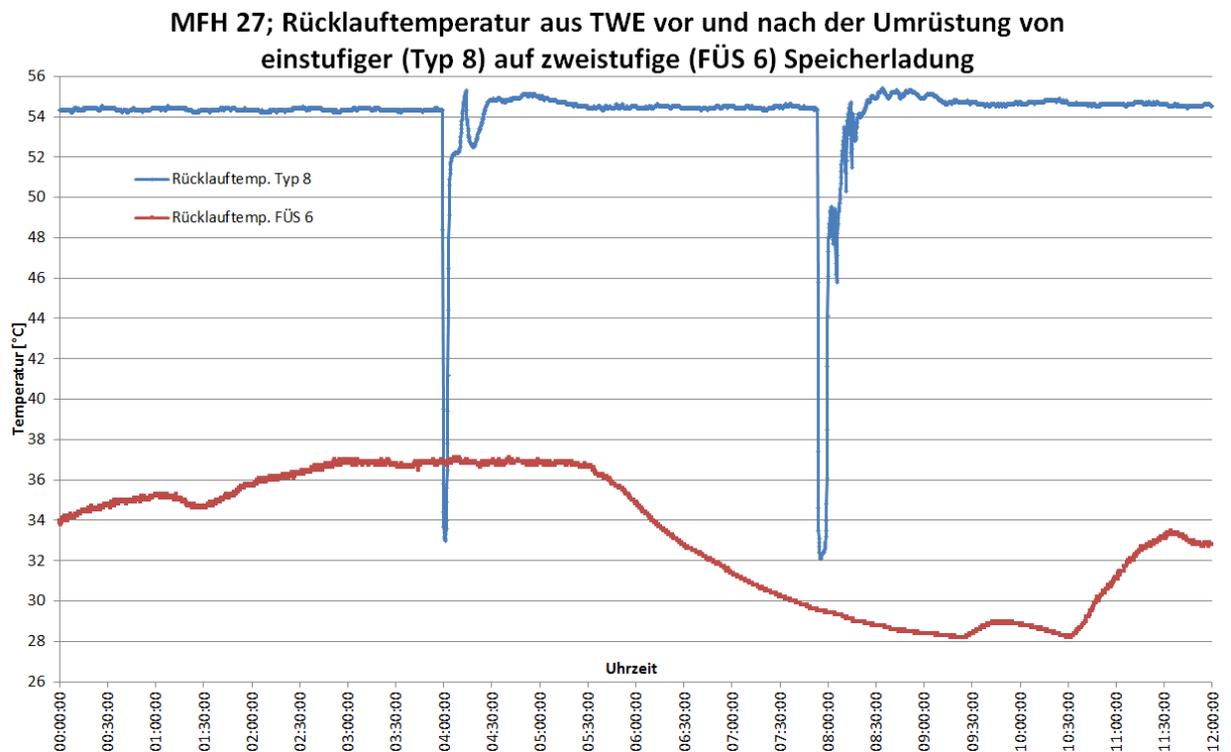


Abb. 3.124 Vergleich von Rücklauftemperatur aus einstufigem und zweistufigem Speicherladesystem

3.4 Vermessung weiterer TWE-Anlagen in der Praxis

3.4.1 Detailmessung 16 Reihenhäuser

Bereits im Jahr 2010 war die Kopfstation für 16 Reihenhaus-Neubauten im Münchener Norden („RHS 16“ für „Reihenaussiedlung mit 16 Einfamilienhäusern“) von SWM mit einer innovativen, patentierten zweistufigen Trinkwassererwärmungsanlage nach folgendem Schema ausgerüstet worden:

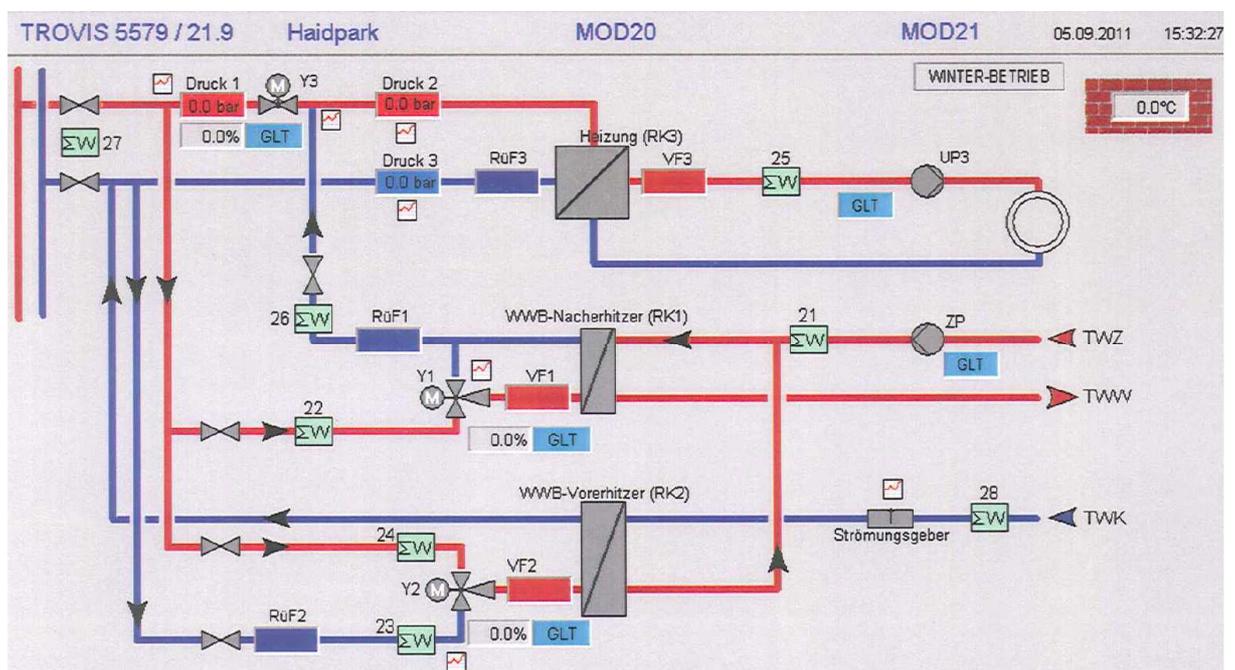


Abb. 3.125 Schema des innovativen zweistufigen Durchflusssystems mit Datenfernübertragung

Das Zirk-/Zapf-Verhältnis liegt in dieser Reihenhaussiedlung bei 38.

Zur messtechnischen Begleitung wurde die Station mit 8 Wärmemengenzählern und einer Daten-Fern-Übertragung auf einen Leitrechner der Stadtwerke München ausgestattet, so dass sämtliche im System auftretende Temperaturen und Volumenströme in beliebig kleinen Zeitabständen erfasst, auf den Leitrechner übertragen und dort gespeichert werden konnten.

Die Funktionsweise der Schaltung war wie folgt gedacht:

Der WWB-Nacherhitzer-Wärmetauscher (mittig in Abb. 3.125) erwärmt ganztägig den Zirkulationsvolumenstrom von 55 auf 60° C. Der Primärücklauf aus diesem Wärmetauscher wird dem Primärvorlauf zum Heizwärmetauscher (Abb. 3.125, oben) beigemischt und so durch das Flächenheiz-Systems im Gebäude weiter ausgekühlt.

Im Falle einer Zapfung meldet der Strömungsgeber in der Kaltwasserzulaufleitung Leistungsbedarf für den unten im Schema dargestellten WWB-Vorerhitzer-Wärmetauscher, die primärseitige Wasserstrahlpumpe Y2 öffnet proportional zum Bedarf, wobei sie primärseitiges Rücklaufwasser beimischt, um eine Verkalkung des Vorerhitzers zu minimieren.

Die Heiz-Rücklauf-Temperaturen der Reihenhaussiedlung liegen überwiegend unter 35°C und können als vorbildliche bezeichnet werden. Sie bieten eine sehr gute Grundlage für die in der Schaltung vorgesehene weitere Auskühlung von Primärwasser aus der TWE in der Heizung (Abb. 3.126).

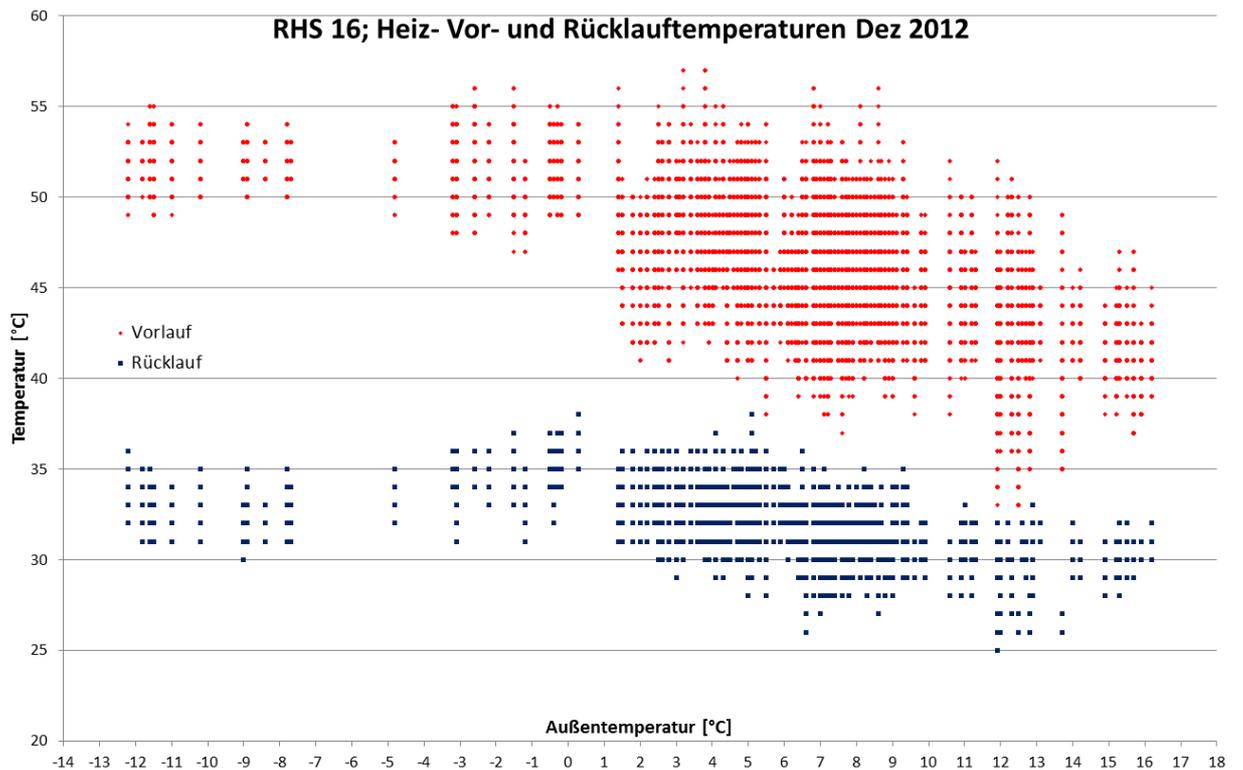


Abb. 3.126 Heizungs-Vor- und Rücklauftemperaturen RHS 16

Die Auswertung der aufgezeichneten Daten ergab schon bald nach Inbetriebnahme einen instabilen Betrieb: Phasen guter Rücklaufauskühlung wechselten sich ab mit Phasen sehr hoher Rücklauftemperaturen. Als Ursache hierfür konnte durch die engmaschige Vermessung die Regelung des Vorerhitzers identifiziert werden: die hohen Rücklauftemperaturen am Wärmemengenzähler 27 stammen bereits aus Wärmemengenzähler 24, also aus dem Vorerhitzer. Offensichtlich schloss die Wasserstrahlpumpe am Vorerhitzer nicht wie vorgesehen den Primärvolumenstrom bei fehlender Sekundärdurchströmung

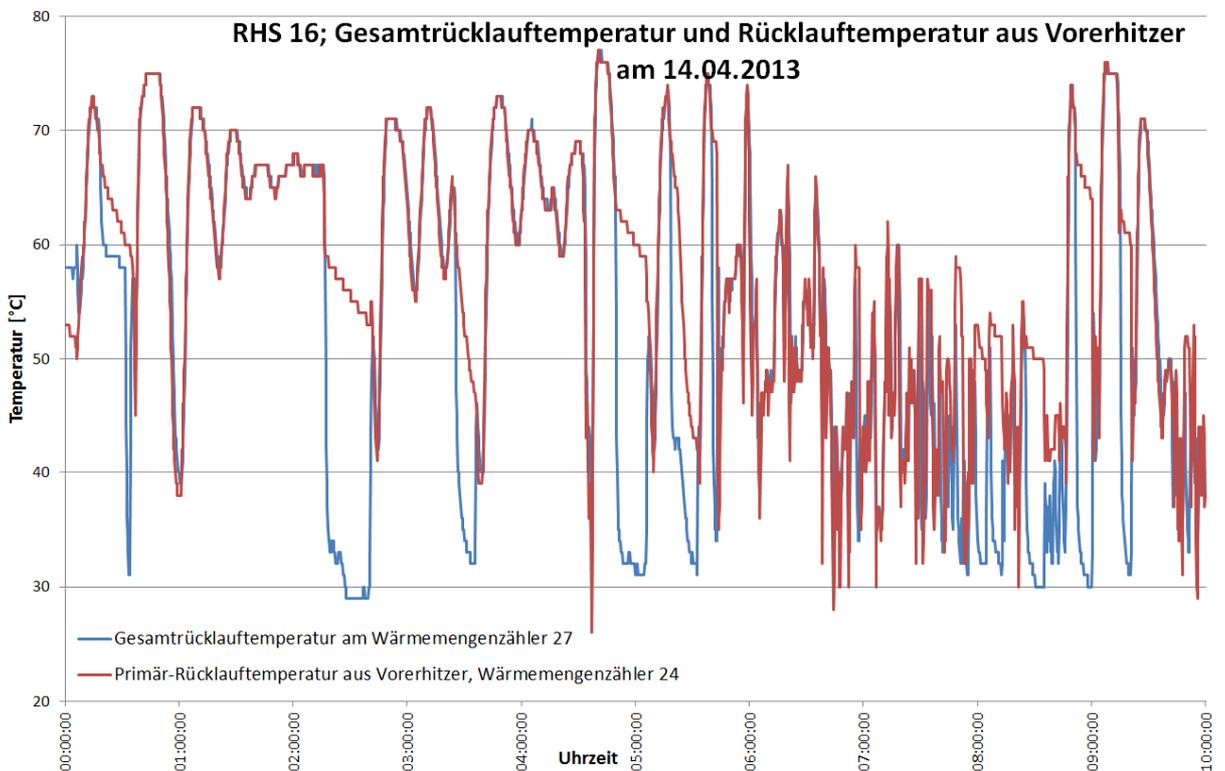


Abb. 3.127 Detailauswertung RHS 16

Abb. 3.135 offenbart ein weiteres, strukturelles Problem der speicherlosen Trinkwassererwärmung: selbst am 13.12.2012, einem Tag mit Außentemperaturen bis unter -10°C und somit hohem Leistungsbedarf für Heizung, wird der Leistungsbezug der Gesamtanlage (hellblau) maßgeblich von den Warmwasserzapfungen (dunkelblau) bestimmt.

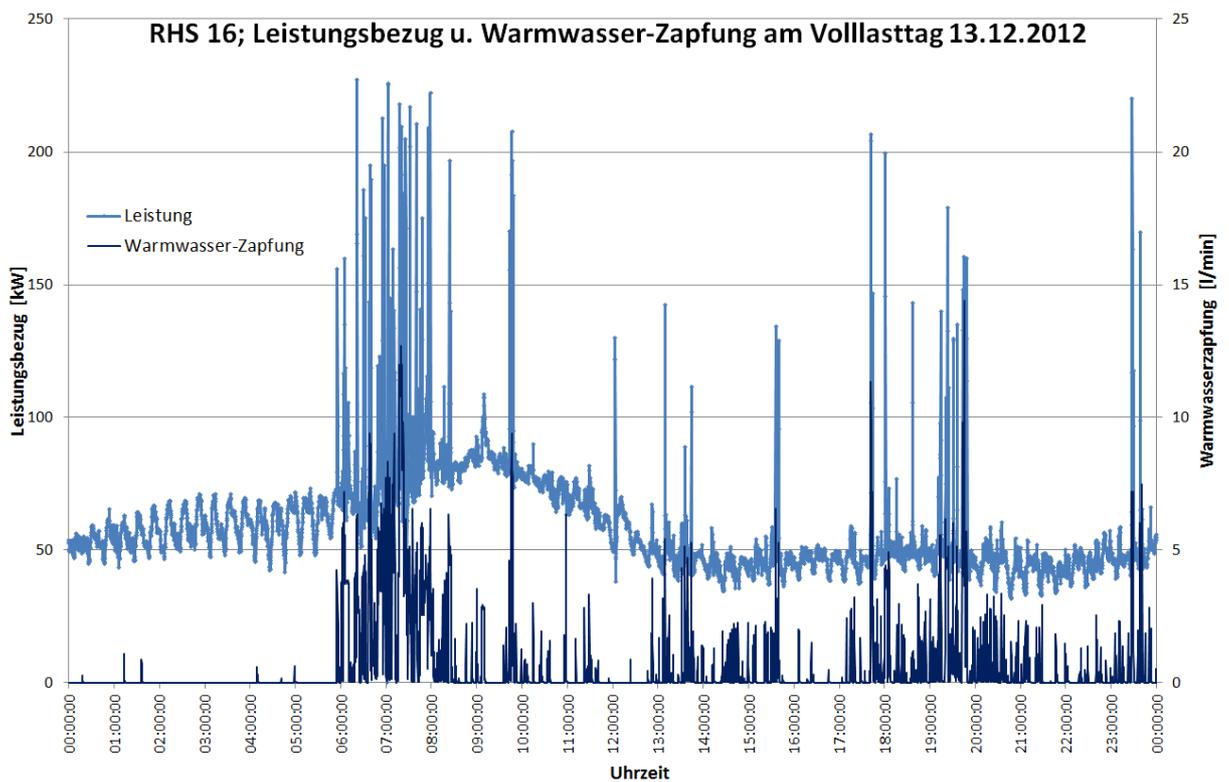


Abb. 3.128 Zapfungsabhängiger Leistungsbezug in RHS 16

Der Einfachheit halber wurde das System wegen der wiederkehrenden Störungen durch einen Umbau wie folgt modifiziert:

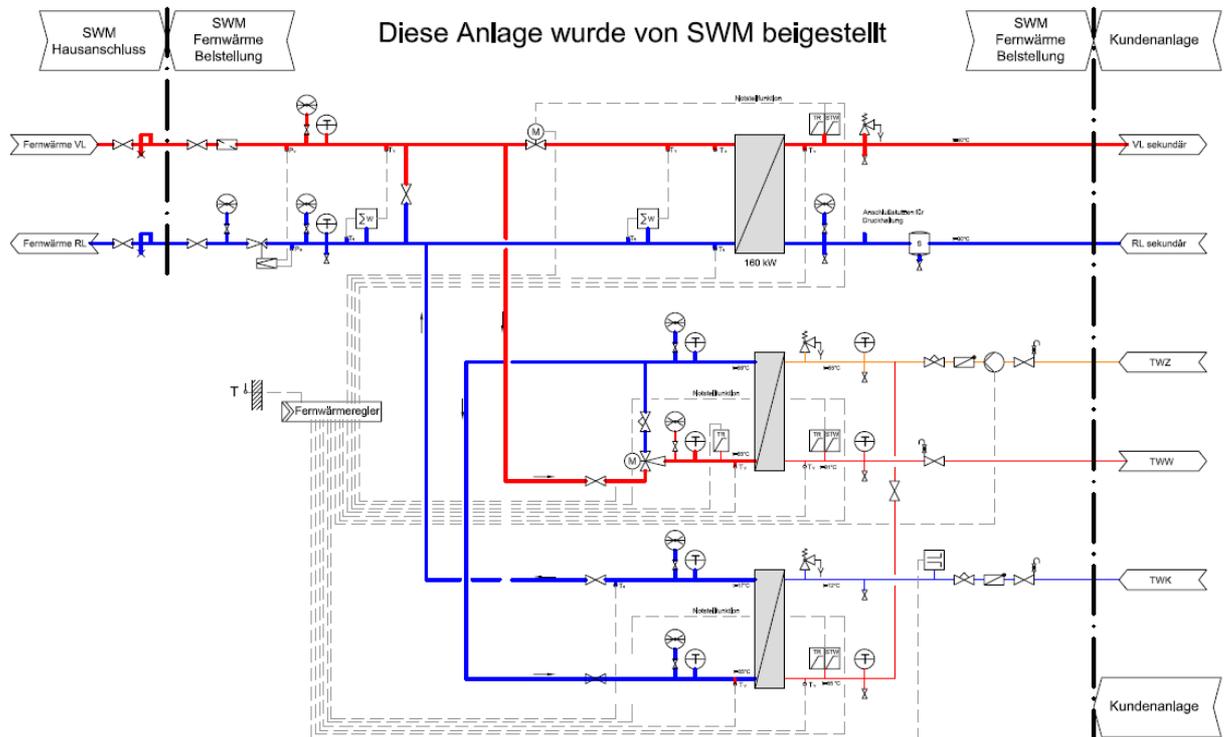


Abb. 3.129 Zweistufige Trinkwassererwärmung im masseloser Vorwärmstufe in RHS 16

Die Schaltung entspricht dabei weitgehend der am Prüfstand vermessenen Schaltung FÜS 2 mit dem einzigen Unterschied, dass als Vorwärmstufe statt des massebehafteten Rohbündelwärmetauschers ein quasi masseloser Plattenwärmetauscher verwendet wurde und dass das Zirk-/Zapf-Verhältnis in dieser Anlage weit schlechter war als am Prüfstand.

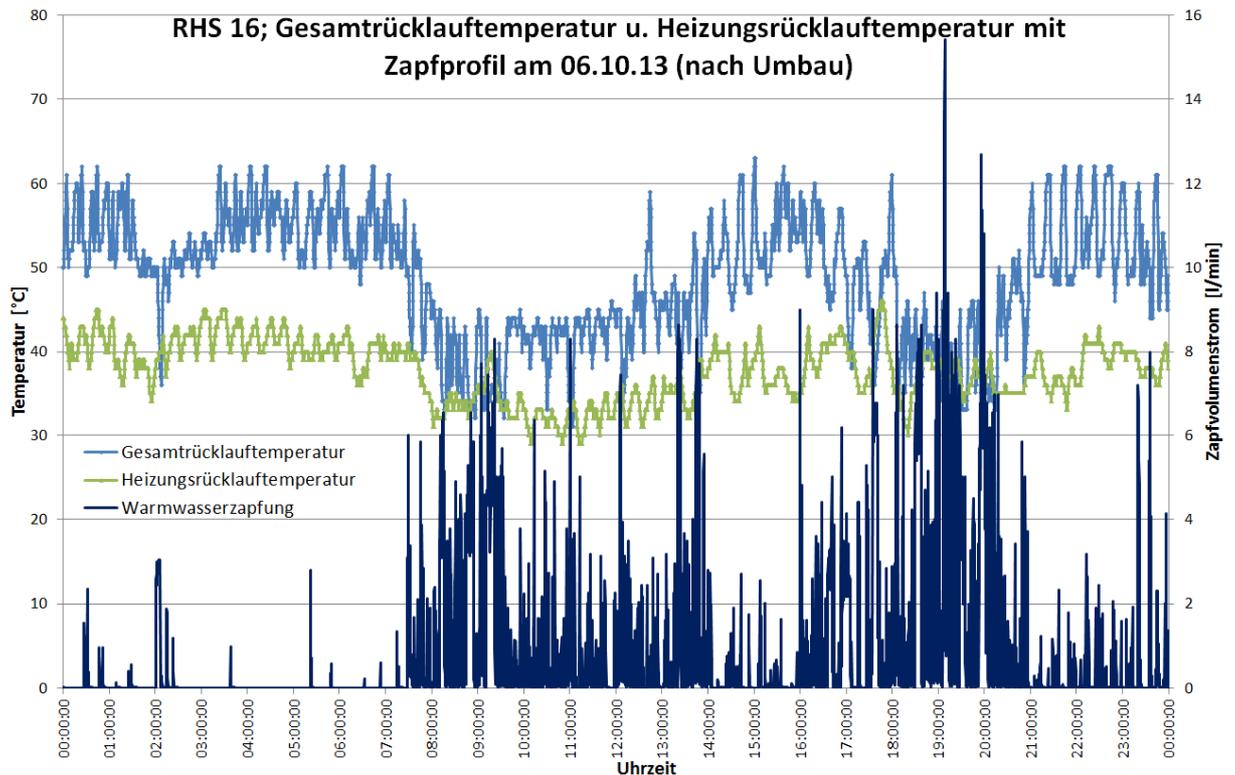


Abb. 3.130 Gesamtrücklauftemperatur und Heizungsrücklauftemperatur in RHS 16

Die Performance der vereinfachten Schaltung bezüglich ihrer Rücklaufauskühlung ist in Abb. 3.130 dargestellt: Die Gesamtrücklauftemperatur liegt gantztägig über der Heizungs-Rücklauf-Temperatur; die Trinkwassererwärmung trägt also nicht zur Absenkung, sondern zur Anhebung bei. Wie für Durchflusssysteme typisch orientiert sich die Rücklauftemperatur am Zapfprofil: nur zu den morgendlichen und abendlichen Zapfspitzen kann das TWE-System niedrige Rücklauftemperaturen liefern, die aber immer noch über 40°C liegen.

Zur Datenfernübertragung der Station ist abschließend zu sagen, dass der zweifellos vorhandenen Nutzen jederzeit möglicher Datenanalysen den mehrere Tausend € teuren Aufwand einer kontinuierlichen Messwerterfassung, Datenübertragung und Speicherung in unhandlichen Datenfiles wohl kaum rechtfertigt. Ähnliche Ergebnisse hätten sehr viel preiswerter erzielt werden können, wenn der Handlungsbedarf an der Station zunächst durch die Auslesung und Auswertung der Daten aus einem preiswerten, ggf. ohnehin vorhandenen Messgerätes (z.B. Wärmemengenzähler, mobiler Datalogger, Datenspeicher der Regelung) erkannt worden und die daraufhin eingeleiteten Detailmessungen mit mobilen Messgeräten erfolgt wäre.

Die aufwändige Datenfernübertragung aus der Anlage wurde nach einem Umzug des Leitrechners nicht wieder neu aufgebaut.

3.4.2 Detailmessung MFH 20

In einem Mehrfamilienhaus-Neubau Baujahr 2012 mit 20 Wohneinheiten wurde die innovative Fernwärme-Übergabe-Station nach Pumpen Richter, FÜS6 mit einem 500 l-Speicher installiert.



Abb. 3.131 Zweistufiges Speicherladesystem nach FÜS6 in MFH 20

In diesem Gebäude wird etwa 0,85 m³/d Warmwasserverbraucht und 9,36 m³/d an Zirkulationsvolumen umgewälzt, das Zirk-/ Zapf-Verhältnis liegt somit sehr günstig bei 11.

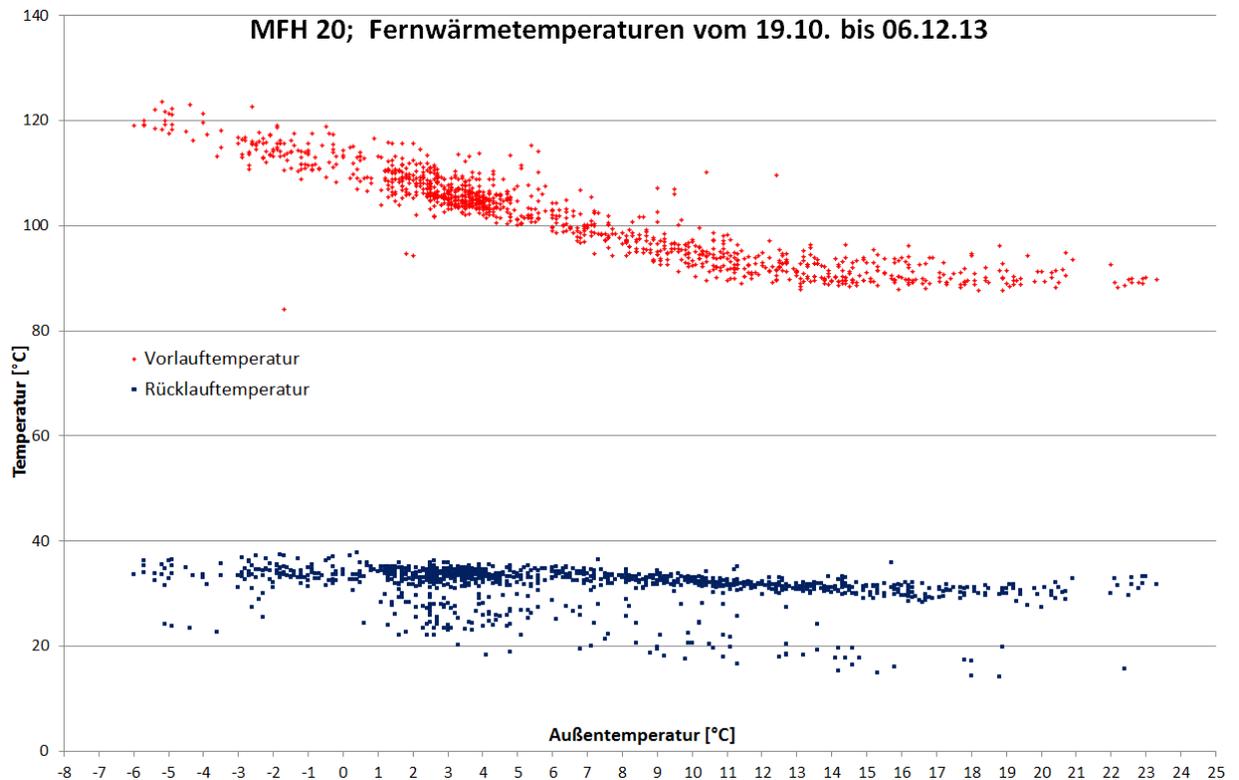


Abb. 3.132 Scatterplot Vor- und Rücklauftemperaturen MFH 20, FÜS6

Die aus dem UH 50-Wärmemengenzähler ausgelesenen Daten weisen für die Rücklauftemperatur in 45 Tagen keinen Stundenwert über 40° C und eine wenig ausgefranste, nahezu linienförmige Struktur aus (Abb. 3.132).

Die Messung nach Abb. 3.132 kann als Beweis gelten, dass Fernwärme-Rücklauftemperaturen von unter 40° C auch mit zentraler Trinkwassererwärmung unter der Voraussetzung ausreichend hoher Vorlauftemperaturen, eines günstigen Zirk-/Zapf-Verhältnisses und niedriger Heiz-Rücklauf-Temperaturen (Flächenheizung) durchaus möglich sind.

3.4.3 Detailmessung MFH 30b

Die Auswertung von Wärmemengenzählerdaten aus einem Mehrfamilienhaus mit 30 Wohneinheiten und einem Zirk-/Zapf-Verhältnis von 25,8 ergab folgendes Bild (Abb. 3.133):

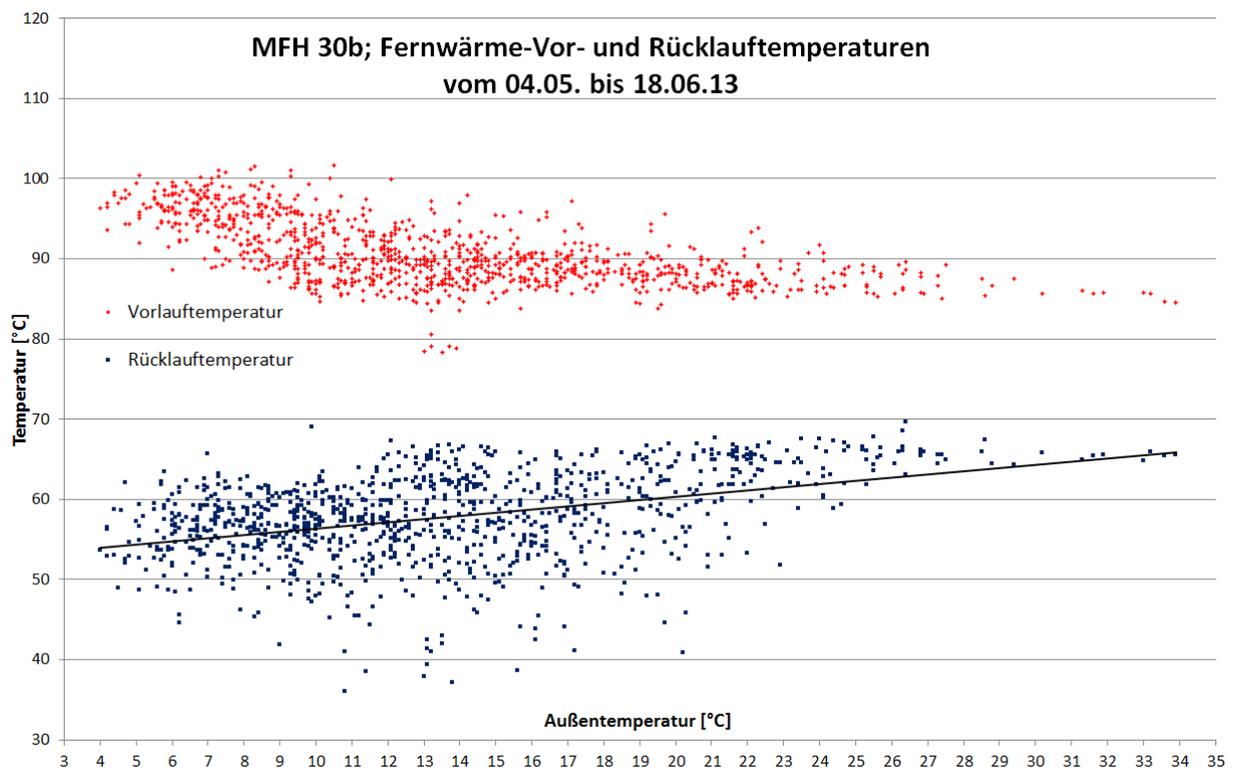


Abb. 3.133 Scatterplot Vor- und Rücklauftemperaturen MFH 30b vor Optimierung

Die Heizung aus den 1970er Jahren liefert Rücklauftemperaturen von gut 50°C, die sich aber mit Rücklauftemperaturen aus der Trinkwassererwärmung von über 60°C zu einer Gesamtrücklauftemperatur von über 50°C mischt.

Zur Trinkwassererwärmung war ein speicherloses Durchflusssystem mit Plattenwärmetauscher installiert. Im Oktober 2013 wurde dem vorhandenen Durchflusssystem eine massebehaftete Vorwärmstufe gemäß FÜS2 vorgeschaltet.

Nach dieser Optimierungsmaßnahme ergab sich aus den Wärmemengenzähler-Daten folgendes Bild (Abb. 3.134):

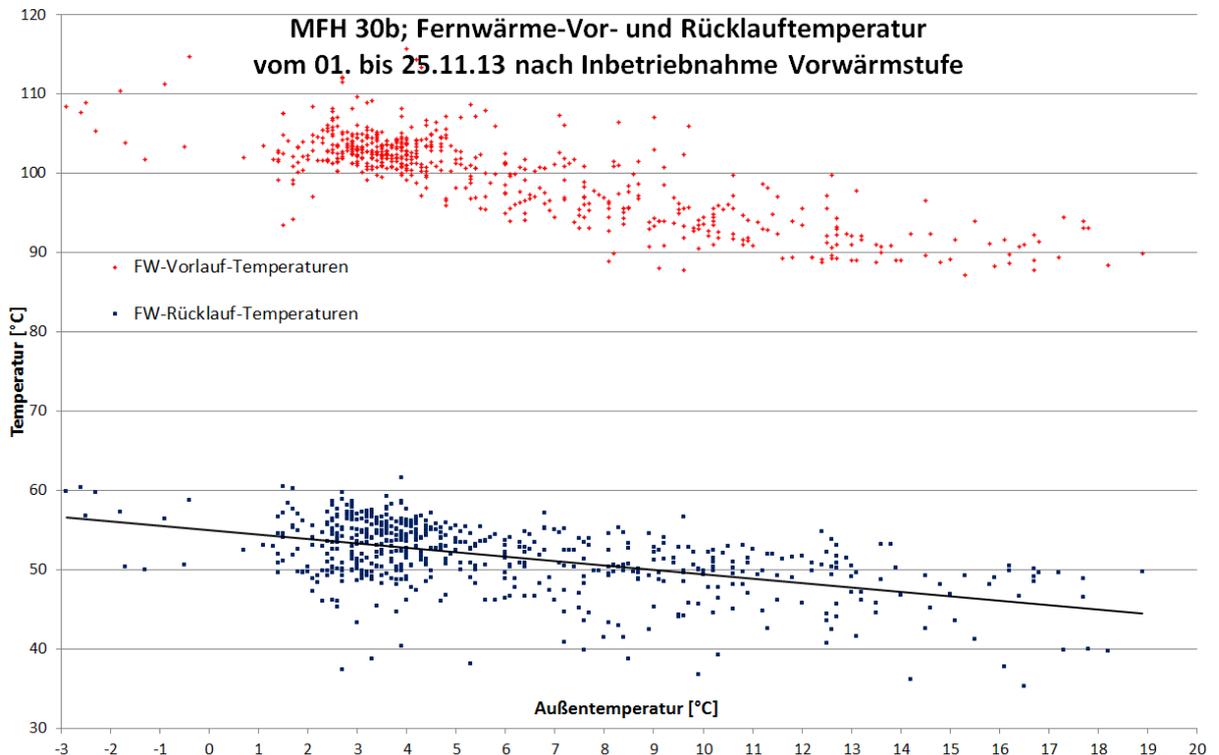


Abb. 3.134 Scatterplot Vor- und Rücklauftemperaturen MFH 30b nach Optimierung

Alleine durch Nachrüstung der massebehafteten Vorwärmstufe konnte somit die sommerliche, also nur von der TWE beeinflusste Rücklaufemperatur von über 60 auf unter 50°C gesenkt werden.

Des Weiteren wurde eine Drehzahlregelung der Zirkulationspumpe in Abhängigkeit vom Warmwasser-Zapf-Volumenstrom eingeführt: meldet ein Strömungssensor im Kaltwasserzulauf zur Vorwärmstufe z. B. eine Strömung von 1 l/min, wird der Zirkulationsvolumenstrom um 1 l/min abgesenkt. Jeder Zapfspitze steht somit eine Zirkulationsminderung in gleicher Größenordnung gegenüber (Abb. 3.142). Zusätzlich wurde ein Regelungsfunktion programmiert, die nachts eine jeweils halbstündige Halbierung des Zirkulationsvolumenstroms vornimmt, sobald die Primärücklaufemperatur aus der Vorwärmstufe 55°C überschreitet, die Vorwärmstufe also thermisch vollgeladen ist (linke Bildhälfte von Abb. 3.135). Diese Zirkulationsminimierung reduziert den Zirkulationsvolumenstrom, der unregelt etwa bei 38,16 m³/d liegen würde, auf 34,13 m³/d, also um gut 10%. Von dem damit abgesenkten Zirk-Zapf-Verhältnis profitiert wiederum unmittelbar die Rücklaufemperatur aus dem TWE-System.

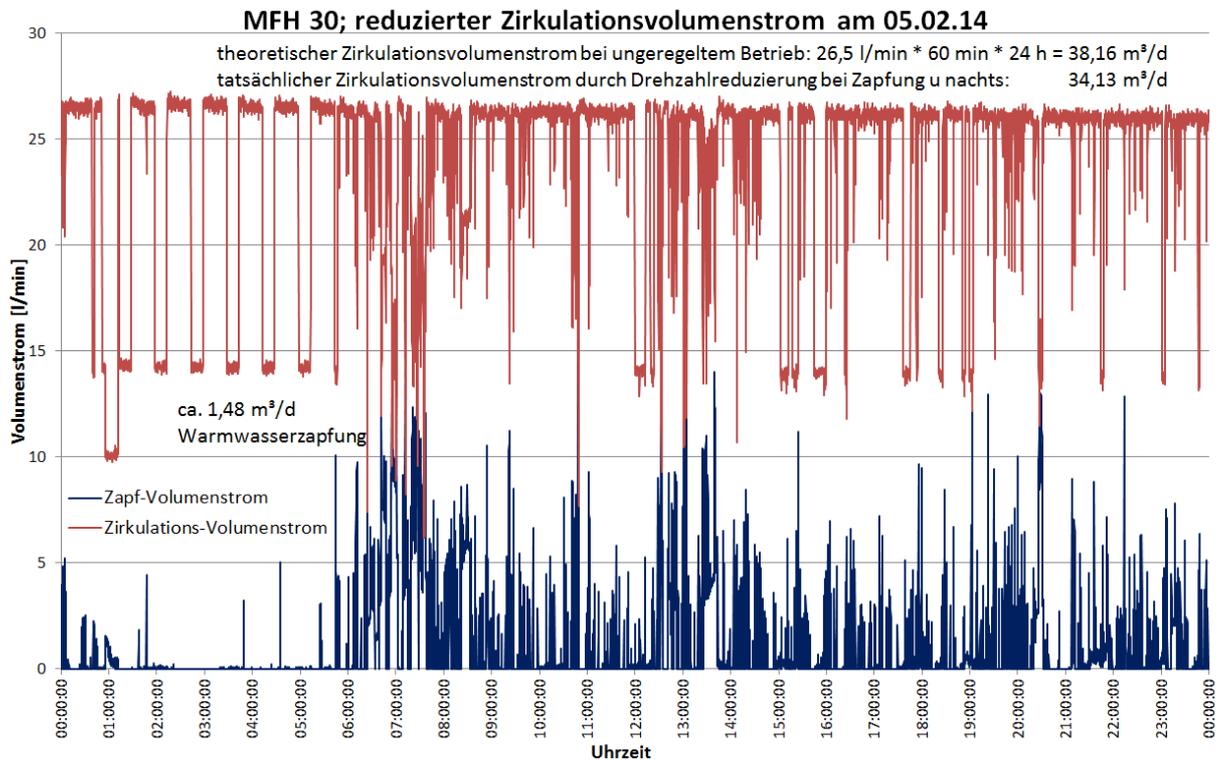


Abb. 3.135 Zirkulationsreduzierung in MFH 30b in Abhängigkeit vom Zapfvolumenstrom und nachts

Einen Einblick in die Funktionsweise der Vorwärmstufe gewähren die geordneten Tagesdauerlinien der Trinkwasser-Austritts-Temperatur aus der Vorwärmstufe (Abb. 3.136). Zu erkennen ist, dass an allen Tagen mindestens über 12 Stunden eine Vorwärmung auf 55°C stattfindet, was der Zirkulationsrücklauf-Temperatur entspricht.

In Kombination mit der in Abb. 3.135 beschriebenen Zirkulationsregelung in Abhängigkeit von der Zapfmenge führt dies dazu, dass die Nachwärmstufe über weite Teile des Tages stets den selben Volumenstrom (nämlich den Zirkulationsvolumenstrom) von 55 auf 60°C zu erwärmen hat und dabei so gut wie nicht geregelt werden muss. Lediglich wenige Stunden des Tages (rechter Teil von Abb. 3.136) sinkt die Vorwärmtemperatur kurzzeitig bis auf Werte unter 40°C ab. Zu keinem Zeitpunkt sinkt die Vorwärmtemperatur unter 30°C . Die mit viel Heizfläche versehene Vorwärmstufe arbeitet in diesem Betriebspunkt in einem stationären Bereich mit beidseitiger Durchströmung.

Dies bedeutet aber auch, dass der Vorwärmer das zuströmende Kaltwasser stets um mindestens 20 K vorwärmt, die Nachwärmstufe muss somit nur noch 30 K von 30 auf 60°C nachheizen und braucht somit auch nur auf diese Leistung ausgelegt werden.

Da diese Spitzenleistung nur wenige Minuten am Tag abgefordert wird, erscheint es vertretbar, über die Regelung für diesen Zeitraum eine Unterbrechung oder zumindest Drosselung der Gebäudeheizung vorzunehmen (TWE-Vorrang-Schaltung). Als Signalgeber für diese Vorrangschaltung erscheint der gemäß Heizkostenverordnung ohnehin erforderliche Wärmemengenzähler für das TWE-System geeignet: Sobald dieser der Regelung die Überschreitung eines individuell festzulegenden Leistungsgrenzwertes meldet, leitet die Regelung den Lastabwurf

der Gebäudeheizung ein und beendet ihn nach Unterschreitung des Leistungsgrenzwertes wieder.

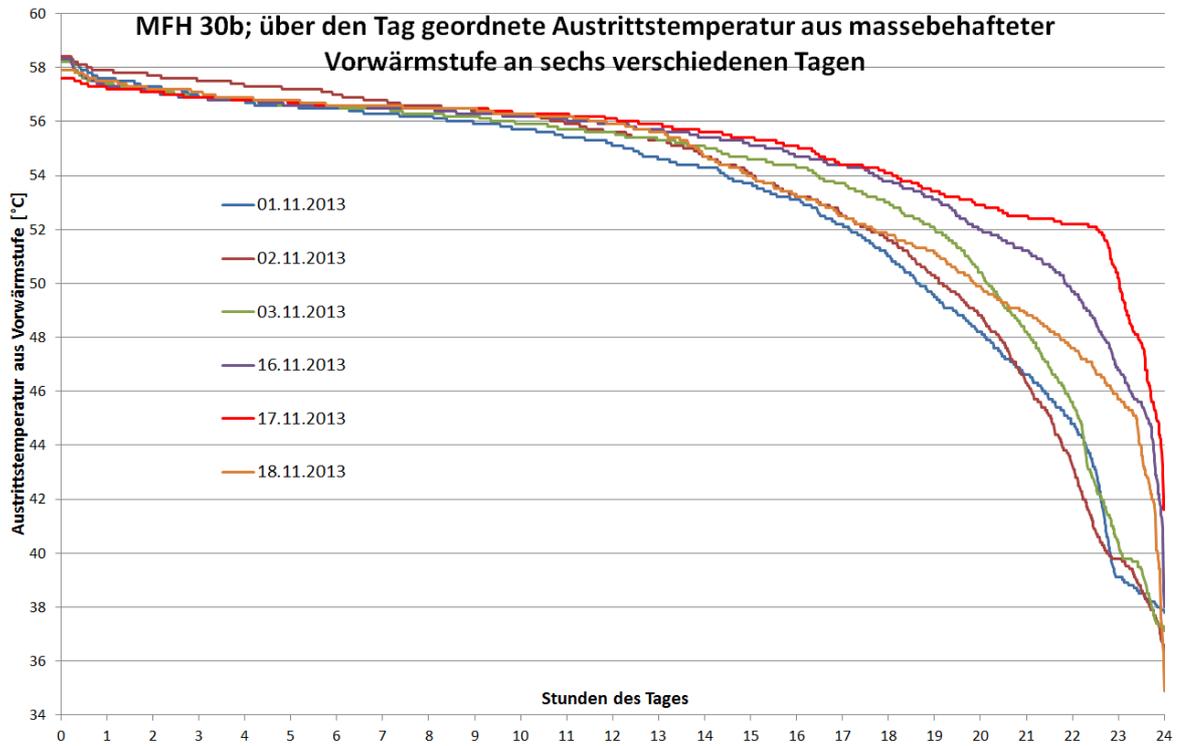


Abb. 3.136 geordnete Tagesdauerlinien der Trinkwasseraustrittstemperatur aus der Vorwärmstufe.

3.4.4 Detailmessung MFH 48

Bereits im Sommer 2008 wurde in ein Mehrfamilien- und Geschäftshaus mit 48 Wohn- bzw. Geschäftseinheiten ein patentiertes speicherloses TWE-Durchflusssystem installiert. Im Rahmen der LowEx-Studie wurde dieses System im Januar 2014 vermessen. Zwar liegt das Zirk-/Zapf-Verhältnis in diesem Gebäude bei der sehr günstigen Zahl von 11,7. Allerdings zeigt Abb. 3.137, dass die Zirkulationstemperatur mehr als 5 K unter der TWE-Vorlauf-Temperatur liegt und damit die Forderung des DVGW-Arbeitsblattes W551 nicht erfüllt. Als Abhilfe müsste hier der Zirkulationsvolumenstrom erhöht werden, im Gegenzug könnte die Warmwasservorlauftemperatur auf Werte um 60°C gesenkt werden, was hier wohl wegen der großen Schwankungsbreite der Vorlauftemperatur unterlassen wurde.

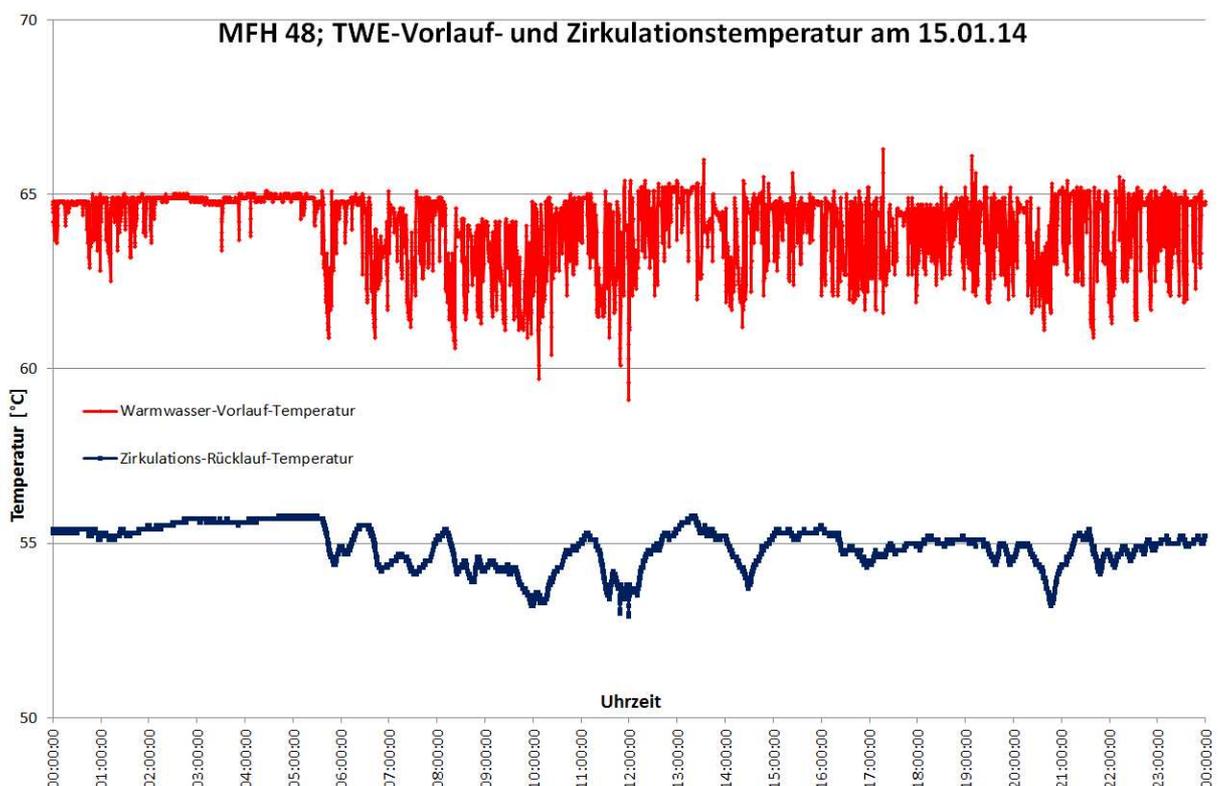


Abb. 3.137 Warmwasser-Vorlauf- und Zirkulationsrücklauftemperatur in MFH 48

Die Warmwassertemperatur ist nur in der zapffreien Zeit (früh morgens) konstant. Im Tagesverlauf führt hingegen jede Zapfung zu einem Einbruch um bis zu 7 K. Umgekehrt verhält sich die Rücklauftemperatur aus dem TWE-System (Abb. 3.138): sie orientiert sich in der zapffreien Zeit an der Warmwassertemperatur und kann wegen der fehlenden Speichermöglichkeit nur während Zapfungen und nur kurzzeitig Werte unter 45°C erreichen.

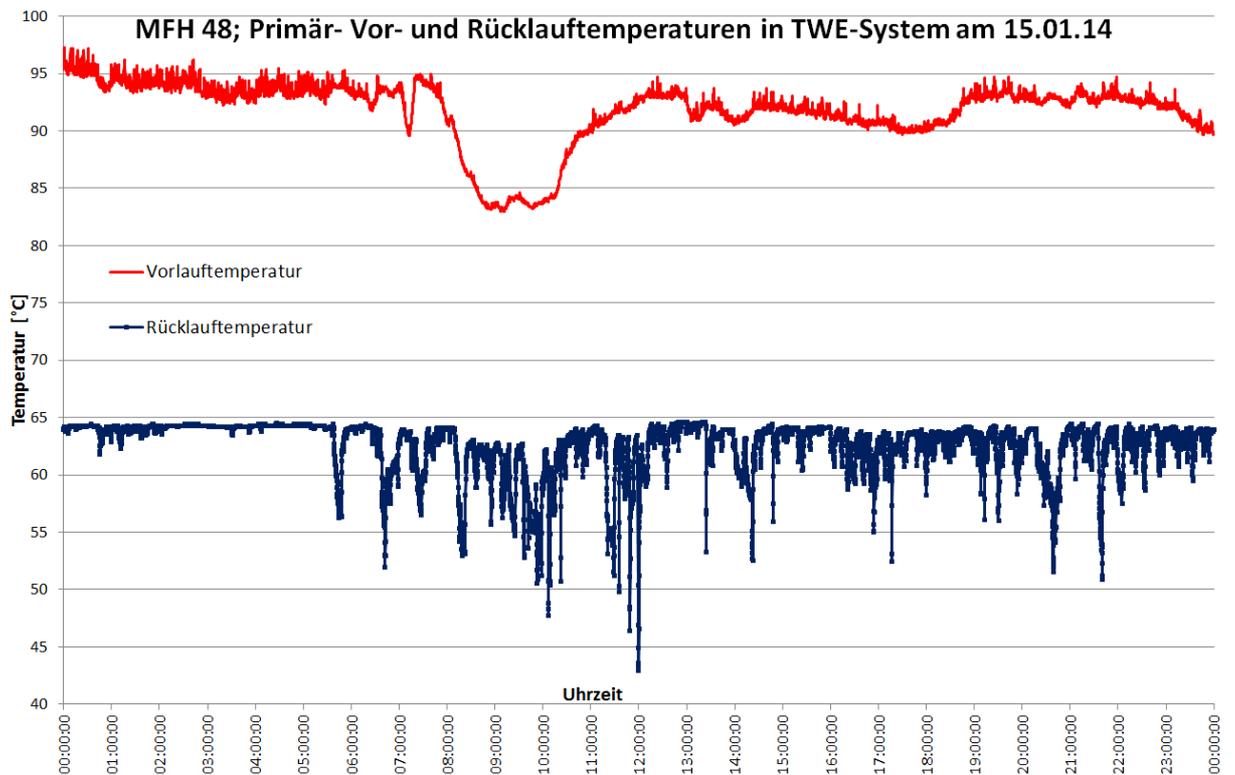


Abb. 3.138 Vor- und Rücklauftemperaturen aus TWE-Durchflusssystem in MFH 48

Die Messung bestätigt, dass speicherlose Durchflusssysteme stets nur zu Zapfzeiten, nicht aber in der zapffreien, von der Zirkulation geprägten Zeit niedrige Rücklauftemperaturen erreichen können.

3.4.5 Detailmessung MFH 65

In den vergangenen Jahren wurde von einem großen Münchener Wohnungsbauunternehmen eine Trinkwassererwärmungsschaltung mit zwei hintereinandergeschalteten Warmwasserspeichern mit innenliegenden Heizbündeln propagiert: das Primärwasser durchströmt dabei erst das Heizbündel des warmen Warmwasserspeichers und anschließend das Heizbündel eines vorgeschalteten, zur Vorwärmung dienenden Speichers, die Zirkulation wird unten in den warmen Speicher eingebunden. Ein solches System, installiert in einem Mehrfamilienhaus mit 65 Wohneinheiten, wurde im Februar 2014 vermessen.

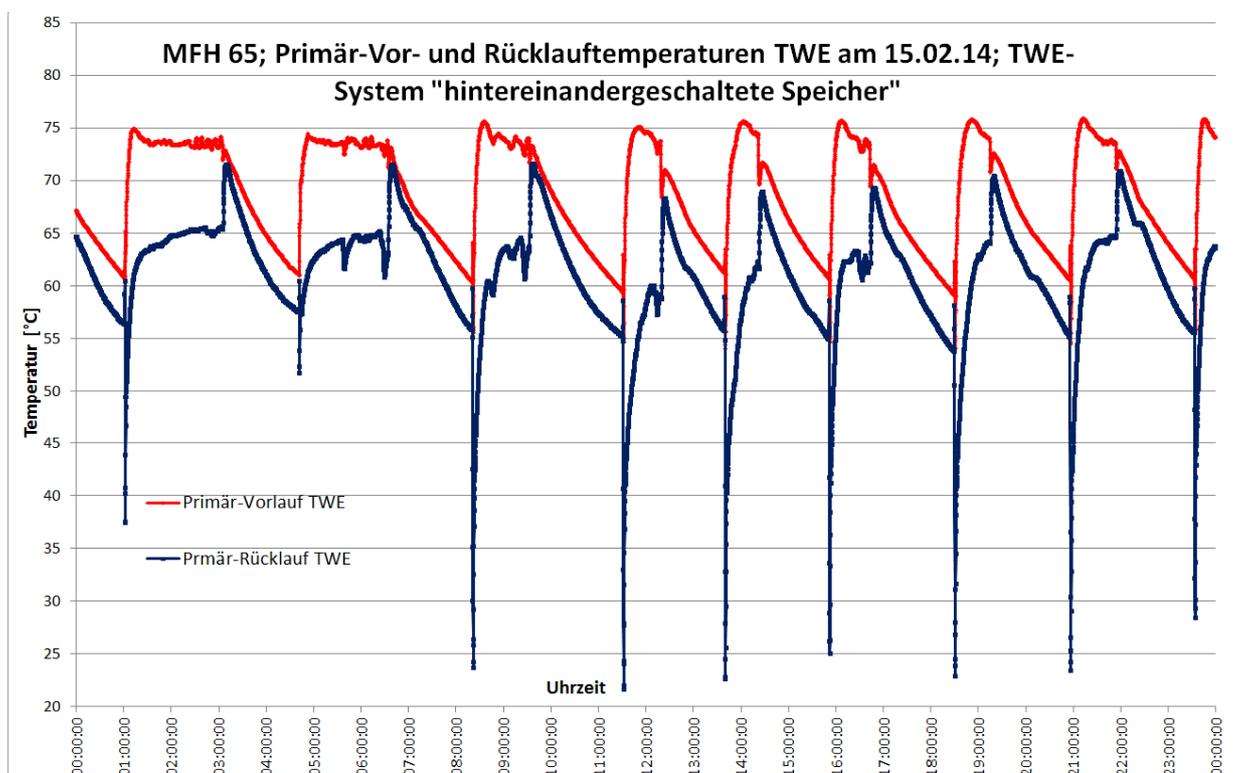


Abb. 3.139 Primär-Vor- und Rücklauftemperaturen aus hintereinandergeschalteten Speichern in MFH 65

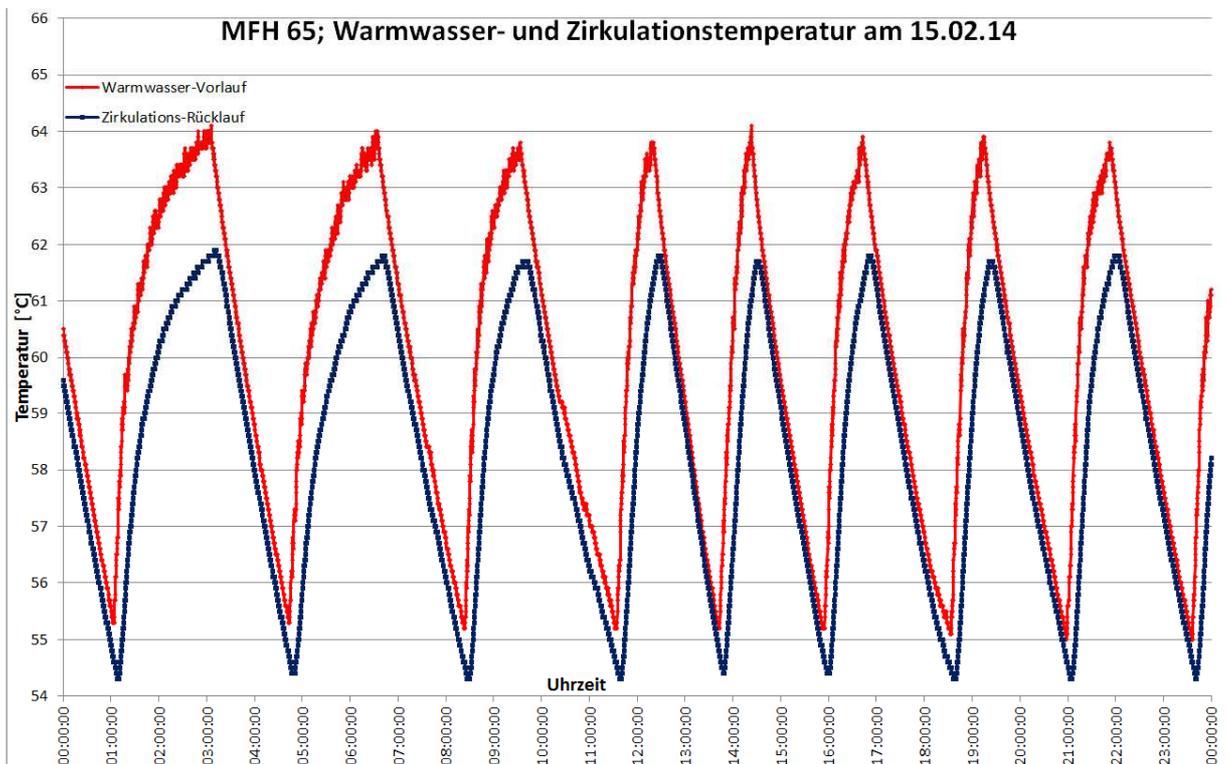


Abb. 3.140 Warmwasser- und Zirkulationstemperaturen aus hintereinandergeschalteten Speichern in MFH 65

Die Abb. 3.139 und 3.140 zeigen 9 Ladezyklen im Tagesverlauf. Nur jeweils zu Beginn eines Ladezyklus kann eine kalte Wasservorlage im Vorwärmerspeicher kurzzeitig für Primär-Rücklauftemperaturen von unter 30°C sorgen. Außerhalb dieser Anfahrtspitzen liegt die Primär-Rücklauftemperatur über 60°C und erreicht vor dem Abschalten des Ladezyklus teilweise sogar Werte über 70°C .

Die Warm-Wasser-Vor- und Rücklauftemperatur folgt den Ladezyklen. Der 9 mal am Tag erfolgende starke Abfall der Vorlauftemperatur von 64 auf unter 55°C in jeweils ca. 1,5 Stunden lässt auf starke thermische Verluste des warmen 1.000l -Warmwasserspeichers und/oder verhängnisvollen Einfluss des Zirkulationsrücklaufs schließen. Die Zirkulationstemperatur folgt der sinkenden Warmwassertemperatur in kurzem zeitlichem Abstand. Sie liegt zwar weniger als 5 K unter der Vorlauftemperatur, unterschreitet aber dennoch regelmäßig die in der Praxis als Alarmsignal geltende Marke von 55°C . Dies ist vermutlich der Grund, warum der Zirkulationsvolumenstrom in dieser Anlage nicht reduziert wird. Der dadurch resultierende hohe Zirkulationsvolumenstrom von $69\text{ m}^3/\text{d}$ in Verbindung mit einem vergleichsweise niedrigen Warmwasserverbrauch von $1,52\text{ m}^3/\text{d}$ führt zur einem sehr ungünstigen Zirk-/Zapf-Verhältnis von über 45 , bei dem auch eines der drei im Rahme dieser Studie vorgeschlagenen innovativen TWE-Systeme (FÜS 2, FÜS 3, FÜS 6) keine befriedigende Rücklaufauskühlung erzielen könnte.

Die Anlage kann als Beispiel für einen verhängnisvollen Ursachenkreislauf dienen: Zu groß dimensionierte und unzureichend wärmegeämmte Warmwasserspeicher bedingen eine rasche Auskühlung des Warmwassers, dies führt zum Absinken der Zirkulationstemperatur auf Werte unter 55°C , dies führt zu häufigen Ladezyklen,

so dass sich im zur Vorwärmung dienenden Speicher kaum je eine nennenswerte Kaltwasservorlage bilden kann. Die regelmäßig unter 55° C fallende Zirkulationstemperatur erfordert einen hohen Zirkulationsvolumenstrom. Dessen Erwärmung erfordert einen so hohen Primärvolumenstrom, dass dieser wiederum an das wenige zufließende Kaltwasser kaum mehr nennenswert Wärme abgeben kann.

3.4.6 Detailmessung MFH 90

Eine Trinkwassererwärmung nach derselben Grundidee, nämlich zwei hintereinander geschaltete Warmwasserspeicher mit innenliegenden Heizbündeln, befindet sich in einem Münchener Mehrfamilienhaus mit 90 Wohneinheiten und einem vergleichsweise günstigen Zirk-/Zapf-Verhältnis von 13,7. Im Unterschied zum vorhergehenden Beispiel wurde die Zirkulation hier auf zwei etwa gleichwertige Stränge aufgeteilt, von denen einer in den warmen, der andere in den kälteren Speicher eingebunden ist.

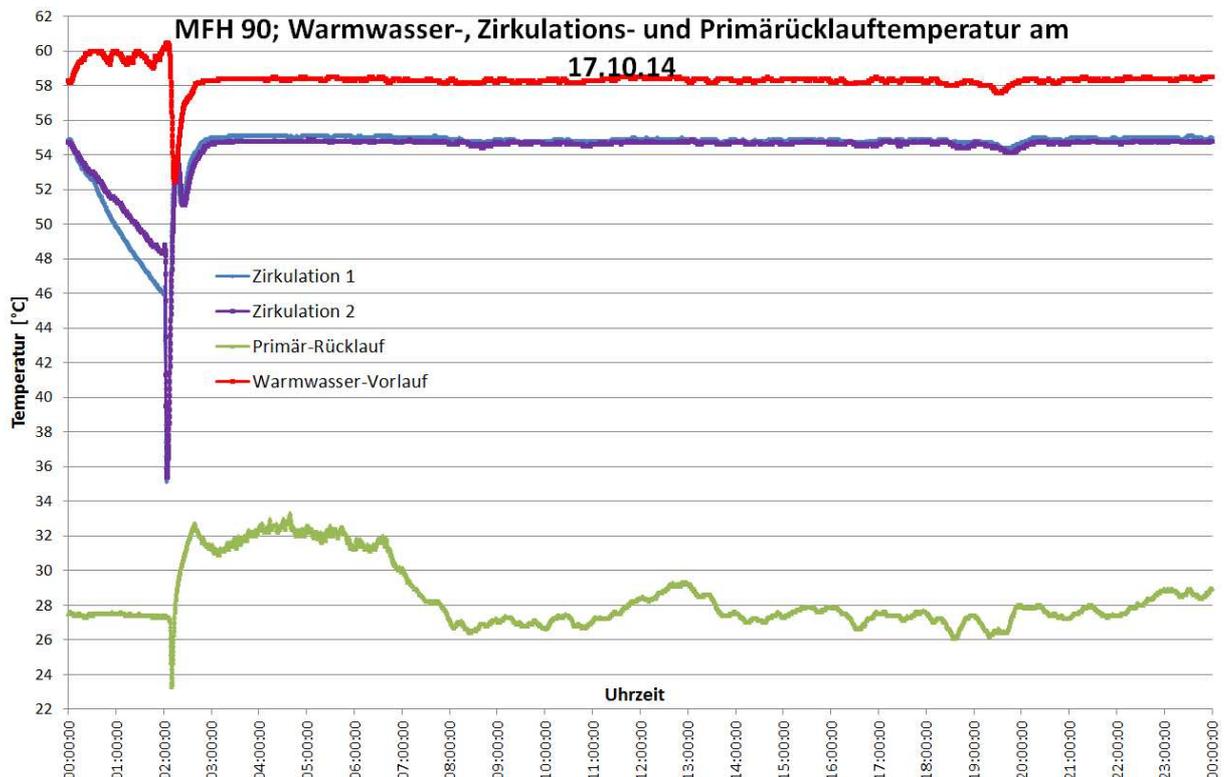


Abb. 3.141 Temperaturen an hintereinandergeschalteten Warmwasserspeichern in MFH 90

Abb. 3.141 zeigt ganztägig sehr stabile Warmwasser-Vorlauf- und Zirkulations-Rücklauf-Temperaturen. Zwischen 0:00 und 2:00 wird die Zirkulation unterbrochen, ihre Temperatur erholt sich nach dem Wiedereinschalten in 20 Minuten.

Die Primär-Rücklauf-Temperatur liegt zwar ganztägig unter 33° C; gerade das Fehlen einer Temperaturspitze auf 60° C offenbart jedoch, dass die nach DVGW-Arbeitsblatt W551, Pkt. 6.1 bzw. 6.3 /DVGW/ zwingend vorgeschriebene einmal tägliche Durcherwärmung der Vorwärmstufe (mit einem Volumen von über 400 l) hier nicht erfolgt und das System somit in dieser Form nicht betrieben werden dürfte.

Aufgrund dieses Messergebnisses wurde die Anlage untersucht. Als Ursache für die nicht stattfindende tägliche Umwälzung und Durcherwärmung des Vorwärmers wurde ein grober Festpartikel identifiziert, der die Umwälzpumpe festgesetzt hatte. Nach Behebung dieser Störung am 15.12.14 funktionierte die Umwälzung und Durchwärmung des Vorwärmers wieder planmäßig von

1:00 bis 3:00 Uhr, in den Morgenstunden steigt die Primärücklauftemperatur aus dem Speicher dementsprechend auf Werte um 60° C (Abb. 3.149). Nach dem Wiedereinsetzen der Warmwasserzapfungen um ca. 7:00 Uhr liegt sie hingegen wieder bei den bereits in Abb. 3.148 dokumentierten Werten um 28° C.

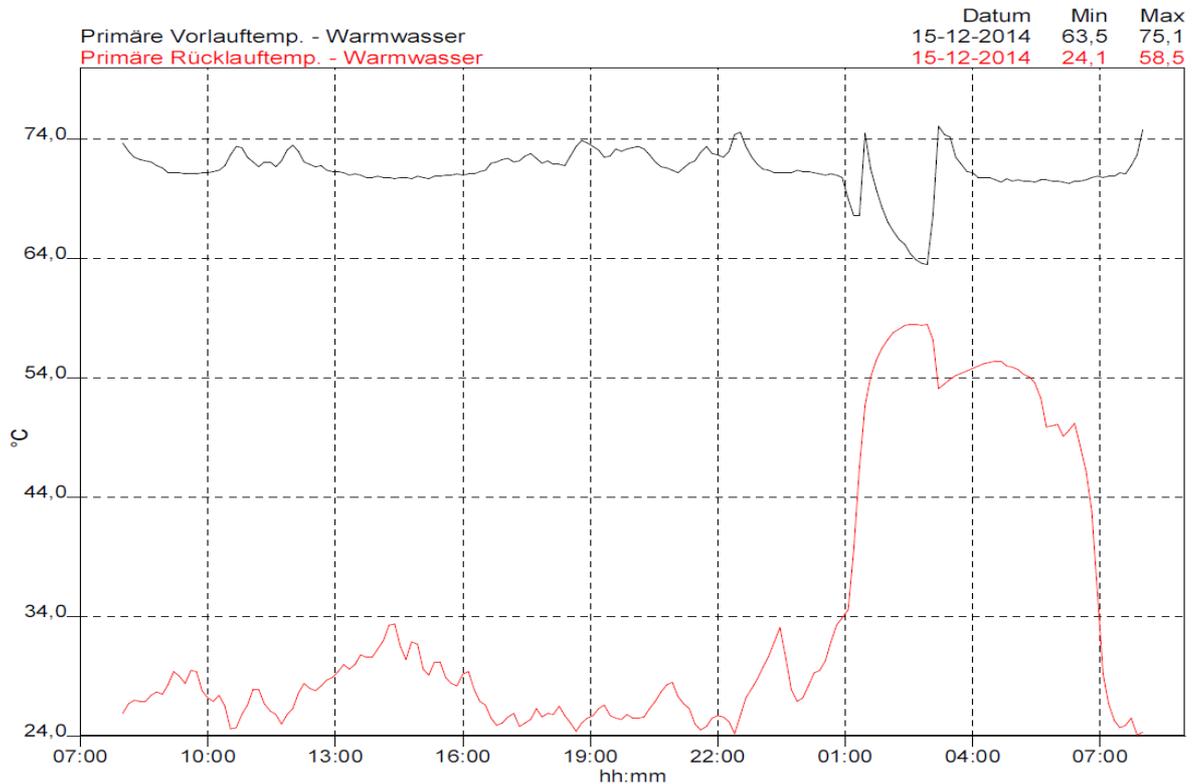


Abb. 3.142 Primärvorlauf- und Rücklauftemperaturen an TWE-System in MFH 90 nach Instandsetzung der Umwälzpumpe (Quelle: IB Götz, München)

Die hier dokumentierte Tatsache, dass die Durcherwärmung einer Vorwärmstufe über 6 von 24 Stunden die Rücklauftemperatur eines ansonsten sehr gut arbeitenden Systems auf hohe Werte katapultiert, sollte Anlass genug sein, über eine Volumenreduzierung der Vorwärmstufe auf möglichst unter 400 l nachzudenken.

3.4.7 Detailmessung MFH 80

Im Rahmen des Forschungsvorhabens „PUNEF“ wurde im August 2011 in einem neu errichteten Mehrfamilienhaus mit 80 Wohneinheiten eine innovative Fernwärme-Übergabe-Station nach folgendem Schema installiert:

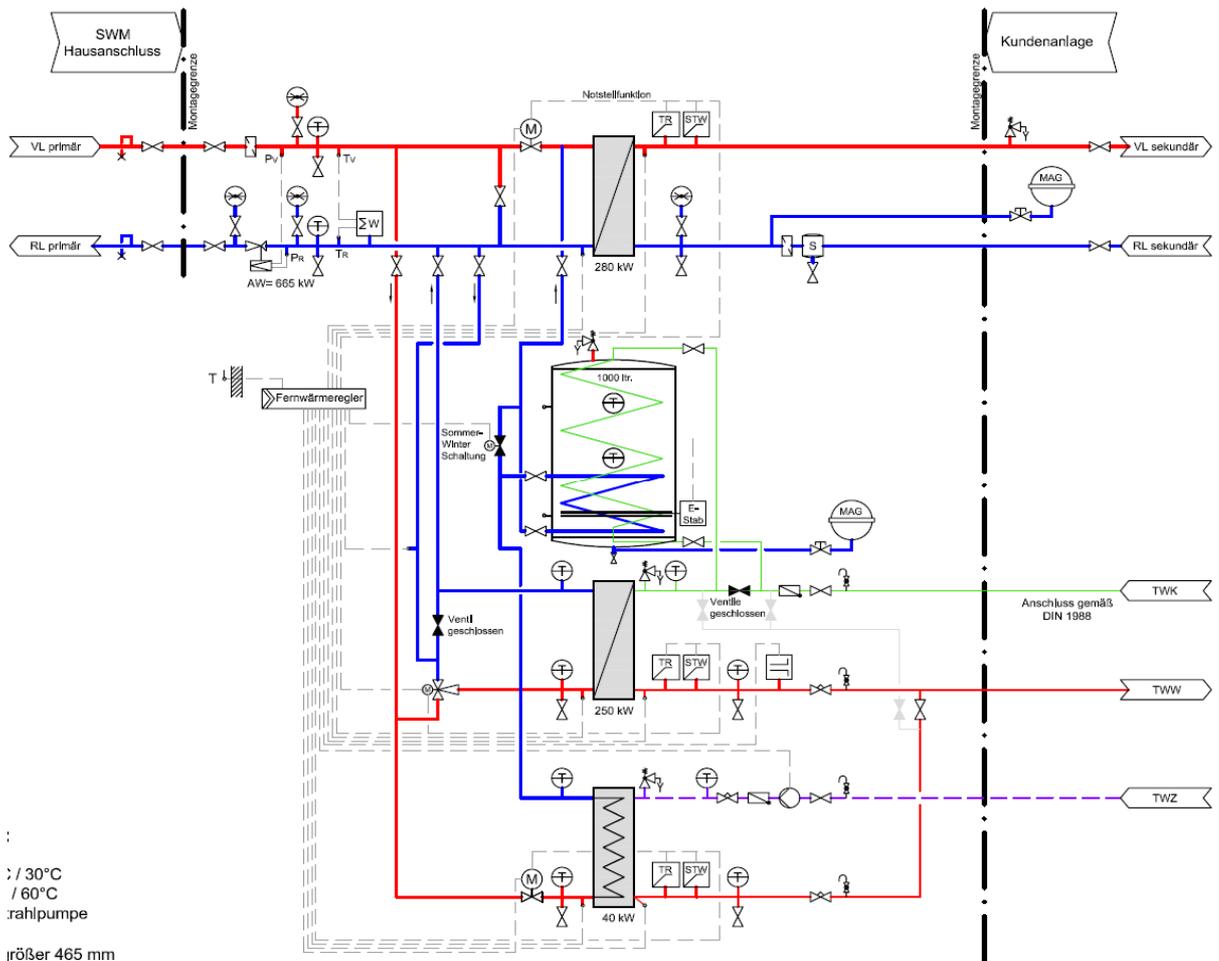


Abb. 3.143 Übergabestation nach PUNEF in Mehrfamilienhaus mit 80 Wohneinheiten

Das Gebäude liegt im Heiznetz Innenstadt. Der Warmwasser-Tagesverbrauch des Gebäudes liegt bei 3,348 m³/d, das täglich umgewälzte Zirkulationsvolumen bei 45,36 m³/d. Daraus ergibt sich das vergleichsweise günstige Zirk-/Zapf-Verhältnis von etwa 13.

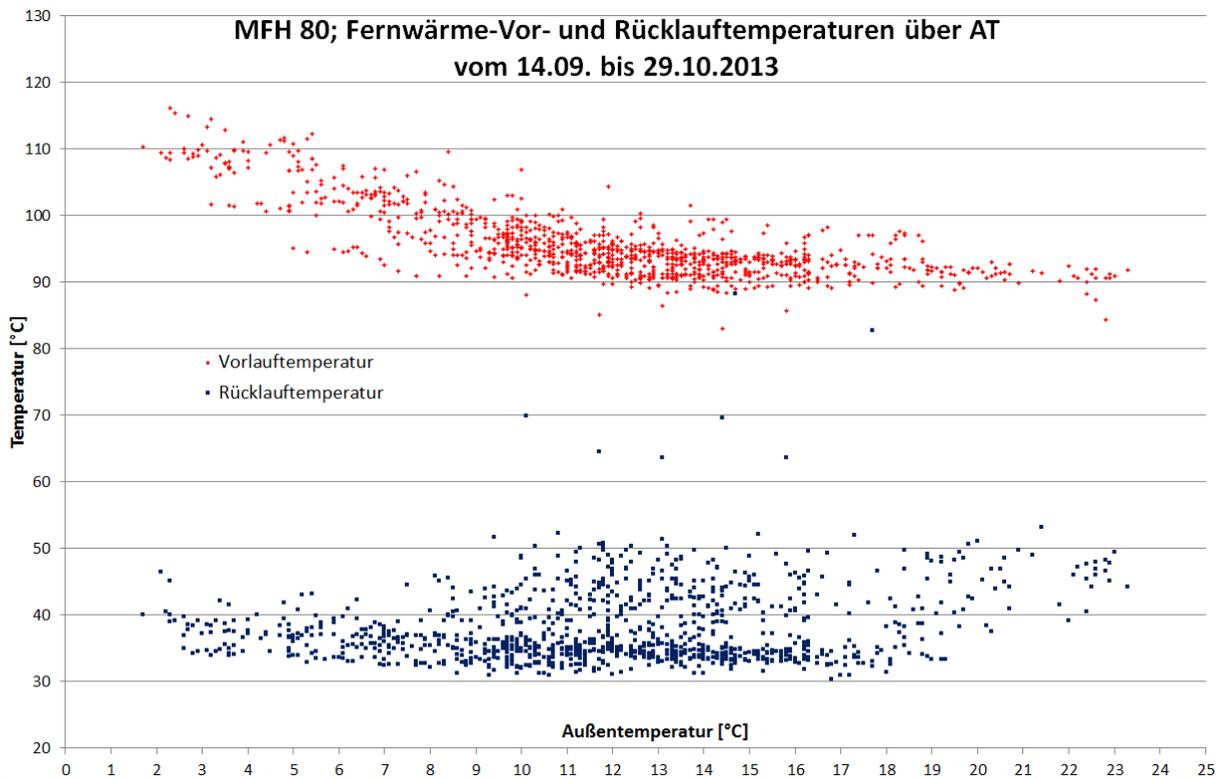


Abb. 3.144 Scatterplot Vor- und Rücklauftemperaturen MFH 80 mit PUNEF-Schaltung

Die Darstellung der aus dem UH 50-Wärmemengenzähler ausgelesenen Fernwärme-Vor- und Rücklauftemperaturen über der Außentemperatur (Abb. 3.144) lässt im Bereich niedriger Außentemperaturen niedrige Heiz-Rücklauftemperaturen von unter 40° C erkennen, im Bereich höherer Außentemperaturen überwiegt der Einfluss des Trinkwassererwärmungssystems mit Rücklauftemperaturen zwischen 40 und 50° C.

3.4.8 Detailmessung MFH 84

Bei der einleitenden Grobuntersuchung von Wärmemengenzählerdaten in den Jahren 2011 und 2012 war ein Mehrfamilienhauskomplex in Neuriem mit 84 Wohneinheiten aufgrund seiner schlechten Rücklauftemperaturen von 60°C statt der vertraglich vereinbarten 45°C aufgefallen (Abb. 3.145).

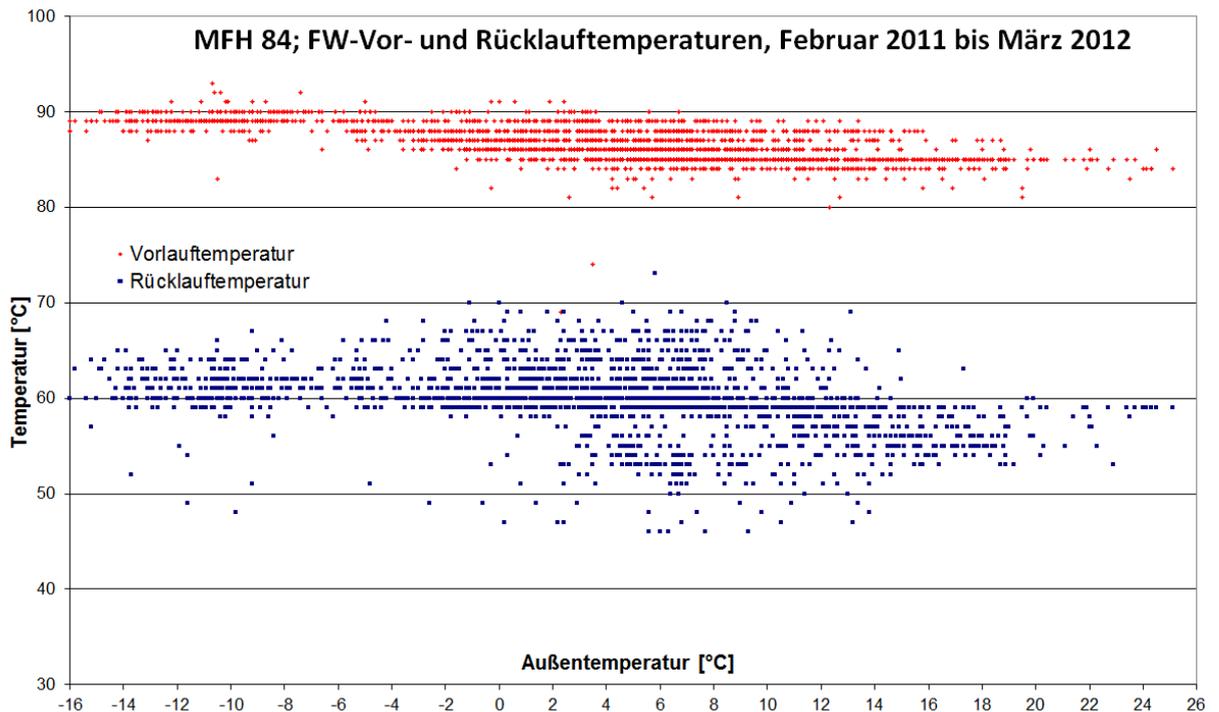


Abb. 3.145 Scatterplot Vor- und Rücklauftemperaturen MFH 84 vor Optimierung

Bei einer Detailmessung konnten als die beiden Hauptursachen für die überhöhten Rücklauftemperaturen zum einen eine hohe Grädigkeit des Heizwärmetauschers (liegender Rohrbündel-Wärmetauscher, Abb. 3.153) und zum zweiten die Trinkwassererwärmung mit zwei Speichern mit innenliegendem Heizbündel identifiziert werden.

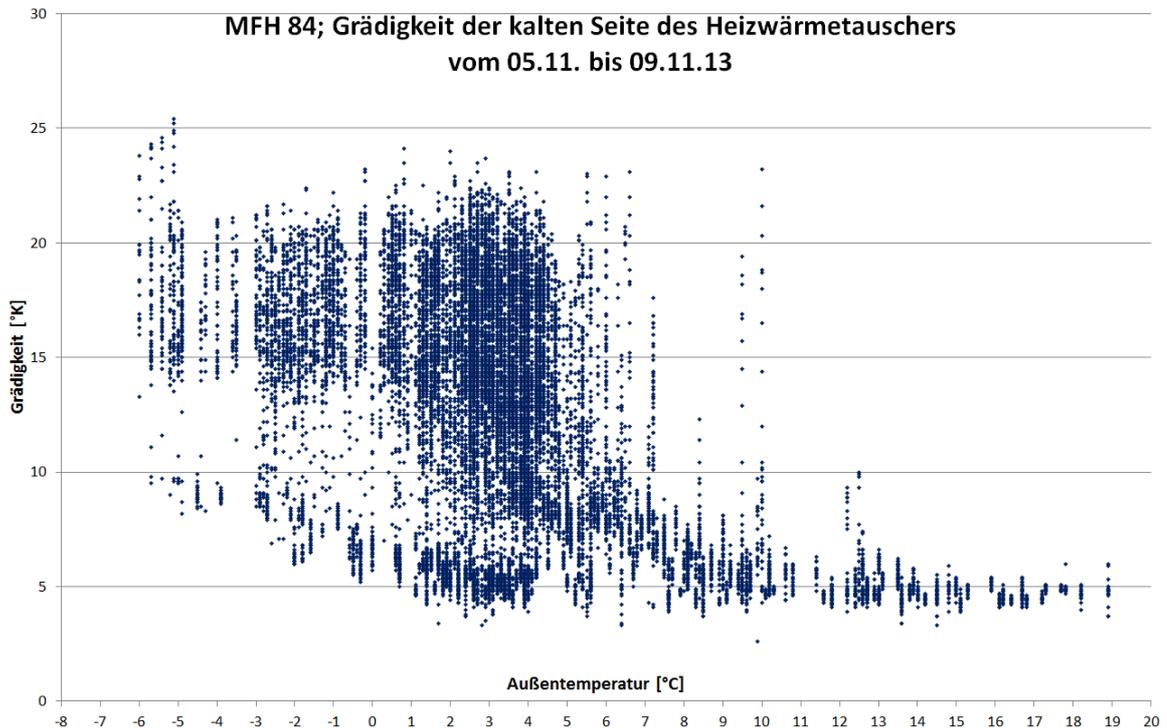


Abb. 3.146 Scatterplot Grädigkeit Heizwärmetauscher in MFH 84 vor Optimierung

Nach Ersatz des verschlammten Rohrbündelwärmetauschers durch einen Plattenwärmetauscher und Ersatz des Trinkwassererwärmungssystems durch die Schaltung FÜS 3 im Sommer 2014 liegt die Rücklauftemperatur nun im Zielbereich um 45°C (Abb. 3.147).

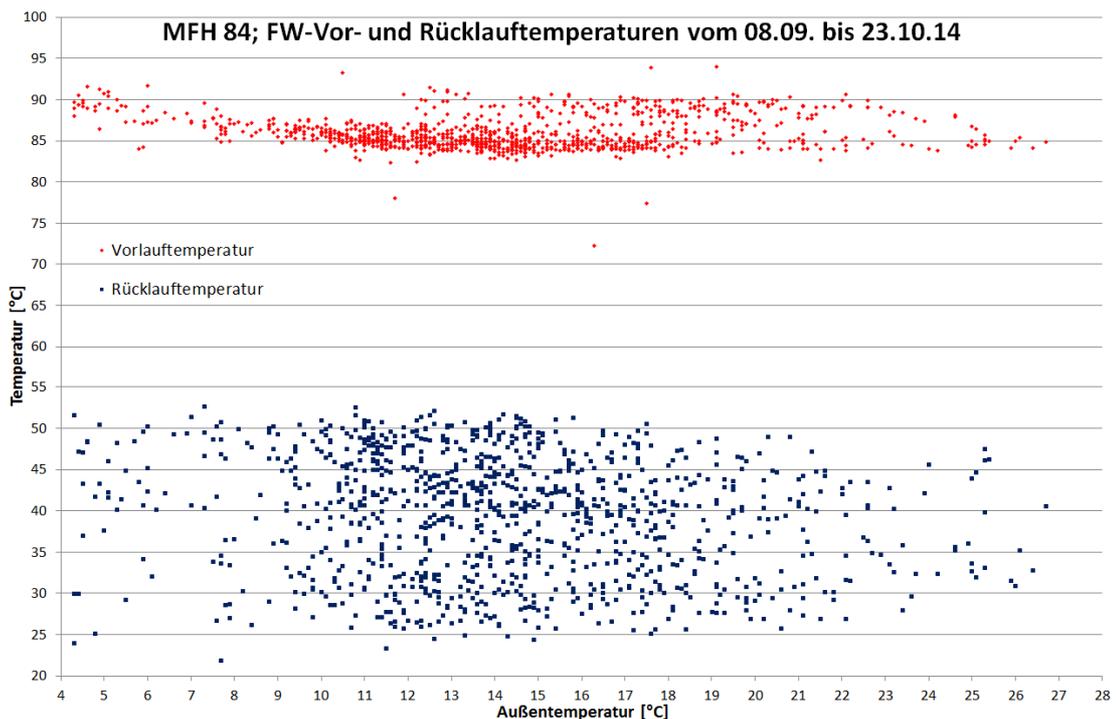


Abb. 3.147 Scatterplot Vor- und Rücklauftemperaturen MFH 84 nach Optimierung

3.4.9 Detailmessung MFH 290

Der größte der im Rahmen der LowEx-Studie vermessenen Gebäudekomplexe umfasst 290 Wohneinheiten, liegt im Heißwassernetz Innenstadt und weist ein günstiges Zirk-/Zapf-Verhältnis von 12,5 auf. Die Trinkwassererwärmung erfolgt im speicherlosen Durchflussprinzip in einem speziellen Plattenwärmetauscher mit zwei Primär- und drei Sekundäreingängen: zwischen Kaltwassereintritt und Warmwassereintritt befindet sich ein dritter Eintrittsstutzen für den Zirkulationsrücklauf.

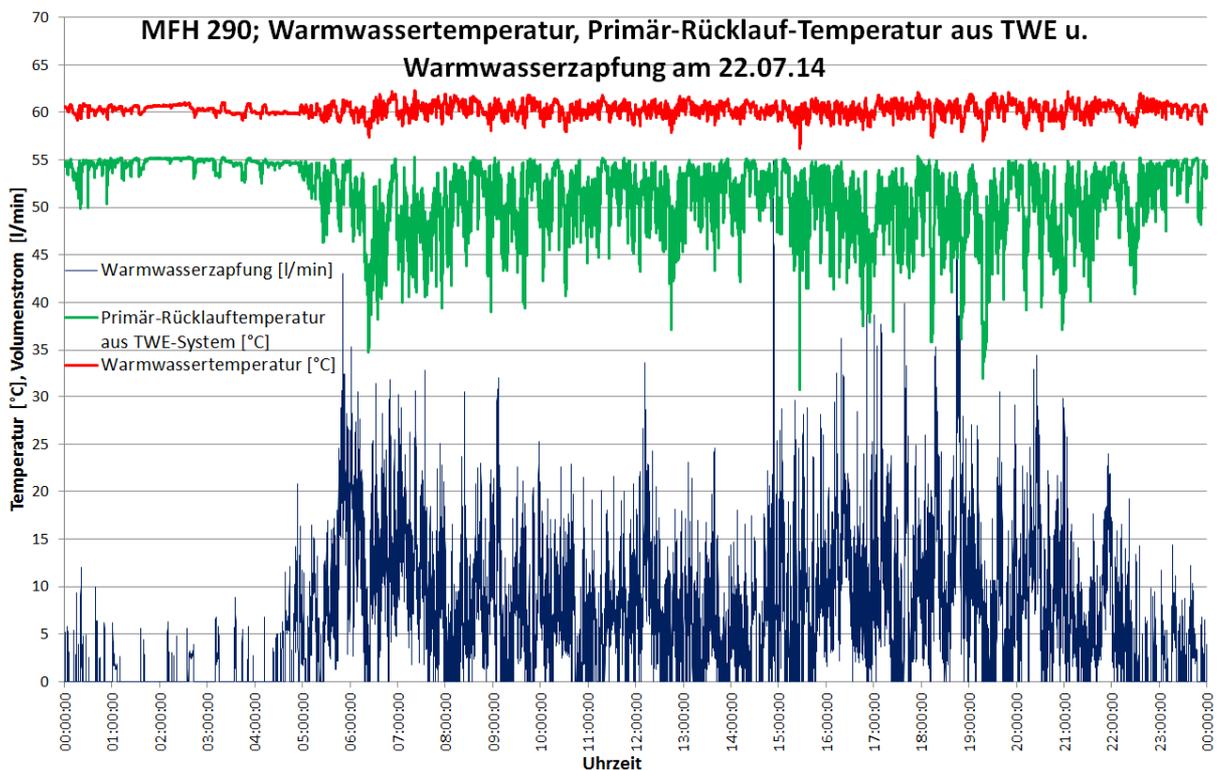


Abb. 3.148 Warmwasser- und Primär-Rücklauf-Temperatur sowie Warmwasserzapfung in Durchflusssystem MFH 290

Die in Abb. 3.148 erkennbare Abhängigkeit der Primär-Rücklauf-Temperatur vom Warmwasser-Zapf-Profil erscheint typisch für speicherlose Durchflusssysteme: nur im Moment einer Zapfung kann die Rücklauf-Temperatur unter 50° C sinken, außerhalb der Zapfzeiten wird sie vom Zirkulationsrücklauf dominiert.

Die Warmwasser-Vorlauf-Temperatur bleibt überraschend konstant und pendelt lediglich um wenige K.

In Anbetracht des günstigen Zirk-/Zapf-Verhältnisses und der hohen am TWE-System zur Verfügung stehenden Vorlauf-Temperaturen von ganzjährig über 80° C erscheint hier mit einer innovativen Trinkwassererwärmung nach FÜS2, FÜS3 oder FÜS6 eine deutlich bessere Rücklaufauskühlung leicht möglich.

Die Größe des Objektes und die bei seiner Vermessung verwendete feine Messwertauflösung von 1 Sekunde ermöglichen eine deutliche Darstellung der in

jedem Gebäude mehr oder weniger gegebenen Beeinflussung der Zirkulation durch Zapfung (Abb. 3.149).

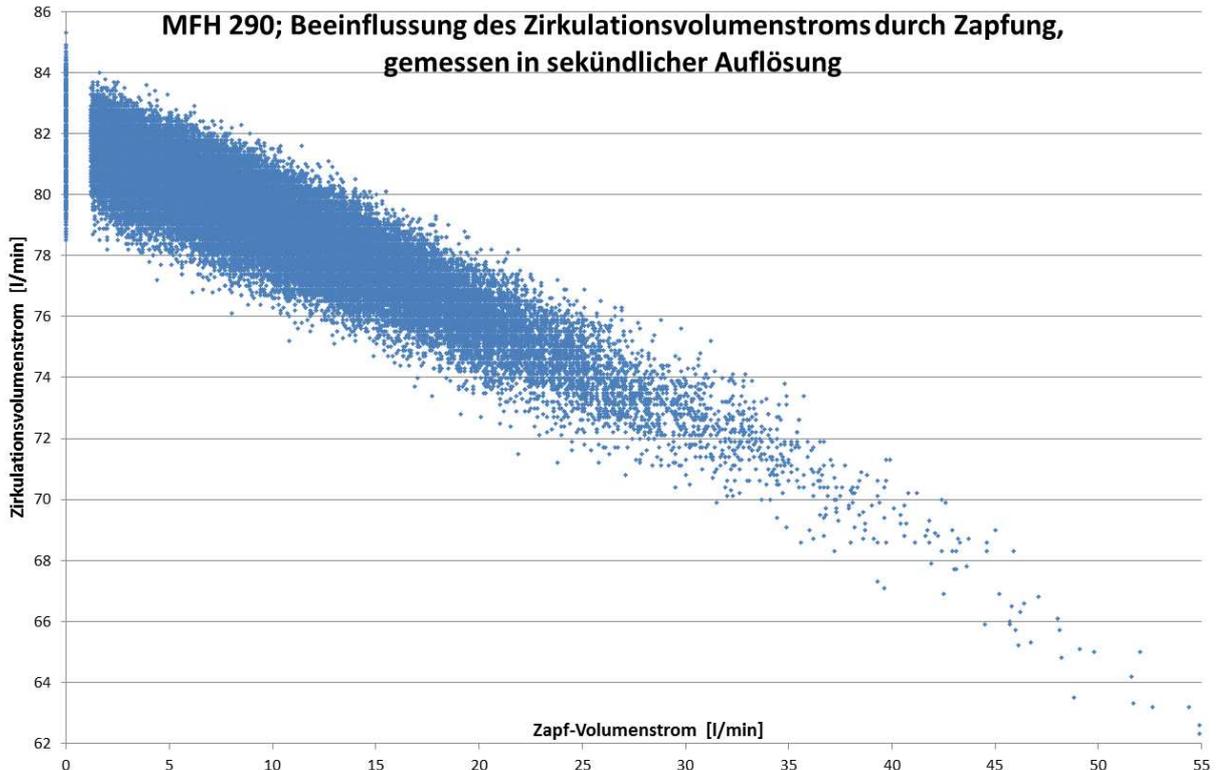


Abb. 3.149 Zirkulationsbeeinflussung durch Zapfung in MFH 290

Der höchste Zirkulationsvolumenstrom stellt sich im ungestörten Zustand, also bei Null-Zapfung ein. Je höher das Zapfvolumen steigt, umso mehr wird der Zirkulationsvolumenstrom zurückgedrängt, im vorliegenden Fall um etwa 0,36 l pro l.

Dieses sich selbst einstellende Phänomen vermeidet eine Überlastung des Durchflusssystems: Im Volllastfall müssen nicht 55 l/min Zapfung + 82 l/min Zirkulation = 137 l/min Gesamtvolumenstrom fließen und erwärmt werden, sondern 20 l/min bzw. gut 14% weniger.

Die im Zusammenhang mit der Detailmessung MFH 30b vorgeschlagener Drehzahlregelung der Zirkulationspumpe in Abhängigkeit vom Zapfvolumenstrom versucht, den natürlichen Verdrängungseffekt auf ein Verhältnis 1 : 1 zu erhöhen:

Würde der Zirkulationsvolumenstrom bei 55 l/min Zapfung um dieselben 55 l/min reduziert, bliebe der Durchfluss und mit ihm auch der Druckverlust im Wärmetauscher und im Warmwasser-Verteilssystem gantztägig weitgehend konstant.

3.5 Zusammenfassende Empfehlungen zur zukünftigen Projektierung von TWE-Systemen

3.5.1 Trinkwassererwärmung bei Fernwärme und anderen Erzeugungsvarianten

Es mag noch vereinzelt, z. B. ohnehin in Rückbau befindliche Fernwärmenetze geben, bei denen Rücklauftemperatur und Anschlusswertminimierung eine untergeordnete Rolle spielen. In solchen Netzen können preiswerte und platzsparende speicherlose Durchflusssysteme und/oder schlichte einstufige Speicherladesysteme noch ihre Daseinsberechtigung haben. Steht aber der langfristig ökologisch wie ökologisch sinnvolle Fernwärmebetrieb im Focus, sollte die Wahl bei Neubau und Sanierung zukünftig stets auf innovative, speichernde Trinkwassererwärmungssysteme fallen, wie sie im Rahmen dieser Untersuchung mit den Schaltungen FÜS2, FÜS3 und FÜS6 vorgestellt und getestet wurden. Dies gilt uneingeschränkt auch für viele Anlagen, die nicht mit Fernwärme, sondern z.B. mit Solarthermie, aus Gasbrennwertkesseln, auf Wärmerückgewinnungssystemen oder mit Wärmepumpen versorgt werden.

3.5.2 Hygiene

Aus hygienischer Sicht sollte ein Trinkwassersystem einen möglichst geringen Wasserinhalt aufweisen, d.h. der Wasserinhalt der Leitungen und des Trinkwassererwärmers ist auf ein Minimum zu begrenzen. Getreu dem Motto „Wasser muss fließen“ sollte jede Art von Stagnation nach Möglichkeit vermieden werden, d.h. alle zusätzlichen Anschlüsse (z.B. Spülanschlüsse zur Wartung, etc.) sollten entweder so gestaltet werden, dass sie ständig durchflossen oder entleert werden können.

3.6 Mehrkosten innovativer TWE-Systeme

Zur Ermöglichung erster überschlägiger Kosten-Nutzen-Rechnungen erfolgt hier eine grobe Abschätzung der Kosten innovativer Trinkwassererwärmungssysteme und insbesondere der Mehrkosten gegenüber einem herkömmlichen System.

Die Leistungsgröße entspricht der am Prüfstand getesteten Standardgröße von ca. 100 kW bei einer NL-Zahl von 25

Als Referenz dient das oben beschriebene und von den Stadtwerken München jahrelang installierte einstufige externe Speicherladesystem nach Typ 8 (Abb. 3.123).

Dessen Kosten lassen sich anhand zahlreicher Erfahrungswerte gut wie folgt überschlagen:

Einstufiges Ladesystem 100 kW mit Wasserstrahlpumpe und Regelung	4.000,- €
Edelstahlspeicher 750 l	3.000,- €
Montage	1.500,- €
Summe	8.500,- €

Ebenfalls gut zu fassen, da bereits serienmäßig gefertigt und regelmäßig verbaut ist das zweistufige Speicherladesystem nach Pumpen Richter (FÜS6).

Zweistufiges Ladesystem 100 kW mit Wasserstrahlpumpe u. Regelung	6.400,- €
Edelstahlspeicher 750 l	3.000,- €
Montage	2.000,- €
Summe	11.400,- €

Bislang nur in wenigen Prototypen als Einzelanfertigung installiert und ohne breitere statistische Erfahrungsgrundlage sind die beiden Systeme FÜS2 (System mit massebehafteter Vorwärmstufe) und FÜS3 (System nach Prof. Ziegler).

Für FÜS2 lautet die Abschätzung anhand der Angebotswerte des Installateurs:

Nachwärmstufe 100 kW mit Wasserstrahlpumpe und Regelung	5.800,- €
Massebehaftete Vorwärmstufe	5.800,- €
Anschlussmaterial Vorwärmstufe	3.000,- €
Montage	2.000,- €
Summe	16.600,- €

Die Kosten für FÜS3 (System nach Prof. Ziegler) können anhand eines in die Praxis umgesetzten Objektes wie folgt abgeschätzt werden:

Speicherbehälter, schwarz, 1.000 l mit innenliegender Verteileinrichtung	2.000,- €
Primärlademodul	4.000,- €
Frischwassermodule incl. Zirkulationswärmetauscher	5.000,- €
Regelung	1.000,- €
Montage	2.000,- €
Summe	14.000,- €

Die beiden letztgenannten Systeme FÜS 2 und FÜS 3 liegen also preislich deutlich über dem bereits in den Markt eingeführten System FÜS 6. Für deren Markteinführung wird somit von entscheidender Bedeutung sein, ob Systemanbieter diese Schaltungen, ggf. im Wettbewerb untereinander, in ihren Lieferumfang aufnehmen und eine Kostenreduzierung durch Serienfertigung erreichen. So lassen sich beispielsweise die vier Anschlussflanschen mit Reduzierungen für die Vorwärmstufe der FÜS 2 in rationeller Produktionsweise sicher deutlich preiswerter als in Einzelanfertigung für 3.000,- € herstellen.

Aber auch ohne Kostenreduktion werden die Systeme FÜS3 und FÜS6 ihre Daseinsberechtigung haben: FÜS2 spielt ihren Vorteil bei größeren Anlagen aus, da sie mit steigender NL-Zahl kaum größer dimensioniert werden muss und somit kaum teurer wird, andererseits die Vorwärmstufe aber umso effizienter betrieben werden kann, je mehr Zapfvorgänge und somit Entladezyklen pro Tag gefahren werden. Des Weiteren erscheint FÜS2 gut geeignet zur Nachrüstung bestehender Trinkwasser-Erwärmungs-Anlagen im Durchflussprinzip.

FÜS3 weist gegenüber FÜS2 und FÜS6 den Vorteil deutlich besserer Leistungsglättung auf. Steht also die Frage der Leistungsglättung und somit der Reduzierung des erforderlichen Anschlusswertes im Vordergrund, wie dies z. B. in allen Fernwärmenetzen mit prozentual hohem Grundpreis (Leistungspreis) der Fall ist, sollte das System FÜS3 zum Einsatz kommen.

Tab. 3.16 stellt die für die vier verglichenen Systeme jeweils erforderliche Anzahl von Grundkomponenten gegenüber und ermöglicht so einen ersten Vergleich der Komplexität der Systeme.

	Externes Speicherladesystem (Typ 8)	System mit massebehafteter Vorwärmstufe	System nach Prof. Ziegler	System nach Pumpen-Richter
	FÜS 1	FÜS 2	FÜS 3	FÜS 6
Wärmetauscher	2	3	5	3
Speicherbehälter	1	0	1	1
unverzichtbare Pumpen	1	0	3	1
Motorventile incl. Wasserstrahlpumpe	1	1	2	3
Thermostatventile ohne Hilfsenergie	0	0	2	0
Rohrstränge	11	17	23	17
T-Abzweige	5	9	6	6
Preis [€]	8.500	16.600	14.000	11.400

Tab. 3.16 Gegenüberstellung von Komponentenanzahlen und Preisen von konventioneller und innovativer TWE, Leistungsklasse 100 kW

Hätte es das System FÜS6 beim Bau der ca. 110 Trinkwassererwärmungsanlagen in Neuriem bereits gegeben und wäre es zu Mehrkosten von je 2.900,- € statt der konventionellen Systeme gebaut worden, wären in Summe Mehrkosten von $110 \cdot 2.900,- \text{ €} = 319.000,- \text{ €}$ entstanden. Durch die niedrigere Sammelrücklauftemperatur alleine aufgrund dieser etwas aufwändigeren TWE-Systeme könnte das Netz ganzjährig mehr Thermalenergie aufnehmen, auf die Zuheizung mit Gas im Wert von mindestens 400.000,- € könnte verzichtet werden. Hätten die Stadtwerke München ihren Riemer Kunden den Mehrpreis des innovativen TWE-Systems jeweils als Zuschuss überlassen,

hätten sich diese Kosten bereits nach einem Jahr Vollbetrieb des Inselnetzes (etwa ab 2020) voll amortisiert.

Aber auch eine Nachrüstung des Systems FÜS6, ggf. unter Weiterverwendung des vorhandenen Edelstahlspeichers, und somit zu Kosten von lediglich ca. 10.000,- € pro Anlage erscheint vor dem Hintergrund des genannten Einsparpotentials durchaus wirtschaftlich interessant.

4 MP 3: Monitoring

Der Hauptbestandteil dieses Arbeitspaketes war die Suche nach Möglichkeiten, mit einfachen, jedem Fernwärmenetzbetreiber verfügbaren und zumutbaren Messmethoden Fernwärmekunden mit überhöhten Rücklauftemperaturen zu finden und die Ursachen der mangelhaften Rücklaufauskühlung aufzuzeigen. Dazu erfolgte in der Regel zunächst eine Grobanalyse auf Basis fest installierter Wärmemengenzähler und daran anschließend beispielhaft in ausgewählten Anlagen eine Feinanalyse mit mobilen Messgeräten und/oder Messdaten aus der vorhandenen Regelung. Dabei konnten einige typische häufig wiederkehrende Planungs- und Ausführungsfehler in den untersuchten Anlagen aufgedeckt werden. Für einige dieser Fehler konnten einfache nicht- bzw. geringinvestive Abhilfemaßnahmen aufgezeigt und durch Vorher-Nachher-Vergleich von Messdaten deren Wirksamkeit nachgewiesen werden.

Für den ersten groben Analyseschritt kamen neben herkömmlichen Wärmemengenzählern erstmalig auch innovative Wärmemengenzähler der neuesten Generation mit integrierten Datenspeichern zum Einsatz. Zur Auswertung der daraus gewonnenen Daten wurden Visualisierungstools aus den Forschungsvorhaben OASE weiterentwickelt und Interpretationsmuster für die so erzeugte grafischen Darstellungen aufgezeigt. Alternativ zur Auswertung von Wärmemengenzählerdaten wurde ein System zur Datenfernauslesung getestet. Im Rückblick sprechen die gewonnenen Erfahrungen jedoch klar für den erst genannten Ansatz, also einen flächendeckenden Einsatz von Wärmemengenzähler mit Datenspeichern, und gegen den sehr teuren und arbeitsintensiven Aufbau von Daten-Fernauslesungs-Systemen.

4.1 Datenerfassung bei Kundenanlagen

Im ersten Kapitel des Maßnahmenpaketes 3 besteht die Aufgabe darin, den Umfang der bisherigen Datenerfassung, der durch die SWM bei Kundenanlagen durchgeführt wurde zu untersuchen und auf Optimierungspotenziale hinzuweisen. Das Ziel ist hierbei eine effizientere Messdatenerfassung einzuführen und somit eine kontinuierliche Betriebsoptimierung realisieren zu können. Des Weiteren sind die Ziele der SWM bei der Datenerfassung aufzunehmen und evtl. vorhandene Einschränkungen hinsichtlich des Datenschutzes aufzuzeigen. Ein messtechnisches Konzept wird nach der Auswahl von geeigneten Geräten erstellt, das kontinuierlich anhand der Erfahrungen aus dem laufenden Monitoring verbessert wird.

4.1.1 Aktuelle Datenerfassungssysteme der SWM

4.1.1.1 Stationäre Wärmemengenzähler

Die Erfassung der an der Fernwärmeübergabestation übergebenen Wärmemenge ist aufgrund der jährlichen Abrechnung zwingend erforderlich. Geeichte Wärmemengenzähler sind daher an allen Übergabestationen der Stadtwerke München primärseitig fest installiert. Entsprechend dem Zeitpunkt des Zählereinbaus sind im Versorgungsgebiet Wärmemengenzähler unterschiedlichen Baualters mit unterschiedlichen Funktionalitäten im Einsatz.

Grundsätzlich ist jeder Wärmemengenzähler ein Volumenstromzähler mit integrierten Temperaturfühlern, die es ermöglichen, in mehr oder weniger feiner Zeitauflösung ein Integral aus Temperaturdifferenz und Volumenstrom zu bilden und die so ermittelte Energiemenge kumulativ in einem Zählwerk abzulegen. Somit ist praktisch jeder Wärmemengenzähler in der Lage, neben der gemessenen Energie in [MWh] auch die dazugehörige Volumensstromsumme in [m³] auszugeben. Setzt man diese beiden Messwerte in ein Verhältnis, so erhält man einen anlagenspezifischen Kennwert z. B. in der Form MWh/m³, der die Energieausbeute der untersuchten Anlage und somit indirekt die Rücklaufauskühlung widerspiegelt. Durch Vergleich dieses Kennwertes mit benachbarten Fernwärmekunden aus dem gleichen Fernwärmenetz (gleiche Vorlauftemperatur) lassen sich so Kunden mit guter und schlechter Rücklaufauskühlung mit hoher Treffsicherheit unterscheiden. Eine detaillierte Beschreibung dieses Verfahrens und der sich daraus ergebenden Möglichkeiten liefert /Zink/.

Die derzeit bei den Stadtwerken München im Einsatz befindlichen Wärmemengenzähler verfügen darüber hinaus bereits alle über eine digital auslesbare Schnittstelle sowie über die Fähigkeit zur Datenspeicherung. Neben Vor- und Rücklauftemperaturen und dem Durchfluss und der berechneten Wärmemenge erfassen diese Wärmemengenzähler auch die Maximalwerte der Messdaten innerhalb einer bestimmten Messperiode. Ältere Gerätetypen zeichnen den Verbrauch zu bestimmten Stichtagen auf, meist auch die Maximalwerte und den Zeitpunkt der Maxima. Die Daten liegen bei diesen Zählern in der Regel monatlich vor (z.B. Typ Landis+Gyr 2WR5, Abb. 4.1). Die aufgezeichneten Maximalwerte der Rücklauftemperatur können einen ersten Anhaltspunkt liefern, ob eine Überprüfung der Rücklauftemperaturen an der jeweiligen Übergabestation angebracht ist. Die monatlichen Spitzenwerte der Temperatur liefern jedoch keinerlei Hinweise über Dauer und Menge der mit zu hoher Temperatur zurück gespeisten Volumenströme und damit keine Information über die Relevanz der Temperaturüberschreitung. Diese Geräte sind bei SWM noch in großer Anzahl im Einsatz. Bei Sanierung und Neubauten werden jedoch zunehmend modernere Geräte mit Datenloggern eingesetzt. Die SWM verwenden Wärmemengenzähler vom Typ UH50 (Hersteller Landis+Gyr, Abb. 4.2).

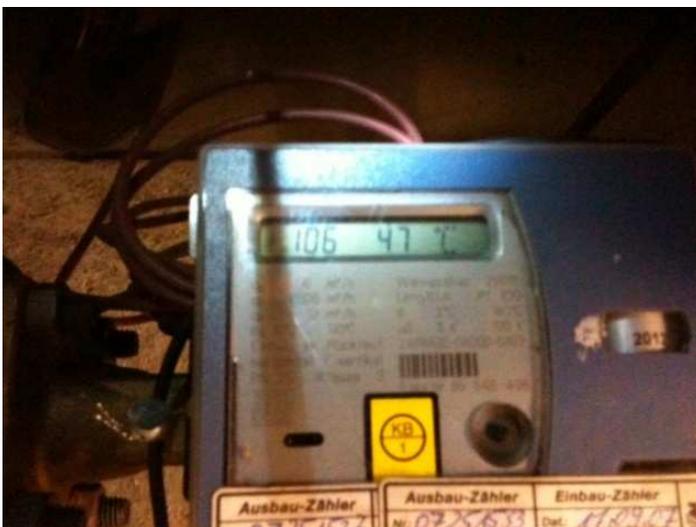


Abb. 4.1 Wärmemengenzähler älteres Modell



Abb. 4.2 moderner Wärmemengenzähler Typ UH50 (Quelle: Landis+Gyr)

Standardmäßig speichert das Rechenwerk dieses Typs die Zählerstände des Vorjahres sowie die Monatswerte für 60 Monate jeweils am Stichtag. Aufgezeichnet werden dabei:

- Energie,
- Volumen,
- Tarifregister,
- Fehlzeiten
- Durchflussmesszeit
- Monatsmaxima für Durchfluss, Leistung, Temperaturdifferenz, Vorlauftemperatur und Rücklauftemperatur mit deren jeweiligen Datumsstempel

Der wesentliche Vorteil gegenüber der früheren Zählergeneration besteht in der Möglichkeit einen Datenlogger zu integrieren. Damit können Werte in stündlichen bis 15-minütigen Abständen aufgezeichnet werden. Neben den oben genannten Zählerständen und Maximalwerten können die Momentanwerte für

- Leistung,
- Durchfluss,
- **Vorlauftemperatur und Rücklauftemperatur,**
- Temperaturdifferenz
- Fehlerkennungen

erfasst werden. Die Aufzeichnung und Auswertung der stündlichen Momentanwerte erlaubt einen sehr viel konkreteren Einblick in das Anlagenverhalten als die Minima- und Maximaufzeichnung älterer Geräte. In dem sog. Stundenarchiv können acht Messgrößen aufgezeichnet werden, die Speicherung umfasst bei stündlicher Aufzeichnung ca. 45 Tage bei kürzeren Zeitintervallen entsprechend weniger. Die Datenaufzeichnung dieser hochwertigen Wärmemengenzähler erlaubt bei entsprechend geschickter Auswertung bereits ein weitreichendes Betriebs-Monitoring der vermessenen Liegenschaft.

Da nicht der Fernwärmekunde sondern die SWM Eigentümer dieser Geräte sind, hat die SWM direkten Zugriff auf diese und kann jederzeit die aktuell gespeicherten Daten auslesen.

Konfiguration und Auslesen der Geräte erfolgen über die Software UltraAssist Standard mittels Laptop oder PC. Zur Auswertung und Archivierung werden die gespeicherten Daten bei Bedarf oder im Rahmen von ohnehin erforderlichen Sichtkontrollen durch Monteure in der Anlage mittels Optokoppler aus dem Zähler ausgelesen und auf einen Laptop oder PC kopiert.



Abb. 4.3 Auslesung eines Wärmemengenzählers UH50 mit Optokoppler und Laptop



Abb. 4.4 Optokoppler auf eingebautem Wärmemengenzähler UH 50



Abb. 4.5 Laptop über Optokoppler mit Wärmemengenzähler UH 50 verbunden

Fügt man ein so gewonnenes Datenfile aus der Heizperiode mit einem zweiten im Sommer ausgelesenen Datenfile zusammen und ergänzt dies um Außentemperaturwerte des Einsatzgebietes, erhält man auf sehr einfache und preisgünstige Art und Weise einen für erste Analysen vollkommen ausreichenden Datensatz. Es erscheint nicht übertrieben, diesen Datensatz als vollständigen „Kundensteckbrief“ zu bezeichnen.

Diese Methode darf als wenn auch nicht vollwertiger so doch ausreichender Ersatz für die ungleich aufwändigere Zählerfernauslesung gelten. Da regelmäßige Sichtkontrollen von Fernwärmeübergabestationen durch geschultes Fachpersonal auch weiterhin sinnvoll und vom Kunden meist ausdrücklich gewünscht sind, kann der teure Einbau eines Moduls zur Zählerfernauslesung einschließlich Daten-Übertragungs-System auch kaum durch einen damit möglichen reduzierten

Personaleinsatz rechtfertigt werden. So ergeben Untersuchungen zum Kosten-Nutzen-Verhältnis von Zählerfernauslesung regelmäßig, dass diese Maßnahme von einer Wirtschaftlichkeit noch weit entfernt ist. Die zu erwartenden weiteren Fortschritte und Preissenkungen in der Datenübertragungstechnik könnten diesen Umstand jedoch schon bald verändern.

4.1.1.2 Mobile Messungen

Neben der Auswertung der Zählerdaten führten die SWM schon bisher und im Rahmen des LowEx-Projektes verstärkt zusätzlich stichprobenartige Temperaturmessungen durch. Dabei werden neben den primärseitigen Vor- und Rücklauftemperaturen auch die Temperaturen auf der Sekundärseite der Fernwärmeübergabe aufgezeichnet. Je nach Anlagenkonfiguration werden sowohl Heizungs- als auch Warmwasserkreise erfasst. Hierfür werden tragbare Datenlogger (Testo, Gerätetyp 177-T4) mit zwei bis vier Messkanälen für Temperaturen verwendet. Die Messungen erfolgten stets mit Klettbandfühlern. Dabei ist die Fühlerspitze in das Klettband integriert. Die Fühlerspitze wird auf das blanke Rohr gelegt und durch das Klettband fixiert, so dass ein ständiger Kontakt mit der Rohroberfläche gewährleistet wird.

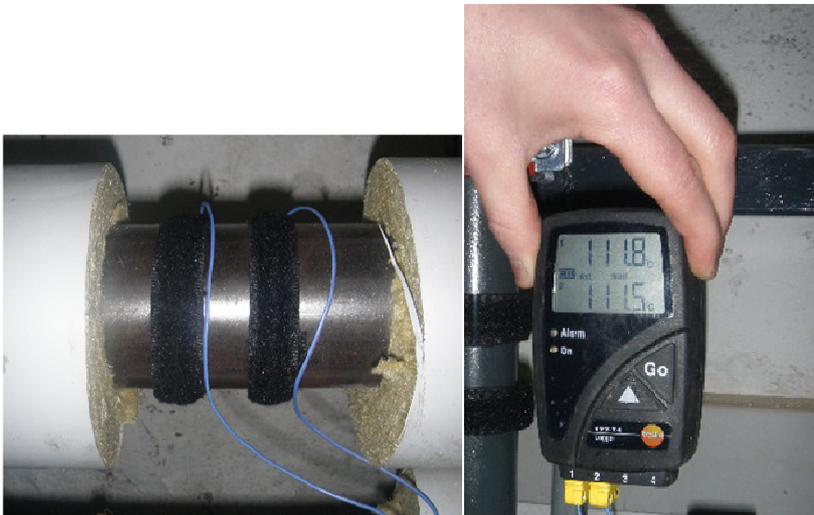


Abb. 4.6 Messung mit Temperaturmessgerät Hersteller Testo 177-T4 mit Klettbandfühlern /Hör/

Die Konfiguration der Mess- und Speichertaktung erfolgt über eine herstellereigene Software, die statistische und graphische Auswertung der Daten kann ergänzend auch mit dem Tabellenkalkulationsprogramm Excel o. ä. bewerkstelligt werden.

Mit dem Datenlogger Testo 177-T4 ist eine Speicherung von bis zu 48.000 Messwerten möglich. Die Aufnahmedauer dieses Gerätes ist stark abhängig von der Anzahl der angeschlossenen Fühler und dem gewählten Messintervall.

Tabelle (der Geräte-Bedienungsanleitung entnommen) zeigt beispielhaft für drei mögliche Messintervalle die mögliche Dauer der Datenerfassung.

Angeschlossene Fühler	Messintervall 15 Sekunden	Messintervall 30 Sekunden	Messintervall 60 Sekunden
1	8,5 Tage	16,9 Tage	33,9 Tage
2	4,2 Tage	8,5 Tage	16,9 Tage
3	2,8 Tage	5,6 Tage	11,3 Tage
4	2,1 Tage	4,2 Tage	8,5 Tage

Tabelle 4.1 Aufnahmedauer Messdaten in Abhängigkeit des Messintervalls, Testo 177-T4

Im Rahmen des LowEx-Forschungsvorhabens wurden Temperatur-Datenlogger des Typs *Testo 175-T3* (Zweikanallogger) und *Testo 176-T4* (Vierkanallogger) angeschafft. Diese batteriebetriebenen Geräte eignen sich zur Erfassung tiefer und hoher Temperaturen und können über mehrere Monate zeitsynchron zwei bzw. vier Temperaturen gleichzeitig aufzeichnen. Ggf. sind sie auf einen vorhandenen Gebäudeleittechnik aufschaltbar.

Die Speichertaktung kann mithilfe der Testo-Software von zehn Sekunden bis zu 24 Stunden eingestellt werden.

Der Datenspeicher kann bis zu einer Million Messwerte erfassen, jeder weitere Messwert kann zu einer Überschreibung des zuletzt gespeicherten Messwertes führen. Deshalb muss vor einer Langzeitmessung eine geeignete Speichertaktung mittels Software konfiguriert werden, um eine vollständige Datenerfassung zu gewährleisten bzw. ein Auswechseln des Gerätes vermeiden zu können. Erfolgt eine Kurzzeit-Erfassung, z.B. über einen Zeitraum von acht Stunden, wird dies mithilfe der Software individuell eingestellt. Bei leeren Batterien gehen keine gespeicherten Daten verloren.

Es wird zwischen Messtakt und Speichertakt unterschieden. Der Messtakt gibt an, wie häufig ein neuer Messwert ermittelt und im Display angezeigt wird. Der Speichertakt bestimmt, wie oft ein aufgenommener Messwert im Datenspeicher des Gerätes abgelegt wird. Gemäß Herstellerangabe muss der Speichertakt immer ein Vielfaches des Messtaktes sein.

Das Gerät verfügt über eine Alarmmeldung bei Überschreitung eines Grenzwertes, der bei der Konfiguration entsprechend eingestellt werden kann.

Die Geräte *Testo 175-T3* und *176-T4* sind geschützt nach Schutzart IP 65 und können somit in heißen und feuchten Räumen eingesetzt werden.

Entscheidend für eine bedienerfreundliche Handhabung des Gerätes ist eine unkomplizierte Datensicherung. Dies geschieht durch einen SD-Kartenanschluss (getestet bis 16 GB-Speicherkarte an der rechten Geräteseite. Die SD-Karte kann bei laufendem Betrieb des Gerätes eingeschoben werden. Alternativ kann das Gerät auch per USB-Kabel ausgelesen werden.

Die beiden beschriebenen Datenlogger können mit verschiedenen Temperaturfühlern betrieben werden. Auf die maximal möglichen Einsatzmöglichkeiten aufgrund Rohrdurchmesser ist zu achten, da hier Grenzen gesetzt sind; jedoch waren im hier vorliegenden Forschungsprojekt bei Rohr-Maßen von DN 40 mit DN 65 keinerlei Probleme zu erwarten.

Bei einer Messung mit Thermo-Element-Fühlern ist gemäß Herstellerangaben ein Auftragen einer Wärmeleitpaste nicht zwingend nötig. Die Firma Testo bietet hierzu eine Wärmeleitpaste auf Silikonbasis an. Diese hat eine Temperaturbeständigkeit bis 260°C.

Exakte Angaben zur Messwertverfälschung bzw. Reaktionszeitänderung bei Anlegen des Fühlers an einen vorhandenen Korrosionsschutz (Lackschicht) konnten seitens des Herstellers nicht erfolgen; Er kann jedoch eine erhöhte Genauigkeit mit einer metallisch blanken Oberfläche bescheinigen.

Bezüglich der Temperaturfühler musste zwischen Rohranlegefühlern mit in einem Klettband integrierter Fühlerkugel und den deutlich teureren Rohranlegefühlern mit Spannfeder entschieden werden. Da die Spannfeder-Fühler robuster und weniger verschleißanfällig sind und fester am Rohr anliegen, wurden mehrheitlich Spannfeder-Fühler und nur in ergänzenden Stückzahlen Klettbandfühler angeschafft. Probemessungen ergaben, dass die von beiden Fühlertypen am selben Rohr gemessenen Werte in einem Korridor von 2° K beieinanderlagen, Diskrepanzen sind auch auf unterschiedliches Verhalten der Fühlerkugeln selbst zurückzuführen. Eine Messgenauigkeit von weniger als 2 K sollte bei der Verwendung von Rohranlegefühlern erfahrungsgemäß nicht erwartet werden. Tauchfühler im zu messenden Medium liefern zwar generell genauere Werte, konnten aber aufgrund der in Anlagen kaum vorzufindenden ungenutzten Tauchhülsen und der Entscheidung, im Projekt ohne mechanische Anlageneingriffe (Schneiden von Rohren) zu messen, kaum eingesetzt werden.

Die Testo-Temperatur-Datalogger erwiesen sich im Projektverlauf als absolut zuverlässige und störungsfreie Geräte.

Neben den stationär zu betreibenden Dataloggern wurden für die Messteams einige mobile Infrarot-Thermometer vom Typ *Testo 830-T4* bzw. *Testo 845* angeschafft.

Diese portablen Thermometer dienen zur berührungslosen Messung (mit teilweise mehreren Metern Abstand vom Messpunkt) von

Oberflächentemperaturen und eignen sich zur Verschaffung eines ersten Überblicks, z. B. zur Unterscheidung von ungenügend beschrifteten Vor- und Rücklaufleitungen, schnellem Auffinden von Überströmungen, Unterscheidung durchströmter und nicht-durchströmter Anlagenteile etc.. Die sehr genauen Geräte erwiesen sich während der teilweise detektivischen Ursachensuche in Heizungsanlagen als wertvolle Hilfsmittel und wurden zu ständigen Begleitern der Messtechniker.

Messungen in Kundenanlagen durch Mitarbeiter der Stadtwerke München umfassten in der Vergangenheit in erster Linie die Temperaturen, die Auswertung

von Volumenströmen wurde bislang nur in Ausnahmefällen durchgeführt. Dadurch war in der Vergangenheit allenfalls erste grobe Abschätzung und Vermutungen hinsichtlich Fehlfunktionen möglich, präzise Aussagen zu Energieflüssen und – Fehlflüssen erfordern jedoch zwingend die Kenntnis nicht nur der Temperaturen sondern auch der dazugehörigen Volumenströme.

Deshalb wurden im Rahmen des LowEx-Projekts mobile Ultraschall-Durchfluss-Messgeräte angeschafft. Die Kaufentscheidung fiel dabei auf das Gerät

DeltawaveCP des Herstellers *Systec-Controls Mess- und Regeltechnik GmbH*.

Dieser Gerätetyp ist ein tragbarer Aufschnall-Durchflussmesser für Flüssigkeiten in gefüllten Rohrleitungen von 10 bis 6.000 mm Durchmesser und arbeitet nach dem Ultraschall-Laufzeitdifferenzverfahren.

Das Gerät hat folgende Diagnosefunktionen: Schallgeschwindigkeit, Signalstärke, Signalqualität, Amplitude, Energie und SNR (Signal-Noise-Ratio = Signal-Rausch-Verhältnis). Alle Signale können am Display graphisch dargestellt werden.

Neben der reinen Durchflussmessung ist bei diesem Gerät auch eine Wärmemengen-

Messfunktion möglich. Zusammen mit den als Zubehör erhältlichen Aufschnall-Temperatursensoren (PT 100-Fühler) lassen sich somit auch Wärme- und Kälteströme erfassen und dokumentieren.

Durch die Aufschnalltechnik kann die Montage der Ultraschallwandler nach Entfernen der Rohr-Wärme-Dämmung binnen weniger Minuten durchgeführt werden.

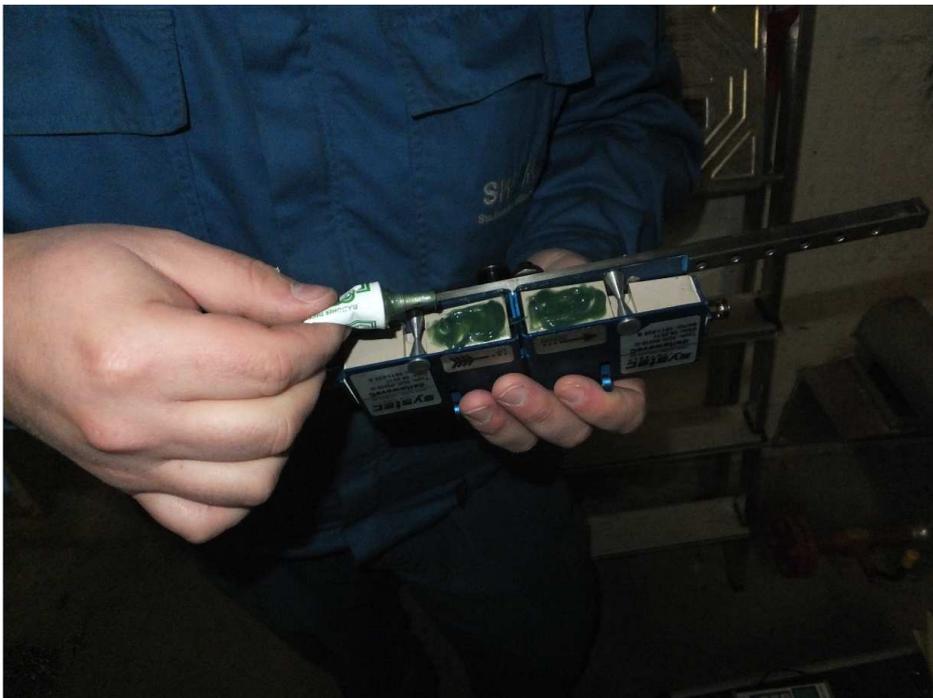


Abb. 4.7 Aufbringen der Wärmeleit- bzw. Signalkoppelpaste auf die beiden Ultraschallwandler des Durchflußmessgerätes



Abb. 4.10 Mit Spannketten auf abisolierte Rohrleitung montiertes Durchflussmessgerät

Hierbei werden zwei Ultraschallwandler nach Auftragen einer Wärmeleitpaste von außen auf die gereinigte Rohrleitung mit einer Edelstahl-Spannkette befestigt und mit der

Auswerte-Elektronik, dem portablen Bedien-Tableau mit acht Soft-Keys, über ein Signalkabel (Mini-USB auf USB) verbunden. Die Ultraschallwandler arbeiten wechselseitig als Sender und Empfänger und messen jeweils die Signallaufzeiten des Hin- und Rücksignals.

Die Auswerte-Technologie des Gerätes *DeltawaveC-P* weist eine hohe zeitliche Auflösung ab einer Sekunde und eine hohe Messrate auf und soll auch kleinste Fließgeschwindigkeiten präzise und reaktionsschnell messen.

Das Gerät besitzt einen integrierten Datenspeicher in Form einer handelsüblichen 2-Gigabyte-SD-Speicherkarte. Software-Updates erfolgen über die USB-Schnittstelle.

Der Speicherzyklus ist ab 1 Sekunde bis knapp 24 Stunden einstellbar. Die gespeicherten Daten sind als Textformat direkt in alle gängigen Programme wie z.B. MS Excel importierbar. Die gespeicherten Daten können allerdings erst nach Abbruch oder nach dem Ende einer zeitgesteuerten Aufzeichnung ausgelesen werden. Im Falle eines Stromausfalls oder leerer Akkus werden die bis dahin aufgezeichneten Messdaten gespeichert.

Die Akku-Laufzeit beträgt 3 bis 5 Stunden und ist von der Displaybeleuchtung abhängig; ein Anschluss für eine externe Spannungsversorgung ist möglich und im Praxiseinsatz meist zwingend erforderlich.

Um verwertbare Messergebnisse zu erhalten, sollte die Ausführung beider in *Anlage 16*

beschriebenen Ausführungsvarianten eine Beruhigungsstrecke von mindestens 10mal des

Rohrdurchmessers aufweisen.

Die Handhabung der Geräte ist nicht ganz unproblematisch und erfordert einiges an Erfahrung. So erwies sich z. B. die der Bedienungsanleitung beschriebene Z-Anordnung von Sender und Empfänger als sehr schwierig in Aufbau und Justierung und somit schlicht als nicht empfehlenswert. Die V-Methode mit nebeneinander angeordnetem Sender und Empfänger bewährte sich hingegen gut. Die Bedienungssoftware blieb trotz Updates durch den Hersteller störanfällig. Koppelpaste musste auch bei Langzeitmessungen an warmgehenden Rohrleitungen nie erneuert werden. Zur Erzielung unverfälschter Messergebnisse ist vor den Messungen ein Nullpunkt-Abgleich durch Ausschalten der Pumpe oder Schließen von Armaturen zwingen erforderlich.

Das Gerät erfordert vor Beginn der Messung zwingend die Eingabe der Rohrwanddicke. Diese kann häufig aus Aufdrucken an der Rohraußenwand abgelesen werden. Ist dies jedoch nicht möglich und soll ein Kontrollschnitt in das Rohr vermieden werden, wird eine zerstörungsfreie Wanddickenmessung erforderlich. Deshalb wurde zusätzlich zu den Volumenstrommessgeräten ein Rohrwanddicken-Messgerät desselben Herstellers vom Typ MT0111111821 angeschafft. Es ist für alle herkömmlichen Rohrmaterialien wie Stahl oder Kunststoffe geeignet und erwies sich in der Praxis nach ersten Negativerfahrungen als unkompliziert und genau.

4.1.2 Gesetzliche Richtlinien zur Einhaltung des Datenschutzes und deren Einfluss auf das Projekt

Bei der Durchführung des Monitorings müssen hinsichtlich des Datenschutzes einige Punkte beachtet werden. Unabhängig davon, ob es sich um die Daten eines einzelnen Haushaltes, eines einzelnen Eigentümers eines Mehrfamilienhauses oder einer Wohnungseigentümergeinschaft (WEG) handelt, müssen alle Rechte gemäß den derzeit gültigen Bestimmungen des Bundesdatenschutzgesetzes (BDSG) vom 14.08.2009 gewahrt bleiben. Die aufgezeichneten Daten dürfen nicht so weit aufgelöst sein, dass Rückschlüsse auf das Verhalten einzelner Nutzer oder Nutzergruppen möglich werden. Personen- bzw. objektbezogene Daten, die einen Einblick in die Privatsphäre eines Dritten geben könnten sind auszublenden bzw. gänzlich zu eliminieren. Deshalb werden die Adressen der vermessenen Gebäude in dieser Studie nicht explizit genannt. Stattdessen werden die Gebäude hier lediglich anonymisiert nach der jeweiligen Anzahl ihrer Wohneinheiten benannt. Ein Mehrfamilienhaus mit 30 Wohneinheiten heißt in dieser Studie beispielsweise MFH 30 .

4.1.3 Ausarbeitung eines einheitlichen Konzeptes zur Strukturierung der messtechnischen Datenerfassung

Um die Ergebnisse der Messungen in einheitlicher, vergleichbarer und nach Möglichkeit automatisch auslesbarer Form zu erhalten, waren vor Beginn der Messkampagne einige Festlegungen erforderlich.

Insbesondere müssen die verwendeten Messgeräte einheitlich konfiguriert werden. Wichtige Punkte dabei sind:

- Datum und Uhrzeit mussten bei allen Geräten identisch sein, z. B. durch Konfiguration aller Geräte über denselben Computer/ Laptop, zur Vermeidung selbst kleiner Abweichungen
- Die gemessenen Werte selbst sollten immer in der gleichen Zeile starten, z. B. Kopfzeile des Messgerätes in Zeile 1, die Messwerte selbst ab Zeile 2
- Mess- und Speichertaktung der Geräte mussten einheitlich sein; geräteinterne Messtaktung nach Möglichkeit mindestens alle 10 Sekunden, Speichertaktung mindestens alle 15 Minuten
- Es wurden ausschließlich Mittelwerte ausgewertet, Minima und Maxima wurden als weitgehend irrelevant erkannt.
- Volumenströme wurden einheitlich in „l/min“ bzw. „m³/h“ gemessen, Temperaturen in „°C“, Leistungen in „kW“ bzw. „MW“, Energiemengen in „kWh“ bzw. „MWh“, Drücke und Druckverluste in „bar“.

Die Dauer des Monitorings eines Objektes sollte mindestens 7 Tage betragen, besser jedoch 14 Tage. Ein bis zwei Tage nach Installation einer Messung wurde diese jeweils durch eine zusätzliche Ortsbegehung überprüft. Kalendarische Besonderheiten während der Messperiode wie Schulferien oder Feiertage wurden vermerkt. Ergänzend zu den Messungen wurde versucht, für jedes vermessene Gebäude so viele zusätzliche Informationen wie möglich wie Bestandsdokumentationen, Angaben zur Nutzung und zum Belegungsgrad des Gebäudes usw. zu erhalten. Dabei musste regelmäßig die Erfahrung gemacht werden, dass weder der Hausmeister noch die Hausverwaltung verlässliche Auskünfte zur Personenbelegung einzelner Wohneinheiten erteilen konnten. In der Praxis muss diese Belegungszahl schlicht als ständig wechselnd und nicht ermittelbar und somit für Auswertungen als nicht verfügbar betrachtet werden.

4.2 Einsatz neuer Zählersysteme für Smart-Metering

Die SWM setzen bereits seit einigen Jahren Wärmemengenzähler mit integrierten Datenlogger und digitalen Schnittstellen zur Aufzeichnung des Verlaufs von Temperaturen und Durchfluss ein (s. Kap. 4.1.1.1). Diese Messdaten bieten die Basis für ein darauf aufsetzendes Monitoringsystem für eine erste Analyse und erste Optimierungsansätze der Fernwärmeübergabe und der Kundenanlage.

4.3 Visualisierungstool für die Betriebsdiagnose

Ziel dieses Projektteiles war es, Möglichkeiten zu untersuchen, leicht verfügbare, z.B. aus Wärmemengenzählern gewonnene Messdaten aus Kundenanlagen so auszuwerten und insbesondere grafisch so aufzubereiten, dass typische Betriebsmuster und ggf. auch Fehlfunktionen der Kundenanlage daraus erkannt werden können. Dazu wurden Visualisierungstools aus den vorangegangenen „OASE“- Projekten weiterentwickelt und auf die spezifischen Erfordernisse der Fernwärme angepasst. Im Zentrum standen dabei Möglichkeiten, zu hohe Fernwärme-Rücklauftemperaturen zu identifizieren und die Ursachen hierfür zu benennen. Darüber hinaus standen aber von Anfang an weitere Vorteile für Kunden und Versorger im Blickfeld:

Vorteile für den Kunden:

- Unterstützung beim praktischen Suchen & Erkennen von Energieoptimierungspotentialen
- Nutzen der Einsparpotentiale durch mögliche Anpassung des Prozesses und seiner Parameter zur weiteren Optimierung des Energieverbrauches
- Verbesserung der Qualität der bestehenden Anlagen
- Frühzeitiges Auffinden von Betriebsstörungen
- Senkung der Betriebs- und Wartungskosten

Vorteile aus Sicht des Energieversorgers:

- Sensibilisierung des Kunden
- Detaillierte Lastprofile in beliebiger Zeitauflösung
- Auffinden „netzunfreundlicher“ Verbraucher, z. B. mit hohen Lastschwankungen
- Basis für kompetente Beratung des Kunden
- Bindung von Kunden durch zusätzliche Dienstleistungen

4.3.1 Überprüfung der bereits bei Ebert Projekten (InProG/OASE) verwendeten Konzepte hinsichtlich ihrer Anwendbarkeit auf Fernwärmegebiete

Das Forschungsvorhaben „OASE“ und sein Nachfolgeprojekt „InProG“ fanden im Forschungsvorhaben „LowEx“ Anwendung und Weiterentwicklung. Die in OASE entwickelte Methode setzt auf ein intensives Monitoring des Betriebs auf Basis der vom Automationssystem des Gebäudes aufgezeichneten Daten. Die Auswertung von Betriebsdaten setzt das Verständnis der im Gebäude ablaufenden Prozesse der technischen Gebäudeausrüstung voraus. Jedoch kann selbst ein Experte aus den Tausenden einzelnen Zahlenwerten kein Optimierungspotential herauslesen. Eine gute und weitgehend automatisierte Aufbereitung der Daten ist somit Grundlage eines effizienten Betriebsmonitorings. Die nutzbaren Informationen müssen schnell extrahiert werden können, so dass eine Aufbereitung der Daten nur einen geringen Arbeitsaufwand verursacht und die Interpretation der Daten im Vordergrund stehen kann.

Die im Forschungsvorhaben „OASE II“ entwickelten Werkzeuge dienen dazu, Betriebsdaten weitgehend automatisch umzuwandeln und dem Bearbeiter in einer Form zu präsentieren, die ihm schnelle Entscheidungen bezüglich korrekten Betriebs bzw. erforderlicher Optimierung ermöglichen. Eine zentrale Rolle hierbei spielt die Erkennung von Mustern. Der Schritt zu dieser Mustererkennung oblag in der OASE-Methodik immer noch dem Menschen, zusätzliche Hilfestellung könnten aber zunehmend durch die Bereitstellung von Betriebsmustern für den Sollbetrieb und für typische Fehler gegeben werden. Diese Betriebsmuster könnten jedoch auch die Basis für die weiter gehende Entwicklungen in Richtung Expertensysteme bilden, die zukünftig automatisiert die Aufgaben der Mustererkennung und der Fehlerdiagnose übernehmen.

Die Aufbereitung der Betriebsdaten setzt im Wesentlichen auf zwei bisher in der Gebäudetechnik noch kaum angewendete Visualisierungsmethoden den sog. Carpet-Plots (Rasterdiagramme) und Scatterplot-Matrizen (verknüpfte Matrizen aus Punktwolkendiagrammen). Zeitreihen einzelner Betriebsdaten können in Form der Carpet-Plots kompakt dargestellt werden. In den Diagrammen werden die Messwerte farblich codiert und der tägliche Verlauf gegenüber der Messperiode aufgetragen, so dass auch längere Zeiträume übersichtlich dargestellt werden. Abb. 4.9 zeigt die Darstellungsweise am Beispiel der Fernwärmerücklauftemperatur über den Zeitraum von 5 Wochen. In dieser Darstellungsform sind vor allem regelmäßig wiederkehrende Betriebszustände leicht zu erkennen. Abweichungen vom Muster sind so schnell ersichtlich und Fehlerursachen können eingegrenzt werden. Häufig vorkommende Probleme können so identifiziert werden, während einzelnen Spitzen, die in Summe nicht ins Gewicht fallen, übergangen werden dürfen.

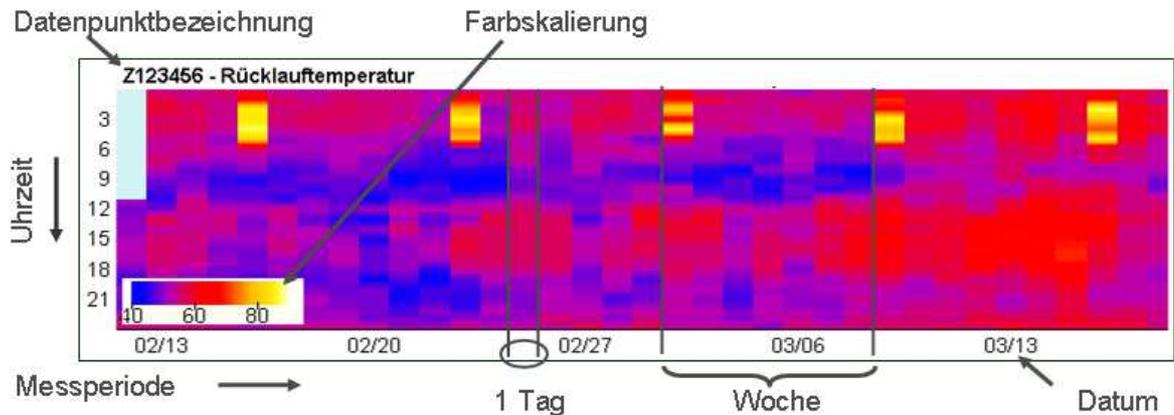


Abb. 4.9 Carpet-Plot zur Darstellung einer Zeitreihe

Korrelationen und Abhängigkeiten verschiedener Betriebsdaten unter einander können in Punktdiagrammen durch Auftragen der Betriebsdaten gegeneinander in x- und y-Richtung dargestellt und untersucht werden. In den Scatter-Plot-Matrizen sind mehrere solcher Diagramme gekoppelt. Durch farbliche Markierungen sind Punktgruppen plot-übergreifend zu identifizieren. Im Fall der Fernwärmeüberwachung bietet es sich an, jeweils die Rücklauftemperaturen oberhalb des vertraglich vereinbarten Temperaturniveaus einzufärben. In den Matrizen sind Häufigkeitsverteilungen integriert, die zusätzliche Informationen bieten. Die Betriebsdaten einer oder mehrerer Anlagen können so detailliert analysiert werden. Abb. 4.10 zeigt ein Auswertungsbeispiel der um Außentemperaturwerte ergänzten Daten eines Fernwärmezählers. Dargestellt sind Vor- und Rücklauftemperaturen, Volumenstrom und die Außentemperatur, jeweils gegeneinander aufgetragen. Die rot markierten Punkte kennzeichnen hier jeweils Temperaturen über 55°C. Die Scatter-Plot-Matrizen sind Grundlage der Auswertungen der OASE-Betriebsdiagnose. Die einzelnen Plots besitzen jeweils einen unterschiedlichen Informationsgehalt, die Matrix-Darstellung kann jedoch zusätzlich Zusammenhänge aufzeigen. In der Endauswertung ist es oft ausreichend und zielführender, nur die wesentlichen Plots zu übernehmen.

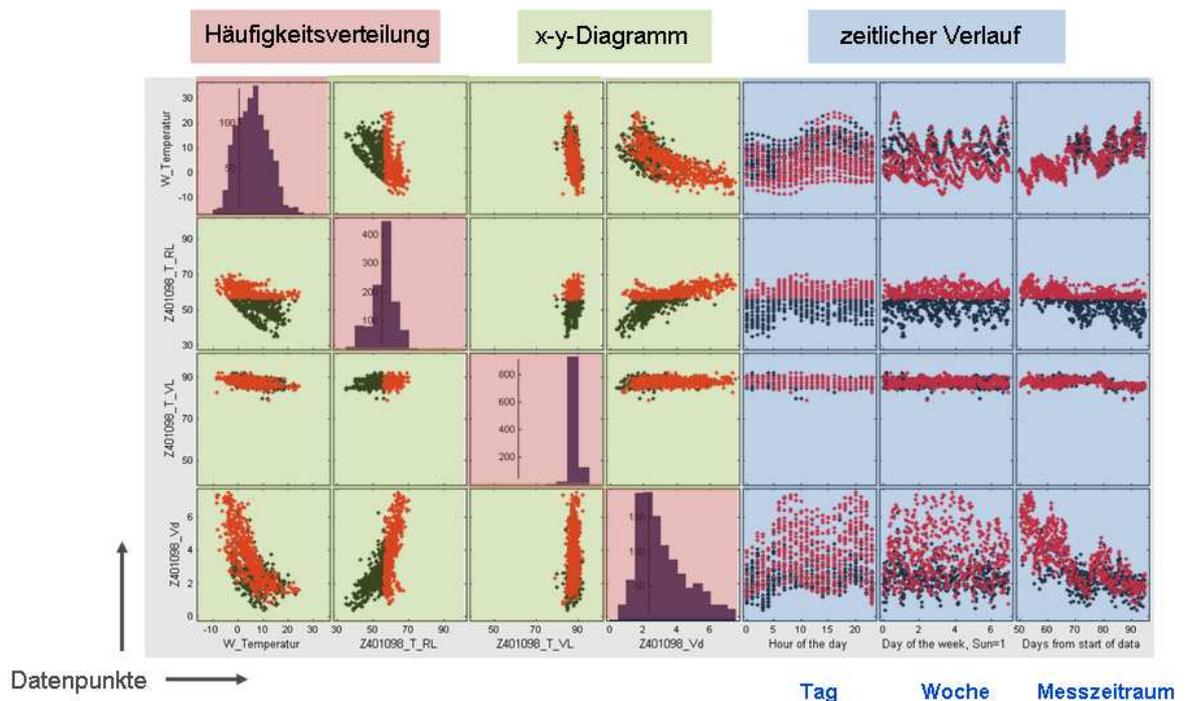


Abb. 4.10 Scatter-Plot-Matrix zur Darstellung von Korrelationen verschiedener Betriebsdaten; Scatter Plots in x-y Darstellung (grüner Hintergrund), Häufigkeitsverteilungen (roter Hintergrund), Tages-, Wochen- und Gesamtzeitreihen rechts (blauer Hintergrund)

Innerhalb des LowEx-Projektes wurden typische Betriebsmuster für Fernwärmeübergabestationen entwickelt. Erster Schritt für die Entwicklung der Soll-Betriebsmuster war die Visualisierung und Analyse der vorhandenen Betriebsdaten. Die Betriebszustände unterschiedlicher Anlagenkonfigurationen und unterschiedlicher Betriebsweisen können dabei erfasst werden. Ebenso werden typische Fehler identifiziert. Der Sollbetrieb muss dabei mit den zulässigen Toleranzen beschrieben werden. Dies könnte auch die Grundlage für die Erarbeitung zukünftiger kontinuierlicher Auswerte- und Prüfroutinen bilden. Die zusammengestellten Muster der identifizierten Fehler und des Sollbetriebs der Anlagen könnten dabei als Vergleichsbasis für die aktuellen Betriebsdaten in einem künftigen Monitoring-Prozess dienen und so die Analyse und Fehlersuche unterstützen.

Die vorliegende Auswertung umfasst die Stundenwerte von 64 ausgelesenen Wärmemengenzählern. Die Zähler speichern die Stundenwerte jeweils über 45 Tage. Hier kann betont werden, dass dem Versorger damit ohne großen messtechnischen Aufwand zusammenhängende Datensätze von Intervallen bis zu 45 Tagen aus einzelnen Kundenanlagen zur Verfügung stehen.

Zunächst wurden die Rücklauftemperaturen untersucht. Hierbei stehen die stündlichen Momentanwerte sowie die Maximalwerte zur Verfügung. Die Datenvisualisierung mit Carpet-Plots zeigt bereits ein hohes Potential, zusätzliche

Erkenntnisse aus den Betriebsdaten zu gewinnen und so Hinweise auf mögliche Fehlerquellen zu liefern. Eine weitere Analyse stellt die Zusammenhänge zwischen der Anlagenkonfiguration und speziellen Fehlermustern her. Von den ausgewerteten 64 Rücklauftemperaturen hielten nur zwei die vertraglichen Anforderungen von maximal 50°C ein. In drei Vierteln der Fälle überschreiten die Rücklauftemperaturen 60°C, häufig werden Temperaturen von über 70°C und über 80°C erreicht.

Die folgenden Plots zeigen jeweils oben die Außentemperatur („Temperatur“), unten die zeitgleiche Rücklauftemperatur. Die Farbskalen reichen für die Außentemperatur jeweils von -10°C bis +35 °C, für die Rücklauftemperaturen von 40°C bis 90°C. Die Tageszeit ist von oben nach unten abzulesen, ein vertikaler Streifen entspricht einem Tag.

Die beiden Beispiele in Abb. 4.12 und Abb. 4.13 zeigen eine sehr unterschiedliche Charakteristik der Rücklauftemperaturen. Die Rücklauftemperaturen in Abb. 4.12 schwanken sehr stark. Die Ursache liegt dabei i.d.R. in einem intermittierenden Pumpenbetrieb, z.B. bei der Ladung des Trinkwarmwasserspeichers. Dagegen zeigt das Muster in Abb. kontinuierliche Änderungen, die, wie der Vergleich mit dem darüber liegenden Plot zeigt, der Außentemperatur folgen. Zusätzlich sind im wöchentlichen Abstand deutliche Spitzen erkennbar, die auf eine wöchentliche Durcherhitzung des Trinkwasserspeichers hinweisen (Legionellenschaltung).

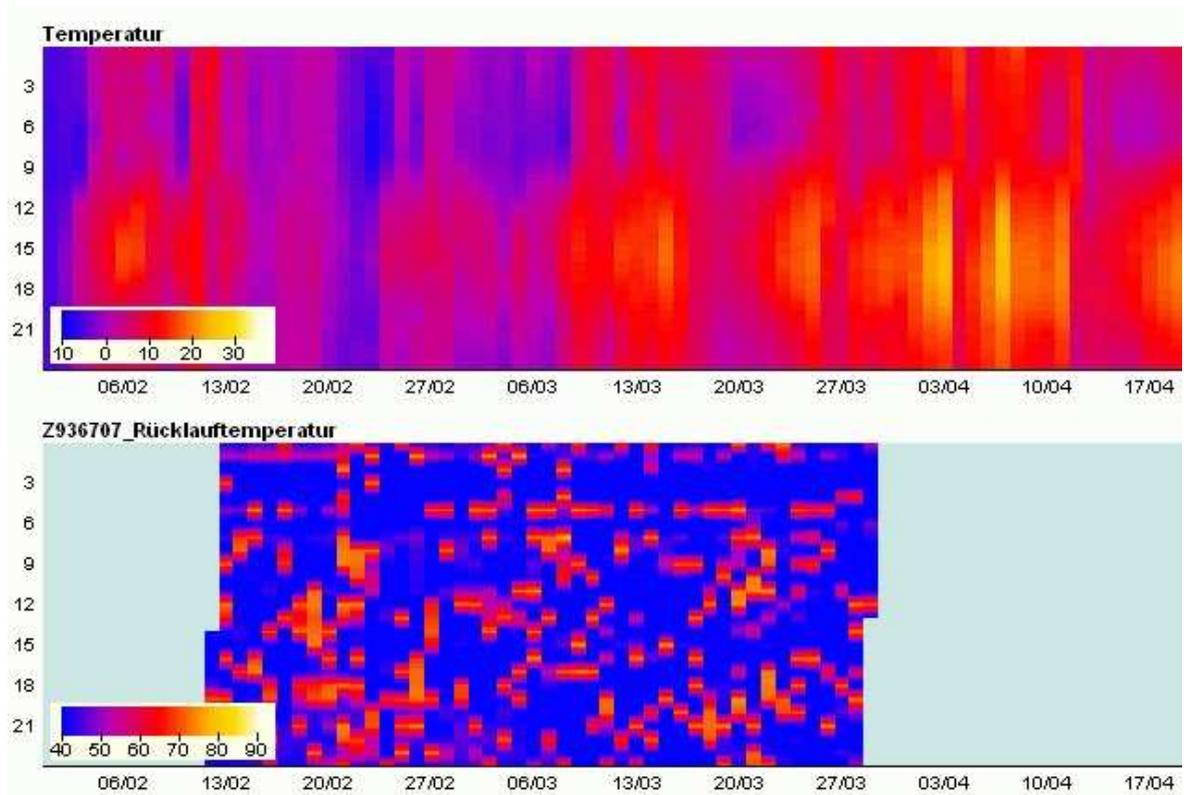


Abb. 4.11 Beispiel 1: Carpet Plot

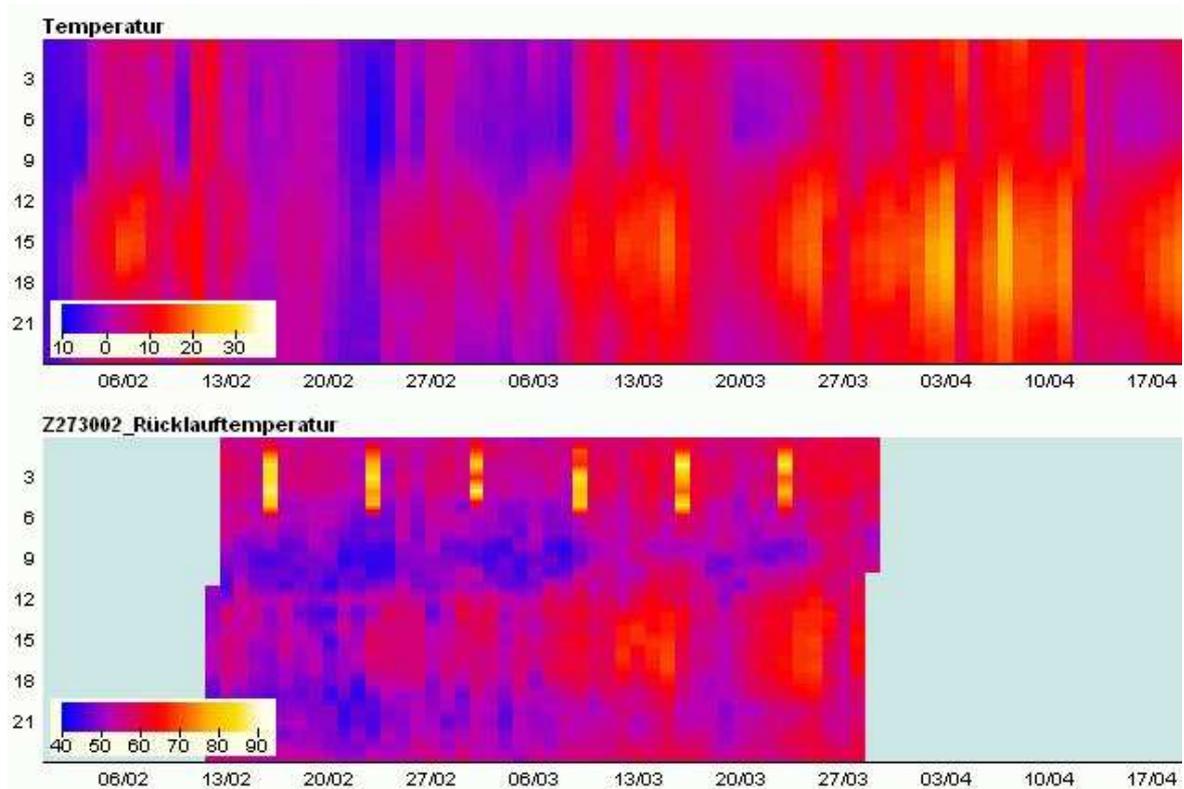


Abb. 4.12 Beispiel 2: Carpet-Plot.

4.3.2 Ausarbeitung der notwendigen Typicals für eine einheitliche Datenerfassung

Kategorisierung Betriebsmuster

Aus den untersuchten primärseitigen Datensätzen der WMZ an den Übergabestationen wurden die folgenden aufgelisteten Messreihen ausgewertet:

- stündliche Vorlauftemperaturen
- stündliche Rücklauftemperaturen
- Durchflussmenge
- stündlich maximaler Durchfluss
- Außentemperatur

Es wurden hierzu Carpet-Plots, Scatter-Plots und Diagramme mit Häufigkeitsverteilungen und verschiedenen Zeitreihen mit Hilfe des OASE Tools erstellt. Im ersten Schritt wurden jeweils Außen-, Vorlauf- und Rücklauftemperatur sowie die stündliche Durchflussmenge in Carpet-Plots und Scatter-Plot-Matrizen gruppiert. Diese sind in Abb. 4.13 und Tab. 4.2 beispielhaft dargestellt.

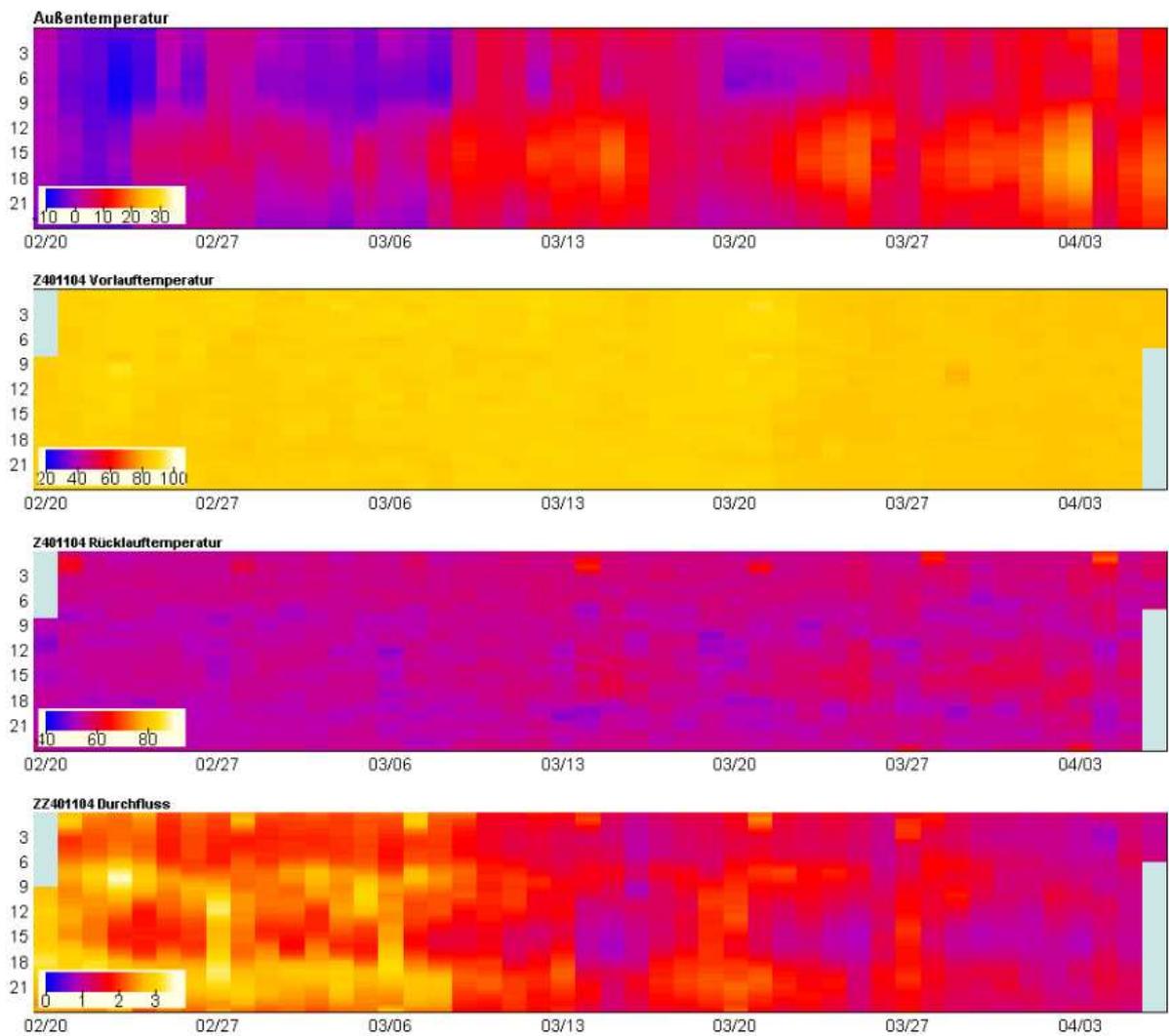


Abb. 4.13 Beispiel Carpet-Plot als Grundlage der folgenden Datenauswertung

Aus den obigen Darstellungen wurden die in Tabelle 4.2 aufgeführten Diagramme als relevant ausgewählt, um für jede Übergabestation die spezifischen Muster zu dokumentieren.

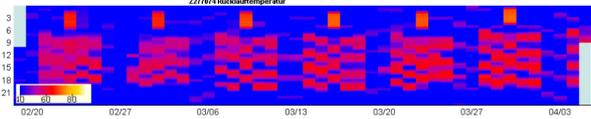
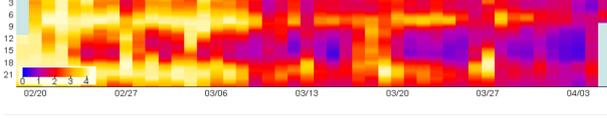
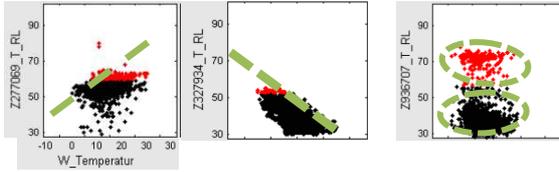
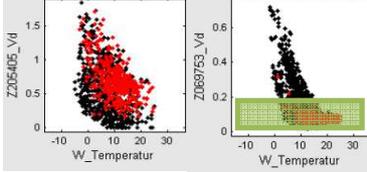
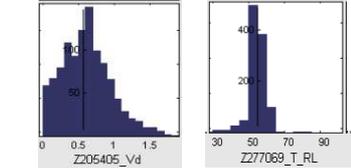
Diagrammtyp	Beispielbilder
Carpet Plot Rücklauftemperatur	
Carpet Plot Durchfluss	
Scatter Plot Rücklauftemperatur über Außentemperatur (hohe T_{RL} rot markiert)	
Scatter Plot Durchfluss über Außentemperatur (hohe T_{RL} rot markiert)	
Häufigkeitsverteilung	

Tabelle 4.2 Ausgewählte Darstellungen zur Kategorisierung

Für alle Darstellungen wurden in einer Auswertetabelle verschiedene Muster erfasst, denen die Daten aller Übergabestationen zugeordnet werden können. Die Zuordnung erfolgt über einen einfachen Vergleich und dem Ankreuzen der zutreffenden Muster. In einem ersten Schritt wurden Thesen für das Zustandekommen einiger Muster aufgestellt. Dabei ist der Zusammenhang zwischen den Randbedingungen der Messung (Zeitspanne der vorkommenden Außentemperaturen, Anschlussleistung der Übergabestation, Typ der Übergabestation) und den beobachteten Mustern zu beachten. Dies erfolgt im einfachsten Fall über einen Abgleich der verstärkt gemeinsam auftretenden Muster. Beispielsweise lässt ein symmetrisches Muster in der Rücklauftemperatur kombiniert mit einer Verteilung der Durchflussmengen auf Werte ausschließlich oberhalb eines Nullwertes auf ein falsch dimensioniertes Regelventil schließen.

Ihren Nutzen erhält die Methode dann, wenn in einem nachgelagerten Schritt einige Anschlüsse sekundärseitig detailliert untersucht werden und die Ursache der zu hohen Rücklauftemperaturen gefunden wird. Dann lässt sich im besten Fall jeder Fehlerart ein bestimmtes primärseitiges Mustern zuordnen, so dass bereits

vor der Kontaktaufnahme mit dem Kunden zumindest eine Eingrenzung der möglichen Fehlerquelle vorgenommen werden kann. Da sich mehrere Fehler möglicherweise überlagern und der Messzeitpunkt und somit die Außentemperaturen stark unterscheiden können, wird die Methode umso genauer, je mehr Objekte sekundärseitig untersucht werden.

Die Vorgehensweise ähnelt dem Aufbau eines Expertensystems. Das „Wissen“ aus der Auswertung der Fehler der Sekundärseite kann in „Wenn-dann-Beziehungen“ für das Auftreten von Mustern übersetzt werden. Die Messungen können dann ohne Erfahrungswissen des Auswertenden kategorisiert werden. Diese Art der Auswertung ist somit einfacher objektiv zu beschreiben als herkömmliche x-y- oder Liniendiagramme.

Zunächst werden folgende Daten zur Messung in die Auswertetabelle eingetragen:

- 1. Messzeitraum
- 2. Minimale/ maximale Außentemperaturen im Messzeitraum
- 3. Niedrigste/höchste maximale Rücklauftemperatur im Messzeitraum
- 4. Niedrigste/höchste maximale Vorlauftemperatur im Messzeitraum (Beschränkung auf die Maximalwerte dient dem Ausschluss von Abkühlwerten bei Anlagenstillstand)

Dann erfolgt ein Abgleich der Grafiken mit typischen Mustern. Zutreffendes Muster wird angekreuzt.

Beispielhafte Auswertungen

Auch ohne Informationen über die sekundärseitigen Begebenheiten der den Messwerten zugehörigen Objekte lassen sich bereits aus einer ersten Ansicht einige Aussagen und Tendenzen aus bestimmten Mustern ableiten:

- 1. Wenn ein Blockmuster in den Rücklauftemperaturen, aber nicht im Durchfluss erkennbar ist, kann das ein Anzeichen für ein defektes primärseitiges Regelventil oder für eine fehlerhafte Regelung sein. (Im Winter kann auch eine dauerhafte zu hohe Zirkulationsmenge im Trinkwassersystem für diesen Zustand verantwortlich sein)

- 2. Es besteht ein Takten, wenn die max. Durchflüsse pro Stunde deutlich (>50%) oberhalb der gemittelten Durchflüsse liegen. Hierbei ist in der Häufigkeitsverteilung deutlich eine Lücke zwischen Nulldurchfluss und minimalem Durchfluss zu erkennen. Auffällig ist der fehlende Nulldurchfluss vor allem, wenn der Messzeitraum auch hohe Außentemperaturen abdeckt, in denen von einer nicht vorhandenen Heizlast ausgegangen werden kann. Dies könnte auf eine zu groß dimensionierte Übergabestation, ein zu groß ausgelegtes primärseitiges Regelventil oder auch auf einen Zusammenhang mit dem Pufferspeicher hindeuten. Die Größe der wiederkehrenden Blöcke in stark musterbehafteten Carpet-Plots könnte im Zusammenhang mit der Speichergröße des sekundären Systems stehen.
- 3. Die Ausprägung der Punktwolken in den Scatter-Plots ist Ausdruck der Regelgenauigkeit des Heizungssystems. Eine deutliche „Ausfransung“ der Punktwolke gegenüber einer sehr deutlichen Geraden deutet bei vorausgesetzter gleicher Nutzung der Objekte auf eine nicht exakte Regelung bzw. auf eine mögliche große Hysterese in den Regelparametern hin (Abb. 4.14).
- 4. Ein sehr konstanter Durchfluss bei unterschiedlichsten Außentemperaturen deutet auf ein defektes Ventil oder eine fehlerhafte (Konstant-) Regelung hin.
- 5. Die Ausprägungen von Trinkwarmwasserzapfungen (TWW-Zapfungen) lassen Rückschlüsse auf die Auslegung der Speicher zu: Je größer die Speicher desto geringer die Ausprägung. Die Trinkwarmwasserzapfungen sind bei sehr vielen Objekten leicht in den Carpet-Plots des Durchflusses zu erkennen und entsprechen den genormten Tagesprofilen.

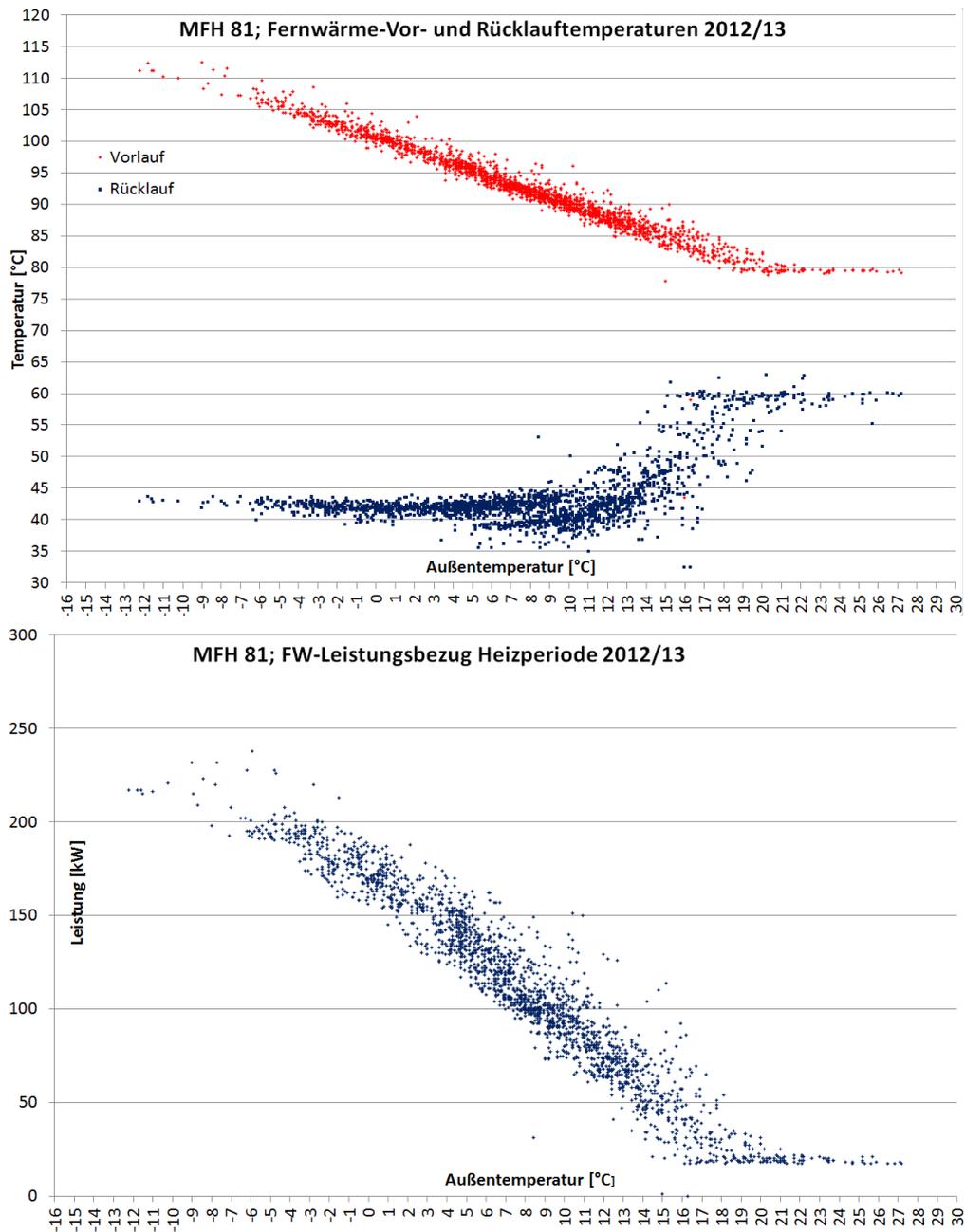


Abb. 4.14 Positivbeispiel wenig ausgefranter Scatter-Pots von Temperatur- und Leistung

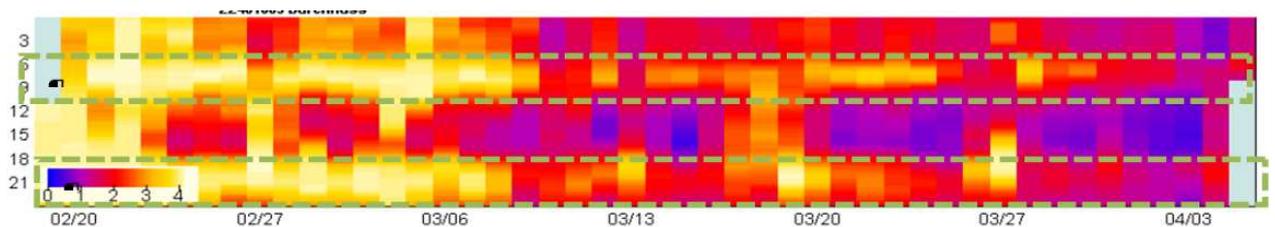


Abb. 4.15 Ausprägung TWW-Zapfungen (grün umrahmter Bereich)

Kategorisierung der Daten

Anhand der oben aufgelisteten fünf Darstellungen werden Kategorien gebildet und die vorliegenden Messreihen den Kategorien zugeordnet. Die einzelnen Muster/Kriterien geben Hinweise auf mögliche Fehler und liefern Ansatzpunkte für nachfolgende Überprüfungen. Anhand der Muster erfolgt so eine Eingrenzung der möglichen Fehlerursache. Durch die Kategorisierung sind statistische Auswertungen über die Häufigkeiten und die Zusammenhänge zwischen unterschiedlichen Kriterien möglich. Die Anzahl der Kriterien kann ggf. noch reduziert werden bzw. es kann eine Erweiterung mit zusammenfassenden Kenndaten erfolgen. Zur Charakterisierung der Messreihen wurden zunächst 17 Kriterien gebildet, die das Verhalten der Fernwärme-Rücklauf-Temperatur und des Durchflusses im Primärkreis beschreiben. Nachfolgend werden die Kriterien dargestellt. Für jedes Kriterium sind zwischen zwei und vier unterschiedliche Ausprägungen beschrieben. Zur Einordnung der Messdaten eines Zählers sind Fragen formuliert, die mit ja/nein beantwortet werden können und durch die Datenanalyse leiten sollen. Beispielhafte Plots sollen die Interpretation der Daten erleichtern. Die Kriterien werden durch Hinweise zur Optimierung ergänzt. Sie sind auf den nachfolgenden Seiten zusammengestellt.

PRIMÄRE RÜCKLAUFTEMPERATUR	generelles Muster
	Wochenendbetrieb
	Nachtbetrieb
	Periodische Spitzen
	Profil Trinkwarmwasserzapfung
	Außentemperaturabhängigkeit
	Durchflussabhängigkeit
PRIMÄRER DURCHFLUSS	generelles Muster
	Nulldurchfluss
	Wochenendbetrieb
	Nachtbetrieb
	Periodische Spitzen
	Profil Trinkwarmwasserzapfung
	Außentemperaturabhängigkeit
	Hohe Rücklauftemperatur
Durchflussabhängigkeit	

Abb. 4.16 Übersicht über die Kriterien

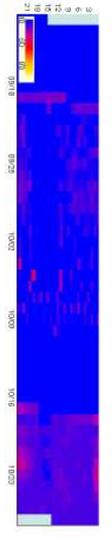
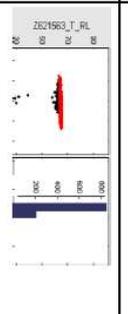
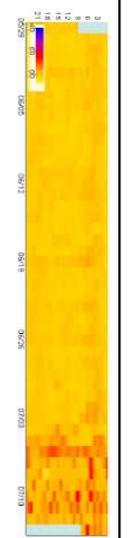
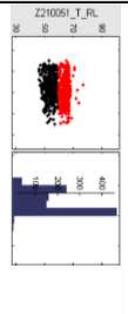
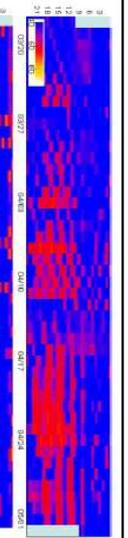
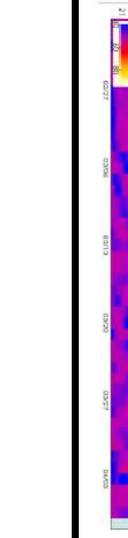
PRIMÄRE RÜCKLAUFTEMPERATUR					
generelles Muster					
tiefe Rücklauftemperaturen (weitgehend <50°C)			M1	Liegen die Rücklauftemperaturen (fast immer/durchgängig) unter 50°C?	
konstant hohe Rücklauftemperaturen (>60°C)			M2	Sind die Rücklauftemperaturen gleichmäßig (konstant) und durchgehend über 50°C?	
kontinuierlich zu/abnehmend			M3	Ist die Rücklauftemperatur kontinuierlich im Tagesverlauf zu und abnehmend?	
stark wechselnde Rücklauftemperatur			M4	Ist die Rücklauftemperatur stark schwankend? Gibt es einen häufigen Wechsel zwischen hohen und tiefen Rücklauftemperaturen?	
			Kategorie	Beschreibung	

Abb. 4.17 Kriterien für die Einordnung der Primärseitigen Rücklauftemperatur (Teil 1)

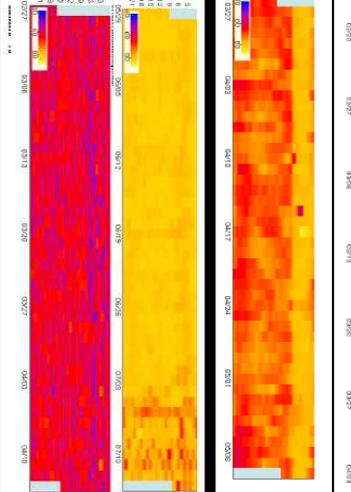
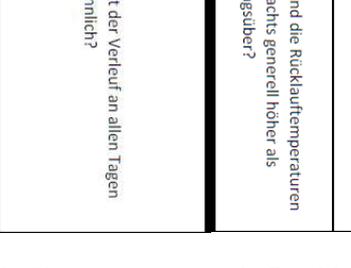
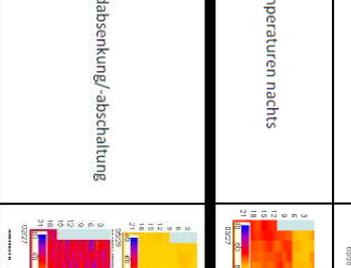
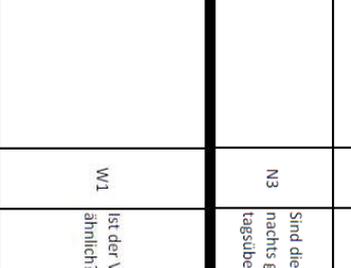
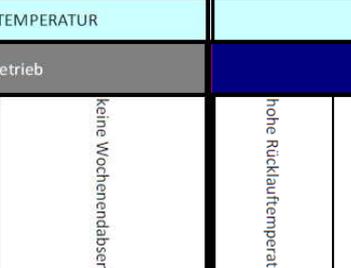
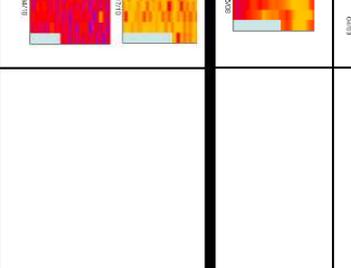
PRIMÄRE RÜCKLAUFTEMPERATUR		PRIMÄRE RÜCKLAUFTEMPERATUR	
Wochenendbetrieb		Nachtbetrieb	
keine Wochenendabsenkung/-abschaltung		keine Nachtabsenkung/-abschaltung	
Wochenendabsenkung/-abschaltung		Nachtabsenkung/-abschaltung	
hohe Rücklauftemperaturen im Absenkbetrieb		hohe Rücklauftemperaturen nachts	
W3	Ist ein deutliches Blockmuster (5 Tage/2 Tage bzw. 6 Tage/1 Tag) mit niedrigeren Temperaturen am Wochenende erkennbar? (ggf. auch Feiertage)	W1	Ist der Verlauf an allen Tagen ähnlich?
W2	Ist ein deutliches Blockmuster (5 Tage/2 Tage bzw. 6 Tage/1 Tag) mit niedrigeren Temperaturen am Wochenende erkennbar? (ggf. auch Feiertage)	W2	Ist ein deutliches Blockmuster (5 Tage/2 Tage bzw. 6 Tage/1 Tag) mit niedrigeren Temperaturen am Wochenende erkennbar? (ggf. auch Feiertage)
W3	Ist ein deutliches Blockmuster mit höheren Temperaturen am Wochenende erkennbar? (ggf. auch Feiertage)	W3	Ist ein deutliches Blockmuster mit höheren Temperaturen am Wochenende erkennbar? (ggf. auch Feiertage)
N1	Ist kein Unterschied zwischen Tag und Nachtbetrieb erkennbar??	N3	Sind die Rücklauftemperaturen nachts generell höher als tagsüber??
N2	Sind nachts generell tiefere Rücklauftemperaturen erkennbar (abgesehen von regelmäßig wiederkehrenden, zeitlich begrenzten Erhöhungen)?	N2	Sind nachts generell tiefere Rücklauftemperaturen erkennbar (abgesehen von regelmäßig wiederkehrenden, zeitlich begrenzten Erhöhungen)?

Abb. 4.17 Kriterien für die Einordnung der Primärseitigen Rücklauftemperatur (Teil 2)

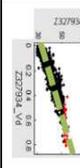
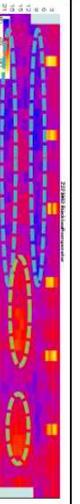
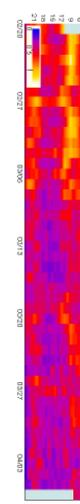
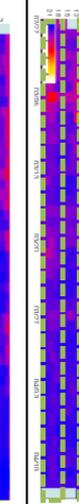
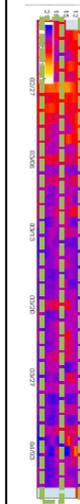
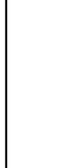
PRIMÄRE RÜCKLAUFTEMPERATUR		PRIMÄRE RÜCKLAUFTEMPERATUR		PRIMÄRE RÜCKLAUFTEMPERATUR	
Durchflussabhängigkeit		Profil Trinkwarmwasserzapfung		Periodische Spitzen	
Überlagerung			D4		
gleichläufig			D3	niedriger Durchfluss - niedrige Rücklauftemperatur	
Regenläufig			D2		
keine Abhängigkeit von der Außentemperatur			D1		
keine Ausprägung Trinkwarmwasserzapfung			T1	Ist die Temperatur tagsüber gleichbleibend bzw. keine Regelmäßigkeit erkennbar.	
schwache Ausprägung Trinkwarmwasserzapfung vormittags+abends			T2	Ist die Rücklauftemperatur vormittags (6-10 Uhr) und abends (18-22 Uhr) eher höher, nachts und mittags eher niedriger?	
deutliche Ausprägung Trinkwarmwasserzapfung vormittags+abends			T3	Ist die Rücklauftemperatur regelmäßig vormittags (6-10 Uhr) und abends (18-22 Uhr) erhöht und mittags niedriger? (Wochenende Erhöhung 9-13 Uhr und abends schwächer)	
periodische Spitzen (täglich)			P3	Ist nachts oder tagsüber regelmäßig zu einer (deutlich) begrenzten Zeit die Rücklauftemperatur erhöht?	
periodische Spitzen (wöchentlich)			P2	Gibt es auffällige Spitzen, die sich regelmäßig im Abstand einiger Tage (wöchentlich) wiederkehren?	
keine Spitzen			P1	Es sind keine regelmäßig wiederkehrende Spitzen erkennbar?	

Abb. 4.17 Kriterien für die Einordnung der Primärseitigen Rücklauftemperatur (Teil 3)

PRIMÄRE RÜCKLAUFTEMPERATUR			
Außentemperaturabhängigkeit			
keine Abhängigkeit von der Außentemperatur		A1	Ist über einen längeren Zeitraum (z. B. eine Woche) keine wesentliche Änderung im erkennbar?
Rücklauftemperatur sinkt mit zunehmender Außentemperatur		A2	Ist über einen längeren Zeitraum eine Verschiebung des Temperaturniveaus erkennbar und sind die Temperaturen generell zum Nachmittag hin abnehmend und abends wieder steigend? Ist der Verlauf gegenläufig zur Außentemperatur?
Rücklauftemperatur steigt mit zunehmender Außentemperatur		A3	Ist über einen längeren Zeitraum eine Verschiebung des Temperaturniveaus erkennbar und sind die Temperaturen generell zum Nachmittag hin zunehmend und abends wieder abnehmend? Entspricht der Verlauf dem der Außentemperatur?
Überlagerung		A4	

Abb. 4.17 Kriterien für die Einordnung der Primärseitigen Rücklauftemperatur (Teil 4)

PRIMÄRER DURCHFLUSS		PRIMÄRER DURCHFLUSS		Kategorie	Beschreibung
Periodische Spitzen		Nachtbetrieb			
keine Spitzen	keine Nachtabsenkung/-abschaltung	keine Nachtabsenkung/-abschaltung	keine Nachtabsenkung/-abschaltung	N1	Ist kein Unterschied zwischen Tag und Nachtbetrieb erkennbar??
periodische Spitzen (wöchentlich)	Nachtabsenkung/-abschaltung	Nachtabsenkung/-abschaltung	Nachtabsenkung/-abschaltung	N2	Sind nachts generell niedrige Durchflüsse erkennbar (abgesehen von regelmäßigen, zeitlich begrenzten Erhöhungen)?
periodische Spitzen (täglich)	hohe Durchflüsse nachts	hohe Durchflüsse nachts	hohe Durchflüsse nachts	N3	Ist der Durchfluss nachts generell höher als tagsüber?
				P1	Es sind keine regelmäßige wiederkehrende Spitzen erkennbar?
				P2	Gibt es auffällige Spitzen, die sich regelmäßig zu einer bestimmten Zeit (wöchentlich) wiederkehren?
				P3	Ist nachts oder tagsüber regelmäßig zu einer bestimmten Zeit der Durchfluss erhöht?

Graphische Beispiele zur Einschätzung (Carpet plot)

Graphische Beispiele zur Einschätzung (Scatter plot/Histogramm)

Abb. 4.18 Kriterien für die Einordnung des primärseitigen Durchflusses (Teil 2)

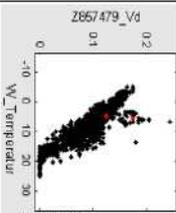
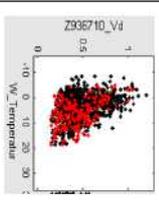
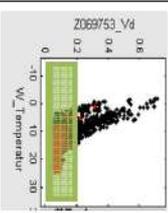
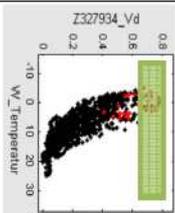
PRIMÄR RÜCKLAUFTEMPERATUR HÖHER ALS 50°C				
Durchflussabhängigkeit				
	Grafische Beispiele zur Einschätzung (Carpet plot)	Grafische Beispiele zur Einschätzung (Scatter plot/Histogramm)	Kategorie	Beschreibung
Kein 50°C Rücklauftemperatur			B1	Rücklauftemperaturen über 50°C treten nur vereinzelt auf?
Überschreitung der Rücklauftemperatur unabhängig vom Durchfluss			B2	Treten hohe Rücklauftemperaturen unabhängig von Durchfluss und Außentemperatur auf?
Hohe Rücklauftemperaturen bei niedrigem Durchfluss			B3	Treten hohe Rücklauftemperaturen überwiegend bei niedrigem Volumenströmen auf?
Hohe Rücklauftemperaturen bei hohem Durchfluss			B4	Treten hohe Rücklauftemperaturen überwiegend bei hohen Volumenströmen auf?

Abb. 4.18 Kriterien für die Einordnung des primärseitigen Durchflusses (Teil 4)

4.4 Einsatz und Test des Monitoring-Systems bei ausgewählten Kundenanlagen der SWM Anlagen

Für die folgende Auswertung konnten Messreihen von WMZ aus insgesamt 68 Gebäuden ausgewertet werden. Die gespeicherten Messdaten stammen mehrheitlich aus dem Zeitraum 2008-2011, einige wurden im ersten Quartal 2012 aufgenommen. Diese stationären Aufzeichnungen beruhen sowohl auf Langzeit- als auch Kurzzeitmessungen. Die Messungen wurden visualisiert und anhand der oben gezeigten Plots kategorisiert. Die Kriterien werden statistisch ausgewertet.

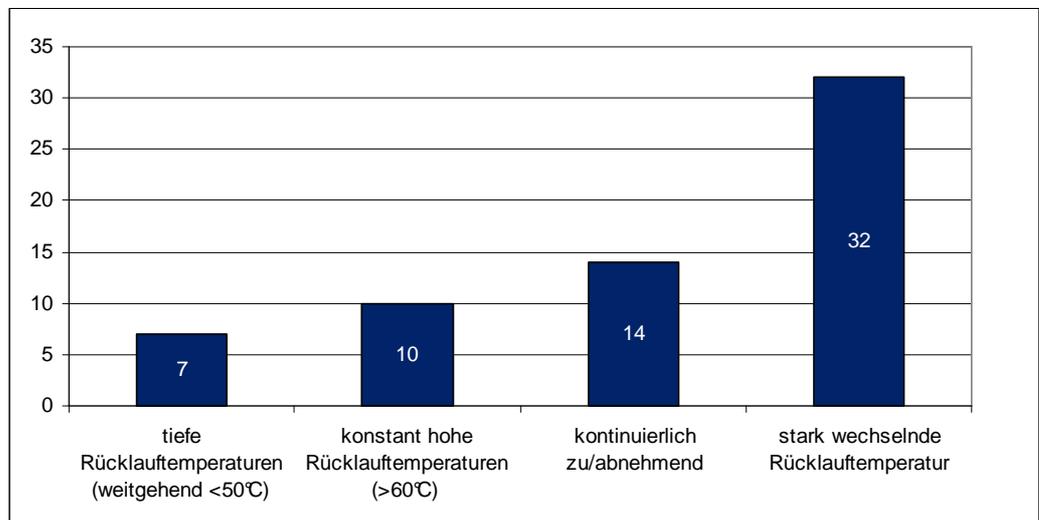


Abb. 4.19 Häufigkeitsverteilung ähnlicher Messergebnisse

4.4.1 Erkenntnisse aus dem Monitoring (Fallstudien)

An drei Gebäuden wurden Detailmessungen im sekundärseitigen Heizungsnetz durchgeführt, um die auftretenden Fehler genau zu spezifizieren. Die Messungen erstreckten sich über einen ca. zweiwöchigen Messzeitraum und konzentrierten sich dabei in den meisten Fällen auf die Einbindung der Trinkwarmwasserbereitung. Im Folgenden sind die Ergebnisse der Auswertungen zusammengefasst.

4.4.1.1 Detailmessung Studentenwohnheim mit 545 Wohnplätzen,

BJ 2005

Erste Auswertungen von Wärmemengenzählerdaten aus zwei Perioden von jeweils 45 Tagen in Form eines Scatterplots über der Außentemperatur (Abb. 4.21) zeigten deutlich zwei Scharen von Rücklauftemperaturwerten: eine Schar zwischen 60 und 80°C und eine zweite im Bereich zwischen 90 und über 100°C. Solche unterschiedlichen Scharen weisen stets auf unterschiedliche Betriebszustände hin. Es galt, zunächst den Betriebszustand der Schar mit den absolut inakzeptablen Rücklauftemperaturen von über 90°C zu identifizieren und abzustellen.

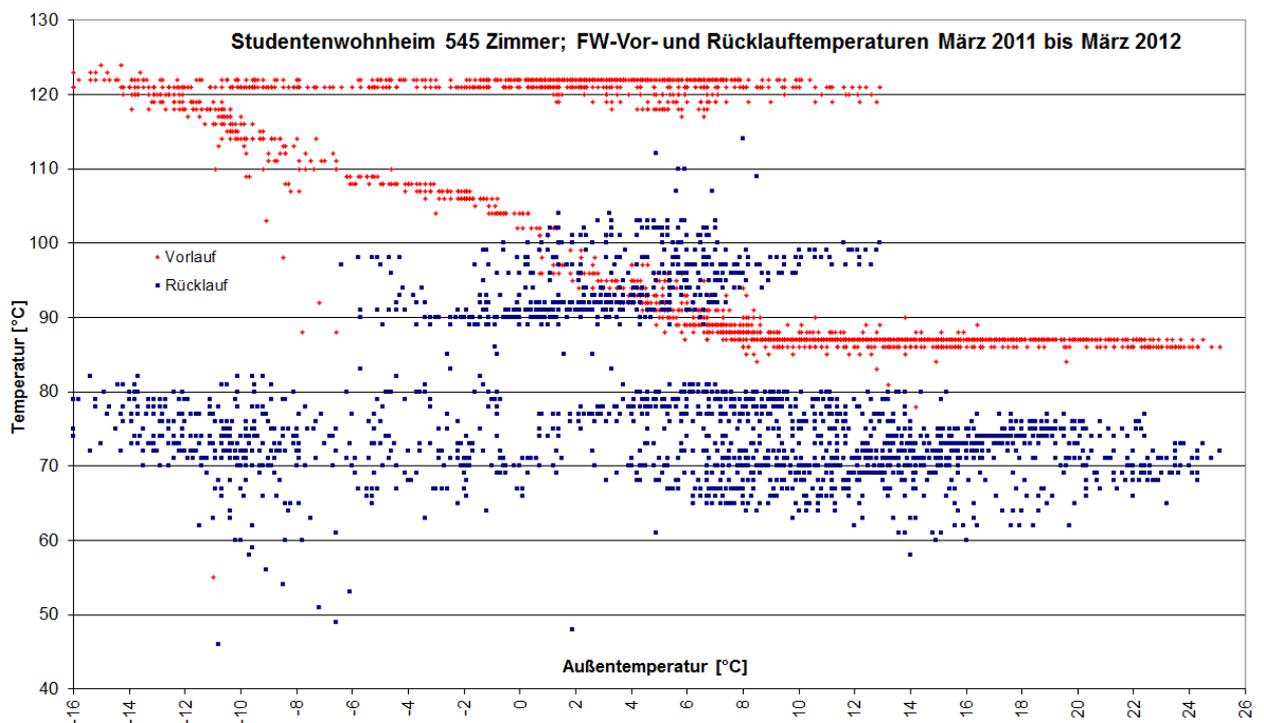


Abb. 4.20 Scatterplot von Daten eines UH-50 Wärmemengenzählers aus zwei Auslesezeiträumen zwischen März 2011 und März 2012

Aufschluss gab hier eine schlichte Darstellung der Rücklauftemperaturwerte in chronologischer Abfolge (Abb. 4.22)

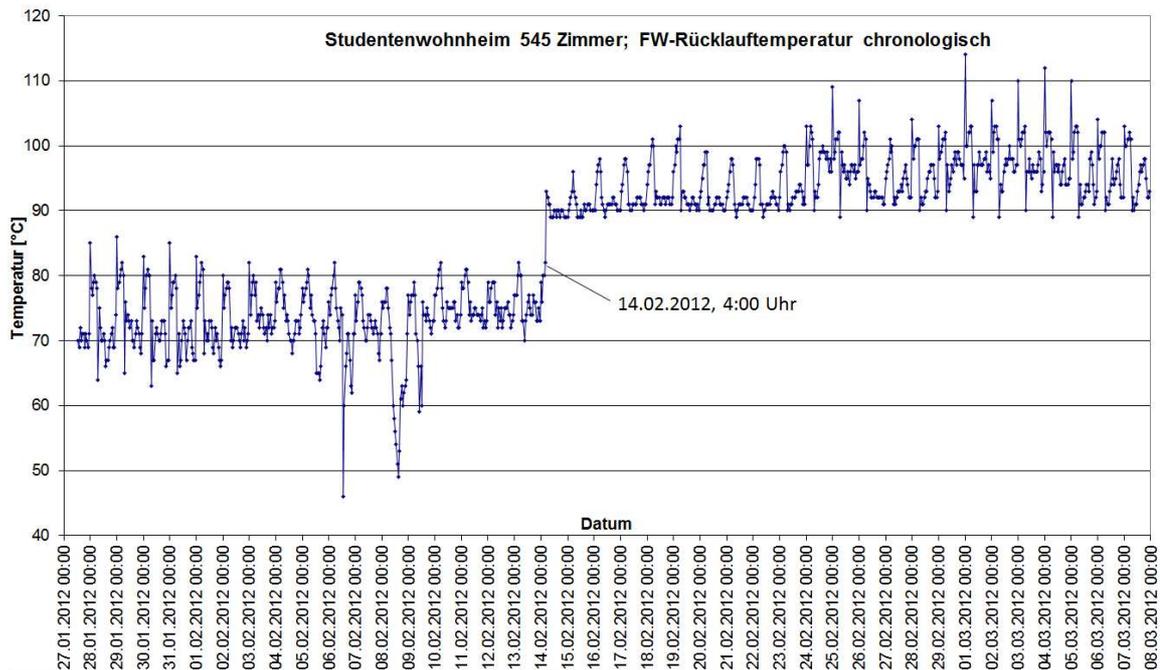


Abb. 4.21 Chronologische Darstellung von Rücklauftemperaturmesswerten aus Wärmemengenzähler

Damit konnte sogar der genaue Zeitpunkt des signifikanten Rücklauftemperaturensteigs nachvollzogen werden. Als Ursache fand sich bei einer Ortsbegehung schnell ein in offener Stellung hängengebliebenes Regelventil an einem der beiden Wärmeübertrager, das im Anschluss umgehend ausgetauscht werden konnte. Ohne das Monitoring der Wärmemengenzählerdaten wäre diese Störung vermutlich lange Zeit unbemerkt geblieben, da sie nicht zu einer Unterversorgung des beheizten Gebäudes führt.

Auch die untere Schar von Rücklauftemperaturen von Abb. 4.20 liegt weit über der Sollrücklauf-Temperatur von 50° C. Auffällig waren hierbei besonders hohe Rücklauftemperaturen in der Nacht. Die Auswertung des primärseitigen Wärmemengenzählers ist in dem in Abb. 4.22 gezeigten Gebäudesteckbrief zusammengefasst.

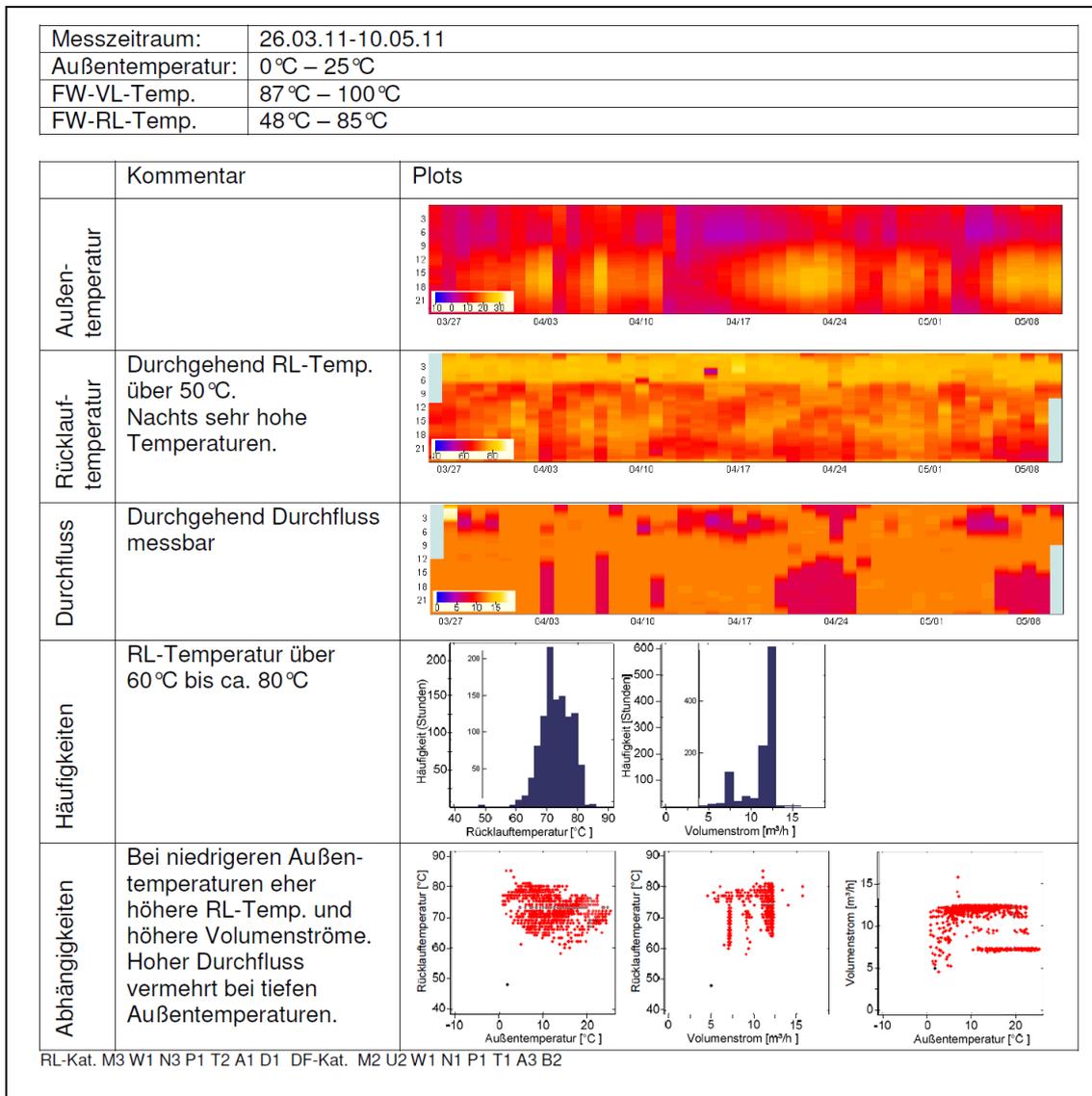


Abb. 4.22 Gebäudesteckbrief – Auswertung Wärmemengenzähler Fernwärme (Primärseite)

In dem untersuchten Objekt stehen zwei 500 kW Gegenstromapparate für die Fernwärmeübertragung zur Verfügung. Am Hauptverteiler im Fernwärme-Sekundärkreis sind vier Heizkreise angebunden (Abb. 4.23).

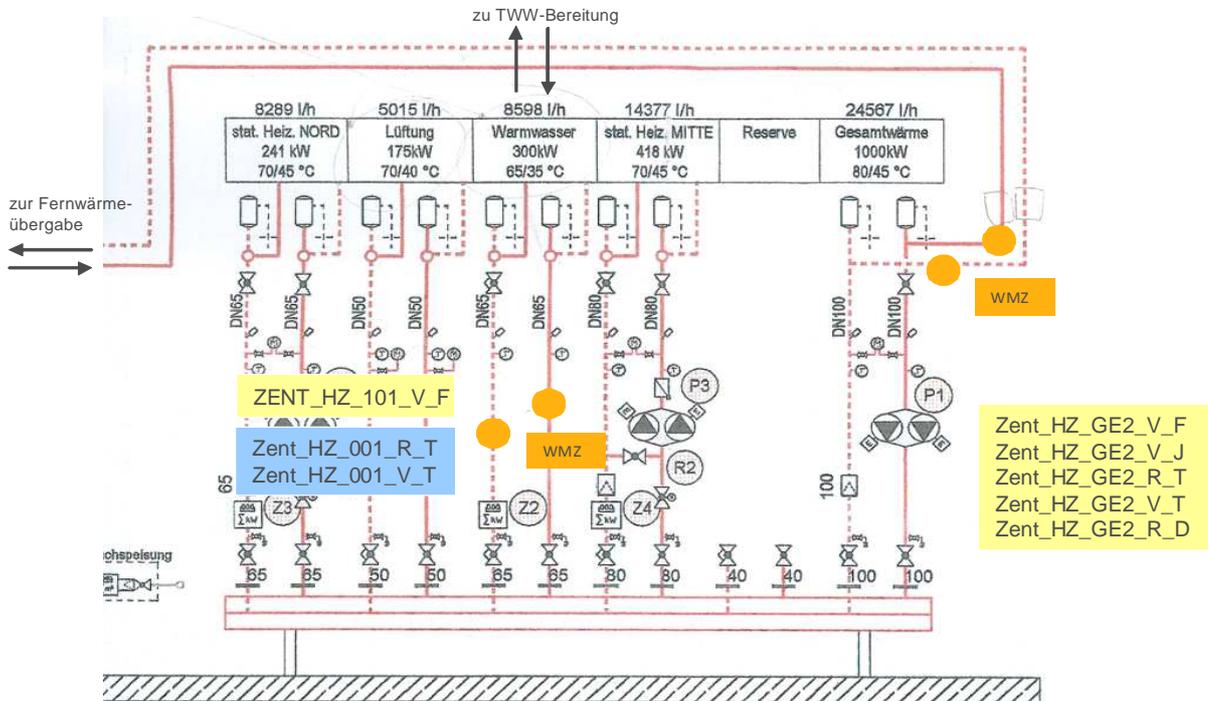


Abb. 4.23 Schema Heizungsverteiler mit Messpunkten

Die in Abb. 4.24 abgebildeten Zubringerpumpen vom Wärmetauscher zum Verteiler waren zum Zeitpunkt der Ortsbegehung auf maximale Leistung eingestellt, d. h. 28 m³/h Fördervolumenstrom bei Differenzdruck 7 mWS. Da der bei minimaler Außentemperatur benötigte Volumenstrom nur 24,6 m³/h bei einem Differenzdruck von ca. 2,5 mWS beträgt, sollte diese Pumpe auf diese Werte begrenzt und auf Automatikbetrieb umgestellt werden.

Zwei Heizkreise versorgen statische Heizsysteme verschiedener Gebäudezonen, ein Heizkreis dient der Versorgung der Heizregister in vier Lüftungsanlagen, ein Heizkreis dient der Trinkwarmwassererwärmung. Diese erfolgt zum einen über eine Solaranlage, die über fünf Speicher mit jeweils 2.000 l Speicherinhalt gepuffert wird, zum anderen über zwei Wärmeübertrager aus Fernwärme (Abb. 4.25). Beide Systeme sind mit 300 kW auf die vollständige Erwärmung des Trinkwassers ausgelegt. Die Fernwärme-Wärme-Übertrager sind in Reihe hinter den Solarwärmetauscher geschaltet, so dass eine Nacherwärmung bei nicht ausreichender Solarwärme möglich ist. Der Trinkwarmwasserspeicher umfasst 1.000 l. Die Zirkulation mündet vor dem Solarwärmetauscher in den Rücklauf des Trinkwarmwasserspeichers. Der Warmwasserspeicher erlaubt eine Wasserentnahme an verschiedenen Stellen, eine ursprünglich installierte Mischeinrichtung ist nicht mehr vorhanden ist.

Die sekundärseitigen Messungen konzentrierten sich auf die Trinkwarmwasserbereitung. Die Messstellen sind in den Abb. 4.23 und Abb. 4.25 eingezeichnet.



Abb. 4.24 Zubringerpumpen zwischen Wärmetauscher und Verteiler

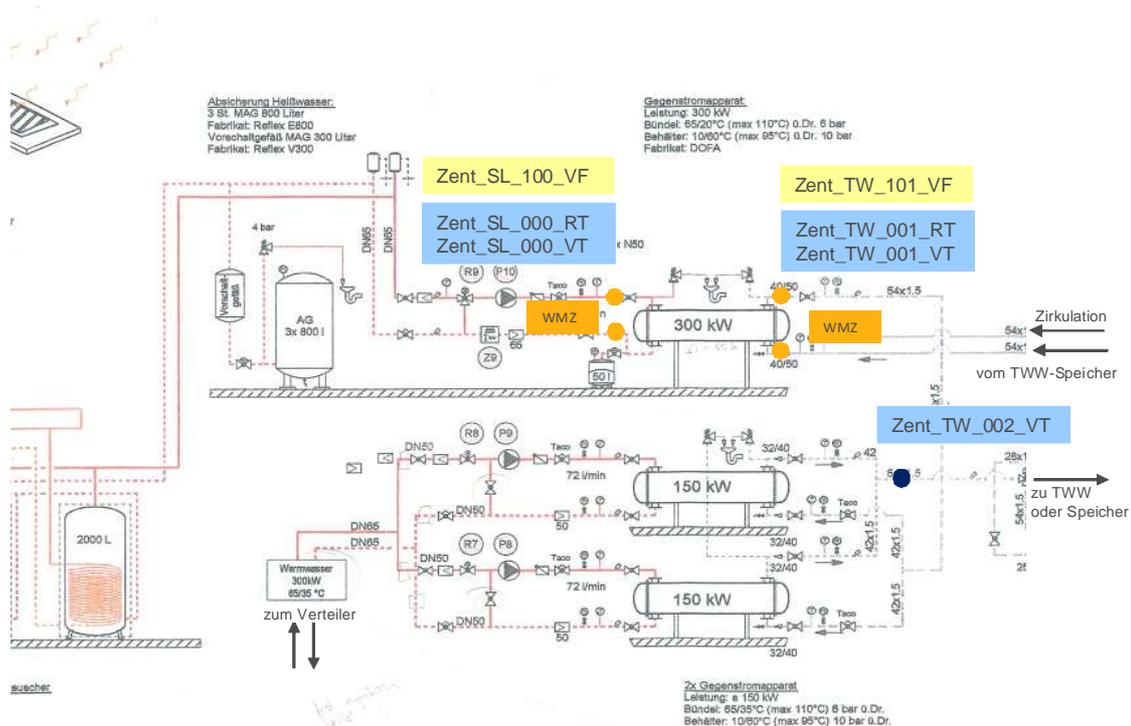


Abb. 4.25 Schema Trinkwassererwärmung mit Messpunkten; oben Solarwärmetauscher (300 kW) unten Fernwärme-Wärmetauscher (2 x 150 kW); rechts Trinkwasserseite

Die Messung wurde Anfang September (6.9. – 16.9.2012) durchgeführt. Dabei war in der ersten Woche eine Schönwetterperiode mit Außentemperaturen von 15°C bis zu 21°C im Tagesmittel zu verzeichnen. Am 12./13.9. erfolgte ein Kälteeinbruch mit einer Tagesmitteltemperatur von nur noch 10°C am 13.9., danach stiegen die Außentemperaturen wieder leicht an. Während des Messzeitraums zeigten sich insgesamt sehr hohe Rücklauftemperaturen des Heizsystems, durchgängig werden Temperaturen zwischen 60°C und 80°C im Sekundärrücklauf erreicht. Insbesondere sind nachts und an warmen Tagen hohe Rücklauftemperaturen messbar. Abb. 4.26 zeigt einen Überblick über die Wetterdaten und die Rücklauftemperatur.

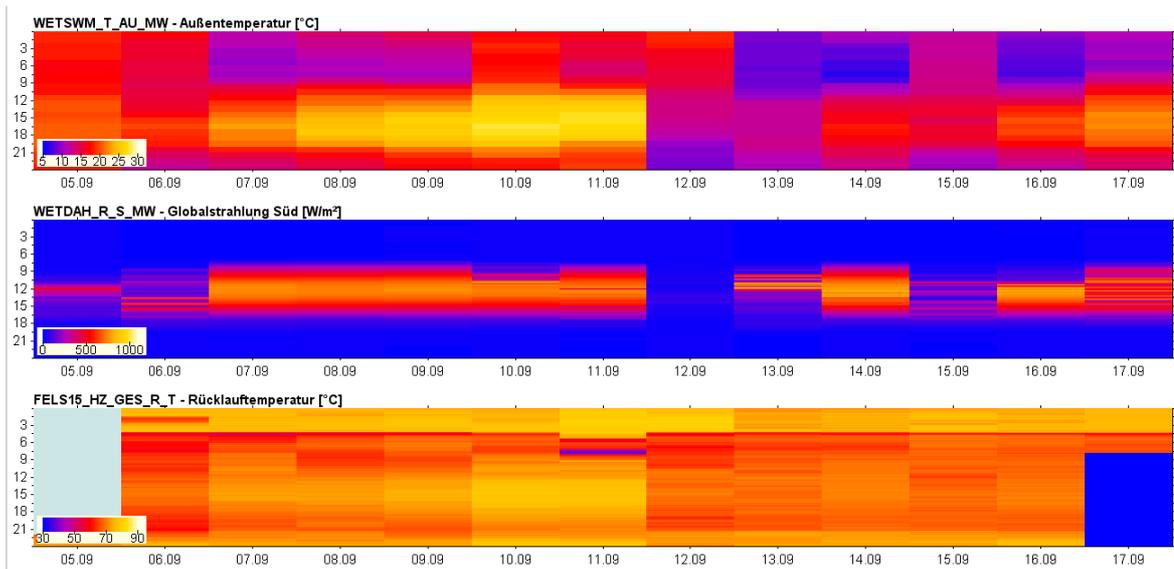


Abb. 4.26 Wetterbedingungen (Außentemperatur und Globalstrahlung in Südrichtung) und Rücklauftemperaturen im Gesamtheizkreis während des Messzeitraums im Überblick

Die Analyse der Messdaten zeigt, dass sich die hohen Rücklauftemperaturen zum einen auf eine fehlerhafte Einstellung des Trinkwasserladekreises zurückzuführen lassen, zum anderen auf Bypässe im Heizkreis der Lüftungsanlagen.

Der Ladevolumenstrom des Trinkwasserkreises beträgt durchgehend während des gesamten Messzeitraums ca. 6 m³/h, es kommt zu keinem Zeitpunkt zu einer Abschaltung der Ladepumpe. Das Ausschaltkriterium der Speicherladung, sofern eines vorgegeben ist, wird offensichtlich nie erreicht. Abb. 4.27 zeigt die trinkwasserseitigen Temperaturen und den Durchfluss am Wärmetauscher im Tagesverlauf.

Die Temperatur im Trinkwasser-Zulauf des Wärmetauschers sinkt zu Zeiten mit üblicherweise hoher Warmwasserzapfung (morgens und am späten Abend) auf ca. 40°C ab. In Zeiten mit geringer Zapfung steigt sie jedoch auf deutlich über 60°C an, im Verlaufe der Nacht steigt sie auf über 70°C. Da der Ladekreislauf ständig in Betrieb ist wird der Trinkwarmwasserspeicher zunächst durchgeladen, dann über die Nacht das heiße Wasser aus dem Speicher im Ladekreis umgepumpt. Aus dem Fernwärme-Heizkreis kann dabei kaum noch Wärme an das Trinkwasser abgegeben werden, daher sind nachts im Rücklauf des Heizkreises die höchsten Temperaturen messbar. Zudem wird aus Abb. ersichtlich, dass die FW-Wärmetauscher nicht die erwartete Leistung erbringen. Der Temperaturhub beträgt maximal 15 K. In Zeiten mit hoher Warmwasserzapfung wird so nur eine Vorlauftemperatur des Trinkwarmwassers von ca. 55°C erreicht. Die am Wärmetauscher übertragene Leistung beträgt ca. 150 kW. Der Wärmetauscher sollte auf Verkalkung überprüft werden.

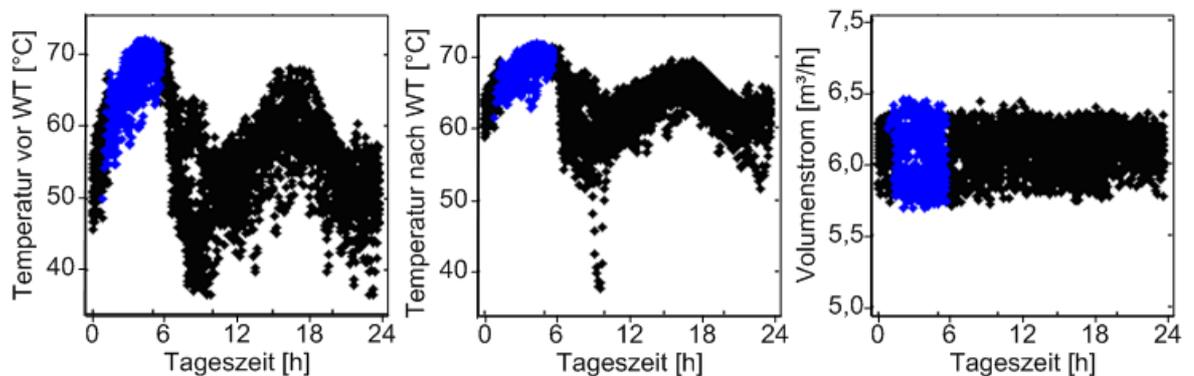


Abb. 4.27 Trinkwarmwassertemperaturen und Durchfluss am FW-Wärmetauscher (links: Temperatur vor dem Wärmetauscher, Mitte: Temperatur nach dem Wärmetauscher, rechts: Volumenstrom. Blau markiert sind Zeiten bei abgeschalteter/reduzierter Zirkulation.)



Abb. 4.28 Verkalktes U-Rohr-Heizbündel des Wärmetauschers zur Trinkwassererwärmung

Bei der wenig später veranlassten Entkalkung der Trinkwarmwasser-Wärmetauscher fanden sich nicht nur große Mengen Kalk. Es zeigte sich auch, dass die Strömungsleitbleche bei einer früheren Entkalkungsaktion stark verbogen worden waren bzw. teilweise nicht mehr vorhanden waren, so dass das zu erwärmende Trinkwasser nicht mehr durch den kompletten Wärmetauscher floss sondern nur ca. 15% des Heizbündels durchströmten. Spätere Entkalkungen wurden ohne Ziehen des Rohrbündels nur mit Säure durchgeführt, so dass der Mangel über mehrere Jahre unentdeckt blieb. Der Wärmetauscher wurde entkalkt, instandgesetzt und wieder in Betrieb genommen.

Ein Risiko zur Rücklaufemperaturerhöhung im TWW-Heizkreis ist auch durch Leckströme über ein Regulierventil in einem Bypass vor dem Wärmetauscher gegeben (Abb. 4.28).

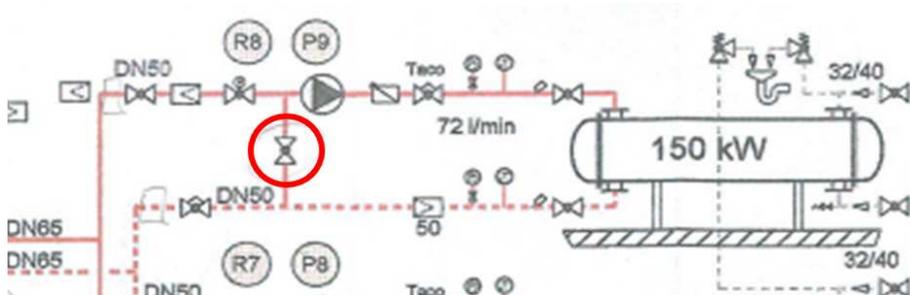


Abb. 4.29 Schema Anbindung Fernwärme-Wärmeübertrager Überströmung über den Bypass bei nicht vollständig geschlossenem Ventil möglich

Ein weiteres Problem der Anlage ergibt sich durch die hydraulische Schaltung an den Nachheizregistern der Lüftung (Abb. 4.30). Gemäß dem vorliegenden Schema sind in der Einspritzschaltung die Regelventile im mengenkonstanten Teil eingebaut, der Bypass befindet sich vor dem Regelventil. Durch die Pumpe im Fernwärme-Sekundärkreis kann so ständig Heizwasser durchgedrückt werden. Die Messwerte bestätigen einen permanenten nahezu konstanten zusätzlichen Volumenstrom im Gesamtheizkreis (Abb. 4.31). Es liegt der Verdacht nahe, dass der gesamte zusätzlich gemessene Volumenstrom über den Lüftungsheizkreis geführt wird. Da die hohen Rücklaufemperaturen im Trinkwasserheizkreis mit einer Reduzierung des Volumenstroms einhergehen, ist der Durchlauf des hohen Volumenstroms durch den Bypass als wesentliche Ursache für die durchgängig hohen Rücklaufemperaturen zu sehen. Nachts wird dies durch die hohen Temperaturen aus der Trinkwassererwärmung verstärkt.

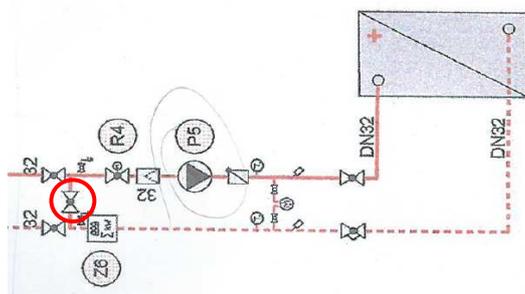


Abb. 4.30 Schema Anbindung Luftheizregister

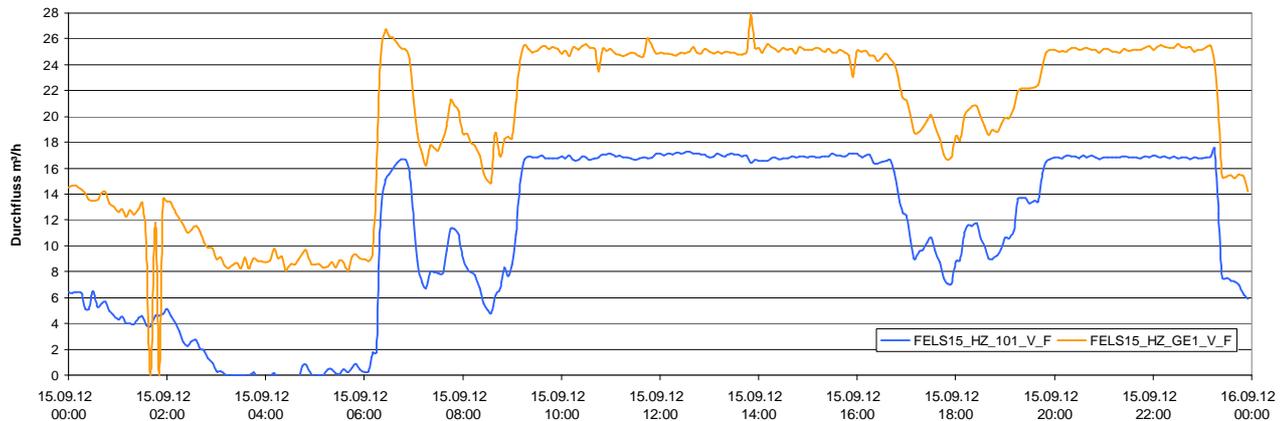


Abb. 4.31 Der Volumenstrom im Gesamtheizkreis (Fernwärme-Sekundärkreis; — FELS15_HZ_GE1_V_F) übersteigt den Volumenstrom des TWW-Heizkreises (—FELS15_HZ_101_V_F) weitgehend konstant um ca. 8 m³/h.

Die Analyse der Messdaten zeigt, dass, anders als ursprünglich vermutet, die solare Trinkwassererwärmung kaum Einfluss auf die hohen Rücklauftemperaturen hat. Wie der Trinkwasserkreis wird auch der Solarkreis durchgängig mit konstantem Durchfluss betrieben. Regelkriterien wurden hier nicht umgesetzt oder sind falsch eingestellt. Der Solarkreis gibt im Messzeitraum kaum Wärme an den Trinkwasserkreis ab. Obwohl kein Wärmeübertrag stattfindet und der Trinkwasserzulauf zum Wärmetauscher bereits über 70°C erreicht, schaltet die Pumpe im Solarkreis nicht ab. Auch an den Tagen mit hoher solarer Einstrahlung überschreitet die solare Trinkwassererwärmung kaum 5 K. Abb. 4.32 zeigt den Temperaturhub am Solarwärmetauscher und am FW-Wärmetauscher im Vergleich.

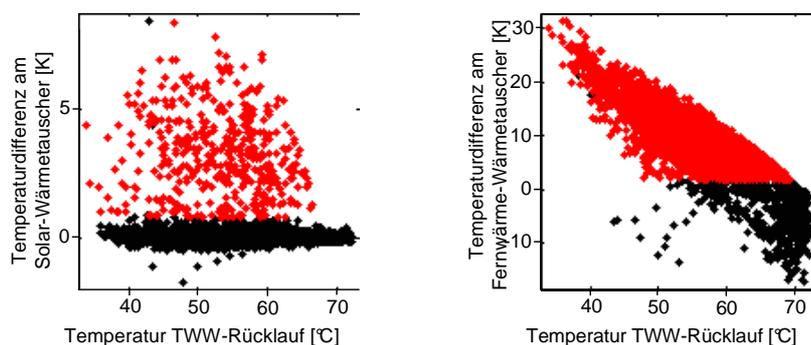


Abb. 4.32 Wärmeübertragung am Solar-Wärmetauscher und am Fernwärme-Wärmetauscher dargestellt anhand der Temperaturdifferenz von Zu- und Ablauf im Trinkwasserkreis. Am Solarwärmetauscher findet im Messzeitraum kaum Wärmeübertragung statt

Das Anlagenschema der Solaranlage (Abb. 4.33) zeigt überdies eine ungünstige Konzeption. Die fünf Pufferspeicher sind parallel geschaltet und werden gleichzeitig be- und entladen. Sind die Speicher teilweise entladen, kann auch bei hohen Kollektortemperaturen nur eine niedrige Speichertemperatur zur

Trinkwassererwärmung verwendet werden. Bei einer Reihenschaltung könnten schneller hohe Vortemperaturen von der Solaranlage zum Wärmetauscher erzielt werden. Über die Pumpenregelung des Kollektorkreislaufs ist auch sicherzustellen, dass nur ausreichend heiße Temperaturen in den Speicher geladen werden. Ist eine Nacherwärmung des Trinkwassers durch die Fernwärme erforderlich, führt das zwangsläufig zu höheren Rücklauftemperaturen im Fernwärme-Heizkreis.

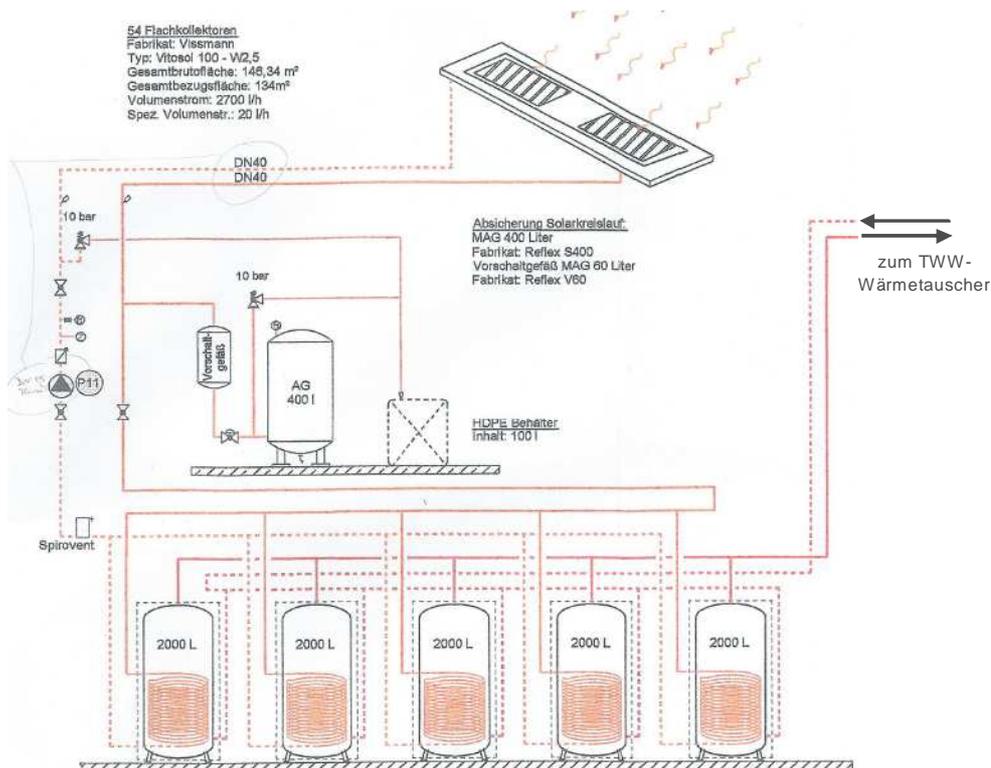


Abb. 4.33 Schema der Solaranlage. die Pufferspeicher sind parallel geschaltet der Wärmetauscher dahinter in Reihe.

Um die Rücklauftemperaturen für dieses Gebäude dauerhaft zu senken wird folgende Vorgehensweise vorgeschlagen:

- Einstellen des Ausschaltkriteriums für die TRW-Speicherladung sowohl im Trinkwasserkreis als auch im Trinkwasser-Heizkreis und im Solarkreis. (Speichertemperatur < Trinkwarmwasser-Ladetemperatur < Heizkreisvorlauf <) Solarvorlauf ; Differenz ca. 2-3 K)
- Umbau der Heizregisteranbindung: Einbau des Regelventils in den Rücklauf im volumenstromvariablen Teil.
- Sicherstellen, dass durch die Hauptpumpe nicht Wasser durch den Bypass vor den Fernwärme-Übertragern gedrückt wird.

- Sicherstellen von ausreichend hohen Temperaturen in der Solaranlage, so dass auf Nacherwärmung über Fernwärme weitgehend verzichtet werden kann. (Alternativbetrieb ist anzustreben)
- Abschalten der Heizkreispumpe bei ausreichender Wärme aus der Solaranlage (Sommerbetrieb), Nacherwärmung nur in der Heizperiode, falls ausreichend niedrige Temperaturen aus den Raumheizkreisen zurückkommen
- Prüfen ob Reihenschaltung der Solar-Pufferspeicher umsetzbar ist
- Prüfen ob Parallelbetrieb von Solar- und Fernwärme-Wärmeübertrager realisierbar ist.

Als Erfolgskontrolle der bereits umgesetzten Optimierungsmaßnahmen wurde zu Beginn der Heizperiode 2014/15 eine abermalige Messung der primären Fernwärme-Vor- und Rücklauftemperaturen durchgeführt (Abb. 4.34). Die Rücklauftemperaturen liegen nun zumindest im Sollbereich um 50°C.

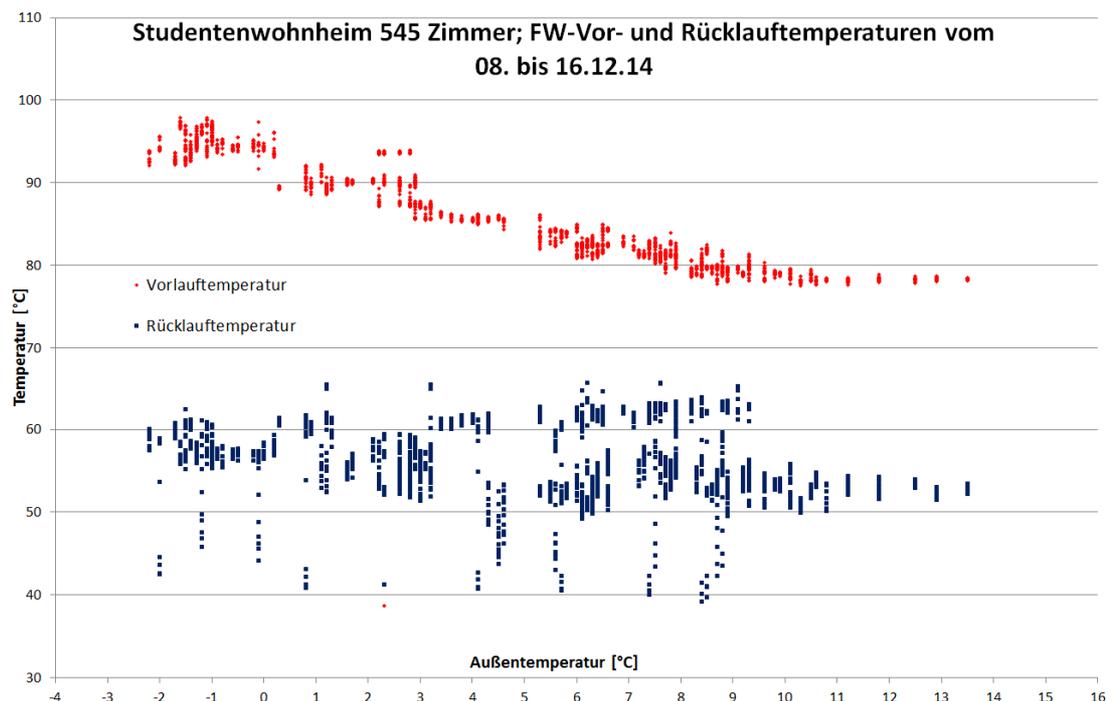


Abb. 4.34 Scatterplot von Daten aus Datalogger Dezember 2014

4.4.1.2 Detailmessung Mehrfamilienhaus mit angebundenen Reihenhäusern

Die untersuchte Heizzentrale verfügt über eine Fernwärme-Kompaktstation mit drei Heizkreisen. Ein Heizkreis versorgt über einen Pufferspeicher (1.500 l) die Heizung der angeschlossenen Reihenhäuser. Der Pufferspeicher fungiert als hydraulische Weiche.

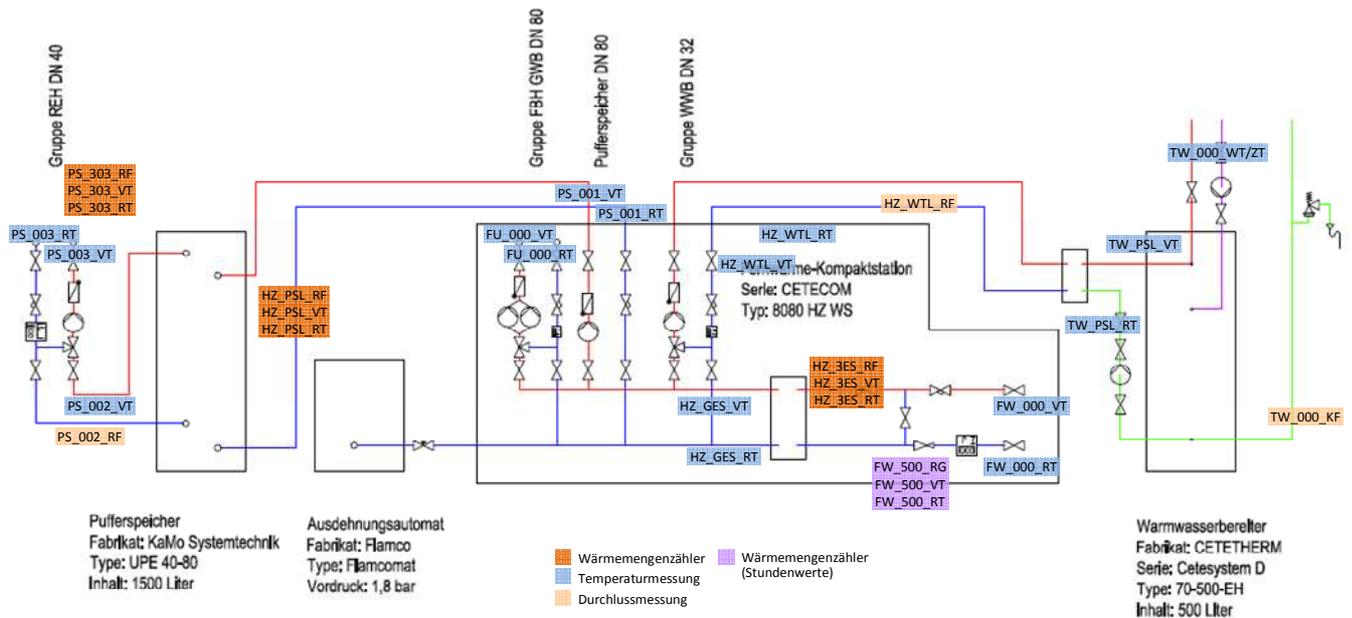


Abb. 4.35 Schema der Heizanlage; links: Anschluss Reihenhäuser über Pufferspeicher; Mitte: FW-Kompaktstation mit Verteiler; rechts Trinkwarmwassererwärmung

Ein Heizkreis versorgt eine Fußbodenheizung. Der dritte Heizkreis lädt über einen Wärmetauscher den Trinkwarmwasserspeicher (500 l). Der Zirkulationsrücklauf wird in den Trinkwarmwasserspeicher eingespeist. Das Schema ist in Abb. 4.35 dargestellt.

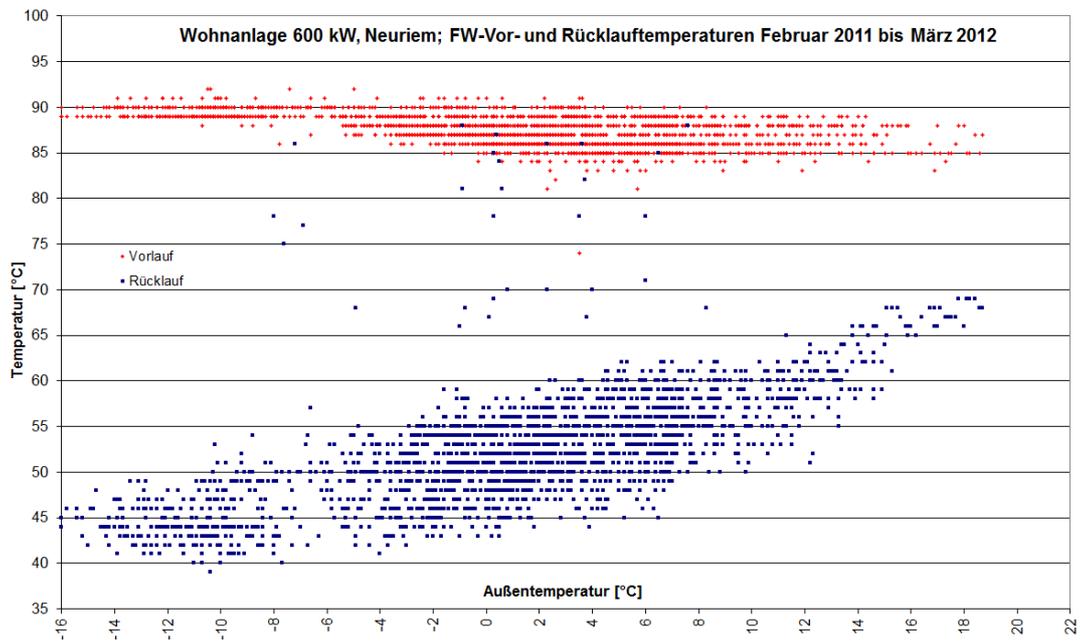


Abb. 4.36 Scatterplot von Daten eines UH-50 Wärmemengenzählers aus zwei Auslesezeiträumen zwischen Februar 2011 und März 2012

Eine erste Grobanalyse von Wärmemengenzählerdaten zeigte deutlich zu hohe Rücklaftemperaturen im Sommer, was stets auf eine Trinkwassererwärmung mit unzureichender Rücklaufauskühlung hinweist.

Eine zweite, durch die Hinweise der Grobanalyse ausgelöste detailliertere Auswertung der Wärmemengenzählerdaten ist im Gebäudesteckbrief in Abb. 4.36 zusammengefasst.

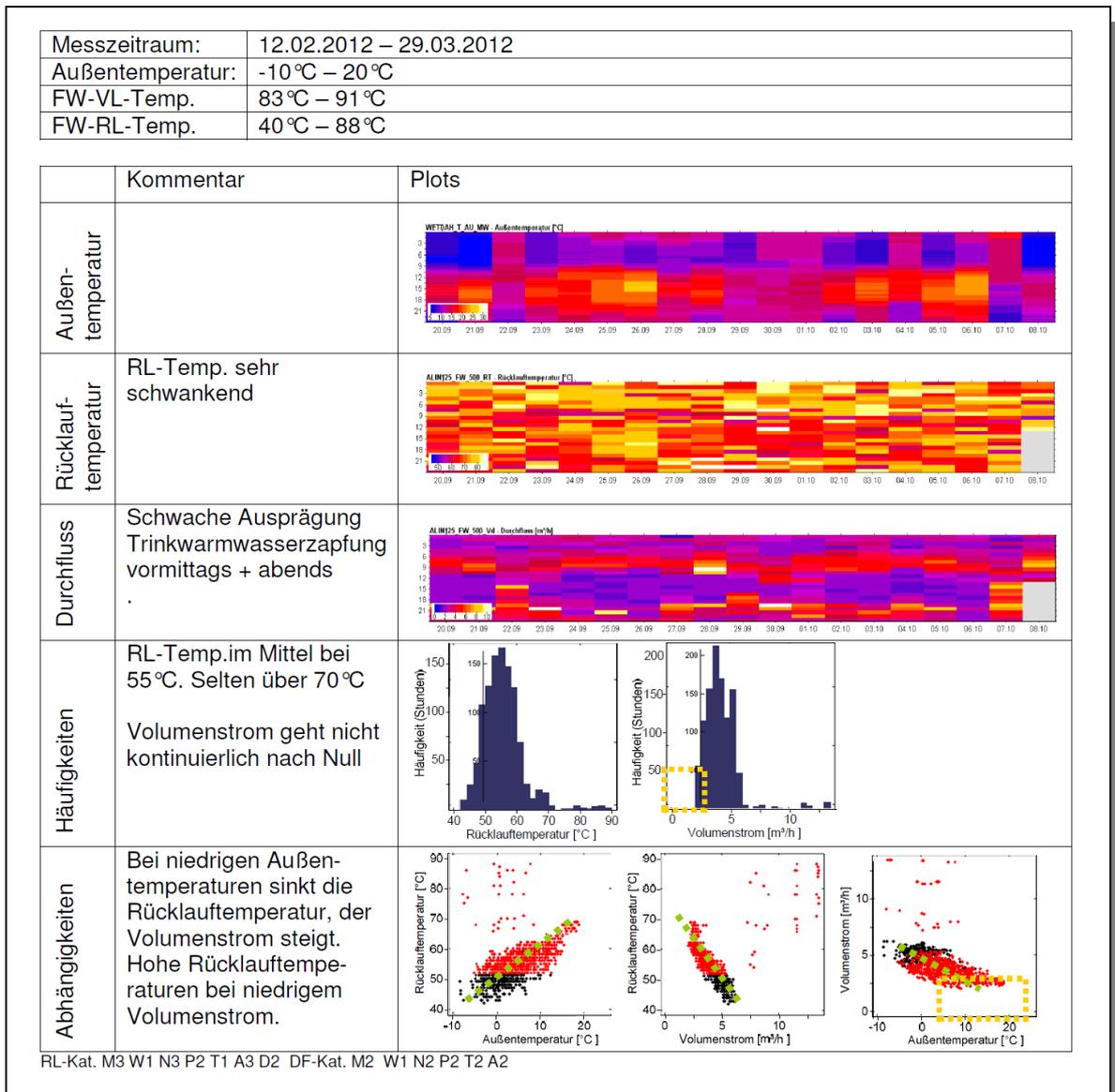


Abb. 4.37 Gebäudesteckbrief –Auswertung der Primärseite

Die Messungen zeigen, dass im primären Rücklauf Temperaturen von 40 bis 90 °C auftreten. Im Mittel beträgt die Rücklauf-temperatur 70°C, also erheblich über der geforderten maximalen Rücklauf-temperatur von 45°C. Zudem schwankt die gemessene Temperatur sehr stark. Veranlasst durch diese Hinweise wurde eine sekundärseitige Detailvermessung der Anlage vorgenommen. Die sekundäre Rücklauf-temperatur beträgt im gleichen Zeitraum zwischen 50°C und 65°C. Abb. 4.38 zeigt links die erwartete Abhängigkeit (Soll-Zustand) sowie rechts die gemessenen primär- und sekundärseitigen Rücklauf-temperaturen (Ist-Zustand). Die Ursachen der außerordentlich hohen Grädigkeit des Wärmetauschers müssen zunächst auf der Primärseite gesucht werden. In Frage kommen ein defektes Schließventil zwischen Vor- und Rücklauf, ein Defekt bei der Strahlpumpe oder eine instabile Regelung der Pumpe. Die Übergabestation ist zu überprüfen.

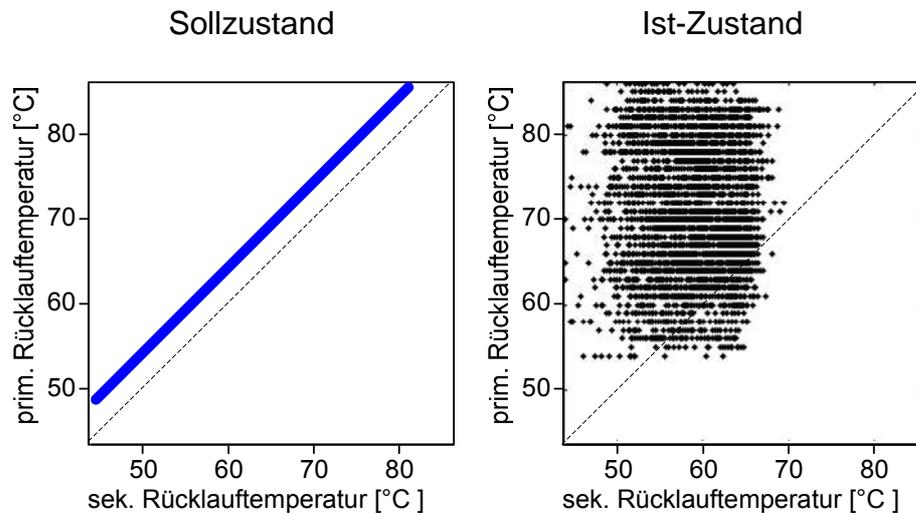


Abb. 4.38 Die Abbildung zeigt die erwartete Abhängigkeit von primärer und sekundärer Rücklaufemperatur und dem gegenübergestellt die tatsächlichen Messwerte

Davon unabhängig liegen auch die sekundärseitigen Rücklaufemperaturen deutlich über dem Sollwert. Als Ursache hierfür konnte das Ladesystem des Heizungspuffers identifiziert werden. Die Ladepumpe lädt mit hohem Volumenstrom (150 l/min) den Speicher und taktet dabei häufig. Die Entnahme erfolgt dagegen kontinuierlich bei (während der Messperiode) geringem Volumenstrom. Abb. 4.38 zeigt die gemessenen Temperaturen und Durchflüsse am Pufferspeicher. Der hohe Volumenstrom und die häufigen An- und Abschaltvorgänge im Ladestrom fördern die Durchmischung des Speichers, so dass sich keine Schichtung ausprägen kann. Die Funktion der An- und Abschaltkriterien wird durch die Durchmischung beeinträchtigt, ein häufiges Takten dadurch zusätzlich befördert. Der Rücklauf im Ladekreis enthält einen hohen Mischungsanteil an Vorlaufwasser, aus den Temperaturniveaus ergibt sich ein Mischungsanteil von ca. 1:1. Im Lastfall liegt die Rücklaufemperatur im Verbraucherkreis unter 50°C. Eine Mischung dieses Temperaturniveaus mit dem Vorlauf ist zu verhindern. Zur Reduzierung der Gesamtrücklaufemperaturen muss daher bei der Speicherladung angesetzt werden.

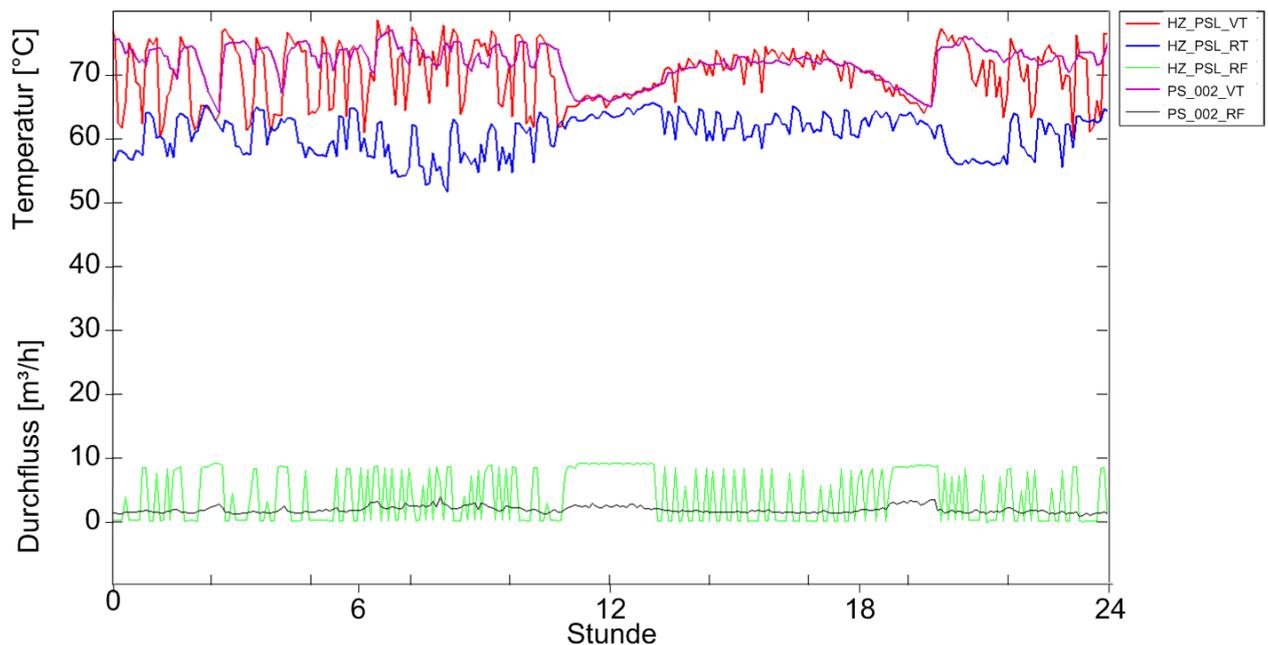


Abb. 4.39 Temperaturen und Durchflüsse am Heizungs-Pufferspeicher über einen Tag (Vorlauftemperatur Heizkreis sekundär HZ_PSL_VT —, Rücklauftemperatur Heizkreis sekundär HZ_PSL_RT —, Vorlauftemperatur Heizkreis tertiär PS_002_VT —, Volumenstrom Heizkreis sekundär HZ_PSL_RF —, Vorlauftemperatur Heizkreis tertiär PS_002_RF —)

Die Rücklauftemperaturen aus dem Trinkwarmwassersystem betragen bis zu 60°C und überschreiten damit ebenfalls die geforderte Maximaltemperatur deutlich. Der Volumenstrom ist im Trinkwasserheizkreis deutlich geringer als im Pufferspeicher-Ladekreis, so dass dieser insgesamt (während der Heizperiode) weniger ins Gewicht fällt. Die Rücklauftemperatur vom TWW-Pufferspeicher liegt im Regelfall bei ca. 60°C. Diese Temperatur wird ganztägig gehalten. Der Pufferspeicher wird auch nachts geladen, die Zirkulation ist ebenso ganztägig in Betrieb. Erfolgt nachts länger keine Abnahme, liegt die Speichertemperatur auf dem Niveau der Zirkulation von (58°C). Die Rücklauftemperaturen im Heizkreis können nicht tiefer abgekühlt werden. Durch eine Abschaltung der Zirkulation nachts oder intermittierenden Betrieb kann die Temperatur im Speicher und damit auch die Rücklauftemperatur abgesenkt werden. Dabei ist gleichzeitig das Anschaltkriterium für die Speicherladung zu prüfen. Durch Reduktion des Volumenstroms in der Zirkulationsleitung kann die Zirkulationstemperatur noch bis auf 55°C abgesenkt werden, was die Rücklauftemperaturen ebenfalls positiv beeinflusst. Der Tagesverlauf der Temperaturen und Volumenströme am Trinkwasser-Wärmetauscher ist in Abb. 4.40 dargestellt.

Der Betrieb des Heizungspuffers für die Versorgung der Reihenhäuser hat auch Auswirkungen auf das Trinkwarmwassersystem. Die unregelmäßige Pumpe im Ladekreis des Heizungspuffers zieht zu viel Volumen aus dem Verteiler ab, so

dass es zu einer Beimischung von Rücklaufwasser im Trinkwarmheizungsstrang kommt. Über einen Zeitraum von ca. 2 Stunden sinkt die Temperatur im TWW-Heizstrang immer weiter ab, z.T. bis unter 40°C (Ab b. 4.40). In Abb. 4.41 ist die Abhängigkeit zwischen Volumenstrom im Pufferspeicherkreis und im Trinkwasserheizkreis sowie die Vorlauftemperatur der Trinkwasserheizung dargestellt.

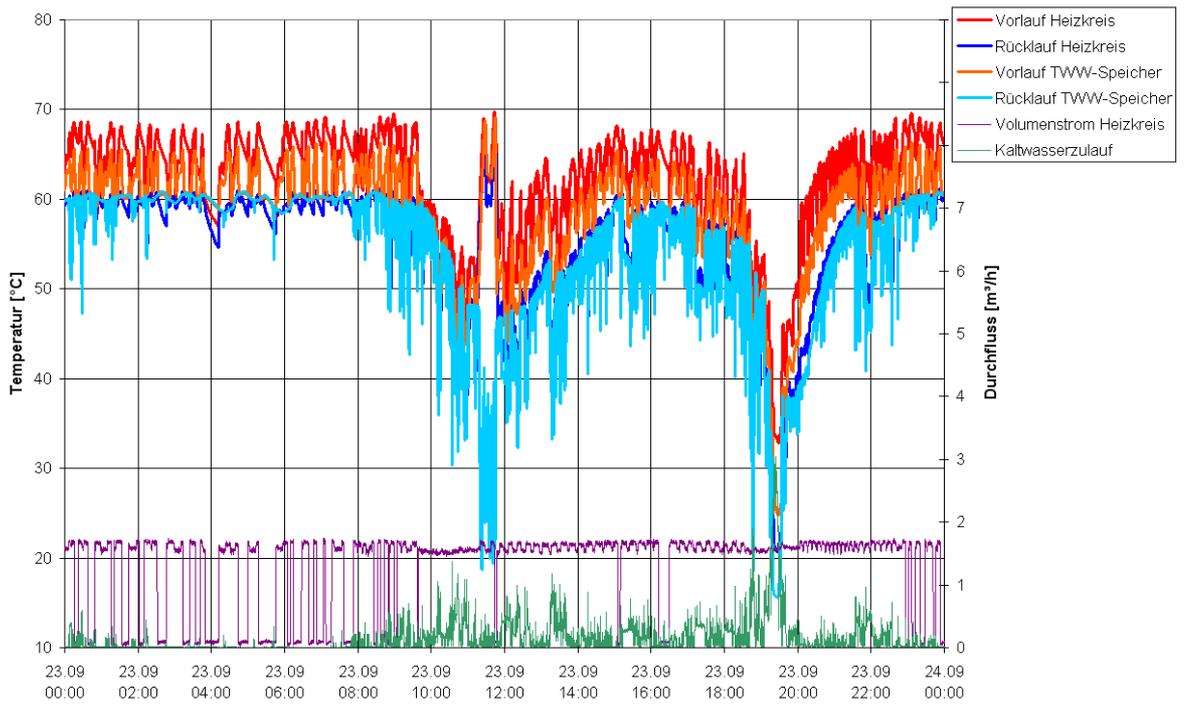


Abb. 4.40 Temperaturen am TWW-Wärmetauscher. Die Vorlauftemperatur sinkt bis auf 30°C ab. Eine Trinkwassererwärmung ist damit nicht mehr möglich.

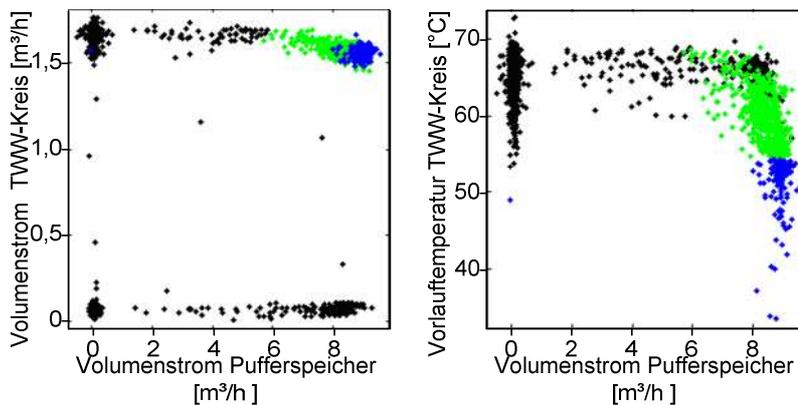


Abb. 4.41 Volumenstrom und Vorlauftemperatur im TWW-Heizkreis in Abhängigkeit zum Volumenstrom im Pufferkreis. (grün: beide Pumpen laufen, blau: Vorlauftemperaturen im TWW-Kreis unter 55°C)

Zur Reduzierung der Rücklauftemperaturen sind die folgenden Lösungsansätze weiterzuverfolgen:

- Überprüfung der Fernwärmeübergabestation auf Primärseite, insbesondere das Schließventil zwischen Vor- und Rücklauf und die Strahlpumpe
- Verwenden einer geregelten Pumpe im Pufferspeicher-Ladekreis mit Kopplung der Regelung an die Verbraucherseite , Abstimmung der Volumenströme
- Reduzierung des Volumenstroms im Pufferspeicher-Ladekreis
- Überprüfung der Ein- und Ausschaltkriterien der Pumpe im Pufferspeicher-Ladekreis
- Evtl. Entfernen des Pufferspeichers, falls hydraulisch nicht erforderlich
- Evtl. Überprüfung der Ein- und Auslasshöhen der Anschlüsse am Pufferspeicher
- Überprüfung des Anschaltkriteriums für die Trinkwarmwasserspeicherladung
- Reduzieren der Zirkulation nachts.
- Reduktion des Zirkulationsvolumenstroms, so dass 55°C Rücklauftemperatur noch eingehalten werden

4.4.1.3 Detailmessung Mehrfamilienhaus

In der untersuchten Liegenschaft werden ein Heizkreis und die Trinkwarmwasserbereitung über die Fernwärme versorgt. Die Trinkwasser Erwärmung geschieht im Speicherladeverfahren. Eine erste Auswertung des primärseitigen Wärmemengenzählers der Übergabestation zeigt ganzjährig stark überhöhte Rücklauftemperaturen bis über 80°C (Abb. 4.41).

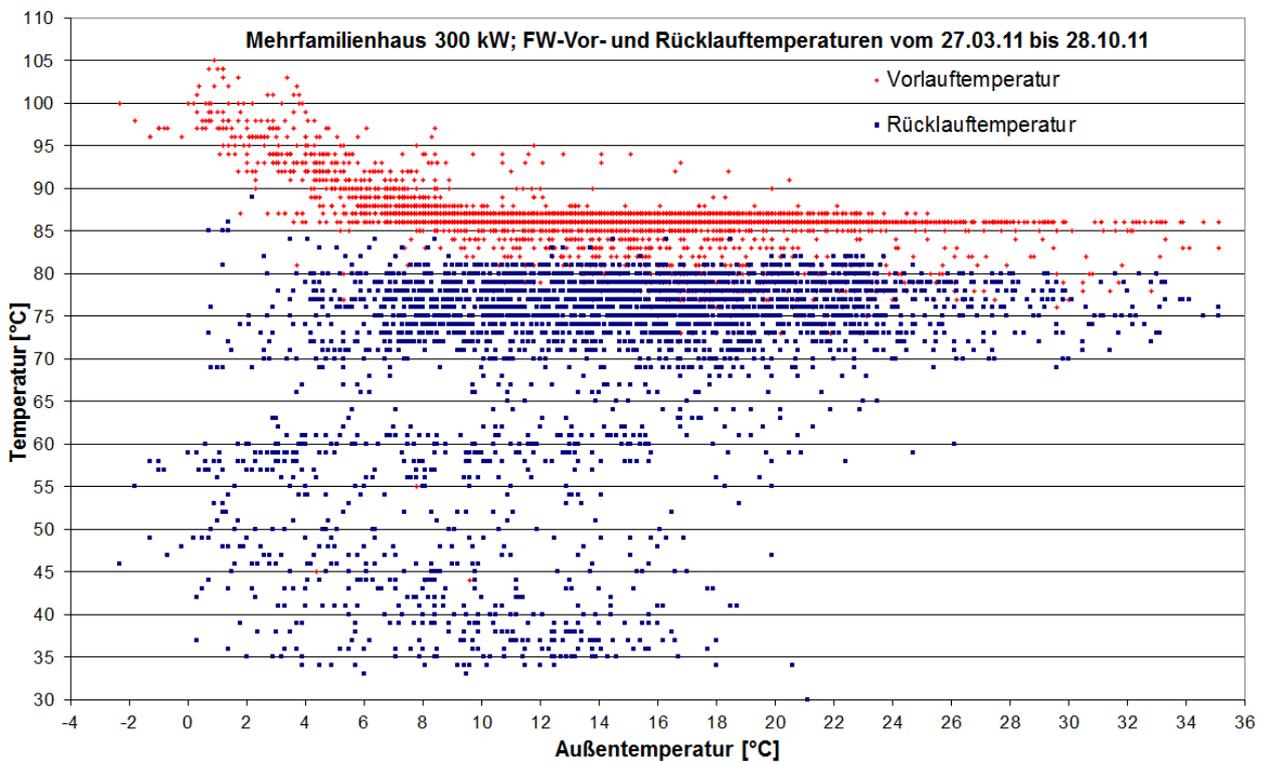


Abb. 4.42 Fernwärme-Vor- und Rücklauftemperaturen aus zwei Auslesezeiträumen über der Außentemperatur

Nach Aufnahme dieser Messwerte wurden offensichtlich Änderungen in der Betriebsweise vorgenommen.

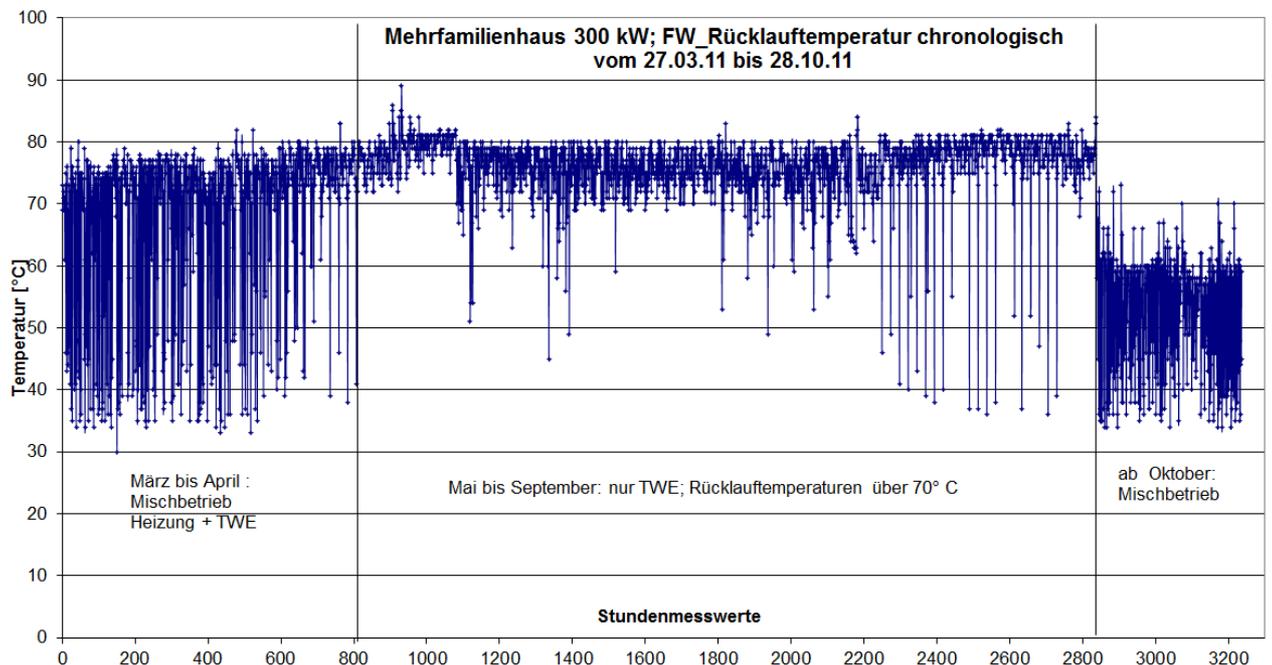


Abb. 4.43 Chronologische Darstellung der Rücklauftemperaturmesswerte mit klarer Unterscheidung von Mischbetrieb Heizung / TWE und reinem TWE-Betrieb

Die jüngeren Messwerte ab Oktober 2011 zeigen moderat erhöhte Rücklauftemperaturen. Sie liegen zwischen 45°C und 60°C.

Nach dieser Grobanalyse von Wärmemengenzählerdaten wurden Anfang November 2011 Detailmessungen am Sekundärsystem durchgeführt. Die Außentemperaturen lagen in diesem Zeitraum zwischen -5 °C und 20°C. (Abb. 4.44)

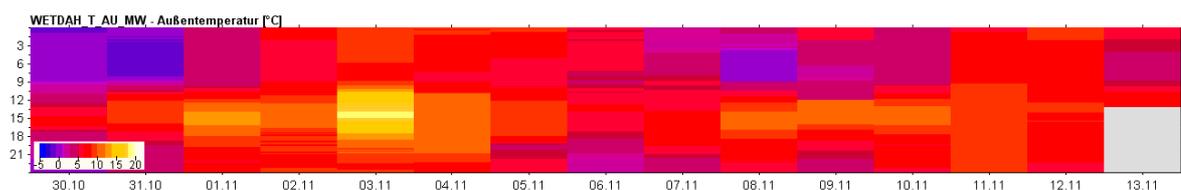


Abb. 4.44 Außentemperatur im Messzeitraum

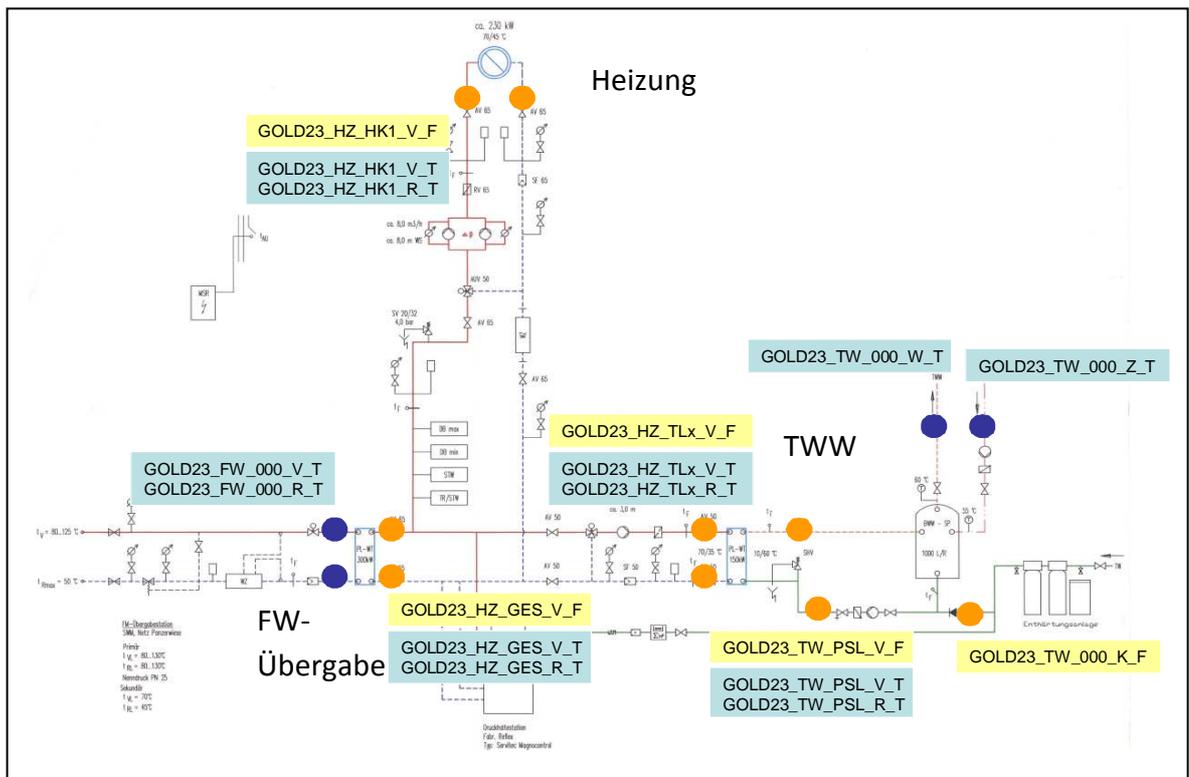
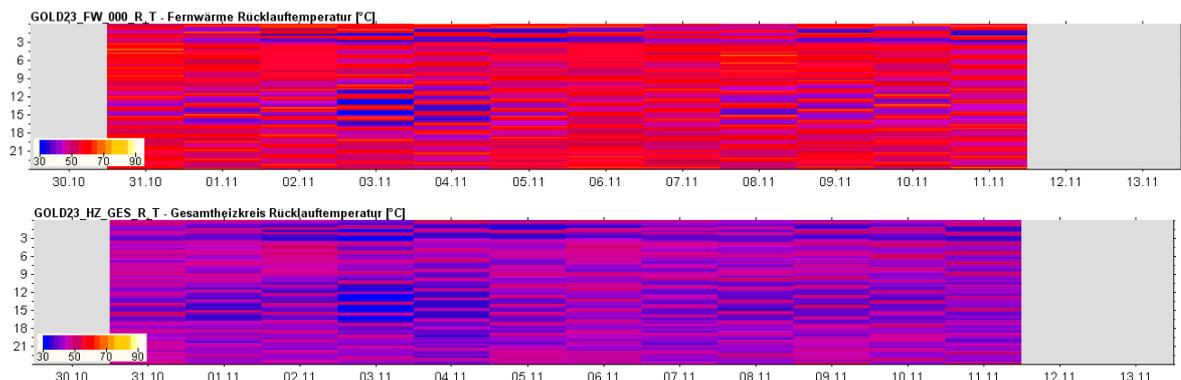


Abb. 4.45 Schema der Heizanlage mit Messstellen

Das Schema der Heizanlage mit den Messstellen ist in Abb. 4.44 dargestellt.

Die Übergabe der Fernwärme ist bezüglich der Rücklauftemperaturen nicht optimal eingestellt. Die Temperaturen im FW-Rücklauf liegen deutlich über den Rücklauftemperaturen im Sekundärkreis, die zwischen 35°C und 50°C pendeln (Abb. 4.46). Um die Rücklauftemperatur zu senken müsste der Volumenstrom primärseitig weiter gedrosselt werden.

Bei den Rücklauftemperaturen (primär und sekundär) fällt ein häufiger Wechsel zwischen hohen und niedrigen Temperaturen auf, was sich auf den Ein/Aus-Betrieb der Pumpe im Trinkwasserkreis zurückführen lässt (Abb. 4.45, unten).



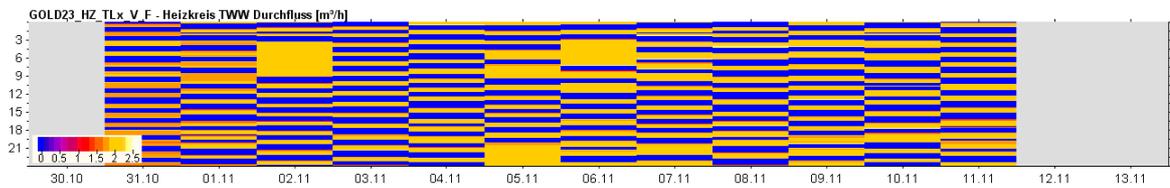


Abb. 4.46 Primärseitige Rücklauftemperatur (oben), sekundärseitige Rücklauftemperatur (Mitte) und Durchfluss im Trinkwasser-Heizkreis (unten) während der Messperiode. Ist die Pumpe im Trinkwasserkreis in Betrieb werden hohe Rücklauftemperaturen gemessen.

Die Rücklauftemperaturen im Trinkwasserheizkreis liegen zwischen 30°C (Raumtemperatur) und 65°C. Zwei Betriebszustände wechseln sich hier über 12 mal täglich ab: „Speicherladung an“ (Volumenstrom im TWW-Heizkreis um 2m³/h) und „Speicherladung aus“ (Volumenstrom im TWE-Heizkreis bei 0).

Die Zirkulationstemperatur liegt bei 57°C, der Zirkulationsrücklauf wird direkt in den Speicher eingebunden und führt zu einer ständigen Störung der Schichtung. Sinkt die Temperatur am unteren Speicherfühler unter das Einschaltkriterium, erfolgt eine Aufheizung des Speicherinhalts mit anfangs niedriger Rücklauftemperatur, die sich aber schnell an die Zirkulationstemperatur angleicht. Der überwiegende Teil des Ladezyklus besteht dann aus einer Nacherwärmung des Speicherinhalts auf die geforderte TWW-Temperatur auf hohem Temperaturniveau. Entsprechend steigen die Rücklauftemperaturen im TWW-Heizkreis auf 60°C und mehr. Durch die Rücklaufbeimischung im Trinkwasser-Heizkreis reduziert sich die Problematik, da nur geringe Volumenströme in den Gesamtrücklauf gelangen.

Im vorliegenden Fall kann über die Mischung des TWW-Heizkreises mit dem Heizungskreis eine niedrige Temperatur im Rücklauf des Fernwärme-Sekundärkreises erreicht werden. Außerhalb der Heizperiode erfolgt aber eine direkte Übertragung der Temperaturen aus dem Trinkwarmwassersystem auf den Gesamtrücklauf. Es sollten hierbei jedoch nur geringe Volumenströme auftreten.

Die Heizung des Anwesens ist sehr gut eingestellt, die Rücklauftemperaturen bleiben im Messzeitraum bis auf kurze Ausnahmen unter 50°C. Die Außentemperaturen zwischen -5°C und 20 °C decken bereits ein breites Spektrum ab. Mit niedrigen Außentemperaturen und entsprechend höheren Vorlauftemperaturen im Heizkreis steigt auch die Rücklauftemperatur des Heizkreises an. Es ist davon auszugehen, dass es bei tieferen Außentemperaturen vermehrt zu einer Überschreitung der 50°C-Grenze kommt.

Um die Rücklauftemperaturen der Fernwärme zu senken werden die folgenden Maßnahmen vorgeschlagen:

- Reduzierung des primärseitigen Volumenstroms im unteren Leistungsbereich
- Reduzierung der Zirkulation nachts
- Reduzierung des Lade-Volumenstroms
- Prüfen der An- und Abschaltkriterien für die Speicherladung
- Anpassen der Heizkurve z. B. gem. MP 1 (Druckverlustarme Fahrweise)

4.5 TOP 10 der Planungs- und Ausführungsfehler

Wenn auch der Umfang der Messungen bei weitem keine statistisch fundierten Aussagen über Häufigkeiten von Planungs- und Ausführungsfehlern zulässt, so lassen sich doch aus der Vielzahl der Messungen und Beobachtungen in allen vier Maßnahmenpaketen Tendenzen erkennen. Diese sind zur Vermeidung von Dopplungen in Kapitel 6, dem LowEx-Anwenderhandbuch aufgeführt.

MP 4: Implementierung innovativer Fernwärme-Verlegetechniken

4.4 Einführung

Aufgabenstellung im Teilprojekt 4 - Implementierung innovativer Fernwärme-Verlegetechniken zur Effizienzsteigerung

Im Aufbau einer Wärmeversorgung über Fernwärme stehen je nach vorhandener Siedlungs- und Infrastruktur unterschiedliche Strategien und Zielsetzungen im Vordergrund. Während in ländlicher Umgebung oder auch in aufgelockerten Neubaugebieten die begrenzte Wärmedichte eine möglichst kostengünstige Verlegeart klar in den Vordergrund setzt und hier auch sehr viel eher innovative Verlegesysteme ihren Einsatz finden können, werden in städtisch gewachsenen Strukturen mit hohen Wärmedichten und bei entsprechend großer Netzausdehnung überwiegend konventionelle Verlagssysteme zur Anwendung kommen, die für eine flächenhafte Wärmeversorgung aus mehreren Gesichtspunkten besser geeignet sind. So ist für größere Netzbetreiber, die die leitungsgebundene Wärmeversorgung von Städten verantworten, die Implementierung von LowEx-Niedertemperatursystemen in ihr seit Jahrzehnten gewachsenes Fernwärmenetz in der Regel nur unter bestimmten technologischen Randbedingungen oder nur als separates Inselnetz möglich. Es kann vor dem Hintergrund des damit einher gehenden Investitionsaufwands davon ausgegangen werden, dass ein wirtschaftlicher Netzbetrieb in dieser Konstellation nicht immer gewährleistet werden kann und nur in ausgewählten Netzgebieten, z.B. in städtebaulich jungen Randbezirken, eine echte Alternative zu einer konventionellen Versorgungslösung darstellen. So erlangt die Planung und Errichtung von Niedertemperaturverteilnetzen insbesondere im Bereich von Neubausiedlungen stetig zunehmende Bedeutung. Das Teilprojekt Implementierung innovativer Fernwärme-Verlegetechniken zur Effizienzsteigerung stellt als Unterstützung von Entscheidungsträgern und Planern erforderliche Grundinformationen zur Klärung der Einsatzmöglichkeit eines Niedertemperaturverteilnetzes zusammen und ergänzt diese sinnhaft anhand eines im Rahmen des Forschungsprojekts durch die Stadtwerke München (SWM) erstellten Modellnetzes um Erfahrungswerte aus Netzbau und Netzbetrieb.

Inhalt des vorliegenden Teilprojekts ist das als Pilotanlage entwickelte Wärmeverteilnetz inmitten eines bestehenden Fernwärmeverteilnetzes, bestehend aus der zwischen Primärnetz und dem sekundären Wärmeverteilnetz angeordneten Kopfstation sowie den Verteil- und Anschlussleitungen bis zum Hausanschluss.

Ausgangssituation und Voraussetzungen in München

Die SWM betreiben in München ein Fernwärmenetz mit einer Trassenlänge von insgesamt ca. 760 km, das sich auf mehrere Verteilnetze mit unterschiedlichen Betriebsparametern hinsichtlich Temperatur und Druck erstreckt. Es werden ein Dampfnetz und mehrere Heizwassernetze betrieben, bei denen aufgrund ihrer historischen Entwicklung und individuellen Netzfahrweise auch unterschiedliche Verlegesysteme zum Einsatz kamen.

In den bestehenden Verteilnetzen kommen bislang folgende Systeme zum Einsatz:

- KMR: Kunststoffmantelrohr, erdverlegt
- Haubenkanal: Stahlrohrleitungen mit Wärmedämmung im Betonhaubenkanal
- SSR: Stahlschutzrohr, für HA-Leitungen und Spartenkreuzungen
- SMR: Stahlmantelrohrsystem, (nur in Sonderfällen)
- Gebäudeleitungen: Stahlleitungen mit Wärmedämmung
- GfK: Glasfaserverstärkte Kunststoffleitungen, ehem. Kondensatleitungen im Dampfnetz (in Rückbau bzw. Austausch gegen Stahlleitungen aufgrund der Druckbegrenzung)
- PMR: Flexibles Mediumrohr aus Polymerwerkstoffen und einer Wärmedämmschicht in Mantelrohrkonstruktion

Über Erfahrungen als Betreiber von „echten“ Niedertemperaturnetzen verfügen die SWM seit 2005. Für die bestehenden Niedertemperaturnetze, wie zum Beispiel das modellhafte Sekundärnetz „Solare Nahwärme Ackermannbogen (SNAB)“ aus 2005 oder das Verteilnetz Neu-Riem seit 1996, weichen die zum Einsatz kommenden Verlegesysteme allerdings nicht vom standardisierten Kunststoffmantelrohr mit Stahlmedienrohr ab, eine Entscheidung, die für die jeweilige Versorgungsaufgabe u.a. von wirtschaftlichen Kriterien getragen wurde. Die Möglichkeit, ein PMR-Verlegesystem einzusetzen, besteht indessen erst seit der internen Zulassung im Rahmen des LowEx-Forschungsprojektes, zuvor ließen die internen Materialvorschriften kein anderes System zu. Das Fernwärmenetz Neu-Riem wird zwar in einem abgesenkten Temperaturbereich gefahren, der einen Einsatz von PMR zumindest bei gleitender Fahrweise gestatten würde, jedoch wird das Netz bei einem Nenndruck von PN 25 betrieben, der für Kunststoffmedienrohrleitungen nicht zulässig ist.

An Errichtung und Betrieb eines Niedertemperatur-Forschungsnetzes knüpfen die SWM verschiedene Bedingungen, die auch die Aspekte der Versorgungs- und Betriebssicherheit zur Gewährung eines möglichst langzeitstabilen Betriebs weit über den Forschungszeitraum hinaus nicht außer Acht lassen können. Wie bei jedem anderem Netz müssen auch über das Forschungsnetz Kunden zuverlässig mit Wärme versorgt werden. Das Netz wird nach dem Forschungsvorhaben nicht abgebaut sondern muss über einen Zeitraum von mindestens 30 Jahren betrieben und instand gehalten werden.

4.5 Rahmenbedingungen für Einsatz und Verlegung von PMR-Fernwärmenetzen

Infra- und Siedlungsstrukturen (Bestands- und Neubaugebiet)

PMR weisen im Vergleich zu konventionellen Metallmedienrohren eine niedrigere Temperatur- und Druckbeständigkeit auf, gleichzeitig besteht eine Beschränkung in den lieferbaren Dimensionen, so dass sich schon allein aus diesen Gründen ihre Anwendungsmöglichkeiten begrenzen.

Die namhaften Hersteller weisen in der Regel folgenden Einsatzbereich für PMR auf der Heizungsseite aus:

max. zul. Betriebstemperatur T_{\max}	95°C (gleitend)
max. Dauerbetriebstemperatur $T_{B\max}$	80°C
max. zul. Betriebsdruck p	6 bar (bzw. 8 bar bei der Verwendung von Medienrohren aus Polybuten)
max. Nenndurchmesser	DN 150

PMR-Medienrohre sind in der Regel für eine maximale Dauerbetriebstemperatur von 80°C ausgelegt. Für den Fall veränderlicher oder insbesondere grenzwertüberschreitender Temperatur- und Druckbeanspruchungen ist von verminderten Betriebsdauern auszugehen.

Bereits vor Projektstart war bekannt, dass die Verlegekosten von PMR-Leitungen einschließlich Tiefbau nur im unteren Nennweitenbereich einen Preisvorteil gegenüber Kunststoffmantelrohr (KMR) ergeben. Mit zunehmender Rohrnennweite und damit auch bei zunehmender Transportleistung weisen Wirtschaftlichkeitsberechnungen regelmäßig das KMR als günstigere Variante aus. Die Erfahrungen der Stadtwerke München korrelieren dabei gut mit externen Untersuchungen, nach denen sich die Verlegung von KMR mit der Nennweite DN 80 und größer in der Regel wirtschaftlicher darstellen lässt als mit PMR /Döt/. Andere Quellen sehen die Kostenvorteile von KMR bereits ab einer Nennweite von DN 65 /Mand/.

Des Weiteren zeichnet sich der Preisvorteil von PMR gegenüber KMR besonders dann ab, wenn keine oder nur wenige Abzweige von der Leitung vorgenommen werden müssen. Bei PMR sind hierzu nämlich Pressfittings, Muffen und entsprechendes Montagematerial erforderlich. Es ist zu betonen, dass die Preisstruktur u.a. regionalen und konjunkturellen Einflüssen unterliegt, weswegen der in der Literatur erwähnte wirtschaftliche Grenzbereich nur einen Anhaltspunkt liefern kann und individuell zu kalkulieren ist.

Eine weitere Einschränkung für das Material PMR besteht darin, dass nachträgliche Abgänge vom Hauptrohr nicht über Anbohrungen bei unterbrechungsfreiem Betrieb gelegt werden können, wie es bei Stahlmediumrohren üblich ist. Daher sind zeitlich diskontinuierliche Anschlüsse mit Abstellungen und Entleerungen verbunden, sofern auf ein Abquetschen von

Leitungen verzichtet wird, um eine Versprödung des Medienrohrs nicht zu begünstigen.

Der Vorteil für einen Einsatz von PMR für Verteilleitungen und Hausanschlüsse im unteren Dimensionsbereich liegt demzufolge auf der Hand. Insbesondere können Verlegesituationen mit begrenzter Netzgröße, niedrigeren Wärmedichten, unplanierem Gelände sowie zeitlich unterbrechungslosen Anschlüssen, wie sie beispielsweise in ländlichen Räumen oder kleinen, in sich abgeschlossenen Neubauarealen vorzufinden sind, überaus günstige Einsatzbedingungen für das Kunststoffmedienrohr bieten.

Sofern Druck- und Temperaturrestriktionen nicht dagegen stehen, können sich aber auch in komplexeren, bestehenden Fernwärmenetzen mit diskontinuierlichen Netzanschlüssen interessante Möglichkeiten für Kunststoffmedienrohre eröffnen. Hier bieten sich insbesondere länger Hausanschlussleitungen an, sofern sie ohne zusätzliche Abgänge verlegt werden können. Mögliche Kosteneinsparungen im Verhältnis zu KMR sind umso größer, je geringer die Anschlussdimension ist. Daher sollten die wirtschaftlichen Vorteile, die eine Kombination von KMR als Verteilleitung und PMR als Anschlussleitung bieten kann, im Einzelfall untersucht und nach Möglichkeit genutzt werden.

Weiteres Potential für Einsparungen bezüglich reduzierter Grabenbreite und dadurch gesenkter Tiefbaukosten bieten Doppelrohrsysteme. Sie weisen darüber hinaus deutlich geringere spezifische Wärmeverluste auf als zwei Einzelrohre. In diesem Fall sind jedoch auch hier deutlich höhere Systemkosten für Übergänge und Formstücke zu berücksichtigen, so dass ihre Verwendung voraussichtlich auf die hierfür geeigneten Nischen beschränkt bleiben wird.

Für alle vorgenannten Einsatzfelder für PMR gilt selbstverständlich die Grundvoraussetzung, dass die Netzparameter seine Verwendung zulassen.

Wirtschaftlichkeit von PMR-Wärmenetzen (Wärmeverluste, Wärmedichten)

Mit jedem Wärmetransport in einem Wärmeverteilnetz sind unweigerlich Wärmeverluste verbunden. Hinsichtlich ihrer Entstehung gibt es vielschichtige Abhängigkeiten, insbesondere bezüglich der Temperaturdifferenz zwischen Wärmeträgermedium und dem umgebenden Erdreich, der Dämmstärke des Medienrohrs sowie der richtigen Rohrdimensionierung.

Die Vorlauftemperatur richtet sich nach den Bedürfnissen der angeschlossenen Verbraucher bzw. nach dem energetischen Stand und der Beheizungsstruktur der wärmeversorgten Gebäude. Die Temperaturspreizung zwischen Vorlauf und Rücklauf wiederum bestimmt maßgebend die übertragbare Netzkapazität, eine möglichst hohe Spreizung steht gleichermaßen für eine gute Effizienz der Wärmenutzung in den Kundenanlagen als auch für einen möglichst niedrigen Aufwand zur Umwälzung des Heizmediums durch die Netzumwälzpumpen.

Die Dämmung von Fernwärmeleitungen ist zwar in der Lage, die Wärmeverluste so niedrig wie möglich zu halten, die Dämmstärke und der erhoffte Nutzen hieraus sind jedoch in einer sinnvollen Relation zu den zu erwartenden Kosten stehen. Üblicherweise wird für KMR eine mittlere Dämmstärke zum Standard gewählt, PMR-Leitungen hingegen werden zum Erhalt von Flexibilität und Verlegbarkeit mit einer geringeren Dämmstärke gefertigt.

Defizite in der Gesamteffizienz und damit auch der Wirtschaftlichkeit des Netzes können bereits durch eine unzureichender Planung und Auslegung veranlasst sein. Mögliche Fehler sind dabei eine überdimensionierte Leitungsstruktur mit unnötig hohen Verlegekosten, zu geringe Durchflussmengen und niedrige Strömungsgeschwindigkeiten, die zu hohen Netzverlusten führen können.

Die Wirtschaftlichkeit eines Wärmenetzes hängt im Wesentlichen von zwei Faktoren ab: Einerseits von einer möglichst hohen Abnahmedichte, weswegen Wärmenetze bevorzugt im verdichteten Wohnungsbau mit hohen Anschlussleistungen auf wenigen Trassenmetern errichtet werden. Andererseits von möglichst niedrigen Kosten für die Errichtung der Verteilleitung.

Um Überdimensionierungen zu vermeiden ist eine weitestgehend realistische Ermittlung des zu erwartenden Wärmebedarfs eine der wichtigsten Eingangsgrößen für Planung und Auslegung. Ist die bauliche Dichte einer an ein Wärmenetz anzuschließenden Siedlung bereits gering, können künftige wärmetechnische Sanierungsvorhaben eine knappe Wirtschaftlichkeit des Wärmenetzes leicht zum Kippen bringen. Absurd erscheinen in diesem Zusammenhang gelegentliche Appelle, man möge doch auf wärmetechnische Sanierungsmaßnahmen verzichten, um die Wirtschaftlichkeit der Nahwärmeversorgung nicht zu gefährden.

Städte und Gemeinden entwickeln in der Regel einen Energienutzungsplan, der mittels spezifischer Kennwerte nach gebäudetypologischen Ansätzen eine straßenbezogene Wärmedichte aufstellt. Danach werden alle an das Fernwärmenetz anschließbaren Gebäude einem Straßen- bzw. idealerweise einem Leitungsabschnitt zugeordnet, der jeweilige Wärmebedarf (in MWh/a) wird summiert. Die Wärmedichte ergibt sich aus dem Quotienten des summierten Wärmebedarfs und der Verteilnetzlänge (Trassenmeter), sie ist demzufolge der durchschnittliche Wärmetransport pro Meter Trasse und Jahr. Für den wirtschaftlichen Betrieb muss die Trassenlänge in einem noch vertretbaren Verhältnis zur abgesetzten Wärmemenge stehen – je geringer die Trassenlänge bzw. je höher der Quotient, desto besser wird die Wirtschaftlichkeit zu erwarten sein.

Neuerrichtungen von Wärmenetzen werden, sofern die entsprechende Erzeugungsstruktur vorhanden ist, nach dem Kraft-Wärme-Kopplungs-Gesetz (KWKG) gefördert. Eine Vorgabe hinsichtlich einer Mindest-Wärmedichte besteht dabei zwar nicht. Von Seiten der KfW werden jedoch regenerativ betriebene Wärmenetze beim Nachweis einer Wärmedichte ab **0,5 MWh/m_{Tr}*a** gefördert. Der Leitfaden Energienutzungsplan des Bayerischen Staatsministeriums für Umwelt und Gesundheit (StMUG, 2011) sieht in der Wärmebedarfsdichte einen

grundlegenden Parameter für die Rentabilität von gemeinschaftlichen Wärmeversorgungskonzepten, sie ist deswegen einer der Hauptbestandteile bei der Entwicklung eines Energienutzungsplans. Zur Unterscheidung geeigneter und weniger geeigneter Gebiete wird clusterbezogen pro Hektar erfasster Fläche ein überschlägiger Schwellenwert von 150 MWh/ha*a bzw. **1,5 MWh/m_{Tr}*a** aufgeführt. Die genannten Schwellenwerte können aufgrund unterschiedlicher örtlicher Gegebenheiten, Preisstrukturen oder Bereitstellungskosten für die Wärme nur als Anhaltswerte gesehen werden, denn der Betrieb eines Wärmenetzes kann möglicherweise auch unterhalb dieser Werte noch wirtschaftlich sein. Eine Entscheidung bleibt in jedem Fall einer individuellen Betrachtung vorbehalten. In der Tendenz nehmen die voranstehend erläuterten Wärmeverluste unterhalb dieser Schwelle stark zu, so dass der Schwellenwert von 1,5 MWh/m_{Tr}*a sicherlich den unteren Grenzbereich einer vernünftigen Wärmeversorgungslösung markiert, sofern die Wärme nicht kostenfrei, z.B. aus einem reinen Abwärmeprozess, zur Verfügung steht.

Untersuchungen belegen allerdings, dass die Wärmeverluste keine ausgeprägte Abhängigkeit von der Wärmebedarfsdichte zeigen, da die Struktur des Fernwärmenetzes über diese Kenngröße nicht abgebildet wird. Neben einem möglichst niedrigen Temperaturniveau des Netzes und der Dämmstärke des Verlegesystems werden erhöhte Einflüsse vielmehr einer korrekten Rohrdimensionierung zugesprochen, die auf den minimal erforderlichen Rohrdurchmesser einschließlich etwaiger Reservekapazitäten zu beschränken ist und sich natürlich auch positiv auf die Kosten auswirkt /Thal/.

Die spezifischen Wärmeverluste bei PMR-Rohrmaterial sind abhängig vom Nenndurchmesser des Medienrohrs sowie von der mittleren Betriebstemperatur. Sie nehmen in Richtung größer werdender Kenngrößen zu. Den jeweiligen Herstellerunterlagen sind die spezifischen Wärmeverluste je Rohrmeter zu entnehmen, für übliche Rohrdimensionen und Betriebstemperaturen werden etwa bis zu 20 W/m im Maximum für Einzelrohrsysteme erreicht. Doppelrohrsysteme besitzen aufgrund der strangweisen Kombination von Vorlauf und Rücklauf, in einem PE-Mantelrohr eingeschäumt, noch etwas bessere Verlustbeiwerte bis zu etwa -40% im Vergleich zum Einzelrohr /Reh/.

Lebensdauerabschätzung des PMR-Verlegesystems

Werden Kunststoffrohre wie PMR für heizwasserführende Wärmenetze eingesetzt, wirken auf das Rohr eine Vielzahl von Belastungen in der Form eines komplexen Belastungskollektivs ein. Bestimmend für die Lebensdauer von Kunststoffrohren sind vor allem die annähernd statischen Beanspruchungen durch Temperatur und Innendruck /Berg/. Der so genannte Zeitstand-Innendruckversuch erlaubt dabei Rückschlüsse auf die Langzeiteigenschaften von Rohrwerkstoffen und auf die zu erwartende Lebensdauer. Dieses Belastungskollektiv wird auf die in der Praxis auftretenden, maßgeblichen Belastungsmechanismen beschränkt. Im Zeitstand-Innendruckversuch werden PE-Probekörper mit normierter Rohrlänge mit Wasser gefüllt, unter definierten, konstanten Innendruck gesetzt und eine bestimmte Zeit bei einer definierten Temperatur im Wasserbad oder Warmluftofen gelagert, bis nach einer zu messenden Standzeit ein Materialversagen durch einen

Zeitstandbruch auftritt. Ein Zeitstand-Innendruckdiagramm lässt sich erst anhand einer Vielzahl von Bruchversuchen ermitteln. Für Kunststoffe ergibt sich unter Prüfstandsbedingungen ein zeitraffender Effekt in der Auswirkung eines schnelleren Versagens durch höhere Temperaturen im Verlaufe der Versuchsreihen. Über Extrapolation der Ergebnisse auf Grundlage der Arrheniusgleichung kann eine modelltheoretische Alterungsgeschwindigkeit in Abhängigkeit der Temperatur und unter Einrechnung werkstoffabhängiger Konstanten beschrieben werden. Die in den Reihen gewonnenen Daten werden im Zeitstand-Innendruckfestigkeitsdiagramm doppelt logarithmisch aufgetragen.

Aus der Sanitärtechnik entstammt die Anforderung, dass Kunststoffrohre bei einem Druck-/Temperatur-Kollektiv von 10 bar und 70 °C eine Mindest-Lebensdauer von 50 Jahren erreichen müssen. Seit mehreren Jahren wird darüber hinausgehend über eine angestrebte Lebensdauer von bis zu 100 Jahren diskutiert.

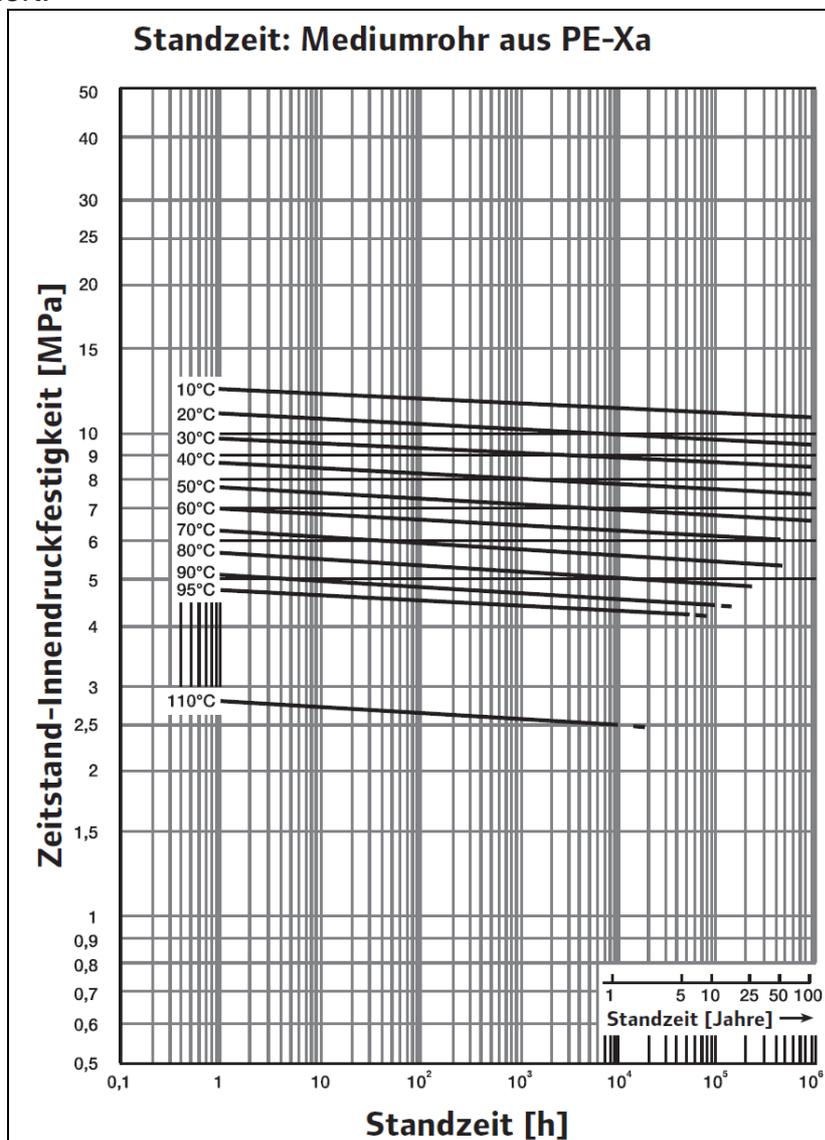


Abb. 5.1: Zeitstand-Innendruckfestigkeit (Mindestkurve) von PE-Xa (Quelle: DIN 8075)

Nah- und Fernwärmesysteme werden jedoch in aller Regel nicht mit konstanten, sondern vielmehr mit variablen Vorlauftemperaturen im gleitenden Temperaturbereich entsprechend des voraussichtlichen Wärmebedarfs betrieben. Bei abweichenden Temperatur/Zeit Profilen kann der Hersteller von PMR-Rohrsystemen eine Kalkulation der zu erwartenden Lebensdauer des Rohrsystems zur Verfügung stellen.

Die Kalkulation wird üblicherweise nach der in DIN EN ISO 13760 beschriebenen „Miner’sche Regel“ durchgeführt.

Beispiel einer Lebensdauerberechnung nach Miner für ein typisches Temperaturkollektiv eines Wärmenetzes, Modellparameter nach /Reh/.

Vorlauf jahreszeitlich gleitend 70 - 90°C
 Rücklauf 50 - 55°C
 Betriebsdruck 6,0 bar konstant

SDR 11 6,0 bar		Kalkulierte Lebensdauer: D = 31,31 Jahre							
Anteilige Betriebszeiten	f1	f2	f3	f4	f5	f6	f7	f8	
konst. Temperatur (°C)	95	90	85	80	75	70	65	60	
Betriebszeit f1...fn (h)	0	168	504	3.720	840	3.528	0	0	
anteilig	0,00%	1,92%	5,75%	42,47%	9,59%	40,27%	0,00%	0,00%	
max. Lebensdauer D1...Dn (Jahre)	D1	D2	D3	D4	D5	D6	D7	D8	
	10	15	20	25	35	50	50	50	

Abb. 5.2: Lebensdauerberechnung

Aus dem Ergebnis einer kalkulierten Lebensdauer von 31 Jahren ist abzuleiten, dass eine Lebensdauerabschätzung nach wirtschaftlichen Gesichtspunkten stets vorgenommen werden sollte, sobald am geplanten Temperaturkollektiv Temperaturen höher als 70°C beteiligt sind. Die aus dem Zeitstand-Innendruckversuch gewonnenen Standzeiten weisen naturgemäß eine gewisse Streubreite auf, die sich natürlich auf alle daraus abgeleiteten Ergebnisse niederschlagen.

4.6 PMR-Verlegetechniken

Systemüberblick

Werden Nahwärmeprojekte unter LowEx-Gesichtspunkten geplant, bieten sich aufgrund der stark abgesenkten Temperaturfahrweise im Gegensatz zu „Standard-Netzparametern“ oberhalb von 100°C Vorlauf temperatur und obligatorischem Stahlmediumrohr insbesondere flexible Kunststoffmedienrohre an. Sie sind insgesamt leichter und einfacher zu verlegen, da die Rohre nicht als Stangen, sondern in Rollen mit deutlich größerer Verlegelänge angeliefert werden.

Die wesentlich erhöhte Verlegegeschwindigkeit (von der Rolle), die geringere Anzahl von verbindenden Muffen, der durch Verzicht auf Kopflöcher etwas

geringere Aushub, die flexible, an örtliche Gegebenheiten anpassbare Leitungsführung ohne Bogenformstücke, die Selbstkompensation sowie die geringen Anforderungen an das Montagepersonal sind wichtige, kostensparende Systemeigenschaften. Dem stehen höhere Systemkosten für Formstücke gegenüber, die aufgrund der Nichtschweißbarkeit des PE-Materials aus Stahl gefertigt sind und über Kupplungssysteme mit dem PE-Rohr verbunden werden müssen. Vergleichsweise höhere Systemkosten gegenüber KMR erreicht auch das Rohrmaterial für größere Nennweiten, wie sie beispielsweise für Verteilleitungen erforderlich werden würden, so dass der Vorteil niedrigerer Verlegekosten in diesem Fall schnell durch die höheren Materialkosten aufgezehrt werden kann.

Viele namhafte Hersteller bieten in ihrer Produktpalette neben den klassischen Verlegesystemen aus Stahl mittlerweile auch Kunststoffmedienrohrsysteme an. Diese werden je nach Nennweite entweder in Rollen oder als Stangenware geliefert, mit Nennweiten bis DN 110 noch als Rollenware. Doppelrohre sind bis DN 50/50 erhältlich. Das Mediumrohr ist vielfach mit einer Dämmschicht aus Polyurethan (PUR) umhüllt, welche mit dem Mediumrohr und dem umgebenden Mantel aus Polyethylen (PE) eine kraftschlüssige Einheit bildet. PEX-Mediumrohre müssen zudem mit einer Sauerstoffdiffusionssperre ausgestattet werden, die entweder aus einem Ethenpolymer oder für eine vollständige Diffusionsdichtigkeit aus einer Aluminiumfolie besteht.

In der Verbindungstechnik zwischen Rohren und Formstücken (z.B. T-Stücke für Abzweige) haben sich Presskupplungen aus Metall als sichere und zuverlässige Methode herausgestellt. Sie werden mit einer Sicherungsmanschette unter Zuhilfenahme eines Spezialwerkzeugs montiert. Für den Medienrohrwerkstoff Polybuten besteht die Ausnahme, dass Formstücke auch mittels Elektroschweißmuffe verbunden werden können.

Nachträgliche Abzweige oder Anschlüsse können mangels Anbohrfähigkeit des Materials nur nach vorangegangener Abstellung und Entleerung der Leitung vorgenommen werden, sofern auf andere Methoden wie Abquetschen oder Frosten verzichtet wird. Aus diesem Grund müssen Abzweige i.d.R. von vornherein und an der richtigen Position bei der Verlegung mit berücksichtigt werden.

Einsatzbereiche

Das PMR-Verlegesystem ist auf niedrige Netztemperaturen mit einer dauerhaften Betriebstemperatur möglichst nicht über 80°C und auf zulässige Betriebsdrücke zwischen 6 und 8 bar je nach Werkstoff des Kunststoffmedienrohrs angewiesen. Folglich beschränkt sich sein Einsatzbereich in der Wärmeversorgung auf kleine bis mittlere Nahwärmenetze. Die mit dem Verlegesystem einher gehenden Vorteile sollten indessen unbedingt genutzt werden, um im Vergleich zum Standardverlegesystem KMR noch einen wirtschaftlichen Vorteil zu generieren.

Hier sind insbesondere die einfache und flexible Leitungsführung zu nennen, die ohne zusätzliche Kompensationsmaßnahmen auskommt, Hindernisse und Richtungsänderungen ohne 90°-Bögen umgehen und damit ideal auf örtliche

Gegebenheiten reagieren kann. Ferner stellt die Leitungsverlegung geringe Anforderungen an die Verbindungstechnik und kann in weitaus längeren Abschnitten erfolgen, was nicht zuletzt eine spürbar verringerte Grabenbreite mit geringeren Tiefbaukosten hervorruft.

Auf der anderen Seite dürfen natürlich die mit steigender Nennweite überproportional zunehmenden Materialkosten für das Rohr sowie die vergleichsweise teuren Formstücke nicht unerwähnt bleiben. Diese tragen dazu bei, dass sich die Kostenvorteile gegenüber dem KMR-System sehr schnell vergleichmäßigen. Ausgesprochen unflexibel verhält sich das Verlegesystem bei diskontinuierlichen Anschlüssen, die im Zuge einer flächigen Neubebauung eher die Regel als die Ausnahme sind, da Grundstücke in der Regel nicht gleichzeitig vermarktet werden. Anbohrungen im PMR-System sind nicht möglich, so dass man hier ggf. erheblichen Aufwand leisten muss.

4.7 Planung und Entwicklung des PMR-Forschungsnetzes

Die Suche nach einer geeigneten Einsatzmöglichkeit für das PMR-Netz im Rahmen des vorliegenden Forschungsvorhabens gestaltete sich zunächst schwierig. Eine direkte Kopplung mit einem bestehenden Primärnetz kam aufgrund der für PMR-Systeme herrschenden Temperatur- und Druckrestriktionen nicht in Frage. Für ein wirtschaftliches Inselnetz mit separater Erzeugung fehlten in München zum Zeitpunkt des Projektstarts die entsprechenden Versorgungspotentiale oder sie kollidierten mit dem Projektendtermin 2014, wie z.B. das erst ab 2017 sich entwickelnde Geothermienetz Freiam-Nord. Deshalb bot sich letztlich die Strategie an, ein Inselnetz mit Kopfstation zu einem vorgelagerten Primärnetz zu entwickeln, um den Betrieb eines PMR-Netzes unter den gewählten Forschungsansätzen zu ermöglichen.

In München-Oberföhring an der Johanneskirchner Straße konnte ein Neuvorhaben identifiziert werden, das im zeitlichen Rahmen des Forschungsprojekts seine bauliche Entwicklung begann. Zusammen mit dem Bauträger konnte eine Wärmeversorgungslösung gefunden und vereinbart werden, die das Gebiet zu LowEx-Konditionen mit Niedertemperaturfernwärme aus dem Rücklauf des vorgelagerten Primärnetzes Nord versorgt.

Bei der Festlegung der Netz-Temperatur-Parameter musste ein Kompromiss zwischen Wunsch und Wirklichkeit gefunden werden. Zum Zeitpunkt der Kontaktaufnahme zu dem Bauträger mit entsprechender Platzierung des Wärmeversorgungskonzepts waren einzelne Wohnabschnitte bereits mit Festschreibung einer zentralen Trinkwassererwärmung in der Baubeschreibung verkauft. Eine aus Low-Ex-Gesichtspunkte favorisierte dezentrale Trinkwassererwärmung konnten in diesem Bauvorhaben somit nicht mehr realisiert werden. Deshalb musste von dem im Projekt „Solare Nahwärme Ackermannbogen“ bereits erreichten Temperaturniveau 60/30° C VL/RL nach

oben abgewichen werden. Als Netzurücklauftemperatur wurde in Folge die Marke von 35°C angepeilt.

Wie diese Erfahrungen zeigen ist es für ein Vorhaben dieser Art unumgänglich, Bauträger und Haustechnikplaner und ggf. auch Architekten möglichst frühzeitig in das Vorhaben einzubinden, um die technischen Versorgungskonditionen, die Art der Übergabe und die terminlichen Randbedingungen von vornherein auf eine einvernehmliche Ebene zu bringen.

Die zwischen beiden Netzen angeordnete Kopfstation sorgt über einen Dreileiteranschluss für die erforderliche Versorgungssicherheit auch bei unzureichender Rücklauftemperatur im vorgelagerten Netz. Als begleitender, positiver Effekt wird also der Rücklauf des Primärnetzes teilweise zur LowEx-Wärme-Versorgung genutzt und weiter ausgekühlt.

Die Überwachung der Kopfstation erfolgt dank umfassender Ausstattung an Mess- und Signaltechnik direkt in der Verbundleitwarte der SWM.

Für das Verteilnetz wurde ein PMR-System mit einem flexiblen Kunststoffmediumrohr aus kreuzvernetztem Polyethylen (PE-X) gewählt. Dieser Werkstoff hat seinen Ursprung in der Fußbodenheiztechnik und wird dort mittlerweile seit über 30 Jahren eingesetzt. Ein PMR-System, dessen Medienrohr aus dem Werkstoff Polybuten besteht, bestand im Zulassungsprozess trotz höherer Druckfestigkeit und etwas geringerem Wärmeverlustbeiwert nicht die spezifischen Anforderungen der SWM-internen Qualitätssicherung, die insbesondere ein Verbundmantelrohr mit entsprechender Längswasserdichtheit und einen Verbund zwischen Medienrohr und umgebender Isolierung sowie eine hinreichende Kompatibilität mit KMR-Bauteilen fordert. Letztlich konnten von vier Rohrlieferanten für PMR drei Lieferanten die Zulassung der SWM erhalten.

Das verhältnismäßig kleine Netz mit einer Trassenlänge von 211 m für die Verteilleitung ist damit Pilotprojekt für die SWM und ideal als Forschungsnetz geeignet. Inzwischen sind an das Niedertemperaurnetz mehrere Kundenstationen angeschlossen und mit direktem Anschluss in Betrieb.

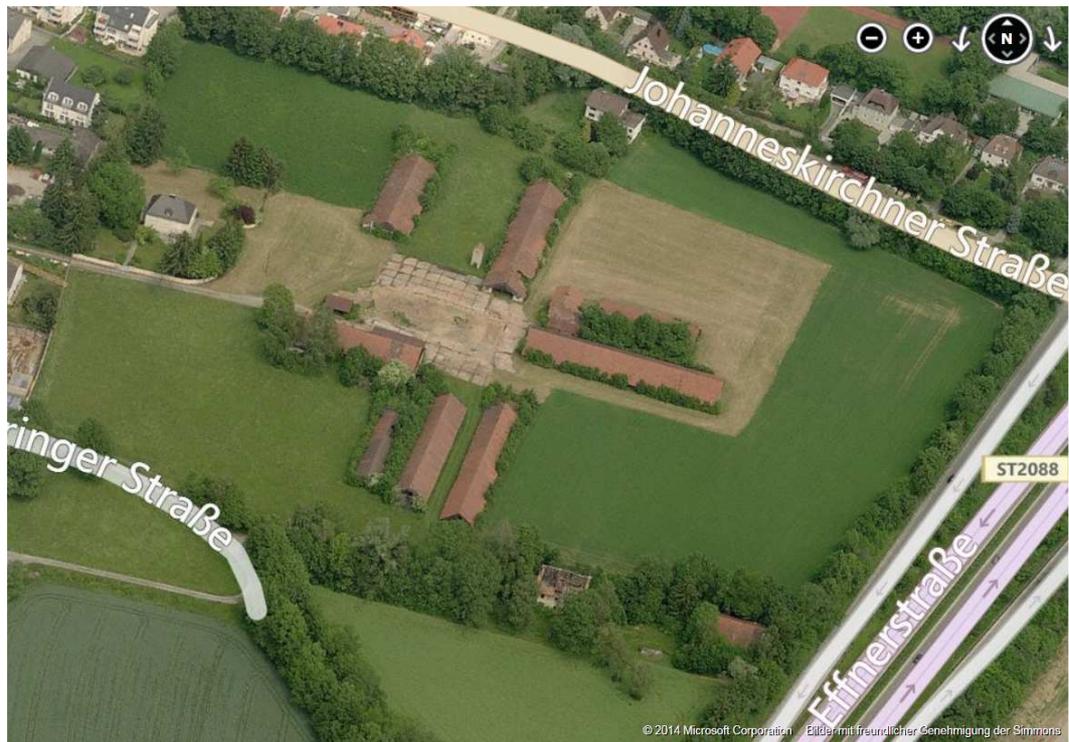


Abb. 5.3 Alte Ziegelei Deck vor Abriss; Quelle [www, bing](http://www.bing.com)



Abb. 5.4: Lage des Neubaugebiets (Quelle © 2014 Microsoft Corporation © 2014 Nokia)

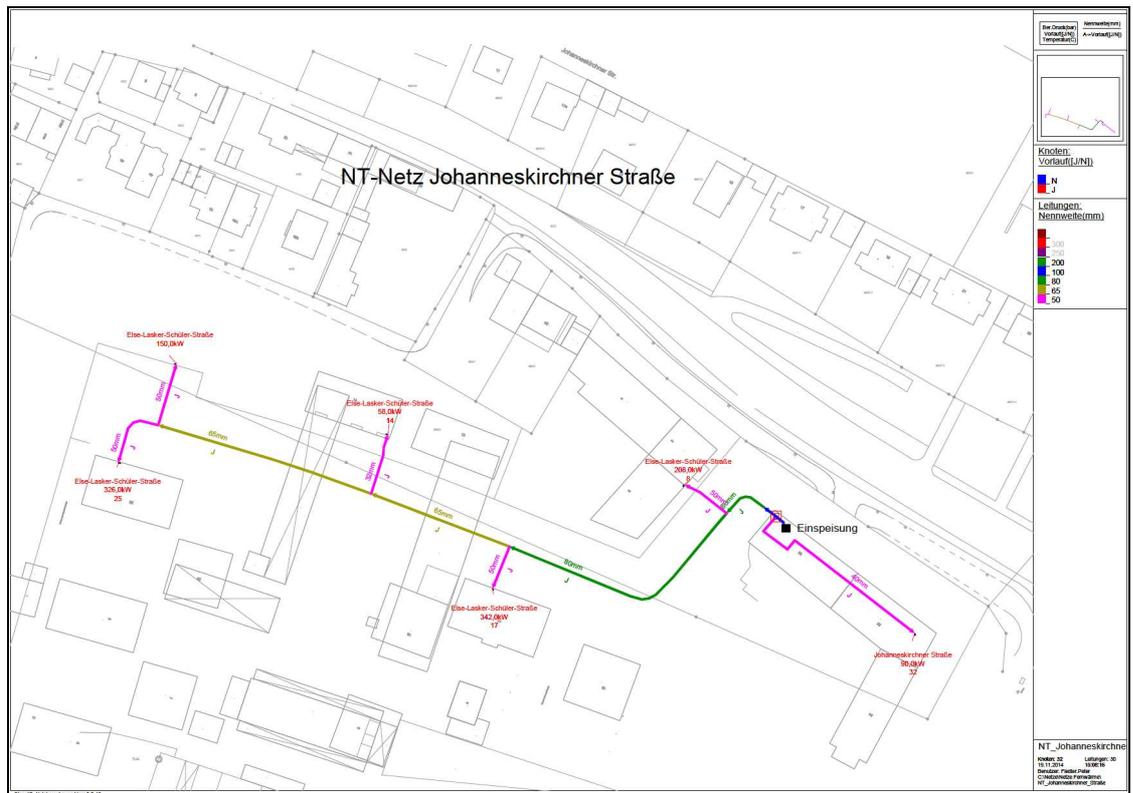


Abb. 5.5: PMR-Forschungsnetz (Stanet® Netzberechnung)

Insgesamt steht für das NT-Projekt eine beheizte Bruttogeschossfläche von 26.700 m² bei einem Anschlusswert von 1.210 kW zur Verfügung.

Fernwärme-Übergabestation (Kopfstation)

Die Fernwärme-Übergabestation ist als Dreileitersystem ausgeführt, d.h. die Vorwärmung wird über den Fernwärmerücklauf des vorgelagerten Primärnetzes Nord der SWM bewerkstelligt, die Nacherwärmung auf Zieltemperatur kann aus dem Primärvorlauf des Primärnetzes erfolgen.

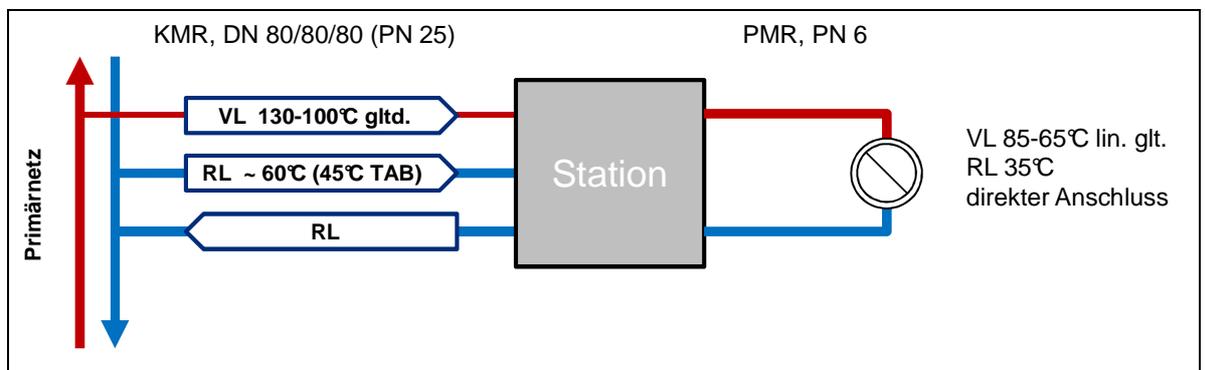


Abb. 5.6: Prinzipskizze des Dreileiterschlusses über Kopfstation

Die hydraulische Entkoppelung beider Netze wird durch zwei separate Plattenwärmetauscher wahrgenommen. Das Sekundärnetz erhielt zwei eigene Netzpumpen mit automatischer Laufzeitumschaltung sowie eine Druckhaltung, die den Netzdruck innerhalb der

Toleranzgrenzen konstant hält, mit Nachspeisemöglichkeit aus dem Primärnetz, siehe auch Anlagenschema Abb. 5.8.

Da sich vor Ort kein Bedienpersonal befindet, wird die Station von der Verbundleitwarte / Verbundleitsystem (VLS) der Netze in der Stadtwerkezentrale (SWZ) via SDSL-Modem fernüberwacht. Die Station arbeitet jedoch auch bei Ausfall der Fernüberwachung autark.

Das Betriebskonzept sieht ein möglichst autarkes Anfahr- und Betriebsverhalten vor. Um eine möglichst hohe Verfügbarkeit zu erreichen, wird die Anlage bei nicht kritischen Störungen so lange wie möglich weitergefahren bzw. sie fährt nach der Behebung von Störungen automatisch wieder an (selbstquittierend) /NAT/.

Eine Bedienung der Station sowie die Quittierung von Störungen oder Änderung von Sollwerten ist jedoch nur vor Ort über das Touchpanel bzw. über die Notbedienebene und nicht über das VLS vorgesehen. Nur das Scharf- und Unscharf-Schalten der Betretungsüberwachung kann auch von der SWZ vorgenommen werden. Die Visualisierung der Kopfstation im VLS einschließlich Dokumentation aller erforderlicher Signale und Prozessdaten erfolgt im Prozessleitsystem.

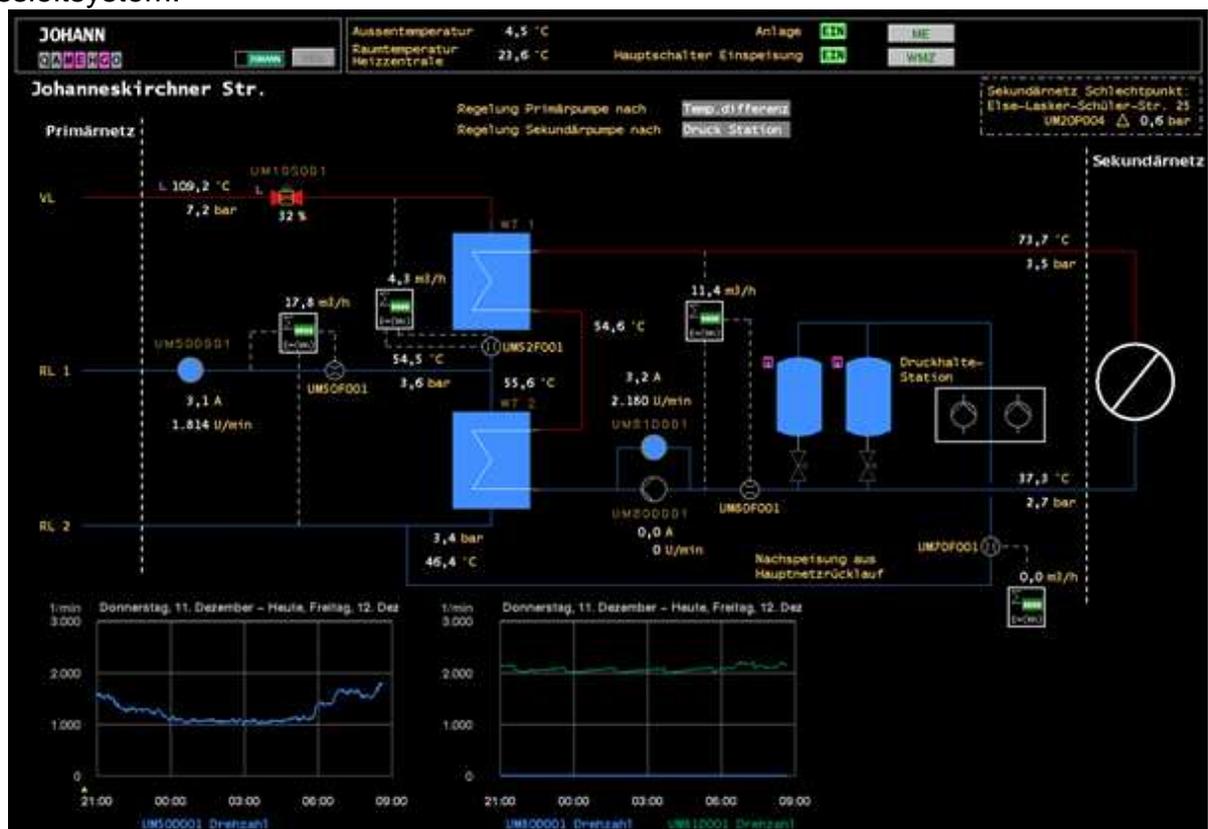


Abb. 5.7 Systembild der Kopfstation im Prozessleitsystem

Auf ein automatisches Lecküberwachungssystem für das Netz wurde aufgrund des Einsatzes von PMR verzichtet. Der Netzwasserhaushalt wird jedoch über die Übertragung der Volumenstrommessung in der Nachspeiseleitung aus dem Primärnetzzrücklauf zur Druckhaltung des Sekundärkreislaufs via Signal zum VLS kontrolliert.

Nachstehendes R+I-Schema vermittelt einen Überblick über den strukturellen Aufbau der Kopfstation.

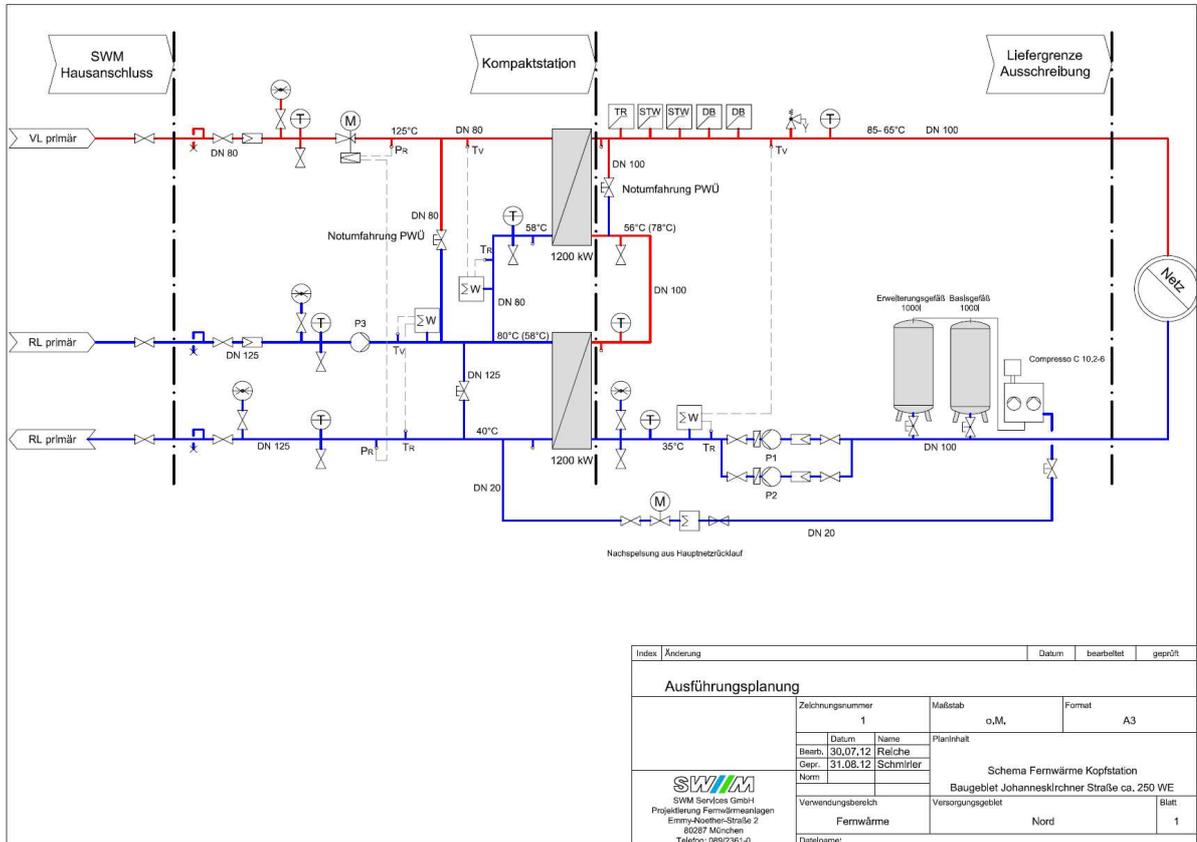


Abb. 5.8 R+I-Schema Kopfstation

Betriebsparameter und Datenblatt

Die Erreichung möglichst niedriger Rücklauftemperaturen auch im Sommer, also außerhalb der Heizperiode, ist eine Haupt-Zielstellung im vorliegenden Forschungsprojekt. In Anlehnung an MP1 („Druckverlustarmes Verteilsystem“) des Forschungsvorhabens bestand der Erstanatz darin, durch relativ hohe Netz-Vorlauf-Temperaturen auch im Sommerlastfall die Voraussetzung für niedrige Rücklauftemperaturen zu schaffen. Die Festlegung eines mit den LowEx-Bedingungen konform gehenden Temperatur- und Druckbereichs und im engeren Sinne auch einer entsprechenden Temperaturfahrweise für das Sekundärnetz war zu jeder Zeit begleitet von dem Bestreben, das einzusetzende Rohrmaterial aus PE-X aus Forschungssichtweise möglichst auszureizen. Gleichzeitig sollte jedoch ein Betrieb des Wärmenetzes weit über den zeitlichen Rahmen des Forschungsvorhabens hinaus gewährleistet bleiben. Primärer Gesichtspunkt hierzu war das Langzeitverhalten des Materials unter den mechanischen und thermischen Belastungsparametern, bestehend aus Druck und Temperatur. Die Vorgabe bestand darin, eine im Minimum 30jährige Lebensdauer des PMR als wirtschaftliches Kriterium der Mindest-Betriebsdauer zu erreichen.

Unter Abwägung der Vor- und Nachteile erschien zunächst die Festlegung auf eine gleitende Fahrweise 90-60°C (Vorlauf) und 30°C Rücklauf sinnvoll. Die

Begründungen hierzu entstammen aus dem Grundsatz des Maßnahmenpakets 1 „Entwicklung eines innovativen Planungskonzepts für Heizungsanlagen“, wonach eine hohe Vorlauftemperatur die Voraussetzung für niedrige Rücklauftemperaturen schafft, und aus dem Ansatz zur Minimierung von Volumenströmen und Leitungsquerschnitten. Letztendlich sollte sich die maximale winterliche Vorlauftemperatur an den Auslegungsgrenzen des verwendeten Rohrsystems von ca. 90°C und der ab dieser Temperatur erheblich leidenden Lebensdauer des Verlegesystems orientieren. Zielsetzung war, zu Spitzenlastzeiten nicht über 90°C ab Kopfstation in das PMR-Netz einzuspeisen, so dass 85°C als kundenseitig zugesicherte, maximale Vorlauftemperatur an der Übergabestelle zugesichert werden konnten.

Für die außentemperaturabhängige Regelung der sekundärseitigen Netzvorlauftemperatur ist in der Steuerung der Kopfstation eine Rampenfunktion der leistungsmäßigen Auslegung zwischen 65 und 85°C in linearer Gleitung hinterlegt. Der Beginn der Gebäudebeheizung zusätzlich zur Trinkwassererwärmung ist für Außentemperaturen unter 18°C vorgesehen.

Aufgrund der außentemperaturabhängig gleitenden Vorlauftemperatur war abzusehen, dass die als Maximum vorgesehene Rücklauftemperatur von 35°C mit den zum Einsatz kommenden zentralen Trinkwassererwärmungssystemen nur im Winterlastfall einzuhalten sein würde. Bei Nichteinhaltung seitens der Kundenanlage wird eine Überschreitung seitens SWM nicht sanktioniert, zumal mehrere zum Einsatz kommende Anlagenkomponenten noch als unerforschtes Neuland gelten müssen.

Deshalb wurde ein Korridor hinsichtlich zulässiger Rücklauftemperaturen geschaffen, der die 35°C nur für den Auslegungsfall fordert. Eine Klausel lässt technologisch bedingte höhere Rücklauftemperaturen zu, wenn sich die Anlage im reinen Zirkulationsbetrieb befindet. Das für die Kundenanlage verbindliche Datenblatt wurde schlussendlich wie folgt in die Technischen Anschlussbedingungen Heizwasser (TAB) der Stadtwerke München aufgenommen:

TAB-HeizwasserFernwärmenetz: **NT Johanneskirchner Straße**

Die nachstehenden Daten für das o. g. Fernwärmenetz der SWM sind einzuhalten.

Sekundärnetz:

Festigkeitsmäßige Auslegung:

- | | |
|--------------------------------|----------|
| - Nenndruck | PN 6 |
| - zulässiger Betriebsüberdruck | 6 bar(ü) |
| - zul. Betriebstemperatur | 95 °C |

Leistungsmäßige Auslegung:

- | | |
|----------------------|------------------------------|
| - Vorlauftemperatur | 85 – 65 °C (Winter - Sommer) |
| - Rücklauftemperatur | 35 °C (im Auslegungsfall) |
- bei reinem Zirkulationsbetrieb (bis 20% Nennmassenstrom) sind Abweichungen der einzuhaltenden Rücklauftemperatur zulässig

Höhenlage:

- | | |
|---|------------------------|
| - max. zul. Höhenlagen für die vom Heizwasser der Fernheizung durchströmten Anlagenteile: | 530,00 m bez. auf N.N. |
|---|------------------------|

Anschlussart: direkt

Es gelten ansonsten die Technischen Anschlussbedingungen Heizwasser (TAB-Heizwasser) der SWM. Die TAB-Heizwasser inkl. Anlagen sind im Internet unter www.swm.de verfügbar.

Abb. 5.9 Datenblatt des LowEx-Niedertemperaturnetzes

Besonderheiten der Netzhydraulik

Für die Auslegung des PMR-Netzes wurden die gleichen hydraulischen Parameter bzw. Richtwerte angesetzt wie bei KMR-Leitungen. Die Rauigkeit des Innenrohrs wurde dagegen aufgrund der als glatt anzunehmenden Kunststoff-Innenwandung mit 0,1 mm für Vor- und Rücklauf etwas niedriger angesetzt als bei Stahlmedienrohren. Theoretisch sind dadurch etwas höhere Geschwindigkeiten möglich, dieser Vorteil kommt aber erst bei höheren Geschwindigkeiten und längeren Trassenabschnitten zum Tragen.

Ebenso bewegen sich die Verlustbeiwerte für die geometrisch ähnlichen Formstücke im gleichen Rahmen, so dass auf die Einspielung spezifischer Beiwerte verzichtet wurde und auch aus hydraulischer Sicht für kleine Netze dieser Größenordnung keine Bedeutung haben.

Die zulässigen Strömungsgeschwindigkeiten wurden entsprechend denen bei KMR angesetzt, in der Dimension DN 80 (als größte im Niedertemperaturnetz verlegte Dimension) wird ein Limit bei etwa 1,25 - 1,5 m/s erreicht. Es bemisst sich einzig an dem wirtschaftlichen Kriterien der Druckverlustgrenze.

Bei größeren Dimensionen und längeren Trassenwegen verstärken sich allerdings die vorgenannten Einflussgrößen und erfordern eine stärkere Berücksichtigung. Insbesondere erlauben dimensionsgrößere Leitungen aus KMR höhere Geschwindigkeiten, da der Werkstoff Stahl ungleich höhere, zulässige Betriebsdrücke und höhere Druckschläge zulässt als das Kunststoffmedienrohr.

So gesehen hat die Verwendung von PMR in den vorliegenden Dimensionen aus Sicht der Netzhydraulik bei kleinen Nahwärmenetzen weder Vor- noch Nachteile gegenüber Stahlrohr.

Erfahrungsbericht Netzbau

Die PMR-Verteilleitung einschließlich des letzten Hausanschlusses wurde aufgrund der terminlichen Anforderung des Bauträgers im November 2012 errichtet, weitere Hausanschlüsse kamen in der Folgezeit hinzu, der letzte Hausanschluss wurde im Jahr 2014 errichtet.

Die Verlegung der Verteilleitung in überwiegend kühler Jahreszeit verursachte auf der Baustelle Schwierigkeiten, da die Komponenten üblicherweise auf sommerliche Verarbeitungstemperaturen ausgelegt sind.

Bei Außentemperaturen um ca. 8°C besaß das angelieferte Rohrmaterial eine Steifigkeit, die das Abrollen von der Transportrolle und das Einbringen in den Leitungsgraben erschwerte. Grund hierfür sind die erhöhten Biegekräfte bei niedrigen Außentemperaturen, insbesondere bei größeren Nennweiten. Es zeigte sich ein sehr viel einfacherer Umgang mit den Ringbündeln oberhalb einer Außentemperatur von ca. 15°C.

Die Verlegevorschriften bzw. die Technischen Informationen der PMR-Hersteller schreiben eine besondere Rücksichtnahme auf den Biegebereich insbesondere bei tiefen Mantelrohrtemperaturen vor. Aufgrund der Rohrsteifigkeit empfiehlt es sich, den Biegebereich mit einer Brennerflamme vorzuwärmen, was ab der Frostgrenze obligatorisch ist. Die Verlegung kann durch Lagerung des Ringbundes in einer beheizten Halle o.ä. bis kurz vor der Einbringung erleichtert werden.



Abb. 5.10 Anlieferung der Rohrbündel Herbst 2012

Nach der Vorschrift des Herstellers wäre eine liegende Lagerung des Ringbundes während des Transports mit einer Auflage über den gesamten Umfang zu empfehlen gewesen. Aufgrund des hohen Eigengewichts und der Verspannung können die Punktbelastungen bei aufrechter Lagerung zu lokalen Beschädigungen des Rohrmaterials führen.



Abb. 5.11 Montagevorbereitung T-Abzweig

Zur Montage von T-Abzweigen sind die Pressfittings in ein zuvor leicht aufgeweitetes Medienrohr einzuführen. Dazu wird ein hydraulisches Aufweitwerkzeug verwendet. Niedrige Außentemperaturen erschweren die Einführung des Werkzeugs. Daneben ist es jedoch wichtig, dass ein Pressfitting vollständig in das Medienrohr eingeführt wird, um eine ausreichend kraftschlüssige Verbindung zu erhalten.

Als abschließende Maßnahme wird eine Schiebehülse zur endgültigen Fixierung des Medienrohrs auf dem Fitting mit Hilfe eines Werkzeugs bis zum Fittingkragen aufgeschoben.

Die Verlegung des PMR erfolgte vor der Fertigstellung von Tragschicht und endgültiger Straßenoberfläche in Minderdeckung in einer Tiefe von ca. 50-60 cm unterhalb der Baustraßenoberfläche. Es wurde kein Verbau benötigt. Im Bereich von Abzweigungen erwies es sich als vorteilhaft, einen ausreichenden Montagefreiraum durch Kopflöcher zu schaffen.

Bei dieser Dimension betrug die Grabenbreite ca. 63 cm, damit konnte im Vergleich zu KMR DN 80 (Vorlagenbreite ca. 94 cm) das auszuhebende Bodenvolumen um etwa 1/3 verringert werden.



Abb. 5.12 T-Abzweig 90/50/90

Im vorliegenden Fall wurde die Beauftragung des Rohrbaus unter den zugelassenen Firmen vergeben, die ansonsten Verlegearbeiten von KMR-Systemen vornehmen. Erfahrungen mit Kunststoffmedienrohrsystemen waren daher u.U. nicht vorhanden oder noch zu gering, um die Rohre nur mit Hilfe einer schriftlichen Montageanleitung ohne persönliche fachliche Unterstützung verlegen zu können. Als sehr hilfreich hat sich die engagierte, wenn auch zeitweilige Unterstützung des PMR-Systemherstellers auf der Baustelle erwiesen. Wichtig war zudem die kontinuierliche Überwachung durch die Qualitätssicherung (Material- und Schweißprüfung) des Netzbetreibers, zur Qualitätskontrolle und Materialprüfung der angelieferten Bauteile und bei der Muffenmontage.

Der Ausschäumungsgrad an einigen Muffen, in dem Fall vom Typ T-Muffe, war unter Einfluss der niedrigen Außentemperaturen nicht zufriedenstellend und wies Hohlräume auf. Es wurde vereinbart, dass alle geschäumten Muffen durch die Qualitätssicherung zu kontrollieren sind und die Schaummenge bei Temperaturen unter 10°C um 10% zu erhöhen ist. Dafür mussten größere Rührbecher zur Verfügung gestellt werden.



Abb. 5.13 Mangelhafte Ausschäumung eine T-Muffe 75/32/75 (2 Bilder)

Die Ausschäumung erfolgt in der Regel über eine in der Muffe vorgesehene Öffnung mit mindestens einem weiteren Entlüftungsloch. Diese Vorgehensweise führt jedoch dazu, dass die Qualität der Ausschäumung nicht zufriedenstellend überprüft werden kann; Es besteht die Gefahr, dass der Muffenkörper nur teilweise ausgeschäumt wird. In der Weiterentwicklung könnte durch zwei seitliche Entlüftungslöcher visuell sichergestellt werden, dass eine einwandfreie, gleichmäßige und hohlraumfreie Ausschäumung des Muffenkörpers erreicht wird.

Die Montagehinweise der PMR-Systemhersteller geben neben der Vornahme der Muffenmontage in der Regel umfassende Informationen über die Ausschäumung der Muffen, Verarbeitungstemperatur und -zeit. In der Frage der Komponentenmischung hat es sich erwiesen, dass manuelles Schütteln oder Rühren mittels Bohrmaschine ein vergleichbar gutes Schäumungsergebnis erzielen. Darüber hinaus wurden die Entlüftungsstopfen erst eingedreht, sobald die Entlüftungsöffnungen vom Schaum unmittelbar erreicht wurden.



Abb. 5.14 Schaumproben

5.5 Netzbetrieb

Erfahrungsberichte Betrieb Netz

Bisher traten im Netzbetrieb des PMR-Netzes keinerlei Probleme auf. Allerdings wurde beim Bau des Netzes versäumt für die Übertragung von Messwerten in den Kundenstationen (z.B. für die Schlechtpunktmessung) Kabelschutzrohre mit zu verlegen.

Die signaltechnische Übertragung des Netzschlechtpunktes gestaltete sich in der nachträglichen Umsetzung zunächst schwierig. Geprüft wurden u.a. die baulichen Möglichkeiten, ein Kabelschutzrohr zwischen Kopfstation und entferntestem Kunden nach Herstellung der Straßenoberfläche neu zu verlegen. Der Aufwand hierzu erwies sich jedoch sehr schnell als nicht darstellbar. Ebenfalls wurde ein alternativer und technisch durchaus realisierbarer Übertragungsweg über Mobilfunknetz (GSM) in Erwägung gezogen. Auch diese Lösung wurde vor dem Hintergrund einer ggf. nicht ausreichenden Netzstabilität und der Erfordernis einer ausfallsicheren Regelung verworfen.

Die inzwischen realisierte Lösung kam durch den Umstand zustande, dass in dem Neubaugebiet das SWM-eigene Telekommunikationsprodukt verfügbar ist, aus dem eine Datenleitung zu überschaubaren Kosten angemietet werden konnte.

Auch diese Vorgehensweise könnte für zukünftige Bauvorhaben Pilotcharakter annehmen.

Messprogramm

Über eine regelmäßige Analytik des Netzinhaltswassers im Sekundärnetz sollen etwaige aus dem Netzbetrieb stammende Rückwirkungen des Verlegesystems PMR auf die Zusammensetzung des Heizwassers einschließlich möglicher Auswirkungen auf die direkt angeschlossenen Kundenstationen untersucht werden. Die Analytik wird im Rahmen des Forschungsprojekts wöchentlich vorgenommen und umfasst die Parameter pH-Wert, Leitfähigkeit, Resthärte, Fe, Cu, O₂ sowie TOC (gesamter organisch gebundener Kohlenstoff). Die Probenahme erfolgt jeweils in der Kopfstation aus dem sekundärseitigen Rücklauf des PMR-Netzes.

Parameter	Dim.	Grenzwert		Richtwert	
		min	max	min	max
pH		8,3	10	-	-
Leitfähigkeit, LF	µS/cm	-	30	-	-
Resthärte, RH	mmol/l	-	0,020	-	-
Fe	mg/l	-	0,100	-	-
O ₂	mg/l	-	0,100	-	-
Cu	mg/l	-	0,005	-	-
TOC	mg/l	-	-	-	2

Tabelle 5.1: Grenz- und Richtwerte für die SWM-Fernheiznetze

Die Laboranalysen des Heizwassers im Sekundärkreislauf gem. Tabelle 5.1 belegen seit Beginn der Messung im Januar 2014 bis heute einen ungewöhnlich hohen TOC-Organikanteil mit einem erreichten Maximalwert von 210 mg/l und seitdem tendenziell fallend. Der TOC ist ein Summenparameter, der die gesamte Belastung des Heizwassers mit organischen Stoffen bestimmt. Sein hoher Anteil führte anfangs sogar zu einer intensiven Schaumbildung bei der Probenentnahme. Die Verursachung bzw. die Mechanismen, die den Eintrag begründen, befinden sich derzeit noch in Klärung.

Die Erstbefüllung des Netzes erfolgte zunächst mittels Wasseraufbereitung über eine Mischbettpatrone (Ionenaustauscherkartusche). Zum Zeitpunkt der Inbetriebnahme gab es noch keine Überspeisemöglichkeit aus dem Primärnetz und damit keine Möglichkeit, die PMR-Leitung zu spülen, auf Grund der hohen TOC-Werte wurde jedoch zwischenzeitlich eine Speiseleitung nachgerüstet, um aus dem Fernwärmerücklauf des Primärnetzes Spülungen vornehmen zu können. Seit dieser Möglichkeit ist der TOC-Gehalt rückläufig, er ist jedoch immer noch weit vom Richtwert 2 mg/l entfernt. Zwar ist ein entsprechender Grenzwert für TOC im nationalen Geltungsbereich in den einschlägigen Regelwerken AGFW, DIN und VDI nicht aufzufinden, doch können erhöhte Werte auf biologische Aktivitäten hinweisen. Biologisches Wachstum kann auf die Betriebssicherheit des Heizkreislaufs störenden Einfluss nehmen. Die Organismen können im aeroben, teilweise aber auch im anaeroben Umgebungsbereich existieren. Ihre Zusammensetzung und das Verhalten ihrer Stoffwechselprodukte unter den Bedingungen des Heizwasserbetriebes sind in der Regel schwer vorherzusehen. Organische Substanzen können sich zu Kohlensäure oder anderen sauren Produkten zersetzen, die die Leitfähigkeit erhöhen und Korrosion und

Ablagerungen verursachen. Sie können ebenso zu Schaum- und/oder Belagbildung führen, die so gering wie möglich zu halten ist /Viess/.

Aus diesem Grund wurde bereits ein kompletter Austausch des Heizwassers erwogen. Mit Rücksicht auf eine durchgehende Versorgung der Kunden wurde davon vorerst Abstand genommen, zumal eine Legionellenuntersuchung des Heizwassers negativ war und auch der TOC-Wert rückläufig ist. Für das weitere Vorgehen fiel die Entscheidung auf die Vornahme weiterer Spülungen aus dem Primärkreislauf, ggf. mit einer vergrößerten Speiseleitung.

Ein frühzeitiger Austausch des Heizwassers bei Auftreten eines hohen Organikanteils ist zur Unterbindung eines sich möglicherweise fortsetzenden biologischen Wachstums stets zu empfehlen, dadurch wäre auch im vorliegenden Fall der hohe TOC-Anteil frühzeitig abgesenkt worden.

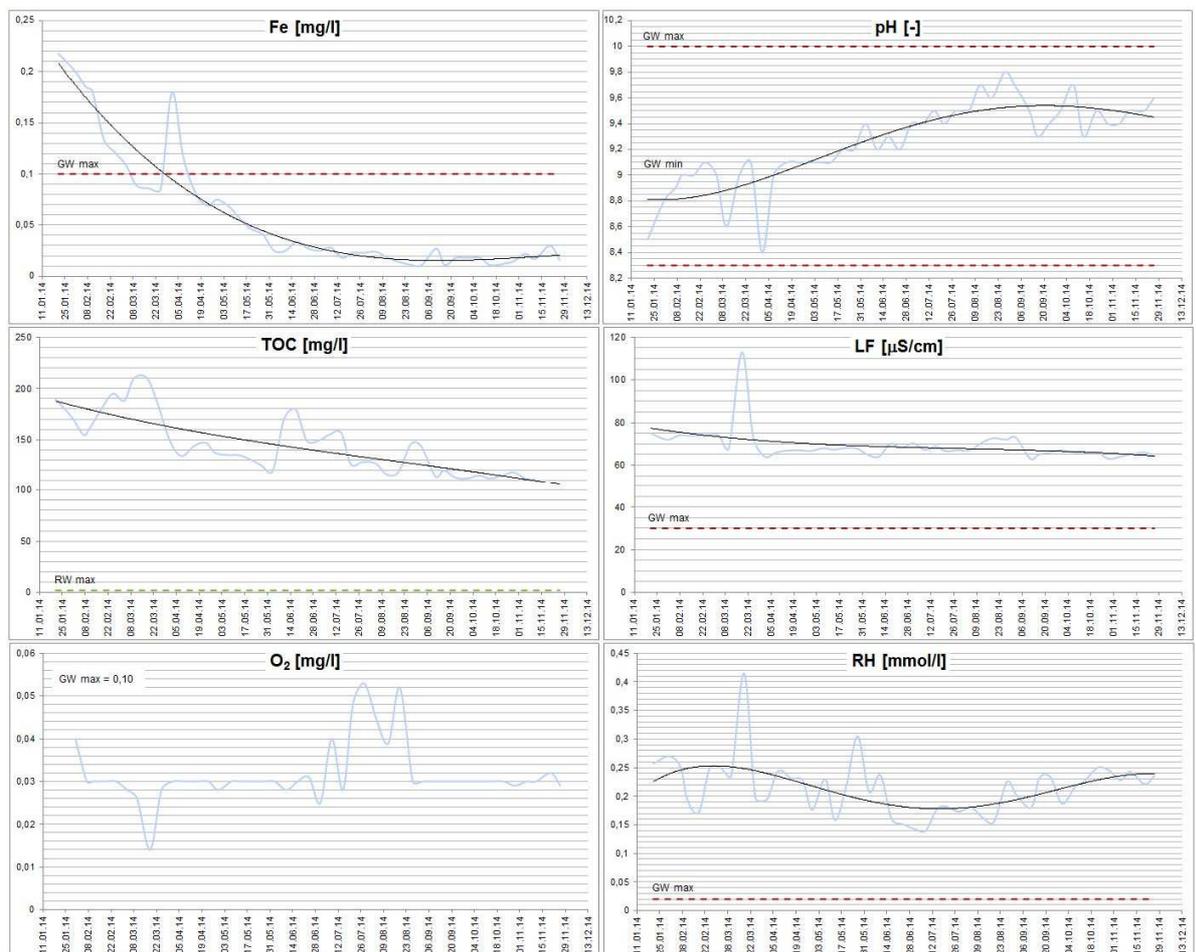


Abb. 5.15 Analysewerte Kreislaufwasser Sekundärnetz

Auffällig ist zudem die relativ hohe Leitfähigkeit, vermutlich Indiz einer überhöhten Resthärte.

Durch die elektrische Leitfähigkeit wird der Gesamtsalzgehalt des Wassers beschrieben. Dieser sollte aus Gründen des Korrosionsschutzes so gering wie möglich gehalten werden. Eine geringe Leitfähigkeit kann durch den Einsatz von

vollentsalztem Wasser erreicht werden, das mit geringem Aufwand aus dem Primärkreislauf nachgespeist werden kann. Auf eine gesonderte Maßnahme zur nachträglichen Aufbereitung des Heizwassers wurde daher zunächst verzichtet, zumal der Einfluss der Härte im Niedertemperaturbereich nur von untergeordneter Rolle ist.

Die Erstbefüllung des Netzes erfolgte mit 1,5 m³ aufbereitetem Wasser über eine Mischbettpatrone. Einen nennenswerten Anteil des Netzes stellen allerdings die Kundenanlagen mit Fußbodenheizungen dar. Diese Anlagen sollten durch den Kunden ebenfalls mit aufbereitetem Wasser befüllt werden. Die seitens SWM in den Technischen Anschlussbedingungen (TAB) formulierten Anforderungen an das Nachspeisewasser wurden kundenseitig möglicherweise nicht in jedem Einzelfall vollständig eingehalten.

Die Messung des Restauerstoffgehalts dient zur Detektion von etwaigen Einwirkungen der Sauerstoffdiffusion durch das PE-Material. Sie war zunächst mit Schwierigkeiten verbunden, da eine Entnahmetemperatur über 50°C im Rücklauf, bedingt durch die zunächst schwache Wärmeabnahme im Gebiet, für die Messsonden kritisch ist. Üblicherweise wird durch Durchlaufkühlung über einen Zeitraum von 10-15 Minuten eine O₂-Messung bei etwa 25°C durchgeführt. Dieses Prozedere war bei der Station nur eingeschränkt möglich, da zum einen die Nachspeisung aus dem Primärkreislauf nicht den erforderlichen Volumenstrom erbrachte und eine zu starke Entnahme von Heizwasser eine Anlagenstörung hervorrufen könnte. Zum anderen fehlt ein Bodenablauf in der Station, was den beschriebenen Kühlprozess erschwerte. Der Restauerstoffgehalt bewegt sich auf einem weitestgehend konstanten Niveau, somit sind bislang aus dem Netz sowie aus den kundenseitigen Fußbodenheizungen keine Diffusionsvorgänge nachweisbar.

Die Untersuchung des Versprödungs- und Alterungsverhaltens des PMR-Verlegesystems infolge von Temperatur- und Betriebseinflüssen, insbesondere auf das PE-Medienrohr und auf die Isolierung, wird über Materialbeprobungen ermöglicht. Dazu werden zukünftig eigens zu diesem Zweck fünf montierte Einzelsegmente im sekundärseitigen Vorlauf der Kopfstation in regelmäßigen Zyklen von zwei Betriebsjahren hinsichtlich des Degradationsverhaltens des Rohrmaterial und der Isolierung ausgebaut und untersucht. Die erste dieser Untersuchungen ist für das Jahr 2015 vorgesehen.

5.6 Kosten des Niedertemperaturnetzes

Kostenvergleich Kunststoffmedienrohr (PMR) mit Stahlmediumrohr (KMR)

In Kapitel 5.1 wurde bereits von der grundsätzlichen Kostenstruktur im Vergleich zwischen PMR und KMR berichtet.

In der Planung und Kalkulation von Netzerschließungsmaßnahmen können die Listenpreise der Hersteller lediglich als erster Anhaltspunkt dienen. Eine Erschwernis besteht darin, dass die Preisstruktur in Abhängigkeit vom Hersteller,

von regionalen und konjunkturellen Einflüssen, von Firmenverträgen sowie von Ausschreibungsverfahren so starken Schwankungen unterworfen ist, dass jede Kostengegenüberstellung von PMR und KMR nur zu einer subjektiven und auf andere Vorhaben nicht ohne weiteres übertragbare Darstellung führen kann.

Um dennoch eine Vorstellung für die preisliche Situation bei ähnlichen Niedertemperaturnetzen auf Basis Kunststoffmedienrohr zu ermöglichen, ist nachfolgend eine vereinfachte Kostenaufstellung für das PMR-Forschungsnetz (nur Projektkosten ohne Planungs- und Bauausführungskosten, ohne Kopfstation sowie ohne den vorgelagerten 3-Leiter-Anschluss zwischen Kopfstation und Primärnetz) mit Preisstand 2012 gegeben:

Kostenzusammenstellung PMR		
Beschreibung		GP EUR
Baustellen- und Verkehrssicherung für Trassen auf nicht öffentlichem Grund		3.005,-
Erstellung von Rohrgräben und Baugruben über Maschinenschachtung nach Volumen (bei nicht verbautem Untergrund)		4.260,-
Rohrgraben- und Baugrubenverfüllung nach Volumen		5.400,-
Liefern von PEX-Fernwärmeleitung Heizung 6 bar Uno - DN 80, DN 65, DN 50, DN 40, DN 25		18.164,-
Verlegung und Montage von PEX-Fernwärmeleitung Heizung 6 bar Uno - DN 80, DN 65, DN 50, DN 40, DN 25		4.150,-
PEX T-Stücke - DN 80/40/80, DN 80/50/80, DN 65/25/65, DN 65/40/50	.	3.348,-
Muffen für PEX T-Stücke	.	3.377,-
PEX Anschlussstücke - DN 80, DN 50, DN 40, DN 25	.	687,-
Doyma-Mauerdichtringe - Dichtungssätze für Da 126 mm und 162 mm	.	4.934,-
Regiearbeiten, Baufacharbeiter einschl. Bauaufsicht		1.914,-
Geräteinsatz mit Bedienung - für LKW, Mobilbagger, Flächenrüttler, Vibrostampfer		1.788,-
Sonstige Positionen, Vorrichtungen, Material		10.725,-
Zwischensumme		61.752,-
Zuschlag ¹	29%	17.905,-
Summe netto		79.657,-

Tabelle 5.2: Abrechnung NT-Netz mit PMR

Die gelblich hinterlegten Positionen stehen in unmittelbarer Abhängigkeit vom Verlegesystem PMR, danach werden etwa 78% der Projektkosten unmittelbar davon beeinflusst.

¹ Individuelle Zuschlagsposition der Tief- und Rohrbaufirma für das PEX-Verlegesystem, wobei jeder der fünf Bieter eine Zuschlagsposition anführte. Die Spannweite bewegte sich zwischen 29% und 98%.

Zur Ermöglichung einer Kostengegenüberstellung PMR zu KMR wurde das gleiche Netz für eine Ausführung in KMR kalkuliert

Kostenzusammenstellung KMR		
Beschreibung		GP EUR
Baustellen- und Verkehrssicherung für Trassen auf nicht öffentlichem Grund		3.162,-
Erstellung von Rohrgräben und Baugruben über Maschinenschachtung nach Volumen (bei nicht verbautem Untergrund)		4.983,-
Rohrgraben- und Baugrubenverfüllung nach Volumen		7.828,-
Liefern von KMR-Fernwärmeleitung bis PN 25 - DN 80, DN 65, DN 50, DN 40, DN 25		19.114,-
KMR T-Stücke mit 90°Bogen - DN 50-80		1.918,-
KMR Verbindungsmuffen DN 20-40, DN 50-80		2.711,-
KMR-Wanddurchführungen		1.447,-
Sonstiger KMR-Rohrleitungsbau - Trenn- und Segmentschnitte, Montagebögen, Endmuffen, Endkappen, Einmalkugelhähne, Dehnpolster, Entlüftungen, Entleerungen		5.842,-
Regiearbeiten, Baufacharbeiter einschl. Bauaufsicht		1.914,-
Geräteinsatz mit Bedienung - für LKW, Mobilbagger, Flächenrüttler, Vibrostampfer		1.788,-
Sonstige Positionen, Vorrichtungen, Material		6.933,-
Zwischensumme		57.640,-
Zuschlag	0%	0,-
Summe netto		57.640,-

Tabelle 5.3: Kostenschätzung NT-Netz mit KMR

In der vergleichenden Kostenzusammenstellung zeigt sich für die beiden Verlegesysteme ein nahezu gleiches Ergebnis hinsichtlich der reinen Projektkosten (vgl. Zwischensummen). Das untersuchte Nahwärmenetz ist allerdings von geringer Ausdehnung und hat eine Anschlussleistung, die eine Rohrdimensionierung lediglich bis DN 80 erfordert. Insofern bestätigt das gefundene Ergebnis die unter Kap. 5.2 angeführten Kostengleichheit beider Systeme für ein Netz im unteren Dimensionsbereich. Die deutlich höheren PMR-Systemkosten für Formstücke, wie T-Stücke, Muffen und Anschlussstücke, werden allerdings auch in dieser Aufstellung bereits ersichtlich. Der vermutete Effekt, dass dadurch die geringeren Tiefbaukosten wieder kompensiert werden, ist ebenfalls belegt.

Zu Ungunsten des PMR-System wiegt der Firmenzuschlag von hier 29% auf die Projektsumme. Von allen anderen Bietern wurde dieser Zuschlag sogar mit noch höheren Sätzen ausgewiesen. In der Erhebung zeigt sich, dass die Verlegung und Gewährleistungsübernahme eines PMR-Systems für die etablierten Münchner

Rohrbaufirmen noch nicht zu ihrem Standardbaufall zählt und insofern vorerst noch mit teilweise erheblichen Aufschlägen gerechnet werden muss. Ggf. können Einsparungen erzielt werden, wenn Rohr- und Tiefbaufirmen mit entsprechend erweiterter Erfahrung mit PMR-Systemen an der Ausschreibung teilnehmen.

Die Kosten für die Kopfstation beliefen sich auf ungefähr 36.000 EUR zuzügeliche Fernwirktechnik. Sie wären bei der Verwendung von KMR und direktem Kundenanschluss an das Primärnetz nicht erforderlich gewesen, für einen Netzbetrieb mit Kunststoffmedienrohren sind sie jedoch unumgänglich.

5.7 Energetische Untersuchung des Gesamtsystems

Neben den Aspekten des PMR-Rohrmaterials bot das Nahwärmenetz einige weitere Ansatzpunkte zur Untersuchung des Einsatzes von LowEx-Komponenten in modernen Nahwärmenetzen. So wurden in den drei zuerst fertiggestellten Gebäuden Prototypen einer direkten Fernwärmeübergabestation mit Trinkwassererwärmung gemäß FÜS2 aus MP2 (siehe Abb. 5.16) installiert und jeweils mit einem umfassenden Monitoringsystem mit viertelstündlicher Datenaufzeichnung ausgestattet.

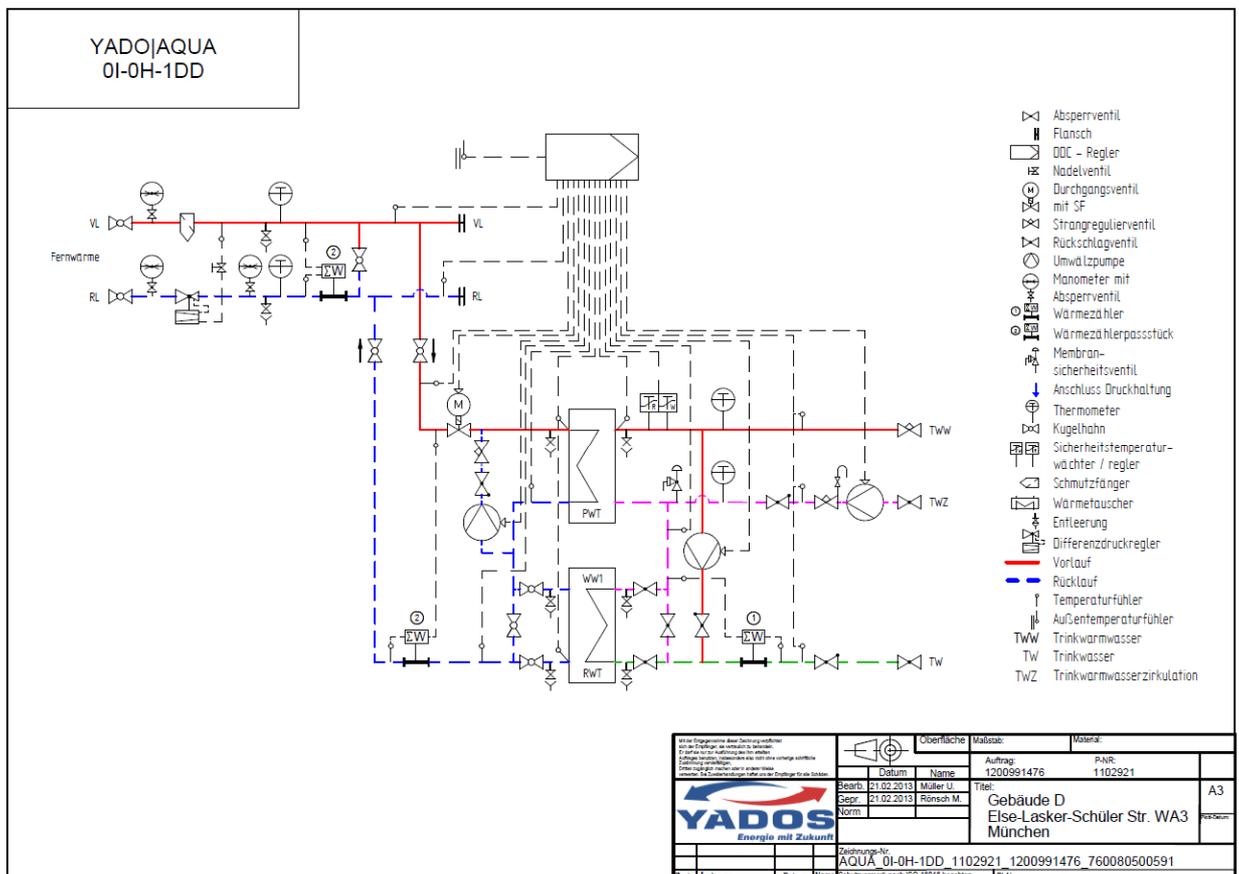


Abb. 5.16 Prototyp eines zweistufigen Trinkwassererwärmungssystems mit massbehalteter Vorwärmstufe zum Einsatz im Low-Ex-Nahwärmenetz „Alte Ziegelei“

Im Unterschied zur am Prüfstand vermessenen Station FÜS2 in der Druckstufe PN 25 konnten diese drei Stationen dank des geringen Netzdrucks in der Druckstufe PN 6 ausgeführt werden. Damit konnte auf einen Heizwärmetauscher verzichtet werden (direkte Übergabe an Vorlaufverteiler mit angeschlossenen Flächenheizkreisen), die Beimischregelung vor dem Trinkwasser-Nacherhitzer (in Abb. 5.16 „PWT“) konnte statt als Wasserstrahlpumpe mit einem Zweiwege-Motor-Ventil im Vorlauf und einer elektrischen Beimischpumpe ausgeführt werden und das Druck-Inhalts-Produkt der Vorwärmstufe musste nicht auf 1000 bar Liter /20 bar = 50 Liter beschränkt werden sondern konnte bis an einen Grenzwert von 1000 bar Liter /6 bar = 166 l dimensioniert werden. Es kam ein Zwillings-Rohrbündel-Wärmeübertrager des Typs Himax RBI VA 365-H mit einem Mantelraumvolumen von 110 l und einem Rohrinhalt von 56 l zum Einsatz (Abb. 5.17).

Zwei der Unterzentralen versorgen jeweils 85 Wohneinheiten, die dritte versorgt 36 Wohneinheiten, in diesem kleineren Gebäude wurde als Vorwärmstufe ein Himax RBI VA 365L installiert.



Abb. 5.17 Zwillings-Rohrbündel-Wärme-Übertrager als massebehaftete Vorwärmestufe in Übergabestation MFH 85a „Alte Ziegelei“

Obwohl über das Monitoring-Archiv am Austritt der Station praktisch lückenlos Warmwassertemperaturen von 60° C und Zirkulationsrücklauftemperaturen von 55° C nachzuweisen waren, kam es im Jahr 2014 wiederholt zu Nutzerklagen über zu niedrige bzw. schwankende Warmwassertemperaturen. Der Zirkulationsvolumenstrom wurde deshalb in mehreren Schritten von 30 über 40 auf zuletzt 60 l/min erhöht. Entsprechend unbefriedigend stellten sich die Rücklauftemperaturen aus dem TWE-System ein (Abb. 5.18):

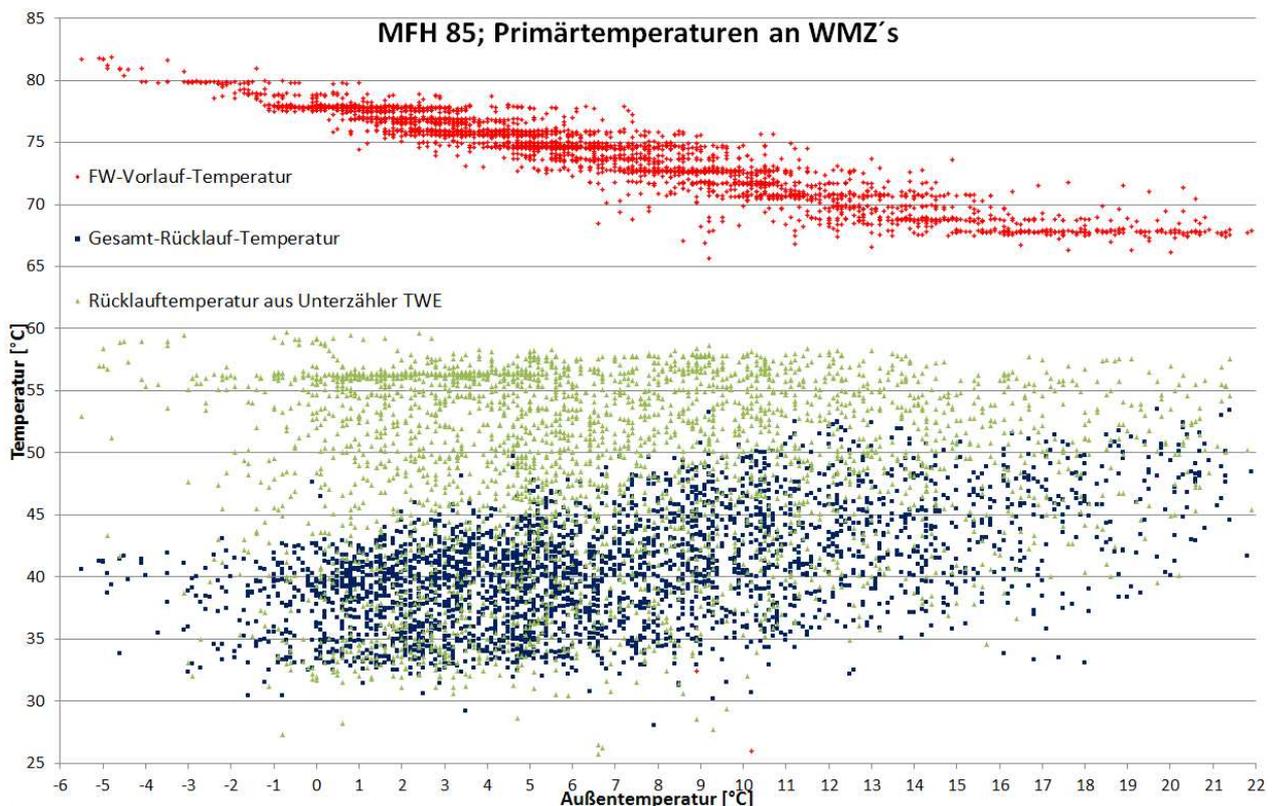


Abb. 5.18 Primär-Vor- und Rücklauftemperaturen an Haupt-Wärmemengenzähler und TWE-Wärmemengenzähler in MFH 85

Die grün gefärbten Rücklauftemperaturwerte aus dem Wärmemengenzähler des TWE-Systems liegen nur in den Zapfspitzen bei 30° C, erreichen aber in Zeiträumen mit überwiegendem Zirkulationsbetrieb Werte von über 55° C. Durch Mischung mit dem sehr gut bis auf 32° C ausgekühlten Heizungsrücklauf mischt sich daraus bei niedrigen Außentemperaturen allerdings eine Sammelrücklauftemperatur zwischen etwa 35 und 40° C .

Nachdem es auch nach der Zirkulationsanhebung weiterhin zu Beschwerden über schwankende Duschtemperaturen, insbesondere während der Zapfspitze von 8:00 bis 9:00 Uhr morgens, kam, wurden kurzzeitige Temperatureinbrüche zwischen den viertelstündigen Messungen vermutet und eine ergänzende Messung der Warmwasser-Vorlauf- und Zirkulations-Rücklauf-Temperatur mittels Datalogger im 5 Sekunden-Raster durchgeführt. Diese Feinmessung bestätigte jedoch die Viertelstundenmessung in vollem Umfang, so dass schwankende Vorlauf- und

Zirkulationstemperaturen aus der Station mittlerweile ausgeschlossen werden können. Bei strangweisen Temperaturmessungen fanden sich aber im Warmwasserverteilnetz deutlich unterversorgte, also offensichtlich mangelhaft durchströmte Rohrstränge mit verminderten Warmwasser-Vorlauf- und Zirkulationstemperaturen. Die Ursache für die offenbar druckverlust-abhängigen Schwankungen lag somit im stark asymmetrisch ausgelegten und hydraulisch unzureichend abgeglichenen Warmwasser-Verteil und Zirkulationssystem, in dem statt einer baumartigen Verzweigungsstruktur teilweise 2 bis drei Rohrstränge parallel nebeneinander geplant und verlegt worden waren. Das Verteil- und Zirkulationssystem wird derzeit nachgebessert. Im Anschluss daran darf mit einem deutlich reduzierten Bedarf an Zirkulationsvolumenstrom und damit auch einem besseren Zirk/Zapf-Verhältnis und einer entsprechend niedrigeren Rücklauftemperatur aus der Trinkwassererwärmung gerechnet werden. Das Beispiel zeigt, dass ungünstige Zirkulationsverhältnisse keineswegs nur in älteren Bestandsgebäuden, sondern bei Missachtung einiger Grundregeln leider durchaus auch im Neubaubereich vorkommen können.

Trotz der noch nicht zufriedenstellenden Rücklauftemperaturen aus der Trinkwassererwärmung stellten sich im Sammelrücklauf in der Kopfstation bereits in der ersten Heizperiode Rücklauftemperaturen im Zielkorridor ein. Im Auslegungsfall (Außentemperatur -16°C) mit maximaler Netzvorlauftemperatur (85°C) und maximalem Anteil an Gebäudeheizung dürfte die anvisierte Marke von 35°C Sammelrücklauftemperatur unterschritten werden können.

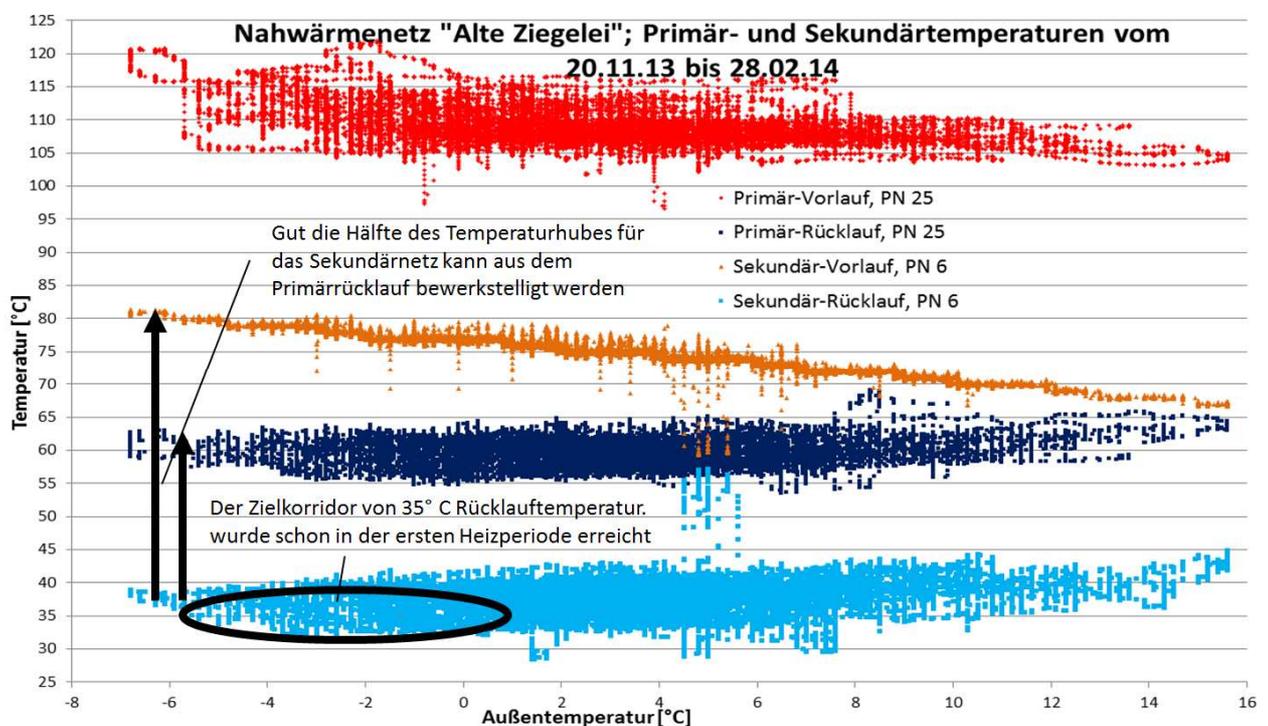


Abb. 5.19 Primär- und Sekundär-Netztemperaturen Nahwärmenetz „Alte Ziegelei“ in der ersten Heizperiode

Im Lauf des Jahres 2014 wurden weitere Optimierungsmaßnahmen am System vorgenommen.

So konnte eine anfänglich überhöhte Grädigkeit des kalten Wärmetauschers in der Kopfstation (bis 30 K, Abb. 5.20) durch Einführung einer Drehzahlregelung der Primär-Rücklaufpumpe in der Kopfstation auf max. 12 K reduziert werden. Die Primär-rücklauftemperatur liegt somit näher an der Sekundär-Rücklauftemperatur und damit niedriger. So profitiert auch das vorgelagerte Primärnetz nicht unerheblich vom neuen LowEx-Inselnetz.

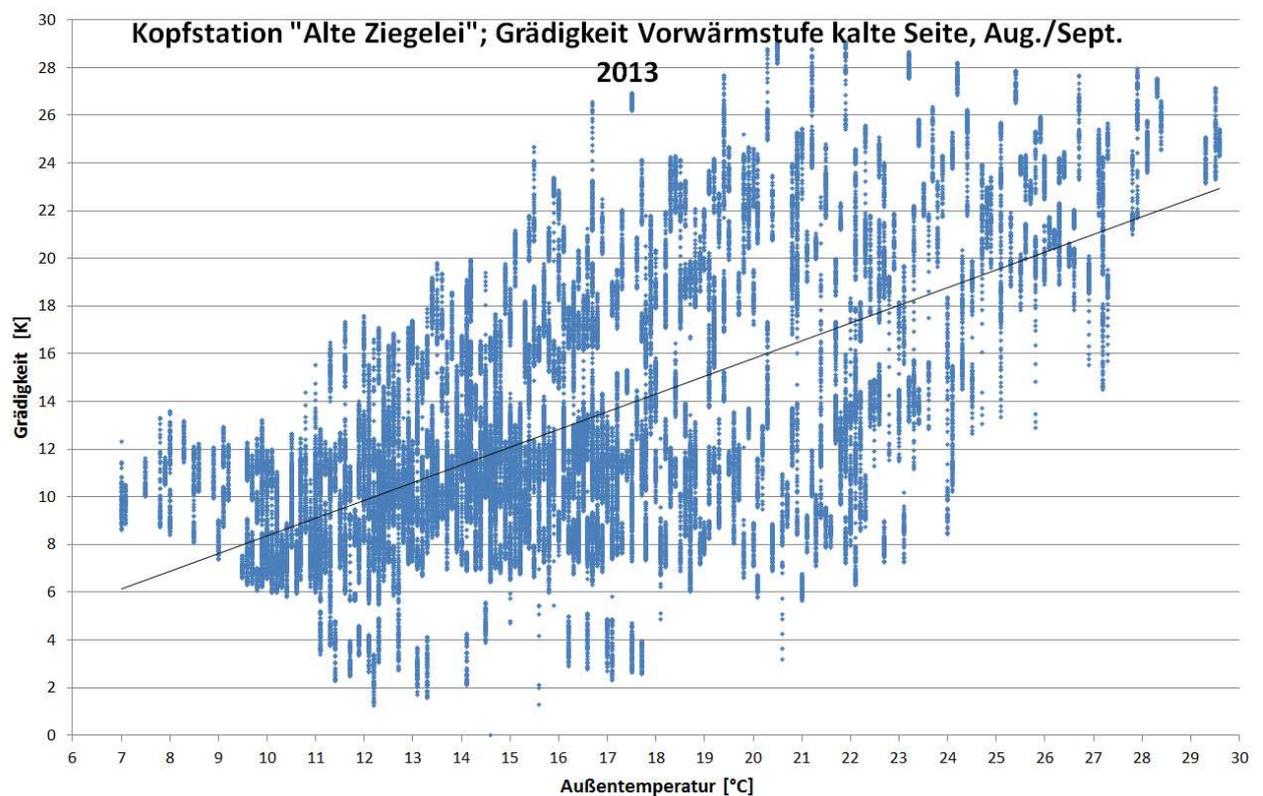


Abb. 5.20 Grädigkeit der Vorwärmstufe Kopfstation „Alte Ziegelei“ im Jahr 2013

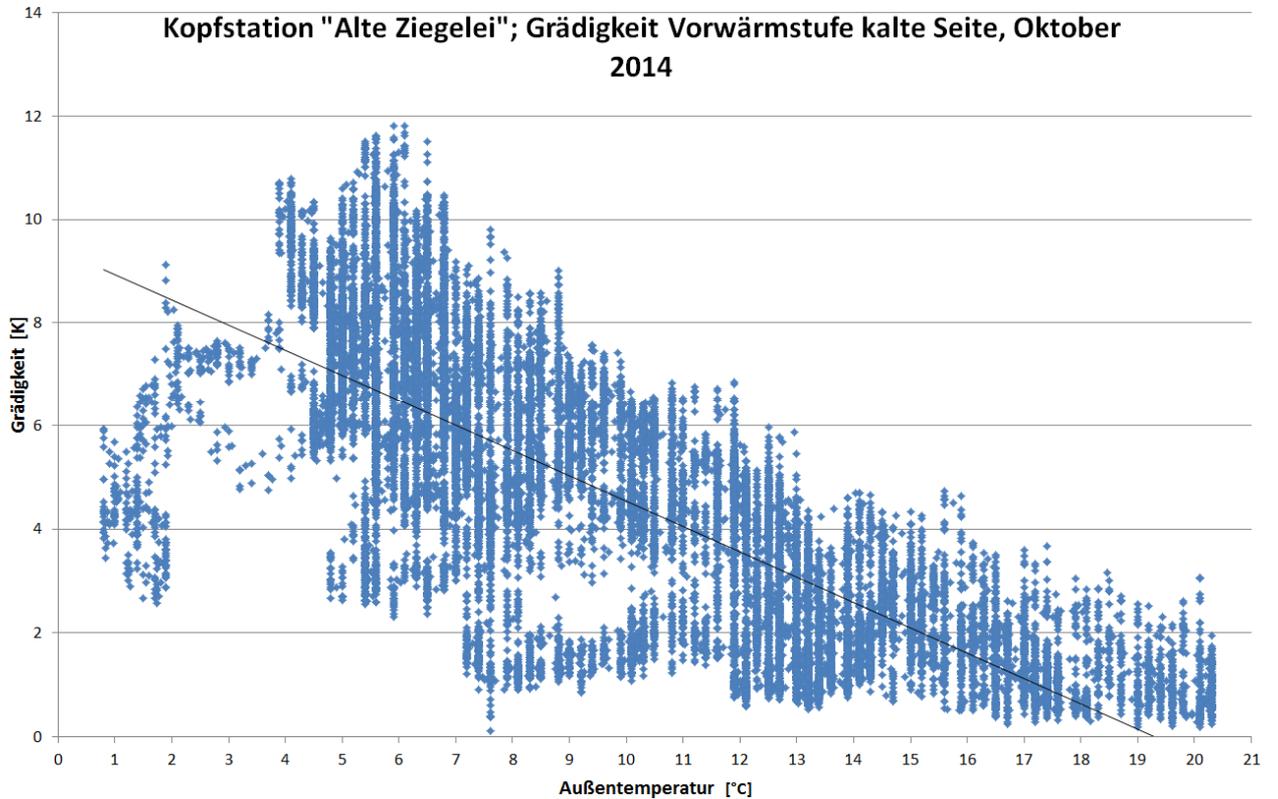


Abb. 5.21 Grädigkeit der Vorwärmstufe „Alte Ziegelei“ nach Optimierung durch Drehzahlregelung

Als weiterer Optimierungsschritt wurde in den Unterstationen die bereits in Kap. 3.4.3 vorgestellte Drehzahlregelung der Zirkulationspumpen im Abhängigkeit vom Warm-Wasser-Zapf-Volumenstrom eingeführt und getestet: pro Liter Warmwasserzapfung fördert die Zirkulationspumpe etwa einen Liter weniger, so dass durch den Nacherhitzer der TWE-Station und durch das gesamte Warmwasser-Verteil-Netz gantzätig etwa ein nahezu konstanter Volumenstrom fließt.

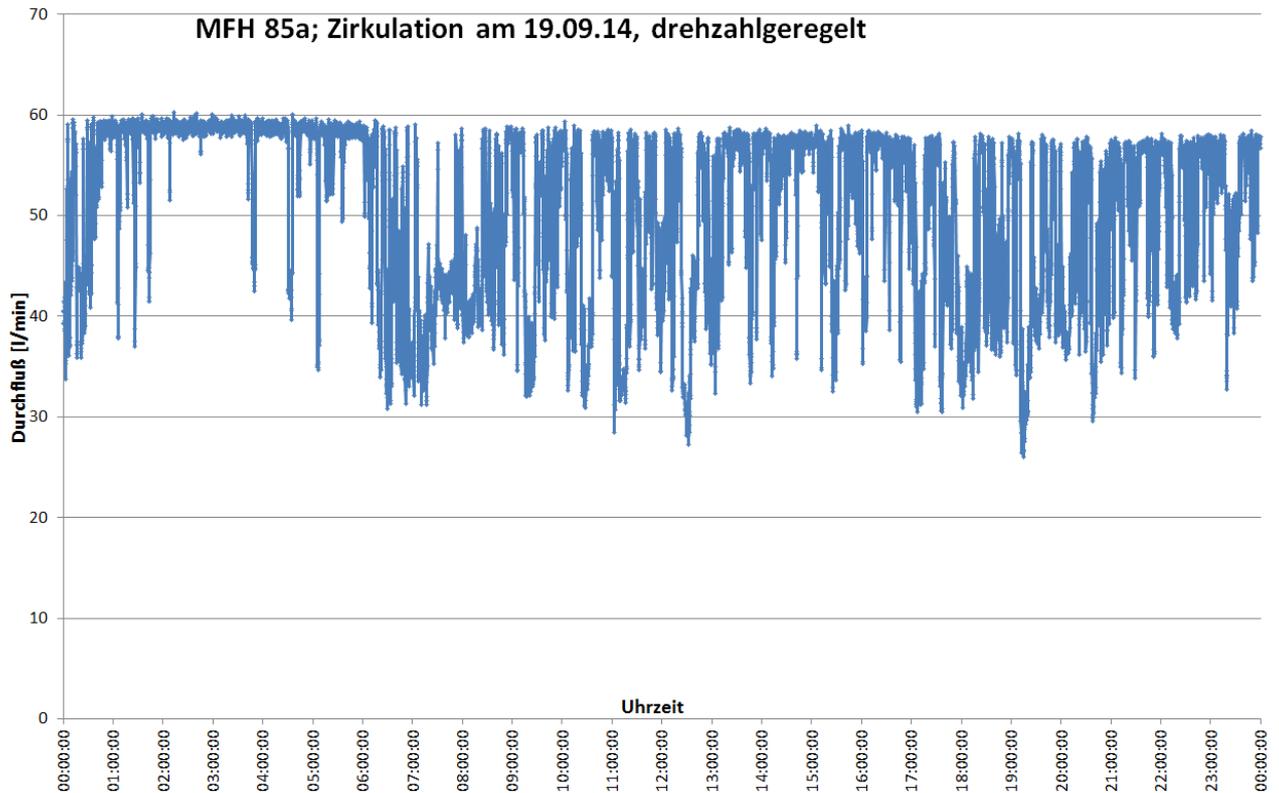


Abb. 5.22 Zirkulationsvolumenstrom in MFH85, geregelt in Abhängigkeit von den Warmwasserzapfungen

Abb. 5.22 stellt das Profil der so geregelten Zirkulation im Tagesverlauf dar: es gleicht etwa dem Spiegelbild des Zapfprofils. Im Tagesverlauf mussten etwa $72,8 \text{ m}^3/\text{d}$ Warmwasser zirkuliert werden, das sind $12,2 \text{ m}^3$ bzw. 14% weniger als bei ungestörter Zirkulation ($59 \text{ l/min} * 1.440 \text{ min/d} = 84,9 \text{ m}^3/\text{d}$). Durch diese Maßnahme konnte der über jeweils 36 Tage gemittelte Energieverbrauch für Warmwasser und Zirkulation um gut 4% von ca. $775,6 \text{ kWh/d}$ (ohne Drehzahlregelung) auf ca. $743,8 \text{ kWh/d}$ (mit Drehzahlregelung) reduziert werden.

Da damit das Zirk-Zapf-Verhältnis (vgl. Kap 6.4.2) verbessert wird, sinkt mit dem Zirkulationsvolumenstrom auch die Rücklauftemperatur aus dem TWE-System (Abb. 5.23).

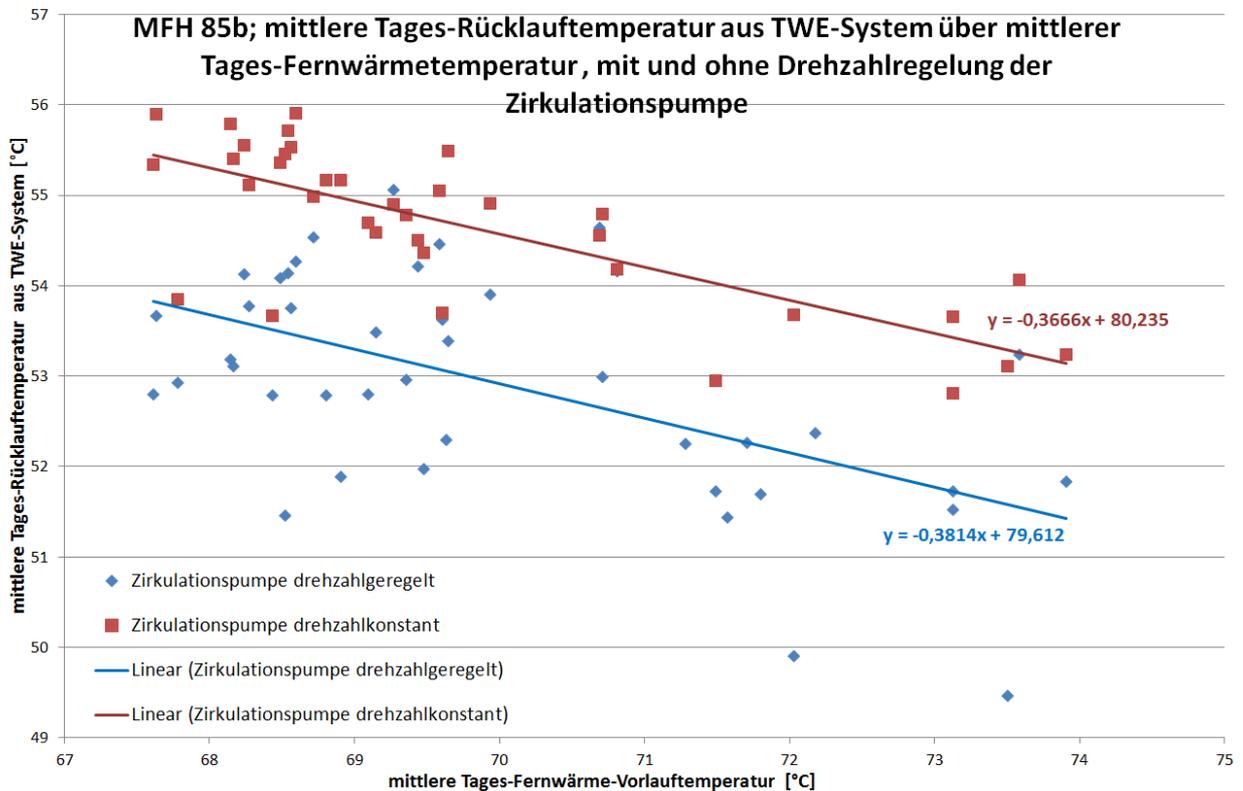


Abb. 5.23 Absenkung der mittleren Tagesrücklauftemperatur aus TWE durch Drehzahlregelung der Zirkulationspumpe

5.8 Zusammenfassung MP4

Für einen Fernwärmenetzbetreiber, der sich bislang mit der Wärmeversorgungsaufgabe für Gebäude im Bestand und für einzelne, hinzukommende Netzgebiete im Zuge städtischer Entwicklungen auseinandersetzt und diese Aufgabe bisher mit Hilfe standardisierter Stahlrohr-Verlege-Systeme effizient erfüllen konnte, kommt die Einführung eines noch als innovativ geltenden Verlegesystems auf Kunststoffbasis einem Paradigmenwechsel gleich. Überwiegend sind die betrieblichen Erfahrungen mit PMR immer noch zu kurzfristig, als dass langzeiterprobte Standardverlegesysteme bedenkenlos durch sie ersetzt werden könnten. Die SWM hatten Kunststoffmedienrohre bislang noch nicht im Einsatz, es bestand dazu bislang weder die Möglichkeit noch die Notwendigkeit. Im Rahmen des Forschungsprojekts wurden die entsprechenden Voraussetzungen dafür geschaffen. Für ein örtlich begrenztes Siedlungsgebiet wurde ein innovatives Nahwärmekonzept implementieren, das von der Gebäudebeheizung, der Trinkwarmwasserbereitung bis hin zum Wärmeverteilnetz eine nachhaltige, energieeffiziente Gesamtlösung anbietet und sich die Entwicklung, Erprobung und Optimierung von Niedertemperatursystemen in Gebäuden zum Ziel gesetzt hat. Zum Auffinden weitere Optimierungsansätze wurden und werden die Kundenanlagen einem beständigen Monitoring unterzogen.

Das vorliegende Teilprojekt widmete sich dem gesamten Weg von der Planung über die Realisierung bis zum Betrieb des Niedertemperaturnetzes. Es wurden für alle Phasen des Projekts bestehende Hemmnisse, Rahmenbedingungen, betriebliche Erfahrungen, wirtschaftliche Überlegungen sowie Argumente für und gegen das Verlegesystem PMR zusammengestellt. Für ähnliche Projektvorhaben und für Netzbetreiber, die sich bislang auf den Ausbau klassischer Verlegesysteme konzentriert haben, soll der Bericht zugleich als Unterstützung zur Entscheidungsfindung und für eine möglichst objektive Abwägung der Einsatzmöglichkeit eines PMR-Systems dienen.

Ein erweitertes und im wöchentlichen Zyklus durchgeführtes Messprogramm analysierte kontinuierlich die Zusammensetzung des Heizwassers im Sekundärnetz-Kreislauf. Untersuchungsziel war die Detektion von Auswirkungen des Verlegesystems PMR auf das Heizwasser und damit auf die direkt angeschlossenen Kundenstationen. Insbesondere stand hierbei die Beobachtung des über das Material PE möglicherweise auftretenden Sauerstoffeintrags im Vordergrund. Herstellerseitig werden dazu unterschiedliche Anstrengungen zur Unterbindung der Sauerstoffdiffusion wahrgenommen. Insbesondere zum Schutz der aus stählernen Komponenten bestehenden direkten Kundenanlagen sowie der Kopfstation sollte jeglicher Eintrag über das Netz vermieden werden. Im Niedertemperaturbereich kommen üblicherweise Flächenheizungen (Fußbodenheizungen aus PE) zum Einsatz, von daher war man sich seit Beginn des Messprogramms eines möglichen Sauerstoffeintrags auch von Seiten der Kundenanlagen bewusst. Die Entwicklung der Messergebnisse konnten jedoch letztendlich keine Anreicherungen von Sauerstoff im Heizwasser nachweisen, so dass die Wirksamkeit der Sauerstoffdiffusionssperre bestätigt werden konnte. In einer Messstrecke werden zudem langfristig die Temperatureinflüsse des Heizwassers auf das Versprödungs- und Alterungsverhalten auf das PE-Medienrohr und auf die Isolierung untersucht. Erste Untersuchungsergebnisse aus dem Langzeitversuch können allerdings leider erst nach Ablauf des Forschungsprojekts erwartet werden.

Hinsichtlich der Frage, unter welchen Bedingungen sich ein wirtschaftlicher Einsatz eines PMR-Verlegesystems anbietet, wurden die entscheidenden Einflussfaktoren diskutiert. Sie gelten im teilweise allgemein und für jegliches, rohrgeladene Wärmeverteilungssystem. Maßgebliches Optimierungspotential besteht jedoch stets gemäß der trivialen Definition, dass das Verlegesystem unter möglichst kosten- und verlustminimierten Ansätzen das zu transportierende Heizmedium einer möglichst dichten Wärmeabnahmestruktur zuleitet. Es hat sich gezeigt, dass die System- und Verlegekosten bereits für das verhältnismäßig kleine Forschungsnetz höher waren, als wenn es in KMR errichtet worden wäre. Maßgeblich leistete hier der firmenabhängige Aufschlag für die noch nicht standardisierte Verletechnik PMR seinen Beitrag. Die vergleichsweise hohen Kostenbestandteile für Formstücke könnten zusammen mit der Preisstruktur für das Leitungsmaterial für größere Netze mit höherer Anschlussnehmerzahl zu einem zunehmend ungünstigeren Kostenverhältnis zwischen PMR und KMR führen.

Die zu erwartende Standzeit des Materials PMR ist in erster Linie von den Netzparametern Druck und Temperatur im ganzjährigen Betriebsverlauf abhängig. Je weiter die am ganzjährigen Temperaturkollektiv beteiligten Betriebstemperaturen über 70°C steigen bzw. je länger die jeweiligen Zeitanteile der Temperaturbeaufschlagung werden, desto mehr wird diese Fahrweise mit einem Lebensdauerverzehr der angeschlossenen PMR-Systeme einhergehen. Im vorliegenden Projekt musste daher ein Kompromiss gefunden werden, der dem wirtschaftlichen Aspekt einer möglichst langen Netzlebensdauer von mindestens 30 Jahren und dem LowEx-Forschungsanspruch ganzjährig niedrigst möglicher Rücklaufemperaturen gerecht wurde. Da niedrige Rücklaufemperaturen aus zentralen TWE-Systemen nur mit entsprechend hohen Vorlaufemperaturen erreicht werden können (siehe MP2), ergibt sich ein Konflikt im Hinblick auf den Lebensdauerverzehr bei den PMR-Leitungen. Um nicht auch außerhalb der Heizperiode mit höheren Netzvorlaufemperaturen eine nachhaltige Schädigung der Leitungen zu befördern, musste die sommerliche Netzvorlaufemperatur auf die minimal vorzuhaltende Sockeltemperatur von 65°C begrenzt werden. Wären im hier beschriebenen Forschungsnetz Stahlmediumrohre zum Einsatz gekommen, könnte im Jahresverlauf ein höherer zeitlicher Anteil mit höheren Vorlaufemperaturen gefahren und damit niedrigere Rücklaufemperaturen erzielt werden. Vor diesem Hintergrund muss der Einsatz des Rohrmaterials PMR in diesem Fall und in ähnlich gelagerten Fällen (z. B. Geothermalnetzte) als für die LowEx-Zielerreichung kontraproduktiv bezeichnet werden.

Resümee

Zusammenfassend kann folgendes Resümee gezogen werden:

- Der Einsatz von Stahlmedienrohr (z.B. KMR) bietet sich für mittlere bis große Heizwassernetze nach wie vor als wirtschaftlichste Verlegeform an, für Klein- und Kleinstnetze ist die Verwendung von Kunststoffmedienrohr (PMR) eine u.U. wirtschaftliche Option, sofern sich die Betriebsparameter dazu eignen.
- Zur Erreichung niedrigstmöglicher Rücklaufemperaturen war der Einsatz von PMR hier tendenziell kontraproduktiv.
- Hocheffiziente Nahwärmenetze stehen unter den maßgeblichen Kriterien niedriges Temperaturniveau, geringe Verlegekosten, geringe Verteilungsverluste sowie niedriger Pumpstrombedarf. Mit dem PMR-System können nicht alle dieser Kriterien gleichermaßen erfüllt werden, so dass ein Systemvergleich empfohlen werden muss. In jedem Fall kann die Nutzung aller genannten Vorteile eines flexiblen Verlegesystems im Falle einer örtlich begrenzten Wärmeversorgungsaufgabe und bei sorgfältiger Planung diese Entscheidung günstig beeinflussen.
- Größere Netzbetreiber verfügen in der Regel über eine historisch gewachsene Netzstruktur in städtischer Umgebung, mit klassischen Verlegesystemen und teilweise noch mit vergleichsweise hohen Netzvorlaufemperaturen. Die Möglichkeit der Implementierung eines PMR-Niedertemperaturnetzes wird sich deshalb auf absehbare Zeit

nur in Randbereichen des primären Verteilnetzes, zwangsweise mit entsprechender Übergabestation zur Sekundärseite darstellen lassen. Die Entwicklung im Rahmen eines Neubaugebiets mit noch unbefestigten Straßen und Wegen bietet sich in jedem Falle an.

- Für kleinere Wärmeversorger sind dagegen kleinräumige Inselnetze ohne vorgelagertem Wärmenetz in ländlicher Umgebung eine gute Voraussetzung für den Einsatz des PMR-Verlegesystems, sofern keine Versorgung im Altbestand bei hohem Temperaturniveau angestrebt wird. Kostengünstig verfügbare Abwärmeprozesse, z.B. aus Biogasanlagen, sind eine ideale Erzeugungsstruktur. Aufgrund verhältnismäßig geringer Infrastruktur sind jedoch hohe Abnahmedichten in aller Regel nicht gegeben, was aber für alle Verteilsysteme eine gewisse Problematik darstellt.
- Wenn, wie im vorliegenden Fall, der Einsatz von Kunststoff-Medien-Rohren keinen Kostenvorteil gegenüber der KMR-Verlegung bringt, bleibt auch die Grenze gerade noch erschließbarer Wärmedichten auf gleichem Niveau bzw. sie verschiebt sich sogar nach oben.
- Rücklauftemperaturen von 35°C im Auslegungsfall e rscheinen auch mit zentraler Trinkwassererwärmung möglich.

5 MP 5: LowEx-Anwender-Handbuch

5.1 Warum Low-Ex-Netze?

5.1.1 Ausgangssituation

Knapp 29% des Deutschen Energieverbrauchs fiel im Jahr 2012 auf den Sektor Raumwärme, weitere gut 5% wurden zur Wassererwärmung verwendet (Abb. 6.1)

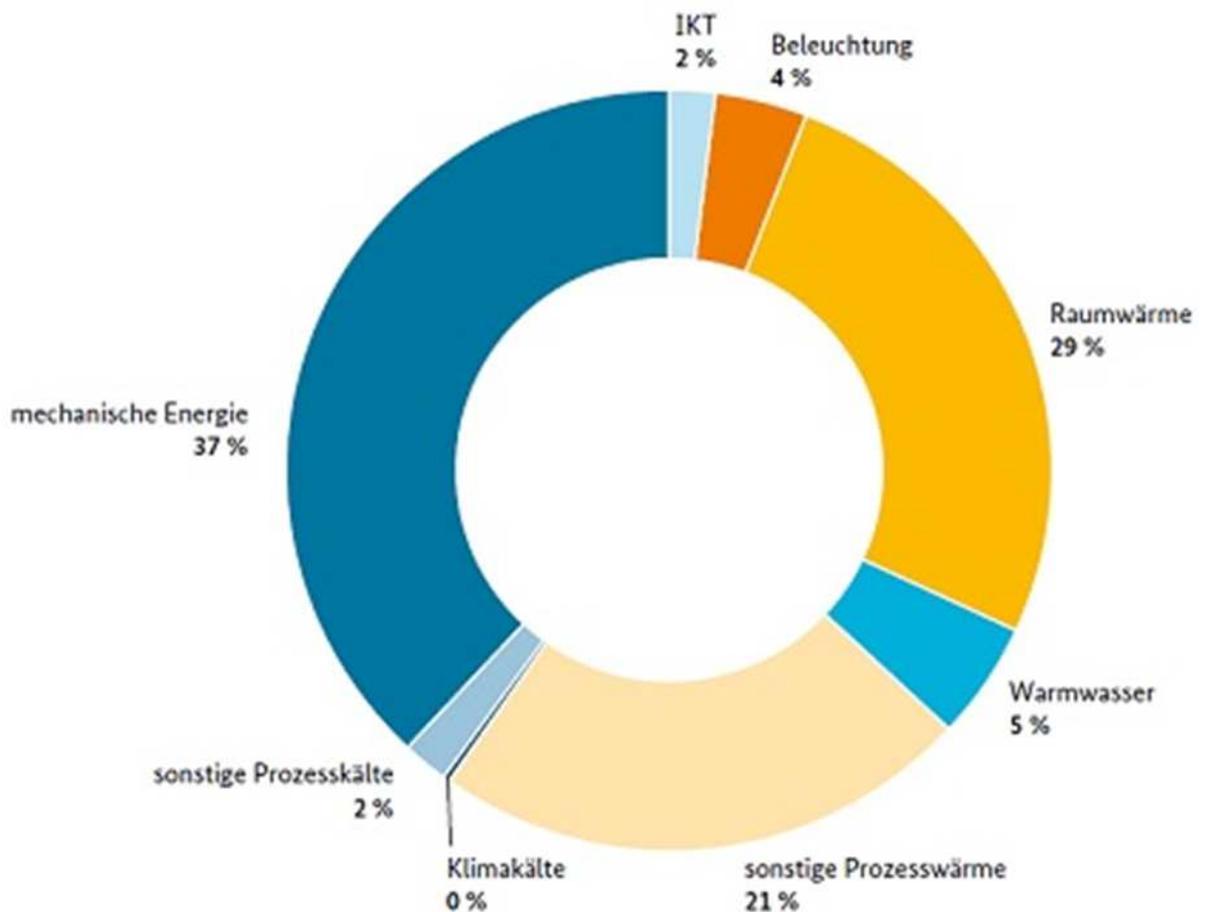


Abb. 6.1 Energieverbrauch nach Anwendungsbereichen in Deutschland 2012 (Quelle BDEW)

Während die Sektoren Mechanische Energie, Informations- und Kommunikationstechnik (IKT), Beleuchtung und Kälte auch in Zukunft mehr oder weniger auf den Einsatz hochexergetischer, d. h. arbeitsfähiger Energieträger angewiesen sein werden, könnte der Wärmeverbrauch in

Gebäuden und auch der niedrig temperierte Anteil der Prozesswärme in hohem Maße auch aus Energiequellen geringen Exergiegehaltes, also Niedertemperaturreservoirs, gedeckt werden. Während für einen Wärmebedarf auf einem Niveau von über 100° C heute meist noch Feuer entzündet und damit CO₂ freigesetzt werden muss, würde eine sukzessive Umstellung des Heizwärmebedarfs auf niedrigste Temperaturniveaus viele derzeit ungenutzte Niedertemperatur-Wärmequellen erst erschließen. Einer breiteren Öffentlichkeit ohne thermodynamische Vorkenntnisse lässt sich dieses Ziel wohl am besten mit der Zukunftsvision vom „Heizen ohne Feuer“ näherbringen.

Bei der Konzeption von Wärmeverteilanlagen in Gebäuden und von Fernwärmenetzen waren derartige Überlegungen in der Vergangenheit kaum ausschlaggebend. Während noch in den 80er Jahren des letzten Jahrhunderts Prämissen wie Wirtschaftlichkeit, Verwertbarkeit unedler Brennstoffe (Kohle), Emissionsverlagerung an den Siedlungsrand, Vielseitigkeit und Kompaktheit die Hauptrolle bei der Parameterfestlegung von Fernwärmenetzen einnahmen, wird für ein Überleben der Fernwärme in den nächsten Jahrzehnten sicher die Frage nach ihrer Emissionsfreiheit und somit Umweltverträglichkeit mit entscheidend sein.

Eine Einteilung von Fernwärmenetzen in „Generationen“ (Tab. 6.1) verdeutlicht den aller Voraussicht nach unumkehrbaren AGFW-weiten Trend hin zu immer niedrigeren Fernwärme-Temperaturen:

1. Generation: Dampf
2. Generation: Heißwasser >100° C
3. Generation: Heißwasser < 100° C
4. Generation: Heißwasser < 80° C, temporär <60° C

Tab. 6.1 Tendenz zu niedrigeren FW-Temperaturen /Jent/

In der aktuellen Literatur zu LowEx-Entwicklungen in der Fernwärme finden sich vermehrt Ansätze, Vorlauftemperaturen so weit abzusenken, dass zentrale Trinkwassererwärmungsanlagen (60° C) nicht mehr ohne zusätzliche Exergieeinbringung (Nachheizung) versorgt werden können, andererseits aber Niedertemperatur(ab)wärme dezentral in das Netz eingespeist werden kann. In ausdrücklicher Abgrenzung von solchen derzeit noch eher theoretischen Ansätzen und entsprechend dem Arbeitsauftrag, Ansätze zur Breitenanwendung von LowEx-Anwendungen zu finden, fokussiert sich die vorliegende Arbeit auf heute schon wirtschaftlich anwendbare Techniken, insbesondere die zentrale Trinkwasserversorgung, und betrachtet nicht explizit die Wärmeaufnahme des Netzes aus externen Quellen. Gemäß diesem vergleichsweise konservativen Ansatz sind die erarbeiteten Vorschläge einerseits jederzeit in bestehenden Fernwärmenetzen und auch in dezentralen Heizungsanlagen anwendbar, müssen aber andererseits ihre Wirtschaftlichkeit allein aus den im Folgenden erläuterten Vorteilen ableiten.

6.1.2 Vorteile von LowEx-Wärmeverteilung für Erzeugung und Umwelt

6.1.2.1 Konventionelle Wärmeerzeugung

Für die Zukunft der Nahwärme werden Kesselanlage als Wärmeerzeuger wohl eine immer geringere Rolle einnehmen, da bei einem Wirtschaftlichkeitsvergleich die dezentrale Aufstellung von Heizkesseln zwangsläufig der zentralen Kesselanlage mit Wärmeverteilnetz vorzuziehen sein wird. Lediglich als Spitzenheizwerke haben Kesselanlagen in Nahwärmenetzen wegen ihrer günstigen spezifischen Investitionskosten zweifellos noch ihre Daseinsberechtigung. Als Einzelfeuerungsanlagen außerhalb von Nah- und Fernwärmenetzen werden sie noch lange anzutreffen sein, obgleich zu erwarten ist, dass ihr Anteil bis 2020 zugunsten umweltenergiegebundener Heiztechniken auf unter 2/3 fallen wird /Erho/. Insofern verdient der Zusammenhang zwischen Kesselwirkungsgrad und Betriebstemperaturen eine Betrachtung.

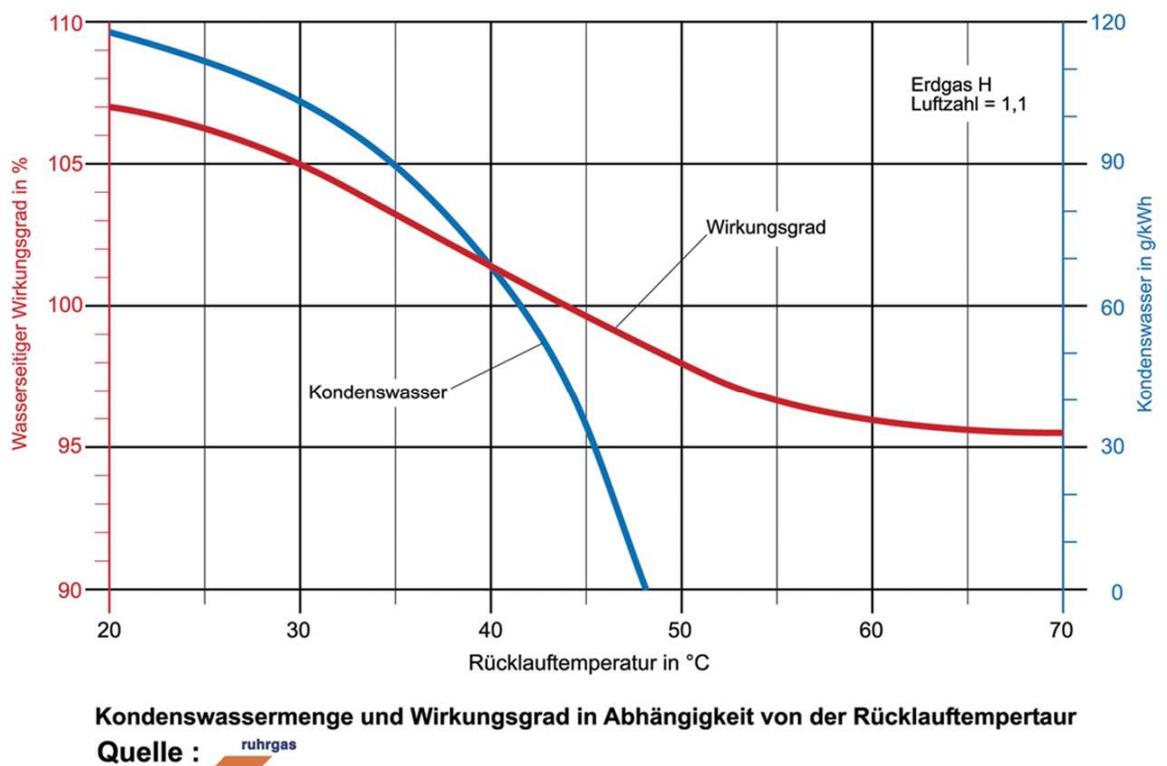


Abb. 6.2 Wirkungsgrad eines Gas-Brennwert-Kessels in Abhängigkeit von Rücklaufftemperatur
/www/

Erst bei Unterschreitung der Taupunkttemperatur des Abgases von 47° C setzt in Gas-Brennwert-Kesseln die wirkungsgradsteigernde Abgaskondensation ein, ihr Anteil erhöht sich mit weiter sinkender Rücklaufftemperatur. Hervorzuheben bleibt, dass die Kesselvorlauftemperatur den Wirkungsgrad nicht beeinflusst.

6.1.2.2 Kraftwärmekopplungsanlagen

Kraftwärmekopplung ist die Nutzung der Abwärme von Wärmekraftmaschinen zu Heizzwecken. Für jede Wärmekraftmaschine legt der Carnotwirkungsgrad die obere Grenze des Wirkungsgrades fest:

$$\eta_c = (T_o - T_u) / T_o$$

mit η_c = Carnotwirkungsgrad

T_o = obere Prozesstemperatur

T_u = untere Prozesstemperatur

(Temperaturen jeweils als Absoluttemperaturen in [K])

Dabei wird bei realen Wärmekraftmaschinen die obere Prozesstemperatur meist durch die eingesetzten Werkstoffe begrenzt. Die untere Prozesstemperatur, also die Temperatur, bei der die Wärme aus dem Kreisprozess wieder abgeführt wird, ist hingegen teilweise beeinflussbar. Im Falle von Hubkolbenmotoren, den bei BHKW's meist verwendeten Wärmekraftmaschinen, entspricht T_u der Umgebungstemperatur, kann also nicht von Fernwärmeparametern beeinflusst werden. Stationäre Gasturbinen arbeiten in der Regel mit unteren Prozesstemperaturen (= Abgastemperaturen) von ca. 500° C. Diese Temperaturgrenze ist so hoch, dass damit jede praxisrelevante Heizaufgabe erfüllt werden kann, auch hier bleibt das Fernwärme-Temperaturniveau ohne Einfluss auf den Stromerzeugungswirkungsgrad.

Im Fall von Dampfturbinen entspricht hingegen die untere Prozesstemperatur T_u der Auskoppeltemperatur des Dampfes. Benötigt man beispielsweise Dampf mit einem Überdruck von 1 bar als Fernheizmedium, so muss dieser Dampf der Turbinen bei mindestens der diesem Druck entsprechenden Verdampfungstemperatur entnommen werden. Steht hingegen der Turbine ein Kühlmedium mit Temperaturen von unter 100° C zur Verfügung, kann der Dampf in der Turbine bis ins Vakuum entspannt werden und die Turbine gibt mehr mechanische Arbeit ab als bei Gegendruckbetrieb. Es wird pro Einheit zugeführten Frischdampfes mehr Arbeit (Strom) und entsprechend weniger Abwärme erzeugt, die Stromkennziffer steigt. Hier greift ein doppelter Effekt: Ausgangssituation sei eine Dampfturbinenanlage mit angeschlossenem Fernwärmesystem mit Turbinenwirkungsgrad 35 %, Wärmeauskopplung 50% und Verlusten 15% (Stromkennzahl $35/50 = 0,7$). Erreicht man durch Absenkung der Wärmeauskoppeltemperatur eine Wirkungsgradverbesserung der Turbine auf 36%, sinkt gleichzeitig die Wärmeauskopplung auf 49% (Stromkennzahl $36/49 = 0,73$). Zum Ausgleich dieser Leistungsminderung muss (bzw. kann) dem gesamten Prozess 2% mehr Primärenergie zugeführt werden, dies erhöht die Turbinenleistung nochmals um den Faktor 1,02, also auf 36,72%, bezogen auf die Ausgangssituation.

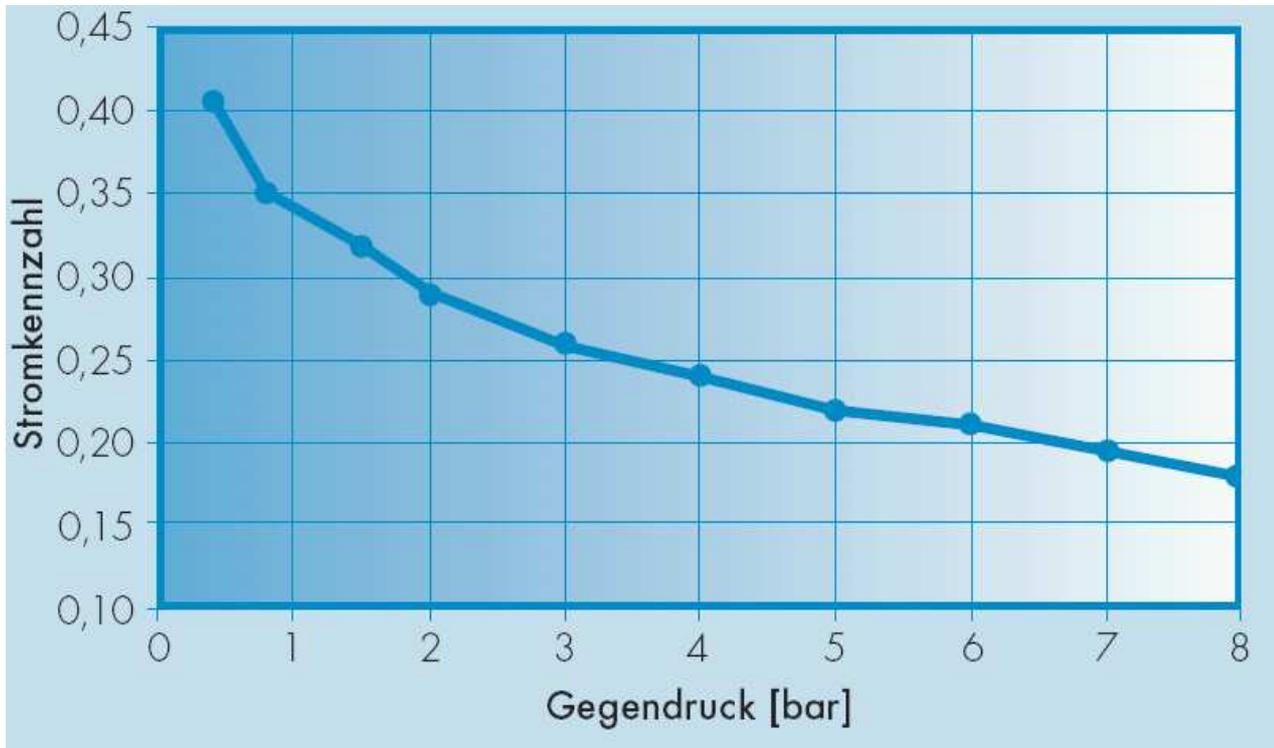


Abb. 6.3 Einfluss des Gegendrucks auf die Stromkennzahl einer Gegendruck-Dampfturbine mit Frischdampfparameter 480°C, 60 bar; (Quelle ASUE)

Einschränkend ist hier anzumerken, dass eine nachträgliche Absenkung der Auskoppeltemperatur bei bestehenden Dampfturbinen deren Wirkungsgrad in der Regel wegen der vorgegebenen Entnahmekonfiguration nicht verbessern kann. Das Verbesserungspotential kann erst bei Ersatz bzw. erheblichem Umbau der in der Regel langlebigen Turbinenanlage gehoben werden. An diesem Dilemma scheitern derzeit viele Wirtschaftlichkeitsrechnungen von Temperaturabsenkungsprojekten.

Bei jeder Neuplanung einer Dampfturbinenanlage mit Wärmeauskopplung sollte jedoch die Chance einer langfristigen Weichenstellung erkannt und das Temperaturniveau des bestehenden oder geplanten Wärmeverteilsystems kritisch hinterfragt und intensiv auf Absenkmöglichkeiten hin untersucht werden.

6.1.2.3 Wärmepumpen

Im Zusammenhang niedriger Rücklauftemperaturen auf die Leistungsziffer von Wärmepumpen wird regelmäßig darauf verwiesen, dass alleine die Kondensationstemperatur einer Wärmepumpe und somit nur die Vorlauftemperatur über die Leistungsziffer entscheidet. Hier hilft aber der gedankliche Versuch weiter, eine Wärmepumpe, beispielsweise mit der Temperaturpaarung 30/40° C VL/RL durch zwei hintereinandergeschaltete Wärmepumpen mit den Temperaturpaarungen 20/30° C und 30/40° C zu ersetzen. Bei halbiertem Massenstrom wird die wärmere der beiden

Teilwärmepumpen dann die Hälfte der Antriebsenergie der erste Maschine benötigen, die kältere aber durch die um 10 K niedrigere Kondensationstemperatur weniger als die Hälfte.

In Messungen konnte W. Schenk zeigen, dass eine Wirkungsgradverbesserung mit sinkender Rücklauftemperatur auch bei einstufigen Wärmepumpen mit zeotropen Kältemitteln eintritt: pro K niedrigerer Rücklauftemperatur benötigt die Wärmepumpe 3,5% weniger Antriebsenergie zur Bereitstellung derselben Wärmemenge /Sche/. Demzufolge entscheidet nicht alleine die Vorlauftemperatur, sondern das arithmetische Mittel zwischen Vor- und Rücklauftemperatur über die Leistungsziffer dieser Wärmepumpe.

6.1.2.4 Solarenergienutzung

Jeder Solarkollektor weist eine mehr oder weniger starke Wirkungsgrad-Abhängigkeit von der mittleren Durchflusstemperatur auf. Abb. 6.4 zeigt diesen Zusammenhang exemplarisch und verdeutlicht, dass gerade bei weniger starker Sonneneinstrahlung (bewölkter Himmel, Globalstrahlung 400 W/m²) ein niedriges Nutzungs-Temperatur-Niveau geradezu die Voraussetzung für eine Kollektornutzung darstellt.

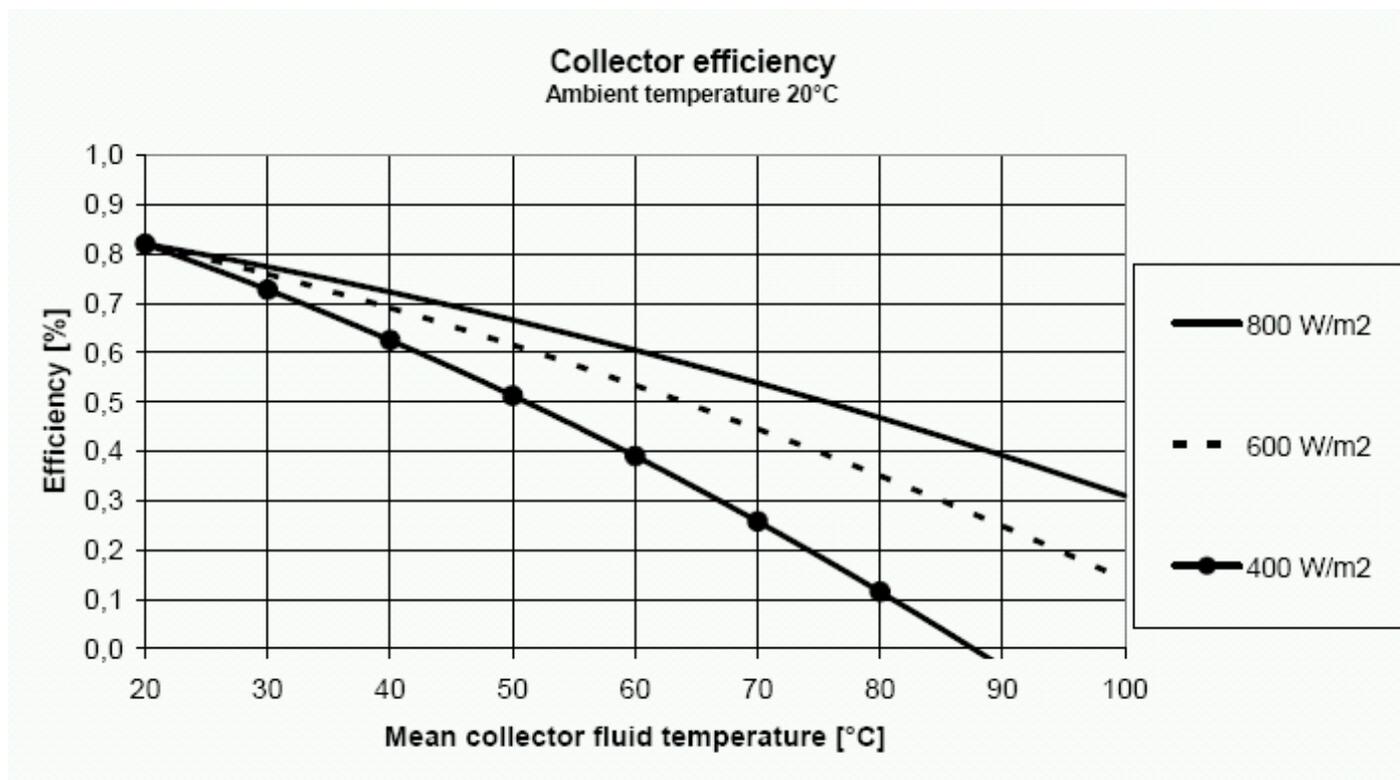


Abb. 6.4 Wirkungsgrad eines typischen Flachkollektors bei 20°C Umgebungstemperatur über der mittleren Kollektor-Durchfluss-Temperatur; (Quelle: www)

Versucht man, Solarwärme saisonal zu speichern, wie das in Projekten zur solaren Nahwärme immer wieder praktiziert wurde, so verbessert sich mit

sinkender Rücklauf­temperatur nicht nur der Kollektor-Wirkungsgrad, sondern auch die Speichereffektivität. Aus Forschungsarbeiten zu diversen solaren Nahwärmeprojekten konnte N. Fisch die griffige Faustformel ableiten, wonach pro K niedrigerer Rücklauf­temperatur die solare Deckungsquote um einen Prozentpunkt steigt /Fisch/. Im Erfahrungsbericht für das solare Nahwärmeprojekt Wiggenhausen ist abschließend sogar von 13% höherem solarem Deckungsanteil bei durchschnittlich 5 K niedrigerer Netzrücklauf­temperatur die Rede /Man/.

6.1.2.5 Geothermalwärmennutzung

Tiefengeothermalbohrungen erfolgen im Süddeutschen Molassebecken in der Regel durch Abteufen zweier Bohrungen (Dublette) in eine Tiefe von ca. 3.000 m (auf der Höhe von München); In Messungen wird dann die Thermalwasser-Schüttung und –Temperatur der beiden Bohrungen verglichen und die in Summe bessere Bohrung zur Förderbohrung, die andere zur Reinjektionsbohrung erklärt

(Das genehmigende Wasserwirtschaftsamt ist bei derartigen Projekten sehr darauf bedacht, dass stets die entnommene Wassermenge dem Entnahmehorizont in einigem horizontalem Abstand auch wieder zugeführt wird).

Die zur Gebäudeheizung nutzbare Wärmemenge ergibt sich dann aus

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c \cdot (T_1 - T_2)$$

mit \dot{Q} = Wärmeleistung

\dot{m} = Thermalwasserstrom

c = Wärmekapazität von Wasser

T_1 = Thermalwasser-Förder-Temperatur

T_2 = Thermalwasser-Reinjektions-Temperatur

Da die Parameter \dot{m} , c und T_1 konstant sind, lässt sich die erzielbare Wärmeleistung nur durch T_2 beeinflussen. Abb. 6.5 stellt die im Geothermalsystem Riem bei einer gegebenen Schüttung von 70 l/s und einer gegebenen Fördertemperatur von 93° C erzielbare Wärmeleistung neben den im Jahresverlauf tatsächlich gemessenen Rücklauf­temperaturen des Fernwärmenetzes dar.

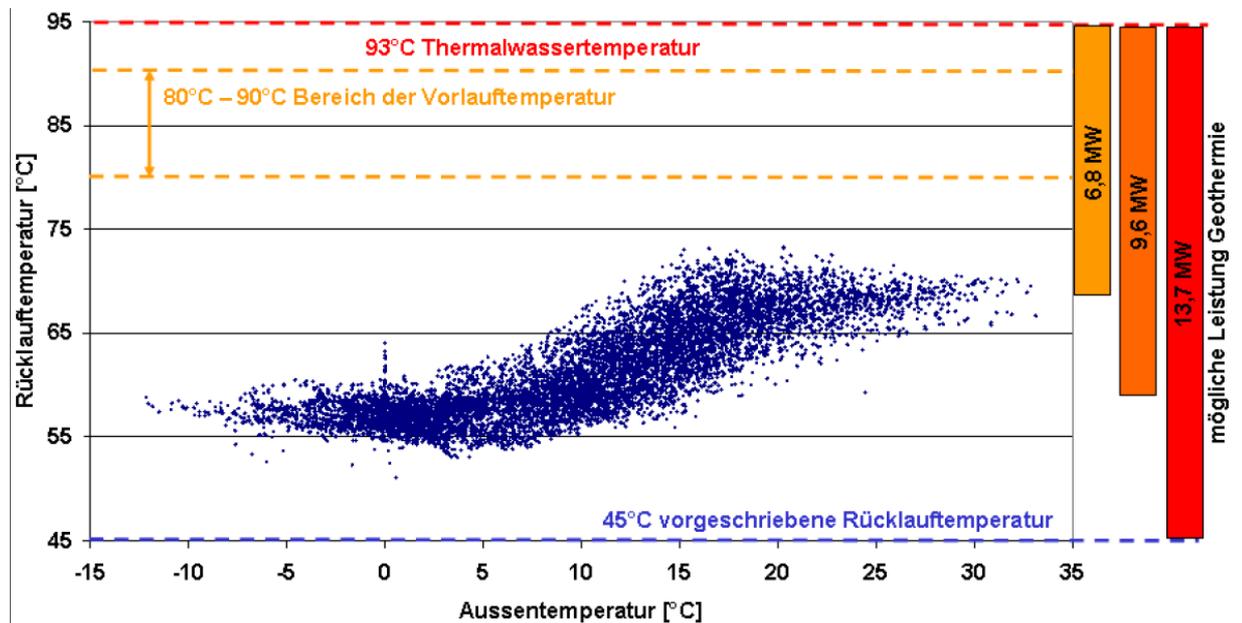


Abb. 6.5 LeistungseinbuÙe der Geothermalbohrung Neu-Riem durch zu hohe Rücklauftemperaturen /Teu/

Ob die von den Stadtwerken München bis zum Jahr 2040 anvisierte möglichst weitgehende Umstellung der Fernwärmeerzeugung von fossiler auf geothermale Energie gelingen kann, hängt somit maßgeblich von der bis dahin erreichten Absenkung der Fernwärmerücklauftemperaturen ab. Das Ziel geothermaler Wärmeeinspeisung stellt für die Stadtwerke München die zentrale Motivation zur Rücklauftemperaturabsenkung dar.

5.1.2 Vorteile niedriger Netztemperatur bei der Netzverlegung

Erdverlegte Fernwärmeleitungen bauen im Betrieb durch ihre thermische Dehnung innere Spannungen auf, die teilweise (im sog. Haftbereich) an das umgebende Erdreich abgegeben werden, teilweise aber auch (im sog. Gleitbereich) zu Hin- und Her-Bewegungen im Sandbett führen. Um Spannungen bei Aufheizung und Abkühlung in den vom jeweiligen Rohrleitungsmaterial vorgegebenen Grenzen zu halten, ist es üblich, Fernwärmeleitungen mit Betriebstemperaturen über ca. 90° C vor dem Einsanden auf etwa halbe Maximaltemperatur bzw. –Spannung thermisch oder mechanisch vorzuspannen.

Die Leitung findet dann bei halber Maximaltemperatur ihren Null-Spannungszustand und kann sich bei weiterer Erwärmung dehnen (Druckspannung aufbauen), in Richtung eventueller Abkühlung auf Umgebungstemperatur zusammenziehen (Zugspannung aufbauen). Bleibt die Maximaltemperatur jedoch bei Werten unter ca. 90° C, so kann bei der Verlegung auf die aufwändige Vorspannung verzichtet werden („Kaltverlegung“).

5.1.3 Vorteile niedriger Temperaturen für die Druckhaltung

Die Druckhaltung erfüllt in geschlossenen Heizungssystemen mehrere Aufgaben die zur einwandfreien Funktion der Anlage und Sicherstellung der Wärmeversorgung notwendig sind.

- Der Druck im Heizungssystem mit allen angeschlossenen Teilen und Komponenten muss zuverlässig im zulässigen Bereich gehalten werden. Aus Sicherheitsgründen darf der maximal zulässige Druck an keinem Punkt der Anlage überschritten werden. Durch die Sicherstellung des Min-Druckes wird Ausdampfung, Unterdruck und Kavitation verhindert.
- Die Kompensation der Volumenänderung des Heizungswassers bei Temperaturänderungen.
- Vorhalten der Wasservorlage (Wasservolumen) zum Ausgleich von Wasserverlusten.
- Verhindert den Eintrag von Luft in das Heizungssystem
 - um Betriebsstörungen zu vermeiden und
 - längerfristig Schäden durch Korrosion zu verhindern.

Um die Druckhaltung richtig zu auszulegen, muss das gesamte Heizungssystem, d.h. alle Komponenten und Anlagenteile die von dem Heizungswasser durchströmt werden, in die Betrachtung einbezogen werden.

Die niedrigen Systemtemperaturen in einem LowEx System haben Auswirkungen auf die Auslegung und den Betrieb der Druckhaltung.

Vorteile:

- Einsatz von Membrangefäßen oder „kompressorgesteuerte“ Anlagen zur Druckhaltung möglich bzw. zulässig.
- Geringe Volumenänderung des Wassers beim Betrieb → Reduzierung des Wasservolumens in Druckhaltebehältern.
- Höhere geod. Höhenunterschiede können mit technisch einfacheren Druckhalteanlagen beherrscht werden. (Membrangefäße oder „kompressorgesteuerte“ Druckhalteanlagen)
- Bei niedrigen Vorlauftemperaturen und somit geringem Sattedampfdruck können bei gleicher Nenndruckstufe größere Förderhöhen der FW-Pumpen realisiert werden.
- Bei Vorlauftemperaturen $< 100\text{ °C}$ entfällt das „Kal tfahren“ des Netzes bei Reparaturen. Dies reduziert die Reparaturdauer und erhöht die Verfügbarkeit der Versorgung.

Nachteil:

- Wenn durch niedrige Vorlauftemperaturen eine geringe Temperaturspreizung möglich ist, führt dies zu größerem Anlageninhalt → Größere Druckhalte- bzw. Ausgleichsbehälter notwendig. Dieser Nachteil kann teilweise durch die geringere spezifische Ausdehnung kompensiert werden, siehe Pkt. 2 der Vorteile

5.1.4 Vorteile niedriger Temperaturen für den Kunden

Für den Endverbraucher bedeutet der Wechsel von konventioneller Hochtemperaturfernwärme zu einer zukunftsweisenden LowEx-Versorgung zunächst einen deutlichen Verlust an Vielseitigkeit: ließen sich mit den alten Temperaturen über 100° C noch problemlos Dampferzeuger, Kochkessel, Waschmaschinen und Absorptionskälteanlagen, vor allem aber kleinflächige Hochtemperatur-Heizkörper und zentrale Trinkwassererwärmungssysteme betreiben, fallen diese Anwendungsmöglichkeiten in LowEx-Netzen weitgehend weg. Als Ausgleich für im Zuge der Dampfnetzumrüstung wegfallende Hochtemperaturverbraucher bezahlten die Stadtwerke München ihren Kunden Abwrackprämien in Höhe von 50 € pro kW installierter Leistung für Absorptionskältemaschinen und 30 €/kW für Dampferzeuger und weitere Hochtemperaturverbraucher.

Sinken die Vorlauftemperaturen, muss der Kunde zunächst investieren: in Flächenheizung, größere Wärmeübertragungsflächen der Übergabestationen, dezentrale Trinkwassererwärmungssysteme, in eine verbesserte Regelungstechnik.

Profitieren kann er allenfalls von den positiven Nebeneffekten dieser technischen Neuerungen: höhere Behaglichkeit im Falle von Flächenheizsystemen im Vergleich zu Hochtemperatur-Heizkörpern, wegfallende Zirkulationsverluste und verringerte Gefährdung durch Legionellenwachstum im Fall von dezentraler Trinkwassererwärmung.

Für Kunden schwer vermittelbar ist z. B. auch die Tatsache, dass die Wärmekosten in einem solaren Nahwärmenetz nicht etwa niedriger, sondern tendenziell höher liegen als im benachbarten konventionellen Fernwärmenetz /Fisch/.

Bei der Projektentwicklung von LowEx-Netzen sollte dieser Zusammenhang den Kunden gegenüber von Anfang an klar kommuniziert werden: die Triebfeder zum Bau von LowEx-Wärme-Verteil-Systemen ist die ökologisch vorteilhafte Nutzung von emissionsfreien Niedertemperatur-Wärmequellen und die damit verbundenen langfristigen Wirtschaftlichkeit, nicht aber kurzfristig darstellbare Kundenvorteile.

5.2 Neukonzeption von LowEx-Netzen

Sowohl Flächenheizsysteme als auch dezentrale Trinkwasser-Erwärmungssysteme sind im Gebäudebestand bislang kaum vertreten. Deshalb erscheint die Neukonzeption von LowEx-Netzen mit Vorlauftemperaturen unter 60° C nur im Rahmen von Neubauvorhaben und Tortalsanierungen, beispielsweise im Rahmen von Flächenkonversionen, realistisch möglich.

Bei solchen Neuerschließungen ganzer Siedlungsquartiere stellt sich regelmäßig die Frage nach einem kommunalrechtlich durchaus möglichen Anschluss- und Benutzungszwang an ein neues Fernwärmenetz. Volkswirtschaftlich durchaus sinnvoll und betriebswirtschaftlich für den potenziellen Investor fast zwingend geboten erweist sich diese Maßnahme in der Praxis als extrem unbeliebt und damit schwer durchsetzbar.

Alternativ dazu können im Vorfeld einer Netzplanung vertragliche Regelungen mit dem Grundstückseigentümer bzw. Bauunternehmen getroffen werden. Ohne verlässliche vorherige Zusagen zur zukünftigen Anschlussdichte eines neuen Nahwärmenetzes kann die Kosten-Nutzen-Abwägung des Investors in Anbetracht der heute gegebenen Vielfalt an Möglichkeiten zur Wärmebereitstellung wohl kaum jemals zu einer Investitionsentscheidung führen. Auf den Sinn einer übergeordneten, behördlichen Wärmeleitplanung, etwa nach dänischem Vorbild, wurde in diesem Zusammenhang wiederholt hingewiesen.

6.2.1. Festlegung der Temperaturparameter

Nicht mehr zeitgemäß erscheint der Ansatz, sich bei der Festlegung des Vorlauftemperaturniveaus eines neuen Fernwärmenetzes am ungünstigsten bestehenden oder gar zukünftig denkbaren Hochtemperaturverbraucher wie Dampferzeugern, Kochkesseln, Galvanikbädern, Absorptionskältemaschinen usw. zu orientieren. Untersuchungen der Stadtwerke München im Vorfeld von Temperaturabsenkungsmaßnahmen einschließlich Dampfnetzumrüstung erbrachten regelmäßig Anteile von weniger als 5% Hochtemperaturverbraucher (>100° C) im Netz. In allen betrachteten Fällen erwies es sich als mittelfristig wirtschaftlicher, den Hochtemperaturverbraucher unter Kostenbeteiligung des Versorgers vom Netz abzukoppeln und zukünftig autark zu versorgen bzw. alternativ auf strom- bzw. gasversorgte Systeme umzustellen als die allgemeine Netztemperatur für diesen einen Kunden hochzuhalten.

Im Fall der Konzeption des geothermalversorgten Niedertemperaturnetzes Neu-Riem auf dem Gelände des alten Münchner Flughafens Riem wurde das Problem verbleibender Hochtemperaturverbraucher elegant durch Ausweisung eines fernwärmefreien gasversorgten Bauabschnittes im Osten des Areals (rot hinterlegte Fläche in Abb. 6.6) gelöst.

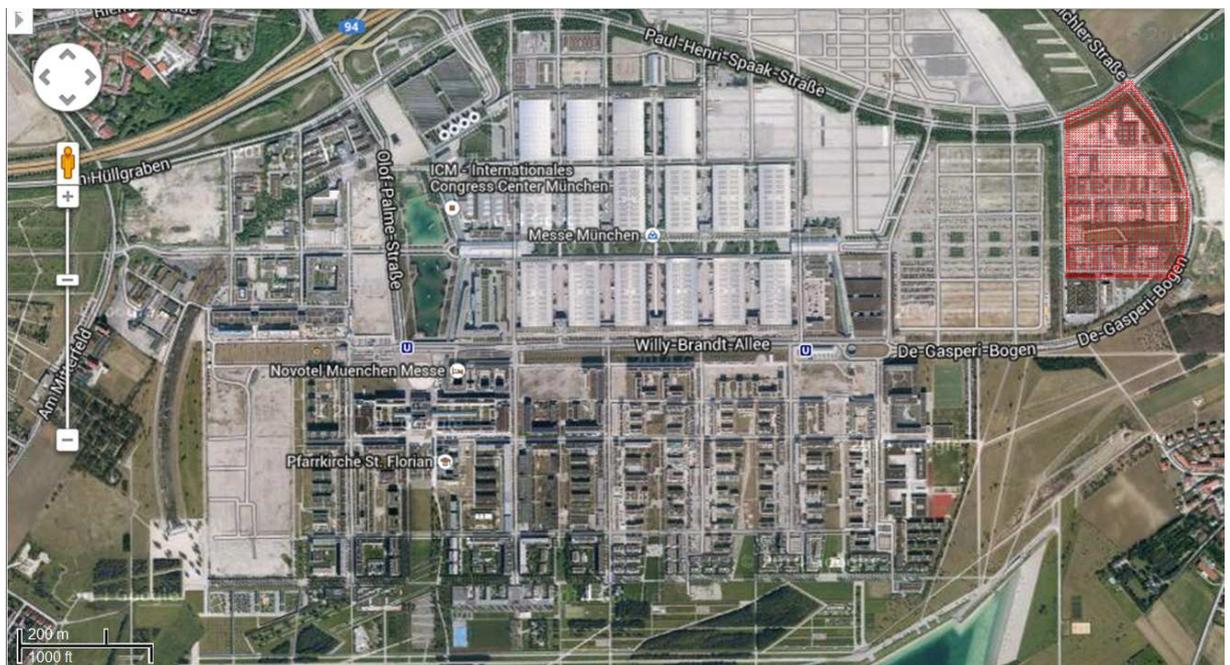


Abb. 6.6 Fläche des Niedertemperatur-Fernwärme-Netztes Neu-Riem mit ausgewiesenem gasverrohrtem Teilbereich für Hochtemperaturverbraucher; Kartenquelle: Google

Des Weiteren sollte bei der Wahl der Vorlauftemperatur der in der vorliegenden Studie wiederholt aufgezeigte Zusammenhang niedriger Rücklauftemperaturen mit hohen Vorlauftemperaturen Beachtung finden. Es konnte gezeigt werden, dass niedrigste Rücklauftemperaturen sowohl aus Heizkörpern (MP1) als auch aus Trinkwasser-Erwärmungs-Systemen (MP2) sehr viel leichter mit hohen Vorlauftemperaturen und den damit verbundenen kleinen Massenströmen erzielt werden können. Eine auch nur für den Sommer vorgesehene Beimischung von Kaltwasser in eine vorhandene Wärmequelle sollte somit im Vorfeld kritisch hinterfragt werden: Sie führt nicht nur direkt zur einer Spreizungsminderung und somit Volumenstromerhöhung im Verteilsystem, sondern kann auch indirekt durch kontraproduktive Erhöhung der Rücklauftemperatur die Spreizung ein zweites Mal reduzieren.

Während die Vorlauftemperatur eines Fernwärmenetzes vom Netzbetreiber eingestellt werden kann, ergibt sich die Rücklauftemperatur als Mischung aller Einzelmischkläufe aus den Kundenanlagen. Der Versorger kann hier immer nur Zielkorridore angeben und muss sich dabei strikt am vor Ort machbaren orientieren. Im Gebäudebestand mit Radiator/Konvektor Heizkörpern muss eine Rücklauftemperatur von 45°C nach wie vor als ambitioniert betrachtet werden, bei Neubauten mit Flächenheizsystemen (Fußbodenheizung) und zentraler Trinkwassererwärmung darf derzeit 35°C als technisch mit vertretbarem Aufwand machbar gelten. Rücklauftemperaturen von unter 30°C sind derzeit wohl ausschließlich durch die Kombination von Flächenheizung und dezentraler Trinkwassererwärmung zu erreichen. Abb. 6.7 dokumentiert die im ersten Halbjahr 2008 im Projekt „Solare Nahwärme Ackermannbogen“

mit Flächenheizsystemen und dezentraler Trinkwassererwärmung und einer Vorlauftemperatur von 60°C erreichte Rücklauftemperatur von 30°C

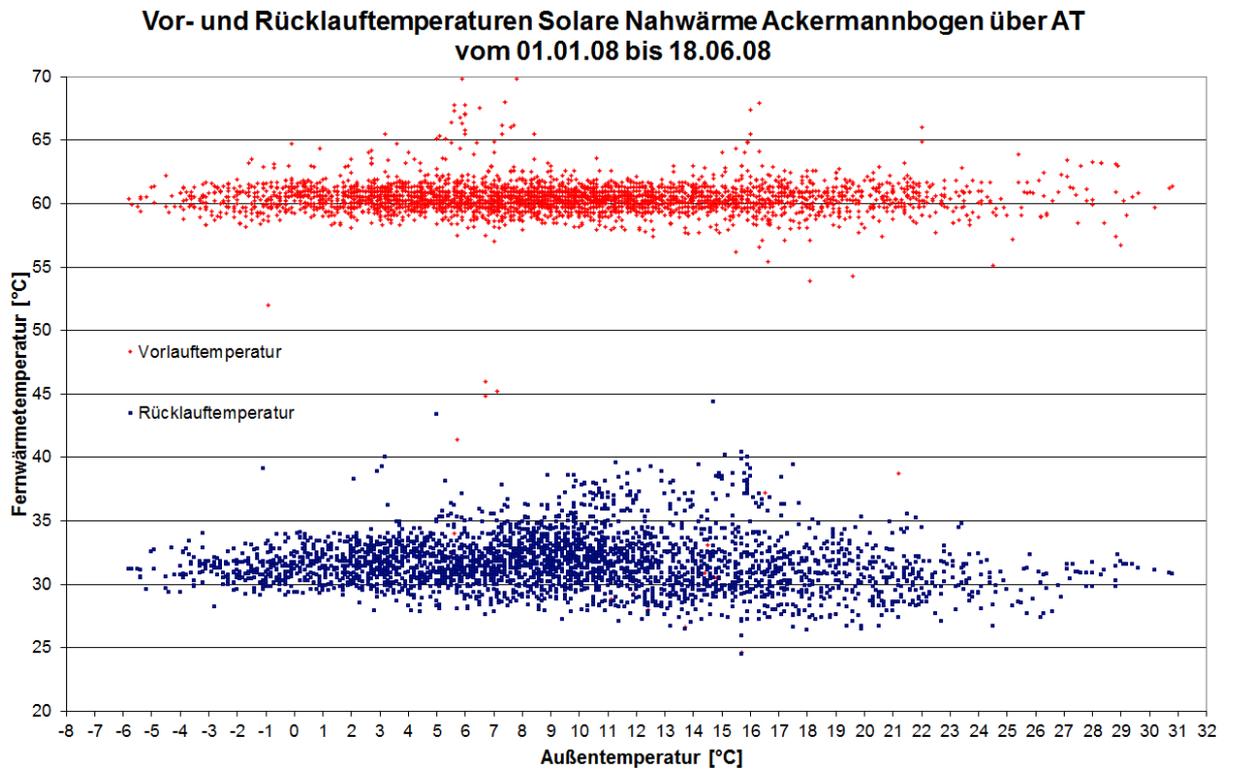


Abb. 6.7 Vor- und Rücklauftemperaturen Solare Nahwärme Ackermannbogen nach Einregulierung im 1. Halbjahr 2008

Bereits 2004 erreichten C. Fink und R. Riva im Rahmen eines Demonstrationsobjektes der AEE-Intec in einem Gebäude in Markt Hartmannsdorf Rücklauftemperaturen von unter 25°C /Fink/.

6.2.2 Maßnahmen zur Erzielung der angestrebten Rücklauftemperatur

6.2.2.1 Vertragliche Fixierung der Rücklauftemperatur

Ohne vorherige vertragliche Fixierung der zu erreichenden Rücklauftemperatur werden Bauträger, Planer und ausführende Firmen im Neubaubereich das Temperaturziel wohl selten mit der erforderlichen Sorgfalt und Beharrlichkeit verfolgen. Langjährig Erfahrungen der Stadtwerke München zeigen, dass die Einhaltung der vertraglich vereinbarten Rücklauftemperatur vom Versorger insbesondere in den ersten beiden Betriebsjahren nach Inbetriebnahme eines Fernwärme-Neu-Anschlusses messtechnisch überprüft werden sollte. Denn nur innerhalb der Gewährleistungsfrist besteht für den Bauherrn die Chance, die zu hohe Rücklauftemperatur bei seinem Auftragnehmer als Mangel geltend zu machen und Nachbesserungen zu fordern.

6.2.2.2 Größtmögliche wärmeabgebende Flächen, Flächenheizung

Wichtigster und entscheidender Bestandteil eines Niedertemperatur-Wärmeverteilnetzes sind größtmöglich dimensionierte wärmeabgebende Flächen. Dies gilt vor allem für die Gebäudeheizung, wo langfristig alle Raumumschließungsflächen als aktive Heizflächen genutzt werden sollten, also nicht nur die Böden sondern vermehrt auch Außenwände und perspektivisch die Zimmerdecken. Erst wenn sämtliche Raumumschließungsflächen mit warmwasserdurchströmten Heizleitungen ausgestattet sind, können die physikalischen Minima an erforderlicher Vorlauftemperatur und erzielbarer Rücklauftemperatur erreicht werden. Besonders im Nicht-Wohnungs-Bau haben Anlagen zur Thermischen Bauteilaktivierung (Betonkernaktivierung) mit Heizmedientemperaturen unter 28°C deutlich zugenommen /Erho/

6.2.2.3 Wahl des Trinkwassererwärmungssystems

Neben der Gebäudeheizung hat die Art der Trinkwassererwärmung einen erheblichen und wegen des rückläufigen Heizwärmebedarfs bei gleichbleibendem Warmwasserbedarf zukünftig noch weiter wachsenden Einfluss auf die erzielbare Rücklauftemperatur.

Trinkwassererwärmungssysteme in Deutschland müssen die Rahmenbedingungen des DVGW-Arbeitsblattes W 551 erfüllen /DVGW/. Dessen Anforderungen an zentrale und dezentrale Trinkwassererwärmungsanlagen in Großanlagen lassen sich etwa wie folgt zusammenfassen:

	zentrale TWE	dezentrale TWE
Wassererwärmung für Verbrauch	10 auf 60°C	10 auf ca. 48°C
Zirkulationserwärmung	55 auf 60°C	-

Tabelle 6.1 Aufgaben zentraler und dezentraler Trinkwassererwärmungsanlagen gemäß /DVGW/

Wie durch zahlreiche Messungen in Münchner Gebäuden im Rahmen des vorliegenden Forschungsvorhabens gezeigt werden konnte, liegt der Energieverbrauchsanteil für Zirkulation bei zentralen Trinkwassererwärmungsanlagen in der Regel mindestens auf gleichem Niveau wie der Energieanteil für verbrauchtes Warmwasser.

Vor diesem Hintergrund wird klar, dass mit dezentralen Trinkwassererwärmungsanlagen nicht nur wegen der niedrigeren möglichen Zieltemperatur (ca. 45 bis 48 statt 60° C) sondern vor allem aufgrund der wegfallenden Zirkulationserwärmung deutlich leichter Rücklauftemperaturen um 30°C erreicht werden können als mit zentraler TWE.

Deshalb erscheint es bei der Ausweisung neuer Nahwärmenetze durchaus vorteilhaft, dezentrale Trinkwassererwärmungsanlagen obligatorisch fest zu schreiben oder aber durch Beschränkung der Netz-Vorlauf-Temperatur auf max. 60°C die Installation zentraler TWE-Anlagen faktisch auszuschließen.

Mit gezielter finanzieller Förderung dezentraler Trinkwasser-Erwärmungs-Anlagen lassen sich die oben genannten dirigistischen Maßnahmen umgehen.

6.2.2.4 vertraulich

6.2.2.5. Beratung zu technischen Möglichkeiten

Mit der seit Jahren wachsenden Aufmerksamkeit der Wärmebranche für das Thema Rücklauftemperatur ist auch die Zahl von Veröffentlichungen, Ratgebern und Studien zur Auskühlungsproblematik kontinuierlich gestiegen. Darin werden nicht nur technische Möglichkeiten zur Rücklauf Temperaturabsenkung angesprochen sondern regelmäßig auch typische Fehler bei Planung, Ausführung und Betrieb wärmetechnischer Anlagen benannt. Es scheint also weniger an Veröffentlichungen als an der geeigneten Vermittlung dieser Erkenntnisse an die Adressaten zu mangeln. Versorgungsunternehmen müssen ihre Verantwortung wahrnehmen, die teilweise verstreuten Informationen zu sammeln und in gut verständlicher Form z. B. anhand von Vorzeigeobjekten an Bauträger, Planer und Heizungsbauer weiter zu geben.

6.2.2.6 Technische Möglichkeiten zur Erzielung niedriger Rücklauftemperaturen

Zu den in der Literatur genannten Möglichkeiten zählen:

- Vollständige Vermeidung von Überströmung von Vorlaufwasser in den Rücklauf /Zai1/
- Vermeidung von Hydraulischen Weichen /Zai1/
- Hydraulischer Abgleich für Heizung u. Trinkwarmwasser /Zai3/
- Betrieb von Wärmeübertrager ausschließlich im Gegenstrom /Krei/
- Auslegung von Wärmetauscherflächen auch für Teillastbetrieb /Zai2/
- Beseitigung von Verschmutzungen an Wärmetauscherflächen /Zai2/
- Vermeidung nicht vollständig schließender Regelventile /Krei/
- Vermeidung von Einrohrheizungen /Krei/
- Vermeidung von Warmwasserspeichern mit innenliegendem Wärmeübertrager /Krei/
- Vermeidung von Naturzirkulation durch Thermosyphon an Speichern /Strei2/
- Verbesserung der Temperaturschichtung in Speichern durch turbulenzarme Beladung /Zeis/
- Richtige Positionierung von Temperaturfühlern, Vermeidung von Anlegefühlern /Krei/
- Verwendung seriell statt parallel durchströmter Heizkörper /Zai2/
- Kaskadische Nachschaltung von Niedertemperatur-Heizkreisen /Zai2/
- Temporäre Konvektionserhöhung an Heizkörpern mit DBE-Ventilatoren /Jaga/

Darüber hinaus wurden in der vorliegenden Studie folgende Ansätze erarbeitet bzw. vertieft:

- Druckverlustarme Wärmeverteilung mit hohen Vorlauftemperaturen
- Pumpenförderhöhen minimieren

- Vermeidung mehrerer Thermostatventile in einem Raum
- Mehrstufige Trinkwassererwärmung mit Energiespeicherung
- Zirkulationsminimierung proportional zur Warmwasserzapfung
- Nutzung des Rest-Wärme-Inhalts des Heizwassers zur Zirkulationsnachheizung

Der erstgenannten Vermeidung von Überströmung in den Rücklauf kommt bei der Rücklauftemperaturminimierung eine zentrale Bedeutung zu. Dabei darf keineswegs nur an offensichtliche Netzüberströmventile an Netzenden, an Vorlaufverteiltern oder in ausgeschalteten Luftherhitzern gedacht werden. Zaitschek /Zai1/ weist auf diverse schleichende Überströmungsmöglichkeiten hin:

- defekte Regelventile
- ungeeignete Beimischschaltung (Drei-Wege-Ventil im Rücklauf),
- Fehlzirkulation durch fehlende oder defekte Rückschlagklappe
- restgeöffnete Primärventile trotz fehlender sekundärseitiger Wärmeabnahme
- Fehlzirkulation durch Vierwegeventil
- Überflüssige Zubringerpumpe zwischen Wärmetauscher und Vorlaufverteiler
- Leckrate von Dreiwege-Mischer (1% des kvs-Wertes)

Beim Auffinden der vorgenannten versteckten Überströmungen erweisen sich thermografische Kameras als hilfreich.

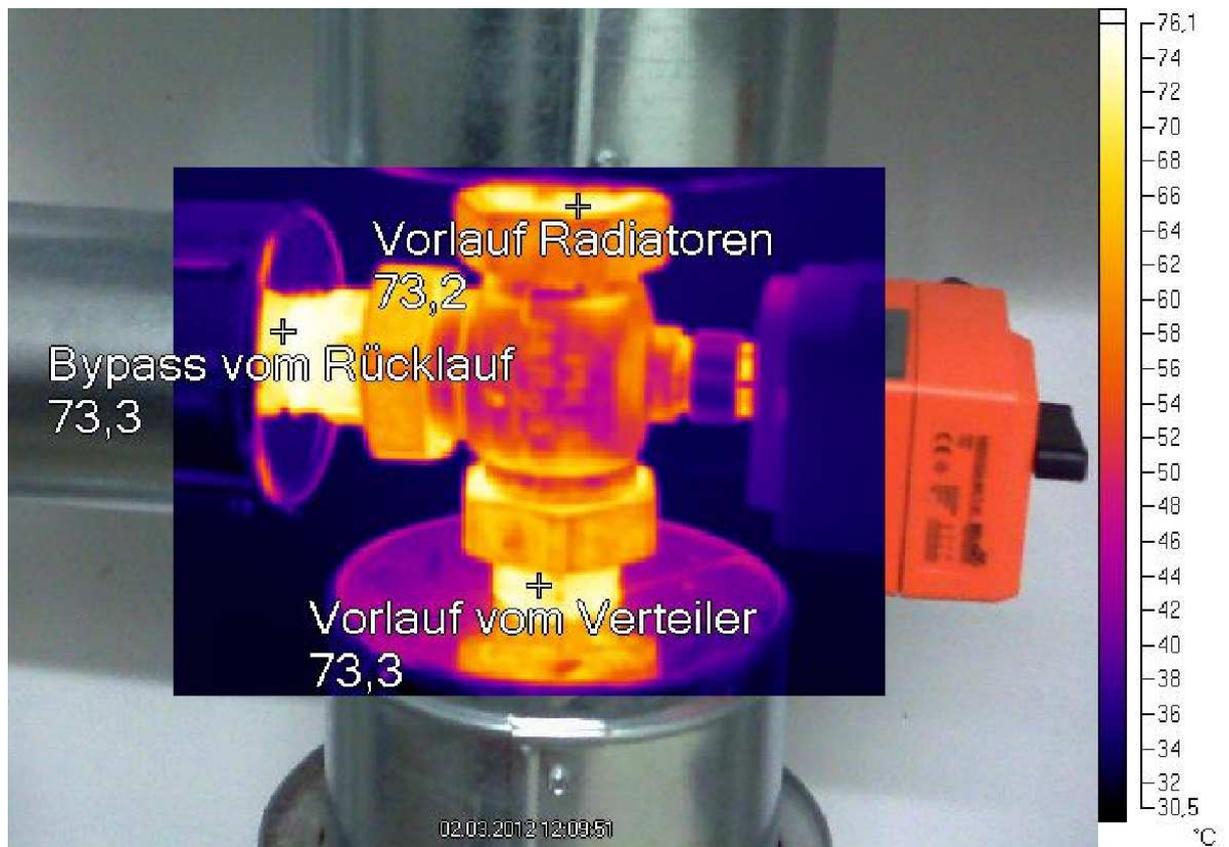


Abb. 6.9 Beispiel einer Fehlströmung von Vorlaufwasser in den Rücklauf (nach links), aufgefunden mit Hilfe von Thermographie (Quelle IB Giglinger)

6.3 Temperaturabsenkung in bestehenden Netzen

Langfristig dürfen die Bestrebungen zu niedrigsten Netztemperaturen nicht auf die seltenen Fälle von Netzneukonzeptionen beschränkt bleiben sondern müssen auf die Masse bestehender Wärmeverteilnetze ausgeweitet werden.

6.3.1 Vorlauftemperaturabsenkung im Bestand

Den Möglichkeiten zur Vorlauftemperaturabsenkung im Bestand sind in der Praxis aus zwei Gründen enge Grenzen gesetzt:

- Vorlauftemperaturabsenkung vermindert die Spreizung; dies hat bei vorausgesetzter unveränderter Last eine Volumenstromerhöhung mit einhergehender Druckverlusterhöhung im Quadrat mit dem Volumenstrom zur Folge. Die Druckverlusterhöhungen können häufig nur bedingt durch größere Pumpen ausgeglichen werden. Häufig werden auch gezielte Netzerweiterungen (z. B. Dritter Leiter, Maschenschlüsse, Trassenaustausch) erforderlich.

- Für bestehende Kunden könnte eine abgesenkten Vorlauftemperatur nicht ausreichend sein, wenn entweder das Temperaturniveau von Teilen ihres Wärmebedarfs (z. B. Kochkessel, Dampfumformer, Wasch- und Spülmaschinen, Torluftschleieranlagen, 90/70-Heizsysteme) oberhalb der abgesenkten Vorlauftemperatur liegen oder ihre Wärmetauscheranlagen auf ein hohes treibendes Temperaturgefälle ausgelegt sind. Im ersten Fall müssen die Hochtemperaturverbraucher eliminiert oder zukünftig mit alternativen Wärmeerzeugern versorgt werden, im zweiten Fall genügt erfahrungsgemäß der Austausch oder die Ergänzung der Wärmetauscheranlage durch eine Anlage mit mehr Wärmeübertragungsfläche.
- Wegen der meist schon bestehenden gleitenden Vorlauftemperaturfahrweise bleibt der Nutzen einer Absenkung des Vorlauftemperatur-Maximums häufig auf wenige Stunden im Jahr beschränkt.

Aus oben genannten Gründen sind Vorlauftemperaturabsenkungsmaßnahmen in der Regel mit hohen Begleitinvestitionen verbunden. Die entstehenden Kosten sind im Vorfeld sorgfältig gegen die erreichten Ziele gegenzurechnen. Erfolgreiche Vorlauftemperaturabsenkungen wie bei den Stadtwerken München in den Netzen Sendling und Freimann zeigen dabei regelmäßig, dass hier insbesondere der Schritt unter die Temperaturtoleranzgrenze von Kunststoffmantelrohr (um 140°) und der damit ermöglichte Abschied von Haubenkanal- und Stahlmantelrohrsystemen den wirtschaftlich entscheidenden Ausschlag für eine Vorlauftemperaturabsenkung geben kann.

Als wirtschaftlich entlastend für den Versorger erweist es sich, mögliche zukünftige Vorlauftemperaturabsenkungen in neuen Versorgungsverträgen bereits anzukündigen, also z. B. die Belieferung von Wärmeverbrauchern oberhalb eines bestimmten Temperaturniveaus vertraglich auszuschließen oder zu befristen und neue Wärmetauscheranlagen bereits auf niedrigere Vorlauftemperaturen auslegen zu lassen, obwohl faktisch noch die höhere Temperatur gefahren wird.

6.3.2 Rücklauftemperaturabsenkung im Bestand

Im Gegensatz zur Vorlauftemperaturabsenkung hat eine Rücklauftemperaturabsenkung für den Versorger praktisch ausnahmslos positive Auswirkungen und ist jederzeit auch sukzessive im Bestand durchführbar.

Dabei erscheint es unumgänglich, die Vielzahl der Wärmeverbraucher in einer sinnvollen Reihenfolge abzarbeiten.

6.3.2.1 Bedeutung des heißesten Rückspeisers

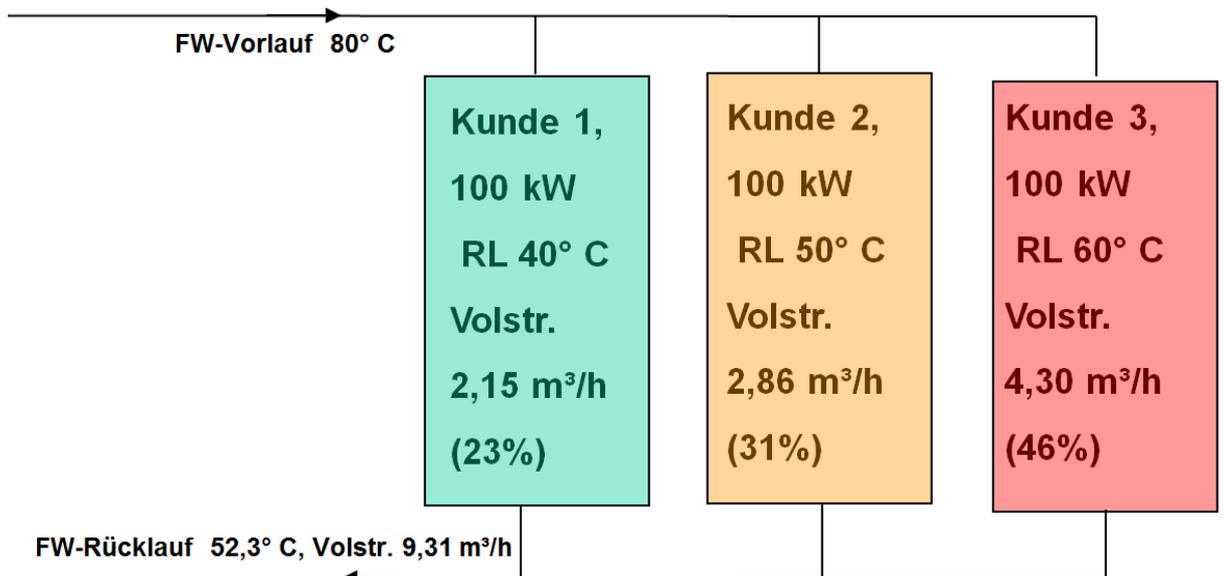


Abb. 6.10 Schematisches Wärmeverteilnetz mit drei Kunden gleicher Leistung und unterschiedlicher Rücklaufemperatur

Abb. 6.10 zeigt anhand eines Zahlenbeispiels, wie trotz gleicher Leistung der Kunde mit der höchsten Rücklaufemperatur (Kunde 3) aufgrund seines überhöhten Volumenstroms die Sammelrücklaufemperatur vom arithmetischen Mittel weg nach oben zieht.

Während eine Rücklaufemperaturabsenkung um ein Kelvin bei Kunde 1 von 40 auf 39° C die Sammelrücklaufemperatur lediglich um 0,157 K und bei Kunde 2 von 50 auf 49° C nur um 0,278 K senkt, bewirkt eine 1 K niedrigere Rücklaufemperatur bei Kunde 3 (59 statt 60° C) im Sammelrücklauf eine um 0,622 K niedrigere Temperatur. Ein Kelvin Rücklaufemperaturabsenkung beim heißesten Rückspeiser greift somit fast viermal effizienter als beim kältesten, obwohl sie erfahrungsgemäß deutlich einfacher und somit preiswerter bewerkstelligt werden kann.

Darüber hinaus ist leicht nachvollziehbar, dass Kunden mit hohem Anschlusswert die Sammelrücklaufemperatur stärker beeinflussen als Bezieher kleiner Leistungen.

Zentrale Aufgabe zu Beginn von rücklaufemperatur-senkenden Maßnahmen im Bestand muss also sein, Kunden mit hohem Anschlusswert und hohen Rücklaufemperaturen zu identifizieren. Während der Anschlusswert sämtlicher Kunden dem Versorger bekannt sein muss, wird er in der Regel (noch) nicht das Rücklaufemperaturverhalten aller seiner Kunden kennen.

6.3.2.2 Identifizierung heißer Rückspeiser

Zu aufwändig und damit zu teuer erscheint hierzu der naheliegende Ansatz, die Rücklaufemperatur größerer Kunden regelmäßig vor Ort zu messen und zu protokollieren oder auch über Zählerfernauslesung kontinuierlich zu beobachten.

Einfacher und von findigen Versorgern bereits seit längerem beschritten ist der Weg, bei der Ablesung des Wärmemengenzählers den kumulierten Energiedurchsatz pro Zeiteinheit in MWh in ein Verhältnis zu setzen mit dem kumulierten Heizwasserdurchsatz in m³. Unter der Voraussetzung gleicher Vorlaufemperaturbedingungen und ähnlicher Nutzungsstruktur (außentemperaturabhängiger Temperaturbedarf) lassen sich durch Vergleich der so ermittelten Quotienten MWh/m³ mit erstaunlicher Treffsicherheit die mittleren Rücklauftemperaturen der einzelnen Kunden zurückrechnen und somit die heißesten Rückspeiser identifizieren.

Bei den Stadtwerken München wurden zu diesem Zweck zwischen den Jahren 2006 und 2009 zur Eichung ausgebaute Wärmemengenzähler mit einer Einsatzzeit von jeweils 5 Jahren nachträglich ausgelesen und die so gewonnenen Daten tabellarisch erfasst und analysiert. Durch Einbezug der Wärmekapazität von Wasser kann dabei auch direkt auf die mittlere Auskühlung während des Einbauzeitraums des Wärmemengenzählers geschlossen werden:

$$[\text{MWh}] \cdot 860 / [\text{m}^3] = \text{Delta-T [K]}$$

Die so gewonnenen Werte von Zählern eines Netzes (einheitlicher Vorlaufemperaturverlauf) können jeweils in einer Graphik zusammengefasst werden.

Abb. 6.11 zeigt das Ergebnis dieser Analyse für eine Charge von 139 Wärmemengenzählern aus dem Netz Innenstadt, hier für die Rechengröße „mittleres DT in [K] über der in 5 Jahren erfassten Wärmemenge in [MWh]. Punkte unterhalb der Linie des mittleren DT über alle 139 Zähler weisen eine unterdurchschnittliche Heizwasserauskühlung und somit eine überdurchschnittliche Rücklaufemperatur auf.

Punkte links im Bild repräsentieren Kleinkunden und sind wegen der relativ geringen Wärmeabnahme für Optimierungsansätze weniger interessant als Punkte am rechten Bildrand: alleine die beiden Kunden, deren Punkte in der rechten unteren Ecke der Grafik liegen, stehen für je 2,86% bzw. 2,78% der Summe der durch die 139 Zähler geflossenen Wärmearbeit bzw. 3,37% und 4,59% der Summe des Volumendurchsatzes.

Bei diesen beiden Kunden werden also Maßnahmen zur Absenkung der Rücklaufemperatur sich sehr viel stärker auf den Gesamtücklauf auswirken als bei Kunden, deren Punkte links unten liegen. Punkte am oberen Rand der Grafik bieten deutlich weniger Optimierungspotenzial, können aber evtl. als „Best-Practice-Beispiele“ eine Vorbildfunktion übernehmen.

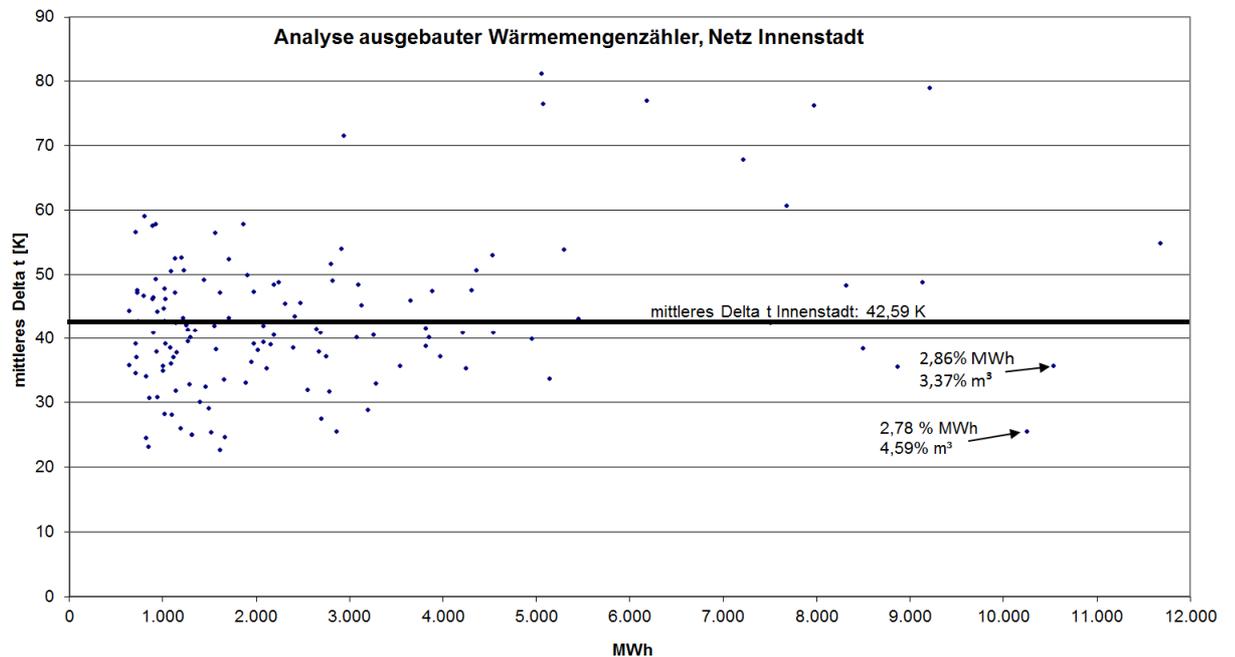


Abb. 6.11 Grafische Darstellung der über 5 Jahre ermittelten mittleren Heizwasserausköhlung einer Charge von 139 Wärmemengenzählern eines Wärmenetzes

Eine detaillierte Einführung darüber hinausgehende Möglichkeiten einer solchen Wärmemengenzähler-Analyse bietet die in /Zink/ beschriebene „Exess flow method“.

Wie in Maßnahmenpaket 3 der vorliegenden Studie ausführlich gezeigt werden konnte, bieten die in vielen modernen Wärmemengenzählern integrierten elektronischen Datenspeicher dem Versorgungsunternehmen eine ideale Grundlage, sich sehr preiswert einen ausreichend genauen Überblick über das Verhalten seiner Kunden insbesondere bezüglich der Rücklaufausköhlung zu verschaffen. So kann beispielsweise der Wärmemengenzähler Landis+Gyr Ultraheat 50 die gemittelten Stundenwerte von Vorlauftemperatur, Rücklauftemperatur und Volumenstrom der vergangenen 45 Tage über einen per Magnetkupplung aufgelegten Optokoppler an ein externes Datenspeichergerät, z. B. Laptop, übertragen. Ergänzt man die so gewonnene Datentabelle mit durch separate Messung gewonnenen Außentemperaturwerten, ermöglichen sich durch die Carpet-Plot-Methode übersichtliche und für den Fachmann sehr aussagekräftige grafische Darstellungen des Kundenverhaltens im Zeitverlauf.

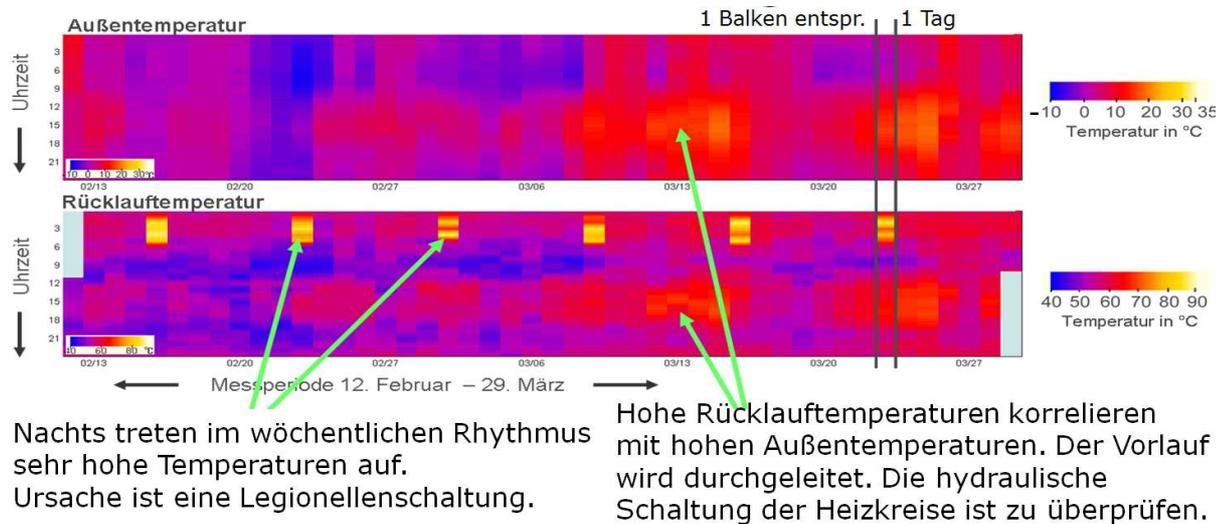


Abb. 6.12 Beispiel für einen aus aufbereiteten Wärmemengenzählerdaten gewonnenen Carpet-Plot mit Interpretation

Auch ohne die zur Erstellung von Carpet-Plots erforderliche Software lassen sich aus mit Außentemperaturdaten ergänzten Wärmetauscherdaten vergleichsweise leicht sehr aussagekräftige Scatter-Plots erzeugen, z. B. durch Darstellung der Fernwärme-Vor- und Rücklauftemperaturen über der Außentemperatur. Besonders aussagekräftig wird die Grafik, wenn dazu eine Wärmemengenzählerauslesung aus der Heizperiode mit einer zweiten, nicht notwendigerweise zeitlich unmittelbar folgende Schwachlastperiode kombiniert wird.

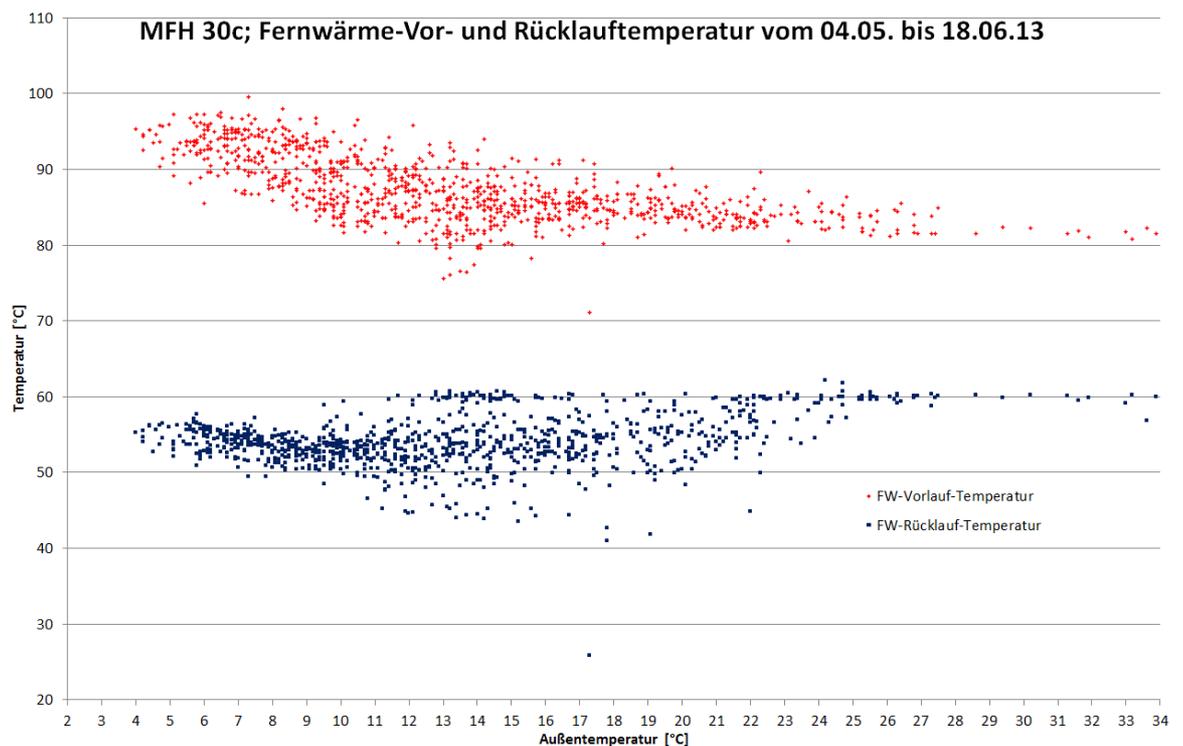


Abb. 6.13 Beispiel eines Scatterplots der Fernwärme-Vor- und Rücklauftemperaturen über der Außentemperatur

Geringe Rücklaufauskühlung im Winter lässt auf Probleme mit dem Heizsystem schließen, geringe Auskühlung im Sommer auf Probleme mit der Brauchwasserbereitung /Zink/. Im vorliegenden Beispiel liegt die Rücklauftemperatur bei hohen Außentemperaturen, also ohne Heizungseinfluss, bei 60° C, bei Außentemperaturen unter 20° C zieht der Heizungsrücklauf die Gesamt-Rücklauf-Temperatur in einen Bereich um 50° C. Das höhere Optimierungspotenzial bietet also hier eindeutig die Trinkwassererwärmung. Gelingt es, die Rücklauftemperatur aus der Trinkwassererwärmung ganzjährig auf Werte unter 50° C zu drücken, würde sich dies durch Mischung mit dem Rücklauf aus der Gebäudeheizung auch im Winter rücklauftemperaturabsenkend auswirken.

Bei zukünftig flächendeckendem Einsatz von Wärmemengenzählern mit Speicherfunktion wie erscheint es für Versorgungsunternehmen durchaus nicht utopisch, zukünftig von jedem größeren Kunden einen aussagekräftigen Rücklauf-Temperatur-Steckbrief ähnlich Abb. 6.13 zu erzeugen und so die meist knappen personellen und finanziellen Ressourcen des Unternehmens für Rücklauftemperatur-absenkende Maßnahmen noch gezielter und somit effizienter einsetzen zu können.

6.3.2.3 Wärmeversorgung aus dem Rücklauf

Zu recht wird dem Anschluss neuer Niedertemperatur-Wärmeverbraucher an den Fernwärme-Rücklauf branchenweit große Bedeutung beigemessen. Folgende Prinzipdarstellung erläutert den hohen rücklauftemperaturabsenkenden Effekt dieser Maßnahme, zeigt aber auch die dazu erforderlichen Voraussetzungen und die gegebenen Grenzen auf:

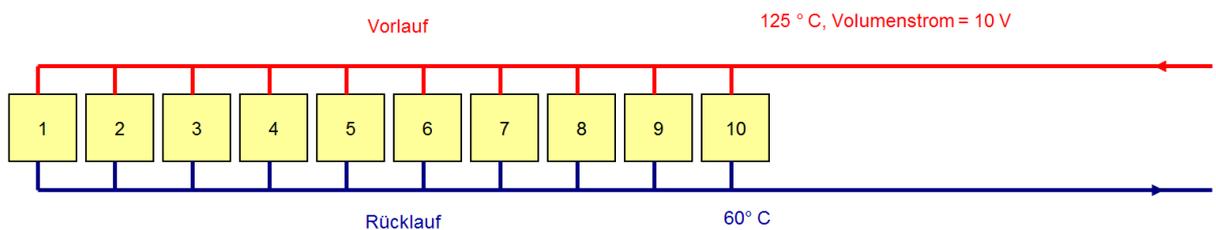


Abb. 6.14 Prinzipskizze eines Fernwärmenetzes mit 10 gleichartigen Verbrauchern mit 125° C Vorlauf- und 60° C Rücklauftemperatur

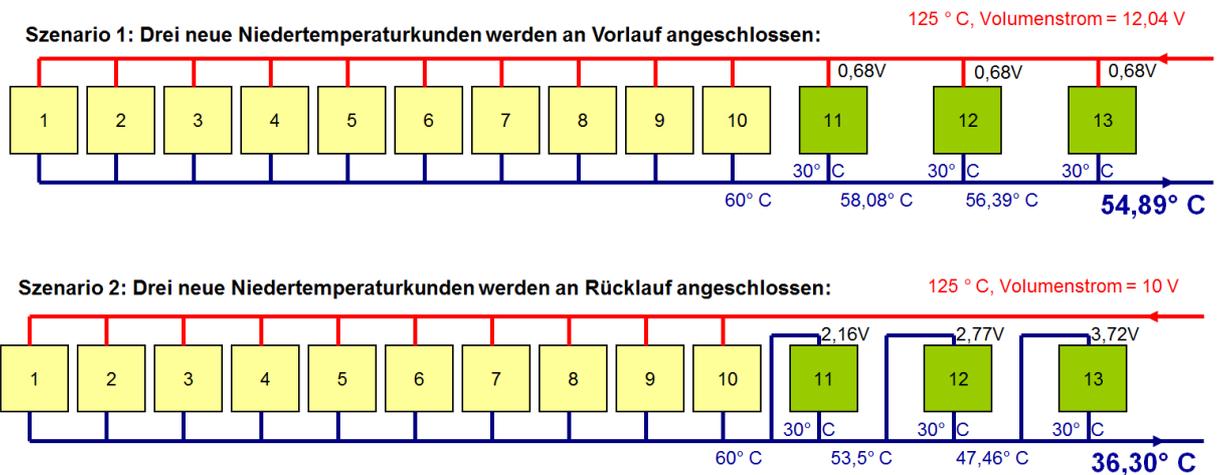


Abb. 6.15 Anschluss dreier neuer Niedertemperaturverbraucher gleicher Leistung an den Vorlauf (Szenario 1) und an den Rücklauf (Szenario 2)

Grundvoraussetzung für den Fernwärmanschluss an den Rücklauf ist das Vorhandensein einer ausreichend hohen Zahl an vorgelagerten Kunden mit (zuverlässig) hoher Rücklauftemperatur, im Beispiel der Abb. 5.14 zehn gleichartiger Kunden mit Spreizung 65 K, somit Rücklauftemperatur 60°C und Volumenstrom je 1V. Es ergibt sich rechts im Bild ein Sammelrücklauf mit Volumenstrom 10 V und Temperatur 60°C.

Schließt man an dieses System drei neue Niedertemperaturverbraucher gleicher Leistung, aber mit Temperaturniveau 45/30°C an den Vorlauf an, wird ein Volumenstrom von 12,04 V benötigt und es stellt sich eine Sammelrücklauftemperatur von 54,89°C ein (Szenario 1).

Werden die drei neuen Kunden aber jeweils an den Fernwärmerücklauf angeschlossen, so kann der Volumenstrom im Gesamtsystem unverändert bei 10 V bleiben, die Sammeltemperatur sinkt aber hinter dem letzten der drei neuen Verbraucher auf 36,30°C (Szenario 2).

Der Anschluss der Niedertemperaturverbraucher an den Rücklauf hat also einen wesentlich größeren Effekt auf den Sammelrücklauf als deren Anschluss an den Vorlauf.

Die Prinzipdarstellung macht zwei weitere Zwangspunkte deutlich:

- Rücklauftemperaturanschlüsse können nie am Netzschlechtpunkt (links von Kunde 1) sondern immer nur pumpennah (z. B. rechts von Kunde 10) erfolgen
- Für einen vierten Niedertemperaturkunden mit 45°C Vorlauftemperatur wäre die Sammelrücklauftemperatur hinter Kunde 13 mit 36,30°C nicht mehr ausreichend, spätestens Kunde 14 müsste also über ein Dreileitersystem an das Netz angeschlossen werden und einen großen Teil seines Wärmebedarfs aus dem Netzvorlauf decken.

Diese Überlegungen zeigen den hohen Nutzen, aber auch die Problematik eines Fernwärmeanschlusses an den Rücklauf. Für weiterführende Informationen zu diesem Thema wird auf AGFW-Arbeitsblatt FW 441 verwiesen.

6.3.2.4 Einfluss der Trinkwassererwärmung auf die Sammelrücklauf­temperatur

Welch erheblichen Einfluss die Trinkwassererwärmung auf die Sammelrücklauf­temperatur eines realen Fernwärmenetzes hat soll im Folgenden exemplarisch anhand von drei Betrachtungen von Volumenstrom, Leistung und Vor- und Rücklauf­temperaturen des zentralen Heizwassernetzes Innenstadt der Stadtwerke München im Jahr 2012 (Abb. 6.16 bis 6.18) gezeigt werden.

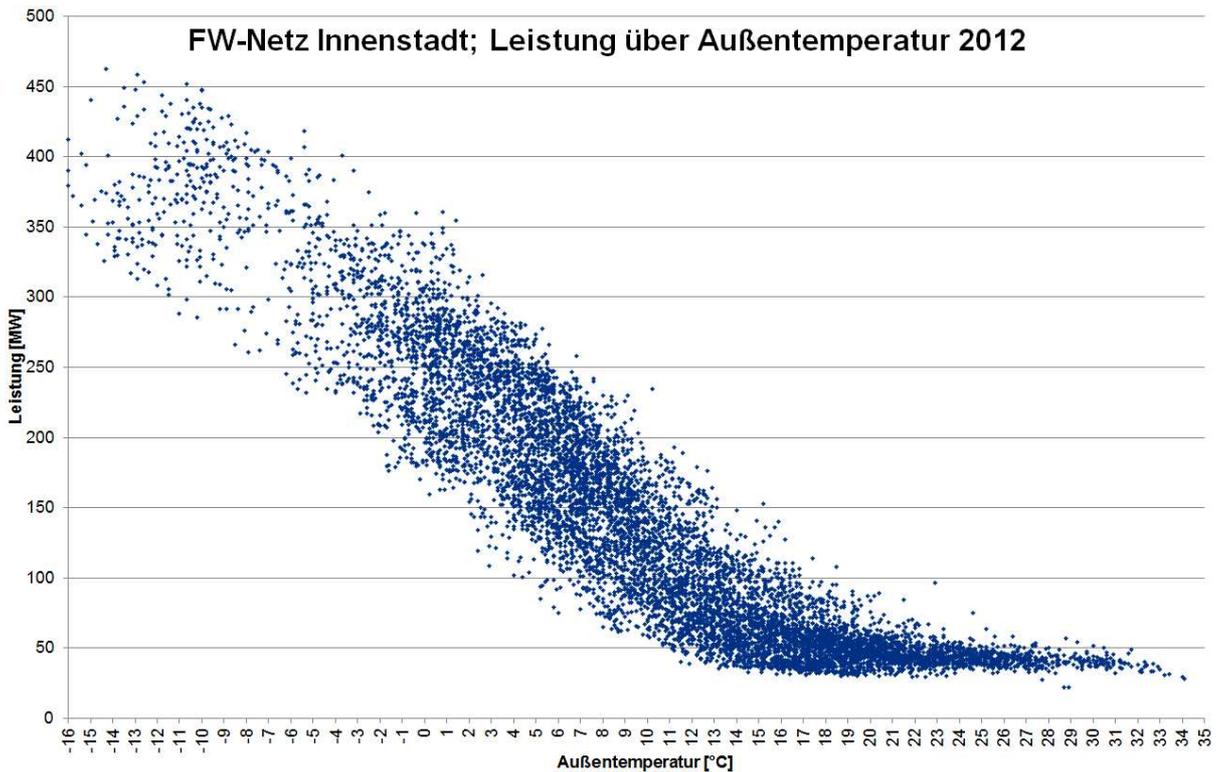


Abb. 6.16 Leistung über Außentemperatur im SWM-Fernwärmenetz Innenstadt 2012

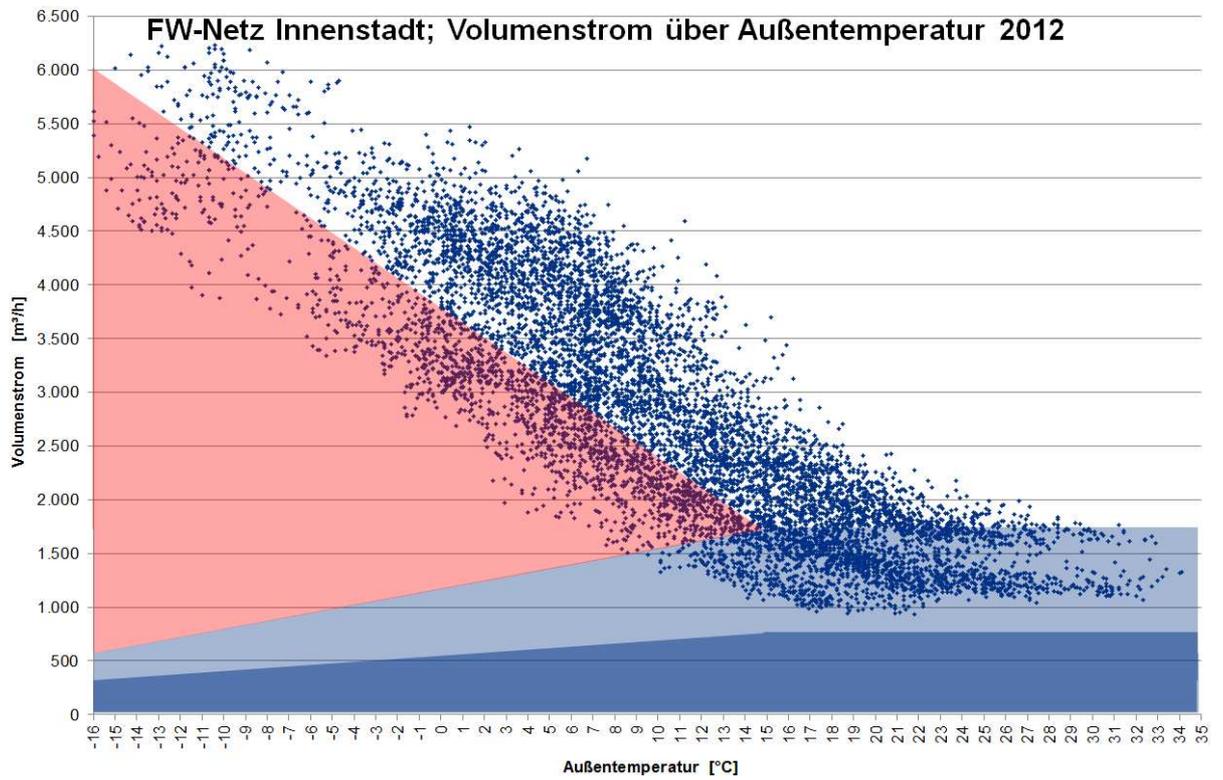


Abb. 6.17 Volumenstrom über Außentemperatur im SWM-Fernwärmenetz Innenstadt 2012

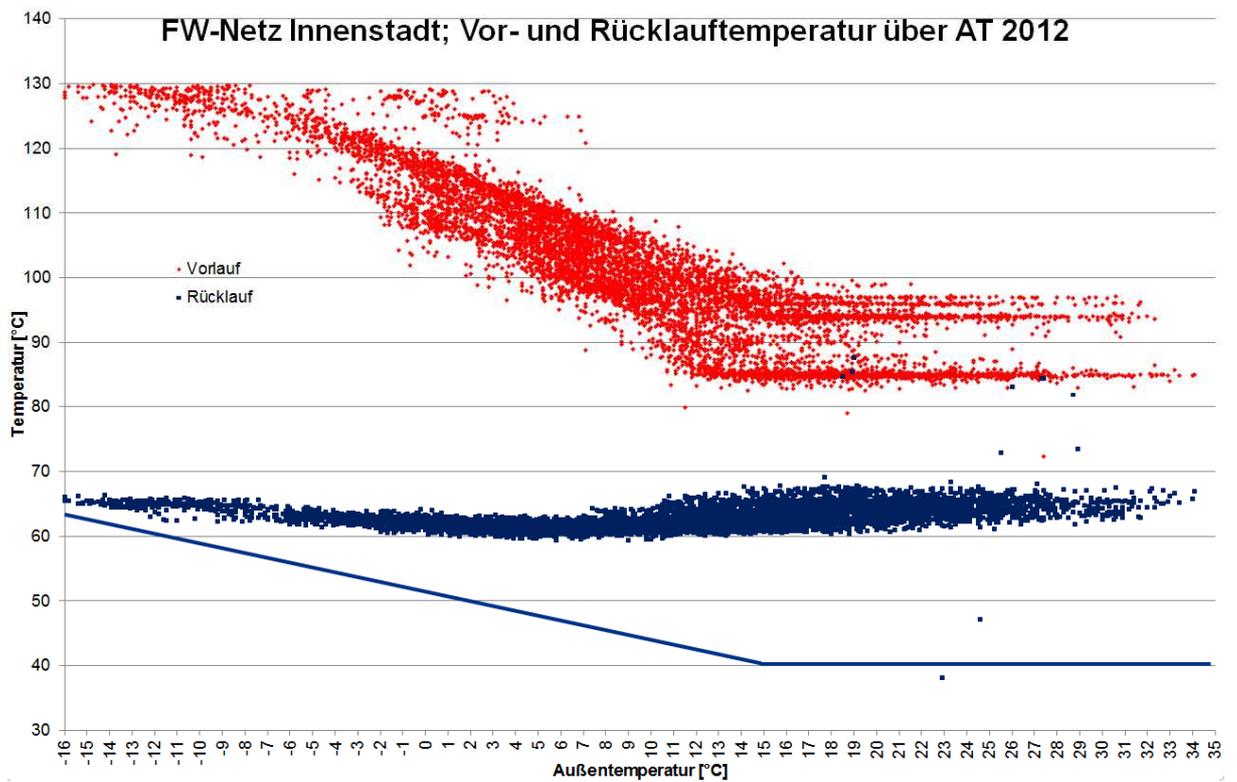


Abb. 6.18 Vor- und Rücklaufemperaturen im SWM-Fernwärmenetz Innenstadt 2012

Das Netz verbraucht ganzjährig ca. 40 MW für Warmwassererwärmung einschl. Netzverlusten (siehe Sommerlast, Abb. 6.16).

Dazu sind im Sommer bei VL 85° C und RL 65° C, Spreizung 20 K ca. 1.720 m³ Fernheizwasser erforderlich, im Auslegungsfall (-16° C) bei 128/65° C, Spreizung 63 K, braucht man 546 m³/h (blau hinterlegte Fläche in Abb. 6.17).

Der Rest von 6.000 m³/h – 546 m³/h = 5.454 m³/h wird für die außentemperaturabhängige Gebäudeheizung benötigt (margentafarben hinterlegte Fläche in Abb. 6.17).

Würden alle TWE-Systeme durch LowEx-Systeme mit im Sommer 40° C und im Winter 35° C Rücklaufemperatur ersetzt, würden für TWE im Sommer bei 85/40° C, Spreizung 45 K, 764 m³/h und im Winter bei 128/35° C, Spreizung 93 K, 370 m³/h verbraucht (dunkelblau hinterlegte Fläche in Abb. 6.17).

Mischen sich bei -16° C diese 370 m³/h 35-gradigen Wassers mit 5.454 m³/h 65-gradigem Heizungsrücklauf, so ergäbe sich eine Mischtemperatur von 63,1° C.

Im Außentemperaturbereich zwischen -16° C und +15° C (Heizgrenztemperatur) fällt die Sammelrücklaufemperatur linear zwischen 63,1° C und 40° C (dunkelblaue Linie in Abb. 6.18).

Im Geothermalnetz Neu-Riem der Stadtwerke München führt eine ähnliche Betrachtung zu dem in Abb. 6.19 als blaue Linie eingetragenen Rücklaufemperaturverlauf. Ergänzend zu den obigen Überlegungen muss hier als Zwischenschritt noch die Rücklaufemperatur aus Gebäudeheizung bei -7° C Außentemperatur rückwärts aus der Mischungsgleichung ermittelt werden. Sie beträgt bei 307 m³/h Rücklaufwasser aus Heizung und ganzjährig 143 m³/h Rücklaufwasser mit 67° C aus TWE und Netzverlusten ca. 54 °C.

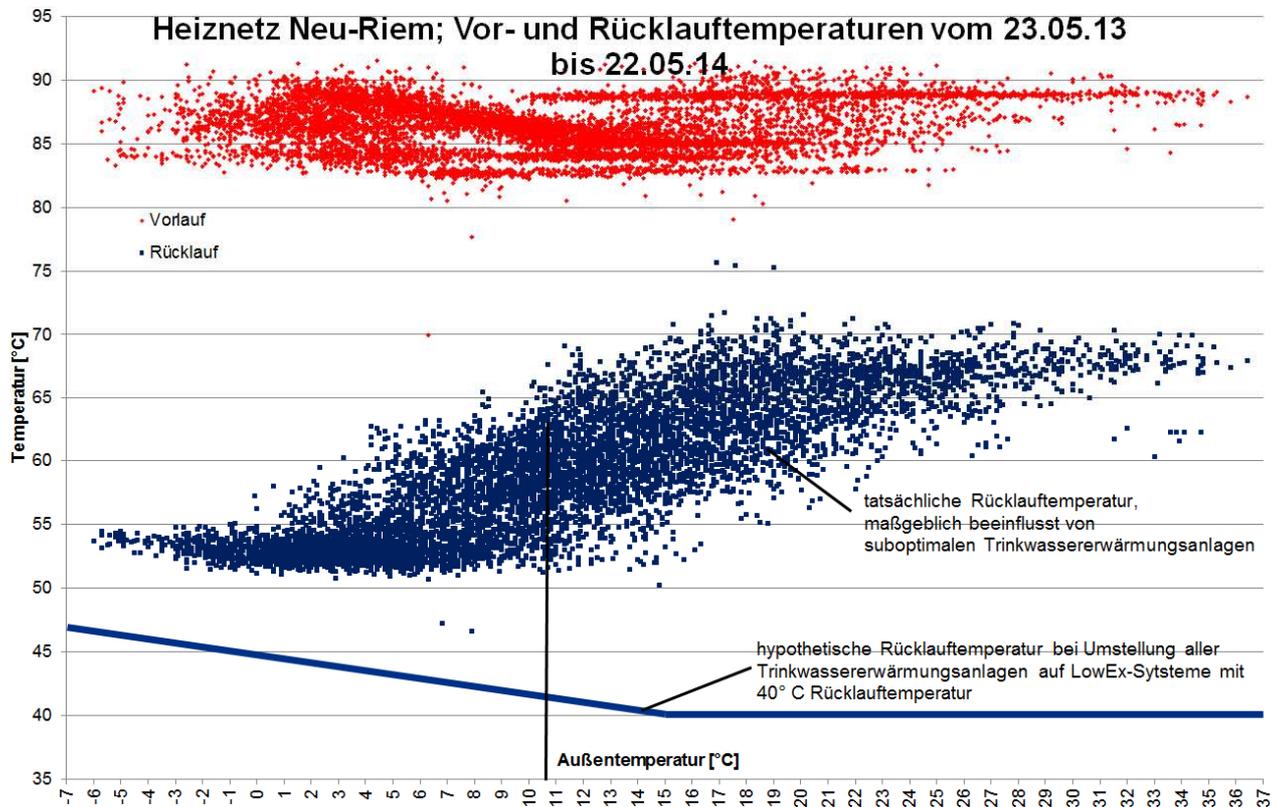


Abb. 6.19 Vor- und Rücklauftemperaturen im Geothermalnetz Neu-Riem 2013/14 mit errechneter Sammel-Rücklauf-Temperatur bei Trinkwassererwärmung mit ganzjährig 40° C Rücklauftemperatur (blaue Linie)

Während extreme Außentemperaturen an den beiden Rändern der Grafiken nur wenige Stunden im Jahr vorkommen und deshalb diese Betriebsbereiche wenig Relevanz auf die Gesamtleistung des Netzes haben, ist der Bereich um die Jahresmitteltemperatur (im vorliegenden Betrachtungszeitraum 10,8° C) wegen der Häufigkeit seines Eintretens entscheidend für die Wirtschaftlichkeit und Umweltfreundlichkeit des Netzbetriebes. In diesem betriebsrelevanten Außentemperaturbereich könnten also ohne jede Veränderung der Gebäudeheizung alleine durch Ersatz veralteter Trinkwassererwärmungssysteme durch innovative Schaltungen erhebliche Rücklauf-temperaturabsenkungspotenziale gehoben werden. Im gezeigten Beispiel des Netzes Neu-Riem betrüge die Absenkung über 15 K bei 10,8° C Jahresmitteltemperatur bzw. auf unter 45° C mittlerer Jahresrücklauf-temperatur.

Geht man weiterhin von einer Geothermalwasserschüttung von 70 l/s bei einer Temperatur von 92° C aus und veranschlagt je 4 K Grädigkeit des Geothermal-Wärmetauschers in Vorlauf und Rücklauf, so ergibt sich folgender Vergleich der erzielbaren Geothermalleistung:

Ist-Zustand: Geothermalwasserspreizung 88/62° C (26 K), Leistung 7,6 MW

Soll-Zustand: Geothermalwasserspreizung 88/49°C (39 K), Leistung 12,9 MW

Schneidet man diese beiden Grenzlinien möglicher Geothermalausbeute mit einer hypothetischen Jahresdauerlinie des Heiznetzes Neu-Riem im Endausbau (gewonnen durch zentrische Streckung der Jahresdauerlinie 2013/14 um Faktor 1,3), so ergibt sich als Integral unter der möglichen und oberhalb der tatsächlichen Geothermalausbeute (orange Fläche zwischen grüner und roter Linie sowie unter hellblauer Jahresdauerlinie) eine geothermale Mehrausbeute von über 19.000 MWh/a. (Abb. 6.20). Bewertet man eine MWh fossiler Zuheizung mit Gas mit 50 €/MWh, ergibt sich ein Einsparpotenzial von $19.000 \text{ MWh/a} \times 50 \text{ €/MWh} = 950 \text{ T€/a}$.

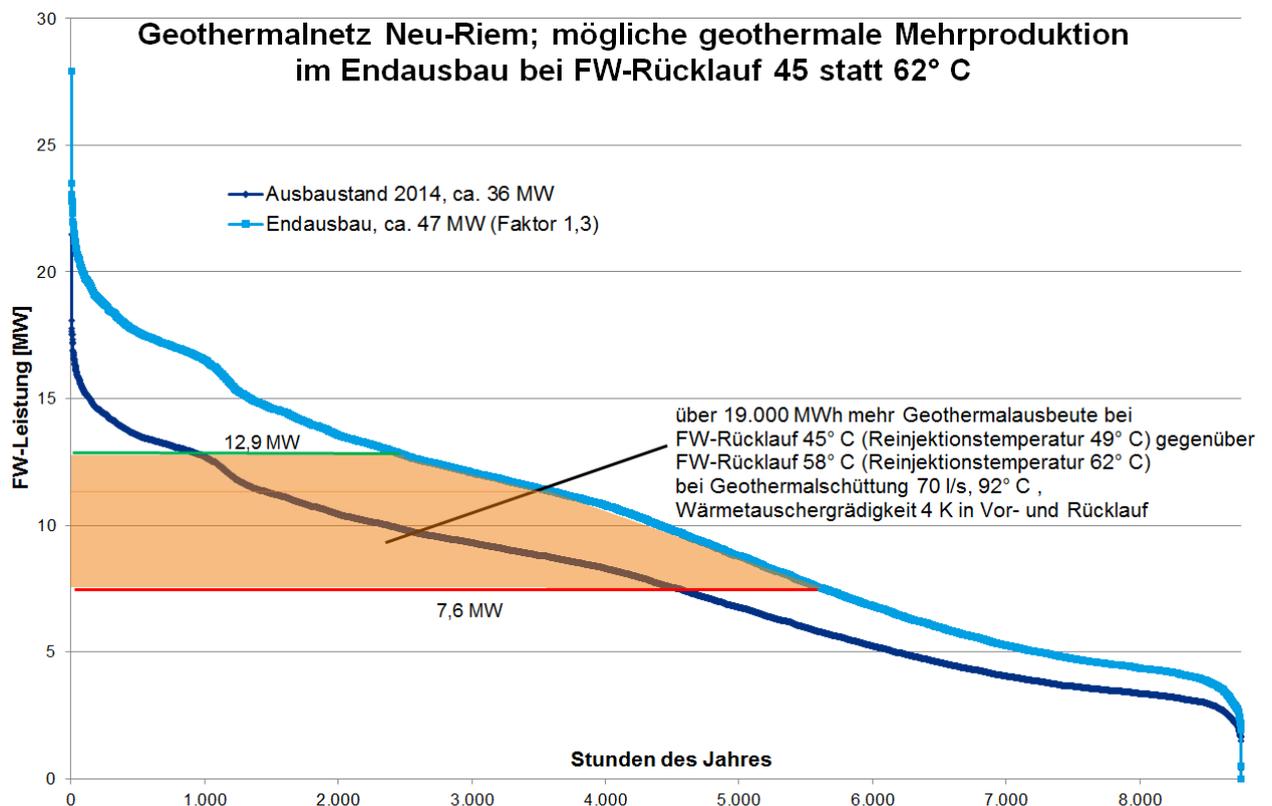


Abb. 6.20 Geothermale Mehrausbeute im Netz Neu-Riem bei RL 45 statt 62° C

Damit hätten auch Zuschüsse des Netzbetreibers an seine Kunden zur Motivation eines Austausches der Trinkwassererwärmungsanlage gegen ein LowEx-System durchaus ihre wirtschaftliche Berechtigung.

Wegen der aufgezeigten großen Bedeutung einer Trinkwassererwärmung mit niedrigsten Rücklauftemperaturen werden im abschließenden Kapitel die zentralen

Erkenntnisse zur bestmöglichen Konzeption solcher innovativer Trinkwassererwärmungssystemen in Form von Empfehlungen zusammengefasst.

6.4 Zentrale Trinkwassererwärmungssysteme mit niedrigen Rücklauftemperaturen

6.4.1 Gemessene Warmwasser-Bedarfs- und Zirkulationswerte

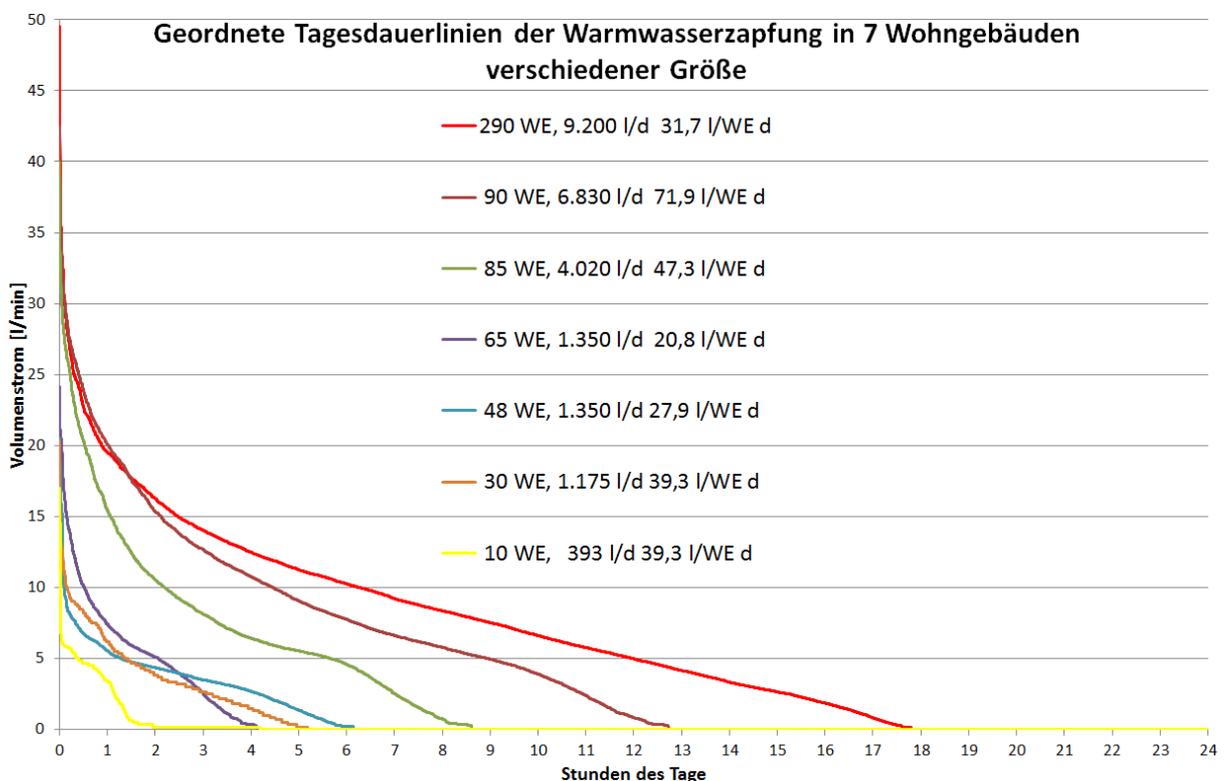


Abb. 6.21 Tagesdauerlinien gemessener Warmwasserverbräuche an typischen Wochentagen in Mehrfamilienhäusern mit verschiedenen Anzahlen von Wohneinheiten

Abb. 6.21 stellt geordnete Tagesdauerlinien von im 10 Sekunden-Takt gemessenen Warmwasserverbräuchen (bei 60°C) aus verschiedenen Münchener Mehrfamilienhäusern mit unterschiedlicher Anzahl von Wohneinheiten dar. Da es zwischen Wochenendtagen und Wochentagen nach wie vor gewisse Unterschiede im Zapfverhalten gibt, wurden keine Wochenend-Tage, sondern je ein typischer Wochentag pro Gebäudegröße dargestellt. Es fällt auf, dass sich die links in der Graphik dargestellten sekundenlangen Zapfspitzen von Gebäude zu Gebäude erstaunlich wenig unterscheiden und keineswegs proportional mit der Anzahl der Wohneinheiten ansteigen: während bereits im kleinsten vermessenen Gebäude mit 10 Wohneinheiten schon bis zu 17 l/min Warmwasser verbraucht werden, steigt diese Verbrauchsspitze beim größten vermessenen Gebäude mit 290 Wohneinheiten gerade mal auf knapp 50 l/min, also nur das 2,9-fache des

erstgenannten Wertes bei 29-facher Wohnungsanzahl. Dieses auch unter dem Begriff „Gleichzeitigkeitsfaktor der Warmwasserzapfung“ bekannte und gut dokumentierte Phänomen führt dazu, dass Durchflusssysteme zur Trinkwassererwärmung nicht proportional mit der Wohnungsanzahl bzw. Zapfstellenanzahl dimensioniert werden müssen. Man ist vielmehr gut beraten, sich bei der Auslegung des maximalen Durchflussvolumenstroms eher an diesen einschlägigen Gleichzeitigkeitsfaktoren bzw. im Optimalfall an objektbezogenen Messungen zu orientieren als an der Anzahl der Zapfstellen.

Abb. 6.21 zeigt weiterhin, dass sich Tagesdauerlinien mit zunehmender Anzahl von Wohneinheiten und Tagesverbrauch auf immer mehr Stunden des Tages verteilen: Während sich die Zapfungen bei 10 Wohneinheiten auf 2 Stunden des Tages konzentrieren, verteilen sie sich z. B. bei 95 Wohneinheiten auf gut die Hälfte des Tages. Bemerkenswert ist aber auch: In allen, auch den größten vermessenen Wohngebäuden sind während der (in der Grafik rechts dargestellten) Hälfte des Tages alle Zapfarmaturen geschlossen.

Den auf wenige Stunden des Tages beschränkten Warmwasser-Zapfungen steht ein in fast allen vermessenen Gebäuden ganztägiger Zirkulationsvolumenstrom von erheblicher Größenordnung gegenüber.

	Anzahl Wohneinheiten	Anschlußwert	max. Tagesverbrauch TWW	max. WW-Tages-Verbrauch pro Wohnung	10 bzw. 15-Sek. TW-Verbrauchsspitze	mittlerer Zirkulationsvolumenstrom	Zirkulationsvolumen am Tag	Verhältnis Zirk. zu Zapfvolumen
		[kW]	[l/d]	[l/Wohnung d]	[l/min]	[l/min]	[l/d]	[]
MFH 10	10	50	600	60	17	18	25.920	43
MFH 13	13	90	606	46,62	27	21	30.240	50
MFH 16	16	160	1.380	86,25	23	36,6	52.704	38
MFH 18	18	58	543	30,17	12	13	18.720	34
MFH 20	20	100	850	42,50	19	6,5	9.360	11
MFH 25	25	160	1.819	72,76	38	24,5	35.280	19
MFH 27	27	120	760	28,15	20	16,6	23.904	31
MFH 30a	30	180	1.954	65,13	25	21	30.240	15
MFH 30b	30	200	1.650	55	25	20	28.800	17
MFH 30c	30	200	1.240	41,33	20	40	57.600	46
MFH 32	32	160	1.250	39,06	24,5	19	24.040	19
MFH 40	40	210	1.332	33,30	21	40	57.600	43
MFH 48	48	300	1.940	40,42	26	15,8	22.752	12
MFH 65	65	215	1.520	23,38	36	47,9	69.000	45
MFH 80	80	665	3.476	43,45	39	31,5	45.360	13
MFH 85	85	326	4.000	47,06	40	42,5	61.200	15
MFH 90	90	598	7.790	86,56	44,9	74,1	106.722	14
MFH 290	290	1.200	9.200	31,72	49,6	80,2	115.450	13

Tab. 6.2 Zusammenstellung von gemessenen Warmwasser-Verbräuchen und Zirkulationsvolumenströmen aus 17 vermessenen Gebäuden.

Der in der dritten Spalte von rechts aufgeführte mittlere Zirkulationsvolumenstrom liegt insbesondere bei größeren Gebäuden regelmäßig über der im Tagesverlauf über wenige Sekunden gemessenen Zapfspitze (vierte Spalte von rechts). Es wurden je nach Gebäude 11 bis 50 mal mehr Zirkulationsvolumenstrom pro Tag umgewälzt und von 55 auf 60°C erwärmt (Zirkulationsvolumenstrom pro Tag) als von 10 auf 60°C erwärmt und verbraucht (max. Tagesverbrauch TWW).

Aufgrund der Verpflichtung zum Betrieb eines Zirkulationssystem in Großanlagen gemäß DVGW-Arbeitsblatt W 551 dient ein Trinkwassererwärmungssystem in der Praxis also in weit überwiegendem Umfang der Zirkulationsnacherwärmung und nur in untergeordnetem Maßstab seiner vermeintlich zentralen Aufgabe, der Erwärmung von verbrauchtem Wasser von 10 auf 60°C.

6.4.2 Vorüberlegungen zur Trinkwassererwärmung mit niedrigsten Rücklauftemperaturen

Fügt man die Erkenntnisse aus Tab. 6.2 mit der Kernaussage der Abb. 6.21 zusammen, ergeben sich zwingend folgende Schlussfolgerungen:

- Zapfungen von wenigen Stunden am Tag steht in realen Anlagen eine ganztägige Zirkulationsumwälzung gegenüber
- Reine, speicherlose Durchflusssysteme können somit nur während der wenigen Zapfstunden des Tages Rücklauftemperaturen von unter 55°C erzeugen, während des ausschließlichen Zirkulationsbetriebes kann ihre Rücklauftemperatur nur oberhalb von 55°C liegen.
- Aufgabe zukünftiger innovativer Schaltungen zur Trinkwassererwärmung muss es also sein, die Restwärme aus dem Primär-Rücklauf der Zirkulationserwärmung zu speichern und zur Erwärmung des nur wenige Stunden am Tag zufließenden Kaltwassers zu nutzen.

Zu den im Westen der Bundesrepublik Deutschland nach wie vor weit verbreiteten Warmwasser-Speichersystemen lässt sich darüber hinaus und unabhängig von interner (mit einem Innenliegenden Heizbündel) oder externer (über einen externen Plattenwärmetauscher) Wärmezufuhr folgende Aussage treffen: Versucht man, den Speicher möglichst schnell, d. h. innerhalb von 1 bis max. 2 Stunden des Tages, durchzuladen, wird man auch nur maximal innerhalb dieser kurzen Ladezeiten in den Genuss niedriger Rücklauftemperaturen kommen. Den Rest des Tages, also ca. 22 bis 24 Stunden täglich, kann sich die Rücklauftemperatur eines Speicher- oder Speicherladesystems nur am Temperaturniveau der Zirkulationserwärmung orientieren und über 55° C einpendeln.

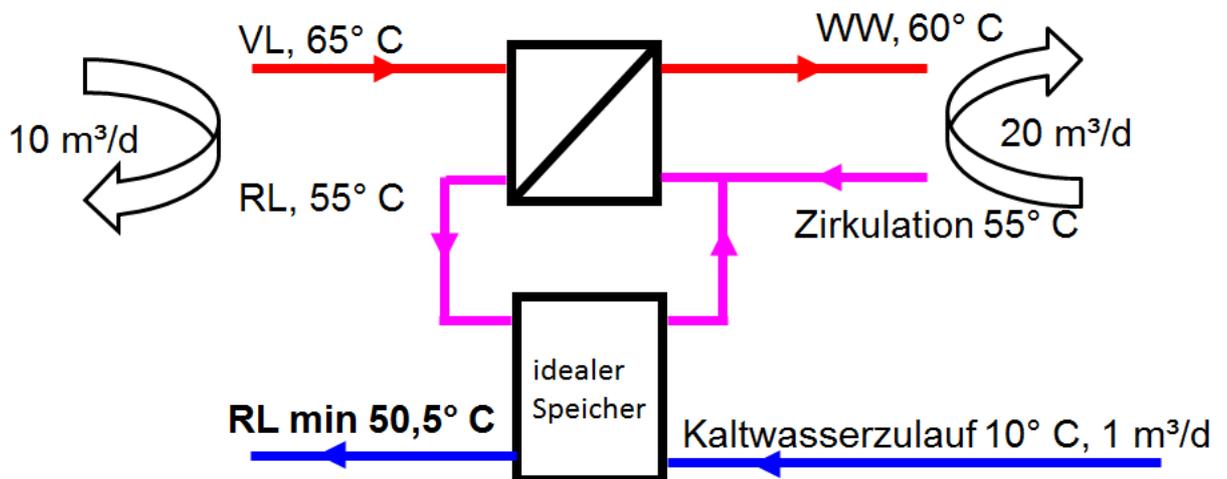


Abb. 6.22 Prinzipdarstellung eines Trinkwassererwärmungssystems mit Zirk/Zapf-Verhältnis 20/1

Zur Reduktion der für die Rücklauf­temperatur eines Trinkwassererwärmungssystems entscheidenden Einflussgröße werden in Abb. 6.22 folgende beiden vereinfachenden Annahmen getroffen:

1. Der verwendete Wärmeübertrager hat eine Grädigkeit von 0 K
2. Der Speicher verhält sich ideal, d. h. er ist verlustlos und bestmöglich dimensioniert

Für das Ersatzmodell gelten weiterhin folgende Annahmen: Der Zirkulationsvolumenstrom beträgt $20 \text{ m}^3/\text{d}$ bei Temperaturpaarung $55/60^\circ \text{C}$, der Warmwasserverbrauch liegt bei $1 \text{ m}^3/\text{d}$.

Die Temperatur des zufließenden Kaltwassers liegt bei 10°C , die des zur Verfügung stehenden Heizmassenstroms (z. B. Fernwärme) bei 65°C .

Zur kontinuierlichen Nacherwärmung des Zirkulationsvolumenstroms folgt dann aus der Leistungsbilanz des oberen Wärmeübertragers ein erforderlicher Heizwasserstrom von $10 \text{ m}^3/\text{d}$. Der Restenergieinhalt dieses Heizwasserstroms wird in einem idealen Speicher (z. B. Wassertank, Metall-, Stein- oder Betonmasse, Phasenwechselmaterial) aufgefangen und in einem geeigneten Moment an das zufließende Kaltwasser weitergegeben.

Es folgt dann aus der Leistungsbilanz des Speichers eine volumetrisch und über den Tag gemittelte Rücklauf­temperatur von $55,5^\circ \text{C}$.

Lässt man die Menge und Temperatur des zufließenden Kaltwassers unverändert, kann die Rücklauf­temperatur des Systems nur durch Veränderung zweier Einflussgrößen reduziert werden:

1. Senkung des Zirkulationsmassenstroms
2. Anhebung der Heizwassertemperatur

Sowohl eine Halbierung des Zirkulationsmassenstroms als auch eine Erhöhung der Heizwassertemperatur auf 75°C führen zunächst zu einer Halbierung der primär erforderlichen Heizwassermenge und in der Folge zu einer Absenkung der Rücklauf­temperatur auf 46°C .

Reale Systeme mit Wärmeübertrager-Grädigkeit >0 und einem nicht verlustfreien und nicht ideal dimensionierten Speicher können diese theoretische Grenztemperatur nicht unterschreiten. In Abb. 6.23 sind weitere Ergebnisse der Überlegungen gem. Abb. 6.22 für weitere Zirk/Zapf-Verhältnisse über der Fernwärme-Vorlauftemperatur wiedergegeben.

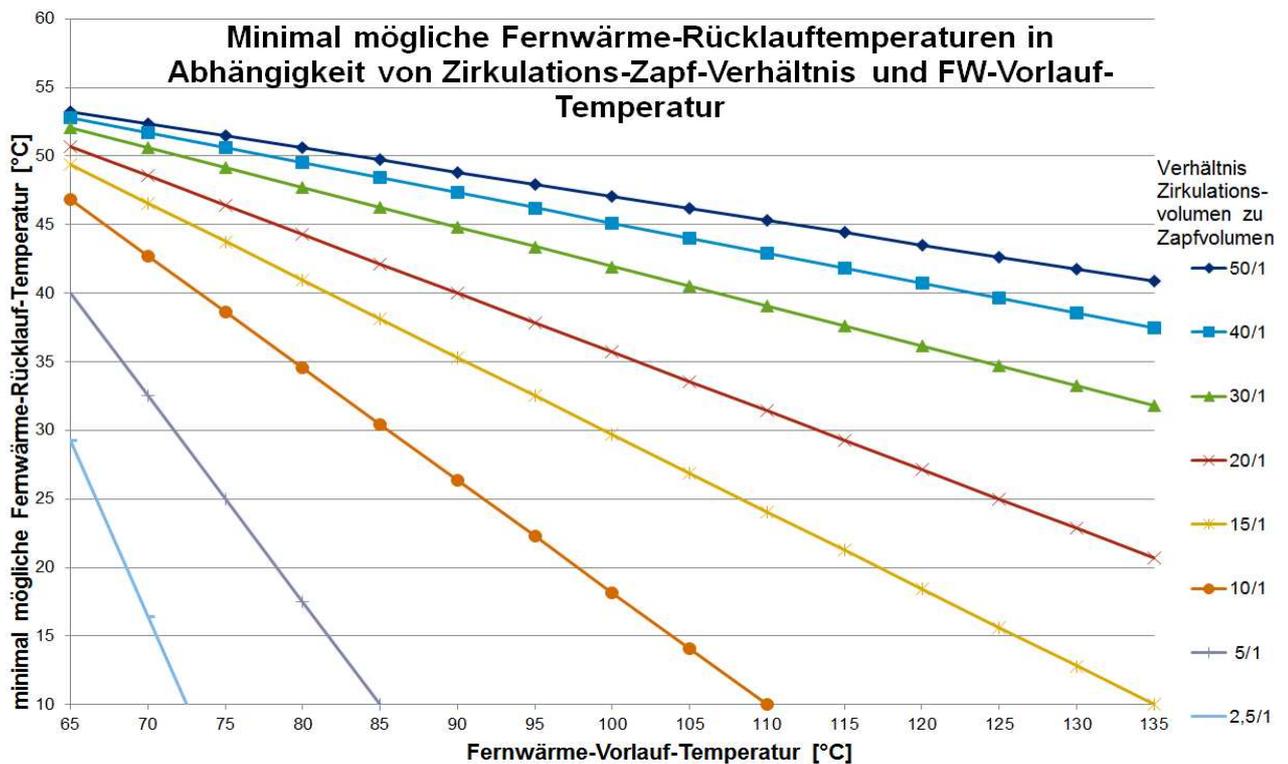


Abb. 6.23 Theoretisch minimal mögliche Fernwärme-Rücklauf-Temperatur in Abhängigkeit von FW-Vorlauf-Temperatur und Zirk/Zapf-Verhältnis

Die Darstellung macht deutlich, dass selbst mit ideal aufgebauten Trinkwassererwärmungssystemen bei ungünstigem Zirk/Zapf-Verhältnis und bei niedrigen Heizwasser-Vorlauf-Temperaturen keine niedrigen Rücklauf-Temperaturen erzielt werden können.

Für die Praxis sollte diese Erkenntnis folgende Konsequenzen haben:

- Zirkulationsverluste und Zirkulationsvolumina in Gebäuden sind zu minimieren.
- Jedem Trinkwassererwärmungssystem sind höchstmögliche Vorlauf-Temperaturen zur Verfügung zu stellen, z. B. durch primärseitigen statt sekundärseitigen Anschluss.
- In Gebäuden mit günstigem (niedrigen) Zirk-Zapf-Verhältnis und in Netzen mit hohen Fernwärme-Temperaturen kann durch Umbau der Trinkwassererwärmung auf ein innovatives System am meisten Rücklauf-Temperaturabsenkung erzielt werden.
- In Gebäuden mit ungünstigem (hohem) Zirk/Zapf-Verhältnis und in Netzen mit niedrigen Fernwärme-Vorlauf-Temperaturen sollte alternativ die

Auskühlung des Rücklaufs aus der Trinkwassererwärmung in der Gebäudeheizung geprüft werden.

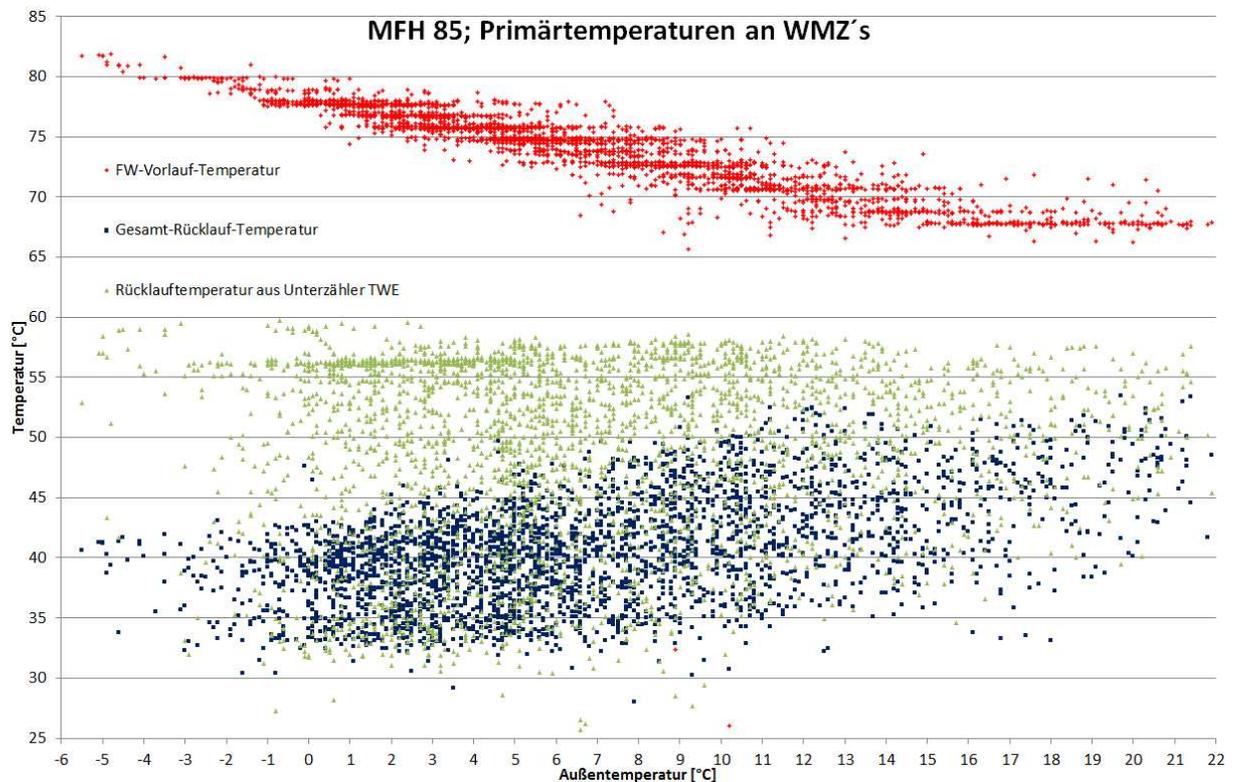


Abb. 6.24 Gesamtrücklauftemperaturen (blau) und Rücklauftemperaturen aus Trinkwassererwärmung (grün) in einem Mehrfamilienhaus mit 85 Wohneinheiten

In Abb. 6.24 sind von UH50-Wärmemengenzählern aufgezeichnete Vorlauftemperaturen sowie die Sammelrücklauf-Temperatur und die Teil-Rücklauf-Temperatur aus dem Trinkwassererwärmungssystem über einen Zeitraum von 5 Monaten über der Außentemperatur aufgezeichnet. Die Tatsache, dass der Sammelrücklauf bei Außentemperaturen unter 0°C unter der Rücklauf-Temperatur aus der Trinkwassererwärmung liegt, beweist, dass die hier nicht separat gemessene Heizungsrücklauf-Temperatur noch deutlich unterhalb der Sammelrücklauf-Temperatur liegen muss. Somit hätte die Gebäudeheizung (mit einer Rücklauf-Temperatur von ca. 35°C) in diesem Fall das Potenzial, den Rücklauf aus der Trinkwassererwärmung mit 50 bis 55°C noch weiter auszukühlen.

Während es in den 90er Jahren noch üblich war, den Heizungsrücklauf zur Trinkwasservorwärmung weiter auszukühlen, was heute aufgrund der gestiegenen Hygieneanforderungen nicht mehr in Frage kommt, wird es zukünftig mit wachsender Verbreitung von Flächenheizsystemen zunehmend interessant, die Reihenfolge umzukehren und den Rücklauf aus der Trinkwassererwärmung der Fußbodenheizung beizumischen.

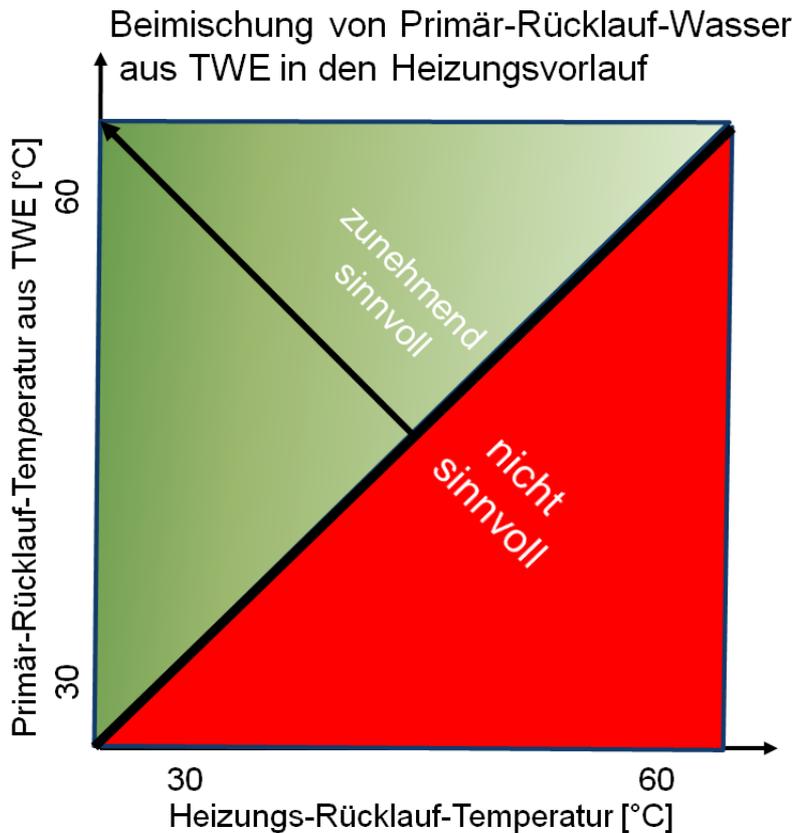


Abb. 6.25 Sinnhaftigkeit und Grenzen der Beimischung von Rücklaufwasser aus der Trinkwassererwärmung in den Heizungsvorlauf

Abb. 6.25 zeigt schematisch, dass die Beimischung von Rücklaufwasser aus der Trinkwassererwärmung dann und nur dann sinnvoll ist, wenn deren Temperatur deutlich über der des Heizungsrücklaufs liegt. Dieser Betriebszustand ist in der linken oberen Ecke des Diagramms gegeben und kam in realen Gebäuden in der Vergangenheit selten vor, könnte aber in zukünftigen Anlagen häufiger gegeben sein. Sind die beiden Teil-Rücklauftemperaturen hingegen gleich oder liegt die Heizungs-Rücklauf-Temperatur unter der aus dem TWE-System (rotes Dreieck) so wäre eine Beimischung kontraproduktiv. In Bestandsgebäuden mit Heizungsrücklauf-Temperaturen nicht unter 45°C erscheint es ökonomisch sinnvoller da preiswerter, das bestehende TWE-System durch eine innovative Schaltung zu ersetzen als die Heizungsrücklauf-Temperatur nachträglich auf Werte von unter 30°C drücken zu wollen.

6.4.3 Praktische Ausgestaltung zukünftiger innovativer Trinkwassererwärmung

Bei den Prüfstandsmessungen innovativer Trinkwassererwärmungssysteme im Rahmen von Maßnahmenpaket 2 des LowEx-Forschungsvorhabens konnten die oben stehenden Vorüberlegungen in vollem Umfang bestätigt werden:

- Trinkwassererwärmung muss kaskadisch erfolgen, wobei der Rücklauf der wärmeren Aufgabe zur Erledigung einer weiteren Aufgabe auf niedrigerem Temperaturniveau verwendet wird.
- Warme und kalte Wasserströme (Zirkulationsrücklauf und Kaltwasserzulauf) sollten nach Möglichkeit nicht vermischt werden.
- Ein Wärmespeicher zum Ausgleich der Ungleichzeitigkeit von Zirkulation und Warmwasserzapfung muss vorhanden sein.

Folgende drei innovative Schaltungen richten sich nach diesen Prinzipien und wiesen bei den Prüfstandsmessungen sehr niedrige Rücklauftemperaturen auf vergleichbarem Niveau auf:

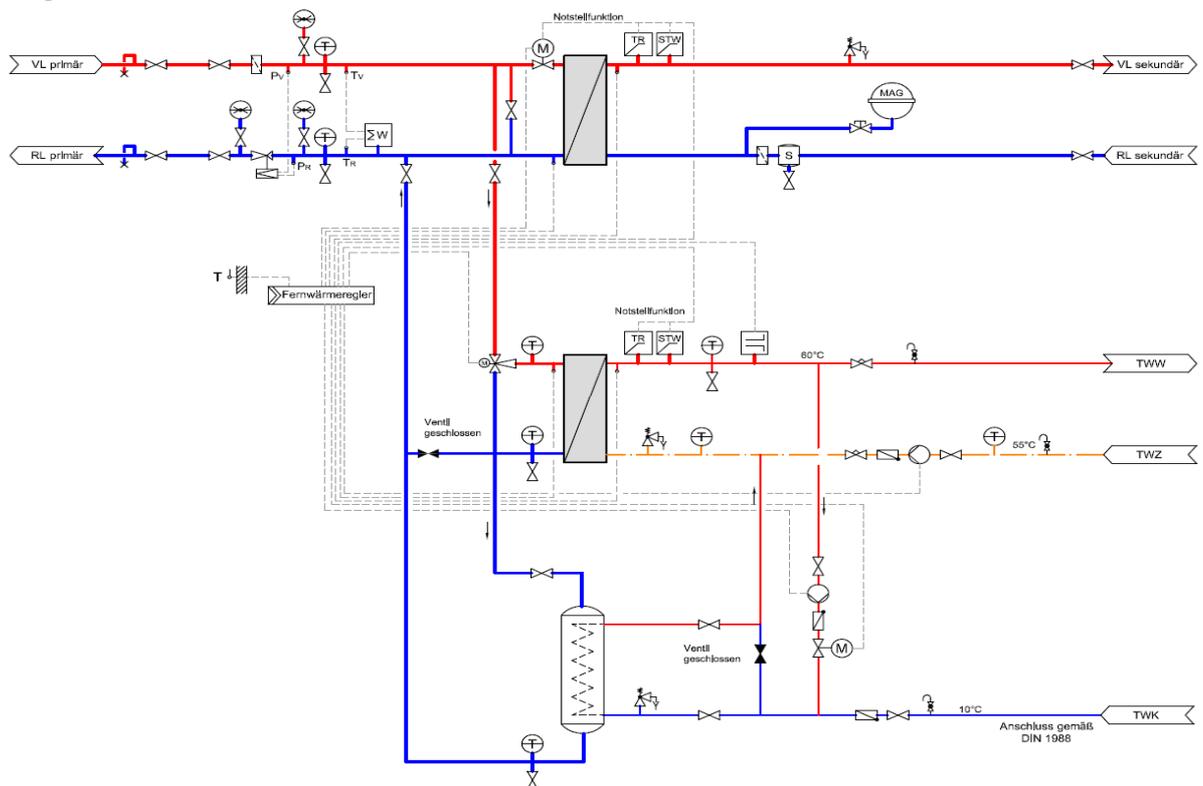


Abb. 6.26 Schaltung mit massebehafteter Vorwärmstufe (FÜS2)

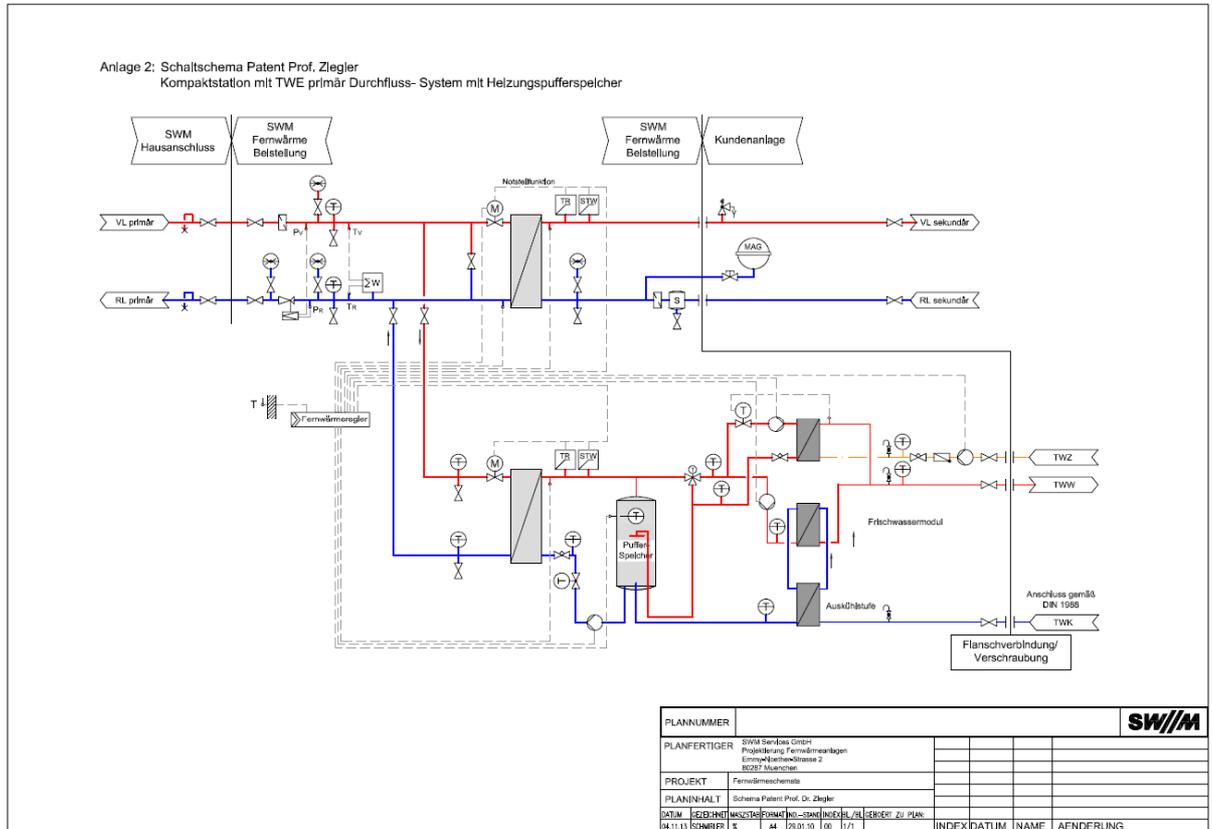


Abb. 6.27 Schaltung nach Prof. Ziegler (FÜS3)

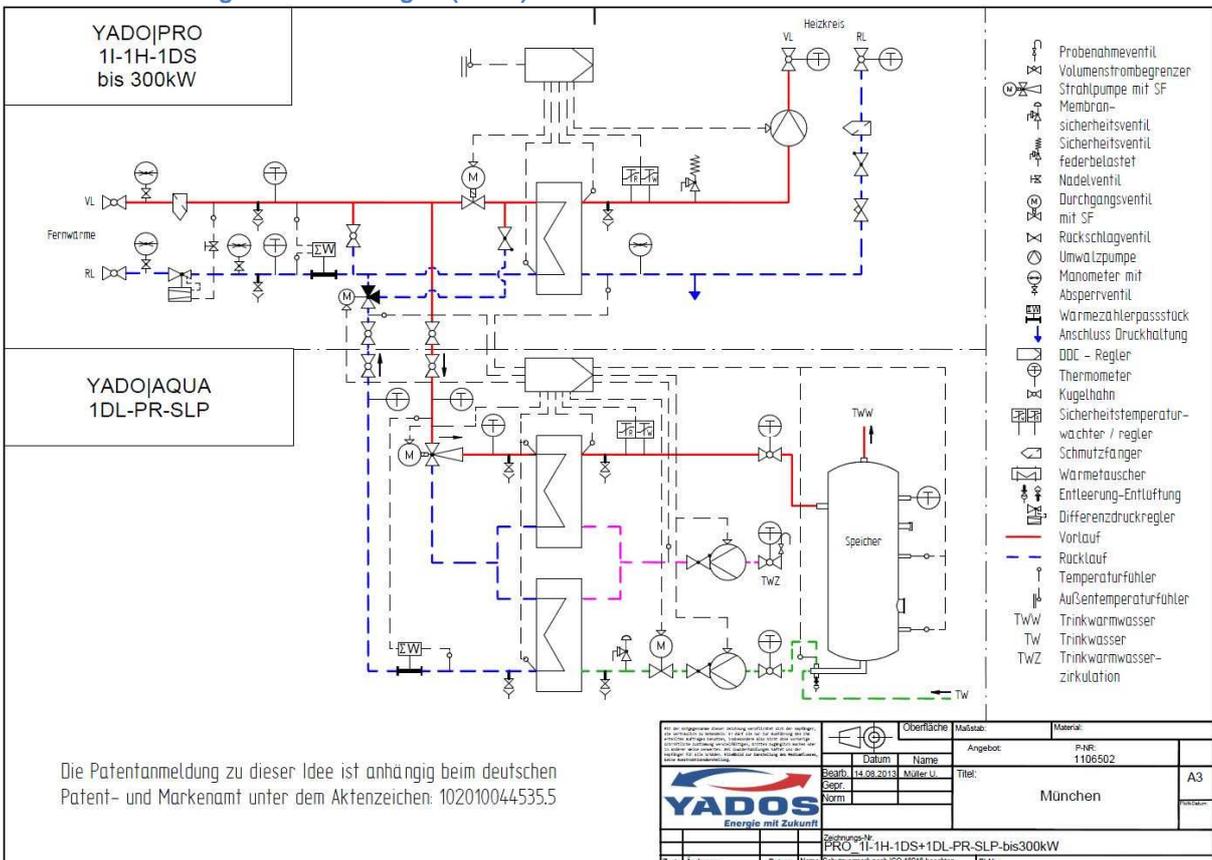


Abb. 6.28 Schaltung nach Fa. Pumpen Richter (FÜS6)

Ausführliche Beschreibungen dieser Systeme finden sich unter Kap. 3 des LowEx-Abschlussberichtes.

Abbildungsverzeichnis

- Abb. 2.1 Vereinfachtes Zahlenbeispiel zum hydraulischen Abgleich bei einer Geschoßverteilung (Bild 10.29)
- Abb. 2.2 Regelcharakteristik eines Thermostatventils in Abhängigkeit von der Temperaturspreizung (Bild 10.30)
- Abb. 2.3 Massenstrom durch die Heizkörper bei Auslegung 70/40°C ohne hydraulischen Abgleich (Bild 10.31)
- Abb. 2.4 Analogie: einheitliche Stromsteckdose, einheitliche „Wärmesteckdose“
- Abb. 2.5 Thermografieaufnahme eines parallel und eines seriell durchströmten zweilagigen Plattenheizkörpers
- Abb. 2.6 Anbindung der Stränge an eine Kellerverteilung mit Strangpumpen und Differenzdruckgebern (Bild 10.32)
- Abb. 2.7 Beispielberechnung Sanierungsfall zwei Räume im MFH
- Abb. 2.8 Heizkörperauslegungsdiagramm nach [Quelle 9-3] (s. hierzu auch Abschnitt 9.3 und Arbeitsblatt 9.4; Bild 10.33)
- Abb. 2.9 Volumenstrom in Abhängigkeit von der Regeldifferenz bei einem Thermostatventil mit austauschbaren kV-Kegeln (0,08; 0,048; 0,03; 0,017 m³/h) und einem Differenzdruck von 10 kPa (Bild 10.34)
- Abb. 2.10 Klimatruhe in der Stadtwerkezentrale
- Abb. 2.11 Detailabbildung der Klimatruhen in der Stadtwerkezentrale
- Abb. 2.12 Heizwasserregelung der Klimatruhe mit Motorventil
- Abb. 2.13 Unterschiedliche Heizwasseraus Kühlung in Klimatruhe in Abhängigkeit von Ventilator-Drehzahl-Stufe und Vorlauftemperatur
- Abb. 2.14 Rücklauftemperatur aus Klimatruhe vor und nach dem Auslösen der Sicherung
- Abb. 2.15 Detailmesspunkte in Pilotraum V2.27
- Abb. 2.16 Detailmesspunkte in Pilotraum V3.02

- Abb. 2.17 Temperaturverläufe an zwei Heizkörpern mit Thermostatventilen
- Abb. 2.18 Temperaturverläufe an zwei Heizkörpern mit Motorventilen
- Abb. 2.19 Vorlaufanhebung in Strang Nord Geb. V um 5 K ohne Pumpendruckkompensation
- Abb. 2.20 Vorlauftemperaturenanhebung in Strang Nord und Süd, Geb. V
- Abb. 2.21 Rücklauftemperaturvergleich angehobener und nicht angehobener Heizkreis
- Abb. 2.22 Einfluss der Pumpenförderhöhe auf die Rücklauftemperatur bei angehobener Vorlauftemperatur
- Abb. 3.1 Bereinigter Trinkwasserwärmeverbrauch der Gebäude mit Zirkulation (ab Erzeuger) /Jagn/
- Abb. 3.2 Anteil des Stundenverbrauchs am Tagesverbrauch /Hör/
- Abb. 3.3 Anteil des Stundenverbrauchs am Tagesverbrauch Sonntage /Hör/
- Abb. 3.4 Trinkwarmwasserzapfprofil – Messintervall 1 Sekunde
- Abb. 3.5 Trinkwarmwasserzapfprofil – 5 Sekunden-Mittelwerte
- Abb. 3.6 Trinkwarmwasserzapfprofil – 10 Sekunden-Mittelwerte
- Abb. 3.7 Trinkwarmwasserzapfprofil – 30 Sekunden-Mittelwerte
- Abb. 3.8 Trinkwarmwasserzapfprofil – 60 Sekunden-Mittelwerte
- Abb. 3.9 Messwerte der Trinkwarmwasserzapfung (1 Sek.-Intervalle)
- Abb. 3.10 Mittelwerte der Trinkwarmwasserzapfung (10 Sek.-Intervalle) → Verwendetes Lastprofil
- Abb. 3.11 Kumulierte Messwerte des Trinkwarmwassertagesverbrauchs (1 Sek.-Intervalle)
- Abb. 3.12 Kumulierter Trinkwarmwassertagesverbrauch anhand der Mittelwerte (10 Sek.-Intervalle)
- Abb.3.13 Einteilung des Referenz-Lastprofils in 3 grundlegende Betriebszustände
- Abb.3.14 entfällt

- Abb. 3.15 Messwerte des Heizkreises aus dem Referenzgebäude (1-Sekunden-Intervall)
- Abb. 3.16 Lastprofil des Heizkreises in 10-Minuten-Mittelwerte
- Abb. 3.17 Längenbezogene Wärmeverluste von Rohrleitungen
- Abb. 3.18 Wärmeverlust bei Strömung im Rohr /Zieg/
- Abb. 3.19 Wärmeverluste Zirkulationsleitung in Abhängigkeit deren Abschaltdauer
- Abb. 3.20 Vorisolierte Rohrleitungen der Firma Jabitherm
- Abb. 3.21 Maximal gemessene Trinkwarmwasserbedarfswerte im Vergleich mit Werten nach DIN 4708 /Bräu/
- Abb. 3.22 Verlauf des Gleichzeitigkeitsfaktors für Warmwasserbedarf in Abhängigkeit von der Anzahl der Wohneinheiten /Bräu/
- Abb. 3.23 Zusammenstellung verschiedener Gleichzeitigkeitsfaktoren /Sell/
- Abb. 3.24 Geordnete Tagesdauerlinien, 30 Wohneinheiten
- Abb. 3.25 Geordnete Tagesdauerlinien, 48 Wohneinheiten
- Abb. 3.26 Geordnete Tagesdauerlinien, 65 Wohneinheiten
- Abb. 3.27 Geordnete Tagesdauerlinien, 85 Wohneinheiten
- Abb. 3.28 Geordnete Tagesdauerlinien, 90 Wohneinheiten
- Abb. 3.29 Geordnete Tagesdauerlinien, 10 bis 290 Wohneinheiten
- Abb. 3.30 tägliches Zirkulations- und Zapf-Volumen sowie Zirk/Zapf-Verhältnis über der Anzahl von Wohneinheiten
- Abb. 3.31 10-Sekunden-Zapfspitze in Wohngebäuden über Anzahl WE mit von EXCEL vorgeschlagener logarithmischer Funktion
- Abb. 3.32 Trinkwasserzapfprofil nach VDI 6003/1 /VDI/
- Abb. 3.33 Schema: LowEx- Fernwärmeversuchsstand

- Abb. 3.34 Wärmeerzeuger für die Fernwärmeversorgung
(Hochtemperaturheizkessel im Vordergrund sowie Gasbrennwertgerät
im Hintergrund)
- Abb. 3.35 Mehrstufige Beheizung des Fernwärmespeichers durch die beiden
Gaskessel
- Abb. 3.36 Fernwärmeanschluss für die zu prüfenden Fernwärmeübergabestation
- Abb. 3.37 Trinkwasseranschluss, Trinkwasserentnahme (Ventile links oben),
Zirkulationsrückkühlung und Heizkreis (rechts)
- Abb. 3.38 Rückkühlpufferspeicher für Heizung und Zirkulation
- Abb. 3.39 Versuchsstand: Standard-Speicherladesystem (FÜS1)
- Abb. 3.40 Schaltschema: Standard-Speicherladesystem (FÜS1)
- Abb. 3.41 Standard-Speicherladesystem (FÜS1) - Sommerfall 95 °C /
Rohrleitungsdämmstandard „Neubau“
- Abb. 3.42 Schaltschema: Durchflusssystem mit massebehafteter Vorwärmstufe
(FÜS2)
- Abb. 3.43 Durchflusssystem mit massebehafteter Vorwärmstufe (FÜS2) –
Winterfall 110 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Neuba u“
- Abb. 3.44 Durchflusssystem mit massebehafteter Vorwärmstufe (FÜS2) –
Sommerfall 95 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Altbau “
- Abb. 3.45 Durchflusssystem mit massebehafteter Vorwärmstufe (FÜS2) –
Sommerfall 95 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Neubau “
- Abb. 3.46 Durchflusssystem mit massebehafteter Vorwärmstufe (FÜS2) –
Sommerfall 85 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Neubau “
- Abb. 3.47 Durchflusssystem mit massebehafteter Vorwärmstufe (FÜS2) –
Sommerfall 95 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Passiv haus“
- Abb. 3.48 Einblick in den als Vorwärmstufe genutzten
Rohrbündelwärmetauscher (FÜS2)
- Abb. 3.49 „Panoramaansicht“: Heizungspufferspeicher und Frischwassersystem
(FÜS3)

- Abb. 3.50 Schaltschema: Heizungspufferspeicher und Frischwassersystem (FÜS3)
- Abb. 3.51 Heizungspufferspeicher und Frischwassersystem (FÜS3) – Winterfall 110 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Neubau“
- Abb. 3.52 Heizungspufferspeicher und Frischwassersystem (FÜS3) – Sommerfall 95 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Altbau“
- Abb. 3.53 Heizungspufferspeicher und Frischwassersystem (FÜS3) – Sommerfall 95 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Neubau“
- Abb. 3.54 Heizungspufferspeicher und Frischwassersystem (FÜS3) – Sommerfall 85 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Neubau“
- Abb. 3.55 Heizungspufferspeicher und Frischwassersystem (FÜS3) – Sommerfall 95 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Passiv haus“
- Abb. 3.56 Skizze des eingesetzten Frischwassermoduls der Firma Varmeco
- Abb. 3.57 Versuchsstand: Durchflusssystem mit Heizungseinbindung (FÜS4)
- Abb. 3.58 Schaltschema: Durchflusssystem mit Heizungseinbindung (FÜS4)
- Abb. 3.59 Durchflusssystem mit Heizungseinbindung (FÜS4) – Winterfall 110 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Neubau“
- Abb. 3.60 Durchflusssystem mit Heizungseinbindung (FÜS4) – Sommerfall 95 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Neubau“
- Abb. 3.61 Schnitt durch den Koaxialwärmeübertrager und Detail des doppelwandigen Kupferrohres
- Abb. 3.62 Aufbau der Punef-Schaltung (Heizungspufferspeicher mit innenliegendem Rohrbündel)
- Abb. 3.63 Schaltschema: primär beladener Heizungspufferspeicher und Frischwassersystem (FÜS5)
- Abb. 3.64 Primär beladener Heizungspufferspeicher und Frischwassersystem (FÜS5) – Winterfall 110 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Neubau“
- Abb. 3.65 Primär beladener Heizungspufferspeicher und Frischwassersystem (FÜS5) – Sommerfall 95 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Altbau“

- Abb. 3.66 Primär beladener Heizungspufferspeicher und Frischwassersystem (FÜS5) – Sommerfall 95 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Neubau“
- Abb. 3.67 Primär beladener Heizungspufferspeicher und Frischwassersystem (FÜS5) – Sommerfall 85 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Neubau“
- Abb. 3.68 Primär beladener Heizungspufferspeicher und Frischwassersystem (FÜS5) – Sommerfall 95 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Passivhaus“
- Abb. 3.69 Versuchsstand: Zweistufiges Speicherladesystem (FÜS6)
- Abb. 3.70 Schaltschema: Zweistufiges Speicherladesystem (FÜS6)
- Abb. 3.71 Zweistufiges Speicherladesystem (FÜS6) – Winterfall 110 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Neubau“
- Abb. 3.72 Zweistufiges Speicherladesystem (FÜS6) – Sommerfall 95 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Altbau“
- Abb. 3.73 Zweistufiges Speicherladesystem (FÜS6) – Sommerfall 95 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Neubau“
- Abb. 3.74 Zweistufiges Speicherladesystem (FÜS6) – Sommerfall 85 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Neubau“
- Abb. 3.75 Zweistufiges Speicherladesystem (FÜS6) – Sommerfall 95 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Passivhaus“
- Abb. 3.76 Versuchsstand: Durchflusssystem mit dreistufiger Kaskade (FÜS7)
- Abb. 3.77 Schaltschema: Durchflusssystem mit dreistufiger Kaskade (FÜS7)
- Abb. 3.78 Durchflusssystem mit dreistufiger Kaskade (FÜS7) – Winterfall 110 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Neubau“
- Abb. 3.79 Durchflusssystem mit dreistufiger Kaskade (FÜS7) – Sommerfall 95 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Altbau“
- Abb. 3.80 Durchflusssystem mit dreistufiger Kaskade (FÜS7) – Sommerfall 95 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Neubau“
- Abb. 3.81 Durchflusssystem mit dreistufiger Kaskade (FÜS7) – Sommerfall 85 °C / Rohrleitungsdämmstandard „Neubau“

- Abb. 3.82 Durchflusssystem mit dreistufiger Kaskade (FÜS7) – Sommerfall 95 °C/ Rohrleitungsdämmstandard „Passivhaus“
- Abb. 3.83 Standard-Speicherladesystem (FÜS1) im Detail
- Abb. 3.84 Durchflusssystem mit massebehafteter Vorwärmstufe (FÜS2) im Detail
- Abb. 3.85 Heizungspufferspeicher und Frischwassersystem (FÜS3) im Detail
- Abb. 3.86 Durchflusssystem mit Heizungseinbindung (FÜS4) im Detail
- Abb. 3.87 Primär beladener Heizungspufferspeicher und Frischwassersystem (FÜS5) im Detail
- Abb. 3.88 Zweistufiges Speicherladesystem (FÜS6) im Detail
- Abb. 3.89 Durchflusssystem mit dreistufiger Kaskade (FÜS7) im Detail
- Abb. 3.90 FÜS2 – Verläufe der Fernwärmerücklauftemperaturen (Neubau)
- Abb. 3.91 FÜS3 – Verläufe der Fernwärmerücklauftemperaturen (Neubau)
- Abb. 3.92 FÜS5 – Verläufe der Fernwärmerücklauftemperaturen (Neubau)
- Abb. 3.93 FÜS6 – Verläufe der Fernwärmerücklauftemperaturen (Neubau)
- Abb. 3.94 FÜS7 – Verläufe der Fernwärmerücklauftemperaturen (Neubau)
- Abb. 3.95 Vergleich aller Fernwärmerücklauftemperaturen (Sommerfall 95°C, Neubau)
- Abb. 3.96 Vergleich aller Fernwärmerücklauftemperaturen (Sommerfall 85°C, Neubau)
- Abb. 3.97 Vergleich aller Fernwärmerücklauftemperaturen (Neubau)
- Abb. 3.98 Vergleich aller Fernwärmerücklauftemperaturen (milder Wintertag, Neubau)
- Abb. 3.99 FÜS2 – Verläufe der Fernwärmerücklauftemperaturen (T FW,VL 95°C)
- Abb. 3.100 FÜS3 – Verläufe der Fernwärmerücklauftemperaturen (T FW,VL 95°C)

- Abb. 3.101 FÜS5 – Verläufe der Fernwärmerücklauftemperaturen (T FW,VL 95°C)
- Abb. 3.102 FÜS6 – Verläufe der Fernwärmerücklauftemperaturen (T FW,VL 95°C)
- Abb. 3.103 FÜS7 – Verläufe der Fernwärmerücklauftemperaturen (T FW,VL 95°C)
- Abb. 3.104 Vergleich aller Fernwärmerücklauftemperaturen (T FW,VL 95°C, Altbau)
- Abb. 3.105 Vergleich aller Fernwärmerücklauftemperaturen (T FW,VL 95°C, Neubau)
- Abb. 3.106 Vergleich aller Fernwärmerücklauftemperaturen (T FW,VL 95°C, Passivhaus)
- Abb. 3.107 Vergleich aller Fernwärmerücklauftemperaturen (T FW,VL 95°C)
- Abb. 3.108 Betriebsverhalten Wasserstrahlpumpe (T FW,VL 80°C, V' Zirk 7 l/min, dp 600 mbar)
- Abb. 3.109 Betriebsverhalten Wasserstrahlpumpe (T FW,VL 80°C, V' Zirk 7 l/min, dp 1200 mbar)
- Abb. 3.110 Betriebsverhalten Wasserstrahlpumpe (T FW,VL 80°C, V' Zirk 14 l/min, dp 1200 mbar)
- Abb. 3.111 Betriebsverhalten Wasserstrahlpumpe (T FW,VL 80°C, V' Zirk 14 l/min, dp 600 mbar)
- Abb. 3.112 Plattenwärmeübertrager (Auskühlstufe) SWEP B120THx180
- Abb. 3.113 Plattenwärmeübertrager (Auskühlstufe) bei Kaltwasserzapfung ca. 10 l/min (Durchströmung von oben nach unten)
- Abb. 3.114 Durchströmung des Plattenwärmeübertrager (Auskühlstufe) im Zirkulationsbetrieb fernwärmeseitig mit ca. 1,5 l/min
- Abb. 3.115 Jahreszeitlicher Verlauf der volumetrisch gemittelten Kaltwassertemperatur
- Abb. 3.116 Direkt angeschlossenes externes Speicherladesystem SWM Typ-8

- Abb. 3.117 Überlastung des Lademoduls während der Speicherladung
- Abb. 3.118 Messtechnischer Nachweis von Temperatureinbruch zu Beginn des Ladezyklus
- Abb. 3.119 Messtechnische Überprüfung der Erholung von Zirkulation nach Abschaltung
- Abb. 3.120 Nachrüstung eines thermostatischen Regelventils ohne Hilfsenergie (magentafarbig, Samson Typ 2430 K) im Kaltwasserzulauf der Wasserstrahlpumpe
- Abb. 3.121 Ladezyklen in MFH 10 bei verschiedenen Regelungsstrategien
- Abb. 3.122 Speicherladetemperatur über Primär-Rücklauf-Temperatur in Ladesystem Typ 8
- Abb. 3.123 Schwankungsbreite der Warmwassertemperaturen bei verschiedenen Ladeströmen
- Abb. 3.124 Vergleich von Rücklauf-Temperatur aus einstufigem und zweistufigem Speicherladesystem
- Abb. 3.125 Schema des innovativen zweistufigen Durchflusssystems mit Datenfernübertragung
- Abb. 3.126 Heizungs-Vor- und Rücklauf-Temperaturen RHS 16
- Abb. 3.127 Detailauswertung RHS 16
- Abb. 3.128 Zapfungsabhängiger Leistungsbezug in RHS 16
- Abb. 3.129 Zweistufige Trinkwassererwärmung im masseloser Vorwärmstufe in RHS 16
- Abb. 3.130 Gesamtrücklauf-Temperatur und Heizungsrücklauf-Temperatur in RHS 16
- Abb. 3.131 Zweistufiges Speicherladesystem nach FÜS6 in MFH 20
- Abb. 3.132 Scatterplot Vor- und Rücklauf-Temperaturen MFH 20, FÜS6
- Abb. 3.133 Scatterplot Vor- und Rücklauf-Temperaturen MFH 30b vor Optimierung

- Abb. 3.134 Scatterplot Vor- und Rücklauftemperaturen MFH 30b nach Optimierung
- Abb. 3.135 Zirkulationsreduzierung in MFH 30b in Abhängigkeit vom Zapfvolumenstrom und nachts
- Abb. 3.136 geordnete Tagesdauerlinien der Trinkwasseraustrittstemperatur aus der Vorwärmstufe.
- Abb. 3.137 Warmwasser-Vorlauf- und Zirkulationsrücklauftemperatur in MFH 48
- Abb. 3.138 Vor- und Rücklauftemperaturen aus TWE-Durchflusssystem in MFH 48
- Abb. 3.139 Primär-Vor- und Rücklauftemperaturen aus hintereinandergeschalteten Speichern in MFH 65
- Abb. 3.140 Warmwasser- und Zirkulationstemperaturen aus hintereinandergeschalteten Speichern in MFH 65
- Abb. 3.141 Temperaturen an hintereinandergeschalteten Warmwasserspeichern in MFH 90
- Abb. 3.142 Primärvorlauf- und Rücklauftemperaturen an TWE-System in MFH 90 nach Instandsetzung der Umwälzpumpe (Quelle: IB Götz, München)
- Abb. 3.143 Übergabestation nach PUNEF in Mehrfamilienhaus mit 80 Wohneinheiten
- Abb. 3.144 Scatterplot Vor- und Rücklauftemperaturen MFH 80 mit PUNEF-Schaltung
- Abb. 3.145 Scatterplot Vor- und Rücklauftemperaturen MFH 84 vor Optimierung
- Abb. 3.146 Scatterplot Grädigkeit Heizwärmetauscher in MFH 84 vor Optimierung
- Abb. 3.147 Scatterplot Vor- und Rücklauftemperaturen MFH 84 nach Optimierung
- Abb. 3.148 Warmwasser- und Primär-Rücklauftemperatur sowie Warmwasserzapfung in Durchflusssystem MFH 290
- Abb. 3.149 Zirkulationsbeeinflussung durch Zapfung in MFH 290

- Abb. 4.4 Wärmemengenzähler älteres Modell
- Abb. 4.5 moderner Wärmemengenzähler Typ UH50 (Quelle: Landis+Gyr)
- Abb. 4.3 Auslesung eines Wärmemengenzählers UH50 mit Optokoppler und Laptop
- Abb. 4.4 Optokoppler auf eingebautem Wärmemengenzähler UH 50
- Abb. 4.5 Laptop über Optokoppler mit Wärmemengenzähler UH 50 verbunden
- Abb. 4.6 Messung mit Temperaturmessgerät Hersteller Testo 177-T4 mit Klettbandfühlern /Hör/
- Abb. 4.7 Aufbringen der Wärmeleit- bzw. Signalkoppelpaste auf die beiden Ultraschallwandler des Durchflußmessgerätes
- Abb. 4.8 Mit Spannketten auf abisolierte Rohrleitung montiertes Durchflussmessgerät
- Abb. 4.9 Carpet-Plot zur Darstellung einer Zeitreihe
- Abb. 4.10 Scatter-Plot-Matrix zur Darstellung von Korrelationen verschiedener Betriebsdaten; Scatter Plots in x-y Darstellung (grüner Hintergrund), Häufigkeitsverteilungen (roter Hintergrund), Tages-, Wochen- und Gesamtzeitreihen rechts (blauer Hintergrund)
- Abb. 4.11 Beispiel 1: Carpet Plot
- Abb. 4.12 Beispiel 2: Carpet-Plot.
- Abb. 4.13 Beispiel Carpet-Plot als Grundlage der folgenden Datenauswertung
- Abb. 4.14 Positivbeispiel wenig ausgefranster Scatter-Pots von Temperatur- und Leistung
- Abb. 4.15 Ausprägung TWW-Zapfungen (grün umrahmter Bereich)
- Abb. 4.16 Übersicht über die Kriterien
- Abb. 4.17 Kriterien für die Einordnung der Primärseitigen Rücklauftemperatur (Teil 1)
- Abb. 4.17 Kriterien für die Einordnung der Primärseitigen Rücklauftemperatur (Teil 2)

- Abb. 4.17 Kriterien für die Einordnung der Primärseitigen Rücklauftemperatur (Teil 3)
- Abb. 4.17 Kriterien für die Einordnung der Primärseitigen Rücklauftemperatur (Teil 4)
- Abb. 4.18 Kriterien für die Einordnung des primärseitigen Durchflusses (Teil 1)
- Abb. 4.18 Kriterien für die Einordnung des primärseitigen Durchflusses (Teil 2)
- Abb. 4.18 Kriterien für die Einordnung des primärseitigen Durchflusses (Teil 3)
- Abb. 4.18 Kriterien für die Einordnung des primärseitigen Durchflusses (Teil 4)
- Abb. 4.19 Häufigkeitsverteilung ähnlicher Messergebnisse
- Abb. 4.20 Scatterplot von Daten eines UH-50 Wärmemengenzählers aus zwei Auslesezeiträumen zwischen März 2011 und März 2012
- Abb. 4.21 Chronologische Darstellung von Rücklauftemperaturmesswerten aus Wärmemengenzähler
- Abb. 4.22 Gebäudesteckbrief – Auswertung Wärmemengenzähler Fernwärme (Primärseite)
- Abb. 4.23 Schema Heizungsverteiler mit Messpunkten
- Abb. 4.24 Zubringerpumpen zwischen Wärmetauscher und Verteiler
- Abb. 4.25 Schema Trinkwassererwärmung mit Messpunkten; oben Solarwärmetauscher (300 kW) unten Fernwärme-Wärmetauscher (2 x 150 kW); rechts Trinkwasserseite
- Abb. 4.26 Wetterbedingungen (Außentemperatur und Globalstrahlung in Südrichtung) und Rücklauftemperaturen im Gesamtheizkreis während des Messzeitraums im Überblick
- Abb. 4.27 Trinkwarmwassertemperaturen und Durchfluss am FW-Wärmetauscher (links: Temperatur vor dem Wärmetauscher, Mitte: Temperatur nach dem Wärmetauscher, rechts: Volumenstrom. Blau markiert sind Zeiten bei abgeschalteter/reduzierter Zirkulation.)
- Abb. 4.28 Verkalktes U-Rohr-Heizbündel des Wärmetauschers zur Trinkwassererwärmung

- Abb. 4.29 Schema Anbindung Fernwärme-Wärmeübertrager Überströmung über den Bypass bei nicht vollständig geschlossenem Ventil möglich
- Abb. 4.30 Schema Anbindung Luftheizregister
- Abb. 4.31 Der Volumenstrom im Gesamtheizkreis (Fernwärme-Sekundärkreis; — FELS15_HZ_GE1_V_F) übersteigt den Volumenstrom des TWW-Heizkreises (—FELS15_HZ_101_V_F) weitgehend konstant um ca. 8 m³/h.
- Abb. 4.32 Wärmeübertragung am Solar-Wärmetauscher und am Fernwärme-Wärmetauscher dargestellt anhand der Temperaturdifferenz von Zu- und Ablauf im Trinkwasserkreis. Am Solarwärmetauscher findet im Messzeitraum kaum Wärmeübertragung statt
- Abb. 4.33 Schema der Solaranlage. die Pufferspeicher sind parallel geschaltet der Wärmetauscher dahinter in Reihe.
- Abb. 4.34 Scatterplot von Daten aus Datalogger Dezember 2014
- Abb. 4.35 Schema der Heizanlage; links: Anschluss Reihenhäuser über Pufferspeicher; Mitte: FW-Kompaktstation mit Verteiler; rechts Trinkwarmwassererwärmung
- Abb. 4.36 Scatterplot von Daten eines UH-50 Wärmemengenzählers aus zwei Auslesezeiträumen zwischen Februar 2011 und März 2012
- Abb. 4.37 Gebäudesteckbrief –Auswertung der Primärseite
- Abb. 4.38 Die Abbildung zeigt die erwartete Abhängigkeit von primärer und sekundärer Rücklauftemperatur und dem gegenübergestellt die tatsächlichen Messwerte
- Abb. 4.39 Temperaturen und Durchflüsse am Heizungs-Pufferspeicher über einen Tag (Vorlauftemperatur Heizkreis sekundär HZ_PSL_VT —, Rücklauftemperatur Heizkreis sekundär HZ_PSL_RT —, Vorlauftemperatur Heizkreis tertiär PS_002_VT —, Volumenstrom Heizkreis sekundär HZ_PSL_RF —, Vorlauftemperatur Heizkreis tertiär PS_002_RF —)
- Abb. 4.40 Temperaturen am TWW-Wärmetauscher. Die Vorlauftemperatur sinkt bis auf 30°C ab. Eine Trinkwassererwärmung ist damit nicht mehr möglich.

- Abb. 4.41 Volumenstrom und Vorlauftemperatur im TWW-Heizkreis in Abhängigkeit zum Volumenstrom im Pufferkreis. (grün: beide Pumpen laufen, blau: Vorlauftemperaturen im TWW-Kreis unter 55°C)
- Abb. 4.42 Fernwärme-Vor- und Rücklauftemperaturen aus zwei Auslesezeiträumen über der Außentemperatur
- Abb. 4.43 Chronologische Darstellung der Rücklauftemperaturmesswerte mit klarer Unterscheidung von Mischbetrieb Heizung / TWE und reinem TWE-Betrieb
- Abb. 4.44 Außentemperatur im Messzeitraum
- Abb. 4.45 Schema der Heizanlage mit Messstellen
- Abb. 4.46 Primärseitige Rücklauftemperatur (oben), sekundärseitige Rücklauftemperatur (Mitte) und Durchfluss im Trinkwasser-Heizkreis (unten) während der Messperiode. Ist die Pumpe im Trinkwasserkreis in Betrieb werden hohe Rücklauftemperaturen gemessen.
- Abb. 5.1 Zeitstand-Innendruckfestigkeit (Mindestkurve) von PE-Xa (Quelle: DIN 8075)
- Abb. 5.2 Lebensdauerberechnung
- Abb. 5.3 Alte Ziegelei Deck vor Abriss; Quelle www, bing
- Abb. 5.4 Lage des Neubaugebiets (Quelle © 2014 Microsoft Corporation © 2014 Nokia)
- Abb. 5.5 PMR-Forschungsnetz (Stanet® Netzberechnung)
- Abb. 5.6 Prinzipskizze des Dreileiteranschlusses über Kopfstation
- Abb. 5.7 Systembild der Kopfstation im Prozessleitsystem
- Abb. 5.8 R+I-Schema Kopfstation
- Abb. 5.9 Datenblatt des LowEx-Niedertemperaturnetzes
- Abb. 5.10 Anlieferung der Rohrbündel Herbst 2012
- Abb. 5.11 Montagevorbereitung T-Abzweig
- Abb. 5.12 T-Abzweig 90/50/90

- Abb. 5.13 Mangelhafte Ausschäumung eine T-Muffe 75/32/75 (2 Bilder)
- Abb. 5.14 Schaumproben
- Abb. 5.15 Analysewerte Kreislaufwasser Sekundärnetz
- Abb. 5.16 Prototyp eines zweistufigen Trinkwassererwärmungssystems mit massbehafteter Vorwärmstufe zum Einsatz im Low-Ex-Nahwärmenetz „Alte Ziegelei“
- Abb. 5.17 Zwillings-Rohrbündel-Wärme-Übertrager als massebehaftete Vorwärmstufe in Übergabestation MFH 85a „Alte Ziegelei“
- Abb. 5.18 Primär-Vor- und Rücklauftemperaturen an Haupt-Wärmemengenzähler und TWE-Wärmemengenzähler in MFH 85
- Abb. 5.19 Primär- und Sekundär-Netztemperaturen Nahwärmenetz „Alte Ziegelei“ in der ersten Heizperiode
- Abb. 5.20 Grädigkeit der Vorwärmstufe Kopfstation „Alte Ziegelei“ im Jahr 2013
- Abb. 5.21 Grädigkeit der Vorwärmstufe „Alte Ziegelei“ nach Optimierung durch Drehzahlregelung
- Abb. 5.22 Zirkulationsvolumenstrom in MFH85, geregelt in Abhängigkeit von den Warmwasserzapfungen
- Abb. 5.23 Absenkung der mittleren Tagesrücklauftemperatur aus TWE durch Drehzahlregelung der Zirkulationspumpe
- Abb. 6.1 Energieverbrauch nach Anwendungsbereichen in Deutschland 2012 (Quelle BDEW)
- Abb. 6.2 Wirkungsgrad eines Gas-Brennwert-Kessels in Abhängigkeit von Rücklauftemperatur /www/
- Abb. 6.3 Einfluss des Gegendrucks auf Stromkennzahl einen Gegendruck-Dampfturbine mit Frischdampfparameter 480°C, 60 bar; (Quelle ASUE)
- Abb. 6.4 Wirkungsgrad eines typischen Flachkollektors bei 20°C Umgebungstemperatur über der mittleren Kollektor-Durchflusstemperatur; (Quelle: www)
- Abb. 6.5 Leistungseinbuße der Geothermalbohrung Neu-Riem durch zu hohe Rücklauftemperaturen /Teu/

- Abb. 6.6 Fläche des Niedertemperatur-Fernwärme-Netzes Neuriem mit ausgewiesenem gasverrohrtem Teilbereich für Hochtemperaturverbraucher; Kartenquelle: Google
- Abb. 6.7 Vor- und Rücklauftemperaturen Solare Nahwärme Ackermannbogen nach Einregulierung im 1. Halbjahr 2008
- Abb. 6.8 vertraulich
- Abb. 6.9 Beispiel einer Fehlströmung von Vorlaufwasser in den Rücklauf (nach links), aufgefunden mit Hilfe von Thermographie (Quelle IB Giglinger)
- Abb. 6.10 Schematisches Wärmeverteilnetz mit drei Kunden gleicher Leistung und unterschiedlicher Rücklauftemperatur
- Abb. 6.11 Grafische Darstellung der über 5 Jahre ermittelten mittleren Heizwasserauskuhlung einer Charge von 139 Wärmemengenzählern eines Wärmenetzes
- Abb. 6.12 Beispiel für einen aus aufbereiteten Wärmemengenzählerdaten gewonnenen Carpet-Plot mit Interpretation
- Abb. 6.13 Beispiel eines Scatterplots der Fernwärme-Vor- und Rücklauftemperaturen über der Außentemperatur
- Abb. 6.14 Prinzipskizze eines Fernwärmenetzes mit 10 gleichartigen Verbrauchern mit 125°C Vorlauf- und 60°C Rücklauf temperatur
- Abb. 6.15 Anschluss dreier neuer Niedertemperaturverbraucher gleicher Leistung an den Vorlauf (Szenario 1) und an den Rücklauf (Szenario 2)
- Abb. 6.16 Leistung über Außentemperatur im SWM-Fernwärmenetz Innenstadt 2012
- Abb. 6.17 Volumenstrom über Außentemperatur im SWM-Fernwärmenetz Innenstadt 2012
- Abb. 6.18 Vor- und Rücklauftemperaturen im SWM-Fernwärmenetz Innenstadt 2012
- Abb. 6.19 Vor- und Rücklauftemperaturen im Geothermalnetz Neu-Riem 2013/14 mit errechneter Sammel-Rücklauf-Temperatur bei

Trinkwassererwärmung mit ganzjährig 40°C Rücklauftemperatur
(blaue Linie)

- Abb. 6.20 Geothermale Mehrausbeute im Netz Neuriem bei RL 45 statt 62°C
- Abb. 6.21 Tagesdauerlinien gemessener Warmwasserverbräuche an typischen Wochentagen in Mehrfamilienhäusern mit verschiedener Anzahl von Wohneinheiten
- Abb. 6.22 Prinzipdarstellung eines Trinkwassererwärmungssystems mit Zirk/Zapf-Verhältnis 20/1
- Abb. 6.23 Theoretisch minimal mögliche Fernwärme-Rücklauftemperatur in Abhängigkeit von FW-Vorlauf-Temperatur und Zirk/Zapf-Verhältnis
- Abb. 6.24 Gesamtrücklauftemperaturen (blau) und Rücklauftemperaturen aus Trinkwassererwärmung (grün) in einem Mehrfamilienhaus mit 85 Wohneinheiten
- Abb. 6.25 Sinnhaftigkeit und Grenzen der Beimischung von Rücklaufwasser aus der Trinkwassererwärmung in den Heizungsvorlauf
- Abb. 6.26 Schaltung mit massebehafteter Vorwärmstufe (FÜS2)
- Abb. 6.27 Schaltung nach Prof. Ziegler (FÜS3)
- Abb. 6.28 Schaltung nach Fa. Pumpen Richter (FÜS6)

Tabellenverzeichnis

Tab. 2.2 Auslegungsempfehlungen für Heizkörper mit niedrigen Rücklauftemperaturen in Abhängigkeit vom Wärmeschutzstandard (Tabelle 10.3)

Tab. 2.2 mögliche Auslegungsempfehlung eines Heizkörperherstellers für verschiedene Wärmeschutz-Standards (Heizkurven)

Tab. 3.17 Vergleich Spitzenzapfung im Verhältnis zum Zeitintervall

Tab. 3.18 Typische Trinkwarmwasserbedarfskennwerte [2]

Tab. 3.19 Gegenüberstellung der 3 Profile für die Zirkulationsverluste

Tab. 3.20 Messergebnisse: Standard-Speicherladesystem (FÜS1)

Tab. 3.21 Messergebnisse: Durchflusssystem mit massebehafteter Vorwärmstufe (FÜS2)

Tab. 3.22 Messergebnisse: Heizungspufferspeicher und Frischwassersystem (FÜS3)

Tab. 3.23 Einteilung der Warmwasserzapfung in 4 Kategorien /Bräu/

Tab. 3.24 Messergebnisse: Durchflusssystem mit Heizungseinbindung (FÜS4)

Tab. 3.25 Messergebnisse: Primär beladener Heizungspufferspeicher und Frischwassersystem (FÜS5)

- Tab. 3.26 Messergebnisse: Zweistufiges Speicherladesystem (FÜS6)
- Tab. 3.27 Messergebnisse: Durchflusssystem mit dreistufiger Kaskade (FÜS7)
- Tab. 3.28 Übersicht Messergebnisse Winterfall 110 °C /
Rohrleitungsdämmstandard „Neubau“
- Tab. 3.29 Übersicht Messergebnisse Sommerfall 95 °C /
Rohrleitungsdämmstandard „Altbau“
- Tab. 3.30 Übersicht Messergebnisse Sommerfall 95 °C /
Rohrleitungsdämmstandard „Neubau“
- Tab. 3.31 Übersicht Messergebnisse Sommerfall 85 °C /
Rohrleitungsdämmstandard „Neubau“
- Tab. 3.32 Übersicht Messergebnisse Sommerfall 95 °C /
Rohrleitungsdämmstandard „Passivhaus“
- Tab. 3.16 Gegenüberstellung von Komponentenanzahlen und Preisen von
konventioneller und innovativer TWE, Leistungsklasse 100 kW
- Tab. 4.1 Aufnahmedauer Messdaten in Abhängigkeit des Messintervalls, Testo
177-T4
- Tab. 4.2 Ausgewählte Darstellungen zur Kategorisierung
- Tab. 5.1 Grenz- und Richtwerte für die SWM-Fernheiznetze
- Tab. 5.2 Abrechnung NT-Netz mit PMR
- Tab. 5.3 Kostenschätzung NT-Netz mit KMR
- Tab. 6.1 Aufgaben zentraler und dezentraler Trinkwassererwärmungsanlagen
gemäß /DVGW/
- Tab. 6.2 Zusammenstellung von gemessenen Warmwasser-Verbräuchen und
Zirkulationsvolumenströmen aus 17 vermessenen Gebäuden.

Literaturverzeichnis

- 1 Berg Berger, C. et al.: Lebensdauervorhersage an Kunststoffrohren - Stand und Probleme; Staatliche Materialprüfungsanstalt Darmstadt der TU-Darmstadt, 2007
- 2 Burk Burkhardt, W. et al.: Projektierung von Warmwasserheizungen, 8. Auflage; Verlag Oldenbourg, München 2008
- 3 Bräu Bräuning, K., Rasim, W.: Anwendungsmöglichkeiten und -grenzen der Brauchwasserbereitung im Durchlaufprinzip bei der Sanierung der Abnehmeranlagen in typischen Fernwärmeversorgungsgebieten der neuen Bundesländer, Abschlussbericht TU-Dresden, 1999
- 4 DIN1717 DIN EN 1717: Schutz des Trinkwassers vor Verunreinigungen in Trinkwasser-Installationen und allgemeine Anforderungen an Sicherheitseinrichtungen zur Verhütung von Trinkwasserverunreinigungen durch Rückfließen; Berlin, 2011
- 5 Döt Dötsch, C., Taschenberger J., Schönberg I.; Leitfaden Nahwärme; Hrsg.: Fraunhofer UMSICHT, Oberhausen, 1998
- 6 DVGW DVGW Arbeitsblatt W 551: Trinkwassererwärmungs- und Trinkwasserleitungsanlagen...; 2004
- 7 Erho Erhorn-Kluttig, H., et al.; Energetische Quartiersplanung; Publikation im Rahmen der Begleitforschung "EnEff-Stadt"; Stuttgart, 2011
- 8 FeisLa Feistbaur, T., Laake, A.: Laborversuch für niedrige Rücklauftemperaturen; Diplomarbeit HS-München, 2009
- 9 Feist Feist, W.: Messtechnische Untersuchung und Auswertung Tevesstraße FFM;
- 10 Fink Fink, C., Riva, R.; Optimierte und standardisierte Solarsysteme - Messtechnisch begleitete Demonstrationsobjekte im Geschößwohnungsbau; Forschungsbericht AEE-Intec, Gleisdorf, 2004
- 11 Fisch Fisch, N. , Möws B., Ziegler J. : Solarstadt; Konzepte - Technologien – Projekte; ISBN 10-3170154184; Stuttgart, Berlin; Verlag Kohlhammer, 2001
- 12 FW-Ulm Fernwärme Ulm GmbH; Methodische Ansätze zur Temperaturabsenkung eines gewachsenen Fernwärmenetzes; AGFW-Leitfaden, F&E Heft 26; ISBN 3-89999-042-0
- 13 Hör Hörmann, A.: Entwicklung von Trinkwarmwasser- und Heizungsreferenzlastprofilen in großen Wohngebäuden, Masterarbeit HS-München; Deutenhausen, 2010
- 14 Jaga Jaga Deutschland GmbH; Homepage www/jaga-deutschland.de; 2014

- 15 Jagn Jagnow, K., Wolff, D.: Opiums Abschlussbericht: Teil 2 Technische Optimierung und Energieeinsparung; Wilhelmshaven
- 16 Jent Jentsch, A.: Ergebnisse IEA-DHCAnnex X; Präsentation zum Statusseminar EnEff: Wärme. Köln 2014
- 17 Krei Kreisel, T.; Fehleranalyse – woraus resultieren hohe Rücklauftemperaturen? Präsentation AGFW, Fulda 2010
- 18 Man Mangold, D. et al.; Wohnsiedlung Wiggenhausen Friedrichshafen; www
- 19 Mand Manderfeld M. et.al.: Handbuch zur Entscheidungsunterstützung - Fernwärme in der Fläche; Fernwärmeversorgung Niederrhein GmbH; Oberhausen, 2008
- 20 NAT Neuberger Anlagentechnik, Fa.: Funktionsbeschreibung Fernwärme-Übergabe-Station; Rothenburg o.T., 2012
- 21 Mühl Mühlbacher, H.; Verbrauchsverhalten von Wärmeerzeugern bei dynamisch varierten Lasten und Übertragungskomponenten, Dissertationsarbeit TU-München, 2007
- 22 Over Overhage, A.; Maßnahmen zur Erreichung niedriger Rücklauftemperaturen – Einfluss Nutzerverhalten; Präsentation AGFW, Fulda 2010
- 23 Punef Lüben, W. et al.; Praxisuntersuchung zur Entwicklung von nachhaltigen effizienten Hausstationen für Fernwärme; Abschlussbericht, München 2014
- 24 Reh Rehau, Fa. WärmeWende mit Nahwärmenetzen - Erfolgsfaktoren für wirtschaftliche Lösungen; Rehau, 2014
- 25 Rich Richter, W.; Einfluss sinkender Vorlauftemperaturen auf die Gebäudetechnik; AGFW-Veröffentlichung F&E Heft 20; ISBN 3-89999-032-3
- 26 Robbi Robbi, S.; LowEx-Fernwärme - Vergleichende Bewertung von Maßnahmen für eine effiziente, multifunktionale Fernwärmeversorgung; Dissertationsarbeit TU-Dresden, 2013
- 27 Sacht Sachtleben, R. Durchflusstrinkwassererwärmung; Handreichung zum AGFW-Seminar Fernwärmehaustechnik vom 20. - 22.09.2000 in Deidesheim
- 28 Sche Schenk, W.: Vorlesungsskript zur Vorlesung Geothermie; Hochschule München, 2014
- 29 Schm Schmidt, M.; Untersuchung von Smart Energy Konzepten im Fernwärmemarkt auf Basis von elektronischen Wärmehählern; Diplomarbeit TU Dresden, 2011
- 30 Sell Sellmaier, S.: Auslegung verschiedener dezentraler Trinkwassererwärmungssysteme und deren Auswirkung auf das geothermiegespeiste Fernwärmenetz München-Freiham; Diplomarbeit HS-München; Pairing 2008
- 31 Strei1 Streicher, W.; Benutzerfreundliche Heizungssysteme für Niedrigenergie- und Passivhäuser; Berichte aus Energie und Umweltforschung, BMVIT 2004

- 32 Strei2 Streicher, W.; Sonnenenergienutzung; Skriptum, Institut für Wärmetechnik, TU-Graz, 2003
- 33 SWM1 Stadtwerke München, Frank, N.; Optimierung der Rücklauf-temperaturabsenkungsaktivitäten; Präsentation, 2013
- 34 Teu Teubner, S.; Fernwärme - Grundlagen Rücklauf-temperatur; Präsentation Fachvortrag Bauzentrum München, 2014
- 35 Thal Thalmann, S. et al.: Analyse und Optimierung von Fernwärmenetzen; IB Verenum, Zürich, 2013
- 36 TU-Dres1 TU-Dresden, Institut für Energietechnik; Senkung der Zirkulationsverluste in zentralen Trinkwassererwärmungsanlagen, Schlussbericht AIF Forschungsvorhaben 14244 BR, 2007
- 37 TU-Dres2 TU-Dresden, Institut für Energietechnik; Huhn, R., Davids, A.; Zirkulationsverluste in zentralen Trinkwassererwärmungsanlagen - Senken oder Abschaffen? Präsentation, 2008
- 38 VDI VDI 6003/1; Trinkwassererwärmungsanlagen – Komfortkriterien und Anforderungsstufen für Planung, Bewertung und Einsatz; Düsseldorf, 2012
- 39 Viess Viessmann, Fa.: Planungshandbuch Dampfkessel, Allendorf, 2011
- 40 Zai1 Zaitschek, O.; Maßnahmen zur Erreichung niedriger Rücklauf-temperaturen - Hydraulische Schaltungen; Präsentation AGFW, Fulda 2010
- 41 Zai2 Zaitschek, O.; Maßnahmen zur Erreichung niedriger Rücklauf-temperaturen - Auslegungshilfen für Neuanlagen; Präsentation AGFW, Fulda 2010
- 42 Zai3 Zaitschek, O.; Maßnahmen zur Erreichung niedriger Rücklauf-temperaturen bei den Stadtwerken Augsburg; Präsentation, AGFW, 2009
- 43 Zeis Zeisberger, J.; Numerische Optimierung und messtechnische Überprüfung von turbulenzarmen Be- und Entladeeinrichtungen in Pufferspeichern; Masterarbeit Hochschule München, 2009
- 44 Zieg Ziegler, F.J.: Skriptum Wärme- und Stoffübertragung, Kap. 7: Massen- und Energiebilanzen beim konvektiven Transport; Hochschule München, 2012
- 45 Zink Zinko, H.; Improvement of Operational Temperature Differences in District Heating Systems; IEA R&D Programme on DHC; 2005