Technische Universität München
Lehrstuhl für Bauklimatik und Haustechnik
Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Gerhard Hausladen

Dissertation

Beitrag zur energieeffizienten Trinkwassererwärmung

Messtechnische Untersuchungen zur Bewertung und Optimierung von Trinkwassererwärmungssystemen

Jürgen Zeisberger

Technische Universität München

HOCHSCHULE FÜR ANGEWANDTE WISSENSCHAFTEN MÜNCHEN

Fakultät für Architektur

Lehrstuhl für Bauklimatik und Haustechnik

Beitrag zur energieeffizienten Trinkwassererwärmung

Messtechnische Untersuchungen zur Bewertung und Optimierung von Trinkwassererwärmungssystemen

Jürgen Zeisberger

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Architektur der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender:	Prof. Dipl.-Ing. Thomas Auer
Prüfer der Dissertation:	1. Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Gerhard Hausladen
	2. Prof. Dr.-Ing. Franz Josef Ziegler

Die Dissertation wurde am 01.06.2017 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Architektur am 30.06.2017 angenommen.

Kurzfassung

Diese Abhandlung befasst sich mit der Problematik der energieeffizienten Trinkwassererwärmung in großen Wohngebäuden. Die bestehenden Hygieneanforderungen führen in Verbindung mit den Komfortansprüchen der Bewohner zu einem durchgängig hohen Temperaturniveau in den Warmwasser- und Zirkulationssystemen. Daraus resultieren hohe Heizwasserrücklauftemperaturen bei der Warmwasserbereitung, die die Effizienz der Wärmeerzeugungsanlagen mindern und das Nutzungspotenzial regenerativer Wärmequellen erheblich begrenzen.

Um Klimaschutzziele auch im Bereich der Gebäudetechnik umsetzen zu können, sind Optimierungsmaßnahmen in der Trinkwassererwärmung unumgänglich. Als Grundlage dafür werden Verbrauchsmessungen in Bestandsgebäuden durchgeführt und analysiert. Diese geben Aufschluss über die Betriebscharakteristiken der eingesetzten Trinkwassererwärmungssysteme in Bezug auf das Nutzerverhalten. Die überwiegend bekannten anlagenspezifischen Defizite der Standardsysteme können bestätigt werden und zeigen dringenden Handlungsbedarf auf. Daher wird ein neues Trinkwassererwärmungssystem mit effektiver Rücklauftemperaturauskühlung entwickelt, das technische und wirtschaftliche Vorteile vereint. Umfangreiche Untersuchungen am Prüfstand liefern Rückschlüsse hinsichtlich der Einflussparameter und der zukünftigen, bedarfsorientierten Auslegung. Die primär für Fernwärmeübergabestationen gewonnenen Erkenntnisse werden im weiteren Verlauf dieser Arbeit auf andere Energieerzeuger übertragen und in Pilotanlagen unter realen Nutzungsbedingungen angewendet, überprüft und optimiert. Für Wärmespeicher, die eine wichtige Systemkomponente darstellen, werden Verbesserungen der Temperaturschichtung durch optimierte Ladeeinrichtungen vorgenommen und deren Wirksamkeit nachgewiesen. Es wird gezeigt, dass mit dem innovativen Trinkwassererwärmungssystem eine Steigerung der Energieeffizienz erreicht wird.

Abstract

This PhD-Thesis investigates the issue of energy efficient domestic hot water heating systems in large residential buildings. Hygiene requirements in combination with the comfort demands of the residents lead to a consistently high temperature level in the hot water and circulation systems. This results in high heating water recirculation temperatures decreasing the efficiency of the heat generation plants and reducing the utilization of regenerative heat sources.

To achieve climate protection goals in the field of building technology as well, optimisation measures with regard to domestic hot water heating systems are essential. For this purpose water consumption measurements in housing stock are conducted and analysed. These show the operation characteristics of existing domestic hot water systems in relation to usage patterns. The widely known drawbacks of standard systems can be confirmed and show urgent need for action. Therefore a new domestic hot water heating system with an efficient return temperature cooling system is being developed which combines technical and economical advantages. Extensive research at the test rig provides conclusions regarding influencing factors and future demand-oriented designs. In the course of this thesis these results primarily attained for district heating transmission stations are transferred to the use of other heat sources and are applied, validated and optimised under realistic conditions in pilot plants. For hot water storage tanks, which are an important system component, improvements of the temperature stratification are being achieved by use of optimised loading units and their effectiveness is shown. It is demonstrated that the developed innovative drinking water heating system causes an increase of the energy efficiency.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter in der Fakultät 05 für Versorgungs- und Gebäudetechnik an der Hochschule München.

Ich möchte an dieser Stelle Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Gerhard Hausladen für das entgegengebrachte Vertrauen und die Bereitschaft zur Übernahme der Erstkorrektur meinen herzlichen Dank aussprechen.

Mein ganz besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Franz Josef Ziegler für die Betreuung meiner kooperativen Promotion und die angenehme Zusammenarbeit. Er stand mir stets mit wertvollen Ratschlägen und fachlich-hilfreichen Diskussionen zur Seite.

Ein Dankeschön geht an alle Kolleginnen und Kollegen der Fakultät 05 für Versorgungs- und Gebäudetechnik der Hochschule München und des Lehrstuhls für Bauklimatik und Haustechnik der Technischen Universität München für die Unterstützung und das angenehme Arbeitsklima in den vergangenen Jahren. Dabei möchte ich mich speziell bei „meinen“ Studenten bedanken, die von der Durchführung der Verbrauchsmessungen bis zum Aufbau und Betrieb der Prüfstände einen wertvollen Beitrag leisteten und zum Gelingen dieser Arbeit beitrugen. Weiterhin danke ich Herrn Prof. Dipl.-Ing. Martin Ehlers, der mich seit vielen Jahren auf meinem beruflichen Lebensweg begleitet und mich zu dieser Arbeit ermutigte.

Für die Mithilfe bei der Korrektur danke ich Herrn Christoph Lehner, M.Eng und Herrn Johannes Elfner, M.Sc.

Für die große Unterstützung auf meinem beruflichen und privaten Lebensabschnitt möchte ich meiner Familie und meinen Freunden einen ganz besonderen Dank aussprechen. Ohne euer Verständnis und die unendliche Geduld wäre diese Arbeit nicht möglich gewesen.

München, im Juni 2017

Jürgen Zeisberger

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung ... 1
2 Abgrenzung und Zielsetzung ... 3
3 Grundlagen ... 4
3.1 Energiebedarf von Wohngebäuden ... 4
3.1.1 Energiebedarf für die Gebäudebeheizung ... 4
3.1.2 Energiebedarf für die Trinkwassererwärmung ... 5
3.1.3 Energiebedarf zur Deckung der Zirkulationsverluste ... 7
3.1.4 Messergebnisse zum Warmwasserverbrauch in großen Wohngebäuden ... 9
3.2 Anforderung an die Trinkwasserhygiene ... 19
3.2.1 Krankheitserreger und Legionellen ... 19
3.2.2 Anforderung an die Planung, Errichtung und Betrieb von TWE-Anlagen ... 20
3.2.3 Unterscheidung zwischen Klein- und Großanlagen ... 20
3.2.4 Hygienebedingte Betriebsweise ... 21
3.2.5 Sicherung der Trinkwasserqualität ... 22
3.2.6 Reduzierung der Warmwassertemperatur ... 22
3.3 Verkalkungsproblematik ... 23
3.4 Trinkwassererwärmungssysteme (Stand der Technik) ... 25
3.4.1 Speichersystem (SpS) ... 26
3.4.2 Speicherladesystem (SLS) ... 30
3.4.3 Durchflusssystem (DFS)/Frischwassersystem (FWS) ... 33
3.5 Zusammenfassung der Grundlagen ... 35
4 Versuchsaufbau ... 37
4.1 Beschreibung des Fernwärmeprüfstands ... 37
4.2 Mess- und Regelungstechnik ... 38
5 Versuchsdurchführung ... 39
5.1 Festlegung der Referenzprofile ... 39
5.1.1 Referenzprofil Warmwasser ... 39
5.1.2 Referenzprofil Zirkulation ... 40
5.1.3 Referenzprofil Heizung ... 41
5.1.4 Übersicht der Referenzprofile ... 42
5.1.5 Fahrweise des Fernwärmenetzes ... 43
5.2 Festlegung der Tageslastgänge (Parametervariationen) ... 44
5.3 Umfang der Versuche ... 45
5.4 Versuchsablauf am Fernwärmeprüfstand ... 46
6 Messtechnische Untersuchungen eines innovativen Trinkwassererwärmungssystems am Fernwärmeprüfstand ... 47
6.1 Anforderungen an energieeffiziente Trinkwassererwärmungssysteme ... 47
6.2 Allgemeine Konzeptbeschreibung der optimierten Trinkwassererwärmung ... 47
6.2.1 Schema und Funktionsbeschreibung für die Anschlussart Fernwärme ... 48
6.3 Darstellung der Messergebnisse ... 51
6.3.1 Fernwärmerücklauftemperatur im Sommerbetrieb ... 52
6.3.2 Fernwärmerücklauftemperatur im Winterbetrieb ... 56
6.3.3 Beimischvolumenstrom und Temperaturverläufe im Pufferspeicher ... 59
6.3.4 Betriebsverhalten von seriell verschalteten Wärmeübertragern ... 61
6.4 Zusammenfassung der Messergebnisse ... 62
7 Optimierung von Trinkwassererwärmungssystemen ... 63
7.1 Allgemein ... 63

7.2 Einfluss der Wärmeerzeugung 64
7.2.1 Fernwärme (Kraft-Wärme-Kopplung, Geothermie) 64
7.2.1.1 Theoretische Rücklauftemperatur im Sommerbetrieb 65
7.2.1.2 Einfluss der Warmwassertemperatur auf die Fernwärmerücklauf-temperatur 69
7.2.1.3 Einfluss der Gebäudebeheizung auf die Fernwärmerücklauftemperatur 71
7.2.1.4 Optimierungs- und Einsparpotenziale bei Fernwärmeanlagen 72
7.2.1.5 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung bei Fernwärmesystemen 82
7.2.2 Brennwerttechnik 84
7.2.3 Blockheizkraftwerke 89
7.2.4 Solarthermie 95
7.2.5 Wärmepumpenanlagen 99
7.3 Optimierung von Wärmespeichern 106
7.3.1 Kennzahlen zur Bewertung des Schichtungsverhaltens 108
7.3.2 Optimierung von Schichtladeeinrichtungen in Pufferspeichern 109
7.3.2.1 Seitlicher Einlauf (Standard 1) 111
7.3.2.2 Vertikaler Einlauf (Standard 2) 115
7.3.2.3 Radial-Diffusor/Prallplatte 117
7.3.2.4 Laderohr 121
7.3.2.5 Drall-Einlauf 123
7.3.2.6 Perforierte Platte (Lochblech) 126
7.3.2.7 Temperaturverlauf bei vollständiger Entleerung 129
7.4 Messergebnisse von Pilotanlagen 130
7.4.1 Sanierung einer Heizzentrale in München-Riem (Fernwärme aus Geothermie) 130
7.4.2 Neubau in München-Schwabing (Fernwärme aus KWK) 132
7.4.3 Sanierung einer Heizzentrale mit Gas-Brennwerttechnik und Solarthermie 135
8 Zusammenfassung und Ausblick 137
9 Anhang 141
9.1 Formelzeichen 141
9.2 Indizes 143
9.3 Abkürzungen 145
9.4 Literaturverzeichnis 147
9.5 Abbildungsverzeichnis 152
9.6 Tabellenverzeichnis 156
9.7 Weitere Angaben zu den messtechnischen Untersuchungen 158
9.7.1 Mess- und Regelungstechnik am Fernwärmeprüfstand 158
9.7.2 Messergebnisse der Tageslastgänge am Fernwärmeprüfstand 159
9.7.3 Betriebsverhalten seriell verschalteter Wärmeübertrager 167
9.7.3.1 Frischwassermodul mit nachgeschalteter Auskühlstufe 167
9.7.3.2 Dreistufige Fernwärmeübergabestation zur Pufferspeicherbeladung 171
9.7.4 Optimierung von Schichtladeeinrichtungen (Ergänzungen zu Kapitel 7.3.2) 176

1 Einleitung

Im Zuge der Weltklimakonferenz 2015 in Paris wurde erstmals ein verbindliches Fernziel von nahezu allen Staaten der Welt vereinbart, wonach die globale Erderwärmung bis zum Ende des Jahrhunderts unter zwei Grad gehalten werden soll. Dieses Abkommen ist nur über eine Energiewende in den Bereichen Wärme, Strom und Verkehr zu erreichen. Einen wesentlichen Bestandteil stellt die Dekarbonisierung dar, welche den Übergang von der Nutzung fossiler Brennstoffe zu einer nachhaltigen Energieversorgung aus Erneuerbaren Energien bedeutet. Dazu ist eine Abkehr von der konventionellen Energiewirtschaft in Verbindung mit dem konsequenten Ausbau regenerativer Energiequellen unerlässlich. Des Weiteren besteht die ökologische und ökonomische Notwendigkeit, die vorhandenen, endlichen Ressourcen effizient einzusetzen. Dies setzt sowohl ein Umdenken beim Verbraucher hinsichtlich einer rationalen Verwendung als auch die Steigerung der Erzeugungseffektivität voraus.

Der Erfolg der Energiewende ist eng an die Wärmewende geknüpft. In Deutschland entfällt etwa ein Viertel des gesamten Endenergieverbrauchs auf private Haushalte, davon rund zwei Drittel auf die Gebäudebeheizung und Trinkwassererwärmung [1]. Mit Einführung der Energieeinsparverordnung (EnEV) werden bereits bautechnische Standardanforderungen festgelegt. Diese stellen ein wichtiges Instrument der deutschen Energie- und Klimaschutzpolitik dar, um bis zum Jahr 2050 einen nahezu klimaneutralen Gebäudebestand zu erreichen [2]. Der Energiebedarf für die Trinkwassererwärmung ist hingegen personenspezifisch und unterliegt keiner Richtlinie. Daraus folgt, dass der Anteil der Trinkwassererwärmung am Gesamtverbrauch tendenziell zunimmt. Hinzu kommen das hohe Temperaturniveau, das den gesetzlichen Hygieneanforderungen geschuldet ist, sowie die steigenden Komfortansprüche der Nutzer. Somit gewinnt die Trinkwassererwärmung zunehmend an Bedeutung und rückt verstärkt in den Fokus energieeffizienter Anlagentechnik.

Die Umsetzung der Energiewende basiert auf der Integration Erneuerbarer Energien, den Einsatz von Bioenergie sowie die effiziente Strom- und Wärmebereitstellung durch Kraft-Wärme-Koppelungsanlagen. Der Stromerzeugungsanteil aus Erneuerbaren Energien soll gemäß der Zielsetzung der Bundesregierung von derzeit 32,6 % bis auf 80 % im Jahr 2050 ausgebaut werden [3]. Im Gegensatz zur Stromversorgung ist es unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten nicht möglich, die benötigte Wärmeenergie über weite Entfernungen zu transportieren. Diese muss im Gebäude selbst oder im nahen Umfeld erzeugt werden. Da sich dies um einen langfristigen Prozess handelt, müssen in den nächsten Jahren auch weiterhin fossile Energien als Brückentechnologie zur Anwendung kommen. Dabei tritt speziell die Steigerung der Erzeugungseffektivität in den Vordergrund.

Eine Vorreiterrolle bei der Energie- und Wärmewende wollen in Deutschland die Stadtwerke München (SWM) einnehmen. Es wird angestrebt, die Stadt München bis zum Jahre 2025 vollständig mit Ökostrom zu versorgen und die Fernwärmeversorgung bis 2040 zu 100 % aus Erneuerbaren Energien (überwiegend Geothermie) zu decken [4]. Zur Umsetzung sind weitere Erschließungen von Tiefenerdwärmequellen und deren gezielter Ausbau erforderlich. Das seit Jahrzehnten bestehende und bekannte Problem der hohen Rücklauftemperatur in den Fernwärmenetzen spielt dabei eine entscheidende Rolle. Mit steigender Rücklauftemperatur wird das Nutzungspotenzial geothermaler Wärmeenergie erheblich reduziert und die Effizienz und Wirtschaftlichkeit der Energiebereitstellungsanlagen gemindert. Als Verursacher der hohen Rücklauftemperaturen gelten die Kundenanlagen, die auf lange Sicht gegen zukunftsweisende Technologien zu ersetzen sind. Da die durchschnittliche Anlagennutzungsdauer ca. 25 Jahre beträgt, müssen richtungsweisende Entscheidungsprozesse bereits heute getroffen werden.

Das Gelingen der Energiewende beruht auf drei wesentlichen Maßnahmen: Energieeinsparung, Energieeffizienz und Ausbau Erneuerbarer Energien. Die vorliegende Arbeit befasst sich dabei insbesondere mit der Thematik der Energieeffizienz von Trinkwassererwärmungsanlagen in großen Wohngebäuden. Dazu werden typische Verbrauchsstrukturen in Kombination mit konventioneller Anlagentechnik aufgezeigt und hinsichtlich des dynamischen Betriebsverhaltens analysiert. Aufbauend auf den Erkenntnissen, dass mit den Standard-Trinkwassererwärmern eine effektive Rücklaufauskühlung nicht realisierbar ist, wird ein neues System der Trinkwassererwärmung entwickelt. Das Grundkonzept, bestehend aus einem Pufferspeicher und Frischwassermodul, wird hinsichtlich einer mehrstufigen Wärmenutzung optimiert, wodurch es zur angestrebten Rücklaufauskühlung und Glättung der auftretenden Lastspitzen kommt. Aus den niedrigen Rücklauftemperaturen resultieren deutliche Effizienzsteigerungen bei den Wärmeerzeugungsanlagen und im Einsatz Erneuerbarer Energien. Der modulare Aufbau des innovativen Trinkwassererwärmungssystems ermöglicht vielfältige Anwendungsmöglichkeiten, unabhängig von der Art der Energieversorgung.

2 Abgrenzung und Zielsetzung

Bundesweit entfallen rund zwei Drittel aller Wohnungen auf ein Gebäude mit mehr als zwei Wohneinheiten [1] und sind der Kategorie einer Großanlage zuzuordnen. Den inhaltlichen Schwerpunkt dieser Arbeit repräsentieren zentrale Trinkwassererwärmungssysteme in größeren Wohngebäuden, für die aus hygienischer Sichtweise besondere Anforderungen gelten. Dazu zählen der Einbau eines Zirkulationssystems und die Einhaltung einer Warmwassertemperatur am Austritt des Trinkwassererwärmers von mindestens 60 °C. Da die Nachheizung der Wärmeverluste auf hohem Temperaturniveau stattfindet, treten bei Standard-Trinkwassererwärmern ebenfalls hohe Rücklauftemperaturen auf. Diese beeinflussen maßgeblich die Effizienz der Wärmeerzeugungsanlagen und den Einsatz Erneuerbarer Energien.

Im Rahmen dieser Arbeit werden messtechnische Voruntersuchungen zur Ermittlung typischer Verbrauchskennwerte an Wohnanlagen mit unterschiedlicher Anzahl an Wohneinheiten und verschiedenen Baustandards durchgeführt. Die Messungen werden mit Literaturwerten und geltenden Normen verglichen, um im weiteren Verlauf für den Prüfstand realitätsnahe, standardisierte Tageslastgänge zu generieren. Im Zuge der Verbrauchsanalyse wird ferner das Betriebsverhalten der aktuell eingesetzten Standard-Trinkwassererwärmer untersucht. Des Weiteren wird ein Überblick über die gesetzlichen Hygieneanforderungen gegeben und auf die Verkalkungsgefahr bei harten Wässern eingegangen.

Um neue Lösungsansätze, speziell für Fernwärmeanlagen, testen zu können, wird ein Prüfstand für Hausstationen aufgebaut. Dieser ermöglicht es, das Betriebsverhalten unterschiedlicher Anlagensysteme auf objektiver Vergleichsbasis abzubilden und die Auswirkung der Einflussparameter auf die Energieeffizienz zu erforschen. Im Fokus steht ein neu entwickeltes Trinkwassererwärmungssystem, das am Prüfstand ausgiebig untersucht wird. Die 28 getesteten Tageslastgänge unterscheiden sich hinsichtlich der Fernwärmevorlauftemperatur, des Rohrleitungsdämmstandards und der Betriebsweise. Die Messergebnisse werden mittels theoretischer Ansätze nachvollzogen und allgemeingültig dargestellt. Für den Einsatz bei anderen Energieträgern und Wärmeerzeugern wird das Grundkonzept der Fernwärmesysteme modifiziert. Die Messergebnisse am Prüfstand sowie die theoretischen Ansätze konnten bei der Umsetzung in Pilotanlagen bestätigt werden.

Für Wärmespeicher, die ein wichtiger Bestandteil des neuen Trinkwassererwärmungssystems sind, werden Optimierungsmöglichkeiten der Schichtladeeinrichtung aufgezeigt. Damit werden auch bei hohen Be- und Entladevolumenströmen sehr gute Temperaturschichtungen erzielt und der Speichernutzungsgrad gesteigert.

In dieser Arbeit werden die unzureichende Effizienz der Standard-Trinkwassererwärmer im Hinblick auf die Anforderungen der Wärmewende nachgewiesen und Optimierungsansätze aufgezeigt. Die ermittelten Defizite bilden in Anlehnung an die anerkannten Regeln der Technik die Grundlage eines neuen Trinkwassererwärmungssystems, dessen Effizienz und Einsatzfähigkeit belegt werden kann. Neben der effizienten Betriebsweise lassen sich auch sehr gute Hygienebedingungen und Komfortstandards erreichen. Um die Investitions- und Instandhaltungskosten möglichst gering zu halten, kommen ausschließlich Standardkomponenten zur Verwendung. Als langfristiges Ziel wird die Etablierung der Anlagentechnik im Markt angestrebt, um das System als zukünftige, effiziente Standardlösung anzubieten.

3 Grundlagen

3.1 Energiebedarf von Wohngebäuden

3.1.1 Energiebedarf für die Gebäudebeheizung

Der Energiebedarf für die Gebäudebeheizung sinkt seit der Einführung der 1. Wärmeschutzverordnung (WSVO) im Jahre 1977 kontinuierlich. Die konsequente Weiterführung durch die nachfolgende Energieeinsparverordnung (EnEV) mit stetig steigenden Anforderungen an die Wärmedämmung opaker und nichtopaker Bauteile führte zu der Entwicklung wie in Abbildung 3.1 dargestellt. Waren für ein Bestandsgebäude aus den sechziger Jahren noch ca. 285 kWh/(m²a) für die Raumheizung und Trinkwassererwärmung nötig, reduzierten sich die spezifischen Energieverbrauchskennwerte für einen Neubau gemäß EnEV 2012 auf ca. 45 kWh/(m²a), mit weiterhin abnehmender Tendenz.

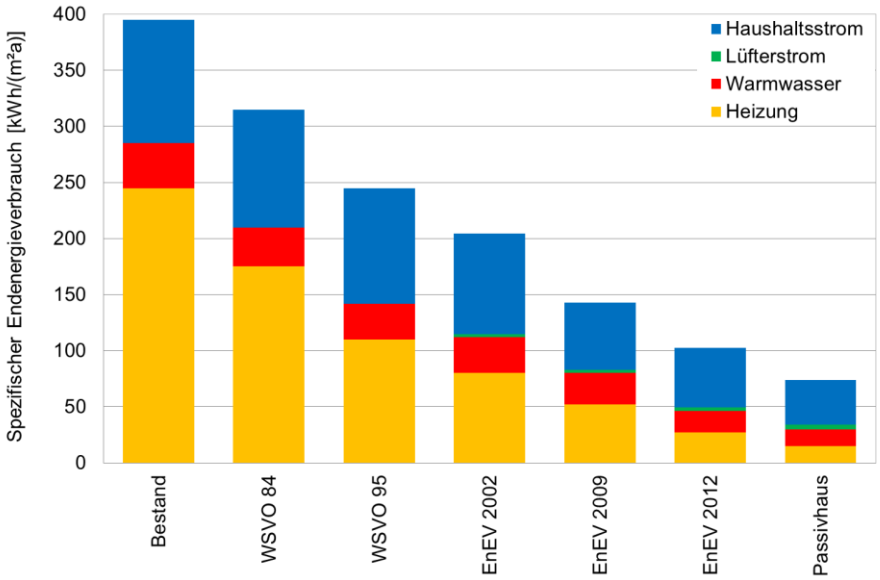

Abb. 3.1: Entwicklung des spezifischen Endenergieverbrauchs [5]

Der immer geringer werdende Anteil von Transmissions- und Infiltrationsverlusten der Gebäudehülle wirkt sich energetisch positiv auf die Anlagentechnik und deren Betriebstemperaturen aus. Betrug die Vorlauftemperatur der Heizkörper in einem Bestandgebäude für den Auslegungsfall noch zwischen 75 °C und 90 °C, können Niedrigenergiehäuser in Kombination mit Flächenheizsystemen (Fußboden-, Wand- und Deckenheizung sowie Bauteilaktivierung) bereits mit Vorlauftemperaturen unter 40 °C ausgelegt werden. Passivhäuser werden bereits ohne separate Heizsysteme über die notwendige Lüftungsanlage beheizt. Durch den verbesserten Dämmstandard reduziert sich nicht nur der Wärmebedarf, es verkürzt sich zudem die Heizperiode, da die Heizgrenztemperatur sinkt. Der verbesserte Gebäudedämmstandard ändert zudem das Verhältnis von Trinkwasser- zu Heizenergiebedarf. Lag der Anteil an Energie für die Trinkwassererwärmung bei einem Bestandsgebäude noch bei 10 % bis 15 %, erhöht sich dieser für ein Niedrigenergiehaus nach EnEV 2012 auf ca. 40 %. Bei einem Passivhaus dominiert die Trinkwassererwärmung mit einem Anteil von über 50 %.

Eine Studie [6] zur Verbrauchsabrechnung belegt diesen Trend. Danach ergab sich ein Rückgang des witterungsbereinigten Heizenergieverbrauchs in den Jahren 2006 bis 2012 um ca. 12 %, als Resultat von Bestandssanierungen und zwischenzeitlich errichteten Neubauten. Der Energieverbrauch der Trinkwassererwärmung hat dagegen im gleichen Zeitraum um 5 % bis 9 % zugenommen, was auf das benutzerabhängige Verbrauchsverhalten und die gestiegenen Hygieneanforderungen zurückzuführen ist.

3.1.2 Energiebedarf für die Trinkwassererwärmung

Der durchschnittliche, tägliche Trinkwasserbedarf hat in den letzten 20 Jahren von 147 Liter auf 122 Liter pro Person abgenommen. Obwohl Wasserwerke mit einem weiteren Rückgang des Wassergebrauchs von 1 % bis 2 % pro Jahr durch Sparmaßnahmen rechnen, hat sich der Bedarf in den letzten Jahren stabilisiert [7].

Dabei sind folgende Gründe für den Rückgang des Trinkwasserverbrauchs verantwortlich:

- Steigende Abwassergebühren
- Wassersparende Entnahmearmaturen
- Wassersparende Spülsysteme in Toiletten
- Einführung geschlossener Kühlwasserkreisläufe bei Industrieanlagen

Der Anteil des Trinkwarmwassers beträgt 20 % bis 40 % des Trinkwassertagesbedarfs. Dieser hängt von Alter, Geschlecht, Schichtzugehörigkeit, Berufstätigkeit, sanitärer Ausstattung und Komfortansprüchen ab und kann daher stark variieren.

Der tägliche personenbezogene Nutzenergiebedarf $q_{TWW,Pers,d}$ ergibt sich aus dem Warmwasserbedarf $V_{TWW,Pers,d}$ der Bewohner nach Gleichung 3.1. Typische Anhaltswerte in Bezug auf die Entnahmetemperatur sind in Tabelle 3.1 abgebildet.

$$q_{TWW,Pers,d} = V_{TWW,Pers,d} \cdot c_p \cdot \rho \cdot \left(T_{TWW} - T_{TWK}\right); \text{[Wh/(Pers*d)]} \qquad \text{(Glg. 3.1)}$$

Tab. 3.1: Personenspezifische Warmwasser- und Energiebedarfskennwerte [8]

	Spez. Warmwasserbedarf		Spez. Energiebedarf
	$T_{TWW,45°C}$	$T_{TWW,60°C}$	$q_{TWW,Pers,d,60°C}$
	[l/(Pers*d)]	[l/(Pers*d)]	[Wh/(Pers*d)]
Niedriger Bedarf	15 - 30	10 - 20	600 - 1200
Mittlerer Bedarf	30 - 60	20 - 40	1200 - 2400
Sehr hoher Bedarf	60 - 120	40 - 80	2400 - 4800

Zur Nutzenergie q_{TWW} kommen anlagenspezifische Verluste q_{TWZ} hinzu, die ebenfalls dem zur Trinkwassererwärmung q_{TWE} benötigten Gesamtenergiebedarf zugeschrieben werden. Diese Verluste entstehen durch Verteilung, Speicherung und Erzeugung und sind von der baulichen Ausführung des Trinkwassererwärmungssystems abhängig. Der Hauptbestandteil ist auf die Länge der Rohrleitungssysteme mit entsprechender Dämmqualität zurückzuführen. Speicher- und Erzeugungsverluste werden häufig nicht separat erfasst und sind in den Verteilverlusten mit

enthalten. Zur Vergleichbarkeit werden die Bedarfskennwerte in Bezug auf die beheizte Wohnfläche verwendet.

Der spezifische Energiebedarf für die Trinkwassererwärmung setzt sich gemäß DIN EN V 18599 Teil 8 [9] aus folgenden Anteilen zusammen:

- Nutzenergie $q_{w,b}$
- Verteilung $q_{w,d}$
- Speicherung $q_{w,s}$
- Erzeugung $q_{w,gen}$

Im weiteren Verlauf werden die gebräuchlichen Energiebedarfskennwerte verwendet:

$$q_{TWW} = q_{w,b}\ ; [\text{kWh/(m²a)}] \quad \text{(Glg. 3.2)}$$

$$q_{TWZ} = q_{w,d} + q_{w,s} + q_{w,gen}\ ; [\text{kWh/(m²a)}] \quad \text{(Glg. 3.3)}$$

$$q_{TWE} = q_{TWW} + q_{TWZ}\ ; [\text{kWh/(m²a)}] \quad \text{(Glg. 3.4)}$$

Die nachfolgende Tabelle 3.2 gibt einen Überblick über den derzeit angesetzten Nutzenergiebedarf zur Trinkwassererwärmung für größere Mehrfamilienhäuser. Bei den Nutzenergiebedarfskennwerten der VDI-Richtlinien VDI 6002 Blatt 1 und VDI 2067 Blatt 12 handelt es sich um personenbezoge Größen, die zur Vergleichbarkeit als flächenbezogener Wert dargestellt werden. Die durchschnittliche Wohnfläche pro Person beträgt laut Statistischem Bundesamt [10] 45 m², für ein Mehrfamilienhaus in Ballungszentren wird eine Wohnfläche von 30 m² je Person angenommen.

Tab. 3.2**:** Flächenspezifischer Nutzenergiebedarf zur Trinkwassererwärmung

	Spez. Nutzenergiebedarf q_{TWW} [kWh/(m²a)]
EnEV 2016 (DIN V 4701 Teil 10) [1] [2]	12,5
DIN V 18599 Teil 10 [11]	15,0
VDI 6002 Blatt 1 [2] [12]	19,8
VDI 2067 Blatt 12 [2] [13]	ca. 15,3
Optimus-Studie (Mittelwert) [14]	ca. 19,0
Passivhaus-Studien [15, 16]	15 - 27
Eigene Messungen	14 - 26
Mittelwert aus [14, 15, 16] und eigenen Messungen	ca. 21

[1] Bezugsfläche: $A_N = 0{,}32\ m^{-1} * V_e$
(mit V_e als beheiztes Gebäudevolumen in m³)
[2] mit 30 m² Wohnfläche je Person

Es zeigt sich, dass die nach den Regeln der Technik angesetzten Bedarfskennwerte deutlich geringer ausfallen als dies bei den im Rahmen von Studien ermittelten Messwerten der Fall ist. Die eigenen durchgeführten Messungen bestätigen die Werte der Studien. Ein mittlerer Nutzenergiebedarf von 21 kWh/(m²a) wird als Referenzwert für die folgenden Untersuchungen angesehen.

Die Warmwasserentnahme lässt sich nach Entnahmedauer und -durchfluss sowie der Häufigkeit in verschiedene Nutzungsprofile einteilen. Detaillierte Aussagen zu Warmwasserentnahmevorgängen sind in der VDI 2067 Teil 22, DIN EN 15316 Teil 3-1 und in verschiedenen Literaturquellen (z.B. [17, 18, 19]) zu finden. Auf Vorschlag von [18] lassen sich die Entnahmevorgänge in vier Kategorien einteilen. Diese konnten in den durchgeführten Messungen ebenfalls bestätigt werden und sind für einen mittleren Bedarf von 35 Liter pro Person und Tag in Tabelle 3.3 abgebildet.

Tab. 3.3: Kategorisierung der Dauer und Häufigkeit der Warmwasserentnahme bei 60 °C [18]

	Entnahme-Durchfluss	Entnahme-Dauer	Entnahme-Volumen	Häufigkeit je Person und Tag	Entnahme-Volumenstrom gesamt
	$\dot{V}_{TWW}$	t	V_{TWW}	$n_{Pers,d}$	$\dot{V}_{TWW,Pers,d}$
Kategorie	[l/min]	[min]	[l]	[n/(Pers*d)]	[l/(Pers*d)]
Kurze Entnahme	2,4	0,25	0,6	7,0	4,2
Mittlere Entnahme	4,8	1,00	4,8	1,0	4,8
Duschvorgang	5,7	8,00	45,6	0,4	18,2
Wannenfüllung	7,8	10,00	78,0	0,1	7,8
Warmwasserentnahme je Person und Tag					35,0

3.1.3 Energiebedarf zur Deckung der Zirkulationsverluste

Die Zirkulationsleitung sorgt in der Trinkwasserinstallation für den notwendigen Nutzerkomfort, indem sie die Wartezeit auf die gewünschte Warmwasseraustrittstemperatur verkürzt. Außerdem reduziert sich der Wasserverbrauch und die vorgeschriebenen Hygienebedingungen werden eingehalten. Die Anforderung an eine Zirkulationsleitung bei Mehrfamilienhäusern besteht grundsätzlich, wenn das Leitungsvolumen zwischen dem Trinkwassererwärmer und den Entnahmestellen größer als 3 Liter ist (siehe Kapitel 3.2.3). In größeren Wohngebäuden ist aus Komfortgründen häufig ein Dauerbetrieb der Zirkulationspumpe vorzufinden.

In Tabelle 3.4 sind die spezifischen Zirkulationsverluste von Mehrfamilienhaus aus durchgeführten Studien und eigenen Messungen in Abhängigkeit von drei Rohrleitungsdämmstandards (Passivhau, Neubau und Altbau) gegenübergestellt.

Tab. 3.4: Spezifische Zirkulationsverluste in Abhängigkeit des Rohrleitungsdämmstandards

Rohrleitungsdämmstandard	Passivhaus	Neubau (sanierter Altbau)	Altbau
Spez. Zirkulationsverluste	q_{TWZ}		
Einheit	[kWh/(m²a)]		
Passivhaus-Studien [1)] [15, 16]	5,9 - 7,4	9,8	-
Optimus-Studie [14]	-	12,0 - 19,0	19,0 - 43,0
Eigene Messungen	-	9,8 - 18,0	29,8
Mittelwerte	6,6	13,1	26,3

[1)] stundenweise Zirkulationsabschaltung

Der Mittelwert für den spezifischen Nutzenergiebedarf der Trinkwassererwärmung liegt nach Tabelle 3.2 bei 21 kWh/(m²a). Somit entfallen bei einem Neubau ca. 38 % und bei einem Altbau ca. 55 % der aufgewendeten Energie für die gesamte Trinkwassererwärmung auf die Deckung der Wärmeverluste der Verteilleitungen einschließlich der Bereitschaftsverluste des Speichers.

In Abbildung 3.2 wird der spezifische Nutzenergiebedarf für die Gebäudebeheizung, Trinkwassererwärmung sowie die zur Deckung der Zirkulationsverluste aufzuwendende Energie gegenübergestellt. Der maximal zulässige Heizenergiebedarf richtet sich dabei nach den Anforderungen der Energieeinsparverordnung, welche das grundsätzliche Effizienzniveau definiert, und den allgemein anerkannten Standards der Förderstufen der KFW-Förderbank (Kreditanstalt für Wiederaufbau). Als Passivhaus wird ein Effizienzstandard bezeichnet, der mit < 15 kWh/(m²a) auskommt. Der Nutzenergiebedarf für die Trinkwassererwärmung, der gemäß EnEV zu niedrig berücksichtigt wird, und die Zirkulationsverluste werden aus Messungen und Literaturquellen verwendet. Der mittlere Nutzenergiebedarf für Warmwasser beträgt entsprechend Tabelle 3.2 ca. 21 kWh/(m²a), für den Energiebedarf zur Deckung der Zirkulationsverluste müssen im Fall des Neubaus gemäß EnEV rund 13,1 kWh/(m²a) und im Passivhaus 6,6 kWh/(m²a) aufgewendet werden (siehe Tabelle 3.4).

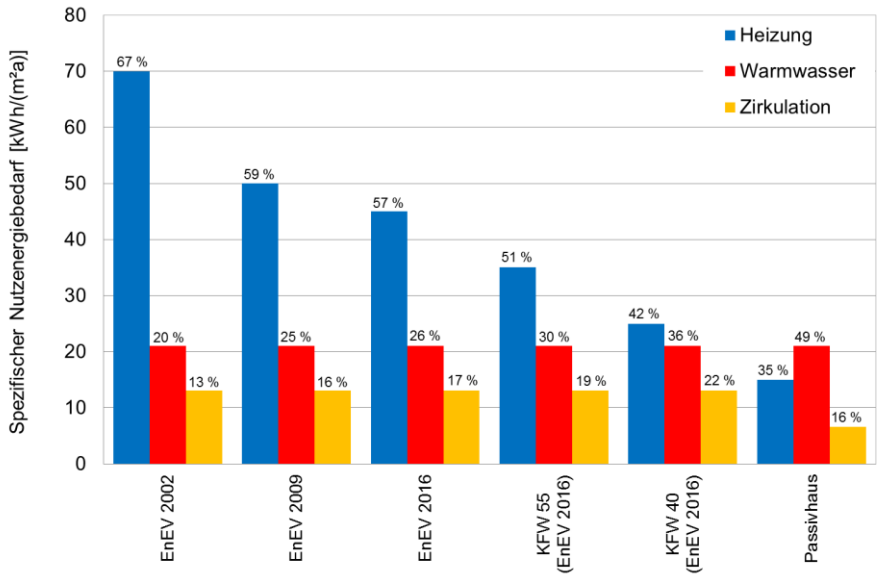

Abb. 3.2: Gegenüberstellung der spezifischen Nutzenergiebedarfskennwerte

Die regelmäßige Novellierung der EnEV führt dazu, dass der zulässige spezifische Energiebedarf zur Gebäudebeheizung seit der Einführung der EnEV im Jahre 2002 stetig sinkt. Der Nutzenergiebedarf für die Trinkwassererwärmung hingegen ist personenspezifisch und die Anforderungen an den Rohrleitungsdämmstandard für die Warmwasser- und Zirkulationsleitungen seit Inkrafttreten unverändert. Beim KFW-Effizienzhaus-Standard 55 ergeben sich in etwa gleiche Anteile für die Gebäudebeheizung und an Trinkwassererwärmung inklusive der Zirkulationsverluste. Für den KFW-Effizienzhaus-Standard 40 und beim Passivhaus spielt die Gebäudebeheizung nur mehr eine untergeordnete Rolle. Es zeigt sich, dass insbesondere bei Niedrigenergie- und Passivhäuser die Effizienz der Trinkwassererwärmung sowie die Höhe der Zirkulationsverluste einen wesentlichen Beitrag zum Gesamtverbrauch einnehmen.

3.1.4 Messergebnisse zum Warmwasserverbrauch in großen Wohngebäuden

Um aussagekräftige Messdaten zum Warmwasserverbrauch in Mehrfamilienhäusern zu erhalten, wurden sieben Münchner Wohngebäude jeweils über mehrere Tage messtechnisch untersucht. Die Messungen wurden mittels portablen Ultraschall-Durchflussmessgerät durchgeführt und dabei der Warmwasserverbrauch und der Zirkulationsvolumenstrom in sekündlichen Messintervallen aufgezeichnet. Die vermessenen Objekte unterscheiden sich in der Anzahl der Wohneinheiten und weisen aufgrund ihres Baujahrs zudem unterschiedliche Rohrleitungsdämmeigenschaften auf. Die kurzen Messzyklen geben Aufschluss über die Spitzenentnahme, die zur Dimensionierung der Trinkwassererwärmungsanlage herangezogen wird.

Aus den Messdaten lassen sich folgende Aussagen gewinnen:

- Betriebszustände und Betriebszeiten großer Wohngebäude
- Tagesgang des Warmwasserverbrauchs
- Warmwasserverbrauch nach Wochentagen
- Gleichzeitigkeit der Warmwasserentnahme bei mehreren Wohneinheiten
- Dauer und Höhe der Spitzenentnahme
- Kumulierte Warmwasserentnahmedauer

Tabelle 3.5 zeigt die ausgewerteten Messdaten zum Warmwasserverbrauch großer Wohngebäude einschließlich der spezifischen Verteilverluste.

Tab. 3.5: Übersicht der untersuchten Messobjekte (MO)

Messobjekte		MO1	MO2	MO3	MO4	MO5	MO6	MO7
Anzahl Wohneinheiten		20	23	40	84	102	171	290
Anzahl Geschosse		5	5	5	5	5	5	4
Bauweise [1)]		Q	Q	Q,E	L	Q,E	R,E	Q,E
Baujahr		1940	2002	2002	1998	2002	1983	1950
Dämmstandard Rohrleitungen		-	EnEV	EnEV	HeizAnlV	HeizAnlV	HeizAnlV	-
Kellerleitungen saniert		ja	-	-	nein	-	nein	ja
Beheizte Wohnfläche	[m²]	920	1.596	3.224	6.787	7.989	12.070	13.625
Beh. Wohnfläche je Wohnung	[m²/WE]	46,0	69,4	80,6	80,8	78,3	70,6	47,0
Personenbelegung (geschätzt)	[Pers/WE]	1,5	2,3	2,5	2,5	2,5	2,5	1,5
Messzeitraum in Tagen	[d]	7	12	10	15	6	13	10
Messintervall	[s]	1	1	1	1	1	1	1
Warmwasser (60 °C)								
Warmwasserverbrauch (Mittelwert)	[m³/d]	0,9	1,9	3,9	6,9	8,4	14,8	9,7
Warmwasserverbrauch je Person	[l/Pers*d]	30,7	35,9	39,0	32,9	33,0	34,7	22,4
Spez. Nutzenergie Warmwasser	[kWh/(m²a)]	20,4	24,3	24,6	20,7	21,5	25,1	14,6
Spitzenentnahme	[l/min]	30,0	27,7	36,7	55,0	68,9	80,4	59,6
Zirkulation								
Zirk.-volumenstrom ($\Delta T \sim 5$ K)	[l/min]	6,5	5,1	12,2	40,0	27,3	117,6	80,0
Verlustleistung	[kW]	2,3	1,8	4,3	14,0	9,5	41,0	27,9
Zirkulationsbetrieb	[h/d]	19	24	24	24	24	24	24
Spez. Zirkulationsverluste	[kWh/(m²a)]	17,1	9,8	11,6	18,0	10,4	29,8	17,9
Verhältnis Verluste/Nutzenergie	[-]	0,84	0,40	0,47	0,87	0,49	1,19	1,23

[1)] Gebäudebauweise: quadratisch Q, L-förmig L, ringförmig R, mehrere Einzelblöcke E

Der geschätzte, personenspezifische Warmwasserverbrauch der Messobjekte liegt zwischen 22,4 l/(Pers*d) und 39,0 l/(Pers*d) bei einer Entnahmetemperatur von 60 °C und entspricht dem mittleren Bedarf aus Tabelle 3.1. Die gemessenen spezifischen Nutzenergien und Zirkulationsverluste liegen ebenfalls im Bereich der unter Kapitel 3.1 aufgeführten Vergleichsstudien. Bei Messobjekt MO7 handelt es sich um sanierte Nachkriegswohnblöcke mit kleinen Wohnungen und geringer Belegungszahl durch überwiegend ältere Personen. Eine allgemeingültige Aussage bezüglich dieser Objektgröße (Anzahl Wohneinheiten) ist somit nicht gegeben und wird für die nach-folgenden Betrachtungen nicht herangezogen.

Betriebszustände und Betriebszeiten großer Wohngebäude

Die Betriebszeiten, also das Nutzerverhalten hinsichtlich der Warmwasserentnahme, haben entscheidenden Einfluss auf die Auslegung, Betriebsweise und Effizienz eines Trinkwassererwärmungssystems (TWES).

Die Betriebszeiten eines TWES lassen sich in folgende drei Kategorien einteilen:

- Spitzenlastbetrieb
- Zirkulationsbetrieb
- Teillastbetrieb

Der **Spitzenlastbetrieb** beschreibt die überwiegend am Morgen und Abend auftretende Betriebsphase, die sich durch Überlagerung mehrerer gleichzeitig stattfindender Warmwasserentnahmen ergibt. Bei der Spitzenentnahme treten die größten Wärmeleistungen am Wärmeerzeuger, Fernwärmeanschluss oder Pufferspeicher auf. Der maximale Leistungsbedarf wird für die Auslegung der Anlage herangezogen.

Der **Zirkulationsbetrieb** kennzeichnet sich durch das Ausbleiben größerer Warmwasserentnahmen. Es werden ausschließlich die Zirkulationsverluste der Verteilleitungen nachgeheizt. Dabei kann die reine Zirkulationsphase zwischen wenigen Stunden während der Nacht (bei größeren Wohnanlagen) bis zu einem halben Tag bei kleinen Wohngebäuden betragen. Das TWES arbeitet dabei meist an der Leistungsuntergrenze.

Im **Teillastbetrieb** kommt es überwiegend zu kleinen bis mittleren Entnahmevorgängen, höhere Entnahmen finden nur noch vereinzelt statt. Das TWES arbeitet mit geringer und mittlerer Leistung und wechselt zeitweise in den Zirkulationsbetrieb.

In den Abbildungen 3.3 bis 3.5 sind die Betriebszustände und Betriebszeiten der Warmwasserentnahmen für unterschiedliche Gebäudegrößen veranschaulicht. Die Tagesgänge der Warmwasserentnahmen werden in blau, die kumulierten Warmwasserverbräuche in rot und die geordneten Warmwasserentnahmen in grün dargestellt. Die genaue Belegung während der Messungen war nicht bekannt und lässt somit keine Rückschlüsse auf den personenspezifischen Verbrauch zu.

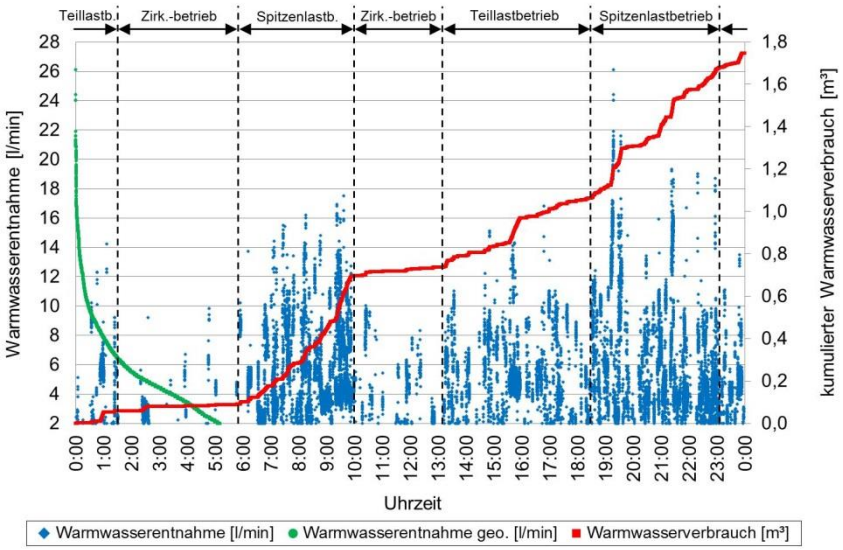

Abb. 3.3: Tagesgang der Warmwasserentnahme für 23 Wohneinheiten (MO2)

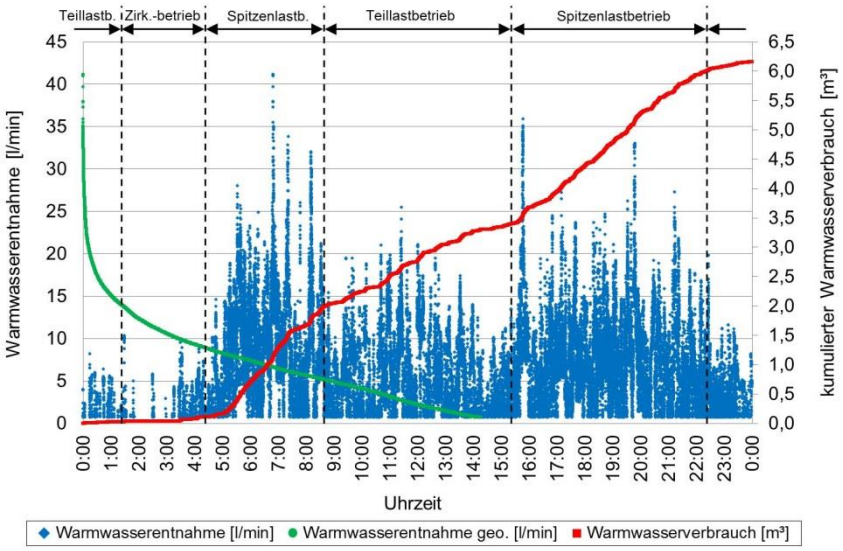

Abb. 3.4: Tagesgang der Warmwasserentnahme für 84 Wohneinheiten (MO4)

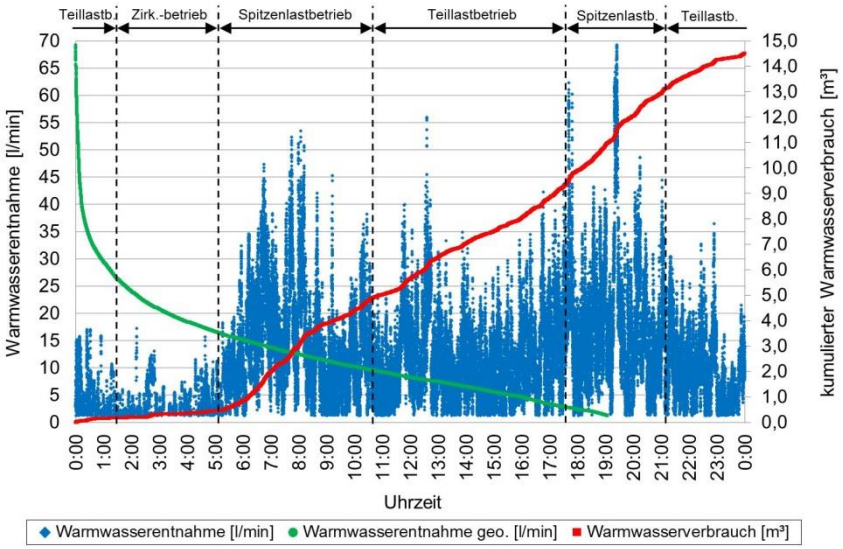

Abb. 3.5: Tagesgang der Warmwasserentnahme für 171 Wohneinheiten (MO6)

Aus den Messdaten lassen sich folgende Nutzungsverhalten ableiten:

- Der reine Zirkulationsbetrieb tritt bei allen Objekten zwischen 1:00 Uhr und 5:00 Uhr auf.
- Bei kleinen Wohngebäuden kommt es zu einer zusätzlichen Zirkulationsphase vom späten Vormittag bis zum frühen Nachmittag (MO2, von 10:00 Uhr bis 13:15 Uhr).
- Die Zirkulationszeiten reduzieren sich mit zunehmender Anzahl der Wohneinheiten.
- Es treten allgemein zwei charakteristische Spitzenlastbetriebszeiten auf. Diese sind von 6:00 Uhr bis 10:00 Uhr und zwischen 18:00 Uhr und 22:00 Uhr.
- Eine ausgeprägte Mittagsspitze tritt bei den Tagelastgängen des Warmwasserverbrauchs im MO2 und MO4 nicht auf, bei MO6 ist diese erkennbar.
- Mit steigender Anzahl der Wohneinheiten findet eine Dämpfung hinsichtlich der Warmwasserentnahmespitzen statt (siehe Abschnitt „Gleichzeitigkeit der Warmwasserentnahme“).
- Mit zunehmender Gebäudegröße bildet sich eine Linearisierung des kumulierten Warmwasserverbrauches zwischen 6:00 Uhr und 23:00 Uhr aus.
- Die Dauer der einzelnen Spitzenentnahmephasen steigt mit der Gebäudegröße (siehe Abschnitt „Dauer und Höhe der Spitzenentnahme“).
- Die Gesamtdauer der kumulierten Warmwasserentnahme nimmt ebenfalls mit der Gebäudegröße zu (siehe auch Abschnitt „kumulierte Warmwasserentnahmedauer“).

Tagesgang des Warmwasserverbrauchs

Die Abbildungen 3.6 und 3.7 zeigen exemplarisch die Warmwasserverbräuche für Wohngebäude mit 20 (MO1) und 171 Wohneinheiten (MO6) im Vergleich zur VDI-Richtlinie 6002 Blatt 1 [12]. Bei den Messwerten handelt es sich um den stündlichen Mittelwert aller Messungen. Weiterhin wird zwischen Werk- und Wochenendtagen unterschieden.

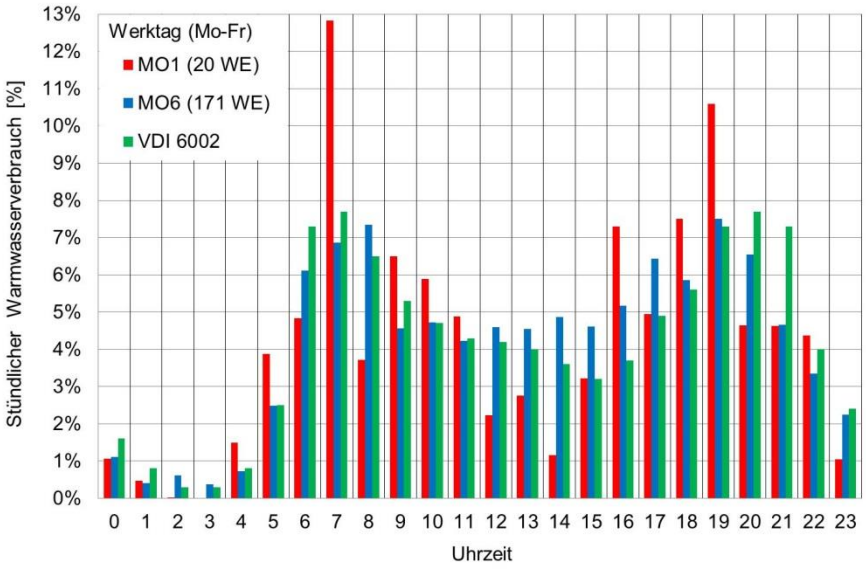

Abb. 3.6: Stündlicher Warmwasserverbrauch während der Werktage

Bei Messobjekt 1 (MO1) treten werktags zur Hauptbetriebszeit zwischen 6:00 Uhr und 23:00 Uhr sehr unterschiedliche und willkürliche Entnahmezustände auf. Diese betragen zwischen 1,2 % und 12,9 % des Tagesverbrauchs. Begründen lässt sich dies durch die verhältnismäßig geringe Anzahl

an Entnahmevorgängen die sich über den Tag verteilen. Im gleichen Zeitraum schwankt der prozentuale Wasserverbrauch für das Messobjekt 6 (MO6) nur zwischen 3,3 % und 7,5 %. Die Abweichungen des MO1 zur VDI 6002 reichen von +5,13 % bis -2,44 %, beim MO6 sind es dagegen nur +1,54 % bis -2,64 %. Bei der morgendlichen Entnahmemenge zwischen 6:00 Uhr und 10:00 Uhr liegen die kleinen Wohngebäuden (MO1 und MO2) an Werktagen im Bereich von 18,5 % bis 41,2 % des Tagesverbrauchs. Die größeren Wohngebäude (MO5 und MO6) weisen im gleichen Zeitraum nur einen Anteil von 20,0 % bis 27,6 % auf.

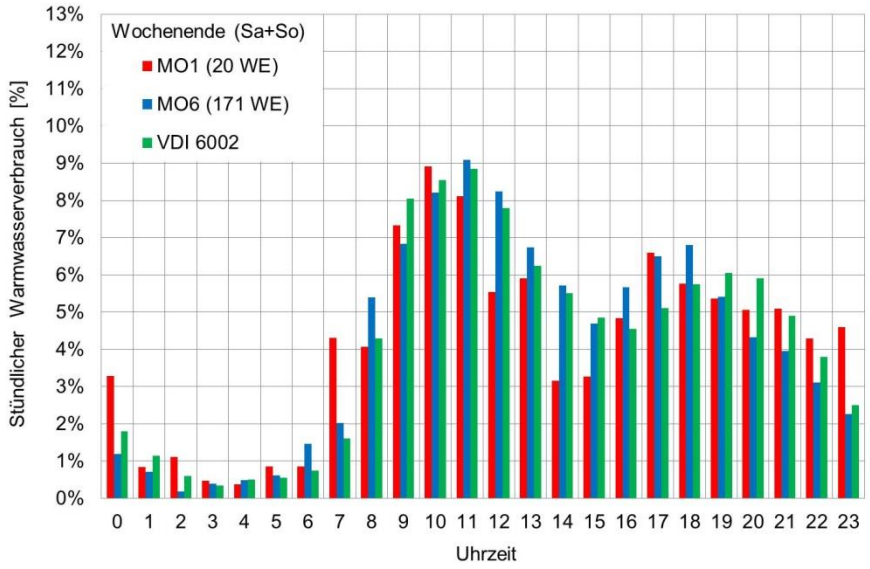

Abb. 3.7: Stündlicher Warmwasserverbrauch am Wochenende

Die Warmwasserentnahme wird an den Wochenendtagen gleichmäßiger über den Tag verteilt, während die morgendliche Entnahmephase um ca. 2 bis 3 Stunden später stattfindet. Die Morgenspitze ist dabei etwas ausgeprägter als die Abendspitze. Es treten im Tagesverlauf nur noch geringe Abweichungen von +2,72 % bis -2,34 % zwischen MO1 und der VDI 6002 bzw. +1,39 % bis -1,57 % zwischen MO6 und der VDI 6002 auf. Die morgendlichen Entnahmemengen der Wochenendtage liegen im Durchschnitt um 5 % bis 10 % unterhalb der Werktage.

Es lässt sich eine gute Übereinstimmung mit der VDI 6002 bei größeren Wohngebäuden feststellen. Bei kleinen Wohnanlagen mit geringer Personenbelegung wirken sich die einzelnen, zeitlich variierenden Entnahmevorgänge wesentlich prägnanter auf den stündlichen Warmwasserverbrauch aus und lassen somit keine allgemeingültige Aussage zur Verbrauchsstruktur zu.

Warmwasserverbrauch an den Wochentagen

In Abbildung 3.8 ist die prozentuale Abweichung der einzelnen Wochentage vom mittleren Warmwasserverbrauch aller untersuchten Messobjekte (MO1 bis MO6) über den gesamten Messzeitraum dargestellt.

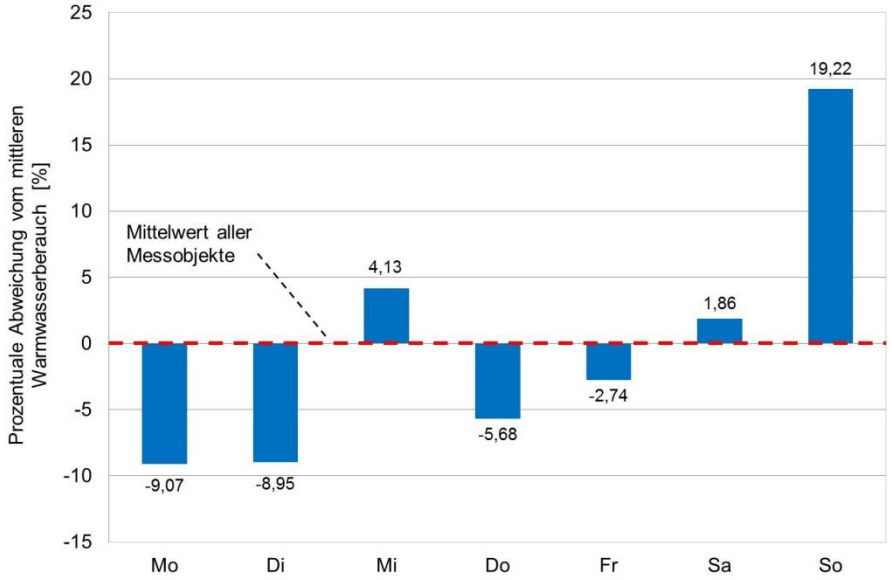

Abb. 3.8: Warmwasserverbrauch an Wochentagen

Erwartungsgemäß zeigt sich der Sonntag mit +19,2 % über dem Durchschnitt als verbrauchsreichster Tag der Woche. Der Wochenbeginn, mit Montag und Dienstag, weist mit jeweils ca. -9 % die Tage mit den geringsten Warmwasserverbräuchen auf. In der Wochenmitte bewegen sich die Abweichungen mit ca. +/-5 % um den Mittelwert.

Verbrauchsmessungen, die zur bedarfsorientierten Auslegung einer Trinkwassererwärmungsanlage dienen, sollten dementsprechend einen Sonntag enthalten.

Gleichzeitigkeit der Warmwasserentnahme bei mehreren Wohneinheiten

Über sogenannte Gleichzeitigkeitsfaktoren f_{GLF}, die in der Regel aus Messungen resultieren, lässt sich die Wahrscheinlichkeit einer gleichzeitigen Warmwasserentnahme aller Wohneinheiten abschätzen. Der Gleichzeitigkeitsfaktor sinkt mit steigender Anzahl der Wohneinheiten.

$$f_{GLF} = \frac{max.\ Wärmeleistung}{\Sigma\ Wärmeleistung\ je\ Wohneinheit} = \frac{\dot{Q}_{max}}{\sum \dot{Q}_{WE}}\ ; [-] \qquad \text{(Glg. 3.5)}$$

Der Gleichzeitigkeitsfaktor (GLF) dient zur bedarfsorientierten Auslegung des Trinkwassererwärmers und des Wärmeerzeugers bzw. der Anschlussleistung bei Fernwärmesystemen.

Die Folgen einer Überdimensionierung äußern sich durch:

- Höhere Investitions- und Betriebskosten
- Geringerer Wirkungsgrad der Wärmeerzeuger
- Geringere Regelgüte der Ventile im Minimal- und Teillastbereich
- Hygienische Probleme bei Trinkwasserspeichern

Der Regressionsverlauf verschiedener Gleichzeitigkeitsfaktoren in Abhängigkeit von der Anzahl der Wohneinheiten ist in Abbildung 3.9 dargestellt.

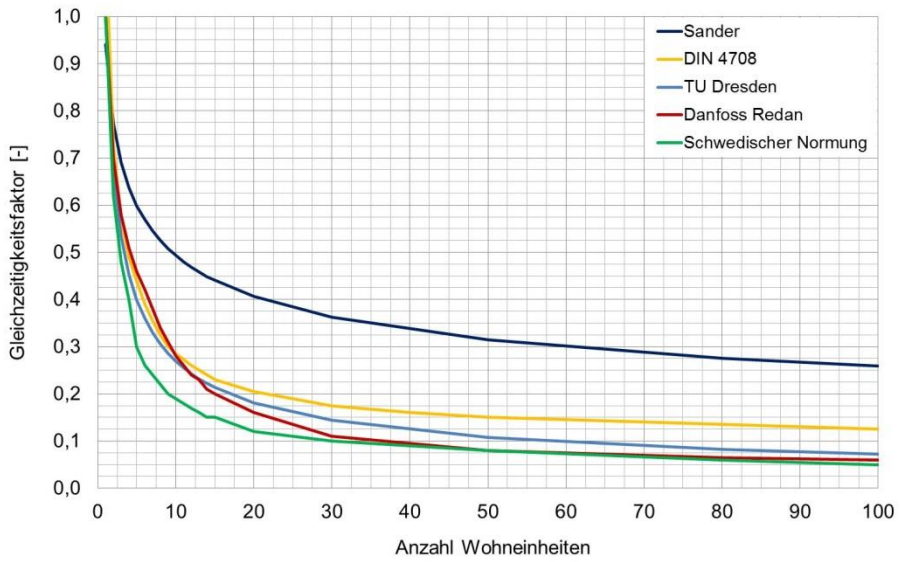

Abb. 3.9: Gleichzeitigkeitsfaktoren in Abhängigkeit von der Anzahl der Wohneinheiten [20, 21, 22, 23]

Der im Jahre 1963 von Sander [20] ermittelte GLF weist gegenüber allen anderen Ansätzen eine deutlich höhere Gleichzeitigkeit auf und sollte nicht mehr Verwendung finden. Die DIN 4708 [21] dient derzeit als Grundlage zur einheitlichen Berechnung und Bemessung von zentralen Trinkwassererwärmern. Auf der Grundlage von Messungen entwickelte die dänische Firma Danfoss Redan einen GLF, der ab 10 Wohneinheiten zu kleineren Werten gegenüber der DIN 4708 führt. Einen ähnlichen Verlauf besitzt der in der schwedischen Normung verankerte GLF ab ca. 30 Wohneinheiten, der bei kleineren Gebäudegrößen eine noch geringe Gleichzeitigkeit liefert. Eine ausführliche Beschreibung beider standardisierter Auslegungsfaktoren ist in [22] beschrieben. Auf Grundlage umfangreicher messtechnischer Untersuchungen entstand der GLF der TU Dresden [23], der bereits bei vielen Herstellern zur Anwendung kommt. Dieser bewirkt speziell bei größeren Wohnanlagen geringere und auch realistischere Werte als die DIN 4708.

Der Gleichzeitigkeitsfaktor der TU Dresden basiert auf einer durchschnittlichen Wärmeleistung von ca. 35 kW je Wohneinheit, die zur Befüllung einer Normbadewanne mit 140 Liter in 10 Minuten notwendig wäre. Gemäß DIN 4708 Teil 1 entspricht dies einer Leistungskennzahl für Durchflusssysteme von $N_L = 1$. Zur Auslegung des Trinkwassererwärmungssystems ergibt sich in Bezug auf eine Warmwassertemperatur von 60 °C ein max. Volumenstrom von ca. 10,2 l/min je Wohneinheit. Der Spitzendurchfluss $\dot{V}_{TWW,\max}$ berechnet sich aus dem maximalen Wohnungsvolumenstrom $\dot{V}_{\max,WE}$ multipliziert mit dem Gleichzeitigkeitsfaktor f_{GLF} und der Anzahl an Wohneinheiten n_{WE}.

$$f_{GLF} = n_{WE}^{N}\ ;\ [-] \qquad \text{(Glg. 3.6)}$$

mit dem Exponent $N = -0{,}57$ für den Regressionsverlauf

$$\dot{V}_{\max,WE} = 10{,}2\,\frac{l_{60°C}}{\min \cdot WE}\ ;\ [\text{l/min}] \qquad \text{(Glg. 3.7)}$$

$$\dot{V}_{TWW,\max} = \dot{V}_{\max,WE} \cdot f_{GLF} \cdot n_{WE}\ ;\ [\text{l/min}] \qquad \text{(Glg. 3.8)}$$

Abbildung 3.10 zeigt die Auswirkung der verschiedenen Gleichzeitigkeitsfaktoren auf den Spitzenentnahmedurchfluss in Abhängigkeit von der Anzahl an Wohneinheiten. Dabei beziehen sich die Spitzenentnahmen auf eine Warmwassertemperatur von 60 °C am Austritt des Trinkwassererwärmers und einem Durchfluss von 10,2 l/min je Wohneinheit. Zum Vergleich sind die Spitzenentnahmen der eigenen Messungen eingefügt.

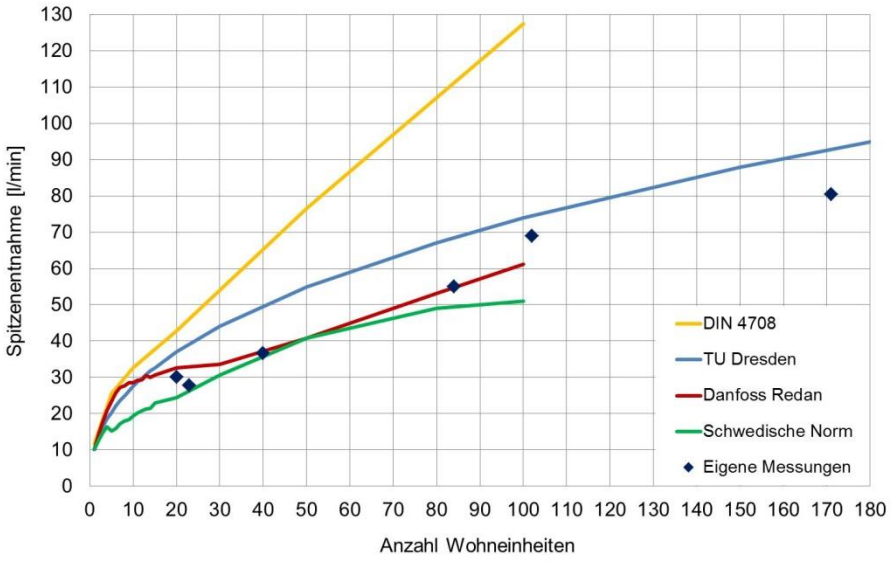

Abb. 3.10: Aus den Gleichzeitigkeitsfaktoren resultierende Spitzenentnahmevolumenströme in Abhängigkeit von der Anzahl der Wohneinheiten

Die Auslegung des Trinkwassererwärmungssystems nach DIN 4708 führt bereits ab 10 Wohneinheiten zu einer Überdimensionierung mit den oben genannten Folgen. Im Bereich von 20 bis 40 Wohneinheiten ergibt sich nach der schwedischen Norm eine gute Übereinstimmung mit den Messwerten, bei größerer Anzahl an Woheinheiten wird die Gleichzeitigkeit zu gering angesetzt. Ähnliche Spitzenentnahmen resultieren aus dem Gleichzeitigkeitsfaktor nach Danfoss Redan zwischen 20 und 84 Wohneinheiten, die ebenfalls zu niedrig wiedergegeben werden. Die Gleichzeitigkeitskurve der TU Dresden liegt ca. 10 % bis 30 % über den Messungen aber deutlich unterhalb der DIN 4708. Der Verlauf wird über die Anzahl der Wohneinheiten sehr gut abgebildet und ist mit einem akzeptablen Sicherheitszuschlag versehen.

In der Praxis hat sich der Gleichzeitigkeitsfaktor der TU Dresden bereits etabliert und konnte in den durchgeführten Messungen bestätigt werden. Folglich entspricht der Ansatz den allgemein anerkannten Regeln der Technik, ist aber derzeit (noch) nicht in den DIN-Normen verankert.

Für durchschnittliche Verbrauchskennwerte von Wohngebäuden kann dieser zur Abschätzung des Spitzenentnahmevolumenstroms herangezogen werden, bei stark abweichenden Nutzungseigenschaften wird eine Korrektur erforderlich.

Dauer und Höhe der Warmwasser-Spitzenentnahme

Abbildung 3.11 zeigt die Dauer des einzelnen Spitzenentnahmezeitraums in Abhängigkeit von der Gebäudegröße. Die Entnahmedauer entspricht dabei dem Zeitbereich um den Tages-Maximalwert bis zu einem unteren Grenzwert von 80 % des Maximalwertes. Bei mehreren nahezu identisch auftretenden Spitzendurchflüssen an einem Tag wurden alle berücksichtigt.

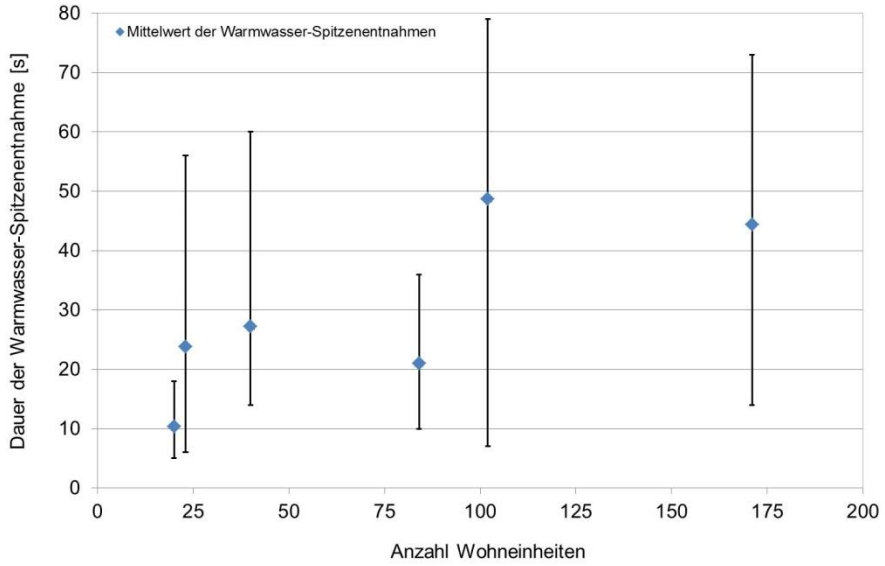

Abb. 3.11: Dauer der Warmwasser-Spitzenentnahme in Abhängigkeit von der Anzahl der Wohneinheiten

Wie der Abbildung 3.11 entnommen werden kann, nehmen sowohl der Mittelwert als auch der Streubereich der Spitzenentnahmedauer mit steigender Anzahl an Wohneinheiten tendenziell zu. Die Dauer der Spitzenentnahme, die sich durch die Überlagerung mehrerer Entnahmevorgänge ergibt, liegt zwischen 5 und 78 Sekunden und damit deutlich unterhalb des Berechnungsansatzes der DIN 4708.

Kumulierte Warmwasserentnahmedauer

Werden die Warmwasserentnahmen ihrer Höhe nach absteigend sortiert, erhält man die geordneten Tagesdauerlinien des Warmwasserverbrauchs. Diese geben Aufschluss über die Höhe und Anzahl der Entnahmevorgänge sowie der täglichen Entnahmezeiten.

In Abbildung 3.12 sind die Mittelwerte aller geordneten Tagesdauerlinien der untersuchten Wohnanlagen gegenübergestellt. Die Fläche unter der jeweiligen Kurve ergibt den täglichen Warmwasserverbrauch. Dabei ist zu erkennen, dass sich die kumulierte Warmwasserentnahme bei kleinen Wohnanlagen auf wenige Stunden am Tag beschränkt (MO1 mit ca. 4 h/d) und bei großen Wohngebäuden (MO6) auf eine Dauer von ca. 20 h/d ansteigen kann.

In Hinblick auf das Betriebsverhalten und die resultierenden Optimierungspotenziale sei an dieser Stelle erwähnt, dass die Zirkulationsdauer und Höhe der Wärmeverluste die Effizienz der Trinkwassererwärmungssysteme maßgeblich beeinflussen.

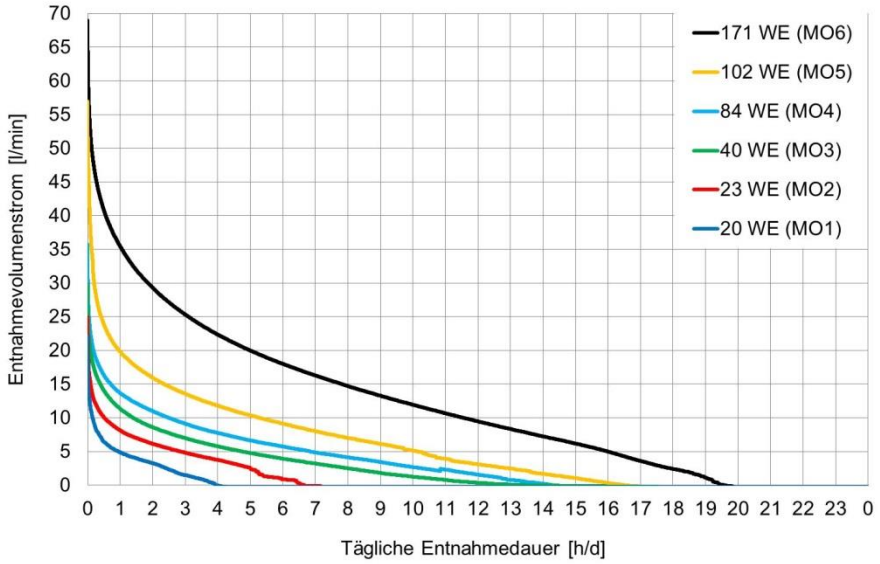

Abb. 3.12: Geordnete Warmwasserentnahme in Abhängigkeit von der täglichen Entnahmedauer

Der Verlauf der täglichen Warmwasser-Entnahmedauer über die Anzahl der Wohneinheiten ist in Abbildung 3.13 dargestellt. Dieser steigt im unteren Bereich steil an und nähert sich einer Entnahmedauer von ca. 20 h/d an. Dieser Wert entspricht bei typischen Wohnanlagen dem Maximalwert, wenn von einer nächtlichen Zirkulationsphase ohne Warmwasserentnahme von vier Stunden (siehe Abschnitt „Betriebszustände und Betriebszeiten großer Wohngebäude“) ausgegangen wird.

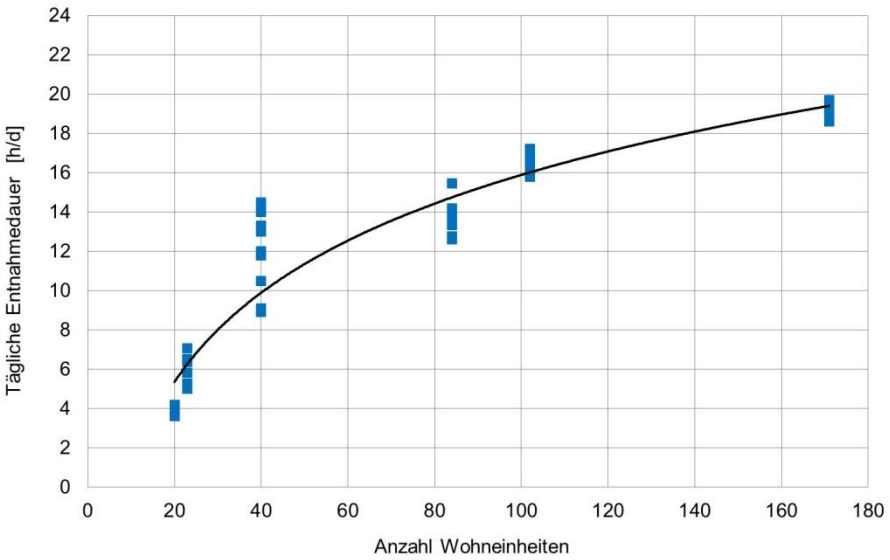

Abb. 3.13: Tägliche Entnahmedauer in Abhängigkeit von der Anzahl der Wohneinheiten

3.2 Anforderung an die Trinkwasserhygiene

Trinkwasser ist ein Lebensmittel und soll auch nach seiner Erwärmung Lebensmittelqualität aufweisen. Trotz der großen Energieeinsparungsmöglichkeiten, die sich bei einer zeitweisen Absenkung des Temperaturniveaus der Warmwasser- und Zirkulationsleitungen ergeben, steht die Gesundheit des Menschen an erster Stelle und sollte uneingeschränkte Priorität besitzen.

Nachfolgend werden die wichtigsten mit der Trinkwassererwärmung in Verbindung stehenden Verordnungen, Normen und Richtlinien, die Aussagen zu den Hygieneanforderungen enthalten, zusammengefasst.

Die geltende Trinkwasserverordnung (TrinkwV 2001) [24] enthält Vorschriften in Bezug auf Legionellenuntersuchungen in Trinkwassererwärmungsanlagen der Trinkwasserinstallation und fordert in § 4 Absatz 1 ihrer Neufassung vom 10. März 2016 (Zitat):

„Trinkwasser muss so beschaffen sein, dass durch seinen Genuss oder Gebrauch eine Schädigung der menschlichen Gesundheit durch Krankheitserreger nicht zu besorgen ist. Es muss rein und genusstauglich sein.“

3.2.1 Krankheitserreger und Legionellen

Damit das Trinkwasserversorgungssystem nicht zum Übertragungs- und Verteilungsnetz für Krankheitserreger und andere gesundheitsschädliche Stoffe wird, sind entsprechende Schutzmaßnahmen zu treffen, einzuhalten und auch zu überwachen. In der Vergangenheit haben Krankheitserreger wie Cholera und Typhus, welche zwei typische fäkal-oral übertragbare Krankheitserreger sind, immer wieder zu schweren Epidemien geführt, die überwiegend durch die Übertragung im Trinkwasser entstanden sind.
Weitere mit dem Wasser übertragene Krankheitserreger sind Legionellen (legionella-pneumophila) und Bakterien, die natürliche Bestandteile der Mikro-Flora aller Süßwässer sind. Legionellen kommen in der Umwelt normalerweise in so geringen Mengen vor, dass sie nicht zu einem Gesundheitsrisiko beim Menschen führen. Bei Wassertemperaturen im Bereich von 30 °C bis 45 °C in Kombination mit stagnierendem Wasser, wie es in Trinkwarmwassersystemen der Fall sein kann, sind hervorragende Bedingungen für die Vermehrung von Legionellen geboten. Hygienisch bedenklich wird die hohe Konzentration aber erst, wenn sie in kleinen lungengängigen Tröpfen (Aerosol) mit der Luft eingeatmet werden, wie es z.B. beim Duschen der Fall ist.

Dabei entstehen die beiden bereits bekannten Krankheitsformen:

- **Pontiac-Fieber** mit grippeähnlichen Krankheitsbild, gekennzeichnet durch Müdigkeit, Kopfschmerzen und Konzentrationsschwäche; Genesung nach zwei bis fünf Tagen.
- **Legionärskrankheit** mit zuerst Pontiac-Fieber ähnlichen Vorstadium, dann Husten, Brustschmerzen, hohes Fieber, Magen- Darmstörungen; unter Umständen tödlicher Verlauf.

Als besonders gefährdete Menschen sind dabei Raucher und Personen mit geschwächtem Immunsystem oder chronischen Lungenleiden anzusehen. Das Erkrankungsrisiko steigt zudem ab einem Alter von 50 Jahren, wobei Männer gefährdeter sind als Frauen. Eine Übertragung von Mensch zu Mensch findet nicht statt.
Im DVGW-Arbeitsblatt W 551 [25] werden die notwendigen Maßnahmen beschrieben, um eine massenhafte Vermehrung der Legionellen in Trinkwarmwassersystemen zu verhindern oder bei

den Systemen, bei denen es bereits zu einer Vermehrung gekommen ist, diese wieder zu beseitigen.

3.2.2 Anforderung an die Planung, Errichtung und Betrieb von TWE-Anlagen

Der Bedarf an erwärmtem Trinkwarmwasser ist nach den allgemein anerkannten Regeln der Technik zu bestimmen. Hierbei gilt der Grundsatz, so groß wie nötig und so klein wie möglich. Bei Wohngebäuden sind die Bestimmungen der DIN 4708 zu beachten. Eine Überdimensionierung des Trinkwasserspeichers sollte grundsätzlich vermieden werden. Auf Grund mangelnder Durchmischung von Kalt- und Warmwasser kommt es zur Stagnation und zu kritischen Temperaturbereichen, welche das Legionellenwachstum begünstigen. Mehrere Trinkwasserspeicher sind in Reihe zu verschalten und auf mögliche Stagnation zu prüfen. Der Kaltwassereinlauf des Trinkwassererwärmers muss so konstruiert sein, dass während des Entnahmevorgangs eine große Mischzone vermieden wird.

3.2.3 Unterscheidung zwischen Klein- und Großanlagen

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

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

Für Kleinanlagen wird die Einstellung der Reglertemperatur am Trinkwassererwärmer auf 60 °C empfohlen. Betriebstemperaturen unter 50 °C sollten aber in jedem Fall vermieden werden. Auftraggeber oder Betreiber sollten im Rahmen einer Inbetriebnahme und Einweisung über das eventuelle Gesundheitsrisiko (Legionellenwachstum) informiert werden.

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

- Wohnungen, Hotels, Altenheimen, Krankenhäuser, Bädern, Sport- und Industrieanlagen
- Anlagen mit Trinkwassererwärmern und einem Inhalt > 400 Liter und/oder > 3 Liter in jeder Rohrleitung zwischen dem Abgang Trinkwassererwärmer und Entnahmestelle.

Bei Großanlagen muss das Trinkwasser am Austritt des Trinkwassererwärmers stets eine Temperatur von ≥ 60 °C einhalten. Innerhalb des Regelkreises ist betriebsbedingt mit Abweichungen von der geforderten Temperatur von 60 °C zu rechnen. Kurzzeitige Absenkungen der Trinkwarmwassertemperatur am Austritt des Trinkwassererwärmers im Minutenbereich sind tolerierbar (siehe z.B. DIN 4708), systematische Unterschreitungen der geforderten 60 °C sind nicht akzeptabel.

Tab. 3.6: Übersicht über Klein- und Großanlagen [25]

	Planung			Definition	Bau
	(Betrachtung Speicher- und Leitungsvolumen)				
Art des Gebäudes	Speicher-volumen	Leitungsvolumen (TW-Erwärmer bis Entnahmestelle)	Anforderungen (resultiert aus Spalte 2 und 3)	Definition	Leitungsvolumen (vom Punkt der sicheren Temperatureinhaltung bis zur Entnahmestelle)
Ein- und Zwei-familienhaus	nicht definiert	nicht definiert	-	Kleinanlage	-
andere Gebäude	≤ 400 Liter	≤ 3 Liter	-	Kleinanlage	alle Rohrleitungen ≤ 3 Liter
andere Gebäude	> 400 Liter	≤ 3 Liter	-	Großanlage	alle Rohrleitungen ≤ 3 Liter
andere Gebäude	> 400 Liter	> 3 Liter	Einbau einer Zirkulation	Großanlage	alle Rohrleitungen ≤ 3 Liter
andere Gebäude	≤ 400 Liter	> 3 Liter	Einbau einer Zirkulation	Großanlage	alle Rohrleitungen ≤ 3 Liter

3.2.4 Hygienebedingte Betriebsweise

Zirkulationssysteme und selbstregelnde Begleitheizungen sind so zu betreiben, dass die Trinkwarmwassertemperatur im System um nicht mehr als 5 K gegenüber der Trinkwarmwasseraustrittstemperatur 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. Zirkulationsleitungen sind möglichst nahe an die Entnahmestellen heranzuführen. Die Zirkulationsverluste lassen sich durch sachgerechte Installationsausführung (hydraulischer Abgleich) und Dämmung reduzieren und beeinflussen damit den für die Einhaltung der Temperaturdifferenz erforderlichen Zirkulationsvolumenstrom.

Der gesamte Trinkwasserinhalt von **Vorwärmstufen** ist bei Großanlagen mindestens einmal am Tag auf ≥ 60 °C zu erwärmen. Bei Anlagen mit externen Vorwärmstufen, bei denen der Speicherinhalt einschließlich Vorwärmstufe ≥ 400 l beträgt, ist der gesamte Speicherinhalt der Vorwärmstufe einmal täglich auf ≥ 60 °C aufzuheizen. Bei Trinkwassererwärmern mit integrierter Vorwärmstufe (bivalente Speicher), bei denen der gesamte Inhalt des Speichers > 400 l beträgt, ist der Inhalt des gesamten Speichers einmal täglich auf ≥ 60 °C aufzuheizen.

Bei einer Vorwärmstufe handelt es sich um einen dem Trinkwassererwärmer vorgeschalteten weiteren Erwärmer (z.B. Wärmerückgewinnungssystem, Solaranlage).

Anmerkung: Die Aufheizung der Vorwärmstufe ist nicht zu verwechseln mit der Legionellenschaltung (thermische Desinfektion), bei welcher der gesamte Inhalt des Trinkwassererwärmers und des Warmwasserleitungsnetz für mindestens 3 Minuten auf > 70 °C aufgeheizt wird und alle Entnahmearmaturen nacheinander geöffnet werden.

Dezentrale Durchfluss-Trinkwassererwärmer können ohne weitere Maßnahmen verwendet werden, wenn das dem Durchflusssystem nachgeschaltete Leitungsvolumen 3 Liter nicht übersteigt.

3.2.5 Sicherung der Trinkwasserqualität

Neben den hygienischen Anforderungen und der Vermeidung von Legionellen nimmt die Sicherung der Trinkwasserqualität ebenfalls eine immer wichtigere Rolle ein. Die DIN EN 1717 [26], in Verbindung mit der DIN 1988-100, teilt die mit dem Trinkwasser in Berührung kommenden Fluide in fünf Flüssigkeitskategorien ein und enthält entsprechende Regeln zum Schutz des Trinkwassers.

Tab. 3.7: Einteilung von Flüssigkeiten nach DIN EN 1717

Flüssigkeitskategorien nach DIN EN 1717	
Kategorie 1:	Wasser für den menschlichen Gebrauch, das direkt aus einer Trinkwasserinstallation entnommen wird.
Kategorie 2:	Flüssigkeit, die keine Gefährdung der menschlichen Gesundheit darstellt, aber eine Veränderung im Geschmack, Geruch, Farbe oder Temperatur aufweisen kann.
Kategorie 3:	Flüssigkeit, die eine Gesundheitsgefährdung für Menschen durch weniger giftige Stoffe darstellt.
Kategorie 4:	Flüssigkeit, die eine Gesundheitsgefährdung für Menschen durch giftige Stoffe oder radioaktive, mutagene oder kanzerogene Substanzen darstellt.
Kategorie 5:	Flüssigkeit, die eine Gesundheitsgefährdung für Menschen durch mikrobielle oder viruelle Erreger darstellt.

Dabei entspricht Heizungswasser ohne Inhibitoren (Additive bzw. Korrosionsschutz) der Kategorie 3. Fernwärmewasser, sofern kein entsprechender Nachweis seitens des Netzbetreibers vorliegt, ist der Kategorie 4 zuzuordnen. Das bedeutet, dass eine einfache Trennung (Einzelwand von z.B. Wärmeübertrager) zwischen Fernwärmekreis und Trinkwasserinstallation nicht ausreichend ist und ein Zwischenkreis (Tertiärkreis) erforderlich wird.

3.2.6 Reduzierung der Warmwassertemperatur

Derzeit laufen Untersuchungen an der TU Dresden [27], ob unter gewissen Voraussetzungen eine Unterschreitung der nach DVGW-Arbeitsblatt W 551 geforderten Warmwassertemperatur von 60 °C im Sinne der energetischen Einsparung möglich wäre. In Frage kommen sollen dabei Neuanlagen oder sanierte Altanlagen, die als hygienisch einwandfrei gelten. Dabei handelt es sich um Anlagen mit Trinkwassererwärmern im Durchfluss, bedarfsgerechten Rohrleitungsquerschnitten mit geringem Wasserinhalt, einer hydraulisch einregulierten Trinkwasserinstallation und einer nach der aktuellen Energieeinsparverordnung ausgeführten Rohrleitungsdämmung.

3.3 Verkalkungsproblematik

Die natürlichen Wässer sind außerordentlich unterschiedlich in ihrem Gehalt an Erdalkaliionen, welche als Härtebildner angesehen werden. Dabei gelten die im Wasser gelösten Erdalkalien Calcium, Magnesium, Barium und Strontium als Verursacher der Wasserhärte. Da Barium und Strontium sehr selten auftreten, beschränkt sich die Untersuchung bzgl. der Wasserhärte gemäß DIN 38409 Teil 6 auf den Gehalt an Calcium- (Ca^{2+}) und Magnesiumionen (Mg^{2+}).

Die Härte ist ein wesentliches Gütekriterium eines Wassers und muss bei seiner Nutzung berücksichtigt werden. Hartes Wasser gilt beim Verbraucher bekanntlich als geschmacksvoller, hat aber beim Erhitzen über 60 °C den Nachteil der Kesselsteinbildung (Calciumcarbonat, $CaCO_3$). Zudem ist ein höherer Waschmittelverbrauch notwendig. Nach dem Wasch- und Reinigungsmittelgesetz lässt sich Trinkwasser in die drei Härtebereiche nach Tabelle 3.8 einteilen.

Tab. 3.8: Härtebereiche für Trinkwasser [28]

Bereich	Härtegrad	Summe Erdalkalien	Charakterisierung
	[°dH]	[mmol/l]	[-]
1	< 8,4	< 1,5	weich
2	8,4 - 14	1,5 – 2,5	mittelhart
3	> 14	> 2,5	hart

Grad deutscher Härte: 1°dH = 0,1786 mmol/l

Mit Hilfe des Kalk-Kohlensäure-Gleichgewichts lassen sich die Zusammenhänge zwischen den Ionen der Kohlensäure, dem Kohlendioxid und dem Carlciumcarbonat beschreiben. Es bestimmt maßgeblich die Eigenschaften des Wassers, die zu Kalkausfällen oder Korrosionen führen.

Kohlensäure liegt im Wasser in freier und gebundener Form vor. Löst sich Kohlendioxid (CO_2) im Wasser, bildet sich zuerst durch Reaktion mit den Wassermolekülen (H_2O) Kohlensäure (H_2CO_3). Diese dissoziiert und lässt Hydroniumionen (H^+), Hydrogencarbonationen (HCO_3^-) und Karbonationen (CO_3^{2-}) entstehen. Die Anteile der einzelnen Kohlensäureformen CO_2, HCO_3^- und CO_3^{2-} an der Konzentrationssumme sind für eine bestimmte Temperatur vorrangig vom pH-Wert abhängig und liegen bei sehr niedrigen pH-Werten (pH-Wert < 5) praktisch nur in Form von gelöstem Kohlenstoffdioxid vor. Mit zunehmenden pH-Werten nimmt der Anteil freier Kohlensäure ab und der gebundene Anteil in Form von HCO_3^- und CO_3^{2-} steigt. Bei sehr hohen pH-Werten (pH-Wert > 12) ist die Kohlensäure nur noch in Carbonatform vorhanden. Die Löslichkeit (Ausfällung) von Calciumcarbonat wird neben der Temperatur von der Konzentration der freien Kohlensäure bestimmt.

Wässer befinden sich demnach im Kalk-Kohlensäure-Gleichgewicht, wenn die Menge an freier Kohlensäure der Menge an gebundener Kohlensäure entspricht. Ist der Gehalt an freier Kohlensäure zu gering, kommt es zum Ausfall von Calciumcarbonat (Kesselstein) mit den unangenehmen Folgen für den sachgemäßen Betrieb eines Wärmeerzeugers oder der Trinkwarmwasserinstallation. Zu viel freie Kohlensäure macht das Wasser kalkaggressiv (calcitlösend) und führt zu Korrosionsschäden in den Rohrleitungen, da die Kalkschutzschicht abgebaut wird. Ein im Löslichkeits-Gleichgewicht befindliches Wasser verursacht nach dessen Erwärmung ebenfalls Kalkausfall, da mit steigender Temperatur der Gehalt an freier Kohlensäure sinkt.

Die Analysewerte des Münchner Trinkwassers [29] ergeben eine Gesamthärte von 16,6 °dH und einen pH-Wert von 7,5. Damit ist das Wasser nach Tabelle 3.8 als „hart“ einzustufen. Der pH-Wert deutet auf eine Zusammensetzung der Kozentrationssumme mit geringem Anteil an freier Kohlensäure und viel Hydrogenkarbonat hin, was durch die Wasseranalyse ebenfalls bestätigt wird. Das Wasser kann somit als kalkausfallend bezeichnet werden, was sich bei einer Erwärmung entsprechend verstärken würde.

In Verbindung mit den durchgeführten Messungen und begleiteten Anlagenoptimierungen in Kapitel 3.1.4 zeigten sich folgende Verkalkungsprobleme als häufige Begleiterscheinung:

- Bei Trinkwasserspeichern kommt es zur Bildung von Kalkschichten auf der Oberfläche des internen Glattrohrwärmeübertrager. Diese verschlechtern den Wärmeübergang und führen zu längeren Aufheizzeiten. Wasserbewegungen und temperaturbedingte Spannungen lassen die Kalkschichten abplatzen, die sich am gering durchströmten Behälterboden sammeln und einen idealen Nährboden für das Legionellenwachstum bieten.
- Das Zusetzten der Kanäle bei Plattenwärmeübertrager mit Kalk bewirkt höhere Druckverluste mit negativen Auswirkungen auf die Warmwasserentnahmemenge bzw. einer niedrigeren Warmwasseraustrittstemperatur. Die Standzeit der Wärmeübertrager beträgt häufig nur wenige Monate und ist mit aufwendigen Reinigungsmaßnahmen (z.B. Säurespülung) oder Austausch verbunden.
- Die Kalkablagerungen führen zu Querschnittsverengungen in den Warmwasser- und Zirkulationsleitungen. Die abgeplatzten Kalkscherben werden mitgeschwemmt und setzten Formteile sowie Armaturen (z.B. Absperrschieber, Regulierventile, thermische Zirkulationsventile) zu. Als Ergebnis ergibt sich wiederum ein eingeschränkter Betrieb der Trinkwarmwasserinstallation, der letztendlich zur Reinigung oder zum Austausch der betroffenen Bauteile bzw. Rohrleitungsabschnitte führt.
- In Wärmeerzeugern lagert sich der Kalk des Heizungswassers an den heißen Kesselwänden an und mindert die Wärmeabgabe. Durch die lokalen Temperaturunterschiede kommt es zu Materialspannungen, die zu Rissbildung und Undichtigkeit führen können (Wasserqualität von Warmwasser-Heizungsanlagen gemäß VDI 2035).

Die Auswirkungen der Kalkausfälle äußern sich durch erhöhte Energieverbräuche, Reinigungs- und Instandhaltungskosten, Komforteinbußungen und Hygieneprobleme.

Als bewährte Vorbeugungsmaßnahmen gelten:

- Warmwassertemperatur nicht über 60 °C
- Vorlauftemperatur zur Trinkwassererwärmung dauerhaft unter 65 °C
- Hoher Turbulenzgrad (z.B. Wärmeübertrager, Rohrleitung) vermindert die Ablagerung
- Vermeidung von Stagnation des Warmwassers bei hohen Temperaturen
- Wärmeübertrager mit den heißen Anschlüssen nach unten einbauen

Beim Einsatz von Enthärtungsanlagen hat sich bisher nur die chemische Enthärtung (Ionentausch), also der Austausch von Ca^{2+} gegen Na^{2+}, als wirksam erwiesen. Dies bedeutet jedoch eine Veränderung des Trinkwassers. In den beiden Pilotanlagen (Kapitel 7.4.2 und 7.4.3) wurden Enthärtungsanlagen nach dem Kristallisationsprinzip (Biomineralisierung) eingesetzt. Belastbare Ergebnisse liegen derzeit noch nicht vor.

3.4 Trinkwassererwärmungssysteme (Stand der Technik)

Anlagen, die der Erwärmung von Trinkwasser dienen, werden Trinkwassererwärmungsanlagen genannt und lassen sich in die beiden Oberbegriffe zentrale und dezentrale Versorgung gliedern (siehe Abbildung 3.14). Dabei ist zu unterscheiden, ob die Trinkwassererwärmung an einer zentralen Stelle erfolgt und über ein Rohrleitungsverteilnetz zu den Entnahmestellen transportiert wird, oder eben dezentral an jeder Entnahmestelle bzw. Wohnung selbst.

Diese Arbeit beschäftigt sich ausschließlich mit zentralen, geschlossenen Trinkwassererwärmungssystemen, für die die Anforderungen an eine Großanlage (Kapitel 3.2.3) bestehen.

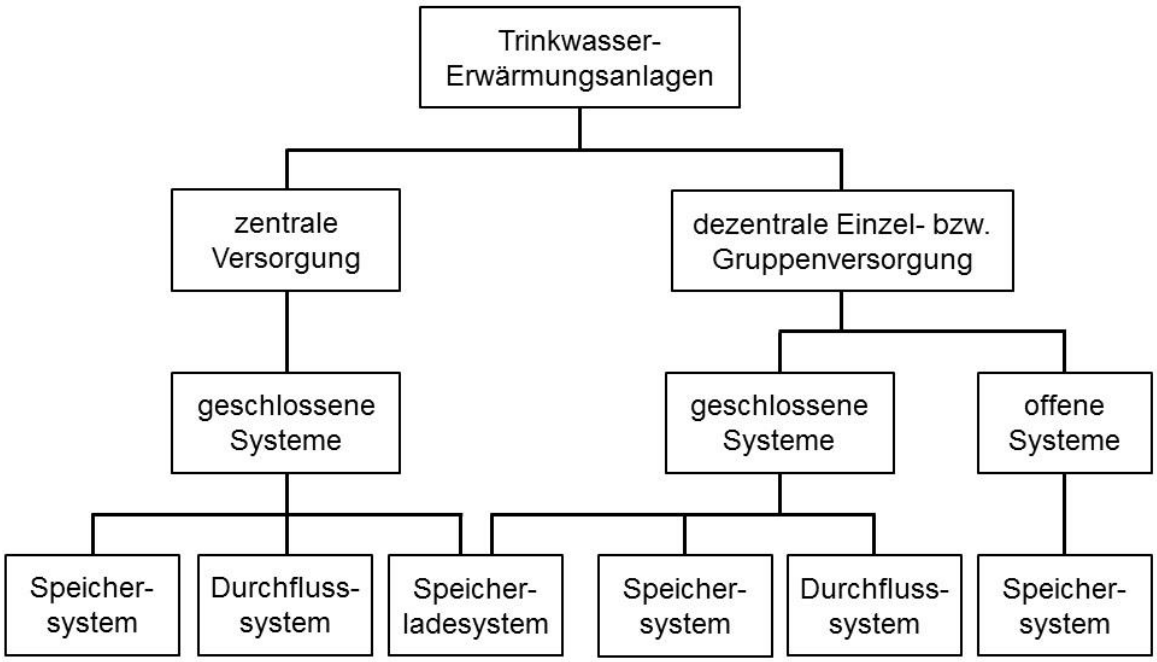

Abb. 3.14: Einteilung der Trinkwassererwärmungsanlagen [30]

Im Bereich der Fernwärmeversorgung ergibt sich zusätzlich die Unterscheidung hinsichtlich der Anschlussart an das Fernwärmenetz, die entweder direkt oder indirekt erfolgen kann.

Für die Auslegung von Trinkwassererwärmungssystemen ist die DIN 4708 Teil 1 maßgebend, diese enthält jedoch keine Aussage zur Berücksichtigung der Zirkulationsverluste.

Die zentralen Trinkwassererwärmungsanlagen lassen sich in drei Hauptkategorien einteilen:

- Speichersystem (SpS)
- Speicherladessystem (SLS)
- Durchflusssystem/Frischwassersystem (DFS/FWS)

Diese drei Trinkwassererwärmungssysteme werden nachfolgend hinsichtlich ihrer Einsatzfähigkeit in Bezug auf eine effiziente Trinkwasserbereitung im Detail analysiert. Als Bewertungskriterien dienen die im vorangegangenen Kapitel 3 beschriebenen, realen Energieverbräuche und Nutzungsverhalten aus Literaturangaben und Messergebnissen (Kapitel 3.1), die bestehenden Hygieneanforderungen (Kapitel 3.2) und die Verkalkungsprobleme (Kapitel 3.3). Die parallel zur Trinkwassererwärmung stattfindende Gebäudebeheizung bleibt jeweils unberücksichtigt.

3.4.1 Speichersystem (SpS)

Die Trinkwassererwärmung nach dem Speicherprinzip ist weit verbreitet und hat sich als Standard-System durchgesetzt. Das Warmwasser wird in einem Trinkwasserspeicher (aus Edelstahl oder emailliertem Stahl) bevorratet und über einen mit Heizwasser durchströmten internen (Glattrohr-)Wärmeübertrager aufgeheizt. Der Wärmeübergang von der äußeren Rohroberfläche des Wärmeübertragers an das Trinkwarmwasser erfolgt durch freie Konvektion und wird maßgeblich von der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz zwischen der Wärmeübertrageroberfläche und der angrenzenden Trinkwassertemperatur bestimmt. Die Einbindung der Zirkulationsleitung erfolgt meist im oberen Speicherdrittel. Es handelt sich dabei um ein kostengünstiges, robustes System mit geringen regelungstechnischen Anforderungen.

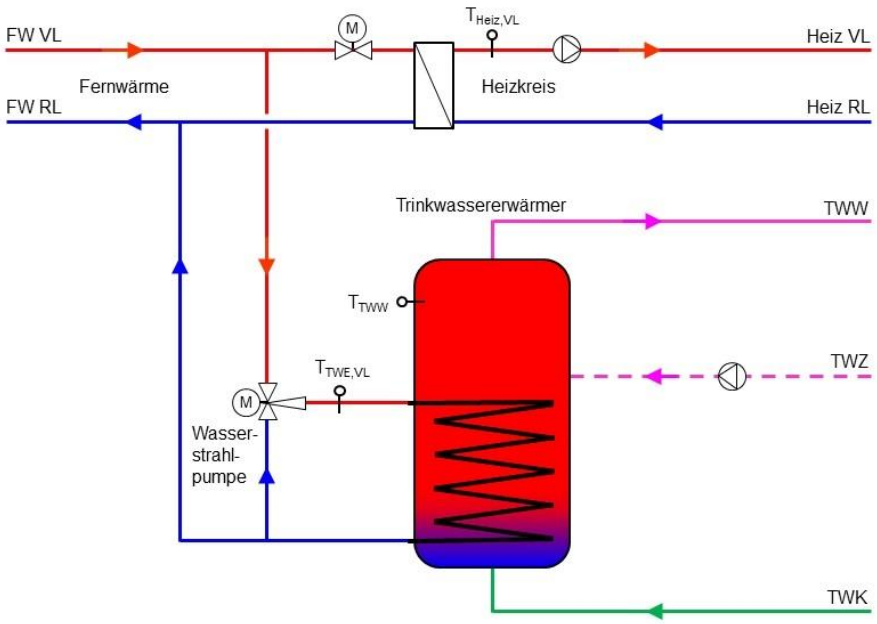

Abb. 3.15: Schema des Speichersystems für Fernwärmeversorgung

Die Wärmeleistung des Wärmeerzeugers $\dot{Q}_{WE}$ ergibt sich aus dem Wärmedurchgangskoeffizienten k, der Oberfläche des Glattrohrwärmeübertragers A und der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz $\Delta T_{\log}$ zwischen Heiz- und Trinkwasser.

$$\dot{Q}_{WE} = k \cdot A \cdot \Delta T_{\log}; \text{ [W]} \qquad \text{(Glg. 3.16)}$$

mit:

$$\Delta T_{\log} = \frac{\left(T_{TWE,VL} - T_{TWW}\right) - \left(T_{TWE,RL} - T_{TWW}\right)}{\ln\left(\frac{T_{TWE,VL} - T_{TWW}}{T_{TWE,RL} - T_{TWW}}\right)}; \text{ [K]} \qquad \text{(Glg. 3.17)}$$

Anhaltswerte für Wärmedurchgangskoeffizienten k von Wärmeübertrager [30]:

- interner Glattrohrwärmeübertrager ~ 350 bis 600 W/(m²K)
- interner Rippenrohr-Wärmeübertrager ~ 150 bis 500 W/(m²K)
- externer Plattenwärmeübertrager (Vergleichswert) ~ 1000 bis 5000 W/(m²K)

Der niedrige Wärmedurchgangskoeffizient, der durch den konvektiven Wärmeübergang zwischen der Rohroberfläche und dem Trinkwasser entsteht, führt zu einer vergleichsweise geringen Auskühlung des Heizwassers während der Speicherladung, vor allem gegen Ende des Aufheizvorganges. Eine tiefe Rücklaufauskühlung liegt meist nur dann vor, wenn mehrere Windungen der Heizwendel (Glattrohrwärmeübertrager) vom kalten Trinkwasser umgeben sind, was nur kurzzeitig bei hoher Warmwasserentnahme im Spitzenlastbetrieb der Fall ist. Mit zunehmenden Beladungsgrad steigt die Rücklauftemperatur zwangsweise an und die übertragene Wärmeleistung nimmt ab, es kommt zu Taktvorängen des Wärmeerzeugers. Das Ausbilden einer Temperaturschichtung im Speicher ist nicht möglich, da durch den Dichteunterschied hervorgerufene Konvektionsbewegungen eine Durchmischung bewirken. Die geringen Wärmeübertragungseigenschaften erfordern zur Trinkwassererwärmung außerdem eine hohe Vorlauftemperatur von 75 °C bis 80 °C, wodurch es zu erhöhten Kalkablagerungen an der Oberfläche des Rohrbündels kommt.

Die Einbindung einer thermischen Solaranlage in einen Trinkwasserspeicher ist energetisch ineffektiv und hygienisch als bedenklich einzustufen. Aus hygienischen Gründen darf der Trinkwasserspeicher nicht zu groß dimensioniert werden und begrenzt somit die verfügbare Speicherkapazität. Gemäß DVGW-Arbeitsblatt W 551 sind Trinkwasserspeicher größer 400 Liter mit integrierter Vorwärmstufe einmal täglich auf 60 °C aufzuheizen (siehe Kapitel 3.2.4). Dies mindert den Solarertrag und verschlechtert die Jahresenergiebilanz. Das Durchladen erfolgt meistens im nächtlichen Zirkulationsbetrieb mit angehobener Vorlauftemperatur. Die höheren Warmwassertemperaturen werden durch die Zirkulationsverluste bis zur morgendlichen Entnahmephase wieder gesenkt. Eine Anhebung der Temperatur auf über 60 °C ist nur in Verbindung mit weichem Wasser oder Enthärtungsanlage zu empfehlen, da die Gefahr der Verkalkung unnötig erhöht wird.

In den Abbildungen 3.16 und 3.17 ist der Aufheizvorgang der zwei parallel verschalteten Trinkwasserspeicher des MO5 (siehe Kapitel 3.1.4) vor der Sanierung zu sehen (optimiertes Anlagensystem siehe Kapitel 7.4.3). Es handelte sich dabei um liegende Trinkwasserspeicher die im Tichelmann-System (Prinzip der gleichen Rohrlängen) angeschlossen waren. Die Heizenergie zur Trinkwassererwärmung kam aus einem Pufferspeicher, der über einen Gas-Brennwertkessel beheizt und durch eine thermische Solaranlage zusätzlich unterstützt wurde. An jedem Speicher befand sich ein Drei-Wege-Verteilventil zur täglichen Durchladung, welches die Zirkulation aus dem mittigen Anschluss in den unteren Kaltwasserzulauf umschaltete. Bei der Anlage wurde die tägliche Aufheizung des gesamten Speicherinhalts nur prophylaktisch zur Verbesserung der Hygiene durchgeführt, eine Anforderung bestand durch die fehlende Vorwärmstufe nicht. Für weitere Details wird auf [31] verwiesen.

Nachfolgend wird der in Abbildung 3.16 gezeigte Aufheizvorgang des Trinkwasserspeichers durch das Heizwasser beschrieben: Die gemeinsame Vorlauftemperatur (rot) aus dem Pufferspeicher betrug im Verlauf der Speicherladung ca. 76,5 °C. Die Heizungsrücklauftemperatur aus Speicher 2 (hellblau) stieg deutlich langsamer an als bei Speicher 1 (dunkelblau), was auf eine niedrigere Trinkwassertemperatur und den geringeren Heizwasserdurchfluss zurückgeführt werden konnte. Letzterer war bei Speicher 1 (schwarz) um ca. 7,7 % höher als bei Speicher 2 (lila). Auf die niedrigere Warmwassertemperatur, die durch Fehlströmung verursacht wurde, wird später eingegangen. Die Wärmeabgabe von Speicher 2 (grün) war trotz des geringeren Durchflusses, bedingt durch die niedrigere Trinkwassertemperatur, um 13,7 % höher als bei Speicher 1 (orange). Bereits nach 2 Minuten lag die Rücklauftemperatur des Speichers 1 bei 60 °C und gegen Ende der Speicherladung näherten sich beide auf ca. 65 °C an. Die abgegebene Wärmeleistung sank nach einer kurzen Leistungspitze, welche durch den Einschaltvorgang hervorgerufen wurde, entsprechend schnell von 240 kW bzw. 200 kW auf 50 kW bis 60 kW ab. Als Ursache galt die

abnehmende Temperaturdifferenz zwischen Heizwasservor- und rücklauf. Der Speicherbeladungsvorgang dauerte ca. 17 Minuten.

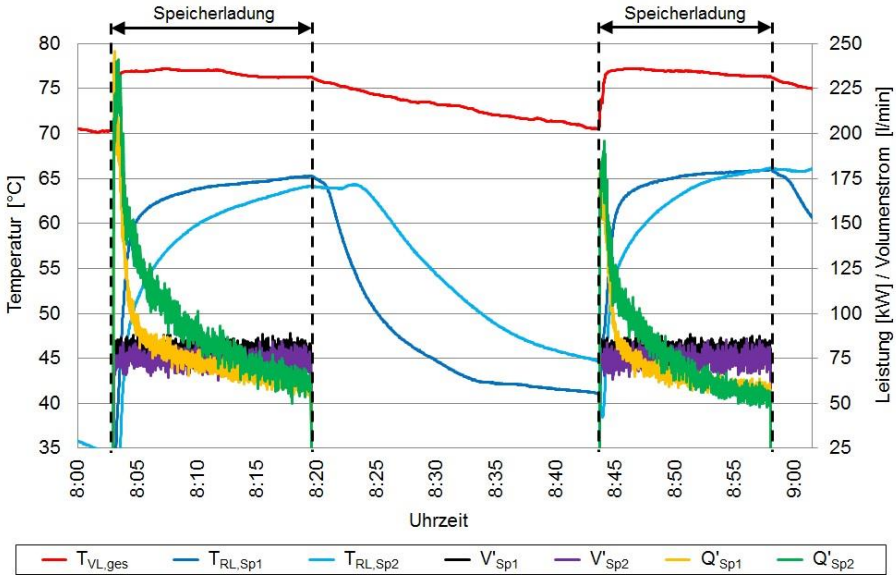

Abb. 3.16: Typischer Aufheizvorgang bei einem Speichersystem (MO5)

In Abbildung 3.17 sind die Verläufe der beiden Warmwasseraustrittstemperaturen (blau und grün), die resultierende Mischtemperatur (rot) und die kumulierten Warmwasserentnahmen (orange und lila) dargestellt. Ebenfalls deutlich zu erkennen sind die über den Tag stattfindenden 27 Speicherladevorgänge. Die Warmwassertemperaturen waren während des Zirkulationsbetriebs (0:00 Uhr bis 8:00 Uhr) zunächst konstant, gingen aber mit Beginn der Warmwasserentnahmen (ab 8:00 Uhr) auseinander. Hervorgerufen wurden die unterschiedlichen Temperaturen durch eine Fehlströmung am unteren Drei-Wege-Verteilventil, welches Kaltwasser über den Zirkulationsanschluss in die Speichermitte eintreten ließ und durch Konvektionsströmungen eine Durchmischung der Temperaturschichtung verursachte. Der Zirkulationsvolumenstrom teilte sich im Verhältnis von ca. 80 % zu 20 % zwischen Speicher 1 und Speicher 2 auf, wodurch Speicher 1 tendenziell erwärmt wurde. Der Kaltwasserzufluss verhielt sich mit einer Aufteilung von ca. 78 % zu 22 % zwischen Speicher 1 und Speicher 2 genau gegensätzlich.

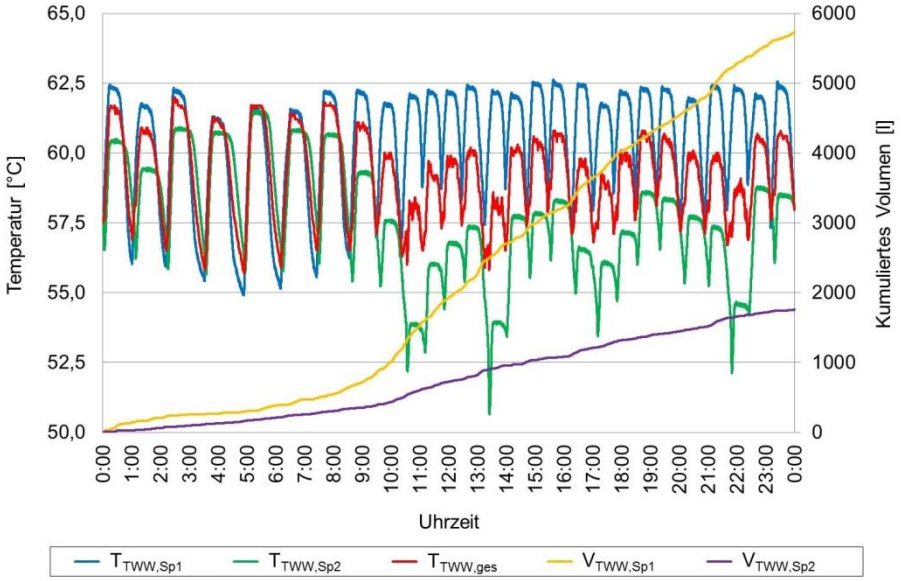

Abb. 3.17: Warmwassertemperaturen und kumulierte -entnahme der Trinkwasserspeicher (MO5)

Einen exemplarischen Temperaturverlauf der interen Speicherfühler mit nächtlichem Aufheizvorgang des gesamten Speicherinhalts auf 60 °C (2:00 Uhr bis 2:45 Uhr) wird in Abbildung 3.18 veranschaulicht. Die unterschiedlichen Warmwassertemperaturen im Trinkwasserspeicher (je ein Fühler oben und unten) bestätigten die ungleichmäßigen Durchströmungsvorgänge. Dabei stieg $T_{Sp2,o}$ beim Aufheizvorgang durch die fehlende „Kühlung“ der Zirkulation bis auf 71,9 °C an, während $T_{Sp2,u}$ hingegen nur 55,5 °C erreichte. Im Zeitraum der hohen Entnahmevorgänge (6:00 Uhr bis 23:00 Uhr) sank die Temperatur an $T_{Sp2,o}$ teilweise auf unter 25 °C (rote Markierungen).
Die Anforderungen hinsichtlich der Wassertemperaturen (60 °C Warmwasser und 55 °C Zirkulation) konnten nicht eingehalten werden, ebenso war eine Aufheizung der Trinkwasserspeicher auf 60 °C nicht möglich.

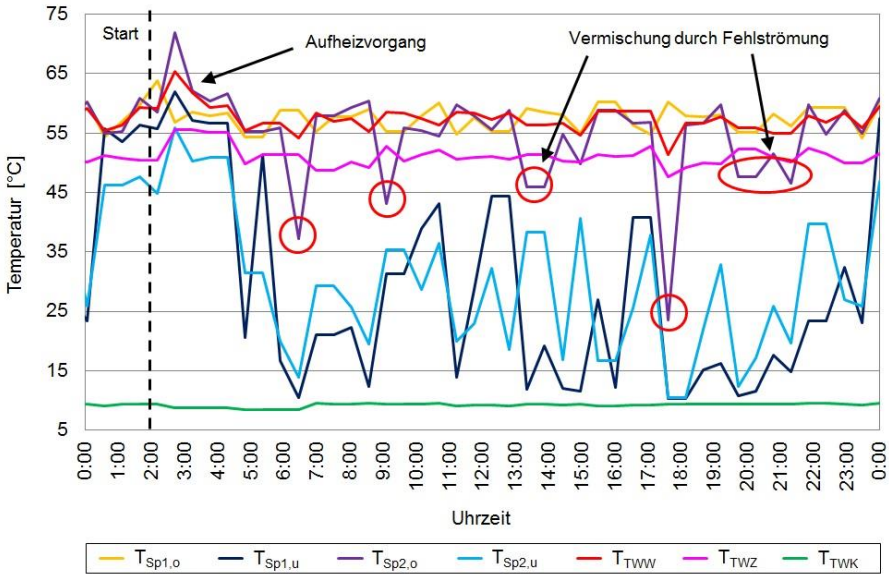

Abb. 3.18: Interne Speicher- und Anschlusstemperaturen der Trinkwassererwärmer (MO5)

Trinkwasserspeichersysteme in Großanlagen:

- Die Speicherladung erfolgt überwiegend mit hoher Rücklauftemperatur (> 60 °C) und mindert dadurch den Brennwertnutzen und solare Erträge.
- Aus der geringen Spreizung ergibt sich ein hoher Heizwasservolumenstrom zur Speicherbeladung, der zur Durchmischung des Pufferspeichers führt.
- Die schwankende Warmwassertemperatur durch die häufigen Ladevorgänge (Ein- und Ausschalthysterese) verursacht Kalkabplatzungen.
- Bei Mehrspeicheranlagen können hygienische und energetische Probleme auftreten.
- Gegen Ende des Aufheizvorgangs kommt es zu Taktvorgängen beim Wärmeerzeuger, da die abgenommene Wärmeleistung unterhalb des Modulationsbereichs liegt.
- Der gemäß DVGW-Arbeitsblatt W 551 täglich geforderte Aufheizvorgang bei Anlagen mit Vorwärmstufen kann zu Verkalkungsproblemen und Fehlströmungen führen.
- Kalkansammlung und Verschmutzung machen eine regelmäßige mechanische Reinigung des Trinkwasserspeichers notwendig.

Die vorsorgliche Aufheizung des gesamten Trinkwasserspeicherinhalts auf 60 °C wurde auf einmal im Monat reduziert, da es durch die hohen Warmwassertemperaturen zu massivem Kalkausfall und zur Beschädigung der Trinkwasserinstallation kam. Eine Enthärtungsanlage war bis zur Sanierung nicht installiert.

3.4.2 Speicherladesystem (SLS)

Das Speicherladesystem gilt zusammen mit dem Speichersystem derzeit als Stand der Technik und wird häufig zur Trinkwassererwärmung eingesetzt. Es besteht aus einem Trinkwasserspeicher, Speicherladepumpe und einem externen Plattenwärmeübertrager. Über die Speicherladepumpe (in Abbildung 3.19 links vom Speicher) wird das Trinkwasser aus dem Speicher entnommen, über den externen Wärmeübertrager auf 60 °C erwärmt und dem Speicher im oberen Bereich wieder zugeführt. Bei gleichzeitig stattfindender Entnahme geht ein Teilstrom direkt über den Wärmeübertrager. Die Dimenionierung des SLSs erfolgt ebenfalls über die Leistungskennzahl N_L der DIN 4708 Teil 1, wobei mit abnehmenden Speichervolumen die benötigte Anschlussleistung ansteigt. Die Einbindung der Zirkulation kann im oberen Drittel des Speichers oder zusammen mit der Kaltwasserzufuhr im unteren Bereich erfolgen. Zwei Temperaturfühler (T_{Ein} und T_{Aus}) im Speicher regeln die Beladung.

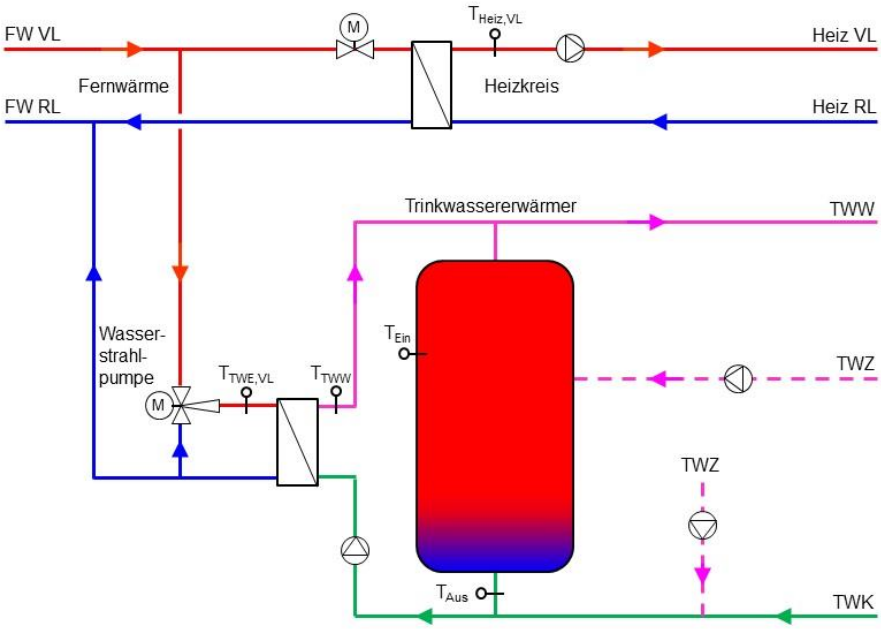

Abb. 3.19: Schema des Speicherladesystems (SLS) für Fernwärmeversorgung

Der externe Plattenwärmeübertrager weist eine wesentlich höhere Wärmeübertragungsfähigkeit gegenüber dem im Speichersystem eingesetzten internen Glattrohrwärmeübertrager auf. Dadurch ergibt sich eine niedrigere Rücklauftemperatur bei gleichzeitig reduzierter Vorlauftemperatur. Die Rücklauftemperatur liegt im Zirkulationsbetrieb nahe an der Zirkulationstemperatur und während der Spitzenentnahme, je nach Auslegung des Wärmeübertragers, bei 3 K bis 10 K über der Kaltwassertemperatur. Um einer Verkalkung vorzubeugen, soll die heizungsseitige Vorlauftemperatur möglichst 65 °C (max. 70 °C) nicht überschreiten. Die Kalkablagerung im Trinkwasserspeicher ist in der Regel geringer als beim Speichersystem, da keine internen Einbauten (z.B. Heizwendel) mit hohen Oberflächentemperaturen vorhanden sind. Eine Abschaltung der Speicherladung über den unteren Speicherfühler mit ca. 60 °C ist nur mit abgeschalteter Zirkulationspumpe möglich. Andernfalls müsste die durch die Zirkulation hervorgerufene Durchmischung über eine Erhöhung der Warmwasserbeladetemperatur und einen größeren Speicherladevolumenstrom ausgeglichen werden.

Der Tageslastgang des Speicherladesystems, welcher auch als Standard-Vergleichssystem am Fernwärmeprüfstand [32] diente, ist in Abbildung 3.20 zu sehen. Das getestete SLS ist für eine Wohnanlage mit 23 Wohneinheiten ausgelegt und verfügt über einen Speicher mit 850 Liter Inhalt. Die Fernwärmevorlauftemperatur (braun) des Tageslastganges liegt bei 95 °C. Über eine geregelte Wasserstrahlpumpe wird eine Warmwassertemperatur von 60 °C am Austritt des Wärmeübertrager eingestellt und gleichzeitig die maximale Vorlauftemperatur zur Trinkwassererwärmung auf 65 °C begrenzt. Die Zirkulationsverluste entsprechen den Anforderungen an die Rohrleitungsdämmung eines Neubaus gemäß gültiger Energieeinsparverordung (siehe Kapitel 5.1.2). Die Zirkulation ist im oberen Drittel des Trinkwasserspeichers eingebunden.

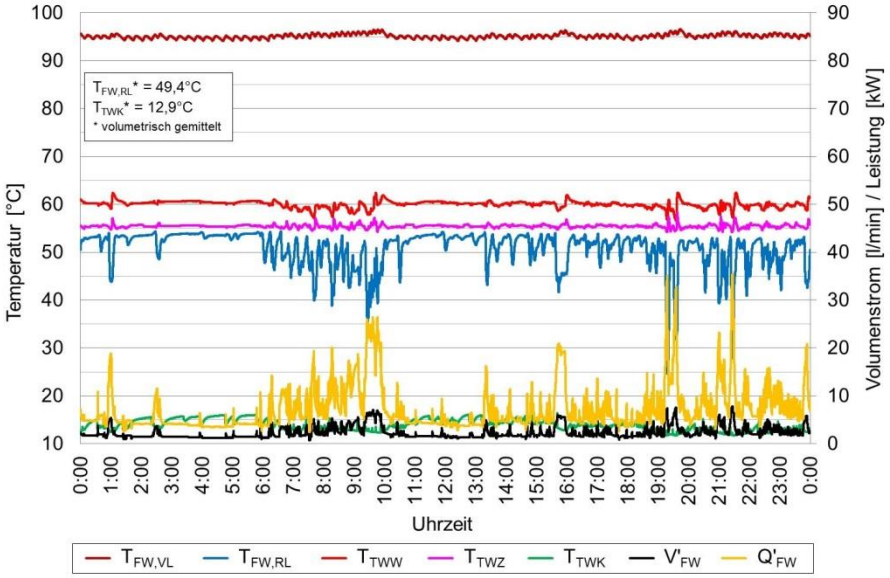

Abb. 3.20: Tageslastgang des Speicherladesystems (SLS) bei Fernwärmeversorgung

Niedrige (Fernwärme-)Rücklauftemperaturen (blau) treten nur kurzzeitig während des Spitzenentnahmebetriebs von 7:00 Uhr bis 10:00 Uhr und von 19:00 Uhr bis 22:00 Uhr auf. In den Zirkulationsphasen liegt die Rücklauftemperatur mit ca. 54 °C nahe an der Zirkulationstemperatur von 55 °C (magenta). Eine Abschaltung der Speicherladung findet nicht statt, da die eingestellte Sollwerttemperatur von 60 °C am unteren Speicherfühler nicht erreicht wird. Der konstante Beladevolumenstrom (schwarz) schwankt durch die Beeinträchtigungen der gleichzeitigen Warmwasserentnahmen zwischen 0,73 l/min und 7,79 l/min und bewirkt letztendlich die großen Leistungsschwankungen (orange) zwischen 2,4 kW und 36,0 kW. Die Warmwassertemperatur beträgt während des Zirkulations- und Teillastbetriebs näherungsweise 60 °C (rot), zu Zeiten des Spitzenlastbetriebs sind Unterschreitungen um ca. 3,5 K bzw. Überschreitungen um ca. 2,5 K erkennbar. Diese sind auf den variablen Kaltwasservolumenstromanteil über den Wärmeübertrager zurückzuführen, der eine schwankende Warmwasseraustrittstemperatur verursacht.

Speicherladesysteme in Großanlagen:

- Niedrigere Rücklauftemperaturen werden nur zu Spitzenlastbetriebszeiten erreicht.
- Die Verkalkungsgefahr des Plattenwärmeübertrager steigt bei zu hohen Vorlauftemperaturen oder regelungsbedingten Temperaturspitzen (z.B. Fernwärme).
- Der Einsatz des SLS ohne Enthärtungsanlage ist nicht bei jeder Wasserhärte gegeben.
- Ein Abschalten der Speicherladung bei 60 °C wird durch den Betrieb der Zirkulationspumpe verhindert.
- Gegen Ende des Aufheizvorgangs und im Zirkulationsbetrieb kommt es zu Taktvorgängen beim Wärmeerzeuger, da die abgenommene Wärmeleistung unterhalb dessen Modulationsbereich liegt.
- Die Einbindung von Solarthermie ist durch die begrenzte Speicherkapazität ineffektiv und führt zu hygienischen Problemen.
- Der gemäß DVGW-Arbeitsblatt W 551 einmal täglich geforderte Aufheizvorgang bei Anlagen mit Vorwärmstufen kann zu Verkalkungsproblemen führen.
- Der direkte Anschluss an die Fernwärme ist nicht immer zulässig (siehe Kapitel 3.2.5).

3.4.3 Durchflusssystem (DFS)/Frischwassersystem (FWS)

Die steigenden Hygieneanforderungen und der vermehrte Einsatz Erneuerbarer Energien (Solarthermie, Geothermie) ließen in den letzten Jahren den Trend zur Trinkwassererwärmung im Durchflussprinzip aufkommen. Das Warmwasser wird nicht in einem Trinkwasserspeicher bevorratet, sondern erst während der Entnahme mittels Plattenwärmeübertrager im Durchfluss erwärmt. Ein Durchflusssystem, welches häufig auch als Frischwassersystem oder Frischwassermodul bezeichnet wird, besteht aus einem Plattenwärmeübertrager, Umwälzpumpe und Regelungseinheit mit Temperatursensoren und Durchflusssensor (Strömungsschalter). Die Wärmeenergie kommt direkt vom Wärmeerzeuger oder wird in einem Heizungspufferspeicher bereitgestellt. Der Plattenwärmeübertrager sorgt bei Warmwasserentnahme für eine gute Heizwasserauskühlung.

In Abbildung 3.21 ist ein Durchflusssystem, das für den Anschluss an ein Fernwärmenetz konzipiert ist, dargestellt. Das bei der Warmwasserentnahme nachströmende Kaltwasser wird vor dem Eintritt in den Wärmeübertrager mit der Zirkulation zusammengeführt und gemeinsam auf eine Warmwassertemperatur von 60 °C erwärmt. Dazu mischt die geregelte Wasserstrahlpumpe dem heißen Fernwärmevorlauf kälteres Rücklaufwasser bei. Wie schon beim Speicherladesystem sollte die Vorlauftemperatur zur Minderung der Verkalkungsgefahr nicht über 65 °C (max. 70 °C) liegen.

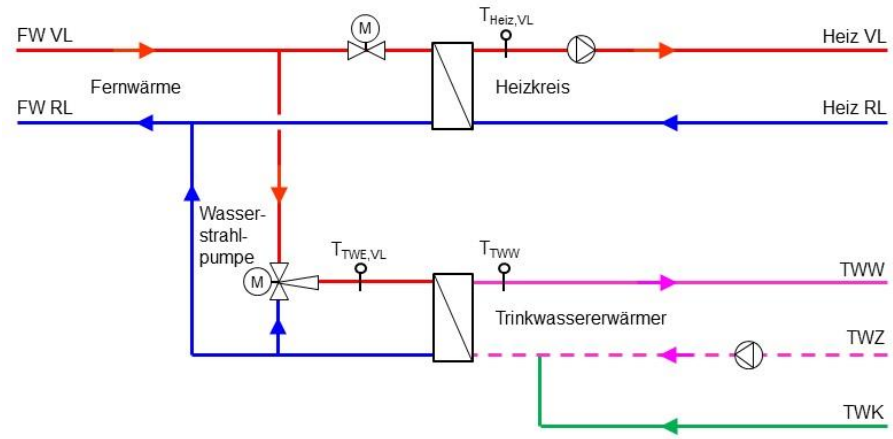

Abb. 3.21: Schema des Durchflusssystems (DFS) für Fernwärmeversorgung

Mit der Zusammenführung von Zirkulation und Kaltwasser wird eine optimale Rücklaufauskühlung des Heizwassers erheblich eingeschränkt. Diese liegt dennoch deutlich niedriger als beim internen Glattrohrwärmeübertrager des Speichersystems. Die Fernwärmerücklauftemperatur variiert in Abhängigkeit von der Warmwasserentnahme und dem Zirkulationsvolumenstrom zwischen 25 °C während der Spitzenentnahme und 56 °C im Zirkulationsbetrieb. Gegenüber Speicherladesystemen werden für Durchflusssysteme jedoch deutlich höhere Anschlussleistungen benötigt, da durch die fehlende Bevorratung die gesamte Wärmeleistung für den Spitzenvolumenstrom erforderlich ist. Bei sehr dynamischen Entnahmevorgängen können, je nach Höhe des Zirkulationsvolumenstroms, Schwankungen der Warmwassertemperatur auftreten.

Für die Kombination eines DFS mit einem konventionellen Wärmeerzeuger (Erdgas-, Heizöl- oder Biomasseheizkessel) ist zur optimalen Betriebsweise ein Pufferspeicher vorzusehen. Dadurch kann die Trägheit des Wärmeerzeugers von dem stark schwankenden Lastverhalten des DFS entkoppelt werden und bewirkt eine effektivere Betriebsweise. Die im Pufferspeicher bevorratete Wärme-

energie reduziert die Wärmeerzeugerleistung deutlich und sorgt für lange emissionsarme Brennerlaufzeiten. Der Pufferspeicher dient zudem als hydraulische Weiche und kann als Energiespeicher (z.B. Solarthermie, BHKW) eingesetzt werden. Speziell in Verbindung mit thermischen Solaranlagen lassen sich dank Frischwassertechnik ideale Hygienebedingungen erzielen und die Solarerträge steigern, da der Plattenwärmeübertrager zu einer höheren Auskühlung des Heizungswassers führt. Außerdem unterliegt das Heizungswasser im Pufferspeicher keinen Temperatur- und Hygieneanforderungen, wie es bei einem Trinkwasserspeicher der Fall ist. Bei großen Wohnanlagen bzw. hohen Warmwasserentnahmen wird das Durchflusssystem als Kaskade ausgeführt, was zusätzliche eine Redundanz bedeutet.

Durchflusssysteme in Großanlagen:

- Niedrige Rücklauftemperaturen werden nur während des Spitzenlastbetriebs erreicht.
- Bei Fernwärmeanlagen werden sehr hohe Anschlussleistungen notwendig.
- In Verbindung mit Wärmeerzeugern ist nur durch den Einsatz eines Heizungspufferspeichers ein optimaler Betrieb gegeben.
- Es lassen sich sehr gute Hygienebedingungen erreichen, da nahezu kein bevorratetes Trinkwasser im kritischen Temperaturbereich zwischen 35 °C und 50 °C (Legionellenwachstum) vorhanden ist.
- Geringerer Platzbedarf gegenüber Speichersystemen (ohne Pufferspeicher).
- Gute Voraussetzungen für den Einsatz thermischer Solaranlagen.
- Schwankende Warmwasseraustrittstemperatur bei extremen Lastwechseln.
- Verkalkungsgefahr bei zu hohen Vorlauftemperaturen oder Temperaturspitzen.
- Direkter Anschluss an Fernwärme nicht immer zulässig (DIN EN 1717).

Eine Steigerung der Energieeffizienz lässt sich in Verbindung mit Pufferspeichern über eine temperaturabhängige Einschichtung des Rücklaufs erreichen. Diese verhindert Durchmischungsvorgänge im unteren Pufferspeicherbereich aufgrund der schwankenden Rücklauftemperaturen und bewirkt eine insgesamt tiefere Heizwasserauskühlung. Als mögliche Varianten stehen ein interner Schichtkamin im Pufferspeicher oder ein temperaturgeregeltes Umschaltventil zwischen unteren und mittleren Anschluss zur Verfügung.
Eine weitere Optimierungsmöglichkeit ist durch die Trennung der Zirkulationsnachheizung von der Trinkwassererwärmung gegeben. Für beide Betriebszustände steht ein separater Wärmeübertrager zur Verfügung, der die Rückläufe entsprechend ihres Temperaturniveaus in den Pufferspeicher einschichtet. Dieses Prinzip stellt das Grundkonzept des innovativen Trinkwassererwärmungssystems dar, das in Kapitel 6 vorgestellt und untersucht wird.

3.5 Zusammenfassung der Grundlagen

Die Gründe, warum mit den bisherigen Standard-Trinkwassererwärmungssystemen keine effiziente Trinkwassererwärmung gegeben ist, sind vielschichtig und werden nachfolgend für die in Kapitel 3 ausführlich beschriebenen Einflussfaktoren zusammengefasst. Dabei ist zu beachten, dass aufgrund der stetig steigenden Wärmeschutzanforderungen durch die Energieeinsparverordnung die Trinkwassererwärmung zunehmend an Einfluss auf die Gesamteffizienz des Anlagensystems gewinnt.

Aus dem Nutzerverhalten lassen sich Betriebszeiten und -zustände ableiten, die in direkter Beziehung mit der effizienten Energieverwertung von Trinkwassererwärmungsanlagen stehen. So treten in Mehrfamilienhäusern und kleinen Wohnanlagen nur an wenigen Stunden am Tag Warmwasserentnahmen auf, die einer permanenten Warmhaltung gegenüberstehen. In dieser Zeit, die bis zu ca. 20 Stunden am Tag betragen kann, werden ausschließlich die Wärmeverluste der Warmwasser- und Zirkulationsleitungen sowie des Trinkwassererwärmers nachgeheizt. Der Dauerbetrieb der Zirkulationspumpe ist einerseits den hohen Komfortansprüchen der Bewohner sowie dem sparsamen Umgang mit Trinkwasser geschuldet. Die genannten Zusammenhänge führen schließlich dazu, dass ein hoher Anteil der Energie zur Trinkwassererwärmung nur zur Deckung der Zirkulationsverluste aufgewendet werden muss. Die Nachheizung der Zirkulationsverluste findet zudem auf hohem Temperaturniveau statt.

Die gestiegenen Hygieneanforderungen in Großanlagen, speziell zur Vermeidung des Legionellenwachstums, korrelieren mit energiesparenden Maßnahmen und der Lebensdauer (Betriebsdauer) der Trinkwasserinstallation. Das hohe Temperaturniveau (60 °C Warmwasser und 55 °C Zirkulation) dient dem Schutz vor Legionellen und krankheitsgefährdenden Keimen und soll deren Ausbreitung einschränken. Zusätzlich sind Trinkwasserspeicher mit Vorwärmstufen mindestens einmal täglich auf über 60 °C aufzuheizen. Diese beiden Hygieneanforderungen erschweren einen wirtschaftlichen Beitrag thermischer Solaranlagen zur Trinkwassererwärmung.

Bei harten Wässern setzt ab einer Warmwassertempertur von ca. 58 °C der verstärkte Kalkausfall ein, der sich in allen warmwasserführenden Anlagenbauteilen ablagert und den Betrieb beeinträchtigt. In Verbindung mit Wärmeübertragern ist stets von einer Leistungsminderung auszugehen, bei internen Glattrohrwärmeübertragern tritt zusätzliche eine Verschmutzung des Trinkwasserspeichers auf. Eine regelmäßige Reinigung oder Austausch ist ohne eine Enthärtungsanlage unumgänglich.

Neben den bisher genannten äußeren Einflussfaktoren spielen auch die technischen Eigenschaften der einzelnen Systemkomponenten in der ganzheitlichen Betrachtung eine wichtige Rolle. So sind beispielsweise Gattrohrwärmeübertrager hinsichtlich ihrer geringen Wärmeübertragungsfähigkeit für Anwendungen mit hohen Temperaturspreizungen ungeeignet.

In Bezug auf Speichersysteme kann folgende Aussage getroffen werden: Die mit der Bevorratung von Trinkwasser verbundenen Anforderungen und technischen Gegebenheiten lassen Speichersysteme als nicht zukunftsweisend erscheinen.

Des Weiteren führt die Auslegung nach einschlägiger Norm in der Regel zur Überdimensionierung der Anlagensysteme mit zusätzlichen Investitionskosten. Zu groß ausgelegte Komponenten weisen im Teil- und Schwachlastbetrieb einen geringeren Wirkungsgrad auf, wodurch es ebenfalls zu höheren Betriebskosten kommt. Eine bedarfsorientierte Planung auf Basis standardisierter Verbrauchskennwerte ist anzustreben.

Die typischen Merkmale der drei Standard-Trinkwassererwärmungssysteme sind in Tabelle 3.9 zusammengefasst.

Tab. 3.9: Merkmale der Standard-Trinkwassererwärmungssysteme

Merkmale	Speichersystem	Speicherladesystem	Durchflusssystem
Anschluss- / Wärmeerzeugerleistung	gering	gering	hoch
Rücklauftemperatur	hoch	mittel	mittel
Platzbedarf	hoch	hoch	gering
Verkalkungsgefahr	gering	hoch	hoch
Hygiene	schlecht	schlecht	gut
Spitzenentnahme	hoch	hoch	mittel
Warmwassertemperatur	konstant	konstant	schwankend
Regelungsaufwand	gering	mittel	hoch
Wärmeverluste	hoch	hoch	gering
Investitionskosten	hoch	hoch	gering
Wartungsaufwand	hoch	mittel	gering

Je nach Blickwinkel ergeben sich verschiedene Anforderungsmerkmale an ein Trinkwassererwärmungssystem, die es zu analysieren, berücksichtigen und umzusetzen gilt. In Tabelle 3.10 werden die Erwartungen aus der Sichtweise der Beteiligten gegenübergestellt.

Tab. 3.10: Anforderungsmerkmale an ein Trinkwassererwärmungssystem

Beteiligte	Anforderungsmerkmale/Ansprüche
Benutzer, Betreiber	Bezahlbare Wärmeversorgung • Geringe Investitionskosten • Geringe Betriebskosten • Geringe Instandhaltungskosten Komfortanspruch • Ausreichend Warmwasser • Warmwasser ohne lange Wartezeit (Dauerbetrieb der Zirkulationspumpe) • Konstante Warmwassertemperatur Einhaltung der Hygieneanforderungen Zuverlässiger Betrieb Ökologisch
Planer, Ausführende Firma	Verständliche und einfache Planung bzw. Umsetzung Flexible Einsatzmöglichkeiten • Energieträger (Erdgas, Heizöl, Biomasse, Solarthermie) • Wärmeerzeugung (Heizkessel, Solaranlage, Fernwärme, BHKW) • Nutzungsart (Wohnbau, Gewerbe, Industrie, Hotel, Sportheim) Komplettsystem (Schnittstellenkoordination), Vorfertigung
Energieversorger	Ausführung und Betrieb gemäß der Technischen Anschlussbedinungen • Einhaltung der Fernwärmerücklauftemperatur • Vermeidung von Lastspitzen im Fernwärmenetz

4 Versuchsaufbau

Im Rahmen des Forschungsvorhabens „LowEx-Systeme: Breitenanwendung von Niedertemperatur-Systemen als Garanten für eine nachhaltige Wärmeversorgung“ (Förderkennzeichen: 03ET1005A), wurden im Maßnahmenpaket Nr. 2 innovative Lösungen zur Trinkwassererwärmung untersucht. Das Forschungsvorhaben wurde vom Bundesminesterium für Wirtschaft und Energie (BMWi) gefördert und durch den Projektträger Jülich (PTJ) vertreten.

Um für alle untersuchten Trinkwassererwärmungssysteme gleiche Rahmenbedingungen und somit eine objektive Vergleichsbasis zu schaffen, wurde im Heizungstechniklabor der Hochschule München ein Prüfstand für Hausstationen aufgebaut. Die Hausstation besteht aus der Fernwärmeübergabestation (FÜS) und der Hauszentrale, die alle zur Trinkwassererwärmung und Gebäudebeheizung relevanten Komponenten enthält. Die Ergebnisse aller untersuchten Hausstationen sowie weitere Details zum Fernwärmeprüfstand sind dem Forschungsbericht [32] zu entnehmen.

4.1 Beschreibung des Fernwärmeprüfstands

Der Fernwärmeprüfstand bietet die Möglichkeit Hausstationen unter realen Nutzungsbedingungen zu untersuchen und das Betriebsverhalten zu analysieren. Die Prüfung erfolgt mit praxisnahen, standardisierten Tageslastgängen, die sich aus typischen Referenzprofilen für Warmwasser, Zirkulation und Raumheizung zusammensetzen und um die Fahrweise des Fernwärmenetzes (Fernwärmevorlauftemperatur) ergänzt werden. Diese Referenzprofile wurden auf Basis umfangreicher Messungen für ein Referenzgebäude mit 23 Wohneinheiten erstellt.

Die Wärmeversorgung des Fernwärmeprüfstands erfolgt über einen Heißwasser-Pufferspeicher (Inhalt 800 Liter), der über zwei Gaskessel (Hochtemperaturkessel und Gas-Brennwertgerät) auf bis zu 112 °C beheizt werden kann. Durch den Heißwasser-Pufferspeicher lassen sich Temperaturschwankungen bei der Wärmeerzeugung minimieren, sowie auftretende Lastspitzen ausgleichen. Die Einstellung der Fernwärmevorlauftemperatur des jeweiligen Tageslastganges erfolgt über ein Drei-Wege-Mischventil. An der Anschlussstelle der Fernwärmeübergabestation wird ein konstanter Differenzdruck zwischen dem Vor- und Rücklauf mittels Heizungsumwälzpumpe zur Verfügung gestellt.
Für die Warmwasserentnahme werden zwei Ventile mit unterschiedlichen Durchflussraten eingesetzt, um den Durchflussbereich von 1,8 l/min bis 40 l/min abdecken zu können. Diese öffnen entsprechend dem hinterlegten Referenzprofil und lassen das vom Trinkwassererwärmungssystem erwärmte Wasser ablaufen. Zum Ausgleich der jahreszeitlich bedingten Temperaturschwankungen im Versorgungsnetz wird das Kaltwasser in einem 400 Liter Trinkwasserspeicher konstant auf 10 °C gekühlt. Die im Trinkwasserversorgungsnetz auftretenden Druck-schwankungen werden durch ein Membranausdehnungsgefäß mit 100 Liter Wasservorlage kompensiert. Die Wärmeverluste der Warmwasser- und Zirkulationsleitungen simuliert ein Plattenwärmeübertrager, indem der Zirkulationsvolumenstrom von 60 °C auf 55 °C abgekühlt wird.
Für die Tageslastgänge mit Heizung wird der Hausstation über ein Referenzprofil der Heizungsdurchfluss sowie die Heizungsrücklauf- und Außentemperatur vorgegeben. Die entsprechende Vorlauftemperatur des Heizkreises wird in Abhängigkeit von der Außentemperatur (Heizkurve) über die Regelung der Hausstation eingestellt.
Ein Stromaufnehmer erfasst den elektrischen Hilfsenergieaufwand der Hausstation.

Die im Labor auftretenden Wärmelasten durch die Wärmeerzeugung (Heizkessel, Rohrleitungen und Heißwasser-Pufferspeicher) werden über ein Umluftkühlgerät gekühlt, um bei allen Tageslastgängen eine konstante Raumlufttemperatur von ca. 25 °C zu erhalten.
Alle anfallenden Wärmelasten (Zirkulationsrückkühlung, Heizkreis, Kaltwasserkühlung und Raumkühlung) werden über die zentrale Kälteversorgung der Hochschule München abgeführt.

Abbildung 4.1 zeigt den schematischen Aufbau des Fernwärmeprüfstands mit den Anschlussstellen Fernwärme, Trinkwasser, Heizung und elektrischer Hilfsenergie für die Hausstationen. Die zur Messdatenerfassung installierten Sensoren sind an den jeweiligen Messstellen gelb gekennzeichnet.

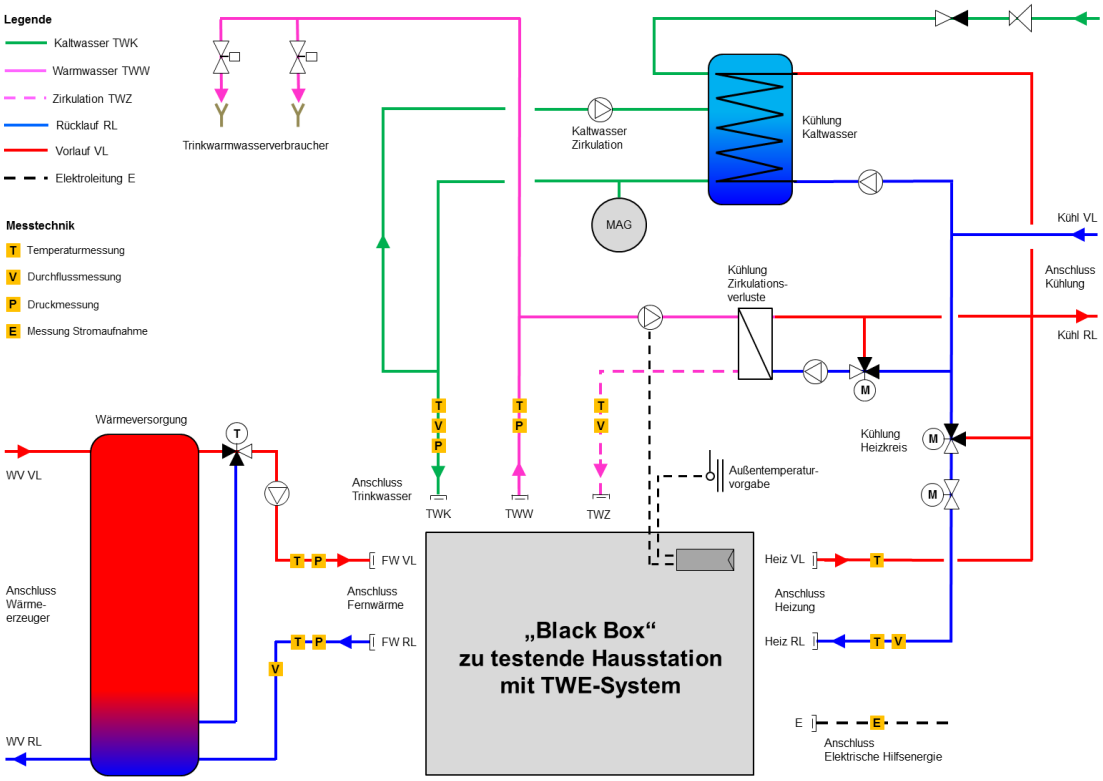

Abb. 4.1: Schema des Fernwärmeprüfstands an der Hochschule München

4.2 Mess- und Regelungstechnik

Für die Messwertaufnahme der Temperaturen, Drücke und der elektrischen Hilfsenergie werden Sensoren der Firma Ahlborn eingesetzt. Die Messdatenerfassung (Datenlogger) und Software, welche gleichermaßen zur Regelung der Referenzprofile eingesetzt wird, kommt ebenfalls von Ahlborn. Die Erfassung der Durchflüsse erfolgt mit magnetisch-induktiven Volumenstromsensoren des Herstellers Krohne. Bei den Aktoren finden zur Steuerung (Warmwasserentnahme) und Regelung (Heizkreis, Zirkulation) der Referenzprofile Regelventile mit Magnetantrieb von Siemens Verwendung.
Eine Übersicht aller installierter Sensoren und Aktoren ist in Anhang A.9.7.1 und [33] zu finden.

5 Versuchsdurchführung

5.1 Festlegung der Referenzprofile

Um aussagekräftige Referenzprofile für den Fernwärmeprüfstand zu bekommen, wurden Verbrauchsmessungen an mehreren Wohngebäuden durchgeführt und mit einschlägigen Literaturangaben verglichen (siehe Kapitel 3.1). Die erstellten Referenzprofile entsprechen den durchschnittlichen Verbrauchswerten eines Wohngebäudes und dienen als Grundlage für alle weiteren messtechnischen Untersuchungen. Als Gebäudegröße wurde eine Wohnanlage mit 23 Wohneinheiten festgelegt, da diese im Bestand sehr häufig anzutreffen ist.

Die Verbrauchsmessungen erfolgten mit einem portablen Zwei-Kanal-Ultraschall-Durchflussmessgerät an der Warmwasser- und Zirkulationsleitung sowie dem Heizkreis des Gebäudes. Die Messdatenaufzeichnung fand in sekündlichen Aufzeichnungszyklen statt.

Allgemeine Angaben zum Referenzgebäude (MO2, Kapitel 3.1.4):

- Standort: München (Norm-Außentemperatur -16 °C)
- Baujahr 2002
- 23 Wohneinheiten
- Personenbelegung je Wohneinheit (geschätzt): 2,3
- Beheizte Wohnfläche ca. 1.600 m²

5.1.1 Referenzprofil Warmwasser

Die Warmwasserentnahme lag bei den Verbrauchsmessungen zwischen 1,4 m³/d (Werktag) und 2,2 m³/d (Wochenende) bezogen auf eine Warmwassertemperatur von 60 °C. Damit variiert die spezifische Nutzenergie zwischen 17,9 kWh/(m²a) und 24,3 kWh/(m²a) bei einer Kaltwassereintrittstemperatur in den Trinkwassererwärmer von ca. 13 °C. Um den Mittelwert von 21,0 kWh/(m²a) entsprechend der Tabelle 3.2 zu erhalten, wird ein Tagesverlauf mit einer Warmwassersentnahme von ca. 1.750 l/d als Referenzprofil ausgewählt. Dies entspricht einem Verbrauch von ca. 33 Liter Warmwasser pro Person und Tag mit einer Nutztemperatur von 60 °C.
Durch die sekündliche Messdatenaufzeichnung in den Bestandsgebäuden lässt sich eine optimale Anpassung der beiden Entnahmeventile, welche die Öffnungs- und Schließzeiten berücksichtigt, für das Referenzprofil vornehmen. Aus Untersuchungen mit verschiedenen Zeitintervallen geht hervor, dass bereits mit 10-Sekunden-Intervallen eine sehr gute Reproduzierbarkeit der realen, dynamischen Entnahmevorgänge gegeben ist. Die bei der Mittelwertbildung auftretenden Unterschreitungen der minimalen Entnahmemenge werden bei der nächsten Entnahme berücksichtigt. Die Mittelwertbildung über ein Intervall von 10 Sekunden führt zu einer Dämpfung der Entnahmespitzen um ca. 15 %, bei den kleinen und mittleren Entnahmen liegt diese niedriger.
Der Schwellenwert, ab dem eine definierte Entnahme stattfindet, wird auf 1,8 l/min festgelegt und führte zur Auswahl des kleinen Ventils. Dieser Wert entspricht in etwa der Entnahmemenge bei einem Handwaschvorgang (siehe auch „kurze Entnahme“ Tabelle 3.3). Bei dem unterhalb des Schwellenwertes auftretenden „Hintergrundrauschen“ handelt es sich um Messfehler des Durchflussmessgerätes aufgrund laminarer Strömung oder um Schwerkraftzirkulation im Rohrsystem. Als geeigneter Umschaltpunkt zwischen dem großen und kleinen Ventil hat sich ein Durchfluss von 10 l/min herausgestellt.

Abbildung 5.1 zeigt das am Fernwärmeprüfstand hinterlegte Referenzprofil für die Warmwasserentnahme und den kumulierten Warmwasserverbrauch auf Basis der durchgeführten Messungen am Bestandsgebäude. Das Referenzprofil wird für alle Tageslastgänge verwendet.

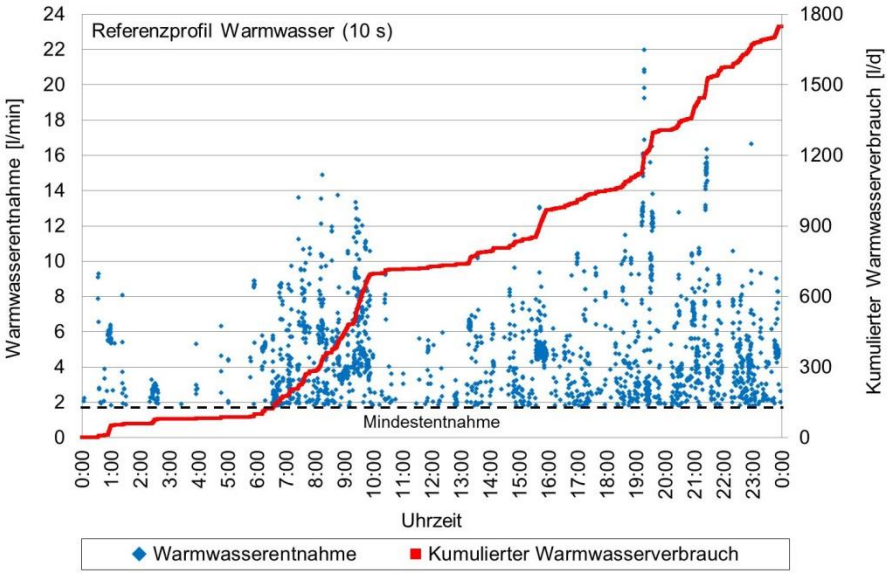

Abb. 5.1: Referenzprofil Warmwasser im Zeitintervall von 10 s (MO2)

5.1.2 Referenzprofil Zirkulation

Zur Berücksichtigung der Zirkulationsverluste werden drei Varianten mit verschiedenen Rohrleitungsdämmstandards in Anlehnung an Tabelle 3.4 festgelegt. Der Neubau entspricht der Ausführung der Rohrleitungsdämmung gemäß Energieeinsparverordnung und dient als Bezugsgröße (100 % EnEV). Für den Altbau ist eine im Vergleich zur EnEV halbierte Dämmstärke angesetzt (50 % EnEV), was in etwa den Dämmstandard der 80iger Jahre mit Einführung der Heizungsanlagenverordnung (HeizAnlV) darstellt. Es sei an dieser Stelle erwähnt, dass ein dürftig isolierter Altbau auch durchaus das Doppelte der hier angegebenen Zirkulationsverluste aufweisen kann. Der Passivhaus-Standard soll einen Ausblick auf eine nahezu perfekt ausgeführte Rohrleitungsdämmung geben, was durch die Verdoppelung der Dämmstärke (200 % EnEV) gegenüber den Mindestanforderungen gemäß EnEV berücksichtigt wird.
Die Betriebsweise der Trinkwassererwärmungs- und Trinkwasserleitungsanlagen haben den Anforderungen des DVGW-Arbeitsblatts W551 an die Trinkwasserhygiene für Großanlagen zu entsprechen (Kapitel 3.2.3).

Angaben zu den Referenzprofilen Warmwasser und Zirkulation:

- Temperatur am Austritt des Trinkwassererwärmers beträgt 60 °C
- Temperatur am Eintritt des Trinkwassererwärmers beträgt 55 °C
- Kurzzeitige Unterschreitungen der Warmwassertemperatur sind tolerierbar
- Dauerbetrieb der Zirkulation von 24 Stunden am Tag
- Unterscheidung hinsichtlich drei verschiedener Rohrleitungsdämmstandards
- Täglicher Warmwasserverbrauch von ca. 1.750 l/d
- Zeitintervall des Referenzprofils Warmwasser beträgt 10 Sekunden

Tabelle 5.1 fasst die drei Referenzprofile für die Zirkulationsverluste zusammen.

Tab. 5.1: Referenzprofile für die Zirkulationsverluste

	Zirkulations-Volumenstrom	Täglicher Zirkulations-volumenstrom	Verhältnis Zirkulation zu Warmwasser-Volumenstrom	Zirkulations-Verluste	Spezifische Zirkulations-Verluste	Energetisches Verhältnis Zirkulation zu Warmwasser
	$\dot{V}_{TWZ}$	$\dot{V}_{TWZ}$	$\dot{V}_{TWZ} / \dot{V}_{TWW}$	$\dot{Q}_{V,TWZ}$	q_{TWZ}	q_{TWZ} / q_{TWW}
Rohrleitungsdämmstandard	[l/min]	[l/d]	[-]	[kW]	[kWh/(m²a)]	[-]
Neubau (100 % EnEV)	7,0	10.080	5,8	2,40	13,1	0,58
Altbau (50 % EnEV)	14,0	20.160	11,5	4,80	26,3	1,15
Passivhaus (200 % EnEV)	3,5	5.040	2,9	1,20	6,6	0,29

5.1.3 Referenzprofil Heizung

Um den Einfluss der Gebäudebeheizung auf die Trinkwassererwärmung bewerten zu können, werden die Referenzprofile Warmwasser und Zirkulation um die Heizung ergänzt. Für das Referenzprofil der Heizung wird exemplarisch ein milder Wintertag bei Außentemperaturen zwischen 1,2 °C und 7,2 °C verwendet, da dieser Betriebszustand über das Jahr gesehen sehr häufig auftritt. Die maximale Heizkreisbelastung liegt bei ca. 50 %. Eine allgemeine Aussage ist durch die vielen Parameter (z.B. Art und Auslegung der Raumheizflächen, Außentemperatur, Nutzerverhalten) nicht möglich. Das Referenzprofil wird für alle Tageslastgänge mit Heizbetrieb verwendet.

Angaben zum Referenzprofil Heizung:

- Gebäudeheizlast ca. 72 kW
- Spezifische Gebäudeheizlast ca. 45 W/m²
- Norm-Auslegungstemperaturen der Heizflächen 75/60 °C
- Heizkurve 1,6 mit Niveau + 2 (Raumtemperatur 22 °C)
- Nachtabsenkung der Raumtemperatur auf 16 °C von 23:00 Uhr bis 5:00 Uhr
- Zeitintervall des Referenzprofils beträgt 10 Minuten

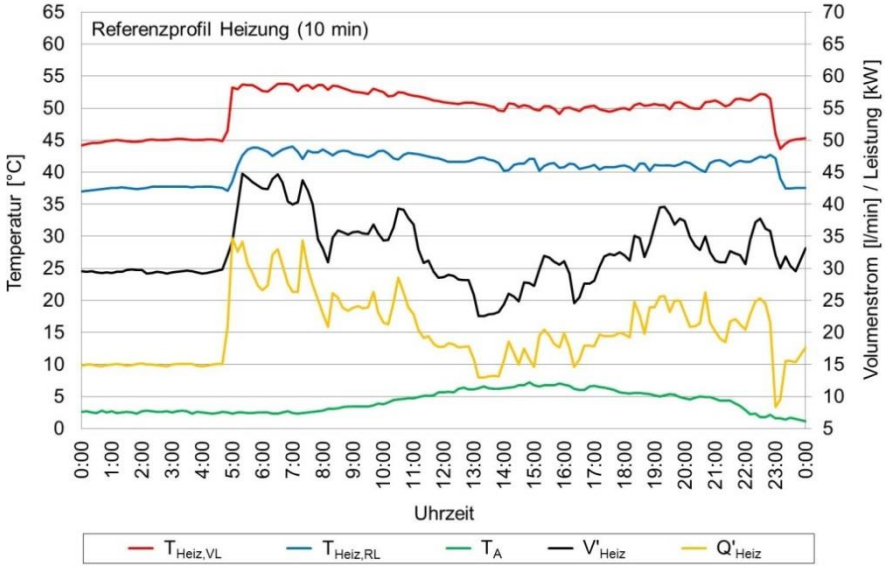

Abb. 5.2: Referenzprofil Heizung im Zeitintervall von 10 min (MO2)

5.1.4 Übersicht der Referenzprofile

In Tabelle 5.2 sind die Referenzprofile hinsichtlich Energieverbrauch, Leistung, Volumenstrom und Temperaturniveau gegenübergestellt. Es zeigt sich, dass die größten Leistungsspitzen bei der Trinkwassererwärmung auftreten, obwohl diese im Vergleich mit den anderen Referenzprofilen den geringsten Anteil am Tagesvolumenstrom aufweist. Die Zirkulationsverluste tragen als kleine „Dauerverbraucher“ im Neubau mit 38 % und im Altbau mit 55 % zum Tagesenergieverbrauch der Trinkwassererwärmung bei. In der Zirkulationsvariante Neubau beträgt der tägliche Energieverbrauch für Warmwasser und Zirkulationsverluste mit 162 kWh/d ca. 1/3 des Heizenergieverbrauchs eines milden Wintertages.

Tab. 5.2: Übersicht der Referenzprofile

	Energiemenge	Spez. Energiemenge	Maximale Leistung	Mittlere Leistung	Mittlere spez. Leistung	Volumenstrom	Temperatur-niveau
Referenzprofil	[kWh/d]	[kWh/(m²a)]	[kW]	[kW]	[W/m²]	[l/d]	[°C]
Warmwasser	94	21,4	72,3	3,9	2,4	1.750	60,0
Zirkulation Neubau	58	13,1	2,4	2,4	1,5	10.080	57,5
Zirkulation Altbau	115	26,3	4,8	4,8	3,0	20.160	57,5
Zirkulation Passivhaus	29	6,6	1,2	1,2	0,8	5.040	57,5
Heizung (milder Wintertag)	489	81 [1)]	33,9	20,4	12,7	46.950	36-58

[1)] Ergibt sich aus der Gebäudeheizlast und einer angenommen Anzahl an Vollbenutzungsstunden von 1.800 h/a

Abbildung 5.3 verdeutlicht das dynamische Betriebsverhalten der Warmwasserentnahme am Tagesgang der Wärmeleistungen. Das Referenzprofil Zirkulation entspricht der Neubau-Variante.

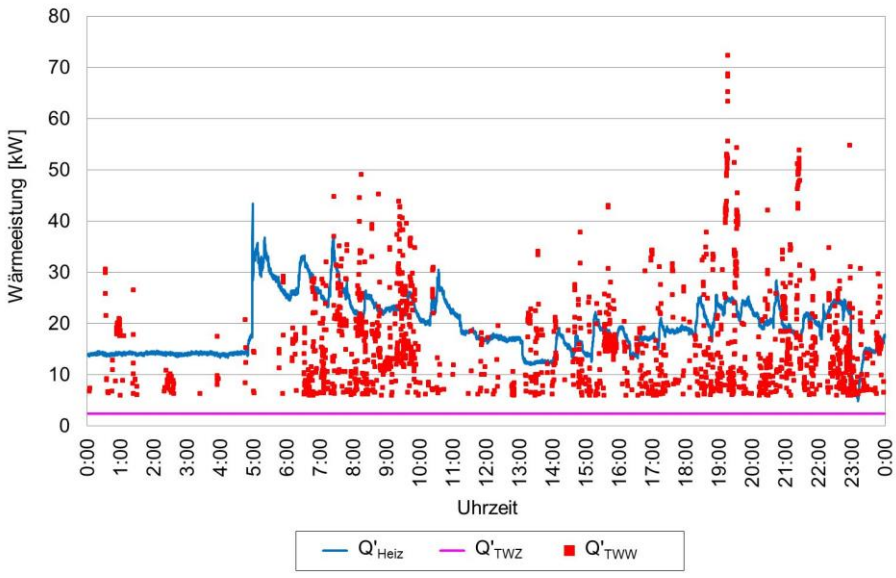

Abb. 5.3: Tagesgang der Wärmeleistungen für die Referenzprofile Heizung, Warmwasser und Zirkulation (Neubau) im Zeitintervall von 10 s

Während die Zirkulationsverluste über den gesamten Tag gleichmäßig verteilt sind, verursachen die Warmwasserentnahmen der Bewohner vor allem am Morgen und in den Abendstunden hohe Leistungsspitzen. Der Wärmebedarf des Heizkreises liegt im Tagesverlauf zwischen 15 kW und 35 kW, und ist damit nur geringen Leistungsschwankungen ausgesetzt. Hier macht sich das Wärmespeichervermögen des Gebäudes bemerkbar, das innere und äußere Einflüsse kompensiert. Ausnahmen bilden lediglich der Beginn des Tagesbetriebes gegen 5:00 Uhr und der Eintritt in die Nachabsenkung um 23:00 Uhr. Die aus Heizung und Trinkwassererwärmung resultierenden Lastspitzen, die überwiegend durch die Warmwasserentnahmen entstehen, bewirken hohe kurzzeitige Anschlussleistungen, die zu Druckschwankungen im Fernwärmenetz führen können.

5.1.5 Fahrweise des Fernwärmenetzes

Die Fernwärmevorlauftemperatur hat entscheidenden Einfluss auf den primären Heizwasserdurchfluss und auf die Fernwärmerücklauftemperatur, die Zusammenhänge werden in Kapitel 7.2.1.1 ausführlich erläutert. Das Vorlauftemperaturniveau, mit dem ein Fernwärmenetz betrieben wird, hängt hauptsächlich von der Art der Wärmeerzeugung und der Netzauslastung ab. In Heizkraftwerken (HKW), in denen durch den Kraft-Wärme-Koppelungs-Prozess (KWK) hohe Vorlauftemperaturen zur Verfügung stehen, ist eine gleitende Fahrweise weit verbreitet. Um im Winterbetrieb die Transportleistung zu erhöhen, findet eine Vorlauftemperaturanhebung statt. Zur Reduzierung der Wärmeverluste wird diese im Sommerbetrieb bei geringer Netzauslastung gesenkt. In Netzen mit geothermaler Wärmeversorgung richtet sich die Vorlauftemperatur nach der vorhandenen Thermalwassertemperatur. Je nach benötigter Wärmeleistung und Zuschaltung der Spitzenlastkessel können leichte Schwankungen der Fernwärmevorlauftemperatur auftreten.

Die unterschiedlichen Fahrweisen der beiden Netze „Innenstadt“ und „Messestadt-Riem“ der Stadtwerke München sind vereinfacht in Abbildung 5.4 dargestellt. Für das Referenzprofil Heizung ist im Münchner Innenstadtnetz eine Fernwärmevorlauftemperatur von ca. 108 °C erforderlich.

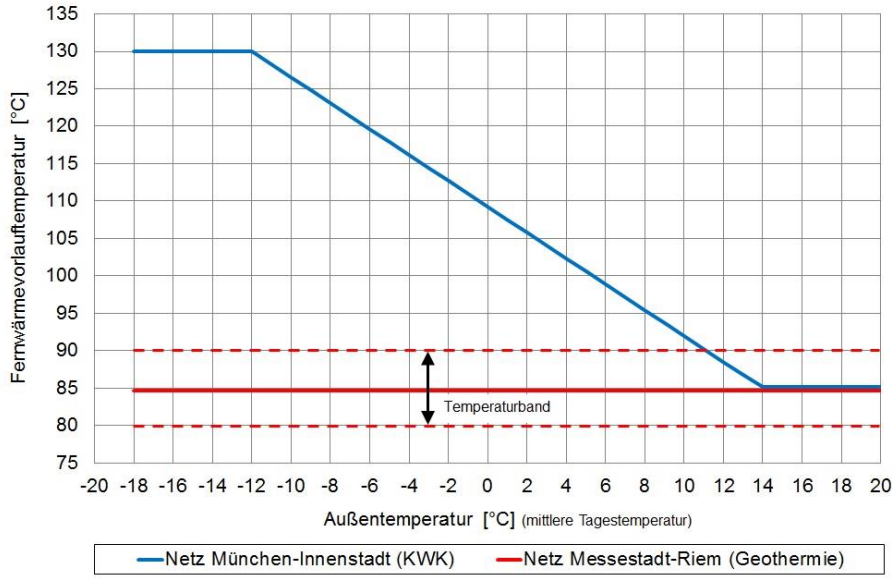

Abb. 5.4: Fernwärmevorlauftemperatur in Abhängigkeit von der mittleren Außentemperatur

Ergänzende Angaben zur Planung und Betriebsweise der Hausstation:

- Für die Auslegung des Trinkwassererwärmers ist bei Durchflusssystemen der Gleichzeitigkeitsfaktor der TU Dresden zulässig.
- Zum Schutz vor Verkalkung ist eine maximale Vorlauftemperatur zur Trinkwassererwärmung von 70 °C einzuhalten.
- Der verfügbare Differenzdruck (Anschlusswert) am Fernwärmeprüfstand beträgt 700 mbar.
- Die Einteilung des Fernwärmewassers erfolgt nach DIN EN 1717 in Kategorie 3.
- Die Dämmung der Fernwärmeübergabestation ist entsprechend der EnEV auszuführen.

5.2 Festlegung der Tageslastgänge (Parametervariationen)

Aus den oben vorgestellten Referenzprofilen (Warmwasser, Zirkulation und Heizung) werden in Verbindung mit der Fernwärmevorlauftemperatur aussagekräftige Tageslastgänge generiert. Die Kriterien zur Festlegung der Parameter, welche die Grundlage für die späteren messtechnischen Untersuchungen darstellen, werden nachfolgend erläutert.

Die Einteilung der Tageslastgänge erfolgt anhand des Rohrleitungsdämmstandards in die drei Hauptkategorien Neubau, Altbau und Passivhaus, welche das Baualter (Normklassifizierung) bzw. den Baustandard beinhalten. Dazu wird der tägliche Zirkulationsvolumenstrom als Bezugsgröße zum konstanten, nutzerabhängigen Warmwasserverbrauch, bzw. das Verhältnis der spezifischen Energiemengen betrachtet (siehe $\dot{V}_{TWZ} / \dot{V}_{TWW}$ und q_{TWZ} / q_{TWW} in Tabelle 5.1).

Die Wahl der zugehörigen Fernwärmevorlauftemperatur richtet sich in Anlehnung an typische praxisübliche Netz-Temperaturen (siehe Abbildung 5.4), die wiederum von der Art der Wärmeerzeugung abhängen. Für das Fernwärmenetz der Messestadt Riem (Geothermie) steht ganzjährig eine Thermalwassertemperatur von 93 °C zur Verfügung, woraus sich Vorlauftemperaturen im Bereich von 80 °C bis 90 °C ergeben. Netze mit Fernwärme aus Kraft-Wärme-Kopplung werden in Abhängigkeit der Außentemperatur gleitend gefahren, dabei sind Temperaturwerte zwischen 80 °C (Sommer) und 130 °C (Winter) gebräuchlich. Kleine Nahwärmenetze, die in der Regel mit konventionellen Wärmeerzeugern betrieben werden, benötigen eine minimale Netz-Vorlauftemperatur von 75 °C, die zur Warmwasserbereitung vorhanden sein muss. Die Obergrenze ergibt sich aus der Maximaltemperatur des Hochtemperaturkessels am Prüfstand von ca. 110 °C. Für die Referenzprofile werden Fernwärmevorlauftemperaturen von 75 °C, 85 °C, 95 °C und 110 °C definiert. Eine Ausnahme bildet der Tageslastgang für die Zirkulationsvariante des Altbaus im Winterbetrieb bei 75 °C. Dieser hätte aus anlagentechnischen Gründen zu einer größeren Umbaumaßnahme mit zeitlichem Verzug geführt und wird ersatzweise mit 80 °C getestet.

Um den Einfluss der Gebäudebeheizung auf die Gesamt-Fernwärmerücklauftemperatur bewerten zu können, werden die drei Hauptkategorien für den Winterbetrieb um das Referenzprofil Heizung ergänzt. Daraus ergeben sich zwischen der Heizung und der Trinkwassererwärmung zwei hydraulische Varianten, die parallele und die serielle Verschaltung. Bei der parallelen Betriebsweise, welche standardmäßig Anwendung findet, stellt sich eine gemeinsame Mischtemperatur aus den beiden Einzelrückläufen ein. Das teilweise höhere Temperaturniveau der Zirkulation gegenüber dem Heizkreis (siehe Tabelle 5.2) bietet zudem die Möglichkeit einer weiteren Auskühlung über eine serielle Einbindung in den Heizkreis. Diese mit Heizkreiseinbindung bezeichnete Variante stellte sich in Vorversuchen vorrangig für die Tageslastgänge des Altbaus als wirksam heraus.

In Tabelle 5.3 sind die Tageslastgänge als Variationsmatrix dargestellt und mit Ordnungsnummern versehen, um sie in der ausführlichen Messdatenübersicht in Anhang A.9.7.2 leichter zuordnen zu können. Aus den vier Parametern Rohrleitungsdämmstandard, Fernwärmevorlauftemperatur, Betriebsweise und der optionalen Heizkreiseinbindung ergeben sich insgesamt 28 Tageslastgänge.

Tab. 5.3: Ordnungsnummern der Tageslastgänge

Betriebsweise		Sommerbetrieb			Winterbetrieb			
Rohrleitungs-dämmstandard		Neubau	Altbau	Passivhaus	Neubau	Altbau	Passivhaus	Altbau
Heizkreiseinbindung		-	-	-	Nein	Nein	Nein	Ja
Fernwärme-vorlauf-temperatur	75 °C	1	5	9	13	-	21	-
	(80 °C)	-	-	-	-	17	-	25
	85 °C	2	6	10	14	18	22	26
	95 °C	3	7	11	15	19	23	27
	110 °C	4	8	12	16	20	24	28

5.3 Umfang der Versuche

Die Auswahl der Tageslastgänge zeigt die Auswirkung der einzelnen Parameter in Bezug auf die Fernwärmerücklauftemperatur, die letztendlich zur Effizienzbewertung der Hausstation in Kapitel 6 bzw. für andere Wärmeerzeuger in Kapitel 7.2 herangezogen wird.

- Die Zusammenhänge des Rohrleitungsdämmstandard und der Fernwärmevorlauf-temperatur auf die Fernwärmerücklauftemperatur stellen dabei den Schwerpunkt der Untersuchungen dar. Die 12 Tageslastgänge (Nr. 1 bis 12) werden zunächst für den reinen Sommerbetrieb ohne Heizung untersucht.
- Zur Ermittlung des Einflusses der Gebäudebeheizung auf die Trinkwassererwärmung werden die ersten 12 Tageslastgänge jeweils um das Referenzprofil Heizung (parallele Betriebsweise des Heizkreises zur Trinkwassererwärmung) erweitert (Nr. 13 bis 24).
- In vier weiteren Tageslastängen (Nr. 25 bis 28) wird die Wirksamkeit der Heizkreis-einbindung (serielle Betriebsweise des Heizkreises zur Trinkwassererwärmung) für den Rohrleitungsdämmstandard des Altbaus getestet.

Im Laufe des vorangegangenen Forschungsvorhabens wurden weitere sechs Hausstationen mit bis zu sechs Tageslastgängen getestet. Die beschränkte Anzahl an Tageslastgängen war dem Termin-plan geschuldet. Da es sich teilweise um neue Anlagenkonzepte handelte, waren zahlreiche Testversuchsreihen zur Inbetriebnahme und Optimierung notwendig. Es wurden alle drei Rohrleitungsdämmstandards für den Sommerbetrieb mit einer Fernwärmevorlauftemperatur von 95 °C getestet, der Neubau für den Sommerbetrieb mit 85 °C und der Neubau für den Winterbetrieb mit 110 °C (Nr 2, 3, 7, 11, 16). Zur Vergleichbarkeit der Forschungsergebnisse werden die Rahmenbedingungen der Parameter für diese Arbeit beibehalten. Die Ergebnisse des Forschungsvorhabens würden den Umfang dieser Arbeit übersteigen, so dass an dieser Stelle auf den Abschlussbericht [32] verwiesen wird.

Weitere Untersuchungen, die nur in indirekter Beziehung zu den Referenzprofilen bzw. Tageslastgängen stehen, sollen speziell das Betriebsverhalten einzelner Komponenten aufzeigen. Die Ergebnisse sind in Anhang 9.7.3. beschrieben.

- Einfluss der Auskühlstufe in Bezug auf das Auskühlungsverhaltens des Heizwassers und der Warmwassertemperaturbeständigkeit
- Betriebsverhalten und Einsatzgrenzen des Frischwassermoduls
- Betriebsverhalten und Wärmeübertragungsfähigkeit der Fernwärmeübergabestation

5.4 Versuchsablauf am Fernwärmeprüfstand

Ein Versuchsablauf beginnt mit der Inbetriebnahme des Fernwärmeprüfstands, welche das Aufheizen des Heißwasser-Pufferspeichers, der Kühlung des Kaltwassers und die Temperierung des Labors beinhaltet. Um die genannten Anfahrvorgänge am Fernwärmeprüfstand zu minimieren, werden die Messreihen nach Möglichkeit ohne längere Abschaltphasen hintereinander durchgeführt.

Die Inbetriebnahme der zu testenden Hausstation richtet sich nach dem jeweiligen zu testenden System. Bei Anlagen mit Speichern ist grundsätzlich eine anfängliche Beladung sinnvoll, um schneller den stationären Betriebszustand zu erreichen. Jede zu testende Hausstation ist individuell auf die Referenzprofile und an den Fernwärmeprüfstand anzupassen (z.B. Warmwasserverbrauch, Zirkulationsvolumenstrom, Soll-Temperaturen, Fühlerabgleich, Heizkurve und Zeitprogramm). Die Reihenfolge der Tageslastgänge unterliegt keinem festen Ablaufplan und kann flexibel gehandhabt werden. Die Einstellwerte der Hausstation für den jeweiligen Tageslastgang resultieren aus Auslegungskennwerten und theoretischen Berechnungen, die im Vorfeld ermittelt und im Verlauf der Messung aufgenommen, ausgewertet und ggf. optimiert werden.

Jeder Tageslastgang wird über einen Zeitraum von zwei bis vier Tagen durchgeführt, damit sich ein stationärer Betriebszustand einstellt. Der letzte Tag wird zur Bewertung herangezogen.

Zur Auswertung der sekündlich aufgezeichneten Messwerte wird ein eigens programmiertes Aufbereitungstool auf Basis von MS Excel-VBA verwendet, welches die Rohmessdaten einer Prüfung und Bereinigung unterzieht. Alle relevanten Messergebnisse werden in Form eines Messprotokolls mit anschaulichen Diagrammen für jeden Tageslastgang ausgegeben.

Die Montage und Inbetriebnahme einer Hausstation auf dem Prüfstand dauert je nach Komplexität der Anlage und Vorfertigungsgrad zwischen drei und fünf Tage, für den Abbau sind zwei bis drei Tage zu veranschlagen.

Die anfallenden Arbeiten (Verrohrung, elektrische Verkabelung, Befüllen, Spülen und Entlüften, Isolierarbeiten, evtl. Optimierungsmaßnahmen) wurden im Rahmen des Forschungsvorhabens von externen Firmen ausgeführt. Der Aufbau des Fernwärmeprüfstands und die Umsetzung des neu entwickelten Anlagenkonzepts der Hochschule München erfolgten mit Hochschulmitarbeitern und Studenten im Rahmen ihrer Abschlussarbeit. Alle Aufgaben rund um den Fernwärmeprüfstand (Planung, Aufbau und Inbetriebnahme, Messungen an Wohnanlagen zur Erstellung der Referenzprofile, Organisation und Durchführung der Messungen, Auswertung der Messergebnise und Erstellung des Berichtsentwurfs) wurden vom Autor im Rahmen seiner wissenschaftlichen Tätigkeit ausgeführt bzw. geleitet.

6 Messtechnische Untersuchungen eines innovativen Trinkwassererwärmungssystems am Fernwärmeprüfstand

6.1 Anforderungen an energieeffiziente Trinkwassererwärmungssysteme

Die Energieeffizienz bei der Trinkwassererwärmung kann in der Regel deutlich gesteigert werden, wenn die Rücklauftemperatur am Wärmeerzeuger gesenkt wird. Je geringer die Rücklauftemperatur ist, umso höher ist das Nutzungspotenzial von Wärmequellen mit niedrigem Exergieanteil. Anlagenkonzepte, welche die Energie nicht nur hinsichtlich ihrer Quantität, sondern vielmehr ihrer Qualität bewerten, werden als Niedrigexergie-Systeme (LowEx-Systeme) bezeichnet. Die Rücklauftemperatur stellt somit bei Fernwärme-, und Geothermie-Anlagen, in der Brennwerttechnik sowie bei thermischen Solaranlagen die charakteristische Kenngröße zur Bewertung der Anlageneffizienz dar. Bezüglich der möglichen Optimierungs- und Einsparpotenziale wird an dieser Stelle auf Kapitel 7.2 verwiesen.

Ein wichtiges Kriterium stellt neben einer effizienten Wärmeerzeugung auch die Minimierung der Auslegungswärmeleistung des Wärmeerzeugers dar. Je konstanter die Leistungsbereitstellung zur Trinkwassererwärmung erfolgen kann, desto ökonomischer und ökologischer können die Erzeugungs- und Verteilungssysteme geplant und betrieben werden. Es ergeben sich kleine Wärmeerzeuger mit geringen Taktphasen und entsprechend langen Laufzeiten.

Weiterhin gilt es die Anforderungen an die Hygiene zu beachten, die einschlägigen Planungsrichtlinien einzuhalten sowie den Komfortansprüchen der Bewohner gerecht zu werden.

Ein häufig vernachlässigtes und unterschätztes Problem ist die auftretende Verkalkung in Verbindung mit harten Wässern. Diese beeinflusst die Betriebsweise des Trinkwassererwärmungssystems und der Warmwasserinstallation mit den in Kapitel 3.3 beschriebenen unangenehmen Folgen.

6.2 Allgemeine Konzeptbeschreibung der optimierten Trinkwassererwärmung

Im Rahmen der Untersuchungen zur Optimierung des Münchner Fernwärmenetzes MessestadtRiem wurde ein innovatives TWES mit sehr niedrigen Rücklauftemperaturen entwickelt. Das Grundprinzip, für das von der Hochschule München patentierte TWES, basiert auf einem Frischwassersystem mit Heizungspufferspeicher. Die Optimierungsmaßnahmen zielen vor allem auf die fortwährende Zirkulationsnachheizung ab. Das dabei noch warme Heizungswasser, welches auf hohem Temperaturniveau anfällt, wird getrennt von der eigentlichen Trinkwassererwärmung in den Pufferspeicher eingeschichtet und nicht direkt zum Wärmeerzeuger zurückgeführt. Um diese eingelagerte Wärmeenergie zu Spitzenlastzeiten wieder verwenden zu können, erfolgt die Pufferspeicherbeladung mit höherer Temperatur als zur Trinkwassererwärmung notwendig ist und wird somit wieder auf ein nutzbares Temperaturniveau angehoben. Über das Frischwassersystem erfährt das Heizungswasser eine starke Auskühlung und wird in den unteren Pufferspeicherbereich eingeschichtet. Von dort gelangt es zum Wärmeerzeuger. Die Wiederverwendung der zwischengespeicherten Energie aus der Zirkulationsnachheizung und die bevorratete Energie im Pufferspeicher bewirken eine Lastglättung zwischen der Trinkwassererwärmung und der erforderlichen Wärmeerzeugerleistung. Es findet somit eine stetige Pufferspeicherbeladung mit geringer Wärmeleistung statt, die letztendlich zur angestrebten Rücklaufauskühlung führt.

Das bisher beschriebene Funktionsprinzip ist unabhängig vom Energieträger und bietet damit für zahlreiche Anwendungsfälle in der Trinkwassererwärmung (z.B. Wohngebäude, Hotels, Sportheime) eine Art Universallösung. Zur Pufferspeicherbeladung eignen sich alle Standard-Wärmeerzeuger, die dauerhaft mit einer Vorlauftemperatur von mindestens 70 °C betrieben werden können.

In Fernwärmenetzen reduziert das TWES die notwendige Anschlussleistung und hält je nach Betriebszustand die vertragliche Fernwärmerücklauftemperatur ein. Im Bereich der Brennwerttechnik führt die niedrige Rücklauftemperatur zu einer erhöhten Abgaskondensation, die sich in der Brennstoffeinsparung aufgrund der Wirkungsgradsteigerung äußert. Die Lastglättung erzeugt lange Laufzeiten der Wärmeerzeuger und eignet sich bestens für den Einsatz von BHKW-Anlagen. Der Pufferspeicher, der gleichzeitig die Funktionen einer hydraulischen Weiche und Energiezentrale übernimmt, ermöglicht zudem die Einbindung einer thermischen Solaranlage in Kombination mit konventionellen Wärmeerzeugern.

Mit einem Frischwassermodul werden die bestmöglichen Hygienebedingungen erreicht, da Stagnation durch bevorratetes Trinkwarmwasser vermieden wird. Gleichzeitig lassen sich durch die getrennte Zirkulationsnachheizung Temperaturschwankungen bei der Warmwasserbereitung ausgleichen und höchste Komfortansprüche erfüllen. Das Frischwassermodul ist im Gegensatz zu Trinkwasserspeichern auch für höhere Betriebsdrücke geeignet und kann problemlos in Hochhäusern eingesetzt werden.

Die modulare Bauweise aus Wärmeerzeuger, Pufferspeicher und Frischwassermodul ermöglicht eine individuelle Auslegung entsprechend der gegebenen Anforderungen. Im TWES sind ausschließlich handelsübliche Standardkomponenten verbaut, um die Investitions- und Instandhaltungskosten so gering wie möglich zu halten.

Gegenüber dem Standard-Durchflusssystem in Kapitel 3.4.3 werden folgende Optimierungsmaßnahmen vorgenommen:

- Trennung von Trinkwassererwärmung und Zirkulationsnachheizung und deren gesonderte Einschichtung in einen Pufferspeicher
- Wiederverwendung der im Pufferspeicher eingeschichteten Wärmeenergie aus der Zirkulationsnachheizung
- Dem Frischwassermodul wird eine Auskühlstufe für eine dauerhaft niedrige Rücklauftemperatur und zur Reduzierung der Vorlauftemperatur nachgeschaltet

6.2.1 Schema und Funktionsbeschreibung für die Anschlussart Fernwärme

Für den Anschluss an ein Fernwärmenetz wird das aus einem Frischwassermodul und Heizungspufferspeicher bestehende Trinkwassererwärmungssystem um eine Fernwärmeübergabestation zur Wärmeversorgung ergänzt. Unter gewissen Voraussetzungen kann die Übergabestation entfallen und der Pufferspeicher direkt angeschlossen werden (siehe Kapitel 7.2.1.1).

Abbildung 6.1 zeigt das Funktionsschema der Hausstation bestehend aus dem optimierten Trinkwassererwärmungssystem, Heizkreis zur Gebäudebeheizung mit optionaler Heizkreiseinbidung und der Fernwärmeübergabestation für den indirekten Anschluss an die Fernwärmeversorgung. Die zur Funktionsbeschreibung erforderlichen Bauteile sind nummeriert und bezeichnet, die regelungs- und sicherheitstechnischen Einrichtungen sind ebenfalls ohne Anspruch auf Vollständigkeit abgebildet. Die wichtigsten verwendeten Komponenten sind in der Tabelle A.11 im Anhang zu finden.

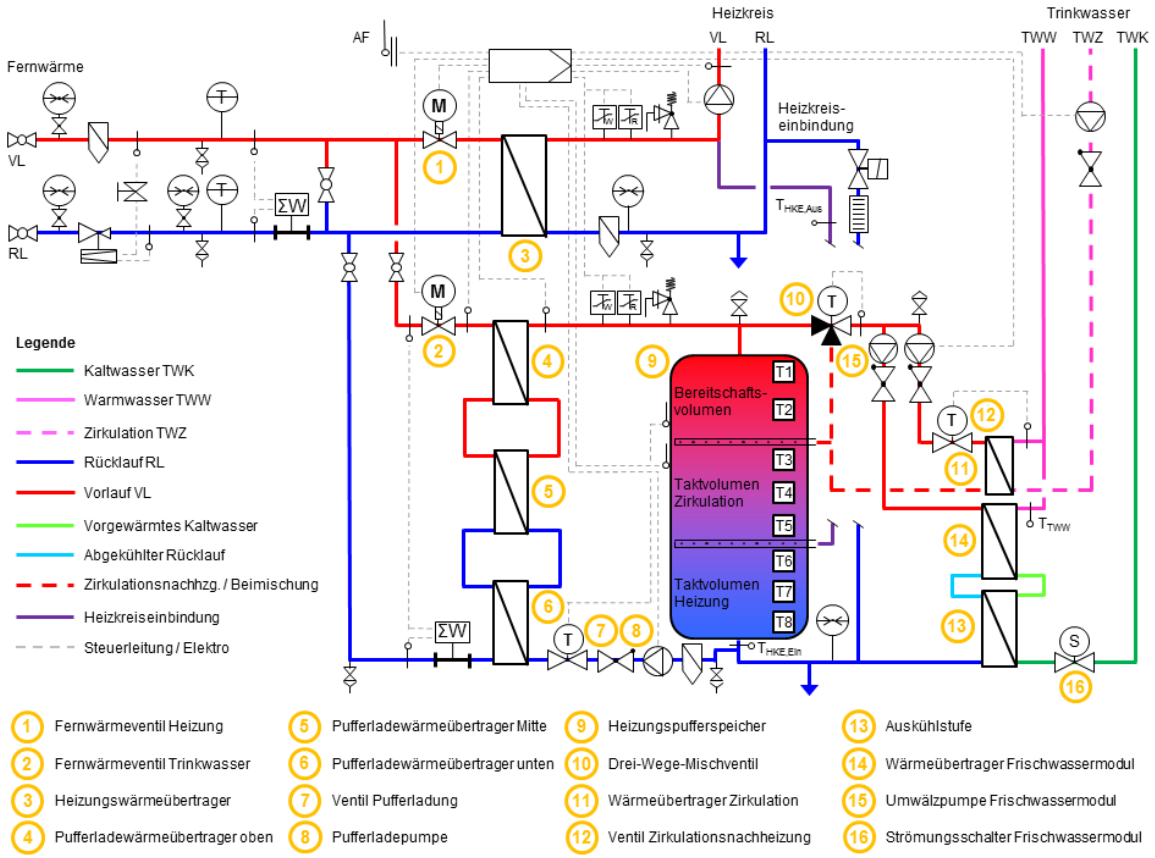

Abb. 6.1: Schema des innovativen Trinkwassererwärmungssystems für die Anschlussart Fernwärme

Eine Differenzenregelung sorgt dafür, dass der Pufferspeicher (9) stets mit der höchstmöglichen zur Verfügung stehender Temperatur beladen wird und begrenzt diese auf die maximale Betriebstemperatur. Dazu wird über das Fernwärmeventil (2) der primäre Durchfluss so geregelt, dass sich eine sekundäre Austrittstemperatur aus dem obersten Wärmeübertrager (4) von ca. 3 K unterhalb der Fernwärmevorlauftemperatur einstellt (empfohlene Wärmeübertragerauslegung, siehe Anhang 9.7.3.2). Die Pufferladetemperatur kann je nach Fernwärmevorlauftemperatur zwischen 70 °C und 95 °C liegen. Bei annähernd gleichen Wärmekapazitätsströmen stellt sich zwischen sekundärem und primärem Rücklauf am unteren Wärmeübertrager (6) ebenfalls eine Temperaturdifferenz von 3 K bis 4 K ein. Um den Temperaturhub von teilweise 85 K zu erreichen, ist eine serielle Verschaltung von drei Wärmeübertragern notwendig. Der sekundäre Heizwasserdurchfluss variiert je nach Beladezustand des Pufferspeichers nur geringfügig, wodurch sich eine quasi-stationäre Dauerbeladung einstellt. Ein Anlegefühler am Bereitschaftsvolumen erfasst den Ladezustand und regelt über ein Durchgangsventil (7) und eine Pufferladepumpe (8) den Beladevolumenstrom. Eine Alternativlösung besteht aus einer drehzahlgeregelten Pufferladepumpe und zwei Temperaturfühlern am oder im Bereitschaftsvolumen des Pufferspeichers. Um den Pufferspeicher vor einer möglichen Überbeladung zu sichern, was nur bei einer Abschaltung der Zirkulationspumpe auftreten kann, schaltet ein Thermostat die Pufferspeicherbeladung aus.
Das Drei-Wege-Mischventil (10) mischt aus dem heißen Bereitschaftsvolumen und dem Taktvolumen Zirkulation eine Vorlauftemperatur von ca. 65 °C für die Trinkwassererwärmung und Zirkulationsnachheizung. Die Zirkulationsnachheizung befindet sich im Dauerbetrieb und sorgt für die stetige Temperaturreglung am Mischventil, wodurch größere Ausregelvorgänge und Temperaturschwankungen vermieden werden.

Der separate Zirkulationswärmeübertrager (11) heizt den Zirkulationsvolumenstrom von 55 °C auf 60 °C auf (Kapitel 3.2). Die heizungsseitige Umwälzpumpe läuft zeitgleich mit der trinkwasserseitigen Zirkulationspumpe und regelt über ein Durchgangsventil (12) mit Thermostatfühler die Warmwassertemperatur am Wärmeübertrageraustritt. Je nach Auslegung des Zirkulationswärmeübertragers stellt sich eine Rücklauftemperatur von ca. 56 °C bis 59 °C ein. Dieses noch warme Heizwasser wird teilweise dem Drei-Wege-Mischventil zur Beimischung zugeführt und parallel in den Pufferspeicher eingeschichtet.
Das aus einem Strömungsschalter (16), Temperaturfühler, Wärmeübertrager (14) und drehzahlgeregelter Umwälzpumpe (15) bestehende Frischwassermodul sorgt für die Warmwasserbereitung. Der Strömungsschalter registriert eine Warmwasserentnahme und regelt die Umwälzpumpe, sodass sich am Wärmeübertrageraustritt eine Warmwassertemperatur von 60 °C einstellt. Diese Funktion wird von dem frei programmierbaren Heizungsregler mit übernommen. Zur Verbesserung des Regelverhaltens und einer tieferen Auskühlung des Heizungswassers auf ca. 2 K bis 5 K über der Kaltwassereintrittstemperatur, wird dem Frischwassermodul ein zusätzlicher Wärmeübertrager, der nachfolgend als Auskühlstufe bezeichnet wird, seriell nachgeschaltet. Das Frischwassermodul erhält über das Drei-Wege-Mischventil das vortemperierte Heizungswasser und schichtet es, nahezu auf Kaltwassertemperatur abgekühlt, unten in den Pufferspeicher ein. Je nach Temperaturverhältnis und Warmwasserentnahme ändern sich die Volumenströme in bzw. aus den jeweiligen Pufferspeicherzonen. Bei kleineren Warmwasserentnahmen wird das Rücklaufwasser vom Zirkulationswärmeübertrager direkt zur Beimischung verwendet, bei mittleren und großen Entnahmen wird zusätzliches Beimischwasser aus dem Taktvolumen Zirkulation des Pufferspeichers entnommen.
Der Pufferspeicher ist mit Schichtladeeinrichtungen versehen, um ein Durchmischen der unterschiedlichen Temperaturzonen zu verhindern. Gleichzeitig zonieren die Positionen der Schichtladeeinrichtungen den Pufferspeicher in ein Bereitschaftsvolumen, Taktvolumen Zirkulation und, falls eine Heizkreiseinbindung vorhanden ist, in ein Taktvolumen Heizung. Der Ladeeinrichtung im unteren Pufferspeicherbereich gilt dabei besondere Aufmerksamkeit, da hier die größten Volumenströme und Durchmischungen auftreten. Für die untere Ladeeinrichtung wird ein Drallblech eingesetzt (Kapitel 7.3.2.5), die Zirkulationsnachheizung und die Heizkreiseinbindung erfolgen über ein Laderohr (Kapitel 7.3.2.4). Der Pufferspeicherinhalt sowie die Volumenanteile ergeben sich aus der Energiebilanz in Kapitel 7.2.1.1. Zusätzlich entkoppelt der Pufferspeicher die Fernwärmeübergabestation von der Trinkwassererwärmung und wirkt gleichzeitig als hydraulische Weiche.
Der Heizkreis wird mit einer außentemperaturgeführten Vorlauftemperaturregelung betrieben. Das Fernwärmeventil der Heizung (1) stellt den zum Erreichen der Vorlauftemperatur notwendigen Durchfluss ein. Werden Heizkreis und Trinkwassererwärmung parallel betrieben, ergibt sich am Gesamt-Fernwärmerücklauf die entsprechende Mischtemperatur. Diese hängt maßgeblich von der Rücklauftemperatur des Heizkreises und dessen Wärmeleistung im Verhältnis zur Trinkwassererwärmung ab.
Weiterhin bietet der Pufferspeicher die Möglichkeit einer Rücklaufabsenkung durch die Einbindung des Heizkreises. Dazu wird dem Heizungsrücklauf ein definierter Teilvolumenstrom entnommen und unten in den Pufferspeicher geführt. Das wärmere Wasser der Zirkulationsnachheizung (ca. 56 °C bis 59 °C) am Austritt des Taktvolumens Heizung wird dem Heizungsvorlauf beigemischt. Der Vorlauftemperaturfühler des Heizkreises sitzt in Strömungsrichtung hinterhalb der Heizkreiseinbindung, so dass die Energieverschiebung durch das Fernwärmeventil der Heizung ausgerelt wird. Die Aktivierung der Heizkreiseinbindung erfolgt über ein Magnetabsperrventil in Abhängigkeit des Pufferspeicherladezustandes und der Heizungsrücklauftemperatur. Der Durchfluss ergibt sich anhand der Zirkulationsverluste und wird am Regulierventil im Bypass eingestellt. Eine zusätzliche Umwälzpumpe wird durch den geringeren Druckverlust über den Pufferspeicher nicht benötigt.

6.3 Darstellung der Messergebnisse

Die nachfolgende Hausstation ist die Weiterentwicklung der im Forschungsbericht [32] untersuchten Fernwärmeübergabestation (FÜS 3). Es wurden Veränderungen am Pufferspeicher und dessen Ladeeinrichtungen, der seriellen Pufferladewärmeübertrager und des Frischwassermoduls vorgenommen. Die modifizierte Hausstation ermöglicht zudem die Einbindung des Heizkreises in den Pufferspeicher.

Die Referenzprofile des Forschungsvorhabens wurden zur Vergleichbarkeit beibehalten und um zusätzliche Tageslastgänge und Detailuntersuchungen erweitert (siehe Kapitel 5.3).

Abb. 6.2: Innovatives Trinkwassererwärmungssystem am Fernwärmeprüfstand der Hochschule München

Der Aufbau in Abbildung 6.2 ist identisch mit dem Schema in Abbildung 6.1. Auf der linken Seite des Pufferspeichers befindet sich die Fernwärmeübergabestation mit den drei übereinander angeordneten seriellen Wärmeübertragern (schwarze Dämmschalen) und dem Wärmeübertrager für den Heizkreis (mittig). Darüber sind die Fernwärmeventile mit Stellmotor für die Pufferspeicherbeladung (oben) und den Heizkreis (unten) positioniert. Rechts vom Pufferspeicher sind die Wärmeübertrager zur Zirkulationsnachheizung (oben) und das Frischwassermodul (Mitte) mit Auskühlstufe (unten) platziert.
Im weiteren Verlauf werden die Messergebnisse der Tageslastgänge dargestellt und analysiert. Eine Tabelle aller wichtigen Messwerte befindet sich im Anhang A.9.7.2. Da die Abbildung aller Tageslastgänge zu umfangreich ist, wird das Betriebsverhalten der Hausstation nur an exemplarischen Lastfällen gezeigt. Sämtliche Diagramme der einzelnen Tageslastgänge sowie detaillierte Auswertungen sind in [33] dokumentiert.

6.3.1 Fernwärmerücklauftemperatur im Sommerbetrieb

In den Sommermonaten ist in der Regel nur die Trinkwassererwärmung in Betrieb und bestimmt die Fernwärmerücklauftemperatur. Diese kann somit in direkten Zusammenhang mit dem Rohrleitungsdämmstandard und der vorhandenen Fernwärmevorlauftemperatur gebracht werden, da das täglich entnommene Warmwasservolumen des Referenzprofils konstant ist. In Abbildung 6.3 wird die Abhängigkeit zwischen den Rohrleitungsdämmstandards, nachfolgend als Neubau, Altbau und Passivhaus bezeichnet, und der Fernwärmevorlauftemperatur auf die resultierenden Fernwärmerücklauftemperatur dargestellt. Bei der Fernwärmerücklauftemperatur handelt es sich um die volumetrisch gemittelte primäre Rücklauftemperatur.

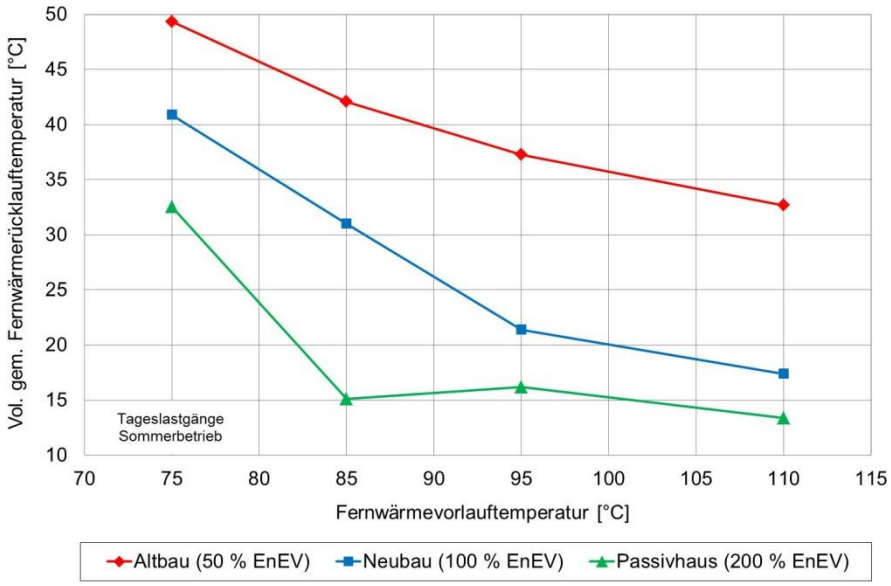

Abb. 6.3: Volumetrisch gemittelte Fernwärmerücklauftemperatur in Abhängigkeit von der Fernwärmevorlauftemperatur und dem Rohrleitungsdämmstandard für den Sommerbetrieb

Es ist zu erkennen, dass die Fernwärmerücklauftemperatur mit verbessertem Rohrleitungsdämmstandard und steigender Fernwärmevorlauftemperatur sinkt. Die geringste Fernwärmerücklauftemperatur liegt mit 15 °C etwa 6 K über der Kaltwassertemperatur. Diese Temperaturerhöhung ergibt sich durch die Systemtrennungen der Auskühlstufe (ca. 2,5 K) und der Fernwärmeübergabestation (ca. 3,0 K), der Temperaturausgleich und die Vermischungseffekte im Pufferspeicher bewirken ca. weitere 0,5 K. Bei einem sehr guten Rohrleitungsdämmstandard gemäß Passivhaus wird dieser Mindestwert bereits für eine Fernwärmvorlauftemperatur von 85 °C erreicht. Für 110 °C können im Fall des Neubaus eine Fernwärmerücklauftemperatur von 17,4 °C und im Altbau 32,7 °C erreicht werden.

Aus der zunehmenden Steigung der Temperaturverläufe in Abbildung 6.3 wird weiterhin ersichtlich, dass der Haupteinflussfaktor auf die Fernwärmerücklauftemperatur durch die Zirkulationsverluste bedingt ist und der Fernwärmevorlauftemperatur eine geringere Bedeutung zukommt.

Im Sommerbetrieb, bei einer Fernwärmevorlauftemperatur von 80 °C, kann für die Rohrleitungsdämmstandards des Neubaus und des Passivhauses die geforderte Fernwärmerücklauftemperatur von 40 °C (bzw. 55 °C) eingehalten werden [34]. Im Altbau liegt diese um ca. 5,5 K darüber.

Da der Anlagenbetreiber keinen Einfluss auf die Fernwärmevorlauftemperaturen des Energieversorgers hat, müssen entsprechende Maßnahmen zur Einhaltung der Fernwärmerücklauftemperatur über einen verbesserten Rohrleitungsdämmstandard erfolgen.

Auf anschauliche Weise lassen sich die Einflüsse auf die Fernwärmerücklauftemperatur über den täglichen Fernwärmevolumenstrom in Abbildung 6.4 erklären. Mit steigender Temperaturdifferenz reduziert sich bekanntlich der Durchfluss zum Transport der gleichen Wärmemenge und je niedriger die Wärmeverluste der Zirkulationsleitungen ausfallen, desto geringer wird der zur Nachheizung benötigte Fernwärmvolumenstrom. Im Idealfall ist der Fernwärmevolumenstrom kleiner oder gleich der Warmwasserentnahme, was letztendlich bedeutet, dass theoretisch der gesamte Fernwärmevolumenstrom auf Kaltwassertemperatur abgekühlt werden kann. Die beschriebenen Abhängigkeiten können über die Energiebilanzen der Fernwärme, des Warmwassers und der Zirkulation hergeleitet werden (siehe Kapitel 7.2.1.1).

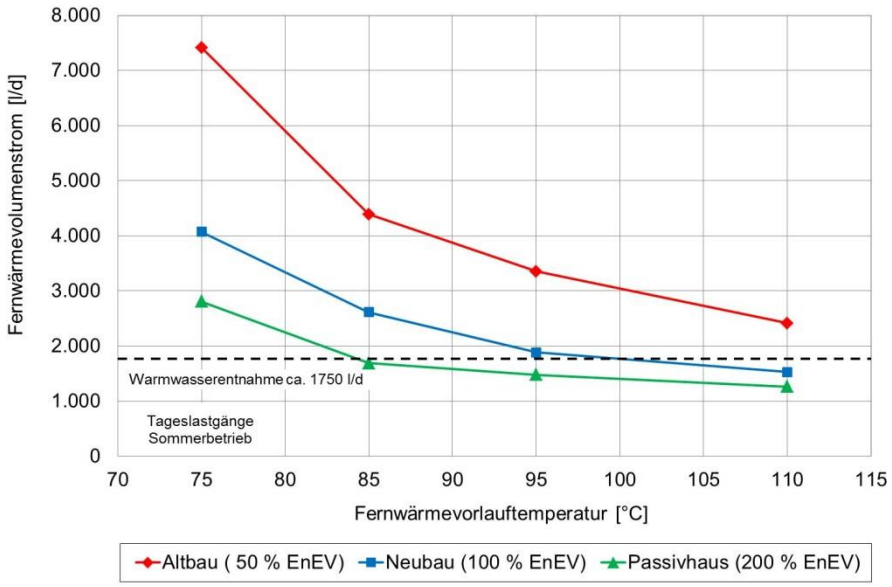

Abb. 6.4: Täglicher Fernwärmevolumenstrom in Abhängigkeit von der Fernwärmevorlauftemperatur und dem Rohrleitungsdämmstandard für den Sommerbetrieb

Der Fernwärmevolumenstrom wird ebenfalls mit steigender Fernwärmevorlauftemperatur und verbessertem Rohrleitungsdämmstandard reduziert, wie es bei der Fernwärmerücklauftemperatur in Abbildung 6.3 der Fall ist. Unterschreitet der Fernwärmevolumenstrom die Warmwasserentnahme von 1.750 Liter am Tag, ist die minimale Fernwärmerücklauflauftemperatur erreicht, selbst wenn der Fernwärmevolumenstrom weiter abnimmt. Dies tritt beim Passivhaus ab einer Fernwärmevorlauftemperatur von 85 °C auf. Geringe Abweichungen, wie sie beim Neubau auftreten, sind auf das Temperaturprofil in der Übergangsschicht im Pufferspeicher zurückzuführen.

Es lassen sich für die Volumenströme die gleichen Rückschlüsse wie für die Temperaturverläufe ziehen. Der Fernwärmevolumenstrom wird maßgeblich durch die Wärmeverluste der Zirkulationsleitungen bestimmt und nur zweitrangig durch die Fernwärmevorlauftemperatur.

Generell lässt sich sagen, dass mit steigender Fernwärmevorlauftemperatur beim Altbau in erster Linie der Fernwärmevolumenstrom beeinflusst wird. Die Fernwärmerücklauftemperatur nimmt nur eine untergeordnete Rolle ein. Mit zunehmender Verbesserung des Rohrleitungsdämm-

standards verändern sich die Verhältnisse. Die Ursache wird auf die hohe Differenz zwischen der Kaltwassertemperatur und der Rücklauftemperatur der Zirkulationsnachheizung zurückgeführt.

Durch den Einsatz des Pufferspeichers wird die notwendige Fernwärmeanschlussleistung von der Leistung zur Trinkwassererwärmung entkoppelt. Die im Spitzenlastbetrieb auftretenden Leistungspitzen werden durch den Pufferspeicher geglättet und müssen nicht direkt über den Fernwärmeanschluss bereitgestellt werden. Es besteht zudem eine Abhängigkeit zwischen der Fernwärmeleistung und der Fernwärmevorlauftemperatur. Mit erhöhter Pufferspeicherladetemperatur steigt das Beimischverhältnis am Drei-Wege-Mischventil und es wird mehr eingeschichtetes Heizwasser aus dem Pufferspeicher entnommen. Somit erhöht sich der Energieanteil zur Trinkwassererwärmung, der durch die eingelagerte Zirkulationsnachheizung abgedeckt werden kann. Die Pufferspeicherbeladung erfolgt kontinuierlich mit geringer Dauerleistung.

Die zur Trinkwassererwärmung maximal notwendige Fernwärmeleistung ist in Abhängigkeit von der Fernwärmevorlauftemperatur und dem Rohrleitungsdämmstandard in Abbildung 6.5 zu sehen.

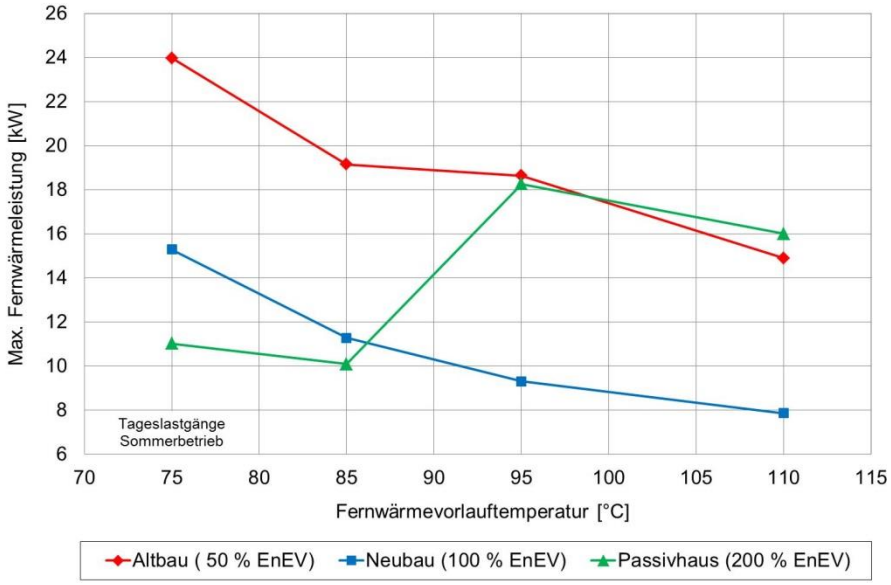

Abb. 6.5: Maximale Fernwärmeleistung in Abhängigkeit von der Fernwärmevorlauftemperatur und dem Rohrleitungsdämmstandard für den Sommerbetrieb

Für den Alt- und Neubau reduziert sich die Wärmeleistung zur Pufferbeladung mit steigender Fernwärmevorlauftemperatur, die Leistungskurven verlaufen näherungsweise parallel. Der Leistungsunterschied zwischen Alt- und Neubau beruht auf den höheren Zirkulationsverlusten. Im Fall des Passivhauses muss ab einer Fernwärmevorlauftemperatur von ca. 85 °C die Pufferladeleistung erhöht werden, da die eingeschichtete Wärmeenergie der Zirkulationsnachheizung bei Spitzenlastbetrieb teilweise nicht mehr ausreicht. Das Taktvolumen Zirkulation des Pufferspeichers ist vollständig entnommen. Durch eine geänderte Regelstrategie kann dieser Anstieg vermieden werden.

Zum Vergleich liegen die Anschlussleistungen für Durchflusssysteme nach Auslegung gemäß DIN 4708 Teil 1 bei ca. 160 kW und nach dem Gleichzeitigkeitsfaktor der TU Dresden bei ca. 135 kW. Die Zirkulationsverluste bleiben bei beiden Betrachtungen jeweils unberücksichtigt.

Die nachfolgenden Abbildungen 6.6 und 6.7 verdeutlichen den Einfluss der Fernwärmevorlauftemperatur auf den Rohrleitungsdämmstandard. Bei den beiden Tageslastgängen handelt es sich jeweils um den Neubaufall im Sommerbetrieb, die sich hinsichtlich ihrer Fernwärmevorlauftemperaturen unterscheiden.

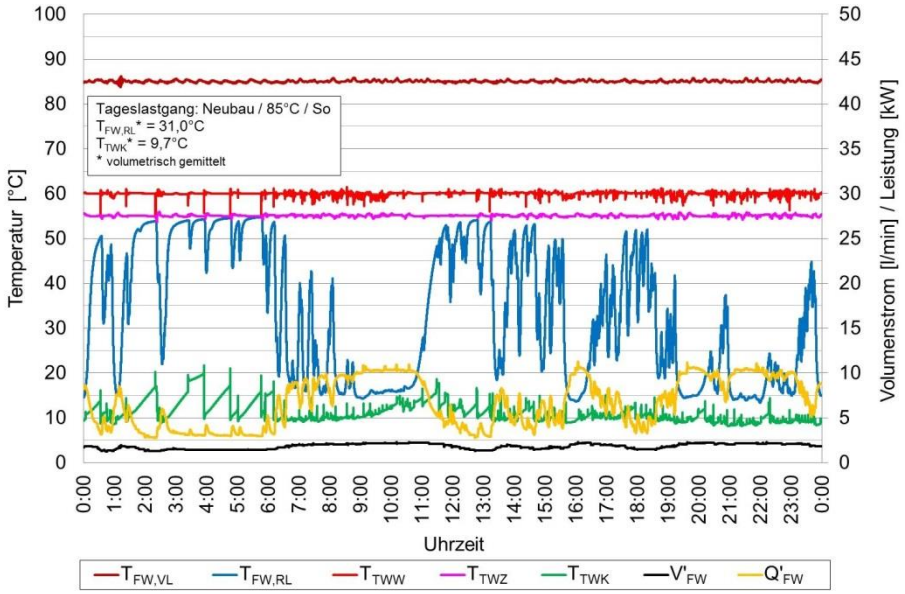

Abb. 6.6: Tageslastgang für den Neubau im Sommerbetrieb bei einer Fernwärmevorlauftemperatur von 85 °C

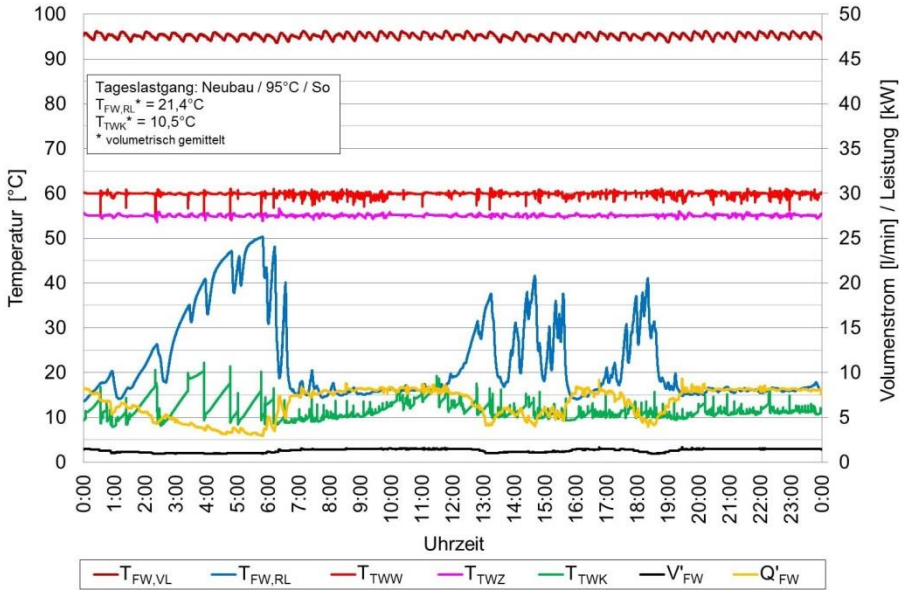

Abb. 6.7: Tageslastgang für den Neubau im Sommerbetrieb bei einer Fernwärmevorlauftemperatur von 95 °C

Beim Tageslastgang mit 85 °C liegt die Fernwärmerücklauftemperatur während des Zirkulationsbetriebs von 0:30 Uhr bis 6:00 Uhr und von 11:30 Uhr bis 18:30 Uhr meist bei ca. 54 °C. Die Zeiträume mit erhöhter Rücklauftemperatur (> 40 °C) verkürzen sich durch die Anhebung der Vorlauftemperatur auf 95 °C auf wenige Stunden in der Nacht (4:00 Uhr bis 6:00 Uhr) und treten

am Nachmittag nur noch abgeschwächt auf. Die Ursache ist auf das Mischungsverhältnis am Drei-Wege-Mischventil zurückzuführen, welches von den Betriebstemperaturen bestimmt wird. Wobei die Mischtemperatur (Vorlauftemperatur TWE) und auch die Beimischtemperatur (Rücklauftemperatur der Zirkulationsnachheizung) vorgegebene Auslegungsparameter sind. Das Mischungsverhältnis hängt somit einzig von der Pufferwassertemperatur im Bereitschaftsteil und damit von der Fernwärmevorlauftemperatur ab. Eine höhere Fernwärmevorlauftemperatur führt zu einer reduzierten Pufferspeicherladeleistung im Spitzenlastbetrieb und senkt gleichzeitig durch den höheren Beimischanteil den im Zirkulationsbetrieb anfallenden Heizwasservolumenstrom.

Das Mischungsverhältnis beträgt bei einer Fernwärmevorlauftemperatur von 85 °C rund 30,6 % zu 69,4 % (Anteil Bereitschafts- zu Beimischvolumen) und verschiebt sich für 95 °C auf 21,7 % zu 78,3 %. Im Sommerbetrieb des Neubaus bewirkt die Anhebung der Vorlauftemperatur um 10 K eine um ca. 10 K niedrigere Rücklauftemperatur. Der Betrachtung liegen eine Mischtemperatur von 65 °C, eine Beimischtemperatur von 57,5 °C und eine Differenztemperatur von 3 K zwischen Fernwärmevorlauf- und Pufferspeicherladetemperatur zugrunde.

Die Analyse der beiden Messreihen zeigt, dass keine signifikanten Lastspitzen auftreten und die Pufferspeicherbeladung bei minimaler Leistung im Dauerbetrieb erfolgt. Die jeweiligen Leistungsunterschiede sind auf die unterschiedliche Fernwärmerücklauftemperatur zurückzuführen, da die Fernwärmevorlauftemperatur und auch der Fernwärmevolumenstrom nahezu konstant sind. Die größten Leistungen treten in der Regel gegen Ende des morgendlichen und abendlichen Spitzenlastbetriebs auf. In den frühen Morgenstunden, wenn nur die Zirkulationsverluste nachgeheizt werden, ist der Wärmebedarf am geringsten.

Bei beiden Tageslastgängen ist zu sehen, dass die Warmwassertemperatur nahezu durchgehend bei 60 °C liegt und das Trinkwassererwärmungssystem somit höchsten Komfortansprüchen gerecht wird. Zu höheren kurzzeitigen Unterschreitungen (ca. 54,3 °C) kommt es nur nachts nach längerer entnahmefreier Zeit (> 1 Stunde), wenn der Wärmeübertrager des Frischwassermoduls langsam auskühlt (die Warmhaltefunktion ist deaktiviert!). Das Auftreten von Temperaturspitzen (> 61,5 °C) wird durch die getrennte Zirkulationsnachheizung und die Begrenzung der maximalen Vorlauftemperatur zur Trinkwassererwärmung auf ca. 65 °C vermieden.

6.3.2 Fernwärmerücklauftemperatur im Winterbetrieb

Für den Winterbetrieb werden die Tageslastgänge des Sommerbetriebs durch das Referenzprofil des Heizkreises ergänzt. Die hydraulische Verschaltung zwischen dem Heizkreis und der Trinkwassererwärmung ist für alle Rohrleitungsdämmstandards parallel. Als zusätzliche Variante wird für den Altbau die Option der Heizkreiseinbindung (HKE) untersucht. Die Gesamt-Fernwärmerücklauftemperatur hängt wesentlich von der Auslegung und den momentanen Betriebszuständen des Heizkreises ab und muss für jeden Anwendungsfall differenziert betrachtet werden.

Unter der Heizkreiseinbindung wird die Verbindung zwischen dem Pufferspeicher (Taktvolumen Heizung) und dem Heizkreis zur Gebäudebeheizung verstanden (siehe Abbildung 6.1). Mit sinkender Fernwärmevorlauftemperatur und steigenden Zirkulationsverlusten fällt ein größerer Heizwasservolumenstrom zur Zirkulationsnachheizung auf höherem Temperaturniveau an, der zur Durchladung des Pufferspeichers und somit zum Anstieg der Fernwärmerücklauftemperatur führt. Im Winterbetrieb lässt sich dies verhindern, indem die anfallende, „überschüssige“ Wärmeenergie aus der Zirkulationsnachheizung für Heizzwecke verwendet wird und dadurch weiter abgekühlt werden kann. Die Vorraussetzung dafür ist gegeben, wenn die Pufferspeichertemperatur des Taktvolumens Heizung (T6) über der Heizungsvorlauftemperatur liegt.

Dazu wird über die Heizungsumwälzpumpe ein geringer Teilvolumenstrom des Heizungsrücklaufs in den unteren Pufferspeicherbereich geführt und das wärmere Wasser aus dem oberen Anschluss des Taktvolumens Heizung zurück in den Heizungsvorlauf gesaugt. Das Magnetabsperrventil öffnet und aktiviert den Vorgang, sobald die untere Pufferspeicheraustrittstemperatur über der Heizungsvorlauftemperatur liegt. Sinkt die Austrittstemperatur am Pufferspeicher unter die Heizungsvorlauftemperatur, wird das Ventil wieder geschlossen. Die Heizungsvorlauftemperatur wird über das Fernwärmeventil Heizung ausgeregelt.
Die HKE in den Heizungsvorlauf erwies sich in Testversuchsreihen als wirkungsvoller gegenüber der Einbinung in den Rücklauf. Diese führt zur Anhebung der Fernwärmerücklauftemperatur und erfordert eine zusätzliche Umwälzpumpe.

Abbildung 6.8 zeigt die Fernwärmerücklauftemperatur der Tageslastgänge für den Winterbetrieb in Abhängigkeit von der Fernwärmevorlauftemperatur und des Rohrleitungsdämmstandard. Für den Altbau ist zusätzlich die Messreihe mit HKE eingefügt. Die volumetrisch gemittelte Heizungsrücklauftemperatur des Referenzprofils Heizung liegt bei 41,0 °C.

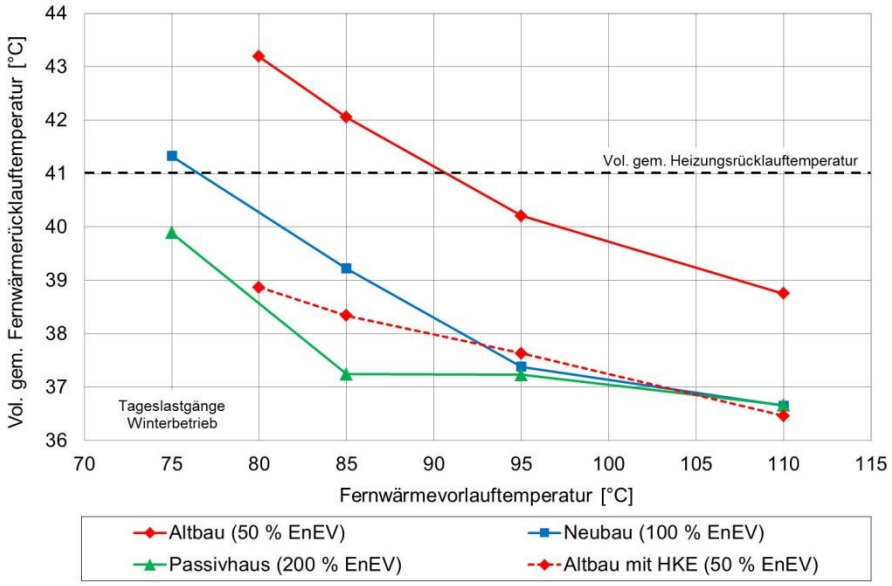

Abb. 6.8: Volumetrisch gemittelte Fernwärmerücklauftemperatur in Abhängigkeit von der Fernwärmevorlauftemperatur und dem Rohrleitungsdämmstandard für den Winterbetrieb des Altbaus

Die Temperaturkurven für den Winterbetrieb weisen die gleichen Tendenzen wie die des Sommerbetriebs auf. Mit steigender Fernwärmevorlauftemperatur und verbessertem Rohrleitungsdämmstandard sinkt die Gesamt-Fernwärmerücklauftemperatur. Die Änderung resultiert dabei maßgeblich aus der Trinkwassererwärmung, da die Heizkreisrücklauftemperatur weitgehend unabhängig von der Fernwärmevorlauftemperatur ist. Bei höherer Fernwärmevorlauftemperatur reduziert sich zwar weiterhin der Fernwärmevolumenstrom, die Fernwärmerücklauftemperatur wird aber durch den Heizungsrücklauf vorgegeben. Das genannte Verhalten zeigt sich am Beispiel des Passivhauses, hier bleibt trotz ansteigender Fernwärmevorlauftemperatur über 85 °C die Fernwärmerücklauftemperatur, wie auch im Sommerbetrieb, konstant. Andererseits führen niedrige Fernwärmevorlauftemperaturen im Fall des Alt- und Neubaus zu einer Anhebung der Gesamt-Fernwärmerücklauftemperatur über die Heizungsrücklauftemperatur. Durch die HKE konnte die Fernwärmerücklauftemperatur des Altbaus um 2,3 K bis 4,3 K abgesenkt werden und liegt teilweise unter der des Neubaus.

Die nachfolgenden Abbildungen 6.9 und 6.10 geben Aufschluss für die Wirksamkeit der HKE. Der Vergleich erfolgt anhand der Tageslastgänge des Altbaus mit einer Fernwärmevorlauftemperatur von 85 °C. In Abbildung 6.10 ist zusätzlich die Wärmeverschiebung durch die Heizkreiseinbindung dargestellt.

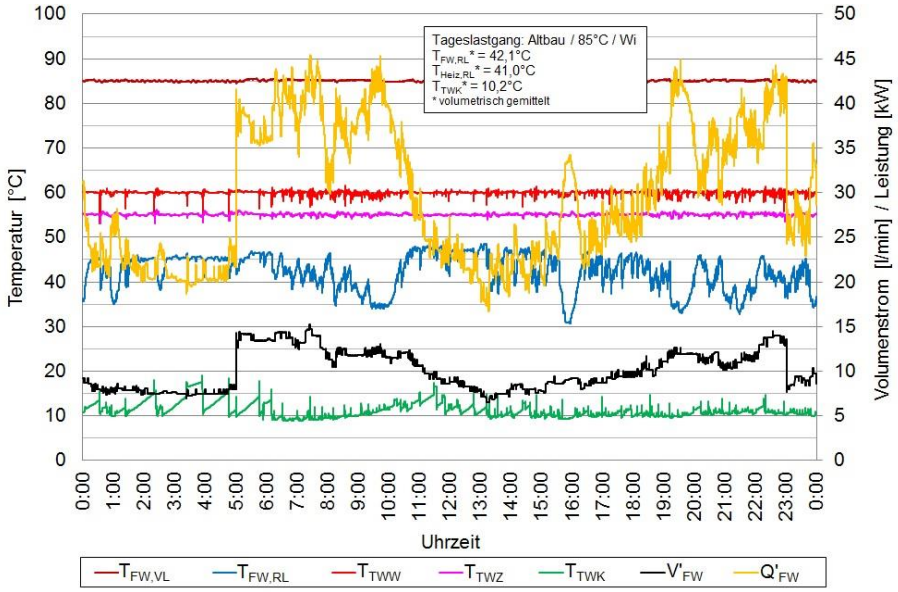

Abb. 6.9: Tageslastgang für den Altbau bei einer Fernwärmevorlauftemperatur von 85 °C im Winterbetrieb (ohne HKE)

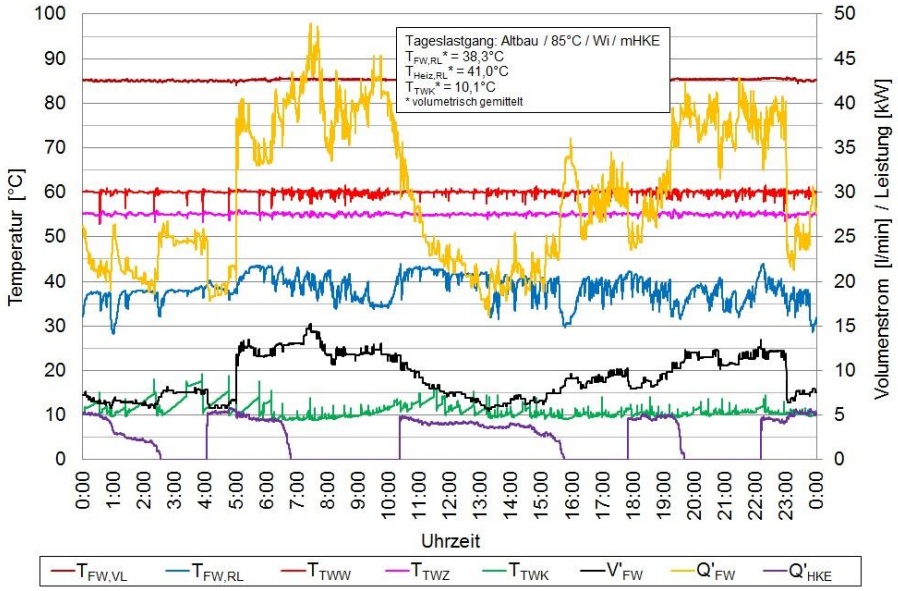

Abb. 6.10: Tageslastgang für den Altbau bei einer Fernwärmevorlauftemperatur von 85 °C im Winterbetrieb (mit HKE)

Der Temperaturverlauf des Fernwärmerücklaufs in Abbildung 6.9 wird durch den Heizkreis gegenüber dem vergleichbaren Sommerbetrieb (Abbildung 6.6) deutlich geglättet und liegt zwischen 30,6 °C und 48,6 °C. Durch die Lastglättung bei der Trinkwassererwärmung wird eine

Gesamtleistung von ca. 45 kW benötigt, also ca. 10 kW über der maximalen Heizleistung des Referenzprofils (Abbildung 5.2).
Abbildung 6.10 ist zu entnehmen, dass die Heizkreiseinbindung (lila) hauptsächlich während des Spitzenlastbetriebs von 6:45 Uhr bis 10:15 Uhr und von 19:45 Uhr bis 22:15 Uhr abschaltet, sonst durchgehend in Betrieb ist. Die Fernwärmerücklauftemperatur liegt zwischen 28,1 °C und 44,0 °C und damit im volumetrischen Mittel um 3,8 K niedriger als ohne HKE. Der tägliche Fernwärmevolumenstrom wird durch die höhere Temperaturspreizung um 7,2 % reduziert. Über die Heizkreiseinbindung findet eine mittlere Lastverschiebung von ca. 4,0 kW über einen Zeitraum von 14,3 Stunden statt, was in etwa 50 % der täglich auftretenden Zirkulationsverluste entspricht.

6.3.3 Beimischvolumenstrom und Temperaturverläufe im Pufferspeicher

Die Abbildung 6.11 zeigt den täglichen Beimischvolumenstrom in Abhängigkeit von der Fernwärmevorlauftemperatur und dem Rohrleitungsdämmstandard. Dabei handelt es sich um den Rücklauf der Zirkulationsnachheizung, der mit ca. 57,5 °C über das Drei-Wege-Mischventil dem Taktvolumen Zirkulation wieder entnommen wird. Die Beimischtemperatur variiert je nach Wärme- und Vermischungsverlusten nur gerinfügig.

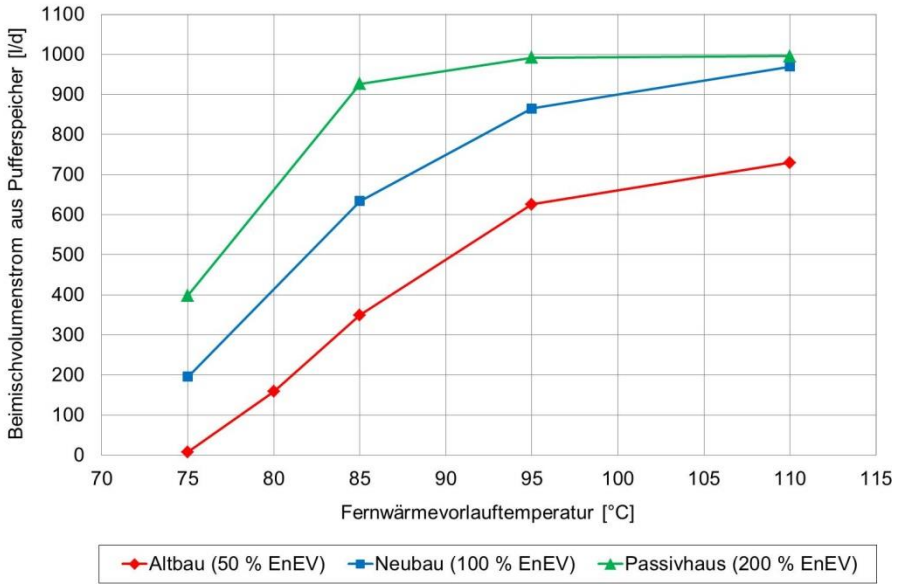

Abb. 6.11: Täglicher Beimischvolumenstrom aus dem Pufferspeicher zur Trinkwassererwärmung in Abhängigkeit von der Fernwärmevorlauftemperatur und dem Rohrleitungsdämmstandard

Mit steigender Fernwärmevorlauftemperatur und verbessertem Rohrleitungsdämmstandard erhöhen sich der Beimischvolumenstrom und die damit verbundene Lastverschiebung durch den Pufferspeicher. Bei höheren Wärmeverlusten der Zirkulationsleitungen und niedrigen Fernwärmevorlauftemperaturen steht permanent ein höherer Nachheizvolumenstrom zur Beimischung zur Verfügung, der die Nutzung des im Pufferspeicher eingelagerten Wassers reduziert. Der nutzbare Beimischvolumenstrom nähert sich einem oberen Grenzwert von ca. 1.000 Liter am Tag an, der sich aus der Fernwärmevorlauftemperatur, der Warmwasserentnahme und -temperatur ergibt. Die Begrenzung der Pufferspeicherladetemperatur auf 95 °C bewirkt für den Neu- und Altbau einen abflachenden, regressiven Kurvenverlauf für höhere Temperaturen. Im Fall des Altbaus wird der Grenzwert nicht erreicht.

Die Höhe des Beimischvolumenstroms steht im direkten Zusammenhang mit der Fernwärmerücklauftemperatur, dem Fernwärmevolumenstrom und der Fernwärmeleistung (siehe Abbildungen 6.3 bis 6.5).
Der Einfluss der Fernwärmevorlauftemperatur auf die Fernwärmerücklauftemperatur und das Beimischvolumen lässt sich durch die Temperaturverläufe am Pufferspeicher veranschaulichen. Bei den Abbildungen 6.12 und 6.13 handelt es sich um Tageslastgänge des Sommerfalls für den Neubau mit Fernwärmevorlauftemperaturen von 85 °C und 110 °C. Die Position der acht Temperaturfühler kann der Abbildung 6.1 entnommen werden. Die Temperaturfühler T_{Pu1} und T_{Pu2} befinden sich am Bereitschaftsvolumen, die Einbindung der Zirkulationsnachheizung erfolgt in Höhe des Temperaturfühlers T_{Pu3}. Die Temperaturfühler T_{Pu3} bis T_{Pu5} erfassen das Taktvolumen Zirkulation und T_{Pu6} bis T_{Pu8} das Taktvolumen Heizung.

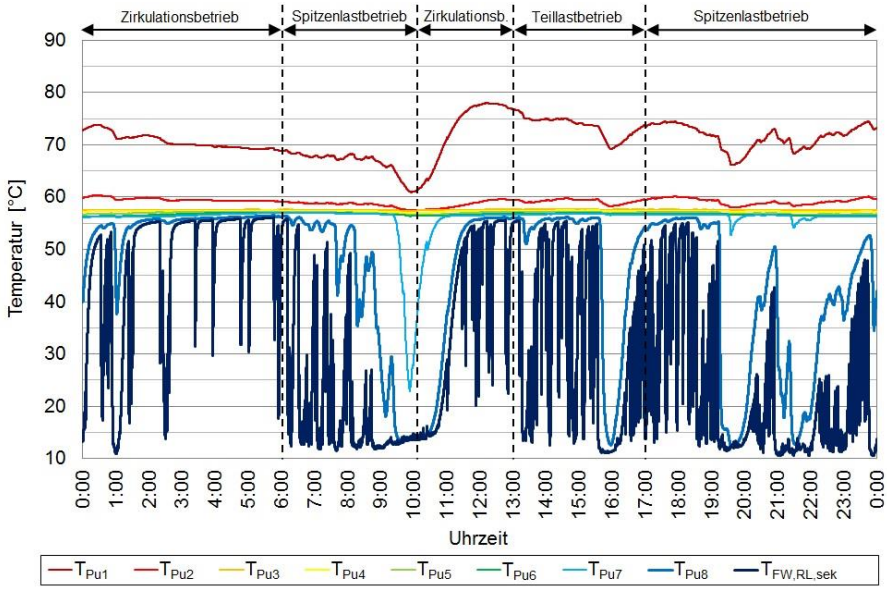

Abb. 6.12: Temperaturverlauf im Pufferspeicher für den Sommerbetrieb des Neubaus mit einer Fernwärmevorlauftemperatur von 85 °C

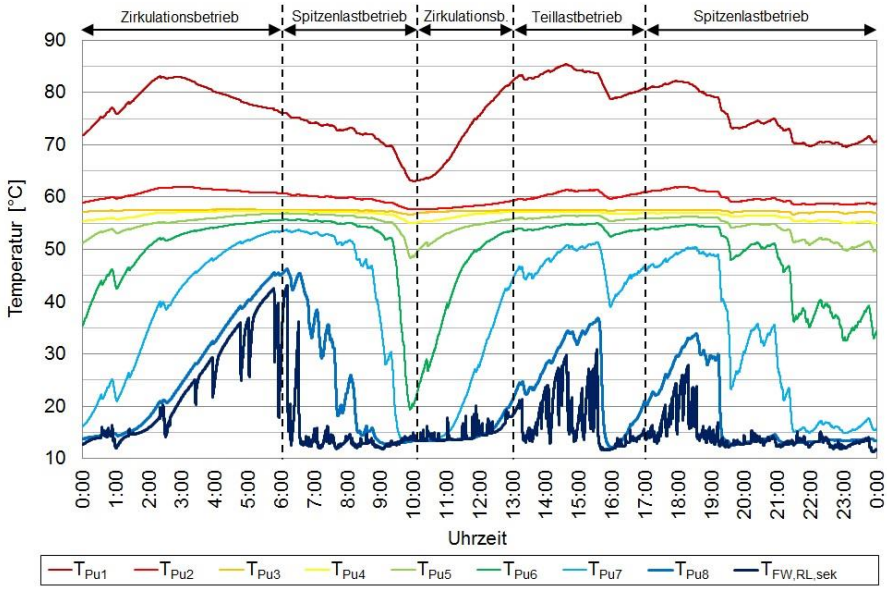

Abb. 6.13: Temperaturverlauf im Pufferspeicher für den Sommerbetrieb des Neubaus mit einer Fernwärmevorlauftemperatur von 110 °C

Die Temperaturverläufe verdeutlichen die oben beschriebenen Abhängigkeiten zwischen dem Beimischvolumenstrom und der Fernwärmevorlauftemperatur. Bei 85 °C ist der Pufferspeicher in den Zirkulationsphasen von 0:30 Uhr bis 6:00 Uhr und von 11:30 Uhr bis 19:30 Uhr meist durchgeladen. Nur während des Spitzenlastbetriebs von 6:00 Uhr bis 11:30 Uhr und von 19:00 Uhr bis 23:30 Uhr findet eine Abkühlung des unteren Pufferspeicherbereichs statt. Bereits eine Stunde nach der letzten Entnahme steigt die Pufferspeichertemperatur T_{Pu8} wieder an. Die unbeeinflussten stationären Temperaturverläufe der Fühler T_{Pu3} bis T_{Pu6} lassen auf ein zu großes Pufferspeichervolumen bzw. Taktvolumen Zirkulation schließen.
Die Nutzung des Pufferspeichervolumens ist bei 110 °C wesentlich ausgeprägter. Im nächtlichen Zirkulationsbetrieb von 0:00 Uhr bis 6:00 Uhr erreicht der unterste Temperaturfühler T_{Pu8} nur kurzzeitig 45 °C. Der eingeschichtete Rücklauf der Zirkulationsnachheizung wird während des Spitzenlastbetriebs von 6:00 Uhr bis 10:00 Uhr wieder entnommen. Die Fernwärmerücklauftemperatur bleibt bei 110 °C selbst am Ende des Spitzenlastbetriebs noch für mehrere Stunden unter 20 °C und überbrückt den nächsten Zirkulations- und Teillastbetrieb von 10:00 Uhr bis 17:00 Uhr. Der abendliche Spitzenlastbetrieb von 17:00 Uhr bis 0:00 Uhr entlädt den Pufferspeicher erneut, so dass dieser das nächtlich anfallende Heizungswasser der Zirkulationsnachheizung bis in die frühen Morgenstunden einlagern kann, ohne die Fernwärmerücklauftemperatur ansteigen zu lassen.

Das sehr gute Schichtungsverhalten des Pufferspeichers während der Spitzenlastbetriebs, welches durch die steilen Temperaturverläufe in Abbildung 6.13 an den Fühlern T_{Pu6} und T_{Pu7} zwischen 8:00 Uhr und 10:00 Uhr bestätigt wird, resultiert aus den optimierten Schichtladeeinrichtungen.

6.3.4 Betriebsverhalten von seriell verschalteten Wärmeübertragern

Neben der optimierten Zirkulationsnachheizung hat auch das Wärmeübertragungsverhalten der Plattenwärmeübertrager einen entscheidenden Einfluss auf die Betriebsweise und die Effizienz der innovativen Hausstation. Wie bereits erwähnt, kommen sowohl in der Fernwärmeübergabestation als auch im Trinkwassererwärmungssystem seriell verschaltete Wärmeübertrager zum Einsatz.

Aus Untersuchungen und Optimierungen am Fernwärmeprüfstand geht hervor, dass über einen Standard-Wärmeübertrager nur eine begrenzte Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf möglich ist, wenn die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz im Gegenstrombetrieb möglichst gering sein soll. Dabei stellen sich annähernd gleiche Wärmekapazitätsströme ein, die als Indiz für einen hohen Übertragungswirkungsgrad gelten.

Die Verwendung serieller Wärmeübertrager führt bei der Fernwärmeübergabestation zu einer Pufferspeicherladetemperatur nah an der Fernwärmevorlauftemperatur. Gleichzeitig findet eine Auskühlung des Fernwärmewassers bis auf die Rücklauftemperatur aus dem Pufferspeicher statt. Identisches Verhalten stellt sich auch im Trinkwassererwärmungssystem durch die dem Frischwassermodul nachgeschaltete Auskühlstufe ein. Somit ist eine deutlich niedrigere Vorlauftemperatur, die nur ca. 5 K über der Warmwassertemperatur liegt, ausreichend, um eine Abkühlung des Heizungswassers bis fast an die Kaltwassereintrittstemperatur zu erzielen. Im Idealfall lassen sich Fernwärmerücklauftemperaturen erreichen, die ca. 6 K über der Kaltwassertemperatur liegen, bei Fernwärmevorlauftemperaturen von über 100 °C sogar nur ca. 4 K.

Die Ergebnisse der messtechnischen Untersuchungen zu seriell verschalteten Wärmeübertragern werden für beide Anwendungsfälle nachfolgend kurz zusammengefasst, Details sind in Anhang 9.7.3 zu finden.

Dreistufige Fernwärmeübergabestation zur Pufferspeicherbeladung:

- Die hohen sekundären Temperaturdifferenzen von bis zu 85 K sorgen für eine effiziente Pufferspeicherbeladung. Die Beladetemperatur liegt ca. 3 K unterhalb der verfügbaren Fernwärmevorlauftemperatur. Gleichzeitig findet eine Auskühlung des Fernwärmewassers auf nahezu Pufferspeicheraustrittstemperatur statt (ca. 4 K).
- Bei Übertemperatur (ab einer Fernwärmevorlauftemperatur größer ca. 5 K über max. Pufferladetemperatur) und/oder mit ansteigender Rücklauftemperatur aus dem Pufferspeicher verringert sich zusätzlich die Temperaturdifferenz über den Rückläufen.
- Bei Plattenwärmeübertragern ist im Vergleich zu Rohrbündelwärmeübertrager auch bei laminarer Durchströmung ein hoher Wärmeübergangskoeffizient vorhanden.

Frischwassermodul mit Auskühlstufe:

- Die Warmwasseraustrittstemperatur liegt beim Frischwassermodul mit Auskühlstufe gleichmäßiger am Sollwert von 60 °C als ohne Auskühlstufe.
- Die Rücklauftemperatur aus dem Frischwassermodul liegt bei allen Entnahmevorgängen zwischen 1,7 K und max. 5,5 K über der Kaltwassertemperatur (bei einer Warmwassertemperatur von 60 °C und einer Vorlauftemperatur von 65 °C).
- Eine Vorlauftemperaturerhöhung von 5 K zur Warmwassertemperatur ist ausreichend. Diese hilft der Vorbeugung vor Verkalkung und vermeidet Warmwassertemperaturspitzen.
- Auch bei gedrehtem Wärmeübertrager (warme Anschlüsse unten), was als Maßnahme zum Schutz vor Verkalkung dient, sind dauerhaft niedrige Rücklauftemperaturen möglich.
- Das Frischwassermodul mit Auskühlstufe kühlt langsamer aus bzw. der Sollwert wird wieder schneller erreicht.
- Die Flächenreserve durch die Auskühlstufe verlängert die Standzeit (Reinigungs- oder Austauschintervall) der Wärmeübertrager.
- Das Frischwassermodul ist je nach verwendeter Umwälzpumpe für einen max. Entnahmevolumenstrom von ca. 33 l/min bzw. ca. 39 l/min geeignet, darüber hinaus findet eine Kaskadierung mehrerer Module statt.

6.4 Zusammenfassung der Messergebnisse

Die umfangreichen messtechnischen Untersuchungen am Fernwärmeprüfstand bescheinigen der innovativen Hausstation sehr gute Betriebseigenschaften und Effizienzwerte. Die Einsatzfähigkeit unter realen Betriebsbedingungen wird in den Pilotanlagen des Kapitels 7.4 nachgewiesen. Als maßgebliche Einflussparameter auf die Fernwärmerücklauftemperatur, welche als Indiz für die Anlageneffizienz gilt, werden die im Vorfeld vermuteten Fernwärmevorlauftemperatur und der Rohrleitungsdämmstandard der Warmwasser- und Zirkulationsleitungen bestätigt. Für Neubauten, die die Mindestanforderung an die Rohrleitungsdämmung nach EnEV erfüllen, ist die Einhaltung der geforderten Rücklauftemperatur bei Fernwärmeanlagen in der Regel gegeben. Für Altbauten ist eine individuelle Überprüfung notwendig und es werden ggf. Dämmmaßnahmen an den zugänglichen Rohrleitungen erforderlich. Der Einsatz des Pufferspeichers reduziert die Anschlussleistung um bis zu 90 % gegenüber Standard-Durchflusssystemen. Auftretende Schwankungen der Warmwassertemperatur werden durch die getrennte Zirkulationsnachheizung vermieden. Durch den geringen Druckverlust der Fernwärmeübergabestation ist ein Mindest-Differenzdruck von 200 mbar von Seiten des Fernwärmeversorgers ausreichend.

7 Optimierung von Trinkwassererwärmungssystemen

7.1 Allgemein

Aus den steigenden Hygieneanforderungen in Verbindung mit der bisher eingesetzten veralteten Anlagentechnik entsteht der unerläßliche Handlungsbedarf Trinkwassererwärmungssysteme effizienter zu gestalten. Im vorangegangenen Kapitel wurde das Konzept eines neu entwickelten Trinkwassererwärmungssystems vorgestellt, welches gleichermaßen die hygienischen und energetischen Problematiken berücksichtigt. Die durchgeführten Untersuchungen am Prüfstand für Fernwärmeübergabestationen beziehen sich dabei auf ein Wohngebäude mit 23 Wohneinheiten und einer Wärmeversorgung aus dem Fernwärmenetz.
In diesem Abschnitt werden die gewonnenen Messergebnisse aus Kapitel 6.3 hinsichtlich der wichtigsten Einflussparameter auf die Effizienz analysiert und die grundlegenden, theoretischen Zusammenhänge erläutert. Die Abschätzung der realistisch erreichbaren Rücklauftemperatur, welche im unmittelbaren Zusammenhang mit der Effizienz steht, kann über eine vereinfachte Energiebilanz vorgenommen werden. Diese erfolgt zunächst für den direkten Anschluss, wie es bei kleineren Nahwärmenetzen der Fall ist, und wird um die Fernwärmeübergabestation (indirekter Anschluss) erweitert. Bei einer wirtschaftlichen Gegenüberstellung verschiedener Hausstationen wird gezeigt, dass die teilweise höheren Investitionskosten des neuen Trinkwassererwärmungssystems über die geringe Anschlussleistung kompensiert werden. Die Amortisation beträgt demnach nur wenige Jahre. Des Weiteren wird die energetische Auswirkung eines reduzierten Temperaturniveaus in den Warmwasser- und Zirkulationsleitungen in Bezug auf das Betriebsverhalten des innovativen Trinkwassererwärmungssystems aufgezeigt.

Die für Fernwärmesysteme gewonnenen Aussagen besitzen keine Allgemeingültigkeit, weshalb Optimierungsmaßnahmen für die jeweile Art der Wärmebereitstellung bzw. des Energieträgers differenziert zu betrachten sind. Das innovative Trinkwassererwärmungssystem, welches aus einem Pufferspeicher mit Frischwassermodul besteht, bleibt erhalten und wird in das entsprechende Anlagenkonzept integriert. Der Fokus steht dabei auf den verstärkten Einsatz regenerativer Energiequellen wie Solarthermie und Geothermie. Spezielles Interesse gilt Fernwärmeanlagen mit Nutzung der Tiefengeothermie, denen eine tragene Rolle in der Wärmewende zugeschrieben wird. Bei den fossilen Brennstoffen führen die niedrigen Rücklauftemperaturen zu einer verbesserten Abgaskondensation, wodurch der Brennwertnutzen steigt und eine effektivere Brennstoffausnutzung erreicht wird.

Für konventionelle Wärmespeicher, die ein zentrales Bauelement im Trinkwassererwärmungssystem darstellen, werden Optimierungsmaßnahmen hinsichtlich des Schichtungsverhaltens der Ladeeinrichtungen aufgezeigt. Ein höherer Speichernutzungsgrad steigert die Erzeugungseffizienz und den Einsatz Eneuerbarer Energien.

Die Einsatzfähigkeit und die theoretischen Auslegungsansätze werden in Pilotanlagen nachgewiesen.

7.2 Einfluss der Wärmeerzeugung

7.2.1 Fernwärme (Kraft-Wärme-Kopplung, Geothermie)

Die in einem zentralen Heizkraftwerk (HKW) oder Heizwerk (HW) erzeugte Wärme wird über ein Rohrleitungskreislaufsystem zu den Abnehmern (Kunden) transportiert. Je nach Auslegung und Betriebsweise der Hausstationen (Kundenanlagen) bestimmen diese die Rücklauftemperatur und den Durchfluss im Fernwärmesystem. Wie im weiteren Verlauf gezeigt wird, nimmt die Rücklauftemperatur erheblichen Einfluss auf die Effizienz bei der Wärmeerzeugung und -verteilung. Somit steht die Rücklauftemperaturabsenkung im wirtschaftlichen und ökologischen Interesse des Energieversorgers. Um sicherzustellen, dass im gesamten Versorgungsgebiet ein störungsfreier Betrieb gewährleistet werden kann, fordern die Fernwärmeversorgungsunternehmen (FVU) von ihren Kunden die Einhaltung einer vertraglich vereinbarten Rücklauftemperatur.

In den sogenannten Technischen Anschlussbedingungen (TAB) legen die Fernwärmeversorgungsunternehmen die Anforderungen zur Auslegung und Betriebsweise der Hausstationen fest.

Vertragsbestandteile sind unter anderem [34]:

- Anschlussart
- Nenndruck (Druckstufe)
- Zulässiger Betriebsüberdruck
- Zulässige Betriebstemperatur
- Vorlauftemperatur (gleitend nach Außentemperatur)
- Maximal zulässige Rücklauftemperatur (Mittelwert über einen definierten Zeitraum)
- Zur Verfügung stehender Mindest-Differenzdruck

In Bezug auf Trinkwassererwärmungssysteme ist bei Fernwärmeanlagen zwischen einem direkten und indirekten Anschluss zu unterscheiden, was von der Kategorisierung des Fernwärmewassers nach DIN EN 1717 (siehe Kapitel 3.2.5) abhängt. Der bei einem indirekten Anschluss hinzukommende Sicherheitstrennkreislauf garantiert, dass bei auftretender Leckage (z.B. Undichtigkeit eines Wärmeübertragers) in Kombination mit der höheren Druckstufe des Fernwärmesystems gegenüber der Trinkwasserinstallation keine Verunreinigung des Trinkwassers auftreten kann. In Nahwärmenetzen ist durch die geringe Druckstufe ein direkter Anschluss möglich.

Die zusätzliche Systemtrennung des indirekten Anschlusses ist mit weiteren Investitionskosten und einem höheren regelungstechnischen Aufwand verbunden und führt speziell bei Durchflusssystemen zu einem Anstieg der Fernwärmerücklauftemperatur. Wird jedoch der Sicherheitstrennkreislauf gleichzeitig als Wärmespeicher verwendet, wie es bei der innovativen Hausstation der Fall ist, ergeben sich die in Kapitel 6 aufgezeigten Optimierungsmöglichkeiten.

7.2.1.1 Theoretische Rücklauftemperatur im Sommerbetrieb

Wie bereits die messtechnischen Untersuchungen in Kapitel 6.3.1 gezeigt haben, hängt die theoretische minimal erreichbare Fernwärmrücklauftemperatur des innovativen Trinkwassererwärmungssystems (TWES) maßgeblich von folgenden Parametern ab:

- Fernwärmevorlauftemperatur
- Verhältnis der Zirkulationsverluste zur Nutzenergie für die Trinkwassererwärmung

Weitere Einflussparameter sind:

- Anschlussart, direkte oder indirekte Pufferspeicherbeladung
- Auslegung der Wärmeübertrager (Grädigkeiten)
- Kaltwassereintrittstemperatur in den Trinkwassererwärmer
- Wärmeverluste der Hausstation
- Schichtungsverhalten des Pufferspeichers

Die theoretische Rücklauftemperatur des direkten Anschlusses kann über die Energiebilanz am Heizungspufferspeicher berechnet werden. Dazu wird, wie es bereits in den Tageslastgängen des Kapitels 6.3.1 der Fall war, der volumetrische Mittelwert über einen Zeitraum von 24 Stunden gebildet. Für die Fernwärmerücklauftemperatur des indirekten Anschlusses sind zusätzlich die Wärmeübertragungseigenschaften der Fernwärmeübergabestation (FÜS) und das jeweilige Temperaturniveau zu berücksichtigen. In Abbildung 7.1 sind die spezifischen Energiemengen an einem vereinfachten Schema auf der Basis von Abbildung 6.1 dargestellt.

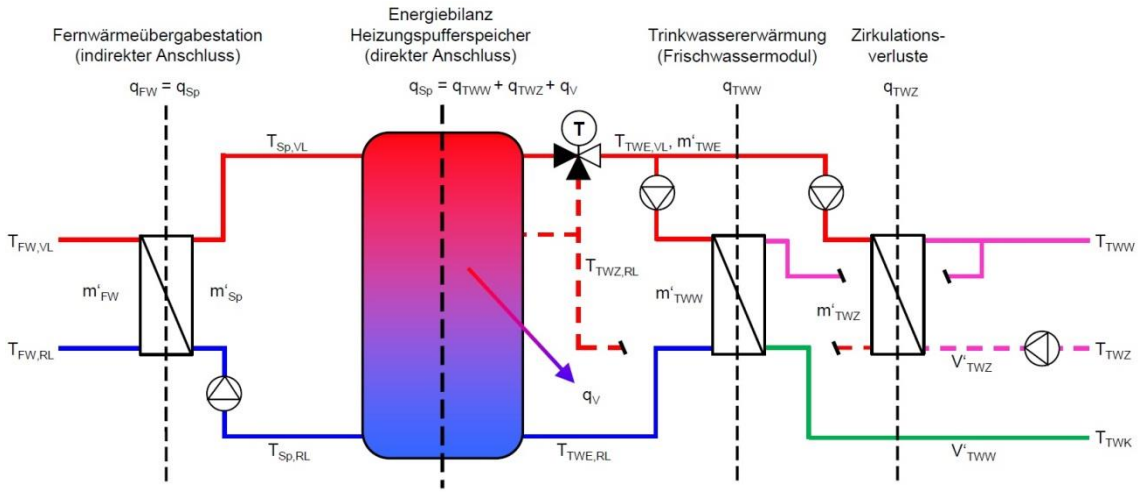

Abb. 7.1: Energiebilanzgrenzen des innovativen Trinkwassererwärmungssystems (Hausstation)

Die dem Heizungspufferspeicher zugeführte Energie q_{Sp} setzt sich aus der Nutzenergie der Trinkwassererwärmung q_{TWW}, den Zirkulationsverlusten q_{TWZ} sowie den Wärmeverlusten des Pufferspeichers und der Rohrleitungen q_V zusammen.

$$q_{Sp} = q_{TWW} + q_{TWZ} + q_V \text{ ; [kWh/d]} \qquad \text{(Glg. 7.1)}$$

Für die Berechnung der Energiemengen sind der tägliche Warmwasserverbrauch $\dot{V}_{TWW}$ sowie der Zirkulationsvolumenstrom $\dot{V}_{TWZ}$ zu ermitteln und entsprechend ihrer Temperaturdifferenzen mit den jeweiligen mittleren Stoffeigenschaften von Wasser zu multiplizieren. Die Wärmeverluste q_V ergeben sich aus den Wärmedurchgangskoeffizienten U über die entsprechende Bauteiloberfläche A und der Temperaturdifferenz zwischen Heizungswasser T_{Heiz} zur Umgebungsluft T_U des Aufstellraums.

$$q_{TWW} = \dot{V}_{TWW} \cdot \rho_m \cdot c_{p,m} \cdot (T_{TWW} - T_{TWK}); \text{ [kWh/d]} \quad \text{(Glg. 7.2)}$$

$$q_{TWZ} = \dot{V}_{TWZ} \cdot \rho_m \cdot c_{p,m} \cdot (T_{TWW} - T_{TWZ}); \text{ [kWh/d]} \quad \text{(Glg. 7.3)}$$

$$q_V = U \cdot A \cdot (T_{Heiz} - T_U) \cdot 24h/d; \text{ [kWh/d]} \quad \text{(Glg. 7.4)}$$

Aus den Energiemengen für die Trinkwassererwärmung und der Zirkulationsnachheizung errechnet sich der heizungsseitige Trinkwassererwärmungsmassenstrom $\dot{m}_{TWE}$ am Austritt des Drei-Wege-Mischventils. Die gemeinsame Vorlauftemperatur $T_{TWE,VL}$ sowie die beiden Massenströme ($\dot{m}_{TWW}$, $\dot{m}_{TWZ}$) mit der zugehörigen Rücklauftemperatur ($T_{TWE,RL}$, $T_{TWZ,RL}$) ergeben sich aus den Wärmeübertragerauslegungen.

$$\dot{m}_{TWE} = \frac{q_{TWW}}{c_{p,m} \cdot (T_{TWE,VL} - T_{TWE,RL})} + \frac{q_{TWZ}}{c_{p,m} \cdot (T_{TWE,VL} - T_{TWZ,RL})} = \dot{m}_{TWW} + \dot{m}_{TWZ}; \text{ [kg/d]} \quad \text{(Glg.7.5)}$$

Der Pufferspeichermassenstrom $\dot{m}_{Sp}$ reduziert sich in Folge der höheren Beladetemperatur $T_{Sp,VL}$ gegenüber dem Trinkwassererwärmungsmassenstrom. Zur Anhebung der Rücklauftemperatur aus der Zirkulationsnachheizung $T_{TWZ,RL}$ auf die notwendige Vorlauftemperatur $T_{TWE,VL}$ ist nur ein Anteil an heißem Pufferspeicherwasser $T_{Sp,VL}$ erforderlich. Bei größeren Warmwasserentnahmevorgängen wird zusätzlich das im Pufferspeicher eingeschichtete Heizwasser aus der Zirkulationsnachheizung entnommen und dem Drei-Wege-Mischventil zur Beimischung zugeführt. Der Pufferspeichermassenstrom erhöht sich durch die Deckung der Wärmeverluste.

$$\dot{m}_{Sp} = \dot{m}_{TWE} \cdot \frac{(T_{TWE,VL} - T_{TWZ,RL})}{c_{p,m} \cdot (T_{Sp,VL} - T_{TWZ,RL})} + \frac{q_V}{c_{p,m} \cdot (T_{Sp,m} - T_U)}; \text{ [kg/d]} \quad \text{(Glg. 7.6)}$$

Mit der Annahme, dass Vermischungsvorgänge durch optimierte Schichtladeeinrichtungen vermieden werden, entspricht die Pufferspeicherrücklauftemperatur $T_{Sp,RL}$ der Rücklauftemperatur aus der Trinkwassererwärmung $T_{TWE,RL}$.

$$T_{Sp,RL} \approx T_{TWE,RL}; \text{ [°C]} \quad \text{(Glg. 7.7)}$$

Die volumetrisch gemittelte Rücklauftemperatur $T_{Sp,RL,vm}$ für den direkten Anschluss ergibt sich aus den Massenströmen und zugehörigen Temperaturen anhand der Mischformel.

$$T_{Sp,RL,vm} = \frac{(\dot{m}_{Sp} - \dot{m}_{TWW}) \cdot T_{TWZ,RL} + \dot{m}_{TWW} \cdot T_{TWE,RL}}{\dot{m}_{Sp}} \; ; [°C] \qquad \text{(Glg. 7.8)}$$

Dabei gilt es weiterhin zu beachten, dass die volumetrisch gemittelte Rücklauftemperatur nicht kälter als die volumetrisch gemittelte Rücklauftemperatur aus der Trinkwassererwärmung sein kann. Dieser Betriebszustand tritt bei sehr kleinen Verhältnissen von q_{TWZ} / q_{TWW} in Verbindung mit einer hohen Vorlauftemperatur auf.

Daraus ergeben sich zwei Fallunterscheidungen:

$$\text{Für } \dot{m}_{Sp} > \dot{m}_{TWW} \rightarrow T_{Sp,RL,vm} \text{ (Gleichung 7.8)}$$
$$\text{Für } \dot{m}_{Sp} \leq \dot{m}_{TWW} \rightarrow T_{Sp,RL,vm} = T_{TWE,RL,vm} \qquad \text{(Glg. 7.9)}$$

In Abbildung 7.2 ist die theoretische volumetrisch gemittelte Rücklauftemperatur in Abhängigkeit des Verhältnisses der Zirkulationsverluste zur Nutzenergie der Trinkwassererwärmung und der Vorlauftemperatur abzulesen. Dabei sind die Verhältnisse der Energiemengen von Zirkulation zu Warmwasser in Anlehnung an die Referenzprofile aus Kapitel 5.1.2 gewählt (Altbau rot, Neubau dunkelblau und Passivhaus grün) und werden um die beiden Zwischenschritte (orange und hellblau) ergänzt. Den Berechungen liegen die Gleichungen 7.1 bis 7.9 zugrunde, sowie die in Tabelle 7.1 angegebenen Kennwerte, die der Auslegung und den Messungen aus Kapitel 6.3 entstammen.

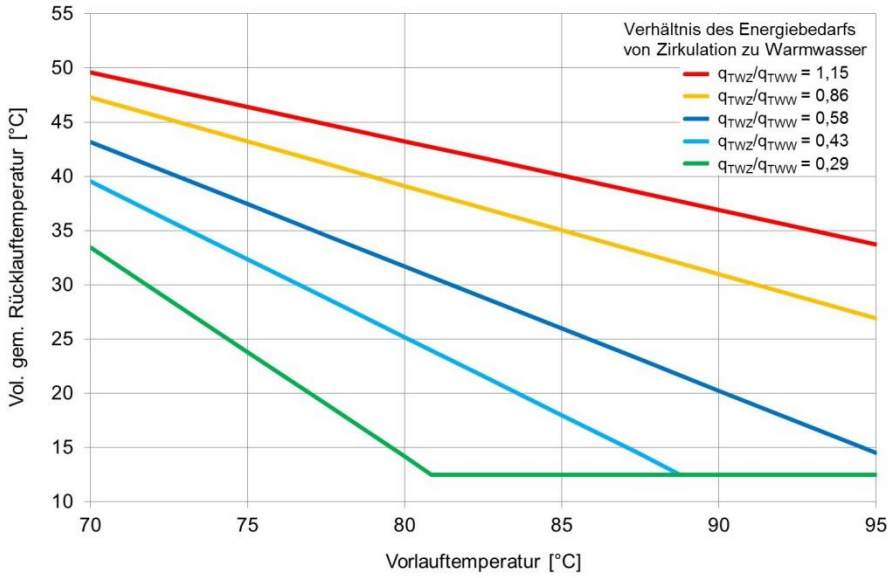

Abb. 7.2: Theoretisch minimal erreichbare Rücklauftemperatur in Abhängigkeit von der Vorlauftemperatur und des Verhältnisses der Zirkulationsverluste zur Nutzenergie für die Trinkwassererwärmung im Sommerbetrieb bei direktem Anschluss.

Die Rücklauftemperatur sinkt mit steigender Vorlauftemperatur und abnehmenden Verhältnis der Zirkulationsverluste zur Nutzenergie für die Trinkwassererwärmung. Es resuliert nach Gleichung 7.8 ein linearer Verlauf, der bis zur Fallunterscheidung nach Gleichung 7.9 besteht. Die minimal erreichbare Rücklauftemperatur ergibt sich aus der Kaltwassertemperatur und der Temperatur-erhöhung durch den Wärmeübertrager des Frischwassermoduls. Aus den Geradensteigungen wird

weiterhin deutlich, dass der Einfluss der Zirkulationsverluste gegenüber der Vorlauftemperatur dominiert.

Über die theoretische volumetrisch gemittelte Rücklauftemperatur kann, sofern das Betriebsverhaltens der Fernwärmeübergabestation bekannt ist, die Fernwärmerücklauftemperatur für den indirekten Anschluss berechnet werden. Da eine allgemeine Aussage aufgrund der anlagenspezifischen Auslegung nicht möglich ist, erfolgen die Berechnungen für die nachfolgende Abbildung 7.3 auf Grundlage der Auslegungs- und Messdaten der am Prüfstand untersuchten Hausstation. Diese ist für eine mittlere logarithmische Temperaturdifferenz von ca. 3 K bei maximalem Durchfluss und einer maximal zulässigen Pufferspeichertemperatur von 95 °C ausgelegt. Weiterhin spielt die Temperaturdifferenz zwischen der Fernwärmevorlauftemperatur und der Pufferspeicherladetemperatur eine wichtige Rolle. Auf das Wärmeübertragungsverhalten der Fernwärmeübergabestation wird in Anhang 9.7.3.2 eingegangen.

Abbildung 7.3 zeigt die um das Betriebsverhalten der Fernwärmeübergabestation ergänzte, theoretische volumetrisch gemittelte Fernwärmerücklauftemperatur entsprechend Abbildung 7.2. Zum Vergleich sind die Messergebnisse aus Kapitel 6.3.1 eingefügt.

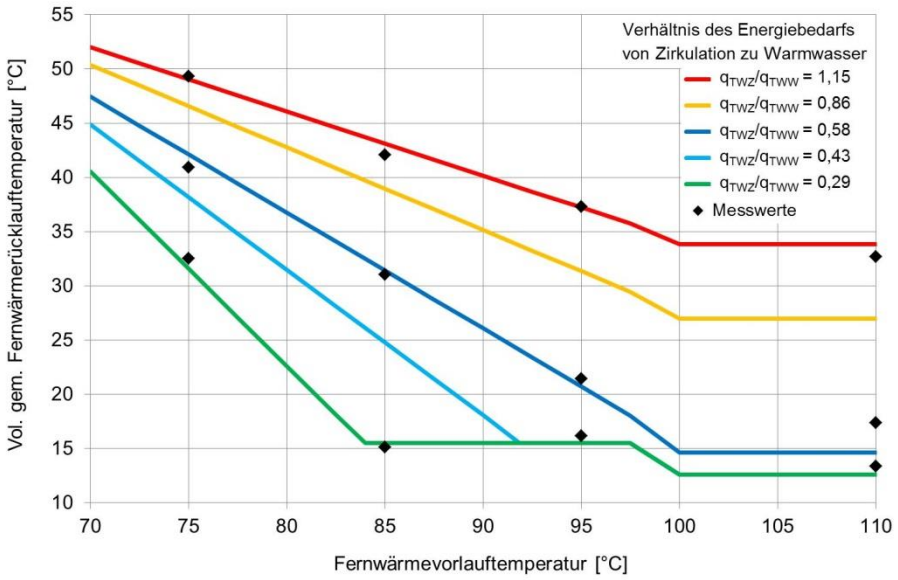

Abb. 7.3: Theoretisch minimal erreichbare Fernwärmerücklauftemperatur in Abhängigkeit von der Fernwärmevorlauftemperatur und des Verhältnisses der Zirkulationsverluste zur Nutzenergie für die Trinkwassererwärmung im Sommerbetrieb bei indirektem Anschluss.

Die grundlegenden Zusammenhänge des direkten Anschlusses auf die Rücklauftemperatur bleiben erhalten und werden um eine zusätzliche Temperaturerhöhung durch die Fernwärmeübergabestation beaufschlagt. Die Höhe des Temperaturanstiegs richtet sich nach der Fernwärmevorlauf- und Speicherrücklauftemperatur. Aus den Auslegungsdaten ergibt sich ein Grenzwert für die Fernwärmevorlauftemperatur von ca. 98 °C. Bis zu dieser Grenztemperatur bleibt die Temperaturerhöhung im Nennlastbetrieb über die Rückläufe erhalten, da sich aus der Differenzenreglung annähernd gleiche Wärmekapazitätsströme ergeben. Eine Fernwärmevorlauftemperatur über den Grenzwert führt zur Begrenzung der Pufferspeicherladetemperatur und reduziert den primären Wärmekapazitätsstrom. Ab einer Temperatur von ca. 100 °C nimmt die Temperaturerhöhung über die Rückläufe ab. Der Einfluss durch die Systemtrennung sinkt ebenfalls mit ansteigender Rück-

lauftemperatur aus dem Pufferspeicher, da die Auslegung auf eine Temperaturdifferenz von 85 K basiert.

Bei einer Fernwärmevorlauftemperatur von 80 °C und einem Verhältnis von q_{TWZ} / q_{TWW} = 0,58 kommt es zwischen der direkten und indirekten Anschlussart zu einem Rücklauftemperaturanstieg von 31,7°C auf 36,8°C.

Der theoretische Berechnungsansatz über die Energiebilanz wird durch die Messergebnisse aus Kapitel 6.3.1 bestätigt. Die Abweichungen betragen zwischen -1,2 K und +2,8 K, die größtenteils auf die leicht schwankende Kaltwassertemperatur zurückzuführen sind.

Tab. 7.1: Berechnungskennwerte zu den Abbildungen 7.2 und 7.3

Bezeichnung	Kürzel	Einheit	Wert
Warmwassertemperatur	T_{TWW}	[°C]	60,0
Zirkulationstemperatur	T_{TWZ}	[°C]	55,0
Kaltwassertemperatur	T_{TWK}	[°C]	10,0
Vorlauftemperatur zur Trinkwassererwärmung	$T_{TWE,VL}$	[°C]	65,0
Rücklauftemperatur der Zirkulationsnachheizung	$T_{TWZ,RL}$	[°C]	57,5
Max. Pufferspeichertemperatur (Herstellerangabe)	$T_{Sp,\max}$	[°C]	95,0
Vorlauftemperaturdifferenz der FÜS (Auslegung)	$T_{FW,VL} - T_{Sp,VL}$	[K]	3,0
Rücklauftemperaturdifferen der FÜS (Auslegung)	$T_{FW,RL} - T_{Sp,RL}$	[K]	3,0
Temperaturdifferenz des Frischwassermoduls	$T_{TWE,RL} - T_{TWK}$	[K]	2,5
Wärmeverluste	q_V	[kWh/d]	5,0

7.2.1.2 Einfluss der Warmwassertemperatur auf die Fernwärmerücklauftemperatur

In [27] werden Aussagen zur Festlegung des Temperaturniveaus zentraler Trinkwassererwärmungssysteme getroffen, mit dem Ziel, die Energieeffizienz unter Einhaltung der hygienischen Anforderungen zu verbessern. Die Untersuchungen fanden im Rahmen der Überarbeitung des DVGW-Arbeitsblattes W 551 statt, das den Status einer allgemein anerkannten Regel der Technik hat. Daraus geht hervor, dass die Temperatur in den Warmwasser- und Zirkulationsleitungen in Verbindung mit Durchflusssystemen und einer hygienisch einwandfreien Installation gesenkt werden kann. Diese Gegebenheiten liegen bei Neuanlagen oder sanierten Bestandsanlagen vor.

Die Absenkung des Temperaturniveaus im Warmwasser- und Zirkulationssystem wirkt sich in mehrfacher Hinsicht positiv auf die Rücklauftemperatur des innovativen TWE-Systems aus:

- Durch das niedrigere Temperaturniveau nehmen die Wärmeverluste der Warmwasser- und Zirkulationsleitungen an die Umgebung ab.
- Das Verhältnis der Zirkulationsverluste zur Nutzenergie für die Trinkwassererwärmung wird geringer und führt zu niedrigen Rücklauftemperaturen. Dies ist durch einen Anstieg des Warmwasservolumenstroms infolge einer reduzierten Warmwassertemperatur zu begründen, da sich bei weiterhin gleichbleibenden Nutzergewohnheiten (z.B. Duschtemperatur von 37 °C) das Mischungsverhältnis zwischen Kalt- und Warmwasser ändert.
- Mit steigender Übertemperatur (Differenz der Fernwärmevorlauf- zur Warmwassertemperatur) sinkt der Heizwasservolumenstrom und begünstigt ebenfalls niedrige Rücklauftemperaturen.

In Tabelle 7.2 sind die Auswirkungen einer abgesenkten Warmwassertemperatur anhand temperaturabhängiger Bedarfskennwerte gegenübergestellt. Als Vergleichsgrundlage dienen die Kennwerte des Referenzprofils der Warmwasserentnahme (siehe Kapitel 5.1.1) und der Zirkulation für den Neubau-Standard (siehe Kapitel 5.1.2). Die vorgeschriebene Warmwassertemperatur von 60 °C wird für die Betrachtung auf 55 °C und 50 °C reduziert, die Zirkulationstemperatur liegt jeweils 5 K unterhalb der Warmwassertemperatur.

Tab. 7.2: Auswirkungen einer abgesenkten Warmwassertemperatur auf die Verbrauchskennwerte

Bezeichnung	Kürzel	Einheit	Zahlenwert		
Warmwassertemperatur	T_{TWW}	[°C]	60	55	50
Zirkulationstemperatur	T_{TWZ}	[°C]	55	50	45
Zirkulationsverluste	$\dot{Q}_{TWZ}$	[kW]	2,4	2,1	1,8
Zirkulationsvolumenstrom	$\dot{V}_{TWZ}$	[l/min]	7,00	6,13	5,24
Tägl. Zirkulationsvolumenstrom	$\dot{V}_{TWZ}$	[l/d]	10080	8827	7546
Tägl. Zirkulationsverluste	$q_{TWZ,d}$	[kWh/d]	57,6	50,4	43,2
Spez. Zirkulationsverluste	q_{TWZ}	[kWh/(m²a)]	13,14	11,50	9,86
Tägl. Warmwasservolumenstrom	$\dot{V}_{TWW}$	[l/d]	1750	1944	2188
Tägliche Nutzenergie	$q_{TWW,d}$	[kWh/d]	100,0	100,0	100,0
Spez. Nutzenergie	q_{TWW}	[kWh/(m²a)]	22,8	22,8	22,8
Ges. Energie Trinkwassererwärmung	$q_{TWE,d}$	[kWh/d]	157,6	150,4	143,2
Energieeinsparung	ΔQ_{TWE}	[%]	0,00	4,57	9,14
Verhältnis der Volumenströme	$\dot{V}_{TWZ} / \dot{V}_{TWW}$	[-]	5,76	4,54	3,45
Verhältnis der spez. Energiemengen	q_{TWZ} / q_{TWW}	[-]	0,58	0,50	0,43

Kaltwassereintrittstemperatur beträgt 10 °C

Die Reduzierung der Warmwasser- und Zirkulationstemperatur führt in der Trinkwassererwärmung zu einer Energieeinsparung in Höhe von 4,57 % bei einer Warmwassertemperatur von 55 °C und zu 9,14 % bei 50 °C. Diese resultiert einzig aus den verminderten Zirkulationsverlusten.

Die Auswirkung des abgesenkten Temperaturniveaus auf die Fernwärmerücklauftemperatur verdeutlicht Abbildung 7.4. Dabei repräsentiert die rote Linie mit einer Warmwassertemperatur von 60 °C und einem Verhältnis der Zirkulationsverluste zur Nutzenergie der Trinkwassererwärmung von q_{TWZ} / q_{TWW} = 0,58 die Ausgangssituation (siehe Abbildung 7.3). Die Berechnungen erfolgten wiederum auf Basis der Energiebilanz mit den zugrundegelegten Gleichungen 7.1 bis 7.9 sowie den Kennwerten der Tabellen 7.1 und 7.2.

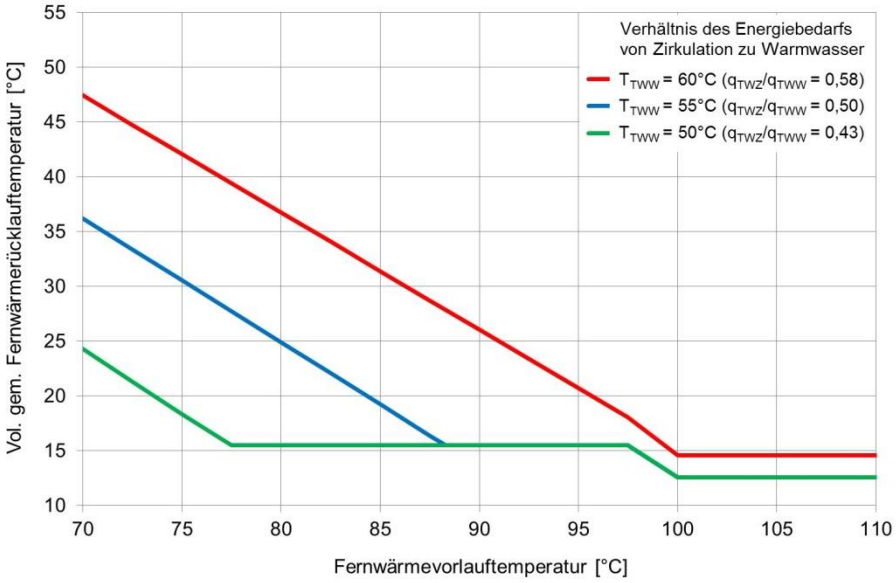

Abb. 7.4: Theoretisch minimal erreichbare volumetrisch gemittelte Fernwärmerücklauftemperatur bei abgesenktem Temperaturniveau der Warmwasser- und Zirkulationsleitung in Abhängigkeit von der Fernwärmevorlauftemperatur

Das Herabsetzten des Temperaturniveaus stellt sich als näherungsweiser paralleler Temperaturverlauf des Rücklaufs bis zum Erreichen des Minimalwertes dar. Auffällig dabei sind die deutlichen Temperaturabsenkungen, die entgegen den vergleichsweise geringen Energieeinsparungen nach Tabelle 7.2 dies nicht hätten vermuten lassen. Es lässt sich somit für eine Fernwärmevorlauftemperatur von 80 °C die Fernwärmerücklauftemperatur von 36,8 °C auf 24,9 °C verringern, wenn die Warmwassertemperatur nur 55 °C anstelle der bisherigen 60 °C beträgt.

Als Fazit lässt sich folgende Aussage treffen: In Neuanlagen oder kernsanierten Altbauten würde sich durch die Absenkung des Temperaturniveaus in der Warmwasser- und Zirkulationsinstallation ein erhebliches Energieeinsparpotenzial ergeben, ohne dabei Einbußen bei der Trinkwasserhygiene in Kauf nehmen zu müssen (siehe Kapitel 3.2). Somit können auch mit vergleichsweise niedrigen Vorlauftemperaturen von 70 °C bis 80 °C in Nah- und Fernwärmenetzen niedrige Rücklauftemperaturen für den Neubaubereich erzielt werden.

Eine verminderte Warmwassertemperatur wirkt sich zudem positiv auf die Standzeit der Wärmeübertrager aus, da der Kalkausfall bereits bei einer Warmwassertemperatur von 55 °C weitaus geringer auftritt, als es mit 60 °C der Fall ist (siehe Kapitel 3.3).

7.2.1.3 Einfluss der Gebäudebeheizung auf die Fernwärmerücklauftemperatur

Der Energiebedarf für die Trinkwassererwärmung und -verteilung unterliegt im Gegensatz zur Gebäudebeheizung nur geringen jahreszeitlichen Schwankungen. Zudem richtet sich das Temperaturniveau des Heizkreises zur Raumbeheizung nach der Art und Auslegung der wärmeübertragenden Heizflächen. Eine allgemeine Aussage zum Einfluss der Gebäudebeheizung und der resultierenden Gesamt-Rücklauftemperatur ist folglich nicht möglich. Es wird an dieser Stelle auf die Prüfstandsuntersuchungen in Kapitel 6.3.2. verwiesen.

7.2.1.4 Optimierungs- und Einsparpotenziale bei Fernwärmeanlagen

Die Optimierungsmöglichkeiten und Höhe der Einsparpotenziale durch die Fernwärmerücklauftemperaturabsenkung hängen grundsätzlich von der Art der Wärme- und Stromerzeugung sowie der Betriebsweise der Fernwärmenetze ab und müssen für jede Anlage gesondert betrachtet werden.

Ein seit längerer Zeit bestehendes Problem stellen die hohen Rücklauftemperaturen in den Fernwärmenetzen dar, welche speziell in den Sommermonaten durch die Trinkwassererwärmungsanlagen entstehen. Verursacht werden diese durch das aus hygienischen Gründen geforderte hohe Temperaturniveau in den Warmwasser- und Zirkulationsleitungen in Verbindung mit konventionellen Trinkwasserspeichersystemen.

Die Auswirkungen sind weitläufig bekannt und reichen von der Erzeugungseffizienz, über die Wärmeverteilverluste, bis hin zum Energieaufwand der Netzpumpen und zur Transportkapazität des Fernwärmenetzes. Zur Gewährleistung der Versorgungssicherheit und einer effizienten Betriebsweise fordern die Fernwärmeversorgungsunternehmen von ihren Kunden die Einhaltung einer vertraglich festgelegten maximalen Fernwärmerücklauftemperatur. Die zulässige Höhe sowie deren Berechnung sind in den jeweiligen Technischen Anschlussbedingungen des Energieversorgungsunternehmens zu finden.

In fast allen Fernwärmenetzen der Stadtwerke München GmbH liegen derzeit die vertraglich geforderten Fernwärmerücklauftemperaturen ganzjährlich bei 40 °C [34]. Eine Ausnahme stellt das Netz der Messestadt Riem dar, in dem von Oktober bis April 40 °C einzuhalten sind und für die restlichen Monate 55 °C gefordert werden. Die Rücklauftemperatur wird dazu kontinuierlich mit dem Wärmemengenzähler über den Zeitraum einer Woche erfasst und daraus der arithmetische Mittelwert gebildet. Allerdings schneiden Durchflusssysteme bei dieser Ermittlungsmethode ungünstiger ab als Speichersysteme, da der Fernwärmevolumenstrom unberücksichtigt bleibt.

Im Wärmelieferungsvertrag wird zudem die maximal verfügbare Durchflussmenge festgelegt, die in Form eines Grundpreises verrechnet wird. Der Mengenbegrenzer der Fernwärmeübergabestation wird dafür auf eine dem vereinbarten Anschlusswert äquivalente maximale Heizwassermenge eingestellt. Ist die benötigte Heizwassermenge als Folge der zu hohen Rücklauftemperatur der Kundenanlage zu hoch, kann es zur Unterversorgung kommen.

Fernwärme aus Geothermie (Erdwärme)

Die Stadtwerke München haben sich das Ziel gesetzt, bis zum Jahr 2040 die Fernwärmeversorgung zu 100 % aus regenerativen Energien bereitzustellen. Eine tragende Säule spielen dabei die geothermalen Heizwerke im Münchner Stadtgebiet, die ganzjährig Wärmeenergie zur Grundlastdeckung auf einem Temperaturniveau im Bereich von 90 °C (München-Freiham) bis 94 °C (München-Riem) liefern.

Ein hydrothermales Geothermie-Heizwerk besteht aus einer Bohrungsdublette (Förder- und Reinjektionsbohrung), Thermalwasserpumpe und einem Wärmeübertrager. Das heiße Thermalwasser wird über die Förderbohrung an die Erdoberfläche gepumpt und gibt im Wärmeübertrager seine Energie an das Fernwärmesystem ab. Durch die Reinjektionsbohrung wird das abgekühlte Wasser zurück in das ursprüngliche Aquifer gepresst. Bei Thermalwassertemperaturen unter 100 °C ist nur die Auskoppelung der Wärmeenergie, also die direkte energetische Nutzung, für Fernwärmesysteme wirtschaftlich sinnvoll. Die Bohrkosten betragen dabei rund 50 % der Gesamtanlage.

Die Effizienz eines Geothermie-Heizwerkes lässt sich mit Hilfe der energetischen Leistungszahl COP_{Geo} (Coefficient Of Performance) darstellen, die das Verhältnis von abgegebener Wärmeleistung zur eingesetzten elektrischen Leistung beschreibt. Ein großer Anteil entfällt dabei auf die Stromaufnahme der Thermalwassertauchpumpe.

$$COP_{Geo} = \frac{\dot{Q}_{Geo}}{P_{el}}; [-] \qquad \text{(Glg. 7.10)}$$

Die Höhe der geothermalen Wärmeentzugsleistung $\dot{Q}_{Geo}$ steht im direkten Zusammenhang mit der Fördermenge $\dot{V}_{Fö}$ (häufig auch als Schüttung bezeichnet) und der Differenz zwischen Fördertemperatur und abgekühlter Reinjektionstemperatur $(T_{Fö} - T_{\mathrm{Re}})$ des Thermalwassers.

$$\dot{Q}_{Geo} = \dot{V}_{Fö} \cdot \rho_m \cdot c_{p,m} \cdot (T_{Fö} - T_{\mathrm{Re}}); [\mathrm{MW}] \qquad \text{(Glg. 7.11)}$$

Der geothermale Deckungsanteil α_{Geo} beschreibt den Anteil der Jahresheizarbeit (JHA), der über die Geothermie bereitgestellt werden kann. Die fehlende Restwärmeenergie zur Spitzenlastdeckung, Ausfallreserve und Wartung wird über konventionelle Wärmeerzeuger aufgebracht.

$$\alpha_{Geo} = \frac{Q_{Geo}}{Q_{JHA}}; [-] \qquad \text{(Glg. 7.12)}$$

Abbildung 7.5 verdeutlicht die Problematik der hohen sommerlichen Fernwärmerücklauftemperatur am Beispiel des Fernwärmenetzes Messestadt Riem, welches überwiegend durch das Geothermie-Heizwerk versorgt wird. Die Wärmeverluste in der Förderbohrung führen dazu, dass die Thermalwassertemperatur je nach Fördermenge zwischen 92 °C im Sommer und 94 °C im Winter variiert.

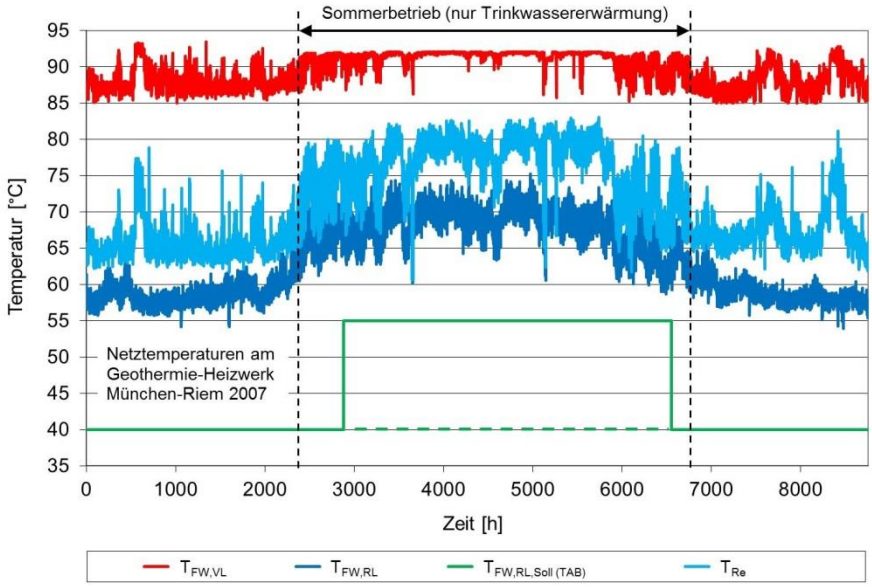

Abb. 7.5: Netztemperaturen und Reinjektionstemperaturen des Münchner Geothermie-Heizwerkes Messestadt Riem im Jahr 2007 [35]

Infolge der geringen Wärmeabnahme lag die Fernwärmevorlauftemperatur in den Sommermonaten mit ca. 91,8 °C nahe an der Thermalwassertemperatur von 92,1 °C. Mit steigender Wärmeabnahme nahm die Vorlauftemperatur auf ca. 87°C ab. Im Sommer, bei reiner Trinkwassererwärmung, betrug die Netzrücklauftemperatur ca. 70 °C und sank in den Wintermonaten durch den Einfluss der Gebäudebeheizung auf ca. 57,5 °C. Die Betriebscharakteristik des Wärmeübertragers und die eingeschränkte Regelbarkeit der Thermalwasserpumpe im Sommerbetrieb führten zu einer Reinjektionstemperatur, die im Mittel 8,4 K über dem Fernwärmerücklauf lag. Ein Abschalten der Thermalwasserpumpe bewirkt eine Reduzierung der Lebensdauer und sollte grundsätzlich vermieden werden. Inzwischen ist eine Thermalwasserpumpe mit einem größeren Förderbereich, minimal wie maximal, in Betrieb.

Der Zusammenhang zwischen der nutzbaren geothermalen Wärmeleistung und der Fernwärmerücklauftemperatur wird in Abbildung 7.6 am Beispiel der Geothermieanlage München-Riem gezeigt. Weiterhin wird nach der hydraulischen Verschaltung (parallel oder seriell) der Wärmeübertrager unterschieden. Die maximale Wärmeleistung ergibt sich entsprechend der maximalen Fördermenge von 90 l/s und einer Thermalwassertemperatur von 94 °C in Abhängigkeit von der Reinjektionstemperatur (siehe Gleichung 7.11). Diese wird von der Rücklauftemperatur des Fernwärmenetzes und der Betriebscharakteristik des Wärmeübertragers bestimmt. Der Ist-Zustand aus dem Jahr 2007 mit Parallelschaltung der Wärmeübertrager und einer Fernwärmerücklauftemperatur von 57,5 °C dient für die nachfolgenden Untersuchungen als Vergleichsbasis.

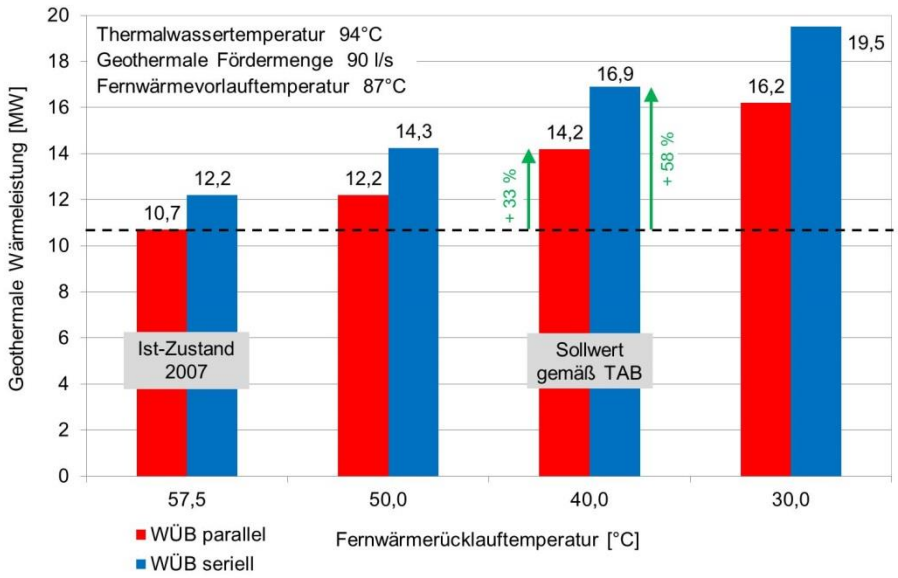

Abb. 7.6: Geothermale Wärmeleistung in Abhängigkeit von der Fernwärmerücklauftemperatur und der hydraulischen Verschaltung der Wärmeübertrager [35]

Durch die Einhaltung der vertraglich festgelegten Fernwärmerücklauftemperaturen ließe sich die Wärmeleistung bei vorhandener Hydraulik von 10,7 MW auf 14,2 MW erhöhen (33 %). Mit dem konsequenten Einsatz innovativer Trinkwassererwärmungssysteme in Verbindung mit Niedertemperaturheizsystemen und der Umstellung auf eine serielle Verschaltung sind 19,5 MW als realistische Zielgröße bei der Wärmeauskoppelung anzusehen, was einer Steigerung von 82 % entspricht.

Die Auswirkung der hydraulischen Verschaltung hinsichtlich der Reinjektionstemperatur ist in Abbildung 7.7 für jeweils drei verschiedene Lastfälle dargestellt. Für die Betrachtung werden die Thermalwasser- und Fernwärmevorlauftemperatur als konstant angenommen. Außerdem ist die maximale Fördermenge nicht auf 90 l/s begrenzt, wodurch es bei kleinen Temperaturdifferenzen und hohen Leistungen zu höhere Volumenströme kommen kann.

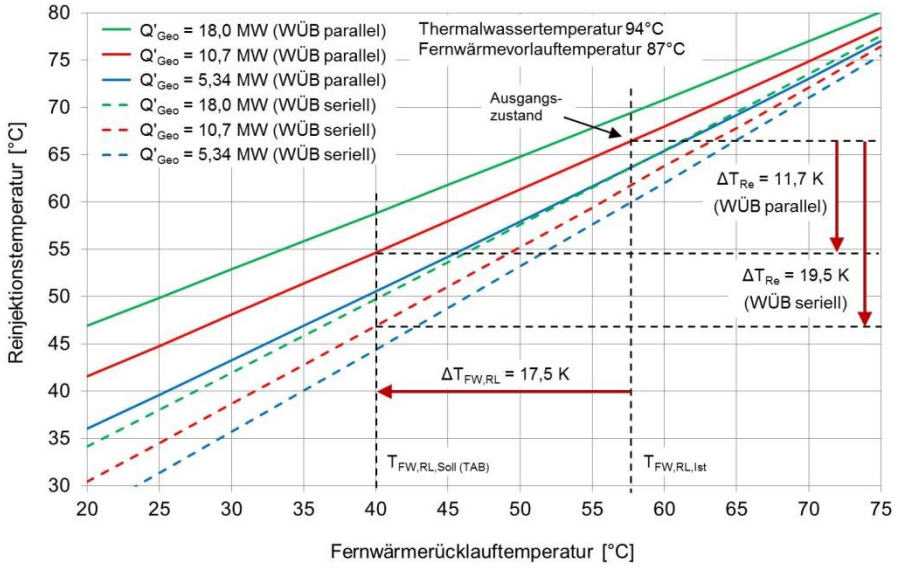

Abb. 7.7: Reinjektionstemperatur bei paralleler und serieller Betriebsweise der Wärmeübertrager

Es zeigt sich, dass die Reinjektionstemperatur nicht proportional mit der Fernwärmerücklauftemperatur sinkt, da der Einfluss des Wärmeübertragungsverhaltens mit zu berücksichtigen ist. Bei serieller Verschaltung halbiert sich die logarithmische Temperaturdifferenz je Wärmeübertrager und es findet gleichzeitig ein Anstieg des Wärmedurchgangskoeffizienten in Folge des höheren Durchflusses statt. Beide Effekte bewirken, dass auch bei hohen Differenztemperaturen im Fernwärmenetz der Temperaturanstieg zwischen dem Fernwärmerücklauf und der Reinjektionstemperatur gering bleibt, was bei paralleler Betriebsweise nicht der Fall ist. Die Absenkung der Fernwärmerücklauftemperatur um 17,5 K hätte bei paralleler Verschaltung und einer Wärmeleistung von 10,7 MW (rot) eine reduzierte Reinjektionstemperatur von 11,7 K zur Folge, bei der seriellen Verschaltung sind es hingegen 19,5 K.

Die Berechnungen basieren auf dem NTU-Verfahren [36]. Der mittlere Wärmedurchgangskoeffizient des Wärmeübertrages beträgt bei einem Durchfluss von 30 l/s ca. 2500 W/(m²K) und wurde auf andere Volumenströme entsprechend angepasst. Die verschraubten Plattenwärmeübertrager des Herstellers GEA sind vom Typ Ecoflex NT 150 L. Jeder Wärmeübertrager hat eine Fläche von 221 m² die sich auf 272 Platten aufteilt [35, 37].

Eine weitere Optimierung ist durch die serielle Verschaltung von drei anstelle der bisher zwei betrachteten Thermalwasserwärmeübertrager zu erreichen, wodurch die logarithmische Temperaturdifferenz weiter reduziert wird. Mit der Folge, dass eine Erhöhung der Fernwärmevorlauftemperatur bei den Fernwärmeübergabestationen zu einer höheren Absenkung der Fernwärmerücklauftemperatur führt.

Im Vergleich zu den Investitionskosten für die Bohrungen und das Fernwärmenetz sind die Kosten für die Wärmeübertrager sehr gering. Sie haben jedoch maßgeblichen Einfluss auf den geothermalen Wärmeertrag. Die Versorgungssicherheit, welche häufig als Grund für die parallele

Betriebsweise angeführt wird, ist weiterhin über die Spitzenlastkessel gegeben. Bei serieller Verschaltung sind Umgehungsleitungen je Wärmeübertrager vorzusehen, um jederzeit eine Wartung an einem Wärmeübertrager durchführen zu können. Der höhere Druckverlust der seriellen Verschaltung führt zunächst zu einem Anstieg der Pumpenergieleistung. Durch die erhöhte Wärmeauskoppelung steigt jedoch die Leistungszahl COP_{Geo} des Geothermie-Heizwerkes.

Das Fernwärmenetz der Messestadt Riem ist für eine Anschlussleistung von 50 MW im Endausbau konzipiert. Für die im Betrieb auftretende Maximalleistung wurde eine Gleichzeitigkeit von 0,70 angesetzt. Die Flächen unter den geordneten Jahresdauerlinien (JDL) der Wärmeerzeugerleistung geben die Jahresheizarbeit wieder. Die Jahresdauerlinie des Ausbauszenarios von 50 MW im Endausbau wurde auf Grundlage der Messdaten von 2007 erstellt [35]. Abbildung 7.8 zeigt die geothermalen Deckungsanteile für die ermittelten Wärmeerzeugerleistungen aus Abbildung 7.6.

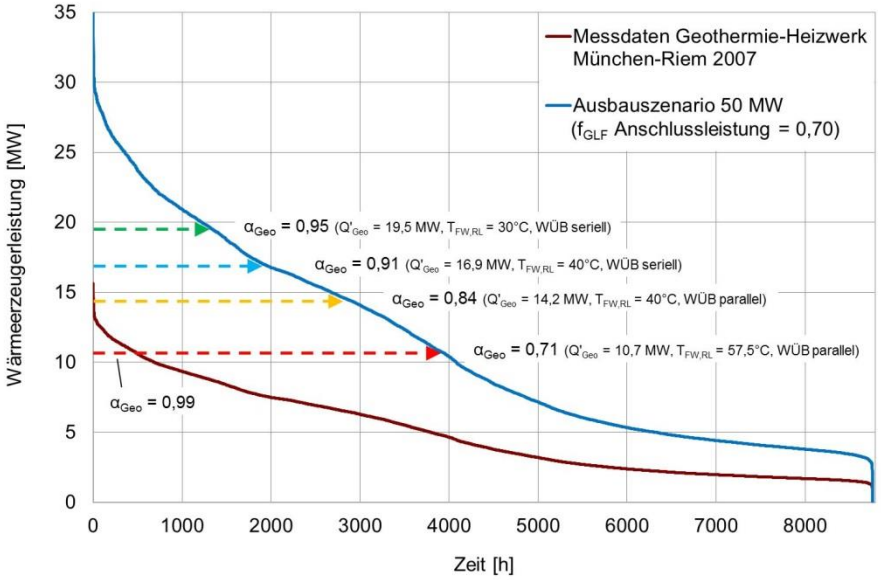

Abb. 7.8: Deckungsraten der Jahresheizarbeit in Abhängigkeit von der Wärmeerzeugerleistung

Mit einer Fernwärmerücklauftemperatur von 57,5 °C (Stand 2007) wäre im Endausbau ein geothermaler Deckungsanteil von ca. 71 % zu erzielen. Gelingt es, die vertraglich geforderten Rücklauftemperaturen von 40 °C umzusetzen, lassen sich Deckungsanteile von 84 % bei vorhandener paralleler Verschaltung und 91 % bei der Umstellung auf eine serielle Verschaltung erreichen. Durch den konsequenten Einsatz von optimierten Trinkwassererwärmungssystemen in Verbindung mit Niedertemperaturheizsystemen ist ein geothermaler Deckungsanteil von 95 % ohne hohen technischen Aufwand realisierbar.

Auswirkungen der niedrigen Rücklauftemperaturen auf die geothermale Wärmeerzeugung:

- Höherer Wärmeertrag bzw. geothermischer Deckungsanteil
- Reduzierung der Stromaufnahme der Thermalwasserpumpe

Für die Nutzung der maximalen geothermalen Wärmeleistung ist sowohl die Reduzierung der Fernwärmerücklauftemperatur durch die Kundenanlage als auch die Absenkung der Reinjektionstemperatur im Heizwerk über eine serielle Verschaltung von zwei oder drei Wärmeübertrager notwendig.

Optimierungsmöglichkeiten der Abnehmer (Kunden):

- Einsatz von Trinkwassererwärmungssystemen mit niedrigen Rücklauftemperaturen
- Speichersysteme glätten die Lastspitzen und reduzieren die Einsatzzeiten der Spitzenlastkessel
- Gebäudebeheizung über Flächenheizsysteme oder Niedertemperatur-Heizkörper

Optimierungsmöglichkeiten des Fernwärmeversorgers:

- Erhöhung des geothermalen Deckungsanteils durch den Einsatz eines zentralen Wärmespeichers
- Steigerung des Wärmeertrags durch serielle Verschaltung der Thermalwasserwärmeübertrager
- Anschluss eines zusätzlichen Fernwärmegebietes mit niedrigen Systemtemperaturen

Fernwärme- und Stromerzeugung in Heizkraftwerken

Eine allgemeine Aussage über die Effizienzsteigerung bei KWK-Anlagen in Bezug auf unterschiedliche Systemtemperaturen lässt sich aufgrund der Anlagenspezifizierung nicht treffen. Die Einflüsse der Netztemperaturen auf die Stromerzeugung, Wärmeauskoppelung und Brennstoffleistung sind komplex und hängen prinzipiell von der Charakteristik des jeweiligen Kreisprozesses, der Prozessparameter, des Brennstoffes und des Auslastungsgrades der KWK-Anlage ab.

Umfangreiche Untersuchungen [38] auf Basis von Simulationen zeigen, dass sich eine Absenkung der Fernwärmerücklauftemperatur günstig auf das Betriebsverhalten von KWK-Anlagen auswirkt:

- Bei **Entnahme-Kondensations-Anlagen** ist eine höhere Stromproduktion bei gleicher Brennstoffleistung gegeben.
- Bei **Entnahme-Gegendruck-Anlagen** findet eine Steigerung der Stromproduktion statt.
- Bei **Gas- und Dampfturbinen-Anlagen** kann bei gleichbleibender Stromproduktion der Gesamtwirkungsgrad erhöht werden.

Fernwärmeverteilnetz

Die im Heizkraftwerk oder Heizwerk erzeugte thermische Energie wird über Wärmeverteilnetze zu den Abnehmern transportiert, wobei Wasser als Wärmeträgermedium dient. Zur Überwindung der Druckverluste in den Rohrleitungen und sonstigen Einbauten ist elektrischer Hilfsenergiebedarf für die Netzpumpen erforderlich. Außerdem treten Wärmeverluste an das Erdreich und an die Umgebungsluft auf. Die als Trasse bezeichneten Verteilnetze werden überwiegend als geschlossener Kreislauf im Zweileitersystem ausgeführt. Dabei richten sich die Verlegestruktur (Strahlen-, Ring- oder Maschennetz) und die Anzahl der Einspeisepunkte nach der Größe des zu versorgenden Gebietes. Das Rohrmaterial hängt von der Medientemperatur, dem Druck, der Nennweite und der Verlegeart ab. Der Fernwärmeanschluss endet beim Kunden an der Fernwärmeübergabestation. Ein Mindest-Differenzdruck am Netzschlechtpunkt stellt sicher, dass

auch der entlegenste Kunde ausreichend mit Wärme versorgt wird und dient als Sollwert für die Regelung der Netzumwälzpumpe.

Aus der benötigten Wärmeleistung $\dot{Q}_{FW}$ und den Betriebstemperaturen $T_{FW,VL}$ und $T_{FW,RL}$ ergibt sich der notwendige Fernwärmevolumenstrom $\dot{V}_{FW}$.

$$\dot{V}_{FW} = \frac{\dot{Q}_{FW}}{\rho_m \cdot c_{p,m} \cdot \left(T_{FW,VL} - T_{FW,RL}\right)}; \text{ [m³/h]} \qquad \text{(Glg. 7.13)}$$

Der Druckverlust Δp_V für den ungünstigsten Netzabschnitt, der zur Pumpenauslegung herangezogen wird, berechnet sich aus der Summe aller Rohrleitungsverluste und Einzelwiderstände sowie dem vom Fernwärmeversorger zugesicherten Mindest-Anschluss-Differenzdruck $\Delta p_{H\min}$. Die Darcy-Weisbach-Gleichung bei konstanter Dichte lautet:

$$\Delta p_V = \sum_{i=1}^{n}\left[\left(L_i \cdot \frac{\lambda_i}{d_i} + \sum_i \zeta_{EW}\right) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w_i^2\right] + \Delta p_{H\min}; \text{ [Pa]} \qquad \text{(Glg. 7.14)}$$

Die hydraulische Leistung P_{hy}, die als theoretische minimale Pumpenleistung angesehen werden kann, ist das Produkt aus Fernwärmevolumenstrom (Glg. 7.13) und Druckverlust (Glg.7.14).

$$P_{hy} = \dot{V}_{FW} \cdot \Delta p_V; \text{ [W]} \qquad \text{(Glg. 7.15)}$$

Mit den Kenndaten der Umwälzpumpe und der hydraulischen Leistung (Glg. 7.15) lässt sich die tatsächliche elektrische Stromaufnahme P_{el} berechnen.

$$P_{el} = \frac{\dot{V}_{FW} \cdot \Delta p_V}{\eta_P}; \text{ [W]} \qquad \text{(Glg. 7.16)}$$

Aus den bekannten Proportionalitätsgesetzen folgt, dass sich bei turbulenter Strömung der Druckverlust mit dem Quadrat des Volumenstroms $\Delta p_V \sim \dot{V}^2$ (Glg. 7.17) und die hydraulische Leistung zur dritten Potenz des Volumenstroms $P_{hy} \sim \dot{V}^3$ (Glg. 7.18) ändert.

Am Beispiel des Fernwärmenetzes Messestadt Riem soll vereinfacht die Auswirkung der Fernwärmerücklauftemperatur auf den Druckverlust und den Hilfsenergiebedarf gezeigt werden. Da keine detaillierten Berechnungen zum Versorgungsnetz zur Verfügung stehen, wird auf Basis vorhandener Unterlagen, typischen Auslegungskennwerten und den Proportionalitätsgesetzen (Glg. 7.17 und Glg. 7.18) eine theoretische Netzkennlinie erstellt. Durch die ebenfalls fehlenden Kenndaten der Netzpumpen wird die hydraulische Leistung (Glg. 7.15) als „ideales Ersatzmodell“ herangezogen.

Angaben zum Anschlusswert, zu Netztemperaturen sowie Aussagen zum Gleichzeitigkeitsfaktor haben sich seit der Planungsphase mehrfach geändert. Die Abschätzung zur Energieeinsparung der Netzpumpen erfolgte für eine Wärmeleistung von 40 MW bei einer Auslegungstemperaturdifferenz von 45 K [39].

Berechnungsgrundlagen:

- Auslegungsdaten Netz: $\dot{Q}_{Netz}$ = 40 MW bei T_{VL} / T_{RL} = 90/45 °C
- Mittleres Druckgefälle aller Rohrnennweiten $\Delta p_{R,m}$ = 100 Pa/m
- Pauschale Berücksichtigung der Einzelwiderstände Δp_{EW} = 5 % (von $\Delta p_{R,m}$)
- Länge der Rohrleitungen bis zum Netzschlechtpunkt (einfach) L = 2500 m
- Mindest-Differenzdruck am Netz-Schlechtpunkt $\Delta p_{H\,\min}$ = 700 mbar [34]

Abbildung 7.9 zeigt für drei Lastfälle die Druckverlustkurven (gestrichelte Linien) und die daraus resultierenden hydraulischen Leistungen (durchgezogene Linien) in Abhängigkeit von der Fernwärmerücklauftemperatur.

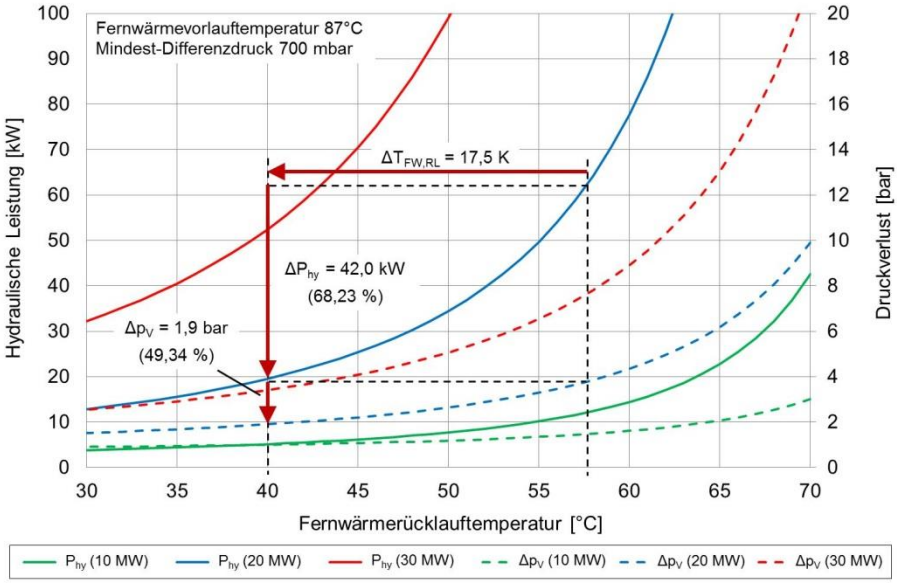

Abb. 7.9: Hydraulische Leistung und Druckverlust in Abhängigkeit von der Fernwärmerücklauftemperatur

Wird bei gleichbleibender zu transportierender Wärmeleistung die Fernwärmerücklauftemperatur gesenkt, verringert sich in Folge der höheren Temperaturdifferenz auch der Fernwärmevolumenstrom. So führt beim Lastfall von 20 MW (blau) eine um 17,5 K reduzierte Rücklauftemperatur zu einem um 37,25 % niedrigeren Volumenstrom. Daraus folgt für die Netzpumpen, dass der Druckverlust um 49,34 % (1,9 bar) und die hydraulische Leistung um 68,23 % (42,0 kW) abnehmen.
Das Einsparpotenzial an elektrischer Energie für die Netzpumpen hängt von der Ausbaustufe des Fernwärmenetzes ab. Bei geringer Anschlussleistung besteht der Hauptanteil des Druckverlustes überwiegend aus dem Mindest-Differenzdruck.

Entfällt ein Großteil des Druckverlustes auf das Regelventil (hohe Ventilautorität), kann das Rohrleitungssystem als „druckverlustarmes Wärmeverteilnetz“ bezeichnet werden und die Übergabestation besitzt eine hohe Regelgüte.

Die Wärmeverlustleistung $\dot{Q}_V$ eines Fernwärmernetzes lässt sich aus der Summe der einzelnen Teilstrecken berechnen. Dazu ist für jeden Rohrabschnitt der über die Rohroberfläche A_i an die Umgebung abfließende Wärmeverlust zu ermitteln.

$$\dot{Q}_V = \sum_{i=1}^{n} U_i \cdot A_i \cdot \left(T_{VL,i} - T_{U,i}\right) + \sum_{j=1}^{m} U_j \cdot A_j \cdot \left(T_{RL,j} - T_{U,j}\right); \text{[W]} \qquad \text{(Glg. 7.19)}$$

Der Wärmedurchgangskoeffizient U_i ist ein bauteilspezifischer Kennwert, der den Wärmestrom durch einen festen Körper aufgrund des Temperaturunterschiedes bei stationären Verhältnissen beschreibt. Der Wärmeübergangskoeffizienten α bestimmt den Wärmeübergang zwischen Fluid und Festkörper und hängt von der Strömungsgeschwindigkeit ab. Die einzelnen Materialschichten können als thermische Widerstände angesehen werden, die im Wesentlichen von der Wärmeleitfähigkeit λ und der Materialdicke d abhängen.

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{d_i}{2\lambda_1}\ln\frac{d_1}{d_i} + \frac{d_i}{2\lambda_2}\ln\frac{d_2}{d_1} + \ldots + \frac{d_i}{d_n\alpha_a}}; \text{[W/(m²K)]} \qquad \text{(Glg. 7.20)}$$

Die Wärmeverluste in den einzelnen Teilstrecken sind abhängig von:

- Systemtemperaturen
- Nennweite der Rohrleitung
- Isolierstärke und Wärmeleitzahl (feuchte- und alterungsabhängig)
- Umgebungstemperatur des Umfelds (Erdreich, Grundwasser, Außenluft)
- Wärmekapazität des Umfelds (Temperaturdämpfungseigenschaft)
- Belastungsgrad des Wärmenetzes
- Beeinflussung zwischen Vor- und Rücklaufleitung
- Temperaturabfall entlang des Fließweges

Die in Abhängigkeit von der Außentemperatur T_A auftretenden Wärmeverluste einer im Erdreich verlegten Rohrleitungstrasse können nach den von [40] vorgeschlagenen Näherungsgleichungen berechnet werden. Das Erdreich wird dabei als halbunendlicher Bereich zur angrenzenden Oberflächentemperatur T_{Ob} betrachtet.

$$\dot{Q}_V = S \cdot \lambda_E \cdot \left[\left(T_{VL}(T_A) - T_{Ob}(T_A)\right) + \left(T_{RL}(T_A) - T_{Ob}(T_A)\right)\right]; \text{[W/m}_{\text{Tr}}\text{]} \qquad \text{(Glg. 7.21)}$$

Der Formkoeffizient S enthält die Lagen der Rohrleitungen und Wärmeleitzahlen (siehe Abbildung 7.10). Weiterhin werden für beide Rohrleitungen gleiche Rohrdurchmesser, gleiche Dämmschichtdicke, gleiche Verlegetiefe und parallele Leitungsverlegung vorausgesetzt.

$$S = \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{\pi}\alpha rc\tan\frac{a \cdot \lambda_E}{h \cdot \lambda_{WD}}\right) \cdot \frac{2\pi}{\frac{\lambda_E}{\lambda_{WD}}\ln\frac{d_a}{d_i} + \arccos hyp\frac{2h}{d_a}}; \text{[-]} \qquad \text{(Glg. 7.22)}$$

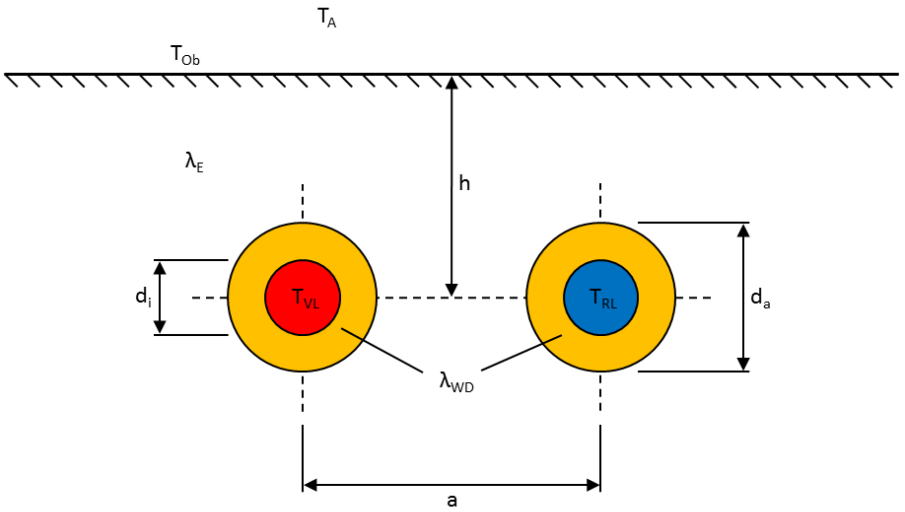

Abb. 7.10: Parallel im Erdreich verlegte Rohrleitungen

Die spezifischen Wärmeverluste von Fernwärmetrassen werden für verschiedene Nennweiten in Abhängigkeit von der Fernwärmerücklauftemperatur in Abbildung 7.11 veranschaulicht. Mit der Annahme, dass die Oberflächentemperatur T_{Ob} näherungsweise der Außentemperatur T_A entspricht, können die Wärmeverluste im Erdreich verlegter Fernwärmeleitungen aus den Gleichungen 7.21 und 7.22 für stationäre Betrachtungen ermittelt werden. Die Berechnungen erfolgen für nahtlose Einzelrohre mit diskontinuierlicher Fertigung und Standard-Dämmschichtddicke des Herstellers Isoplus. Die Verlegeabstände sowie die Rohrleitungsabmessungen sind den Produktunterlagen des Herstellers zu entnehmen [41], weitere Angaben sind in Tabelle 7.3 zu finden.

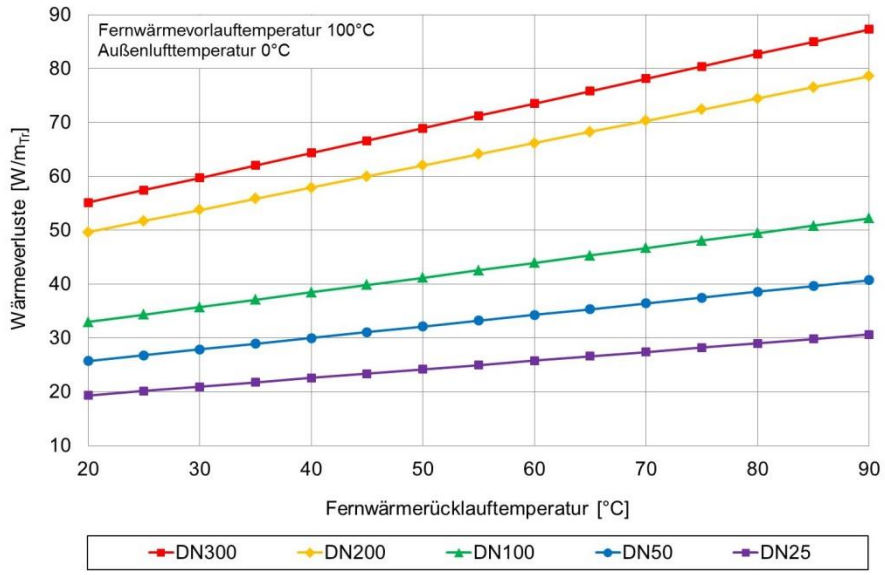

Abb. 7.11: Wärmeverluste parallel im Erdreich verlegte Rohrleitungen in Abhängigkeit von der Fernwärmerücklauftemperatur

Es ergibt sich bei konstanter Fernwärmevorlauftemperatur ein linearer Zusammenhang zwischen der Fernwärmerücklauftemperatur und den Wärmeverlusten. Diese sinken für alle Nennweiten gleichermaßen um 11,11 %, wenn die Fernwärmerücklauftemperatur 40 °C anstatt 57,5 °C beträgt.

Tab. 7.3: Berechnungskennwerte für die Wärmeverluste in Abbildung 7.11

Bezeichnung	Kürzel	Einheit	Wert
Rohrleitungsüberdeckung	$h_{Ü}$	[m]	0,8
Wärmeleitzahl Dämmung	λ_{WD}	[W/(mK)]	0,027
Wärmeleitzahl Erdreich	λ_{E}	[W/(mK)]	1,000
Fernwärmevorlauftemperatur	T_{VL}	[°C]	100
Oberflächentemperatur	T_{Ob}	[°C]	0,0

Mit steigender Nennweite nehmen die Wärmeverluste und Investitionskosten der Fernwärmeleitungen zu, die Energiekosten für die Netzpumpen verhalten sich genau gegenläufig. Die optimale Auslegung von Fernwärmenetzen hinsichtlich der Investitions- und Betriebskosten ist nur mit entsprechender EDV-Software möglich.

Auswirkungen niedrigerer Rücklauftemperaturen auf das Fernwärmenetz:

- Höhere Temperaturdifferenz führt zu einem niedrigeren Fernwärmevolumenstrom und damit zu geringerem Strombedarf der Netzumwälzpumpen
- Reduzierung der Wärmeverteilverluste
- Geringere Rohrleitungsnennweiten senken die Investitionskosten
- Erhöhung der Transportkapazität in Bestandsnetzen
- Vermeidung der Unterversorgung im Winterbetrieb (Nennlastbetrieb)

7.2.1.5 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung bei Fernwärmesystemen

Neben der Einhaltung der geforderten Fernwärmerücklauftemperaturen, die in den TABs der Energieversorger vertraglich festgelegt sind, stellt die Wirtschaftlichkeit ein ausschlaggebendes Entscheidungskriterium bei der Auswahl des TWE-Systems dar. Da effizientere Anlagensysteme in der Regel höhere Investitionskosten gegenüber Standard-Systemen aufweisen, muss eine Amortisation über die Betriebskosten erzielt werden.

Die Energiekostenabrechnung für einen Fernwärmeanschluss setzt sich wie folgt zusammen:

- Arbeitspreis (Preis für die gelieferte Wärmemenge)
- Grund- oder Leistungspreis (Preis für die Bereitstellung der erforderlichen Wärmeleistung)
- Verrechnungspreis (Zählergebühren, Abrechnung)

Die benötigte Energiemenge (Arbeitspreis) für die Trinkwassererwärmung, Nachheizung der Zirkulationsverluste und die Gebäudebeheizung ist bei Vernachlässigung der Regelgüte und Wärmeverluste unabhängig vom eingesetzten Anlagensystem und dessen Rücklauftemperatur. Die vom Kunden vertraglich vereinbarte Anschlussleistung (Grundpreis) errechnet sich aus der Temperaturdifferenz im Auslegungsfall (Differenz zwischen der zugesicherten Vorlauftemperatur und der einzuhaltenden Rücklauftemperatur) und wird am Mengenbegrenzer der Fernwärme-

übergabestation eingestellt. Sollten aufgrund zu geringer Rücklauftemperaturabkühlung Überschreitungen des Fernwärmedurchflusses auftreten, muss der Kunde eine höhere Anschlussleistung beantragen, um nicht der Gefahr einer Unterversorgung ausgesetzt zu sein. Ein Anreiz für die Rücklauftemperaturabsenkung ist somit über den Leistungspreis gegeben. Bei Anlagensystemen mit Wärmespeicher können die Leistungsspitzen zusätzlich gedämpft und die Anschlussleistung weiter reduziert werden.

Die jährlich anfallenden Energiekosten für die Trinkwassererwärmung (Nutzenergie und Zirkulationsverluste) werden in Tabelle 7.4 anhand des Referenzgebäudes aus Kapitel 5 für verschiedene Anlagensysteme gegenübergestellt. Der Energiebedarf von 55.480 kWh/a setzt sich aus der Nutzenergie von 94 kWh/d und den Zirkulationsverlusten für den Neubau von 58 kWh/d zusammen. Als Vergleichsbasis dient das Durchflusssystem mit den geringsten Investitionskosten unter Berücksichtigung des Gleichzeitigkeitsfaktors der TU Dresden. Die Auslegung der Fernwärmeübergabestation erfolgt gemäß den TABs für eine Fernwärmevorlauftemperatur von 80 °C und einer Fernwärmerücklauftemperatur von 40 °C.

Aus dem Preisblatt Fernwärme der Stadtwerke München folgt für die Kosten (Stand 2015) [42]:

- Grundpreis 43,54 €/(kW*a)
- Arbeitspreis 85,55 €/MWh

Tab. 7.4: Energiekosten der Trinkwassererwärmung für verschiedene Anlagensysteme [32]

Bezeichnung		Max. Wärmeleistung zur TWE	Rücklauftemperatur während Spitzenlast	Anschlussleistung TWE (bei Nennspreizung)	Grundpreis	Arbeitspreis	Gesamtpreis	Kosten-Einsparung	Anteil Grundpreis am Gesamtpreis
TWE-System	Kürzel	$\dot{Q}_{TWE,\max}$	$T_{RL(\dot{Q}_{\max})}$	$\dot{Q}_{TWE,A}$	E_{GP}	E_{AP}	E_{Ges}	ΔE	E_{GP} / E_{Ges}
	Einheit	[kW]	[°C]	[kW]	[€/a]	[€/a]	[€/a]	[€/a]	[%]
Durchflusssystem		135	40	135	5878	4746	10624	0	55,33
Zweistufiges DFS		135	15	83	3617	4746	8363	-2261	43,25
Speichersystem		35	55	56	2438	4746	7185	-3440	33,94
Speicherladesystem		45	20	30	1306	4746	6053	-4572	21,58
Innovatives TWES		15	18	9,7	421	4746	5168	-5457	8,15

Gebühr für Wärmemengenzähler wird nicht berücksichtigt

Beim einstufigen Durchflusssystem fallen die höchste Anschlussleistung und damit auch der höchste Grundpreis an, da die Anschlussleistung der maximalen Wärmeleistung entspricht. Der Grundpreis besitzt einen Anteil von 55,33 % am Gesamtpreis. Durch die tiefere Rücklaufauskühlung kann beim zweistufigen Durchflusssystem die Anschlussleistung auf 83 kW gesenkt werden. Die Trinkwasserbevorratung des Speicher- und Speicherladesystems führt zu geringeren Anschlussleistungen und höheren Kosteneinsparungen gegenüber den beiden Durchflusssystemen. Das innovative Trinkwassererwärmungssystem benötigt infolge der über den ganzen Tag kontinuierlichen Beladung des Pufferspeichers nur eine maximale Wärmeleistung von 15 kW (siehe Kapitel 6.3.1). Es ergeben sich Einsparungen zwischen 885 €/a und 5457 €/a gegenüber den anderen Trinkwassererwärmungssystemen. Die Amortisationszeit beträgt demnach nur wenige

Jahre und erscheint in Anbetracht einer Nutzungsdauer von 25 Jahren für die Kunden sehr vorteilhaft.

Einen weiteren Anreiz zur Opimierung der Fernwärmerücklauftemperatur schaffen Fernwärmeversorger in Form einer Bonusregelung. Dabei gewähren sie dem Kunden bei Unterschreitung der einzuhaltenden Rücklauftemperatur einen gestaffelten Nachlass auf den Arbeitspreis [43].

7.2.2 Brennwerttechnik

Wärmeerzeuger mit Brennwerttechnik nutzen die Kondensationswärme des im Abgas enthaltenen Wasserdampfes. Bei der Verbrennung von kohlenwasserstoffhaltigen Brennstoffen reagieren diese mit dem Sauerstoff der Luft und es entstehen Wasser (H_2O) und Kohlendioxid (CO_2) unter der Bildung von Wärme. Das im Abgas enthaltene Wasser ist zunächst noch gasförmig. Werden die heißen Abgase in einem Abgaswärmeübertrager gekühlt, erreicht der Wasserdampfpartialdruck an der Oberfläche des Wärmeübertragers den Sättigungsdampfdruck. Mit Unterschreitung des Taupunkts beginnt der Wasserdampf zu kondensieren und gibt die freigesetzte Kondensationswärme, die häufig auch als latente Wärme bezeichnet wird, an den Wärmeübertrager ab. Die Nutzung der Kondensationswärme führt zu einer effektiveren Brennstoffausnutzung und einem höheren Anlagenwirkungsgrad, was letzten Endes eine Reduzierung des Brennstoffeinsatzes und des damit verbundenen CO_2-Ausstosses bedeutet.

Die Höhe der Brennwertnutzung ist abhängig von der Taupunkttemperatur und dem Wasserstoffgehalt des Brennstoffes.

Mit dem kondensierten Wasser fällt auch der im Brennstoff enthaltene Schwefelanteil als saures Kondensat an, welches je nach Brennstoff und Wärmeerzeugerleistung vorschriftsgemäß zu neutralisieren ist.

Der Brennwert H_S eines festen oder flüssigen Brennstoffes ist nach DIN 5499 jene Wärmemenge, welche bei vollständiger Verbrennung je 1 kg dieses Stoffes unter folgenden Bedigungen frei wird:

- Gleiche Temperatur aller an der Verbrennung beteiligten Stoffe vor und nach der Verbrennung (25 °C)
- Gleicher Druck vor und nach der Verbrennung (~ Luftdruck)
- Vollständige Nutzung der Kondensationswärme des bei der Verbrennung entstehenden Wasserdampfes

Die bei einer Verbrennung frei werdende Energie ohne Kondensationsanteil wird mit Heizwert H_i bezeichnet.

In Tabelle 7.5 werden die Kennwerte der beiden fossilen Energieträger Heizöl EL und Erdgas H gezeigt. Bei den angegebenen CO_2-Gehalten handelt es sich um typische Einstellwerte von Gebläsebrennern. Die Taupunkttemperatur variiert je nach Luftüberschuss, Schwefelgehalt im Brennstoff, Luftdruck und -feuchte der Verbrennungsluft. Durch den höheren Wasserstoffanteil und die höhere Taupunkttemperatur ist Erdgas H vorteilhafter für die Brennwertnutzung als Heizöl EL.

Tab. 7.5: Kennwerte von Heizöl EL und Erdgas H [44]

Bezeichnung	Kürzel	Einheit	Heizöl EL	Erdgas H
Brennwert	H_S	[kg_{H20}/kg_B]/ [kg_{H20}/m^3_B]	12,72	11,47
Heizwert	H_i	[kg_{H20}/kg_B]/ [kg_{H20}/m^3_B]	11,92	10,36
CO_2-Gehalt im Betrieb	CO_2	[%]	12,5 - 13,5	9,5 - 11,0
Taupunkttemperatur	T_{TP}	[°C]	ca. 47,0	ca. 57,0
Max. feuerungstechnischer Wirkungsgrad (Heizwert)	η_F	[%]	ca. 106	ca. 111
Wassergehalt im Abgas	m_{H20}	[kg_{H20}/kg_B]/ [kg_{H20}/m^3_B]	1,1065	1,6303

Zur Bewertung von Wärmeerzeugern dient der feuerungstechnische Wirkungsgrad η_F, welcher das Verhältnis der vom Wärmeerzeuger aufgenommenen Wärmeleistung zur freigesetzten Verbrennungswärme bei Nennleistung bildet. Die im Abgas enthaltene Wärme, die nicht vom Wärmeerzeuger aufgenommen werden kann und über den Kamin entweicht, wird als Abgasverlust q_A bezeichnet.

$$\eta_F = 100\% - q_A; [\%] \qquad \text{(Glg. 7.23)}$$

In Abbildung 7.12 ist der feuerungstechnische Wirkungsgrad in Abhängigkeit der Abgastemperatur für die Brennstoffe Erdgas H und Heizöl EL mit Bezug auf den Heizwert zu sehen. Die Verbrennungsrechnung erfolgt mit den brennstoffspezifischen Kennwerten nach [44] für die angegebenen CO_2-Gehalte.

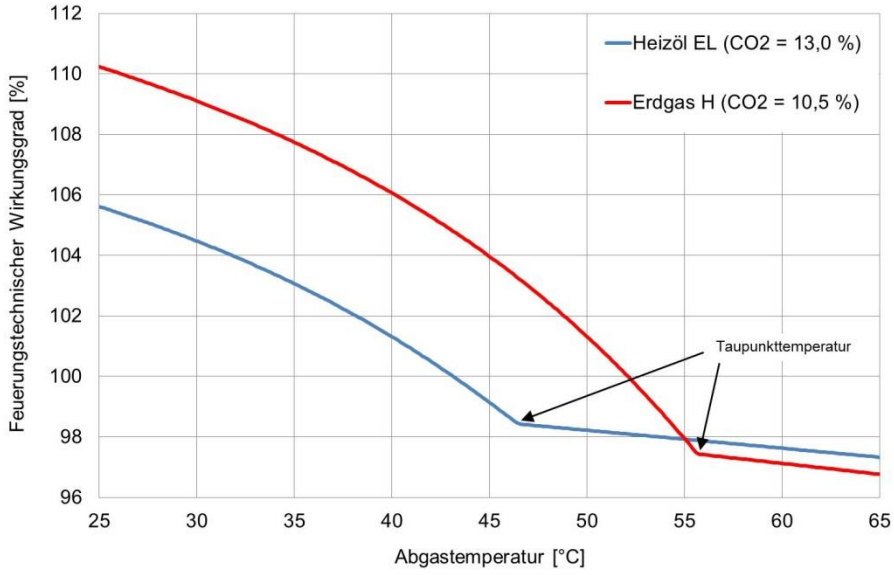

Abb. 7.12: Feuerungstechnischer Wirkungsgrad von Brennwertgeräten in Abhängigkeit von der Abgastemperatur für Heizöl EL und Erdgas H bezogen auf den Heizwert.

Der maximale Wirkungsgrad bei einer Abgastemperatur von 25 °C liegt bei ca. 111 % für Erdgas H bzw. ca. 106 % bei Heizöl EL. Oberhalb der Taupunkttemperatur steigt der Wirkungs-

grad aufgrund der sinkenden Abgastemperatur (sensible Wärmeverluste) nur geringfügig an. Kommt es zur Taupunktunterschreitung, setzt die Kondensation ein und der Wirkungsgrad steigt durch die Brennwertnutzung deutlich an. Die Höhe der Abgastemperatur wird von der Kesselrücklauftemperatur, der Konstruktion des Brennwertkessels bzw. Abgaswärmeübertragers und des Belastungsgrades bestimmt. Der Einfluss der Vorlauftemperatur auf den Wirkungsgrad ist gegenüber der Rücklauftemperatur nur von untergeordneter Bedeutung.
Fundierte Aussagen zur Brennwertnutzung sind nur über eine Kondensatmengenmessung mit entsprechender Kenntnis des Brennstoffeinsatzes möglich.

Energieeffiziente Brennwertgeräte haben sich bei den fossilen Energieträgern Erdgas und Heizöl als Standardlösung etabliert und den Niedertemperaturheizkessel sowohl im Neubau als auch im Sanierungsbereich abgelöst. Durch eine (Teil-)Kondensation des im Abgas enthaltenen Wasserdampfes und einer niedrigeren Abgastemperatur erreichen Brennwertgeräte im Vergleich zu Niedertemperaturkesseln eine höhere Brennstoffenergieausnutzung. Die unter realen Betriebsbedingungen erzielbare Brennwertnutzung wird in erster Linie durch die Rücklauftemperatur der verschiedenen Heizkreise bestimmt und im Fall der Gebäudebeheizung von den Witterungsverhältnissen beeinflusst. Der zu Kondensationszwecken notwendige Abgaswärmeübertrager ist dabei flächenanteilig im Wärmeerzeuger integriert (siehe Abbildung 7.13 links) oder wird als separates Bauteil einem Niedertemperaturkessel nachgeschaltet (siehe Abbildung 7.13 rechts). Die zusätzliche Heizfläche des Abgaswärmeübertragers bewirkt auch bei ausbleibender Kondensation eine Erhöhung des feuerungstechnischen Wirkungsgrades, da die Abgastemperatur im Vergleich zu Niedertemperturkesseln weiter gesenkt wird und nahe an der Rücklauftemperatur liegt. Es kommt zu einer Reduzierung der sensiblen Abgasverluste. Eine weitere Optimierung der Brennwertnutzung besteht darin, den Brennwertkessel mit zwei Rücklaufanschlüssen (Hoch- und Niedertemperaturrücklauf) auszustatten, um eine getrennte Einführung unterschiedlicher Heizkreisrücklauftemperaturen zu ermöglichen (siehe Abbildung 7.13 links).

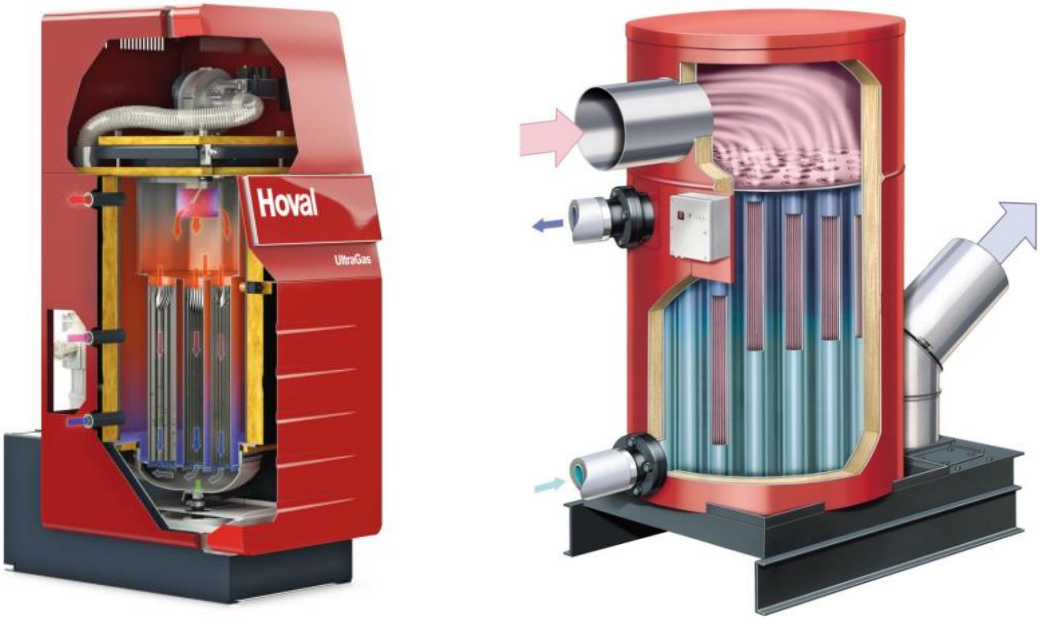

Abb. 7.13: Brennwertkessel mit integriertem Kondensationswärmeübertrager (links) und externem, nachgeschaltetem Abgaswärmetauscher (rechts) für Niedertemperaturkessel (Hersteller: Hoval)

Aus Tabelle 7.5 und Abbildung 7.12 geht hervor, dass sich bei vollständiger Brennwertnutzung eine zusätzliche Wärmeenergie von ca. 11 % bei Erdgas H und ca. 6 % bei Heizöl EL aus dem Brennstoff gewinnen lässt. Um dem Abgasstrom die maximale Kondensationswärme zu entziehen, sind ca. 15 % der Wärmeerzeugerleistung mit möglichst tiefer Eintrittstemperatur in den Niedertemperaturrücklauf ausreichend.

Die Untersuchung [45] zeigt, dass in Wohngebäuden häufig nur eine unzureichende Brennwertnutzung stattfindet. Als Ursachen für die ausbleibende Kondensation gelten:

- Überdimensionierung des Wärmeerzeugers führt zu häufigem Takten
- Hohe Rücklauftemperaturen im Zirkulationsbetrieb
- Geringe Temperaturdifferenz im Heizkreis durch fehlenden hydraulischen Abgleich
- Internes Überströmventil bei Wandgeräten führt zur Rücklauftemperaturanhebung (erforderliche Mindestumlaufwassermenge zum Schutz vor thermischer Überbelastung bei geringem Wasserinhalt)
- Kurzschluss bzw. falsche Regelstrategie beim Einsatz von hydraulischen Weichen
- Rücklauftemperaturanhebung durch die Verwendung von Vier-Wege-Mischern
- Brennwertgerät verfügt nur über einen Rücklaufanschluss
- Hohe Betriebstemperaturen speziell bei Luftheizregister
- Abgaswärmeübertrager ist zu klein ausgelegt
- Verschmutzung und Ablagerungen an den Heizflächen des Abgaswärmeübertragers (ausbleibender Selbstreinigungseffekt durch das Kondensat)

Optimierte Brennwertnutzung durch das innovative Trinkwassererwärmungssystem

Die Betriebsweise des innovativen Trinkwassererwärmungssystems bietet ideale Voraussetzungen zur effektiven Brennwertnutzung. Diese werden durch die niedrigen Rücklauftemperaturen in Verbindung mit der Lastglättung ermöglicht und führen zur effektiven Abgaskondensation mit entsprechend hohem Wirkungsgrad. Da die Heizwasserrücklauftemperatur am Austritt der Auskühlstufe nur ca. 2,5 K über der Kaltwassertemperatur von ca. 10 °C liegt, ist eine nahezu vollständige Kondensation gegeben. Durch die kontinuierliche Pufferspeicherbeladung arbeitet der Brennwertkessel im minimalen Leistungsbereich. Somit steht dem geringen Abgasstrom eine große Wärmeübertragungsfläche gegenüber und unterstützt die Kondensationsfähigkeit. Die Lastglättung begrenzt zudem den notwendigen Modulationsbereich des Brenners und bewirkt entsprechend lange und emissionsarme Laufzeiten.

Im Unterschied zur Fernwärmeversorgung, bei der die Hausstation über einen Vor- und Rücklauf angeschlossen wird, stehen bei vielen Brennwertkesseln in größeren Wohnanlagen drei Anschlüsse zur Verfügung. Der im Zirkulationsbetrieb auf hohem Temperaturniveau anfallende Heizwasservolumenstrom muss somit nicht im Pufferspeicher eingeschichtet werden, sondern kann direkt über den Hochtemperaturrücklauf nachgeheizt werden. Für eine optimale Brennwertnutzung wird das kalte Heizwasser aus dem Bereitschaftsvolumen Kondensation in den Niedertemperaturrücklauf geführt. Die Pufferspeicherbeladung erfolgt über zwei Umwälzpumpen mit einer konstanten Vorlauftemperatur von ca. 75 °C. Dabei werden über den Hochtemperaturrücklauf die Zirkulationsverluste nachgeheizt und mit der drehzahlgeregelten Umwälzpumpe im Niedertemperaturrücklauf das Bereitschaftsvolumen in Abhängigkeit des Pufferspeicherladezustands geregelt.
Die Anschlusssituation des Trinkwassererwärmungssystems am Pufferspeicher ist identisch zum Fernwärmesystem. Der Pufferspeicher ist in drei Temperaturzonen (Breitschaftsvolumen, Taktvolumen Beimischung und Bereitschaftsvolumen Kondensation) unterteilt.

Die Heizkreisvorlauftemperatur wird über einen Drei-Wege-Mischer geregelt. Der Heizungsrücklauf kann (optional) temperaturabhängig in den Hoch- oder Niederemperaturrücklauf des Wärmeerzeugers geführt werden.
Abbilung 7.14 zeigt das Schema des innovativen Trinkwassererwärmungssystems für die Anwendung in der Brennwerttechnik.

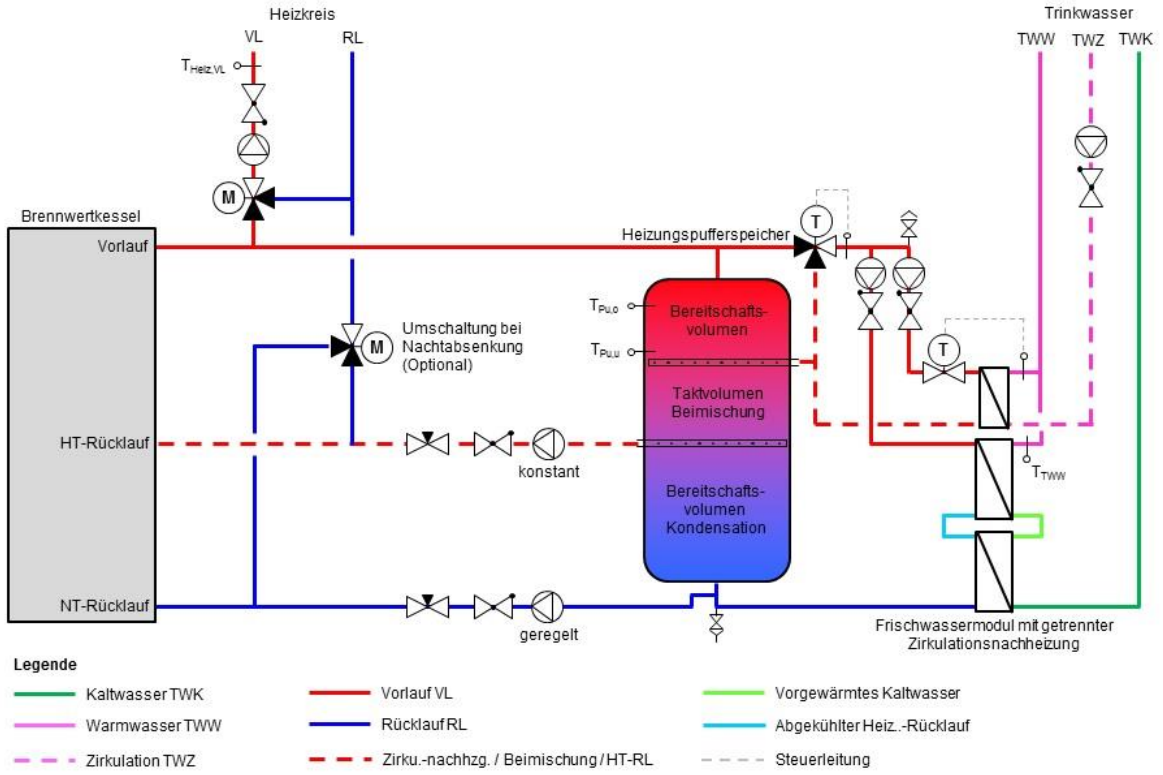

Abb. 7.14: Schema des innovativen Trinkwassererwärmungssystems mit Brennwertkessel

Wie bereits erwähnt, ist für eine optimale Brennwertnutzung ein geringer Anteil der Wärmeerzeugerleistung auf niedrigem Temperaturniveau ausreichend. Somit steht das kalte Heizwasser im Pufferspeicher auch anteilig für Kondensationszwecke während der Gebäudebeheizung zur Verfügung. In den Sommermonaten und in der Übergangszeit ist eine nahezu vollständige Kondensation möglich, in Betriebsphasen mit hoher Heizlast trägt der Niedertemperaturrücklauf zu einer erhöhten Teilkondensation bei.

Die effektive Betriebsweise des innovativen Trinkwassererwärmungssystems wird in der Pilotanlage in Kapitel 7.4.3 belegt.

7.2.3 Blockheizkraftwerke

Blockheizkraftwerke (BHKW) sind dezentrale Energieerzeuger, die in einem Kraft-Wärme-Kopplungsprozess (KWK) sowohl mechanische Energie (Kraft bzw. elektrischer Strom) als auch thermische Energie in Form von Wärme erzeugen. Die Nutzung der anfallenden Abwärme als thermische Energie steigert den Gesamtwirkungsgrad erheblich und trägt zur Ressourcenschonung fossiler Energieträger bei. BHKW können mit bezahlbarer Energie einen wichtigen Beitrag zur bisherigen Energieversorgung leisten und helfen, die ambitionierten Klimaschutzziele zu erreichen.

Ein BHKW besteht im Wesentlichen aus einem (Verbrennungs-)Motor, Generator und Wärmeübertrager. In der Regel werden BHKW parallel zum öffentlichen Stromnetz betrieben, sodass der erzeugte Strom primär zur Eigenbedarfsdeckung dient und Überschüsse eingespeist werden können. Die anfallende Wärmeenergie aus dem Kühlwasser und Abgas wird zur Trinkwassererwärmung oder Raumheizung vor Ort verwendet. Je nach elektrischer Leistung spricht man auch von Mini- (< 50 kW) oder Mikro-BHKW (< 10 kW).

Der Gesamtwirkungsgrad η_{ges} ergibt sich aus der thermischen und elektrischen Leistung($\dot{Q}_{th}$, P_{el}) im Verhältnis zur eingesetzten Brennstoffleistung $\dot{Q}_{Br}$ bzw. aus der Summe der beiden Einzelwirkungsgrade (η_{th}, η_{el}).

$$\eta_{ges} = \frac{\dot{Q}_{th} + P_{el}}{\dot{Q}_{Br}} = \eta_{th} + \eta_{el} \text{ ; [-]} \qquad \text{(Glg. 7.24)}$$

$$\eta_{th} = \frac{\dot{Q}_{th}}{\dot{Q}_{Br}} \text{ ; [-]} \qquad \text{(Glg. 7.25)}$$

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{\dot{Q}_{Br}} \text{ ; [-]} \qquad \text{(Glg. 7.26)}$$

Die Stromkennzahl σ definiert sich aus dem Verhältnis von elektrischer Leistung zur Nutzwärmeleistung.

$$\sigma = \frac{P_{el}}{\dot{Q}_{th}} = \frac{\eta_{el}}{\eta_{th}} \text{ ; [-]} \qquad \text{(Glg. 7.27)}$$

In Abbildung 7.15 werden die Wirkungsgrade und Energiebilanzen eines Klein-BHKWs mit der ungekoppelten Variante aus Kraftwerk und Heizkessel verglichen. Die Wirkungsgrade beziehen sich auf den Heizwert des Brennstoffes. Der elektrische Wirkungsgrad konventioneller Kraftwerke (Dampfturbine) liegt bei ca. 35 %, somit gehen über 60 % der im Brennstoff enthaltenen Energie ungenutzt als Wärme in die Umgebung. Für Heizkessel kann ein thermischer Wirkungsgrad von rund 85 % angenommen werden. Daraus ergibt sich für die getrennte Energieerzeugung ein Gesamtwirkungsgrad von 59 %. Durch den gekoppelten Prozess eines BHWKs mit Gasmotor lassen sich ca. 90 % des eingesetzten Brennstoffes in Energie umsetzten. Der Wirkungsgrad der Stromerzeugung, welcher unter anderem von der Anlagenleistung abhängt, kann zwischen 15 % und 50 % liegen. Durch das Prinzip der KWK lässt sich für die gleichen Energiemengen (Wärme und Strom) der Brennstoffeinsatz um ca. 35 % reduzieren. Aus der Effizienzsteigerung folgt eine Verminderung der CO_2-Emissionen in etwa der gleichen Höhe.

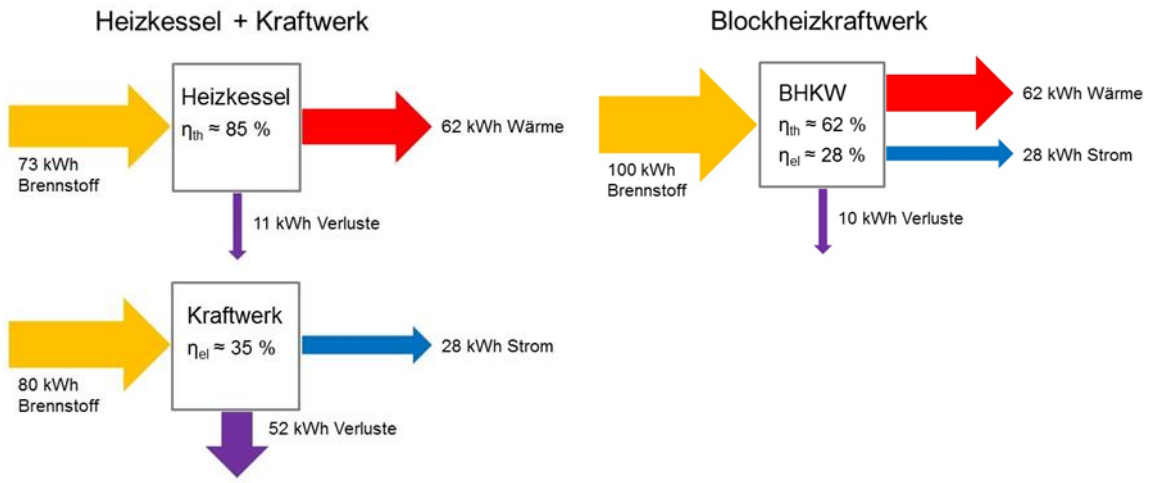

Abb. 7.15: Wirkungsgrad eines Heizkessels und Kraftwerks (links) im Vergleich zum BHKW (rechts) [46]

Der KWK-Prozess des BHKWs bietet die Möglichkeit einer wärme- oder stromgeführten Betriebsweise, was entscheidenden Einfluss auf die Wirtschaftlichkeit hat. Durch den Einsatz eines Pufferspeichers lässt sich die Stromerzeugung vom Wärmeverbrauch zeitlich entkoppeln. Es ergeben sich folgende Betriebsweisen:

- Wärmegeführte Betriebsweise (Standard)
  Das BHKW deckt vorrangig die Grundlast des lokalen Wärmebedarfs und wird durch einen Spitzenlastheizkessel ergänzt. Der erzeugte Strom wird, soweit möglich, selbst genutzt und der Überschuss ins öffentliche Netz eingespeist.
- Stromgeführte Betriebsweise (Energieversorger, Inselbetrieb, Notstromaggregat)
  Der Strombedarf bestimmt die Laufzeit des BHKWs. Die in diesem Zeitraum nicht nutzbare Wärme wird als Abwärme an die Umgebung abgegeben. Der dadurch geringere Wirkungsgrad wird durch die gesetzlich festgelegte Einspeisevergütung des Erneuerbaren-Energien-Gesetzes ausgeglichen (wirtschaftslichste Variante).
- Stromorientierte Betriebsweise
  Die primäre Regelungsgröße ist der Wärmebedarf. Gleichzeitig soll der Deckung des Strombedarfs so gut es geht nachgekommen werden, ohne die Wärme zu vernichten. Die Maximierung des elektrischen Eigennutzens steht dabei im Vordergrund.
- Netzgeführte Betriebsweise (virtuelles Kraftwerk)
  Eine Zentrale steuert die zu einem Verbund zusammengeschalteten BHKW entsprechend dem Bedarf im Stromverteilnetz. Die anfallende Wärme wird in einen Pufferspeicher gespeist und zeitversetzt am lokalen Standort verwendet.

Dabei gelten folgende allgemeine Auslegungsansätze:

- Eine überschlägige Auslegung kann über eine Jahresdauerlinie erfolgen
- Die optimale Auslegung nach der Bedarfscharakteristik (Wärme- oder Stromlastgang)
- Auslegung auf die Grundlastdeckung (10 % bis 30 % der Wärmeleistung)
- Aus wirtschaftlichen Gründen sind Vollbenutzungsstunden > 4.000 h/a anzustreben
- Teillastbetriebszeiten sind zu vermeiden (geringerer Wirkungsgrad aber gleicher Wartungsaufwand wie im Nennlastbetrieb)
- Spitzenlastkessel ist auf die benötigte Gesamtleistung auszulegen
- Richtlinien: VDI 2067 (Wirtschaftl.), VDI 4655 (Lastprofile), VDI 4680 (Vertragswerk)

Abbildung 7.16 zeigt das repräsentative Standardlastprofil (SLP) H0 des Bundesverband der Energie- und Wasserwirtschaft (BDEW). Der genormte Kurvenverlauf stellt den Stromverbrauch eines Haushalts an verschiedenen Wochentagen und Jahreszeiten dar. Dieses bei Energieversorgern zu Prognosezwecken häufig angewendete Abnahmeprofil ist auf einen Stromverbrauch von 1.000 kWh/a standardisiert und bezieht sich auf Tagesmittelwerte von 15 Minuten. Die Lastverläufe ähneln grundsätzlich denen der Raumheizung und Trinkwassererwärmung und variieren entsprechend der Anwesenheit und Aktivität der Bewohner. Der Unterschied zwischen Sommer- und Winterbetrieb macht sich anhand der Beleuchtung bemerkbar.

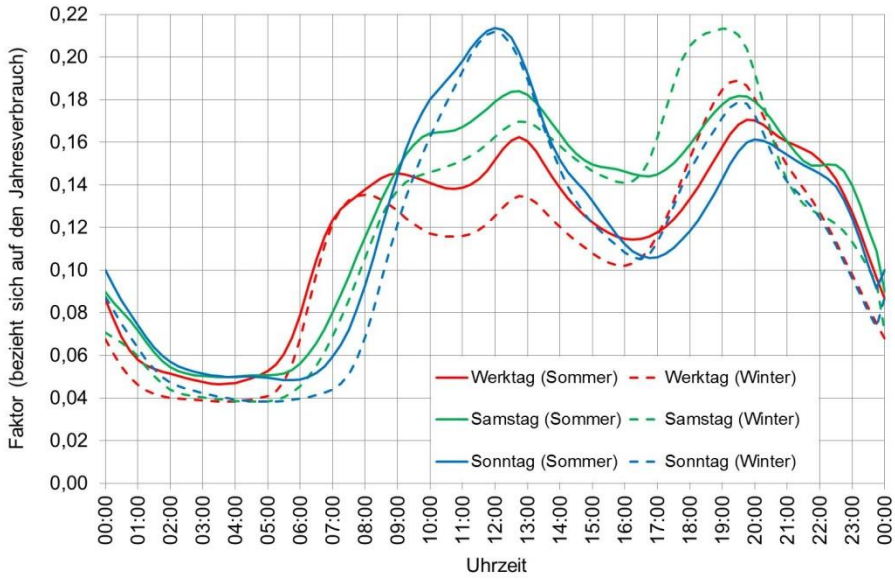

Abb. 7.16: Standardlastprofil für den Stromverbrauch im Haushalt [47]

Den Einfluss der Brennwertnutzung auf die Wärmeleistung eines BHKWs, der wie beim Brennwertgerät im Zusammenhang mit der Eintrittstemperatur des Heizwassers steht, wird in Abbildung 7.17 exemplarisch dargestellt. Die Nennwärmeleistung von ca. 15 kW wurde gemäß DIN ISO 3046 Teil 1 bei einer Vor- und Rücklauftemperatur von 50/30 °C ermittelt. Für alle weiteren Messungen der Wärmeauskoppelung wurde die Standardspreizung von 20 K beibehalten. Die zugehörige Abgastemperatur ist nicht bekannt.

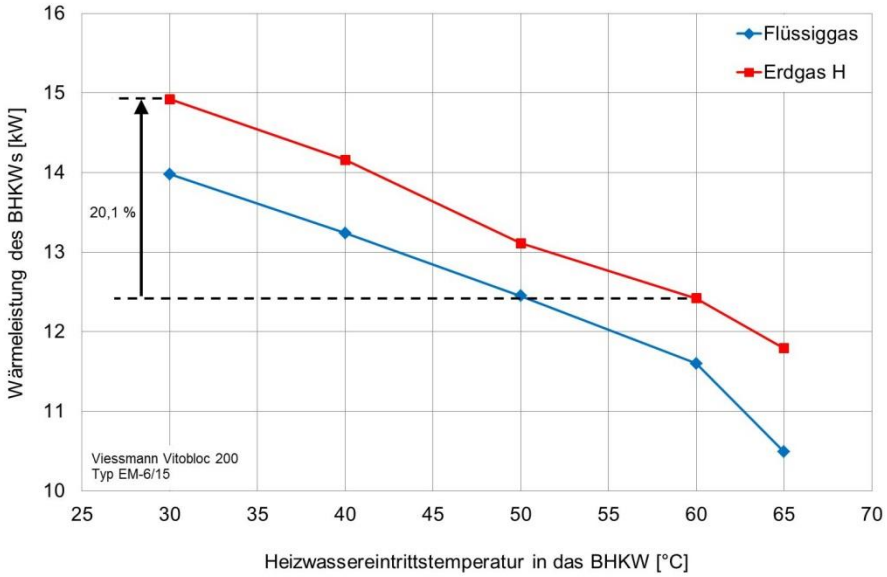

Abb. 7.17: Wärmeleistung des BHKW-Moduls in Abhängigkeit von der Heizwassereintrittstemperatur [48]

Die Wärmeleistung erfährt durch den Kondensations-Abgaswärmeübertrager eine Steigerung um 20,1 %, wenn die Heizwassereintrittstemperatur in das BHKW von 60 °C auf 30 °C sinkt. Dieser Wert liegt deutlich über den maximalen Zugewinn von 11 % aus der rein thermischen Nutzung, der für Erdgas H zu erreichen ist (siehe Abbildung 7.12). Somit wird deutlich, dass sich die Brennwertnutzung beim BHKW auf die insgesamt eingebrachte Brennstoffleistung für Wärme- und Stromerzeugung bezieht und enormes Optimierungspotenzial hinsichtlich einer effizienten Brennstoffenergieausnutzung aufweist.

Unvorteilhaft hingegen wirkt sich die niedrige Rücklauftemperatur auf die Vorlauftemperatur aus, welche durch den konstanten Heizwasserdurchfluss variiert und zur Durchmischung der Temperaturschichten im Pufferspeicher führt. Weiterhin gilt es das Temperaturniveau der Wärmeauskoppelung zu beachten, das der notwendigen Motorkühlung dient.

Optimierte Betriebsweise des BHKWs in Verbindung mit dem innovativen Trinkwassererwärmungssystem

Das BHKW kann als einstufiger Wärmeerzeuger mit geringer Wärmeleistung betrachtet werden. Um für die Pufferspeicherbeladung des innovativen TWE-System eine konstante Vorlauftemperatur bei gleichzeitiger Brennwertnutzung zu erreichen, sind ein Drei-Wege-Mischventil und ein externer Abgaswärmeübertrager notwendig (siehe Abbildung 7.18). Das Drei-Wege-Mischventil sorgt durch die Rücklauftemperaturanhebung für eine gleichmäßige Vorlauftemperatur mit konstanter Temperaturdifferenz und Durchfluss über den internen Wärmeübertrager des BHKWs. Der extern nachgeschaltete Abgaswärmeübertrager ermöglicht eine optimale Brennwertnutzung. Die Verschaltung von BHKW und externem Abgaswärmetauscher entspricht dabei einem Brennwertkessel mit zwei Rücklaufanschlüssen (siehe Abbildung 7.13).

Aus wirtschaftlichen Gründen sind für das BHKW Betriebszeiten von mehr als 4.000 Volllaststunden im Jahr anzustreben, woraus sich eine Auslegung zur Grundlastdeckung ergibt. Damit erfolgen über das BHKW ein Großteil der Trinkwassererwärmung und ein geringer Anteil der Gebäudebeheizung. Die winterlichen Spitzenlasten werden über einen konventionellen Wärmeerzeuger abgedeckt. Die Vorlauftemperatur des BHKWs sollte nach Möglichkeit

mindestens 80 °C betragen, da sich mit steigender Temperatur die Wärmespeicherfähigkeit des Pufferspeichers vergrößert und zu längeren Laufzeiten führt. Der Pufferspeicher wird als hydraulische Weiche zwischen Erzeugerseite (BHKW und Spitzenlast-Wärmeerzeuger) und Verbraucherseite (Trinkwassererwärmung und Heizkreis) in das Anlagensystem eingebunden. Somit entstehen für das BHKW maximale Vollbenutzungsstunden mit gleichzeitiger Redundanz (Wartung, Ausfall) durch den Spitzenlastkessel. Die Einteilung des Pufferspeichers in die vier verschiedenen Temperaturbereiche (Bereitschaftsvolumen, Taktvolumen BHKW, Taktvolumen Heizung und Bereitschaftsvolumen Kondensation) ist im Schema der Abbilung 7.18 zu sehen. Der Heizkreis wird über einen Vier-Wege-Mischer aus dem Pufferspeicher versorgt, wobei die Energieentnahme zur optimalen Auskühlung von unten nach oben erfolgt. Die Pufferspeicherbeladung erfolgt anhand Temperaturfühler im Bereitschafts- und Taktvolumen BHKW. Zur bestmöglichen Brennwertnutzung wird das BHKW um einen Brennwertkessel als Spitzenlastkessel ergänzt.

Die Abbildung 7.18 zeigt das Schema des innovativen Trinkwassererwärmungssystems mit der Integration des BHKWs und einem Brennwert-Spitzenlastkessel.

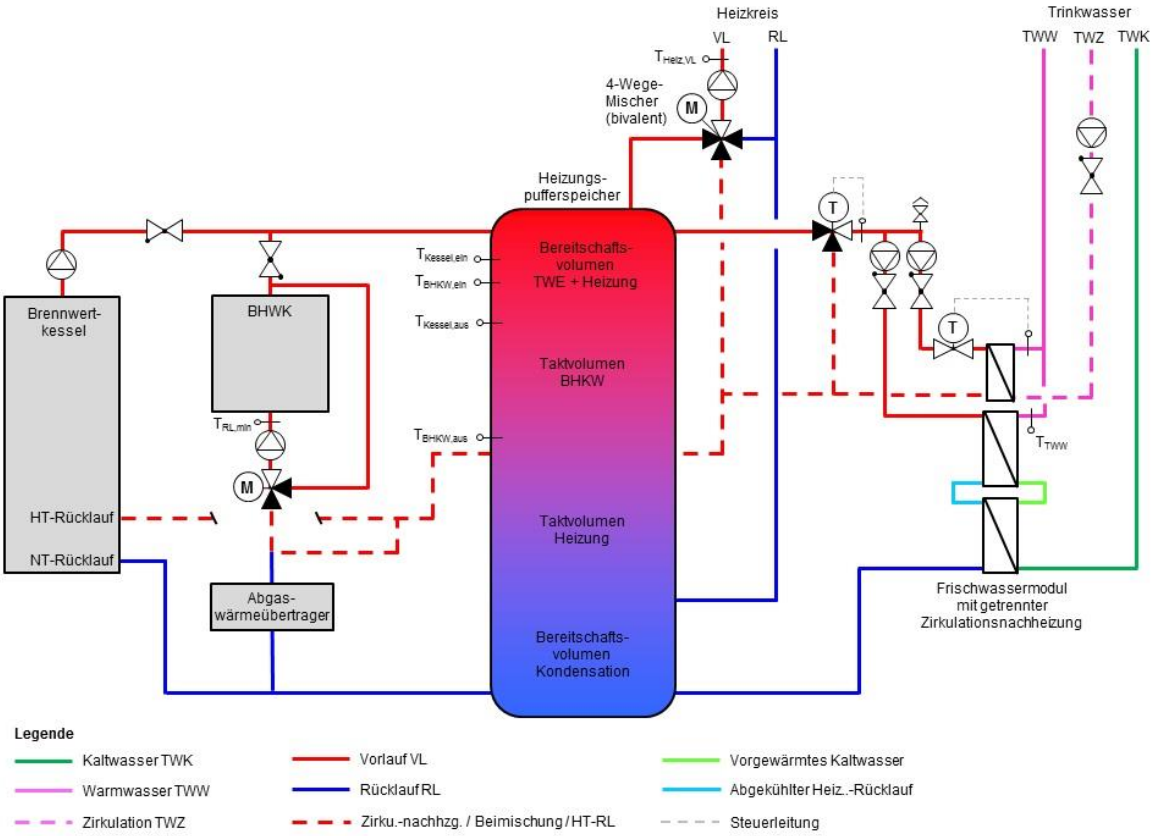

Abb. 7.18: Schema der innovativen Trinkwassererwärmung mit BHKW (inkl. externem Abgaswärmeübertrager) und Brennwert-Spitzenlastkessel

Optimierte Betriebsweise durch das innovative Trinkwassererwärmungssystem:

- Lange BHKW-Laufzeiten durch die Lastglättung des Pufferspeichers
- Effiziente Nutzung des Pufferspeichers durch höhere Temperaturdifferenz (ca. 60 K)
- Hoher Deckungsanteil der Jahresheizarbeit über das BHKW

- Reduzierung der Laufzeiten des Spitzenlastkessels
- Entkoppelung von Strom und Wärmenutzung durch den Pufferspeicher
- Steigerung des Gesamtwirkungsgrads durch effektive Brennwertnutzung
- Maximal erzielbare Brennwertnutzung auch beim Spitzenlast-Brennwertkessel

BHKW bieten die Möglichkeit einen Beitrag für die zukünftige, intelligente Energieversorung zu leisten. Diese wird als „Smart Grid“ bezeichnet und definiert ein kommunikatives Energienetzwerk, das das Verbrauchs- und Einspeiseverhalten aller Marktteilnehmer die mit ihm verbunden sind, integriert. Es sichert ein ökonomisches, effizientes und nachhaltiges Versorgungssystem mit niedrigen Verlusten und hoher Verfügbarkeit.

Die Grundvoraussetzung ist durch das innovative TWE-System und eine netzgeführte Auslegung des BHKWs mit effizienter Pufferspeichertechnologie geschaffen. Der Ausbau der Erneuerbaren Energien (Wind- und Solarstrom) führt zu höheren Lastschwankungen im Stromnetz und verursacht Abweichungen zum prognostizierten Bedarf. Mit Hilfe der flexiblen Stromauskoppelung kann das Energieversorgungsunternehmen auf schnelle Lastwechsel im Versorgungsnetz reagieren und kurzfristig Reserven (Regelenergie) bereitstellen.

Das Prinzip folgt dabei dem „Schwarm“-Gedanken, wonach viele kleine dezentrale Stromerzeuger ein Großkraftwerk ersetzen (virtuelles Kraftwerk).

Um den verstärkten Einsatz von BHKW auch im Wohnungsmarkt zu fördern, sind folgende Hemmnisse zu beseitigen:

- Unzureichende technische Konzepte zur effizienten Einbindung in Wohnanlagen
- Hohe Investitions- und Wartungskosten (BHKW, Spitzenlastkessel, Pufferspeicher, hydraulische und elektrische Einbindung, Schallschutzmaßnahmen)
- Geringe Vollbenutzungsstunden verursachen unwirtschaftliche Betriebsweise
- Häufige Betriebsstörungen
- Bisher ist nur mit Erdgas H ein wirtschaftlich sinnvoller Einsatz gegeben
- Hoher bürokratischer Aufwand bei der Beantragung und Energiekostenabrechnung (Genehmigungsrecht, steuerliche Aspekte, Ökosteuer (Strom- und Energiesteuer), Kraft-Wärme-Kopplungs-Gesetz (KWKG), Energiewirtschaftsgesetz (EnWG), Erneuerbare-Energien-Gesetz (EEG), Erneuerbare-Energien-Wärme-Gesetz (EEWärmG))

7.2.4 Solarthermie

Mit thermischen Solaranlagen kann ein Teil des Wärmebedarfs für die Trinkwassererwärmung und Gebäudebeheizung regenerativ zur Verfügung gestellt werden. Solaranlagen bestehen im Wesentlichen aus einem Kollektor (Flach- oder Röhrenkollektor), einem Speichermedium (Trinkwasser- oder Heizungspufferspeicher), der Solarstation (Regler, Umwälzpumpe, Druckhaltung) und dem Wärmeträgermedium (Solarflüssigkeit mit Frostschutz).

Der Kollektorwirkungsgrad η_{Kol} bezeichnet den Anteil der auf der Kollektorebene auftreffenden Strahlung E_g, die in nutzbare Wärme umgewandelt werden kann. Dieser beinhaltet optische und thermische Verluste. Beim Konversionsfaktor (optischer Wirkungsgrad) η_0 und den Wärmeverlustkoeffizienten k_1 und k_2 handelt es sich um material- und konstruktionsbedingte Kenngrößen, die nach EN 12975 bestimmt werden. Die thermischen Wärmeverluste nehmen mit steigender Temperaturdifferenz zwischen mittlerer Kollektor- ($T_{Kol,VL}$, $T_{Kol,RL}$) und Umgebungstemperatur T_U zu.

$$\eta_{Kol} = \left(\eta_0 - \frac{k_1 \cdot \Delta T}{E_g} - \frac{k_2 \cdot \Delta T^2}{E_g} \right) \cdot 100\% \; ; [\%] \qquad \text{(Glg. 7.28)}$$

mit:

$$\Delta T = \frac{T_{Kol,VL} + T_{Kol,RL}}{2} - T_U \; ; [\mathrm{K}] \qquad \text{(Glg. 7.29)}$$

In Abbildung 7.19 sind die Wirkungsgrade eines Flach- (FK) und Vakuumröhrenkollektors (VRK) in Abhängigkeit von der Kollektorrücklauftemperatur abgebildet. Der Betrachtung sind für verschiedene Bestrahlungsstärken eine konstante Kollektorvorlauftemperatur von 75 °C und eine Umgebungstemperatur von 25 °C zugrunde gelegt. Die verwendeten Herstellerangaben zum optischen Wirkungsgrad und den Wärmeverlustkoeffizienten der beiden Kollektorarten sind in Tabelle 7.6 angegeben.

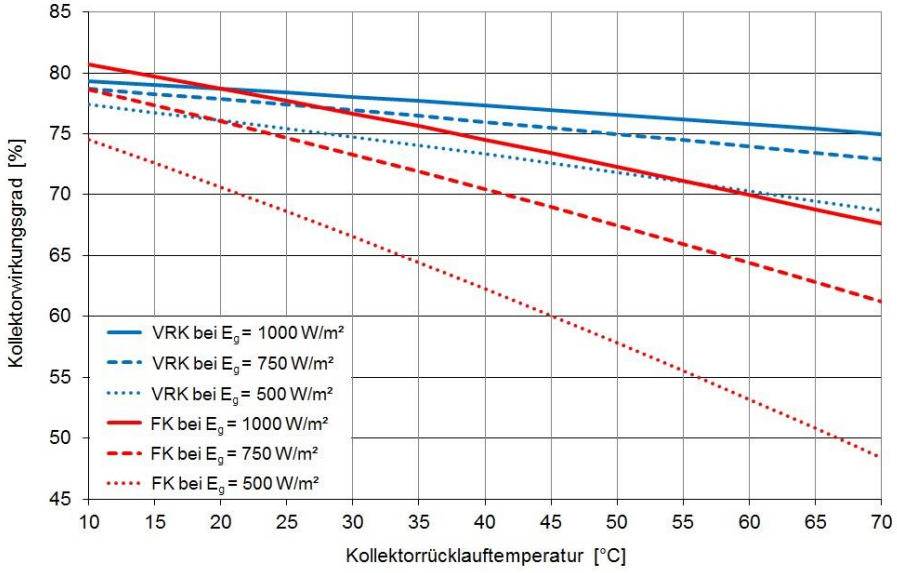

Abb. 7.19: Kollektorwirkungsgrad in Abhängigkeit von der Kollektorrücklauftemperatur und der Bestrahlungsstärke

Es ist zu erkennen, dass mit steigender Kollektorrücklauftemperatur oder abnehmender Bestrahlungsstärke die Wirkungsgrade beider Kollektorarten sinken. Für Kollektorrücklauftemperaturen zwischen 15 °C und 25 °C können für beide Kollektorbauarten hohe Wirkungsgrade erzielt werden. Dieser Temperaturbereich ergibt sich bei optimierten Trinkwassererwärmungssystemen nach dem Durchflussprinzip aus der Rücklauftemperatur des Frischwassermoduls, der Temperaturerhöhung des Solarwärmeübertragers und dem Temperaturniveau im Pufferspeicher. Bei Trinkwasserspeichersystemen liegt in der Regel eine Rücklauftemperatur von über 50 °C vor. Der geringere Wirkungsgrad des Flachkollektors kann durch eine Erhöhung der Kollektorfläche kompensiert werden.

Tab. 7.6: Kennwerte der Kollektoren in Abbildung 7.19 (bezogen auf die Absorberfläche) [49, 50]

Bezeichnung	Kürzel	Einheit	Flachkollektor	Vakuumröhrenkollektor
Kollektorart				
Kollektortyp			Vitosol 300-F SV3C	Vitosol 300-T SP3B[1)]
Optischer Wirkungsgrad	η_0	[-]	0,868	0,813
Wärmeverlustbeiwert	k_1	[W/(m²K)]	3,188	0,998
Wärmeverlustbeiwert	k_2	[W/(m²K²)]	0,018	0,007

[1)] 24 Röhren

Die beiden wichtigen Kennwerte zur Auslegung und Bewertung einer Solaranlage sind der solare Systemertrag und der solare Deckungsanteil.

Der solare Systemertrag q_{Sol} ist die jährliche Nettoenergiemenge je m² Kollektorfläche, die vom Verbraucher genutzt werden kann. Dieser ist ausschlaggebend für die wirtschaftliche Betrachtung einer Solaranlage. Grundsätzlich gilt: Je höher der Anteil der solaren Nutzenergie am Gesamtbedarf ist, desto geringer ist der auf die Kollektorfläche bezogene Systemertrag und damit die Effizienz der Solaranlage.

Anhaltswerte für den Solarertrag:

- Nur Trinkwassererwärmung: 350 kWh/(m²a) bis 600 kWh/(m²a)
- Mit Heizungsunterstützung: 250 kWh/(m²a) bis 400 kWh/(m²a)

Der solare Deckungsanteil α_{Sol} ist das Verhältnis des jährlichen solaren Systemertrags zur insgesamt benötigten Nutzenergiemenge Q_{Nutz}. Er definiert sich durch die Einsparung an konventioneller Energie Q_{Zusatz} zur Nachheizung. Je höher der solare Deckungsanteil, desto geringer sind die flächenspezifischen Systemerträge.

$$\alpha_{Sol} = 1 - \frac{Q_{Zusatz}}{Q_{Nutz}} \text{ ; [-]} \qquad \text{(Glg. 7.30)}$$

Anhaltswerte für den solaren Deckungsanteil:

- Kleinanlagen zur Trinkwassererwärmung: 50 % bis 60 %
- Großanlagen zur Trinkwassererwärmung (> 20 m^2_{Kol}): 30 % bis 45 %
- Mit Heizungsunterstützung (Gesamtwärmebedarf): 10 % bis 45 %

Während der Energiebedarf zur Trinkwassererwärmung das Jahr über annährend konstant ist, verhält sich das Angebot an Solarenergie gegenläufig zum Gebäudewärmebedarf.

Eine effiziente und wirtschaftliche Betriebsweise der Solaranlage ist nur gegeben, wenn die Anlage fachgerecht geplant, installiert und in Betrieb genommen wird. Die optimale Auslegung ist nur mit dem Einsatz eines Simulationsprogramms möglich.

Optimierte Betriebsweise thermischer Solaranlagen durch das innovative Trinkwassererwärmungssystem

In großen Wohngebäuden, mit den bestehenden Anforderungen an eine Warmwassertemperatur von 60 °C und eine Zirkulationstemperatur von 55 °C, werden die solaren Erträge aufgrund der hohen Systemtemperaturen bei konventionellen Trinkwassererwärmungssystemen stark gemindert. Die Betriebsweise des innovativen TWE-Systems führt zu niedrigen Rücklauftemperaturen und ermöglicht bereits ab einer Kollektortemperatur von ca. 20 °C solare Erträge.

Das Anlagenschema für die Brennwerttechnik (Abbildung 7.14) wird durch die thermische Solaranlage und den Schichteinsatz (Solarkamin) im Pufferspeicher ergänzt. Dieser sorgt für eine optimale Einschichtung der temperaturvariablen Solarerträge in den jeweiligen Pufferspeicherbereich. Bei Kollektorvorlauftemperaturen bis ca. 60 °C kommt es zur Vorwärmung des unteren und mittleren Pufferspeicherbereichs (Taktvolumen Solar und Taktvolumen Beimischung), die verminderte Nachheizung auf 75 °C übernimmt der Brennwertkessel. Solarerträge mit Vorlauftemperaturen ab ca. 75 °C führen dazu, dass die Trinkwassererwärmung (Aufheizung Bereitschaftsvolumen) anteilig oder komplett über die Solaranlage erfolgen kann. Die Zuheizung über das Brennwertgerät wird reduziert oder kann vollständig entfallen. In dieser Systemvariante dient die Solaranlage einzig der Trinkwassererwärmung, eine Heizungsunterstützung ist nicht vorgesehen.

Dabei ist zu beachten, dass sich der Solarertrag nachteilig auf die Brennwertnutzung auswirken kann, da dieser durch die Vorwärmung reduziert wird. Eine Verbesserung wird erreicht, indem das Bereitschaftsvolumen zur Kondensation als eigenständiger Pufferspeicher ausgeführt wird. Die zusätzlichen Investitionen sind anlagenspezifisch zu bewerten.

In Abbildung 7.20 wird das Schema des innovativen Trinkwassererwärmungssystems für eine solare Großanlage zur Trinkwassererwärmung dargestellt.

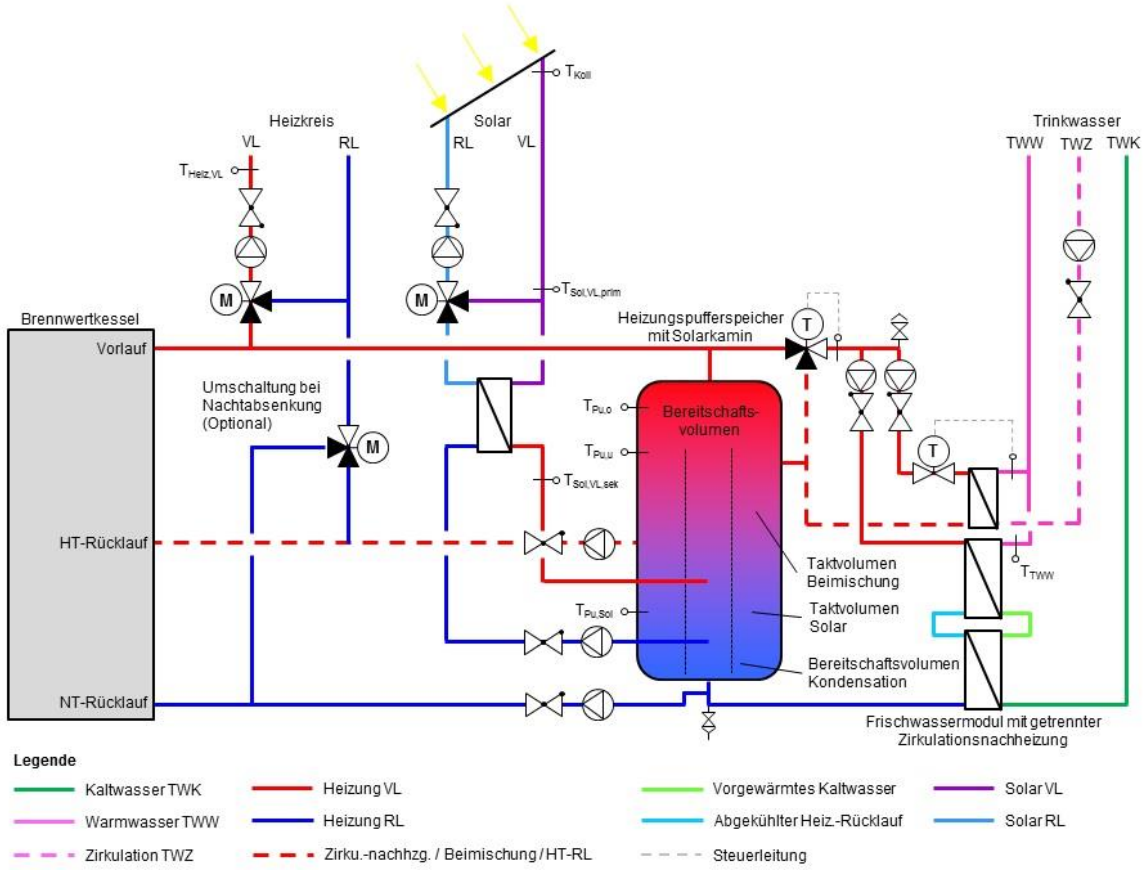

Abb. 7.20: Schema des innovativen Trinkwassererwärmungssystems mit thermischer Solaranlage und Brennwertkessel

Optimierte Betriebsweise durch das innovative Trinkwassererwärmungssystem:

- Höhere solare Erträge bei der Trinkwassererwärmung
- Steigerung des solaren Deckungsanteils
- Effiziente Nutzung des Solarpufferspeichers
- Einsparung von konventionell bereitgestellter Energie
- Reduzierung der CO_2-Emissionen
- Vermeidung von hohen Stillstandstemperaturen im Kollektor

7.2.5 Wärmepumpenanlagen

Eine Kompressions-Wärmepumpe (WP) ermöglicht es Wärmeenergie aus der Umgebung unter Zufuhr von elektrischer Hilfsenergie zur Trinkwassererwärmung oder Gebäudebeheizung nutzbar zu machen.

Eine Standard-WP besteht aus folgenden vier Grundkomponenten:

- Verdichter/Kompressor
- Kondensator/Verflüssiger (Wärmeübertrager)
- Expansionsventil
- Verdampfer (Wärmeübertrager)

Eine vereinfachte Beschreibung des Kältemittelkreislaufs soll die Betriebsweise der Standard-WP veranschaulichen. Über den Verdampfer wird aus der Umwelt (Luft, Wasser oder Erdreich) Wärmeenergie auf niedrigem Temperaturniveau aufgenommen. Dazu wird flüssiges Kältemittel mit geringem Druck und geringer Temperatur in den Verdampfer eingespritzt und mittels der Umweltwärme zum Verdampfen gebracht. Um den Verdichter vor Flüssigkeitsschlägen zu schützen, ist eine minimale Überhitzung notwendig. Das gasförmige Kältemittel wird anschließend im Verdichter unter Zuführung elektrischer Antriebsenergie verdichtet, woraufhin Druck und Temperatur ansteigen. Im Verflüssiger gibt der heiße Kältemitteldampf die Wärmeenergie zur Raumheizung oder Trinkwassererwärmung ab und kondensiert. Das noch auf hohem Druckniveau befindliche Kältemittel wird anschließend über das Expansionsventil entspannt, wodurch Druck und Temperatur fallen und der Kreislauf von neuem beginnt.

Im Gegensatz zu den bisher betrachteten Wärmeerzeugern ist bei der WP nicht die Rücklauftemperatur, sondern die Höhe des Temperaturhubs für die Effizienz entscheidend. Je höher der notwendige Temperaturhub zwischen Wärmequelleeintritt- auf Kondensationstemperatur (Nutztemperatur) ist, desto größer wird der Strombedarf des Verdichters. Die Leistungszahl, der Wirkungsgrad der WP, sinkt entsprechend.

Die Effizienz von elektrisch angetriebenen Wärmepumpenanlagen wird über die Leistungszahl und die Jahresarbeitszahl bestimmt. Die Leistungszahl ε , auch als Coefficient of Performance (COP) bezeichnet, ergibt sich aus dem Quotienten der momentan abgegebenen thermischen Wärmeleistung $\dot{Q}_{Nutz}$ zur eingesetzten elektrischen Stromaufnahme P_{el}. Die Bestimmung des $COPs$ kann nur auf kalibrierten Prüfständen unter definierten Betriebsbedingungen nach DIN EN 14511 (Vorgängernorm DIN EN 255) erfolgen.

$$COP = \varepsilon = \frac{\dot{Q}_{Nutz}}{P_{el}} \text{ ; [-]} \qquad \text{(Glg, 7.31)}$$

Die Jahresarbeitszahl (JAZ) β ist das Verhältnis der jährlich abgegebenen Wärmemenge zum eingesetzten Stromverbrauch, einschließlich der Hilfsenergie der peripheren Verbraucher (Grundwasserumwälzpumpe, Soleumwälzpumpe, Ventilator, elektrischer Zusatz-Heizstab). Der Stromverbrauch für die Regelung und Heizungsumwälzpumpe bleibt unberücksichtigt. Bei der JAZ handelt es sich um einen individuellen, nicht reproduzierbaren Richtwert zur Anlagenbewertung. Dieser hängt vom Standort des Gebäudes (Klimazone), Energieverbrauch für Raumheizung und Trinkwassererwärmung, Systemauslegungstemperaturen, Art der Wärmequelle und dem Nutzerverhalten ab.

$$JAZ = \beta = \frac{\sum Q_{Nutz}}{\sum W_{el}} ; [-] \qquad \text{(Glg, 7.32)}$$

Die Anteile des Heizwärmeverbrauchs und der Trinkwassererwärmung am Gesamtenergieverbrauch wirken sich in Form verschiedener Betriebszustände auf die Jahresarbeitszahl aus. Bei Flächenheizsysteme, die mit niedriger Vorlauftemperatur (< 35 °C) betrieben werden können, lassen sich Leistungszahlen von deutlich über 4,0 erreichen. Die Trinkwassererwärmung (Pufferspeicher mit Frischwassermodul oder Trinkwasserspeicher) erfolgt dagegen schrittweise mit einer konstanten Spreizung von 5 K bis 10 K über den Kondensator. Im Verlauf der Speicherladung sinkt die Leistungszahl mit steigendem Temperaturhub von anfänglich hohen Werten auf unter 3,0. Gegen Ende des Aufheizvorgangs, wenn die Wärmeabgabe an den Speicher unterhalb der erzeugten Wärmeleistung liegt, kommt es zum Takten der Wärmepumpe. Eine Warmwassertemperatur von 60 °C ist durch die begrenzte Vorlauftemperatur häufig nur in Kombination mit einem Elektroheizstab möglich.

In umfangreichen Feldmessungen [51] wurden 25 Erdreich-Wärmepumpen unterschiedlicher Hersteller hinsichtlicher ihrer Jahresarbeitszahl in Abhängigkeit des spezifischen Heizenergiebedarfs untersucht (Abbildung 7.21). Die mittlere Jahresarbeitszahl betrug 3,88 und die Bandbreite des Heizwärmeverbrauchs variierte zwischen 32 kWh/(m²a) und 70 kWh/(m²a). Bei den untersuchten Gebäuden handelte es sich ausschließlich um neu errichtete Einfamilienhäuser mit Niedertemperaturheizsystemen. Die Warmwassertemperatur lag zwischen 45 °C und 50 °C. Für Kleinanlagen gemäß DVGW-Arbeitsblatt W 551 besteht keine Anforderung an eine Warmwassertemperatur von 60 °C.

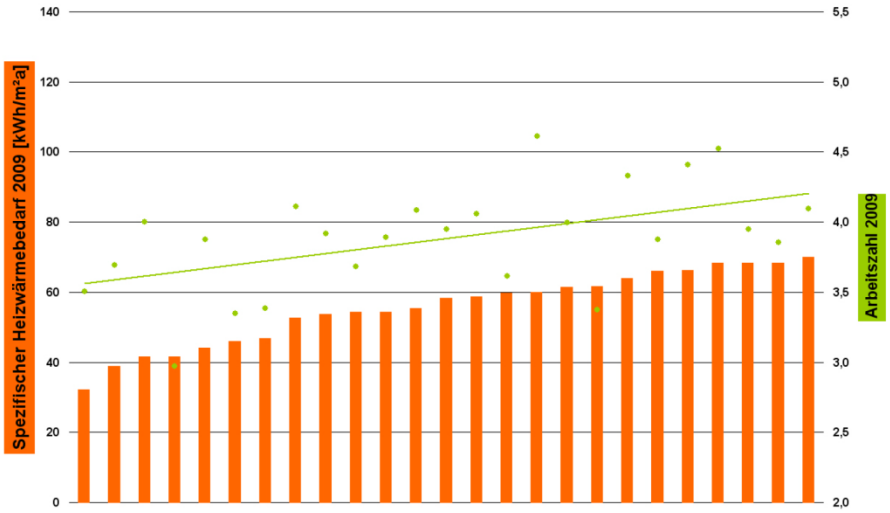

Abb. 7.21: Jahresarbeitszahl von 25 Erdreich-Wärmepumpen in Abhängigkeit des spezifischen Heizwärmebedarfs für das Jahr 2009 [51]

Wie die Regressionsgerade (grüne Linie) zeigt, steigen mit zunehmendem spezifischem Heizenergieverbrauch (orangene Säulen) die Jahresarbeitszahlen (grüne Punkte) tendenziell an. Dies ist auf den geringen Anteil der zur Trinkwassererwärmung benötigten Energie zurückzuführen. Der Gesamtenergieverbrauch aller untersuchten Gebäude teilte sich im Verhältnis von 82 % für die Gebäudebeheizung und 18 % für die Trinkwassererwärmung auf. An dieser Stelle sei vermerkt, dass der Anteil zur Trinkwassererwärmung wesentlich höher ausfallen würde, wenn die

Anforderungen an eine Großanlage zu erfüllen sind, also eine Warmwassertemperatur von 60 °C und einer Eintrittstemperatur der Zirkulation in den Trinkwassererwärmer von 55 °C.

Die Messergebnisse aus Abbildung 7.21 und Tabelle 7.7 belegen, dass die Trinkwassererwärmung einen erheblichen Einfluss auf die Effizienz von Wärmepumpenanlagen hat. Dieser wächst zudem durch die stetig steigenden Anforderungen der EnEV an die Gebäudehülle.

Tab. 7.7: Vergleich der gemessenen mittleren Jahresarbeitszahl [51] und der Leistungszahl nach DIN EN 14511 Teil 2

Wärmepumpe nach Art der Wärmequelle	Anzahl WP	JAZ_{gem}	COP_{th}
Sole/Wasser-WP (Erdreich)	25	3,88	4,49 [1)]
Wasser/Wasser-WP (Grundwasser)	3	3,95	-
Luft/Wasser-WP (Außenluft)	18	2,89	3,48 [2)]

[1)] Sole (Ein-/Austrittstemperatur) 0/-3 °C, Heizwasser (Ein-/Austrittstemperatur) 30/35 °C, (B0/W35)
[2)] Außenlufttemperatur 2 °C, Heizwasser (Ein-/Austrittstemperatur) 30/35 °C, (A2/W35)

Optimierte Trinkwassererwärmung bei Wärmepumpen mit Heißgasauskoppelung

Das Grundkonzept einer zweistufigen Wärmeauskoppelung ist bereits bekannt und wurde von [52] umfassend untersucht. Die Abhandlung beschränkt sich dabei auf den Kältekreislauf (WP-Prozess) und vernachlässigt die effiziente Einbindung in das Gesamtanlagensystem. Durch die Erweiterung der Standard-WP um zwei Wärmeübertrager wird erreicht, dass die Wärme auf verschiedenen Temperaturniveaus ausgekoppelt werden kann. Das höhere Temperaturniveau (Heißgasanteil) dient der Trinkwassererwärmung, die Kondensationswärme steht für die Gebäudebeheizung zur Verfügung. Da für die Trinkwassererwärmung im Winter keine hohen Kondensationstemperaturen erforderlich sind, lässt sich eine deutliche Effizienzsteigerung erzielen.

Zur messtechnischen Untersuchung wurde an der Hochschule München der Prototyp einer Sole/Wasser-Wärmepumpenanlage mit optimierter Heißgasauskoppelung und WP-Versuchsstand aufgebaut. Die WP hat eine Wärmeleistung von ca. 7,8 kW und ist für ein typisches Einfamilienhaus mit 160 m² Wohnfläche in Niedrigenergiebauweise konzipiert.

Für eine effektive Heißgasnutzung werden die Grundkomponenten um einen zusätzlichen Enthitzer und einen inneren Wärmeübertrager ergänzt. Zur Stabilisierung des Regelverhaltens wird ein elektronisches Expansionsventil mit selbstlernendem Überhitzungsregler verwendet, welcher es ermöglicht, bereits bekannte Betriebszustände schneller und stabiler zu regeln.

Die Ausführung der Wärmeauskoppelung, also die Einbindung der Wärmepumpe in das Anlagensystem, beeinflusst maßgeblich die Betriebsweise und hat somit Einfluss auf die Effizienz. Das grundsätzliche Ziel bei der Planung einer effizienten Wärmepumpenanlage besteht darin, ein möglichst niedriges Temperaturniveau mit langen Laufzeiten zu realisieren. Dazu wird ein Pufferspeicher entsprechend den beiden Temperaturniveaus in einen Hochtemperaturbereich für die Trinkwassererwärmung und einen Niedertemperaturbereich für die Gebäudebeheizung aufgeteilt, welche über den Enthitzer und Kondensator beladen werden. Die parallele Einbindung des Pufferspeichers zum Heizkreis und das Taktvolumen der Heizung führen zu langen Betriebsphasen (siehe Abbildung 7.23).

Die Trinkwassererwärmung mittels Frischwassermodul bietet sich aus mehrfacher Hinsicht an. Es findet durch den externen Plattenwärmeübertrager einerseits eine hohe Heizwasserauskühlung mit niedriger Rücklauftemperatur statt, andererseits ist eine Vorlauftemperatur von nur ca. 5 K über

der Warmwassertemperatur ausreichend. Auf eine Zirkulation soll aus energetischen Gründen verzichtet oder diese bedarfsabhängig, nach einem Zeitprogramm oder durch individuelle Betätigung eines Tasters, betrieben werden. Bei längeren Zirkulationsbetriebszeiten ist ein zusätzliches Umschaltventil im Rücklauf des Frischwassermoduls in die Pufferspeichermitte zu empfehlen, um eine Durchmischung des unteren kalten Pufferspeicherbereichs zu vermeiden.

Die in der Wärmepumpe eingesetzten Kältemittel bestehen je nach Anwendungsfall (Temperaturniveau) aus verschiedenen Substanzen, wodurch sie sich hinsichtlich ihrer chemischen, physikalischen und technischen Eigenschaften unterscheiden.

Kriterien, die zur Auswahl des Kältemittels R410A führten:

- Hohe volumetrische Kälteleistung (führt zu kleinen Komponenten)
- Geringer Temperaturglide von ca. 0,2 K (nahezu azeotropisches Kältemittel)
- Gute Wärmeübertragungseigenschaften
- Hohe Leistungszahl
- Hohe Effizienz in Verbindung mit einem inneren Wärmeübertrager
- Gute Umweltverträglichkeit

Die nachfolgende Beschreibung veranschaulicht den optimierten Wärmepumpenprozess am Beispiel des Kältemittelkreislaufs der zweistufigen Sole/Wasser-WP in Abbildung 7.22. Der Kreisprozess ist im Druck-Enthalpie-Diagramm für das Kältemittel R410A vereinfacht dargestellt und bezieht sich auf die Norm-Prüfbedingungen (B0/W35) zur Bestimmung des COPs (siehe Tabelle 7.7). Das Gesamtanlagenschema mit Wärmepumpe, Pufferspeicher, Frischwassermodul und Heizkreis ist in Abbildung 7.23 zu sehen. Die Wärmepumpe ist dabei mit den wesentlichen Einzelbestandteilen des Kältkreislaufs dargestellt.

Das flüssige Kältemittel wird im Verdampfer (1) bei einer Soleeintrittstemperatur von 0 °C bis zu einer Sättigung von über 90 % verdampft. Die Restverdampfung und Überhitzung (2) erfolgt im inneren Wärmeübertrager (8) durch gleichzeitige Unterkühlung des aus dem Kondensator austretenden flüssigen Kältemittelmassenstroms. Dabei wird eine Sauggastemperatur von 20 °C bis 30 °C als Sollwert ausgeregelt, was im Verdichtungsprozess (3) zu einer höheren Endtemperatur führt und einen größeren Enthitzungsanteil an der Gesamtwärmeauskoppelung zur Folge hat. Durch den Verdichtungsprozess erfährt das Kältemittel einen Druck- und Temperaturanstieg auf ca. 21,4 bar bzw. ca. 95,8 °C. Je nach Soleeintritts- und Kondensationstemperatur kann die Heißgasendtemperatur Werte zwischen 70 °C und 120 °C annehmen. Die obere Grenztemperatur gibt das im Kältemittel gebundene Esteröl zur Schmierung des Verdichters vor, welche bei rund 140 °C liegt. Die erste Stufe der Wärmeauskoppelung findet über den Enthitzer (4) statt, indem das Heißgas bis nahe an die Kondensationstemperatur von 35 °C abgekühlt wird. Eine Umwälzpumpe und ein Drei-Wege-Mischventil mit Thermostatregler regeln die Heizwassertemperatur von ca. 60 °C zur Beladung des Bereitschaftsvolumens für die Trinkwassererwärmung. In der zweiten Stufe wird das enthitzte Kältemittel durch den Kondensator (5) bis zur Kondensationstemperatur abgekühlt und durch weiteren Wärmeentzug verflüssigt. Das kühlere Heizwasser wird ins Taktvolumen Heizung eingeschichtet, wo es für die Gebäudebeheizung zur Verfügung steht. Im inneren Wärmeübertrager findet die bereits erwähnte Energieverschiebung durch Kondensatunterkühlung zur Rest-Verdampfung und Sauggasüberhitzung statt. Anschließend wird das unterkühlte Kältemittel im Expansionsventil (7) auf 6,8 bar entspannt und kühlt auf eine Verdampfungstemperatur von -5,1 °C ab.

Da die Überhitzung durch den inneren Wärmeübertrager erfolgt, kann der Verdampfer „überflutet“ und damit bei kleinerer Baugröße effektiver betrieben werden. Die niedrigere Eintrittstemperatur des unterkühlten Kältemittels in das Expansionsventil führt zur Senkung der Exergieverluste bei der Entspannung.

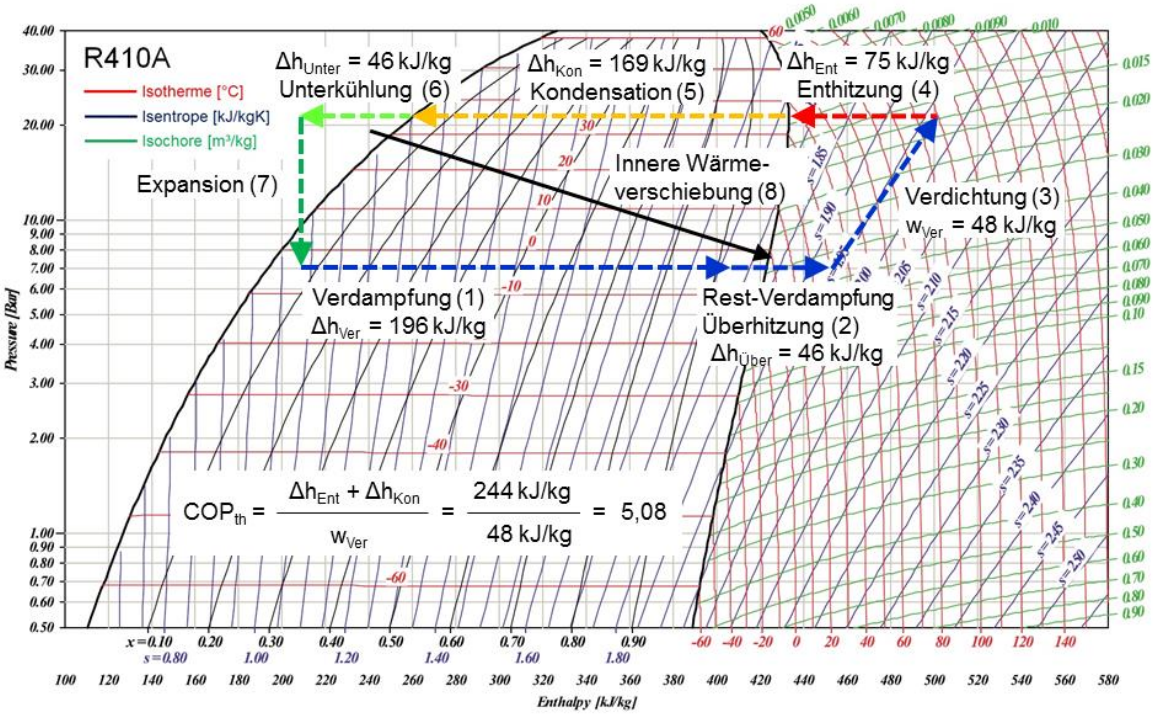

Abb. 7.22: Kältemittelkreislauf der zweistufigen Sole/Wasser-Wärmepumpe im Druck-Enthalpie-Diagramm

Im dargestellten Betriebszustand ergibt sich für die Wärmepumpe eine Gesamtwärmeleistung von ca. 7,8 kW. Davon können ca. 2,2 kW auf hohem Temperaturniveau (ca. 60 °C) über den Enthitzer ausgekoppelt werden und 5,6 kW fallen am Kondensator als Niedertemperaturwärme an. Der Anteil zur Trinkwassererwärmung über den Enthitzer beträgt 28,2 %.

Tab. 7.8: Kenngrößen des Kältekreislaufs in Abbildung 7.22

Bezeichnung	Kürzel	Einheit	Wert
Soleeintrittstemperatur (Brine)	$T_{Sole,VL}$	[°C]	0,0
Kondensationstemperatur	T_{Kon}	[°C]	35,0
Verdampfungstemperatur	T_{Ver}	[°C]	-5,0
Temperaturdifferenz am Kondensator	ΔT_{Kon}	[K]	5,0
Isentroper Gütegrad des Verdichters	η_{isen}	[%]	80,0

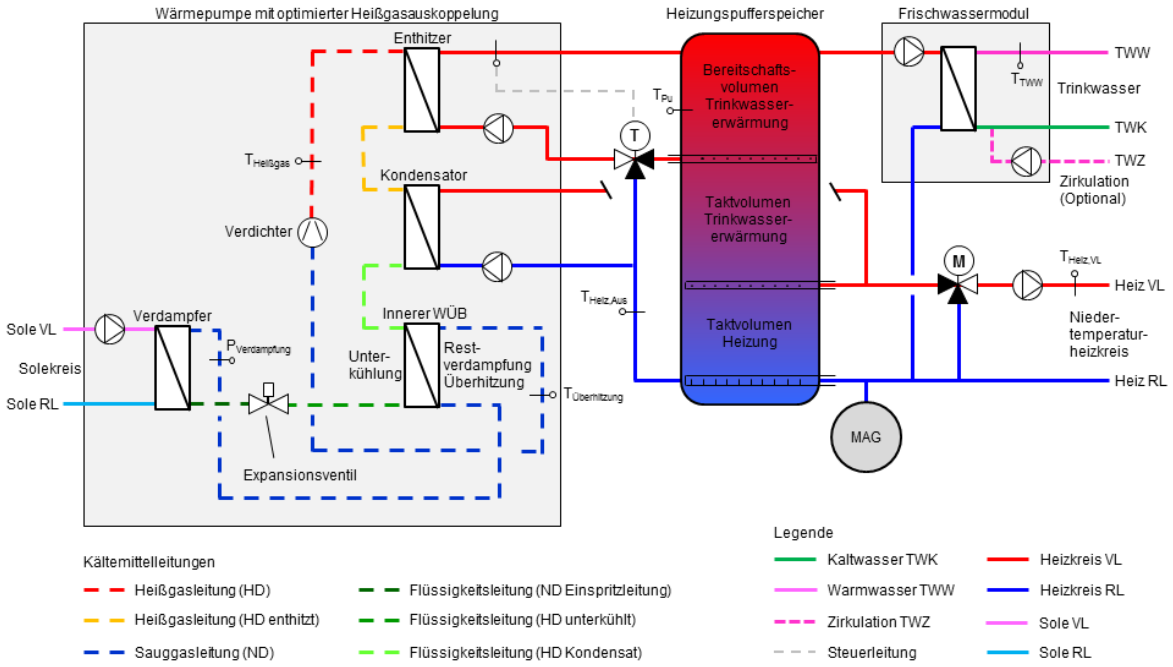

Abb. 7.23: Schema der zweistufigen Sole/Wasser-Wärmepumpenanlage mit Kältekreislauf

Die Betriebszustände der zweistufigen Wärmepumpe mit optimierter Heißgasauskoppelung ergeben sich wie folgt:

Die Wärmeanforderung kommt über die Vorlauftemperatur des Heizkreises oder der Pufferspeichertemperatur des Bereitschaftsvolumens zur Trinkwassererwärmung.

Im Winter dominiert der Heizbetrieb gegenüber der Trinkwassererwärmung mit der Heizungsvorlauftemperatur als Führungsgröße. Es findet eine stetige Wärmeabnahme aus dem Taktvolumen Heizung bzw. dem parallel eingebundenen Kondensator der Wärmepumpe durch den Heizkreis statt. Die Vorlauftemperatur des Heizkreises ist maßgebend für die Leistungszahl im Winterbetrieb. Das Taktvolumen Heizung entspricht dabei dem technischen Speicher, welcher bei konventionellen Systemen oft zur Sicherung der Mindestlaufzeit zum Einsatz kommt. Schwankende Vorlauftemperaturen im Heizkreis werden durch das Drei-Wege-Mischventil ausgeregelt. Die gleichzeitig über den Enthitzer ausgekoppelte Hochtemperaturwärme lädt das Bereitschafts- und Taktvolumen für die Trinkwassererwärmung. Eine gesonderte Betriebsphase für die Trinkwassererwärmung mit hohen Kondensationstemperaturen und niedrigen Leistungszahlen wird im Gegensatz zu einer Standard-Wärmepumpe vermieden.

Im Sommerbetrieb erfolgt vorrangig die Nachheizung des abgekühlten Bereitschaftsvolumens zur Trinkwassererwärmung über den Enthitzer. Das Frischwassermodul entnimmt das heiße Heizwasser aus dem oberen Pufferspeicherbereich und schichtet es, bis nahe der Kaltwassertemperatur abgekühlt, in den unteren Pufferspeicherbereich wieder ein. Gleichzeitig wird das Taktvolumen Heizung vom Kondensator umgewälzt und schrittweise angehoben, ohne daraus Wärme zu entnehmen. Die für die Leistungszahl maßgebende Kondensationstemperatur liegt im Vergleich zur Standard-Wärmepumpe deutlich niedriger.

Je nach Warmwasserbedarf und Enthitzerleistung können aus Komfortgründen auch Warmwassertemperaturen von 60 °C ohne größere Effizienzeinbußen realsiert werden.

Tab. 7.9: Komponentenliste der zweistufigen Sole/Wasser-Wärmepumpe

Komponente	Fabrikat	Typ	Leistung	Sonstige Angaben
Verdichter	Copeland	ZP32K3E-TFD	7,36 kW [1)]	
Expansionsventil	Honeywell	EEV2 TLEX 3,0	10,9 kW [1)]	
Überhitzungsregler	Honeywell	SHC-Controller	-	selbstlernend
Verdampfer	Alfa Laval	CB62-40	6,4 kW [1)]	mit Kältemittelverteiler
Kondensator	SWEP	B25Tx34	5,6 kW	
Enthitzer	SWEP	B15x20	2,2 kW	
Innerer Wärmeübertrager	SWEP	B8Tx20	1,3 kW	

[1)] Bezogen auf die Kälteleistung

Auf dem Versuchsstand ergeben sich für die Wärmepumpe in Bezug auf die Norm-Prüfbedingungen Leistungszahlen zwischen 4,6 und 4,8. Die Differenz zum theoretischen Wert in Abbildung 7.22 entsteht durch die Berücksichtigung der Stromaufnahme für die Sole-Umwälzpumpe und sonstiger Verluste.

In der Übergangszeit und im Winterbetrieb findet die Trinkwassererwärmung im Zuge des Heizbetriebes mit niedriger Kondensationstemperatur und hoher Leistungzahl statt. Im Sommerbetrieb erfolgt eine gezielte Nachheizung des Bereitschaftsvolumens, die Kondensationstemperatur steigt dabei im Idealfall nicht über 45 °C an. Die Leistungszahlen bewegen sich somit zwischen minimalen 3,6 im Sommerbetrieb (bei ca. 45 °C Kondensationstemperatur) und bis zu 4,8 im Winterbetrieb. Der Anteil der Heißgasauskoppelung an der Gesamtwärmeleistung beträgt zwischen 15 % im Winterbetrieb und 35 % im Sommerbetrieb. Dieser hängt von der Soleeintritts- und Kondensationstemperatur ab.

Für die optimierte Trinkwassererwärmung durch zweistufige Wärmepumpenanlagen ergibt sich somit:

- Hohe Leistungszahlen bei der Trinkwassererwärmung im Winterbetrieb
- Verbesserung der Leistungszahlen bei der Trinkwassererwärmung im Sommerbetrieb
- Steigerung der Jahresarbeitzahl
- Innerer Wärmeübertrager erhöht Anteil der Heißgasnutzung
- Optimierte Pufferspeicherbeladung führt zu langen Laufzeiten
- Komfortsteigerung durch höhere Warmwassertemperaturen ohne Effizienzeinbußen

Weiteres Optimierungspotenzial ist durch die Verwendung der zwischenzeitlich neueren Verdichtergeneration gegeben. Der im Laborversuchsstand eingesetzte Verdichter war ohne die ECM-Technologie (Electronically-Commutative-Motor) ausgestattet, welche bereits als Standard angesehen werden kann. Mit einem hocheffizieten, bürstenlosen Permanentmagnetmotor lässt sich die Stromaufnahme des Verdichters bei gleicher Wärmeleistung reduzieren und die Leistungszahl erhöhen.

Bei der zweistufigen Wärmepumpenanlage handelte es sich um Voruntersuchungen, die im Rahmen eines eigenen Forschungsvorhabens weitergeführt werden. Für Details wird an dieser Stelle auf das bis Mitte 2017 laufende Forschungsprojekt mit dem Förderkennzeichen 03ET1224A verwiesen. Das Forschungsprojekt wird vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) gefördert und durch den Projektträger Jülich (PTJ) vertreten.

7.3 Optimierung von Wärmespeichern

Thermische Speicher wie Heizungspufferspeicher oder Trinkwasserspeicher dienen der Bevorratung einer bestimmten Wärme- oder Kälteenergiemenge. Die Einbindung in das Anlagensystem und die Betriebsweise haben essentielle Auswirkung auf die Gesamteffizienz und beeinflussen die Wirtschaftlichkeit.

Die nachfolgenden Untersuchungen beziehen sich in erster Linie auf Heizungspufferspeicher, die ein wichtiger Bestandteil des innovativen Trinkwassererwärmungssystems sind. Es handelt sich dabei um sogenannte Pendelspeicher, welche zur Lastglättung beitragen und als Kurzzeit- bzw. Tagesspeicher ausgelegt werden.

Im bisherigen Verlauf dieser Arbeit konnten folgende Vor- und Nachteile durch den Einsatz von Pufferspeichern festgestellt werden:

Vorteile von Pufferspeichern:

- Reduzierung der Wärmeerzeugerleistung bzw. der Anschlussleistung von Hausstationen
- Entkoppelung des Wärmeverbrauchs von der Wärmeerzeugung führt zu längeren Laufzeiten der Wärmeerzeuger und bewirkt eine effizientere Betriebsweise (z.B. BHKW)
- Funktion als hydraulische Weiche bei mehreren Wärmeerzeugern oder -abnehmern
- Keine hygienischen Probleme wie bei Trinkwarmwasserspeichern
- Fehlende Anforderung hinsichtlich des Temperaturniveaus im Vergleich zu Trinkwarmwasserspeichern erhöht die Wärmespeicherkapazität bei thermischen Solaranlagen
- Effiziente und hygienische Trinkwassererwärmung bei Wärmepumpenanlagen in Verbindung mit Frischwassersystemen
- Sicherung der Mindestlaufzeit bei Wärmepumpenanlagen
- Keine regelmäßigen Reinigungsmaßnahmen wie bei Trinkwarmwasserspeichern
- Geringere Investitionskosten gegenüber Trinkwarmwasserspeichern

Nachteile gegenüber speicherlosen Systemen:

- Zusätzliche Wärmeverluste
- Höherer Platzbedarf
- Höhere Investitionskosten

Der Nutzungsgrad eines Wärmespeichers kann vereinfacht als das Verhältnis der nutzbaren Energie zur eingespeicherten Energie betrachtet werden. Im Betrieb treten Wärme- und Temperaturverluste auf, die zu einem Abbau der Temperaturschichtung führen und das zu entnehmende Nutzvolumen reduzieren.

Die Verluste lassen sich in zwei Kategorien einteilen:

- Wärmeverluste an die Umgebung
- Innere Misch- und Temperaturausgleichsvorgänge bedingt durch Konvektionsbewegungen und Wärmeleitvorgänge

Abbildung 7.24 zeigt die an einem Pufferspeicher auftretenden Wärme- und Temperaturverluste, die je nach Bauart und Betriebsweise in unterschiedlicher Höhe anfallen.

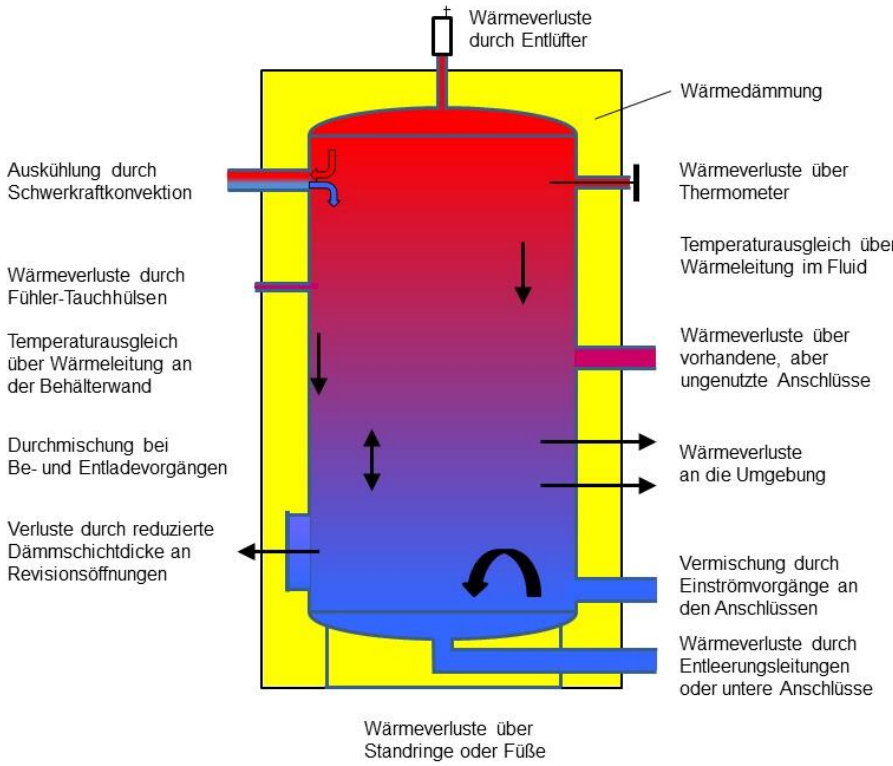

Abb. 7.24: Wärmeverluste bei Wärmespeichern (ohne innere Einbauten)

Wärmeverluste an die Umgebung:

- Wärmeverluste über die Wärmedämmung an die Umgebung
- Wärmeverluste bei reduzierter oder unterbrochener Dämmschichtdicke (z.B. Thermometer, Fühler-Tauchhülse, Revisionsöffnung, Anschlussstutzen)
- Wärmeverluste durch Schwerkraftkonvektion (Einrohrkonvektion)
- Wärmeverluste an den Boden über den Standring oder Aufstellfüße

Irreversible Misch- und Temperaturauslgeichsvorgänge:

- Durchmischung der Temperaturschichtung bei Beladevorgänge im Anschlussbereich
- Durchmischung durch abwechselnde Be- und Entladevorgänge
- Temperaturausgleich über die Fluidschichten mit unterschiedlichen Temperaturen
- Temperaturausgleich durch vertikale Wärmeleitung über die Behälterwand
- Temperaturausgleich durch innere Einbauten (z.B. Heizwendel, Schichtkamin)

Zur Minimierung der äußeren Wärmeverluste bieten inzwischen zahlreiche Hersteller zu hochwertigen Isolierungen auch Dämmschalen für unbenutzte Anschlussstutzen, Konvektionsbremsen und thermisch entkoppelte Füße als Zubehör für ihre Pufferspeicher an. Bei der konstruktiven Gestaltung der Anschlüsse existieren hinsichtlich einer ausgeprägten thermischen Schichtung (turbulenzarmes Einströmen) nach wie vor Defizite.

Im weiteren Verlauf des Kapitels, sowie in Anhang 9.7.4, werden die bestehenden Probleme verdeutlicht und einfache Lösungen zur Optimierung der Temperaturschichtung aufgezeigt. Die Schichtladeeinrichtungen sollen dabei einfach herzustellende und kostengünstige Einbauten darstellen, die keinerlei Wartung bedürfen.

Aus den Betriebsparametern und der Bauweise des Speichers ergeben sich folgende Einflussfaktoren auf die Temperaturschichtung:

- Einströmgeschwindigkeit durch den Beladevolumenstrom
- Anschlussnennweite
- Höhen-Durchmesser-Verhältnis des Speichers
- Position des Anschlusses
- Anschlusssituation
- Temperaturunterschied zwischen Belade- und Speichertemperatur
- Verlauf der Einströmung zur Hauptströmungsrichtung im Speicher
- Beeinflussung des Strömungsverlaufes durch innere Einbauten
- Vertikale Verschiebegeschwindigkeit über den Speicherquerschnitt
- Häufigkeit auftretender Be- und Entladevorgänge
- Material und Wanddicke des Speichers

7.3.1 Kennzahlen zur Bewertung des Schichtungsverhaltens

Die wichtigsten Kennzahlen zur Bewertung des Einströmverhaltens und der thermischen Schichtung werden nachfolgend beschrieben:

Beim Impuls I handelt es sich um eine vektorielle Bewegungsgröße, die sich aus dem Produkt von Geschwindigkeit w und Masse m zusammensetzt. Da es sich um eine Erhaltungsgröße handelt, wird der Impulsstrom ganz oder teilweise auf andere Teilchen übertragen. Der Impuls am Speichereintritt wird von der Eintrittsgeschwindigkeit bestimmt.

$$I = w \cdot m;\ [\mathrm{Ns}] \qquad \text{(Glg. 7.33)}$$

Die dimensionslose Reynolds-Zahl Re beschreibt das Verhältnis der Trägheitskräfte zu den Zähigkeitskräften und gibt Auskunft, ob es sich um eine laminare oder turbulente Strömungsform handelt. Eine turbulente Strömung ist durch starke Querbewegungen zur Hauptströmungsrichtung gekennzeichnet. Neben der Strömungsgeschwindigkeit ist auch die kinematische Viskosität υ des Fluids und die charakteristische Länge d des Bauteils entscheidend.

$$\mathrm{Re} = \frac{w \cdot d}{\upsilon};\ [-] \qquad \text{(Glg. 7.34)}$$

Zur Bewertung der thermischen Schichtung in einem Wärmespeicher wird der Temperaturgradient $gradT_{Sp}$ herangezogen. Dieser wird aus der maximalen Temperaturdifferenz über die entsprechende Höhe des zu betrachteten Speichersegments berechnet. Die Höhe der Übergangsschicht $h_{ÜS}$ ist anhand von Messungen zu bestimmen. Dazu wird der zeitliche Temperaturverlauf des am Temperaturfühler vorbeiströmenden Fluids erfasst und der Volumenstrom $\dot{V}_{Sp,Ein}$ aufsummiert. Das kumulierte Volumen zwischen der minimalen und maximalen Temperatur ($T_{Sp,\min}, T_{Sp,\max}$) ergibt bezogen auf die Speicherquerschnittsfläche A_{Sp} die Höhe. Dieser Übergangsbereich zwischen der warmen und kalten Temperaturschicht im Pufferspeicher wird auch als Mischvolumen V_{MV} bezeichnet.

Hohe Werte des Gradienten bedeuten eine gute Temperaturschichtung mit geringen Vermischungen. Die Anwendung der Gradienten-Methode beschränkt sich auf Strömungsgebiete mit einer über den horizontalen Speicherquerschnitt homogenen Temperaturverteilung. Im

Einströmungsbereich der Be- und Entladeeinrichtung kann, je nach Wirksamkeit der Ladeeinrichtung, die Höhe der Übergangsschicht aufgrund starker Durchmischungen geringer ausfallen.

$$grad T_{Sp} = \frac{\partial T}{\partial h} = \frac{(T_{Sp,\max} - T_{Sp,\min})}{h_{ÜS}}\ ; \text{[K/m]} \qquad \text{(Glg. 7.35)}$$

mit:

$$h_{ÜS} = \frac{\sum_{T_{Sp,\max}}^{T_{Sp,\min}} \dot{V}_{Sp,Ein} \cdot \Delta t}{A_{Sp}} = \frac{V_{MV}}{A_{Sp}}\ ; \text{[m]} \qquad \text{(Glg. 7.36)}$$

Die Bewertung der Ladeeinrichtungen durch das Mischvolumen und die Höhe der Übergangsschicht erfolgt nach der 90/10 %-Methode [53]. Diese legt in Bezug auf die minimale Temperatur (Entladetemperatur) und maximale Temperatur (Speichertemperatur am Fühler zu Beginn) die Grenzwerte fest, die zur Ermittlung des Speichervolumens dient. Die Aufsummierung des Volumenstroms beginnt mit der Unterschreitung des oberen Grenzwertes (Minimaltemperatur plus 90 % der Temperaturdifferenz) und endet mit der Unterschreitung des unteren Grenzwertes (Minimaltemperatur plus 10 % der Temperaturdifferenz). Gegenüber der Verwendung von Minimal- und Maximaltemperatur als Grenzwerte stabilisiert die 90/10 %-Methode das Verfahren und führt zu kleineren Mischvolumenanteilen. Bei unwirksamen Ladeeinrichtungen oder sehr hohen Beladevolumenströmen kann es trotzdem vorkommen, dass die untere Grenztemperatur aufgrund zu hoher Durchmischung nicht erreicht wird.

Der energetische Nutzungsgrad eines Speichers kann aus dem Verhältnis der zu entnehmenden Energie zur eingespeicherten Energiemenge gebildet werden. Mit der Festlegung einer minimalen Nutztemperatur ergibt sich entsprechend das zu entnehmende Nutzvolumen in Bezug auf das Speichervolumen.

$$\eta_{Sp} = \frac{Q_{Sp,Nutz}}{Q_{Sp}} = \frac{V_{Sp,Nutz}}{V_{Sp}}\ ; \text{[-]} \qquad \text{(Glg. 7.37)}$$

7.3.2 Optimierung von Schichtladeeinrichtungen in Pufferspeichern

Die derzeit erhältlichen Standard-Pufferspeicher verfügen über keine oder nur begrenzt wirksame bauliche Maßnahmen zur turbulenzarmen Einströmung. Es kommt bei höheren Be- und Entladevolumenströmen zur Zerstörung der Temperaturschichtung im Speicher, wodurch niedrige Rücklauftemperaturen angehoben bzw. das nutzbare Pufferspeichervolumen reduziert werden. Die Auswirkung der Rücklauftemperatur auf die Energieeffizienz wurde bereits im Vorfeld für verschiedene Wärmeerzeuger bzw. Energieträger ausführlich behandelt.

Die messtechnischen Untersuchungen von Schichtladeeinrichtungen erfolgten an einem Standard-Pufferspeicher mit 1.000 Liter Inhalt und der Anschlussnennweite DN 32. Dieser wurde mit entsprechender Messtechnik, zusätzlichen Anschlüssen sowie einem Revisionsflansch ausgestattet und in die Wärme- und Kälteversorgung des Heizungstechniklabors der Hochschule München eingebunden. Zur besseren Visualisierung des Einströmungsverhaltens wurden zusätzlich numerische Strömungssimulationen (CFD) mit der Software ANSYS/CFX durchgeführt. Aus den umfangreichen Untersuchungen wird in diesem Kapitel die jeweils beste Variante der optimierten

Ladeeinrichtungen dargestellt und mit den beiden Standardanschlüssen seitlicher und vertikaler Einlauf verglichen.

Die Lastprofile sind in Anlehnung an die Betriebszustände des innovativen Trinkwassererwärmungssystems gewählt. Der Pufferspeicher wird über einen längeren Zeitraum mit geringer Leistung durch einen Wärmeerzeuger oder externen Wärmeübertrager beladen, die Entnahme findet über die Zirkulationsnachheizung und das Frischwassermodul statt. Bei letzterem treten kurze, aber sehr hohe Leistungen bzw. Volumenströme während der Warmwasserspitzenentnahmen auf und das Heizwasser wird bis nahe an die Kaltwassertemperatur abgekühlt. Besondere Beachtung muss dabei dem unteren Anschluss zukommen, der die hohen und „schubweise“ auftretenden Volumenströme möglichst vermischungsarm in den unteren Pufferspeicherbereich einschichten soll.

Allgemeine Angaben zu den Lastprofilen:

- Beladetemperatur $T_{Sp,Ein}$ = 15 °C (~ Rücklauftemperatur Auskühlstufe)
- Beladevolumenstrom $\dot{V}_{Sp,Ein}$ = 15 l/min, 30 l/min, 45 l/min und 60 l/min
- Ausgangstemperatur im Speicher $T_{Sp,0}$ = 60 °C (~ RL-Temp. Zirkulationsnachheizung)
- Beladevolumen V_{Sp} = 200 Liter
- Einströmung in den unteren Pufferspeicherbereich

Um eine Vergleichbarkeit der vier verschiedenen Beladevolumenströme zu erhalten, wird jeweils ein Gesamtbeladevolumen von 200 Litern in den Pufferspeicher eingebracht. Die resultierende Beladedauer sowie die auf den Speicherquerschnitt bezogene Strömungseschwindigkeit und Reynolds-Zahl sind in Tabelle 7.10 zu sehen. Für den Beladevolumenstrom von 60 l/min liegt eine turbulente Strömung (Re > 2300) vor. Die Entnahme aus dem oberen Pufferspeicher bedarf keiner speziellen Ladeeinrichtung, da es sich um eine impulsfreie, glockenförmige „Absaugung“ handelt.

Tab. 7.10: Übersicht der Beladevolumenströme für die messtechnischen Untersuchungen

Belade-volumenstrom		Beladedauer	Mittlere vertikale Geschwindigkeit	Reynolds-Zahl
$\dot{V}_{Sp,Ein}$	$\dot{V}_{Sp,Ein}$	t	$w_{Sp,m}$	Re_{Sp}
[l/min]	[m³/h]	[s]	[mm/s]	[-]
15	0,9	800	0,51	612
30	1,8	400	1,02	1225
45	2,7	267	1,53	1837
60	3,6	200	2,04	2449

Die Bewertung der messtechnischen Untersuchungen erfolgt für alle vier Beladevolumenströme nach dem Mischvolumen und der Höhe der Übergangsschicht (Gleichung 7.36). Zum objektiven Vergleich wird der Temperaturverlauf nach der 90/10 %-Methode als normierte Speicher-

temperatur über die Speicherhöhe dargestellt. Bei der normierten Speichertemperatur handelt es sich um den Temperaturbereich zwischen der Belade- und der Ausgangstemperatur des Speichers (siehe Lastprofile). Der energetische Nutzungsgrad des Speichers (Gleichung 7.37) wird für den Beladevolumenstrom von 60 l/min bei vollständiger Entnahme ermittelt, die minimale Nutztemperatur ist ebenfalls auf 90 % der normierten Speichertemperatur festgelegt.

Zur Darstellung der Strömungsvorgänge an den Anschlüssen wurden dreidimensionale Strömungssimulationen für den unteren Speicherbereich (Höhe ca. 0,8 m) durchgeführt. Der Beladevolumenstrom beträgt mit Ausnahme des vertikalen Einlaufs DN 32 jeweils 60 l/min. Der zeitliche Verlauf der Temperaturschichtung ist auf der Symmetrieebene (vertikaler Schnitt durch den Anschluss) nach 50 s, 100 s und 200 s dargestellt. Das Geschwindigkeitsprofil ist ebenfalls auf der Symmetrieebene und einer um 90° zu dieser gedrehten Schnittebene nach 50 s zu sehen. In einer räumlichen Darstellung wird die Strömungsverfolgung (Streamline) anhand der Strömungsgeschwindigkeit gezeigt.

Alle weiteren Details zum Versuchsstand, den Ladeeinrichtungen sowie den Simulationen können dem Anhang A.9.7.4 entnommen werden.

7.3.2.1 Seitlicher Einlauf (Standard 1)

Der seitliche Einlauf stellt den Standard-Anschluss für einen Speicher dar. Die Rohrstutzen werden seitlich an den zylindrischen Teil des Speichers in verschiedenen Höhen angeschweißt. Die Anschlussnennweiten richten sich in der Regel nach dem Speichervolumen. Aus Fertigungsgründen wird seitens des Herstellers häufig ein lichter Abstand von mindestens 2 cm zwischen Anschluss und gewölbten Boden angegeben.

Kenndaten des seitlichen Einlaufs:

- Nennweite DN 32 (1¼“)
- Innendurchmesser d_i = 35,9 mm
- Freie Querschnittsfläche A_{Frei} = 1012 mm²

Tab. 7.11: Berechnete Kennwerte des seitlichen Einlaufs

Bezeichnung	Kürzel	Einheit	Zahlenwert			
Beladevolumenstrom	$\dot{V}_{Sp,Ein}$	[l/min]	15	30	45	60
Mittlere Eintrittsgeschw. in den Speicher	$w_{Sp,Ein,m}$	[m/s]	0,25	0,49	0,74	0,99
Reynolds-Zahl (Innendurchmesser)	Re_{Ein}	[-]	6209	12418	18627	24836

In Abbildung 7.25 sind die Temperaturverläufe beim seitlichen Einlauf für die vier Beladevolumenströme zu sehen. Für den Beladevolumenstrom von 15 l/min ist das Mischvolumen nach der 90/10 %-Methode angegeben und dazu exemplarisch die Höhe der Übergangsschicht abgebildet. Die Grenzwerte sind in der Abbildung als schwarz gestrichelte Linien gekennzeichnet.

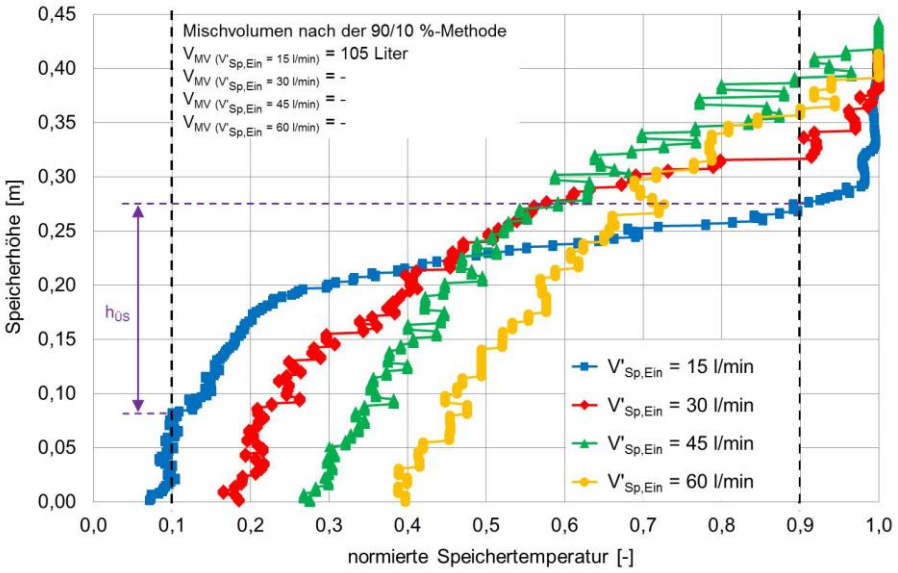

Abb. 7.25: Gemessene Temperaturverläufe und Mischvolumina beim seitlichen Einlauf DN 32

Es ist gut zu erkennen, dass sich für den niedrigen Beladevolumenstrom mit 15 l/min noch eine erkennbare Temperaturschichtung ausbilden kann. Diese wird durch den hohen Temperaturunterschied von ca. 45°K, welcher im realen Betrieb nicht immer gegeben ist, begünstigt. Bereits ab einen Volumenstrom von 30 l/min wird der untere Grenzwert nicht mehr erreicht, da sich exponentiell abklingende Temperaturverläufe durch die starken Mischungsvorgänge im Speicher ergeben. Somit sind weitere fundierten Bewertungen über das Mischvolumen und die Höhe der Übergangsschicht nicht mehr gegeben. Die unstetigen Temperaturverläufe bei 45 l/min und 60 l/min deuten auf turbulente, dreidimensionale Strömungsvorgänge im Speicher hin, die durch die hohe Eintrittsgeschwindigkeit hervorgerufen werden.
Für einen Volumenstrom von 60 l/min steht bei vollständiger Entleerung in Bezug auf die minimale Nutztemperatur ein Speichervolumen von 675 Liter zur Verfügung.

Tabelle 7.12 fasst die Messergebnisse beim seitlichen Einlauf DN 32 zusammen.

Tab. 7.12: Messergebnisse des seitlichen Einlaufs DN 32

Bezeichnung	Kürzel	Einheit	Zahlenwert			
Beladevolumenstrom	$\dot{V}_{Sp,Ein}$	[l/min]	15	30	45	60
Mischvolumen	V_{MV}	[Liter]	105	-	-	-
Höhe der Übergangsschicht	$h_{ÜS}$	[m]	0,214	-	-	-
Nutzbares Speichervolumen	$V_{Sp,Nutz}$	[Liter]	-	-	-	675

Abbildungen 7.26 und 7.27 zeigen die Simulationsergebnisse beim seitlichen Einlauf DN 32 mit einem Beladevolumenstrom von 60 l/min.

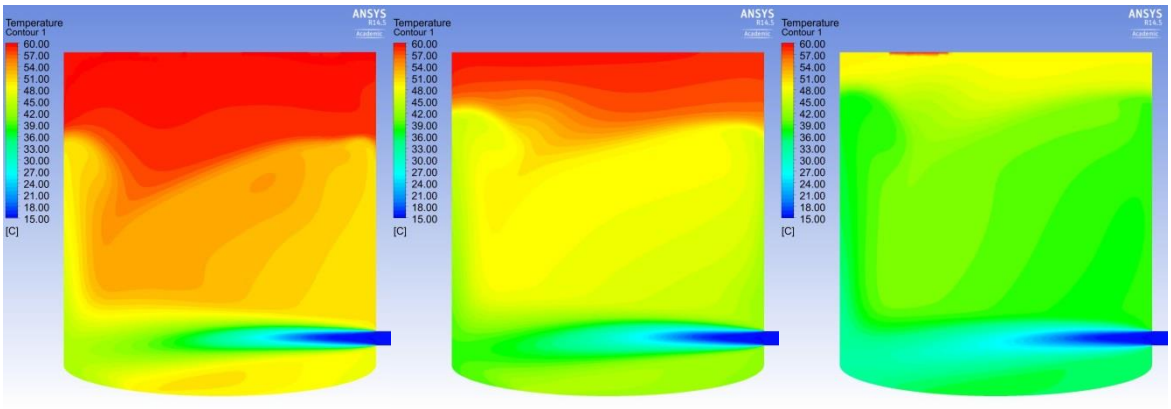

Abb. 7.26: Temperaturverteilung beim seitlichen Einlauf DN 32 nach 50 s, 100 s und 200 s (von links nach rechts)

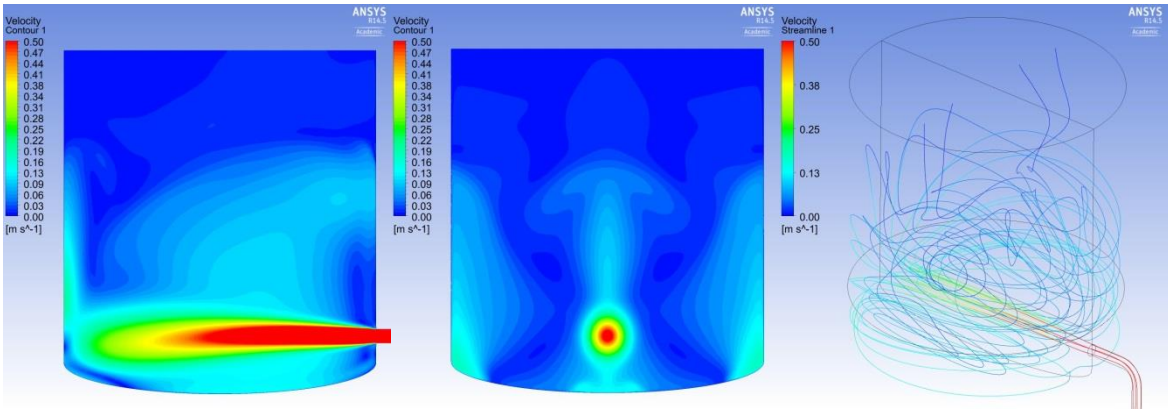

Abb. 7.27: Geschwindigkeitsprofile und Strömungsverfolgung beim seitlichen Einlauf DN 32 nach 50 s (Geschwindigkeiten größer 0,5 m/s sind in rot dargestellt)

Die Ergebnisse aus den Simulationen bestätigen die Messergebnisse dahingehend, dass eine ausgeprägte Temperaturschichtung bei hoher Eintrittsgeschwindigkeit nicht gegeben ist. Die Geschwindigkeit baut sich entlang des Strömungsweges durch den Speicherquerschnitt nur langsam ab und bewirkt, dass der Strahl auf die dem Einlauf gegenüberliegende Behälterwand triff und von dieser reflektiert wird. Die Strömung legt sich zudem an die Behälterwandung an, wodurch dieser Effekt verstärkt wird. Es kommt zu einer Durchmischung des gesamten unteren Speicherbereichs, die sich als homogene Temperaturverteilung in Abbildung 7.26 (rechts) zeigt. Es liegt am Ende des Beladevorgangs eine Mischtemperatur von ca. 40 °C vor.

Abbildungen 7.28 und 7.29 zeigen die Simulationsergebnisse beim seitlichen Einlauf DN 50 mit einem Beladevolumenstrom von 60 l/min. Durch die Vergrößerung der Anschlussnennweite von DN 32 auf DN 50 (d_i = 53 mm) reduziert sich die mittlere Eintrittsgeschwindigkeit von 0,99 m/s auf 0,45 m/s und stellt eine erste Optimierungsvariante dar.

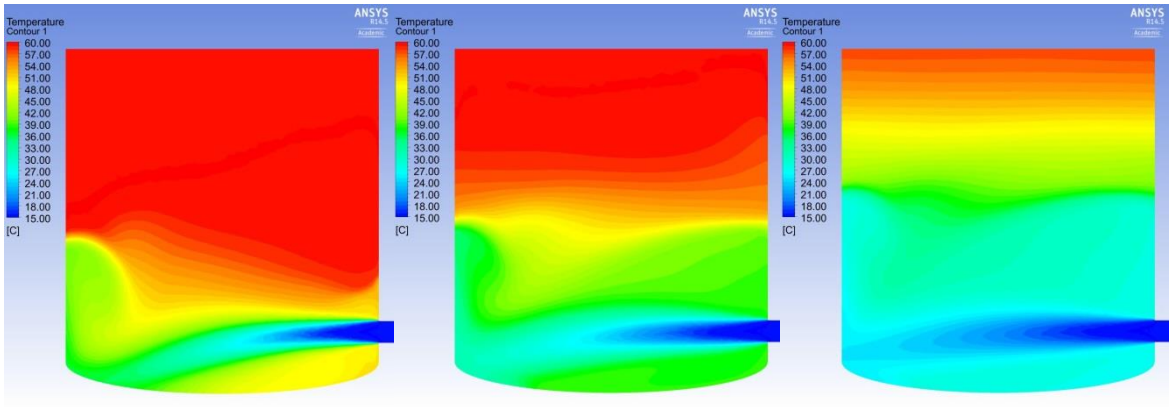

Abb. 7.28: Temperaturverteilung beim seitlichen Einlauf DN 50 nach 50 s, 100 s und 200 s (von links nach rechts)

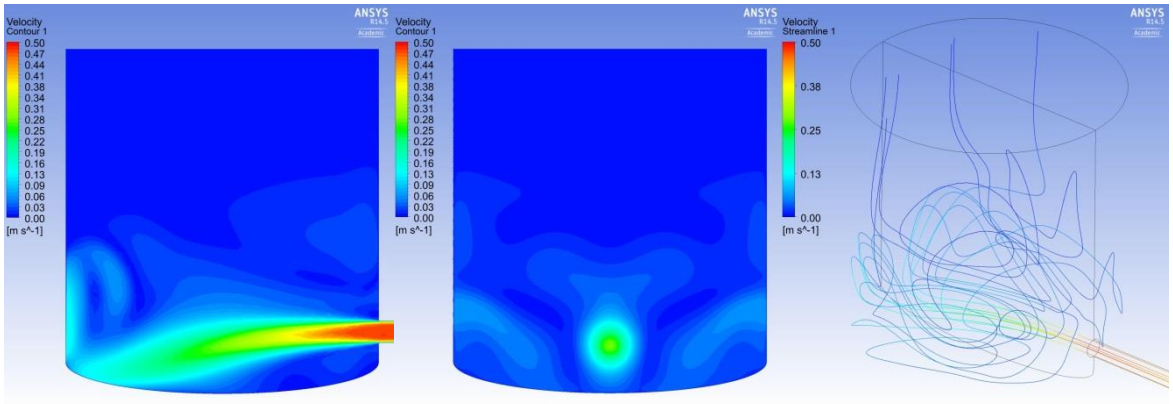

Abb. 7.29: Geschwindigkeitsprofile und Strömungsverfolgung beim seitlichen Einlauf DN 50 nach 50 s

Die deutlich geringere Einströmgeschwindigkeit bewirkt, dass unter dem Einfluss der Schwerkraft der Strahl zum Speicherboden hin abgelenkt wird. Im Vergleich zum seitlichen Einlauf DN 32 ist der Durchmischungsbereich kleiner und es bildet sich ein Übergangsbereich ab einer Speicherhöhe von ca. 0,5 m aus. Die mittlere Temperatur im Durchmischungsgebiet liegt bei ca. 30 °C und damit um ca. 10 K niedriger als beim seitlichen Einlauf in DN 32.

Die asymmetrische Einströmung vom zylindrischen Speicherrand, die senkrecht zur Hauptströmungsrichtung im Speicher verläuft, führt stets zu Verwirbelungen und Vermischungseffekten. Damit zeigt sich, dass der seitliche Einlauf zum Erreichen einer ausgeprägten Temperaturschichtung ungeeignet ist.

7.3.2.2 Vertikaler Einlauf (Standard 2)

Neben dem seitlichen Einlauf findet auch der vertikale Einlauf, speziell bei Edelstahl-Trinkwasserspeichern, häufig Anwendung. Der Anschluss erfolgt mittig am gewölbten Boden und wird über einen Anschlussbogen zur besseren Anschlussmöglichkeit seitlich herausgeführt. Die Anschlussnennweiten richten sich wiederum nach dem Inhalt des Speichers.

Die Kenndaten und Kennwerte entsprechen denen des seitlichen Einlaufs (siehe Kapitel 7.3.2.1).

In Abbildung 7.30 sind die Temperaturverläufe beim vertikalen Einlauf für die vier Beladevolumenströme zu sehen. Für alle Beladevolumenströme wird der untere Grenzwert nach der 90/10 %-Methode nicht erreicht, eine Bewertung nach dem Mischvolumen und der Höhe der Übergangsschicht ist somit nicht gegeben.

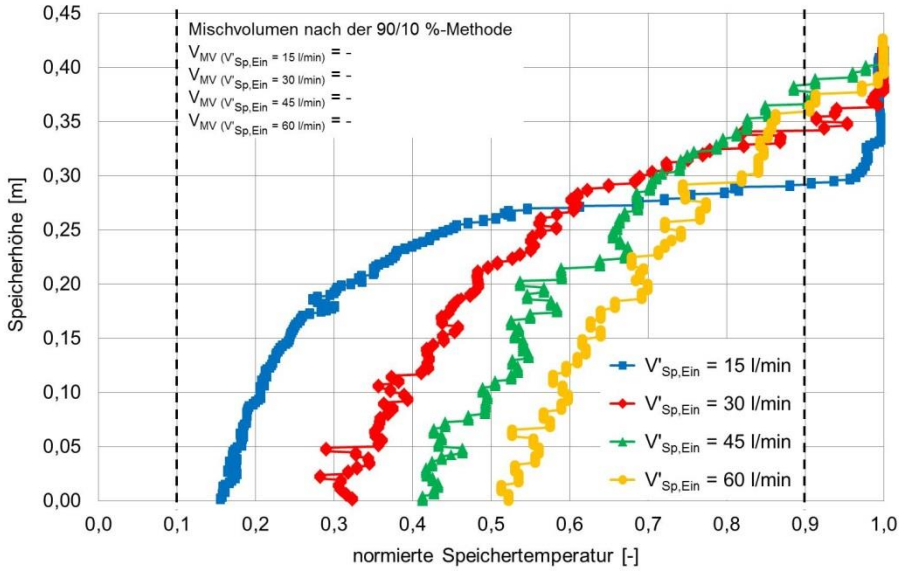

Abb. 7.30: Gemessene Temperaturverläufe und Mischvolumina beim vertikalen Einlauf

Bereits ein Beladevolumenstrom von 15 l/min führt zu hohen Durchmischungen, sodass sich der Temperaturverlauf nur langsam dem unteren Grenzwert annähert. Wie schon beim seitlichen Einlauf DN 32, deuten die unsteten Temperaturverläufe auf turbulente Strömungsvorgänge im unteren Speicherbereich hin.
Für einen Volumenstrom von 60 l/min steht bei vollständiger Entleerung in Bezug auf die minimale Nutztemperatur ein Speichervolumen von 615 Liter zur Verfügung. Von allen getesteten Ladeeinrichtungen ist hier der energetische Nutzungsgrad am niedrigsten.

Abbildungen 7.31 und 7.32 zeigen die Simulationsergebnisse beim vertikalen Einlauf mit einem Beladevolumenstrom von 30 l/min. Die Simulation wurde mit einem halbierten Beladevolumenstrom durchgeführt, da andernfalls eine Änderung des Speichermodells notwendig gewesen wäre. Bei einem Beladevolumenstrom von 60 l/min traten zu hohen Eindringtiefen des Strahls in den Speicher auf und führten zum Verlassen des Rechengebietes (Modell- bzw. Bilanzgrenze).

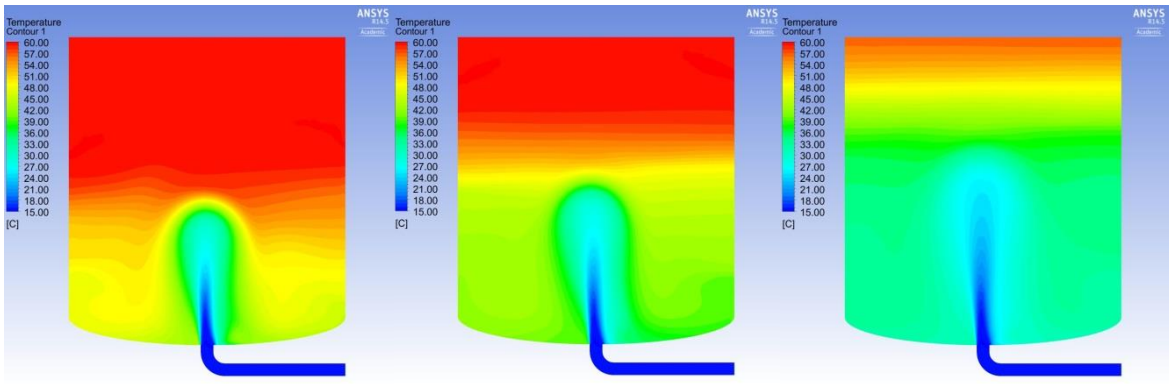

Abb. 7.31: Temperaturverteilung beim vertikalen Einlauf nach 100 s, 200 s und 400 s (von links nach rechts)

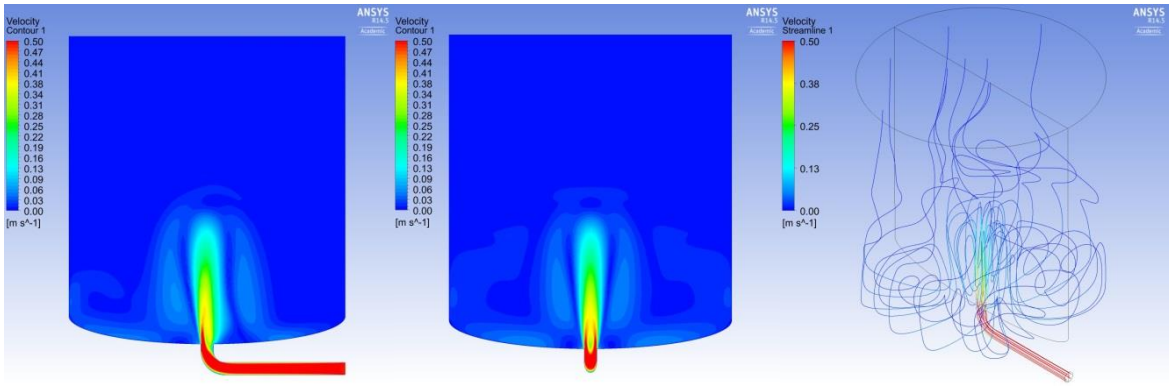

Abb. 7.32: Geschwindigkeitsprofile und Strömungsverfolgung beim vertikalen Einlauf nach 100 s (Geschwindigkeiten größer 0,5 m/s sind in rot dargestellt)

Das Einströmverhalten ist vergleichbar mit dem aus der Lüftungstechnik bekannten Quellluftauslass. Die vertikale Eintrittsgeschwindigkeit wird durch die Reibungskräfte gebremst und das kältere Wasser sinkt durch den Schwerkrafteinfluss nach unten. Mit abnehmender Temperaturdifferenz steigt die Eindringtiefe an, da der Dichteunterschied abnimmt und die Impulskräfte dominieren. Es lässt sich außerdem eine leichte Ablenkung des Strahls durch die Geschwindigkeitsverteilung am Rohrkrümmer feststellen.

Beim vertikalen Einlauf zeigt sich ebenfalls, dass eine turbulenzarme Einströmung nicht erreicht werden kann und somit als Ladeeinrichtung nicht geeignet ist.

Optimierungsmöglichkeiten:

- Größere Anschlussnennweite (nur geringfügige Verbesserung)
- Radial-Diffusor/Prallplatte (siehe Kapitel 7.3.2.3)

7.3.2.3 Radial-Diffusor/Prallplatte

Eine einfache aber sehr wirkungsvolle Ladeeinrichtung stellt der in Kältespeichern bereits häufig eingesetzte Radial-Diffusor dar. Dieser besteht aus zwei parallelen Platten mit definiertem Abstand, wovon eine mit einer mittigen Einströmöffnung versehen ist. Der Eintrittsimpuls trifft dabei frontal auf die durchgängige Platte und wird in radiale Richtung umgelenkt. Dadurch, dass sich der freie Strömungsquerschnitt mit zunehmendem Radius in Fließrichtung aufweitet, aber kein Wasser aus dem Speicher mitgerissen werden kann, bauen sich Eintrittsgeschwindigkeit und -impuls im engen Plattenzwischenraum ab.

Die Auslegung ist in Anhang A.9.7.4 zu finden.

Kenndaten des Radial-Diffusors:

- Anschlussnennweite DN 32 (1¼“)
- Innendurchmesser (Anschluss) d_i = 35,9 mm
- Plattendurchmesser (Diffusor) D = 269 mm
- Spaltbreite b = 6,3 mm
- Freie Querschnittsfläche A_{Frei} = 5324 mm²

Tab. 7.13: Kennwerte des Radial-Diffusors

Bezeichnung	Kürzel	Einheit	Zahlenwert			
Beladevolumenstrom	$\dot{V}_{Sp,Ein}$	[l/min]	15	30	45	60
Mittlere Eintrittsgeschw. in den Speicher	$w_{Sp,Ein,m}$	[m/s]	0,05	0,09	0,14	0,19
Reynolds-Zahl (Spaltbreite)	Re_{Ein}	[-]	414	829	1243	1657

In Abbildung 7.33 sind die Temperaturverläufe beim Radial-Diffusor für die vier Beladevolumenströme zu sehen.

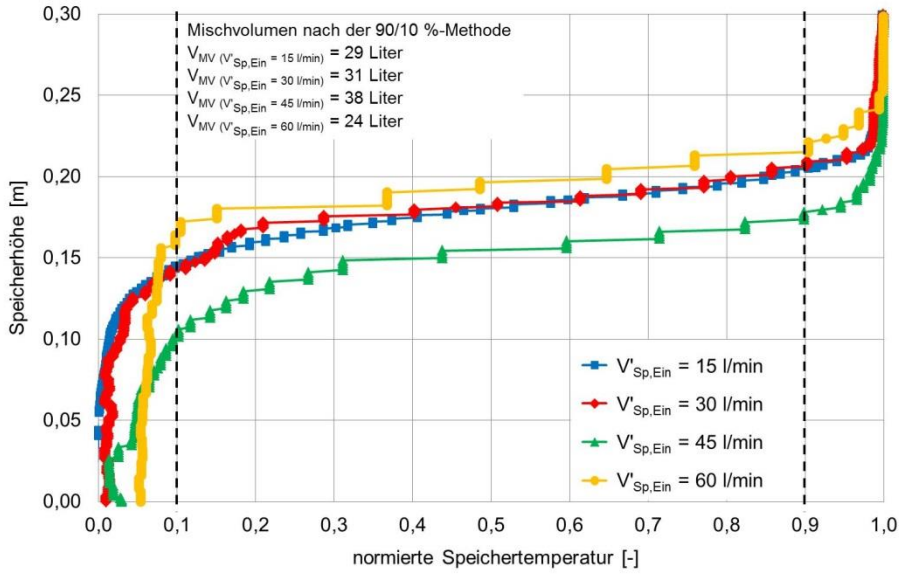

Abb. 7.33: Gemessene Temperaturverläufe und Mischvolumina beim Radial-Diffusor

Beim Radial-Diffusor ergeben sich für alle vier Beladevolumenströme nahezu identische Temperaturverläufe mit ähnlich niedrigen Mischvolumina und kleinen Übergangsschichthöhen. Bei den kleinen Volumenströmen von 15 l/min und 30 l/min findet so gut wie keine Vermischung statt und die untere Speichertemperatur nähert sich der Beladetemperatur. Alle Messreihen weisen einen ausgeprägten, stetigen Verlauf auf, wodurch größere Querbewegungen im Speicher ausgeschlossen werden können. Der hohe Temperaturgradient, der sich als steiler Temperaturabfall (waagerechter Verlauf) darstellt, bestätigt das gute Schichtungsverhalten.
Für einen Volumenstrom von 60 l/min steht bei vollständiger Entleerung in Bezug auf die minimale Nutztemperatur ein Speichervolumen von 853 Liter zur Verfügung.

Tabelle 7.14 fasst die Messergebnisse beim Radial-Diffusor zusammen.

Tab. 7.14: Messergebnisse des Radial-Diffusors

Bezeichnung	Kürzel	Einheit	Zahlenwert			
Beladevolumenstrom	$\dot{V}_{Sp,Ein}$	[l/min]	15	30	45	60
Mischvolumen	$\dot{V}_{MV}$	[Liter]	29	31	38	24
Höhe der Übergangsschicht	$h_{ÜS}$	[m]	0,059	0,063	0,078	0,049
Nutzbares Speichervolumen	$V_{Sp,Nutz}$	[Liter]	-	-	-	853

Abbildungen 7.34 und 7.35 zeigen die Simulationsergebnisse mit Radial-Diffusor bei einem Beladevolumenstrom von 60 l/min.

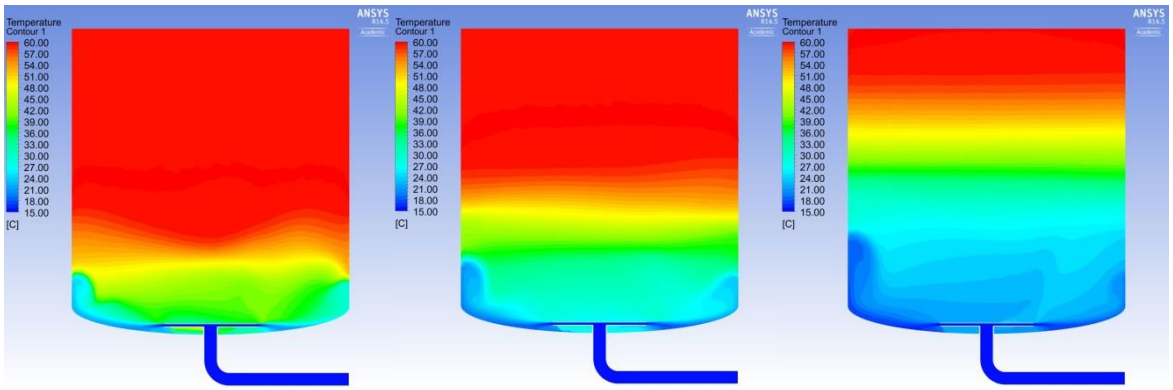

Abb. 7.34: Temperaturverteilung beim Radial-Diffusor nach 50 s, 100 s und 200 s (von links nach rechts)

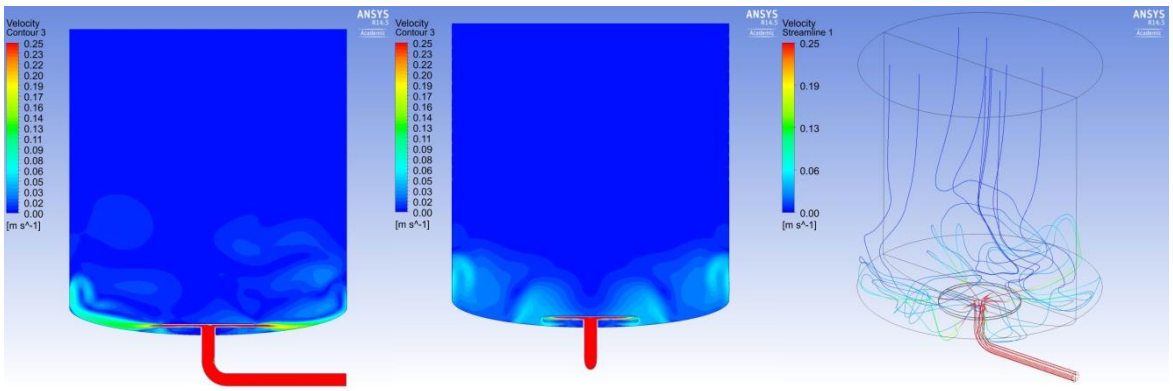

Abb. 7.35: Geschwindigkeitsprofile und Strömungsverfolgung beim Radial-Diffusor nach 50 s (Geschwindigkeiten größer 0,25 m/s sind in rot dargestellt)

Größere Verwirbelungen beschränken sich auf den Bereich innerhalb des gewölbten Bodens und am äußeren Rand des unteren Speicherbereichs (siehe Abbildung 7.34.). Diese ergeben sich durch die hohe Austrittsgeschwindigkeit über die Spaltbreite, wodurch sich der Strahl am Behälterboden anlegt und an der zylindrischen Wandung aufsteigt. Kleinere Querströmungen treten vereinzelt über dem Radial-Diffusor auf, wenn das kalte Wasser vom Randbereich in die Speichermitte zurückfließt. Es findet nur eine annährend radialsymmetrische Ausströmung über den freien, umlaufenden Plattenspalt statt, da sich der Einfluss des Rohrkrümmers bemerkbar macht.

Eine vereinfachte Variante des Radial-Diffusors besteht aus einer Prallplatte, die ein vertikales Einströmen in den Speicher verhindert. Um eine Vergleichbarkeit der Messungen zu gewährleisten, sind die Abmessungen und die Lage der Prallplatte wie beim Radial-Diffusor ausgeführt. Die Kennwerte des Anschlusses entsprechen dem vertikalen Einlauf.

In Abbildung 7.36 sind die Temperaturverläufe bei Verwendung einer Prallplatte für die vier Beladevolumenströme zu sehen.

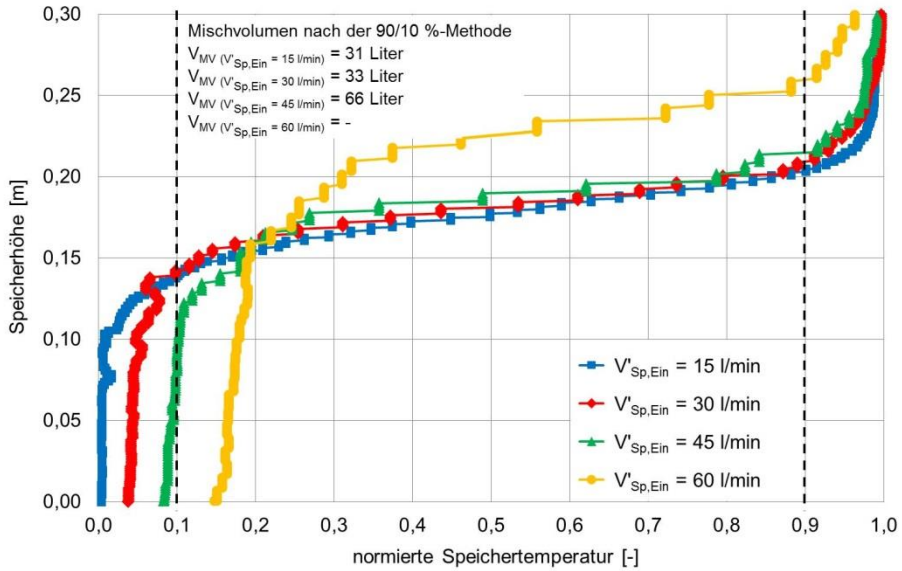

Abb. 7.36: Gemessene Temperaturverläufe und Mischvolumina bei der Prallplatte

Für Beladevolumenströme bis 30 l/min lassen sich gute Ergebnisse hinsichtlich der vermischungsarmen Einschichtung erzielen. Bei höheren Volumenströmen wird der Strahl an der Prallplatte abgelenkt und tritt mit hoher Geschwindigkeit in den Speicher ein, wo er für stärkere Verwirbelungen sorgt. Die Mischvolumina und Höhen der Übergangsschichten fallen gegenüber dem Radial-Diffusor deutlich höher aus.
Für einen Volumenstrom von 60 l/min steht bei vollständiger Entleerung in Bezug auf die minimale Nutztemperatur ein Speichervolumen von 815 Liter zur Verfügung.

Tabelle 7.15 fasst die Messergebnisse der Prallplatte zusammen.

Tab. 7.15: Messergebnisse der Prallplatte

Bezeichnung	Kürzel	Einheit	Zahlenwert			
Beladevolumenstrom	$\dot{V}_{Sp,Ein}$	[l/min]	15	30	45	60
Mischvolumen	$\dot{V}_{MV}$	[Liter]	31	33	66	-
Höhe der Übergangsschicht	$h_{ÜS}$	[m]	0,064	0,067	0,135	-
Nutzbares Speichervolumen	$V_{Sp,Nutz}$	[Liter]	-	-	-	815

Abbildungen 7.37 und 7.38 zeigen die Simulationsergebnisse der Prallplatte mit einem Beladevolumenstrom von 60 l/min.

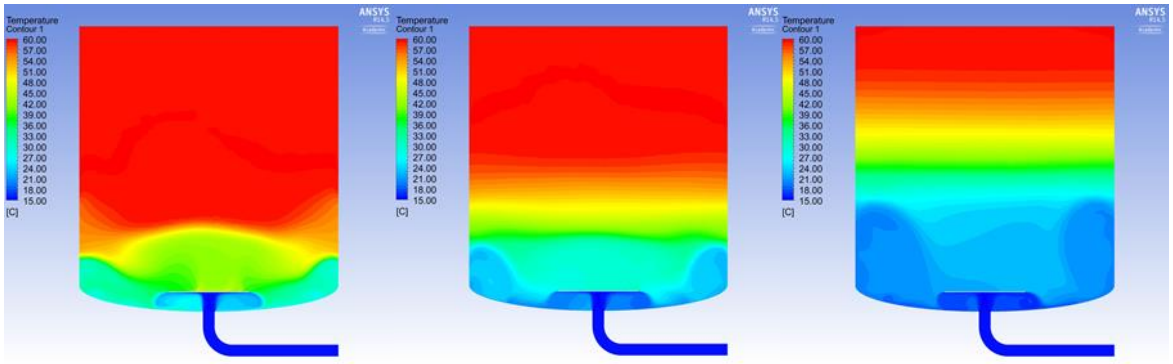

Abb. 7.37: Temperaturverteilung der Prallplatte nach 50 s, 100 s und 200 s (von links nach rechts)

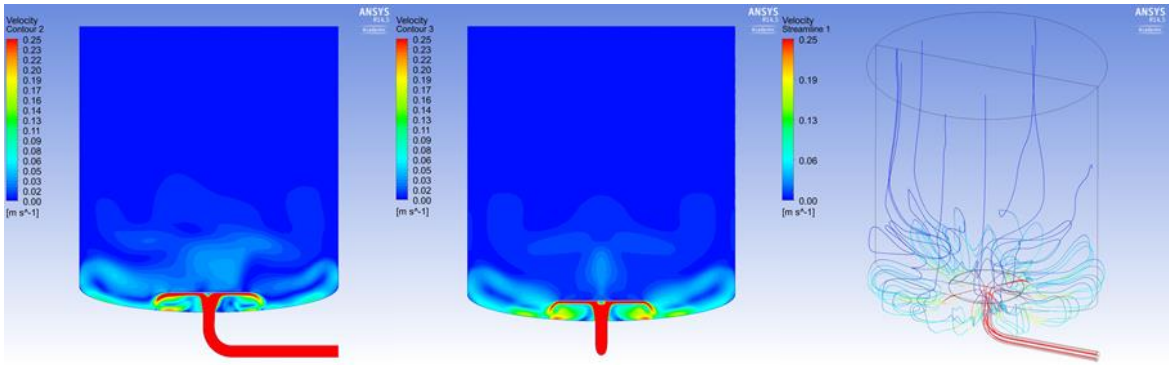

Abb. 7.38: Geschwindigkeitsprofile und Strömungsverfolgung der Prallplatte nach 50 s (Geschwindigkeiten größer 0,25 m/s sind in rot dargestellt)

Größere Verwirbelungen treten nur im unteren Speicherbereich auf. Die Wirbelschichtdicke ist ausgeprägter als beim Radial-Diffusor und dringt tiefer in die horizontale Speichermitte ein. Ab einer Höhe von ca. 0,4 m findet, wie auch beim Radial-Diffusor, keine Beeinflussung der Übergangsschicht statt.

Sowohl der Radial-Diffusor als auch die einfache Prallplatte bieten eine deutliche Verbesserung des Temperaturschichtungsverhaltens gegenüber den beiden Standard-Anschlüssen ohne Ladeeinrichtung. Bei kleinen und mittleren Beladevolumenströmen ist eine Prallplatte ausreichend, für hohe Volumenströme ist der Einsatz eines Radial-Diffusors zu empfehlen. Beide Varianten sind kostengünstig herzustellen und wartungsfrei.

7.3.2.4 Laderohr

Als Laderohr wird im Nachfolgenden eine Verlängerung des seitlichen Anschlussstutzens in den Speicher verstanden. Dieses mit Öffnungen in Form von Schlitzen oder Bohrungen versehene Rohr lässt das Fluid beruhigt in den Speicher eintreten. Laderohre sind einfach und kostengünstig herzustellen und auch flexibel auf die jeweiligen Speicherabmessungen anzupassen. Bei Bestandsanlagen bietet sich zudem die Möglichkeit der Nachrüstung.

Die Details zu den untersuchten Varianten sind in Anhang A.9.7.4 zu finden.

Kenndaten des Laderohrs:

- Innendurchmesser d_i = 53 mm (Nennweite DN 50)
- Anordnung quer zur Fließrichtung mit den Schlitzen nach unten
- Anzahl Schlitze n_S = 32 Stück
- Schlitzbreite b_S = 2,5 mm
- Schlitztiefe t_S = 18,7 mm
- Öffnungswinkel α = 120° (bzw. +/- 60° von der Lotrechten)
- Optimierter Schlitzabstand (siehe Anhang)
- Freie Querschnittsfläche aller Schlitze A_{Frei} = 4440 mm²

Tab. 7.16: Kennwerte des Laderohrs

Bezeichnung	Kürzel	Einheit	Zahlenwert			
Beladevolumenstrom	$\dot{V}_{Sp,Ein}$	[l/min]	15	30	45	60
Mittlere Eintrittsgeschw. in den Speicher	$w_{Sp,Ein,m}$	[m/s]	0,06	0,11	0,17	0,23
Reynolds-Zahl (Schlitzbreite)	Re_{Ein}	[-]	197	294	591	789

In Abbildung 7.39 sind die Temperaturverläufe bei Verwendung eines Laderohrs für die vier Beladevolumenströme zu sehen.

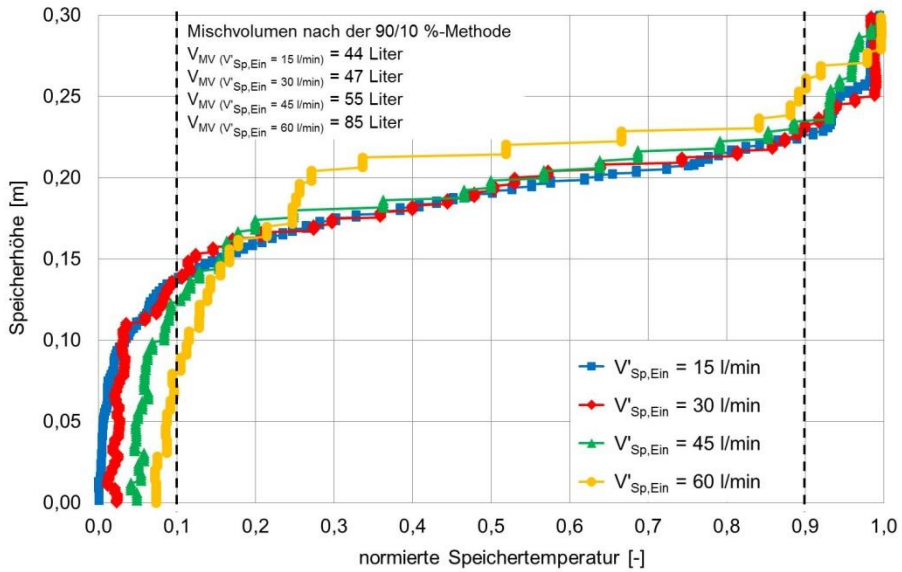

Abb. 7.39: Gemessene Temperaturverläufe und Mischvolumina beim Laderohr

Für Beladevolumenströme bis 45 l/min können mit dem Laderohr gute Ergebnisse hinsichtlich der Temperaturschichtung erzielt werden, darüber ist mit einem Anstieg des Mischvolumens zu rechnen. Die Vermischung ist hauptsächlich auf die Fallhöhe zwischen Laderohr und gewölbtem Boden sowie der zu Hauptströmungsrichtung entgegengesetzten Einströmung zurückzuführen.
Für einen Volumenstrom von 60 l/min steht bei vollständiger Entleerung in Bezug auf die minimale Nutztemperatur ein Speichervolumen von 828 Liter zur Verfügung.

Tabelle 7.17 fasst die Messergebnisse des Laderohrs zusammen.

Tab. 7.17: Messergebnisse des Laderohrs

Bezeichnung	Kürzel	Einheit	Zahlenwert			
Beladevolumenstrom	$\dot{V}_{Sp,Ein}$	[l/min]	15	30	45	60
Mischvolumen	V_{MV}	[Liter]	44	47	55	85
Höhe der Übergangsschicht	$h_{ÜS}$	[m]	0,089	0,096	0,112	0,174
Nutzbares Speichervolumen	$V_{Sp,Nutz}$	[Liter]	-	-	-	828

Abbildungen 7.40 und 7.41 zeigen die Simulationsergebnisse bei Verwendung eines Laderohrs mit einem Beladevolumenstrom von 60 l/min.

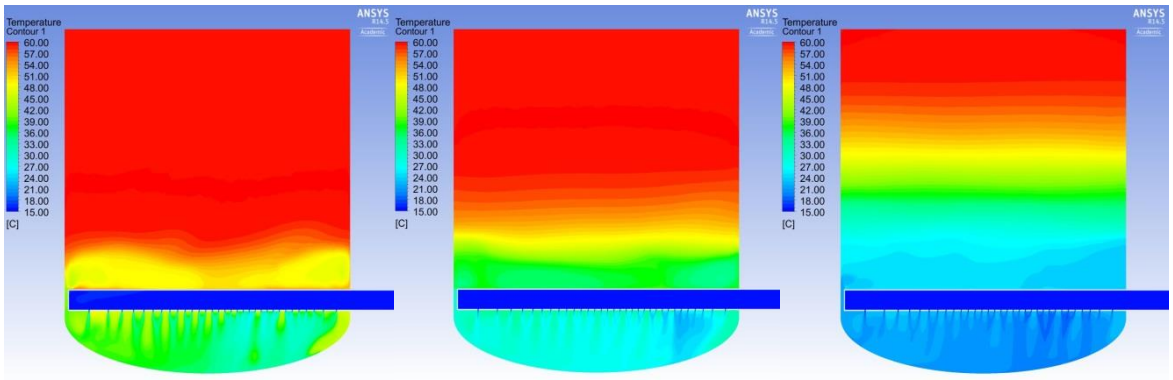

Abb. 7.40: Temperaturverteilung bei Verwendung eines Laderohrs nach 50 s, 100 s und 200 s (von links nach rechts)

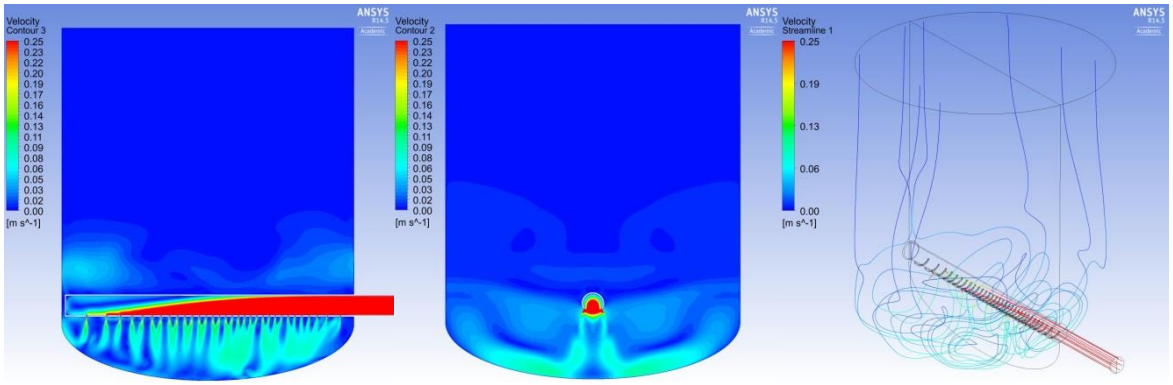

Abb. 7.41: Geschwindigkeitsprofile und Strömungsverfolgung bei Verwendung eines Laderohrs nach 50 s (Geschwindigkeiten größer 0,25 m/s werden in rot dargestellt)

Das einströmende kältere Wasser sinkt beim Austritt aus dem Laderohr zu Boden und vermischt sich mit dem im Speicher befindlichen wärmeren Wasser. Je größer der Höhenunterschied zwischen Laderohr und Boden ist, umso ausgeprägter ist dieser Effekt. Die Geschwindigkeit baut sich im Bereich des gewölbten Bodens ab. Bereits oberhalb des Laderohrs entsteht eine homogene Temperaturverteilung über den horizontalen Speicherquerschnitt.

Mit dem Laderohr ist eine einfache und wirksame Schichtladeeinrichtung zur Optimierung des seitlichen Einlaufs gegeben. Das Mischvolumen lässt sich weiter reduzieren, indem der Speicher nicht vollständig, sondern nur bis auf Höhe des Laderohrs beladen wird.

7.3.2.5 Drall-Einlauf

Als weitere Optimierung wird eine mit Drall-Einlauf bezeichnete Ladeeinrichtung untersucht. Dabei handelt es sich um einen in der Lüftungstechnik verwendeten runden Drall-Luftauslass, der durch die Verringerung des Lamellenneigungswinkels an das Medium Wasser angepasst wurde. Die Lamellen verbinden den undurchlässigen Mittelteil mit dem äußeren Kreisringelement und versetzten das Fluid beim Hindurchströmen in eine Rotationsbewegung. Die Lamellenbreite und damit auch der Spaltquerschnitt nehmen von innen nach außen mit zunehmendem Radius zu.
Der über den unteren Einlauf kommende Strahl trifft auf den undurchlässigen Mittelteil und erfährt, ähnlich wie bei einer Prallplatte, eine Umlenkung um 90° in radialer Richtung. Die Geschwindigkeit nimmt ab und die Hauptströmungsrichtung durch den Speicher zwingt das Wasser durch die Lamellenzwischenräume hindurch. Dabei legt sich der Strahl an die Lamellen an und tritt unter deren Neigungswinkel und leichtem Drall in den Speicher ein.

Weitere Details sowie eine Abbildung sind im Anhang A.9.7.4 zu finden.

Kenndaten des Drall-Einlaufs:

- Durchmesser D = 500 mm
- Undurchlässiger Innendurchmesser d_i = 150 mm
- Anzahl Lamellen n_L = 32 Stück
- Länge der Lamellen L_L = 150 mm
- Öffnungswinkel der Lamellen α = 22,5°
- Freie Querschnittsfläche A_{Frei} ≈ 40.000 mm²

Tab. 7.18: Kennwerte des Drall-Einlaufs

Bezeichnung	Kürzel	Einheit	Zahlenwert			
Beladevolumenstrom	$\dot{V}_{Sp,Ein}$	[l/min]	15	30	45	60
Mittlere Eintrittsgeschw. in den Speicher	$w_{Sp,Ein,m}$	[m/s]	0,006	0,012	0,019	0,025
Reynolds-Zahl (Lamellenspalt)	Re_{Ein}	[-]	73	146	219	292

In Abbildung 7.42 sind die Temperaturverläufe beim Drall-Einlauf für die vier Beladevolumenströme zu sehen.

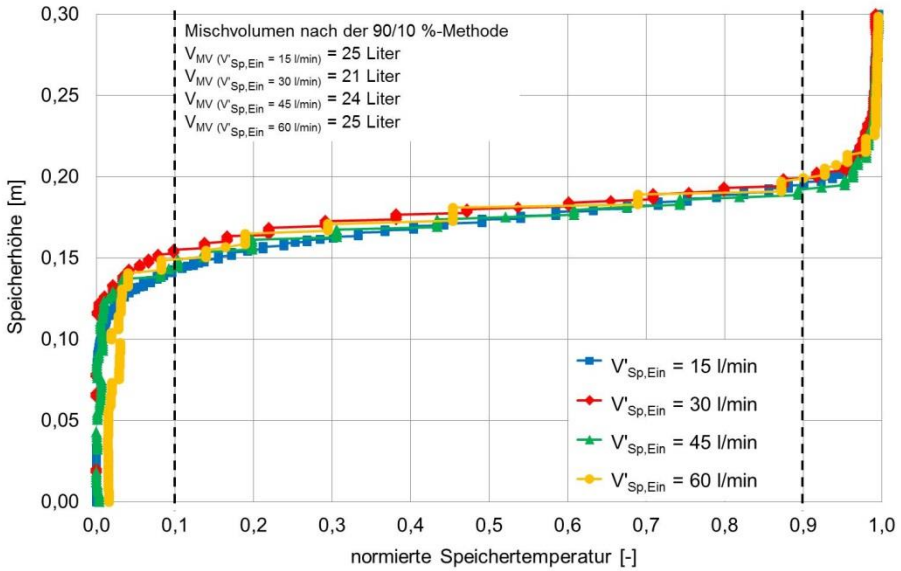

Abb. 7.42: Gemessene Temperaturverläufe und Mischvolumina beim Drall-Einlauf

Für alle vier Beladevolumenströme weist der Drall-Einlauf die geringsten Mischvolumina und Übergangsschichthöhen der untersuchten Ladeeinrichtungen auf. Selbst bei einem Beladevolumenstrom von 60 l/min nähert sich der Temperaturverlauf im Speicher bis an die Beladetemperatur an. Der mittige, undurchlässige Prallbereich verhindert, dass Wasser in den Speicher eindringt und die Temperaturschichtung zerstört. Die große Austrittsfläche, die durch die geneigte Lamellenstellung entsteht, ermöglicht selbst bei hohen Volumenströmen eine beruhigte und vermischungsarme Einströmung in den Speicher. Die Einströmung erfolgt bereits in Hauptströmungsrichtung, sodass weitere, mit Verwirbelungen verbundene Umlenkungen nicht notwendig werden.
Für einen Volumenstrom von 60 l/min steht bei vollständiger Entleerung in Bezug auf die minimale Nutztemperatur ein Speichervolumen von 861 Liter zur Verfügung. Dies ist der höchste Wert aller untersuchten Ladeeinrichtungen.

Tabelle 7.19 fasst die Messergebnisse des Laderohrs zusammen.

Tab. 7.19: Messergebnisse des Drall-Einlaufs

Bezeichnung	Kürzel	Einheit	Zahlenwert			
Beladevolumenstrom	$\dot{V}_{Sp,Ein}$	[l/min]	15	30	45	60
Mischvolumen	V_{MV}	[Liter]	25	21	24	25
Höhe der Übergangsschicht	$h_{ÜS}$	[m]	0,052	0,043	0,049	0,050
Nutzbares Speichervolumen	$V_{Sp,Nutz}$	[Liter]	-	-	-	861

Abbildungen 7.43 und 7.44 zeigen die Simulationsergebnisse bei Verwendung eines Drall-Einlaufs mit einem Beladevolumenstrom von 60 l/min.

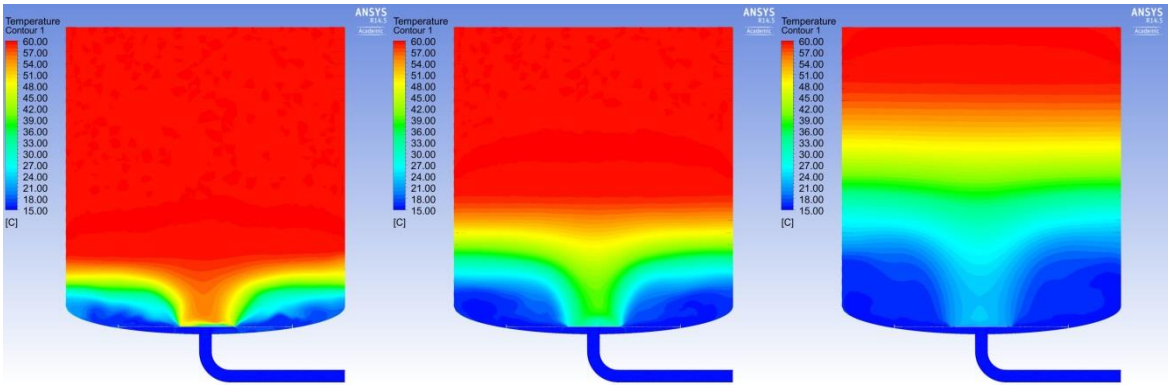

Abb. 7.43: Temperaturverteilung bei Verwendung eines Drall-Einlaufs nach 50 s, 100 s und 200 s (von links nach rechts)

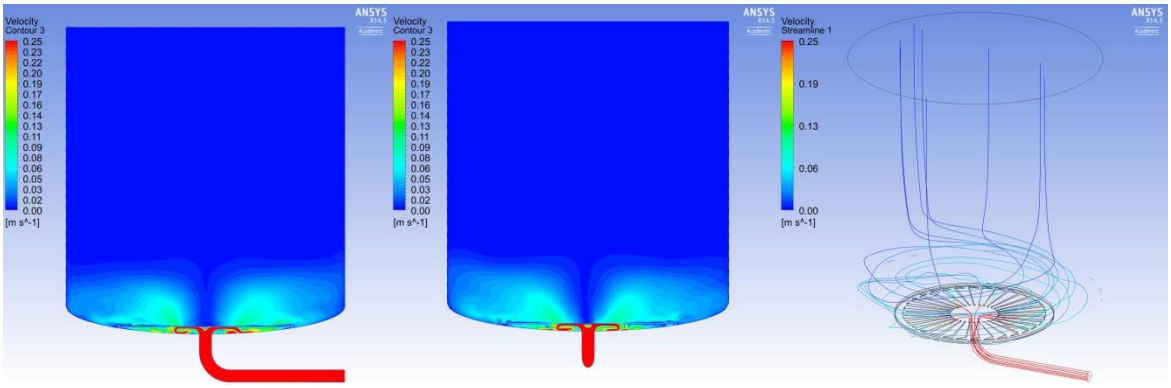

Abb. 7.44: Geschwindigkeitsprofile und Strömungsverfolgung bei Verwendung eines Drall-Einlaufs nach 50 s (Geschwindigkeiten größer 0,25 m/s werden in rot dargestellt)

Die Simulationen verdeutlichen die Rotationsbewegung um das undurchlässige, sich ausbildende Zentrum („Auge“). Die Strömung tritt aus dem Drall-Einlauf ohne nennenswerte Temperaturvermischung in den Speicher ein. Dies wird mit stetiger Querschnittserweiterung über die Lamellenneigung erreicht, wodurch die Eintrittsgeschwindigkeit zügig auf die vertikale Kolben- bzw. Verschiebegeschwindigkeit im Speicherquerschnitt reduziert wird. Größere Verwirbelungen finden nur unterhalb des Drall-Einlaufs statt.

Die Ergebnisse lassen auf eine turbulenzarme Einströmung mit sehr guter Schichtung schließen. Der Drall-Einlauf ist bisher (noch) kein Standardbauteil und nur über Hersteller von Luftauslässen erhältlich. Die Lamellenneigungen sind zudem entsprechend anzupassen.

7.3.2.6 Perforierte Platte (Lochblech)

Unter einer perforierten Platte wird ein Lochblech (DIN 24041) verstanden, welches im Übergangsbereich vom gewölbten Boden zur zylindrischen Behälterwand horizontal in den Speicher eingebaut wird. Die Bohrungen verteilen den Beladevolumenstrom gleichmäßig über den Speicherquerschnitt.
Der Strahl trifft frontal auf die undurchlässige Plattenmitte und wird, wie bei einer Prallplatte, radial umgelenkt. Auftretende Verwirbelungen bleiben dabei unterhalb des Lochblechs. Der durch die Bohrungen erzeugte Strömungswiderstand wirkt als Strömungsgleichrichter und baut beim Durchtritt in den zylindrischen Behälterbereich vorhandene Geschwindig-keitsunterschiede ab.

Weitere Details zur perforierten Platte sind im Anhang A.9.7.4 zu finden.

Kenndaten der perforierten Platte:

- Durchmesser D = 580 mm
- Innendurchmesser der undurchlässigen Plattenmitte d_i = 170 mm
- Plattendicke s = 2 mm
- Bohrungsdurchmesser d_B = 3 mm
- Lochabstand der Bohrungen a_B = 20 mm
- Anzahl Bohrungen n_B = 552 Stück
- Freie Querschnittsfläche φ = 1,61 %
- Freie Querschnittsfläche A_{Frei} = 3900 mm²

Tab. 7.20: Kennwerte der perforierten Platte

Bezeichnung	Kürzel	Einheit	Zahlenwert			
Beladevolumenstrom	$\dot{V}_{Sp,Ein}$	[l/min]	15	30	45	60
Mittlere Eintrittsgeschw. in den Speicher	$w_{Sp,Ein,m}$	[m/s]	0,06	0,13	0,19	0,26
Reynolds-Zahl (Bohrungsdurchmesser)	Re_{Ein}	[-]	135	270	405	540

In Abbildung 7.45 sind die Temperaturverläufe der perforierten Platte für die vier Beladevolumenströme zu sehen.

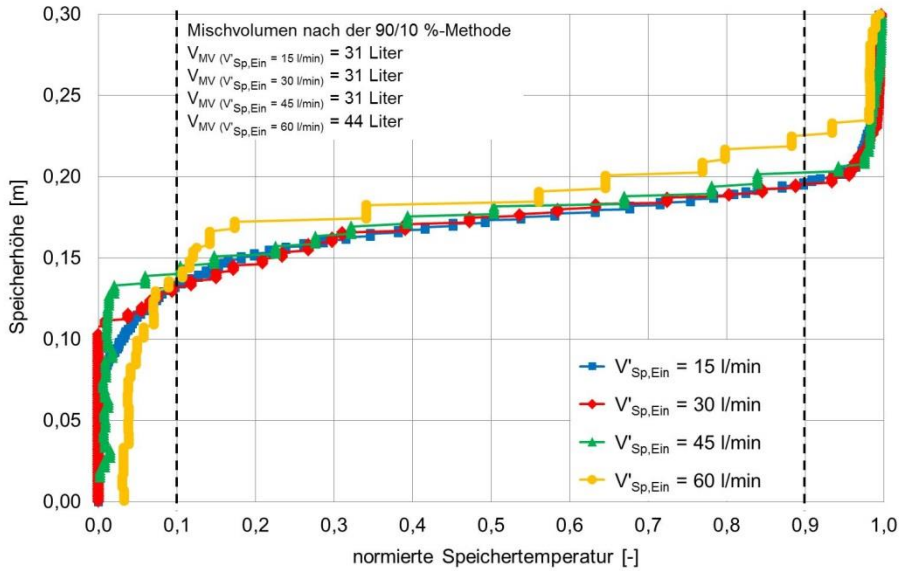

Abb. 7.45: Gemessene Temperaturverläufe und Mischvolumina bei Verwendung einer perforierten Platte

Für Beladevolumenströme bis 45 l/min ergibt sich ein sehr gutes Schichtungsverhalten. Bei einem Beladevolumenstrom von 60 l/min führt die höhere Geschwindigkeit in den Bohrungsquerschnitten zu einem tieferen Eindringen des Strahls in den Speicher und verstärkt geringfügig die Durchmischung.
Für einen Volumenstrom von 60 l/min steht bei vollständiger Entleerung in Bezug auf die minimale Nutztemperatur ein Speichervolumen von 842 Liter zur Verfügung.

Tabelle 7.21 fasst die Messergebnisse des Laderohrs zusammen.

Tab. 7.21: Messergebnisse der perforierten Platte

Bezeichnung	Kürzel	Einheit	Zahlenwert			
Beladevolumenstrom	$\dot{V}_{Sp,Ein}$	[l/min]	15	30	45	60
Mischvolumen	V_{MV}	[Liter]	31	31	31	44
Höhe der Übergangsschicht	$h_{ÜS}$	[m]	0,063	0,063	0,063	0,089
Nutzbares Speichervolumen	$V_{Sp,Nutz}$	[Liter]	-	-	-	842

Abbildungen 7.46 und 7.47 zeigen die Simulationsergebnisse bei Verwendung einer perforierten Platte mit einem Beladevolumenstrom von 60 l/min.

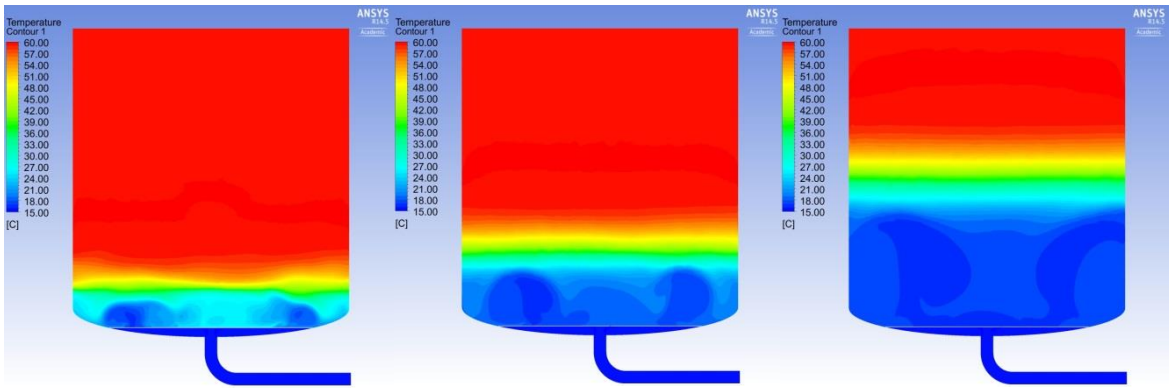

Abb. 7.46: Temperaturverteilung der perforierten Platte nach 50 s, 100 s und 200 s (von links nach rechts)

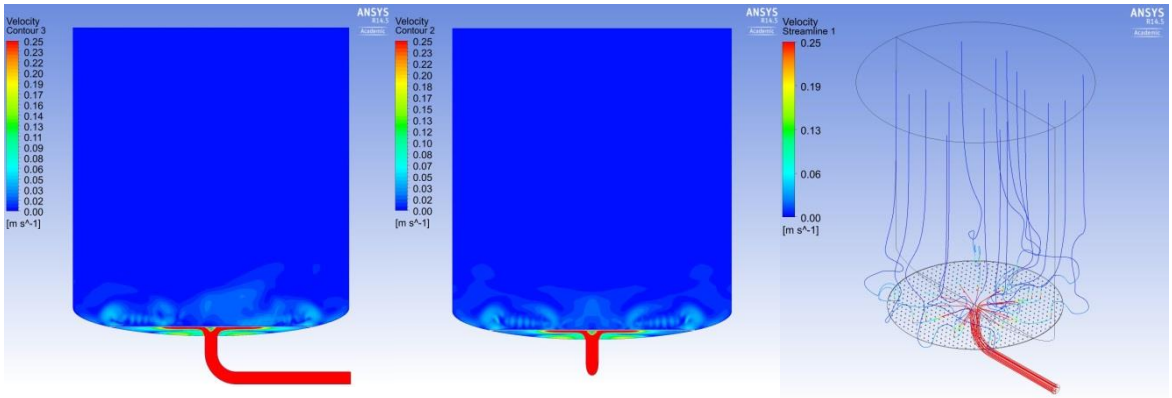

Abb. 7.47: Geschwindigkeitsprofile und Strömungsverfolgung der perforierten Platte (Geschwindigkeiten größer 0,25 m/s werden in rot dargestellt)

Höhere Geschwindigkeiten und die damit verbundenen Verwirbelungen treten nur unterhalb der perforierten Platte auf. Bereits wenige Zentimeter oberhalb des Lochblechs ist ein vollkommener Geschwindigkeitsausgleich über den Speicherquerschnitt gegeben. Die Durchströmung des Speichers erfolgt dabei bereits entlang der Hauptfließrichtung, sodass zusätzliche Umlenkungen mit Verwirbelungen nicht notwendig werden.

Die perforierte Platte stellt eine einfache und kostengünstige Ladeeinrichtung dar. Das Lochblech ist in verschiedenen Werkstoffen und Perforierungen bei diversen Anbietern erhältlich, teilweise als fertiger Rundzuschnitt.

7.3.2.7 Temperaturverlauf bei vollständiger Entleerung

Die beiden nachfolgenden Abbildungen 7.48 und 7.49 zeigen die Temperaturverläufe für die vollständige Entleerung des Pufferspeichers mit einem seitlichen Einlauf und mit einem Drall-Einlauf. Der Beladevolumenstrom von 60 l/min strömt mit einer Eintrittstemperatur von ca. 15 °C von unten ein und entzieht dem durchgeladenen Speicher die Wärmeenergie. Je steiler der Temperaturabfall, desto größer ist der Temperaturgradient und desto geringer fällt das Mischvolumen aus. Im Fall des Drall-Einlaufs kann von einer nahezu idealen Kolbenströmung gesprochen werden, die keinen nennenswerten Zuwachs der Übergangszone aufweist. Das jeweilige zu entnehmende Nutzvolumen ist in den Tabellen 7.12 und 7.19 dargestellt. Die Position der Temperaturfühler ist dem Schema der Abbildung A.10 zu entnehmen.

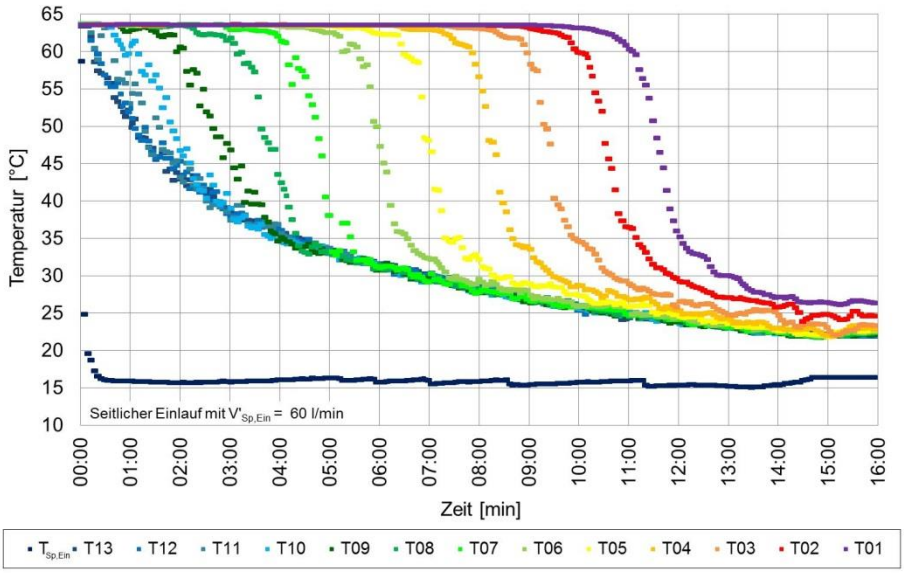

Abb. 7.48: Gemessene Temperaturverläufe für einen Speicher mit seitlichem Einlauf bei vollständiger Entleerung mit einem Beladevolumenstrom von 60 l/min

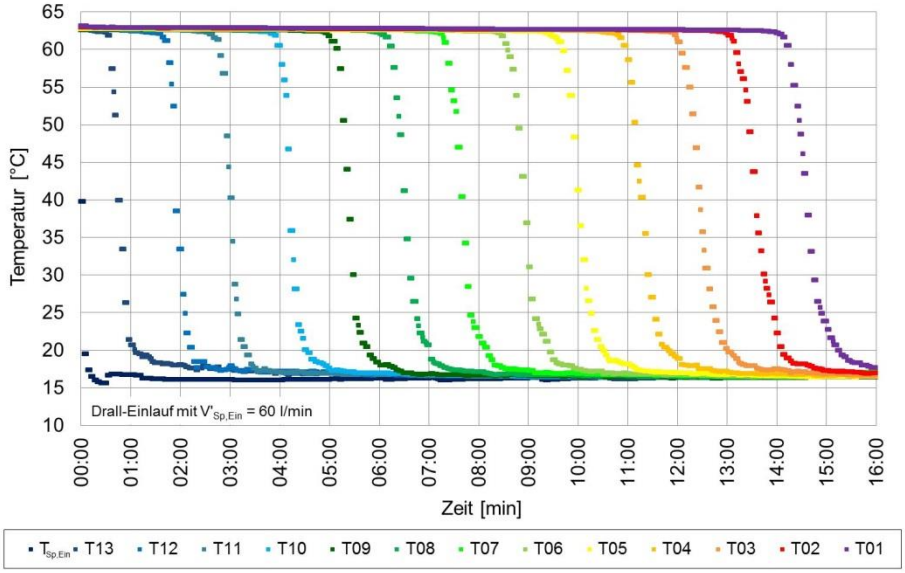

Abb. 7.49: Gemessene Temperaturverläufe für einen Speicher mit Drall-Einlauf bei vollständiger Entleerung mit einem Beladevolumenstrom von 60 l/min

7.4 Messergebnisse von Pilotanlagen

Das Konzept der innovativen Trinkwassererwärmung wurde parallel zur Prüfstandsanlage im Labor in verschiedenen Pilotanlagen umgesetzt und messtechnisch begleitet. Bei den Bestandsanlagen bildeten vorab durchgeführte Verbrauchsmessungen die Grundlage für die Anlagendimensionierung. Für den Neubau haben sich die vorliegenden Ergebnisse des Laborprüfstands als äußerst wertvoll erwiesen.

Es ist weiterhin geplant, im Rahmen des Forschungsvorhabens „Entwicklung und Optimierung hocheffizienter Trinkwassererwärmungssysteme für Wohn- und Hotelgebäude (HochEff-TWE)“ (Förderkennzeichen: 03ET1283A) insgesamt sechs Pilotanlagen bis Ende 2018 zu untersuchen. Das Forschungsprojekt wird vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) gefördert und durch den Projektträger Jülich (PTJ) betreut.

7.4.1 Sanierung einer Heizzentrale in München-Riem (Fernwärme aus Geothermie)

Das innovative Trinkwassererwärmungssystem mit Heizungspufferspeicher und Frischwassermodul ist erstmalig in einer Münchner Bestandswohnanlage (MO4) umgesetzt worden. Dabei wurden die vorhandenen Trinkwasserspeicher (2 x 1.500 Liter) sowie der Rohrbündelwärmeübertrager für die Gebäudebeheizung im Zuge der Sanierung ausgetauscht. Die primäre Rücklauftemperatur vor der Sanierung lag zwischen 50 °C und 65 °C.
Das neue Anlagenkonzept entspricht dem Grundschema der Prüfstandsanlage aus Kapitel 6 (Abbildung 6.1), jedoch mit ungeregelter Pufferspeicherbeladung und ohne Heizkreiseinbindung. Das Frischwassermodul ist aufgrund der Gebäudegröße als Doppelkaskade ausgeführt.

Allgemeine Angaben:

- Standort: München-Riem
- Baujahr 1998
- 84 Wohneinheiten (Hauptgebäude mit 73 Wohneinheiten und 11 Reihenhäuser)
- 5 Geschosse (EG + 4OGs)
- Beheizte Wohnfläche: 6788 m²
- Gebäudeheizlast ca. 290 kW
- Heizkörperheizung mit Auslegung 75/60 °C
- Dämmstandard der Verteilleitungen gemäß Heizungsanlagenverordnung (HeizAnlV)

Angaben zur Wärmeversorgung:

- Fernwärme aus Geothermie (Netz: Messestadt Riem)
- Gleitende Fahrweise der Fernwärmevorlauftemperatur zwischen 90 °C und 80 °C
- Geforderte Fernwärmerücklauftemperatur (arithmetischer Mittelwert) [34]:
  Oktober bis April 40 °C, restliche Monate 55 °C

Angaben zur Heizzentrale (Sanierung):

- Frischwassermodul als Kaskade (2 x ca. 50 l/min) mit Auskühlstufen
- Pufferspeicher mit 3.000 Liter
- Übergabestation zur Pufferspeicherbeladung mit drei seriellen Wärmeübertragern
- Plattenwärmeübertrager für den Heizkreis

Tab. 7.22: Mittlere Verbrauchswerte und Temperaturen (im Zeitraum vom 04.12. bis 19.12.2014)

Bezeichnung	Kürzel	Einheit	Wert
Täglicher Warmwasserverbrauch (bei 60 °C)	V_{TWW}	[m³/d]	6,9
Spezifischer Nutzenergieverbrauch Warmwasser	q_{TWW}	[kWh/(m²a)]	18,7
Spezifischer Energieverbrauch der Zirkulationsleitungen	q_{TWZ}	[kWh/(m²a)]	18,1
Verhältnis der Zirkulationsverluste zu Nutzenergie	q_{TWZ} / q_{TWW}	[-]	0,97
Kaltwassertemperatur	T_{TWK}	[°C]	12,0
Fernwärmevorlauftemperatur	$T_{FW,VL}$	[°C]	84,6
Fernwärmerücklauftemperatur (volumetrisch gemittelt)	$T_{FW,RL,vm}$	[°C]	34,7

Einen typischen mittleren Tagesverlauf der Pilotanlage in München-Riem zeigt Abbildung 7.50. Die Messdaten beziehen sich dabei nur auf das Trinkwassererwärmungssystem.

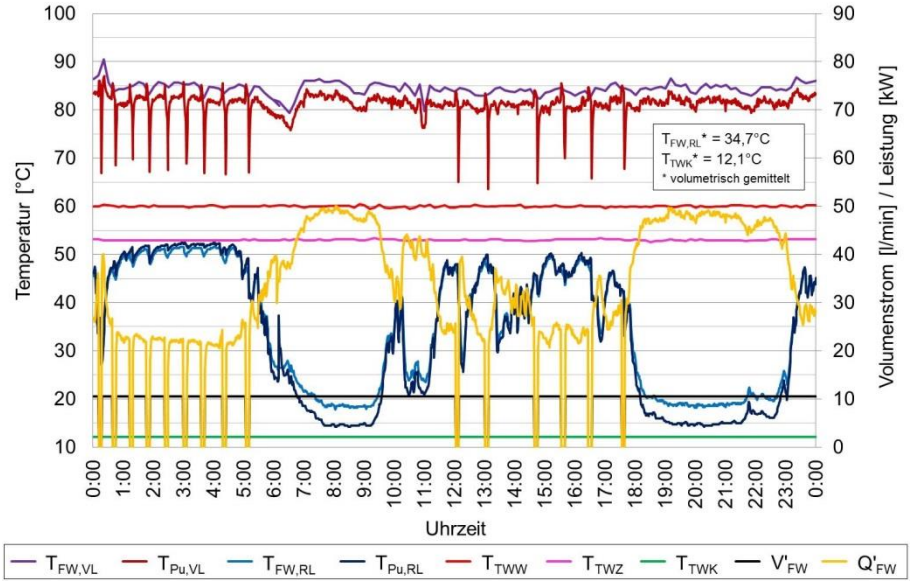

Abb. 7.50: Tagesverlauf der Pilotanlage in München-Riem

Wie in Abbildung 7.50 gut zu erkennen ist, regelt die Temperaturdifferenzregelung die sekundäre Vorlauftemperatur auf ca. 3 K unterhalb der primären Fernwärmetemperatur aus. Damit wird sichergestellt, dass bei schwankenden Fernwärmevorlauftemperaturen der Pufferspeicher stets mit hoher Temperatur beladen wird. Die drei seriellen Wärmeübertrager sind so ausgelegt, dass sich bei maximaler Spreizung eine Temperaturdifferenz von ca. 3,5 K über die Rückläufe einstellt. Mit steigender sekundärer Rücklauftemperatur zu den Zirkulationszeiten liegt diese entsprechend niedriger. Die Warmwassertemperatur beträgt 60 °C und weist keine größeren Schwankungen auf. Mit ca. 53,5 °C unterschreitet die Zirkulationstemperatur geringfügig den geforderten Sollwert von 55 °C, was den langen Trinkwasserversorgungsleitungen zu den Reihenhäusern geschuldet ist. Es wird eine max. Anschlussleistung zur Trinkwassererwärmung während den Spitzenentnahmezeiten von ca. 50 kW bzw. 0,6 kW je Wohneinheit benötigt. Die volumetrisch gemittelte Fernwärmerücklauftemperatur konnte von ca. 59,1 °C auf 34,7 °C reduziert werden. Der konstante Beladevolumenstrom von ca. 10,5 l/min führt in den Zirkulationszeiten zu einem Überladen des Heizungspufferspeichers, wodurch es zu einem zeitweisen Abschalten der Pufferspeicherladepumpe kommt. Bei zukünftigen Anlagen wird der Beladevolumenstrom, wie es auch bei der

Prüfstandsanlage der Fall ist, nach Bedarf geregelt, so dass eine kontinuierliche Pufferspeicherbeladung stattfindet.

7.4.2 Neubau in München-Schwabing (Fernwärme aus KWK)

Bei diesem Gebäude handelt es sich um eine Wohnanlage mit kleinem Gastronomiebereich in München. Das Trinkwassererwämungssystem entspricht dem Schema in Abbildung 6.1 ohne Heizkreiseinbindung. Durch die Ungewissheit über die Nutzung des Gastronomiebereiches wurde ein großer Sichersheitszuschlag bei der Auslegung der Trinkwassererwärmung berücksichtigt. Dieser wirkt sich speziell auf die Größe des Pufferspeichervolumens aus.

Allgemeine Angaben:
- Standort: München-Schwabing
- Baujahr 2015
- Dämmstandard gemäß EnEV 2009 (KFW 55)
- 49 Wohneinheiten inklusive Gastronomiebereich (360 m²)
- 5 Geschosse (EG + 4OGs)
- Beheizte Wohnfläche: 3645 m²
- Gebäudeheizlast ca. 140 kW
- Flächenheizsystem mit Auslegung 45/35 °C
- Wärmeleistung der Lüftungsgeräte ca. 70 kW (Küche und Gastronomiebereich)
- Lüftungsanlage mit Auslegung 70/40 °C
- Leistung zur Pufferspeicherbeladung (Trinkwassererwärmung) ca. 60 kW

Angaben zur Wärmeversorgung:
- Fernwärme aus Kraft-Wärme-Kopplung (Netz Innenstadt)
- Gleitende Fahrweise der Fernwärmevorlauftemperatur zwischen 125 °C und 80 °C
- Geforderte Fernwärmerücklauftemperatur (arithmetischer Mittelwert) [34]: 40 °C

Angaben zur Trinkwassererwärmung:
- Frischwassermodul als Kaskade (2 x 40 l/min) mit Auskühlstufen
- Pufferspeicher mit 2 x 2.000 Liter

In Tabelle 7.23 sind die mittleren Verbrauchskennwerte über den Messzeitraum aufgeführt. Die Trinkwasserverteilleitungen im Keller- und Tiefgaragenbereich wurden mit vorgedämmten Edelstahlrohrleitungen des Herstellers Jabitherm Typ Rapid (PU-Hartschaum) ausgeführt. In den Steigesträngen musste auf Grund der fehlenden Brandschutzzulassung mit 200 % Mineralwolle gedämmt werden. Die spezifischen Zirkulationsverluste liegen mit 11,1 kWh/(m²a) ca. 15 % unterhalb des Standardwertes für einen Neubau mit 13,1 kWh/(m²a) (siehe Tabelle 3.4). Die Ursache, weshalb trotz sehr guter Dämmung der Zirkulations- und Warmwasserleitungen die Zirkulationsverluste nicht geringer ausfallen, ist auf die großen Leitungslängen durch das langgezogene aber verhältnismäßig flache Gebäude zurückzuführen. Des Weiteren macht sich der Einfluss junger Familien auf den Warmwasserverbrauch bemerkbar. Der spezfische Nutzenergieverbrauch liegt mit 26,6 kWh/(m²a) deutlich höher gegenüber der sanierten Bestandsanlage aus Kapitel 7.4.1. mit 18,7 kWh/(m²a).

Tab. 7.23: Mittlere Verbrauchswerte und Temperaturen (im Zeitraum vom 09.11. bis 01.12.2015)[1)]

Bezeichnung	Kürzel	Einheit	Wert
Täglicher Warmwasserverbrauch (bei 60 °C)	V_{TWW}	[m³/d]	4,8
Spezifischer Nutzenergieverbrauch Warmwasser	q_{TWW}	[kWh/(m²a)]	26,6
Spezifischer Energieverbrauch der Zirkulationsleitungen	q_{TWZ}	[kWh/(m²a)]	11,1
Verhältnis der Zirkulationsverluste zur Nutzenergie	q_{TWZ} / q_{TWW}	[-]	0,42
Kaltwassertemperatur	T_{TWK}	[°C]	12,0
Fernwärmevorlauftemperatur (gleitend)	$T_{FW,VL}$	[°C]	82,7 - 111,2
Fernwärmerücklauftemperatur (volumetrisch gemittelt)	$T_{FW,RL,vm}$	[°C]	22,4

[1)] Der Gastronomiebereich war während des Messzeitraums noch nicht in Betrieb

Abbildung 7.51 zeigt den Temperaturverlauf der Pufferspeicherbeladung über einen Zeitraum von 21 Tagen, in dem der Einfluss der Fernwärmevorlauftemperatur auf die Fernwärmerücklauftemperatur zu erkennen ist. Bis zum 21.11.2015 erfolgte die Beladung über eine Temperaturdifferenzregelung mit 3,0 K. Ab dem 21.11.2015 stieg die Fernwärmevorlauftemperatur dauerhaft über 100 °C an und begrenzte die Vorlauftemperatur zur Pufferspeicherbeladung auf 95°C, was der maximal zulässigen Pufferspeichertemperatur gemäß der Herstellerangabe entspricht.

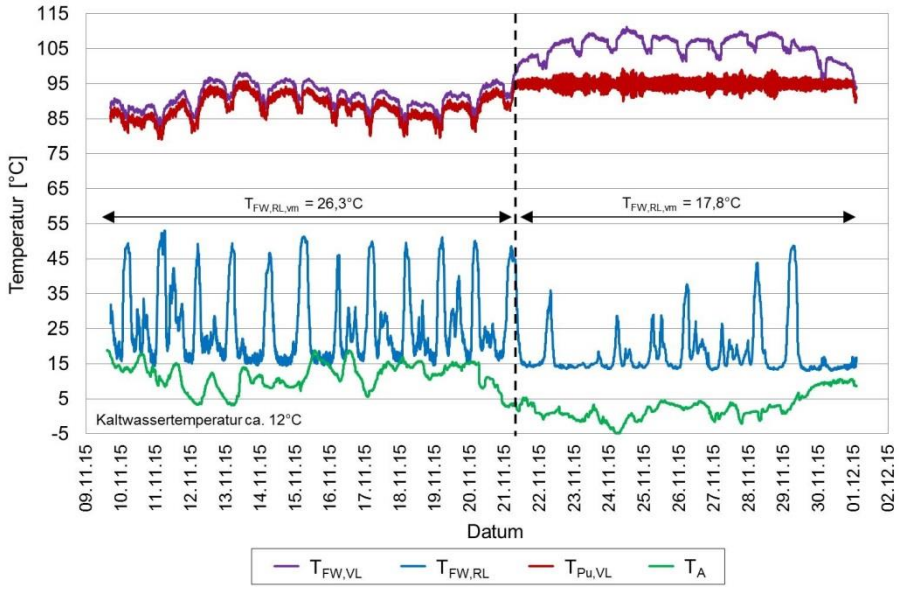

Abb. 7.51: Temperaturverlauf der Pilotanlage in München-Schwabing über einen Zeitraum von 21 Tagen

In den nächtlichen Zirkulationsphasen werden die Pufferspeicher teilweise durchgeladen und die Fernwärmerücklauftemperatur steigt kurzzeitig auf bis zu ca. 54 °C an. Durch die höhere Fernwärmevorlauftemperatur ab dem 21.11.2015 reduzierte sich die Fernwärmerücklauftemperatur im volumetrischen Mittel um weitere 8,5 K von 26,3 °C auf 17,8 °C. Die Pufferspeicherbeladung erfolgte kontinuierlich über den gesamten Messzeitraum.
Das Betriebsverhalten der dreistufigen Fernwärmeübergabestation wird im Anhang 9.7.3.2 beschrieben.

Ein typischer Tagesverlauf des Trinkwassererwärmungssystems ist in der nachfolgenden Abbildung 7.52 dargestellt.

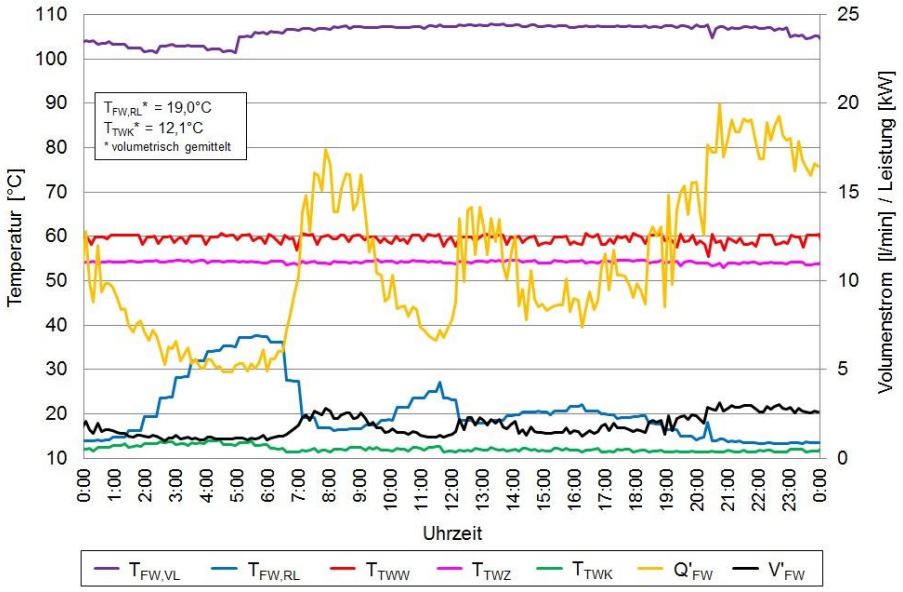

Abb. 7.52: Tagesverlauf des Trinkwassererwärmungssystems der Pilotanlage in München-Schwabing

Bis zu den ersten größeren Warmwasserentnahmevorgängen ab ca. 6:00 Uhr wird das Taktvolumen des Pufferspeichers durch die nächtliche Zirkulationsnachheizung überwiegend beladen. Mit Ausnahme einer kurzzeitigen „Mittagsspitze“ bleibt die Fernwärmerücklauftemperatur im weiteren Tagesverlauf meist unterhalb von 20 °C. Die Zirkulationstemperatur beträgt 55 °C und wird auf 60 °C nachgeheizt, erkennbare Warmwassertemperaturschwankungen treten über den Tagesverlauf nicht auf. Die Warmwassertemperatur des Frischwassermoduls wurde aus Verkalkungsschutzgründen auf 58 °C eingestellt, weshalb die Austrittstemperatur während der Entnahmezeiten im Diagramm geringfügig unterhalb von 60 °C liegt. Gut zu erkennen ist die stetige Pufferspeicherbeladung, die auch bei geringem Leistungbedarf während der Zirkluationsphase zwischen 0:00 Uhr und 6:00 Uhr vorliegt. Die Wärmeleistung sinkt nachts zur Deckung der Zirkulationsverluste auf ein Minimum von ca. 5 kW und steigt bei Spitzenentnahmezeiten auf ca. 20 kW bzw. 0,4 kW je Wohneinheit an. Die Außentemperatur liegt im Bereich von -1,0 °C bis +4,4 °C und ist maßgebend für die Fernwärmevorlauftemperatur.

7.4.3 Sanierung einer Heizzentrale mit Gas-Brennwerttechnik und Solarthermie

Bei dieser Bestandsanlage handelt es sich um das Messobjekt MO5, welches bereits für die Verbrauchsanalysen in Kapitel 3.1.4 und als Referenzanlage für große Speichersysteme in Kapitel 3.4.1 ausführlich untersucht wurde.

Die mit Erdgas versorgte Heizungsanlage bestand aus zwei parallelen liegenden Trinkwasserspeichern (je 950 Liter), einem Heizungspufferspeicher mit Schichtladeeinrichtung (6.000 Liter) und einer thermischen Solaranlage mit 77 m² Vakuum-Röhrenkollektoren. Sowohl die Trinkwassererwärmung als auch die Gebäudebeheizung fanden über den Pufferspeicher statt. Dieser diente als Energiezentrale und wurde über einen Gas-Brennwertkessel beheizt und durch die Solaranlage unterstützt.

Die hohen Rücklauftemperaturen aus den Trinkwasserspeichern führten zu hohen Temperaturen im Pufferspeicher, sodass nur eine minimale Brennwertnutzung und geringe Solarerträge erzielt wurden. Außerdem verursachten die zyklischen Be- und Entladevorgänge durch den Kessel und die Trinkwasserspeicher sehr hohe Volumenströme über den Pufferspeicher. Als Folge traten Durchmischungen der Temperaturzonen auf bzw. war ein gezieltes Einschichten nicht möglich. Weitere Details zur Bestandsanlage sind [31] zu entnehmen.

Im Zuge der Sanierung wurde die Anbindung der Heizkreise an den Pufferspeicher getrennt und direkt an die neuen Wärmeerzeuger angeschlossen. Das innovative Trinkwassererwärmungssystem ersetzt die Trinkwasserspeicher. Ein zusätzlicher Niedertemperatur-Pufferspeicher, welcher das kalte Heizwasser aus dem Rücklauf der Frischwassermodule aufnimmt, dient zur Bevorratung (Bereitschaftsvolumen Kondensation) und sorgt für eine effektive Brennwertnutzung. Die beiden in Reihe geschalteten Pufferspeicher dienen ausschließlich der Trinkwassererwärmung, wobei die Solaranlage nur den größeren vorhandenen Pufferspeicher mit Schichtladeeinsatz erwärmt. Die Wärmeversorgung der Heizkreise und der Pufferspeicher erfolgt parallel über eine Brennwert-Doppelkesselkaskade mit jeweils zweitem Rücklaufanschluss zur optimalen Brennwertnutzung. Die Verschaltung entspricht grundsätzlich dem Schema in Abbildung 7.20.

Allgemeine Angaben:

- Standort: München-Trudering
- Baujahr 2002
- Dämmstandard gemäß Wärmeschutzverordnung 1995 (WSVO 95)
- 102 Wohneinheiten (5 Häuser mit ca. 20 Wohneinheiten)
- Gebäudeheizlast ca. 300 kW
- Beheizte Wohnfläche: 7989 m²
- Heizkörperheizung mit Auslegung 75/60 °C

Angaben zur Wärmeversorgung:

- Erdgas H

Angaben zur Heizzentrale:

- Brennwert-Doppelkessel mit einer Wärmeleistung von 40 kW bis 350 kW
- Pufferspeicher mit Schichtladeeinsatz (Solarkamin) zur Trinkwassererwärmung mit 6 m³
- Niedertemperatur-Pufferspeicher zur Erhöhung der Brennwertnutzung mit 2 m³
- Frischwassermodul als Kaskade (3 x 40 l/min) mit Auskühlstufen
- Solaranlage mit 69 m² Vakuum-Röhrenkollektoren zur Trinkwassererwärmung (neu)

Erste Messdaten der sanierten Heizzentrale werden in Abbildung 7.53 dargestellt. Zu sehen sind die Temperaturwerte der drei Anschlüsse Vorlauf, Hoch- und Niedertemperaturrücklauf, die Abgastemperatur und der Belastungsgrad der Brennwert-Doppelkesselkaskade. Über den gesamten Tagesverlauf war durch die geringe Wärmeanforderung nur einer der beiden Kessel in Betrieb. Die minimale Kesselbelastung beträgt ca. 23 % der Nennleistung.

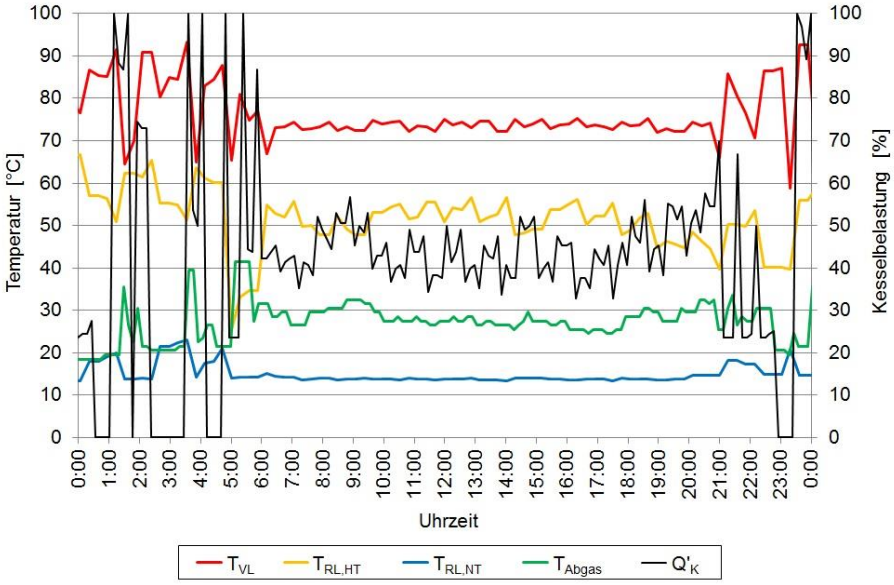

Abb. 7.53: Tagesverlauf der Pilotanlage in München-Trudering mit Gas-Brennwerttechnik

Während der Nachtabsenkung kommt es zwischen 23:00 Uhr und 5:00 Uhr zum Takten des Kessels, da nur eine geringe Wärmeabnahme durch die Trinkwassererwärmung (Zirkulationsbetrieb) und Gebäudebeheizung (abgesenkter Nachtbetrieb) vorliegt. Die minimale Kesselleistung liegt über dem notwendigen Wärmebedarf. Durch die Zu- und Abschaltvorgänge schwankt die Vorlauftemperatur, was im Rahmen der noch folgenden Optimierungsmaßnahmen zu verbessern ist. Im Tagbetrieb von 5:00 Uhr bis 23:00 Uhr zeigen sich bereits sehr konstante Betriebszustände. Die Volauftemperatur (rot) entspricht dem Sollwert von 75 °C und die Kesselbelastung (schwarz) moduliert durchgängig zwischen 35 % und 55 % der Nennleistung. Die Entnahmespitzen der Trinkwassererwärmung werden durch den Pufferspeicher geglättet. Am Hochtemperaturrücklaufanschluss (orange), der sich aus dem Rücklauf des Heizkreises und der Zirkulationsnachheizung ergibt, stellt sich eine Tagesmitteltemperatur von 51,3 °C ein. Die mittlere Abgastemperatur (grün) liegt mit 27,2 °C um 12,2 K über der Temperatur des Niedertemperaturrücklaufs (blau) mit 15,0 °C. Anhand der Abgastemperatur kann aus Abbildung 7.12 ein feuerungstechnischer Wirkungsgrad von ca. 109,5 % in Bezug auf den Heizwert abgelesen werden, was eine nahezu vollständige Nutzung der Kondensationswärme bedeutet.

Die in Kapitel 7.2.2 beschiebenen Optimierungsansätze durch den Einsatz des innovativen Trinkwassererwärmungssystems in Verbindung mit Brennwertkesseln lassen sich im realen Betrieb bestätigen.

Messdaten der Solaranlage lagen zum Zeitpunkt dieser Arbeit noch nicht vor und werden Bestandteil des laufenden Forschungsvorhabens sein.

8 Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Dissertation wird ein energieeffizientes Trinkwassererwärmungssystem für große Wohngebäude entwickelt und die Optimierungspotenziale in umfangreichen Untersuchungen aufgezeigt. Die Motivation zu dieser Arbeit beruht auf der unzufriedenstellenden Betriebsweise konventioneller Anlagentechnik, die die verfügbaren Energieressourcen nur unzureichend nutzt.
Die Energieeffizienz eines Trinkwassererwärmungssystems steht in direktem Zusammenhang mit der Rücklauftemperatur des Heizwassers und der erforderlichen Wärmeerzeuger- bzw. Anschlussleistung. Die Minimierung beider Einflussfaktoren gilt als Indiz für eine optimierte Wärmebereitstellung mit maximaler Brennstoffenergieausnutzung sowie der Integration Erneuerbarer Energien. Die Effizienz der Wärmebereitstellung ist eng an die Entwicklung des Energieverbrauchs gebunden. Durch den sinkenden Heizenergieverbrauch bei Neubauten und Sanierungen, der auf die Einführung der Energieeinsparverordnung zurückzuführen ist, erhöht sich der Anteil der zur Trinkwassererwärmung benötigten Energie bis auf ca. 50 % am Gesamtverbrauch. Diese ist im Vergleich zur Gebäudebeheizung personenspezifisch und kann über das Jahr als kontinuierlich betrachtet werden.

Von den vielfältigen Anforderungen, die an ein Trinkwassererwärmungssystem gestellt werden, bestimmen die Einhaltung der Hygienebedingungen und des Nutzerkomforts maßgeblich die Betriebsweise. Gefordert werden eine konstante Warmwassertemperatur von 60 °C und eine Zirkulationstemperatur von 55 °C. Wie die Auswertung der durchgeführten Verbrauchsanalyse an großen Wohngebäuden zeigt, liegt der spezifische Nutzenergieverbrauch für die Trinkwassererwärmung zwischen 14,6 kWh/(m²a) und 25,1 kWh/(m²a). Für die Zirkulationsverluste ergeben sich in Abhängigkeit von dem Rohrleitungsdämmstandard Werte zwischen 9,8 kWh/(m²a) und 29,8 kWh/(m²a). Somit beträgt bei einem mittleren Warmwasserverbrauch der Anteil der Zirkulationsverluste am gesamten Energiebedarf für das Trinkwassersystem beim Neubau 38 % und beim Altbau über 55 %. Diese sind zusätzlich auf die Komfortansprüche der Nutzer zurückzuführen, da sich bei fast allen untersuchten Gebäuden die Zirkulationspumpe im Dauerbetrieb befindet und die zulässige Abschaltzeit von bis zu 8 Stunden am Tag nicht genutzt wird. Die vorliegenden Rahmenbedingungen lassen für die drei eingesetzten Standard-Trinkwassererwärmer Speichersystem, Speicherladesystem und Durchflusssystem keinen effizienten Betrieb zu. Hohe Rücklauftemperaturen bei der Trinkwassererwärmung während der Zirkulationszeiten sowie ausgeprägte Lastspitzen in den Hauptentnahmephasen sind die Folgen. Hinzu kommen technische Eigenschaften wie die geringe Wärmeübertragungsfähigkeit von Glattrohrwärmeübertragern, Verkalkungsprobleme bei harten Wässern und die Überdimensionierung bei der Auslegung gemäß Normung.
Demzufolge wurde ein neues Trinkwassererwärmungssystem entwickelt, das die festgestellten Defizite der bisherigen Standardsysteme in Verbindung mit den analysierten Verbrauchsstrukturen berücksichtigt. Die Hauptkomponenten des modularen Systems bilden der Heizungspufferspeicher und das aus hygienischer Sicht bewährte Frischwassermodul, die je nach Energieträger durch einen entsprechenden Wärmeerzeuger ergänzt werden. Als wesentliches Funktionsmerkmal gilt die Trennung der Trinkwassererwärmung von der Zirkulationsnachheizung. Der Pufferspeicher speichert zudem die Zirkulationsenergie und entkoppelt die Wärmebereitstellung von der Wärmeabnahme, womit die Voraussetzung für die mehrstufige Auskühlung erreicht wird. Als weitere Verbesserungsmaßnahme wird der Pufferspeicher mit Schichtladeeinrichtungen versehen und das Frischwassermodul durch eine Auskühlstufe ergänzt. Bei Fernwärmeübergabestationen werden für die Pufferspeicherbeladung drei seriell verschaltete Wärmeübertrager eingesetzt, um Temperaturdifferenzen von bis zu 85 K realisieren zu können.

Die messtechnischen Untersuchungen und Optimierungen erfolgten am Prüfstand für Fernwärmesysteme mittels standardisierten Tageslastgängen, die auf der Grundlage der Verbrauchsanalysen beruhen. Dabei werden die Fernwärmevorlauftemperatur, der Rohrleitungsdämmstandard und die Betriebsart als wichtigste Parameter angesehen. Die getestete Hausstation ist für ein Gebäude mit 23 Wohneinheiten konzipiert.
Die Analyse der Messergebnisse verdeutlicht den Zusammenhang der Einflussfaktoren auf die Rücklauftemperatur und die erforderliche Wärmeleistung. Mit zunehmenden Zirkulationsverlusten oder niedrigerer Vorlauftemperatur steigt die Rücklauftemperatur an. Für einen Neubau mit einer Fernwärmevorlauftemperatur von 85 °C beträgt die mittlere Fernwärmerücklauftemperatur beispielsweise 31,0 °C und hält die Vorgabe des Fernwärmeversorgers von maximal 40 °C ein. Die Abschätzung der zu erwartenden sommerlichen Rücklauftemperatur kann über eine vereinfachte Energiebilanz erfolgen. Messwerte aus Pilotanlagen bestätigen die Prüfstandsergebnisse und die theoretischen Ansätze. Da mit steigender Fernwärmevorlauftemperatur die Nutzung der eingeschichteten Energie der Zirkulationsnachheizung zunimmt, ist auch die Anschlussleistung temperaturabhängig. Folglich lässt sich gegenüber konventionellen Durchflusssystemen die Anschlussleistung um bis zu 90 % reduzieren und beträgt selbst im Vergleich zu Speicher- und Speicherladesysteme nur rund ein Drittel.
Im Winterbetrieb dominiert mit zunehmender Heizkreisbelastung die Gebäudebeheizung gegenüber der Trinkwassererwärmung und bestimmt sowohl die gemeinsame Rücklauftemperatur als auch die notwendige Wärmeleistung.
Eine weitere Option der Rücklauftemperaturabsenkung bietet während der Gebäudebeheizung die Heizkreiseinbindung. Dabei wird die bei der Zirkulationsnachheizung anfallende Energie aus dem Pufferspeicher anteilig zur Raumheizung verwendet. Ein geeigneter Anwendungsfall ist in der Regel bei hohen Zirkulationsverlusten oder niedrigen Vorlauftemperaturen gegeben. Im betrachteten Altbau-Szenario kann die Fernwärmerücklauftemperatur an einem milden Wintertag um weitere 2,3 K bis 4,3 K abgesenkt werden.
Das mit der Rücklauftemperatur in Verbindung stehende Optimierungspotenzial hängt grundsätzlich von der Art der Wärmeerzeugung und des eingesetzten Energieträgers ab. Bei Fernwärme aus Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen ist bei den meisten Kraftwerksprozessen ein Anstieg der Stromproduktion gegeben. Erfolgt die Grundlastdeckung der Fernwärmeversorgung aus Geothermie, erhöht sich mit sinkender Rücklauftemperatur das Wärmenutzungsvermögen. Somit steigt der geothermale Deckungsanteil in Bestandssystemen bzw. ein weiterer Netzausbau ist möglich. Um unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten einen wichtigen Beitrag zur regenerativen Wärmeversorgung erzielen zu können, ist die Einhaltung der geforderten Fernwärmerücklauftemperatur gerade bei Geothermieanlagen unerlässlich. Die Rücklauftemperaturabsenkung und die Glättung der Lastspitzen wirken sich zudem positiv auf die Transportkapazität des Wärmeverteilnetzes aus. In Folge der größeren Temperaturdifferenz reduziert sich der Energiebedarf für die Netzpumpen und die Wärmeverluste des Rücklaufs nehmen ab.
Die Rücklauftemperatur in Fernwärmenetzen wird maßgeblich von den Kundenanlagen bestimmt. Um für den Umstieg auf effiziente Systeme die notwendige Akzeptanz zu erhalten, müssen investive Mehrkosten im Rahmen des Zumutbaren bleiben oder finanzielle Anreize in Form eines Energiebonus geschaffen werden. Im Fall des neuen Trinkwassererwärmungssystems ist die Wirtschaftlichkeit bereits über den verringerten Anschlusswert für die Wärmebereitstellung gegeben, womit die Amortisationsdauer gegenüber Standard-Trinkwassererwärmern nur wenige Jahre beträgt.
Im Bereich der fossilen Energieträger sind erhebliche Effizienzsteigerungen bei der Wärmeerzeugung erreichbar. Brennwertkessel führen durch niedrige Rücklauftemperaturen eine gezielte Taupunktunterschreitung des im Abgas enthaltenen Wasserdampfes herbei und machen zusätzlich die anfallende Kondensationswärme nutzbar. Dadurch wird der feuerungstechnische Wirkungsgrad erhöht und der Brennstoffenergiebedarf sowie die CO_2-Emissionen reduziert. Im sommer-

lichen Trinkwasserbetrieb erfolgt die Pufferspeicherbeladung kontinuierlich bei minimaler Kesselbelastung, wodurch mehr Wärmeübertragungsfläche zu Kondensationszwecken zur Verfügung steht. Die Abgastemperatur der Pilotanlage liegt mit 27,2 °C um 12,2 K über der Rücklauftemperatur des Pufferspeichers und unterschreitet deutlich die Taupunkttemperatur von ca. 57 °C für Erdgas H. Es liegt eine nahezu vollständige Nutzung der Kondensationswärme vor. Im Winterbetrieb erfolgt die Trinkwassererwärmung parallel zur Gebäudebeheizung und führt zu einer höheren Teilkondensation.

Die Wirtschaftlichkeit von Blockheizkraftwerken richtet sich nach der Anzahl der Volllastbetriebsstunden. Durch die Einbindung von Pufferspeichern wird eine Entkoppelung zwischen der Wärmeerzeugung und der -abnahme erreicht, die eine stromorientierte Betriebsweise mit maximierter Eigenstromnutzung ermöglicht. In Kombination mit dem neuen Trinkwassererwärmungssystem kann die Laufzeit verlängert und flexibler gesteuert werden. Dies ist auf die Spitzenlastglättung und effektive Speichernutzung zurückzuführen. Der Anwendungsbereich von BHKW-Anlagen ist vielfältig und reicht von der dezentralen Stromerzeugung bis hin zur Integration in ein virtuelles Kraftwerk, um letztendlich ineffiziente Großkraftwerke zu ersetzen.

Niedrige Rücklauftemperaturen bieten ideale Voraussetzungen für die wirtschaftliche Nutzung thermischer Solaranlagen. Mit Heizungswasser als Speichermedium entfallen gegenüber der Trinkwasserspeicherung die Anforderung an das Temperaturniveau hinsichtlich der Hygiene, die tägliche Durchladung der Vorwärmzone und die Gefahr der Verkalkung. Die Beladung des Pufferspeichers über Solarthermie kann bis auf 95 °C erfolgen. Gleichzeitig findet über das Frischwassermodul eine Abkühlung des Heizungswassers auf ca. 2,5 K über der Kaltwassertemperatur statt. Die kalten Eintrittstemperaturen erhöhen zudem den thermischen Wirkungsgrad der Kollektoren und erzielen bereits bei geringer Einstrahlung solare Erträge. Gesamtertrag und solarer Deckungsgrad steigen und reduzieren den Brennstoffverbrauch sowie die Wärmegestehungskosten.

Bei Wärmepumpen hängt die Leistungszahl maßgeblich vom Temperaturhub ab, der durch den Verdichter zu erbringen ist. Im Verlauf des Warmwasseraufheizvorgangs nimmt zwangsweise die Leistungszahl stark ab. Erste Prüfstandsergebnisse an einer modifizierten Sole/Wasser-Wärmepumpe in Kombination mit einem Pufferspeicher und Frischwassermodul zeigen vielversprechendes Potenzial. Durch eine optimierte Heißgasauskoppelung können etwa 15 % bis 35 % der Nennleistung mit hoher Temperatur zur Trinkwassererwärmung entnommen werden. Die Kondensationstemperatur, die für die Leistungszahl entscheidend ist, wird durch den Pufferspeicher weiterhin niedrig gehalten. Im Winterbetrieb findet die Trinkwassererwärmung im Zuge der Gebäudebeheizung statt und die Leistungszahl wird durch das Temperaturniveau des Heizsystems bestimmt. Die Leistungszahl für die Trinkwassererwärmung liegt je nach Betriebszustand zwischen 3,6 und 4,8 und führt zu einem entsprechenden Anstieg der Jahresarbeitszahl, die als Bewertungsmaßstab für die Effizienz steht.

Die Effizienz vieler Wärmeerzeuger, insbesondere im Bereich der Erneuerbaren Energien, steht im Zusammenhang mit dem energetischen Nutzungsgrad des Wärmespeichers. Heizungspufferspeicher werden standardmäßig mit seitlichen Anschlüssen gefertigt, die bei Be- und Entladevorgängen hohe Eintrittsgeschwindigkeiten verursachen. Zusammen mit der asymmetrischen (Rand-)Einströmung treten starke Verwirbelungen im Anschlussbereich auf, die einen Abbau der Temperaturschichtung zur Folge haben. Mischungsvorgänge im Speicher wirken sich negativ auf die Erzeugungseffizienz aus und reduzieren das nutzbare Speichervolumen. Die als Ladeeinrichtung bezeichnete Einlaufgestaltung sorgt für die Ausbildung einer ausgeprägten Temperaturschichtung, indem eine beruhigte, turbulenzarme Einströmung über den Speicherquerschnitt erreicht wird. Die Wirksamkeit kann durch eine geringe Höhe der Übergangsschicht mit minimalem Mischvolumen ausgedrückt werden. In dieser Arbeit werden diverse wirksame Optimierungsansätze für unterschiedliche Anschlusssituationen aufgezeigt, die auch in Bestandsanlagen nachgerüstet werden können. Die Untersuchungen zeigen, dass selbst bei turbulenter

Kolbenströmung über den Speicherquerschnitt eine sehr gute Temperaturschichtung erreicht werden kann. Im Fall des getesteten 1.000-Liter-Pufferspeichers ist eine Reduzierung des Mischvolumens auf ca. 21 Liter möglich, was eine Übergangsschicht von ca. 5 cm Höhe bedeutet. Der Speichernutzungsgrad beträgt 86 % und verbessert sich um ca. 20 % gegenüber dem seitlichen Standard-Einlauf.

Das innovative Trinkwassererwärmungssystem leistet im Gebäudesektor einen wichtigen Beitrag zur Erreichung der Klimaschutzziele. Die niedrigen Rücklauftemperaturen in Verbindungen mit der Lastglättung führen bei allen Wärmeerzeugern zu einer Steigerung der Erzeugungseffizienz und ermöglichen den wirtschaftlichen Einsatz von Erneuerbaren Energien. Des Weiteren werden Hygieneanforderungen und Nutzerkomfort erfüllt und die Gefahr der Verkalkung minimiert. Der modulare Aufbau macht das Trinkwassererwärmungssystem vielfältig und flexibel einsetzbar. Als weiterer Anwendungsfall werden Hotelanlagen in Kombination mit Blockheizkraftwerken angesehen. Eine vereinfachte, kostengünstige Konzeptvariante ist auch im Einfamilienhaus in Verbindung mit konventionellen Wärmeerzeugern und Solarthermie realisierbar. Die Effektivität und Einsatzfähigkeit des innovativen Trinkwassererwärmungssystems kann in zahlreichen Pilotanlagen mit sehr guten Erfahrungswerten nachgewiesen werden.

9 Anhang

9.1 Formelzeichen

Symbol:	Einheit:	Bedeutung:
A	[m²]	wärmeübertragende Fläche
b	[mm]	Spaltbreite
c_p	[J/(kgK)]	spezifische Wärmekapazität (isobar)
E	[W/m²]	spezifische Einstrahlung
f	[-]	Faktor
h	[J/kg]	spezifische Enthalpie
H	[J]	Enthalpie
I	[N s]	Impuls
k	[W/(m²K)]	Wärmedurchgangskoeffizient
m	[kg]	Masse
$\dot{m}$	[kg/s]	Massenstrom
n	[Stck]	Anzahl
Nu	[-]	Nusselt-Zahl
p	[bar]	Druck
P	[kW]	elektrische Leistung
q	[kWh/(m²a)]	spezifische Energiemenge
Q	[kWh]	Wärmemenge
$\dot{Q}$	[kW]	Wärmeleistung
S	[-]	Formfaktor
Re	[-]	Reynolds-Zahl
T	[°C]	Temperatur
t	[s]	Zeitdauer
u	[m/s]	Strahlgeschwindigkeit
U	[W/(m²K)]	Wärmedurchgangskoeffizient
V	[m³], [l]	Volumen
$\dot{V}$	[m³/h], [l/min]	Durchfluss
w	[m/s]	Strömungsgeschwindigkeit
W	[kWh]	Arbeit
x'	[m]	Kernlänge

Griechische Buchstaben

α	[°]	Winkel
α	[W/(m²K)]	Wärmeübergangskoeffizient
α	[-]	Anteil
β	[-]	Jahresarbeitszahl
ε	[-]	Leistungszahl
φ	[%]	Anteil freier Fläche
λ	[-]	Rohrreibungszahl
λ	[W/(mK)]	Wärmeleitkoeffizient
η	[-]	Wirkungsgrad
ρ	[kg/m³]	Dichte
σ	[-]	Stromkennzahl
υ	[kg/(m s)]	Kinematische Viskosität
ς	[-]	Widerstandsbeiwert
Δ	[-]	Differenz
Σ	[-]	Summe

9.2 Indizes

A	Außentemperatur
A	Abgasverlust
Aus	Ausschalttemperatur
Be	Beladung
el	Elektrisch
Br	Brennstoff
d	Tag (engl. day)
Ein	Einschalttemperatur, Eintrittstemperatur, Eintrittsgeschwindigkeit
el	elektrisch
Ent	Entladung
F	feuerungstechnisch
Fö	Fördermenge, Fördertemperatur
FW	Fernwärme
gem	gemessen
geo	geordnet
Geo	geothermal
GLF	Gleichzeitigkeitsfaktor
Heiz	Heizkreis
HKE	Heizkreiseinbindung
HT	Hochtemperatur
i	Hilfsvariable
Kol	Kollektor
m	Mittelwert
max	Maximalwert
min	Minimalwert
MV	Mischvolumen
N	Normbedingung
NT	Niedertemperatur
Nutz	Nutztemperatur, Nutzvolumen, Nutzleistung, Nutzenergie
ob	oben
Pers	Person
Pu	Pufferspeicher
prim	primär
Re	Reinjektion
RL	Rücklauf
sol	Solar
Sp	(Wärme-)Speicher
sek	sekundär
th	thermisch
TP	Taupunkttemperatur
Tr	Trasse
TWK	Trinkwasser kalt
TWW	Trinkwasser warm
TWZ	Trinkwasser Zirkulation
unt	unten
U	Umgebung
ÜS	Übergangsschicht
V	Verluste

VL	Vorlauf
vm	volumetrisch gemittelt
WE	Wärmeerzeuger
Zusatz	zusätzliche Energie

Indizes der DIN V 18599

b	Nutzenergie (engl. benefit)
d	Verteilung (engl. distribution)
gen	Erzeugung (engl. generation)
s	Speicherung (engl. storage)
w	Trinkwarmwasser (engl. hot drinking water)

9.3 Abkürzungen

AKS	Auskühlstufe
BDEW	Bundesverband der Energie- und Wasserwirtschaft e.V.
BHKW	Blockheizkraftwerk
BMWi	Bundesministerim für Wirtschaft und Energie
COP	Coefficient of Performance (Leistungszahl)
DFS	Durchflusssystem
DIN	Deutsches Institut für Normung
DVGW	Deutscher Verein des Gas- und Wasserfaches e.V.
EEG	Erneuerbare-Energien-Gesetz
EEWärmG	Erneuerbare-Energien-Wärme-Gesetz
EFH	Einfamilienhaus
EnEV	Energieeinsparverordnung
EnWG	Energie-Wirtschafts-Gesetz
FK	Flachkollektor
FWM	Frischwassermodul
FWS	Frischwassersystem
FÜS	Fernwärmeübergabestation
FVU	Fernwärmeversorgungsunternehmen
GLF	Gleichzeitigkeitsfaktor
HeiKo	Heizkondensator
HeizAnlV	Heizungsanlagenverordnung
HKE	Heizkreiseinbindung
HKW	Heizkraftwerk
HW	Heizwerk
JAZ	Jahresarbeitszahl
JHA	Jahresheizarbeit
KFW	Kreditanstalt für Wiederaufbau
KWK	Kraft-Wärme-Kopplung
KWKG	Kraft-Wärme-Kopplungs-Gesetz
LowEx	Low-Exergetische Energie
MAG	Membranausdehnungsgefäß
MFH	Mehrfamilienhaus
MO	Messobjekt
NTU	Number of Tranfer Units (Wärmeübertragungsfähigkeit)
PTJ	Projektträger Jülich
PU	Polyurethan Hartschaum
VRK	Vakuum-Röhrenkollektor
SLP	Standard-Lastprofil
SLS	Speicher-Lade-System
SpS	Speicher-System
SWM	Stadtwerke München
TAB	Technische Anschlussbedingungen
TWE	Trinkwassererwärmung
TWES	Trinkwassererwärmungssystem
WE	Wohneinheit
WLG	Wärmeleitgruppe
WP	Wärmepumpe
WRMG	Wasch- und Reinigungsmittelgesetz

WSVO	Wärmeschutzverordnung (WärmeschutzV)
WÜB	Wärmeübertrager
VDE	Verband der Elektrotechnik e.V.
VDEW	Verband der Elektrizitätswirtschaft e.V.
VDI	Verein Deutscher Ingenieure e.V.

9.4 Literaturverzeichnis

[1] Statistische Ämter des Bundes und der Länder: Zensus 2011 - Gebäude- und Wohnbestand in Deutschland, Hannover, 2015

[2] Energieeinsparverordnung (EnEV 2016), Verordnung über energiesparenden Wärmeschutz und energiesparende Anlagentechnik bei Gebäuden, Fassung vom 28. Oktober 2015

[3] Erneuerbare-Energien-Gesetz (EEG 2017), Gesetz für den Ausbau Erneuerbarer Energien, Beschluss vom 8. Juli.2016

[4] Stadtwerke München GmbH: Gestalter der Wärmewende, Broschüre, München, 2015

[5] Schulz Darup, B.: Energieeffiziente Wohngebäude, BINE Informationsdienst, Fraunhofer IRB Verlag, 3. Auflage, Karlsruhe, 2012, Abbildung verändert durch Zeisberger, J., 2017

[6] Schneider, F.-P.: Bundesdeutsche Trends bei Heizenergieeinsatz und Warmwasserkonsum 2006 bis 2012, VdZ-Projektforum, Metrona Wärmemesser Union GmbH, 2014

[7] Bundesverband der Energie- und Wasserwirtschaft e.V.: Wasserfakten im Überblick (Stand: Mai 2015), Aufgerufen am 08.02.2016, https://www.bdew.de/internet.nsf/id/-C125783000558C9FC125766C0003CBAF/$file/Wasserfakten%2020%C3%96ffentlicher%20Bereich-%20-Mai%202015.pdf.

[8] VDI 2067-4:1982-02, Berechnung der Kosten von Wärmeversorgungsanlagen; Warmwasserversorgung

[9] DIN EN V 18599-8:2011-12, Energetische Bewertung von Gebäuden - Berechnung des Nutz-, End- und Primärenergiebedarfs für Heizung, Kühlung, Lüftung, Trinkwarmwasser und Beleuchtung-Teil 8: Nutz- und Endenergiebedarf von Warmwasserbereitungssystemen

[10] Bundesinstitut für Bevölkerungsforschung: Pressemitteilung Nr. 9/2013, Wiesbaden

[11] DIN EN V 18599-10:2011-12, Energetische Bewertung von Gebäuden - Berechnung des Nutz-, End- und Primärenergiebedarfs für Heizung, Kühlung, Lüftung, Trinkwarmwasser und Beleuchtung - Teil 10: Nutzungsrandbedingungen, Klimadaten

[12] VDI 6002-1:2014-03, Solare Trinkwassererwärmung, Allgemeine Grundlagen, Systemtechnik und Anwendung im Wohnungsbau

[13] VDI 2067-12:2000-01, Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen, Nutzenergiebedarf für die Trinkwassererwärmung

[14] Jagnow, K., Wolff, D.: Abschlussbericht-Teil 2: Technische Optimierung und Energieeinsparung, Im Auftrag der OPTIMUS-Gruppe, Wilhelmshaven, 2002

[15] Feist, W.: Sanierung mit Passivhauskomponenten - Messtechnische Untersuchung und Auswertung Tevesstraße Frankfurt a. M., Darmstadt, 2009

[16] Feist, W.: Gebäudesanierung „Passivhaus im Bestand“ in Ludwigshafen/Mundenheim - Messung und Beurteilung der energetischen Sanierungserfolge, Darmstadt, 2008

[17] Mühlbacher, H.: Verbrauchsverhalten von Wärmeerzeugern bei dynamisch variierten Lasten und Übertragungskomponenten, Dissertation, TU München, 2007

[18] Jordan, U.: Realistische Trinkwarmwasser-Profile für bis zu 100 Wohneinheiten, 11. Symposium thermische Solarenergie, Staffelstein (DE), 9.5. - 11.05.2001, pp.384-389, Marburg, 2001

[19] Forschungsstelle TU Dresden, Institut für Energietechnik: Senkung der Zirkulationsverluste in zentralen Trinkwassererwärmungsanlagen, Abschlussbericht, Dresden, 2007

[20] Sander, H.: Warmwasserbereitungsanlagen, Berlin, 2. Auflage 1963

[21] DIN 4708-1:1994-04, Zentrale Wassererwärmungsanlagen

[22] Sellmaier, S.: Auslegung verschiedener dezentraler Trinkwassererwärmungssysteme und deren Auswirkungen auf das geothermie-gespeiste Fernwärmenetz München-Freiham, unveröffentlichte Diplomarbeit, Hochschule München, 2008

[23] Bräunig, K.-U., Rasim, W.: Anwendungsmöglichkeiten und -grenzen der Brauchwasserbereitung im Durchlaufprinzip bei der Sanierung der Abnehmeranlagen in typischen Fernwärmeversorgungsgebieten der neuen Bundesländer, Abschlussbericht, Institut für Energietechnik, Dresden, 1999

[24] Trinkwasserverordnung (TrinkwV 2001), Verordnung über die Qualität von Wasser für den menschlichen Gebrauch, Fassung vom 31. Oktober 2006

[25] DVGW-Arbeitsblatt W 551:2004-04, Trinkwassererwärmungs- und Trinkwasserleitungsanlagen; Technische Maßnahmen zur Verminderung des Legionellenwachstums; Planung, Errichtung, Betrieb und Sanierung von Trinkwasser-Installationen, Deutscher Verein des Gas- und Wasserfaches e.V., Bonn, 2004

[26] DIN EN 1717:2011-08, Schutz des Trinkwassers vor Verunreinigung in Trinkwasser-Installationen und allgemeine Anforderung an Sicherungseinrichtungen zur Verhütung von Trinkwasserverunreinigungen durch Rückfließen; Technisches Regelwerk des DVGW

[27] Rühling, K., Rothmann, R.: Untersuchungen zur Verifizierung von Sicherheitsabständen zur Zone des Legionellenwachstums in der Trinkwassererwärmung, Abschlussbericht, Institut für Energietechnik, Dresden, 2012

[28] Wasch- und Reinigungsmittelgesetz (WRMG), Gesetz über die Umweltverträglichkeit von Wasch- und Reinigungsmitteln, Fassung vom 17. Juli 2013

[29] Stadtwerke München GmbH: Münchner Trinkwasser-Analysewerte, Stand: Januar 2016

[30] Burkhardt, W., Kraus, R.: Projektierung von Warmwasserheizungen, Oldenbourg Industrieverlag, 8. Auflage, München, 2011, Seite 130-132

[31] Pasztor, F.: Messtechnische Untersuchung und Optimierung der Heizungsanlage einer großen Wohnanlage, unveröffentlichte Bacherlorarbeit, Hochschule München, 2013

[32] Zeisberger, J., et al.: LowEx-Systeme: Breitenanwendung von Niedertemperatur-Systemen als Garanten für eine nachhaltige Wärmeversorgung, Abschlussbericht, München, 2014

[33] Lehner, C., Popp, M.: Messtechnische Untersuchung eines innovativen Trinkwasser-erwärmungssystems am Fernwärme-Prüfstand der Hochschule München und an realisierten Pilotanlagen, unveröffentlichte Masterarbeit, Hochschule München, 2016

[34] Stadtwerke München GmbH: Datenblätter zu den Technischen Anschluss-bedingungen an das Heizwassernetz der einzelnen Versorgungsgebiete, Stand: April 2015

[35] Zeisberger, J.: Wirtschaftliche Optimierung des Geothermie-Heizwerkes in München Riem durch Einsatz eines Wärmespeichers, unveröffentlichte Diplomarbeit, Hochschule München, 2008

[36] Polifkte, W., Kopitz, J.: Wärmeübertragung - Grundlagen, analytische und numerische Methoden, Pearson Studium, München, 1. Auflage, 2005

[37] Meuer, T.: Wirtschaftliche Optimierung der geothermischen Wärmeauskoppelung im Heizwerk München Riem, unveröffentlichte Diplomarbeit, Hochschule München, 2008

[38] Wirths, A.: Zur Bewertung der Energieeffizienz von Fernwärmesystemen unter Berücksichtigung des Fernwärmetemperaturniveaus. Dissertation, TU Dresden, 2014

[39] Stadtwerke München GmbH: Energiegewinnung der Zukunft: Geothermie-Anlage für die Messestadt Riem, 2003

[40] Obernberger, I.: Möglichkeiten der technologischen und wirtschaftlichen Optimierung von Biomasse-Nahwärme- und Mikronetzen, Energieverwertungs-agentur, Wien, 1997

[41] Isoplus Fernwärmetechnik Vertriebsgesellschaft mbH: Planungshandbuch Fern-wärmetechnik Kapitel 2 (Starre Verbundsysteme) und Kapitel 9 (Handhabung Tiefbau), 2011

[42] Landeshauptstadt München, Referat für Arbeit und Wirtschaft: Standortinfo-Steuern, Preise und Gebühren, Stand: Februar 2015

[43] Energie-Wende-Garching GmbH & Co. KG: Preisliste Fernwärme, Stand: Januar 2016

[44] Buderus Heiztechnik GmbH: Handbuch für Heizungstechnik, Beuth Verlag, 34. Auflage, 2002

[45] Wolff, D., et al.: Abschlussbericht, Felduntersuchung: Betriebsverhalten von Heizungsanlagen mit Gas-Brennwertkesseln, Deutsche Bundesstiftung Umwelt (DBU - AZ -14133), Wolfenbüttel 2004

[46] Suttor, W.: Blockheizkraftwerke - Ein Leitfaden für den Anwender, Bine Informationsdienst, Fraunhofer IRB Verlag, 8.Auflage, 2014

[47] Stadtwerke Unna: Standardlastprofile Stromnetz, Download am 02.01.2017, http://www.gipsprojekt.de/featureGips/Gips?SessionMandant=sw_unna&Anwendung=EnWGKnotenAnzeigen&PrimaryId=133029&Mandantkuerzel=sw_unna&Navigation=J

[48] Viessmann Werke GmbH & Co. KG: Blockheizkraftwerk Vitobloc 200 Typ EM-6/15, Technische Beschreibung, Stand: Januar 2015

[49] Viessmann Werke GmbH & Co. KG: Flachkollektor Vitosol 300-F, Datenblatt, Stand: Mai 2014

[50] Viessmann Werke GmbH & Co. KG: Vakuum-Röhrenkollektor Vistosol 300-T, Datenblatt, Stand: Mai 2015

[51] Miara, M., et al.: Wärmepumpen Effizienz - Messtechnische Untersuchung von Wärmepumpenanlagen zur Analyse und Bewertung der Effizienz im realen Betrieb, Abschlussbericht Fraunhofer ISE, Freiburg, 2011

[52] Preußer, S.: Anwendungsgerechte Gestaltung von Wärmepumpen-Kreisprozessen und -anlagen, Dissertation, TU Dresden, 2005

[53] Huhn, R.: Beitrag zur thermodynamischen Analyse und Bewertung von Wasser-wärmespeichern in Energieumwandlungsketten, Dissertation, TU Dresden, 2007

[54] Verein Deutscher Ingenieure: VDI-Wärmeatlas, VDI-Gesellschaft, Springer Vieweg Verlag Berlin, 11. Auflage, 2013

[55] Zeisberger, J.: Numerische Optimierung und messtechnische Überprüfung von turbulenzarmen Be- und Entladeeinrichtungen in Pufferspeichern, unveröffentlichte Masterarbeit, Hochschule München, 2009

[56] Reichardt, H.: Gesetzmäßigkeiten der freien Turbulenz, VDI-Forschungsheft 414, 2. Auflage, 1951

[57] Schlichting, H.: Grenzschichttheorie, Braun Verlag, Karlsruhe, 8. Auflage, 1982

[58] Truckenbrodt, E., et al.: Raumklimatechnik Band 1, Springer Verlage, Berlin, 16. Auflage, 1994

[59] Regenscheit, B.: Isotherme Freistrahlen, Klima und Kälteingenieur, 1981

[60] Ruchti, O.: Versuche mit Radialdiffusoren, Technische Berichte Heft 11, Zentrale für wissenschaftliches Berichtwesen der Luftfahrtforschung, Berlin-Adlershof 11, 1944

[61] Surek, D., Stempin, S.: Angewandte Strömungsmechanik für Praxis und Studium, Teubner Verlag, 1. Auflage, 2007

[62] Afflerbach Bödenpresserei GmbH & Co. KG: Unveröffentlichte Produktunterlagen

[63] Idelchik, I.E.: Handbook of Hydraulic Resistance, Jaico Publishing House, 3rd. Edition, 2005

[64] Weber, L. J., et al.: Headloss characteristics for perforated plates and flat bar screens, IIHR Technical Report No. 411, Iowa Institute of Hydraulic Engineering, 2000

9.5 Abbildungsverzeichnis

Abb. 3.1: Entwicklung des spezifischen Endenergieverbrauchs [5] 4
Abb. 3.2: Gegenüberstellung der spezifischen Nutzenergiebedarfskennwerte 8
Abb. 3.3: Tagesgang der Warmwasserentnahme für 23 Wohneinheiten (MO2) 11
Abb. 3.4: Tagesgang der Warmwasserentnahme für 84 Wohneinheiten (MO4) 11
Abb. 3.5: Tagesgang der Warmwasserentnahme für 171 Wohneinheiten (MO6) 11
Abb. 3.6: Stündlicher Warmwasserverbrauch während der Werktage 12
Abb. 3.7: Stündlicher Warmwasserverbrauch am Wochenende 13
Abb. 3.8: Warmwasserverbrauch an Wochentagen 14
Abb. 3.9: Gleichzeitigkeitsfaktoren in Abhängigkeit von der Anzahl der Wohneinheiten [20, 21, 22, 23] 15
Abb. 3.10: Aus den Gleichzeitigkeitsfaktoren resultierende Spitzenentnahmevolumenströme in Abhängigkeit von der Anzahl der Wohneinheiten 16
Abb. 3.11: Dauer der Warmwasser-Spitzenentnahme in Abhängigkeit von der Anzahl der Wohneinheiten 17
Abb. 3.12: Geordnete Warmwasserentnahme in Abhängigkeit von der täglichen Entnahmedauer 18
Abb. 3.13: Tägliche Entnahmedauer in Abhängigkeit von der Anzahl der Wohneinheiten 18
Abb. 3.14: Einteilung der Trinkwassererwärmungsanlagen [30] 25
Abb. 3.15: Schema des Speichersystems für Fernwärmeversorgung 26
Abb. 3.16: Typischer Aufheizvorgang bei einem Speichersystem (MO5) 28
Abb. 3.17: Warmwassertemperaturen und kumulierte -entnahme der Trinkwasserspeicher (MO5) 29
Abb. 3.18: Interne Speicher- und Anschlusstemperaturen der Trinkwassererwärmer (MO5) 29
Abb. 3.19: Schema des Speicherladesystems (SLS) für Fernwärmeversorgung 31
Abb. 3.20: Tageslastgang des Speicherladesystems (SLS) bei Fernwärmeversorgung 32
Abb. 3.21: Schema des Durchflusssystems (DFS) für Fernwärmeversorgung 33
Abb. 4.1: Schema des Fernwärmeprüfstands an der Hochschule München 38
Abb. 5.1: Referenzprofil Warmwasser im Zeitintervall von 10 s (MO2) 40
Abb. 5.2: Referenzprofil Heizung im Zeitintervall von 10 min (MO2) 41
Abb. 5.3: Tagesgang der Wärmeleistungen für die Referenzprofile Heizung, Warmwasser und Zirkulation (Neubau) im Zeitintervall von 10 s 42
Abb. 5.4: Fernwärmevorlauftemperatur in Abhängigkeit von der mittleren Außentemperatur 43
Abb. 6.1: Schema des innovativen Trinkwassererwärmungssystems für die Anschlussart Fernwärme 49
Abb. 6.2: Innovatives Trinkwassererwärmungssystem am Fernwärmeprüfstand der Hochschule München 51
Abb. 6.3: Volumetrisch gemittelte Fernwärmerücklauftemperatur in Abhängigkeit von der Fernwärmevorlauftemperatur und dem Rohrleitungsdämmstandard für den Sommerbetrieb 52
Abb. 6.4: Täglicher Fernwärmevolumenstrom in Abhängigkeit von der Fernwärmevorlauf-temperatur und dem Rohrleitungsdämmstandard für den Sommerbetrieb 53
Abb. 6.5: Maximale Fernwärmeleistung in Abhängigkeit von der Fernwärmevorlauftemperatur und dem Rohrleitungsdämmstandard für den Sommerbetrieb 54
Abb. 6.6: Tageslastgang für den Neubau im Sommerbetrieb bei einer Fernwärmevorlauftemperatur von 85 °C 55
Abb. 6.7: Tageslastgang für den Neubau im Sommerbetrieb bei einer Fernwärmevorlauftemperatur von 95 °C 55

Abb. 6.8: Volumetrisch gemittelte Fernwärmerücklauftemperatur in Abhängigkeit von der Fernwärmevorlauftemperatur und dem Rohrleitungsdämmstandard für den Winterbetrieb des Altbaus 57
Abb. 6.9: Tageslastgang für den Altbau bei einer Fernwärmevorlauftemperatur von 85 °C im Winterbetrieb (ohne HKE) 58
Abb. 6.10: Tageslastgang für den Altbau bei einer Fernwärmevorlauftemperatur von 85 °C im Winterbetrieb (mit HKE) 58
Abb. 6.11: Täglicher Beimischvolumenstrom aus dem Pufferspeicher zur Trinkwassererwärmung in Abhängigkeit von der Fernwärmevorlauftemperatur und dem Rohrleitungsdämmstandard 59
Abb. 6.12: Temperaturverlauf im Pufferspeicher für den Sommerbetrieb des Neubaus mit einer Fernwärmevorlauftemperatur von 85 °C 60
Abb. 6.13: Temperaturverlauf im Pufferspeicher für den Sommerbetrieb des Neubaus mit einer Fernwärmevorlauftemperatur von 110 °C 60
Abb. 7.1: Energiebilanzgrenzen des innovativen Trinkwassererwärmungssystems (Hausstation) 65
Abb. 7.2: Theoretisch minimal erreichbare Rücklauftemperatur in Abhängigkeit von der Vorlauftemperatur und des Verhältnisses der Zirkulationsverluste zur Nutzenergie für die Trinkwassererwärmung im Sommerbetrieb bei direktem Anschluss. 67
Abb. 7.3: Theoretisch minimal erreichbare Fernwärmerücklauftemperatur in Abhängigkeit von der Fernwärmevorlauftemperatur und des Verhältnisses der Zirkulationsverluste zur Nutzenergie für die Trinkwassererwärmung im Sommerbetrieb bei indirektem Anschluss. 68
Abb. 7.4: Theoretisch minimal erreichbare volumetrisch gemittelte Fernwärmerücklauftemperatur bei abgesenktem Temperaturniveau der Warmwasser- und Zirkulationsleitung in Abhängigkeit von der Fernwärmevorlauftemperatur 71
Abb. 7.5: Netztemperaturen und Reinjektionstemperaturen des Münchner Geothermie-Heizwerkes Messestadt Riem im Jahr 2007 [35] 73
Abb. 7.6: Geothermale Wärmeleistung in Abhängigkeit von der Fernwärmerücklauftemperatur und der hydraulischen Verschaltung der Wärmeübertrager [35] 74
Abb. 7.7: Reinjektionstemperatur bei paralleler und serieller Betriebsweise der Wärmeübertrager 75
Abb. 7.8: Deckungsraten der Jahresheizarbeit in Abhängigkeit von der Wärmeerzeugerleistung . 76
Abb. 7.9: Hydraulische Leistung und Druckverlust in Abhängigkeit von der Fernwärmerücklauftemperatur 79
Abb. 7.10: Parallel im Erdreich verlegte Rohrleitungen 81
Abb. 7.11: Wärmeverluste parallel im Erdreich verlegte Rohrleitungen in Abhängigkeit von der Fernwärmerücklauftemperatur 81
Abb. 7.12: Feuerungstechnischer Wirkungsgrad von Brennwertgeräten in Abhängigkeit von der Abgastemperatur für Heizöl EL und Erdgas H bezogen auf den Heizwert. 85
Abb. 7.13: Brennwertkessel mit integriertem Kondensationswärmeübertrager (links) und externem, nachgeschaltetem Abgaswärmetauscher (rechts) für Niedertemperaturkessel (Hersteller: Hoval) 86
Abb. 7.14: Schema des innovativen Trinkwassererwärmungssystems mit Brennwertkessel 88
Abb. 7.15: Wirkungsgrad eines Heizkessels und Kraftwerks (links) im Vergleich zum BHKW (rechts) [46] 90
Abb. 7.16: Standardlastprofil für den Stromverbrauch im Haushalt [47] 91
Abb. 7.17: Wärmeleistung des BHKW-Moduls in Abhängigkeit von der Heizwassereintrittstemperatur [48] 92
Abb. 7.18: Schema der innovativen Trinkwassererwärmung mit BHKW (inkl. externem Abgaswärmeübertrager) und Brennwert-Spitzenlastkessel 93

Abb. 7.19: Kollektorwirkungsgrad in Abhängigkeit von der Kollektorrücklauftemperatur und der Bestrahlungsstärke 95
Abb. 7.20: Schema des innovativen Trinkwassererwärmungssystems mit thermischer Solaranlage und Brennwertkessel 98
Abb. 7.21: Jahresarbeitszahl von 25 Erdreich-Wärmepumpen in Abhängigkeit des spezifischen Heizwärmebedarfs für das Jahr 2009 [51] 100
Abb. 7.22: Kältemittelkreislauf der zweistufigen Sole/Wasser-Wärmepumpe im Druck-Enthalpie-Diagramm 103
Abb. 7.23: Schema der zweistufigen Sole/Wasser-Wärmepumpenanlage mit Kältekreislauf 104
Abb. 7.24: Wärmeverluste bei Wärmespeichern (ohne innere Einbauten) 107
Abb. 7.25: Gemessene Temperaturverläufe und Mischvolumina beim seitlichen Einlauf DN 32 112
Abb. 7.26: Temperaturverteilung beim seitlichen Einlauf DN 32 nach 50 s, 100 s und 200 s (von links nach rechts) 113
Abb. 7.27: Geschwindigkeitsprofile und Strömungsverfolgung beim seitlichen Einlauf DN 32 nach 50 s (Geschwindigkeiten größer 0,5 m/s sind in rot dargestellt) 113
Abb. 7.28: Temperaturverteilung beim seitlichen Einlauf DN 50 nach 50 s, 100 s und 200 s (von links nach rechts) 114
Abb. 7.29: Geschwindigkeitsprofile und Strömungsverfolgung beim seitlichen Einlauf DN 50 nach 50 s 114
Abb. 7.30: Gemessene Temperaturverläufe und Mischvolumina beim vertikalen Einlauf 115
Abb. 7.31: Temperaturverteilung beim vertikalen Einlauf nach 100 s, 200 s und 400 s (von links nach rechts) 116
Abb. 7.32: Geschwindigkeitsprofile und Strömungsverfolgung beim vertikalen Einlauf nach 100 s (Geschwindigkeiten größer 0,5 m/s sind in rot dargestellt) 116
Abb. 7.33: Gemessene Temperaturverläufe und Mischvolumina beim Radial-Diffusor 117
Abb. 7.34: Temperaturverteilung beim Radial-Diffusor nach 50 s, 100 s und 200 s (von links nach rechts) 118
Abb. 7.35: Geschwindigkeitsprofile und Strömungsverfolgung beim Radial-Diffusor nach 50 s (Geschwindigkeiten größer 0,25 m/s sind in rot dargestellt) 118
Abb. 7.36: Gemessene Temperaturverläufe und Mischvolumina bei der Prallplatte 119
Abb. 7.37: Temperaturverteilung der Prallplatte nach 50 s, 100 s und 200 s (von links nach rechts) 120
Abb. 7.38: Geschwindigkeitsprofile und Strömungsverfolgung der Prallplatte nach 50 s (Geschwindigkeiten größer 0,25 m/s sind in rot dargestellt) 120
Abb. 7.39: Gemessene Temperaturverläufe und Mischvolumina beim Laderohr 121
Abb. 7.40: Temperaturverteilung bei Verwendung eines Laderohrs nach 50 s, 100 s und 200 s (von links nach rechts) 122
Abb. 7.41: Geschwindigkeitsprofile und Strömungsverfolgung bei Verwendung eines Laderohrs nach 50 s (Geschwindigkeiten größer 0,25 m/s werden in rot dargestellt) 122
Abb. 7.42: Gemessene Temperaturverläufe und Mischvolumina beim Drall-Einlauf 124
Abb. 7.43: Temperaturverteilung bei Verwendung eines Drall-Einlaufs nach 50 s, 100 s und 200 s (von links nach rechts) 125
Abb. 7.44: Geschwindigkeitsprofile und Strömungsverfolgung bei Verwendung eines Drall-Einlaufs nach 50 s (Geschwindigkeiten größer 0,25 m/s werden in rot dargestellt) ... 125
Abb. 7.45: Gemessene Temperaturverläufe und Mischvolumina bei Verwendung einer perforierten Platte 127
Abb. 7.46: Temperaturverteilung der perforierten Platte nach 50 s, 100 s und 200 s (von links nach rechts) 128
Abb. 7.47: Geschwindigkeitsprofile und Strömungsverfolgung der perforierten Platte (Geschwindigkeiten größer 0,25 m/s werden in rot dargestellt) 128

Abb. 7.48: Gemessene Temperaturverläufe für einen Speicher mit seitlichem Einlauf bei vollständiger Entleerung mit einem Beladevolumenstrom von 60 l/min 129
Abb. 7.49: Gemessene Temperaturverläufe für einen Speicher mit Drall-Einlauf bei vollständiger Entleerung mit einem Beladevolumenstrom von 60 l/min 129
Abb. 7.50: Tagesverlauf der Pilotanlage in München-Riem 131
Abb. 7.51: Temperaturverlauf der Pilotanlage in München-Schwabing über einen Zeitraum von 21 Tagen 133
Abb. 7.52: Tagesverlauf des Trinkwassererwärmungssystems der Pilotanlage in München-Schwabing 134
Abb. 7.53: Tagesverlauf der Pilotanlage in München-Trudering mit Gas-Brennwerttechnik 136
Abb. A.1: Betriebsweise des Frischwassermoduls ohne (links) und mit (rechts) Auskühlstufe ... 167
Abb. A.2: Frischwassermodul ohne nachgeschalteter Auskühlstufe und Wilo Para 25/1-7 169
Abb. A.3: Frischwassermodul mit nachgeschalteter Auskühlstufe und Wilo Para 25/1-7 169
Abb. A.4: Frischwassermodul mit nachgeschalteter Auskühlstufe und Wilo Para 25/1-9 169
Abb. A.5: Betriebsverhalten der dreistufigen Fernwärmeübergabestation zur Pufferspeicherbeladung 171
Abb. A.6: Betriebsverhalten von Wärmeübertragern bei laminarer Durchströmung 173
Abb. A.7: Darstellung der Wärmeübertragung in einem ebenen Spalt 174
Abb. A.8: Runder und ebener Freistrahl [58] 176
Abb. A.9: Gegenüberstellung des Geschwindigkeitsverlaufs von Freistrahlen mit Spalthöhe h = 25 mm bzw. Durchmesser d = 25 mm und gleicher Austrittsgeschwindigkeit über die charakteristische Länge 178
Abb. A.10: Schema des Prüfstands zur Untersuchung von Schichtladeeinrichtungen 180
Abb. A.11: Theoretischer Verlauf der Strahlmittengeschwindigkeit des seitlichen Einlaufs DN 32 für die vier Beladevolumenströme der Lastprofile bei isothermer Einströmung 182
Abb. A.12: Diffusorwirkungsgrad und Skizze des Radial-Diffusors [61] 183
Abb. A.13: Strömungsgeschwindigkeit im mittigen Plattenspalt des Radial-Diffusors bei $\dot{V}_{Be}$ = 60 l/min (v.l.n.r. ohne Krümmer b = 6,3 mm, mit Krümmer b = 6,3 mm, mit Krümmer b = 7,3 mm, mit Krümmer b = 5,3 mm) 184
Abb. A.14: Messergebnisse des Laderohrs DN 50 für verschiedene Öffnungen und Öffnungsverhältnisse 185
Abb. A.15: Übersicht gewölbter Böden (von links nach rechts): Klöpperboden (DIN 28011), Korbbogenboden (DIN 28013), normal- und flachgewölbter Boden, flacher Boden 186
Abb. A.16: Teilvolumenfaktor y für Klöpperböden und Korbbogenböden [62] 187
Abb. A.17: Inhalt des Klöpperbodens in Abhängigkeit des Teilvolumenfaktors 187
Abb. A.18: Flächeninhalt und Schwerpunkt des Kreisabschnitts (links) und Kreissegments (rechts) 187
Abb. A.19: Geschwindigkeitsabweichung bei Laderohren mit Querschlitzen beim Einströmen in den Speicher 189
Abb. A.20: Verteilung der Öffnungsabstände an einem Laderohr 190
Abb. A.21: Geschwindigkeitsabweichung des Laderohrs mit seitlichen Bohrungen bei der Entnahme aus dem Speicher 191
Abb. A.22: Drall-Auslass der Firma Schako© Typ DQF-R (Anströmung links, Ausströmung rechts) 192
Abb. A.23: Geschwindigkeitsverteilung über den Querschnitt der perforierten Platte (d = 3 mm, a = 20 mm) mit undurchlässigem Mittenbereich von D = 170 mm 195

9.6 Tabellenverzeichnis

Tab. 3.1: Personenspezifische Warmwasser- und Energiebedarfskennwerte [8] 5
Tab. 3.2: Flächenspezifischer Nutzenergiebedarf zur Trinkwassererwärmung 6
Tab. 3.3: Kategorisierung der Dauer und Häufigkeit der Warmwasserentnahme bei 60 °C [18] 7
Tab. 3.4: Spezifische Zirkulationsverluste in Abhängigkeit des Rohrleitungsdämmstandards 7
Tab. 3.5: Übersicht der untersuchten Messobjekte (MO) 9
Tab. 3.6: Übersicht über Klein- und Großanlagen [25] 21
Tab. 3.7: Einteilung von Flüssigkeiten nach DIN EN 1717 22
Tab. 3.8: Härtebereiche für Trinkwasser [28] 23
Tab. 3.9: Merkmale der Standard-Trinkwassererwärmungssysteme 36
Tab. 3.10: Anforderungsmerkmale an ein Trinkwassererwärmungssystem 36
Tab. 5.1: Referenzprofile für die Zirkulationsverluste 41
Tab. 5.2: Übersicht der Referenzprofile 42
Tab. 5.3: Ordnungsnummern der Tageslastgänge 45
Tab. 7.1: Berechnungskennwerte zu den Abbildungen 7.2 und 7.3 69
Tab. 7.2: Auswirkungen einer abgesenkten Warmwassertemperatur auf die Verbrauchskennwerte 70
Tab. 7.3: Berechnungskennwerte für die Wärmeverluste in Abbildung 7.11 82
Tab. 7.4: Energiekosten der Trinkwassererwärmung für verschiedene Anlagensysteme [32] 83
Tab. 7.5: Kennwerte von Heizöl EL und Erdgas H [44] 85
Tab. 7.6: Kennwerte der Kollektoren in Abbildung 7.19 (bezogen auf die Absorberfläche) [49, 50] 96
Tab. 7.7: Vergleich der gemessenen mittleren Jahresarbeitszahl [51] und der Leistungszahl nach DIN EN 14511 Teil 2 101
Tab. 7.8: Kenngrößen des Kältekreislaufs in Abbildung 7.22 103
Tab. 7.9: Komponentenliste der zweistufigen Sole/Wasser-Wärmepumpe 105
Tab. 7.10: Übersicht der Beladevolumenströme für die messtechnischen Untersuchungen 110
Tab. 7.11: Berechnete Kennwerte des seitlichen Einlaufs 111
Tab. 7.12: Messergebnisse des seitlichen Einlaufs DN 32 112
Tab. 7.13: Kennwerte des Radial-Diffusors 117
Tab. 7.14: Messergebnisse des Radial-Diffusors 118
Tab. 7.15: Messergebnisse der Prallplatte 120
Tab. 7.16: Kennwerte des Laderohrs 121
Tab. 7.17: Messergebnisse des Laderohrs 122
Tab. 7.18: Kennwerte des Drall-Einlaufs 123
Tab. 7.19: Messergebnisse des Drall-Einlaufs 124
Tab. 7.20: Kennwerte der perforierten Platte 126
Tab. 7.21: Messergebnisse der perforierten Platte 127
Tab. 7.22: Mittlere Verbrauchswerte und Temperaturen (im Zeitraum vom 04.12. bis 19.12.2014) 131
Tab. 7.23: Mittlere Verbrauchswerte und Temperaturen (im Zeitraum vom 09.11. bis 01.12.2015)[1)] 133
Tab. A.1: Messsensoren des Fernwärmeprüfstands 158
Tab. A.2: Messwerterfassung des Fernwärmeprüfstands 158
Tab. A.3: Stellglieder des Fernwärmeprüfstands 158
Tab. A.4: Tageslastgänge für den Neubau im Sommerbetrieb 159
Tab. A.5: Tageslastgänge für den Altbau im Sommerbetrieb 160
Tab. A.6: Tageslastgänge für das Passivhaus im Sommerbetrieb 161
Tab. A.7: Tageslastgänge für den Neubau im Winterbetrieb 162

Tab. A.8: Tageslastgänge für den Altbau im Winterbetrieb 163
Tab. A.9: Tageslastgänge für das Passivhaus im Winterbetrieb 164
Tab. A.10: Tageslastgänge für den Altbau im Winterbetrieb mit Heizkreiseinbindung 165
Tab.A.11: Komponentenliste des Trinkwassererwärmungssystems 166
Tab.A.12: Kenndaten der Wärmeübertrager zur Pufferspeicherbeladung 166
Tab.A.13: Messdaten des Frischwassermoduls ohne und mit Auskühlstufe 168
Tab.A.14: Messtechnik am Prüfstand für Schichtladeeinrichtungen 181
Tab.A.15: Übersicht und Messergebnisse der untersuchten Drall-Einläufe hinsichtlich Mischvolumen 192
Tab.A.16: Übersicht der untersuchten perforierten Platten 194
Tab.A.17: Messergebnisse der untersuchten perforierten Platten hinsichtlich ihres Mischvolumens 194

9.7 Weitere Angaben zu den messtechnischen Untersuchungen

9.7.1 Mess- und Regelungstechnik am Fernwärmeprüfstand

Tab. A.1: Messsensoren des Fernwärmeprüfstands

Art des Sensors	Hersteller	Typ	Messprinzip	Messbereich	Auflösung	Mess-genauigkeit
Temperaturfühler	Ahlborn	NTC Typ N	Widerstand	-20 bis +100°C	0,01 K	+/-0,1 K [1)]
Temperaturfühler	Alhlborn	Pt100 Typ P	Widerstand	-40 bis +500°C	0,1 K	+/-0,8 K [2)]
Durchflusssensor	Krohne	Optiflux 4300 (< DN 10)	magnetisch-induktiv	-12 bis +12 m/s	0,5 l/min	+/-0,3 % [3)]
Durchflusssensor	Krohne	Optiflux 4300 (ab DN 10)	magnetisch-induktiv	-12 bis +12 m/s	0,5 l/min	+/-0,2 % [3)]
Drucksensor	Ahlborn	FD8214M10R	piezoresistiv	0 bis 4 bar (rel.)	0,001 bar	+/-0,5 % [4)]
Drucksensor	Ahlborn	FD8214M11R	piezoresistiv	0 bis 6 bar (rel.)	0,001 bar	+/-0,5 % [4)]
Stromaufnehmer	Ahlborn	ZA9904AB2	digital	0 bis 10 A	10 mA	+/-0,1 % [4)]

[1)] Im Messbereich von 0 °C bis 70 °C

[2)] Im Messbereich von 100 °C

[3)] In Bezug auf den Messwert

[4)] In Bezug auf den Endwert

Tab. A.2: Messwerterfassung des Fernwärmeprüfstands

Messwerterfassungsanlage	
Hersteller	Ahlborn
Datenlogger	ALMEMO 5690-1CPU, Typ MA56901CPUTG8
Aktive Messkreiskarten	Typ ES5690MA10
Analog-Einschub (0-10V)	Typ ES5690RTA5
Software	AMR-WinControl 6.9.3.0

Tab. A.3: Stellglieder des Fernwärmeprüfstands

Regel- und Steuerventile	
Hersteller	Siemens
Typ	MXG461
Auflösung	1:1000
Stellzeit	< 2s

9.7.2 Messergebnisse der Tageslastgänge am Fernwärmeprüfstand

Tab. A.4: Tageslastgänge für den Neubau im Sommerbetrieb

Bezeichnung	Kürzel	Einheit	Zahlenwert			
Nummer der Messreihe	$Nr.$	[-]	1	2	3	4
Temperaturen						
Fernwärmevorlauftemperatur	$T_{FW,VL}$	[°C]	75	85	95	110
Min. Warmwassertemperatur	$T_{TWW,\min}$	[°C]	55,7	54,6	54,3	54,1
Max. Warmwassertemperatur	$T_{TWW,\max}$	[°C]	61,3	61,4	61,2	61,5
Mittlere Warmwassertemperatur	$T_{TWW,m}$	[°C]	59,9	60,0	59,9	60,1
Mittlere Zirkulationstemperatur	$T_{TWZ,m}$	[°C]	55,1	55,1	55,1	55,1
Vol. gem. Kaltwassertemperatur	$T_{TWK,vm}$	[°C]	10,5	9,7	10,5	10,6
Min. Fernwärmerücklauftemperatur	$T_{FW,RL,\min}$	[°C]	14,4	13,4	13,7	12,6
Max. Fernwärmerücklauftemperatur	$T_{FW,RL,\max}$	[°C]	56,2	54,8	50,4	41,0
Vol. gem. Fernwärmerücklauftemp.	$T_{FW,RL,vm}$	[°C]	40,9	31,0	21,4	17,4
FW-RL,vm zu TWK,vm	$T_{FW,RL,vm} - T_{TWK,vm}$	[K]	30,4	21,3	10,9	6,8
Mttl. Fernwärmevorlauftemperatur	$T_{FW,VL,m}$	[°C]	75,0	85,0	95,2	109,5
Mittlere Vorlauftemperatur TWE	$T_{TWE,VL,m}$	[°C]	64,7	64,9	64,9	65,4
Mttl. Zirkulationsrücklauftemperatur	$T_{TWZ,RL,m}$	[°C]	57,6	57,7	57,6	57,7
Volumenströme						
Mttl. Zirkulationsvolumenstrom	$\dot{V}_{TWZ,m}$	[l/min]	7,0	7,0	7,0	6,9
Min. Fernwärmevolumenstrom	$\dot{V}_{FW,\min}$	[l/min]	2,0	1,2	0,9	0,7
Max. Fernwärmevolumenstrom	$\dot{V}_{FW,\max}$	[l/min]	3,7	2,3	1,7	1,2
Mttl. Fernwärmevolumenstrom	$\dot{V}_{FW,m}$	[l/min]	2,8	1,8	1,3	1,1
Warmwasserentnahme	$\dot{V}_{TWW}$	[l/d]	1.744	1751	1.747	1.752
Zirkulationsvolumenstrom	$\dot{V}_{TWZ}$	[l/d]	10.058	10.111	10.115	9.975
Fernwärmevolumenstrom	$\dot{V}_{FW}$	[l/d]	4.071	2.612	1.882	1.528
Leistungen						
Mittlere Zirkulationsverluste	$\dot{Q}_{TWZ,m}$	[kW]	2,3	2,4	2,3	2,4
Min. Fernwärmeleistung	$\dot{Q}_{FW,\min}$	[kW]	2,6	2,7	3,0	3,7
Max. Fernwärmeleistung	$\dot{Q}_{FW,\max}$	[kW]	15,3	11,3	9,3	7,9
Mittlere Fernwärmeleistung	$\dot{Q}_{FW,m}$	[kW]	6,6	6,7	6,6	6,7
Energiemengen						
Warmwasser	q_{TWW}	[kWh/d]	98,7	100,7	98,7	99,1
Zirkulation	q_{TWZ}	[kWh/d]	55,2	56,5	55,7	56,9
Fernwärme	q_{FW}	[kWh/d]	159,0	161,6	158,8	160,6
Wärmeverluste	q_V	[kWh/d]	5,1	4,3	4,4	4,6
Elektrische Hilfsenergie	q_E	[kWh/d]	3,2	3,2	3,2	3,6

Tab. A.5: Tageslastgänge für den Altbau im Sommerbetrieb

Bezeichnung	Kürzel	Einheit	Zahlenwert			
Nummer der Messreihe	$Nr.$	[-]	5	6	7	8
Temperaturen						
Fernwärmevorlauftemperatur	$T_{FW,VL}$	[°C]	75	85	95	110
Min. Warmwassertemperatur	$T_{TWW,\min}$	[°C]	55,4	53,8	52,9	53,1
Max. Warmwassertemperatur	$T_{TWW,\max}$	[°C]	61,3	61,3	61,7	61,5
Mittlere Warmwassertemperatur	$T_{TWW,m}$	[°C]	59,7	59,7	59,8	59,7
Mittlere Zirkulationstemperatur	$T_{TWZ,m}$	[°C]	55,1	55,1	55,1	55,1
Vol. gem. Kaltwassertemperatur	$T_{TWK,vm}$	[°C]	10,0	8,8	8,6	9,8
Min. Fernwärmerücklauftemperatur	$T_{FW,RL,\min}$	[°C]	15,2	12,9	11,4	11,4
Max. Fernwärmerücklauftemperatur	$T_{FW,RL,\max}$	[°C]	58,0	57,1	56,8	55,8
Vol. gem. Fernwärmerücklauftemp.	$T_{FW,RL,vm}$	[°C]	49,3	42,1	37,3	32,7
FW-RL,vm zu TWK,vm	$T_{FW,RL,vm} - T_{TWK,vm}$	[K]	39,4	33,3	28,7	22,9
Mttl. Fernwärmevorlauftemperatur	$T_{FW,VL,m}$	[°C]	74,8	85,9	95,3	110,2
Mittlere Vorlauftemperatur TWE	$T_{TWE,VL,m}$	[°C]	66,8	66,7	67,3	67,0
Mttl. Zirkulationsrücklauftemperatur	$T_{TWZ,RL,m}$	[°C]	58,4	58,4	58,6	58,5
Volumenströme						
Mttl. Zirkulationsvolumenstrom	$\dot{V}_{TWZ,m}$	[l/min]	14,0	14,1	14,1	14,0
Min. Fernwärmevolumenstrom	$\dot{V}_{FW,\min}$	[l/min]	4,5	2,3	1,8	1,2
Max. Fernwärmevolumenstrom	$\dot{V}_{FW,\max}$	[l/min]	6,0	4,0	3,5	2,2
Mttl. Fernwärmevolumenstrom	$\dot{V}_{FW,m}$	[l/min]	5,2	3,1	2,3	1,7
Warmwasserentnahme	$\dot{V}_{TWW}$	[l/d]	1.769	1790	1.793	1.780
Zirkulationsvolumenstrom	$\dot{V}_{TWZ}$	[l/d]	20.195	20.243	20.235	20.214
Fernwärmevolumenstrom	$\dot{V}_{FW}$	[l/d]	7.413	4.387	3.351	2.411
Leistungen						
Mittlere Zirkulationsverluste	$\dot{Q}_{TWZ,m}$	[kW]	4,5	4,4	4,6	4,4
Min. Fernwärmeleistung	$\dot{Q}_{FW,\min}$	[kW]	5,2	4,7	4,8	4,5
Max. Fernwärmeleistung	$\dot{Q}_{FW,\max}$	[kW]	24,0	19,2	18,6	14,9
Mittlere Fernwärmeleistung	$\dot{Q}_{FW,m}$	[kW]	9,0	9,2	9,2	8,9
Energiemengen						
Warmwasser	q_{TWW}	[kWh/d]	100,9	104,7	105,4	101,9
Zirkulation	q_{TWZ}	[kWh/d]	107,0	106,6	109,3	105,8
Fernwärme	q_{FW}	[kWh/d]	215,7	219,7	221,6	212,7
Wärmeverluste	q_V	[kWh/d]	7,8	8,4	7,0	5,0
Elektrische Hilfsenergie	q_E	[kWh/d]	5,0	4,3	4,3	4,3

Tab. A.6: Tageslastgänge für das Passivhaus im Sommerbetrieb

Bezeichnung	Kürzel	Einheit	Zahlenwert			
Nummer der Messreihe	$Nr.$	[-]	9	10	11	12
Temperaturen						
Fernwärmevorlauftemperatur	$T_{FW,VL}$	[°C]	75	85	95	110
Min. Warmwassertemperatur	$T_{TWW,\min}$	[°C]	55,4	54,3	55,9	55,2
Max. Warmwassertemperatur	$T_{TWW,\max}$	[°C]	62,3	62,2	61,8	62,3
Mittlere Warmwassertemperatur	$T_{TWW,m}$	[°C]	60,3	60,1	60,2	60,2
Mittlere Zirkulationstemperatur	$T_{TWZ,m}$	[°C]	55,0	55,0	55,0	55,0
Vol. gem. Kaltwassertemperatur	$T_{TWK,vm}$	[°C]	9,6	9,6	10,2	8,6
Min. Fernwärmerücklauftemperatur	$T_{FW,RL,\min}$	[°C]	12,8	12,6	12,8	11,0
Max. Fernwärmerücklauftemperatur	$T_{FW,RL,\max}$	[°C]	54,8	19,8	22,1	17,7
Vol. gem. Fernwärmerücklauftemp.	$T_{FW,RL,vm}$	[°C]	32,5	15,1	16,2	13,4
FW-RL,vm zu TWK,vm	$T_{FW,RL,vm} - T_{TWK,vm}$	[K]	23,0	5,5	6,0	4,8
Mittlere Fernwärmevorlauftemp.	$T_{FW,VL,m}$	[°C]	75,5	85,8	96,1	108,0
Mittlere Vorlauftemperatur TWE	$T_{TWE,VL,m}$	[°C]	65,5	65,9	65,2	65,1
Mittlere Zirkulationsrücklauftemp.	$T_{TWZ,RL,m}$	[°C]	57,7	57,4	57,6	57,9
Volumenströme						
Mttl. Zirkulationsvolumenstrom	$\dot{V}_{TWZ,m}$	[l/min]	3,5	3,5	3,5	3,4
Min. Fernwärmevolumenstrom	$\dot{V}_{FW,\min}$	[l/min]	1,2	0,7	0,3	0,3
Max. Fernwärmevolumenstrom	$\dot{V}_{FW,\max}$	[l/min]	2,6	2,1	3,2	2,4
Mttl. Fernwärmevolumenstrom	$\dot{V}_{FW,m}$	[l/min]	2,0	1,2	1,0	0,9
Warmwasserentnahme	$\dot{V}_{TWW}$	[l/d]	1.797	1785	1.803	1.794
Zirkulationsvolumenstrom	$\dot{V}_{TWZ}$	[l/d]	5.035	5.082	4.985	4.954
Fernwärmevolumenstrom	$\dot{V}_{FW}$	[l/d]	2.809	1.687	1.478	1.265
Leistungen						
Mittlere Zirkulationsverluste	$\dot{Q}_{TWZ,m}$	[kW]	1,3	1,2	1,2	1,2
Min. Fernwärmeleistung	$\dot{Q}_{FW,\min}$	[kW]	1,8	3,4	1,8	2,0
Max. Fernwärmeleistung	$\dot{Q}_{FW,\max}$	[kW]	11,0	10,1	18,3	16,0
Mittlere Fernwärmeleistung	$\dot{Q}_{FW,m}$	[kW]	5,8	5,7	5,7	5,7
Energiemengen						
Warmwasser	q_{TWW}	[kWh/d]	104,1	103,3	103,1	105,7
Zirkulation	q_{TWZ}	[kWh/d]	30,5	29,8	29,6	29,2
Fernwärme	q_{FW}	[kWh/d]	138,4	136,7	136,2	137,8
Wärmeverluste	q_V	[kWh/d]	3,8	3,6	3,5	3,0
Elektrische Hilfsenergie	q_E	[kWh/d]	2,8	2,8	2,7	2,9

Tab. A.7: Tageslastgänge für den Neubau im Winterbetrieb

Bezeichnung	Kürzel	Einheit	Zahlenwert			
Nummer der Messreihe	$Nr.$	[-]	13	14	15	16
Temperaturen						
Fernwärmevorlauftemperatur	$T_{FW,VL}$	[°C]	75	85	95	110
Min. Warmwassertemperatur	$T_{TWW,\min}$	[°C]	54,7	54,8	54,5	54,6
Max. Warmwassertemperatur	$T_{TWW,\max}$	[°C]	61,7	61,8	61,6	61,6
Mittlere Warmwassertemperatur	$T_{TWW,m}$	[°C]	60,1	60,2	60,1	60,1
Mittlere Zirkulationstemperatur	$T_{TWZ,m}$	[°C]	55,1	55,1	55,1	55,1
Vol. gem. Kaltwassertemperatur	$T_{TWK,vm}$	[°C]	10,1	10,1	9,9	9,8
Mttl. Heizungsvorlauftemperatur	$T_{Heiz,VL,m}$	[°C]	49,8	49,8	49,8	49,8
Mttl. Heizungsrücklauftemperatur	$T_{Heiz,RL,m}$	[°C]	40,8	40,8	40,8	40,8
Vol. gem. Heizungsrücklauftemp.	$T_{Heiz,RL,vm}$	[°C]	41,0	41,0	41,0	41,0
Min. Fernwärmerücklauftemperatur	$T_{FW,RL,\min}$	[°C]	30,4	30,8	31,3	30,8
Max. Fernwärmerücklauftemperatur	$T_{FW,RL,\max}$	[°C]	46,9	45,8	45,0	43,7
Vol. gem. Fernwärmerücklauftemp.	$T_{FW,RL,vm}$	[°C]	41,3	39,2	37,4	36,7
FW-RL,vm zu TWK,vm	$T_{FW,RL,vm} - T_{TWK,vm}$	[K]	31,2	29,1	27,5	26,8
Mittlere Fernwärmevorlauftemp.	$T_{FW,VL,m}$	[°C]	75,0	85,5	95,7	111,5
Mittlere Vorlauftemperatur TWE	$T_{TWE,VL,m}$	[°C]	64,9	65,4	65,0	65,2
Mittlere Zirkulationsrücklauftemp.	$T_{TWZ,RL,m}$	[°C]	57,8	57,8	57,8	57,8
Volumenströme						
Mttl. Zirkulationsvolumenstrom	$\dot{V}_{TWZ,m}$	[l/min]	7,0	7,0	7,0	7,0
Mittlerer Heizungsvolumenstrom	$\dot{V}_{Heiz,v}$	[l/min]	32,6	32,6	32,6	32,6
Min. Fernwärmevolumenstrom	$\dot{V}_{FW,\min}$	[l/min]	7,0	5,1	4,1	3,2
Max. Fernwärmevolumenstrom	$\dot{V}_{FW,\max}$	[l/min]	17,4	12,8	11,3	9,4
Mttl. Fernwärmevolumenstrom	$\dot{V}_{FW,m}$	[l/min]	11,8	8,6	6,9	5,4
Warmwasserentnahme	$\dot{V}_{TWW}$	[l/d]	1.772	1.753	1.768	1.766
Zirkulationsvolumenstrom	$\dot{V}_{TWZ}$	[l/d]	10.055	10.125	10.094	10.084
Heizungsvolumenstrom	$\dot{V}_{Heiz}$	[l/d]	46.951	46.947	46.957	46.918
Fernwärmevolumenstrom	$\dot{V}_{FW}$	[l/d]	17.035	12.430	9.883	7.734
Leistungen						
Mittlere Zirkulationsverluste	$\dot{Q}_{TWZ,m}$	[kW]	2,4	2,5	2,4	2,4
Mittlere Heizungsleistung	$\dot{Q}_{Heiz,m}$	[kW]	20,4	20,4	20,4	20,4
Min. Fernwärmeleistung	$\dot{Q}_{FW,\min}$	[kW]	14,6	14,2	16,4	16,4
Max. Fernwärmeleistung	$\dot{Q}_{FW,\max}$	[kW]	43,5	41,5	43,3	47,0
Mittlere Fernwärmeleistung	$\dot{Q}_{FW,m}$	[kW]	27,3	27,4	27,4	27,4
Energiemengen						
Warmwasser	q_{TWW}	[kWh/d]	101,3	100,4	101,5	101,5
Zirkulation	q_{TWZ}	[kWh/d]	57,7	59,2	57,5	57,9
Heizung	q_{Heiz}	[kWh/d]	488,6	489,4	490,1	490,2
Fernwärme	q_{FW}	[kWh/d]	655,6	657,4	658,1	658,6
Wärmeverluste	q_{V}	[kWh/d]	8,0	8,4	8,9	9,0
Elektrische Hilfsenergie	q_{E}	[kWh/d]	6,0	5,8	6,3	6,3

Tab. A.8: Tageslastgänge für den Altbau im Winterbetrieb

Bezeichnung	Kürzel	Einheit	Zahlenwert			
Nummer der Messreihe	$Nr.$	[-]	17	18	19	20
Temperaturen						
Fernwärmevorlauftemperatur	$T_{FW,VL}$	[°C]	80	85	95	110
Min. Warmwassertemperatur	$T_{TWW,\min}$	[°C]	53,2	53,0	52,4	52,0
Max. Warmwassertemperatur	$T_{TWW,\max}$	[°C]	61,4	61,6	61,7	61,7
Mittlere Warmwassertemperatur	$T_{TWW,m}$	[°C]	59,9	60,0	60,0	59,9
Mittlere Zirkulationstemperatur	$T_{TWZ,m}$	[°C]	55,1	55,1	55,1	55,1
Vol. gem. Kaltwassertemperatur	$T_{TWK,vm}$	[°C]	10,4	10,2	10,2	10,1
Mttl. Heizungsvorlauftemperatur	$T_{Heiz,VL,m}$	[°C]	49,8	49,8	49,8	49,8
Mttl. Heizungsrücklauftemperatur	$T_{Heiz,RL,m}$	[°C]	40,9	40,8	40,9	40,9
Vol. gem. Heizungsrücklauftemp.	$T_{Heiz,RL,vm}$	[°C]	41,0	41,0	41,0	41,0
Min. Fernwärmerücklauftemperatur	$T_{FW,RL,\min}$	[°C]	26,9	30,6	30,4	29,9
Max. Fernwärmerücklauftemperatur	$T_{FW,RL,\max}$	[°C]	49,1	48,6	48,4	46,9
Vol. gem. Fernwärmerücklauftemp.	$T_{FW,RL,vm}$	[°C]	43,2	42,1	40,2	38,8
FW-RL,vm zu TWK,vm	$T_{FW,RL,vm} - T_{TWK,vm}$	[K]	32,8	31,8	30,1	28,6
Mittlere Fernwärmevorlauftemp.	$T_{FW,VL,m}$	[°C]	79,6	85,0	95,0	112,0
Mittlere Vorlauftemperatur TWE	$T_{TWE,VL,m}$	[°C]	66,0	66,4	66,5	66,3
Mittlere Zirkulationsrücklauftemp.	$T_{TWZ,RL,m}$	[°C]	58,6	58,6	58,2	58,5
Volumenströme						
Mttl. Zirkulationsvolumenstrom	$\dot{V}_{TWZ,m}$	[l/min]	14,0	14,0	14,0	14,0
Mittlerer Heizungsvolumenstrom	$\dot{V}_{Heiz,v}$	[l/min]	32,6	32,6	32,6	32,6
Min. Fernwärmevolumenstrom	$\dot{V}_{FW,\min}$	[l/min]	7,8	6,5	5,1	3,8
Max. Fernwärmevolumenstrom	$\dot{V}_{FW,\max}$	[l/min]	17,4	15,2	12,1	9,7
Mttl. Fernwärmevolumenstrom	$\dot{V}_{FW,m}$	[l/min]	11,8	10,1	7,9	5,9
Warmwasserentnahme	$\dot{V}_{TWW}$	[l/d]	1.769	1.782	1.796	1.793
Zirkulationsvolumenstrom	$\dot{V}_{TWZ}$	[l/d]	20.210	20.189	20.211	20.207
Heizungsvolumenstrom	$\dot{V}_{Heiz}$	[l/d]	46.927	46.935	46.937	46.934
Fernwärmevolumenstrom	$\dot{V}_{FW}$	[l/d]	17.037	14.519	11.425	8.529
Leistungen						
Mittlere Zirkulationsverluste	$\dot{Q}_{TWZ,m}$	[kW]	4,6	4,7	4,7	4,6
Mittlere Heizungsleistung	$\dot{Q}_{Heiz,m}$	[kW]	20,4	20,4	20,4	20,4
Min. Fernwärmeleistung	$\dot{Q}_{FW,\min}$	[kW]	16,6	16,7	16,4	16,5
Max. Fernwärmeleistung	$\dot{Q}_{FW,\max}$	[kW]	50,3	45,4	45,3	46,3
Mittlere Fernwärmeleistung	$\dot{Q}_{FW,m}$	[kW]	29,6	29,7	29,7	29,6
Energiemengen						
Warmwasser	q_{TWW}	[kWh/d]	100,3	101,5	102,4	102,2
Zirkulation	q_{TWZ}	[kWh/d]	110,1	112,5	112,2	110,3
Heizung	q_{Heiz}	[kWh/d]	489,8	488,8	488,7	489,0
Fernwärme	q_{FW}	[kWh/d]	709,6	712,7	713,2	710,9
Wärmeverluste	q_V	[kWh/d]	9,3	9,9	9,9	9,4
Elektrische Hilfsenergie	q_E	[kWh/d]	7,4	6,9	6,9	6,9

Tab. A.9: Tageslastgänge für das Passivhaus im Winterbetrieb

Bezeichnung	Kürzel	Einheit	Zahlenwert			
Nummer der Messreihe	$Nr.$	[-]	21	22	23	24
Temperaturen						
Fernwärmevorlauftemperatur	$T_{FW,VL}$	[°C]	75	85	95	110
Min. Warmwassertemperatur	$T_{TWW,\min}$	[°C]	55,2	54,2	55,0	55,8
Max. Warmwassertemperatur	$T_{TWW,\max}$	[°C]	62,3	62,0	61,9	61,8
Mittlere Warmwassertemperatur	$T_{TWW,m}$	[°C]	60,3	60,1	60,1	60,0
Mittlere Zirkulationstemperatur	$T_{TWZ,m}$	[°C]	55,0	55,0	55,0	55,0
Vol. gem. Kaltwassertemperatur	$T_{TWK,vm}$	[°C]	9,8	10,1	11,2	10,5
Mttl. Heizungsvorlauftemperatur	$T_{Heiz,VL,m}$	[°C]	49,7	50,0	49,8	49,8
Mttl. Heizungsrücklauftemperatur	$T_{Heiz,RL,m}$	[°C]	40,8	40,8	40,8	40,8
Vol. gem. Heizungsrücklauftemp.	$T_{Heiz,RL,vm}$	[°C]	41,0	41,0	41,0	41,0
Min. Fernwärmerücklauftemperatur	$T_{FW,RL,\min}$	[°C]	31,4	31,3	29,9	28,3
Max. Fernwärmerücklauftemperatur	$T_{FW,RL,\max}$	[°C]	46,0	42,7	42,7	42,3
Vol. gem. Fernwärmerücklauftemp.	$T_{FW,RL,vm}$	[°C]	39,9	37,2	37,2	36,7
FW-RL,vm zu TWK,vm	$T_{FW,RL,vm} - T_{TWK,vm}$	[K]	30,1	27,2	26,0	26,2
Mittlere Fernwärmevorlauftemp.	$T_{FW,VL,m}$	[°C]	75,2	85,4	95,0	112,0
Mittlere Vorlauftemperatur TWE	$T_{TWE,VL,m}$	[°C]	65,5	65,2	65,0	64,8
Mittlere Zirkulationsrücklauftemp.	$T_{TWZ,RL,m}$	[°C]	57,7	57,6	58,0	57,9
Volumenströme						
Mttl. Zirkulationsvolumenstrom	$\dot{V}_{TWZ,m}$	[l/min]	3,5	3,5	3,5	3,5
Mittlerer Heizungsvolumenstrom	$\dot{V}_{Heiz,v}$	[l/min]	32,6	32,6	32,6	32,6
Min. Fernwärmevolumenstrom	$\dot{V}_{FW,\min}$	[l/min]	6,2	4,6	3,7	2,8
Max. Fernwärmevolumenstrom	$\dot{V}_{FW,\max}$	[l/min]	15,0	12,8	11,2	9,6
Mttl. Fernwärmevolumenstrom	$\dot{V}_{FW,m}$	[l/min]	10,5	7,9	6,6	5,1
Warmwasserentnahme	$\dot{V}_{TWW}$	[l/d]	1.778	1.779	1.827	1.810
Zirkulationsvolumenstrom	$\dot{V}_{TWZ}$	[l/d]	5.011	5.026	5.028	5.085
Heizungsvolumenstrom	$\dot{V}_{Heiz}$	[l/d]	46.937	46.927	46.940	46.936
Fernwärmevolumenstrom	$\dot{V}_{FW}$	[l/d]	15.476	11.437	9.541	7.347
Leistungen						
Mittlere Zirkulationsverluste	$\dot{Q}_{TWZ,m}$	[kW]	1,3	1,2	1,2	1,2
Mittlere Heizungsleistung	$\dot{Q}_{Heiz,m}$	[kW]	20,3	20,4	20,4	20,4
Min. Fernwärmeleistung	$\dot{Q}_{FW,\min}$	[kW]	13,8	15,2	14,5	14,1
Max. Fernwärmeleistung	$\dot{Q}_{FW,\max}$	[kW]	39,4	41,1	44,0	50,0
Mittlere Fernwärmeleistung	$\dot{Q}_{FW,m}$	[kW]	26,1	26,2	26,2	26,3
Energiemengen						
Warmwasser	q_{TWW}	[kWh/d]	102,6	101,8	102,0	102,5
Zirkulation	q_{TWZ}	[kWh/d]	30,4	29,5	29,4	29,0
Heizung	q_{Heiz}	[kWh/d]	484,4	489,5	489,3	490,2
Fernwärme	q_{FW}	[kWh/d]	626,2	629,3	628,9	630,8
Wärmeverluste	q_V	[kWh/d]	8,8	8,4	8,2	9,1
Elektrische Hilfsenergie	q_E	[kWh/d]	5,4	5,3	5,5	5,4

Tab. A.10: Tageslastgänge für den Altbau im Winterbetrieb mit Heizkreiseinbindung

Bezeichnung	Kürzel	Einheit	Zahlenwert			
Nummer der Messreihe	$Nr.$	[-]	25	26	27	28
Temperaturen						
Fernwärmevorlauftemperatur	$T_{FW,VL}$	[°C]	80	85	95	110
Min. Warmwassertemperatur	$T_{TWW,\min}$	[°C]	53,4	53,0	52,4	52,2
Max. Warmwassertemperatur	$T_{TWW,\max}$	[°C]	61,4	61,7	61,8	61,7
Mittlere Warmwassertemperatur	$T_{TWW,m}$	[°C]	59,9	60,0	60,0	59,9
Mittlere Zirkulationstemperatur	$T_{TWZ,m}$	[°C]	55,1	55,1	55,1	55,1
Vol. gem. Kaltwassertemperatur	$T_{TWK,vm}$	[°C]	10,6	10,1	10,1	10,3
Mttl. Heizungsvorlauftemperatur	$T_{Heiz,VL,m}$	[°C]	49,7	49,7	49,8	49,7
Mttl. Heizungsrücklauftemperatur	$T_{Heiz,RL,m}$	[°C]	40,9	40,9	40,9	40,8
Vol. gem. Heizungsrücklauftemp.	$T_{Heiz,RL,vm}$	[°C]	41,0	41,0	41,0	41,0
Min. Fernwärmerücklauftemperatur	$T_{FW,RL,\min}$	[°C]	26,9	28,1	30,1	28,5
Max. Fernwärmerücklauftemperatur	$T_{FW,RL,\max}$	[°C]	44,9	44,0	44,4	42,9
Vol. gem. Fernwärmerücklauftemp.	$T_{FW,RL,vm}$	[°C]	38,9	38,3	37,6	36,5
FW-RL,vm zu TWK,vm	$T_{FW,RL,vm} - T_{TWK,vm}$	[K]	28,3	28,3	27,6	26,2
Mittlere Fernwärmevorlauftemp.	$T_{FW,VL,m}$	[°C]	79,9	85,2	95,0	112,0
Mittlere Vorlauftemperatur TWE	$T_{TWE,VL,m}$	[°C]	66,0	66,5	66,6	66,3
Mittlere Zirkulationsrücklauftemp.	$T_{TWZ,RL,m}$	[°C]	58,6	58,6	58,6	58,4
Volumenströme						
Mttl. Zirkulationsvolumenstrom	$\dot{V}_{TWZ,m}$	[l/min]	14,0	14,0	14,0	14,0
Mittlerer Heizungsvolumenstrom	$\dot{V}_{Heiz,v}$	[l/min]	32,6	32,6	32,6	32,6
Min. Fernwärmevolumenstrom	$\dot{V}_{FW,\min}$	[l/min]	4,1	3,9	2,7	2,4
Max. Fernwärmevolumenstrom	$\dot{V}_{FW,\max}$	[l/min]	6,3	5,4	4,4	3,4
Mttl. Fernwärmevolumenstrom	$\dot{V}_{FW,m}$	[l/min]	17,4	15,3	12,0	9,8
Warmwasserentnahme	$\dot{V}_{TWW}$	[l/d]	1.777	1.783	1.796	1.803
Zirkulationsvolumenstrom	$\dot{V}_{TWZ}$	[l/d]	20.199	20.205	20.201	20.203
Heizungsvolumenstrom	$\dot{V}_{Heiz}$	[l/d]	46.939	46.933	46.933	46.930
Volumenstrom Heizkreiseinbindung	$\dot{V}_{HKE}$	[l/d	4.652	3.313	1.736	1.257
Fernwärmevolumenstrom	$\dot{V}_{FW}$	[l/d]	15.079	13.298	10.892	8.248
Leistungen						
Mittlere Zirkulationsverluste	$\dot{Q}_{TWZ,m}$	[kW]	4,6	4,7	4,7	4,6
Mittlere Heizungsleistung	$\dot{Q}_{Heiz,m}$	[kW]	20,3	20,3	20,3	20,3
Mttl. Leistung Heizkreiseinbindung	$\dot{Q}_{HKE,m}$	[kW]	4,6	4,0	3,0	2,5
Min. Fernwärmeleistung	$\dot{Q}_{FW,\min}$	[kW]	17,0	16,1	16,0	16,9
Max. Fernwärmeleistung	$\dot{Q}_{FW,\max}$	[kW]	50,8	48,9	46,5	49,6
Mittlere Fernwärmeleistung	$\dot{Q}_{FW,m}$	[kW]	29,5	29,7	29,7	29,6
Energiemengen						
Warmwasser	q_{TWW}	[kWh/d]	100,5	102,1	102,7	102,4
Zirkulation	q_{TWZ}	[kWh/d]	110,6	113,8	113,0	109,5
Heizung	q_{Heiz}	[kWh/d]	486,6	486,8	487,8	487,9
Heizkreiseinbindung	q_{HKE}	[kWh/d]	86,7	57,8	32,5	22,1
Fernwärme	q_{FW}	[kWh/d]	707,1	712,1	713,2	709,4
Wärmeverluste	q_V	[kWh/d]	9,4	9,5	9,8	9,7

Elektrische Hilfsenergie	q_E	[kWh/d]	7,6	7,2	7,1	7,0

Tab.A.11: Komponentenliste des Trinkwassererwärmungssystems

Art	Einsatz	Fabrikat	Typ	Sonstiges
Umwälzpumpe	Zirkulationsnachheizung	Wilo	Pico 25/1-4	Kennlinie
Umwälzpumpe	Zirkulationsnachheizung (Altbau)	Wilo	Pico 25/1-6	Kennlinie
Umwälzpumpe	Zirkulation	Wilo	Stratos 25/1-7	Kennlinie
Umwälzpumpe	Frischwassermodul	Wilo	Para 25/1-7	0-10 V
Umwälzpumpe	Frischwassermodul	Wilo	Para 25/1-9	0-10V
Umwälzpumpe	Heizkreis	Wilo	Stratos 25/1-10	Kennlinie
Wärmeübertrager	Zirkulationsnachheizung (Passivhaus)	SWEP	B8XTx6	
Wärmeübertrager	Zirkulationsnachheizung (Neubau)	SWEP	B8XTx8	
Wärmeübertrager	Zirkulationsnachheizung (Altbau)	SWEP	B8XTx12	
Wärmeübertrager	Frischwassermodul	SWEP	B25Tx40	
Wärmeübertrager	Auskühlstufe	SWEP	B25Tx60	
Wärmeübertrager	Heizkreis	SWEP	B28Tx60	
Wärmeübertrager	Pufferbeladung (Übergabestation)	Alfa Laval	CBH525x30	3 x seriell
Fernwärme-Ventil	Pufferbeladung	Samson	3222, DN15	K_{VS} 0,4 m³/h
Fernwärme-Ventil	Heizkreis	Samson	3222, DN15	K_{VS} 2,5 m³/h
Mischventil	Vormischung Trinkwassererwärmung	Heimeier	3-Wege-Misch	K_{VS} 6,3 m³/h
Durchgangsventil	Zirkulationsnachheizung (Neubau)	Heimeier	Standard	K_{VS} 2,0 m³/h
Durchgangsventil	Zirkulationsnachheizung (Altbau)	Heimeier	ger. Widerstand	K_{VS} 2,5 m³/h
Durchgangsventil	Zirkulationsnachheizung (Passivhaus)	Heimeier	V-exact II	K_{VS} 0,86 m³/h
H.-Pufferspeicher	Puffersp. für Frischwassermodule	Cosmo	CPS 850	Inhalt 850 l
Regler	Fernwärme, Heizkreis, FWM	TA[1)]	UVR 1611	frei prog.
Stellantrieb	Fernwärme, Pufferbeladung	Samson	5857, digital	0-10 V
Stellantrieb	Fernwärme, Heizkreis	Samson	5857, Dreipunkt	230 V

[1)] Technische Alternative

Tab.A.12: Kenndaten der Wärmeübertrager zur Pufferspeicherbeladung

Fabrikat	Alfa Laval		
Typ	CBH 525		
Plattenanzahl	30		
Plattenmaterial	Edelstahl		
Lotmaterial	Kupfer		
Bauhöhe	h	[mm]	527
Breite	b	[mm]	113
Wandstärke	d	[mm]	ca. 0,83
Kanalhöhe (Spaltbreite)	s	[mm]	ca. 1,92
Fläche	A	[m²]	1,76
Inhalt	V	[dm³]	1,6 / 1,8
Anzahl Kanäle	n	[Stck]	14 / 15
Wärmeleitzahl Edelstahl	λ	[W/mK]	15

9.7.3 Betriebsverhalten seriell verschalteter Wärmeübertrager

Das nachfolgende Kapitel ergänzt die messtechnischen Untersuchungen des innovativen Trinkwassererwärmungssystems aus Kapitel 6. Die Detailuntersuchungen gehen dabei gezielt auf das Betriebsverhalten der seriellen Wärmeübertrager im Frischwassermodul und der Fernwärmeübergabestation ein. Die verwendeten Standard-Wärmeübertrager besitzen eine Bauhöhe von 527 mm (siehe Tabelle A.11 und A.12), die Plattenanzahl und -breite ergibt sich durch den Nenn-Durchfluss aus den Auslegungskennwerten. Es wird jedoch für eine gleichmäßige Durchströmung der Kanäle eine Anzahl von nicht mehr als 40 Platten empfohlen.

9.7.3.1 Frischwassermodul mit nachgeschalteter Auskühlstufe

Die Betriebsweise des Frischwassermoduls wirkt sich auf die Effizienz und den Komfort eines Trinkwassererwärmungssystems aus. Eine Funktionsbeschreibung ist in Kapitel 6.1 und die verwendeten Komponenten sind in Tabelle A.11 zu finden.

Anforderungsmerkmale an Frischwassermodule:

- Konstante Warmwasseraustrittstemperatur
- Schnelle Reaktion auf dynamische Warmwasserentnahmevorgänge
- Effiziente Betriebsweise durch hohe Auskühlung des Heizungswassers
- Verminderung der Verkalkungsgefahr durch niedrige Vorlauftemperaturen

Abbildung A.1 veranschaulicht zusammen mit Tabelle A.13 das dynamische Betriebsverhalten des Frischwassermoduls mit und ohne nachgeschalteter Auskühlstufe. Der Untersuchung liegt dabei ein Zeitfenster des morgendlichen Spitzenlastbetriebs zwischen 7:00 Uhr und 10:00 Uhr des Referenzprofils Warmwasser (Abbildung 5.1) zugrunde. Bei der Warmwassertemperatur handelt es sich um den Messwert aus der Regelung am Austritt des Wärmeübertragers, bevor dieser mit dem getrennt erwärmten Zirkulationsvolumenstrom zusammengeführt wird. Das bedeutet, dass die vom Frischwassermodul auftretenden Temperaturschwankungen durch die Zirkulationsnachheizung gedämpft werden (siehe Tabelle A.4 und folgende).
Die Warmwassertemperatur wurde über die Regelung der Hausstation in 20 sekündlichen Ausgabeintervallen aufgezeichnet, alle anderen Messwerte lieferte die Messwerterfassung des Fernwärmeprüfstands in sekündlichen Zeitschritten. Die Vorlauftemperatur der Trinkwassererwärmung betrug für beide Messreihen ca. 65 °C.

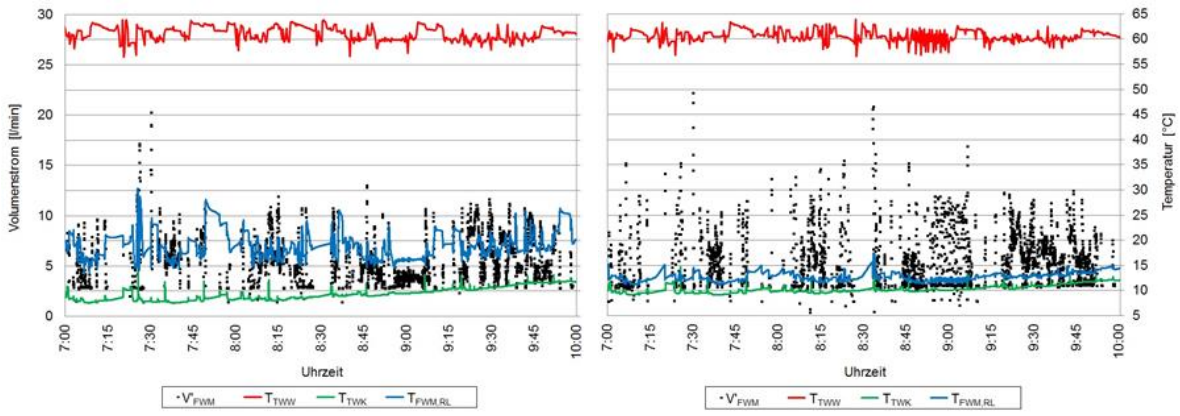

Abb. A.1: Betriebsweise des Frischwassermoduls ohne (links) und mit (rechts) Auskühlstufe

In beiden Fällen liegen die Warmwasseraustrittstemperaturen im Bereich von 56,5 °C bis 63,9 °C und damit nahe an der Solltemperatur von 60 °C. Die mittlere Sollwertabweichung ist durch den Einsatz der Auskühlstufe im Mittelwert um 0,6 K geringer. Ein deutlicher Unterschied zeigt sich bei den Rücklauftemperaturen. Diese sind beim Frischwassermodul mit Auskühlstufe im volumetrischen Mittel um 5,6 K niedriger und bewegen sich zwischen 1,7 K und 5,5 K über der mittleren Kaltwassereintrittstemperatur, die im Vergleich um 0,9 K höher liegt. Das Fehlen der Auskühlstufe macht sich speziell bei kleinen, kurz aufeinanderfolgenden Warmwasserentnahmen bemerkbar, da diese ein Durchwärmen des Wärmeübertragers verursachen und zu einem Anstieg der Rücklauftemperatur auf bis zu 30,4 °C führen. Als Folge können Konvektionsströmungen im Pufferspeicher auftreten, die zu Durchmischungen der Temperaturschichten führen. Aus der tieferen Auskühlung resultiert für das Frischwassermodul mit Auskühlstufe ein um ca. 12,4 % geringerer Heizwasservolumenstrom für die Trinkwassererwärmung.

Tab.A.13: Messdaten des Frischwassermoduls ohne und mit Auskühlstufe

Kennwert	Kürzel	Einheit	ohne AKS	mit AKS
Min. Warmwassertemperatur	$T_{TWW,\min}$	[°C]	56,5	56,6
Max. Warmwassertemperatur	$T_{TWW,\max}$	[°C]	63,9	63,9
Mittlere Warmwassertemperatur	$T_{TWW,m}$	[°C]	61,2	60,6
Mittlere Kaltwassertemperatur	$T_{TWK,m}$	[°C]	9,4	10,3
Mittlere Vorlauftemperatur FWM	$T_{FWM,VL,m}$	[°C]	64,9	64,7
Mittlere Rücklauftemperatur FWM	$T_{FWM,RL,vm}$	[°C]	18,2	12,6
Max. Warmwasserentnahme	$\dot{V}_{TWW,\max}$	[l/min]	11,9	11,6
Max. Heizvolumenstrom FWM	$\dot{V}_{Heiz,\max}$	[l/min]	20,3	22,2
Mittlerer Heizvolumenstrom FWM	$\dot{V}_{Heiz,m}$	[l/min]	5,5	4,9
Warmwasserentnahme FWM	V_{TWW}	[l]	528	525
Heizwasservolumen FWM	V_{Heiz}	[l]	523	458

Ergänzend zum dynamischen Betriebsverhalten des Frischwassermoduls wird auch der Leistungsbereich zwischen Schwach- und Nennlastfall unter stationären Bedingungen untersucht. Die nachfolgenden Abbildung A.2 bis A.4 zeigen das Frischwassermodul für konstante Entnahmemengen und lassen Aussagen zum Betriebsverhalten im unteren und oberen Einsatzbereich zu. Dazu wurde die Warmwasserentnahme schrittweise von ca. 2,2 l/min auf ca. 37 l/min angehoben und die Auswirkungen auf das Temperatur- und Durchflussverhalten bewertet. Die Vorlauftemperatur des Frischwassermoduls betrug bei allen Messreihen ca. 65 °C, die Kaltwassereintrittstemperatur variierte zwischen 8,7 °C und 13,4 °C.

Die Messreihen unterscheiden sich hinsichtlich der verwendeten Umwälzpumpe sowie der Verwendung der nachgeschalteten Auskühlstufe. Der Unterschied zwischen den beiden Umwälzpumpen liegt im Kennlinienfeld, wonach die Wilo Para 25/1-9 eine größere Förderhöhe und einen höheren Fördervolumenstrom gegenüber der Wilo Para 25/1-7 aufweist. Beim Frischwassermodul mit Auskühlstufe sind zusätzliche Tauch-Temperaturfühler zwischen den beiden Wärmeübertragern eingebaut (Kaltwasservorwärmung $T_{TWK,Vor}$ und Heizwasserauskühlung $T_{AKS,Ein}$).

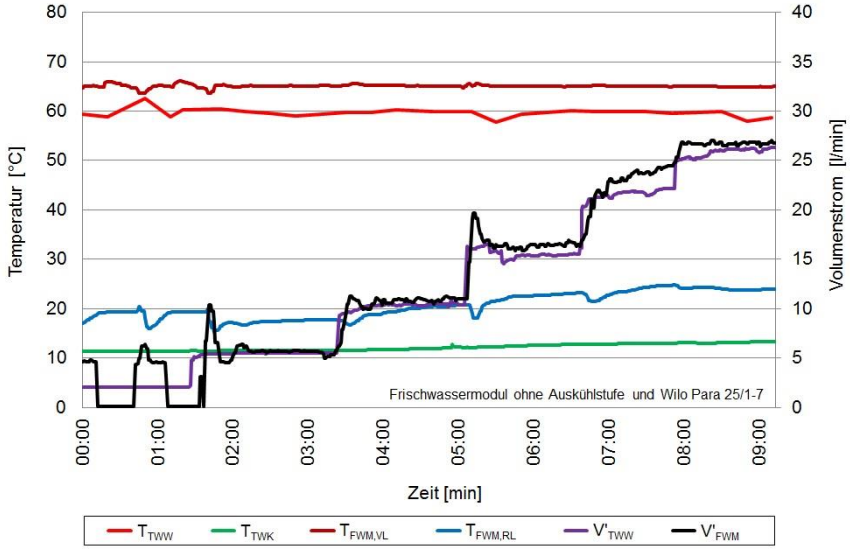

Abb. A.2: Frischwassermodul ohne nachgeschalteter Auskühlstufe und Wilo Para 25/1-7

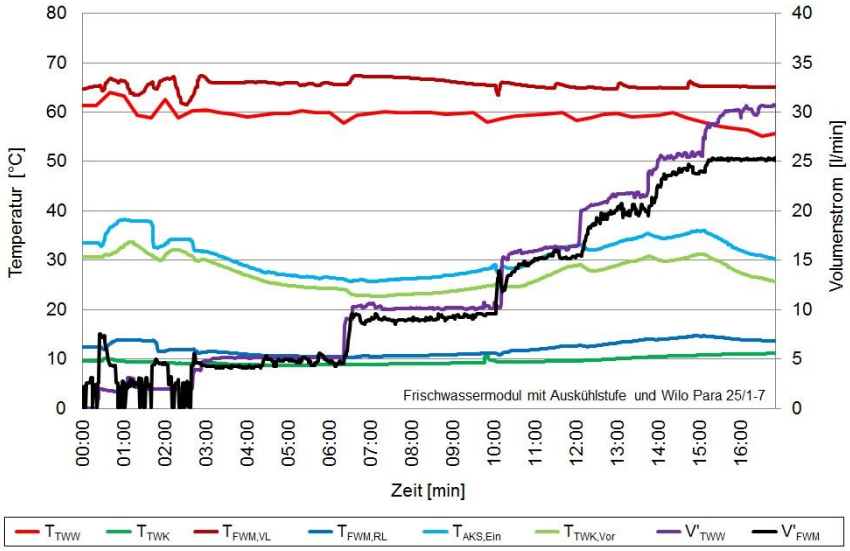

Abb. A.3: Frischwassermodul mit nachgeschalteter Auskühlstufe und Wilo Para 25/1-7

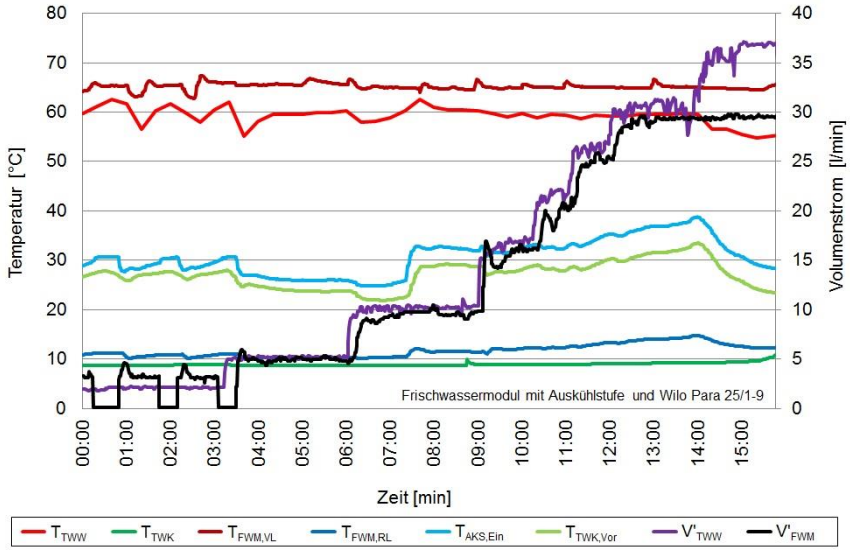

Abb. A.4: Frischwassermodul mit nachgeschalteter Auskühlstufe und Wilo Para 25/1-9

Zur Messreihe Abbildung A.2: Frischwassermodul ohne Auskühlstufe und Wilo Para 25/1-7

Bei kleinen Entnahmen (lila) von $V'_{TWW} \approx 2{,}2$ l/min kommt es zu Schwankungen der Warmwasseraustrittstemperatur (rot), da der minimale Fördervolumenstrom der Umwälzpumpe zu hoch ist und diese taktet. Als Folge ist ein Ansteigen der Heizwasserrücklauftemperatur (blau) zu erkennen. Ab einem Warmwasservolumenstrom von ca. 5 l/min liegt ein stabiles Regelverhalten vor und es stellt sich eine Rücklauftemperatur von ca. 17,5 °C bei einer Kaltwassertemperatur (grün) von 11,5 °C ein. Zu Beginn der Laststeigerungen sind kurzzeitige Anstiege des Heizungsvolumenstroms zu erkennen. Der Heizwasservolumenstrom (schwarz) entspricht bei einer Warmwasserentnahme von 5 l/min dem trinkwasserseitigen Durchfluss. Ab einer Entnahme von ca. 10 l/min steigen Heizungsrücklauftemperatur und -volumenstrom zunehmend an. Die maximale Dauerentnahme liegt bei ca. 26,3 l/min, darüber hinaus beginnt die Warmwasseraustrittstemperatur langsam abzusinken. Die Heizungsrücklauftemperatur liegt mit 24,3 °C ca. 11,2 K über der Kaltwassertemperatur.

Zur Messreihe Abbildung A.3: Frischwassermodul mit Auskühlstufe und Wilo Para 25/1-7

Obwohl die Umwälzpumpe gleichermaßen am unteren Leistungsbereich arbeitet und taktet, steigt die Rücklauftemperatur gegenüber dem Frischwassermodul ohne Auskühlstufe nur geringfügig an. Dies ist auf die zusätzliche Wärmekapazität (Wasserinhalt und Masse) der Auskühlstufe zurückzuführen. Der Heizungsvolumenstrom liegt stets unterhalb der Warmwasserentnahme. Die Rücklauftemperatur bewegt sich im Bereich von 1,7 K bis 3,8 K über der Kaltwassertemperatur. Für die maximale Dauerentnahme konnte ebenfalls eine Entnahme von ca. 26 l/min mit einer Warmwasseraustrittstemperatur von 60 °C festgestellt werden.
Diese Variante des Frischwassermoduls kam bei allen messtechnischen Untersuchungen in Kapitel 6 zum Einsatz.

Zur Messreihe Abbildung A.4: Frischwassermodul mit Auskühlstufe und Wilo Para 25/1-9

Wie sich bereits bei den beiden anderen Messreihen gezeigt hat, führt die geringe Warmwasserentnahme auch hier zu Taktvorgängen der Umwälzpumpe. Die Rücklauftemperatur liegt zwischen 1,6 K und 5,5 K über der Kaltwassertemperatur. Die maximale Entnahme liegt bei ca. 32 l/min und damit ca. 6 l/min höher als bei der leistungsschwächeren Wilo Para 25/1-7.

Der Druckverlust des eingesetzten Durchflusssensors reduziert die maximalen Durchflüsse um ca. 20 %. Das bedeutet, dass die Wilo Para 25/1-7 mit Auskühlstufe ein Fördervolumen von ca. 30 l/min hätte, die Wilo Para 25/1-9 mit AKS ca. 35,4 l/min. Daraus würden sich entsprechend Warmwasservolumenströme für die Wilo Para 25/1-7 von ca. 33 l/min und für die Wilo Para 25/1-9 von ca. 39 l/min ergeben.

Durch den Einsatz der nachgeschalteten Auskühlstufe ergeben sich folgende Verbesserungen:

- Beständige Auskühlung des Heizungswassers auf ca. 1,6 K bis max. 5,5 K über der Kaltwassereintrittstemperatur
- Heizwasservorlauftemperatur von 65 °C ist zur Trinkwassererwärmung ausreichend
- Reduzierung des Heizwasservolumenstroms und effektive Heizwasserauskühlung erhöhen die Pufferspeichernutzung
- Konstante Warmwasseraustrittstemperatur
- Flächenreserve führt zu einer Verlängerung der Standzeit der Wärmeübertrager

9.7.3.2 Dreistufige Fernwärmeübergabestation zur Pufferspeicherbeladung

Die Wärmebereitstellung für die Trinkwassererwärmung erfolgt bei Fernwärmeanlagen über die Fernwärmeübergabestation. Um eine effiziente Beladung des Pufferspeichers zu erzielen, ist eine niedrige logarithmische Temperaturdifferenz bei der Auslegung der Wärmeübertrager anzustreben. Das führt dazu, dass die Beladetemperatur des Pufferspeichers knapp unterhalb der Fernwärmevorlauftemperatur liegt und gleichzeitig eine Abkühlung des Fernwärmewassers nahezu auf die Pufferspeicherrücklauftemperatur stattfindet.
Aus Untersuchungen zum Wärmeübertragungsverhalten ging hervor, dass für eine maximale Temperaturdifferenz von 85 K (von 10 °C auf 95 °C) zur Pufferspeicherbeladung drei Wärmeübertrager in Reihe zu verschalten sind. Des Weiteren hat sich aus technischer Sichtweise eine logarithmische Temperaturdifferenz von ca. 3 K als opimaler Wert erwiesen. Für Details wird auf die Funktionsbeschreibung in Kapitel 6.2.1 verwiesen.

Abbildung A.5 verdeutlicht das Betriebsverhalten der drei seriellen Wärmeübertrager für die Lastfälle des Altbaus im Sommerbetrieb mit Fernwärmevorlauftemperaturen von 85 °C, 95 °C und 110 °C. Zu sehen ist jeweils ein Zeitfenster der Tageslastgänge mit konstanten Betriebszuständen bei minimaler Leistung (Q'_{min}) während des Zirkulationsbetriebes und maximaler Leistung (Q'_{max}) gegen Ende des Spitzenlastbetriebs. Zu den primären und sekundären Ein- und Austrittstemperaturen wurden zusätzlich die Temperaturen zwischen den Wärmeübertragern ($T_{1\text{-}2,prim}$, $T_{2\text{-}3,prim}$, $T_{1\text{-}2,sek}$, $T_{2\text{-}3,sek}$) aufgezeichnet. Die maximal zulässige Pufferspeichertemperatur beträgt 95 °C.

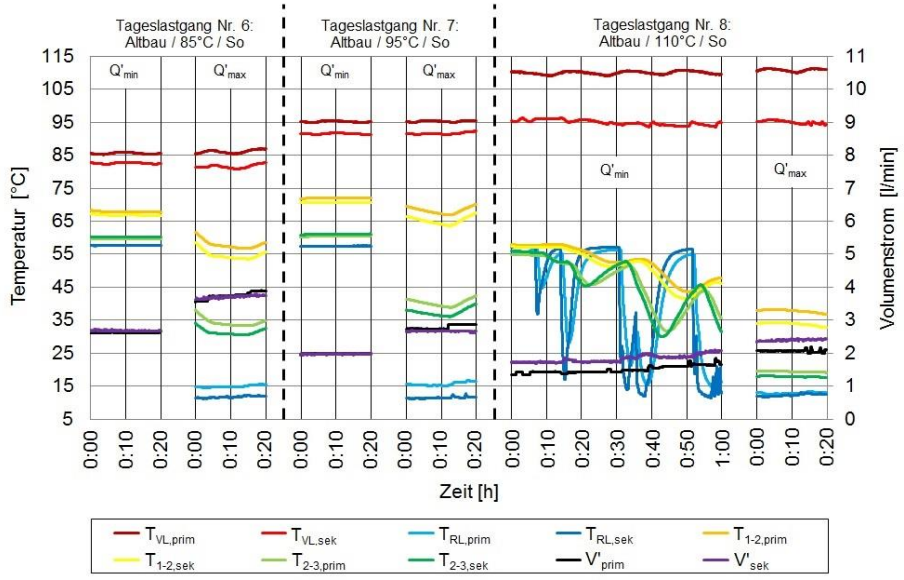

Abb. A.5: Betriebsverhalten der dreistufigen Fernwärmeübergabestation zur Pufferspeicherbeladung

Die sekundäre Vorlauftemperatur (rot) schwankt für die Tageslastgänge mit 85 °C und 95 °C zwischen 1,9 K und 4,8 K um die eingestellte Sollwert-Differenztemperatur von 3 K. Für den Fall mit 110 °C liegt diese um +/-1,4 K an der Solltemperatur von 95 °C. Sowohl der Temperaturanstieg über die Rückläufe als auch die Zwischentemperaturen variieren in Abhängigkeit der Wärmeleistung und der sekundären Temperaturdifferenz zur Pufferspeicherbeladung. Weiterere Einflüsse auf das Wärmeübertragungsverhalten und die Rücklauftemperatur ergeben sich aus Übertemperaturen, womit Fernwärmevorlauftemperaturen bezeichnet werden, die über der

maximal zulässigen Pufferspeichertemperatur und Differenztemperatur liegen. Zu Spitzenlastzeiten (Q'_{max}) stellen sich für Fernwärmevorlauftemperaturen von 85 °C und 95 °C die Auslegungs-Temperaturdifferenzen von 2,9 K bis 4,8 K über die Rückläufe ein. Im Zirkulationsbetrieb (Q'_{min}) bei 85 °C und 95 °C sowie bei Übertemperatur fallen die Temperaturerhöhungen wesentlich geringer aus. Die Wärmeübertragung verlagert sich dabei in den oberen heißen Wärmeübertrager, da weniger Übertragungsfläche benötigt wird. Die Zwischentemperaturen nehmen entsprechend ab. Die Trägheit der drei seriellen Wärmeübertrager wird am Tageslastgang 8 bei Q'_{min} ersichtlich. Schnelle Temperaturänderungen an den Rückläufen treten bei den Zwischentemperaturen nur in abgeschwächter Form auf, wobei diese zeitweise unterhalb den Rücklauftemperaturen liegen und sich nur sehr langsam einpendeln. Im Auslegungsfall (Q'_{max}) bei 85 °C und 95 °C stellen sich annährend gleiche Temperaturdifferenzen und Volumenströme ein, durch die Übertemperatur bei 110 °C reduziert sich hingegen der primäre Volumenstrom um 13,7 % bis 18,1 % und die Temperaturerhöhung (Grädigkeit) nimmt ab.

Das Betriebsverhalten von seriell verschalteten Wärmeübertragern ist sehr komplex und hängt maßgeblich von den eingesetzten Wärmeübertragern und den Betriebszuständen ab. Für die getestete Fernwärmeübergabestation der innovativen Hausstation wurde das Wärmeübertragungsverhalten untersucht und analysiert.
Angaben zu den Wärmeübertragern sind in Tabelle A.12 zu finden.

Die dimensionslosen Kennzahl NTU (Number of Transfer Units) beschreibt die dimensionslose Übertragungsfähigkeit und beinhaltet die Parameter des Wärmedurchgangskoeffizienten k, der Übertragungsfläche A und des geringeren Wärmekapazitätsstroms $\dot{C}_{\min}$. Wird die dimensionslose Kennzahl als Verhältnis der Temperaturdifferenz (Spreizung Vorlauf zu Rücklauf) ΔT zur logarithmischen Temperaturdifferenz $\Delta T_{\log}$ ausgedrückt, wird ersichtlich, dass mit steigender Spreizung oder verminderter logarithmischer Temperaturdifferenz ein höherer NTU-Wert vorhanden sein muss.

$$NTU = \frac{k \cdot A}{\dot{C}_{\min}} = \frac{k \cdot A}{\dot{m} \cdot c_{p,m}} = \frac{\Delta T}{\Delta T_{\log}}; [-] \qquad \text{(Glg. A.1)}$$

Mit der bekannten Formel kann die zu übertragende Wärmeleistung berechnet werden.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_{p,m} \cdot \Delta T = k \cdot A \cdot \Delta T_{\log}; [\text{kW}] \qquad \text{(Glg. A.2)}$$

Die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz $\Delta T_{\log}$ am Wärmeübertrager ergibt sich aus den ein- und ausströmenden Medientemperaturen. Für den Gegenstrombetrieb ist ΔT_1 die Differenz zwischen der Eintrittstemperatur des Fluids 1 und der Austrittstemperatur des Fluids 2, ΔT_2 erhält man entsprechend über die beiden anderen Temperaturen.

$$\Delta T_{\log} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)}; [\text{K}] \qquad \text{(Glg. A.3)}$$

Der Wärmedurchgangskoeffizient an der Übertragerfläche berechnet sich aus dem Kehrwert der in Reihe geschalteten thermischen Widerstände. Dieser setzt sich aus den reziproken Wärmeübergangskoeffizienten α_1 und α_2 sowie dem Wärmedurchgswiderstand an der Plattenoberfläche

des Wärmeübertragers zusammen, welcher sich wiederum aus der Wandstärke $s_{WÜB}$ und der Wärmeleitzahl $\lambda_{WÜB}$ ergibt.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{s_{WÜB}}{\lambda_{WÜB}} + \frac{1}{\alpha_2}} ; [\mathrm{W/(m^2K)}] \qquad \text{(Glg. A.4)}$$

Mit der Annahme, dass sich für gleiche Wärmekapazitätsströme $\dot{C}_1 = \dot{C}_2$ bei gleichem Fluid auch gleiche Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_1 = \alpha_2$ ergeben, lassen sich diese durch Einsetzen von Gleichung A.2 in Gleichung A.4 wie folgt berechnen:

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \frac{2}{\frac{A \cdot \Delta T_{\log}}{\dot{m} \cdot c_{p,m} \cdot \Delta T} - \frac{s_{WÜB}}{\lambda_{WÜB}}} ; [\mathrm{W/(m^2K)}] \qquad \text{(Glg. A.5)}$$

In Abbildung A.6 ist das Betriebsverhalten der Fernwärmeübergabestation in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl dargestellt. Die Volumenströme beider Fluide sind gleich, wodurch sich eine Temperaturspreizung von jeweils ca. 77 K (primär: 95 °C auf 18 °C bzw. sekundär: 15 °C auf 92 °C) ergibt. Die Höhe der Durchflüsse erfolgte in Anlehnung an die Auslegungskennwerte der Hausstation und liegt im Bereich zwischen 1,1 l/min und 6,2 l/min. Mit zunehmendem Durchfluss steigt die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz von 1,8 K auf 3,2 K an. Die Reynolds-Zahl bezieht sich auf die Geschwindigkeit im Plattenspalt des Wärmeübertrages.

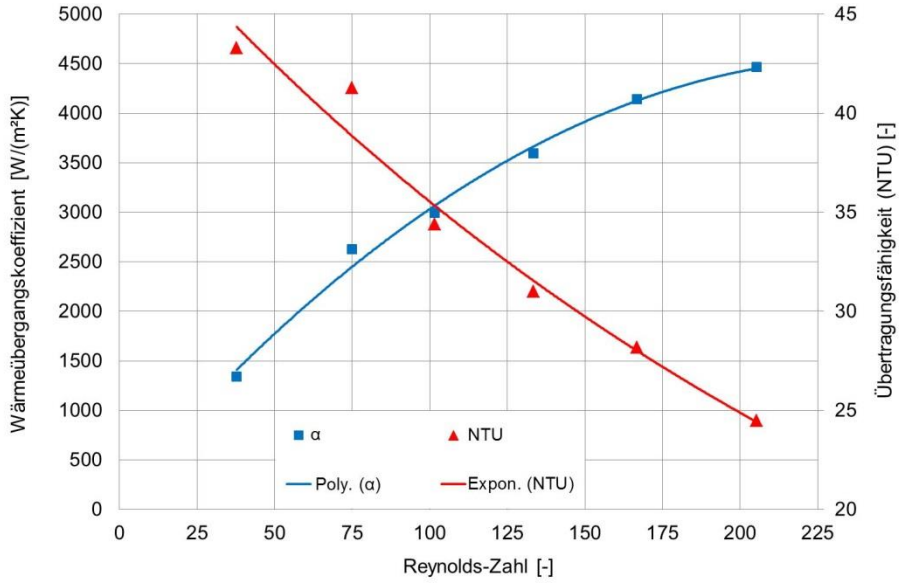

Abb. A.6: Betriebsverhalten von Wärmeübertragern bei laminarer Durchströmung

Mit zunehmendem Wärmekapazitätsstrom nimmt die dimensionslose Übertragungsfähigkeit aufgrund der ansteigenden mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz ab während der Wärmeübergangskoeffizient ansteigt. Bei einem Durchfluss von 1,1 l/min stellt sich bei einer Reynolds-Zahl von 38 ein Wärmeübergangskoeffizient von ca. 1275 W/(m²K) ein. Die geringe Spaltbreite zwischen den Platten verhindert, dass die Übergangsschicht im laminaren Bereich zu groß wird.

Somit steht selbst bei laminarer Durchströmung noch ausreichend Übertragungsleistung zur Verfügung.

Bei Rohrbündelwärmeübertrager hingegen sinkt der innere Wärmeübergangskoeffizient durch das Ausbilden einer parabolischen Strömungsform im Rohrquerschnitt, was zu einer erheblichen Verminderung der Übertragungsfähigkeit führt.

Nachfolgend werden die Messergebnisse des Wärmeübertragungsverhaltens bei laminarer Durchströmung in einen theoretischen Zusammenhang gebracht. Die Betrachtung erfolgt unter der Annahme, dass sich die laminare Durchströmung eines Plattenwärmeübertragers ähnlich wie in einem ebenen Spalt verhält.

Die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten in einem ebenen Spalt basiert auf den Gleichungen im VDI-Wärmeatlas [54]. Dabei werden die Spaltbreite mit s und die angrenzenden Wandoberflächentemperaturen mit T_{Ob} bezeichnet.

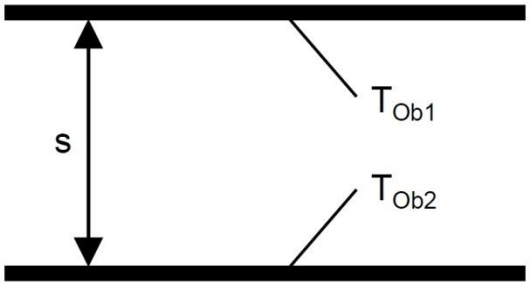

Abb. A.7: Darstellung der Wärmeübertragung in einem ebenen Spalt

Der hydraulische Durchmesser d_h beträgt die doppelte Kanalbreite (Spaltbreite) s.

$$d_h = 2 \cdot s\,;\,[\mathrm{m}] \qquad \text{(Glg. A.6)}$$

Mit dem hydraulischen Durchmesser als charakteristische Länge ergeben sich die Nusselt-Zahl Nu und Reynolds-Zahl Re im ebenen Spalt.

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_h}{\lambda_W}\,;\,[-] \qquad \text{(Glg. A.7)}$$

$$\mathrm{Re} = \frac{w \cdot d_h}{\upsilon_W}\,;\,[-] \qquad \text{(Glg. A.8)}$$

Die Nusselt-Zahl beschreibt den konvektiven Wärmeübergang eines strömenden Fluids an eine Oberfläche. Bei laminarer Strömung in einem ebenen Spalt berechnet sich die mittlere Nusselt-Zahl Nu_m aus den Randbedinungen gleicher Wandtemperaturen Nu_1 und hydrodynamisch ausgebildeter Strömung Nu_2.

$$Nu_1 = 7{,}541\,;\,[-] \qquad \text{(Glg. A.9)}$$

$$Nu_2 = 1{,}841 \cdot \sqrt[3]{\mathrm{Re} \cdot \mathrm{Pr} \cdot d_h / L}\,;\,[-] \qquad \text{(Glg. A.10)}$$

$$Nu_m = \left(Nu_1^3 + Nu_2^3\right)^{1/3}; [-] \qquad \text{(Glg. A.11)}$$

Bei sehr kleinen Reynolds-Zahlen verliert Nu_2 gegenüber Nu_1 an Einfluss, daraus folgt: $Nu_m \rightarrow Nu_1$. Die Nusselt-Zahl nimmt somit ein Minimum von 7,541 an und definiert die Untergrenze des Wärmeübergangskoeffizienten.

Setzt man die mittlere Nusselt-Zahl in Gleichung A.7 ein, erhält man den Wärmeübergangskoeffizient α für den ebenen Spalt.

$$\alpha = \frac{Nu_m \cdot \lambda_W}{d_h}; [\mathrm{W/(m^2K)}] \qquad \text{(Glg. A.12)}$$

Es ergibt sich mit einer Wärmeleitzahl von $\lambda_W = 0{,}649\,\mathrm{W/(m^2K)}$ für Wasser bei $53\,°\mathrm{C}$ und einer Spaltbreite s des Wärmeübertrages von 1,92 mm ein minimaler Wärmeübergangskoeffizient von $\alpha_{\min} = 1275\ \mathrm{W/(m^2K)}$.

Durch die Wellenprägung der Wärmeübertragerplatten ist weiterhin anzunehmen, dass der reelle Wärmeübergangskoeffizient geringfügig über dem theoretischen Ansatz des ebenen Spalts liegt.

9.7.4 Optimierung von Schichtladeeinrichtungen (Ergänzungen zu Kapitel 7.3.2)

Erste Ideen, Messungen und Simulationen zur Optimierung der Ladeeinrichtungen in Pufferspeichern entstanden bereits im Rahmen meiner Masterarbeit [55] und wurden im Verlauf dieser Arbeit gezielt weiterentwickelt und in Pilotanlagen eingesetzt.

Mit der in [56] formulierten Freistrahltheorie lassen sich strömungstechnische Vorgänge aus einer kleinen Öffnung in eine freie Umgebung beschreiben. Die Strahlentwicklung stellt einen Sonderfall der Grenzschichttheorie dar und gilt für sämtliche Fluide gleichermaßen. Die theoretischen Grundlagen der Grenzschicht- und Turbulenzhypothesen sind auf PRANDTL zurückzuführen und werden in [57] ausführlich behandelt.

Beim isothermen Freistrahl (FS) besitzen der ausströmende Strahl und die Umgebung die gleiche Dichte, so dass von einer kinematischen Impulsübertragung ausgegangen werden kann. Bei diesen Scherströmungen können die Viskositätseffekte vernachlässigt werden, da die turbulente Reibung gegenüber der viskosen Reibung dominiert. Die Viskosität hingegen spielt nur an den Rändern zur Umgebung eine Rolle, wodurch sich kleine Strahlausbreitungswinkel ergeben. Das vom Strahl induzierte Umgebungsfluid lässt die bewegte Fluidmenge und damit auch den Strahlquerschnitt anwachsen. Da der Impuls erhalten bleibt, reduziert sich die Geschwindigkeit in Strahlrichtung. Es ergeben sich die bekannten Ähnlichkeitsverhältnisse, die eine Affinität bezüglich ihrer Geschwindigkeit aufweisen.

Der Strahlverlauf lässt sich in drei charakteristische Bereiche Kernbereich, Übergangsbereich und Ähnlichkeitsbereich einteilen und ist für den runden und ebenen Freistrahl in Abbildung A.8 dargestellt.

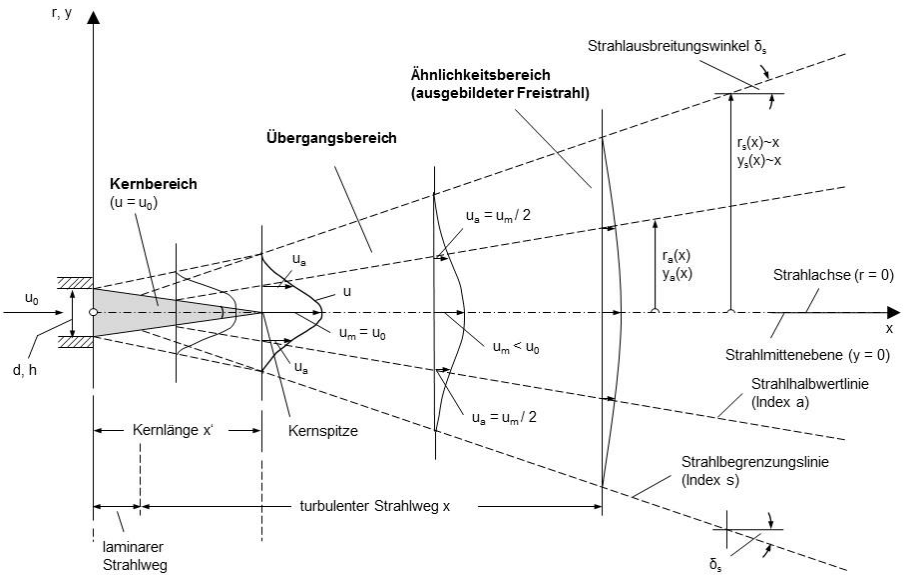

Abb. A.8: Runder und ebener Freistrahl [58]

Die Kernlänge x' (Kernbereich) endet, wenn die maximale Strahlmittengeschwindigkeit u_m unterhalb der Austrittsgeschwindigkeit u_0 liegt. Über die Länge des Kerns bildet sich durch Impulsaustausch mit der Umgebung ein kegel- bzw. keilförmiger Kernbereich aus. Im kurzen Übergangsbereich nimmt die Strahlmittengeschwindigkeit ab. Es bilden sich die sogenannten

selbstähnlichen Profile heraus. Der voll ausgebildete Strahl weist im Ähnlichkeitsbereich deckungsgleiche Geschwindigkeitsprofile hinsichtlich seiner lokalen charakteristischen Parameter auf. Die Strahlmittengeschwindigkeit $u_m(x)$ entlang des Strahlwegs klingt mit zunehmender Entfernung vom Austritt hyperbolisch ab. Örtliche Geschwindigkeiten u werden üblicherweise auf die maximale Strahlmittengeschwindigkeiten mit halbem Abstand zur Strahlachse x bezogen (Halbwertsbreite mit dem Index a). Der Austrittsimpuls $\dot{I}_0 = \rho \cdot A_0 \cdot u_0^2$ und der statische Druck bleiben erhalten und vergrößern den Strahldurchmesser bzw. die -breite mit zunehmendem Abstand vom Auslass. Für die Strahlausbreitung ergibt sich je nach Auslassgeometrie ein Winkel δ_S zwischen 5° und 16°.

Das Verhältnis der Strahlmitten- zur Austrittsgeschwindigkeit u_m/u_0 lässt sich als dimensionslose Abklingkurve entlang des Strahlwegs darstellen. Die Gleichung A.13 zeigt die aus der Klima- und Lüftungstechnik bekannte Formel für den isothermen ebenen Freistrahl mit der Mischzahl m, welche alle zur Strahlausbreitung relevanten Einflussparamter enthält.

$$\frac{u_m}{u_0} \approx \sqrt{\frac{h}{m \cdot x}}\ ; [-] \qquad \text{(Glg. A.13)}$$

Die nachfolgenden Gleichungen aus [59] lassen eine genauere Betrachtung der Geschwindigkeitsverhältnisse in Form einer Gauss‘schen Fehlerverteilungsfunktion zu. Die Mischzahl wird dafür durch die Konstante C ersetzt, die es durch Spezifizierung der Auslassgeometrie und des Betrachtungsbereichs individuell zu ermitteln gilt.

Ebener Freistrahl

$$\frac{u_m}{u_0} = \sqrt{erf\ \frac{1}{2 \cdot C \cdot \frac{x}{h}}}\ ; [-] \qquad \text{(Glg. A.14)}$$

Runder Freistrahl

$$\frac{u_m}{u_0} = erf\ \frac{\sqrt{\pi}}{4 \cdot C \cdot \frac{x}{d}}\ ; [-] \qquad \text{(Glg. A.15)}$$

Radialer Freistrahl

$$\frac{u_m}{u_0} = \frac{1}{m} \sqrt{\frac{\frac{r \cdot m}{h} + 1}{\left(\frac{x}{h} + \frac{r}{h}\right) \cdot \left(\frac{x}{h}\right)}}\ ; [-] \qquad \text{(Glg. A.16)}$$

Mit der iterativ zu bestimmenden Mischzahl

$$\frac{1}{m}\left(1 + \frac{h}{m \cdot r}\right) = \frac{0{,}56785}{C}\ ; [-] \qquad \text{(Glg. A.17)}$$

Ebener Wandstrahl

$$\frac{u_m}{u_0} = \sqrt{erf\,\frac{1}{C \cdot \frac{x}{h}}}\;;\,[-] \qquad \text{(Glg. A.18)}$$

Anhaltswerte für die Mischzahl m und die Konstante C sind ebenfalls in [59] enthalten bzw. galt es diese für die weiteren Betrachtungen anhand von Simulationen zu ermitteln. Dabei zeigte sich eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den von [59] ermittelten und den eigenen Simulationsergebnissen.

In Abbildung A.9 sind die Abklingkurven der Frei- und Wandstrahlen als entdimensionierte Geschwindigkeitsverhältnisse u_m/u_0 zur dimensionslosen Länge x/h (ebener FS, ebener WS und radialer FS) bzw. x/d (runder FS) aufgetragen. Die Berechnungen erfolgten auf Basis der Gleichungen A.14 bis A.18 und wurden durch numerische Simulationen ergänzt. Bei den radialen Freistrahlen ist der Geschwindigkeitsverlauf von der Spalthöhe und dem Radius abhängig und kann nicht als dimensionslose Länge dargestellt werden. Zur Vergleichbarkeit wurde die Spalthöhe beibehalten und die Betrachtung mit Radien von r = 50 mm und r = 200 mm durchgeführt.

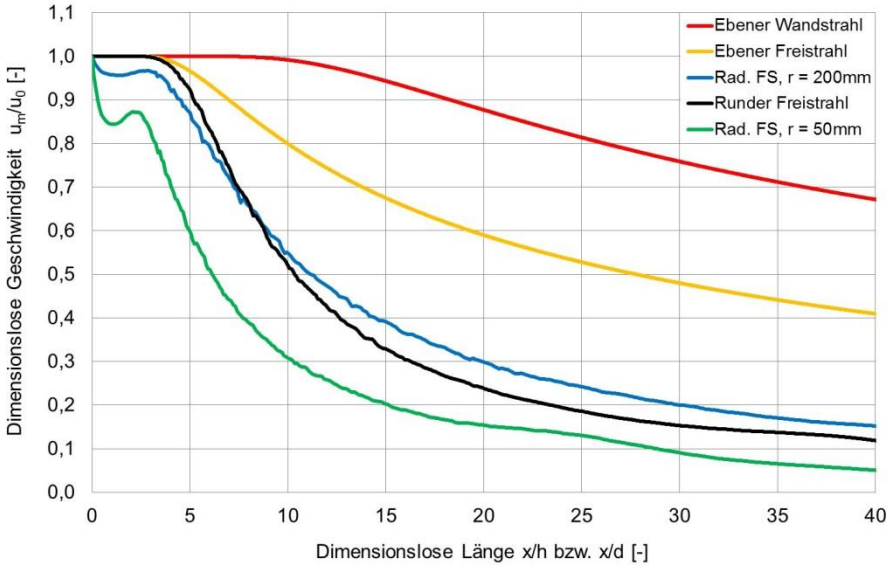

Abb. A.9: Gegenüberstellung des Geschwindigkeitsverlaufs von Freistrahlen mit Spalthöhe h = 25 mm bzw. Durchmesser d = 25 mm und gleicher Austrittsgeschwindigkeit über die charakteristische Länge

Durch die einseitige Induktion weist der ebene Wandstrahl den geringsten Geschwindigkeitsabbau auf. Der ebene Freistahl verläuft im Ähnlichkeitsbereich ab $x/d \sim 20$ parallel zum ebenen Wandstrahl. Im Vergleich zum ebenen und keilförmig anwachsenden Freistrahl verliert der runde Freistrahl durch seine kegelförmige Aufweitung schneller an Geschwindigkeit. Da das Geschwindigkeitsprofil des radialen Freistrahls zudem vom Radius abhängt, findet bei kleinen Radien eine zügige Geschwindigkeitsabnahme statt, die sich mit zunehmendem Radius dem des ebenen Freistrahls annähert. Bei kleinen Radien treten im Kern- und Übergangsbereich kurze

Geschwindigkeitsanstiege auf, die sich bei der Ausbildung der selbstähnlichen Profile aus der zweidimensionalen Geschwindigkeitsüberlagerung ergeben.

Für die Konstruktion der Ladeeinrichtung zur turbulenzarmen Einströmung bietet sich die Verwendung von Bohrungen und gekrümmten, radialen Öffnungsformen zur effektiveren Geschwindigkeitsreduzierung an. Der ebene und radiale Freistrahl besitzen einen kleineren Strahlausbreitungswinkel als der runde Freistrahl, wodurch die Vermischungen geringer ausfallen.

Für die Wirksamkeit der Ladeeinrichtung spielt das Ausströmverhalten, welches durch die Geschwindigkeitsreduzierung und das Induktionsverhalten bestimmt wird, eine entscheidende Rolle. Zum Ausströmverhalten kommen die Wechselwirkung mit dem Speicher (Strahlreflexion an der Behälterwand) und die Einbaulage (Hauptströmungsrichtung) der Ladeeinrichtung hinzu.

Optimierung mittels numerischer Strömungssimulation

Die numerische Strömungssimulation (Computational Fluid Dynamics, CFD) hat sich bei der Untersuchung von komplexen Strömungsvorgängen als geeignetes Werkzeug etabliert. Wenn analytische Methoden an ihre Grenzen kommen, können diese durch numerische Approximation gelöst werden. Durch die rasante Entwicklung der Rechenleistung von Computern lassen sich inzwischen dreidimensionale Strömungsvorgänge in moderater Bearbeitungszeit visualisieren und bieten eine ideale Ergänzung zu experimentellen Untersuchungen.

In dieser Arbeit wurden Voruntersuchungen zur optimalen Gestaltung der Ladeeinrichtung mit der Software ANSYS/CFX Version 14.7.2 durchgeführt, welche anschließend am Prüfstand für Schichtladeeinrichtungen messtechnisch überprüft wurden.
Mit den numerischen Methoden lassen sich ebenfalls zusammenhängende Strömungsvorgänge, wie Wärme- und Stoffübertragungsvorgänge oder Mehrphasenströmungen, berechnen. Das zu betrachtende Gebiet wird in ein Rechengitter mit vielen kleinen Volumensegmenten (Finite-Volumen-Methode, FVM) aufgeteilt, die untereinander in Beziehung gebracht werden. Die Simulationen erfolgten mit einer unstrukturierten Vernetzung aus Tetraeder- und Prismen-Elementen. Es findet eine Bilanzierung über diese Kontrollvolumina mit den Berechnungsknoten in dessen Schwerpunkten statt. Zur Lösung werden die Grundgleichungen der Strömungsmechanik für Masse, Energie und Impuls (Navier-Stokes-Gleichungen) angewendet und durch zusätzlich erforderliche Gleichungen ergänzt. Ein zur Schließung des offenen Gleichungssystems benötigter Term ist der Reynoldsche Spannungstensor, welcher auch als Turbulenzmodell bezeichnet wird. Das verwendete SST-Modell (Shear Stress Turbulenz) vereinigt die Vorteile des wandnahen $k-w$ -Modells und des wandfernen $k-\varepsilon$-Modells. Die Überführung der kontinuierlichen Differentialgleichungen in eine diskontinuierliche Beschreibung wird als Diskretisierung bezeichnet. Durch die Nichtlinearität ist das Gleichungssystem iterativ zu lösen.

Verwendete Solver-Einstellungen:

- High-Resolution-Verfahren
- Konvergenzkriterien: Abbruchkriterium für den maximalen Fehler bei 10^{-3}
- Maximale Courant-Zahl zwischen 5 und 30
- Berechnungen erfolgten mit doppelter Genauigkeit

Eine Validierung der Simulationsergebnisse führte zu sehr guter Übereinstimmung mit den analytischen Lösungen der isothermen Freistrahltheorie. Die Abweichungen zu den am Prüfstand untersuchten Schichtungsverhalten richteten sich nach den örtlichen Geschwindigkeits-verhältnissen im Speicher und sind auf das Turbulenzmodell zurückzuführen. Es zeigte sich, dass

ein stärkerer Temperaturabbau durch Vermischung berechnet wird als es in den messtechnischen Untersuchungen der Fall war. Die Unterschiede steigen mit zunehmender Wirksamkeit der Ladeeinrichtung.

Messtechnische Überprüfung und Optimierung von Schichtladeeinrichtungen

Im Heizungstechniklabor der Hochschule München wurde ein Prüfstand zur messtechnischen Untersuchung von Be- und Entladeeinrichtungen in Pufferspeichern aufgebaut. Es handelt sich dabei um einen handelsüblichen Heizungspufferspeicher der Firma Nau des Typs PUB mit einem Inhalt von ca. 1.000 Litern. Der Innendurchmesser beträgt 790 mm und die Isolierung hat eine Dicke von 90 mm. Für die Einbringung verschiedener Ladeeinrichtungen wurde der Pufferspeicher durch einen oberen Revisionsflansch mit einem Durchmesser von 600 mm versehen. Der vorhandene seitliche Anschluss der Nennweite DN 32 wurde durch einen unteren Anschluss in DN 32 sowie einen seitlichen Gewindeflansch in DN 80 für die Untersuchung von Laderohren ergänzt. Der Pufferspeicher ist an die Wärme- und Kälteversorgung des Heizungstechniklabors angeschlossen und kann mit Temperaturen im Bereich von 8 °C bis 95°C betrieben werden. Die Be- und Entladevolumenströme können zwischen 5 l/min und 60 l/min liegen.

Die Schichtung über die Höhe wird mit 13 kurzen Temperatursensoren, die einen Abstand von 15 cm haben und 5 cm in den Speicher hineinragen, aufgenommen. Für Detailuntersuchungen an der Ladeeinrichtung stehen vier weitere Temperatursensoren mit einer Länge von 50 cm im unteren Speicherbereich zur Verfügung. Angaben zu den verwendeten Messsensoren sind in Tabelle A.14 zu finden, die Messwerterfassung ist identisch mit der am Fernwärmeprüfstand eingesetzten Technik (siehe Tabelle A.2).

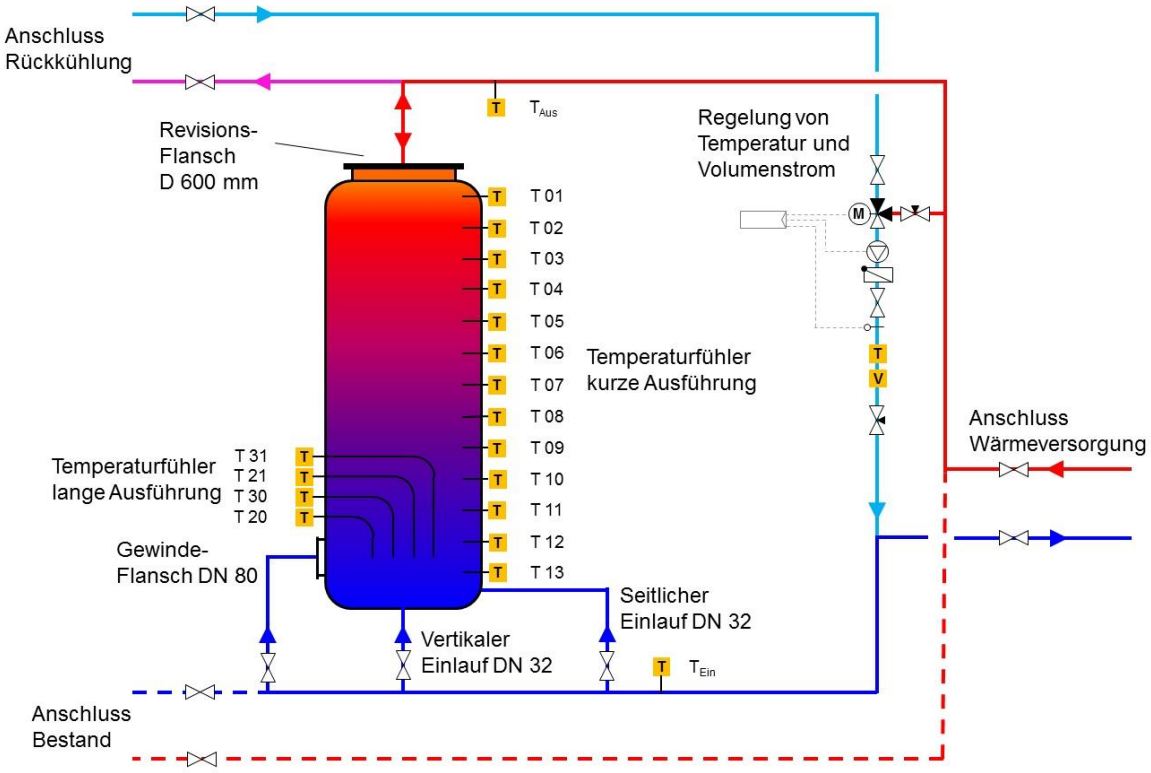

Abb. A.10: Schema des Prüfstands zur Untersuchung von Schichtladeeinrichtungen

Tab.A.14: Messtechnik am Prüfstand für Schichtladeeinrichtungen

Art des Sensors	Hersteller	Typ	Messprinzip	Messbereich	Auflösung	Mess-genauigkeit
Temperaturfühler	Ahlborn	NTC Typ N	Widerstand	-20 bis +100°C	0,01 K	+/- 0,1 K [1)]
Durchflusssensor	Ahlborn	FVA645 GV100QT	Kármánsche Wirbelstraße	5 bis 100 l/min	0,5 l/min	+/-1,5 % [2)]

[1)] Im Messbereich von 0 C bis 70 °C

[2)] In Bezug auf den Endwert

Die Lastprofile richten sich nach der Betriebsweise der im innovativen Trinkwassererwärmungssystem eingesetzen Frischwassermodule. Das Hauptaugenmerk gilt dabei der Einströmung am unteren Anschluss des Pufferspeichers, an dem der Rücklauf des Frischwassermoduls angeschlossen ist.

Der Versuchsablauf beginnt mit der Aufheizung des Pufferspeichers über die Wärmeversorgung auf eine Ausgangstemperatur von ca. 60 °C, was in etwa der Rücklauftemperatur aus der Zirkulationsnachheizung entspricht. Die Rücklauftemperatur aus dem Frischwassermodul liegt bei ca. 12 °C bis 15 °C. Die Beladung des unteren Pufferspeicherbereichs mit Kühlwasser erfolgt über eine Umwälzpumpe, wobei je nach zu testender Ladeeinrichtung drei Anschlussmöglichkeiten zur Verfügung stehen. Jede Ladeeinrichtung wird mit vier verschiedenen Beladevolumenströmen (15 l/min, 30 l/min, 45 l/min und 60 l/min), die jeweils ein Gesamtvolumen von 200 Liter ergeben, getestet. Die Aufzeichnung der Messdaten erfolgt sekündlich. Nach abgeschlossener Beladung wird die Umwälzpumpe ausgeschaltet und über einen Zeitraum von zwei Minuten die Temperaturverläufe im Pufferspeicher weiter aufgezeichnet. In dieser Zeit klingen Konvektionsbewegungen aufgrund ungleichförmiger Einströmung ab und es kommt zu einem Temperaturausgleich über den horizontalen Speicherquerschnitt.

Die Bewertung der Ladeeinrichtung erfolgt über das Mischvolumen nach der 90/10 %-Methode (siehe Gleichung 7.36). Dazu wird der Volumenstrom am Temperatursensor T 12 ab dem Unterschreiten des oberen Grenzwertes (90 %) bis zur Erreichung des unteren Grenzwertes (10 %) aufsummiert. Zur Ermittlung des Nutzungsgrads (siehe Gleichung 7.37) wird eine vollständige Entladung mit 60 l/min vorgenommen.

Die Messergebnisse der untersuchen Schichtladeeinrichtungen sind in Kapitel 7.3.2 enthalten.

Seitlicher Einlauf

Mit Hilfe der Freistrahltheorie (runder Freistrahl, Gleichung A.15) kann bei näherungsweiser isothermer Einströmung der Verlauf der Strahlmittengeschwindigkeit entlang des Speicherdurchmessers abgeschätzt werden.

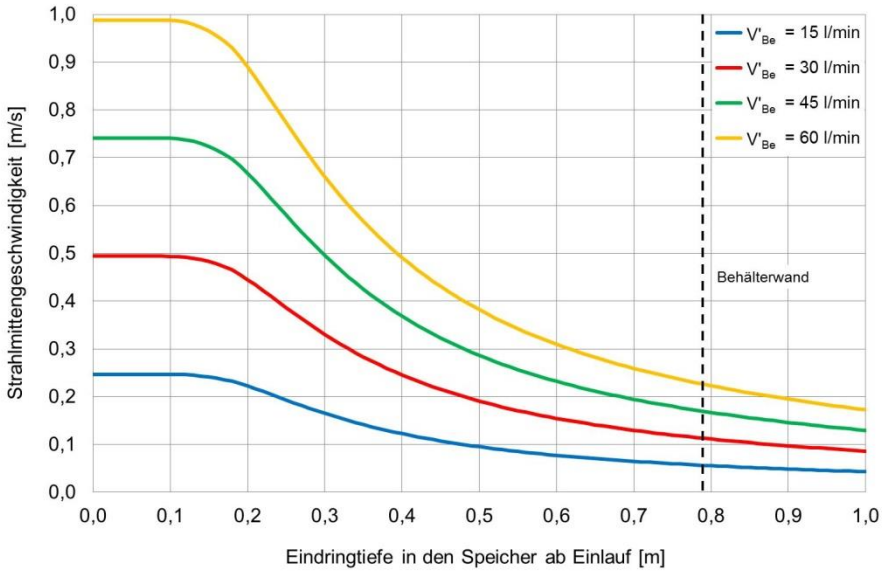

Abb. A.11: Theoretischer Verlauf der Strahlmittengeschwindigkeit des seitlichen Einlaufs DN 32 für die vier Beladevolumenströme der Lastprofile bei isothermer Einströmung

Die Strahlmittengeschwindigkeiten liegen beim „Aufprall“ an die Behälterwand zwischen 0,057 m/s und 0,226 m/s und betragen aufgrund ihrer Geschwindigkeitsaffinität noch ca. 23 % der mittleren Eintrittsgeschwindigkeit. Durch das kompakte Verhältnis von Umfang zur Querschnittsfläche bietet der runde Freistrahl nur wenig „Angriffsfläche“ zum Geschwindigkeitsabbau über die Induktion des Umgebungsfluids.

Eine Optimierungsmöglichkeit ergibt sich durch die Wahl der Anschluss-Nennweite unter Berücksichtigung des maximal auftretenden Beladevolumenstroms.

Radial-Diffusor

Zur optimalen Auslegung von Radial-Diffusoren wurden bereits umfangreiche Untersuchungen durchgeführt und sind in der Literatur zu finden [53, 60, 61]. Der am Prüfstand untersuchte Radial-Diffusor wurde gemäß nachfolgender Abbildung A.12 ausgelegt.

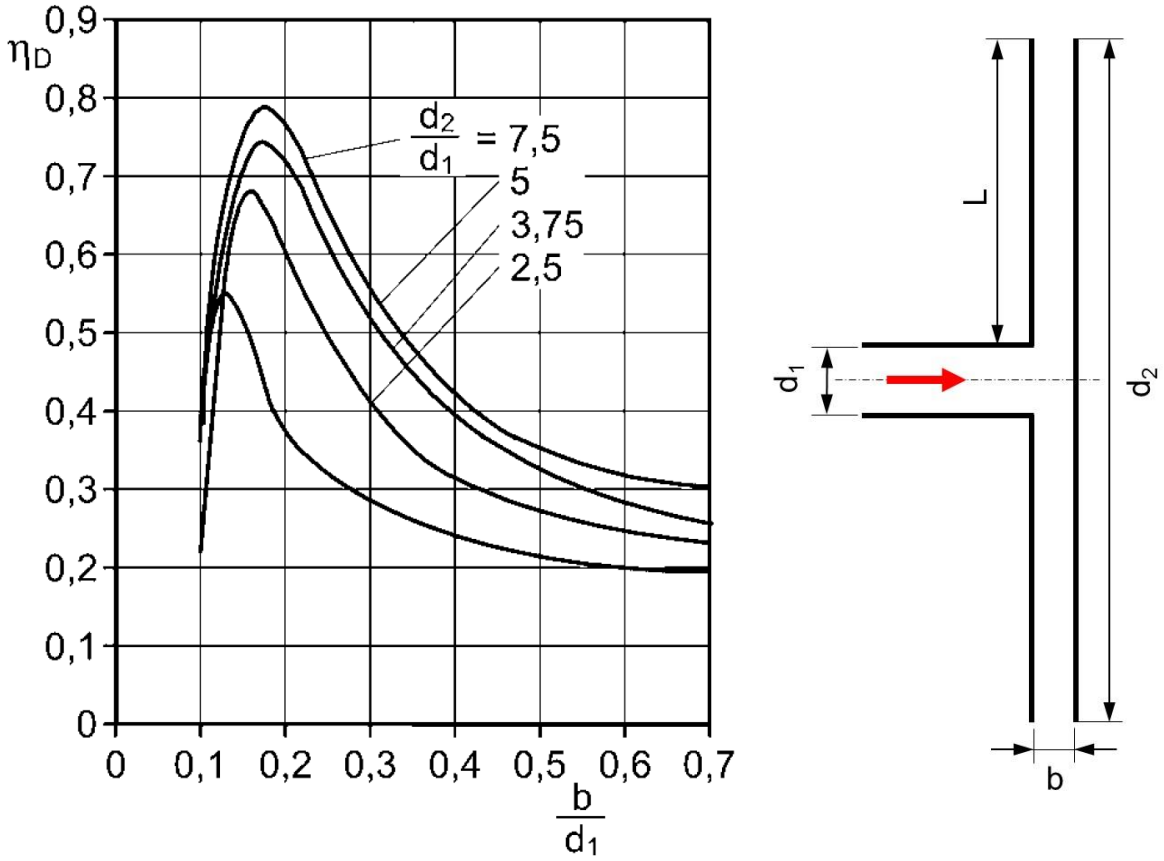

Abb. A.12: Diffusorwirkungsgrad und Skizze des Radial-Diffusors [61]

Der Diffusorwirkungsgrad (Verzögerungsverhältnis) η_D nimmt dabei mit steigendem Durchmesserverhältnis bis zu Werten von d_2 / d_1 = 7,5 zu und fällt mit zunehmendem Verhältnis von Spaltbreite zu Anschlussrohrdurchmesser b / d_1 stark ab.

Die Kenndaten des Radial-Diffusors in Kapitel 7.3.2.3 ergeben sich aus dem Innendurchmesser des Anschlussrohrs und der Auslegungskenndaten bei maximalen Diffusorwirkungsgrad wie folgt:

- Innendurchmesser des Anschlusses d_1 = 35,9 mm (DN 32, 5/4“)
- Verhältnis d_2 / d_1 = 7,5 (Abbildung A.12)
- Verhältnis b / d_1 = 0,175 (Abbildung A.12 bei $\eta_{D,\max}$ und d_2 / d_1 = 7,5)
- Plattendurchmesser $d_2 = d_1 \cdot (d_2 / d_1)$ = 35,9 mm * 7,5 = 269 mm
- Spaltbreite $b = d_1 \cdot (b / d_1)$ = 35,9 mm * 0,175 = 6,3 mm

Daraus ergibt sich ein Verhältnis für die Spaltlänge zur Spalthöhe von L/b = 18,5. Die freie Austrittsfläche über den Plattenumfang beträgt A_{Frei} = 5324 mm² und führt zu einer Vergrößerung der Austrittsquerschnittsfläche um den Faktor 5,26 gegenüber dem Standard-Anschlussrohr.

In Abbildung A.13 ist der Einfluss des unteren Anschlussrohrkrümmers auf die Austrittsgeschwindigkeit über den Plattenumfang des Radial-Diffusors dargestellt. Die Simulationsergebnisse zeigen die horizontale Schnittebene im Pufferspeicher auf Höhe der Spaltmitte des Radial-Diffusors. Der Anschluss des Rohrkrümmers befindet sich rechts.

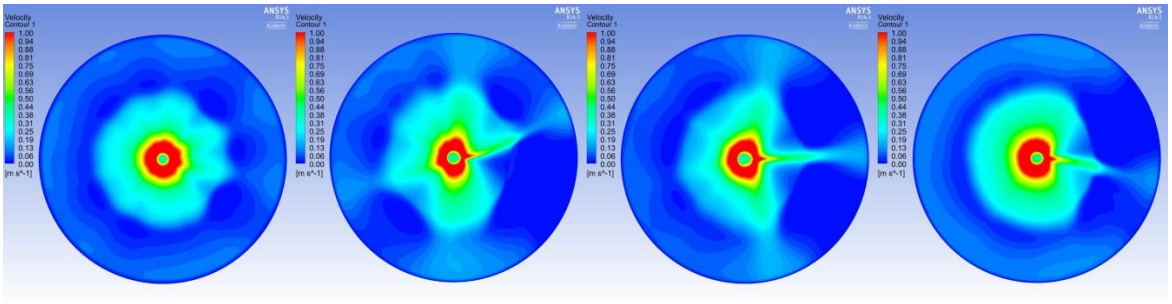

Abb. A.13: Strömungsgeschwindigkeit im mittigen Plattenspalt des Radial-Diffusors bei $\dot{V}_{Be}$ = 60 l/min (v.l.n.r. ohne Krümmer b = 6,3 mm, mit Krümmer b = 6,3 mm, mit Krümmer b = 7,3 mm, mit Krümmer b = 5,3 mm)

Ohne den Einfluss des Krümmers stellt sich eine nahezu radialsymmetrische Ausströmung in den Speicher ein (Abbildung A.13 links). Die drei weiteren Bilder verdeutlichen, dass durch den Krümmer eine Geschwindigkeitsverteilung verursacht wird, die zu divergierenden Austrittsgeschwindigkeiten über den Umfang führt. Die korrelierenden Druckunterschiede bewirken zudem Rezirkulationen am Austrittsspalt. Dieser Effekt kann durch die Reduzierung der Spaltbreite (größerer Druckverlust im Plattenspalt) gemindert werden, ist jedoch mit einer insgesamt höheren Austrittsgeschwindigkeit verbunden.
Wie in Abbildung A.13 zu sehen ist, kommt es durch die radiale Ausströmung zu einer deutlich schnelleren Geschwindigkeitsreduzierung gegenüber dem seitlichen Einlauf. Diese ist auf die zweidimensionale, radiale Strahlaufweitung und die größere Austrittsquerschnittsfläche zurückzuführen.

Weitere Auslegungskriterien:

- Der Durchmesser des Radial-Diffusor soll max. die Hälfte des Speicherdurchmessers betragen
- Das Totvolumen unterhalb des Radial-Diffusors ist zu beachten
- Erhöhter Herstellungsaufwand bei seitlichem Anschluss

Laderohr

Am Prüfstand für Schichtladeeinrichtungen wurden zahlreiche Varianten von Laderohren untersucht. Diese unterscheiden sich hinsichtlich der Nennweite, der Form der Öffnungen und der Öffnungsfläche. Für die Bewertung der Austrittsfläche wird das Verhältnis aus der Summe aller Öffnungsflächen zur Laderohrquerschnittsfläche $A_{Ö} / A_R$ als Bezugsgröße eingeführt. Der Querschnitt der Laderohre bleibt über die Länge konstant.

Parametervariation der Laderohre:

- Nennweite: DN 50, DN 65 und DN 80
- Öffnungsgeometrie: Bohrung, Querschlitz und Längsschlitz
- Flächenverhältnis $A_{Ö} / A_R$: 50 %, 100 % und 200 %

Kenndaten der Öffnungsgeometrien:

- Bohrung (Durchmesser d_B = 11 mm – 20 mm)
- Querschlitz (Breite b = 2,3 mm (~ Säge- bzw. Flexblatt), Öffnungswinkel α = 120 °)
- Längsschlitz (Breite b = 2,5 mm – 20 mm)

Die Auswertung der Simulationsergebnisse zu den Geschwindigkeitsabweichungen an den Austrittsöffnungen (siehe nachfolgender Abschnitt Simulationen) lag zum Zeitpunkt der Messungen noch nicht vor, so dass die Öffnungen in gleichmäßigen Abständen über die Länge des Laderohrs aufgeteilt wurden.

Eine detaillierte Darstellung aller Messergebnisse würde den Umfang dieser Arbeit übersteigen. Für die Laderohre mit Nennweite DN 50 zeigt Abbildung A.14 exemplarisch die Mischvolumina, wobei ab einem Volumen von ca. 120 Liter der untere Grenzwert gemäß der 90/10 %-Methode nicht mehr erreicht wurde.

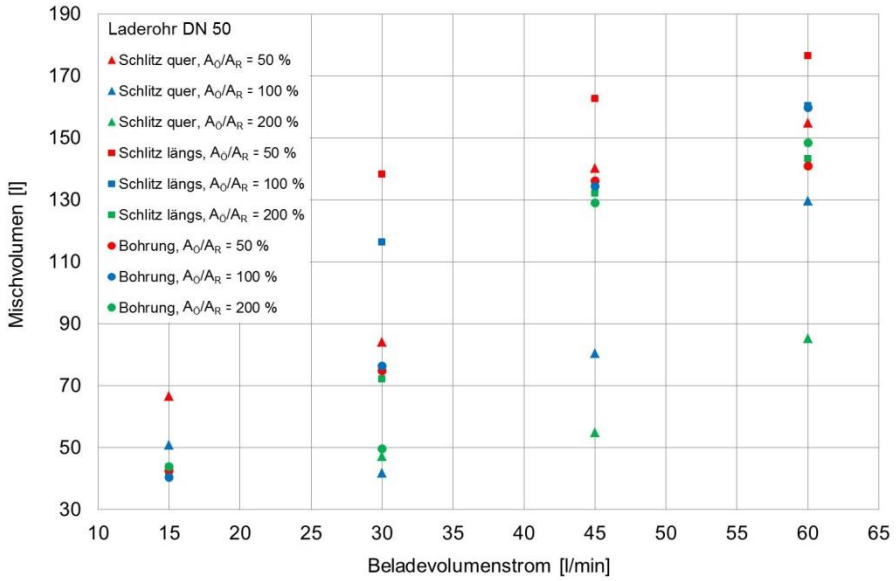

Abb. A.14: Messergebnisse des Laderohrs DN 50 für verschiedene Öffnungen und Öffnungsverhältnisse

Das Mischvolumen der drei Öffnungsgeometrien unterscheidet sich bei einem Beladvolumenstrom von 15 l/min nur geringfügig. Für 30 l/min sind mit Bohrungen und Querschlitze ähnliche Ergebnisse zu erzielen. Bei den hohen Beladevolumenströmen von 45 l/min und 60 l/min ist die Bewertung gemäß der 90/10 %-Methode nur noch mit den Querschlitzen möglich. Prinzipiell ist mit steigendem Verhältnis von $A_Ö / A_R$ bei allen Öffnungsgeometrien eine Reduzierung des Mischvolumens zu erreichen.

Allgemein lässt sich sagen, dass eine größere Nennweite und/oder ein zunehmendes Flächenverhältnis die Temperaturschichtung im Speicher positiv beeinflussen. Allerdings steigt mit zunehmender Öffnungsfläche die ungleichmäßige Ausströmung an und ruft Verwirbelungen und Querströmungen hervor. Eine Vorgehensweise zur Anpassung an den gewölbten Boden folgt im Anschluss. Tendenziell sind Laderohre mit Querschlitzen (radiale Freistrahlen) oder großen Bohrungen besser geeignet als solche mit Längsschlitzen.
Die Anordnung des Laderohrs sollte außerdem möglichst tief am zylindrischen Teil des Speichers nahe der Kalotte angebracht werden, um die Vermischung aufgrund der Fallhöhe zu minimieren.

Die Messung für das Laderohr DN 50 mit Querschlitzen und einem Flächenverhältnis $A_Ö / A_R$ = 200 % ergab sehr gute Übereinstimmung mit den Simulationsergebnissen in Kapitel 7.3.2.4, obwohl die Schlitzanordnung im Laderohr mit gleichmäßigen Abständen versehen war.

Vorgehensweise zur weiteren Optimierung von Laderohren
Ein seitlicher Anschluss bringt stets den Nachteil mit sich, dass die asymmetrische Einströmung unerwünschte Querströmungen und Verwirbelungen hervorruft. Eine weitere Optimierung von Laderohren besteht darin, den Beladevolumenstrom gleichmäßig auf das unterhalb des Laderohrs gelegene Speichervolumen, das aus Boden und zylindrischen Behälterbereich besteht, anzupassen.
Dazu muss der Inhalt des gewölbten Bodens in Abhängigkeit des Durchmessers sowie das Ausströmverhalten entlang der Öffnungen bekannt sein. Die Vorgehensweise zur optimalen Auslegung von Laderohren wird nachfolgend beschrieben.

Trinkwasser- und Heizungspufferspeicher sind Behälter die aus einem zylindrischen Mittelteil und zwei gewölbten Endteilen bestehen. Der zylindrische Teil wird als Rohrprofil (gerolltes Blechprofil) erzeugt und an dessen Enden die gewölbten Böden (Boden und Deckel) angeschweißt. Ein Boden setzt sich aus der Kalotte, Krempe und einem zylindrischen Teil zusammen. Der zulässige Betriebsdruck des Speichers richtet sich nach der Bauform der Böden. Die Wölbung der Böden entscheidet über den Inhalt und ist in den Herstellerangaben zu finden.

Die Abbildung A.15 bietet einen Überblick der im Behälterbau verwendeten Bodenformen.

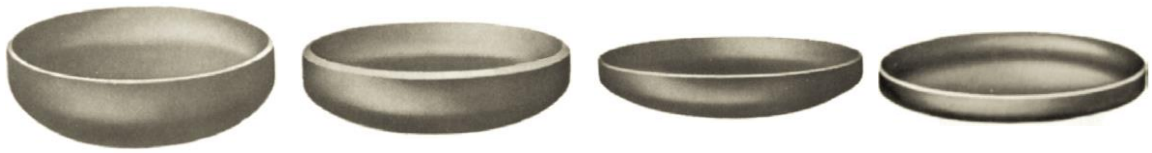

Abb. A.15: Übersicht gewölbter Böden (von links nach rechts): Klöpperboden (DIN 28011), Korbbogenboden (DIN 28013), normal- und flachgewölbter Boden, flacher Boden

Für genormte Böden steht der Zusammenhang zwischen Durchmesser und Inhalt häufig als Teilvolumenfaktor y zur Verfügung. Dieser ist exemplarisch für liegende Klöpper- und Korbbogenböden in Abbildung A.16 dargestellt.

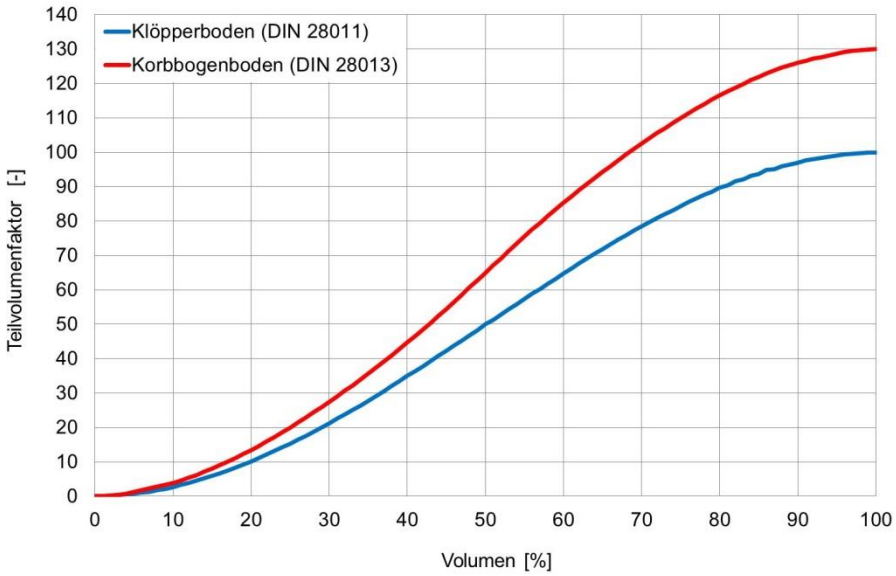

Abb. A.16: Teilvolumenfaktor y für Klöpperböden und Korbbogenböden [62]

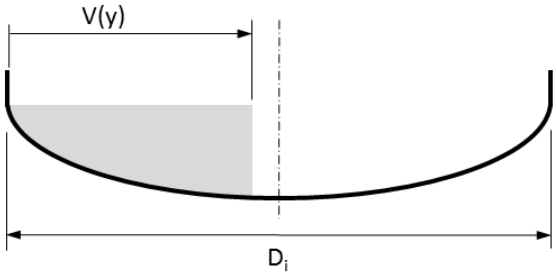

Abb. A.17: Inhalt des Klöpperbodens in Abhängigkeit des Teilvolumenfaktors

Das Teilvolumen des Klöpper- oder Korbbogenbodens berechnet sich aus dem Innendurchmesser und dem Teilvolumenfaktor.

$$V(y) = y \cdot (0{,}1 \cdot D_i)^3 \text{; [Liter]} \qquad \text{(Glg. A.19)}$$

Die Berechnung des zylindrischen Behälterbereichs unterhalb des Laderohrs erfolgt über die Speicherquerschnittsfläche (Kreisabschnitt KA und Kreissegment KS).

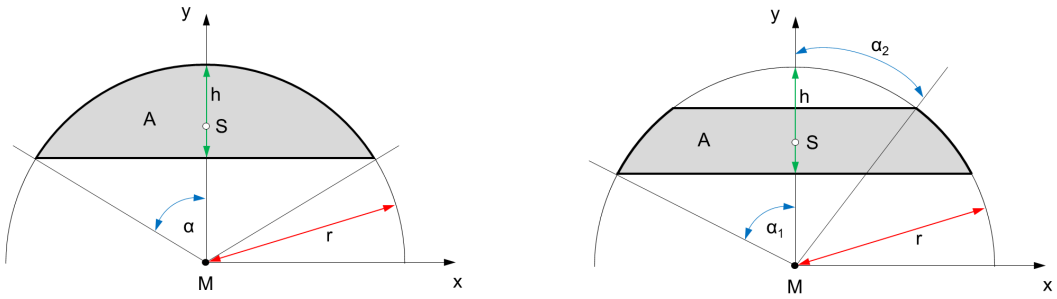

Abb. A.18: Flächeninhalt und Schwerpunkt des Kreisabschnitts (links) und Kreissegments (rechts)

Berechnung des Flächeninhalts A_{KA} und Flächenschwerpunktes $(x_{S,KA}, y_{S,KA})$ des Kreisabschnitts:

$$A_{KA} = \frac{r^2}{2}\left[2\alpha - \sin(2\alpha)\right]; \text{ [mm²]} \quad \text{(Glg. A.20)}$$

$$y_{S,KA} = \frac{4 \cdot r \cdot \sin^3(\alpha)}{3 \cdot \left[2\alpha - \sin(2\alpha)\right]}; \text{ [mm]} \quad \text{(Glg. A.21)}$$

$$x_{S,KA} = 0; \text{ [mm]} \quad \text{(Glg. A.22)}$$

$$\alpha = \arccos\left(1 - \frac{h}{r}\right); \text{ [Bogenmaß]} \quad \text{(Glg. A.23)}$$

Berechnung des Flächeninhaltes A_{KS} und der Flächenschwerpunkte $(x_{S,KS}, y_{S,KS})$ des Kreissegments:

$$A_{KS} = \frac{r^2}{2}\left[2\alpha_1 - 2\alpha_2 - \sin(2\alpha_1 + \sin(2\alpha_2)\right]; \text{ [mm²]} \quad \text{(Glg. A.24)}$$

$$y_{S,KS} = \frac{4}{3} \cdot r \cdot \frac{\sin^3(\alpha_1) - \sin^3(\alpha_2)}{2\alpha_1 - 2\alpha_2 - \sin(2\alpha_1) + \sin(2\alpha_2)}; \text{ [mm]} \quad \text{(Glg. A.25)}$$

$$x_{S,KS} = 0; \text{ [mm]} \quad \text{(Glg. A.26)}$$

$$\alpha_1 = \arccos\left(1 - \frac{h}{r}\right); \text{ [Bogenmaß]} \quad \text{(Glg. A.27)}$$

$$\alpha_2 = \arccos\left(1 - \frac{h^*}{r}\right); \text{ [Bogenmaß]} \quad \text{(Glg. A.28)}$$

Dabei ist h die Segmenthöhe und h^* bezeichnet die Höhe des vorherigen Kreissegmentes bzw. des Kreisabschnitts.
Über die Flächeninhalte des Kreisabschnitts und des Kreissegments kann mit der Höhe des zylindrischen Abschnitts der Inhalt in Abhängigkeit des Radius bestimmt werden.

Das unterhalb des Laderohrs befindliche Behältervolumen setzt sich aus dem Inhalt des Bodens, Kreisabschnitts und Kreissegments zusammen. Zur Optimierung wird das Behältervolumen nach der Anzahl der Öffnungen im Laderohr aufgeteilt. Aus den resultierenden Gesamtschwerpunkten y_S der einzelnen Volumensegmente ergeben sich die Abstände zwischen den Öffnungen.
Die Berücksichtigung der ungleichmäßigen Ausströmung bzw. Einströmung entlang der Laderohrlänge erfolgt im Anschluss.

Das Ausströmverhalten an den Öffnungen des Laderohrs mit konstantem Durchmesser lässt sich wie folgt beschreiben: Dadurch, dass aus jeder Öffnung ein Teilvolumenstrom entweicht, kommt es zu einer Geschwindigkeitsreduzierung im weiteren Strömungsverlauf des Hauptrohrs, welche einen Rückgang des dynamischen Druckanteils bewirkt. Da der Gesamtdruck konstant bleibt, muss es folglich zu einem Anstieg des statischen Drucks und damit zu einer höheren Austrittsgeschwindigkeit mit zunehmender Länge des Laderohrs kommen.
Die Teilvolumenströme an den einzelnen Öffnungen ergeben sich aus der wirksamen Druckdifferenz zwischen Laderohr und Behälter.

Auf Grund der Komplexität wurden die Berechnungen zum Ein- und Ausströmverhalten der Laderohre ebenfalls mit dem Simulationsprogramm ANSYS/CFX 14.7.2 durchgeführt.

Angaben zu den Simulationen:

- Nennweite DN 32, DN 50 und DN 80 (Gewinderohr DIN 2440)
- Öffnungsform: Bohrung, Querschlitz und Längsschlitz (Kenndaten wie oben)
- Laderohrquerschnitt und Öffnungsflächen sind über die Länge konstant
- Verhältnis der Flächenanteile $A_Ö / A_R$ = 50 %, 100 % und 200 %
- Beladevolumenströme $\dot{V}_{Sp,Ein}$ = 15 l/min, 30 l/min und 60 l/min
- Rohrrauhigkeit k = 0,1 mm
- Berechnung erfolgte isotherm bei T = 20 °C
- Länge des Laderohrs L = 775 mm (Speicherdurchmesser 790 mm)

Abbildung A.19 zeigt die Abweichungen von der mittleren Austrittsgeschwindigkeit entlang der Öffnungen beim Laderohr mit Querschlitzen.

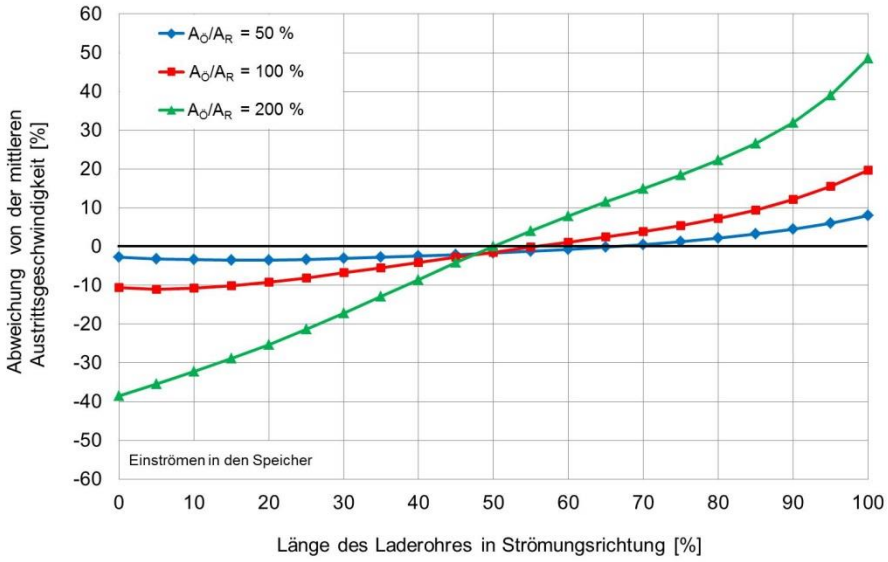

Abb. A.19: Geschwindigkeitsabweichung bei Laderohren mit Querschlitzen beim Einströmen in den Speicher

Mit zunehmendem Öffnungsflächenanteil steigen die Abweichungen gegenüber der mittleren Austrittsgeschwindigkeit an. Für ein Verhältnis von $A_Ö / A_R$ = 50 % treten Geschwindigkeitsabweichungen von ca. +/- 5 %, für $A_Ö / A_R$ = 100 % ca. +/- 15 % und bei $A_Ö / A_R$ = 200 % von ca.

+/- 40 % auf. Durch die Geschwindigkeitsaffinität unterliegen die Abweichungen nur dem Flächenverhältnis und sind unabhängig von der Nennweite und der Höhe des Beladevolumenstroms. Die Unterschiede zwischen den Querschlitzen und Bohrungen sind nur geringfügig, bei den Längsschlitzen treten deutlich größere Abweichungen auf.

Mit den bekannten Geschwindigkeitsabweichungen lassen sich die Öffnungsabstände entsprechend der Volumensegmente korrigieren. Die Abweichungen von der mittleren Austrittsgeschwindigkeit können in guter Näherung als linearer Verlauf über die Länge des Laderohrs angesetzt werden. In Abbildung A.20 sind die optimierten Abstände in Bezug auf Abbildung A.19 dargestellt. Die Betrachtung bezieht sich auf ein Laderohr mit 20 Querschlitzen, einer Höhe des zylindrischen Volumensegments von 20 mm und einem Klöpperboden nach DIN 28011. Zum Vergleich ist die Aufteilung mit regelmäßigen Öffnungsabständen über das Laderohr eingefügt.

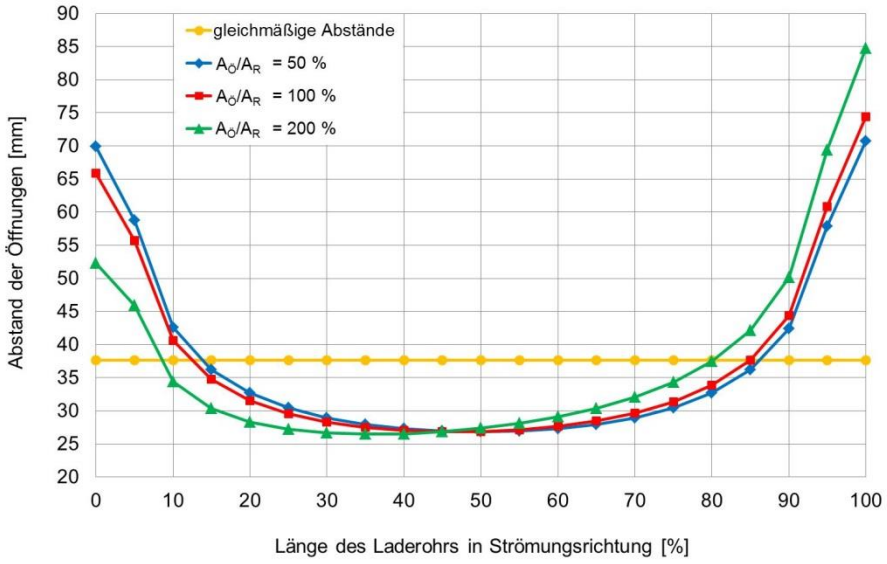

Abb. A.20: Verteilung der Öffnungsabstände an einem Laderohr

Die Anpassung an die gewölbte Behälterform führt zu unterschiedlichen Abständen der Öffnungen über die Länge des Laderohrs. Im Gegensatz zu den gleichmäßigen Abständen ergeben sich größere Abstände zur Behälterwand und eine Verdichtung in der Behältermitte. Um die ungleichmäßige Ausströmung zu berücksichtigen, ist eine weitere Anpassung notwendig. Mit zunehmendem Flächenverhältnis von $A_Ö / A_R$ erhöht sich der Austrittsvolumenstrom in Strömungsrichtung, der durch größere Öffnungsabstände auszugleichen ist.

Um bei Entnahmevorgängen ein gleichmäßiges Einströmen über den Speicherquerschnitt zu erhalten, ist ebenfalls eine Anpassung der Öffnungsabstände erforderlich. Das „Absaugen“ ist im Gegensatz zum Einströmen nicht mit Temperaturverlusten durch Vermischungen verbunden, sondern unterstützt die Ausbildung einer idealen Kolbenströmung.

Abbildung A.21 zeigt die Entnahme über ein Laderohr mit seitlichen Bohrungen für unterschiedliche Öffnungsflächenverhältnisse.

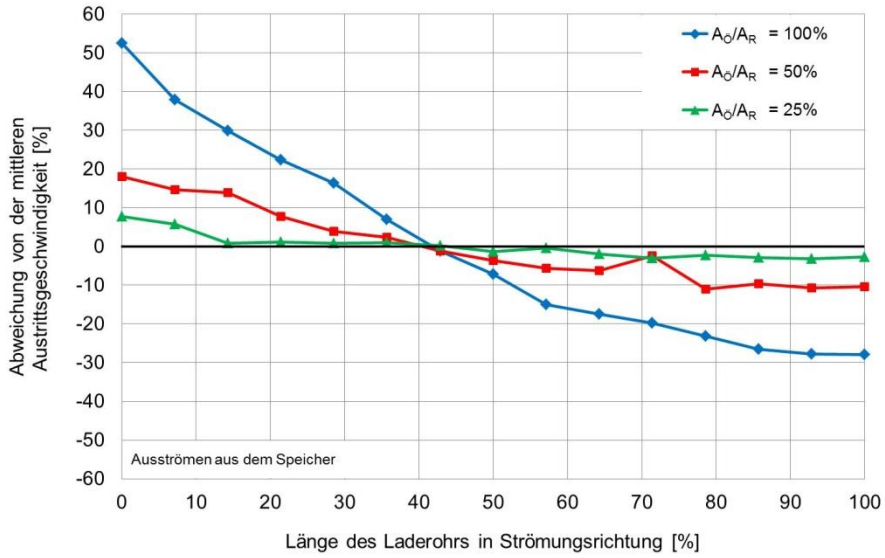

Abb. A.21: Geschwindigkeitsabweichung des Laderohrs mit seitlichen Bohrungen bei der Entnahme aus dem Speicher

Wie bereits beim Ausströmen führt ein kleineres Flächenverhältnis von $A_Ö / A_R$ auch zu einer gleichmäßigeren Einströmung über die Laderohrlänge. Ein optimales Ergebnis wird erzielt, wenn die Summe der Öffnungsflächen nur rund ein Viertel des Laderohrquerschnittes beträgt, andernfalls ist wiederum eine Anpassung der Abstände erforderlich.

Alternativ kann die Optimierung der Laderohre auch mit gleichmäßig aufgeteilten Abständen durchgeführt werden, indem die jeweilige Öffnungsquerschnittsfläche an das Volumensegement angepasst wird.

Auslegungshinweise für den Einsatz von Laderohren:

- Laderohr zwei Nennweiten größer als die Anschlussleitung ausführen
- Berücksichtigung des Aus- und Einströmverhalten durch das Flächenverhältnis $A_Ö / A_R$
- Querschlitze führen zu einem schnellen Geschwindigkeitsabbau
- Anordnung der Laderohre möglichst im unteren Speicherbereich
- Untere Entnahme über ein separates, nach unten geführtes und um 90° versetztes Rohr
- Vermeidung einer vollständigen Speicherdurchladung

Vorteile des Laderohrs:

- Geringer Herstellungsaufwand und Herstellungskosten
- Nachträglicher Einbau bei Bestandspufferspeichern möglich

Nachteile des Laderohrs:

- Geringere Wirksamkeit gegenüber anderen Schichtladeeinrichtungen
- Totvolumen bei nicht vollständiger Beladung

Drall-Einlauf

Für die messtechnischen Untersuchungen des Drall-Einlaufs wurde ein runder Luftauslass des Typs DQF-R der Firma Schako© (Abbildung A.22) verwendet. Die Neigung der Lamellen wurde verringert und damit an das Fluid Wasser angepasst. Die umlaufende Dichtung zum Boden zwingt die Strömung durch die Lamellen und verhindert seitliche Fehlströmungen.

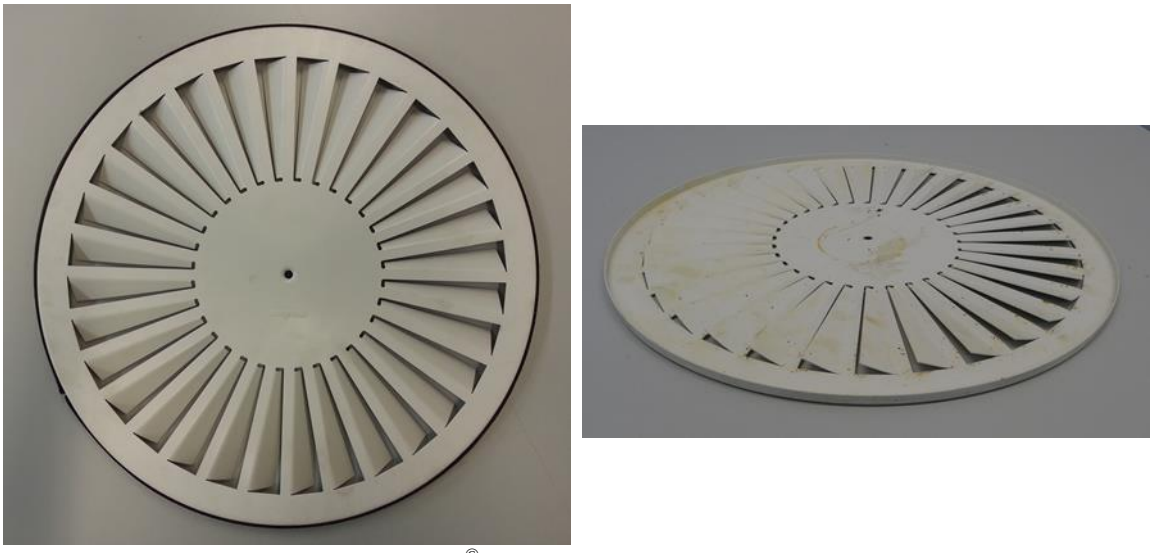

Abb. A.22: Drall-Auslass der Firma Schako© Typ DQF-R (Anströmung links, Ausströmung rechts)

Parametervariationen des Drall-Einlaufs:

- Durchmesser 400 mm und 500 mm
- Lamellenneigung 22,5° und 45,0°
- Ausrichtung der Lamellen nach oben und unten
- Beladevolumenströme $\dot{V}_{Sp,Ein}$ = 15 l/min, 30 l/min, 45 l/min und 60 l/min

Die Messergebnisse des untersuchten Drall-Einlaufs sind in Tabelle A.15 zusammengefasst. Die Simulation in Kapitel 7.3.2.5 wurde für die Variante mit einem Durchmesser von 500 mm, einer Lamellenneigung von 22,5° und oberer Ausrichtung durchgeführt.

Tab.A.15: Übersicht und Messergebnisse der untersuchten Drall-Einläufe hinsichtlich Mischvolumen

Durch-messer	Lamellen-ausrichtung	Lamellen-neigung	Beladevolumenstrom $\dot{V}_{Sp,Ein}$			
			15 l/min	30 l/min	45 l/min	60 l/min
D		α	Mischvolumen V_{MV}			
[mm]	[-]	[°]	[Liter]	[Liter]	[Liter]	[Liter]
400	oben	22,5	25,1	18,6	26,5	-
400	oben	45,0	26,0	20,5	23,2	-
400	unten	45,0	25,1	19,2	30,0	-
500	oben	45,0	25,9	24,7	21,8	28,5
500	oben	22,5	25,4	21,3	23,9	24,7

Wie Tabelle A.15 zu entnehmen ist, sind die Unterschiede in Bezug auf das Mischvolumen zwischen den getesteten Varianten nur gering. Der undurchlässige Mittelteil leitet die Strömung in radiale Richtung, von wo aus das Fluid durch die Lamellen auf die Oberseite des Drall-Einlaufs gelenkt wird. Somit wird das Eindringen in den Speicher verhindert und die Geschwindigkeit kann sich beim Durchströmen des Drall-Auslasses abbauen.

Vorteile des Drall-Einlaufs:

- Sehr gute Ergebnisse hinsichtlich der Temperatureinschichtung
- Auch für sehr hohe Beladevolumenströme geeignet
- Geschwindigkeitsunterschiede durch den Rohrkrümmer haben keinen Einfluss
- Kein Totvolumen, der komplette Speicherinhalt steht zur Verfügung

Nachteile des Drall-Einlaufs:

- Hoher Beschaffungs- und Kostenaufwand (kein Standardbauteil)
- Bei seitlichem Anschluss erhöht sich zusätzlich der Installationsaufwand

Perforierte Platte

Eine weitere wirksame Ladeeinrichtung stellt die perforierte Platte (Lochblech DIN 24041 und DIN 4185 Teil 2) dar. Die mit gleichmäßig verteilten Bohrungen versehene Platte wird horizontal in den gewölbten Boden- oder Deckel montiert. Die untersuchten Lochbleche hatten einen Durchmesser von 580 mm und eine Plattenstärke von 2 mm.

Parametervariation der perforierten Platten:

- Bohrungsdurchmesser d_B
- Bohrungsabstände a
- Freie Querschnittsfläche φ
- Beladevolumenströme $\dot{V}_{Sp,Ein}$ = 15 l/min, 30 l/min, 45 l/min und 60 l/min

Tab.A.16: Übersicht der untersuchten perforierten Platten

Bohrungs-durchmesser	Abstand der Bohrungen	Proz. freier Querschnitt	Freier Querschnitt	Anzahl Bohrungen
d_B	a	φ	A_{Frei}	n_B
[mm]	[mm]	[%]	[mm²]	[Stck]
2	10,00	3,14	8296	2641
3	20,00	1,77	4676	662
3[1)]	20,00	1,61	3900	552
3	8,66	9,43	24915	3525
5	30,00	2,18	5760	293
5	16,00	7,67	20265	1032
10	35,00	6,41	16936	216

[1)] Plattemitte undurchlässig (D = 170 mm)

Die Messergebnisse der untersuchten perforierten Platten sind in Tabelle A.17 zusammengefasst. Die Simulation in Kapitel 7.3.2.6 wurde für die Variante mit einem Bohrungsdurchmesser von 3 mm durchführt, wobei die Plattenmitte undurchlässig war.

Tab.A.17: Messergebnisse der untersuchten perforierten Platten hinsichtlich ihres Mischvolumens

Bohrungs-durchmesser	Freier Querschnitt	Beladevolumenstrom $\dot{V}_{Sp,Ein}$			
		15 l/min	30 l/min	45 l/min	60 l/min
d_B	φ	Mischvolumen V_{MV}			
[mm]	[%]	[Liter]	[Liter]	[Liter]	[Liter]
2	3,14	29,9	45,2	63,1	-
3	8,66	30,8	70,7	-	-
3	1,77	29,5	31,2	33,6	71,6
3[1)]	1,61	30,9	31,0	30,8	43,7
5	7,67	30,1	49,3	91,6	-
5	2,18	31,4	35,5	51,6	-
10	6,41	40,8	56,7	83,6	-

[1)] Plattenmitte undurchlässig (D = 170 mm)

Bei einem Beladevolumenstrom von 15 l/min ergaben sich für alle Varianten ähnliche Mischvolumina. Für die mittleren Volumenströme von 30 l/min und 45 l/min zeichnet sich bereits ab, dass die Wirksamkeit vom freien Querschnitt und nicht alleine vom Bohrungsdurchmesser abhängt. Die verstärkte Durchmischung in der Plattenmitte, die beim hohen Volumenstrom von 60 l/min durch den unteren Einlauf auftrat, ließ sich durch eine Abdeckung deutlich reduzieren. Ähnlich wie beim Drall-Einlauf trifft die Strömung auf den undurchlässigen Mittelteil und wird in die Radiale abgelenkt. Der Strömungswiderstand der Bohrungen gleicht größere Geschwindigkeitsunterschiede aus und es erfolgt eine homogene Einströmung über die perforierte Fläche in den Speicher. Die Wirkungsweise des Lochblechs entspricht einem Strömungsgleichrichter.

Die Verteilung der Austrittsgeschwindigkeiten über die durchlässige Kreisringfläche zeigt Abbildung A.23. Der betrachtete horizontale Speicherquerschnitt liegt 5 cm über der perforierten Platte.

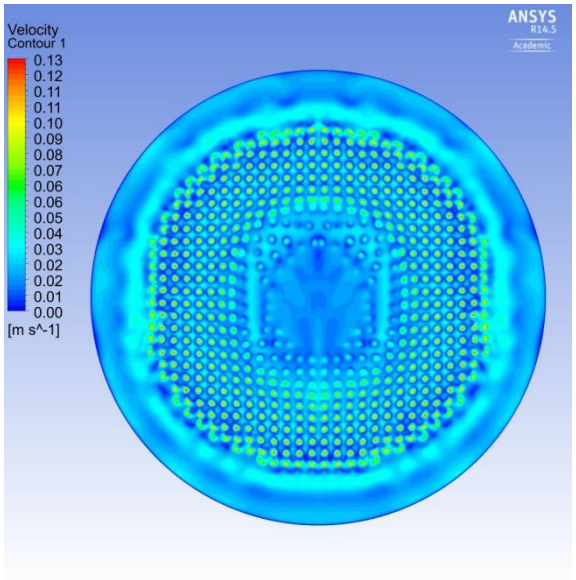

Abb. A.23: Geschwindigkeitsverteilung über den Querschnitt der perforierten Platte (d = 3 mm, a = 20 mm) mit undurchlässigem Mittenbereich von D = 170 mm

Die Druckverlustberechnung von perforierten Platten ist in [54, 63, 64] zu finden.

Vorteile der perforierten Platten:

- Sehr gute Ergebnisse hinsichtlich der Temperaturschichtung
- Auch für hohe Beladevolumenströme geeignet
- Geschwindigkeitsunterschiede durch den Rohrkrümmer haben keinen Einfluss
- Kein Totvolumen, der komplette Speicherinhalt steht zur Verfügung
- Vorgefertigt im Großhandel für verschiedene Materialien erhältlich

Nachteile der perforierten Platte:

- Bei seitlichem Anschluss erhöht sich der Installationsaufwand