

F 3032

Alexander Vogt, Marten F. Brunk, Christoph van Treeck

Entwicklung, Bewertung und simulatorische Untersuchung eines neuartigen Systems zur energieeffizienten Trinkwarmwassererzeugung durch dezentrale Wärmepumpensysteme und zentraler regenerativ bereitgestellter Wärme

> Bundesinstitut für Bau-, Stadt- und Raumforschung im Bundesant für Bauwesen und Raumordnung

Fraunhofer IRB Verlag

F 3032

Bei dieser Veröffentlichung handelt es sich um die Kopie des Abschlussberichtes einer vom Bundesministerium für Verkehr, Bau und Stadtentwicklung -BMVBS- im Rahmen der Forschungsinitiative »Zukunft Bau« geförderten Forschungsarbeit. Die in dieser Forschungsarbeit enthaltenen Darstellungen und Empfehlungen geben die fachlichen Auffassungen der Verfasser wieder. Diese werden hier unverändert wiedergegeben, sie geben nicht unbedingt die Meinung des Zuwendungsgebers oder des Herausgebers wieder.

Dieser Forschungsbericht wurde mit modernsten Hochleistungskopierern auf Einzelanfrage hergestellt.

Die Originalmanuskripte wurden reprotechnisch, jedoch nicht inhaltlich überarbeitet. Die Druckqualität hängt von der reprotechnischen Eignung des Originalmanuskriptes ab, das uns vom Autor bzw. von der Forschungsstelle zur Verfügung gestellt wurde.

© by Fraunhofer IRB Verlag

2017

ISBN 978-3-7388-0007-4

Vervielfältigung, auch auszugsweise, nur mit ausdrücklicher Zustimmung des Verlages.

Fraunhofer IRB Verlag Fraunhofer-Informationszentrum Raum und Bau

Postfach 80 04 69 70504 Stuttgart

Nobelstraße 12 70569 Stuttgart

Telefon 07 11 9 70 - 25 00 Telefax 07 11 9 70 - 25 08

E-Mail irb@irb.fraunhofer.de

www.baufachinformation.de

www.irb.fraunhofer.de/bauforschung

Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben

"Entwicklung, Bewertung und simulatorische Untersuchung eines neuartigen Systems zur energieeffizienten Trinkwarmwassererzeugung durch dezentrale Wärmepumpensysteme und zentraler regenerativ bereitgestellter Wärme"

> Dipl.-Wirt.-Ing. Alexander Vogt Univ.-Prof. Dr.-Ing. Marten F. Brunk Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Christoph van Treeck Lehrstuhl für Baubetrieb und Gebäudetechnik (BGT) Lehrstuhl für Energieeffizientes Bauen (E3D) RWTH Aachen University

Das Forschungsvorhaben wurde mit Mitteln der Forschungsinitiative Zukunft Bau des Bundesinstituts für Bau-, Stadt- und Raumforschung gefördert. (Aktenzeichen: SWD/F -10.08.18.7-12.42) Die Verantwortung für den Inhalt des Berichtes liegt beim Autor.

Aachen, den 31.08.2016

Inhaltsverzeichnis

Ir	hal	ltsv	/erz	eichnis	.111
A	bkü	irzı	ung	sverzeichnis	. V
1	Z	Ziel	der	^r Forschungsaufgabe	1
2	C	Gru	ndla	agen der Trinkwarmwasserbereitung	3
	2.1		Arte	en der konventionellen Trinkwarmwassererwärmung	3
	2.2		Hyg	jienische Rahmenbedingungen	5
	2.3	•	Eins	satz von Wärmepumpen	7
3	A	۹	bau	des Systems	9
	3.1		Auf	bau einer Wohneinheit	9
	3.2		Auf	bau des zentralen Versorgungssystems	11
	3.3 dez	zen	Dim trale	nensionierung eines Systems zur Trinkwarmwasserbereitung mit en Wärmepumpen	.13
	3.4		Ver	gleich der Dimensionierung bei Variation der Systemparameter	21
	3	3.4.	1	Variation der Gebäudegröße	.22
	3	3.4.	2	Variation der Trinkwarmwassertemperatur	26
	3	3.4.	3	Variation der Vorerwärmtemperatur	29
	3	3.4.	4	Hydraulik des Versorgungssystems	32
4	F	Rah	me	nbedingungen der objektorientierten Simulationsuntersuchungen	34
	4.1		Das	Referenzgebäude	.34
	4.2	2	Allg	emeine Vorgehensweise bei der energetischen Bewertung	38
	4.3	5	Kon	nponenten der objektorientierten Simulation	40
	4	1.3.	1	Schichtenspeichermodell	40
	4	1.3.	2	Modellierung externer Wärmeübertrager	41
	4	1.3.	3	Wärmepumpenmodell	42
	4	1.3.	4	Modellierung von Rohrabschnitten	42
	4	1.3.	5	Erdsondenmodell	43
	4	1.3.	6	Modellierung von Umlaufpumpen und dazugehöriger Regelung	43
	4	1.3.	7	Trinkwarmwasserprofile	44
5	E	Erg	ebn	isse der objektorientierten Simulation	47

5. Br	1 enr	Sim werf	ulation eines konventionellen Vergleichssystems mit Gas- ttechnik	.47
5.	2	Sim	ulation eines konventionellen Vergleichssystems mit Wärmepumpen	.50
5.: Di	3 urch	Sim Iaufe	ulation eines konventionellen Vergleichssystems mit elektrischen erhitzern	.51
5.4	4	Vari	iation der dezentralen Speicherausführung	.53
	5.4	.1	Trinkwassererwärmung mit internem Wärmeübertrager	.54
	5.4	.2	Trinkwassererwärmung durch externen Wärmeübertrager	.55
	5.4	.3	Beladung des Energiespeichers (II) mittels Schichtlanze	.58
	5.4. Um	.4 Iaufp	Anpassung der Trinkwarmwassertemperatur durch Regelung der bumpen	.61
5.	5	Vari	iation der Systemparameter	.63
	5.5	.1	Variation der Gebäudegröße	.64
	5.5	.2	Variation der Trinkwarmwassertemperatur	.68
	5.5	.3	Variation der Vorerwärmtemperatur	.70
5.	6	Vari	iation der Wärmequelle	.73
	5.6	.1	Versorgung des Gesamtsystems durch Geothermie	.73
	5.6	.2	Versorgung des Gesamtsystems durch hausinterne Abwasserwärme.	.77
	5.6	.3	Versorgung des Gesamtsystems durch die Wärmequelle Luft	.79
5.	7	Wä	rmepumpensystem in Kombination mit Solarthermie	.81
5.8 Be	8 esta	Geg indsg	genüberstellung der Systeme und Vergleich mit Kenndaten aus gebäuden	.84
6	Wir	tsch	aftlichkeitsbetrachtung	.86
7 deze	Faz enti	it zu rale ^v	ir Betrachtung der energieeffizienten Trinkwassererwärmung durc Wärmepumpensysteme	:h .94
Abb	oildu	ungs	sverzeichnis	VII
Tab	elle	nve	rzeichnis	X
Lite	ratı	irvei	rzeichnis	. XI

Abkürzungsverzeichnis

COP	Coefficient of Performance [-]
C _{Wasser}	Spezifische Wärmekapazität von Wasser [^{kJ} / _{kgK}]
C_{spd}	Speicherkapazität eines dezentralen Energiespeichers (II) [kJ]
C_{spz}	Speicherkapazität eines zentralen Energiespeichers (I) [kWh]
DVGW	Deutscher Verein des Gas- und Wasserfaches e.V.
3	Carnot-Leistungszahl [-]
E W	Leistungszahl [-]
f_p	Primärenergiefaktor [-]
JAZ	Jahresarbeitszahl [-]
KWP	Kleinstwärmepumpe (II)
\dot{m}_{TWW}	Maximal geforderter Massenstrom des Trinkwarmwassers [kg/s]
\dot{Q}_0	Kälteleistung [kW]
Q _c	Heizleistung [kW]
Q_E	Antriebsleistung [KW] Heizleistung der dezentralen Kleinstwärmenumne (II) [kW]
Qh,KWP	
Q _{h,WP}	
$Q_{c,KWP}$	Kunileistung der dezentralen Kleinstwarmepumpe (II) [kvv]
Q_p	Primärenergiebedarf [kWh]
$Q_{w,b}$	Nutzenergie für Trinkwarmwasser [kWh]
$Q_{w,ce}$	Verluste der Übergabe für Trinkwarmwasser [kWh]
$Q_{w,d}$	Verluste der Verteilung für Trinkwarmwasser [kWh]
$Q_{w,f}$	Endenergie für den Trinkwasserwärmeerzeuger [kWh]
$Q_{w,g}$	Verluste der Erzeugung für Trinkwarmwasser [kWh]
$Q_{w,outg}$	Erzeugernutzwärmeabgabe für Trinkwasser [kWh]
$Q_{w,reg}$	eingesetzte regenerative Energie [kWh]
$Q_{w,s}$	Verluste der Speicherung für Trinkwarmwasser [kWh]
\dot{Q}_{WT1}	Heizleistung des 1. Gegenstromwärmeübertragers (I) [kW]
\dot{Q}_{WT2}	Heizleistung des 2. Gegenstromwärmeübertragers (II) [kW]
SJAZ	Systemjahresarbeitszahl [-]
T _K TKW	Verdampfungstemperatur [K] Trinkkaltwasser
TWW	Trinkwarmwasser
t _{max}	Maximale Zapfdauer des Massenstroms des geforderten Trinkwarm-
	wassers [s]
Tv	Kondensationstemperatur [K]
	Institut fur Wonnen und Umwelt
VDI	verband Deutscher Ingenieure

 V_{Spd} Effektiv nutzbares Volumen des dezentralen Energiespeichers (II) [I] V_{Spz} Effektiv nutzbares Volumen des zentralen Energiespeichers (I) [I] Hilfsenergien für Trinkwarmwasserbereitstellung [kWh] W_w WP Wärmepumpe Speicherrücklauftemperatur des dezentralen Energiespeichers (II) [°C] ϑ_{Spdr} Speichervorlauftemperatur des zentralen Energiespeichers (I) [°C] ϑ_{Svdv} Temperatur des einströmenden Trinkkaltwassers [°C] ϑ_{TKW} Geforderte Temperatur des Trinkwarmwassers [°C] ϑ_{TWW} Temperatur der Vorerwärmung [°C] ϑ_{vor} Minimale Rücklauftemperatur des Heizwassers [°C] $\vartheta_{z,r}$ Vorlauftemperatur des Heizwassers [°C] $\vartheta_{z,v}$ Wiederaufheizzeit des Speichers [s] Ζ

1 Ziel der Forschungsaufgabe

Im Zuge des Ausbaus erneuerbarer Energien werden gleichzeitig Möglichkeiten gesucht Energie einzusparen. Während durch die immer dichter und besser gedämmte Gebäudehülle, der Energiebedarf für Heizwärme stetig sinkt, ist die Erzeugung von Trinkwarmwasser eine bisher weitestgehend unberücksichtigte Verbrauchsquelle. Der Anteil der Trinkwarmwasserversorgung am Endenergieverbrauch für Industrie, Verkehr, Haushalte und Gewerbe/Handel beträgt etwa fünf Prozent. Rein auf private Haushalte bezogen betrug der Anteil im Jahre 2011 13 Prozent (vgl. **Abbildung 1**). In diesem Bereich existiert also noch ein erhebliches Einsparpotential.



Abbildung 1: Endenergieverbrauch in Deutschland 2011¹

Zur Gewährleistung eines geringen Einsatzes fossiler Brennstoffe in Deutschland ist es notwendig die Möglichkeit elektrischer, regenerativ gewonnener Energie für die Trinkwarmwasserversorgung einzusetzen. Eine Möglichkeit Heizwärme besonders Effizient aus elektrischer Energie zu gewinnen, bietet der Einsatz von Wärmepumpen. Durch die Nutzung von Umweltenergien beträgt die erzeugte Heizwärme ein Vielfaches der eingesetzten elektrischen Energie. Während Wärmepumpen für den Heizwärmebetrieb bereits erfolgreich in der Praxis eingesetzt werden, ist die Erzeugung von Trinkwarmwasser aufgrund der hohen geforderten Temperaturen durch Wärmepumpen bisher nur schwer, meist nur unter dem Einsatz eines zusätzlichen elektrischen Heizstabes möglich.

Daher werden im Rahmen dieses Forschungsvorhabens verschiedene Möglichkeiten zur Verwendung von Wärmepumpen für die Trinkwarmwassererzeugung untersucht.

¹ Deutsche Energie-Agentur (dena), 2010.

Betrachtet werden neuartige Lösungen für ein energieeffizientes Trinkwarmwassersystem mittels dezentral angeordneter Wärmepumpen, welche mittels zentral bereitgestellter Energie versorgt werden. Hierbei werden verschiedene Systeme erstellt, rechnerisch bemessen, simuliert und ausgewertet. Dabei werden zu jeder Zeit die allgemein anerkannten Regeln der Technik hinsichtlich der hygienischen Qualität des Trinkwarmwassers und der energetischen Vorteilhaftigkeit des Systems beachtet.

Die Vorteile von dezentralen Systemen gegenüber einer zentralen Versorgung liegen unter anderem in der deutlich niedrigeren Vorlauftemperatur und zusätzlich in den geringeren Wärmeverlusten der Rohrleitungen aufgrund von kurzen Distanzen zwischen den dezentralen Trinkwassererwärmen und den Zapfstellen. Während zentrale Systeme an der Entnahmestelle aus hygienischen Gründen Vorlauftemperaturen von über 60°C einhalten müssen, können dezentrale Anlagen auch mit deutlich niedrigeren Temperaturen hygienisch einwandfreies Trinkwarmwasser bereitstellen. Diese niedrigen Bereitstellungstemperaturen machen das System prädestiniert für den Einsatz von dezentral angeordneten Kleinstwärmepumpen (II), da mit einer sinkenden Vorlauftemperatur die Effizienz von Wärmepumpen ansteigt. Durch die Verwendung eines wohnungsinternen Energiespeichers (II) kann die Leistungsaufnahme der Wärmepumpe (II) weiter reduziert werden und es ergeben sich gleichzeitig zusätzliche Möglichkeiten Energie thermisch zu speichern.

Zur Durchführung der Forschungsaufgabe wurde zunächst anhand der anerkannten Regeln der Technik eine Dimensionierung der neuartigen Systeme erarbeitet. Darauf aufbauend wurden die Systeme in Matlab/Simulink simulatorisch abgebildet. Es wurde ein Vergleich verschiedener Systeme durchgeführt, die durch die Energiequellen Geothermie, häusliches Abwasser, der Wärmequelle Luft gespeist oder in Kombination mit Solarthermie angebunden wurden.

Durch die Simulation konnte gezeigt werden, dass die vorab durchgeführte Dimensionierung die vorgegebenen Komfortkriterien erfüllt. Anhand der Erstellung repräsentativer Vergleichssysteme konnte eine energetische Bewertung der Systeme durchgeführt werden. Es zeigt sich, dass durch den Einsatz der neuartigen Systeme ein hohes Primärenergieeinsparpotenzial besteht. Besonders effizient ist das untersuchte System mit der Wärmequelle Abwasser.

In einer auf den Simulationsergebnissen aufbauenden Wirtschaftlichkeitsbetrachtung wurden die Annuitäten des Systems mit Geothermie und der konventionellen Systeme verglichen. Es zeigt sich, dass bei den getroffenen Annahmen die neuartigen Systeme aufgrund des hohen Anlagenaufwands bei derzeitigen Energiepreisen und den Kosten der Anlagentechnik noch nicht wirtschaftlich darstellbar sind.

2 Grundlagen der Trinkwarmwasserbereitung

2.1 Arten der konventionellen Trinkwarmwassererwärmung

Über die öffentliche Versorgung wird Trinkwasser von den städtischen Betrieben an der Grundstücksgrenze bereitgestellt. In Abhängigkeit der Versorgungsart (Grundwasser oder Oberflächenwasser) hat das Grundwasser unter jahreszeitlichen Schwankungen eine Temperatur zwischen 5 °C und 20 °C. Mit dieser Temperatur wird das Trinkkaltwasser an den Entnahmearmaturen bereitgestellt. Mit dem Durchströmen des Trinkwassers von Apparaten, in denen die Lebensmitteleigenschaft des Trinkwassers bestimmungsgemäß verloren geht, endet die Trinkwasseranlage.² Im Gebäude ist es die Aufgabe der Trinkwassererwärmungsanlagen, dem Nutzer Wasser mit der gewünschten Qualität, Temperatur und Menge bereitzustellen. Trinkwassererwärmungsanlagen werden prinzipiell nach der Art der Versorgung (Einzel-, Gruppen-, oder Zentralversorgung, vgl. **Abbildung 2**) und nach Art des Trinkwassererwärmers (Speicher-oder Durchflusstrinkwassererwärmer) unterschieden.





Die DIN 1988-200 unterscheidet zwischen einer zentralen und dezentralen Warmwasserversorgung. Bei der dezentralen Warmwasserversorgung wird zwischen der Einzelund Gruppenversorgung unterschieden. Bei der Gruppenversorgung werden innerhalb einer Wohnung oder eines Gebäudeteils räumlich nahe beieinanderliegende Entnahmestellen für Trinkwarmwasser von einem Trinkwassererwärmer aus versorgt.⁴ Weiterhin unterscheidet die DIN 1988-200 zwischen Speichertrinkwassererwärmern und

²Vgl. Deutscher Verein des Gas- und Wasserfaches e.V., 2000. S. 20.

³ In Anlehnung an: Pistohl, W., 2004. S. B 34.

⁴ Vgl. DIN 1988 – Teil 200, 2012. S. 25 ff.

Durchflusstrinkwassererwärmern. "Durchfluss-Trinkwassererwärmer sind Erwärmer, in denen das Trinkwasser im Wesentlichen während der Entnahme (des Durchflusses) erwärmt wird."⁵

Bei Speichertrinkwassererwärmern wird das Trinkwarmwasser in Speichern erwärmt und bis zur geforderten Nutzung in ausreichender Menge und Temperatur gespeichert. Durch die Speicherung kann auch bei kleineren Heizleistungen des Trinkwassererwärmers ein ausreichender Komfort sichergestellt werden.

Durchlauferhitzer erwärmen den kalten Trinkwasserstrom bei Bedarf auf die gewünschte Temperatur. Diese Erwärmung erfolgt "just-in-time", also erst bei Warmwasserbedarf. Es findet keine Bevorratung von Wärmeenergie statt. Auf Grund der schnellen Aufheizung ist die Leistungsaufnahme der Geräte in der Regel sehr hoch. Durchlauferhitzer werden vor allem mit Strom oder Gas betrieben. Warmwasserspeicher sind mit Wasser gefüllte Behälter, die zugeführtes Kaltwasser erwärmen. Dieses steigt auf und sammelt sich im oberen Bereich des Behälters. Bei Warmwasserbedarf wird das erwärmte Wasser abgegeben, indem unten neues Kaltwasser zugeführt wird. Im Unterschied zu Warmwasserspeichern werden Boiler erst unmittelbar vor dem Bedarf mit Wasser gefüllt. Anschließend wird das Wasser z.B. über eine Heizspindel erhitzt und steht dann zur Verfügung.

Eine Versorgungsart der Trinkwasserbereitstellung ist die Einzelversorgung. Dabei wird an jeder Entnahmestelle ein eigener Trinkwassererwärmer installiert, der nur für die Warmwasserversorgung an dieser einen Entnahmestelle zuständig ist. Heutzutage werden dabei meistens Durchlauferhitzer verwendet. Weiter verbreitet ist die Gruppenversorgung, bei der mehrere Entnahmestellen von einem Warmwasserbereiter versorgt werden. Beispielsweise werden in einer Wohnung sowohl die Entnahmestellen in der Küche als auch die im Badezimmer von demselben Trinkwassererwärmer versorgt.

Im Gegensatz zu den beiden vorgenannten, dezentralen Versorgungsarten steht die Zentralversorgung. Sie besteht aus einem gemeinsamen Leitungsnetz für alle Nutzer eines Gebäudes. Hygienisch betrachtet sollten die Leitungslängen, die mit warmem Wasser gefüllt sind, weitestgehend minimiert werden, um Stagnationen in den Rohrleitungen und dadurch die Vermehrung von Mikroorganismen zu verringern.

⁵ Vgl. DIN 1988 – Teil 200, 2012. S. 26.

2.2 Hygienische Rahmenbedingungen

Trinkwasser, welches gemäß der Trinkwasserverordnung einwandfrei ist, ist nicht steril. Es sind stets Keime in unbedenklichen Konzentrationen vorhanden. Da die Wassertemperatur im öffentlichen Leitungsnetz in der Regel deutlich unter 20 °C beträgt, wird ein Bakterienwachstum wirksam verhindert. Daher erhalten Abnehmer von den Wasserversorgern in aller Regel eine sehr gute Trinkwasserqualität.

Nach Übergabe des Trinkwassers an die Gebäude trägt der Betreiber die Verantwortung dafür, dass sich die Wasserqualität auf dem Weg zur Zapfstelle nicht verschlechtert. Maßgeblich von Bedeutung für die Trinkwasserhygiene sind Legionellen. Diese vermehren sich in Biofilmen, insbesondere in Temperaturbereichen von 20 °C bis 55 °C. Bei Stagnationszeiten von einigen Stunden bis zu ganzen Tagen, z.B. in Installationsrohren und Wasserspeichern, können sich Legionellen bei diesem Temperaturniveau bis auf eine bedenklich hohe Konzentration vermehren.⁶

Zur Kontrolle des Legionellenwachstums in Trinkwasserspeichern lässt sich unterscheiden zwischen der Verhinderung des Wachstums (Temperaturen ab 55 °C - 60 °C) und der Abtötung bereits vorhandener Legionellenbesiedlungen (mindestens 70 °C). Daher schreibt das DVGW Arbeitsblatt W 551 vor, dass für Trinkwassererwärmer und zentrale Durchflusswassererwärmer am Wasseraustritt eine Temperatur von über 60 °C eingehalten werden muss. Weiterhin müssen Speicher-Trinkwassererwärmer mit einem Inhalt größer als 400 I eine gleichmäßige Erwärmung des Trinkwassers sicherstellen. Bei bivalenten Speichern mit Vorwärmstufen und Trinkwassererwärmungsanlagen muss der gesamte Speicherinhalt einmal am Tag auf über 60 °C erhitzt werden.⁷

Nach den allgemein anerkannten Regeln der Technik sind die in den Regelwerken DVGW-Arbeitsblätter W 551, W 553, DIN 1988 und DIN 4708 aufgeführten Definitionen heranzuziehen.

Das in diesem Forschungsvorhaben vorgestellte System sieht vor, das Trinkwarmwasser nahe der Zapfstellen auf Zapftemperatur zu erwärmen. Zunächst wird das Trinkwasser durch einen Wärmetauscher vorerwärmt und unmittelbar folgend durch eine dezentral angeordnete Wärmepumpe (II) auf Zapftemperatur gebracht. Anschließend wird das Trinkwarmwasser auf kurzen Wegen direkt zu den Zapfstellen geleitet. Mit dem Beginn der Entnahme an einer Zapfstelle startet die Erwärmung des Trinkwassers durch den Trinkwassererwärmer. Demzufolge ist das zu untersuchende System nach

⁶ Vgl. Umweltbundesamt, 2011b. S. 1f.

⁷ Deutscher Verein des Gas- und Wasserfaches e.V., o.J. S. 6.

den aufgeführten Definitionen nach DIN 1988-200 als dezentrale Gruppenversorgung mit der Funktion eines Durchfluss-Trinkwassererwärmers einzuordnen.⁸

Dezentrale Durchflusstrinkwassererwärmer bieten deutliche hygienische Vorteile gegenüber konventionellen Systemen mit Trinkwarmwasserspeichern. Dies gilt insbesondere, wenn die Nutzung für eine längere Zeit unterbrochen wurde. Durch kurze Verweildauern im Bereich der Erwärmung wird das Legionellenwachstum deutlich vermindert. Durch die kurze Anbindung der dezentralen Durchflusstrinkwassererwärmer ist außerdem das Risiko einer Legionellenbildung bei Stagnation in den Leitungen deutlich reduziert. Der deutsche Verein des Gas- und Wassserfaches e.V. bestätigt die hygienische Vorteilhaftigkeit dezentraler Durchflusstrinkwassererwärmer und gibt daher in den Regeln des DVGW Arbeitsblattes W 551 vor: "Dezentrale Durchflusstrinkwassererwärmer können ohne weitere Maßnahmen verwendet werden, wenn das dem Durchflusstrinkwassererwärmer nachgeschaltete Leitungsvolumen 3 Liter nicht überschreitet."9 Da davon auszugehen ist, dass bei dezentraler Anordnung ein Leitungsvolumen von 3 Litern deutlich unterschritten wird, ist sichergestellt, dass dezentrale Durchflusstrinkwassererwärmer und damit auch die dezentrale Trinkwarmwasserbereitung mittels Wärmepumpen ohne Überschreiten von Temperaturen von 60 °C bzw. 70 °C hervorragende hygienische Bedingungen gewährleistet. Eine separate Betrachtung der Legionellenproblematik ist somit im vorliegenden Forschungsprojekt nicht erforderlich.

⁸ Vgl. DIN 1988 – Teil 200, 2012. S. 25.

⁹ Deutscher Verein des Gas- und Wasserfaches e.V., o.J. S. 6.

2.3 Einsatz von Wärmepumpen

Abbildung 3 zeigt das Funktionsschema einer Kompressionswärmepumpe. Durch den Verdampfer wird der Umwelt Energie auf niedrigem Temperaturniveau entzogen und durch die Zuführung von Energie (hier elektrische Antriebsenergie am Verdichter) auf einem höheren Temperaturniveau am Kondensator wieder abgegeben. Die abgegebene Heizleistung entspricht der Summe aus Kälteleistung und elektrischer Antriebsleistung.

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_E + \dot{Q}_0 \tag{2.1}$$

mit: \dot{Q}_0 Kälteleistung [kW] \dot{Q}_c Heizleistung [kW] \dot{Q}_E Antriebsleistung [kW]



Abbildung 3: Funktionsschema einer Wärmepumpe

Die Effizienz einer Wärmepumpe wird durch die Leistungszahl ε_W beschrieben. Diese ergibt sich aus dem Quotienten der Heizleistung und der elektrischen Antriebsleistung:

$$\varepsilon_{\rm W} = \frac{\dot{\rm Q}_c}{\dot{\rm Q}_{\rm E}} \tag{2.2}$$

mit: $\boldsymbol{\epsilon}_{w}$ Leistungszahl [-] \dot{Q}_{c} Heizleistung [kW]

\dot{Q}_E Antriebsleistung [kW]

Die Leistungszahl einer Wärmepumpe hängt wesentlich von der Differenz der Systemtemperaturen, der Verdampfungstemperatur T_V und der Kondensationstemperatur T_K ab. Die maximal theoretisch erreichbare Leistungszahl ist die Carnot-Leistungsszahl ε. Diese Leistungszahl legt einen idealen Prozess zu Grunde und ist somit in der Praxis nicht erreichbar.

$$\varepsilon = \frac{T_{K}}{T_{K} - T_{v}}$$
(2.3)

mit:

3 Carnot-Leistungszahl [-] Kondensationstemperatur [K] T_K Verdampfungstemperatur [K] Tv

Aus Gleichung 2.3 ergibt sich, dass je höher die Differenz (T_V - T_K), desto schlechter ist die Leistungszahl. Daher führen die für die zentrale Trinkwarmwasserversorgung geforderten Temperaturen von mindestens 60°C dazu, dass die Effizienz einer Wärmepumpennutzung deutlich eingeschränkt wird. Bei einer Verringerung der Trinkwarmwassertemperatur ist von einer höheren Effizienz bei einer Wärmepumpennutzung auszugehen.

In den untersuchten Systemkonfigurationen wird insbesondere der Einsatz von Kleinstwärmepumpen untersucht. Zu Beginn des Forschungsvorhabens waren auf dem Markt keine Wärmepumpen auf dem geforderten Leistungsniveau und dem geforderten Temperaturniveau frei verfügbar. Im März 2013 hat die Firma Alpha Innotec die Wärmepumpe "WWB 20-Wasser/Wasser Booster" vorgestellt. Diese Wärmepumpe kann mit Wärmequellentemperaturen von 20 °C bis 42 °C arbeiten und befindet sich mit einer Heizleistung von 2 kW (W25/W50) im geforderten Leistungsbereich.¹⁰ Diese Wärmepumpe wurde für den dezentralen Einsatz zur Trinkwassererwärmung konzipiert. Standardmäßig wird die Wärmepumpe mit einem 200 Liter Trinkwarmwasserspeicher ausgeliefert und soll das Trinkwasser effizient auf Temperaturen von kleiner als 60 °C bereitstellen. Das Vorhalten von 200 Litern Trinkwarmwasser auf diesem Temperaturniveau ist nach den Vorschriften der DIN-1988-300 möglich. Aus hygienischer Sicht sind allerdings Anlagenvarianten zu bevorzugen, die kein oder nur sehr wenig Trinkwarmwasser auf einem Temperaturniveau um die 45 °C bevorraten.

¹⁰Vgl. Alpha-InnoTec GmbH, 2013.

3 Aufbau des Systems

Das betrachtete Wohngebäude ist ein Mehrfamilienhaus mit 2 Wohnungen je Etage. Die Etagenanzahl wird in den Untersuchungen variiert. Jeweils eine Wohnung pro Etage wird mit 3 Personen und eine Wohnung mit 4 Personen bewohnt, so dass sich im Durchschnitt 3,5 Personen je Wohneinheit aufhalten.¹¹ Innerhalb der Wohnungen wird Trinkkaltwasser mit Hilfe von zentral bereitgestellter Energie durch Wärmepumpen, Wärmeübertrager sowie einem Energiespeicher zu Trinkwarmwasser erhitzt. Die zentral bereitgestellte Energie wird in einem ersten System durch Erdwärme und in einem zweiten System durch Abwasserwärmenutzung jeweils in Kombination mit einem Wärmepumpensystem erzeugt.

3.1 Aufbau einer Wohneinheit

In jeder Wohneinheit befinden sich zwei Wärmeübertrager, eine Wärmepumpe (II) und ein Energiespeicher (II). Diese sind in **Abbildung 4** dargestellt. Einer der zwei Wärmeübertrager wärmt das ankommende Trinkkaltwasser mit Hilfe von Warmwasser aus einem zentralen Zirkulationssystem vor. Die Wärmepumpe (II) wird ebenfalls durch das zentrale Zirkulationssystem mit zentral bereitgestellter Wärme versorgt, bringt diese auf ein höheres Temperaturniveau und speichert das Warmwasser in einem Energiespeicher (II), der mit einer Ladelanze gefüllt wird.

¹¹ Dies entspricht im Durchschnitt einer Einheitswohnung nach DIN 4708. (Vgl. Kapitel 4.1)



Abbildung 4: Funktionsschema einer dezentralen Wohnungseinheit

Der zweite Wärmeübertrager (II) erhitzt das durch den ersten Wärmeübertrager (I) vorerwärmte Trinkwasser mit Energie aus dem Speicher und stellt dieses Trinkwarmwasser den Verbrauchern für Zapfungen zur Verfügung. Innerhalb der Wohnungen existieren zwei Umwälzpumpen. Eine Pumpe dient der Beladung des Speichers mit dem in der Wärmepumpe (I) erzeugten Warmwasser und die zweite Pumpe dient der Versorgung des Wärmeübertragers (II) mit Warmwasser aus dem dezentralen Energiespeicher (II). Zur Einhaltung der Vorschriften der DIN EN-1717, wird der Kältemittelkreislauf stets durch einen Zwischenkreis von dem Trinkwarmwasser getrennt. So wird verhindert, dass bei einer Leckage Kältemittel in das Trinkwasser gelangen kann.¹²

¹² Vgl. DIN EN-1717 2000, 2011. S. 9 f.

3.2 Aufbau des zentralen Versorgungssystems

Das zentrale Zirkulationssystem, welches die Wohneinheiten mit Energie versorgt, besteht aus einem Wärmepumpensystem. Das Gesamtsystem ist in **Abbildung 5** dargestellt. Hier wurde exemplarisch ein System mit Geothermienutzung dargestellt. Alternative Wärmequellen können auch häusliches Abwasser oder Luft sein.

Die zuvor vorgestellten Wohneinheiten werden von einem zentralen Energiekreislauf aus versorgt.



Abbildung 5: Aufbau des Wärmepumpensystems mit Erdwärmesonden

Aufgrund von exergetischen Vorteilen wird das Trinkwarmwasser durch den in der Abbildung angeordneten Gegenstromwärmeübertrager (I) auf eine Temperatur von ca. 28 °C¹³ vorerwärmt. Die Kleinstwärmepumpe (II) sowie der angeordnete Wärmeübertrager (I) beziehen ihre Energie aus einem zentral angeordneten Zirkulationssystem. Bei der Nutzung von Geothermie wird eine zentrale Wärmepumpe (I) mit der aus dem Erdboden gewonnenen Energie durch Erdwärmesonden versorgt. Diese Wärmepumpe (I) bringt unter dem Einsatz elektrischer Energie die Energie auf ein höheres

¹³ Die 28 °C Vorlauftemperatur ergeben sich aus der Optimierung nach Kapitel 3.4.3.

Temperaturniveau und speichert diese in einem Energiespeicher (I). Der Energiespeicher (I) wiederum dient dem zentralen Zirkulationssystem als Energiequelle um die zuvor beschriebenen Wohneinheiten mit der benötigten Energie zu versorgen. Bei der Nutzung von Abwasserwärme als Energiequelle werden die Erdwärmesonden durch einen zentralen Abwasserspeicher ersetzt, in dem die häuslichen Abwasserströme gesammelt werden. Diesen Abwasserströmen wird mit Hilfe eines Wärmeübertragers Energie entzogen, die wiederum die zentrale Wärmepumpe (I) versorgt. Dieses zentrale System beinhaltet drei Umwälzpumpen. Die erste dient der Versorgung der Wärmepumpe (I) mit Energie aus den Erdwärmesonden oder alternativ aus dem Abwasserspeicher. Die zweite Pumpe dient der Beladung des zentralen Energiespeichers (I) mit Wärme aus der Wärmepumpe (I). Die dritte Umwälzpumpe ist für die Versorgung der Wohnungen mit Energie aus dem zentralen Speicher verantwortlich.

3.3 Dimensionierung eines Systems zur Trinkwarmwasserbereitung mit dezentralen Wärmepumpen

Zur Untersuchung des vorgeschlagenen Systems ist zunächst eine Auslegung der Komponenten notwendig. Es handelt sich um ein neuartiges System, für das keine allgemein anerkannten Regeln der Technik zur Dimensionierung vorliegen. Die Dimensionierung zentraler Wassererwärmungsanlagen erfolgt nach der Bedarfskennzahl N, deren Berechnung in den Vorschriften der DIN 4708-2 festgelegt ist. Anhand der Bedarfskennzahl wird ein Speicher mit einer entsprechenden Leistungszahl gewählt.¹⁴ Bei dem hier betrachteten System handelt es sich um ein System, dass die Trinkwarmwasserbereitung dezentral vornimmt. Die Energiebereitstellung erfolgt zentral. Daher können die Vorschriften der DIN 4708-2 nicht angewendet werden.

Die VDI 6003 definiert Anforderungsstufen und Komfortkriterien für den Einsatz von Trinkwassererwärmungsanlagen (vgl. **Tabelle 1**). Daher wird vorgeschlagen, das System so dimensionieren, dass die Komfortkriterien der VDI 6003 eingehalten werden. Das dezentrale Wohnungssystem soll demnach in der Lage sein, nach den Komfortkriterien für die Anforderungsstufe II der VDI 6003 die Befüllung einer Badewanne mit der durch Wärmepumpen gewonnen Energie durchzuführen. Verbräuche, die im Hinblick auf die Temperatur oder die Zapfmenge das Anforderungsprofil übersteigen, können mithilfe eines elektrischen Nacherhitzers abgedeckt werden.

Nu	itztemperatur ϑ _{ww} = 45 °C ^{a)}	Anforderungsstufe			
Komfortkriterien Kurzzeichen/Einh			I	Ш	Ш
1	Zeitlicher Abstand bei serieller Nutzung	t _{ww} in min	max. 30	max. 30	max. 30
2	Möglichkeit gleichzeitiger Nutzung zweier oder mehrerer Entnahmestellen		nein	ja	ja
3	Maximale Temperaturabweichung während der Füllung	in K	±5	±4	±2
4	Mindestentnahmerate	V in ℓ/min	7	10	13
5	Mindestentnahmemenge	V _B in ℓ	90 ^{b)}	90 ^{b)}	90 ^{b)}
6	Maximale Zeit bis zum Erreichen der Nutztemperatur unter Berücksichtigung von Zeile 3 und Zeile 4	$t_artheta$ in s	~26	12	9

 Tabelle 1: Anforderungen nach VDI 6003

^{a)} vgl. VDI 2067 Blatt 22

^{b)} Annahme für 90 ℓ Füllmenge (150 ℓ Nennvolumen – 60 ℓ Körpervolumen)

Um eine hohe Energieeffizienz des Gesamtsystems zu erreichen, wird jedoch angestrebt, den elektrischen Nacherhitzer selten bis gar nicht zum Einsatz zu bringen. Für ein Wannenbad fordert die VDI 6003 eine Mindestentnahmemenge von 90 Litern bei einer Mindestentnahmerate von 10 Litern/Minute und einer Nutztemperatur von 45 °C. Die maximale Temperaturabweichung darf während der Füllung 4 K betragen.¹⁵

¹⁴ Vgl. DIN 4708 - Teil 2, 1994.

¹⁵ Vgl. VDI 6003, 2012.

Im Rahmen des Forschungsvorhabens wurde zunächst eine Dimensionierung des Systems vorgenommen. In **Abbildung 6** sind die Systemparameter dargestellt.





$\dot{m}_{\scriptscriptstyle TWW}$	Maximal geforderter Massenstrom des Trinkwarmwassers [kg/s]
$\dot{Q}_{_{WT1}}$	Heizleistung des 1. Gegenstromwärmeübertragers (I) [kW]
$\dot{Q}_{_{WT2}}$	Heizleistung des 2. Gegenstromwärmeübertragers (II) [kW]
$\dot{Q}_{_{c,KWP}}$	Kühlleistung der dezentralen Kleinstwärmepumpe (II) [kW]
$\dot{Q}_{h,KWP}$	Heizleistung der dezentralen Kleinstwärmepumpe (II) [kW]
$\dot{Q}_{h,WP}$	Heizleistung der zentralen Wärmepumpe (I) [kW]
t _{max}	Maximale Zapfdauer des Massenstroms des geforderten Trinkwarmwassers [s] (9 Minuten nach VDI 6003)
V _{Spd}	Effektiv nutzbares Volumen des dezentralen Energiespeichers (II) [I]
V_{Spz}	Effektiv nutzbares Volumen des zentralen Energiespeichers (I) [I]
ϑ_{Spdr}	Speicherrücklauftemperatur des dezentralen Energiespeichers (II) [°C]
ϑ_{Spdv}	Speichervorlauftemperatur des dezentralen Energiespeichers (I) [°C]
ϑ_{TKW}	Temperatur des einströmenden Trinkkaltwassers [°C] (in der Regel 10 °C)
ϑ_{TWW}	Geforderte Temperatur des Trinkwarmwassers [°C]
	(45 °C nach VDI 6003)
ϑ_{vor}	Temperatur der Vorerwärmung
$\vartheta_{z,r}$	Minimale Rücklauftemperatur des Heizwassers [°C]
$\vartheta_{z,v}$	Vorlauftemperatur des Heizwassers [°C]

Für die Dimensionierung des Systems ist die geforderte Komfortstufe zu wählen. Hieraus ergibt sich die geforderte Temperatur des Trinkwarmwassers (ϑ_{TWW}), der geforderte maximale Massenstrom des Trinkwarmwassers (\dot{m}_{TWW}) sowie die maximale Zapfdauer (t_{max}). Weiterhin sind die einzelnen Systemtemperaturen zu wählen. Höhere Temperaturen führen zu geringeren Abmessungen der Wärmeübertrager und Speicher. Niedrigere Systemtemperaturen führen zu einer erhöhten Effizienz der Wärmepumpen und zu niedrigeren Wärmeverlusten. Die benötigte Heizleistung des oberen Wärmeübertragers (II) ergibt sich aus dem geforderten Massenstrom des Trinkwarmwassers, der geforderten Trinkwarmwassertempertaur, der gewählten Temperatur der Vorerwärmung des Trinkwarmwassers sowie der spezifischen Wärmekapazität von Wasser.

$$\dot{Q}_{WT2} = \dot{m}_{TWW} * \left(\vartheta_{TWW} - \vartheta_{vor}\right) * c_{Wasser}$$
(3.1)

$\dot{Q}_{_{WT2}}$	Heizleistung des 2. Gegenstromwärmeübertragers (II) [kW]
$\dot{m}_{\scriptscriptstyle TWW}$	Maximal geforderter Massenstrom des Trinkwarmwassers [kg/s]
ϑ_{TWW}	Geforderte Temperatur des Trinkwarmwassers [°C]
ϑ_{vor}	Temperatur der Vorerwärmung
C _{Wasser}	Spezifische Wärmekapazität von Wasser [kJ/(kg K)]
	(Vereinfachend 4,1868 kJ/(kg K))

mit[.]

.

.

Für die Dimensionierung des Wärmeübertragers ist die temperaturabhängige Heizleistung wesentlich. Diese ergibt sich aus der geforderten Heizleistung des Wärmeübertragers und der mittleren Temperatur zwischen Heizwasser und zu erhitzendem Trinkwasser.

$$\frac{\dot{Q}_{WT2}}{\Delta T} = \frac{\dot{m}_{TWW} * (\vartheta_{TWW} - \vartheta_{vor}) * c_{Wasser}}{\left(\frac{(\vartheta_{TWW} - \vartheta_{Spdv}) - (\vartheta_{vor} - \vartheta_{Spdr})}{ln \frac{\vartheta_{TWW} - \vartheta_{Spdv}}{\vartheta_{vor} - \vartheta_{Spdr}}}\right)} \qquad \qquad f \ddot{u}r \ (\vartheta_{TWW} - \vartheta_{Spdv}) \neq (\vartheta_{vor} - \vartheta_{Spdr}) \tag{3.2}$$

$$\frac{\dot{Q}_{WT2}}{\Delta T} = \frac{\dot{m}_{TWW} * (\vartheta_{TWW} - \vartheta_{vor}) * c_{Wasser}}{(\vartheta_{Spdv} - \vartheta_{TWW})} \qquad f \ddot{u}r \ (\vartheta_{TWW} - \vartheta_{Spdv}) = (\vartheta_{vor} - \vartheta_{Spdr}) \qquad (3.3)$$
$$und \ \vartheta_{TWW} \neq \vartheta_{Spdv}$$

mit:	
C _{Wasser}	spezifische Wärmekapazität von Wasser [kJ/(kg K)] (vereinfachend 4,1868 kJ/(kg K))
\dot{m}_{TWW}	Maximal geforderter Massenstrom des Trinkwarmwassers [kg/s]
$\frac{\dot{Q}_{WT2}}{\Delta T}$	Temperaturabhängige Heizleistung des 2. Gegenstromwärmeübertragers (II)
	[kW/K]
ϑ_{Spdr}	Speicherrücklauftemperatur des dezentralen Energiespeichers (II) [°C]
ϑ_{Spdv}	Speichervorlauftemperatur des zentralen Energiespeichers (II) [°C]
ϑ_{TWW}	Geforderte Temperatur des Trinkwarmwassers [°C]
	(45 °C nach VDI 6003)
ϑ_{vor}	Temperatur der Vorerwärmung

Die Heizleistung des unteren Wärmeübertragers (I) ergibt sich aus dem geforderten Massenstrom des Trinkwarmwassers, der gewählten Temperatur der Vorerwärmung des Trinkwarmwassers, der Einleittemperatur des Trinkkaltwassers sowie der spezifischen Wärmekapazität von Wasser.

$$\dot{Q}_{WT1} = \dot{m}_{TWW} * (\vartheta_{vor} - \vartheta_{TKW}) * c_{Wasser}$$
(3.4)
mit:
$$c_{Wasser} \qquad \text{Spezifische Wärmekapazität von Wasser [kJ/(kg K)]} (Vereinfachend 4,1868 kJ/(kg K))$$

 $\dot{m}_{TWW} \qquad \text{Maximal geforderter Massenstrom des Trinkwarmwassers [kg/s]}$
 $\dot{Q}_{WT1} \qquad \text{Heizleistung des 1. Gegenstromwärmeübertragers (I) [kW]}$
 $\vartheta_{TKW} \qquad \text{Temperatur des einströmenden Trinkkaltwassers [°C]}$
 $\vartheta_{vor} \qquad \text{Temperatur der Vorerwärmung}$

Die temperaturabhängige Heizleistung des unteren Wärmeübertragers (I) ergibt sich somit zu:

$$\frac{\dot{Q}_{WT_1}}{\Delta T} = \frac{\frac{\dot{m}_{TWW} * (\vartheta_{vor} - \vartheta_{TKW}) * c}{\vartheta_{vor} - \vartheta_{z,v}}}{\frac{(\vartheta_{vor} - \vartheta_{z,v}) - (\vartheta_{TKW} - \vartheta_{z,r})}{\ln \frac{\vartheta_{vor} - \vartheta_{z,v}}{\vartheta_{TKW} - \vartheta_{z,r}}}} \quad f \ddot{u}r \left(\vartheta_{vor} - \vartheta_{z,v}\right) \neq \left(\vartheta_{TKW} - \vartheta_{z,r}\right) \tag{3.5}$$

$$\frac{\dot{Q}_{WT_1}}{\Delta T} = \frac{\dot{m}_{TWW} * (\vartheta_{vor} - \vartheta_{TKW}) * c}{(\vartheta_{z,v} - \vartheta_{vor})} \quad f \ddot{u}r \ (\vartheta_{vor} - \vartheta_{zv}) = (\vartheta_{TKW} - \vartheta_{z,r}) \quad (3.6)$$

$$\text{und } \vartheta_{vor} \neq \vartheta_{z,v}$$

mit:

C _{Wasser}	Spezifische Wärmekapazität von Wasser [kJ/(kg K)]
	(Vereinfachend 4,1868 kJ/(kg K))
\dot{m}_{TWW}	Maximal geforderter Massenstrom des Trinkwarmwassers [kg/s]
$\frac{\dot{Q}_{WT1}}{\Delta T}$	Temperaturabhängige Heizleistung des 1. Gegenstromwärmeübertragers (I)
	[kW/K]
ϑ_{TKW}	Temperatur des einströmenden Trinkkaltwassers [°C]
	(in der Regel 10 °C)
ϑ_{vor}	Temperatur der Vorerwärmung
$\vartheta_{z,r}$	Minimale Rücklauftemperatur des Heizwassers [°C]
$\vartheta_{z,v}$	Vorlauftemperatur des Heizwassers [°C]

Die notwendige Speicherkapazität eines dezentralen Energiespeichers (II) ergibt sich aus der maximalen Zapfdauer, der Trinkwarmwassertemperatur und der Temperatur der Vorerwärmung.

	$C_{Spd} = t_{max} * \dot{m}_{TWW} * c_{Wasser} * (\vartheta_{TWW} - \vartheta_{vor})$	(3.7)
mit:		
C _{Wasser}	Spezifische Wärmekapazität von Wasser [kJ/(kg K)]	
	(Vereinfachend 4,1868 kJ/(kg K))	
C_{spd}	Speicherkapazität eines dezentralen Energiespeichers (II) [kWh]	
$\dot{m}_{\scriptscriptstyle TWW}$	Maximal geforderter Massenstrom des Trinkwarmwassers [kg/s]	
t_{max}	Maximale Zapfdauer des Massenstroms des geforderten Trinkwarmwa	assers [s]
	(9 Minuten nach VDI 6003)	
ϑ_{TWW}	Geforderte Temperatur des Trinkwarmwassers [°C]	
	(45 °C nach VDI 6003)	
ϑ_{vor}	Temperatur der Vorerwärmung	

Aus der notwendigen Speicherkapazität des Energiespeichers leitet sich das benötigte effektive Volumen des Speichers ab. Das effektive Volumen ist das Volumen des Heizwassers, welches für Heizzwecke genutzt werden kann. Dieses unterscheidet sich nach Bauart des Speichers und ist vom Hersteller zu ermitteln.

$$V_{Spd} = \frac{C_{Spd}}{c_{Wasser}^*(\vartheta_{Spdv} - \vartheta_{Spdr})}$$
(3.8)

mit:	
C _{Wasser}	Spezifische Wärmekapazität von Wasser [kJ/(kg K)] (Vereinfachend 4,1868 kJ/(kg K))
C _{spd}	Speicherkapazität eines dezentralen Energiespeichers (II) [kWh]
V _{Spd}	Effektiv nutzbares Volumen des dezentralen Energiespeichers (II) [I]
ϑ_{Spdr}	Speicherrücklauftemperatur des dezentralen Energiespeichers (II) [°C]
ϑ_{Spdv}	Speichervorlauftemperatur des zentralen Energiespeichers (I) [°C]

Zur Vermeidung von zu hohen Taktraten des Erhitzers, sollte dieses Volumen mit einem Aufschlag versehen werden. Im Rahmen der Simulationen des Forschungsvorhabens hat sich ein Aufschlag in Höhe von 30 Prozent als empfehlenswert herausgestellt.

Die erforderliche Heizleistung der dezentralen Kleinstwärmepumpe (II) ergibt sich aus der erforderlichen Speicherkapazität des dezentralen Energiespeichers (II) und der Wiederaufheizzeit.

$$\dot{Q}_{h,KWP} = \frac{C_{Spd}}{z} \tag{3.9}$$

 C_{spd} Speicherkapazität eines dezentralen Energiespeichers (II) [kWh] $\dot{Q}_{h,KWP}$ Heizleistung der dezentralen Kleinstwärmepumpe(II) [kW]zWiederaufheizzeit des Speichers [s]

mit:

Die Kühlleistung der Wärmepumpe ist nach Wahl der Wärmepumpe aus den Daten des Herstellers für den eingesetzten Wärmepumpentyp in Abhängigkeit der gewählten

Temperaturen zu ermitteln. Dieser kann auch überschlägig anhand des Carnot Gütegrad mit einem äußeren Gütegradfaktor von 0,46 abgeschätzt werden.¹⁶

$$\dot{Q}_{c,KWP} = \frac{\dot{Q}_{h,KWP}}{\frac{\vartheta_{\text{Spdv}} + 273,15 K}{\vartheta_{\text{Spdv}} - \vartheta_{\text{Spdr}}} * 0,46}$$
(3.10)

mit: $\dot{Q}_{c,KWP}$ Kühlleistung der dezentralen Kleinstwärmepumpe (II) [kW] $\dot{Q}_{h,KWP}$ Heizleistung der dezentralen Kleinstwärmepumpe (II) [kW] ϑ_{spdr} Speicherrücklauftemperatur des dezentralen Energiespeichers (II) [°C] ϑ_{spdv} Speichervorlauftemperatur des zentralen Energiespeichers (I) [°C]

Der zentrale Energiespeicher (I) muss einerseits stetig die Vorerwärmung des Trinkwarmwassers in jeder Wohnungseinheit gewährleisten und zum anderen die Energie für die Kleinstwärmepumpen (II) bereitstellen. Da davon auszugehen ist, dass der Bedarf in verschiedenen Wohnungen nicht gleichzeitig angefordert wird, kann eine Abminderung der bereitzustellenden Leistung für die Vorerwärmung erfolgen. Um die Gleichzeitigkeit der Entnahmen zu berücksichtigen, wurde analog zu dem in DIN 1988-300 beschriebenen Verfahren ein Spitzendurchfluss berechnet. Der Spitzendurchfluss ergibt sich aus der Summe der Durchflüsse (Berechnungsdurchfluss), welche durch gebäudetyp-abhängige Konstanten (*a, b, c,* vgl. **Tabelle 2**) abgemindert wird.¹⁷ Da die Beladung durch die Kleinstwärmepumpe (II) über einen längeren Zeitraum stattfindet, ist davon auszugehen, dass zwischenzeitlich sämtliche Kleinstwärmepumpen (II) gleichzeitig heizen. Daher kann hier nicht von einer Abminderung durch Gleichzeitigkeit ausgegangen werden.

¹⁶ Der Carnot-Gütegrad von 0,46 wurde durchschnittlich anhand der Testdaten des Wärmepumpentestzentrum Buchs im Jahr 2012 ermittelt. Vgl. Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs, 2013.

¹⁷ Vgl. DIN 1988-300, 2012.

Somit ergibt sich die notwendige Speicherkapazität des zentralen Energiespeichers (I) zu:

$$C_{spz} = \left[\left(a * \left(\frac{\Sigma \dot{Q}_{WT2}}{(\theta_{z,\nu} - \theta_{z,r}) * c_{Wasser}} \right)^b - c \right) * t_{max} \right] + \Sigma \dot{Q}_{c,KWP} * z$$
(3.11)

a, b, c c _{Wasser}	Gebäudespezifische Konstanten nach Tabelle 2 Spezifische Wärmekapazität von Wasser [kJ/(kg K)] (Vereinfachend 4,1868 kJ/(kg K))
$\dot{Q}_{_{WT2}}$	Heizleistung des 2. Gegenstromwärmeübertragers (II) [kW]
$\dot{Q}_{c,KWP}$	Kühlleistung der dezentralen Kleinstwärmepumpe (II) [kW]
t_{max}	Maximale Zapfdauer des Massenstroms des geforderten Trinkwarmwassers [s]
	(9 Minuten nach VDI 6003)
$\vartheta_{z,r}$	Minimale Rücklauftemperatur des Heizwassers [°C]
$\vartheta_{z,v}$	Vorlauftemperatur des Heizwassers [°C]
Ζ	Wiederaufheizzeit des Speichers [s]

Tabelle 2: Konstanten für die Berechnung des Spitzendurchfluss nach DIN 1988-300¹⁸

Gebäudetyp		Konstante		
	а	b	С	
Wohngebäude	1,48	0,19	0,94	
Bettenhaus im Krankenhaus	0,75	0,44	0,18	
Hotel	0,70	0,48	0,13	
Schule	0,91	0,31	0,38	
Verwaltungsgebäude	0,91	0,31	0,38	
Einrichtung für Betreutes				
Wohnen Seniorenheim	1,48	0,19	0,94	
Pflegeheim	1,40	0,14	0,92	

Das benötigte effektive Volumen des zentralen Speichers ergibt sich zu:

$$V_{Spz} = \frac{c_{Spz}}{c_{Wasser}*(\vartheta_{z,v} - \vartheta_{z,R})}$$
(3.12)

^C Wasser	Spezifische Wärmekapazität von Wasser [kJ/(kg K)] (Vereinfachend 4,1868 kJ/(kg K))
C_{spz}	Speicherkapazität eines zentralen Energiespeichers (I) [kWh]
V_{Spz}	Effektiv nutzbares Volumen des zentralen Energiespeichers (I) [I]
$\vartheta_{z,r}$	Minimale Rücklauftemperatur des Heizwassers [°C]
ϑ_{zv}	Vorlauftemperatur des Heizwassers [°C]

¹⁸ Vgl. DIN 1988-300, 2012.

Zur Vermeidung zu hoher Taktraten des Erhitzers, sollte auch das Volumen des zentralen Energiespeichers (I) mit einem Aufschlag versehen werden. Im Rahmen der Simulationen des Forschungsvorhabens hat sich hier ebenfalls ein Aufschlag in Höhe von 30 Prozent als empfehlenswert herausgestellt.

$$\dot{Q}_{h,WP} = \frac{c_{Spz}}{z} \tag{3.13}$$

mit: C_{spz} Speicherkapazität eines zentralen Energiespeichers (I) [kWh] $\dot{Q}_{h,WP}$ Heizleistung der zentralen Wärmepumpe (I) [kW]zWiederaufheizzeit des Speichers [s]

Die Notwendige Heizleistung der zentralen Wärmepumpe (I) ergibt sich als Verhältnis der gespeicherten Energiemenge innerhalb des zentralen Speichers und der Wiederaufheizzeit.

Die Dimensionierung ist von den Annahmen der Randparameter, insbesondere der Temperaturspreizungen, abhängig. Bei einer Erhöhung der Temperaturspreizungen können die Speicherinhalte niedriger ausfallen. Hierfür müssen allerdings auch die Wärmeübertrager entsprechend größer dimensioniert werden. Weiterhin kann durch Variation der Speichergrößen die Heizleistung der Wärmepumpe (I) entsprechend angepasst werden. Bei der zentralen Wärmepumpe (I) ist darüber hinaus zu berücksichtigen, ob diese auch für Heizzwecke eingesetzt wird.

3.4 Vergleich der Dimensionierung bei Variation der Systemparameter

Wie in **Kapitel 3.3** erläutert, hängt die Dimensionierung von der Wahl verschiedener Randparameter ab. Für die im Rahmen dieses Forschungsvorhabens durchgeführten Simulationen wurden folgende Randparameter als Grundlage für spätere Variationen gewählt:

\dot{m}_{TWW}	10 l/min ≈ 0,1667 kg/s
t_{max}	9 min = 540 s
ϑ_{Spdr}	33 °C
ϑ_{Spdv}	50 °C
ϑ_{TKW}	10 °C
ϑ_{TWW}	45 °C
ϑ_{vor}	28 °C
$\vartheta_{z,r}$	20 °C
$\vartheta_{z,v}$	30 °C
Ζ	1,0 h = 3.600 s

(Anforderungsstufe II der VDI 6003) (Anforderungsstufe II der VDI 6003)

(Anforderungsstufe II der VDI 6003)

Die Parameter \dot{m}_{TWW} , t_{max} , z, und ϑ_{TWW} , bestimmen im Wesentlichen den zu erwartenden Komfort des Trinkwarmwasserversorgungssystems. Diese sind anhand von Anforderungsstufen für das Gebäude entsprechend zu wählen. Der Parameter ϑ_{vor} bestimmt die Vorerwärmtemperatur und hat damit unabhängig von dem angestrebten Komfort einen Einfluss auf die Aufteilung des Systems in zentrale und dezentrale Energiebereitstellung. Die Vorerwärmtemperatur wird daher einer gesonderten Sensitivitätsanalyse unterzogen (vgl. Kapitel 3.4.3 und Kapitel 5.5.3).

Die Systemparameter ϑ_{Spdr} , ϑ_{Spdv} , $\vartheta_{z,r}$, und $\vartheta_{z,v}$ sind Temperaturen, die im Wesentlichen für den Wärmeübertrag verantwortlich sind. Die Wahl dieser Parameter bestimmt daher die Größe der einzubauenden Wärmeübertrager und kann nur im Einzelfall entschieden werden. Die Parameter wurden so gewählt, dass die Wärmeübertrager in handelsüblichen Größen eingebaut werden können. Ausgehend von diesen Randparametern ergeben sich die Dimensionen für die Ausgangsbetrachtung der einzelnen anlagentechnischen Komponenten der Wohnungssysteme zu:

$\dot{Q}_{h,KWP}$	1,78 kW
$\frac{\dot{Q}_{WT1}}{\Delta T}$	2,37 kW/K
$\frac{\dot{Q}_{WT2}}{\Delta T}$	2,53 kW/K
V _{Spd}	90 I

Das Speichervolumen wurde zur Verringerung der Takthäufigkeit der Wärmepumpe um 30 I auf 120 I erhöht.

3.4.1 Variation der Gebäudegröße

Die Variation der Gebäudegröße erfolgt unter der Annahme einer Erhöhung der Anzahl der Wohneinheiten. Hier wurde von zwei Wohneinheiten pro Etage ausgegangen und zwischen 4 und 100 Wohneinheiten dimensioniert.

Tabelle 3: System	parameter bei der	Untersuchung	der Dimensionier	ung bei Variat	ion der Anz	ahl der	Versorgten
Wohneinheiten		-					

Szenario			
Anzahl der Wohneinheiten		[-]	4 bis 100
Geforderte Temperatur des Trinkwarmwassers	ϑ_{TWW}	[°C]	45
Maximal geforderter Massenstrom	ṁ _{TWW}	[kg/s]	0.167
Maximale Zapfdauer	t_{max}	[s]	540
Temperatur der Vorerwärmung	ϑ_{vor}	[°C]	28
Trinkkaltwassertemperatur	ϑ_{TKW}	[°C]	10
Speichervorlauftemperatur des dezentralen Energiespeichers	ϑ_{Spdv}	[°C]	50
Speicherrücklauftemperatur des dezentralen Energiespeichers	ϑ_{Spdr}	[°C]	33
Vorlauftemperatur des Heizwassers	$\vartheta_{z,v}$	[°C]	30
Minimale Rücklauftemperatur des Heizwassers	$\vartheta_{z,r}$	[°C]	20

Die Dimensionierung fand unter den Rahmenbedingungen der in **Tabelle 3** dargestellten Systemparameter statt. Die Dimensionierung des zentralen Systems ist weiterhin von der Anzahl der sich im Gebäude befindlichen Wohneinheiten abgängig. In **Abbildung 7** sind vergleichend die effektiven Volumina der Wasserspeicher des Systems mit dezentralen Wärmepumpen nach der vorab vorgestellten Bemessung und eines konventionellen Systems dargestellt. Da sich beim konventionellen System die Speichergröße und die Leistung des Erwärmers gegenseitig bedingen, wurde für die Speichergröße auf die Empfehlungen nach Recknagel Sprenger zurückgegriffen.¹⁹ Der Erwärmer wurde anschließend dimensioniert. Es zeigt sich, dass das neuartige System bei den gewählten Temperaturen deutlich größere Mengen an Wasser zur Energiespeicherung benötigt. Da hier kein Trinkwasser gespeichert wird, ist dies hygienisch unbedenklich, aber mit entsprechenden Investitionskosten verbunden.



Abbildung 7: Vergleich der Volumina der Wasserspeicher eines Systems mit dezentralen und eines konventionellen Systems nach Bemessung der DIN 4708

Die hohen Speichermengen liegen insbesondere darin begründet, dass hier das Wasser nur auf einem geringeren Temperaturniveau gespeichert wird und somit die speicherbare Energiemenge pro Volumeinheit Wasser deutlich geringer ist. Weiterhin zeigt sich, dass durch die Verwendung der Abminderung des Spitzendurchfluss nach DIN 1988-300 die Wassermenge die je Wohneinheit zu speichern ist, mit zunehmender Wohnungsanzahl abnimmt.

¹⁹ Vgl. Recknagel, Sprenger, Schramek, 2013. S.1562.



Abbildung 8: Vergleich der Energiespeicherkapazität der Wasserspeicher eines Systems mit dezentralen und eines konventionellen Systems nach Bemessung der DIN 4708

Abbildung 8 zeigt einen Vergleich der potentiell speicherbaren Energien der unterschiedlichen Systeme. Es zeigt sich, dass in dem zentralen Speicher des Systems mit dezentralen Kleinstwärmepumpen trotz eines deutlich höheren Volumens weniger Energie gespeichert werden kann. Dies liegt an dem deutlich niedrigeren Temperaturniveau des Speichers. Unter Hinzunahme der Energie, die in den dezentralen Speichern gespeichert ist, ergibt sich in dem System eine deutlich höhere benötigte gespeicherte Energie.



Abbildung 9: Vergleich der Leistungen der Erzeuger eines Systems mit dezentralen und eines konventionellen Systems nach Bemessung der DIN 4708

Abbildung 9 zeigt vergleichend die benötigten Leistungen der Wärmeerzeuger des Systems mit dezentralen Wärmepumpen nach der vorab vorgestellten Bemessung und eines konventionellen Systems. Der Wärmeerzeuger für das konventionelle System wurde in Abhängigkeit des Speichervolumens nach DIN 4708-1 bemessen. Es zeigt sich, dass beim konventionellen System die geringste Erwärmerleistung benötigt wird. Die Leistung des zentralen Erwärmers liegt deutlich höher, da die speicherbare Energiemenge in dem zentralen Speicher geringer ist als die des konventionellen Systems (vgl. **Abbildung 8**). Die Summe der Leistung aller Erzeuger der neuartigen Systeme liegt deutlich über der Summe der Leistungen des konventionellen Systems. Dies liegt an der teilweisen dezentralen Durchführung der Trinkwassererwärmung. Würde man beispielsweise die gesamte Trinkwassererwärmung durch dezentrale Durchflusserwärmer durchführen, läge die erforderliche Leistung nach VDI 6003 bei 24,4 kW pro Wohneinheit noch deutlich über den hier geforderten Leistungen.

3.4.2 Variation der Trinkwarmwassertemperatur

Die Trinkwarmwassertemperatur ist ein Kriterium für den Komfort des Trinkwarmwassersystems. Die Auswirkung die eine Veränderung der Trinkwarmwassertemperatur auf die Dimensionierung hat, wurde anhand einer Variation der Trinkwarmwassertemperatur untersucht. In **Tabelle 4** sind die der Variation zugrunde liegenden Systemparameter dargestellt. Die Trinkwarmwassertemperatur wird zwischen 30 °C und 65 °C variiert. Die Vorerwärmtemperatur wurde so gewählt, dass durch die Vorerwärmung ca. 50 Prozent des Temperaturhubes des Trinkwarmwassers gewährleistet werden. Der maximal geforderte Massenstrom wurde so angepasst, dass die Energiemenge des gezapften Trinkwarmwassers bei allen Variationen identisch ist.

Szenario			1	2	3	4	5	6	7	8
Anzahl der Wohneinheiten		[-]	4	4	4	4	4	4	4	4
Geforderte Temperatur des Trinkwarmwassers	ϑ_{TWW}	[°C]	30	35	40	45	50	55	60	65
Maximal geforderter Massenstrom	\dot{m}_{TWW}	[kg/s]	0.292	0.233	0.194	0.167	0.146	0.130	0.117	0.106
Maximale Zapfdauer	t_{max}	[s]	540	540	540	540	540	540	540	540
Temperatur der Vorerwärmung	ϑ_{vor}	[°C]	20.5	23	25.5	28	30.5	33	35.5	38
Trinkkaltwassertemperatur	ϑ_{TKW}	[°C]	10	10	10	10	10	10	10	10
Speichervorlauftemperatur des dezentralen Energiespeichers	ϑ_{Spdv}	[°C]	35	40	45	50	55	60	65	70
Speicherrücklauftemperatur des dezentralen Energiespeichers	ϑ_{Spdr}	[°C]	25.5	28	30.5	33	35.5	38	40.5	43
Vorlauftemperatur des Heizwassers	$\vartheta_{z,v}$	[°C]	22.5	25	27.5	30	32.5	35	37.5	40
Minimale Rücklauftemperatur des Heizwassers	$\vartheta_{z,r}$	[°C]	12.5	15	17.5	20	22.5	25	27.5	30

 Tabelle 4: Systemparameter bei der Untersuchung der Dimensionierung bei Variation der Trinkwarmwassertemperatur

In **Abbildung 10** sind die Heizleistungen der zentralen und dezentralen Wärmepumpen in Abhängigkeit der Trinkwarmwassertemperatur dargestellt. Da sich lediglich das Temperaturniveau und nicht die geforderte Energiemenge ändert, zeigen sich keine deutlichen Änderungen bei der benötigten Heizleistung. Die Heizleistung der dezentralen Kleinstwärmpumpen (II) ist unabhängig von der Trinkwarmwassertemperatur. Die benötigte Heizleistung der zentralen Wärmepumpe (I) nimmt mit zunehmender Trinkwarmwassertemperatur leicht ab.



Abbildung 10: Vergleich der Leistungen der Erzeuger bei einer Variation der Trinkwarmwassertemperatur

In **Abbildung 11** ist ein Vergleich der Speichervolumen des zentralen Speichers (I) und des dezentralen Speichers (II) dargestellt. Es zeigt sich, dass auch bei den Speichern nur eine geringe Änderung des Volumens in Abhängigkeit der Trinkwarmwasserstemperatur stattfindet, da die bereitzustellende Energiemenge bei dieser Variation identisch ist. Die zu bevorratende Menge sinkt mit abnehmender Temperatur. Dies liegt darin begründet, dass durch das erhöhte Temperaturniveau bei gleichem Speichervolumen mehr Energie gespeichert werden kann.





Die Variation der Trinkwarmwassertemperatur hat insbesondere Einfluss auf die Systemeffizienz. Dieser Effekt wurde mittels Simulation untersucht und ist in Kapitel 5.5.2 dargestellt.
3.4.3 Variation der Vorerwärmtemperatur

Unabhängig vom Komfort ist die Vorerwärmtemperatur entscheidend dafür, inwieweit die Energie in dem vorgestellten System zentral oder dezentral bereitgestellt wird. Die Auswirkung einer Variation der Vorerwärmtemperatur wurde unter den Randbedingungen, die in **Tabelle 5** dargestellt sind, durchgeführt. Die Variation wurde an einem Gebäude mit vier Wohneinheiten durchgeführt. Die Zapftemperatur entspricht gemäß VDI 6003 45 °C. Die Vorerwärmtemperatur wurde zwischen 19 und 40 °C variiert.

Szenario			1	2	3	4	5	6	7	8
Anzahl der Wohneinheiten		[-]	4	4	4	4	4	4	4	4
Geforderte Temperatur des Trinkwarmwassers	ϑ_{TWW}	[°C]	45	45	45	45	45	45	45	45
Maximal geforderter Massenstrom	\dot{m}_{TWW}	[kg/s]	0.167	0.167	0.167	0.167	0.167	0.167	0.167	0.167
Maximale Zapfdauer	t_{max}	[s]	540	540	540	540	540	540	540	540
Temperatur der Vorerwärmung	ϑ_{vor}	[°C]	19	22	25	28	31	34	37	40
Trinkkaltwassertemperatur	ϑ_{TKW}	[°C]	10	10	10	10	10	10	10	10
Speichervorlauftemperatur des dezentralen Energiespeichers	ϑ_{Spdv}	[°C]	50	50	50	50	50	50	50	50
Speicherrücklauftemperatur des dezentralen Energiespeichers	ϑ_{Spdr}	[°C]	24	27	30	33	36	39	42	45
Vorlauftemperatur des Heizwassers	$\vartheta_{z,v}$	[°C]	21	24	27	30	33	36	39	42
Minimale Rücklauftemperatur des Heizwassers	$\vartheta_{z,r}$	[°C]	11	14	17	20	23	26	29	32

Tabelle 5: Systemparameter bei der	Untersuchung der Dimensionierung	g bei Variation der Vorerwärmtemperatur
------------------------------------	----------------------------------	---

In **Abbildung 12** ist die Auswirkung der Variation der Vorerwärmtemperatur auf die benötigte Heizleistung dargestellt. Es zeigt sich, dass die dezentrale Wärmepumpe (II) mit einer Erhöhung der Vorerwärmtemperatur weniger leisten muss, da der Temperaturhub des dezentralen Systems nun geringer ausfällt. Auch die Leistung des zentralen Erzeugers ist rückläufig. Hier überlagern sich zwei Effekte. Zum einen muss mehr Energie für die Vorerwärmung bereitgestellt werden. Zum anderen muss die dezentrale Wärmepumpe (II) mit weniger Energie versorgt werden. Da gemäß der **Gleichung 3.11** die für Vorerwärmung bereitzuhaltende Energie durch die angenommen Gleichzeitigkeit abgemindert wird, überwiegt die Leistungsreduktion der dezentralen Wärmepumpe (II). Daher ist auch die geforderte Leistung der zentralen Wärmepumpe (I) rückläufig bei steigender Vorerwärmtemperatur.



Abbildung 12: Vergleich der Leistungen der Erzeuger bei einer Variation der Vorerwärmtemperatur

In **Abbildung 13** sind die benötigten Volumen der Speicher in Abhängigkeit der Vorerwärmtemperatur dargestellt. Das Volumen der dezentralen Speicher (II) bleibt konstant bei einer Variation der Vorerwärmtemperatur. Zwar muss hier weniger Energie bereitgestellt werden, allerding verringert sich die Temperaturspreizung zwischen Vorund Rücklauf des dezentralen Energiespeichers (II) im gleichen Maße. Das Volumen des zentralen Energiespeichers (I) verringert sich mit zunehmender Vorerwärmtemperatur. Hier liegt der gleiche Effekt wie bei der zentralen Wärmepumpe (I) zu Grunde. Zum einen muss mehr Energie für die Vorerwärmung bereitgestellt werden. Zum anderen muss die dezentrale Wärmepumpe (II) mit weniger Energie versorgt werden. Hier gilt ebenfalls, dass gemäß **Gleichung 3.11** die für Vorerwärmung bereitzuhaltende Energie durch die angenommen Gleichzeitigkeit abgemindert wird. Daher überwiegt die Leistungsreduktion der dezentralen Wärmepumpen (II). Somit nimmt das Volumen des zentralen Energiespeichers (I) mit einer Erhöhung der Vorerwärmtemperatur ab.



Abbildung 13: Vergleich der Volumen der Speicher bei einer Variation der Vorerwärmtemperatur

Die Variation der Vorerewärmtemperatur hat weiterhin einen Einfluss auf die Systemeffizienz. Dieser Effekt wurde mittels Simulation untersucht und ist in Kapitel 5.5.3 dargestellt.

3.4.4 Hydraulik des Versorgungssystems

Durch das Versorgungssystem sind die Wohnungseinheiten ausgehend vom zentralen Energiespeicher (I) mit Energie zu versorgen. Hierzu müssen jeweils die Wärmeübertrager (I) zur Vorerwärmung und die Kleinstwärmepumpen (II) vom Zirkulationssystem aus versorgt werden. Grundsätzlich gibt es zwei Möglichkeiten der Versorgung. Die beiden möglichen Arten der Versorgung sind in **Abbildung 14** dargestellt. Bei der klassischen Versorgungsvariante (linke Bildhälfte) wird jeder Verbraucher von einer zentralen Pumpe aus versorgt. Hierzu muss das gesamte System hydraulisch abgeglichen werden. Würde auf den Abgleich verzichtet werden, würden pumpennahe Verbraucher mit mehr Energie versorgt werden, als die Verbraucher, die mit einer längeren Leitungslänge an das System angeschlossen sind.



Abbildung 14: Hydraulik des Versorgungssystems: Hydraulischer Abgleich (links) - Umlaufpumpen für jeden Verbraucher (rechts)

In der zweiten Variante (rechte Bildhälfte, **Abbildung 14**) wird vor jeden Verbraucher eine kleine Umlaufpumpe geschaltet. Diese kleine Pumpe versorgt jeden Verbraucher mit genau der Leistung, die der Verbraucher gerade benötigt. Bei der klassischen Variante sind zur Herstellung gleicher Druckverhältnisse im gesamten Versorgungskreislauf regelbare Drosselventile zur Durchflussregulierung einzusetzen. Die Einstellung der einzelnen Ventile ist abhängig von dem maßgebenden Strang des Zirkulationssystems.²⁰ Dies ist in dem untersuchten System der Strang, der zu dem Wärmeübertrager

²⁰ Vgl. Pehnt, M., 2010. S.245 ff.

(I) zur Vorerwärmung in der Wohnung führt, die am weitesten von dem zentralen Energiespeicher (I) entfernt liegt. Der Einsatz von Ventilen führt dazu, dass der Druckabfall in den entsprechenden Leitungsabschnitten erhöht wird. Daher muss die zentrale Pumpe eine erhöhte Leistung zur Umwälzung aufbringen. Einzelne Umlaufpumpen vor den Energieabnehmern benötigen daher weniger Energie als eine zentrale Pumpe mit hydraulischem Abgleich. Mit zunehmender Verbraucheranzahl nimmt dieser Vorteil zu. In den durchgeführten Untersuchungen wurde das energetisch ungünstigere System mit einer zentralen Pumpe untersucht.

4 Rahmenbedingungen der objektorientierten Simulationsuntersuchungen

4.1 Das Referenzgebäude

Zur Vergleichbarkeit verschiedener Systeme wurde ein durchschnittliches Referenzgebäude erstellt, mit dem Ziel, eine annähernd repräsentative Vergleichbarkeit der einzelnen Versorgungssysteme zu erreichen. Als Referenzgebäude wurde ein Gebäude mit zunächst 4 Wohneinheiten gewählt (dargestellt in **Abbildung 15**). Auf jeder Etage befinden sich 2 Wohneinheiten mit je einer Dusche, einer Badewanne und 2 Waschbecken. Im Durchschnitt wird jede Wohnung mit 3,5 Personen bewohnt. Dies entspricht einer Einheitswohnung nach DIN 4708.²¹



Abbildung 15: Darstellung des Referenzgebäudes

²¹ Vgl. DIN 4708 - Teil 2, 1994.

Von besonderer Bedeutung für den Vergleich der einzelnen Systeme ist die einheitliche Bestimmung der Leitungslängen. Hierdurch werden maßgeblich die Energieverluste und die benötigten Hilfsenergien für die Zirkulation bestimmt. Möglichkeiten der Abschätzung der Leitungslänge richten sich meist nach Flächenkenndaten des Gebäudes. Hier gibt die DIN 18599 einen Schätzwert von 80 m² Nettogrundfläche an.²² Nach der DIN V 4701-100 wird standardmäßig eine Nutzfläche von 80 m² festgelegt.²³ Nach veröffentlichten Daten des Instituts für Wohnen und Umwelt (IWU) beträgt die durchschnittliche Wohnfläche von Wohnungen in deutschen Mehrfamilienhäusern ca. 69 m².²⁴ Laut der Energieeinsparverordnung ist ein Verhältniswert von 1,2 zwischen Wohnfläche und Nutzfläche anzusetzen.²⁵ Daraus ergibt bei 69 m² Wohnfläche eine Nutzfläche von 82,8 m².

Aufbauend auf der Ermittlung der zugrundeliegenden Fläche kann eine Annahme für die Leitungslänge getroffen werden. Zirkulationsleitungen teilen sich grundsätzlich in horizontale Leitungen, Strangleitungen und Stichleitungen auf. Die Ermittlung von Annahmen kann hierbei wieder nach der DIN V 4701, der DIN 18599-8 errechnet oder vom Institut für Wohnen und Umwelt veröffentlichten Bestandswerten²⁶ getroffen werden.

			DIN V 4701 10	IWU 2002
		DIN 10399-0	DIN 18599-8 DIN V 4701-10	
Art der Grundfläche		Nettogrundfläche	Nutzfläche	Wohnfläche
Flächengröße je WE	[m²]	80	80	69
Gesamtläche bei 4 WE	[m²]	320	320	276
Horizontale Leitungen	[m]	59,5	32,4	28,2
Strang-leitungen	[m]	14,3	24,0	19,5
Gesamtlänge	[m]	73,8	56,4	47,7

 Tabelle 6: Vergleich der Leitungslängen der Warmwasserverteilung

In **Tabelle 6** ist der Vergleich der Berechnungsansätze der Leitungslängen der Warmwasserverteilung exemplarisch für das Referenzgebäude mit 4 Wohneinheiten dargestellt. Es zeigt sich, dass die Leitungslängen der DIN 18599-8 deutlich über den Bestandswerten nach IWU liegen. Die Werte der DIN V 4701-10 liegen deutlich näher. Um bei einer Variation der Anzahl der zu versorgenden Wohnungen nachvollziehbare Werte zu erhalten wird nachfolgend mit den Leitungslängen nach dem Berechnungsansatz der DIN V 4701-10 gerechnet. Für sämtliche Systemvariationen die mit zentral bereitgestellter Energie versorgt werden wird zur Vergleichbarkeit der Ergebnisse die gleiche Leitungslänge angesetzt. Die sich nach der Berechnung der DIN V 4701-10

²² Vgl. DIN 18599 - Teil 8, 2012. S. 42.

²³ Vgl. DIN V 4701 – Teil 10, 2003. S. 42

²⁴ Vgl. Diefenbach, N., Born, R., 2007, S. 2.

 ²⁵ § 19 Abs. 2 Energieeinsparverordnung.
 ²⁶ Vgl. Diefenbach, N., et al., 2002, S. 43.

ergebene Gesamtleitungslänge wird gleichmäßig auf die einzelnen Etagen aufgeteilt. Hier wird davon ausgegangen, dass zu jeder Etage ein Vor- und ein Rücklauf geführt werden. Von dieser Etage ausgehend werden wieder ein Vor- und ein Rücklauf in die darüber liegende Etage geführt.

Für Bögen, Rohreinbauten und Abzweigungen wurden Einzelwiderstandsbeiwerte mit einbezogen.²⁷ Der Druckabfall in den Rohrleitungen hängt insbesondere von der Nennweite der Zirkulationsrohre ab. Jeder Rohrabschnitt sollte aus Komfortgründen so ausgelegt werden, dass ein Maximalwert von 1,0 m/s nicht überschritten wird, da es sonst zu Fließgeräuschen in den Rohrleitungssystemen kommen kann.²⁸

Daher wurden die Rohrleitungen so dimensioniert, dass eine Fließgeschwindigkeit vom 1 m/s bei vorherrschendem Pitzendurchfluss nicht überschritten wird. Der Spitzendurchfluss wird in Anlehnung an die DIN 1988-300 berechnet. Für ein Gebäude mit 4 Wohneinheiten verteilt auf 2 Etagen wird somit der Innendurchmesser wie folgt berechnet. Vereinfachend wurde angenommen, dass der Nenndurchmesser dem tatsächlichen Innendurchmesser entspricht. Der Durchfluss des Versorgungssystems ist an der untersten Stelle nahe des Energiespeichers (I) maximal. Der Durchfluss setzt sich aus dem Durchfluss für die Wärmeübetrager der Vorerwärmung und dem Durchfluss für die Energiebereitstellung der Kleinstwärmepumpen (II) zusammen. Der Berechnungsdurchfluss für die Wärmeübertrager (I) der Vorerwärmung ergibt sich bspw. bei 4 Wohneinheiten zu ca. 1,2 l/s. Abgemindert nach DIN 1988-300²⁹ ergibt sich ein Spitzendurchfluss von ca. 0,6 l/s. Der Berechnungsdurchfluss für die Energiebereitstellung der Kleinstwärmepumpen (II) ergibt sich zu ca. 0,14 l/s. Da hier von einer gleichzeitigen Nutzung ausgegangen werden muss, kann dieser Durchfluss nicht abgemindert werden. In der Summe ergibt sich ein maximaler Spitzendurchfluss von 0,74 I/s. Bei der Wahl eines Rohrdurchmessers von DN 32 ergibt sich eine maximale Fließgeschwindigkeit von 0,91 m/s. Die restlichen Rohrabschnitte des Zirkulationssystems wurden analog bemessen und bei einer Variation der Gebäudegröße entsprechend angepasst.

²⁷ Vgl. Recknagel, Sprenger, Schramek, 2013. S.255.

 ²⁸ Vgl. Kistemann, T., et al.; 2012. S.183.
 ²⁹ Vgl. DIN 1988-300, 2012.



Abbildung 16: Darstellung der für die Simulation verwendeten Rohrdimensionen in Bezug auf Durchmesser, Leitungslänge und Wärmedämmung

Für die Wärmeverluste sind neben der Leitungslänge die Dämmstandards der Rohleitungen zu betrachten. Diese werden gemäß der Energieeinsparverordnung angesetzt. Daraus folgt, dass Leitungen mit einem Innendurchmesser kleiner 22 mm mit 20 mm Dämmschicht und Leitungen mit einem Innendurchmesser von 22 mm – 35 mm mit einer Dämmschicht von 30 mm isoliert werden. Darüberliegende Innendurchmesser wurden mit einer Dämmstärke gleich dem Innendurchmesser isoliert. Die Wärmeleitfähigkeit der Dämmschicht liegt bei 0,035 W/(m⋅K).³⁰

In **Abbildung 16** sind die für die Simulation verwendeten Rohrdimensionen dargestellt. In der linken Bildhälfte sind die Ergebnisse für 4 Wohneinheiten auf 2 Etagen verteilt dargestellt und in der rechten Bildhälfte die Dimensionen für 8 Wohneinheiten verteilt auf 4 Etagen dargestellt.

³⁰ § 14 Abs. 5 Energieeinsparverordnung, Anlage 5.

4.2 Allgemeine Vorgehensweise bei der energetischen Bewertung

Die Bewertung der Systemvariationen erfolgt mit Hilfe der Erzeuger-Jahresarbeitszahl, der Systemjahresarbeitszahl und um eine Vergleichbarkeit mit nicht Wärmepumpen betriebenen Systemen zu ermöglichen, mit Hilfe des Primärenergiebedarfs. Die Bilanzierung wurde in Anlehnung an die Definitionen der DIN V 18599-1 durchgeführt.³¹ Die Erzeugernutzwärmeabgabe für Trinkwarmwasser ergibt sich aus der Summe der verwendeten Nutzenergie und den Energieverlusten für Übergabe, Verteilung und Speicherung.

	$Q_{w,outg} = Q_{w,b} + Q_{w,ce} + Q_{w,d} + Q_{w,s}$	(3.14)
mit:		
$Q_{w,out,g}$	Erzeugernutzwärmeabgabe für Trinkwasser	
$Q_{w,b}$	Nutzenergie für Trinkwarmwasser	
$Q_{w,ce}$	Verluste der Übergabe für Trinkwarmwasser	
$Q_{w,d}$	Verluste der Verteilung für Trinkwarmwasser	
Qws	Verluste der Speicherung für Trinkwarmwasser	

Die verwendete Endenergie ergibt sich somit aus der Erzeugernutzwärmeabgabe zuzüglich der Energieverluste des Erzeugers, verringert um die regenerativ gewonnenen Energien. Bei einer Wärmepumpe entsprechen die regenerativ eingesetzten Energien der aus der Umgebung gewonnenen Energie. Bei Gas-Brennwerttechnik werden keine regenerativen Energien eingesetzt.

	$Q_{w,f} = Q_{w,outg} + Q_{w,g} - Q_{w,reg}$	(3.15)
mit:		
$Q_{w,f}$	Endenergie für den Trinkwasserwärmeerzeuger	
$Q_{w,outg}$	Erzeugernutzwärmeabgabe für Trinkwasser	
$Q_{w,q}$	Verluste der Erzeugung für Trinkwarmwasser	
$Q_{w,reg}$	Eingesetzte regenerative Energie	

Für den Vergleich von Wärmepumpen untereinander ist die Jahresarbeitszahl die verbreiteteste Bewertungsgröße der Anlageneffizienz. Die Leistungszahl (vgl. Kapitel 2.3 Einsatz von Wärmepumpen) betrachtet einen bestimmten Zustand der Wärmepumpe zu einem bestimmten Zeitpunkt. Im Gegensatz dazu setzt die Jahresarbeitszahlt die gewonnene Erzeugernutzwärmeabgabe ins Verhältnis zu der aufgewendeten (hier elektrischen) Energie für den Zeitraum eines Jahres.

$$JAZ = \frac{Q_{w,outg}}{Q_{w,f}} \tag{3.16}$$

mit:JAZJahresarbeitszahl $Q_{w,outg}$ Erzeugernutzwärmeabgabe für Trinkwasser $Q_{w,f}$ Endenergie für den Trinkwasserwärmeerzeuger

³¹ Vgl. DIN 18599 - Teil 1, 2012. S. 37 ff.

Da die Jahresarbeitszahl nur den Erzeuger betrachtet, ist ein Vergleich von unterschiedlichen Systemen, die sich insbesondere durch Verluste unterscheiden, nicht möglich. Daher wird im Folgenden weiterhin die Systemjahresarbeitszahl verwendet. Diese stellt den gewonnenen Nutzen ins Verhältnis zu sämtlichen aufgewendeten Energien. Bei den in diesem Projekt betrachteten Systemen ist dies das Verhältnis zwischen am Wasserhahn gezapfter Energie und sämtlichen hierfür aufgewendeten Energien. Hierdurch sind eine Bewertung und ein Vergleich der gesamten Systemeffizienz der Trinkwarmwasserversorgung möglich.

$$SJAZ = \frac{Q_{w,b}}{Q_{w,f+W_w}}$$
(3.17)
Systemjahresarbeitszahl

SJAZ	Systemjahresarbeitszahl
$Q_{w,b}$	Nutzenergie für Trinkwarmwasser
$Q_{w,f}$	Endenergie für den Trinkwasserwärmeerzeuger
W_w	Hilfsenergien für Trinkwarmwasserbereitstellung

mit:

mit.

Um auch einen Vergleich mit konventionellen Energieträgern wie beispielsweise Gas zu ermöglichen wird weiterhin der Primärenergiebedarf des gesamten Versorgungssystems betrachtet. Dieser setzt sich zusammen aus der Summe sämtlicher Endenergien für die Wärmerzeugung und sämtlicher eingesetzter Hilfsenergien jeweils multipliziert mit dem energieträgerspezifischen Primärenergiefaktor. Dadurch wird eine Vergleichbarkeit zwischen Systemen die elektrisch, mit Hilfe von konventionellen Energieträgern oder durch Kombinationen versorgt werden, ermöglicht.

$$Q_p = \sum (Q_{wf} * f_p) + \sum (W_w * f_p)$$
(3.18)

Q_p	Primärenergiebedarf
$Q_{w,f}$	Endenergie für den Trinkwasserwärmeerzeuger
f_p	Primärenergiefaktor
Ŵw	Hilfsenergien für Trinkwarmwasserbereitstellung
f_p	Primärenergiefaktor

4.3 Komponenten der objektorientierten Simulation

Die vorliegende Simulation wurde mit dem sogenannten "CARNOT-Blockset" (Conventional And Renewable ENergy System OpTimization Blockset) durchgeführt. Das CARNOT Blockset wurde am Solar-Institut Jülich entwickelt und ist eine Erweiterung für MATLAB / SIMULINK zur Berechnung und Simulation thermischer Komponenten. MATLAB ist eine kommerzielle Software des Unternehmens "The MathWorks, Inc." zur Lösung mathematischer Probleme. SIMULINK ist ein Zusatzprodukt zu MATLAB, das zur Simulierung von Systemen eingesetzt wird.³²

4.3.1 Schichtenspeichermodell

Der Trinkwarmwasserspeicher wird als eindimensionaler Schichtenspeicher mit n Schichten implementiert. Eine schematische Darstellung ist in **Abbildung 17** dargestellt. Jede Schicht wird durch die Energiekapazität und die ein- und ausgehenden Energieströme bestimmt. Die Schicht n nimmt Energie auf oder gibt Energie ab an die Schichten n+1, n-1, an die Umgebung oder gegebenenfalls den innenliegenden Wärmeübertrager. Der Energieübertrag kann durch Transmission oder durch einen Massenstrom erfolgen. An den Warmwasserspeicher können innenliegende Wärmeübertrager oder direkte Rohrverbindungen angeschlossen werden.





³² Vgl. Hafner, B. et al., 1999., S. 6 f.

Die Ein- und Ausgänge werden durch relative Höhen angegeben. Bei innenliegenden Wärmeübertragern wird in jeder durchströmten Schicht der entsprechende Energieaustausch berechnet. Bei einer direkten Rohrverbindung wird die Energiebilanz in den Schichten berechnet, in denen die Rohrverbindung ein- bzw. ausgeführt wird. Durch die an den Rohrverbindungen anliegenden Massenströme wird der Massenstrom innerhalb des Speichers definiert.³³ Bezüglich eines Praxisbezugs wird davon ausgegangen, dass die zu- bzw. abgeführte Wasserströmung zu keiner Störung der Schichtenbildung führt. Mit zunehmender Schichtenanzahl nimmt die Genauigkeit der Berechnungen zu. Im Hinblick auf die benötigte Rechenzeit wurden bei den untersuchten Systemen maximal 10 Speicherschichten angesetzt.

4.3.2 Modellierung externer Wärmeübertrager

Wärmeübertrager werden allgemein für konstante Randbedingungen ausgelegt. Grundsätzlich erfolgt die Auslegung nach dem Konzept der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz (vgl. Gl. 3.2) oder kann als Funktion der Anzahl der Übertragungseinheiten (NTU – Number of Transfer-Units) dargestellt werden. Beide Verfahren basieren auf der Annahme konstanter Wärmedurchgangskoeffizienten.³⁴ Die Art der Abbildung entspricht der in der Praxis üblichen Art der Dimensionierung und wird auch in anderen Simulationsprogrammen verwendet.³⁵ Vorgegeben wird dem Wärmeübertrager eine Wärmeübertragerleistung. Zur Abbildung von Wärmeübertragern sind genauere Berechnungsmethoden vorhanden. Im Rahmen des Forschungsprojekts wird davon ausgegangen, dass die für die praktische Umsetzung konstruierten Wärmeübertrager so angepasst werden müssen, dass die Leistung der vorgegeben Wärmeübertragerleistung entspricht.

Neben dem Wärmeübertrag ist der Druckverlust innerhalb des Wärmeübertragers für die Ermittlung der erforderlichen Antriebsenergien für Umwälzpumpen entscheidend. Hierzu wurden Herstellerangaben über die Druckverluste in Abhängigkeit der vorherrschenden Fließgeschwindigkeit hinterlegt. Da die Druckverluste für die Ermittlung der Antriebsenergien der Umwälzpumpen entscheidend sind und diese stets konstante Massenströme und somit auch Fließgeschwindigkeiten fördern, sind die Druckverluste innerhalb der Wärmeübertrager ebenfalls in einem Simulationsdurchlauf bei Betrieb konstant.

³³ Vgl. Hafner, B. et al., 1999., S. 154 f. ³⁴ Vgl. VDI-Wärmeatlas, 2006. S. 128.

³⁵ Vgl. Schrag, T., 2001. S. 90 ff.

4.3.3 Wärmepumpenmodell

Die Wärmepumpe ist als empirisches Modell in Anlehnung an ein von SCHWAMBERGER entwickeltes Modell abgebildet.³⁶ Aufbauend auf den Prüfresultaten von Wärmepumpen gemäß DIN EN-14511-2³⁷ lässt sich ein statisches, zweidimensionales Leistungsdiagramm von Kompressionswärmepumpen darstellen. Diese Kennlinienschar wird durch eine näherungsweise Gleichung beschrieben. Insgesamt werden so neun K-Faktoren zur Abbildung der Kennlinienschar für die Heizleistung, die Kühlleistung und die elektrische Leistung einer Wärmepumpe bestimmt. Durch diese drei Kennlinienscharen kann das dynamische Verhalten einer Wärmepumpe abgebildet werden.³⁸ Die hydraulischen Druckverluste wurden den Herstellerdaten entnommen. Da die Massenströme durch die Wärmepumpe konstant sind, sind auch die Druckverluste bei Betrieb innerhalb eines Simulationsdurchlaufs konstant. Aufgrund der nur begrenzt zur Verfügung stehenden Daten für Kleinstwärmepumpen in dem geforderten Temperatur- und Leistungsbereich wurde eine zweite Berechnungsmöglichkeit für Wärmepumpen simulatorisch abgebildet. Hierbei wird die Berechnung der maximal theoretisch möglichen Leistungszahl nach CARNOT vorgenommen. Diese Leistungszahl wird mit einem Carnot-Gütegrad abgemindert. Nach Bestimmung der Leistungszahl kann der Energieübertrag in Abhängigkeit der Quellen- und Senkentemperaturen berechnet werden. Der äußere Carnot-Gütegrad wurde als Durchschnitt der Effizienz der Wärmepumpendaten, die durch das Wärmepumpentestzentrum Buchs veröffentlicht wurden, zu 0,46 bestimmt.39

4.3.4 Modellierung von Rohrabschnitten

Die Betrachtung der Rohrabschnitte ist insbesondere für die Wärmeverluste der Zirkulationsleitungen und für die Berechnung der Antriebsenergien der Umlaufpumpen entscheidend. Für die Rohrabschnitte wurde in Abhängigkeit der angesetzten Rohrdämmung ein Wärmedurchgangswiderstand angesetzt. Die Betrachtung interner und externer Wärmeübergangswiderstände wurde vernachlässigt, da der wesentliche Wärmedurchgangswiderstand durch die Wärmedämmung verursacht wird. Die Wärmeverluste berechnen sich in Abhängigkeit der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt sowie der Umgebungstemperatur. Entscheidend für die zu leistende Energie der Umwälzpumpen sind der Druckverlust durch Rohrreibung und der Druckverlust durch Einzelwiderstände. Der Druckverlust durch Rohrreibung wird aus dem Rohrreibungsdruckgefälle und der Länge des Rohrabschnitts berechnet. Das Rohreibungsdruckgefälle berechnet sich wiederum aus der Rohrreibungszahl und dem

³⁶ Vgl. Schwamberger, K., 1991. S. 62 ff.

 ³⁷ Vgl. DIN EN 14511, 2011.
 ³⁸ Vgl. Schwamberger, K., 1991. S. 63.

³⁹ Vgl. Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs, 2013.

Rohrinnendurchmesser, der Dichte des Wassers und der rechnerischen Strömungsgeschwindigkeit. Die Rohrreibungszahl ist abhängig von dem vorherrschenden Strömungszustand. Dieser kann abhängig von der Reynolds-Zahl laminar oder turbulent sein. Diese Zustände sind von der Reynolds-Zahl, der Rauigkeit des Rohres und dem Innendurchmesser des Rohres abhängig. Die Reynolds-Zahl berechnet sich aus der rechnerischen Strömungsgeschwindigkeit, der Rohrrauheit und der Viskosität der Flüssigkeit. Die Viskosität beschreibt die kinematische Zähigkeit des Wassers in Abhängigkeit der Temperatur. Zur Ermittlung der Viskosität der Flüssigkeit wurden Tabellenwerte in der Simulationsumgebung hinterlegt.⁴⁰

4.3.5 Erdsondenmodell

Für die Abbildung der Erdsonde wurde auf die Erstellung eines umfangreichen Erdsondenspeichermodells verzichtet. Die Prüfwerte nach DIN EN-14511-2 schreiben für Wasser-Wasser-Wärmepumpen und Sole-Wasser-Wärmepumpen eine guellenseitige Temperaturspreizung von 3 K vor. Dieser Wert wird auch in der Simulation eingehalten und der guellenseitige Volumenstrom entsprechend angepasst. Daher ist lediglich die Temperatur, die aus der Sonde zur Wärmepumpe geführt wird, maßgebend. Für die bisher durchgeführten Simulationen wurde diese auf 7.1 °C festgesetzt. Dies entspricht der durchschnittlichen Jahresquellentemperatur von Erdwärmesonden.⁴¹ Eine tiefergehende Betrachtung der Speichereigenschaften der Erdwärmesonde ist für die Effizienzbetrachtung des Wärmepumpensystems nicht notwendig. Neben der Temperaturspreizung ist für die Betrachtung der Energieaufwand der Umwälzpumpen entscheidend. Hierzu musste die Erdwärmesonde entsprechend dimensioniert werden. Abhängig von der benötigten Kühlleistung der Wärmepumpe wurde die Erdsondendimensionierung mit dem Tool EWSDruck 2 durchgeführt.⁴² Die Berechnung der Druckverluste erfolgte analog zur Berechnung der Druckverluste in den Rohrabschnitten.

4.3.6 Modellierung von Umlaufpumpen und dazugehöriger Regelung

Durch die Umlaufpumpen wird der Massenstrom des umlaufenden Fluids definiert. In Abhängigkeit des Massenstroms und der sich im Zirkulationssystem ergebenen Druckverluste wird ebenfalls die elektrische Antriebsleistung der Umlaufpumpen berechnet. Der Druckverlust wird aus den einzelnen Rohrabschnitten, Einzelwiderständen und Widerständen durch Wärmepumpen und Wärmeübertragern kumuliert an die Umlaufpumpen weitergegeben. In den Simulationen wurde für sämtliche Pumpen ein üblicher

 ⁴⁰ Vgl. Recknagel, Sprenger, Schramek, 2013.
 ⁴¹ Vgl. Fraunhofer ISE (Hrsg.), o.J. S. 90.

⁴² Vgl. Huber, A.; O. Schuler., 1997.

Pumpenwirkungsgrad von 50 Prozent hinterlegt. Der einheitliche Wirkungsgrad sämtlicher Pumpen ermöglicht im Gegensatz zu der Hinterlegung von Pumpenkennlinien, eine einheitlich, vergleichbare Betrachtung sämtlicher Pumpen in verschiedenen Systemen. Die Regelung der Pumpen erfolgt durch Controller, welche entweder temperatur- oder durchflussabhängig geschaltet sind.

4.3.7 Trinkwarmwasserprofile

Das Ansetzen von repräsentativen Trinkwarmwasserzapfprofilen ist zurzeit nur schwer möglich. Trinkwarmwasserzapfprofile findet man beispielsweise bei JORDAN, U.⁴³. Hier wurden Zapfprofile in verschiedenen Zeitschrittweiten erstellt und können für die Simulation genutzt werden. Weiterhin stellt die VDI-3807⁴⁴ Wasserverbrauchskennwerte bereit. Eine Berücksichtigung von jahreszeitlichen Schwankungen, Mindest- und Maximalprofilen sowie die Berücksichtigung der Gleichzeitigkeit der Zapfungen, sind mit diesen Zapfprofilen nicht möglich.



Abbildung 18: Mehrfamilienhaus in Düren, Abwasserganglinie, werktags⁴⁵

⁴³ Vgl.Jordan, U., 2001.

⁴⁴ Vgl. VDI-3807-Blatt 3., 2007.

⁴⁵ Vğl. Brunk, M.; Seybold, C.; Vogt, A., 2013, S. 52 f.

Für die vorgestellte Simulation wurde ein Abwassermengen- und Temperaturprofil verwendet, das im Rahmen des Forschungsvorhabens "Dezentrale Abwasserwärmerückgewinnung zur Steigerung der Energieeffizienz von Gebäuden"⁴⁶ gemessen wurde. Der Messzeitraum umfasst für die hier dargestellte Ganglinie Mai bis Oktober 2012. Für die durchschnittliche Bildung von Tagesganglinien für Werktage wurden die Tage Montag bis Freitag betrachtet. Feiertage wurden separat betrachtet. Für die hier vorgestellten Simulationen wurden die Tagesganglinien eines Mehrfamilienhauses in Düren verwendet. Im Schnitt weist das Haus einen Durchfluss von 118,5 Litern pro Person und Tag bei einer durchschnittlichen Temperatur von 23 °C auf. Die morgendlichen Wasserzapfungen beginnen um 04:00 Uhr und zeigen ein charakteristisches morgendliches Maximum zwischen 07:00 Uhr und 08:00 Uhr. Der Wasserdurchfluss ist über den Tag relativ konstant und das Tagesmaximum tritt zwischen 17:00 und 18:00 Uhr auf. Nach 18:00 Uhr nimmt der Durchfluss stetig ab, bis dieser um 02:00 Uhr das Tagesminimum erreicht hat. Das morgendliche Temperaturmaximum mit 24,7 °C ist um 07:00 Uhr. Ein weiteres Temperaturmaximum zeigt sich zwischen 19:00 Uhr und 20:00 Uhr abends. Das Tagesminimum der Temperatur wird um 02:00 Uhr mit 20,4 °C erreicht.47



Abbildung 19: Trinkwarmwasserprofil für einen Werktag für 4 Wohneinheiten

⁴⁶ Vgl. Brunk, M.; Seybold, C.; 2014.

⁴⁷ Vgl. Brunk, M.; Seybold, C.; Vogt, A., 2013, S. 52 f.

Ausgehend von den Abwasserganglinien wurde ein Trinkwarmwasserzapfprofil erstellt. Dabei wurde davon ausgegangen, dass das Abwasser sich aus kaltem Trinkwasser mit 10 °C und Trinkwarmwasser mit 60 °C zusammensetzt. Unter diesen Annahmen kann auf das verbrauchte Trinkwarmwasser zurückgerechnet werden. Der Verbrauch wurde so angesetzt, dass das in einer Wohnung verbrauchte Trinkwarmwasser einer vollen Stunde stets auf einmal gezapft wird. Der Volumenstrom der Zapfung wird so bestimmt, dass die Zapfung gleichmäßig über eine Minute stattfindet, jedoch der maximale Volumenstrom 10 I/Min (Gemäß Anforderungsstufe II, VDI 6003) beträgt. Ist der geforderte Volumenstrom größer als 10 Liter, dauert eine Zapfung entsprechend länger. In **Abbildung 19** ist das Zapfprofil für einen Werktag für 4 Wohnungen dargestellt. Es wurden je zwei Zapfprofile für drei Wohneinheiten und zwei Zapfprofile für vier Wohneinheiten erstellt. Die Zeitpunkte der Zapfungen wurden jeweils um 15 Minuten verschoben. Da die Anzahl der Wohnungseinheiten immer in Vierer-Schritten variiert wurden, kamen bei jeder Simulation alle 4 Zapfprofile gleichmäßig zum Einsatz. Für Wochenenden wurde ein gesondertes Zapfprofil erstellt.

5 Ergebnisse der objektorientierten Simulation

5.1 Simulation eines konventionellen Vergleichssystems mit Gas-Brennwerttechnik

Um die untersuchten Systeme mit konventionellen Systemen vergleichen zu können, wurden drei Vergleichssysteme simulativ abgebildet. Die drei Systeme entsprechen gängigen, konventionellen Systemen der Trinkwassererwärmung. In **Abbildung 20** ist ein konventionelles System dargestellt, bei dem Trinkwasser in einem zentralen Trinkwarmwasserspeicher mit einem innenliegenden Wärmeübertrager durch einen Heizkessel erwärmt wird. Als Energieträger wurde Gas gewählt. Im Gegensatz zu Öl verfügt Gas über einen deutlich vorteilhafteren Primärenergiefaktor. Daher ist die Effizienz eines mit Öl betriebenen Systems schlechter. Die einzelnen Zapfstellen sind an der Warmwasserverteilung angeschlossen und durch die Zirkulationsleitung wird das Trinkwarmwasser zurück in den Trinkwarmwasserspeicher geführt. Bemessen wurde das System nach DIN 4708.



Abbildung 20: Konventionelles Vergleichssystem mit Gas-Brennwerttechnik

Es wurde ein System mit 16 Einheitswohnungen mit durchschnittlich 3,5 Nutzern je Wohneinheit gewählt. Bei der Dimensionierung wurde analog zu **Kapitel 3.4** ein nutzbares Speichervolumen des Trinkwarmwasserspeichers von 640 Litern und eine Leistung des Wärmeerzeugers von 23,3 kW gewählt. Bei einer Erhöhung der Wärmeleistung und damit einhergehender Verringerung des nutzbaren Speichervolumens verringert sich die Effizienz des Erwärmers geringfügig. Gleichzeitig verringern sich die Wärmeverluste des Speichers. Diese Effekte sind gering und heben sich weitestgehend auf.

Das System wurde so ausgelegt, dass die Austrittstemperatur aus dem Trinkwarmwasserspeicher stets über 60 °C liegt und der Temperaturabfall innerhalb der Warmwasserverteilung 5 Kelvin nicht überschreitet.



Abbildung 21: Speichertemperaturen innerhalb des Trinkwarmwasserspeichers

Innerhalb des konventionellen Systems wird direkt Trinkwarmwasser gespeichert. Daher sind hier präventive Maßnahmen bezüglich des Legionellenwachstums einzuhalten. In **Abbildung 21** ist die Temperaturschichtung innerhalb des Trinkwarmwasserspeichers für einen Tag dargestellt. Die Temperatur der obersten Schicht im Trinkwarmwasserspeicher, welche gleichzeitig die Übergabetemperatur an die Trinkwarmwasserverteilung darstellt, liegt stets über 60 °C. Weiterhin wird der gesamte Speicherinhalt mindestens einmal täglich auf eine Temperatur von > 60 °C erwärmt. Daher kann hier von einer Vermeidung des Legionellenwachstums ausgegangen werden (vgl. Kapitel 2.2 Hygienische Rahmenbedingungen). Die Zirkulation wurde, gemäß den Vorgaben der Energieeinsparverordnung, nachts für den Maximalwert von 8 Stunden ausgeschaltet.

In **Tabelle 7** ist die simulierte Systemeffizienz des konventionellen Systems für ein Wohngebäude mit 16 Wohneinheiten und durchschnittlich 3.5 Nutzern dargestellt. Jeder Nutzer zapft im Schnitt 644 kWh Energie pro Jahr. Aufgrund der hohen Zirkulationstemperatur ergeben sich Wärmeverluste von 169 kWh pro Person und Jahr.

	Einheit	Energiemenge
Nutzenergie für Trinkwarmwasser	[kWh /(P*a)]	644
Wärmeverluste der Verteilung und Übergabe	[kWh /(P*a)]	149
Wärmeverluste der Speicherung	[kWh /(P*a)]	20
Erzeugernutzwärmeabgabe	[kWh /(P*a)]	814
Brennstoffbedarf	[kWh /(P*a)]	866
Elektrische Hilfsenergien	[kWh /(P*a)]	12
Primeranergiefaktor Gas	[-]	1.1
Primärenergiefaktor Strom	[-]	2.4
Primärenergiebedarf	[kWh /(P*a)]	981

 Tabelle 7: Systemeffizienz des konventionellen Systems mit Gas-Brennwerttechnik

Die Speicherverluste liegen deutlich unter den Zirkulationsverlusten. Weiterhin werden für die Zirkulationspumpe 12 kWh elektrische Energien benötigt. Der gesamte Primärenergiebedarf liegt bei diesem System bei 981 kWh pro Person und Jahr.





In **Abbildung 22** ist grafisch der Primärenergiebedarf für die benötigten Energien, die dem Nutzer nicht zur Verfügung stehen, dargestellt. Aufgrund des hohen Primärenergiefaktors von elektrischer Energie fallen die Antriebsenergien für die Umwälzpumpe stark ins Gewicht. Der höchste Primärenergieaufwand wird hier für die Wärmeverluste der Trinkwasserverteilung benötigt.

5.2 Simulation eines konventionellen Vergleichssystems mit Wärmepumpen

Als weiteres Vergleichssystem wurde ein System mit untersucht, welches das Trinkwarmwasser zentral mit einer Wärmepumpe erhitzt. Das System ist **Abbildung 23** dargestellt. Im Wesentlichen entspricht dieses System dem im vorangegangenen Kapitel vorgestellten System mit Gasbrennwerttechnik. Lediglich der Erzeuger wurde durch eine Wärmepumpe ersetzt, die ihre Energie aus einer Geothermieanlage bezieht.



Abbildung 23: Konventionelles Vergleichssystem mit einer Wärmepumpe

Das System wurde ebenfalls simulativ untersucht. In **Tabelle 1** ist die Systemeffizienz für ein Wohngebäude mit 16 Wohneinheiten dargestellt. Die Nutzenergie für das Trinkwarmwasser sowie die Wärmeverluste sind identisch zu dem System mit Gasbrennwerttechnik.

	Einheit	Energiemenge
Nutzenergie für Trinkwarmwasser	[kWh /(P*a)]	644
Wärmeverluste der Verteilung und Übergabe	[kWh /(P*a)]	149
Wärmeverluste der Speicherung	[kWh /(P*a)]	20
Antriebsenergie für die Wärmepumpe	[kWh /(P*a)]	339
Elektrische Hilfsenergien	[kWh /(P*a)]	16
Erzeuger-Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe	[-]	2.4
System-Jahresarbeitszahl		1.8
Primärenergiefaktor Strom	[-]	2.4
Primärenergiebedarf	[kWh /(P*a)]	853

Tabelle 8: Systemeffizienz des konventionellen Systems mit Wärmepumpe

Die Hilfsenergien sind aufgrund der Zirkulation durch die Geothermieanlage leicht erhöht. Aufgrund der geforderten Trinkwarmwassertemperatur arbeitet die Wärmepumpe mit einer Erzeuger-Jahresarbeitszahl von 2,4. Insgesamt ist der benötigte Primärenergiebedarf mit 853 kWh pro Person pro Jahr etwas geringer als bei dem System mit Gasbrennwerttechnik.

5.3 Simulation eines konventionellen Vergleichssystems mit elektrischen Durchlauferhitzern

Ein weiteres System welches häufig insbesondere im Wohnungsbau anzutreffen ist, ist ein System mit dezentralen elektrischen Durchlauferhitzern. Elektrische Durchlauferhitzer sind in ihrer Anschaffung verhältnismäßig günstig und einfach zu installieren. In jeder Wohneinheit wird befindet sich ein elektrischer Durchlauferhitzer, der das Wasser bei Bedarf auf die notwendige Zapftemperatur erwärmt. Um 10 Liter pro Minute von 10 °C auf 45 °C zu erhitzen, wird eine Heizleistung von 24,4 kW benötigt.



Abbildung 24: Konventionelles Vergleichssystem mit dezentralen, elektrischen Durchlauferhitzern

Für dieses System wurde keine Simulation durchgeführt. Aufgrund der dezentralen Ausführung und den damit verbundenen kurzen Leitungswegen wurde vereinfachend angenommen, dass keine Wärmeverluste auftreten. Der Wirkungsgrad des elektrischen Durchlauferhitzers wurde zu 99 Prozent angenommen

	Einheit	Energiemenge	
Nutzenergie für Trinkwarmwasser	[kWh /(P*a)]	644	
Wärmeverluste	[kWh /(P*a)]	0	
Elektrische Hilfsenergien	[kWh /(P*a)]	0	
Wirkungsgrad des Erzeugers	[%]	99	
Antriebsenergie für den Erzeuger	[kWh /(P*a)]	651	
Primärenergiefaktor Strom	[-]	2.4	
Primärenergiebedarf	[kWh /(P*a)]	1561	

Tabelle 9: Systemeffizienz des konventionellen Systems mit dezentralen, elektrischen Durchlauferhitzern

In **Tabelle 9** ist die Systemeffizienz eines Systems mit dezentralen Durchlauferhitzern dargestellt. Zur Bereitstellung von 644 kWh Wärme für den jährlichen Trinkwarmwasserbedarf einer Person werden 651 kWh elektrische Energie benötigt. Dies ergibt einen Primärenergiebedarf von 1561 kWh pro Person und Jahr. Aus primärenergetischer Sicht ist das System mit elektrischen Durchlauferhitzern damit das ineffizienteste der konventionellen Systeme.

5.4 Variation der dezentralen Speicherausführung

Die Simulation der neuartigen Systeme richtet sich auf zwei Schwerpunkte aus. Zum einen soll die in Kapitel 3.3 vorgenommene Dimensionierung des Gesamtsystems überprüft und hinsichtlich des Komforts bewertet werden. Zum anderen soll das System im Hinblick auf die energetische Vorteilhaftigkeit untersucht werden. Zur Bewertung der Dimensionierung wurde als Lastprofil der Auslegungsfall betrachtet. D.h., dass in einer Wohnung das Lastprofil von 10 Litern pro Minute für 9 Minuten mit einer Temperatur von 45 °C \pm 4 K gefordert wurde. Zur Bewertung der energetischen Effizienz wurde ein durchschnittliches Trinkwasserverbrauchsprofil erstellt.

Die Überprüfung der Dimensionierung soll an einem Wohnungssystem dargestellt werden. Für das Wohnungssystem werden folgenden Systemkonfigurationen untersucht:

- Trinkwassererwärmung durch einen internem Wärmeübertrager
- Trinkwassererwärmung durch einen externen Wärmeübertrager
- Beladung des Energiespeichers (II) mittels Schichtlanze
- Anpassung der Trinkwarmwassertemperatur durch Regelung der Umlaufpumpen

Es wurde die Empfehlung gegeben, das benötigte Speichervolumen zur Vermeidung von hohen Takthäufigkeiten um ca. 30 % zu erhöhen. In den Simulationen wurde diese Empfehlung eingehalten. Da der Speicher mindestens 90 Liter auf einer Temperatur von 45 °C bevorraten sollte, wurden zur Überprüfung der Dimensionierung das Speichervolumen auf genau 90 Liter gesetzt, um den ungünstigen Fall zu betrachten, in dem der Speicher die Mindestenergiemenge aufweist. In der Simulation wurde der Speicher so lange entladen, bis die Regelung ein Signal zur Beladung an die Wärmepumpe sendet. Ab diesem Zeitpunkt beginnt die Zapfung.

5.4.1 Trinkwassererwärmung mit internem Wärmeübertrager

Das Trinkwasser wird in dieser Systemvariante, dargestellt in **Abbildung 25**, im Durchfluss durch den dezentralen Energiespeicher (II) erwärmt. Die Wärmepumpe (II) erwärmt den Energiespeicher (II) mit einer externen Beladung.





In den innenliegenden Wärmeübertragern tritt das Trinkwasser vorerwärmt mit einer Temperatur von ca. 28 °C ein. Die Vorteile an diesem System sind die einfache Konfiguration und die Tatsache, dass keine Umwälzpumpe für einen weiteren Zwischenkreislauf benötigt wird.

In **Abbildung 26** ist die Trinkwarmwassertemperatur für den Auslegungsfall dargestellt. Es werden 9 Liter pro Minute gefordert und die Zapfung beginnt zur Minute 0. Um den Komfortanforderungen der VDI 6003 zu genügen, muss die Temperatur 9 Minuten lang bei mindestens 45 °C \pm 4 K liegen. Es zeigt sich, dass das Trinkwarmwasser zu Beginn mit einer Temperatur von > 45 °C gezapft werden kann. Anschließend ist der Verlauf der Zapftemperatur degressiv fallend. Die Zapfung startet bei einer Temperatur von ca. 47 °C und erreicht nach 9 Minuten eine Temperatur von 37 °C.



Abbildung 26: Trinkwarmwasserzapftemperatur bei innenliegendem Wärmeübertrager, Beladung durch KWP II inaktiv

Die erlaubte Temperaturspreizung von 4 K wird deutlich überschritten. Bei dieser Variante geben alle Schichten im Energiespeicher (II) Energie an das Trinkwarmwasser ab. Dadurch kühlt der Speicher im Gesamten ab. Der degressiv fallende Verlauf ist dadurch zu erklären, dass bei Abkühlung des Speichers die für den Wärmeübertrag treibende Temperaturdifferenz auch stetig abnimmt und dadurch der Energieübertrag stetig sinkt. Eine Möglichkeit der Regelung der Zapftemperatur ist während der Zapfung bei dieser Konfiguration ist möglich.

5.4.2 Trinkwassererwärmung durch externen Wärmeübertrager

Um eine konstantere Trinkwarmwassertemperatur zu gewährleisten, wurde das System so abgeändert, dass die Erwärmung des Trinkwassers durch einen externen Wärmeübertrager gewährleistet wird. Dieser externe Wärmeübertrager wird in der Praxis schon häufig ähnlich als "Frischwasserstation" eingesetzt. Durch die externe Beladung soll erreicht werden, dass der gesamte Energiespeicher (II) eine möglichst einheitliche Temperatur aufweist. Die Systemvariation ist in **Abbildung 27** dargestellt.



Abbildung 27: Wohnungssystem mit externem Wärmeübertrager zur Trinkwassererwärmung

Bei der Trinkwassererwärmung zeigt sich ein gleichmäßiger Verlauf der Trinkwarmwassertemperatur (vgl. **Abbildung 28**). Die Temperatur liegt zu Beginn der Zapfung bei ca. 46 °C und fällt innerhalb der 9 Minuten auf ca. 42 °C ab. Die Temperaturspreizung liegt noch im Bereich der Vorgaben durch die VDI 6003. Die Zapftemperatur nimmt am Ende der Beladung deutlich ab, da zu diesem Zeitpunkt in den unteren Schichten bereits eine Vermischung mit kühlerem Wasser stattgefunden hat.



Abbildung 28: Trinkwasserzapftemperatur bei Erwärmung durch externen Wärmeübertrager, Beladung durch KWP II inaktiv

In **Abbildung 29** sind die Temperaturen der Speicherschichten des dezentralen Energiespeichers (II) dargestellt. Die rote Linie kennzeichnet die oberste, die blaue Linie die unterste Speicherschicht. Vor der Wasserzapfung herrscht im gesamten Speicher eine Temperatur zwischen 44 °C und 47 °C. Bei Beginn der Entladung fällt die Temperatur der untersten Speicherschicht schlagartig auf 30 °C (Das entspricht der Temperatur mit der das Heizwasser abgekühlt in den Speicher zurück fliest) ab. Das Wasser wird aus der obersten Schicht entnommen und fließt abgekühlt in die unterste Schicht ein. In die oberste Schicht strömt warmes Wasser nach. Gegen Ende der Entladung erreicht kaltes Wasser auch die oberste Schicht. Bei der anschließenden Beladung des Speichers wird Wasser aus der untersten Schicht entnommen und die Temperatur wird durch die Wärmepumpe (II) um ca. 7 K angehoben. Nachdem der Speicher einmal umgewälzt wurde, erhöht die Wärmepumpe (II) die Temperatur von 37 °C auf 42 °C. Die geringere Temperaturspreizung hängt mit der abnehmenden Heizleistung der Wärmepumpe (II) bei höheren Temperaturen zusammen.



Abbildung 29: Speicherschichten bei 9-minütiger Entladung und anschließender Beladung, Beladung durch KWP II inaktiv

Hier zeigt sich das Problem dieser Systemkonfiguration. Würde die Wärmepumpe (II) bei dieser Systemkonfiguration den Speicher während einer Zapfung beladen, würde die Zapftemperatur schlagartig fallen. Das Wasser des Energiespeichers (II) würde mit 30 °C aus der untersten Schicht entnommen und mit 37 °C in die oberste Schicht ein-

geführt. Dieses 37 °C warme Wasser würde anschließend zur Erwärmung des Trinkwarmwassers genutzt werden und die Zapftemperatur könnte bei simultaner Ladung nicht eingehalten werden.

5.4.3 Beladung des Energiespeichers (II) mittels Schichtlanze

In der folgenden Systemvariation erfolgt die Beladung des Speichers mittels Schichtlanze (vgl. **Abbildung 30**). Das Ziel der Schichtenspeicherung ist es eine Durchmischung des Speicherwassers bei der Beladung zu unterbinden. Die Schichtlanze führt das Wasser in der Speicherschicht ein, die sich auf demselben Temperaturniveau wie das einströmende Wasser befindet. Dies geschieht beispielsweise dadurch, dass die Schichtlanze über Ventile in verschiedenen Höhen des Speichers verfügt, die sich bei unterschiedlichen Temperaturen öffnen und schließen. Durch diese Technik kann eine Störung der Temperaturschichtung hydraulisch unterbunden werden. Der große Vorteil dieser Beladungsart ist die Möglichkeit der gleichzeitigen Speicherbeladung und – entladung ohne die Temperaturschichtung im Speicher zu zerstören.



Abbildung 30: Speichersystem mit Schichtenlanze und externem Wärmeübertrager zur Trinkwassererwärmung

Die Trinkwarmwassertemperaturen (vgl. **Abbildung 31**) während einer Zapfung beginnen bei einer Temperatur von 45 °C. Während der Zapfung fallen die Temperaturen nach 9 Minuten auf 43 °C ab. Der geringe Temperaturabfall liegt an der gleichmäßigen Temperaturverteilung im Speicher durch die Schichtenlanze.



Abbildung 31: Ladelanze Temperaturen am Wärmeübertragerausgang, Beladung durch KWP II aktiv

Der Temperaturverlauf der Speicherschichten ist in **Abbildung 32** für die Dauer eines Entnahme- und Beladezyklus exemplarisch dargestellt. Im Gegensatz zu dem Szenario aus **Abbildung 31** wird hier schon während der Entladung mit der Beladung begonnen. Bei dieser Ausführung kann die Wärmepumpe (II) bereits während der Zapfung damit beginnen den Speicher zu beladen. Dadurch kann die zu entnehmende Trinkwassermenge bei gleichbleibender Zapftemperatur erhöht werden. Die unterste Speicherschicht beträgt ab dem Moment der Warmwasserentnahme konstant etwa 30 °C.



Abbildung 32: Ladelanze: Temperaturen der Speicherschichten, Beladung durch KWP II aktiv

Die Schichtenlanze speist das erwärmte Wasser in die Schichten ein, die der Temperatur des einströmenden Wassers entspricht. Die Schichten, die über der untersten Speicherschicht angeordnet sind, werden durch die simultane Arbeit der Kleinstwärmepumpe (II) permanent erwärmt und fallen daher nie unter 35 °C. 35 °C ist die Temperatur, die durch die Kleinstwärmepumpe (II) mit 5 K Spreizung erreicht wird.

5.4.4 Anpassung der Trinkwarmwassertemperatur durch Regelung der Umlaufpumpen

Die Durchflüsse wurden in den vorangegangenen Systemen als konstante Massenströme angenommen. Eine Steuerung des Massenstroms zwischen externem Wärmetauscher und Speicher in Abhängigkeit vom Trinkwarmwasserbedarf bietet die Möglichkeit den Temperaturverlauf des Trinkwarmwassermassenstroms zu optimieren. In der in **Abbildung 33** dargestellten Systemkonfiguration wird die Umlaufpumpe zwischen Wärmeübertrager und Energiespeicher (II) geregelt.



Abbildung 33: Externer Wärmeübertrager mit durchflussgeregelter Zirkulationspumpe

Durch Erhöhung der Durchflussgeschwindigkeit des Heizwassers erhöht sich die Austrittstemperatur des Heizwassers aus dem Wärmeübertrager. Dadurch erhöht sich die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz und es folgt ein höherer Energieübertrag. Bei Verringerung des Massenstroms verringert sich der Energieübertrag analog. Die vorhergehenden Systemkonfigurationen zeigen, dass die Temperatur während der 9 Minuten Maximallast kontinuierlich abfällt. Die Pumpenregelung könnte die Leistung der Zirkulationspumpe bei abfallender Temperatur erhöhen. Die kontinuierliche Temperatursenkung wird also durch einen erhöhten Massenstrom ausgeglichen. Außerdem kann durch die Pumpensteuerung eine bessere Anpassung an die Bedürfnisse des Nutzers erfolgen. Wenn an der Zapfstelle beispielsweise nur 40°C benötigt werden, ist ein entsprechend geringerer Massenstrom notwendig.



Abbildung 34: Externer Wärmeübertrager mit durchflussgeregelter Zirkulationspumpe: TWW-Temperatur, Beladung durch KWP II inaktiv

In Abbildung 34 ist der Verlauf der Trinkwarmwassertemperatur für eine Maximallast dargestellt. Implementiert wurde eine einfache Regelung, die bei Überschreitung der Zieltemperatur von 45 °C den Heizwasserdurchfluss verringert und bei Unterschreitung erhöht. Zu Beginn zeigt sich ein Sprung der Trinkwarmwassertemperatur. Anschließend ergibt sich über längere Zeit ein nahezu konstanter Temperaturverlauf des Trinkwarmwassers. Zum Ende der Maximalbelastung zeigt sich aber auch hier ein Abfallen der Temperatur, weil die Energie im System erschöpft ist. Die Temperatur würde sich im weiteren Verlauf immer weiter an die Grenztemperatur der Kleinstwärmepumpe (II) annähern. Der gezackte Verlauf zeigt die ständige Anpassung des Massenstroms. Sinkt die Temperatur unter 45 °C wird die Pumpenleistung erhöht und bleibt so lange konstant bis die Temperatur erneut unter 45 °C fällt. Die Ausprägung der Zacken wird im Laufe der Entnahme geringer, da sich die Temperatur stetig an die geforderten 45 °C annähert. Nach etwa 7 Minuten ist die Pumpensteuerung nicht mehr in der Lage die Temperatur konstant zu halten und ein Temperaturabfall ist zu beobachten. Die Temperatur fällt jedoch nicht unter 41 °C und erfüllt damit die Forderungen der VDI 6003.

5.5 Variation der Systemparameter

Verschiedene Systemparameter haben Einfluss auf die Effizienz des Systems. Im Wesentlichen sind dies hier die Systemtemperaturen und die Anzahl der Wohneinheiten im Gebäude. Daher wurden diese Parameter sensitiv untersucht.

Für die Untersuchung wurde ein System mit Geothermienutzung gewählt. Die Konfiguration der zentralen Wohneinheit erfolgt (Aufbauend auf Kapitel 5.4) mit einer Ladelanze wie in **Abbildung 35** dargestellt.



Abbildung 35: Grundsystem für die Variation der Systemparameter

Als Ausgangsvariation wurde ein Gebäude mit 4 Wohneinheiten, einer Trinkwarmwassertemperatur von 45 °C und einer Vorerwärmtemperatur von 28 °C gewählt.

5.5.1 Variation der Gebäudegröße

In Kapitel 3.4.1 wurde die Auswirkung der Variation der Gebäudegröße auf die Dimensionierung dargestellt. Die Auswirkungen auf die Systemeffizienz wurde anhand Simulationen auf Grundlage der in **Tabelle 10** dargestellten Systemparameter durchgeführt. Die Wohnungen werden zu 50 Prozent mit 4 Personen und zu 50 Prozent mit 3 Personen bewohnt, so dass sich im Durchschnitt eine Einheitswohnung mit 3,5 Nutzern ergibt. Die Dimensionierung der Trinkwarmwasserversorgung wurde analog zu **Kapitel 3.3** durchgeführt. Simuliert wurden die Systeme mit 4, 8, 12, 16, 20, 24, 28 und 32 Wohneinheiten.

Tabelle 10: Systemparameter bei der Untersuchung der Simulation bei Variation der Anzahl der Versorgten Wohneinheiten

Szenario			
Anzahl der Wohneinheiten		[-]	4 bis 32
Geforderte Temperatur des Trinkwarmwassers	ϑ_{TWW}	[°C]	45
Maximal geforderter Massenstrom	\dot{m}_{TWW}	[kg/s]	0.167
Maximale Zapfdauer	t_{max}	[s]	540
Temperatur der Vorerwärmung	ϑ_{vor}	[°C]	28
Trinkkaltwassertemperatur	ϑ_{TKW}	[°C]	10
Speichervorlauftemperatur des dezentralen Energiespeichers	ϑ_{Spdv}	[°C]	50
Speicherrücklauftemperatur des dezentralen Energiespeichers	ϑ_{Spdr}	[°C]	33
Vorlauftemperatur des Heizwassers	$\vartheta_{z,v}$	[°C]	30
Minimale Rücklauftemperatur des Heizwassers	$\vartheta_{z,r}$	[°C]	20


Abbildung 36: Energiebedarf des dezentralen Wärmepumpensystems mit Geothermienutzung

In Abbildung 36 ist der Energieverbrauch aufgeteilt nach Nutzenergie, Wärmeverlusten, Antriebs- und Hilfsenergien in Abhängigkeit der Anzahl der Wohneinheiten für das dezentrale Wärmepumpensystem dargestellt. Zusätzlich ist die Summe der Antriebsund Hilfsenergien um den Primärenergiefaktor erhöht als Primärenergiebedarf dargestellt. Sämtliche Energiewerte wurden auf kWh pro Person und Jahr normiert um eine Vergleichbarkeit zu ermöglichen. Die Nutzenergie, die pro Person für die Trinkwarmwasserbereitung benötigt wird, ist durch die Wahl einheitlicher Verbrauchsprofile unabhängig von der Anzahl der Wohneinheiten, konstant. Die Antriebsenergien die für die zentrale Wärmepumpe (I) benötigt werden, nehmen mit zunehmender Wohnungsanzahl marginal ab. Durch geringere Speichergrößen und Wärmepumpenleistungen pro Person liegt die durchschnittliche Temperatur bei mehr Wohneinheiten etwas niedriger. Dadurch steigt die Effizienz der zentralen Wärmepumpe (I). Gleichzeitig sinkt hierdurch die Quellentemperatur der dezentralen Kleinstwärmepumpen (II) und demzufolge sinkt deren Effizienz. Dadurch benötigen die dezentralen Wärmepumpen (II) höhere Antriebsenergien bei zunehmender Wohnungsanzahl. Diese Effekte sind jedoch so gering, dass diese in Abbildung 36 kaum zu erkennen sind.

Die Wärmeverluste der Speicherung sind mit zunehmender Wohnungsanzahl leicht rückläufig. Da der zentrale Speicher durch die Wahl der Gleichzeitigkeitsfaktoren bei einer Erhöhung der Wohnungsanzahl weniger Wasser pro Person bevorratet, verringern sich auch die Wärmeverluste pro Person.

Mit steigender Wohnungsanzahl sinkt die Leitungslänge je Wohnung. Dadurch nehmen auch die Wärmeverluste für die Verteilung und Übergabe pro Person mit zunehmender Wohnungsanzahl ab.

Der wesentlichste Einfluss bei der Variation der Anzahl der Wohnungssysteme entsteht durch den Anstieg der benötigten Hilfsenergien. Die benötigten Durchflüsse steigen bei einer Erhöhung der Anzahl der Wohneinheiten stärker an als die Durchmesser der benötigten Rohre. Der Druckverlust innerhalb der Rohrleitung steigt in quadratischer Abhängigkeit zur Fließgeschwindigkeit. Dadurch nehmen die benötigten Hilfsenergien pro Person und Jahr mit einer Erhöhung der Anzahl der Wohneinheiten zu. Diesem Anstieg könnte durch eine weitere Vergrößerung der Rohrdurchmesser entgegengewirkt werden.

Der benötigte Primärenergiebedarf pro Person steigt in den betrachteten Simulationen mit einer Erhöhung der Anzahl der Wohneinheiten an. Die Einsparungen die sich bei den Wärmeverlusten ergeben, können den Mehrbedarf an Hilfsenergien nicht kompensieren.

Zum Vergleich der Systeme ist in **Abbildung 37** der aufgeteilte Energieverbrauch für ein simuliertes konventionelles Vergleichssystem in Abhängigkeit der Anzahl der Wohneinheiten dargestellt. Die Nutzenergie für das Trinkwarmwasser liegt wieder aufgrund der einheitlichen Verbrauchsprofile bei einem konstanten Wert. Die Wärmeverluste der Speicherung nehmen mit zunehmender Wohnungsanzahl ab. Wie im System mit dezentralen Wärmepumpen sinkt der Speicherbedarf pro Person mit zunehmender Wohnungsanzahl.

Da ebenfalls die Rohrlänge pro Wohnungseinheit mit zunehmender Personenzahl sinkt, sinken auch die Wärmeverluste durch die Verteilung und Übergabe pro Person.



Abbildung 37: Energiebedarf eines konventionellen Vergleichssystems mit Gas-Brennwerttechnik

Mit Abnahme der Wärmeverluste pro Person bei einer Erhöhung der Wohnungsanzahl sinkt auch die Nutzwärmeabgabe des Gaskessels und folglich auch der Brennstoffbedarf.

Analog zu dem System mit dezentralen Wärmepumpen steigt der Hilfsenergiebedarf für die Zirkulation des Trinkwarmwassers. Durch die zunehmende Leitungslänge vergrößern sich die Wärmeverluste und damit auch der benötigte Volumenstrom für die Zirkulation. Durch die quadratische Abhängigkeit der Druckverluste von der Durchflussgeschwindigkeit innerhalb des Rohres steigt der Hilfsenergiebedarf überproportional an.

Der Primärenergiebedarf für das System mit Gasbrennwerttechnik zeigt einen annähernd parabelförmigen Verlauf. Bei einer Erhöhung von 4 auf 16 Wohneinheiten überwiegen die Einsparungen der Wärmeverluste den Anstieg der Hilfsenergien. Ab 16 Wohnungen fallen die Hilfsenergien, insbesondere durch den hohen Primärenergiefaktor von Strom, stärker ins Gewicht und der Primärenergiebedarf pro Person steigt an.



Abbildung 38: Vergleich des absoluten Primärenergiebedarfs

In **Abbildung 38** ist der gesamte Primärenergiebedarf für die Simulationsvariationen des dezentralen Wärmepumpensystems und des konventionellen Vergleichssystems vergleichend in Abhängigkeit der Anzahl der Wohnungseinheiten gegenübergestellt. Es zeigt sich, dass der Primärenergiebedarf des konventionellen Systems unabhängig von der Gebäudegröße stets über dem Primärenergiebedarf des neuartigen Systems liegt. Beide Systeme zeigen einen Anstieg des Primärenergiebedarfs. Das prozentuale Primärenergieeinsparpotential sinkt jedoch mit zunehmender Anzahl der Wohneinheiten. Während bei 4 Wohneinheiten das Einsparpotential durch die Einführung dezentraler Wärmepumpensysteme ca. 51 Prozent beträgt, sinkt dieses bei 32 Wohneinheiten auf ca. 36 Prozent ab.

5.5.2 Variation der Trinkwarmwassertemperatur

In Kapitel 3.4.2 wurde die Auswirkung der Variation der Trinkwarmwassertemperatur auf die Dimensionierung dargestellt. Die Auswirkungen auf die Systemeffizienz wird anhand Simulationen auf Grundlage der in **Tabelle 11** dargestellten Systemparameter untersucht. Die Trinkwarmwassertemperatur wurde zwischen 30 °C und 65 °C variiert.

Szenario			1	2	3	4	5	6	7	8
Anzahl der Wohneinheiten		[-]	4	4	4	4	4	4	4	4
Geforderte Temperatur des Trinkwarmwassers	ϑ_{TWW}	[°C]	30	35	40	45	50	55	60	65
Maximal geforderter Massenstrom	\dot{m}_{TWW}	[kg/s]	0.292	0.233	0.194	0.167	0.146	0.130	0.117	0.106
Maximale Zapfdauer	t_{max}	[s]	540	540	540	540	540	540	540	540
Temperatur der Vorerwärmung	ϑ_{vor}	[°C]	20.5	23	25.5	28	30.5	33	35.5	38
Trinkkaltwassertemperatur	ϑ_{TKW}	[°C]	10	10	10	10	10	10	10	10
Speichervorlauftemperatur des dezentralen Energiespeichers	ϑ_{Spdv}	[°C]	35	40	45	50	55	60	65	70
Speicherrücklauftemperatur des dezentralen Energiespeichers	ϑ_{Spdr}	[°C]	25.5	28	30.5	33	35.5	38	40.5	43
Vorlauftemperatur des Heizwassers	$\vartheta_{z,v}$	[°C]	22.5	25	27.5	30	32.5	35	37.5	40
Minimale Rücklauftemperatur des Heizwassers	$\vartheta_{z,r}$	[°C]	12.5	15	17.5	20	22.5	25	27.5	30

Tabelle 11: Systemparameter bei der Untersuchung der Simulation bei Variation der Trinkwarmwassertemperatur

In **Abbildung 39** ist der Energiebedarf des Gesamtsystems auf Grundlage der Erhöhung der Trinkwarmwassertemperatur dargestellt. Da der Massenstrom des geforderten Trinkwassers analog zu der erhöhten Temperatur angepasst wurde, bleibt die gesamte Energie für die Trinkwarmwasserbereitstellung unabhängig von der Trinkwarmwassertemperatur konstant.

Bei einer Erhöhung der Trinkwarmwassertemperatur gehen die benötigten Hilfsenergien leicht zurück. Durch die erhöhte Temperatur kann mehr Energie bei einer geringeren Durchflussmenge transportiert werden. Dadurch müssen die Umwälzpumpen weniger Wasser fördern und der Energiebedarf geht folglich zurück. Die Wärmeverluste steigen bei erhöhten Temperaturen deutlich an. Aufgrund des höheren Temperaturniveaus verschlechtert sich weiterhin die Effizienz der Wärmepumpen und die benötigten Antriebsenergien steigen deutlich an.



Abbildung 39: Energiebedarf des dezentralen Wärmepumpensystems mit Geothermienutzung bei Variation der Trinkwarmwassertemperatur

Insgesamt steigt der Primärenergiebedarf mit einer Erhöhung der Trinkwarmwassertemperatur deutlich an. Wird die gleiche Energiemenge Trinkwarmwasser bei 65 °C bereitgestellt, ist ein über doppelt so hoher Einsatz von Primärenergie erforderlich wie bei einer Temperatur von 30 °C.

5.5.3 Variation der Vorerwärmtemperatur

Die Auswirkung einer Variation der Vorerwärmtemperatur auf die Dimensionierung wurde in Kapitel 3.4.3 untersucht. Die Auswirkungen auf die Systemeffizienz wird anhand Simulationen auf Grundlage der in **Tabelle 12** dargestellten Systemparameter untersucht. Die Trinkwarmwassertemperatur und die gezapfte Energiemenge wurden konstant gehalten. Die Vorerwärmtemperatur wurde zwischen 19 und 40 °C variiert.

Szenario			1	2	3	4	5	6	7	8
Anzahl der Wohneinheiten		[-]	4	4	4	4	4	4	4	4
Geforderte Temperatur des Trinkwarmwassers	ϑ_{TWW}	[°C]	45	45	45	45	45	45	45	45
Maximal geforderter Massenstrom	\dot{m}_{TWW}	[kg/s]	0.167	0.167	0.167	0.167	0.167	0.167	0.167	0.167
Maximale Zapfdauer	t_{max}	[s]	540	540	540	540	540	540	540	540
Temperatur der Vorerwärmung	ϑ_{vor}	[°C]	19	22	25	28	31	34	37	40
Trinkkaltwassertemperatur	ϑ_{TKW}	[°C]	10	10	10	10	10	10	10	10
Speichervorlauftemperatur des dezentralen Energiespeichers	ϑ_{Spdv}	[°C]	50	50	50	50	50	50	50	50
Speicherrücklauftemperatur des dezentralen Energiespeichers	ϑ_{Spdr}	[°C]	24	27	30	33	36	39	42	45
Vorlauftemperatur des Heizwassers	$\vartheta_{z,v}$	[°C]	21	24	27	30	33	36	39	42
Minimale Rücklauftemperatur des Heizwassers	$\vartheta_{z,r}$	[°C]	11	14	17	20	23	26	29	32

Tabelle 12: Systemparameter bei der Untersuchung der Simulation bei Variation der Vorerwärmtemperatur

In **Abbildung 40** sind die Auswirkungen der Variation der Vorerwärmtemperatur auf die Systemeffizienz dargestellt. Es zeigen sich gegenläufige Effekte. Die benötigten Hilfsenergien für die Umwälzung bleiben nahezu konstant. Die Wärmeverluste der Speicherung steigen bei zunehmender Vorerwärmtemperatur. Durch die erhöhte Zirkulationstemperatur erhöhen sich weiterhin die Wärmeverluste, die bei der Verteilung entstehen. Aufgrund der erhöhten Vorlauftemperatur, muss die zentrale Wärmepumpe (I) einen größeren Temperaturhub erbringen, daher steigen die benötigten Antriebsenergien mit einer Erhöhung der Vorerwärmtemperatur. Der Energieverbrauch der dezentralen Wärmepumpe sinkt mit zunehmender Vorerwärmtemperatur, da hier der Temperaturhub verkleinert wird.



Abbildung 40: Energiebedarf des dezentralen Wärmepumpensystems mit Geothermienutzung bei Variation der Vorerwärmtemperatur

Der Primärenergiebedarf sinkt zunächst bei steigender Vorerwärmung. Ab einer Temperatur von ca. 28 °C nimmt der Primärenergiebedarf wieder zu. Der niedrigste Primärenergiebedarf liegt bei dieser Variation bei einer Temperatur von ca. 28 °C. Daher wurde im Folgenden mit einer Vorerwärmtemperatur von 28 °C gerechnet.

5.6 Variation der Wärmequelle

Die Energiegewinnung durch Wärmepumpen kann anhand verschiedener Wärmequellen erfolgen. Die verbreitesten Wärmequellen für die häusliche Wärmepumpennutzung sind Außenluft und Erdwärme. Eine weiter mögliche Wärmequelle ist die hausinterne Abwasserwärme. Der Einfluss, den die Wahl der Wärmequelle auf die Systemeffizienz hat, wird nachfolgend dargestellt. Die Variationen wurden sämtlich ausgehend von den in **Tabelle 13** dargestellten Randbedingungen untersucht.

Szenario Wärmequelle			Geothermie	Abwasser	Luft
Anzahl der Wohneinheiten		[-]	16	16	16
Geforderte Temperatur des Trinkwarmwassers	ϑ_{TWW}	[°C]	45	45	45
Maximal geforderter Massenstrom	\dot{m}_{TWW}	[kg/s]	0.167	0.167	0.167
Maximale Zapfdauer	t_{max}	[s]	540	540	540
Temperatur der Vorerwärmung	ϑ_{vor}	[°C]	28	28	28
Trinkkaltwassertemperatur	ϑ_{TKW}	[°C]	10	10	10
Speichervorlauftemperatur des dezentralen Energiespeichers	ϑ_{Spdv}	[°C]	50	50	50
Speicherrücklauftemperatur des dezentralen Energiespeichers	ϑ_{Spdr}	[°C]	33	33	33
Vorlauftemperatur des Heizwassers	$\vartheta_{z,v}$	[°C]	30	30	30
Minimale Rücklauftemperatur des Heizwassers	$\vartheta_{z,r}$	[°C]	20	20	20

Tabelle	13:	Systemparameter	bei der Untersuchung	der Simulation	bei Variation de	r Wärmequelle

5.6.1 Versorgung des Gesamtsystems durch Geothermie

Nachfolgend sind die Ergebnisse für ein Wohnhaus mit 16 Wohneinheiten dargestellt, welches Energie aus dem Erdreich bezieht. In 8 Wohnungen wurden Zapfprofile für 3 Personen und in 8 Wohnungen Zapfprofile für 4 Personen hinterlegt. Zur besseren Vergleichbarkeit wurden die Energiemengen in kWh pro Person und Jahr umgerechnet. Die Energiebilanz der Simulation ist in **Tabelle 14** dargestellt. Insgesamt wurde Trinkwarmwasser mit einer Energie von 644 kWh pro Person und Jahr bereitgestellt. Weiterhin traten pro Person und Jahr 110 kWh Wärmeverluste auf. Als elektrische Antriebsenergien wurden 199 kWh für die Wärmepumpennutzung aufgewendet. Für die

Umlaufpumpen wurden 33 kWh benötigt. Die Ergebnisse sind insbesondere für Wärmeverluste und Antriebsenergien sehr kritisch zu betrachten. In der Simulation wurde ein optimiertes System ohne Wärmebrücken berechnet. In der Praxis werden hier höhere Energiemengen zu erwarten sein.

	Einheit	Energiemenge
Nutzenergie für Trinkwarmwasser	[kWh /(P*a)]	644
Wärmeverluste der Verteilung und Übergabe	[kWh /(P*a)]	28
Wärmeverluste der Speicherung		
16 Dezentrale Speicher	[kWh /(P*a)]	66
1 Zentraler Speicher	[kWh /(P*a)]	16
Elektrische Antriebsenergien		
Antriebsenergie für zentrale Wärmepumpen	[kWh /(P*a)]	133
Antriebsenergie für dezentrale Wärmepumpen	[kWh /(P*a)]	66
Hilfsenergien für Verteilung	[kWh /(P*a)]	33
Erzeuger-Jahresarbeitszahl der Wärmepumpen	[-]	3.8
System-Jahresarbeitszahl	[-]	2.8
Primäranergiefaktor Strom	[-]	2.4
Primärenergiebedarf	[kWh /(P*a)]	557

Tabelle 14: Energiebilanz System Geothermie

In **Abbildung 41** sind die prozentualen Anteile der Wärmeverluste dargestellt. Auf die Zirkulationsleitung entfallen 28 Prozent der Wärmeverluste. Dies hängt einerseits mit der niedrigen Zirkulationstemperatur zusammen und andererseits damit, dass nur im Bedarfsfall zirkuliert wird. Hier ist eine genauere Betrachtung von Wärmebrücken und der Wärmekapazität der Rohre und des Rohrinhaltes bei ausgeschalteter Zirkulation notwendig. Die größten Wärmeverluste fallen an den dezentralen Energiespeichern (II) an. Durch mehrere kleine Speicher ist das Verhältnis von Umschließungsfläche zu Volumen hier ziemlich ungünstig. Weiterhin herrscht in diesen Speichern das höchste Temperaturniveau (30 bis 48 °C). Dadurch ist der Energieverlust an die Umgebung in diesen Speichern verhältnismäßig hoch. An dem zentralen Energiespeicher (I) fallen lediglich 15 Prozent der Wärmeverluste an.

Dies liegt insbesondere an der niedrigen Temperatur im zentralen Speicher. Bei einer Erhöhung der Anzahl der Wohnungen ist mit einer anteiligen Verringerung der Wärmeverluste im zentralen Speicher zu rechnen.



Abbildung 41: Aufteilung der Wärmeverluste



Abbildung 42: Aufteilung der Energien für die Umwälzung

In **Abbildung 42** ist die Aufteilung der Antriebsenergien für Umwälzpumpen dargestellt. Die kleineren Pumpen zwischen den Wärmepumpen, Speichern und Wärmeübertragern fördern geringe Massenströme durch kurze Rohrleitungen mit niedrigen Druckverlusten. 84 Prozent der erforderlichen elektrischen Hilfsenergie für Umwälzpumpen entfallen auf die Umwälzung und Zirkulation. Dies umfasst eine Pumpe für die Zirkulation, eine Pumpe für die Umwälzung zwischen zentralen Wärmepumpe und zentralem Speicher, sowie 2 dezentrale Pumpen je Wohneinheit. 16 % der Energie entfällt hier auf die Umwälzung durch die Geothermieanlage, die durch eine Pumpe bewerkstelligt wird. In **Tabelle 14** ist weiterhin die Gesamteffizienz des Systems dargestellt. Die Erzeuger-Jahresarbeitszahl betrachtet die Effizienz der Wärmepumpen. Das bedeutet, sie setzt die gesamte bereitgestellte Energie für Trinkwarmwasser und Wärmeverluste ins Verhältnis zu der eingesetzten Antriebsenergie für die Wärmepumpen. Die System-Jahresarbeitszahl setzt die Energie, die für die Trinkwarmwasserbereitung bereitgestellt werden konnte ins Verhältnis zu sämtlichen Antriebsenergien.⁴⁸ Die Erzeuger-Jahresarbeitszahl ist aufgrund der für die Wärmepumpennutzung sehr günstigen Betriebstemperaturen und der Kaskadenanordnung der Wärmepumpen mit 3,8 für die Trinkwarmwasserversorgung sehr hoch. Eine Systemjahresarbeitszahl von 2,8 ist ebenfalls bei einer Wärmepumpennutzung für Zwecke der Trinkwarmwasserbereitstellung als sehr gut zu bewerten.

⁴⁸ Vgl.Göricke, P., Dawoud, B., Miara, M., 2012., S. 25 ff.

5.6.2 Versorgung des Gesamtsystems durch hausinterne Abwasserwärme

Es wurde ein System untersucht, das die Wärmeenergie aus dem Abwasser zurückgewinnt. Die Abwassertagesganglinien entsprechen den Abwasserganglinien aus denen die Trinkwarmwasserprofile erarbeitet wurden (vgl. **Abbildung 18**). In **Abbildung 43** ist das untersuchte System dargestellt. Das häusliche Abwasser wird in einem Speicher gesammelt, der den gesamten täglichen Abwasserstrom, der im Mittel mit 23 °C anfällt, zwischenspeichern kann. In diesem Speicher wurde ein innenliegender Wärmeübertrager angeordnet, der dem Abwasser die Energie entzieht.



Abbildung 43: Übersicht Gesamtsystem mit Abwasserwärmenutzung

Es ist davon auszugehen, dass sich auf dem Abwasserwärmeübertrager ein Biofilm bildet. Für die Simulation wurde von einem Wärmeübertrag am Abwasserwärmeübertrager von 500 W/m²K ausgegangen.⁴⁹ In einem aktuell bearbeiteten Forschungsvorhaben "Optimierung von Abwasserwärmetauschern für den gebäudetechnischen Einsatz" werden genauere Werte für den Biofilm erarbeitet.⁵⁰

⁴⁹ Vgl. Wanner, O., 2004.

⁵⁰ Optimierung von Abwasserwärmetauschern für den gebäudetechnischen Einsatz BMVBS, Förderkennzeichen: SWD-10.08.18.7-13.36 , Bewilligungszeitraum: Oktober 2013 – Oktober 2015.

Tabelle 15: Energiebilanz für die Wärmequelle Abwasser

	Einheit	Energiemenge
Nutzenergie für Trinkwarmwasser	[kWh /(P*a)]	644
Wärmeverluste der Verteilung und Übergabe	[kWh /(P*a)]	28
Wärmeverluste der Speicherung		
16 Dezentrale Speicher	[kWh /(P*a)]	66
1 Zentraler Speicher	[kWh /(P*a)]	16
Elektrische Antriebsenergien		
Antriebsenergie für zentrale Wärmepumpen	[kWh /(P*a)]	79
Antriebsenergie für dezentrale Wärmepumpen	[kWh /(P*a)]	66
Hilfsenergien für Umlaufpumpen	[kWh /(P*a)]	29
Erzeuger-Jahresarbeitszahl der Wärmepumpen	[-]	5.2
System-Jahresarbeitszahl der Wärmepumpen	[-]	3.7
Primäranergiefaktor Strom	[-]	2.4
Primärenergiebedarf	[kWh /(P*a)]	417

Tabelle 15 zeigt die Energiebilanz für die Systemkonfiguration mit der Wärmequelle Abwasser. Das System ist bis auf die Energiequelle identisch zu dem System der Geothermienutzung. Die Wärmeverluste sind identisch zu dem System mit Geothermienutzung. Die Antriebsenergien für die dezentralen Wärmepumpen (II) sind ebenfalls identisch. Die Hilfsenergien die für die Umwälzung benötigt werden, fallen deutlich geringer aus, da keine Umwälzung durch die Geothermieanlage notwendig ist. Für die Durchströmung der Erdsonden mussten bei der Geothermienutzung 5,3 kWh pro Person und Jahr aufgewendet werden. Dies reduziert sich nun auf ca. 1 kWh pro Person und Jahr. Damit reduziert sich der Hilfsenergiebedarf für Umwälzung von 34 KWh auf 29 kWh pro Person und Jahr.

Die zentrale Wärmepumpe (I) kann allerdings aufgrund des deutlich höheren Wärmequellentemperaturniveaus mit einer wesentlich höheren Effizienz arbeiten. Daher braucht diese lediglich 79 kWh pro Person und Jahr.

Die Erzeuger-Jahresarbeitszahl lässt sich auf 5,2 steigern und die System-Jahresarbeitszahl steigt auf 3,7. Dadurch ist das System mit der Nutzung der häuslichen Abwasserenergie deutlich effizienter als das System mit Geothermienutzung.

5.6.3 Versorgung des Gesamtsystems durch die Wärmequelle Luft

Als weitere Systemvariation wurde eine Systemkonfiguration untersucht, welche die Energie für das Versorgungssystem durch eine Luftwärmepumpe bereitstellt. Der Vorteil durch den Einsatz von Luftwärmepumpen ergibt sich einerseits aus einer verhältnismäßig einfachen Installation und geringen Investitionskosten im Vergleich zu der aufwendigen Einbringung von Erdwärmesonden. Das System wurde so abgebildet, dass die Außenluft genutzt wird. Da die Systemeffizienz der Luftwärmepumpe somit wesentlich von der Außenlufttemperatur abhängt wurde eine Jahressimulation (unterteilt in 4 Quartale) mit schwankender Außenlufttemperatur durchgeführt.

Der gesamte Systemaufbau ist in **Abbildung 44** dargestellt. Der Systemaufbau entspricht bis auf die zentrale Wärmequelle den zuvor betrachteten Systemen.



Abbildung 44: Übersicht über das Gesamtsystem bei Versorgung durch Luftwärmepumpen

Die Simulationsergebnisse sind in **Tabelle 16** dargestellt. Zur Übersicht wurden jeweils 3 Monate mit ähnlichen Temperaturverläufen zusammengefasst. Es zeigt sich, dass insbesondere in den warmen Monaten die Erzeugerjahresarbeitszahl deutlich über der Erzeugerjahresarbeitszahl der kälteren Monate liegt. In den Monaten Dezember bis Februar liegt diese bei 3,5, wohingegen zwischen Juni und August eine 4,3 erreicht werden kann. Im Jahresdurchschnitt kann eine Erzeugerjahresarbeitszahl von 3,8 erreicht werden. Diese sehr hohen Arbeitszahlen begründen sich insbesondere aus dem niedrigen Temperaturniveau der Wärmeversorgung.

				Energiemenge	2	
	Einheit	DezFeb.	Mrz Mai	Juni -Aug.	Sept Nov	Jahr
Nutzenergie für Trinkwarmwasser	[kWh /(P*a)]	161	161	161	161	644
Wärmeverluste der Verteilung und Übergabe	[kWh /(P*a)]	7	7	7	7	28
Wärmeverluste der Speicherung						
16 Dezentrale Speicher	[kWh /(P*a)]	17	16	17	16	66
1 Zentraler Speicher	[kWh /(P*a)]	4	4	4	4	16
Elektrische Antriebsenergien						
Antriebsenergie für zentrale Wärmepumpen	[kWh /(P*a)]	40	36	30	36	142
Antriebsenergie für dezentrale Wärmepumpen	[kWh /(P*a)]	15	15	14	15	59
Hilfsenergien für Umlaufpumpen	[kWh /(P*a)]	7.0	7.0	7.0	7.0	28
Erzeuger-Jahresarbeitszahl der Wärmepumpen	[-]	3.4	3.7	4.3	3.7	3.8
System-Jahresarbeitszahl der Wärmepumpen	[-]	2.6	2.8	3.1	2.8	2.8
Primäranergiefaktor Strom	[-]	2.4	2.4	2.4	2.4	2.4
Primärenergiebedarf	[kWh /(P*a)]	148	138	123	138	548

Tabelle 16: Energiebilanz für die Wärmequelle Luft

Insgesamt kann bei diesem System eine Systemjahresarbeitszahl von 2,8 nachgewiesen werden. Der Primärenergiebedarf pro Person liegt hier bei 548 kWh pro Person und Jahr.

5.7 Wärmepumpensystem in Kombination mit Solarthermie

Zur regenerativen Erwärmung von Trinkwarmwasser werden Solaranlagen insbesondere bei Einfamilienhäusern eingesetzt. Diese übernehmen die komplette Trinkwassererwärmung im Sommer und können auch in der Heizperiode einen Teil des Energiebedarfs decken. Daher bietet es sich an, das System mit Solarthermie auch in Kombination mit dezentralen Kleinstwärmepumpen zu kombinieren.



Abbildung 45: Gesamtsystem bei einer Kombination aus Geothermie und Solarthermie

In **Abbildung 45** ist die untersuchte Systemkonfiguration aus Solarthermie, Geothermie und dezentralen Kleinstwärmepumpen dargestellt. Die Grundkonfiguration entspricht dem System mit Geothermie- und der dezentralen Wärmepumpennutzung. Zusätzlich wird der zentrale Speicher noch durch eine Solarthermieanlage gespeist. Bei ausreichender Sonneneinstrahlung kann das System so das Trinkwarmwasser lediglich durch die Nutzung von Solarthermie erwärmen. In kälteren Monaten kann nur ein Teil der Energie auf einem niedrigeren Temperaturniveau durch die Solarthermieanlage bereitgestellt werden. Die restliche Energie wird durch die Wärmepumpe mit Geothermienutzung bereitgestellt und der Temperaturhub erfolgt durch die dezentralen Kleinstwärmepumpen.

Da die Solarthermieanlagen immer durch die verfügbare Dachfläche begrenzt sind, wurde in diesem Szenario ein Gebäude mit lediglich 4 Wohneinheiten und insgesamt 14 Bewohnern untersucht. Der Standort für die Gebäude in der Simulation ist Aachen. Aachen liegt in Klimazone 5.⁵¹ Als Grundlage für die Wetterdaten dient das aktualisierte und erweiterte Testreferenzjahr (TRY) von Deutschland für mittlere und extreme Witterungsverhältnisse des Fraunhofer IRB für die Klimazone 5. Die Ermittlung der solaren Einstrahlung auf die geneigten Solarthermiemodule erfolgt mittels des anisotropischen Hay-Davis-Klucher-Reindl-Himmelsmodells, welches empfohlen wird, wenn die Solarmodule, wie in diesem Fall, Richtung Äquator ausgerichtet werden.⁵² Das HDKR-Modell berücksichtigt neben der direkten Sonneneinstrahlung auch mehrere diffuse Einstrahlungsarten. Die Einstrahlung durch Bodenreflektion, diffuse Strahlung durch einen erhellten Horizont, diffuse Himmelsstrahlung und diffuse zirkumsolare Strahlung. Die Höhe des Bodenreflektionsgrades hängt von den umliegenden Materialien ab und wird in dieser Simulation mit 20 Prozent⁵³ angenommen.

Die Auswahl des entsprechenden Solarkollektors ist grundsätzlich eine Einzelfallentscheidung, die sich im Wesentlichen nach dem erwünschten Jahresdeckungsgrad und den baulichen Begebenheiten richtet. Die ist meist eine wirtschaftliche Entscheidung. Für die vorliegende Untersuchung wurde ein Vakuumröhrenkollektor mit einer Fläche von 16 m² exemplarisch gewählt.

Die Ausrichtung des Solarkollektors spielt eine entscheidende Rolle für den solaren Ertrag und damit die Energieaufnahme des Systems. Aufgrund hoher jahreszeitlicher Schwankung der eingestrahlten Sonnenenergie ist es wirtschaftlich nicht sinnvoll, Solarthermie als einzige Wärmequelle einzusetzen. Deswegen wird das System zusätzlich durch eine Hilfsheiz-Vorrichtung mit Energie versorgt. Es wird die Ausrichtung mit der größten solaren Einstrahlung gewählt. Dies ist am Standort Aachen eine Ausrichtung nach Süden mit einer Kollektorneigung von 30°. Die jährliche solare Einstrahlung nach DIN V 18599-10 beträgt bei dieser Ausrichtung 1.036 kWh/m².⁵⁴

⁵¹ Vgl. DIN 4710:2003; S. 20.

 ⁵² Vgl. Duffie J. A., 2013; S. 94
 ⁵³ Vgl. Baehr, 2008, S. 661

⁵⁴ Vgl. DIN V 18599-10, 2012, S. 90.

In **Tabelle 17** ist die Energiebilanz dieses Systems dargestellt. Analog zu der Untersuchung des Systems mit der Wärmequelle Luft wurde das Jahr in 4 Quartale eingeteilt. In den Sommermonaten Juni bis August kann durch die Solarthermie fast die gesamte Trinkwassererwärmung gedeckt werden. Da in diesem Szenario die Speichertemperatur des zentralen Speichers deutlich erhöht ist, treten hier deutlich höhere Wärmeverluste auf. In diesen Monaten könnte man die dezentralen Wärmepumpen auch abschalten und so auch dezentrale Wärmeverluste vermeiden. In den Herbstmonaten reduziert sich die Energie durch Solarthermie und es muss einerseits mehr Energie durch die zentrale Wärmepumpe bereitgestellt werden und andererseits müssen auch die dezentralen Wärmepumpen einen höheren Temperaturhub leisten.

	Einheit	DezFeb.	Mrz Mai	Juni -Aug.	Sept Nov	Jahr
Nutzenergie für Trinkwarmwasser	[kWh /(P)]	161	161	161	161	644
Wärmeverluste der Verteilung und Übergabe	[kWh /(P)]	11	11	11	11	42
Wärmeverluste der Solarthermieanlage	[kWh /(P)]	2	6	8	3	19
Wärmeverluste der Speicherung						
4 Dezentrale Speicher	[kWh /(P)]	16	16	16	16	64
1 Zentraler Speicher	[kWh /(P)]	4	6	16	6	32
Gewonnene Energie der Solarthermieanlage	[kWh /(P)]	21	127	191	64	402
Elektrische Antriebsenergien						
Antriebsenergie für zentrale Wärmepumpen	[kWh /(P)]	31	11	2	23	67
Antriebsenergie für dezentrale Wärmepumpen	[kWh /(P)]	13	11	3	13	41
Hilfsenergien für Umlaufpumpen	[kWh /(P)]	8,3	8,6	7,8	8,4	33
Primäranergiefaktor Strom	[-]	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4
Primärenergiebedarf	[kWh /(P)]	126	73	31	107	337

ידמטפוופ דר. בחקרעוקטוומוצ עקרקווקר מטוועווזמווטם מעס פקטווקרוווק עווע סטומרווקרוווק	Tabelle	17:	Energiebilanz	bei eine	r Kombination aus	Geothermie und	Solarthermie
--	---------	-----	---------------	----------	-------------------	----------------	--------------

In den Wintermonaten findet nochmals ein deutlicher Rückgang des solaren Deckungsanteils statt. Hier können nur noch 21 kWh pro Person aus der Solarthermieanlage gewonnen werden.

In sämtlichen Monaten müssen Energien für die Umwälzung aufgewendet werden. Diese differieren in Abhängigkeit davon, ob durch die Solarthermieanlage oder die Geothermieanlage zirkuliert wird.

Der Primärenergiebedarf liegt für Dezember bis Februar bei 126 kWh pro Person und kann in den Sommermonaten auf 31 kWh pro Person reduziert werden. Insgesamt benötigt das System für die Trinkwassererwärmung 337 kWh pro Person pro Jahr und ist damit das effizienteste Anlagensystem. Da die Solathermieanlage einerseits durch die verfügbare Dachfläche begrenzt ist und sich somit nicht auf größere Gebäude skalieren lässt und andererseits ein deutlich höherer Anlagenaufwand zu betreiben ist, sollte dieses System losgelöst von den anderen Systemen betrachtet werden. Es ist hierbei im Einzelfall zu prüfen, ob bei der Nutzung von Solarthermie die zusätzliche Einbringung von Wärmepumpen zweckmäßig ist. Daher erfolgt fortfolgend kein direkter Vergleich mit den weiteren Systemkonfigurationen.

5.8 Gegenüberstellung der Systeme und Vergleich mit Kenndaten aus Bestandsgebäuden

In **Tabelle 18** sind die Simulationsergebnisse mit Bestandswerten der DIN V 4701-10 dargestellt. Zur Vergleichbarkeit wurden die Energien analog zur DIN V 4701 auf Quadratmeter Nutzfläche bezogen. Bei 12 Wohnung mit je 80 m² beträgt die Nutzfläche 960 m² (vgl. Kapitel 4.1 Das Referenzgebäude).

	Einheit	Konventionell Gasbrennwert- technik	Konventionell Wärme- pumpe zentral mit TWW-Temperatur > 60 °C	Dezentrale elektrische Durchlauferhitzer	Konventionell nach DIN V 4701-10	Standardwerte Bestand (IWU 2002)
Nutzenergie für Trinkwarmwasser	[kWh/(m²*a)]	28.2	28.2	28.2	-	-
Wärmeverluste der Verteilung und Übergabe	[kWh/(m²*a)]	6.5	6.5	0.0	6.5	5.2
Wärmeverluste der Speicherung	[kWh/(m²*a)]	0.9	0.9	0.0	0.9	1.1
Hilfsenergien für Umwälz- pumpen undVerteilung	[kWh/(m²*a)]	0.5	0.7	0.0	0.2	0.7
Erzeuger-Jahresarbeitszahl der Wärmepumpen	[-]	-	-	-	-	-
System-Jahresarbeitszahl der Wärmepumpen	[-]	-	-	-	-	-
Primärenergiebedarf des Gesamtsystems	[kWh/(m²*a)]	42.9	37.3	68.3	-	-
	Einheit	Wärmepumpen- system Geothermie	Wärmepumpen- system Abwasserwärme	Wärmepumpen- system Außenluft		
Nutzenergie für Trinkwarmwasser	[kWh/(m²*a)]	28.2	28.2	28.2		
Wärmeverluste der Verteilung und Übergabe	[kWh/(m²*a)]	1.2	1.2	1.2		
Wärmeverluste der Speicherung	[kWh/(m²*a)]	3.6	3.6	3.6		
Hilfsenergien für Umwälz- pumpen undVerteilung	[kWh/(m²*a)]	1.4	1.3	1.2		
Erzeuger-Jahresarbeitszahl der Wärmepumpen	[-]	3.8	5.2	3.8		
System-Jahresarbeitszahl der Wärmepumpen	[-]	2.8	3.7	2.8		
Primärenergiebedarf des Gesamtsystems	[kWh/(m²*a)]	24.4	18.2	24.0		

Tabelle 18: Gegenüberstellung der Systeme und Vergleich mit Werten der DIN V 4701-10 der EnEV

Die Werte des simulierten konventionellen Systems zeigen eine geringe Abweichung von den Werten der DIN-Norm. Bei den Wärmeverlusten entsprechen diese Werte aufgrund des ähnlichen Berechnungsschemas den Werten nach der Berechnung nach

 $^{^{\}rm 55}$ Vgl. Diefenbach, N., et al., 2002, S. 43.

DIN 4701. Im Bestand ermittelte Standardwerte fallen geringer aus. Bei den Hilfsenergien für Umwälzung und Verteilung liegen die simulierten Werte zwischen den nach DIN 4701 ermittelten Werten und im Bestand ermittelten Werten. Insgesamt lässt sich festhalten, dass die simulierten Werte sich durchaus in einer realistischen Bandbreite befinden. Da die neuartigen Versorgungsmodelle mit Wärmepumpentechnologie analog zu dem konventionellen System simuliert wurden, lässt sich hierdurch abschätzen, dass auch die simulierten Werte in einer realistischen Bandbreite liegen.

Im Vergleich der Wärmepumpensysteme mit den konventionellen Systemen sind die Wärmeverluste für die Verteilung deutlich geringer. Dies lässt sich durch die geringere Zirkulationstemperatur erklären. Während bei dem konventionellen System stets mit einer Temperatur von > 60 °C bis > 55 °C zirkuliert wurde, liegt die Zirkulationstemperatur bei den neuartigen Systemen bei ca. 30 °C bis 25 °C. Die Umgebungstemperatur liegt in beiden Fällen bei 20 °C. Die Leitungslänge und Zirkulationsdauer ist identisch.

Die Wärmeverluste für die Speicherung sind ein deutlicher Nachteil der neuartigen Systeme. Durch die vielen Speicher ist die Summe der Speicheroberfläche deutlich größer als bei den konventionellen Systemen. Dies kann auch nicht durch die geringere Speichertemperatur kompensiert werden. Zur Zielerreichung ist eine entsprechend höhere Wärmedämmung der Speicher vorzunehmen.

Hohe Erzeuger-Jahresarbeitszahlen können durch hohe Temperaturen der Wärmequelle Abwasser erreicht werden. Die Wärmepumpe (I) des Geothermiesystems arbeitet ähnlich effizient wie die Wärmepumpe mit der Wärmequelle Außenluft. Durch den Aufwand, der durch die Zirkulation durch die Erdsonden entsteht, ergibt sich allerdings eine etwas vorteilhaftere Systemjahresarbeitszahl für die Wärmequelle Außenluft. Die höchste Systemjahresarbeitszahl lässt sich durch das System mit Abwasserwärme erreichen. In Bezug auf den Primärenergiebedarf weisen sämtliche Systeme deutliche Einsparungen gegenüber dem konventionellen System auf. Der geringste Primärenergieaufwand entsteht wiederum bei der Nutzung der Wärmequelle Abwasser.

6 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung

Die neuartigen Systeme sind mit einem deutlich erhöhten technischen Installationsaufwand verbunden. Um eine Wertung zwischen den potentiellen Energieeinsparungen und den hohen Anfangsinvestitionen vorzunehmen, wurde eine Wirtschaftlichkeitsberechnung durchgeführt. Zur Gegenüberstellung von Investitionen und laufenden Kosten unter Berücksichtigung der Kosten des Kapitals wird üblicherweise das dynamische Verfahren der Annuitätenmethode, wie in VDI 2067-Blatt 1 beschrieben, durchgeführt. Berechnet werden die Annuitäten des Geothermiesystems mit dezentralen Wärmepumpen und die Annuitäten des konventionellen Systems mit Gas-Brennwerttechnik. Auf eine Betrachtung der Flächenbedarfskosten wurde verzichtet. Die für die Annuitätenberechnung notwendigen Parameter wurden konservativ gewählt und sind in **Tabelle 15** (inkl. Erläuterung in der Fußnote) dargestellt.

Tabelle 19.1 arameter der Wittschattichkeitsbetrachtung		
Betrachtungszeitraum ⁵⁶	20	[a]
Kalkulationszinssatz ⁵⁷	3,00	[%]
Preissteigerungsrate Strom ⁵⁸	5,45	[%]
Preissteigerungsrate Gas ⁵⁹	4,20	[%]
Preissteigerungsrate Material ⁶⁰	1,57	[%]
Preissteigerungsrate Lohn ⁶¹	2,34	[%]
Strompreis ⁶²	27,94	[ct/kWh]
Strompreis Wärmepumpentarif ⁶³	19,58	[ct/kWh]
Gaspreis ⁶⁴	9,17	[ct/kWh]
Lohnpreis ⁶⁵	30	[€/h]

Tabelle	19:	Parameter	der	Wirtschaftlid	chkeitsbetrachtung
---------	-----	-----------	-----	---------------	--------------------

⁵⁶ Vgl. VDI-2067-Blatt 1, 2012. S. 11.

⁵⁷ Analog zu den Empfehlungen des Bundesministeriums für Finanzen (BMF) zur durchschnittlichen Rendite langfristiger, quasi risikofreier Finanzen zu 3 % p. a. angesetzt. Vgl. BMF (Hrsg.), 2011.

⁵⁸ Ermittelt als Durchschnitt aus den Preissteigerungsraten für Strom von 2002 bis 2013 – Vgl. BMWi, 2014.

⁵⁹ Ermittelt als Durchschnitt aus den Preissteigerungsraten für Gas von 2002 bis 2013 – Vgl. BMWi, 2014.

⁶⁰ Ermittelt als Durchschnitt aus den Preissteigerungsraten für Verbraucherpreise von 2002 bis 2013 – Vgl. Statistisches Bundesamt, 2015.

⁶¹ Ermittelt als Durchschnitt aus den Preissteigerungsraten für Bruttoverdienste von 2002 bis 2013 – Vgl. Statistisches Bundesamt, 2014.

⁶² Auf Grundlage der Preise für den Standort Aachen der STAWAG – Stadtwerke Aachen Aktiengesellschaft; Preisblatt zur Belieferung mit elektrischer Energie, Aachen, 2015.

⁶³ Auf Grundlage der Preise für den Standort Aachen der STAWAG – Stadtwerke Aachen Aktiengesellschaft; Preisblatt zur Belieferung mit elektrischer Energie für Wärmepumpen, Aachen, 2015.

⁶⁴ Auf Grundlage der Preise für den Standort Aachen der STAWAG – Stadtwerke Aachen Aktiengesellschaft; Preisblatt zur Belieferung mit Erdgas, Aachen, 2015.

⁶⁵ Vgl. VDI-2067-Blatt 1, 2012. S. 11.

Der Betrachtungszeitraum wurde zu 20 Jahren und der Kalkulationszinssatz zu 3 Prozent gewählt. Die spezifischen Preissteigerungsraten wurden als Durchschnitte der jährlichen spezifischen Preissteigerungsraten in Deutschland seit der Einführung des Euros gewählt. Bei der Wahl der Energiepreise wurde auf die zum Zeitpunkt der Berichtserstellung geltenden Preise für private Nutzer des größten Aachener Energieversorgers zurückgegriffen.

Anlagenkomponente	Anschaffungskosten ⁶⁶		Rechn. Nutzungs- dauer ⁶⁷	Aufwand für Instandset- zung ⁶⁸	Aufwand für Wartung und Inspektion ⁶⁹	Aufwand für Bedienen ⁷⁰
			[a]	[%]	[%]	[h/a]
Wärmeübertrager	150 ⁷¹	€/Stück	20	2	0	0
Wärmepumpen	650	€/kW	20	1	1,5	5
Erdsonden	30 % von 72 = 21,6 ⁷²	€/m	50	2	1	0
Wasserspeicher	6,5	€/I	20	1	1	0
Rohre	15	€/m	30	2	0	0
Rohrdämmung	12	€/m	20	1	0	0
Umlaufpumpen	150	€/Stück	10	2	1	0
Gas-Brennwertkes- sel	150	€/kW	18	1,5	1,5	10
Elektrischer Durch- lauferhitzer	700	€/Stück	12	1	1	0

Tabelle 20: Parameter der W	/irtschaftlichkeitsbetrachtung dei	Anlagenkompor	enter

⁶⁶ Vgl. BKI Baukosteninformationszentrum (Hrsg.), 2014. S. 411 – 429.

⁶⁷ Vgl. VDI-2067-Blatt 1, 2012. S. 21 - 28,.

⁶⁸ Vgl. VDI-2067-Blatt 1, 2012. S. 21 - 28,.
⁶⁹ Vgl. VDI-2067-Blatt 1, 2012. S. 21 - 28,.
⁶⁹ Vgl. VDI-2067-Blatt 1, 2012. S. 21 - 28,.

⁷⁰ Vgl. VDI-2067-Blatt 1, 2012. S. 21 - 28,.

⁷¹ Für Wärmeübertrager ist kein Kostenkennwert durch das Baukosteninformationszentrum veröffentlicht. Hier wurde ein Mittelwert aus verschiedenen Herstellerpreisangaben gewählt.

⁷² Da davon ausgegangen wird, dass die Erdwärmesonde im Wesentlichen für Heizzwecke eingesetzt wird, werden die Kosten der Erdsonden nur zu 30 Prozent in die Berechnung mit einbezogen.

Die Wahl der Parameter der einzelnen Anlagenkomponenten ist in **Tabelle 20** dargestellt. Die Investitionskosten wurden als Mittelwert des Baukostenindexes 2014 gewählt. Lediglich für Wärmeübertrager sind hier keine Investitionskosten angegeben. Daher wurde dieser Wert anhand einer Herstellerrecherche geschätzt. Da davon ausgegangen wird, dass durch eine Geothermieanlage im Wesentlichen auch das Heizungssystem versorgt wird, werden diese Kosten nur zu 30 Prozent angesetzt. Um eine Wirtschaftlichkeitsbetrachtung für verschiedene Gebäudegrößen durchführen zu können, wurden die Investitionskosten in Abhängigkeit der maßgebenden Dimensionierungsgröße gewählt. Die rechnerische Nutzungsdauer und der Aufwand für Instandsetzung, Wartung und Inspektion sowie für Bedienen wurden nach der VDI 2067 Blatt 1 angesetzt.

Die Gesamtannuität resultiert analog zur VDI 2067-Blatt 1 aus der Summe aus kapitalgebundenen, betriebsgebundenen, bedarfsgebundenen und sonstigen Kosten. Kapitalgebundene Kosten umfassen die Positionen, die für Anschaffung, Ersatzinvestitionen und Restwerte anfallen. Die betriebsgebundenen Kosten umfassen den Aufwand für Bedienung, Wartung, Inspektion und Instandhaltung. Die bedarfsgebundenen, auch als verbrauchsgebundene Kosten bezeichnet, sind im Wesentlichen die Aufwendungen, die für die genutzten Energien aufgewendet werden müssen. Sonstige Kosten umfassen Planungskosten und Nebenkosten wie Steuern und Versicherungen. Die Betrachtung der sonstigen Kosten wurde vernachlässigt. Somit wurden die Vollkosten unterteilt in kapitalgebundene, betriebsgebundene und bedarfsgebundene Kosten.

In **Abbildung 46** sind die Annuitäten für das konventionelle Vergleichssystem mit Gasbrennwerttechnik dargestellt. Die Annuitäten wurden in Abhängigkeit der Anzahl der Wohnungen aufgetragen. Dieser Wirtschaftlichkeitsbetrachtung liegen die vorab vorgestellten Simulationen und die vorab vorgestellte Dimensionierung zugrunde. Es zeigt sich, dass die Annuitäten im Wesentlichen von den bedarfsgebundenen Kosten beeinflusst werden.



Abbildung 46: Annuitäten des konventionellen Systems mit Gas-Brennwerttechnik bei einem Betrachtungszeitraum von 20 Jahren

Die Investitionskosten sowie die davon abhängigen betriebsgebundenen Kosten haben über den Betrachtungszeitraum von 20 Jahren einen sehr geringen Einfluss auf die Gesamtkosten. Den größten Einfluss haben die verbrauchsgebundenen Kosten, welche die Kosten für den Gas- und Stromverbrauch darstellen. Bei 4 Wohneinheiten betragen die bedarfsgebundenen Kosten ca. 80 Prozent der gesamten Kosten, bei 32 Wohneinheiten liegen diese bei ca. 88 Prozent.

In **Abbildung 47** sind die Annuitäten für das konventionelle System mit Wärmepumpen dargestellt. Im Gegensatz zu dem System mit Gasbrennwerttechnik sind die kapitalgebundenen und betriebsgebundenen Kosten leicht erhöht. Dafür sind die bedarfsgebundenen Kosten etwas niedriger.



Abbildung 47: Annuitäten des Wärmepumpensystem ohne dezentrale Wärmepumpen bei einer TWW-Temperatur von > 60 °C bei einem Betrachtungszeitraum von 20 Jahren

Die Annuitäten des Systems mit elektrischen Durchlauferhitzern sind in **Abbildung 48** dargestellt. Die Kapitalgebundenen Kosten sind die niedrigsten Kosten der konventionellen Systeme. Da elektrische Durchlauferhitzer sehr wartungsarm sind, sind die betriebsgebundenen Kosten sehr gering. Die bedarfsgebundenen Kosten hingegen erreichen aufgrund der schlechten Systemeffizienz die höchsten Werte der vorgestellten Systeme.



Abbildung 48: Annuitäten des Systems mit dezentralen elektrischen Durchlauferhitzern bei einem Betrachtungszeitraum von 20 Jahren

In **Abbildung 49** sind die Annuitäten für das System mit dezentralen Wärmepumpen mit Geothermieversorgung dargestellt. Die Annuitäten wurden in Abhängigkeit der Anzahl der Wohnungen aufgetragen. Dieser Wirtschaftlichkeitsbetrachtung liegen die vorab vorgestellten Simulationen und die vorab vorgestellte Dimensionierung zugrunde. Es zeigt sich, dass die Annuitäten bei diesem System wesentlich von den kapitalgebundenen und den davon abhängigen betriebsgebundenen Kosten beeinflusst werden. Die Investitionskosten liegen aufgrund des hohen technischen Aufwandes deutlich über denen der konventionellen Systeme. Die bedarfsgebundenen Kosten liegen hier im Gegensatz deutlich niedriger. Bei 4 Wohneinheiten betragen die bedarfsgebundenen Kosten ca. 20 Prozent der gesamten Kosten, bei 32 Wohneinheiten liegen diese bei ca. 29 Prozent.



Abbildung 49: Annuitäten des Systems mit dezentralen Wärmepumpen und Geothermieversorgung bei einem Betrachtungszeitraum von 20 Jahren

Vergleichend sind die Vollkosten der Systeme in **Abbildung 50** dargestellt. In dieser Darstellung sind die Kosten normiert auf Euro pro Person. Aufgrund der hohen bedarfsgebundenen Kosten, sind die Kosten für das System mit elektrischen Durchlauferhitzern die höchsten Kosten. Das System mit Gasbrennwerttechnik ist insgesamt das System mit den niedrigsten Annuitäten. Es zeigt sich weiterhin, dass die Vollkosten für das neuartige System deutlich höher liegen als die Kosten für die konventionellen Systeme mit Wärmepumpe oder Gasbrennwerttechnik. Eine Amortisation der erhöhten Investitionskosten ist in dieser Wirtschaftlichkeitsbetrachtung somit nicht nachweisbar.



Abbildung 50: Vergleich der Vollkosten der konventionellen Systeme und des Systems mit dezentralen Wärmepumpen einem Betrachtungszeitraum von 20 Jahren

Die vorgenommene Wirtschaftlichkeitsbetrachtung ist in ihrer Aussagekraft sehr kritisch zu betrachten. Zum einen sind die berechneten Kosten sehr stark von den getroffenen Annahmen bezüglich der künftigen Preissteigerungsraten abhängig und zum anderen ist eine Abschätzung der Investitionskosten nach dem Baukostenidex nur sehr ungenau möglich. Weiterhin ermöglicht eine singuläre Betrachtung des Trinkwarmwassersystems ohne gleichzeitige Betrachtung des gesamten Heizsystems nur eine sehr eingeschränkte Aussagefähigkeit. Bei einer Investition in ein Wärmepumpensystem würde vermutlich auch die Heizungsanlage über dieses versorgt. Zur Erbringung der erforderlichen Heizleistung für die Trinkwarmwasserversorgung wird in diesem Fall beispielsweise eine Erdsonde benötigt, mit der abhängig vom Gebäudetyp, auch die gesamte oder ein großer Teil der Heizungsanlage versorgt werden könnte.

7 Fazit zur Betrachtung der energieeffizienten Trinkwassererwärmung durch dezentrale Wärmepumpensysteme

Die vorliegenden Simulationsergebnisse zur Bewertung dezentraler Wärmepumpennutzung zur Trinkwarmwasserversorgung wurden unter Berücksichtigung des aktuellen Stands der Technik und einschlägiger DIN-Normen durchgeführt. Die vorgestellten Ergebnisse zeigen, dass bei dezentraler Wärmepumpennutzung Trinkwasser energieeffizient erwärmt werden kann. Im Vergleich zur Geothermie bietet die hausinterne Abwasserwärmerückgewinnung aufgrund des hohen Temperaturniveaus weitere Effizienzsteigerungspotentiale.

Es wurde eine Dimensionierung, angelehnt an die allgemein anerkannten Regeln der Technik, vorgestellt. Mittels einer dynamischen Simulation in Matlab/ Simulink konnte gezeigt werden, dass mit der vorgenommenen Dimensionierung die definierten Komfortstandards erreicht werden können. Das untersuchte System war unter der vorgestellten Dimensionierung in der Lage, die Komfortansprüche der VDI-6003 zu erfüllen. Weiterhin wurde sichergestellt, dass bei den erstellten Zapfprofilen das Trinkwarmwasser stets über dem geforderten Temperaturniveau liegt. Darauf aufbauend wurden verschiedene Systemkonfigurationen in Bezug auf die Anordnung der anlagentechnischen Komponenten vergleichend simulativ dargestellt.

Die vorgestellten Simulationsergebnisse unterliegen zahlreichen Annahmen bezüglich der Größe und Leistung der Anlagenkomponenten sowie der gewählten Temperaturen innerhalb des Systems. Diese Annahmen gewährleisten bislang keinesfalls eine Optimalität des Systems, sodass an dieser Stelle eine zukünftige Untersuchung der optimalen Systemauslegung sinnvoll ist. So kann beispielsweise durch eine Vergrößerung von Wärmeübertragungsflächen die elektrische Leistungsaufnahme von Wärmepumpen reduziert werden.

Darauf aufbauend wurden verschiedenen Systemkonfigurationen, die sich insbesondere in der Art der genutzten Umweltenergie unterscheiden, mit einem konventionellen System verglichen.

Bei einem System, welches eine Geothermiesonde als Umweltenergiequelle nutzt, konnte eine Systemjahresarbeitszahl von 2,8 simulatorisch nachgewiesen werden. Durch eine Ausnutzung der hausinternen Abwasserwärme konnte die Systemjahresarbeitszahl auf 3,7 errechnet werden. Als große Vorteile des Systems, welches Abwasserwärme als regenerative Energiequelle nutzt, sind sowohl die deutlich niedrigeren benötigten Antriebsenergien für Pumpen zu sehen, als auch die höheren durchschnittlichen Temperaturen an der zentralen Wärmepumpe zu nennen. Noch weitere

Primärenergieeinsparungen lassen sich durch die zusätzliche Nutzung von Solarthermie erzielen. Allerdings ist dieses System durch die verfügbare Dachfläche begrenzt und es entsteht ein noch höherer Anlagenaufwand.

Im Gegensatz zu einem konventionellen System, welches mit Gas-Brennwerttechnik versorgt wird, konnten deutliche Primärenergieeinsparungen nachgewiesen werden. Für ein Wohnhaus mit 16 Wohneinheiten und 42 Personen würden bei dem konventionellen System ca. 981 kWh Primärenergie pro Person und Jahr benötigt werden. Bei einem Einsatz des neuartigen Systems durch dezentrale Wärmepumpen und Abwasserwärmenutzung würde sich der Primärenergiebedarf auf 417 kWh pro Person und Jahr reduzieren.

Durch eine Variation der Gebäudegröße konnte gezeigt werden, dass diese Primärenergiebedarfseinsparungen sich bei kleineren wie größeren Gebäuden realisieren lassen.

In einer abschließenden Wirtschaftlichkeitsbetrachtung wurden die Annuitäten von einem neuartigen System mit dezentralen Wärmepumpen und konventionellen Systemen verglichen werden. Für die konventionellen Systeme mit Wärmepumpen oder Gasbrennwerttechnik errechnen sich unabhängig von der Gebäudegröße deutlich niedrigere Annuitäten als für die neuartigen Systeme. Eine Amortisation der untersuchten Systeme ist aufgrund des hohen Anlagenaufwandes in naher Zukunft nicht darstellbar. Die Wirtschaftlichkeit kann in Zukunft, durch höhere Verkaufszahlen und damit günstigere Produktions- und Investitionskosten für Wärmepumpensysteme sowie gestiegene Energiepreise möglich werden.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Endenergieverbrauch in Deutschland 20111
Abbildung 2: Versorgungsarten der Trinkwasserversorgung
Abbildung 3: Funktionsschema einer Wärmepumpe7
Abbildung 4: Funktionsschema einer dezentralen Wohnungseinheit
Abbildung 5: Aufbau des Wärmepumpensystems mit Erdwärmesonden
Abbildung 6: Darstellung der Systemvariablen14
Abbildung 7: Vergleich der Volumina der Wasserspeicher eines Systems mit
dezentralen und eines konventionellen Systems nach Bemessung der DIN 470823
Abbildung 8: Vergleich der Energiespeicherkapazität der Wasserspeicher eines
Systems mit dezentralen und eines konventionellen Systems nach Bemessung der
DIN 470824
Abbildung 9: Vergleich der Leistungen der Erzeuger eines Systems mit dezentralen
und eines konventionellen Systems nach Bemessung der DIN 470825
Abbildung 10: Vergleich der Leistungen der Erzeuger bei einer Variation der
Trinkwarmwassertemperatur
Abbildung 11: Vergleich der Volumen der Speicher bei einer Variation der
Trinkwarmwassertemperatur
Abbildung 12: Vergleich der Leistungen der Erzeuger bei einer Variation der
Vorerwärmtemperatur
Abbildung 13: Vergleich der Volumen der Speicher bei einer Variation der
Vorerwärmtemperatur
Abbildung 14: Hydraulik des Versorgungssystems: Hydraulischer Abgleich (links) -
Umlaufpumpen für jeden Verbraucher (rechts)32
Abbildung 15: Darstellung des Referenzgebäudes
Abbildung 16: Darstellung der für die Simulation verwendeten Rohrdimensionen in
Bezug auf Durchmesser, Leitungslänge und Wärmedämmung
Abbildung 17: Schematische Darstellung des Schichtenspeichermodells40
Abbildung 18: Mehrfamilienhaus in Düren, Abwasserganglinie, werktags
Abbildung 19: Trinkwarmwasserprofil für einen Werktag für 4 Wohneinheiten45
Abbildung 20: Konventionelles Vergleichssystem mit Gas-Brennwerttechnik47
Abbildung 21: Speichertemperaturen innerhalb des Trinkwarmwasserspeichers48
Abbildung 22: Aufteilung des Primärenergiebedarfs für Hilfsenergien und
Wärmeverluste
Abbildung 23: Konventionelles Vergleichssystem mit einer Wärmepumpe
Abbildung 24: Konventionelles Vergleichssystem mit dezentralen, elektrischen
Durchlauferhitzern
Abbildung 25: Wohnungssystem mit internem Wärmeübertrager zur
Trinkwassererwärmung54

Abbildung 26: Trinkwarmwasserzapftemperatur bei innenliegendem	
Wärmeübertrager, Beladung durch KWP II inaktiv	.55
Abbildung 27: Wohnungssystem mit externem Wärmeübertrager zur	
Trinkwassererwärmung	.56
Abbildung 28: Trinkwasserzapftemperatur bei Erwärmung durch externen	
Wärmeübertrager, Beladung durch KWP II inaktiv	.56
Abbildung 29: Speicherschichten bei 9-minütiger Entladung und anschließender	
Beladung, Beladung durch KWP II inaktiv	.57
Abbildung 30: Speichersystem mit Schichtenlanze und externem Wärmeübertrager	r
zur Trinkwassererwärmung	.58
Abbildung 31: Ladelanze Temperaturen am Wärmeübertragerausgang, Beladung	
durch KWP II aktiv	.59
Abbildung 32: Ladelanze: Temperaturen der Speicherschichten, Beladung durch	
KWP II aktiv	.60
Abbildung 33: Externer Wärmeübertrager mit durchflussgeregelter Zirkulationspum	ipe
	.61
Abbildung 34: Externer Wärmeübertrager mit durchflussgeregelter	
Zirkulationspumpe: TWW-Temperatur, Beladung durch KWP II inaktiv	.62
Abbildung 35: Grundsystem für die Variation der Systemparameter	.63
Abbildung 36: Energiebedarf des dezentralen Wärmepumpensystems mit	
Geothermienutzung	.65
Abbildung 37: Energiebedarf eines konventionellen Vergleichssystems mit Gas-	
Brennwerttechnik	.67
Abbildung 38: Vergleich des absoluten Primärenergiebedarfs	.68
Abbildung 39: Energiebedarf des dezentralen Wärmepumpensystems mit	
Geothermienutzung bei Variation der Trinkwarmwassertemperatur	.70
Abbildung 40: Energiebedarf des dezentralen Wärmepumpensystems mit	
Geothermienutzung bei Variation der Vorerwärmtemperatur	.72
Abbildung 41: Aufteilung der Wärmeverluste	.75
Abbildung 42: Aufteilung der Energien für die Umwälzung	.75
Abbildung 43: Übersicht Gesamtsystem mit Abwasserwärmenutzung	.77
Abbildung 44: Übersicht über das Gesamtsystem bei Versorgung durch	
Luftwärmepumpen	.79
Abbildung 45: Gesamtsystem bei einer Kombination aus Geothermie und	
Solarthermie	.81
Abbildung 46: Annuitäten des konventionellen Systems mit Gas-Brennwerttechnik	bei
einem Betrachtungszeitraum von 20 Jahren	.89
Abbildung 47: Annuitäten des Wärmepumpensystem ohne dezentrale	
Wärmepumpen bei einer TWW-Temperatur von > 60 °C bei einem	
Betrachtungszeitraum von 20 Jahren	.90

Abbildung 48: Annuitäten des Systems mit dezentralen elektrischen	
Durchlauferhitzern bei einem Betrachtungszeitraum von 20 Jahren	90
Abbildung 49: Annuitäten des Systems mit dezentralen Wärmepumpen und	
Geothermieversorgung bei einem Betrachtungszeitraum von 20 Jahren	91
Abbildung 50: Vergleich der Vollkosten der konventionellen Systeme und des	
Systems mit dezentralen Wärmepumpen einem Betrachtungszeitraum von 20 Jah	ıren
	92

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Anforderungen nach VDI 6003	13
Tabelle 2: Konstanten für die Berechnung des Spitzendurchfluss nach DIN 1988-30	00
	19
Tabelle 3: Systemparameter bei der Untersuchung der Dimensionierung bei Variation	on
der Anzahl der Versorgten Wohneinheiten	22
Tabelle 4: Systemparameter bei der Untersuchung der Dimensionierung bei Variation	on
der Trinkwarmwassertemperatur	26
Tabelle 5: Systemparameter bei der Untersuchung der Dimensionierung bei Variation	on
der Vorerwärmtemperatur	29
Tabelle 6: Vergleich der Leitungslängen der Warmwasserverteilung	35
Tabelle 7: Systemeffizienz des konventionellen Systems mit Gas-Brennwerttechnik	49
Tabelle 8: Systemeffizienz des konventionellen Systems mit Wärmepumpe	51
Tabelle 9: Systemeffizienz des konventionellen Systems mit dezentralen,	
elektrischen Durchlauferhitzern	52
Tabelle 10: Systemparameter bei der Untersuchung der Simulation bei Variation de	er
Anzahl der Versorgten Wohneinheiten	64
Tabelle 11: Systemparameter bei der Untersuchung der Simulation bei Variation de	er
Trinkwarmwassertemperatur	69
Tabelle 12: Systemparameter bei der Untersuchung der Simulation bei Variation de	er
Vorerwärmtemperatur	71
Tabelle 13: Systemparameter bei der Untersuchung der Simulation bei Variation de	er
Wärmequelle	73
Tabelle 14: Energiebilanz System Geothermie	74
Tabelle 15: Energiebilanz für die Wärmequelle Abwasser	78
Tabelle 16: Energiebilanz für die Wärmequelle Luft	80
Tabelle 17: Energiebilanz bei einer Kombination aus Geothermie und Solarthermie	83
Tabelle 18: Gegenüberstellung der Systeme und Vergleich mit Werten der DIN V	
4701-10 der EnEV	84
Tabelle 19: Parameter der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung	86
Tabelle 20: Parameter der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung der Anlagenkomponenter	۱
	87

Literaturverzeichnis

Arbeitsgemeinschaft für sparsamen und umweltfreundlichen Energieverbrauch e. V. (Hrsg.); Energie Erdgas, Berlin, 2011.

Baehr, H. D.; et al.; (Hrsg.): Wärme und Stoffübertragung: Berlin, 2010.

Bundesministerium für Finanzen, (Hrsg.); Arbeitsanleitung Einführung in Wirtschaftlichkeitsuntersuchungen, Vorschriftensammlung Bundesfinanzverwaltung, 2011.

Bundesministerium für Wirtschaft, (BMWi); Energiedaten Gesamtausgabe, Berlin, 2014.

Brunk, M.; et al.; Dezentrale Wärmerückgewinnung aus häuslichem Abwasser, Aachen, 2012.

Brunk, M.; Seybold, C.; Dezentrale Abwasserwärmerückgewinnung zur Steigerung der Energieeffizienz von Gebäuden, Aachen, 2014.

Brunk, M. F.; Seybold, C.; Vogt, A.; Intelligente Wärmepumpensysteme zur Trinkwassererwärmung durch Abwasserwärmerückgewinnung, In: Bundesindustrieverband Technische Gebäudeausrüstung e. V. (Hrsg.), BTGA Almanach 2013, Strobel Verlag, Bonn, 2013.

Deutsche Energie-Agentur (dena); Energiedaten BMWi, Berlin, 2011.

Diefenbach, N., Born, R; Institut für Wohnen und Umwelt (Hrsg.); Basisdaten für Hochrechnungen mit der Deutschen Gebäudetypologie des IWU, Darmstadt, 2007.

Diefenbach, N.; Loga, T.; Born, R.; Großklos, M.; Herber, C., Institut für Wohnen und Umwelt (Hrsg.); Energetische Kenngrößen für Heizungsanlagen im Bestand, Darmstadt, 2002.

DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (Hrsg.); DIN EN 14511 – Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern für die Raumbeheizung und -kühlung – Teil 2: Prüfbedingungen, Beuth Verlag, Berlin, 2011.

DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (Hrsg.); DIN EN-1717 2000 – Schutz des Trinkwassers vor Verunreinigungen in Trinkwasser-Installationen und allgemeine An-
forderungen an Sicherungseinrichtungen zur Verhütung von Trinkwasserverunreinigungen durch Rückfließen; Deutsche Fassung EN 1717:2000; Technische Regel des DVGW; Beuth Verlag, Berlin, 2011.

DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (Hrsg.); DIN V 4701 Teil 10 – Energetische Bewertung heiz- und raumlufttechnischer Anlagen – Teil 10: Heizung, Trinkwassererwärmung, Lüftung, Beuth Verlag, Berlin, 2003.

DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (Hrsg.): DIN 4710 – Statistiken meteorologischer Daten zur Berechnung des Energiebedarfs von heiz- und raumlufttechnischen An-lagen in Deutschland: Beuth Verlag: Berlin Januar 2003

DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (Hrsg.); DIN 4708 Teil 2 – Zentrale Wassererwärmungsanlagen – Regeln zur Ermittlung des Wärmebedarfs zur Erwärmung von Trinkwasser in Wohngebäuden, Beuth Verlag, Berlin, 1994.

DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (Hrsg.); DIN 1988-300 – Technische Regeln für Trinkwasserinstallationen; Ermittlung der Rohrdurchmesser; Technische Regel des DVGW; Beuth Verlag; Berlin; 2012.

DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (Hrsg.); DIN V 18599-1 – Energetische Bewertung von Gebäuden – Berechnung des Nutz-, End-, und Primärenergiebedarfs für Heizung, Kühlung, Lüftung, Trinkwarmwasser und Beleuchtung – Teil 1: Allgemeine Bilanzierungsverfahren, Begriffe, Zonierung und Bewertung der Energieträger; Beuth Verlag; Berlin; 2011.

DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (Hrsg.); DIN V 18599-8 – Energetische Bewertung von Gebäuden – Berechnung des Nutz-, End-, und Primärenergiebedarfs für Heizung, Kühlung, Lüftung, Trinkwarmwasser und Beleuchtung – Teil 8: Nutz- und Endenergiebedarf von Warmwasserbereitungssystemen; Beuth Verlag; Berlin; 2011.

DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (Hrsg.): DIN V 18599-10 – Energetische Be-wertung von Gebäuden – Berechnung des Nutz-, End- und Primärenergiebedarfs für Hei-zung, Kühlung, Lüftung, Trinkwarmwasser und Beleuchtung – Teil 10: Nutzungsrandbe-dingungen, Klimadaten: Beuth Verlag: Berlin; 2011.

Duffie, J.A. (Hrsg.); et al.; Solar Engineering of Thermal Processes: o.O.; 2013.

DVGW Deutsche Vereinigung des Gas- und Wasserfaches e.V. (Hrsg.) Technische Regel Arbeitsblatt W 551 – Trinkwassererwärmungs- und Trinkwasserleitungsanlagen; Technische Maßnahmen zur Verminderung des Legionellenwachstums, Planung, Errichtung, Betrieb und Sanierung von Trinkwasserinstallationen; Bonn; 2004.

DVGW Deutsche Vereinigung des Gas- und Wasserfaches e.V. (Hrsg.) Wasserverwendung – Trinkwasser-Installation – DVGW Lehr- und Handbuch Wasserversorgung, Bd. 4; Bonn; 2000.

Energieeinsparverordnung zu der am 16.10.2013 von der Bundesregierung beschlossenen Zweiten Verordnung zur Änderung der Energieeinsparverordnung.

Fraunhofer ISE (Hrsg.); Wärmepumpeneffizienz – Messtechnische Untersuchung von Wärmepumpenanlagen zur Analyse und Bewertung der Effizienz im realen Betrieb; Freiburg; o.J..

Göricke, **P.**, **Dawoud**, **B.**, **Miara**, **M.**. Die Leistungs- und Arbeitszahl von Wärmepumpen, in: HLH Bd. 63 (2012 – Nr. 1) Januar

Hafner, B. et al.; Conventional And Renewable eNergy systems OpTimization Blockset – Extension for MATLAB / SIMULINK, Jülich, 1999.

Hahn, H. et al.; Medizinische Mikrobiologie und Infektiologie, Springer Medizin Verlag, Heidelberg, 2009.

Huber, A., Schuler, O.; Berechnungsmodul für Erdwärmesonden . Forschungsprogramm Umgebungs- und Abwärme, Wärmekraftkopplung (UAW). Bundesamt für Energie, Bern. ENET-Nr. 9658807/1, 1997.

Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs (NTB), Prüfresultate Warmwasser-Wärmepumpen (Wärmepumpenboiler) basierend auf der EN 16147:2011, Buchs, 2013.

Jordan, U., Realistic Domestic Hot-Water Profiles in Different Time Scales, Marbrug, 2001.

Kistemann, T. et al.; Gebäudetechnik für Trinkwasser; Fachgerecht planen – Rechtssicher ausschreiben – Nachhaltig sanieren; Springer Vieweg Verlag; Berlin/Heidelberg, 2012.

Klümper, T. H.; Wasserverwendung – Trinkwasserinstallation, Oldenbourg Industrieverlag, Frankfurt, 2000.

Pehnt, M. (Hrsg.); Energieeffizienz – Ein Lehr und Handbuch, Heidelberg, 2010.

Pistohl, W.; Handbuch der Gebäudetechnik – Planungsunterlagen und Beispiele, 2009, Band 1, Düsseldorf, 2009.

Recknagel, H., Sprenger, E., Schramek, E.-R. (Hrsg.); Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik; 76. Auflage; R. Oldenbourg Industrieverlag GmbH; München; 2013. **Schrag, T.;** Modellierung, Simulation und Optimierung solarthermischer Anlagen in einer objektorientierten Simulationsumgebung, Berlin, 2001.

Schwamberger, K.; Modellbildung und Regelung von Gebäudeheizungsanlagen mit Wärmepumpen, Fortschrittberichte VDI Reihe 6, Nr. 263, VDI Verlag Düsseldorf, 1991.

Statistisches Bundesamt; Preise Verbraucherpreisindizes für Deutschland Lange Reihen ab 1948, Wiesbaden, 2015.

Statistisches Bundesamt; Entwicklung der Bruttoverdienste, Wiesbaden, 2014. **Umweltbundesamt (Hrsg.);** Entwicklung Kohlendioxid-Emissionen, 2011.

Umweltbundesamt (Hrsg.); Energiesparen bei der Warmwasserbereitung – Vereinbarkeit von Energieeinsparung und Hygieneanforderungen an Trinkwasser, Dessau-Roßlau, 2011.

Verein deutscher Ingenieure e.V. (Hrsg.); VDI 2067 - Blatt 1 – Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen – Grundlagen und Kostenberechnung, Düsseldorf, 2012.

Verein deutscher Ingenieure e.V. (Hrsg.); VDI 3807 - Blatt 3 – Wasserverbrauchskennwerte für Gebäude und Grundstücke, Düsseldorf, 2000.

Verein deutscher Ingenieure e.V. (Hrsg.); VDI 6003 – Trinkwassererwärmungsanlagen, Komfortkriterien und Anforderungsstufen für Planung, Bewertung und Einsatz; Beuth Verlag; Berlin, 2012.

Verein deutscher Ingenieure e.V. (Hrsg.); VDI 4640 – Thermische Nutzung des Untergrunds; Erdgekoppelte Wärmepumpenanlagen Blatt 2; Beuth Verlag; Berlin, 2001.

VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (Hrsg.); VDI-Wärmeatlas, Heidelberg, 2006. **Vogt, A., Brunk, M. F.;** Dezentrale Trinkwassererwärmung mittels Kleinstwärmepumpen, in: 24. Assistententreffen der Bereiche Bauwirtschaft, Baubetrieb und Bauverfahrenstechnik, Weimar, 2013.

Wanner, O.; Wärmerückgewinnung aus Abwassersystemen, Dübendorf, 2004.

Am Lehrstuhl abgeschlossene Abschlussarbeiten (nicht veröffentlicht) im relevanten Forschungsbereich:

Brandenburg, L.; Masterarbeit zum Thema: Bemessung und Simulation eines Systems der dezentralen Trinkwassererwärmung mittels Wärmepumpen und zentral bereitgestellter Energie (nicht veröffentlicht), RWTH- Aachen University, Lehrstuhl BGT, Aachen, 2013.

Dorgeloh, F.; Diplomarbeit zum Thema: Simulation und Vergleich von Systemen zur Trinkwarmwasserversorgung durch die kombinierte Nutzung von Solarthermie und Wärmepumpensystemen (nicht veröffentlicht), RWTH- Aachen University, Lehrstuhl E3D, Aachen, 2014.

Engel, B.; Masterarbeit zum Thema: Simulatorische Untersuchung eines dezentralen Abwasserwärmepumpensystems (nicht veröffentlicht), RWTH- Aachen University, Lehrstuhl BGT, Aachen, 2013.

Krämer, B.; Bachelorarbeit zum Thema: Bemessung und Simulation eines Systems zur dezentralen Trinkwarmwasserversorgung mittels Kleinstwärmepumpen (nicht veröffentlicht), RWTH- Aachen University, Lehrstuhl BGT, Aachen, 2013.

Schüring, M.; Bachelorarbeit zum Thema: Bemessung und Simulation eines Systems zur zentralen Energiebereitstellung für dezentrale Wärmepumpensysteme zur Trinkwarmwassererzeugung (nicht veröffentlicht), RWTH- Aachen University, Lehrstuhl BGT, Aachen, 2013.

Spinnräker, E.; Bachelorarbeit zum Thema: Simulative Untersuchung der Trinkwarmwasserversorgung durch Wärmepumpensysteme mit der Energiequelle Luft (nicht veröffentlicht), RWTH- Aachen University, Lehrstuhl E3D, Aachen, 2014.

Winkens, A.; Studienarbeit zum Thema: Legionellenproblematik in Trinkwassererwärmungsanlagen (nicht veröffentlicht), RWTH- Aachen University, Lehrstuhl E3D, Aachen, 2014.