Optimierung thermischer Systeme in dezentralen Energieversorgungsanlagen

der Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik

der

Universität Dortmund

genehmigte

DISSERTATION

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften

von

Dipl.-Ing. Roland Becker
Dortmund

Referent: Prof. Dr.-Ing. E. Handschin
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Z. Styczynski

Tag der mündlichen Prüfung: 25. April 2006

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Angestellter am Lehrstuhl für Energiesysteme und Energiewirtschaft an der Universität Dortmund.

Mein besonderer Dank gilt dem Lehrstuhlinhaber Herrn Prof. Dr.-Ing. Edmund Handschin für die Anregung zu dieser Arbeit. Für die stets angenehme und vertrauensvolle Zusammenarbeit sowie der Möglichkeit, die Arbeit auf Konferenzen vorzustellen, spreche ich Prof. Handschin meinen ganz besonderen Dank aus.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Zbiginiew Styczynski von der Universität Magdeburg danke ich für die freundliche Übernahme des Korreferats, für das große Interesse an meiner Arbeit und seinen wertvollen Diskussionsbeiträgen.

Bei allen derzeitigen und ehemaligen Kolleginnen und Kollegen sowie Studierenden am Lehrstuhl für Energiesysteme und Energiewirtschaft der Universität Dortmund bedanke ich mich sowohl für ihre kreative Zusammenarbeit und fortwährende Diskussionsbereitschaft als auch für das angenehme, kollegiale Arbeitsklima. Zu guter Letzt danke ich all denjenigen, die zum Erfolg der Arbeit beigetragen haben, insbesondere Herrn Dipl.-Ing. Markus Schröder (EUS GmbH) für die kooperative Projektarbeit.

Meinen Eltern danke ich für die Unterstützung während meiner Schul- und Studienzeit sowie der stetigen Förderung meiner Interessen an Technik und Naturwissenschaften.

Meiner Freundin Franziska danke ich für ihren pausenlosen Zuspruch und die persönliche Unterstützung.

Dortmund, im Mai 2006

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung **1**

1.1 Hintergrund und Motivation 1

1.2 Ziel und Struktur der Arbeit 2

2 Stand der Technik **4**

2.1 Energieversorgung und Energievorräte 4

2.2 Abgrenzung zentrale -dezentrale Energieversorgung 5

2.3 Aufbau und Funktion herkömmlicher Heizungsanlagen 7

2.4 Integration dezentraler KWK-Anlagen in bestehende Energieversorgungsstrukturen 10

2.4.1 Thermische Einbindung 10

2.4.2 Elektrische Einbindung 11

2.4.3 Regelungstechnische Einbindung 11

2.5 Rahmenbedingungen für den Einsatz dezentraler KWK-Anlagen 13

2.5.1 Gesetzliche Rahmenbedingungen 13

2.5.2 Eignung verschiedener KWK-Anlagen zur gekoppelten dezentralen Energieerzeugung 16

2.5.3 Wirtschaftliche Rahmenbedingungen 19

2.6 Simulationsgestützte Analyse der thermisch-hydraulischen Einbindung dezentraler KWK-Anlagen 22

2.6.1 Bedeutung 22

2.6.2 Bereits erhältliche Simulationstools 22

2.6.3 Motivation zur Implementierung eines neuen Simulationstools 23

3 Mathematische Modelle und Simulationsverfahren **24**

3.1 Grundlagen der Wärmelehre 24

3.1.1 Transmissionswärmeverluste 24

3.1.2 Wärmeübertragungsmechanismen 26

3.1.3 Wärmespeicherung 26

3.2 Aufbau der Simulationsumgebung 27

3.3 Erläuterung der thermischen Modelle 30

3.3.1 Rohrleitung 31

3.3.2 Wärmequelle 32

3.3.3 Wärmesenke 33

3.3.4 Gegenstromwärmetauscher 33

3.3.5 Thermischer Pufferspeicher 35

3.3.6 Brauchwasserspeicher 38

3.3.7 Pumpe 41

3.3.8 Ventil . . . 41
3.3.9 Rückschlagklappe . . . 42
3.3.10 Verbindungselemente . . . 42
3.4 Erläuterung der hydraulischen Modelle . . . 42
3.4.1 Rohrleitung . . . 42
3.4.2 Pumpe . . . 43
3.4.3 (Regel-)Ventil . . . 44
3.4.4 Verbindungselemente . . . 45
3.4.5 Weitere Elemente . . . 45
3.5 Simulationsverfahren und Matrizeninversionsmethoden . . . 46
3.5.1 Simulationseinstellungen . . . 48

4 Optimierter Regler eines KWK-unterstützten HES 49
4.1 Aufgabe und Anforderungen . . . 49
4.2 Optimale Größe des Pufferspeichers . . . 50
4.3 Allgemeine Konzepte zur Regelung/Steuerung von Hausheizungsenergiesystemen . 53
4.4 Szenarien . . . 58
4.4.1 Szenario 1: Grundsystem . . . 61
4.4.2 Szenario 2: Erweitertes System mit thermischen Speicher . . . 65
4.4.3 Szenario 3: Vollständiges Hauswärmeversorgungssystem . . . 70

5 Anwendung und Bewertung 77

6 Zusammenfassung und Ausblick 80

A Anhang: Matrizeninversionsmethoden 84
A.0.4 Direkte Matrizeninversionsmethoden . . . 85
A.0.5 Iterative Verfahren . . . 89
A.0.6 Zeitliche Vergleiche . . . 97

B Anhang: Szenarien für Laufzeitvergleich 100

C Anhang: Weitere Simulationsergebnisse 102

D Anhang D: Wissenschaftlicher Tätigkeitsnachweis 104

E Literaturverzeichnis 106

Formelzeichen und Abkürzungen

Formelzeichen

A	Querschnittsfläche $[m^2]$, Koeffizientenmatrix	
α, k	Wärmeübergangskoeffizient	$[\frac{W}{(m^2K)}]$
A_{ht}	Wärmeübertragungsfläche (=heat transfer Area)	$[m^2]$
β	Stündlicher Luftwechsel	$[h^{-1}]$
c	Wärmekapazität	$[\frac{J}{kgK}]$
d	Durchmesser	[m]
dp	inkrementeller Druckabfall	[bar]
dT	Temperaturgradient	[°C/s]
dx	(Temperatur-)Inkrement	
Δ	Differenz	
E	Einheitsmatrix	
ε	Absolute Rauigkeit der Rohrwandung	$[mm]$
h	Höhe	[m]
J	Jacobi-Matrix	
k_v	Durchfluss eines Ventils bei 1 bar Druckabfall	$[\frac{m^3}{h}]$
k_{v0}	k_v-Wert bei vollständig geschlossenem Ventil	$[\frac{m^3}{h}]$
k_{vs}	k_v-Wert bei vollständig geöffnetem Ventil	$[\frac{m^3}{h}]$
$\dot{m}$	Massenstrom	$[\frac{kg}{s}]$
l	Länge	[m]
λ	Wärmeleitfähigkeit $[\frac{W}{mK}]$, Reibungszahl	
n	Anzahl der Elementabschnitte (bei thermischen Modellen)	
η	Dynamische Viskosität	$[Pa \cdot s]$
$O(n)$	O-Notation (sprich: „O von n “)	
$\dot{Q}$	Wärmestrom	[W]
r	Radius	[m]
Re	Reynoldszahl	
ρ	Dichte	$[\frac{kg}{m^3}]$
s	Stellwert	
T	Absolute Temperatur	$[K]$
t	Dicke (thickness)	[m]
ϑ	Celsiustemperatur	[°C]
$\dot{\vartheta}$	Temperaturänderung	$[\frac{°C}{s}]$
V	Volumen	[l]
$\dot{V}$	Volumenstrom	$[\frac{l}{min}]$
ξ_{add}	zusätzlicher Widerstandsbeiwert/Reibungszahl	

Indizes

A	außen
amb	Umgebung (ambient)
bottom	unten
Byp	Bypass
circ	Zirkulation (circulation) (Kreislauf beim Brauchwasserspeicher)
ecs	Äquivalente Querschnittsfläche (equivalent cross section)
env	Umfeld, Umwelt (environment)
freshwater	kalt, Frischwasser
h	Höhe
h, i, j, k, m	Laufvariablen
H	hydraulisch
ht	Wärmeaustausch beim Wärmetauscher (heat transfer) von der Wand zu Seite 1 bzw. 2
i	Innen (inner)
in	Eingang (input)
iso	Isolierung (isolation)
iso2env	durch die Isolierung zur Umgebung
kond	konduktiv (wärmeleitend)
konv	konvektiv (wärmetransportierend)
loss	Verlust (über einhüllende Fläche des Pufferspeichers, d.h. Mantelfläche inkl. Boden und Deckel)
out	Ausgang
p	Rohrleitung (pipe)
ref	Referenz(wert)
servicewaterreturn	Rücklauf des Brauchwassers; üblicherweise Frischwasser
shell	Mantelfläche (shell) des Pufferspeichers
storage	Speicher
th	Thermisch
top	oben
tot	Gesamt (total)
Trans	Transmission
wall	Wand
wall2env	durch die Wand zur Umgebung
wall2storage	von der Wand an den Speicher (Brauchwasserspeicher)

Abkürzungen

BHKW	Blockheizkraftwerk
BWS	Brauchwasserspeicher
BZ	Brennstoffzelle
DEA	Dezentrale Energieumwandlungsanlage
EnEV	Energieeinsparverordnung
FILO	First-In-Last-Out
HES	Hausheizungs-Energie-System
HEX	Wärmetauscher (heat exchanger)
HKW	Heizkraftwerk
HVAC	Heating, Ventilation, Air Conditioning (Heizung, Lüftung, Klimatechnik)
KWK	Kraft-Wärme-Kopplung
LGS	Lineares Gleichungssystem
OECD	Organization for Economic Co-operation and Development (Organisation für wirtschaftliche Zusammenarbeit und Entwicklung)
PEM-BZ	Polymer-Elektrolyt-Membran Brennstoffzelle
PSP	Pufferspeicher
SOR	Successive OverRelaxation (sukzessives Überrelaxations-Verfahren)
VK	Virtuelles Kraftwerk
WE	Wohneinheiten
WW	Warmwasser
ZHG	Zusatzheizgerät

1 Einleitung

1.1 Hintergrund und Motivation

Primärenergieträger werden weltweit in den Bereichen Industrie, Verkehr, Haushalte sowie im Gewerbe, Handel und Dienstleistungsbereich eingesetzt. Im Zusammenhang mit globalen klimatischen Veränderungen und wichtig werdender ökonomischer Betrachtungen ist zukünftig ein noch effizienterer Energieeinsatz anzustreben, der für heutige und zukünftige Generationen eine große Herausforderung sein wird. Zu einem großen Teil werden Primärenergien zur Umwandlung in Wärme, insbesondere der thermischen Energieversorgung von Gebäuden, verwendet. Zusätzlich zur Wärmeversorgung sind Gebäude mit einer elektrischen Netzanbindung, einer Wasserversorgung und zumeist Kommunikationseinrichtungen ausgestattet. Bisher werden diese Systeme getrennt und weitgehend unabhängig voneinander betrieben. Zukünftig vermehrt eingesetzte Informations- und Kommunikationssysteme werden zu einer Vernetzung lokaler Energiesysteme und übergeordneter Stellen sorgen. Hierbei sind besonders die Kommunikationsgestützte Vernetzung zahlreicher dezentraler Energieumwandlungsanlagen (DEA) zu erwähnen, die unter dem Begriff „Virtuelles Kraftwerk“(VK) oft diskutiert wird. Die Möglichkeiten einer einzelnen aber auch vernetzten dezentralen Energieversorgungsstruktur sind vielfältig. So können Leistungsaufnahmen der Verbraucher überwacht und gesteuert werden, so dass eine Vergleichmäßigung des elektrischen Lastbedarfs realisiert wird. Analog ist auch auf der thermischen Seite eine Regelung möglich. Dies kann dazu beitragen, Energiebedarfe zu reduzieren und Kosten zu senken.

Abbildung 1 stellt die jährlichen Energiekosten eines deutschen Durchschnittshaushaltes dar. Raumwärme und Warmwasserbereitstellung nehmen hierbei den größten Anteil an den Energiekosten ein. Eine Betrachtung der einzelnen Verwendungszwecke, die in Abbildung 1 nicht dargestellt sind, lässt erkennen, dass fast 80 % der Energie zu Heizzwecken, ca. 10 % für die Warmwasserbereitung und nur etwa 6 % für den Betrieb der unterschiedlichsten Elektrogeräte (v.a. Haushaltsgeräte) benötigt wird [UKi]. Der größte Energiebedarf wird also durch den Wärmebedarf eingenommen, der in deutschen Hauhalten in 2001 zu 40 % von Erdgas, 32 % von Öl, 12 % durch Fernwärme, 10 % durch Kohle und 6 % durch Elektrizität gedeckt wird [EHP]. Der gleichzeitige, wenn auch nicht gleichanteilige Bedarf an elektrischer und thermischer Energie legt eine verbrauchernahe und ganzheitliche Energieversorgung mit thermischer und elektrischer Energie nahe.

Dies ist mit Kraft-Wärme-Kopplung(KWK)-nutzenden DEA realisierbar. Sie ermöglichen eine Versorgung mit Strom und Wärme bei hohem Gesamtwirkungsgrad und benötigen dafür sowohl eine elektrische als auch eine thermische Einbindung in bestehende Strukturen. Die elektrische Anbindung geschieht üblicherweise an das vorhandene, i.d.R. üppig dimensionierte öffentliche Niederspannungsnetz und führt bei relativ geringer Durchdringung solcher Anlagen nicht zu Überlastungen der Betriebsmittel [Wie]. Es sind vielmehr bestehende elektrische Schutzkonzepte anzupassen, da eine vermehrte dezentrale Energieeinspeisung zu einer Umkehrung des Energieflusses führen kann. Da KWK-Anlagen üblicherweise mindestens genau so viel thermische wie elektrische Leistung bereitstellen, ist die sinnvolle Nutzung der Wärme für einen kontinuierlichen

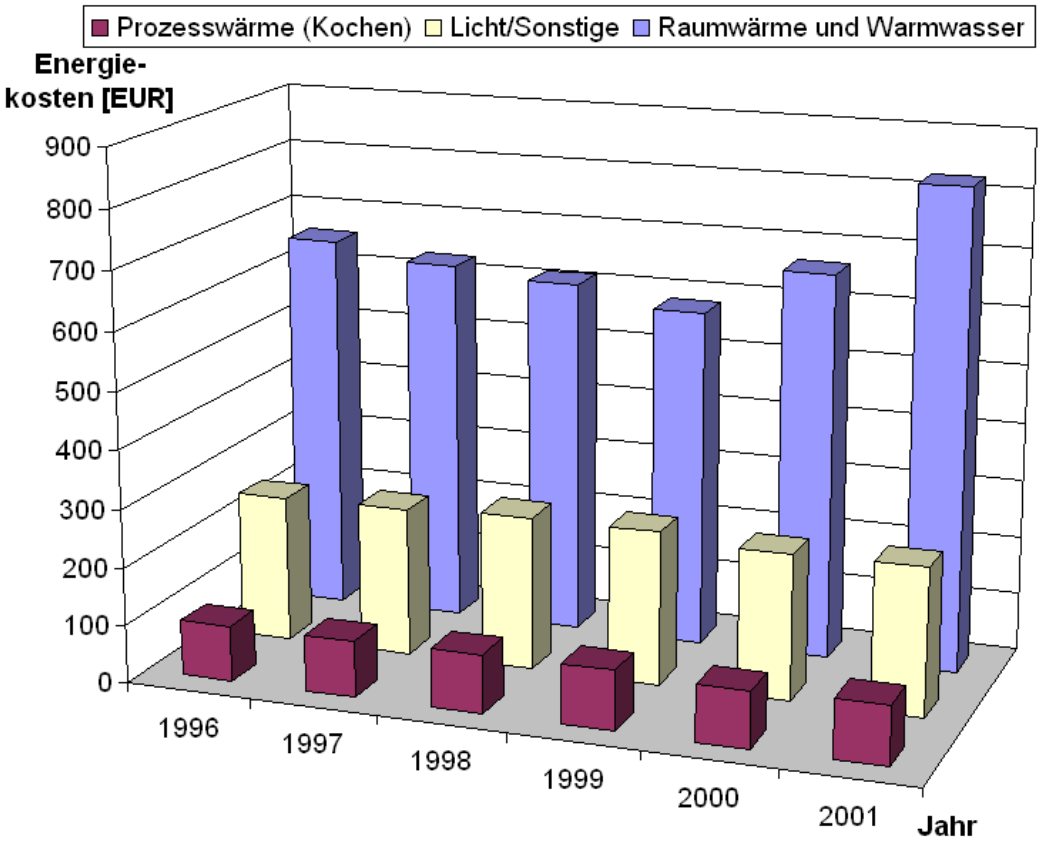

Abbildung 1: Durchschnittliche Energiekosten (ohne Kraftstoffe) für Haushalte in Deutschland (Quelle: [BMWA])

Betrieb und eine hohe Energieausnutzung wichtig. Die Leistungsauslegung deutlich unterhalb des maximalen Wärmebedarfs ermöglicht eine hohe Nutzung der KWK-Anlage. Ein kontinuierlicher Betrieb der Anlage bei Nennleistung wirkt sich vorteilhaft auf den Verschleiss und die Wirtschaftlichkeit aus.

Ein wärmegeführter Betrieb der Anlage ist aus Sicherheitsapekten einem stromgeführten Betrieb vorzuziehen, da die elektrische Energie relativ einfach eingespeist und nur so eine Überwärmung vermieden werden kann, die u.U. irreparable Anlagenschäden nach sich zieht. Um wichtige Aspekte einer thermischen Einbindung dezentraler KWK-Anlagen zu analysieren, ist im Rahmen dieser Arbeit eine Simulationsumgebung zur dynamischen Nachbildung eines Hausheizungs-Energie-Systems (HES) entstanden. Damit lassen sich nahezu beliebig komplexe Netzwerkschemata rechnergestützt nachbilden und Lösungsansätze bzgl. der Verschaltung und Reglerauslegung finden.

1.2 Ziel und Struktur der Arbeit

Die Frage verschiedener thermischer Einbindungsvarianten dezentraler KWK-Anlagen ist bisher in der Literatur nicht umfassend und allgemeingültig behandelt worden. Die Integration in bestehende Heizungssysteme mit herkömmlichen Heizungskomponenten ist vielfältig. Hinzu kom-

men zahlreiche Varianten komplexer Regelungsstrategien. Ansätze zum Konzeptvergleich [Heid] lassen die Frage nach dem dynamischen Verhalten entsprechender Verschaltungsstrukturen und Regelstrategien aufkommen. Daher werden in dieser Arbeit Konzepte zur Strukturfindung resp. Regelstrategien entwickelt, die daran anschließend rechnergestützt simuliert werden. Dabei bildet die Entwicklung einer dynamischen Simulationsumgebung die Grundlage für die durchzuführenden Untersuchungen.

Kapitel 2 gibt einen Überblick über den Stand der Technik. Nach einer Abgrenzung zentraler und dezentraler Energieversorgungssysteme wird der Aufbau und die Funktion herkömmlicher Heizungsanlagen erläutert. Anschließend werden verschiedene, z.T. am Markt erhältliche, dezentrale KWK-Systeme vorgestellt. Die elektrische und thermische Integration solcher Anlagen in bestehende Systeme wird anschließend erläutert. Rahmenbedingungen werden im Folgenden aus gesetzlicher, technischer und wirtschaftlicher Sicht betrachtet. Am Ende von Kapitel 2 wird auf die simulationsgestützte Analyse einer thermisch-hydraulischen Simulation von KWK-Anlagen eingegangen.

In Kapitel 3 werden die mathematischen Zusammenhänge erklärt, die im Simulationsprogramm Anwendung finden. Nach der Erläuterung von Wärmeverteilungsaspekten wird der Aufbau und die Funktion der Simulationsumgebung vorgestellt. Bei den verwendeten Modellen handelt es sich zum einen um thermische Berechnungsmodelle, die auf Energiedifferenzen-Berechnungen basieren, und zum anderen um volumenstromabhängige Druckverlustberechnungen einzelner Elemente, mit denen hydraulische Netzwerkgleichungen gelöst werden. Das Verfahren zur Lösung der Netzwerkgleichungen mit dem Newton-Raphson-Algorithmus wird ebenso vorgestellt wie beschleunigte Matrizeninversionsmethoden. Ein besonders effizientes Inversionsverfahren für spärlich besetzte Matrizen, die v.a. bei relativ komplexen Netzwerkstrukturen entstehen, wird ebenfalls erläutert.

In Kapitel 4 werden Einbindungskonzepte und intelligente Regleralgorithmen auf deren Eignung für dezentrale KWK-Anlagen untersucht. Die optimale Dimensionierung des Pufferspeichers wird zunächst diskutiert, anschließend erfolgen Beschreibungen zu Regelkonzepten einzelner Elemente. Realistische Verläufe für Raumwärme- und Warmwasserbedarfe werden vorgestellt und anschließend drei verschiedene Szenarien mit gesteigerter Komplexität betrachtet und deren Simulationsergebnisse präsentiert.

In Kapitel 5 werden die untersuchten Szenarien im Hinblick auf zukünftige realistische Anwendungen bewertet.

Kapitel 6 fasst die Ergebnisse dieser Arbeit zusammen und schließt mit einem Ausblick für weiterführende Arbeiten auf diesem Gebiet ab.

2 Stand der Technik

Im Folgenden wird der Stand der Technik bzgl. der thermischen Einbindung dezentraler Anlagen in Hausheizungsenergiesysteme (HES) beschrieben. Hierfür wird zunächst der Unterschied einer zentralen und dezentralen Energieversorgung aufgezeigt, anschließend auf den Aufbau herkömmlicher Heizungssysteme und die thermische, elektrische und regelungstechnische Integration dezentraler KWK-Anlagen in solche Systeme erläutert. Gesetzliche und wirtschaftliche Rahmenbedingungen für den Einsatz von DEA werden betrachtet. Mit der Bedeutung und der Motivation zur Realisierung einer neuen Simulationsumgebung für HES endet dieses Kapitel.

2.1 Energieversorgung und Energievorräte

Die Energieversorgung umfasst die Bereitstellung von Energieträgern, die Energieumwandlung resp. Verteilung und schließlich die Nutzung der gewandelten Energie. Im Allgemeinen wird unter Energieversorgung und -verbrauch (im eigentlichen Sinne kann Energie nie verbraucht, sondern nur umgewandelt werden) die Nutzung verschiedener Energien, die letztendlich für Anwendungszwecke des Menschen bestimmt sind, verstanden [Wik]. Die am häufigsten verwendeten Energieformen sind thermische und elektrische Energie. Energie wird v.a. in den Bereichen Heizen, Kochen und dem Betrieb von Geräten zur Lebenserleichterung (elektrische/elektronische Geräte) verwendet. Im Bereich Fortbewegung wird im großen Maßstab Energie in Form (flüssiger) fossiler Energieträger eingesetzt.

Die in der Erde lagernden Vorräte an fossilen Brennstoffen (fossile Energieträger), die nachgewiesen, sicher verfügbar und mit heutiger Technik wirtschaftlich gewinnbar sind, bezeichnet man als Energiereserven [Umw]. Darüber hinaus gibt es Vorräte, die zukünftig bei zunehmender Verknappung und steigenden Energiepreisen wirtschaftlich erschlossen werden, zum jetzigen Zeitpunkt jedoch unwirtschaftlich sind und nicht weiter betrachtet werden. Gleichbleibenden Energiebedarf und gleichbleibende Nutzung unterstellt, reichen die derzeit bekannten Welt-Energiereserven an Erdöl und Erdgas 40-50 bzw. 70-80 Jahre, bei Kohle ca. 200 Jahre und Uran für die Kernkraft ungefähr 80 Jahre. Neben den Energiereserven gibt es nachgewiesene und vermutete Vorräte von Energieträgern (so genannte Energieressourcen), die jedoch derzeit aus technischen und/oder wirtschaftlichen Gründen noch nicht gewinnbar sind. In [POek] sind Steigerungsraten des Verbrauchs, welche die OECD berechnete, berücksichtigt, so dass sich gegenüber der vorgenannten Zeiträume bereits frühere Zeitpunkte für das zur Neige gehen der Energieträger ergeben.

Darüberhinaus ist zu berücksichtigen, dass große Mengen vorgenannter Energieträger sich auf wenige Gebiete in der Welt konzentrieren. Im Jahr 2010 werden OPEC-Länder des Nahen Ostens 50 % des Öls fördern. Das verschafft diesen, teilweise politisch instabilen Ländern, eine bedeutende Machtposition - nicht nur über die Preise. Ähnlich sieht es beim Erdgas aus, das Deutschland im Jahr 2010 vermutlich zu 90 % aus Russland importieren wird.

Die Energieverteilung geschieht bei elektrischer Energie, Erdgas, Fern- und Nahwärme leitungsgebunden, andere Energieträger wie Kohle, Holz, Flüssigkraftstoffe, Gase oder Kernbrenn-

stoffe sind lager- und transportfähig. Eine Umwandlung der Primärenergien in nutzbare Energieformen ist auf verschiedene Art und Weisen möglich und soll im Folgenden erläutert werden.

2.2 Abgrenzung zentrale -dezentrale Energieversorgung

Zentrale Energieversorgung bedeutet, dass Energieträger im großen Maßstab an einigen wenigen Standorten in Nutzenergie umgewandelt und anschließend leitungsgebunden zu den Verbrauchern transportiert wird. Dezentrale Energieversorgung bedeutet die verbrauchernahe Umwandlung von Energieträgern in Nutzenergie, so dass ein Transport bzw. Verteilung der Nutzenergie (z.B. thermische und elektrische Energie) idealerweise entfällt. Es ist anzumerken, dass die in den DEA eingesetzte Primärenergie auch transportiert und verteilt werden muss, was ebenfalls nicht verlustlos funktioniert.

Für die thermische und elektrische Energieversorgung von Häusern sind unterschiedliche Konzepte möglich. Auf der thermischen Seite sind dezentrale Wärmeversorgungen durch klassische Heizungsanlagen aber auch zentrale Wärmeversorgungen mit Fernwärmesystemen realisierbar. In Deutschland geschieht die Wärmeversorgung der Haushalte hauptsächlich dezentral durch die Energieträger Erdgas, Öl, Kohle und elektrischer Energie [EHP].

Die elektrische Energieversorgung geschieht mittels flächendeckender Energieversorgungsnetze. In den letzten Jahren haben sich durch die Liberalisierung des Elektrizitätsmarktes viele Veränderungen ergeben. So finden seitdem vermehrt Durchleitungen elektrischer Energie und Netznutzungen unabhängiger Energieeinspeiser statt, die zu einer erhöhten Auslastung des Netzes beitragen. So wurden in den letzten Jahren bereits zahlreiche KWK-Anlagen sowie größere Windparks in Nieder-, Mittel- und Hochspannungsnetzen angeschlossen. Die heutige Struktur der Energieversorgungsnetze wird jedoch noch von der klassischen Sicht geprägt. Dies liegt v.a. an den langen Lebensdauern (z.T. ≥ 40 Jahre) der eingesetzten Komponenten [Han1]. Diese Struktur ist durch zentrale Großkraftwerke, Hoch- und Mittelspannungsnetzen zur Verteilung der elektrischen Energie und den Endverbrauchern auf Niederspannungsebene geprägt.

Über Jahrzehnte hat sich die elektrische Energieversorgung zu einem starken Industriesektor entwickelt und bildet das Grundgerüst einer zuverlässigen (Energie)Wirtschaft. Vorteile wie z.B. eine günstige großvolumige Energieversorgung, eine hohe Versorgungszuverlässigkeit, usw. stehen Nachteilen, wie z.B. eine relativ geringe Energieumwandlungseffizienz (bei einem modernen Kohle-Kondensationskraftwerk bis zu 45 % [UmBA]), unvermeidbare elektrische Übertragungsverluste, hohe Investitionskosten u.a. gegenüber. Dabei ist zu berücksichtigen, dass sich Kraftwerk-Wirkungsgrade von $\eta_{el} = 45\%$ schon relativ nahe beim theoretisch maximal erreichbaren Carnot-Wirkungsgrad befinden. Dieser berechnet sich zu $\eta_C = 1 - \frac{T_1}{T_2}$, wobei T_1 die untere und T_2 die obere Prozesstemperatur ist. Die obere Prozesstemperatur ist durch die mechanische Stabilität der eingesetzten Rohrleitungen zu etwa 550°C, die untere Temperatur zu 50...100°C festgelegt, so dass sich der Carnot-Wirkungsgrad zwischen $\eta_{C,100°C} = 0,5468$ und $\eta_{C,50°C} = 0,6075$ befindet. Die restliche Wärme ist mit einem Kraftwerk nicht weiter nutzbar und muss auf niedrigem Temperaturniveau über den Kühlturm (Kondensator) an die Umgebung abgeführt werden. Wird die

untere Prozesstemperatur auf z.B. 130°C angehoben, lässt sich mit einem thermischen Kraftwerk auch ein beträchtlicher Teil Wärme auskoppeln und so ein höherer Gesamtwirkungsgrad durch Kraft-Wärme-Kopplung erzielen. Eine Auskopplung von Wärme führt auch bei einer Gesamtwirkungsgradsteigerung zu einer Reduzierung des elektrischen Wirkungsgrades. Dies ist jedoch bei thermischen Kraftwerken der elektrischen Energieumwandlung nicht gewünscht, da die Wärmeabnahme nicht gewährleistet werden kann (v.a. im Sommer). In Abbildung 2 ist die Energieversorgungssituation typischer Haushalte in Deutschland vereinfacht dargestellt. Zum einen ist in Ab-

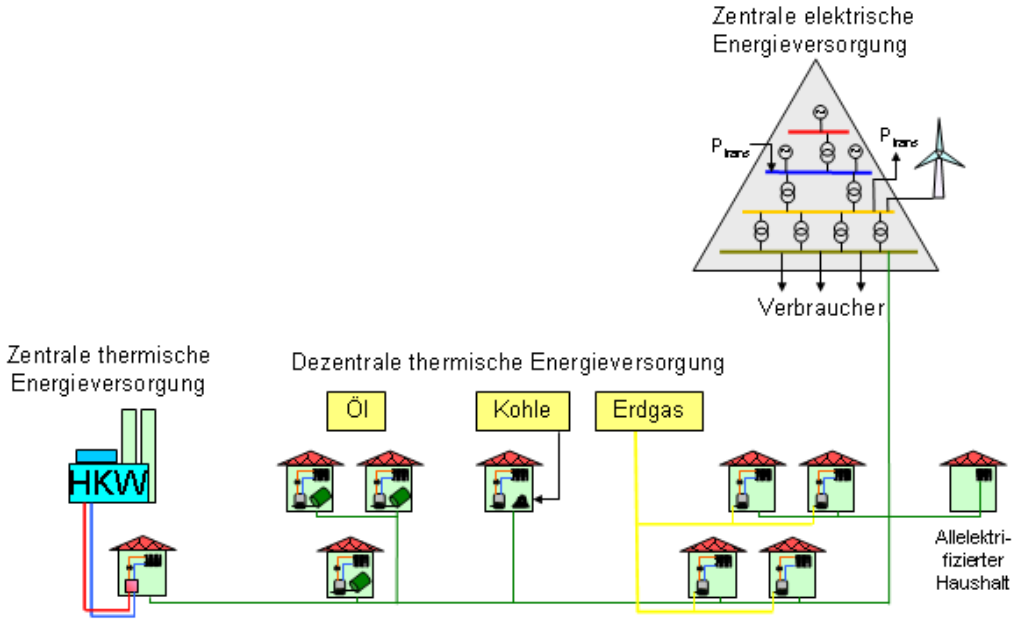

Abbildung 2: Zentrale und dezentrale Energieversorgung

bildung 2 die dominierende zentrale elektrische Energieversorgung zu erkennen, die aber bereits durch zusätzliche Energiedurchleitungen und Energieeinspeisungen z.B. aus regenerativen Energien gekennzeichnet ist. Da Energieversorger verpflichtet sind, Kunden anzuschließen ([NZV], [EnWG]) haben alle Haushalte einen Anschluss an das öffentliche Energieversorgungsnetz (400-V-Drehstrom). Die Versorgung mit thermischer Energie kann mit elektrischer (Speicherheizungen in allelektrifizierten Haushalten), thermischer (Nah-/Fernwärme) oder chemischer (gasförmige oder flüssige Brennstoffe) Energie erfolgen. Exemplarisch sind die Wärmeversorgungen durch ein Heizkraftwerk (HKW) und durch verschiedene Primärenergieträger dargestellt. Dabei ist die o.a. prozentuale Aufteilung annähernd durch die Anzahl der Häuser dargestellt. In Abbildung 2 sind Wärmeversorgungen mit Holzpellets, gewöhnlicher Holzfeuerung und eine Aufteilung der Fernwärmeversorgung nicht genau abgebildet.

Bisher werden elektrische und thermische Energieversorgungssysteme unabhängig voneinander aufgebaut und betrieben. Eine gleichzeitige Versorgung mit Wärme und Strom ist mit Kraft-Wärme-Kopplungs Anlagen möglich, die auch in Hausenergiesystemen eingebaut werden können. Abbildung 3 stellt ein solches Konzept qualitativ dar. Die Notwendigkeit zur Einspeisung elektri-

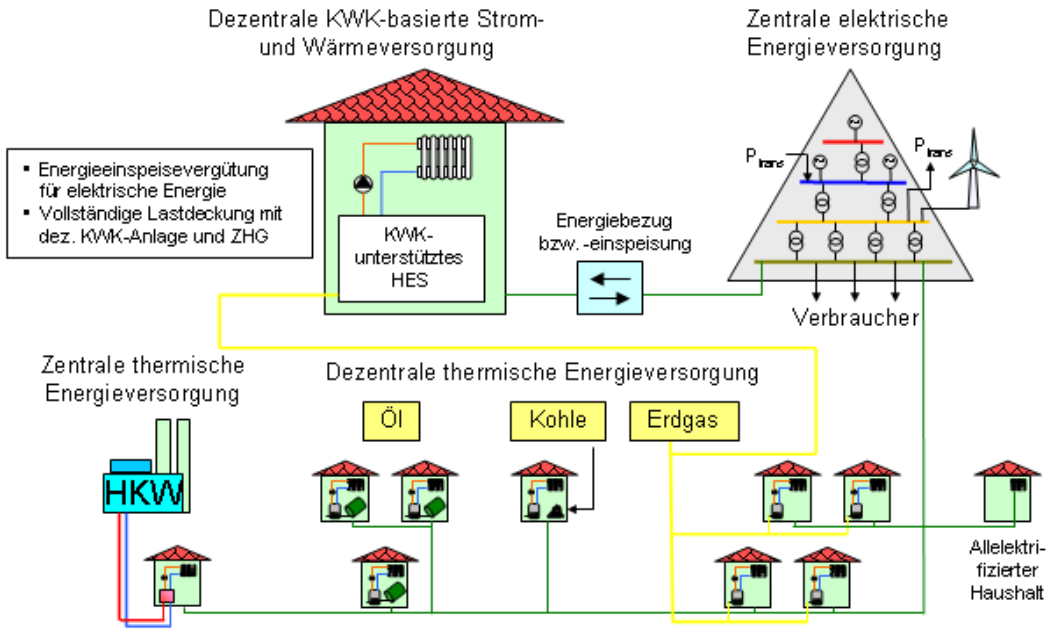

Abbildung 3: Dezentrale Energieversorgung

scher Energie führt zu einem Fortbestand der elektrischen Netzanbindung. Und auch die Primärenergieversorgung für die Energieumwandlung in der KWK-Anlage (üblicherweise mit Erdgas) führt zum Bestehenbleiben der Erdgasversorgung. Trotzdem können solche Anlagen zum Vorteil der Betreiber eingesetzt werden, z.B. durch einen höheren Gesamtwirkungsgrad gegenüber thermischen Kraftwerken, wegen der Vermeidung elektrischer Energieübertragungsverluste und schließlich durch kostensenkende Energiebezugskosten. Letztere beinhalteten auch Netznutzungsentgelte, die im Niederspannungsbereich rund ein Drittel des Arbeitspreises ausmachten [Wik]. Bezüglich der Energieübertragungsverluste ist jedoch anzumerken, dass zwar elektrische Transportverluste reduziert werden, doch erhöhte Transportverluste bei der Primärenergieversorgung bestehen, da eine KWK-unterstützte Anlage gegenüber einer reinen Wärmeversorgungsanlage mehr Primärenergie benötigt, da sie Primärenergieträger simultan in thermische und elektrische Energie umwandelt.

Da sich der Kern dieser Arbeit mit thermischen Energieversorgungssystemen beschäftigt, werden nachfolgend Heizungssysteme erläutert.

2.3 Aufbau und Funktion herkömmlicher Heizungsanlagen

Heizungsanlagen haben die Aufgabe, aus Brennstoffen wie z.B. Erdgas, Heizöl, Kohle, aber auch elektrischem Strom oder gespeicherter Sonnenenergie Raumwärme und gegebenenfalls Warmwasser bereitzustellen. Wird Wärme zentral in einem Heiz(kraft)werk erzeugt und an mehrere räumlich entfernte Wärmeabnehmer verteilt, so spricht man, je nach räumlicher Größe des Wärmeverbundes, von einer Nah- bzw. Fernwärmeversorgung. Derartige Wärmeverbundnetze finden bei der

Wärmeversorgung von Stadtteilen und in Industrieanlagen Verwendung.

Im Folgenden wird auf Zentralheizungen eingegangen, obwohl es auch andere Typen, wie z.B. Kohle- aber auch Wärmepumpenheizungen gibt. Moderne Zentralheizungen arbeiten heute mit der so genannten Brennwerttechnik, die üblicherweise mit Gas oder Öl betrieben wird. Solarthermische Heizungskonzepte sind ebenfalls in der Lage, Heizungsanlagen effizient zu unterstützen. In dieser Arbeit werden derartige Anlagenkonzepte nicht verfolgt, sondern es wird auf [Wit] verwiesen. Eine einfache Raumheizung ist die Einzelheizung (z.B. offener Kamin, geschlossener Ofen oder elektrisch betriebene Widerstandsheizung (Heizlüfter)).

Kann ein Gebäude durch sehr gute Wärmedämmung und selbst gewonnene Energie (z.B. durch Sonnenkollektoren) seinen Wärmebedarf ohne äußere Energiezufuhr decken, so spricht man von einem Passivhaus.

Die Zentralheizung (Sammelheizung) sorgt für die thermische Energieversorgung von Räumen oder Gebäuden. Das Wärmeträgermedium Wasser wird durch Rohrleitungen in die einzelnen Räume transportiert, in denen Heizkörper die Umgebungsluft erwärmen. Die Regelung der Heizung erfolgt üblicherweise außentemperaturgeführt. Das bedeutet, dass die Vorlauftemperatur der Heizung in Abhängigkeit von der Aussentemperatur eingestellt wird. Für die Festlegung der Kennlinie werden zwei Punkte genutzt. In Abbildung 4 ist die zugehörige Kennlinie, auch Heizkurve genannt, abgebildet. Die minimale und maximale Außentemperatur sind feste Werte, die nicht

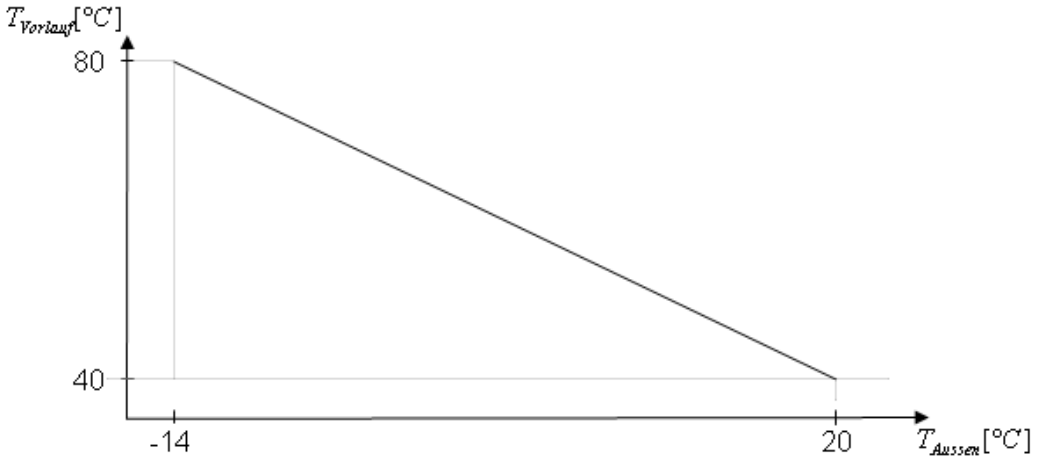

Abbildung 4: Aussentemperaturabhängige Einstellung der Vorlauftemperatur (Heizkurve)

verändert werden. Die Kennlinie wird daher immer mit den Werten minimale und maximale Vorlauftemperatur verändert. Die oben genannten Werte für die Vorlauftemperatur variieren je nach Anlage und werden durch den Betreiber festgelegt. Als Grundannahme dient die Pflicht des Betreibers, bei maximaler Stellung des Thermostatventils innnerhalb der Wohneinheiten eine Temperatur von 22°C bei -14°C Außentemperatur zu gewährleisten [Wik].

Grundsätzlich bestehen Heizungsanlagen aus Wärmequellen, -übertragern und -senken. Seitens der Wärmeerzeuger ist zu vermerken, dass mit Einführung der Ölheizung in den 1950-er Jahren Heizungskessel durch konstruktive Maßnahmen effizienter geworden sind, was sich in ei-

ner Verringerung der Abgas-, Strahlungs- und Betriebsbereitschaftsverluste und damit in einem geringeren Energieeinsatz äußert [Re]. Für unterschiedliche Brennstoffe (gasförmig, flüssig, fest) sind geeignete Heizkessel entworfen worden, um die Wirtschaftlichkeit für jeden Brennstoff zu verbessern. Um den Jahresnutzungsgrad von Zentralheizungsanlagen zu verbessern, werden zum überwiegenden Teil Niedertemperaturheizkessel eingesetzt. Eine weitere Verbesserung lässt sich, selbst gegenüber Niedertemperaturheizkesseln, mit Brennwertheizkesseln erreichen, die mit geringer Abgastemperatur arbeiten. Dazu werden Abgase an Wärmeaustauschflächen, die vom Heizungsrücklauf durchströmt werden, unter Kondensation abgekühlt, so dass die Kondensationswärme dem Wärmeerzeuger wieder hinzugefügt wird. Ein Brennwertheizkessel hat die Kondensationsheizflächen direkt im Heizkessel integriert und bei der sogenannten Brennwert-Kombination sind sie dem Kessel nachgeschaltet. Brennwertheizkessel ermöglichen so die derzeit größtmögliche Energieeinsparung und Umweltentlastung. Die Wärmeverteilung in einem Heizungskreis übernehmen Rohrleitungen. Die früher (bis Mitte des letzten Jahrhunderts) verwendeten Schwerkraftheizungsanlagen haben erhebliche Nachteile [Re]:

- schlecht regulierbar (v.a. bei Öl- und Gasfeuerungen)
- teuer und träge wegen großer Rohrquerschnitte
- eingeschränkte Installationsmöglichkeiten wegen begrenzter Rohrführung

Daher kommen in heute üblichen Gas- und Ölfeuerungen ausschließlich Wasserheizungen mit Umwälzpumpen zum Einsatz. Diese erlauben eine kostengünstigere Realisierung und eine bessere Regelung. Im Einfamilienhaus reichen in der Regel kleinste Pumpenleistungen aus. Die energiesparendsten Umwälzpumpen für den Ein- und Zweifamilienhausbereich kommen heute mit einer elektrischen Leistungsaufnahme von 5 bis 7 Watt aus, oft werden jedoch Pumpen mit 40 Watt und mehr eingesetzt. In der Regel sind die Pumpen heute dreifach zu groß dimensioniert [Wik].

Die Auslegung des gesamten Rohrnetzes und die Pumpencharakteristik sind eng miteinander gekoppelte Größen. Optimale Rohrdurchmesser werden im Allgemeinen bei Geschwindigkeiten in den Hauptverteilleitungen von ca. $0,3$ bis $1,5\frac{m}{s}$ erreicht. Bei kleinen Durchmessern fallen niedrige Investitionskosten für das Rohrnetz und relativ hohe Betriebskosten für die Pumpe an, bei großen Durchmessern der Rohre ist es umgekehrt. Bei bestehenden Rohrleitungssystemen oder zur Verifikation bei Neuinstallationen lassen sich die Rohrwiderstände auch messtechnisch erfassen und damit eine Dimensionierung von Umwälzpumpen durchführen. Alternativ lassen sich hydraulische Netze mit Tabellen und Faustformeln berechnen und abgleichen [Re]. Die Rohrleitungen versorgen letztendlich die Wärmesenken (sogenannte Raumheizeinrichtungen), die der Erwärmung der Innenluft dienen und z.B. als Heizkörper oder Fußbodenheizungen ausgeprägt sein können. Heizkörper und Heizflächen unterscheiden sich nach Form, Material und ihrem Regel- resp. Leistungsverhalten.

2.4 Integration dezentraler KWK-Anlagen in bestehende Energieversorgungsstrukturen

Dezentrale KWK-Anlagen ermöglichen eine simultane verbrauchernahe Versorgung mit elektrischer und thermischer Energie und benötigen daher auch eine Einbindung in bestehende Energieversorgungsstrukturen.

2.4.1 Thermische Einbindung

Die thermische Einbindung geschieht üblicherweise in Heizungssysteme, die in der Minimalkonfiguration aus einer Wärmequelle, einem Rohrleitungsnetz und Wärmesenken bestehen. Die wärmetechnische Einbindung einer dezentralen KWK-Anlage entspricht dem Einbau einer zusätzlichen Wärmequelle. Diese muss mechanisch an die Gesamtwärmeversorgungsanlage angeschlossen werden. Heizungssysteme an sich können heutzutage relativ aufwändige Strukturen aufweisen, in denen zusätzliche Pumpen, Stellventile, Rohrleitungen und Heizkörper eingebaut sind. Zusätzlich können Kreise zur Warmwasserbereitung und/oder Wärmetauscher zur Kopplung solcher Systeme integriert werden. Die Umsetzung einer angepassten hydraulisch-thermischen Verschaltung zur Einbindung einer KWK-Anlage wird in der Regel durch die baulichen Gegebenheiten eingeschränkt (z.B. Stellfläche/-höhe für einen Pufferspeicher), so dass die Planungsfreiheit von vornherein bei Neuanlagen größer ist. Für die Integration stehen grundsätzlich zwei Varianten zur Verfügung: parallele und serielle Einbindung zu einer vorhandenen Wärmequelle. Eine exemplarische Verschaltung für ein Grundsystem zeigt Abbildung 5. In Abbildung 5a ist ein einfaches thermisches Hauswärmeversorgungssystem nachgebildet, dessen Umsetzung in die, im Rahmen dieser Arbeit entwickelten, Simulationsumgebung HES in Abbildung 5b dargestellt ist. Die in Abbildung 5c und d aufgezeigten Verschaltungen zeigen eine serielle bzw. parallele Einbindung einer KWK-Anlage mit einem Zusatzheizgerät. An dieser Stelle wird, wie in der gesamten Arbeit, die Brennstoffzelle als exemplarische KWK-Anlage herangezogen. Dies trifft insbesondere auf die in Kapitel 4.4 beschriebenen Szenarien zu. Aus Analogiegründen ist ein Austausch des Begriffs „Brennstoffzelle“ durch andere KWK-Anlagentypen möglich.

Die Auslegung einer Heizungsanlage mit nur einem Brennwertgerät auf den maximalen Wärmebedarf ist in Abbildung 5b abgebildet. Der Ersatz des Brennwertgerätes durch eine KWK-Anlage ist nicht sinnvoll, da die Wärmeleistung stark moduliert werden müsste, um dem schwankenden Wärmebedarf gerecht zu werden. Dezentrale KWK sollten wie o.a. möglichst bei Nennleistung betrieben und in einem Gesamtsystem zusammen mit Spitzenlast-Wärmequellen eingesetzt werden. Eine serielle Einbindung, wie in Abbildung 5c zu erkennen, führt zu erhöhten Druckabfällen, da sich die Druckabfälle der in Reihe geschalteten Wärmequellen zu jeder Zeit addieren [Taylor]. Ausserdem sind die Totzeiten durch die längere Laufzeit des Volumenstroms bei Serienschaltung erhöht. Aus diesen Gründen ist auf eine Untersuchung im Rahmen dieser Arbeit verzichtet worden. Im weiteren wird daher die dezentrale KWK-Anlage stets parallel zu vorhandenen Wärmequellenpfaden geschaltet, wie in Abbildung 5d dargestellt. Ventile in beiden Wärmequel-

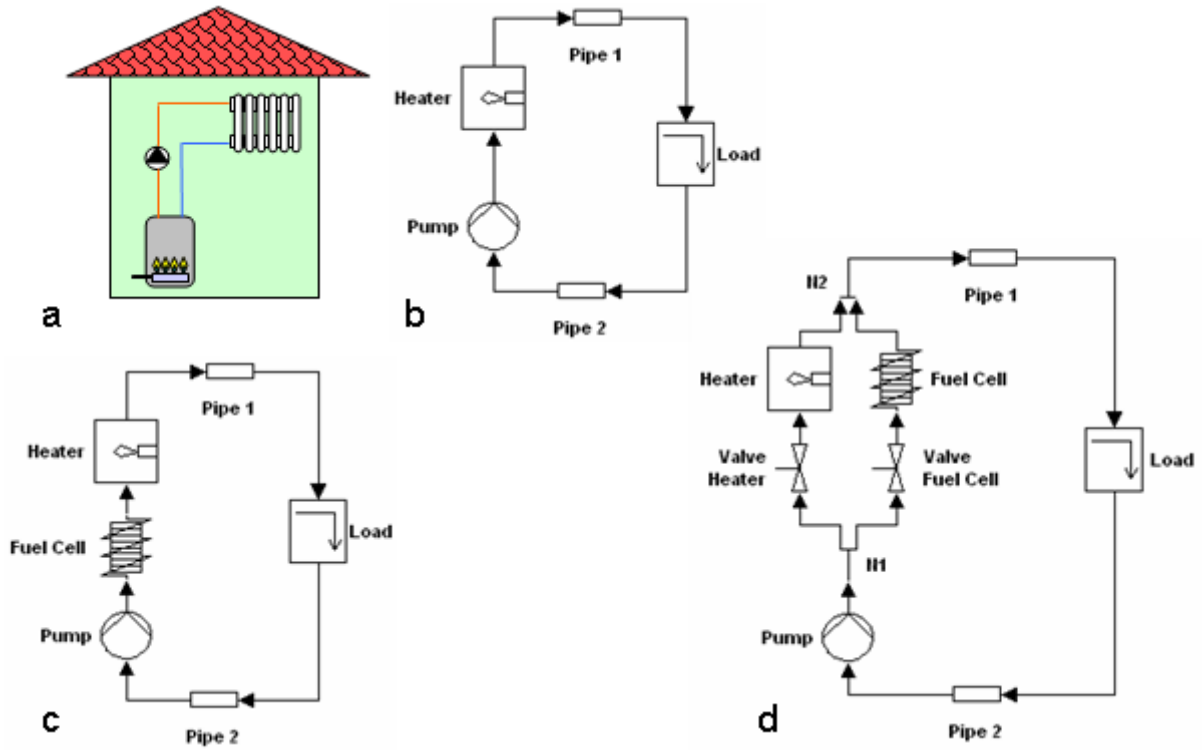

Abbildung 5: Thermisch-Hydraulische Grundverschaltungen

lenzweigen sorgen für eine individuelle Einstellung der Volumenströme.

2.4.2 Elektrische Einbindung

Die elektrische Einbindung moderner KWK-Anlagen geschieht mit Hilfe von Um- bzw. Wechselrichtern. Sie haben die Aufgabe, Wechselstrom, der von den rotierenden Maschinen (z.B. Generator in einer Stirling-Maschine oder Gasmotor-BHKW) geliefert wird, in netzkonforme 230-V-Einphasenwechsel- oder 400-V-Drehstrom umzuwandeln. Brennstoffzellen liefern Gleichspannung und diese kann mit Umrichtern zu Netzspannung umgewandelt werden. In den elektronischen Leistungswandlern kommen thyristorbasierte Brückenschaltungstechniken zum Einsatz, die heutzutage mit digitalen Signalprozessoren ausgestattet sind und einen Vier-Quadranten-Betrieb gestatten. Ob eine dezentrale KWK-Anlage im Betrieb alle vier Quadranten benötigt, hängt im Wesentlichen von erforderlichen Steuerungsmöglichkeiten am Netzanschlußpunkt, also den Erfordernissen, Wirk- und Blindleistung aufzunehmen oder abzugeben, ab. Üblicherweise wird Wirkleistung von einer DEA in das elektrische Netz gespeist, mit der variablen Blindleistung ist dann eine (begrenzte) Spannungsbetragseinstellung möglich.

2.4.3 Regelungstechnische Einbindung

Eine KWK-Anlage muss auch regelungstechnisch auf die Gesamtwärmeversorgung angepasst sein. Das in dieser Arbeit umgesetzte Konzept ist die Einhaltung einer konstanten Vorlauftem-

peratur von $\vartheta_{Vorlauf} = 75°C$ bei schwankender thermischer Belastung. Der Volumenstrom durch die thermische Last wird in den weiter unten aufgeführten Szenarien bei etwa 18 bis 20 $\frac{l}{min}$ nahezu konstant gehalten, so dass sich die Rücklauftemperatur lastabhängig einstellt. Bei einer angenommenen minimalen Rücklauftemperatur von $\vartheta_{Rücklauf} = 60°C$ ergibt sich die maximal deckbare thermischen Last nach [Ti] zu

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{Last,max} &= \dot{V}_{konst}\, c_p\, \rho \cdot (\vartheta_{Vorlauf} - \vartheta_{Rücklauf}) \\ &= 20\frac{l}{min}\, 4182\frac{J}{kg \cdot K}\, 998\frac{kg}{m^3}\, (75-60)°C \\ &\approx 20\, kW_{th} \end{aligned} \tag{1}$$

Die eigentliche Regelungsaufgabe besteht also aus der Einhaltung der Vorlauftemperatur unter zu Hilfenahme der Ventileinstellungen und Leistungsvariationen der Wärmequellen.

Es muss eindeutig festgelegt werden, bei welchen Lastsituationen welche Wärmequelle(n) die Wärmeversorgung decken sollen. Dies ist bei Anlagen, die wie im späteren Szenario 1 z.B. aus zwei parallel geschalteten Wärmequellen bestehen, relativ einfach. Der Einsatz der Wärmequellen kann dann wie in Abbildung 6 erfolgen. Lastabhängig können also eingeprägte Wärmemengen

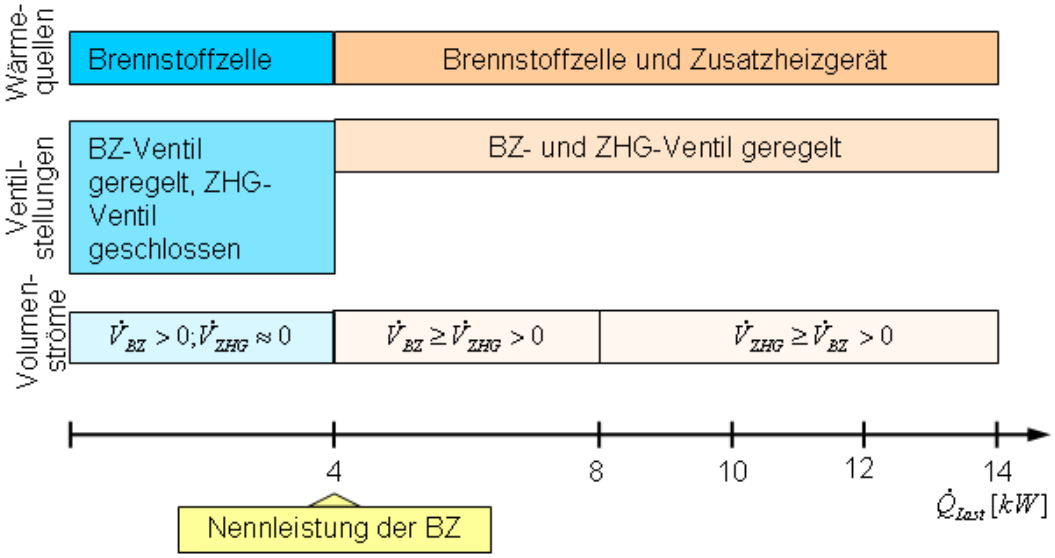

Abbildung 6: Regelung Szenario 1

und Volumenströme in den Zweigen eingestellt werden. Unterhalb von $4\,kW_{th}$ (Nennleistung der BZ) kann die BZ die Last vollständig decken, der Volumenstrom wird fast ausschließlich über den BZ-Zweig geführt. Oberhalb von $4\,kW_{th}$ kann die BZ allein nicht mehr die Last decken, was sich in einer sinkenden Ausgangstemperatur der BZ bemerkbar macht. Daraufhin wird das Ventil im parallel liegenden Zusatzheizgerätepfad soweit geöffnet, bis die Ausgangstemperatur der BZ durch den nun verkleinerten Volumenstrom wieder 75°C erreicht. Die Wärmeleistung des ZB wird nun volumenstromabhängig so eingestellt, dass am Ausgang die gleiche Soll-Vorlauftemperatur anliegt. Für den Leistungsbereich $4\,kW_{th} \leq \dot{Q}_{Last} \leq 8\,kW_{th}$ ist das BZ-Ventil noch vollständig ge-

öffnet. Bei einer steigenden Last muss dafür gesorgt werden, dass der ZB mehr Wärme einprägt als die BZ, so dass der Volumenstrom im ZB-Pfad $\dot{V}_{ZB}$ größer sein muss als der der BZ $\dot{V}_{BZ}$. Bei gleichen Ventilparametern funktioniert dies nur, wenn das BZ-Ventil gedrosselt wird. In Szenario 1 in Kapitel 4.4 wird diese Regelung angewendet.

Die Regelung eines Systems, in dem ein thermischer Pufferspeicher implementiert ist, ist aufwändiger. Je nach Durchströmungsrichtung ist der Speicher als Last oder als Wärmequelle zu berücksichtigen. Für die leistungsabhängige Umschaltung sind verschiedene Strategien implementierbar. Die in Szenario 2 in Kapitel 4.4 eingesetzte Regelung ist in Abbildung 7 abgebildet.

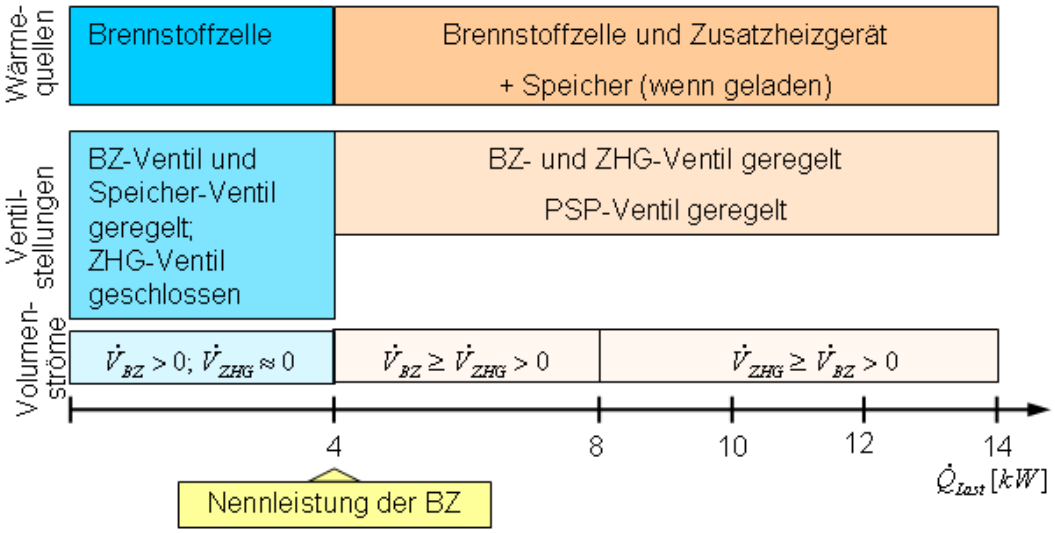

Abbildung 7: Regelung Szenario 2

Ein vollständiges Wärmeversorgungssystem schließt neben der Raumwärmebedarfsdeckung auch Warmwasserbereitstellung ein. Im weiter unten aufgeführten Szenario 3 ist eine exemplarische Warmwasseraufbereitung durch die Anbindung eines Brauchwasserspeichers an einen Pufferspeicher dargestellt. Die dort implementierte Regelung ist relativ komplex und wird ebenfalls in Kapitel 4.4 erläutert.

2.5 Rahmenbedingungen für den Einsatz dezentraler KWK-Anlagen

2.5.1 Gesetzliche Rahmenbedingungen

Veränderungen in Energieversorgungskonzepten und somit auch der Einsatz von KWK-Anlagen sind Auswirkungen veränderter gesetzlicher (nationaler und internationaler) Rahmenbedingungen, von denen die wichtigsten nun erläutert werden.

Im sogenannten Kyoto-Protokoll [Kyo] aus dem Jahr 1998 wurden zum ersten Mal auf internationaler Ebene Reduktionen von Treibhausgasemissionen vereinbart. Danach sollen die Industriestaaten die Emissionen der sechs wichtigsten Treibhausgase insgesamt um 5,2 % bis zum Zeitraum zwischen den Jahren 2008 und 2012 gegenüber dem Referenzjahr 1990 reduzieren.

Hierunter fallen die Treibhausgase Kohlendioxid (CO_2), Methan (CH_4), Distickstoffoxid/Lachgas (N_2O), Fluorkohlenwasserstoffe (FKW), Perfluorierte Kohlenwasserstoffe (PFC) und Schwefelhexafluorid (SF_6). Den Entwicklungsländern wird hingegen ein weiterer Anstieg der Emissionen zugestanden. Doch selbst bei der Einhaltung der relativ geringen vereinbarten Reduktionen haben viele Industrieländer, wie zum Beispiel die USA, die das Protokoll bislang nicht ratifiziert haben, Schwierigkeiten bei der Umsetzung. Während durch wirtschaftliche Umbrüche in den ehemaligen Ostblockländern große Reduktionen erreicht wurden, haben die westlichen Länder ihre Emmissionen meist stark erhöht. Bei fortgesetztem Trend lassen sich die Ziele in den kommenden Jahren vermutlich nicht einmal annähernd einhalten.

In der Europäische Union wurde am 01.01.2005 der sogenannte Emissionshandel eingeführt, der zu einer Emissionsreduktion des klimaschädlichen Gases CO_2 beitragen wird [DEHS]. Dazu erhält eine Tonne CO_2 einen Wert, den der (Handels-)Markt bestimmt. Reduktionsmaßnahmen werden folglich dort durchgeführt, wo sie am kostengünstigsten sind. Abbildung 8 verdeutlicht das Prinzip. Es basiert auf Zertifikaten, die für jede CO_2-ausschüttende Anlage erworben werden kann und mit denen auch gehandelt werden darf.

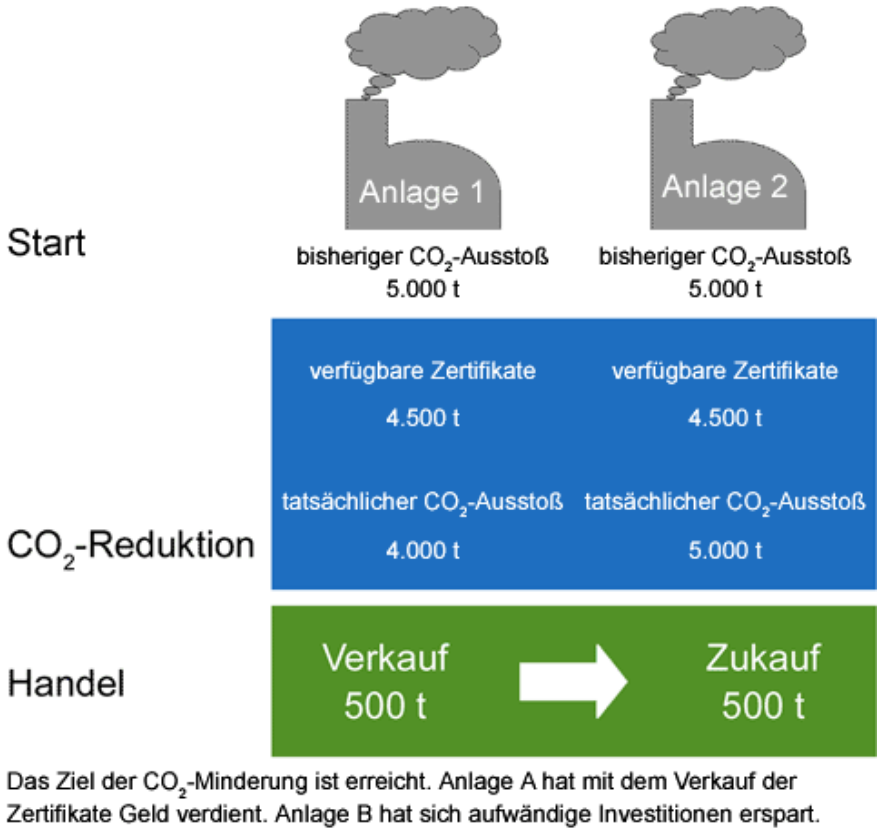

Abbildung 8: Prinzip des Emissionshandel [DEHS]

Abbildung 9 zeigt die Emissionen in der Europäischen Union im Jahr 1990 und die Reduktionsverpflichtungen einzelner EU-Staaten. Während einige Länder wie Großbritannien (- 14,5 %) oder Deutschland (- 18,6 %) bereits im Jahr 2002 einen Großteil ihrer Ziele erreicht oder diese gar

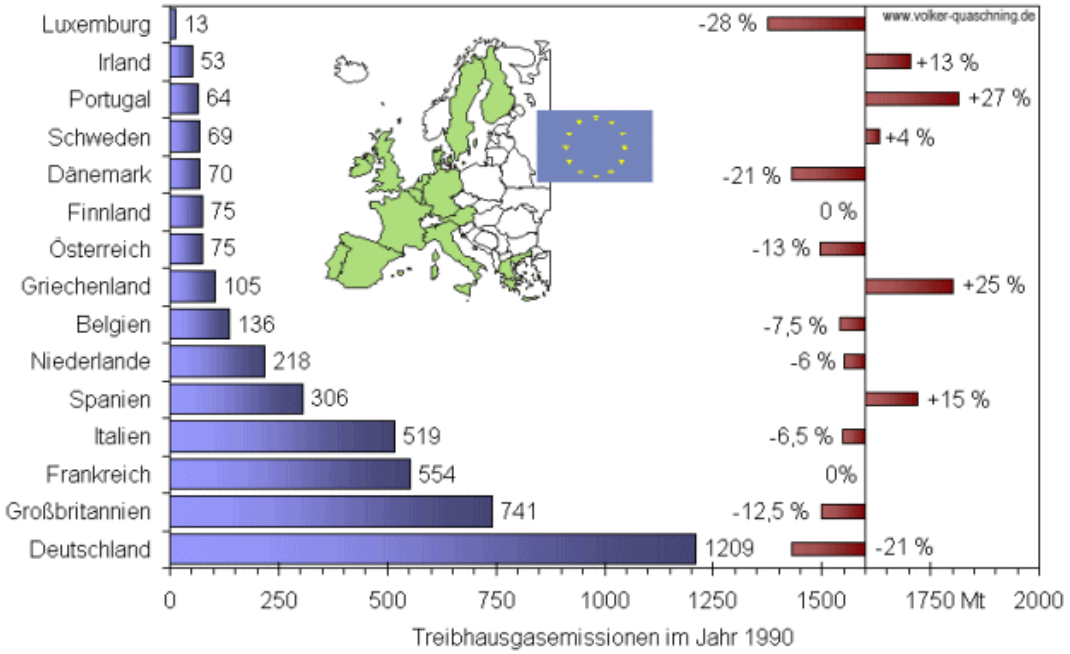

Abbildung 9: Emissionen und Reduktionsverpflichtungen in der EU [Quas]

übertroffen haben, sind andere EU-Staaten wie Spanien (+ 40,5 %), Irland (+ 28,9 %) oder Österreich (+ 8,6 %) noch weit von ihren Zielen entfernt. Da die Klimaerwärmung ein dramatisches Problem darstellt - es ist mit einer globalen durchschnittlichen Temperaturerhöhung von 1 bis 5°C bis zum Jahr 2050 zu rechnen - ist trotzdem auf eine Verbesserung durch das Kyoto-Protokoll zu hoffen.

Das Gesetz für den Vorrang erneuerbarer Energien (Erneuerbare Energien Gesetz) [EEG] regelt die Abnahme und Vergütung regenerativ erzeugten Stroms (Wasser, Wind, solare Strahlungsenergie, Geothermie, Klär- und Grubengas, Biomasse), um den Beitrag erneuerbarer Energien an der Stromversorgung bis 2010 mindestens zu verdoppeln. Das EEG regelt die Einspeisevergütung für Strom aus erneuerbaren Energien. Es sieht fixe Vergütungen vor, die von $7,67\frac{ct}{kWh}$ für Strom aus Wasserkraft bis zu $50,62\frac{ct}{kWh}$ für Solarstrom reichen. Besonderheiten, wie z.B. das Jahr der Inbetriebnahme und jährlich sinkende Vergütungen (1,5 bis 6,5 %) sind zu berücksichtigen.

Das Gesetz für die Erhaltung, die Modernisierung und den Ausbau der Kraft-Wärme-Kopplung (Kraft-Wärme-Kopplungs-Gesetz) [KWK] regelt die Abnahme und Vergütung von Strom aus Kraftwerken mit KWK-Anlagen auf Basis von Steinkohle, Braunkohle, Abfall, Biomasse, gasförmigen oder flüssigen Brennstoffen. Ausgenommen ist der nach dem EEG vergütete Strom. Ziel ist die Minderung der CO_2-Emission um 10 Mio. t in den Jahren 1998-2005 und bis zu 23 Mio. t (aber mind. 20 Mio. t) bis 2010.

Die Energieeinsparverordnung (EnEV) fasst die bisherigen Anforderungen der Wärmeschutz-Verordnung und der Heizungsanlagen-Verordnung zusammen. Sie setzt neue Standards für die Energieeinsparung bei neuen Gebäuden. Außerdem müssen für bereits errichtete Gebäude in bestimmten Fällen der Wärmeschutz verbessert und ältere, ineffiziente Heizkessel erneuert werden

[BMWT].

Die Verordnung über energiesparende Anforderungen an heizungstechnische Anlagen und Warmwasseranlagen (HeizAnlV) enthält Informationen u.a. zu Heizkesseln, Wärmedämmung von Wärmeverteilungsanlagen sowie Warmwasseranlagen. Diese Gesetze und Bestimmungen haben unmittelbaren Einfluss auch auf Warmwasserversorgungsanlagen, wie im Folgenden weiter erläutert wird [Bud]. Viele alte Heizkessel müssen laut Bundes-Imissionsschutzverordnung kurzfristig ausgetauscht werden, denn seit dem 1. November 2004 gelten strengere Abgasverlustwerte für Gas- und Ölheizungen: Heizkessel mit einer thermischen Leistung von 4 bis 25 kW dürfen einen Abgasverlustwert von 11 % nicht überschreiten. Bis zum 31. Dezember 2006 sind laut Energieeinsparverordnung (EnEV) solche Öl- und Gasheizkessel (nur Standardheizkessel) auszutauschen, die vor Oktober 1978 eingebaut wurden, sofern es sich um Wohngebäude mit mehr als zwei Wohneinheiten (WE) handelt. Bei vom Eigentümer genutzten Wohngebäuden mit bis zu zwei WE müssen solche Heizkessel erst nach einem Eigentümerwechsel innerhalb von zwei Jahren jedoch nicht vor dem 31.12.2008 erneuert werden. Niedertemperatur- und Brennwertkessel sowie Festbrennstoffkessel, direkt befeuerte Warmwasserbereiter und Einzelraumheizer sind von der Nachrüstpflicht der EnEV nicht betroffen. Unabhängig von diesen Vorschriften dient als Orientierung für die Nutzungsdauer von Anlagenkomponenten die VDI 2067. Demnach sind Heizkessel nach 18 bis 20 Jahren verbraucht, Gebläsebrenner nach 12 bis 15 Jahren sowie Armaturen und Tank (Stahlblech) nach 20 Jahren.

All diese Gesetze und Verordnungen fördern auch die Erneuerung von Heizungssystemen. Dies betrifft auch KWK-Anlagen, die Strom- und Wärme mit einem hohen Gesamtwirkungsgrad bereitstellen und so einen Beitrag zur Senkung klimaschädigender Treibhausgase liefern können.

2.5.2 Eignung verschiedener KWK-Anlagen zur gekoppelten dezentralen Energieerzeugung

Die derzeit am Markt erhältlichen dezentralen Energieversorgungsanlagen basieren weitgehend auf folgenden Typen: Gasmotor, Stirling-Motor und Mikroturbine. Andere Anlagen, allen voran die Brennstoffzelle, werden seit Jahren entwickelt und in Feldtests erprobt, können derzeit aber noch nicht angeboten werden. In der folgenden Tabelle sind die technischen Daten verschiedener BHKW-Systeme zur Hausenergieversorgung angegeben. Diese umfassen technische Daten der Mikroturbine [Turb], Stirling-Maschine [Solo], Gasmotor-BHKW [Sene] und eines geplanten Brennstoffzellen-BHKW [Vail].

Mikroturbinen sind seit mehreren Jahren kommerziell erhältlich und generieren, je nach Leistungsklasse, zwischen 25 und 250 kW elektrische und thermische Energie. Ein Teil der Energie (ca. 2-3 %) wird zur Komprimierung des Brenngases benutzt, welches der Mikroturbine zugeführt wird. Die zusätzliche aufgeheizte Luft kann ausgekoppelt und für andere Zwecke verwendet werden. Die Verwendung sonst ungenutzter Produktionsgase, z.B. auf Deponien, bei der Öl-/Gasförderung, Grubengas, u.ä. fördert einen kostengünstigen Betrieb eines solchen Aggregats.

Stirlingmotoren als Antriebseinheit in kleinen Blockheizkraftwerken weisen gegenüber kon-

Hersteller und Produkt	**Typ**	$\frac{P_{el}}{\dot{Q}_{th}}$ **[kW]**	$\frac{\eta_{el}}{\eta_{th}}$ **bzw.** η_{ges} **[%]**	$\frac{\vartheta_{Vorlauf}}{\vartheta_{Rücklauf}}$ $[\frac{^\circ C}{^\circ C}]$	**Wartungs-intervall [h]**	**Spez. Kosten** $[\frac{EUR}{kW_{el}}]$
Turbec T100	Mikroturbine	105 / 167	78	50 / 70	6000	952,38
Solo Stirling 161	Stirling	2-9,5 / 8-26	24/65-75	60 @ 45 l/min	5000-8000	3.157,90
Senertec Dachs HKA G 5.5 (Erdgas)	Gasmotor	5,5/12,5	27/61	70/83	3500	3636,36
Vaillant BZH	PEM-BZ	1-4,6/1,5-7	35/40	55/70	8760	k.A.

Tabelle 1: Kenndaten verschiedener KWK-basierter DEA

ventionellen BHKW Vorteile auf, die gerade bei kleinen Leistungen zum Tragen kommen: verlängerte Wartungsintervalle und dadurch niedrigere Betriebskosten gegenüber Gas-Ottomotoren sowie reduzierte Schadstoffemissionen (mindestens 10-mal niedriger als bei Gas- Ottomotoren mit Katalysator), die den Werten moderner Gasbrennwerttechnologien entsprechen. Der Stirlingmotor hat herkömmlichen Motoren gegenüber den Vorteil, den Energieträger in einer externen Brennkammer zu verbrennen. Dadurch ist der Brennstoff variabel, d.h. es können sowohl fossile Energieträger wie Öl und Gas als auch regenerative Energieträger wie Solarthermie (bei entsprechender Wärmemenge) und Biomasse eingesetzt werden. Der Motorinnenraum bleibt frei von Rückständen und Verschleiß, zudem sind Getriebe, Ventile, Anlasser, und Motorenöl nicht erforderlich.

Der Gasmotor gehört zu den Verbrennungsmotoren mit Otto-Prozess, die anstelle von Kraftstoffen wie Benzin oder Diesel Erd-, Flüssig-, Bio-, Deponie- oder Grubengase verwendet. Gasmotoren im unteren Leistungsbereich von $20-1500\,kW$ werden heute überwiegend zur Umwandlung in Strom und Wärme insbesondere zur energetischen Nutzung von Schwachgasen, die bei der Vergärung von organischen Abfällen entstehen (Bio- und Deponiegasen), eingesetzt [Wik]. Beim Gasmotor-BHKW aus Tabelle 1 handelt es sich um einen Einzylinder-Hubkolbenmotor mit $578\,cm^3$ und einem 3-phasigen Asynchronmotor mit 6,2 kVA Scheinleistung und einem Wirkungsgrad von 91 % (bei $\vartheta_{Rücklauf} = 70^\circ C$). Die Preisangaben stammen aus [FAZ].

Eine Brennstoffzelle besteht aus zwei Elektroden, die durch eine Membran oder einen Elektrolyt (elektrisch isolierend und für Ionen leitend) voneinander getrennt sind. An der Anode wird Brennstoff (z.B. Wasserstoff) oxidiert und an der Kathode Oxidationsmittel (z.B. Sauerstoff) reduziert. Die verwendeten Materialien führen zu unterschiedlichen Brennstoffzellentypen mit charakteristischen Arbeitstemperaturen, elektrischen/thermischen Wirkungsgraden, etc. [Geit]. Zur Erhöhung der elektrischen Klemmenspannung und Leistungssteigerung werden mehrere Zellen zu Stapeln (engl. Stacks) hintereinandergeschaltet. Bislang konnte die Brennstoffzelle erfolgreich in den Bereichen Militär und Raumfahrt eingesetzt werden, also jenen, in denen Kosten sekundär sind. Im Bereich mobiler, portabler und stationärer Anwendung forschen namhafte Firmen und Institutionen am Einsatz von Brennstoffzellen. Bislang sind Feldtestgeräte und Prototypen zu

Demonstrationszwecken erhältlich. Der Zeitpunkt der Marktverfügbarkeit von Brennstoffzellen-Autos oder KWK-Systemen für Hausheizungssysteme wird zum heutigen Zeitpunkt auf ca. 8-10 Jahre eingeschätzt [VDI2]

Die elektrische Netzanbindung erfolgt bei allen Anlagen in Tabelle 1 3-phasig am 400-V-Niederspannungsnetz. Die thermische Einbindung erfolgt so in den Heizkreis, dass die Rücklauftemperatur angehoben wird. Die Vor- und Rücklauftemperaturen liegen dabei in einem typischen Temperaturbereich von ca. 60 bis 75°C.

Aus Tabelle 1 ist zu erkennen, dass das Verhältnis aus elektrischem und thermischem Wirkungsgrad als auch der Wartungsaufwand bei den Anlagen unterschiedlich ist. Die Mikroturbine ist aufgrund ihrer hohen Leistungsabgabe für einen Einsatz in einem Hausenergieversorgungssystem überdimensioniert. Da die Serienreife von Brennstoffzellen-BHKW laut Herstellerangaben [VDI2] nicht vor 2010 zu erwarten ist und die Kosten noch nicht vorausgesagt werden können, sind die Daten der Brennstoffzellen-Hausenergieversorgungsanlage eher von informativem Charakter für zukünftige Systeme anzusehen. Daher bleiben die Stirling-Maschine und das Gasmotor-BHKW für einen realen Einsatz in einem Hausenergiesystem am praktikabelsten. Aufgrund des längeren Wartungsintervalls wäre der Stirling-Maschine bei sonst gleichen Kosten gegenüber dem Gasmotor der Vorrang zu gewähren.

Auswirkungen flächendeckender dezentraler Energieeinspeisung auf das elektrische Netz werden in [Wie] untersucht. Ist die eingespeiste elektrische Leistung $P_{el,einsp}$ dezentraler KWK-Anlagen kleiner als die minimale Last $P_{el,min}$ (sogenannte Schwachlast), führt es im Versorgungsnetz nicht zu Störungen, da die eingespeiste Leistung von den Lasten aufgenommen wird. Ist die eingespeiste Leistung jedoch größer als die aktuelle elektrische Last, so führt dies zu einer Umkehrung des Lastflusses und zu Überlastungen der Betriebsmittel bzw. Fehlfunktionen installierter Schutzeinrichtungen. Diese anfängliche Überlegung ist für komplexere Zusammenhänge nicht ausreichend, so dass noch weiterer Forschungsbedarf v.a. bzgl. der Schutztechnik und Koordination der Anlagen erforderlich ist. Die Leistungsflussumkehr führt bei massiver dezentraler Einspeisung zu Netzsituationen, die zum Zeitpunkt der Auslegung der Energieversorgungsnetze nicht berücksichtigt wurden.

Ein weiterer Aspekt ist die Behandlung sogenannter Inselnetze. Elektrische Energie wird beim Betrieb von KWK-Anlagen in das öffentliche Niederspannungsnetz eingespeist. Ein Ausfall dieses Netzes führt bislang zu einem Abschalten der dezentralen KWK-Anlage. Mit Hilfe einer intelligenten Steuerung und Schutztechnik ist ein neuer Ansatz möglich. Durch eine Zuschaltung an vorhandene elektrische Lasten und einer lastabhängigen Steuerung der KWK-Anlage kann die dezentrale Anlage, u.U. durch einen kleinen elektrischen Speicher ergänzt, sicher weiter in einem isolierten (Insel)Netz betrieben werden [Haup].

Ein Schlagwort, dass im Zusammenhang mit dezentralen Anlagen vielfach diskutiert wird, ist das Virtuelle Kraftwerk. Es beschreibt die Zusammenschaltung vieler verteilter dezentraler Energieversorgungsanlagen auf elektrischer, kommunikationstechnischer und thermischer Seite [Neum]. Dadurch ist es möglich, Anlagen gebündelt von einer Stelle aus so (ähnlich) zu betreiben,

wie ein real angenommenes Kraftwerk. Je größer die Anzahl der verschalteten Einzelanlagen ist, desto eher wird sich eine Zusammenschaltung zu solch einem VK lohnen, mit dem z.B. Lastausgleich, Fahrplanmanagement etc. möglich wird.

Aus Tabelle 1 ist zu erkennen, dass der elektrische Wirkungsgrad bei etwa 25 % und der thermische mit $>$ 50 % deutlich darüber liegt. Da die elektrische Energie relativ einfach in das öffentliche Niederspannungsnetz eingespeist werden kann, ist die elektrische Leistungsabgabe dezentraler KWK-Anlagen für einen kontinuierlichen Betrieb nicht so begrenzend wie die thermische Nennleistung. Da üblicherweise keine Nahwärmenetze vorhanden sind, muss die thermische Energie direkt am Anlagenstandort verwendet werden. Wie an späterer Stelle gezeigt wird, kann auch durch Verwenden eines thermischen Speichers die thermische Energieumwandlung nur begrenzt ökonomisch sinnvoll betrieben werden. Daher ist bei der Dimensionierung einer Wärme einkoppelnden KWK-Anlage zunächst die thermische Nennleistung (als Obergrenze) festzulegen. Neben der Raumwärme, die in der Regel den größten Teil der benötigten Wärme in einem Hausenergiesystem einnimmt, ist der Warmwasserbedarf bei gewünschter Deckung durch die Heizungsanlage zu berücksichtigen. In Zeiten geringen Wärmebedarfs wie im Sommer bleibt nur die Warmwasserbereitung als einzige Wärmesenke. Da dezentrale KWK-Anlagen wegen ökonomischer und ökologischer Aspekte möglichst kontinuierlich betrieben werden sollten, ist die Wärmeleistung für Ein- und Mehrfamilienhäuser auf eine Nennleistung von ca. $2-5\,kW_{th}$ als Grundlastversorgung zu dimensionieren. Zur thermischen Spitzenlastdeckung, v.a. im Winter, sind Zusatzheizgeräte einzusetzen. Mit dieser Auslegung ist eine KWK-unterstützte Hausenergieversorgung realisierbar.

2.5.3 Wirtschaftliche Rahmenbedingungen

Dezentrale KWK-Anlagen werden bevorzugt dann eingesetzt, wenn sie wirtschaftlich rentabel sind. Dazu soll an dieser Stelle ein Vergleich zweier Energieversorgungskonzepte durchgeführt werden. Dabei handelt es sich zum einen um eine konventionelle Energieversorgung bestehend aus einer Wärmeversorgung mit einem Gasbrennwertkessel sowie einer elektrischen Energieversorgung aus dem öffentlichen Netz. Zum anderen wird ein KWK-unterstütztes Hausenergiesystem (Senertec Dachs aus Tabelle 1) betrachtet, welches wärmegeführt betrieben wird. Die wesentlichen Kenndaten sind in Tabelle 2 zusammengefasst. Die Energie- bzw. Leistungspreise sind [DEW] entnommen. Die Kosten für die unterschiedlichen Energieversorgungskonzepte können mit Wirtschaftlichkeitsberechnungen nach [Han1] berechnet werden. Es wird davon ausgegangen, dass für die konventionelle Anlage keine Investitionskosten zu tätigen sind und bei der KWK-unterstützten HES lediglich die KWK-Anlage finanziert werden muss. Für die konventionelle Energieversorgung ergibt sich vereinfacht folgender Zusammenhang für die jährlichen Kosten:

$$\dot{K}_{konventionell} = \dot{Q}_{th} \cdot 8760\,h \cdot k_{Gas} + \dot{K}_{Fix,Gas} + P_{el} \cdot 8760\,h \cdot k_{Strom} + \dot{K}_{Fix,Strom} \qquad (2)$$

Hier sind $\dot{Q}_{th}$ und P_{el} mittlere jährliche Leistungen. Für einen einzelnen Haushalt sind die nachfolgend aufgeführten Leistungen relativ hoch. An dieser Stelle soll jedoch die Wirtschaftlichkeits-

Anschluss-Bereitstellung	**Spez. Energiekosten**	**Investition/Finanzierung**
$\dot{K}_{Fix,Gas} = 125,28\,\frac{EUR}{a}$	$k_{Gas} = 0,0499\,\frac{EUR}{kWh}$	$K_{Invest,KWK} = 20.000\,EUR$
$\dot{K}_{Fix,Strom} = 115,20\,\frac{EUR}{a}$	$k_{Strom} = 0,1527\,\frac{EUR}{kWh}$	Laufzeit $n = 20$ a
	$k_{Vergütung} = (0,0996 - 0,025)\,\frac{EUR}{kWh}$	Zinssatz $p = 6$ % $q = 1 + p = 1,06$

Tabelle 2: Berechnungsgrundlagen für den Kostenvergleich einer konventionellen und KWK-unterstützten Energieversorgung

untersuchung auf den gesamten Leistungsbereich der Anlage vorgenommen werden. Ein realistischerer Ansatz, in dem die Jahreshöchstlast und Benutzungsdauern eingehen, wird hier nicht weiter betrachtet.

Die Kostenberechnung des KWK-unterstützten Energiesystems bedarf einer Umrechnung der Investition $K_{Invest,KWK}$ auf jährliche Kosten A_n mit dem sogenannten Annuitätsfaktor r_n:

$$r_n = q^n \cdot \frac{q-1}{q^n-1} \approx 0,08718 \tag{3}$$

Damit ergeben sich die jährlichen Kosten A_n zu:

$$A_n = r_n \cdot K_{Invest,KWK} \approx 1743,69 EUR \tag{4}$$

Die KWK-Anlage wird wärmegeführt betrieben und es wird eine konstante Stromkennzahl $s = \frac{\eta_{el}}{\eta_{th}} = \frac{27}{61} = 0,44$ angenommen (Daten aus Tabelle 1). Bei einer thermischen Ausgangsleistung $\dot{Q}_{th,KWK}$ führt dies simultan zu einer, zur Verfügung stehenden, proportionalen elektrischen Energiemenge $P_{el,KWK} = s \cdot \dot{Q}_{th,KWK}$.

In Abhängigkeit der abgegebenen elektrischen Leistung der KWK-Anlage $P_{el,KWK}$ und dem zu deckenden Lastbedarf $P_{el,Last}$ sind folgende Lastverhältnisse möglich: Stromeinspeisung der KWK-Anlage, Leistungsgleichgewicht oder zusätzliche Leistungsaufnahme aus dem elektrischen Netz. Ist $P_{el,KWK} > P_{el,Last}$ wird die Differenz $P_{el,KWK} - P_{el,Last}$ zur KWK-Vergütung $0,0996\,\frac{EUR}{kWh}$ (abzüglich Instandhaltungsbeitrag $0,025\,\frac{EUR}{kWh}$) in das elektrische Netz einspeist, für $P_{el,KWK} = P_{el,Last}$ vollständig vor Ort verwendet. Wenn $P_{el,KWK} < P_{el,Last}$ muss die zusätzliche Leistung $P_{el,Last} - P_{el,KWK}$ aus dem Netz zum Preis von $k_{Strom} = 0,1527\,\frac{EUR}{kWh}$ aufgenommen werden.

Gegenüber einer konventionellen Energieversorgung ist für das KWK-unterstützte Szenario lediglich die Verrechnung auf jährliche Kosten und die Einspeisevergütung bzw. der zusätzliche elektrische Energiebezug zu betrachten. Einmalige Förderungen werden hier nicht berücksichtigt, führten aber bei den umgerechneten jährlichen Investitionskosten zu Reduzierungen. Zusätzliche Förderungen für elektrische Leistungseinspeisung äusserten sich in einer Erhöhung der Einspei-

severgütungen. Die jährlichen Kosten sind in Abbildung 10 aufgezeigt. Die Annahmen sind hier

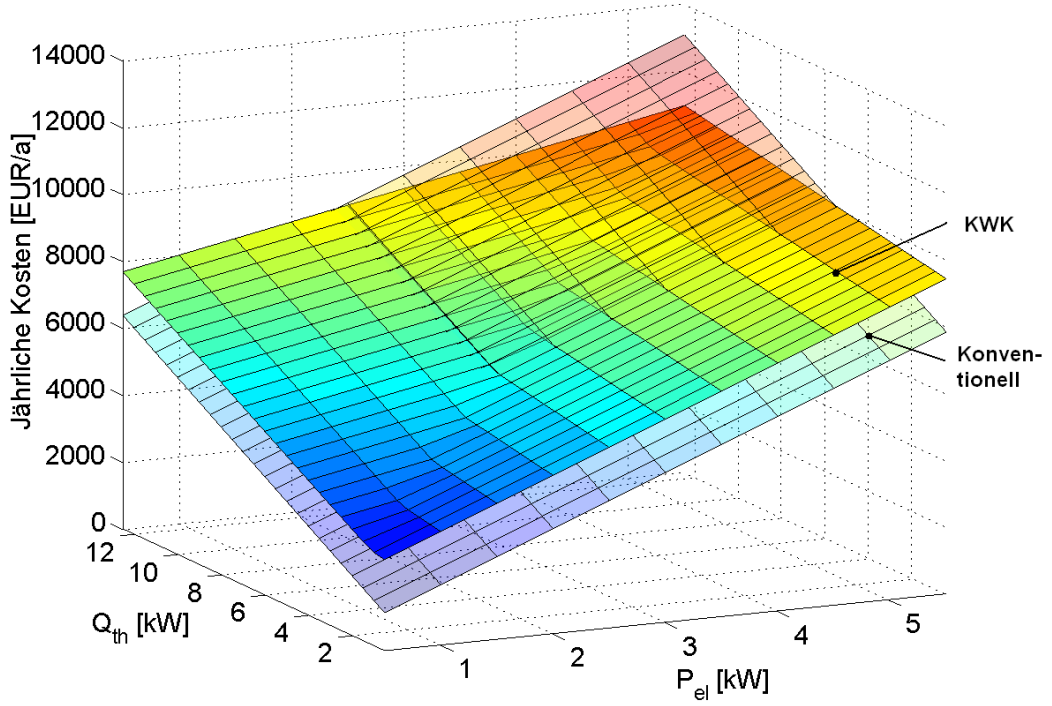

Abbildung 10: Leistungsabhängige jährliche Gesamtkosten einer konventionellen und einer KWK-unterstützten Energieversorgung

vereinfacht dargestellt, zeigen jedoch quantitative Größenverhältnisse auf. Die in allen Richtungen linear verlaufende Fläche stellt die Kosten einer konventionellen Energieversorgung dar. Dies ist auch aus obiger Gleichung 2 ersichtlich. Die zweite Fläche stellt die jährlichen Kosten eines KWK-unterstützten Energiesystems dar. Offensichtlich schneiden sich beide Flächen und es gibt einen Bereich ($P_{el} > 2,4\,kW$, $\dot{Q}_{th} > 6\,kW$), indem eine KWK-unterstützte Energieversorgung günstiger ist als eine konventionelle Energieversorgung. In den anderen Fällen ist eine konventionelle Energieversorgung preiswerter. Die Höhe der Investitionskosten wirkt sich in Abbildung 10 unmittelbar auf die Verschiebung der Kostenfläche der KWK-unterstützten Energieversorgung in z-Richtung aus. Geringere Investitionskosten der KWK-Anlage führten also direkt zur Vergrößerung des Bereiches, indem die KWK-unterstützte Energieversorgung günstiger als eine konventionelle ist. Es sei an dieser Stelle anzumerken, dass die über ein Jahr betrachteten durchschnittlichen Leistungen für ein einzelnes HES üblicherweise deutlich geringer sind, als hier dargestellt. In einem 3-Personen-Haushalt mit $120 m^2$ Wohnfläche betragen die Energiebedarfe ca. $10.000\,kWh_{th}$ bzw. $3500\,kWh_{el}$ [Muji]. Für das betrachtete Gasmotor-BHKW zeigt Abbildung 10 aber anschaulich die Wirtschaftlichkeit über den gesamten, abdeckbaren thermischen und elektrischen Leistungsbereich auf.

2.6 Simulationsgestützte Analyse der thermisch-hydraulischen Einbindung dezentraler KWK-Anlagen

2.6.1 Bedeutung

Rechnergestützte Simulationen sind ein wichtiges Hilfsmittel für die Analyse und den Entwurf technischer Systeme. Mit dynamischen Simulationen lassen sich zeitlich veränderliche komplexe Strukturen untersuchen und Regler simulationsgestützt entwerfen. Dadurch ist das System- und Regelungsverhalten vor der praktischen Realisierung durch computergestützte Modellierung und Simulation vorauszusehen. Dies funktioniert jedoch nur, wenn die Modelle die Realität ausreichend genau wiedergeben. Für die Nachbildung von Wärmekreisen sind thermische und hydraulische Aspekte besonders wichtig. Es werden nachfolgend bereits erhältliche Simulationsprogramme erläutert, die den Anforderungen dieser Arbeit jedoch nicht gerecht werden.

2.6.2 Bereits erhältliche Simulationstools

TRNSYS [TRN] ist ein dynamisches Simulationsprogramm zur Nachbildung von Solarsystemen (solarthermisch als auch photovoltaisch), Niedrigenergiehäusern und HVAC (Heating, Ventilation, Air Conditioning)-Systemen, Erneuerbare Energie Systemen, KWK-Anlagen und Brennstoffzellen. Es bietet eine modulare Struktur und eine grafische Eingabe über einen Editor. Eine Bibliothek enthält weit verbreitete thermische und elektrische Komponenten als auch Möglichkeiten zur (Wetter)Daten-Eingabe. Die Simulationsmodelle bilden u.a. Volumenströme und Temperaturen nach. Die grafische Ausgabe erfolgt über eine zusätzliche Visualisierungsschnittstelle. Nachteilig bei TRNSYS ist die relativ grobe zeitliche Auflösung der Berechnungen, der fehlende Rückgriff auf Original-Quellcode zur Verifikation von Modellen und der hohe Anschaffungspreis.

ColSim basiert auf einem ähnlichen modularen Aufbau wie TRNSYS. Es dient der dynamischen Untersuchung und Optimierung von Regelungskonzepten in solarthermischen Anlagen [Wit]. Im Gegensatz zu TRNSYS, welches für energetische Jahresbilanzen konzipiert wurde und Zeitschrittweiten im Stundenbereich aufweist, ist ColSim für wesentlich kürzere Reaktionszeiten ausgelegt. Somit können z.B. auch PI-Regler mit einer Systemdynamik im Sekundenbereich in einer thermischen Gesamtsimulation analysiert werden. Eine Visualisierung erfolgt ähnlich wie TRNSYS mit dem Public Domain-Programm gnuplot. Nachteilig ist hier die Verwendung unterschiedlicher Programme zur Erstellung der Verschaltung, zur Berechnung und zur Visualisierung der Ergebisse. Zusätzlich lassen sich nicht mehrere Pumpen in einer Verschaltung einsetzen und Volumenströme umkehren.

Carnot Blockset ^{TM} ist ein MATLAB®/Simulink® basiertes Programm zur dynamischen Simulation thermisch-hydraulischer Kreise [Carn]. Es sieht die Verwendung von Bibliothekselementen vor, die eine geschlossene Struktur mit fest vorgegebenen Anschlussmöglichkeiten und maximal einer Pumpe zulassen. Die Funktionen zur Berechnung der thermischen und hydraulischen Funktionen sind als ausführbare und nicht einsehbare *.dll Dateien compiliert. Volumenströme, die entgegengesetzt zur Simulink-Pfeilung sind, können nicht realisiert werden, so dass ein ther-

mischer Speicher während einer Simulation nur geladen oder entladen werden kann.

2.6.3 Motivation zur Implementierung eines neuen Simulationstools

In den durchzuführenden Szenarien besteht die Notwendigkeit, mehrere Pumpen in einer Verschaltung einzubinden, die zudem ein- und ausgeschaltet werden (z.B. für das Laden und Entladen eines thermischen Pufferspeichers). Die damit verbundenen wechselnden Volumenstromrichtungen sollten von einer hydraulischen Berechnung korrekt berücksichtigt werden. Darüberhinaus besteht das Interesse, mit einem einzigen Programm sämtliche Simulationsschritte, d.h. von der Erstellung der Szenarien, der Parametrierung der Komponenten, der eigentlichen dynamischen Simulation und anschließenden Visualisierung, durchzuführen. Daher fällt die Wahl auf das Programm MATLAB®/Simulink®, welches diese Anforderungen erfüllt. Darüberhinaus ist es weit verbreitet und intuitiv bedienbar. Neben übersichtlichen Funktionsblöcken und der Möglichkeit, schnellen Programmcode z.B. in der Sprache C einzubinden, enthält es zahlreiche Visualisierungmöglichkeiten. Somit kann der gesamte Prozess, von der Erstellung einer Netzwerkstruktur, über die dynamische Simulation thermisch-hydraulischer Systeme und der Validierung der Regelungsstrategie als auch sämtliche Auswertungen in einem Programm erfolgen. Über optionale (Soft- und Hardware) Schnittstellen ist es zusätzlich möglich, reale Heizungssysteme an die Simulation anzubinden und/oder die Simulationsumgebung zu verifizieren oder reale Prozesse computergestützt zu erfassen bzw. zu steuern.

In dieser Arbeit ist erstmalig ein dynamisches Simulationsprogramm zur thermischen und hydraulischen Berechnung von Wärmekreisen entwickelt worden. Es erfüllt die vorgenannten Anforderungen und liefert zusätzliche Möglichkeiten zur Reglerentwicklung und Verifikation. Neben physikalisch und messtechnisch verifizierten thermischen und hydraulischen Modellen enthält es schnelle Matrizeninversionsmethoden zur effizienten Netzwerkgleichungslösung der hydraulischen Berechnung.

3 Mathematische Modelle und Simulationsverfahren

In diesem Kapitel werden Grundlagen der Wärmelehre und der Aufbau der Simulationsumgebung HES, die im Rahmen dieser Arbeit entstanden ist, erläutert. Neben den thermischen und hydraulischen Berechnungsfunktionen wird auch auf Besonderheiten bei der hydraulischen Netzwerkgleichungslösung eingegangen.

3.1 Grundlagen der Wärmelehre

3.1.1 Transmissionswärmeverluste

Bei der Auslegung eines Gesamtsystems ist zunächst die maximale thermische Gesamtleistung festzulegen. Diese wird üblicherweise auf die benötigte Wärmeleistung bei einer angenommenen maximalen Differenz zwischen Aussen- und Soll-Innentemperatur festgelegt. Die Wärmeverluste durch die Gebäudehülle, die sich durch die verwendeten Materialien und Abmessungen ergeben, müssen bei diesem Temperaturgradienten gerade noch ausgeglichen werden. Wird ein einfaches 1-Raum-Gebäudemodell zu Grunde gelegt, entspricht die benötigte Raumwärmeleistung im stationären Zustand genau den Transmissionswärmeverlusten durch die Gebäudehülle:

$$\dot{Q}_{Trans} = (T_{in} - T_{out}) \sum_{j=1}^{k} \frac{A_j}{t_j} \lambda_j \tag{5}$$

Hier ist λ_j die Wärmeleitfähigkeit, t_j die Materialdicke und A_j die Wärmeaustauschfläche des eingesetzten Materials j. Die Verwendung mehrerer parallel vorhandener Materialien ist durch das Summenzeichen mit der oberen Grenze k angedeutet. Die Temperaturdifferenz zwischen Innen- und Aussentemperatur T_{in} bzw. T_{out} und damit auch die Wahl der Sollinnentemperatur ist ebenfalls bestimmend für die Transmissionswärmeverluste.

Für ein frei stehendes Einzelhaus mit Parametern gemäß Tabelle 3 ergibt sich der Transmissionswärmebedarf in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta = T_{in} - T_{out}$ entsprechend Abbildung 11. In der Praxis haben weitere Aspekte auf den Wärmebedarfsverlauf einen Einfluss:

Länge x Breite x Höhe	30 m x 10 m x 4 m
Dachschräge	40°
Fensterzahl, -fläche	6 *à* 1 m x 1 m
Dicke der Fenster $t_{Fenster}$	0,01 m
Wärmeleitfähigkeit (Fenster) $\lambda_{Fenster}$	0,78 $\frac{W}{m \cdot k}$
Isolationsdicke (Glaswolle) t_{iso}	0,2 m
Wärmeleitfähigkeit (Isolation) λ_{Iso}	0,038 $\frac{W}{m \cdot k}$

Tabelle 3: Parameter zur Bestimmung des Transmissionswärmebedarfs eines Gebäudes

- Nachtabsenkung in der Realität

- Ausschaltung der Heizung im Sommer
- Einfluss/Wärmespeicherung des Erdreichs
- Nicht immer alle Räume geheizt
- Sonneneinstrahlung unberücksichtigt (insbesondere Überwärmung im Sommer)
- Bei Reihenhäusern weniger Wärmeverluste
- Wärmeabstrahlung von sich im Haus aufhaltenden Personen
- Abwärmeverluste elektrischer Geräte (Beleuchtung, Haushaltsgeräte, etc.)

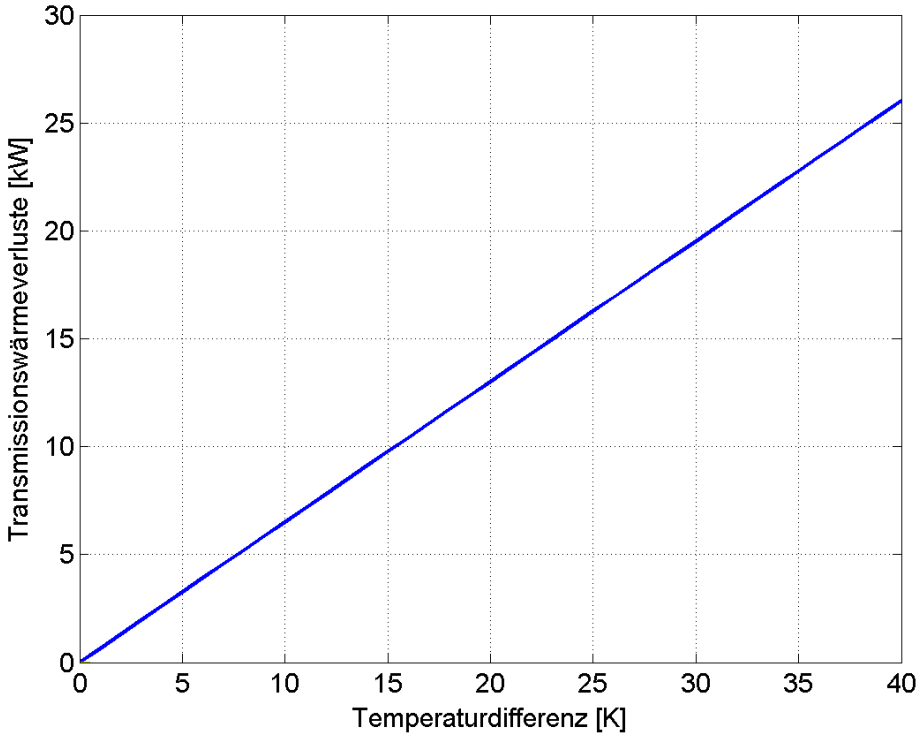

Abbildung 11: Transmissionswärmeverluste eines exemplarischen Hauses

In der Realität gehen in eine Gebäude-Wärmebilanzierung neben den Transmissionswärmeverlusten weitere Faktoren ein, wie z.B. Lüftungswärme- und Dichtungsverluste. In [AMz] wird von einer Wärmeenergiebedarfsuntersuchung unterschiedlicher Häuser berichtet. Die betrachteten Häuser befinden sich in einer Häuserreihe und die eingesetzten Baumaterialien unterscheiden sich geringfügig. Zusätzlich ist das Verhalten der Bewohner über einen Zeitraum beobachtet worden, so dass neben Innentemperaturen auch Lüftungszeiten festgestellt werden konnten. Die Untersuchung kommt zu dem Ergebnis, dass das Verhalten der Bewohner den Energieverbrauch maßgeblich beeinflusst. Es konnte gezeigt werden, dass ein Haus mit eigentlich überdurchschnittlichen Wärmeisolierungen (gegenüber einem anderen Haus) einen deutlich höheren Energieverbrauch hatte. Dies

war auf unkontrolliertes Lüftungsverhalten der Bewohner zurückzuführen. In dieser Arbeit werden solche Aspekte nicht direkt berücksichtigt, sind allerdings über eine Anpassung des thermischen Lastverlaufes realisierbar.

Der Warmwasserbedarf in einem Haushalt ist in der Praxis vielfältig und wird in Kapitel 4.4 mit Daten aus [Re] möglichst realistisch abgeschätzt.

3.1.2 Wärmeübertragungsmechanismen

Es gibt drei unterschiedliche Arten der Wärmeübertragung: Wärmeleitung (Konduktion), Wärmetransport (Konvektion) und Wärmestrahlung (elektromagnetische Wellen). Da das wärmetragende Medium in einem Hausheizungsenergiesystem üblicherweise Wasser ist, sind die in dieser Arbeit relevanten Transportmechanismen Konduktion und Konvektion.

Sind zwei Medien der Temperaturen T_1 und T_2 durch einen Festkörper der Wärmeleitfähigkeit λ, der Austauschfläche A und der Dicke t getrennt, so berechnet sich die durch Konduktion übertragene Wärme zu:

$$\dot{Q}_{kond} = \lambda \frac{A}{t} (T_1 - T_2) \tag{6}$$

In dieser Arbeit werden Wärmekreise untersucht, in denen mindestens eine Pumpe für erzwungene Strömungen sorgt. Daher handelt es sich hier um erzwungene Konvektion. Die durch Konvektion übertragene Wärmeenergie $\dot{Q}_{konv}$ berechnet sich in Abhängigkeit des Massenenstroms $\dot{m}$, der Wärmekapazität c_p und der Temperaturdifferenz ΔT zu:

$$\dot{Q}_{konv} = \dot{m} c_p \Delta T \tag{7}$$

Die durch Konvektion übertragene Wärme stellt den wichtigsten Wärmeaustauschmechanismus in geschlossenen zwangsdurchströmten Wärmekreisen dar. Abbildung 12 zeigt die durch Konvektion übertragene Wärmeleistung in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz ΔT und des Volumenstroms $\dot{V}$.

3.1.3 Wärmespeicherung

Die Wärmemenge Q, die eine Masse m, der Wärmekapazität c und der Temperatur T bezogen auf eine Temperaturreferenz T_{ref} enthält, lässt sich durch folgende Gleichung beschreiben:

$$Q = m c (T - T_{ref}) \tag{8}$$

Dieser Zusammenhang wird z.B. für die Wärmespeicherung eines thermischen Speichers genutzt. Damit sind die wichtigsten Gleichungen zur Beschreibung der in dieser Arbeit untersuchten Effekte beschrieben. Es folgen nun Ausführungen zur Simulationsumgebung, die einen wichtigen Teil dieser Arbeit ausmachen.

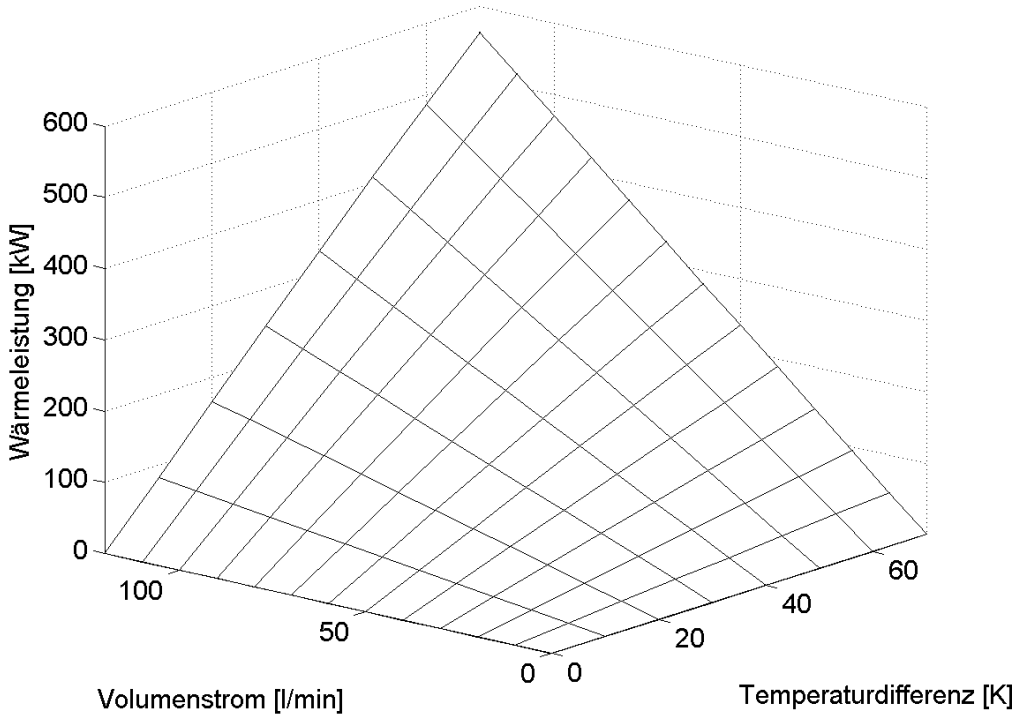

Abbildung 12: Übertragene Wärmeleistung durch Konvektion

3.2 Aufbau der Simulationsumgebung

Die Simulationsumgebung ist in MATLAB®/Simulink® entwickelt worden, lässt sich aber auf Grund ihrer systematischen Struktur auch auf andere dynamische Simulationsumgebungen (z.B. SCILAB) exportieren [Sci]. Die Vorgehensweise und der Umgang mit der Simulationsumgebung ist ausführlich in [Be] erläutert, grundsätzliche Zusammenhänge seien aber auch an dieser Stelle gegeben. Zunächst wird mit den Komponenten aus der Bibliothek in Abbildung 13 ein Netzwerk aufgebaut, welches mindestens zwei Knoten und eine Pumpe enthalten muss. Danach wird mit einer Initialisierungsroutine die Netzwerkstruktur analysiert, in Matrizen abgespeichert und notwendige Berechnungsfunktionen erstellt. Hydraulische und thermische Funktionen werden in der dynamischen Simulation abwechselnd aufgerufen. Die Entkopplung der hydraulischen von der thermischen Berechnung führt nur zu geringen Ungenauigkeiten und ist o.B.d.A. gültig. Bei Implementierung eines Reglers wird zusätzlich eine Reglerfunktion aufgerufen, wie in Abbildung 14 dargestellt ist. Die Verschaltung in Simulink® dient lediglich zur Verbindung der Elemente. In der eigentlichen dynamischen Simulation werden die Verbindungen der Komponenten nicht zur Berechnung, sondern lediglich zur Visualisierung und Ausgabe der Werte weiter verwendet, so dass auch mit Volumenströmen entgegengesetzt der Signalpfeilung gerechnet werden kann. Die hydraulische und thermische Berechnung geschieht in unterschiedlichen Funktionen. Der hydraulische Gleichungslöser löst die Netzwerkgleichungen, d.h. Maschen- und Knotenregeln für jeden Simulationszeitschritt. Dies sind dicht aneinander gereihte Momentanaufnahmen des Netzzustandes, also

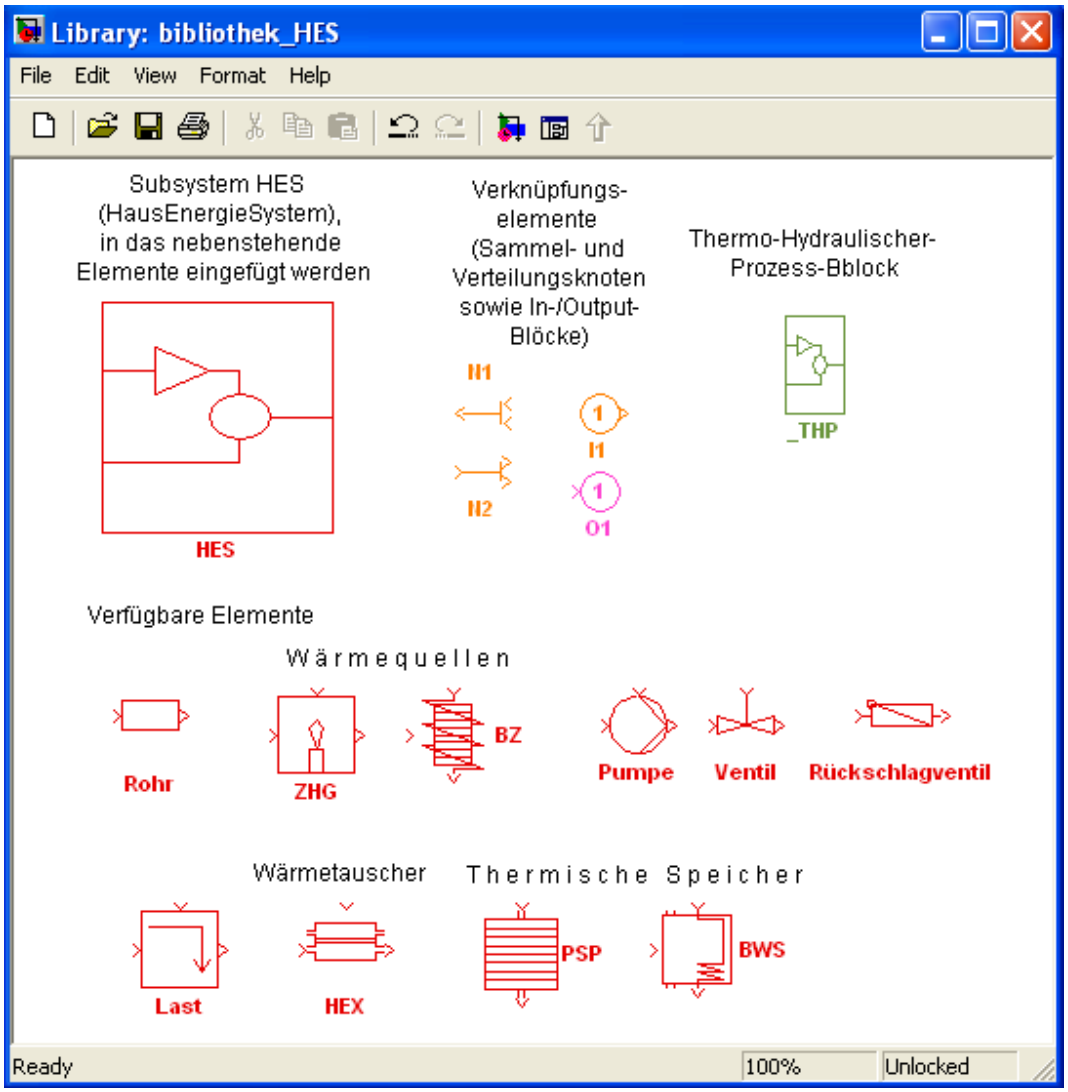

Abbildung 13: Bibliothek der Simulationsumgebung HES

quasistationäre Berechnungen im $< 1s$-Raster. Die Vielzahl der Hydraulikfunktionen basiert auf quadratischen Näherungsfunktionen, die in ausreichender Genauigkeit die Volumenstrom-Druck-Verhältnisse abbilden. Die Pumpe ist das einzige Element, das einem Druckverlust entgegenwirkt und der Referenzknoten im Netzwerk sein sollte. Bei Vorhandensein von mehr als einer Pumpe darf nur ein Element, vorzugsweise die dauerhaft aktivierte Pumpe, Referenzelement für die Druckberechnung sein.

Die thermische Berechnung geschieht in einer Funktion, in der die thermischen Berechnungsfunktionen der einzelnen Netzwerkelemente aufgerufen werden. Es gibt Elemente, wie z.B. Pumpen und Ventile, deren Einfluss auf die thermischen Verhältnisse vernachlässigbar sind und daher im thermischen Berechnungsteil die Eingangstemperatur direkt an den Ausgang weiter geben. Alle anderen Elemente sind durch Energiedifferenzen-Modelle nachgebildet, die im Folgenden weiter erläutert werden.

Die in dieser Arbeit entwickelte Simulationsumgebung ist in MATLAB®/Simulink® aufge-

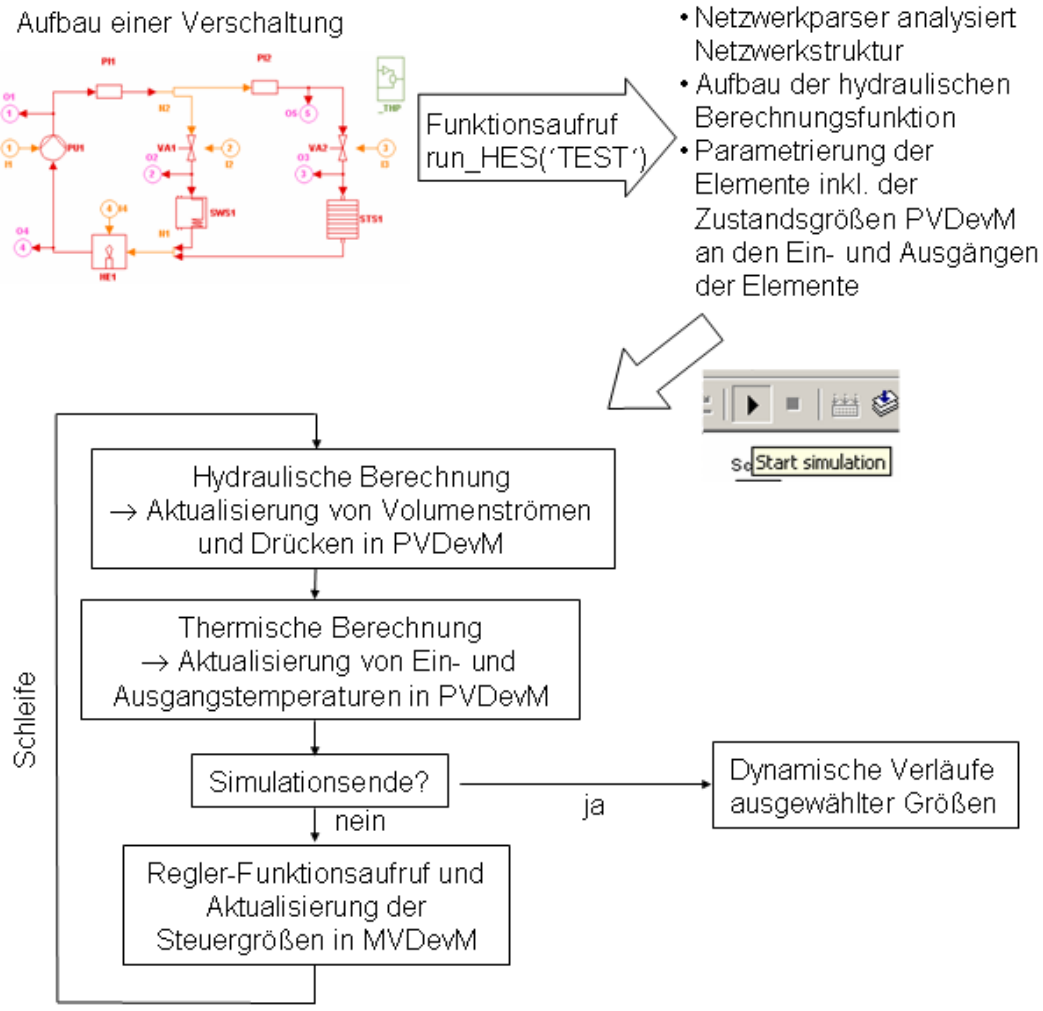

Abbildung 14: Funktionsablauf der Simulationsumgebung HES

baut worden. Diese Programmumgebung ist weit verbreitet und bietet zahlreiche Optionen für dynamische Simulationen. Grundlage bildet eine Elementebibliothek, die in Abbildung 13 dargestellt ist. Neben dem Subsystem-Block HES, indem die eigentliche Elementeverschaltung erfolgt, gibt es den Block THP, welcher die thermische, hydraulische und gegebenenfalls regelungstechnische Funktionen enthält. Bislang sind übliche Elemente einer Hausheizungssystem erstellt worden, wie z.B. Rohrleitungen, Abzweige, Ventile Pumpen aber auch Speicher, usw. Die einzelnen Elemente sind mit thermischen und hydraulischen Berechnungsfunktionen hinterlegt, die im weiteren genauer beschrieben werden.

Eine Aufteilung in getrennte thermische und hydraulische Berechnung erfolgt aus nachfolgenden Gründen. Wärmekreise werden durch das thermische und hydraulische Verhalten charakterisiert. Das hydraulische Verhalten wird durch die Abhängigkeit von Volumenströmen und Druckabfällen aller Elemente bestimmt. Diese Abhängigkeit gilt je nach Verschaltungsstruktur auch untereinander, so dass das Schliessen eines Ventils Druck- und Volumenstromänderungen nicht nur im entsprechenden Zweig verursacht, sondern u.U. das gesamte Netzwerk beeinflusst. Wird eine temperaturabhängige Regelung der Ventile oder Kennlinienverstellung der Pumpen außen vorge-

lassen, so ist die hydraulische Berechnung unabhängig von thermischen Zuständen im Netzwerk. In der Simulation wird nach ausgeführter hydraulischer Netzwerkgleichungslösung die thermische Berechnungsfunktion aufgerufen, die die Zweigvolumenströme zur Berechnung neuer interner (Temperatur)Zustandsgrößen benötigt. Da wenige Modelle (wie z.B. die analytische Druckverlustberechnung für die Rohrleitung) eine (geringe) Temperaturabhängigkeit aufweisen, gibt es auch in der Simulation eine (aber vernachlässigbare) Kopplung der thermischen und hydraulischen Elemente. Eine genauere Abbildung der Elemente wäre mit gekoppelten thermisch-hydraulischen dreidimensionalen oder rotationssymmetrischen Finite-Elemente-Modellen möglich, die jedoch beträchtliche Rechenzeit in Anspruch nähmen. Die Trennung in getrennte Funktionen erfolgte also v.a. aus Performance-Gründen zur Erhöhung der Rechengeschwindigkeit. Zusätzlich gestattet dies eine Berechnung der hydraulischen Funktion allein und somit eine beschleunigte hydraulische Optimierung unterschiedlicher Schaltungen.

Abbildung 14 enthält den Ablauf der Simulationsumgebung HES. Zunächst muss mit Elementen aus der Bibliothek eine Verschaltung aufgebaut werden und die eingesetzten Elemente über aufzurufende Masken parametriert werden. Dies geschieht durch Angabe eines Parametersatzes, der in der Datei init_Dev.ps (übersichtlich für alle Bauelemente) bearbeitet werden kann. Anschließend erfolgt der Aufruf einer Initialisierungsroutine (run_HES('Test')), welche einen Netzwerkparser aufruft. Dieser analysiert die Netzwerkstruktur, speichert sie in Matrizen ab und erstellt letztendlich auch die hydraulische Gleichungsfunktion. Die Einbindung der Parametersätze aus der Datei init_DEV.ps parametriert die Elemente und initialisiert deren interne Zustandsgrößen (Temperaturen der abschnittsweise modellierten Elemente). Die an den Elementen vorherrschenden Ein- und Ausgangsdrücke werden in Einträgen des Vektors PVDevM gespeichert, der zusätzlich Ein- und Ausgangstemperaturen sowie den Volumenstrom des entsprechenden Elementes enthält. Die dynamische Simulation besteht aus einer Schleife, die erst bei Erreichen des Simulationsendes beendet wird. Die Schleife beginnt mit der Hydraulikberechnung, an die sich die thermische Berechnung anschließt. Falls das Simulationsende nicht erreicht ist, wird eine Reglerfunktion aufgerufen, die die Steuergrößen in Abhängigkeit der implementierten Reglerstrategie verändert.

3.3 Erläuterung der thermischen Modelle

Die thermischen Modelle dienen der korrekten Temperaturberechnung im gesamten Netzwerk. Sie wird durch aufeinanderfolgende Berechnung der einzelnen thermischen Elementfunktionen realisiert. Im Nachfolgenden werden die thermischen Modelle aller verwendeten Elemente erläutert. In Abhängigkeit des eintretenden Volumenstroms $\dot{V}$ [l/min] und der Temperatur ϑ_{in} [°C] sowie den internen Zustandsgrößen des jeweiligen Elementes berechnen sie eine auf Energieerhaltungsgleichungen basierende Ausgangstemperatur. Die Modelle wurden an einem Laboraufbau verifiziert und zeigen akkurate Übereinstimmungen mit Messergebnissen [Be].

3.3.1 Rohrleitung

Die Rohrleitung kann als grundlegendes Modell für alle weiteren Komponenten angesehen werden. Die geometrischen Parameter, die die thermischen und hydraulischen Berechnungen bestimmen, sind in Abbildung 15 dargestellt. Sie besteht aus n Wasserelementen und n (bzw. einem) Wand-

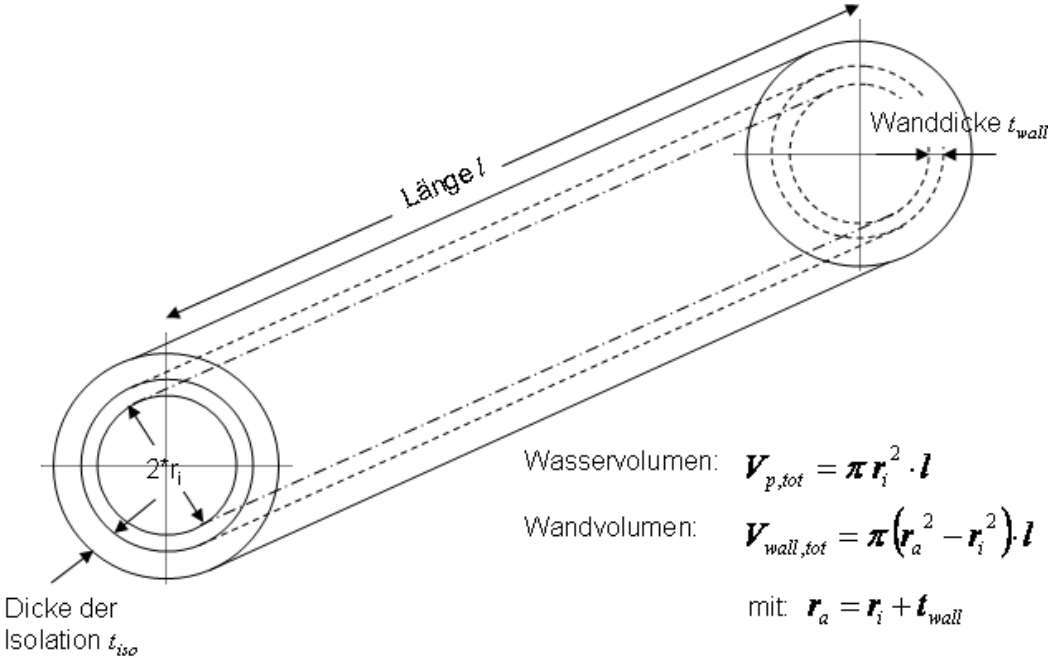

Abbildung 15: Parameter der Rohrleitung

element. Die Zusammenfassung aller Wandelemente zu einem Wandelement kann zur Beschleunigung der Rechenzeit durch eine Variable aktiviert werden. Diese Vereinfachung ist geeignet, da die Wand üblicherweise verhältnismäßig dünn ist resp. nur wenig Wärme speichern kann und weil in den einzelnen Rohrelementen mit geringen Temperaturschwankungen zu rechnen ist. Abbildung 16 zeigt die zu berücksichtigenden Wärmeübertragungen im Modell. Die Nummerierung ist hier

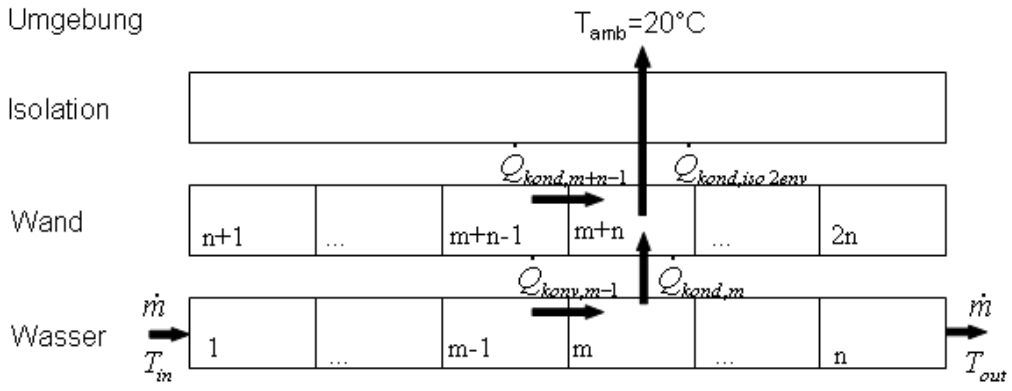

Abbildung 16: Abschnittsweise Modellierung der Rohrleitung

dem Programmcode angelehnt, die Wassersäule enhält also die Elemente 1 bis n und die Wand

beinhaltet ebenfalls n Elemente, d.h. in fortlaufender Reihenfolge die Elemente n+1 bis 2n. Es wird davon ausgegangen, dass im ersten Wasserelement der Massenstrom $\dot{m}$ eintritt und am Ende genau die Temperatur des letzten Wasserelementes n austritt. Im m-ten Wasserelement ist die Wärmekonvektion aus dem vorangehenden (m-1)-ten Element $\dot{Q}_{konv,m-1}$ und die Wärmekonduktion zum anliegenden (m+n)-ten Wandelement $\dot{Q}_{kond,m}$ zu berücksichtigen. Bei einem von Null verschiedenen Massenstrom $\dot{m}$, der aufgrund nie vollständig schließender Ventile immer gewährleistetet ist, kann die konduktive Wärmeübertragung vernachlässigt werden. Die Wärmeänderung lässt sich gemäß der Energie- bzw. Wärmeerhaltungsgleichung berechnen zu:

$$\frac{V_{p,tot}}{n}\,\rho_{water}\,c_{water}\cdot\dot{\vartheta}_m = \dot{Q}_{konv,m-1} - \dot{Q}_{kond,m} \tag{9}$$

Die Berücksichtigung geometrischer Verhältnisse in der Rohrleitung und damit verbundener Wärmeübertragungskonstanten [Re] liefert die Temperaturänderung $\dot{\vartheta}_m$ im m-ten Element:

$$\begin{aligned}\dot{\vartheta}_m &= (\frac{V_{p,tot}}{n}\,\rho_{water}\,c_{water})^{-1}\cdot\left(\dot{Q}_{konv,m-1}-\dot{Q}_{kond,m}\right)\\ &= (\frac{V_{p,tot}}{n}\,\rho_{water})^{-1}\cdot\left((\vartheta_{m-1}-\vartheta_m)\cdot\dot{m}-\frac{(\vartheta_m-\vartheta_{m+n})}{c_{water}}\cdot(\frac{1}{\alpha_i 2r_i\pi\frac{l}{n}}+\frac{log\frac{r_m}{r_i}}{\lambda_{wall}2\pi\frac{l}{n}})^{-1}\right)\end{aligned} \tag{10}$$

Für das (m+n)-te Wandelement ist die Wärmeleitung zum angrenzenden Wasserelement m und die Wärmeverluste an die Umgebung zu berücksichtigen. Die Wärmeleitung unter den Wandelementen selbst kann vernachlässigt werden, so dass sich folgende Temperatur für das (m+n)-te Wandelement ergibt:

$$\begin{aligned}\dot{\vartheta}_{m+n} &= \frac{1}{\frac{V_{wall,tot}}{n}\rho_{wall}\,c_{wall}}\cdot\left(\dot{Q}_{kond,m}+\dot{Q}_{kond,m+n-1}+\dot{Q}_{kond,wall2amb}\right)\\ &= \frac{1}{\frac{V_{wall,tot}}{n}\rho_{wall}\,c_{wall}}\cdot\left((\vartheta_m-\vartheta_{m+n})\frac{1}{\alpha_i 2r_i\pi\frac{l}{n}}+\frac{log\frac{r_m}{r_i}}{\lambda_{wall}2\pi\frac{l}{n}})^{-1}\right)\\ &+ \frac{1}{\frac{V_{wall,tot}}{n}\rho_{wall}\,c_{wall}}\cdot\left((\vartheta_{m+n-1}-\vartheta_{m+n})\,\lambda_{wall}\frac{A_{wall}}{\frac{l}{n}}\right)\\ &+ \frac{(\vartheta_{m+n}-\vartheta_{amb})}{\frac{V_{wall,tot}}{n}\rho_{wall}\,c_{wall}}\cdot\left(\frac{1}{\alpha_a 2r_a\pi\frac{l}{n}}+\frac{log\frac{r_i+t_w}{r_m}}{\lambda_{wall}2\pi\frac{l}{n}}+\frac{log\frac{r_i+t_w+t_i}{r_i+t_w}}{\lambda_{wall}2\pi\frac{l}{n}}\right)^{-1}\end{aligned} \tag{11}$$

3.3.2 Wärmequelle

Das Element Wärmequelle ist durch eine beheizte Rohrleitung realisiert. In der Wärmebilanzgleichung äussert sich dies in einer modifizierten Berechnung für das (m+n)-te Wandelement. Der Wärmeaustausch des (m+n)-ten Wandelementes mit der Umgebung ist durch eine Wärmeeinkopplung ersetzt worden, wie in Abbildung 17 dargestellt. Zu einer Gleichung zusammengefasst ergibt

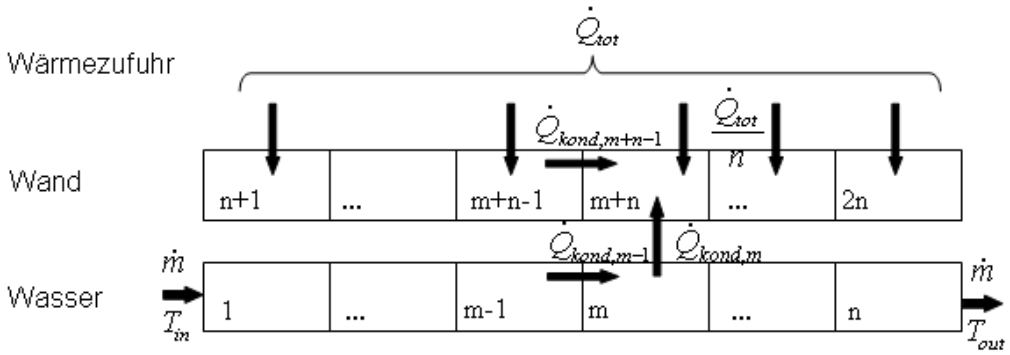

Abbildung 17: Abschnittsweise Modellierung des Zusatzheizgerätes

sich somit für das (m+n)-te Wandelement:

$$\begin{aligned}
\dot{\vartheta}_{m+n} &= (\frac{V_{wall,tot}}{n} \cdot \rho_{wall}\, c_{wall})^{-1} \cdot \left(\dot{Q}_{kond,m} + \dot{Q}_{kond,m+n-1} + \frac{\dot{Q}_{tot,add}}{n} \right) \\
&= (\frac{V_{wall,tot}}{n} \cdot \rho_{wall}\, c_{wall})^{-1} \cdot \Big((\vartheta_m - \vartheta_{m+n}) \cdot (\frac{1}{\alpha_i 2 r_i \pi \frac{L}{n}} + \frac{log\frac{r_m}{r_i}}{\lambda_{wall} 2\pi \frac{L}{n}})^{-1} \\
&+ (\vartheta_{m+n-1} - \vartheta_{m+n})\, \lambda_{wall} \frac{A_{wall}}{\frac{L}{n}} + \frac{\dot{Q}_{tot,add}}{n} \Big)
\end{aligned} \tag{12}$$

3.3.3 Wärmesenke

Die Wärmesenke oder auch thermische Last basiert auf den Gleichungen der Wärmequelle mit dem Unterschied, dass hier den Wandelementen Wärme entzogen wird. Die zeichnerische Darstellung und die zugehörigen Gleichungen entsprechen denen der Wärmequelle, mit dem Unterschied, dass die zugefügte Wärmemenge negativ ist.

3.3.4 Gegenstromwärmetauscher

Der Gegenstromwärmetauscher dient der effizienten Wärmeübertragung zwischen zwei unterschiedlich temperierten Medien. Wärmetauscher bestehen aus einer Primär- und einer Sekundärseite, die durch eine stark wärmeleitende Materialschicht voneinander getrennt sind (siehe Abbildung 18). Im Gegensatz zum Gleichstromwärmetauscher, bei dem die Medien in die gleiche Richtung an der Wärmetauscherfläche entlang strömen, fließen die Fluide beim Gegenstromwärmetauscher entgegengesetzt. Die Wärmeübertragung ist beim Gegenstromwärmetauscher deutlich effizienter als beim Gleichstromwärmetauscher, bei dem beide Ausgangstemperaturen annähernd gleich groß (der Mischtemperatur der zufließenden Volumenströme) sind. Beim Gegenstromwärmetauscher sind die Ausgangstemperaturen annähernd so groß wie die Temperaturen der benachbarten Eingangsvolumenströme. Abbildung 18 zeigt den Aufbau eines solchen Gegenstromwärmetauschers. Die Nachbildung des Gegenstromwärmetauschers entspricht der Zusammenschaltung zweier entgegengesetzter Rohrleitungen. Die einzelnen Rohre sind nur durch die Wassersäulen

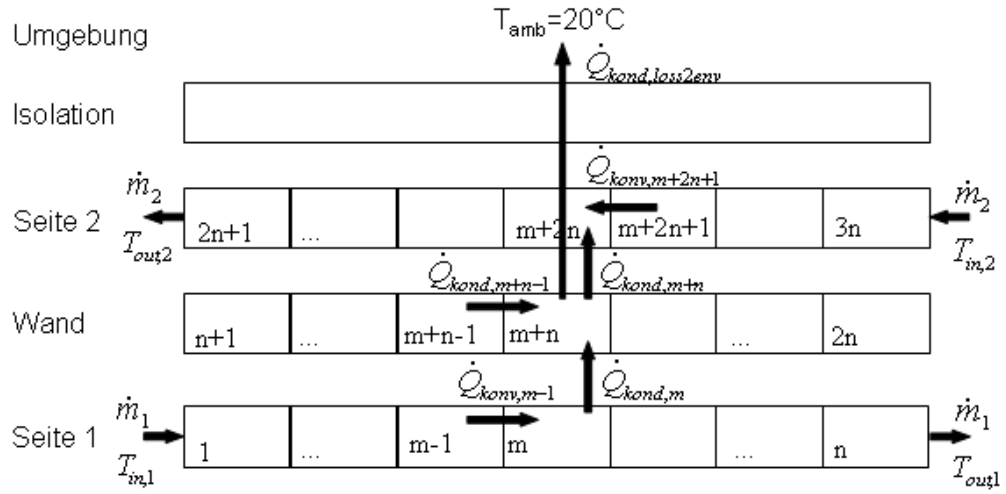

Abbildung 18: Gegenstromwärmetauscher

und die trennende Wand ebenfalls als abschnittsweise Energiedifferenzen-Modelle nachgebildet. Die Isolation nach aussen ist über entsprechende geometrische Abmessungen und Materialkonstanten nachgebildet. Die Differentialgleichungen lauten:
Seite 1:

$$\begin{aligned}\dot{\vartheta}_m \frac{V_{1,tot}}{n} \rho_{water}\, c_{water} &= \dot{Q}_{kond,m-1} - \dot{Q}_{kond,m} \\ &= (\vartheta_{m-1} - \vartheta_m)\, \dot{m}\, c_{water} - (\vartheta_m - \vartheta_{m+n})\, 2\, k_{ht} \frac{A_{ht}}{n} \end{aligned} \quad (13)$$

Seite 2:

$$\begin{aligned}\dot{\vartheta}_{m+2n} \frac{V_{2,tot}}{n} \rho_{water}\, c_{water} &= \dot{Q}_{kond,m+2n+1} - \dot{Q}_{kond,m+n} \\ &= (\vartheta_{m+2n+1} - \vartheta_{m+2n})\, \dot{m}\, c_{water} - (\vartheta_{m+2n} - \vartheta_{m+n})\, 2\, k_{ht} \frac{A_{ht}}{n} \end{aligned} \quad (14)$$

Wand:

$$\begin{aligned}\dot{\vartheta}_{m+n} \frac{V_{wall,tot}}{n} \rho_{wall}\, c_{wall} &= \dot{Q}_{kond,m} + \dot{Q}_{kond,m+n} + \dot{Q}_{kond,m+n-1} + \dot{Q}_{kond,loss2env} \\ &= (\vartheta_m - \vartheta_{m+n})\, 2\, k_{ht} \frac{A_{ht}}{n} + (\vartheta_{m+2n} - \vartheta_{m+n})\, 2\, k_{ht} \frac{A_{ht}}{n} \\ &+ (\vartheta_{m+n-1} - \vartheta_{m+n})\, \lambda_{wall} \frac{A_{ecs,wall}}{\frac{h}{n}} \\ &+ \left(\vartheta_{amb} - \vartheta_{wall,m}\right) \cdot \left(\frac{1}{\alpha_{iso2env}} + \frac{t_{iso}}{\lambda_{iso}}\right)^{-1} \end{aligned} \quad (15)$$

3.3.5 Thermischer Pufferspeicher

Die Vorgänge in einem Pufferspeicher sind relativ komplex, da sie von den vorherrschenden Wasserschichttemperaturen innerhalb des Speichers und der Temperatur des Wasserzulaufs abhängig sind. Diese Abläufe sind in der Praxis nur durch aufwändige Messungen und in einem vereinfachten eindimensionalen Modell durch Empirik darstellbar. Aufgrund der temperaturabhängigen Dichte von Wasser sind die Phänomene Wärmeleitung und -transport abhängig von allen Wasserelementen im Speicher. Ein exaktes Modell ist daher nur durch ein 3-dimensionales fluidmechanisches Finite-Elemente-Modell möglich, das aufgrund nachfolgender Umstände nicht realisiert worden ist. Ein solches Modell benötigt zahlreiche Messungen des entsprechenden Speichers, welche nicht vorhanden waren. Zusätzlich benötigte ein exaktes Modell aufwändige Berechnungen, die auch auf modernen Computern verhältnismäßig lange Ausführungszeiten verursachen. In der Simulation eines Gesamtsystems entfiele somit ein unverhältnismäßig großer Teil auf die thermische Berechnung des Pufferspeichers. Zusätzlich ist es fraglich, ob eine genaue Nachbildung der internen Vorgänge eines Speichers so wichtig ist, wenn doch eigentlich nur das Ein-/Ausgangsverhalten interessiert. Aus diesen Gründen wurde ein vereinfachtes eindimensionales Modell entwickelt, das auf dem zuvor genannten Rohrleitungsmodell basiert. Zusätzlich sind auch die Wärmeleitungen der benachbarten Schichten aufgenommen. so dass für das m-te Wasserelement im Speicher gilt:

$$
\begin{aligned}
\dot{\vartheta}_m &= \left(\frac{V_{storage,tot}}{n}\rho_{water}\,c_{water}\right)^{-1}\cdot\left(\dot{Q}_{konv,m-1}+\dot{Q}_{kond,m-1}-\dot{Q}_{kond,m}-\dot{Q}_{kond,loss}\right)\\
&= \left(\frac{V_{storage,tot}}{n}\rho_{water}\right)^{-1}\cdot(\vartheta_{m-1}-\vartheta_m)\cdot\dot{m}\\
&+ \left((\vartheta_{m-1}-\vartheta_m)-(\vartheta_m-\vartheta_{m+1})\right)\pi\left(\frac{d_{storage}}{2}\right)^2\frac{\lambda_{water}}{\frac{h}{n}\frac{V_{storage,tot}}{n}\rho_{water}\,c_{water}}\\
&- \left(\frac{V_{storage,tot}}{n}\rho_{water}\,c_{water}\right)^{-1}\cdot(\vartheta_m-\vartheta_{amb})\cdot k_{loss}\cdot\frac{A_{shell}}{n} \qquad (16)
\end{aligned}
$$

Diese Gleichung ist in Abbildung 19 zeichnerisch dargestellt:

Zur exakteren Darstellung wurden zahlreiche Eigenschaften integriert, die auch in besonderen Fällen, die im Weiteren erläutert werden, ein ausreichend genaues Verhalten aufweisen.

FILO-Modell

Standardmäßig wird der Speicher durch eine breite Rohrleitung nachgebildet, so dass sie bei gleich bleibender Durchflussrichtung wie ein First-In-Last-Out (FILO)-Speicher funktioniert. Die Nachbildung als FILO-Speicher ist so lange richtig, wie die Schichtung des Speichers gewahrt ist, d.h. am oberen Zulauf einströmendes Wasser stets wärmer als die oberste Schichttemperatur und am unteren Anschluss zufließendes Wasser immer kälter als die unterste Schichttemperatur ist. In der Realität kann es jedoch durchaus passieren, dass eintretendes Wasser nicht diese Bedingungen erfüllt und Temperatur- bzw. Volumenverteilungen entstehen, die mit einem einfachen Rohrleitungsmodell nur unzureichend abgebildet werden. Daher sind in dieser Arbeit folgende alternative Abbildungsmöglichkeiten implementiert worden.

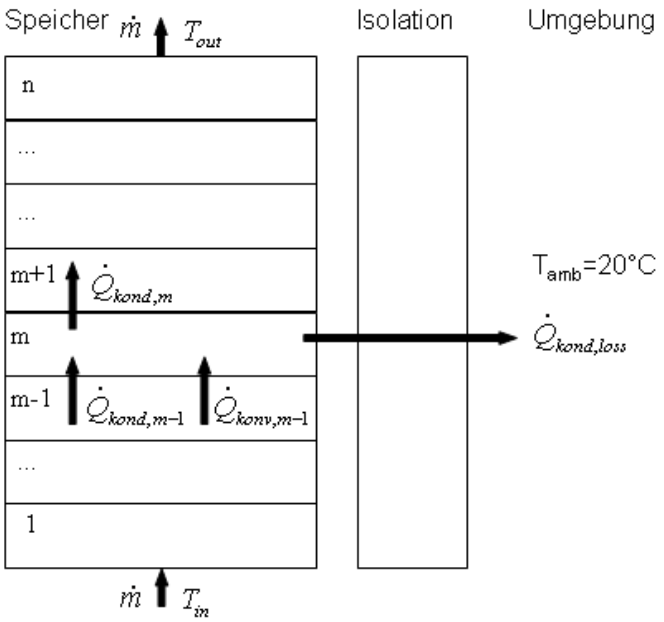

Abbildung 19: Abschnittsweise Modellierung des Pufferspeichers

- Nachbildung einer Ladelanze zum Einlagern zufließender Volumenströme in gleich temperierte Schichten
- Modellierung des zufließenden Volumenstroms als Strömungskamin
- Erhaltung der Temperaturschichtung durch Vergleich und Mischung benachbarter Schichtvolumina

Implementierung einer Ladelanze

In der Realität ist die Ladelanze ein Rohr, das vom oberen Anschluss in den Speicher ragt und in regelmäßigen Abständen seitliche Austrittslöcher hat. Im mathematischen Modell ist die Ladelanze selbst und das darin befindliche Volumen nicht abgebildet. Beim Durchströmen der Ladelanze findet somit auch kein Wärmeaustausch zwischen dem Wasser in der Ladelanze und den umgebenden Wasserschichten statt. Statt dessen wird lediglich die Einsortierung in eine gleich temperierte Schicht nachgebildet. So wird bei der Beladung mit kaltem Wasser von oben nach unten durch den Speicher gegangen, und das zugeführte Volumen in der (etwa) gleich temperierten Schicht eingelagert. Das dem Speicher zugefügte Volumen verdrängt ein gleich großes Wasservolumen aus der untersten Schicht. Ist das zugeführte Wasser sogar kälter als in der untersten Schicht, so wird das zufließende Wasser an allen Schichten vorbei geführt und der Speicher dient als Bypass [Nie].

Implementierung eines Strömungskamins

Aufgrund der temperaturabhängigen Dichte von Wasser stellt sich eine von unten nach oben steigende Temperaturschichtung ein. Wird einem Speicher am oberen Anschluss Wasser zugeführt, das wärmer ist, als die oberste Schichttemperatur, so werden sich die neu zugeflossenen Volumenelemente auf der obersten Schicht ansammeln und ein gleich großes Volumen am unteren Anschluss aus dem Speicher verdrängen. Ein entsprechend umgekehrter Ablauf findet bei der

Entladung des Speichers statt, wenn nämlich kälteres Wasser, als in der untersten Schicht vorhanden ist, dem Speicher am unteren Anschluss zugeführt wird und ein gleich großes Volumen über den oberen Anschluss aus dem Speicher gelangt. Diese beiden Sachverhalte seien an dieser Stelle durch die Begriffe richtiges Be- bzw. Entladen gekennzeichnet. Unter falschem Beladen wird hier Folgendes verstanden: Am oberen Anschluss wird kälteres Wasser, als in der obersten Speicherschicht vorhanden ist, zugeführt. Da das kältere Wasser eine größere Dichte als die oberen Speicherschichten hat, wird es diese zunächst durchdringen, dabei mit den angrenzenden Volumenelementen Wärme austauschen, bzw. sich mit diesen vermischen. Die Temperatur des sich so einstellenden Strömungskamins wird sich mit fortschreitendem Eindringen in den Speicher mehr und mehr den umgebenden Schichttemperaturen angleichen, bis schließlich das untere Ende des Strömungskamins mit einer umgebenden Schicht gleich temperiert ist. Ein analoger Effekt entsteht bei Entladung des Speichers mit zu warmen Wasser (z.B. durch warmes Wasser im Heizungsrücklauf) und kann als falsche Entladung bezeichnet werden. Der Strömungskamin in Abbildung 20 wird nur aktiviert, wenn der Zustand Beladung mit kaltem Wasser vorliegt. In [Boy] ist das Modell eines Strömungskamins implementiert, allerdings ist es mit Hilfe eines empirischen Wärmeübertragungskoeffizienten für eine besondere Messung parametriert worden. Ein allgemeingültigeres, z.B. volumenstrom- und temperaturabhängiges Modell, benötigte zahlreiche weitere Messungen, die für diese Arbeit nicht zur Verfügung standen. Deswegen wird dieser Ansatz auch nicht weiter verfolgt.

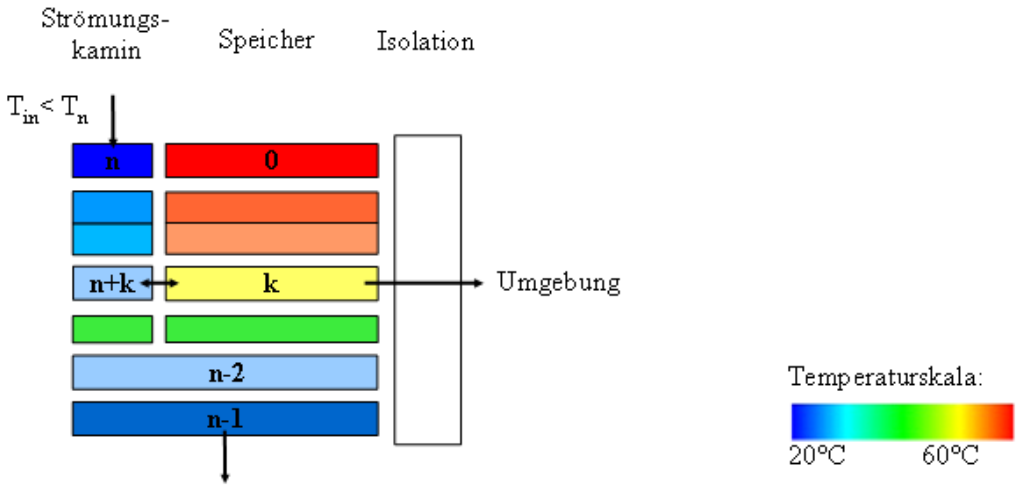

Abbildung 20: Nachbildung eines Strömungskamins für den Pufferspeicher

Implementierung einer Mischung und Sortierung benachbarter Schichten

Die in dieser Arbeit letzte Modifikation ist eine Sortierung der Speicherschichten, die zur Einhaltung der Temperaturschichtung im Speicher aktiviert werden kann. Nach Berechnung aller Elemente vergleicht der Algorithmus benachbarte Schichttemperaturen miteinander. Der Vergleich geschieht von unten nach oben aufsteigend und wiederholt sich für den gesamten Speicher nach folgender Prozedur so lange, bis eine korrekt aufsteigende Schichtung berechnet wurde. Ist die Temperatur oberhalb eines Volumenelementes kälter als die des darunter liegenden Elementes, so

wird mit beiden Temperaturen eine neue Mischtemperatur berechnet und beiden Schichten zugewiesen. Als nächstes werden nun die beiden darüber liegenden Schichttemperaturen miteinander verglichen und im Falle einer unstimmigen Schichtung ebenfalls die entsprechende Mischtemperatur zugewiesen. Letztendlich stellt sich nach endlich vielen Durchläufen eine von unten nach oben aufsteigende (in folgender Abbildung 21 für die oberen drei Schichten zumindest gleich bleibende) Temperaturschichtung ein. Auch andere Simulationsumgebungen verwenden dieses Algo-

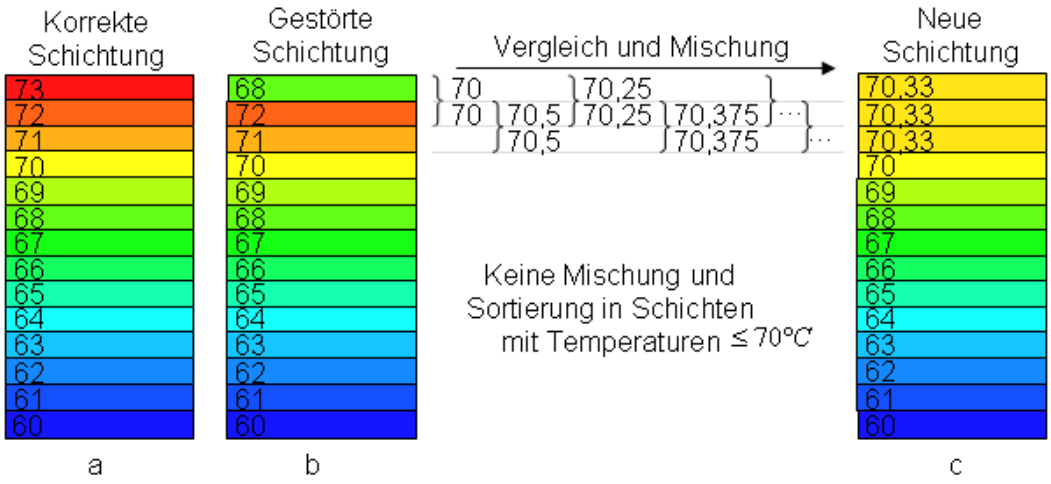

Abbildung 21: Vergleich und Mischung benachbarter Elemente zur Aufrechterhaltung einer aufsteigenden Temperaturschichtung

rithmus [Carn], da dieser einfach implementierbar und realistischer als das Rohrleitungsmodell ist. Nachteilig ist die sofortige Mischung und Sortierung in einem Rechenschritt, welches das dynamische Verhalten der internen Zustandsgrößen für diese falschen Beladungs- und Entladungsfälle zu schnell abbildet.

3.3.6 Brauchwasserspeicher

Der hier nachgebildete Brauchwasserspeicher hat die Aufgabe, warmes Trinkwasser in einem Hausenergiesystem bereitzustellen. Zur Erhöhung des Komforts, d.h. schneller Verfügbarkeit von warmem Wasser an den Zapfstellen und zur Energieeinsparung ist zusätzlich ein Zirkulationskreislauf angeschlossen. Dieser wird ebenfalls vom oberen Speicheranschluss versorgt und an den Zapfstellen entlang geführt. Wird kein Warmwasser entnommen, so strömt der gleiche Zirkulations-Volumenstrom im unteren Bereich des Speichers wieder ein. Das dort eintretende Wasser hat sich, entsprechend der Abstrahlverluste durch die Warmwasserrohrisolation, abgekühlt. Der Speicher ähnelt im Aufbau dem des Pufferspeichers, weist aber in üblichen Heizungsinstallationen ein kleineres Volumen und zusätzliche spiralförmige Rohrleitungen auf, die in das Heizungssystem eingebunden werden, um den Brauchwasserspeicher zu laden. Der Warmwasserspeicher ist jederzeit vollständig mit Trinkwasser gefüllt und mit insgesamt vier Anschlüssen für folgende Kreise versehen:

- Vorlauf des Heizungswassers
- Rücklauf des Heizungswassers
- Entnahme des warmen Brauchwassers und Speisung des Zirkulationskreises
- Rücklauf des Zirkulationskreises und Frischwasserzulauf

Abbildung 22 zeigt den schematischen Aufbau des Brauchwasserspeichers. Die Anbindung an

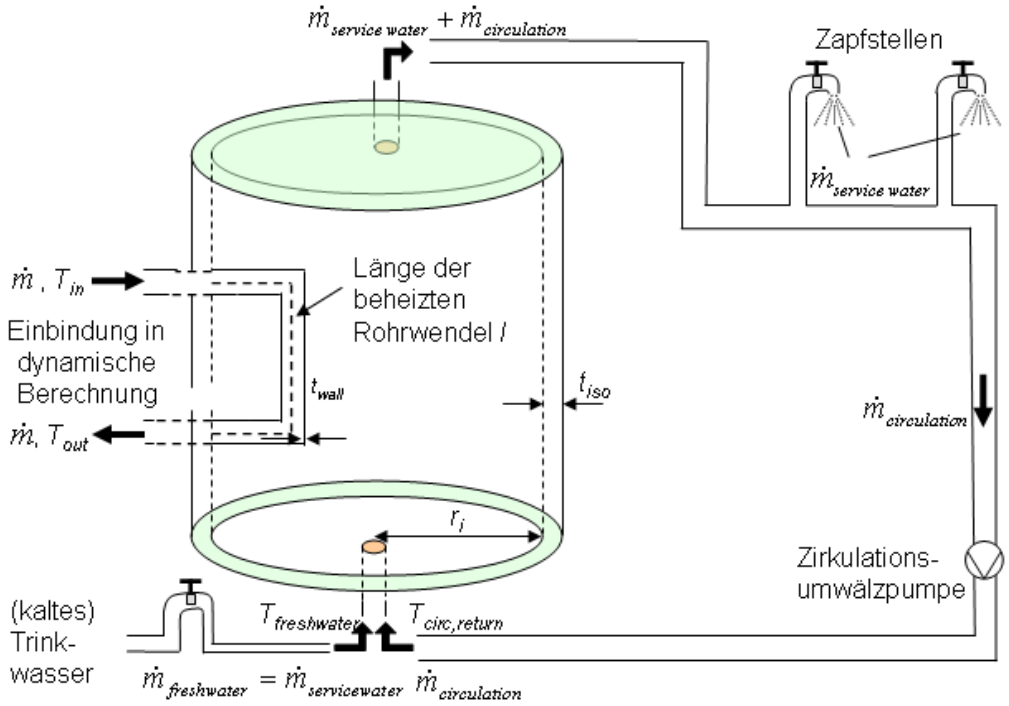

Abbildung 22: Schematischer Aufbau eines Brauchwasserspeichers und Einbindung in das Warmwassersystem

ein vorhandenes Heizungssystem ermöglicht das Aufwärmen des Trinkwassers im Speicher. Über den Brauchwasser-Entnahme-Anschluss ist es möglich, dem vollständig gefüllten Warmwasserspeicher Wasser zu entnehmen. In diesem Fall strömt gleichzeitig kälteres Frischwasser durch den unteren Speicheranschluss zu. Durch die Bereitstellung von Warmwasser und Anbindung an den Zirkulationskreislauf kann der Warmwasserspeicher mit insgesamt vier Steuergrößen (die jeweiligen Eintrittstemperaturen und Volumenströme dieser beiden hydraulischen Kreise) beeinflusst werden. Dies wird durch eine Verschaltung in der Reglerdatei realisiert.

Die mathematische Darstellung des Modells ist in Abbildung 23 dargestellt: Der Speicher ist analog zu den o. g. Modellen in n Elemente aufgeteilt. Die in den Heizkreis der Simulation eingebundene innen liegende Rohrwendel zur Aufheizung des Brauchwassers ist in jeweils $k = \frac{3}{5}n$ Elemente für die Wassersäule und die Wand aufgeteilt. Eingangsgrößen für die Rohrleitung sind ein Volumenstrom samt Temperatur. Wie in Abbildung 23 zu erkennen, ist die Rohrleitung im mittleren Drittel eingebaut und kann mit den angrenzenden Wasserschichten des Speichers Wärme tauschen.

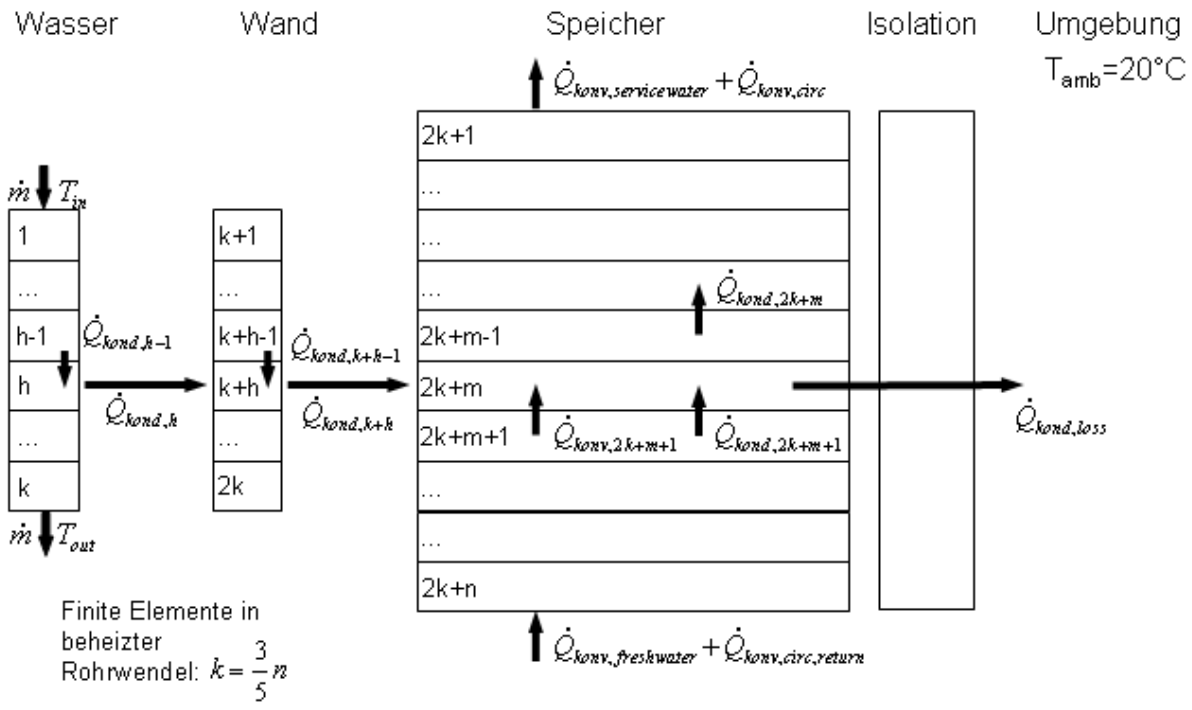

Abbildung 23: Brauchwasserspeicher inkl. aller Anschlüsse

Die n Elemente des Speichers werden bei der Initialisierung zu Vielfachen von 5 abgerundet, damit die Rohrleitung eine ganzzahlige Anzahl an Elementen erhält. Folglich hat dieses Modell 2k+n kontinuierliche Zustände (=interne Zustandsgrößen). Weil $k = \frac{3}{5}n$ gilt, beschreiben insgesamt $\frac{11}{5}n$ Zustände den BWS. In der Initialisierung werden zusätzliche konstante Größen berechnet. Dies sind u.a. Werte für Obergrenzen der konstanten Volumenströme und Eingangstemperaturen des Zirkulations- und Brauchwasserkreislaufs sowie Parameter zur Wärmeverlustberechnung des isolierten Speichertanks. In der Ableitungsberechnung werden zunächst die temperatur- und volumenstromabhängigen Größen wie z.B. Dichte, Wärmekapazität, kinematische Viskosität, Wärmeübergangskoeffizient an das Speichervolumen des durchströmten und beheizten Rohres berechnet. Das Lösen der Differenzialgleichungen geschieht in drei Gleichungen; jeweils eine Gleichung für die Wasser- und Wandelemente der Rohrwendel und eine Gleichung für die Berechnung der Brauchwasserspeichertemperaturen. Für das h-te Wasserelement im Rohr gilt die bereits o. a. Gleichung:

$$\begin{aligned} \dot{\vartheta}_h \frac{V_{p,tot}}{k} \rho_{water}\, c_{water} &= \dot{Q}_{kond,h-1} + \dot{Q}_{kond,h} \\ &= (\vartheta_{h-1} - \vartheta_h)\, \dot{m}\, c_{water} \\ &- (\vartheta_h - \vartheta_{h+k}) \cdot \left(\frac{1}{\alpha_i 2 r_i \pi \frac{l}{k}} + \frac{log\frac{r_h}{r_i}}{\lambda_{wall} 2\pi \frac{l}{k}} \right)^{-1} \end{aligned} \tag{17}$$

Für das h-te Wandelement (Bezeichnung (k+h)) gilt folgende Gleichung:

$$\begin{aligned}
\dot{\vartheta}_{h+k}\frac{V_{wall,tot}}{k}\rho_{wall}\,c_{wall} &= \dot{Q}_{kond,h}+\dot{Q}_{kond,h+k-1}+\dot{Q}_{kond,wall2storage}\\
&= (\vartheta_h-\vartheta_{h+k})\left(\frac{1}{\alpha_i 2r_i\pi\frac{l}{k}}+\frac{log\frac{r_h}{r_i}}{\lambda_{wall}2\pi\frac{l}{k}}\right)^{-1}\\
&+ (\vartheta_{h+k-1}-\vartheta_{h+k})\,\lambda_{wall}\,\frac{A_{wall}}{\frac{l}{k}}\\
&- (\vartheta_{h+k}-\vartheta_{2k+\frac{n}{5}+h-1})\left(\frac{1}{2\pi(r_i+t_{wall})\frac{l}{k}\alpha_{wall2storage}}+\frac{log\frac{r_i+t_{wall}}{r_h}}{\lambda_{wall}2\pi\frac{l}{k}}\right)^{-1} \quad (18)
\end{aligned}$$

Für das m-te Speicherelement (Bezeichnung (2k+m)) gilt (hier ein Element aus dem mittleren Bereich in dem auch das Zirkulationswasser fließt):

$$\begin{aligned}
\dot{\vartheta}_{2k+m}\frac{V_{storage}}{n}\rho_{water}\,c_{water} &= \dot{Q}_{kond,k+h}-\dot{Q}_{kond,loss}+\dot{Q}_{konv,2k+m+1}+\dot{Q}_{kond,2k+m+1}-\dot{Q}_{kond,2k+m}\\
&= (\vartheta_{k+h}-\vartheta_{2k+m})\,(\frac{1}{2\pi(r_i+t_{wall})\frac{l}{k}\alpha_{wall2storage}}+\frac{log\frac{r_i+t_{wall}}{r_{k+h}}}{\lambda_{wall}2\pi\frac{l}{k}})^{-1}\\
&- (\vartheta_{2k+m}-\vartheta_{amb})\cdot A_{loss}\cdot\frac{\lambda_{iso}}{t_{iso}} \qquad h=m-\frac{1}{5}n\\
&+ (\vartheta_{2k+m+1}-\vartheta_{2k+m})\cdot(\dot{m}_{circ}+\dot{m}_{freshwater})\,c_{water}\\
&+ ((\vartheta_{2k+m+1}-\vartheta_{2k+m})-(\vartheta_{2k+m}-\vartheta_{2k+m-1}))\,\frac{\pi\lambda_{water}d^2_{storage}}{4\frac{h}{n}} \quad (19)
\end{aligned}$$

3.3.7 Pumpe

Die Pumpe wird elektrisch betrieben und hat einen Wirkungsgrad < 1. Ein Teil der aufgenommenen elektrischen Energie wird in Wärme umgewandelt, die an die Umgebung und an das Wasser abgegeben wird. Im Betrieb, also bei einem durchfließenden Volumenstrom, als auch bei einem nahezu ruhendem Volumenstrom (dies sollte ohnehin vermieden werden) führt dies nur zu vernachlässigbaren Wärmeeinkopplungen. Daher ist der thermische Einfluss dieses Elementes nicht abgebildet, so dass die Ausgangstemperatur gleich der Eingangstemperatur ist.

3.3.8 Ventil

Da der thermische Einfluss dieses Elementes zu vernachlässigen ist, ist die Ausgangstemperatur gleich der Eingangstemperatur.

3.3.9 Rückschlagklappe

Auch hier ist der thermische Einfluss dieses Elementes zu vernachlässigen, so dass die Ausgangstemperatur gleich der Eingangstemperatur ist.

3.3.10 Verbindungselemente

Verbindungselemente sind hier nur zur Verbindung der Zweige und in der Initialisierung für den Parser zur Netzwerkstrukturanalyse wichtig. Die Berechnung der Mischtemperaturen findet in der thermischen Berechnungsfunktion in Abhängigkeit der Volumenstromrichtung statt. Dazu weisen umgekehrt zur Simulink-Pfeilung verlaufende Volumenströme ein negatives Vorzeichen auf.

3.4 Erläuterung der hydraulischen Modelle

Im Nachfolgenden werden die hydraulischen Modelle aller verwendeten Elemente erklärt. Mit Ausnahme der Pumpe rufen alle Elemente einen Druckabfall hervor. Die Abhängigkeit des Druckabfalls vom Volumenstrom wird bei fast allen Elementen als quadratische Funktion folgender Form realisiert:

$$dp(\dot{V}) = a\dot{V}^2 + b\dot{V} + c \tag{20}$$

Die Verifikation der hydraulischen Modelle geschah am selben Laboraufbau wie die der thermischen Modelle. Die Volumenstrom-Druckverhältnisse der hydraulischen Modelle stimmen ebenfalls mit den Messdaten überein [Be].

3.4.1 Rohrleitung

Die Berechnung des volumenstromabhängigen Druckverlustes erfolgt nach [Re, S. 242], wobei die Größe Massenstrom $\dot{m}$ und nicht $\dot{V}$ Verwendung findet. Zwischen diesen Größen gilt der Zusammenhang $\dot{m} = \dot{V}\frac{10^{-3}}{60}\rho$, wobei die Einheiten wie folgt lauten: $[\dot{m}] = \frac{kg}{s}$, $[\dot{V}] = \frac{l}{min}$ sowie $[\rho] = \frac{kg}{m^3}$. Die dynamische Viskosität η wird temperaturabhängig mit einem Näherungs-Polynom 3. Ordnung berechnet, wobei die Temperatur als Mittelwert aus Anfangs- und Endtemperatur des Rohres berechnet wird. Die Dichte von Wasser wird ebenfalls temperaturabhängig mit einem Näherungs-Polynom zweiter Ordnung bestimmt. Daraus kann die Reynoldszahl bestimmt werden, die ein Indiz für das Vorhandensein einer laminaren bzw. turbulenten Strömung ist.

$$Re = 4\frac{\dot{m}}{\pi d\,\eta} \tag{21}$$

Hier ist d der Durchmesser des Rohres. Die Reibungszahl λ lässt sich im Fall einer laminaren Strömung direkt aus der Reynoldszahl berechnen:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \tag{22}$$

Im anderen Fall ist die Strömung turbulent und die Reibungszahl kann iterativ aus der Gleichung von *Colebrook* [Re, S. 243] berechnet werden:

$$\frac{1}{\lambda} = -2lg\left(\frac{\frac{\varepsilon}{d}}{3,71} + \frac{2,51}{Re\sqrt{\lambda}}\right) \tag{23}$$

Der Druckabfall dp berechnet sich dann zu:

$$dp = \frac{8\dot{m}^2}{\pi^2 \rho d_i^4}\left(\frac{l}{d}\lambda + \zeta_{add}\right); \tag{24}$$

Hier ist die Rohrlänge l, der Rohrinnendurchmesser d_i und der dimensionslose Widerstandsbeiwert ζ_{add}.
Die Berechnung des Druckabfalls für die Rohrleitung ist von zahlreichen Variablen abhängig und die hier dargestellte Näherung relativ rechenintensiv. In Abbildung 24 ist bei steigendem Volumenstrom eine etwa quadratische Abhängigkeit des Druckabfalls zu erkennen (Parameter der Rohrleitung: siehe Legende).

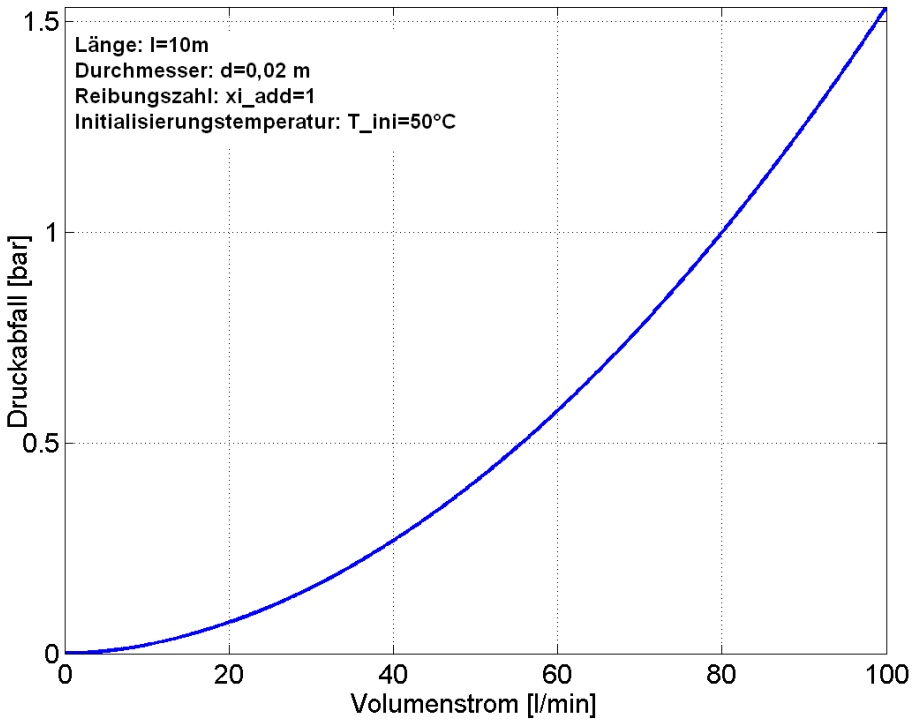

Abbildung 24: Druckabfall Rohrleitung

3.4.2 Pumpe

Die Pumpe kann als einziges Element einem Druckabfall entgegenwirken. In der Parameterliste können übliche Pumpenkennlinien, die eine Druckerhöhung bei entsprechendem Volumenstrom

repräsentieren, hinterlegt werden. Durch Umschaltung der Kennlinien lassen sich so verschiedene Volumenströme und Drücke erzielen. Für eine Druck-Volumenstrom-Berechnung im Netzwerk ist eine Pumpe als Referenzdruckquelle auszuwählen. Abbildung 25 zeigt die Kennlinien einer Pumpe (die im weiteren Verlauf im Brennstoffzellenzweig eingesetzt ist) sowie den Druckabfall im ausgeschalteten Zustand.

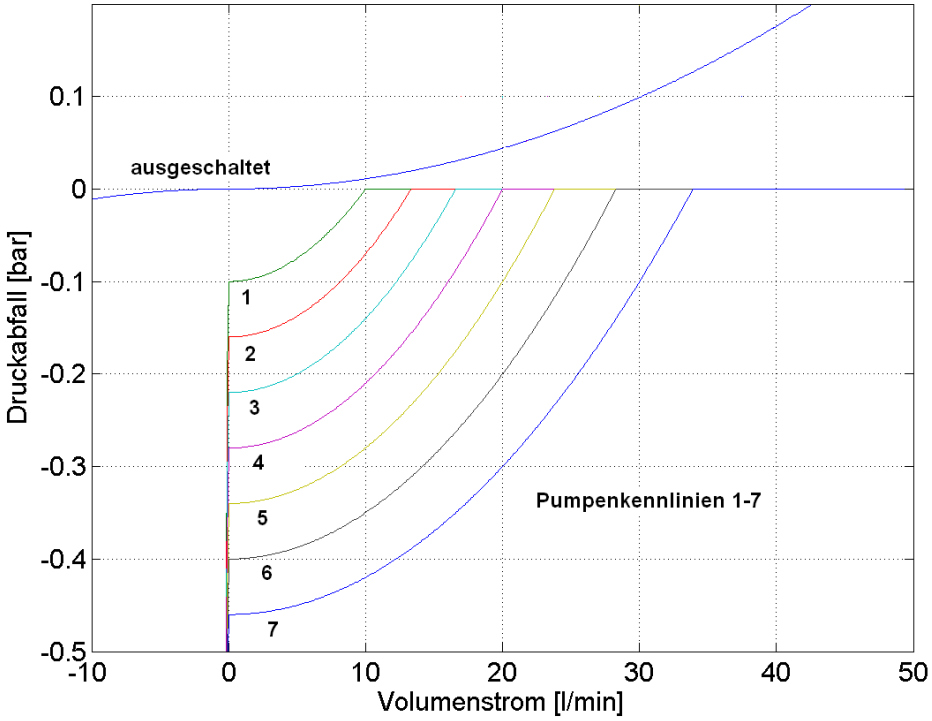

Abbildung 25: Exemplarische Kennlinien einer Pumpe

3.4.3 (Regel-)Ventil

Regelventile werden durch Ventilgrundkennlinien (k_V-Linien) beschrieben. Der k_v-Wert gibt an, wieviel m^3 pro Stunde bei einem statischen Druckverlust von 1 bar bei Wasser mit einer Dichte von 1000 $\frac{kg}{m^3}$ fließen. Das Ventil wird über einen Stellwert s_{vc} (valve control) angesteuert, für den gilt $0 \leq s_{vc} \leq 1$ ($s_{vc} = 1$ entspricht einem vollständig geöffnetem Ventil). Für den k_v-Wert ergibt sich in Abhängigkeit vom Steuerwert s_{vc}:

$$k_v = k_{v0} + (k_{vs} - k_{v0}) \cdot s_{vc} \tag{25}$$

Diese lineare Beziehung ist in Abbildung 26 abgebildet. Der Druckabfall berechnet sich nach [Re, S. 1307] zu:

$$dp(\dot{V}) = 10^{-5} \cdot \left[(\frac{\dot{V}}{60})^2 \frac{100}{k_v^2 \rho} \right] \tag{26}$$

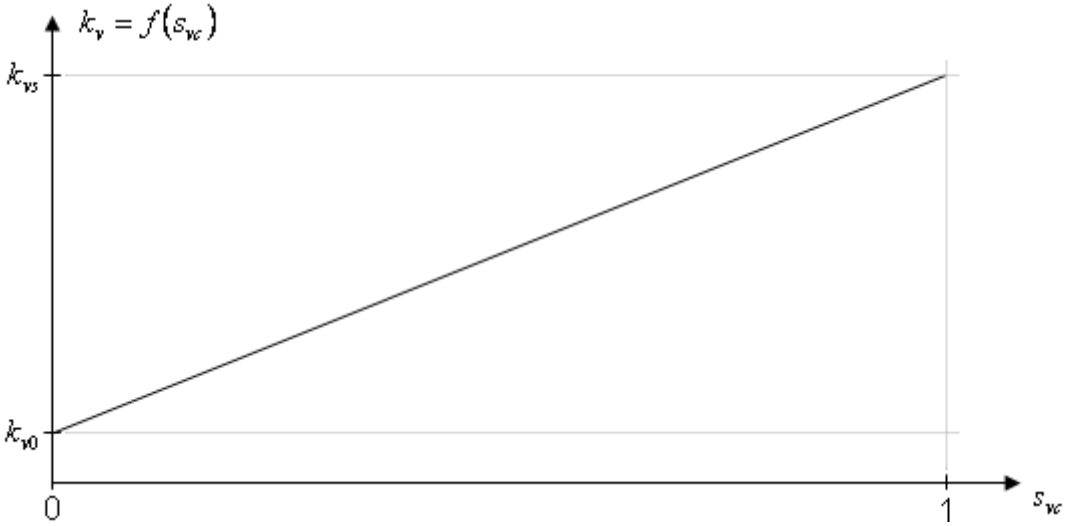

Abbildung 26: k_v-Wert eines Ventils in Abhängigkeit der Stellgröße

Mit einem Ventil lassen sich auch spezielle Ventilverschaltungen aufbauen. Ein Absperrventil kann als Ventil mit schneller Regelung aufgebaut werden; ein Dreiwegeventil lässt sich aus zwei Regelventilen zusammen setzen, dessen Eingangswerte entgegen gesetzte (reziproke) Steuergrößen erhalten. Dadurch ist gewährleistet, dass sie genau entgegen gesetzt wirken. Abbildung 27 zeigt den Druckabfall eines Ventils in Abhängigkeit des Stellwertes und Volumenstroms ($k_{v0} = 0,1, k_{vs} = 6,3$).

3.4.4 Verbindungselemente

Verbindungselemente, die Zweige miteinander verbinden, können in der Realität unterschiedlich geformt sein. T-Stücke, die z.B. drei Zweige miteinander verbinden, können verschiedene Durchmesser, Biegungen usw. enthalten. Gleiches gilt für Biegungen, die zwei Zweige miteinander verbinden (45°, 90°-Winkel). Dieses ist in den mathematischen Modellen mit dem zusätzlichen Reibungswert ξ_{add} berücksichtigt. Die hydraulische Berechnungsfunktion der Rohrleitung berücksichtigt diese zusätzlichen hydraulischen Widerstände aus [Re]. Die Verbindungselemente aus der Bibliothek sind nur für den Netzwerkparser und somit für die Strukturerkennung an sich relevant. Mit ihm werden Schleifen gebildet, dessen Druckabfall-Volumenstrom-Beziehung in die hydraulische Berechnung eingeht. Hydraulische Widerstände sind in ihnen nicht enthalten, sondern müssen als dimensionslose Widerstandsbeiwerte ξ_{add} [Re] bei den Rohrleitungselementen berücksichtigt werden.

3.4.5 Weitere Elemente

Folgende Elemente werden mit quadratischen Näherungsfunktionen nachgebildet und unterscheiden sich lediglich im verwendeten Parametersatz:

- Wärmequelle

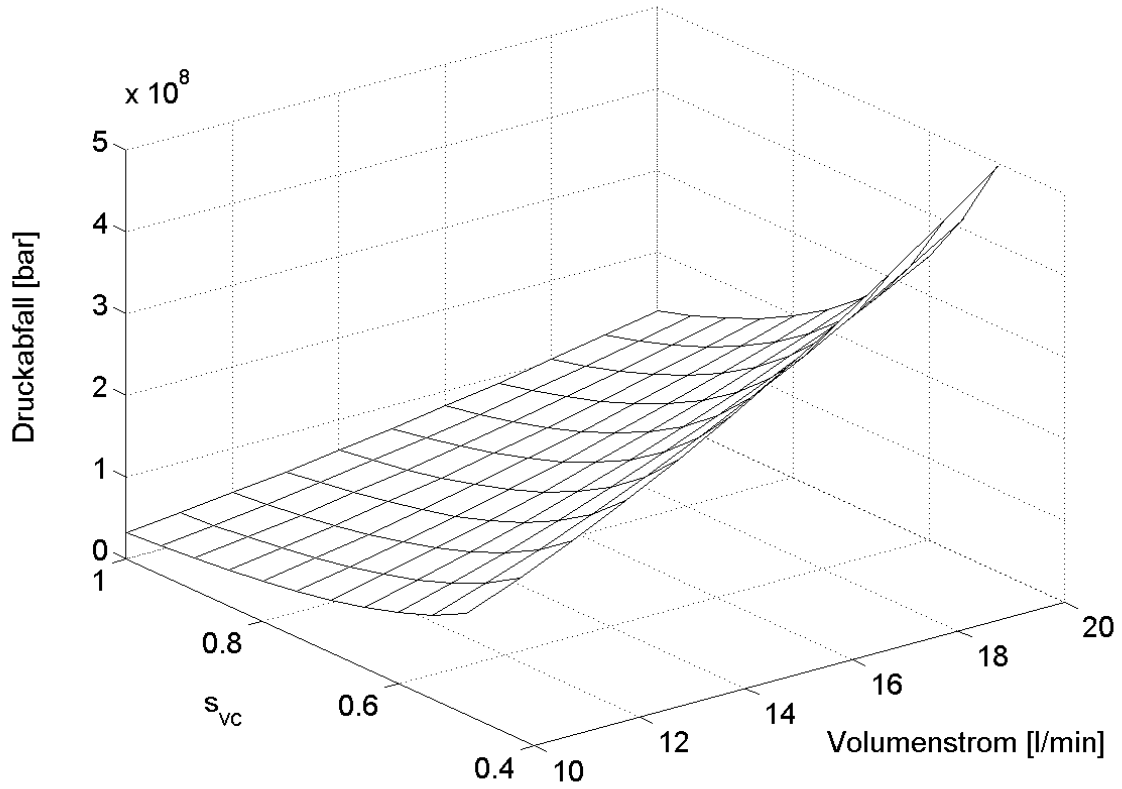

Abbildung 27: Druckabfall eines Ventils in Abhängigkeit von Stellwert s_{vc} und Volumenstrom $\dot{V}$

- Wärmesenke
- Wärmetauscher
- Pufferspeicher
- Brauchwasserspeicher
- Rückschlagklappe

Die Druckabfälle an diesen Elementen werden, wie oben bereits erläutert, durch Polynome zweiten Grades nachgebildet und entsprechen Messungen an einem Laboraufbau [Be].

3.5 Simulationsverfahren und Matrizeninversionsmethoden

Die Hydraulikberechnung dient der korrekten Bestimmung der Volumenstrom-Druck-Verhältnisse im Netzwerk. Sie wird in jedem Berechnungsschritt durchgeführt und ist eine zur Lastflussberechnung von elektrischen Energieversorgungsnetzen äquivalente Berechnung für hydraulische Kreise [Ick].

Es wird das Newton-Raphson Verfahren [Han2] in Kombination mit der Bisektionsmethode angewendet. Als Eingangsgröße ist dabei der Volumenstromvektor $\dot{V}$ aus dem vorherigen Simulationsschritt. Die Iteration läuft nach folgendem Schema ab:

1. Berechnung des Druckabfallvektors $dp(\dot{V})$ durch Summation der einzelnen Element-Druckverluste innerhalb einer Netzwerk-Masche. Die Aufstellung der Netzwerkmaschen geschieht mit dem Gerüst (Spannbaum) des Netzwerks.

2. Aufstellen der Jacobi-Matrix J nach folgendem Schema:

$$J_{i,k} = \frac{\delta p_i(\dot{V})}{\delta \dot{V}_k}$$

   Die Ableitung wird durch eine Linearisierung angenähert.

3. Durch Multiplikation der inversen Jacobi-Matrix (aus Schritt 2) mit dem Vektor der Druckabfälle (aus Schritt 1) ergibt sich der Vektor der Volumenstromänderungen.

$$d\dot{V} = J^{-1} \cdot dp(\dot{V})$$

4. Falls ein Wert von $\Delta dp = dp(\dot{V} - d\dot{V}) - dp(\dot{V})$ eine absolute Schranke überschreitet, wird die Bisektionsmethode angewendet. Dadurch werden zu große Schritte im Newton-Raphson Verfahren vermieden. Der Volumenstromvektor $d\dot{V}$ wird so oft halbiert, bis alle Werte von Δdp kleiner als eine untere Schranke ε sind.

5. Berechnen des neuen Volumenstromvektors $\dot{V}_{neu} = \dot{V} - d\dot{V}$

6. Bei Unterschreiten einer absoluten Schranke wird das Verfahren abgebrochen, ansonsten wird mit dem Volumenstromvektor $\dot{V}_{neu}$ als Eingangsgröße in Schritt 1 gesprungen.

Nach Ablauf der Iteration wird der neue Volumenstromvektor $\dot{V}_{neu}$ und der Druckabfallvektor $dp(\dot{V}_{neu})$ ebenfalls zurückgeschrieben. Die sich anschließende thermische Berechnung verwendet die berechneten Volumenströme zur Bestimmung neuer interner Zustandsgrößen (siehe Abbildung 14).

Kernbestandteil der hydraulischen Berechnung ist die Inversion der Jacobi-Matrix. Ein erste Realisierung dieser Inversion geschah nach der Cramer'schen Regel. Diese benötigt die Determinante $det(A)$ der Matrix A, welche durch den Laplace'schen Entwicklungssatz bestimmt werden kann [Fur]. Die Rechenzeit dieses ursprünglich implementierten Inversionsverfahrens liegt bei $O(n!)$, wodurch es sehr langsam wird. Vor allem in Netzen, in denen viele Verzweigungen vorhanden sind, wirkt sich eine solche lange Laufzeit nachteilig für die Simulationsgeschwindigkeit aus. Daher sind weitere, laufzeitreduzierende Verfahren implementiert worden, die in Anhang A dargestellt sind.

3.5.1 Simulationseinstellungen

Die in dieser Arbeit durchgeführten Simulationen gehen von einem Grundszenario aus, welches in zwei weiteren um zusätzliche Komponenten ergänzt wird. Die verwendeten Rohrleitungen haben einen Durchmesser von 2 cm und die Pumpe sorgt bei vollständig geöffneten Ventilen für einen Volumenstrom im Haupt(Last)zweig von nahezu $20\frac{l}{min}$, welcher einer Geschwindigkeit von etwa $1\frac{m}{s}$ entspricht. Da die Elementebibliothek kein Gebäudemodell enthält, sind Wärmesenken in Form von Rohrleitungen nachgebildet, die eine vorgegebene Wärmemenge aus dem durchströmenden Medium absorbieren.

Eine Betrachtung zur Einbindung solarthermischer Energieanlagen findet in dieser Arbeit nicht statt, da bewusst auf die Einbindung von KWK-Anlagen fokussiert wird. Der modulare Aufbau der Simulationsumgebung ließe aber auch die Modellierung solarthermischer Komponenten zu.

In dieser Arbeit ist die räumliche Nachbildung eines Hauses nicht explizit berücksichtigt und Zusammenhänge zwischen Heizkörper, Aussen- und Raumtemperatur durch entsprechende Wärmelastverläufe für Raumwärme und Warmwasserbedarf nachgebildet.

4 Optimierter Regler eines KWK-unterstützten HES

In diesem Kapitel werden optimierte Regler für KWK-unterstützte HES vorgestellt. Neben ihren grundsätzlichen Funktionen wird die Dimensionierung des Pufferspeichers untersucht. Grundsätzliche Reglerfunktionen einzelner Elemente werden erläutert, die in drei exemplarischen Szenarien mit zusätzlichen Funktionen vorgestellt werden. Dabei handelt es sich um unterschiedlich komplexe Wärmekreise, die Szenarien von einer relativ einfachen KWK-unterstützten Wärmeversorgung bis zu einem komplexen KWK-unterstützten ganzheitlichen Wärmeversorgungskonzept, inklusive Puffer- und Warmwasserspeicher, umfassen.

4.1 Aufgabe und Anforderungen

Heizungsanlagen sind hochwertige technische Systeme, deren optimales Funktionieren die richtige Dimensionierung aller Komponenten und deren Zusammenspiel voraussetzt. Bei Neubauten kann die Auslegung optimierter Systeme einfacher erfüllt werden als bei bestehenden Systemen. Die meisten Heizungsanlagen befinden sich im bestehenden Gebäudebestand, wo allenfalls Anpassungen an die technische Entwicklung der Wärmeerzeuger möglich sind [VDI2]. In der Branche wird davon gesprochen, dass mindestens 80 % der Heizungsanlagen nicht den Möglichkeiten ihrer hochwertigen Komponenten entsprechend arbeiten. Die Mängel reichen vom vernachlässigten hydraulischen Abgleich über falsche Pumpenauslegung bis zur Verwendung nicht voreinstellbarer Thermostatventile. Der von der europäischen Richtlinie „Gesamtenergieeffizienz von Gebäuden“ ab 2006 vorgeschriebene „Energiepass“ wird eine breite Öffentlichkeit auf erforderliche Optimierungen von Heizungsanlagen aufmerksam machen. Optimierungsmaßnahmen werden ebenso bei der Integration von Brennstoffzellen-Heizgeräten in bestehende Heizungsanlagen notwendig [BZHA].

Entscheidend für ein thermisches Gleichgewicht im Heizungskreis ist die Einhaltung zu definierender Temperaturgrenzen. Dies kann ein Sollwert z.B. für die Vorlauf- oder Rücklauftemperatur sein. Die Differenz aus maximaler Vorlauf- und minimaler Rücklauftemeratur nennt sich Temperaturspreizung und kann ebenfalls zur Einhaltung eines Temperaturbandes für Regelungsaufgaben verwendet werden.

Im stationären Betrieb soll sich eine gleichbleibende Temperaturdifferenz einstellen. Im nicht stationären Betrieb kann die Vor- und Rücklauftemperatur in Abhängigkeit von Systemänderungen variieren. Aufgabe einer Gesamtregelung/Steuerung ist es, mit einem minimalen Energieeinsatz eine bedarfsorientierte Wärmeversorgung zu gewährleisten. Bei den Wärmequellen kann sich dies in der Bereitstellung einer konstanten Vorlauftemperatur äussern. Mit Hilfe der Vor- und Rücklauftemperatur sowie des Volumenstromes lassen sich zu- und abgeführte thermische Lasten ermitteln. Bei Betrieb eines thermischen Speichers entspricht ein Ladevorgang einer zusätzlichen thermischen Last; beim Entladevorgang muss der Speicher im Gegensatz dazu als zusätzliche Wärmequelle in die thermische Energiebilanz einfließen. Ob der Speicher geladen oder entladen wird, hängt von der Größe der thermischen Last und der Wärmequellen und v.a. vom aktuellen Ladezu-

stand des Speichers ab, der üblicherweise messtechnisch nicht genau erfasst wird. Dies bedürfte über die Gesamthöhe des Speichers verteilte Temperatursensoren, die aus Kostengründen nicht installiert sind. Die Möglichkeiten zur Regelung eines Heizungssystems sind vielfältig und letztlich abhängig von den eingesetzten Komponenten, der Strategie sowie dem regelungstechnischen und v.a. finanziellen Aufwand. Bei den nachfolgend dargestellten Szenarien werden optimale und praxisnahe Lösungsansätze verfolgt. Zuvor wird jedoch noch auf die Auslegung des Pufferspeichers eingegangen.

4.2 Optimale Größe des Pufferspeichers

Das Prinzip der Wärmespeicherung im Pufferspeicher beruht auf der temperaturabhängigen Dichte von Wasser, welche mit steigender Temperatur abnimmt. Dadurch stellt sich im Betrieb idealerweise eine von unten nach oben aufsteigende Temperaturschichtung ein. Dieser nicht stationäre Zustand bleibt aber nicht erhalten, sondern ändert sich auch beim nicht durchströmten Speicher, da benachbarte Wärmeschichten als auch die Wand für eine Angleichung der Temperaturen sorgen. Folgende Abbildung 28 stellt den Temperaturverlauf eines Pufferspeichern mit 1000 l Fassungsvolumen dar. Die über die Speicherhöhe von unten (T1) nach oben (T15) linear zunehmenden Temperaturen betragen zu Anfang zwischen 61°C und 75°C (die Anfangstemperaturen in den 15 abschnittsweise modellierten Elementen sind willkürlich festegelegt). Die Umrechnung des Speichervolumens auf die Abmessungen Durchmesser d und Höhe h geschieht mit Daten aus [Norm] mit einem Verhältnis $\frac{d}{h} = 1 : 2,4$. In jeder Schicht ist eine Temperaturabnahme von etwa 2...3°C

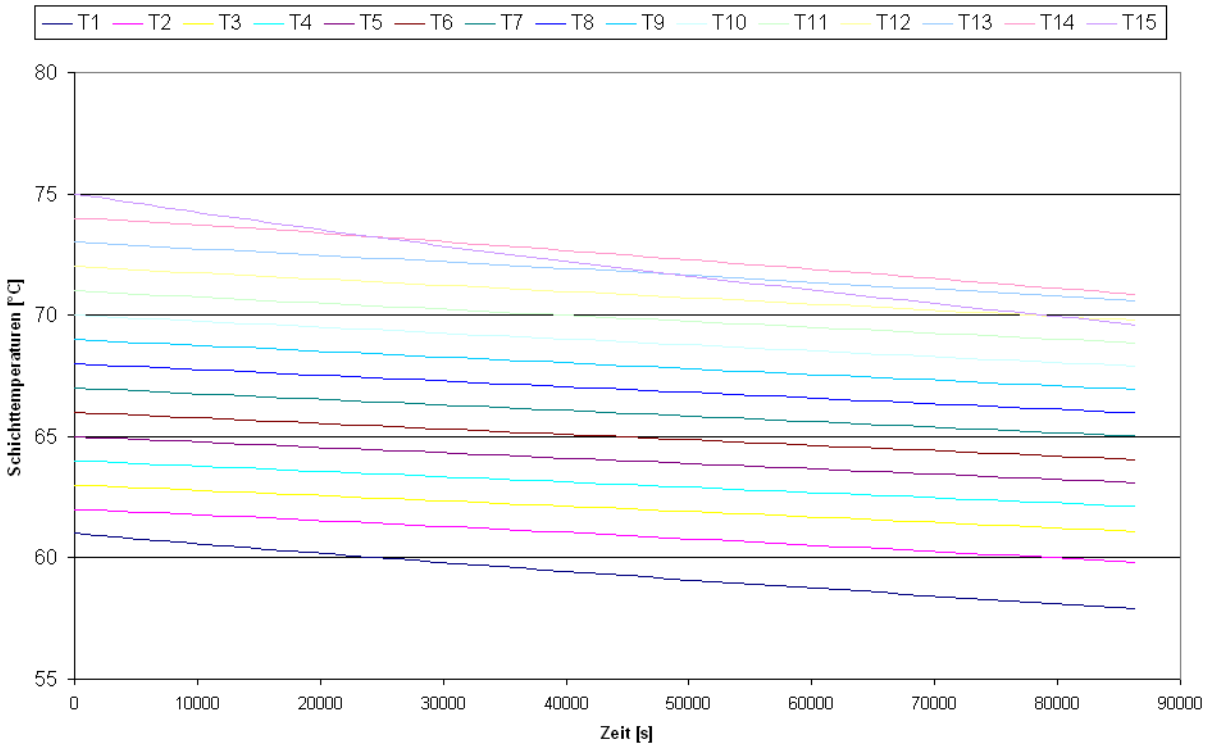

Abbildung 28: Verlauf der Schichttemperaturen im ruhenden Pufferspeicher

zu erkennen. Die in einem Speicher vorhandene (Metall)Wand ist in diesem Modell nicht berücksichtigt, daher fehlen also auch Wärmeausgleichsvorgänge über die Wand, die in Abbildung 28 zu schnelleren Temperaturangleichungen bei benachbarten Schichten geführt hätten.

Die in einem Speicher enthaltene Wärmemenge Q ist abhängig von der auf eine untere Minimaltemperatur ϑ_{min} bezogene Differenz $\Delta\vartheta$. Mit der Temperatur ϑ_j und dem Volumen V_j in der j-ten Schicht berechnet sich die speicherbare Wärmemenge zu:

$$Q = \sum_{j=1}^{n} V_j \rho c (\vartheta_j - \vartheta_{min}) \tag{27}$$

In der Praxis müssen weitere Aspekte berücksichtigt werden, so dass sich folgende wesentlichen Kriterien ergeben:

- Auslegung der Vor-/Rücklauftemperatur bzw. Temperaturspreizung
- Platzbedarf am Anlagenstandort (Stellfläche, Einbauhöhe)
- Spitzenlast der Wärmequelle, die den Speicher belädt
- Zeiträume (Dauer), in denen Speicher be- bzw. entladen werden soll

Ein Ladezyklus (mit eintretendem warmen Wasser am oberen Anschluss) dauert so lange, bis die Ausgangstemperatur (am unteren Anschluss) einen Grenzwert, z.B. 73°C überschreitet. Ein Entladezyklus wird beendet, wenn der austretende Volumenstrom (am oberen Anschluss) einen Grenzwert, z.B. 69°C unterschreitet. Für die beendeten Lade- bzw. Entladezyklen muss sichergestellt werden, dass der Volumenstrom (zu Null hin) reduziert und im nächsten Betriebsmodus wieder umgekehrt wird (ein geladener Speicher soll alsbald wieder entladen, ein entladener Speicher bald wieder geladen werden). Mit dieser Vorgehensweise wird ein hoher Speichereinsatz gewährleistet. Optimalität bezüglich Speichergröße ist in jedem Fall individuell zu bewerten und daher können an dieser Stelle lediglich Entscheidungshilfen für die Dimensionierung gegeben werden. Aus der Praxis [IBS] sind Größenordnungen von 55-100 $\frac{l}{kW_{th}}$, bzw. 60-70 $\frac{l}{kW_{th}}$ [Wik] installierter Feuerungswärmeleistung üblich. Zudem muss auf gebräuchliche Größen Rücksicht genommen werden, so sind Speichervolumina von 200, 300, 500, 750, 1000, 1500, 2000, 3000, 4000 und 5000 l erhältlich ([Pro], [Bud5]), die auch kombinierbar sind. Dabei bietet sich eine Reihenschaltung der Speicher an. Der Platzbedarf schränkt jedoch die Verwendung von Speichern von $\geq$ 1500 l in üblichen (Einfamilien-)Hausheizungssystemen ein. Zudem gilt der grundsätzliche Zusammenhang, dass ein größtmöglicher Speicher den flexibelsten Energieeinsatz ermöglicht. Soll nun konkret eine Mindestspeichergröße bestimmt werden, so kann dies auf Grundlage von Gleichung 27 erfolgen. Ein maximaler thermischer Füllstand liegt vor, wenn die untere Schichttemperatur der Vorlauftemperatur $\vartheta_{Vorlauf} = 75°C$ des Heizungskreises entspricht. Auf die minimale Rücklauftemperatur $\vartheta_{Rücklauf,min} = 60°C$ bezogen, beträgt die Temperaturdifferenz dann genau der Temperaturspreizung, d.h. $\Delta\vartheta = \vartheta_{Vorlauf} - \vartheta_{Rücklauf} = 15°C$. Soll nun das Speichervolumen bestimmt werden,

bleibt als variable Größe die Wärmemenge Q übrig, die dem Speicher zugefügt bzw. entnommen werden soll:

$$V_{opt} = \frac{Q}{\rho\, c\, \Delta\vartheta} \tag{28}$$

Diese Wärmemenge kann nun wiederum individuell sehr unterschiedlich sein. In Zahlenwerten ausgedrückt bedeutete dies, dass eine angenommene Leistung von z.B. 4 kW_{th}, die in einem Zeitraum von t=6 h zur Verfügung steht, ein Speichervolumen von

$$V_{opt} = \frac{4 \cdot 10^3 W\, 6h\, 3600\frac{s}{h}}{975\frac{kg}{m^3}\, 4182\,\frac{Ws}{kgK}\, 15K} = 1426\,l \tag{29}$$

erfordert. In diesem Fall ist also eine Speichergröße von 1500 l theoretisch ausreichend. In einem KWK-unterstützten Hausheizungsenergieversorgungssystem ist damit zu rechnen, dass in Sommermonaten keine Raumwärme und nur wenig Wärme für die Warmwasservorhaltung benötigt wird und daher ein Speicher nach ca. 1/4 Tag geladen ist und die Anlage dann abgeschaltet bzw. ihre Ausgangsleistung zuvor deutlich reduziert werden muss.

In den oben aufgeführten Darstellungen sind Speicherverluste, die in einem realen System durch die Wärmeabstrahlung des Pufferspeichers an seine Umgebung hervorgerufen werden, noch nicht berücksichtigt. In der folgenden Abbildung 29 ist für die Wärmekapazität eine Referenztemperatur von $\vartheta_{ref} = 60°C$ (entspricht der Rücklauftemperatur in einem Heizungskreis) und für die Wärmeverluste eine Umgebungstemperatur von $\vartheta_{amb} = 20°C$ angenommen. Die unten lie-

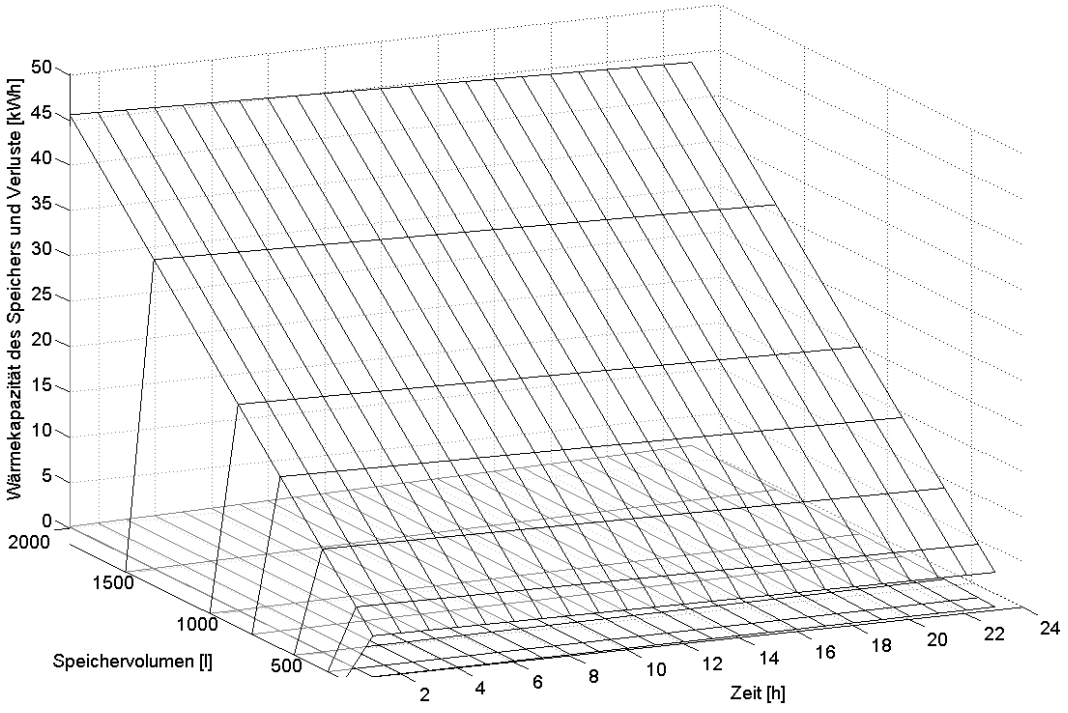

Abbildung 29: Speicherkapazität und Verluste eines Pufferspeichers

gende, nahezu mit der xy-Ebene zusammenfallende Fläche stellt die Wärmeverluste zugehöriger

Speichergrößen fest. Ein Zahlenbeispiel mit einem handelsüblichen 1000 l Speicher ergibt für die Verluste eine Größenordnung von 3 % /d und ist somit relativ gering.

Die Speicherbarkeit von thermischer Energie mit dem Pufferspeicher hat in einer KWK-unterstützten Hausenergieversorgung folgende Vorteile:

- Entkopplung des momentanen thermischen Lastbedarfs von der durch die KWK-Anlage erzeugten Wärme
- Realisierung eines stromgeführten Betriebs
- Betrieb der KWK-Anlage bei optimalem Wirkungsgrad und somit erhöhte Wirtschaftlichkeit
- Optimale Wärmeversorgung auch bei Schwachlast
- Weniger Verschleiss und somit höhere Lebenserwartung der KWK-Anlage

Ein KWK-unterstütztes Hausheizungsenergiesystem ist idealerweise mit einem Pufferspeicher zu ergänzen. Die Dimensionierung kann auf Grundlage von Gleichung 28 geschehen. Für eine realistische Auslegung sind Erfahrungswerte ([Pro], [Norm]) ebenfalls zu berücksichtigen, die eine Größenordnung von etwa $100\,\frac{l}{kW_{th}}$ vorsehenen. Letztendlich werden jedoch das Platzangebot am Aufstellungsort und mögliche Investitionskosten die Speichergröße entscheiden, so dass Speichervolumina von 1000-2000l für ein HES realistisch sind.

Durch eine geeignete Verschaltung und Intelligenz der Regelung sind weitere Optionen der Heizungssteuerung mittels des Pufferspeichers möglich. So geht z.B. ein Lastanstieg mit einer Abnahme der Rücklauftemperatur einher, die durch Entladen und Beimischung von warmen Pufferspeicherwasser reduziert werden kann.

4.3 Allgemeine Konzepte zur Regelung/Steuerung von Hausheizungsenergiesystemen

Für die Regelung/Steuerung von Hausheizungsenergiesystemen, insbesondere von KWK-unterstützten Gesamtanlagen, gibt es zahlreiche Gründe, wie z.B.:

- Verknappung der Primärenergieträger und damit steigende Energiepreise
- höhere Komfortbedürfnisse
- ausgeprägtes ökologisches Bewusstsein
- effizienter Betrieb von KWK-Anlagen

Die Regel- und Steuerbedingungen für ein Hausenergiesystem hängen ab von der:

- Komponentenwahl
- Verschaltung des Gesamtsystems

- Strategie (z.B. Brennstoffkosten verschiedener Primärenergieträger, strom-/wärmegeführter Betrieb der KWK-Anlage etc.)

Die in dieser Arbeit entwickelte Steuerung des Gesamtsystems basiert auf temperatur- und volumenstromabhängigen Prozessgrößen an einzelnen Komponenten. Die gewählten Temperaturgrenzen sind hier als exemplarisch anzusehen und dienen dem Nachweis der prinzipiellen Funktionstüchtigkeit des Systems. Die Parameter sind möglichst realistisch angenommen, lassen sich aber für andere Untersuchungen beliebig einstellen. Die einzelnen Regelungen/Steuerungen werden in Reglerfunktion aufgerufen und nacheinander abgearbeitet. Die steuerbaren Elemente (verstellbare Ventile, modulierbare Wärmequellen, etc.) werden unabhängig voneinander, d.h. für sich autark gesteuert. Eine übergeordnete Gesamtregelung ist nicht vorhanden. Jedoch beeinflussen sich die Steuerungen der einzelnen Elemente gegenseitig, so dass eine gewisse Kopplung einzelner Elemente vorhanden ist.

Ein optimaler Regler in einem Energieversorgungssystem ermöglicht eine Energieumwandlung und -einsatz bei möglichst geringem Gesamtenergieverbrauch. Bezogen auf ein thermisches Hausenergieversorgungssystem bedeutet dies, dass Wärmequellen- und Speicher, sowie die dazugehörige Peripherie (Pumpen, Ventile, etc.) effizient zur thermischen Lastdeckung einzusetzen sind. Eine thermische Gesamtenergiebilanz, bestehend aus thermischer Last $\dot{Q}_{Last}$, Einspeisung $\dot{Q}_{Einspeisung}$ und Verlusten $\dot{Q}_{Verluste}$, stellt sich wie folgt dar:

$$\sum \dot{Q}_{Last} + \sum \dot{Q}_{Einspeisung} + \sum \dot{Q}_{Verluste} = 0 \tag{30}$$

Bei uneingeschränkter Struktur-, Elemente- und Parameterwahl ist eine optimierte Reglerwahl beliebig schwierig. Es werden zunächst die Regelungsstrategien der einzelnen Elemente und im Anschluss in Kapitel 4.4 drei Szenarien unterschiedlicher Komplexität erläutert.

Der Regelkreis der in dieser Arbeit betrachteten Hausenergiesysteme ist in Abbildung 30 dargestellt. Die Führungsgröße ist die Vorlauftemperatur, die mit Hilfe hydraulischer und thermi-

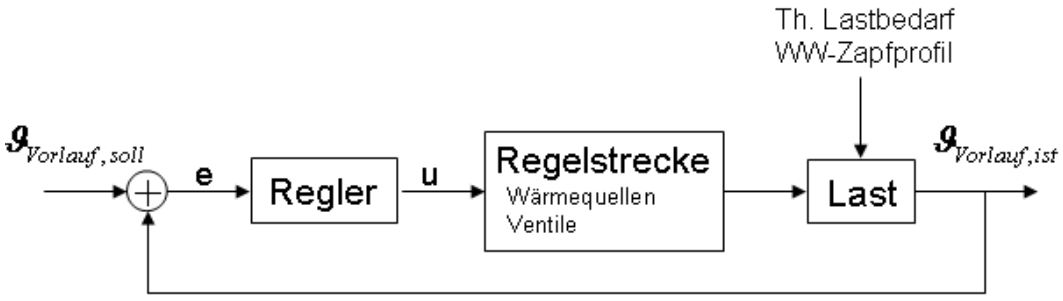

Abbildung 30: Prinzipieller Regelkreis

scher Einstellungen (Volumenstromvariation, Änderung der Wärmeleistung) möglichst konstant bei 75°C gehalten wird. Es ist zu berücksichtigen, dass in den erläuterten Szenarien ein nahezu konstanter Volumenstrom durch die Last eingestellt wird und daher Schwankungen des thermischen Lastbedarfs unmittelbar die Rücklauftemperatur beeinflussen. Die Regelabweichung *e* wird

im Regler zu einem Steuervektor u verarbeitet, der Wärmequellenleistungen und Ventile enstprechend regelt. Die Last bildet die Störgröße des Systems und setzt sich aus thermischer Last und dem Zapfprofil des Brauchwasserspeichers zusammen. Die Ist-Vorlauftemperatur $\vartheta_{Vorlauf,ist}$ wird auf den Eingang zurückgeführt und mit der Sollgröße $\vartheta_{Vorlauf,soll}$ zur Regelabweichung e verrechnet. Eine Besonderheit stellt die Betrachtung des Speichers dar, denn je nach Durchströmungsrichtung wirkt er als Wärmequelle oder Senke, welches in der Reglerdatei berücksichtigt wird.

Die in den nachfolgenden Szenarien dargestellten Stellgrößen, d.h. Abbildung 37, 54 und 56 enthalten die zeitlichen Verläufe der Stellwerte, die in der Matrix MVDevM abgespeichert sind. Diese nehmen Werte zwischen 0 und 999 an, wobei minimale Werte bei Ventilen minimial geöffnet, bei Wärmequellen minimal wärmeeinspeisend, usw. bedeutet. Der physikalische Wärmeeintrag einer Wärmequelle lässt sich wie folgt berechnen:

$$\dot{Q}_{phys} = \frac{s}{s_{max}} \cdot \dot{Q}_{phys,max} \tag{31}$$

Hat eine Wärmequelle also eine maximale Nennleistung von $10\,kW_{th}$ und wird mit einer Stellgröße von $s = 750$ angesteuert, so entspricht dies einem physikalischem Wert von $\dot{Q}_{phys} = \frac{750}{999} \cdot 10\,kW_{th} \approx 7,5\,kW_{th}$.

Im Folgenden werden die einzelnen Regler-Komponenten erläutert.

Thermischer Pufferspeicher

Für einen klar definierten Einsatz des Pufferspeichers wird das in Abbildung 31 dargestellte und in dieser Arbeit entwickelte Zustandsdiagramm verwendet. Es dient der Regelung des in Szenario 2 in Kapitel 4.4 eingesetzten Pufferspeichers. Beim Laden (Zustand 3) wird der Speicher idealerweise mit wärmeren Wasser als in der obersten Schicht vorhanden ist, beschickt. Dabei wird das darunter liegende kalte Wasser verdrängt. Die untere Austrittstemperatur $\vartheta_{out,bottom}$ ist also stets kleiner als die maximale zugeführte Temperatur am oberen Eingang. Bei einer Soll-Vorlauftemperatur von $\vartheta_{Vorlauf} = 75°\mathrm{C}$ ist ein Wert von z.B. $\vartheta_{out,bottom,full} = 73°\mathrm{C}$ für die untere Ausgangstemperatur sinnvoll, um den Speicherzustand als geladen (Zustand 0) anzusehen. Falls die Last im Netzwerk größer als die Nennleistung der BZ, d.h. $4\,kW_{th}$ ist, wird der Speicher über den Zwischenzustand 10 in Zustand 1, also Entladen versetzt. Zwischenzustände (Zustand 10 und der weiter unten erwähnte Zustand 15) mit geschlossenen Ventilen bei der Umschaltung der Pumpe sind notwendig, um Volumenstromsprünge sowohl im Zweig als auch im gesamten Netzwerk zu minimieren. Aus Zustand 10 kann bei Vorhandensein einer geringen Last ($\leq 4\,kW_{th}$) in den Zustand 0 (Geladen) zurückgesprungen werden. Im anderen Fall wird die Pumpe eingeschaltet und der Speicher entladen. Dies erfolgt unter Beobachtung der obersten Schichttemperatur. Ist diese größer als die Grenztemperatur $\vartheta_{out,top,empty} = 69°\mathrm{C}$ ist der Speicher noch nicht leer und es wird bei einer Last $\leq 4\,kW_{th}$ (über den zwischenzustand 10) in den Zustand 0 (Geladen) umgeschaltet. Ist der Speicher so weit entladen, dass $\vartheta_{out,top} \leq \vartheta_{out,top,empty} = 69°\mathrm{C}$ ist, wird der Speicher über den Zwischenzustand

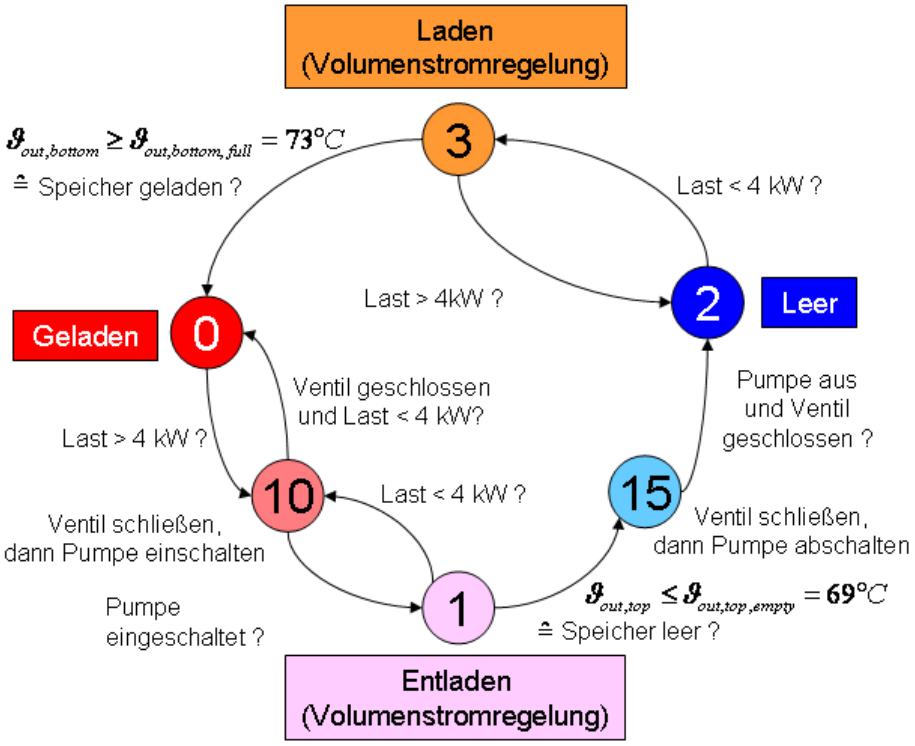

Abbildung 31: Zustände des Pufferspeichers in Szenario 2

15, in welchem die Pumpe bei geschlossenem Ventil ausgeschaltet wird, in den Zustand 2 (Leer) versetzt. In diesem Fall muss der Speicher erst wieder vollständig aufgeladen werden (Zustand 0 (Geladen)), bevor eine erneute Wärmeauskopplung möglich ist. Das Laden (Zustand 3) geschieht ausschließlich bei einer geringen Last, d.h. wenn $\dot{Q}_{Last} < 4 kW_{th}$, um eine Wärmeeinspeisung der KWK-Anlage an ihrer Nennleistungsgrenze zu gewährleisten. Falls während des Ladens (Zustand 3) die Last größer als $4 kW_{th}$ wird, wird in den Zustand 2 (Leer) gewechselt. In Szenario 3 wird eine leicht modifizierte PSP-Regelung verwendet, auf die hier nicht näher eingegangen wird. Unter anderem wird dort der PSP zur Wärmenachladung in den Brauchwasserspeicher verwendet. Für Fall erfolgt eine Warmwasserentnahme aus dem PSP bis zu einer oberen Schichttemeratur von 61°C.

Steuerung des Bypass-Ventils der Brennstoffzelle

Der Bypass der Brennstoffzelle dient der Aufrechterhaltung einer Mindesttemperatur am Eingang des Brennstoffzellen-Wärmetauschers. Die Mindesteingangstemperatur ist auf 60°C festgelegt. Für den Fall, dass die thermische Last deutlich größer ist als die maximale zur Verfügung stehende Wärmeleistung der Wärmequellen, käme es auch bei vollständig geöffnetem Bypassventil zu einer Unterschreitung der Mindesttemperatur am Eingang der Brennstoffzelle.

Zusatzheizgerät

Das Zusatzheizgerät dient insbesondere der Spitzenlastdeckung und soll dann Wärme einspeisen, wenn andere, privilegierte Wärmeeinspeiser wie eine KWK-Anlage und/oder ein thermischer

Speicher nicht genügend Wärme einkoppeln können.

Lastventil

Das Ventil im Lastkreis ist üblicherweise vollständig geöffnet und soll nur in Ausnahmesituationen geschlossen werden, z.B. wenn die Last deutlich zu hoch ist oder der Gesamtbetrieb eine Abriegelung des Lastkreises erforderlich macht. In den in dieser Arbeit durchgeführten Simulationen ist das Lastventil stets vollständig geöffnet.

Pumpe im Speicherkreis

Die Pumpe im Speicherkreis dient dem Entladen des Pufferspeichers und wird aktiviert, wenn dies ein Zustandswechsel wie o.a. erfordert. Ist die Pumpe ausgeschaltet, so wird sie überströmt, welches mit einer quadratischen Druckabfall-Volumenstrom-Kurve abgebildet ist. Eine Besonderheit ist in Szenario 3 zu erkennen, in dem der Pufferspeicher den Brauchwasserspeicher mit Wärme versorgt. Dies geschieht ebenfalls durch Aktivierung der Pufferspeicher-Entladepumpe und durch eine Ventilsteuerung in der Art, dass ein merklicher Volumenstrom durch beide Speicher fließt.

Pumpe im Wärmequellenzweig

Diese Pumpe ist in den hier dargestellten Simulationen das verantwortliche Volumenstrom einprägende Element. Auch hier sind unterschiedliche Pumpenkennlinien einstellbar, es hat sich in Simulationen jedoch herausgestellt, dass die Einstellung einer konstanten Pumpenkennlinie auch bei unterschiedlichen thermischen Lastsituationen vorteilhaft ist.

Wärmeleistung der KWK-Anlage

Die Wärmeleistung der in den Szenarien eingesetzten KWK-Anlage wird mit einem PID-Regler eingestellt. In [WieSA] sind für eine einfache Verschaltung die Reglerparameter eines PID-Reglers mit Hilfe des Parameterentwurfs nach Ziegler und Nichols durchgeführt [Kie]. Die dabei ermittelten Parameter werden für andere Verschaltungen übernommen, wobei wahrscheinlich auch andere Parameterwerte existieren, die eine mindestens gleiche Regelgüte ermöglichen. Ein Ansatz zur Auffindung optimaler Reglerparameter mit Hilfe Evolutionärer Algorithmen wurde prinzipiell nachgewiesen, jedoch hier nicht weiter verfolgt. Das Reglerentwurfsverfahren nach Ziegler und Nichols ist für die hier eingesetzten thermischen Simulationsmodelle, die aus Energiedifferenzen-Modellen bestehen, geeignet, da ein Streckenmodell nicht bekannt ist. Die Vorgehensweise ist wie folgt. In einem einfachen Modell (entspricht Abbildung 5b) wird die Wärmequelle mit einem P-Regler versehen und die Reglerverstärkung nach einer Sollwertänderung der Vorlauftemperatur von 70°C auf 75 °C so lange erhöht, bis die Stellgröße eine Dauerschwingung ausführt. Die dabei eingestellte Verstärkung heisst kritische Reglerverstärkung und beträgt $K_{R,krit} = 0,42$, die auftretende Periodendauer der Schwingung kritische Periodendauer und nimmt einen Zahlenwert von $T_k = 1,8s$ an. Mit diesen Werten lassen sich die Reglerparameter für einen PI bzw. PID-Regler

entsprechend Tabelle 4 bestimmen. Für den im nachfolgenden eingesetzten PID-Regler der KWK-

Parameter	PI-Regler	PID-Regler
Reglerverstärkung K_R	$0,45 \cdot K_{R,krit}$	$0,6 \cdot K_{R,krit}$
Nachstellzeit T_N	$0,85 \cdot T_K$	$0,5 \cdot T_K$
Vorhaltezeit T_V	-	$0,12 \cdot T_K$

Tabelle 4: Reglerparameter nach Ziegler und Nichols [Kie]

Anlage (BZ) ergibt sich daraus eine Reglerverstärkung $K_R = 0,42$, eine Nachhaltezeit $T_N = 0,9s$ und eine Vorhaltezeit $T_V = 0,216s$

4.4 Szenarien

Die nachfolgenden Szenarien sind mit realistischen Annahmen durchgeführt worden. Da die Simulationsumgebung nicht auf die energetische Analyse von Häusern ausgelegt ist, sondern auf eine effiziente Energiebedarfsdeckung von thermischen Gesamtsystemen, ist der Raumwärmebedarf durch entsprechende thermische Lasten und der Warmwasserbedarf durch realistische Zapfprofile nachgebildet. Im Weiteren erfolgt die Darstellung der verwendeten Lastprofile für Raumwärme und Zapfprofile für den Warmwasserbedarf.

Raumwärmebedarf

Die Wärmeverluste durch eine Gebäudehülle (Transmissionswärmeverluste) sind bereits in Kapitel 3.1 erläutert worden. Sie sind maßgeblich von den Isolationsparametern des Hauses, der Soll-Innentemperatur und dem angenommenen Aussentemperaturverlauf abhängig. Der hier verwendete Aussentemperaturverlauf entspricht einem durchschnittlichen Tag, wie er in der Übergangszeit im Frühling/Herbst in gemäßigten Breiten typischerweise vorkommt. Die durchschnittliche Temperatur beträgt 10°C , die minimale/maximale Temperatur beträgt $0,4$°C bzw. 16°C und der maximale Temperaturgradient $0,1\frac{°C}{min}$. Bei einer konstant angenommenen Sollinnentemperatur von 20°C werden die Transmissionswärmeverluste berechnet und der Last aufgeschaltet. Dabei sind die Abmessungen und Isolationseigenschaften des Hauses wie folgt angenommen: Innentemperatur-Sollwert $T_i = 20$°C, mittlerer Wärmeübergangskoeffizient $k_m = 0,9\,\frac{W}{m^2 K}$, eingeschlossenes Volumen $V = 600\,m^3$, Gebäudehüllfläche $A = 400\,m^2$, stündlicher Luftwechsel $\beta = 0,75\,h^{-1}$. Der in Abbildung 32 dargestellte Wärmebedarf ist mit Gleichung 32 aus dem Temperaturverlauf ermittelt worden [Re, S. 892].

$$\dot{Q} = \left(k_m \cdot \frac{A}{V} + 0,34\,\beta \right) \cdot V \cdot \Delta\vartheta \tag{32}$$

Der durchschnittliche Wärmebedarf beträgt demnach rund $6\,kW_{th}$ und die thermische Gesamtarbeit innerhalb eines Tages etwa $150\,kWh_{th}$.

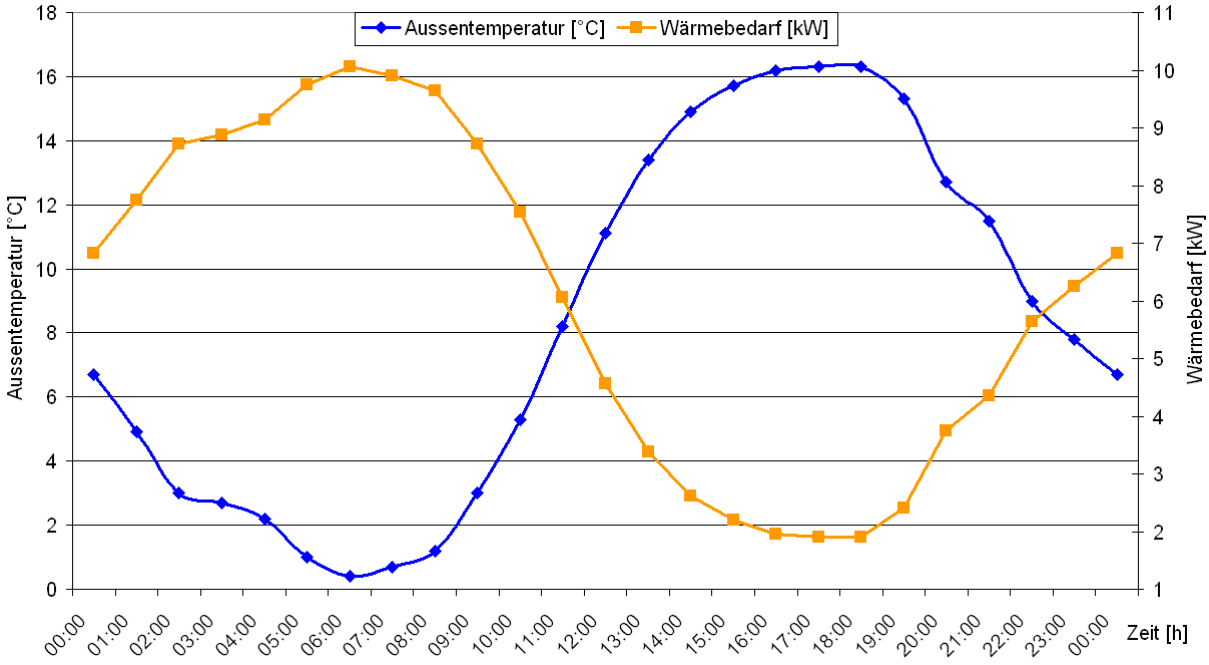

Abbildung 32: Aussentemperaturverlauf und zugehörige Transmissionswärmeverluste

Verwendung	Zeitdauer [min]	$\dot{V}[\frac{l}{min}]$	V [l]	$[\Delta\vartheta°C]$	Resultierende Wärme [kWh]
Baden	10	10	100	50	5,711
Duschen	4	10	40	50	2,284
Spülen	3,3	10	33	50	1,901

Tabelle 5: Zapfprofile unterschiedlicher Verwendungszwecke

Warmwasserbedarf

Der Warmwasserbedarf eines Hauses ist stark abhängig von dem Verhalten der Bewohner und kann mit einem Brauchwasserspeicher bereitgestellt werden. In [Re] sind ausführliche Berechnungsverfahren dargestellt, von denen zur Vereinfachung an dieser Stelle folgende Warmwasser-Wärmebedarfe abgeleitet wurden: Mit der Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta$ ist die Differenz zwischen ausgekoppeltem Warmwasser $\vartheta = 60°C$ und zulaufendem Frischwasser $\vartheta_{freshwater} = 10°C$ gemeint. In den später folgenden Simulationen, in denen ein Brauchwasserspeicher eingesetzt wird, wird davon ausgegangen, dass mit den obigen Zapfprofilen warmes Trinkwasser aus dem Speicher entnommen wird. Und zwar geschieht dies in folgender Reihenfolge:

- 06:30 h: Duschen
- 13:00 h: Spülen
- 17:00 h: Duschen
- 19:00 h: Baden

- 20:00 h: Spülen

In grafischer Darstellung stellt sich der Wärmeleistungsbedarf wie in Abbildung 33 dar. Damit

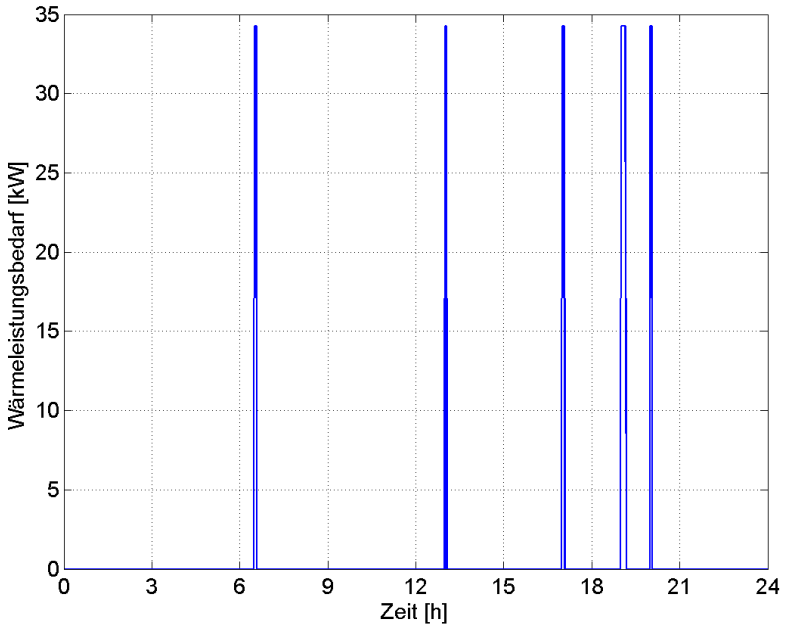

Abbildung 33: Wärmeleistungsbedarf des Warmwasser-Zapfprofils

ergibt sich ein tägliches thermisches Energieäquivalent von etwa 14 kWh. Die Größe des Brauchwasserspeichers zur Warmwasserbereitstellung ist ebenfalls in [Re] ausgiebig erläutert. Sie lässt sich z.B. mit folgender Gleichung bestimmen:

$$V_S = \frac{Q \cdot (3600 \frac{s}{h} \cdot \frac{W}{kW})}{\rho\, c \cdot (\vartheta_{bottom} - \vartheta_{top})} \cdot b = \frac{C}{c\,\Delta\vartheta} \cdot b \tag{33}$$

Hierbei ist Q die zu speichernde Wärmemenge [kWh] und b ein einheitenloser Zuschlagsfaktor für den toten Raum unterhalb der Speicherheizwendel. Die Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta$ setzt sich zusammen aus oberer Speichertemperatur ϑ_{top} (maximal so groß wie die Eintrittstemperatur des Heizwendelvolumenstroms) und unterer Speichertemperatur ϑ_{bottom} (abhängig von der Temperatur des zugeführten Trinkwassers). Bei ausgeprägter Schichtung im Brauchwasserspeicher beträgt die Temperaturdifferenz 50 K, bei teilweiser Mischung im Speicher nach [DIN] liegt sie immerhin noch bei 35 K.

Soll die für das Baden benötigte Wärmemenge aus obiger Tabelle in Höhe von $5,7kWh$ vom Speicher bereit gestellt werden, so ergibt sich folgendes Speichervolumen:

$$V_S = \frac{5,7kWh \cdot (3600 \frac{s}{h} \cdot \frac{W}{kW})}{983,2 \frac{kg}{m^3}\, 4182 \frac{W\,s}{kg\,K} \cdot 50\,K} \cdot 1,5 \approx 0,15\,m^3 \tag{34}$$

In diesem Fall ist ein Brauchwasserspeichervolumen von 150 l ausreichend.

4.4.1 Szenario 1: Grundsystem

Das Grundsystem besteht aus sechs Zweigen und elf Elementen (Abbildung 34). Im einzelnen enthält es zwei parallel geschaltete Wärmequellen mit $4\,kW_{th}$ bzw. $10\,kW_{th}$ Nennleistung für die Brennstoffzelle bzw. das Zusatzheizgerät, einer Wärmesenke und einem Bypass. Eine Pumpe und Ventile in den einzelnen Zweigen dienen der Volumenstromregelung. Das Zusatzheizgerät dient der thermischen Spitzenlastdeckung, so dass Wärmebedarfe (deutlich) oberhalb der Nennleistung der dezentralen KWK-Anlage zuverlässig gedeckt werden können. Dieses Szenario stellt ein

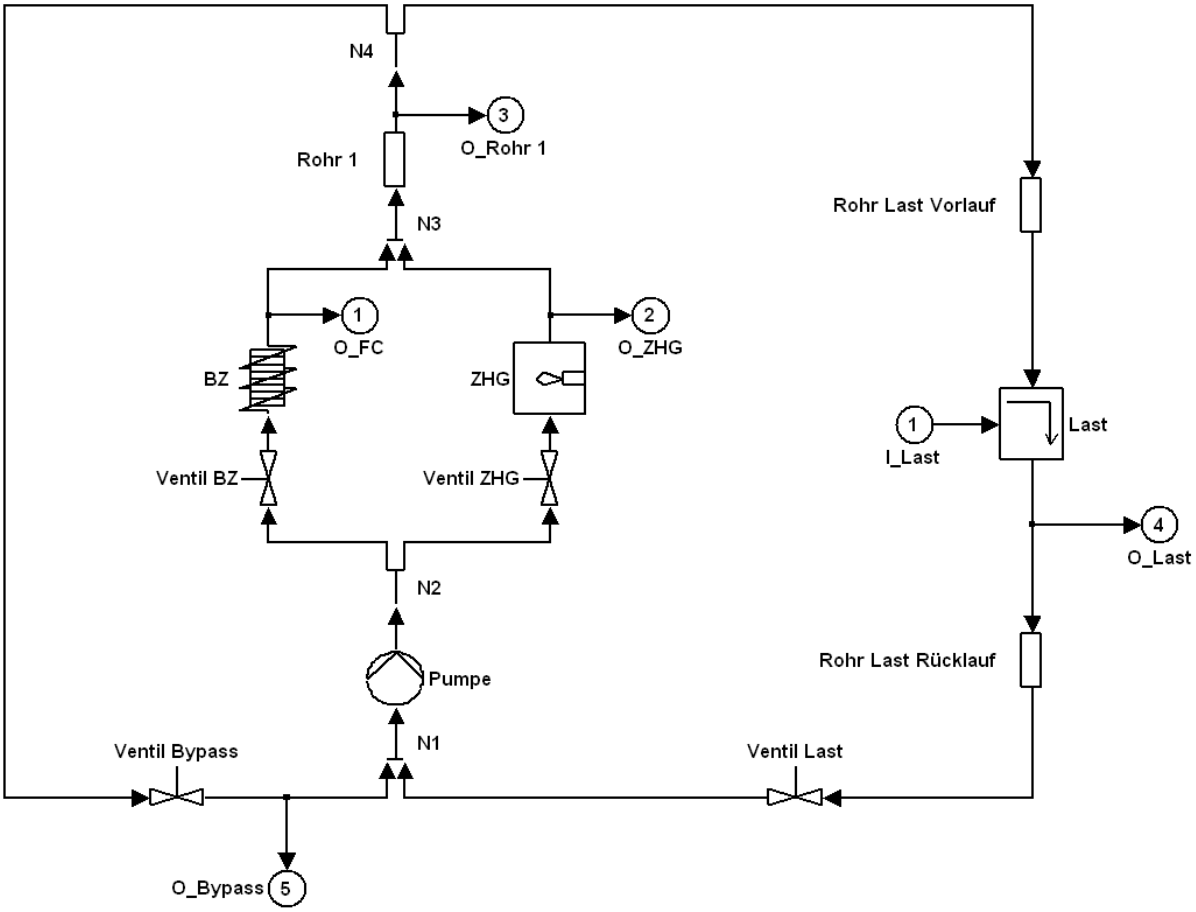

Abbildung 34: Grundsystem (Szenario 1)

Heizungs-Grundsystem dar, wie es zur Grund- und Spitzenlastdeckung eingesetzt werden kann. Die Pumpe wird während der gesamten Simulation auf Kennlinie 5 (siehe Abbildung 25) betrieben. Die ansteigende Last ist die Störgröße im System. Die Wärmeleistung der Brennstoffzelle wird mit Hilfe des zuvor genannten PID-Reglers eingestellt. Für die Auslegung der Reglerdatei sind die zuvor erwähnten Einstellungen getroffen. In diesem Szenario soll insbesondere die Funktion des Bypassventils und der daraus resultierende Einfluss auf die Volumenstromregelung des Zusatzheizgeräte-Ventils betrachtet werden. Die thermische Last wird dafür ausgehend von $3\,kW_{th}$ zum Zeitpunkt 500 s innerhalb von 800 s auf $12\,kW_{th}$ erhöht und bleibt für den Rest der Simulationsdauer konstant. Die Simulationsergebnisse sind in den folgenden Abbildungen 35, 36 und 37

dargestellt. Nach den anfänglichen 500 s bei einer Last von 3 kW_{th} erfolgt ein kontinuierlicher

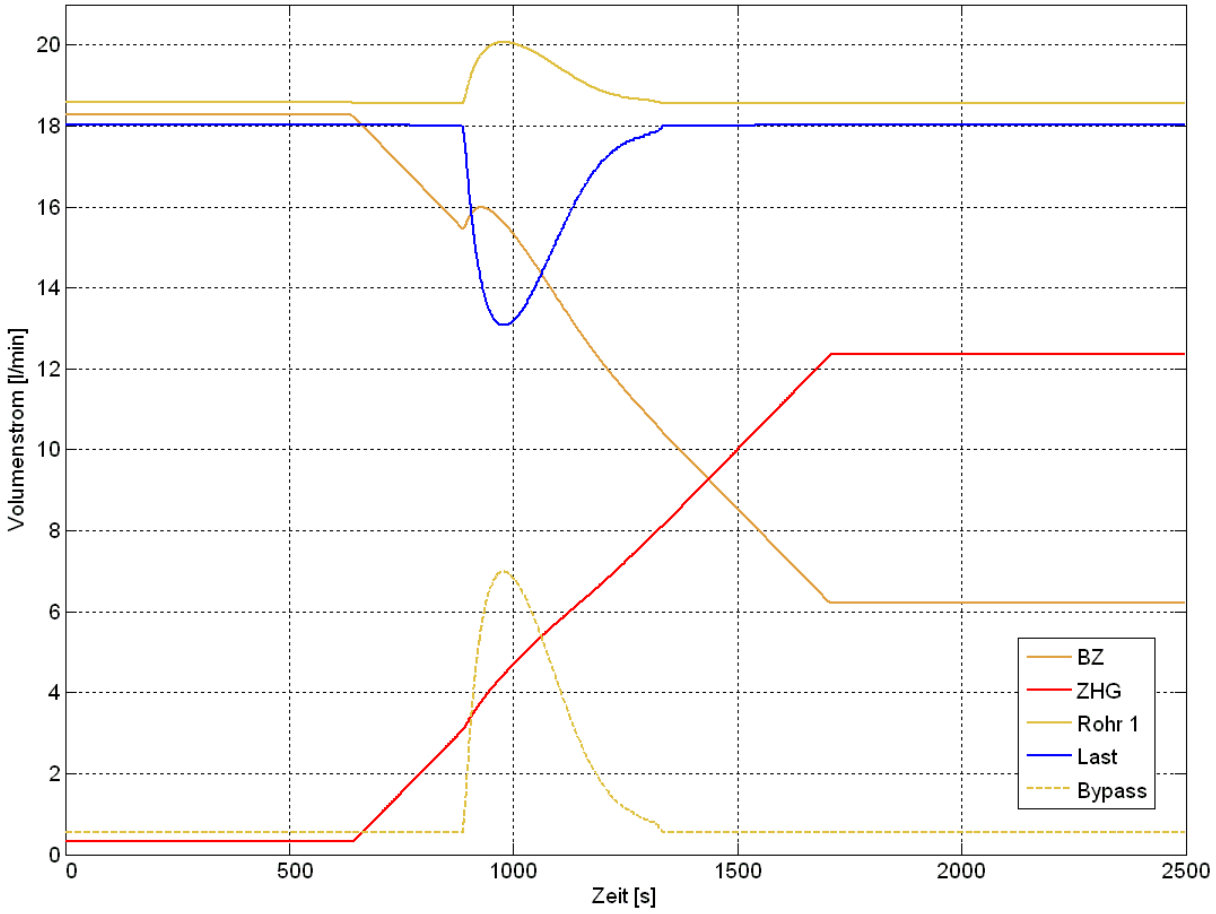

Abbildung 35: Volumenströme (Szenario 1)

Lastanstieg auf 12 kW_{th}. Die Wärmeleistung der Brennstoffzelle steigt dabei auf ihren maximalen Wert an und bei Überschreitung der BZ-Nennleistung wird der Volumenstrom mit dem vorgeschalteten Brennstoffzellen-Ventil reduziert, um eine BZ-Ausgangstemperatur von 75°C zu erreichen. Das Ventil im Zusatzheizgeräte-Pfad sorgt gleichzeitig für eine Volumenstrom-Konstanthaltung im Lastzweig. Das Zusatzheizgerät selbst stellt die Wärmeleistung zur Verfügung, um am Ausgang ebenfalls eine Temperatur von 75°C zu erreichen. Aufgrund des relativ großen Lastanstiegs, sinkt die Ausgangstemperatur der Last jedoch relativ stark ab, da die Wärmequellen die Ausgangstemperaturen nicht schnell genug nachregeln können. Bei ca. 900 s fällt die Lastausgangstemperatur unter die Mindestvorlauftemperatur von 60°C. Um zu verhindern, dass die Eingangstemperatur der Wärmequellen ebenfalls unter diesen Wert absinkt, wird ein Teil des erwärmten Wassers vom Ausgang der Wärmequellen über den Bypasszweig zurückgeführt und dem Wasser des Lastzweigs beigemischt. Solange die Vorlauftemperatur also unter $\vartheta_{vorlauf,min} = 60°C$ liegt, wird das Bypassventil geöffnet. Je größer die Differenz zwischen der Mindestvorlauftemperatur $\vartheta_{vorlauf,min}$ und der Ausgangstemperatur der Last $\vartheta_{out,Last}$ ist, desto mehr wird auch das Bypassventil geöffnet (siehe Abbildungen 36 und 37). Werden die geforderten 60°C wieder erreicht, schließt das Bypassventil wieder. Unabhängig von der Stellung des Bypassventils wird das Brennstoffzellenventil solan-

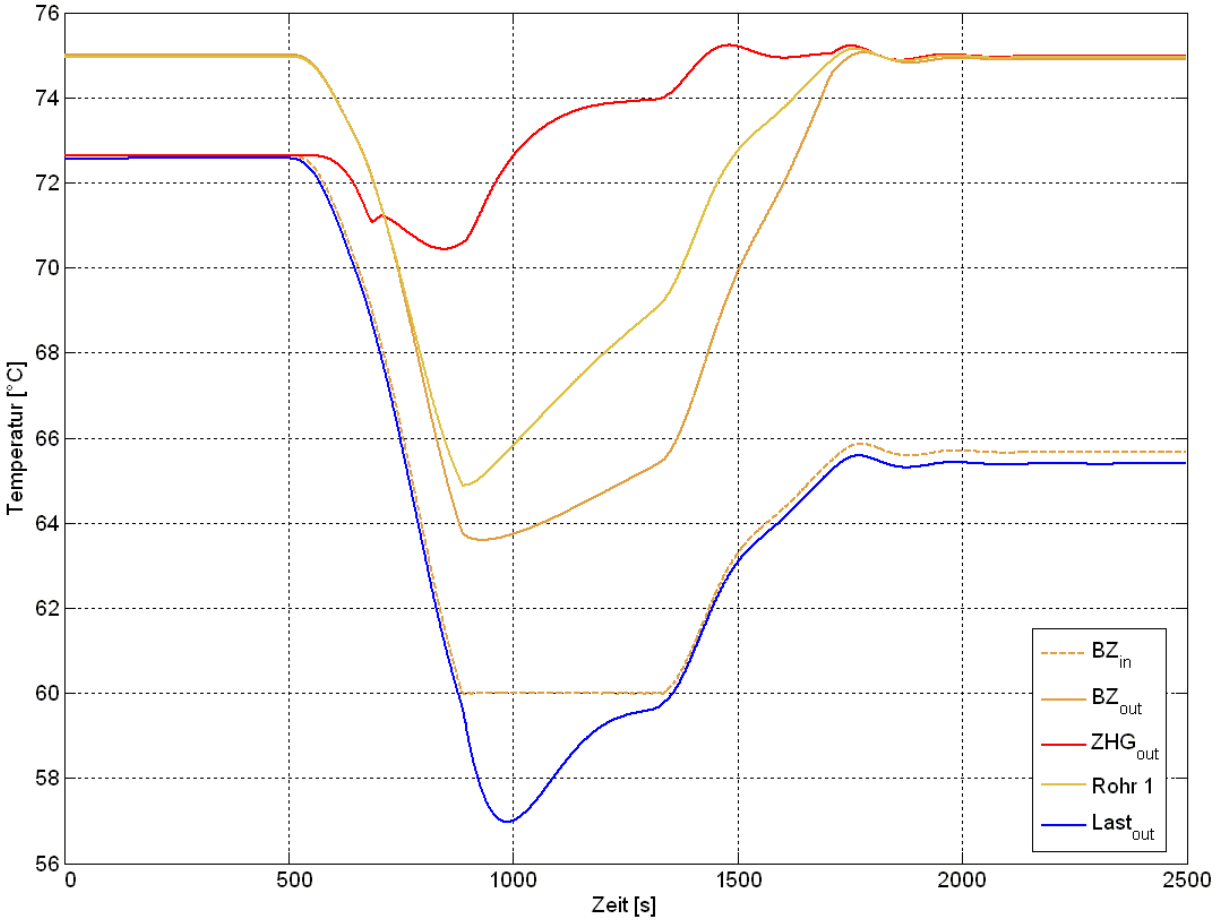

Abbildung 36: Temperaturen (Szenario 1)

ge stufenweise geschlossen, bis eine Ausgangstemperatur der Brennstoffzelle von 75°C erreicht ist. Gleichzeitig öffnet das Ventil im Zusatzheizgerätezweig, um den Volumenstrom des gesamten Wärmequellenzweiges konstant zu halten. Das Zusatzheizgerät speist die Wärmeleistung ein, die zu einer Ausgangstemperatur von 75°C führt. Im Zeitraum zwischen 900 s und 1300 s steigt der Volumenstrom im mittleren Zweig von $18,5\frac{l}{min}$ auf $20\frac{l}{min}$ an. Dies ist die Zeitspanne, in der das Bypassventil geöffnet ist und im selbigen Zweig einen Volumenstrom zulässt. Die Volumenstromerhöhung resultiert daraus, dass im Bypasszweig nur der Druckabfall des Ventils abgebildet wird. Da dieser Zweig parallel zum mittleren ist, ändert sich der hydraulische Gesamtwiderstand, dem die Pumpe entgegenwirkt und so erzielt sie bei gleicher Kennlinie eine größere Fördermenge. Der zusätzliche Volumenstrom im mittleren Zweig verteilt sich, den unterschiedlichen Ventilstellungen entsprechend, auf die Brennstoffzelle und das Zusatzheizgerät. Da das Brennstoffzellen-Ventil zu diesem Zeitpunkt deutlich weiter geöffnet ist als das Ventil des Zusatzheizgerätes, übernimmt es auch einen größeren Teil des zusätzlichen Volumenstroms. Die Auswirkungen auf den Volumenstrom durch das Zusatzheizgerät sind nur minimal. Aufgrund der Volumenstromzunahme wäre zu erwarten, dass das ZHG-Ventil wieder geschlossen wird, um den Volumenstrom konstant zu halten. Dies führte jedoch dazu, dass der Volumenstrom im Lastzweig noch weiter abfällt als es durch das Öffnen des Bypassventils ohnehin schon passiert. Dadurch sänke auch die Ausgangstemperatur der

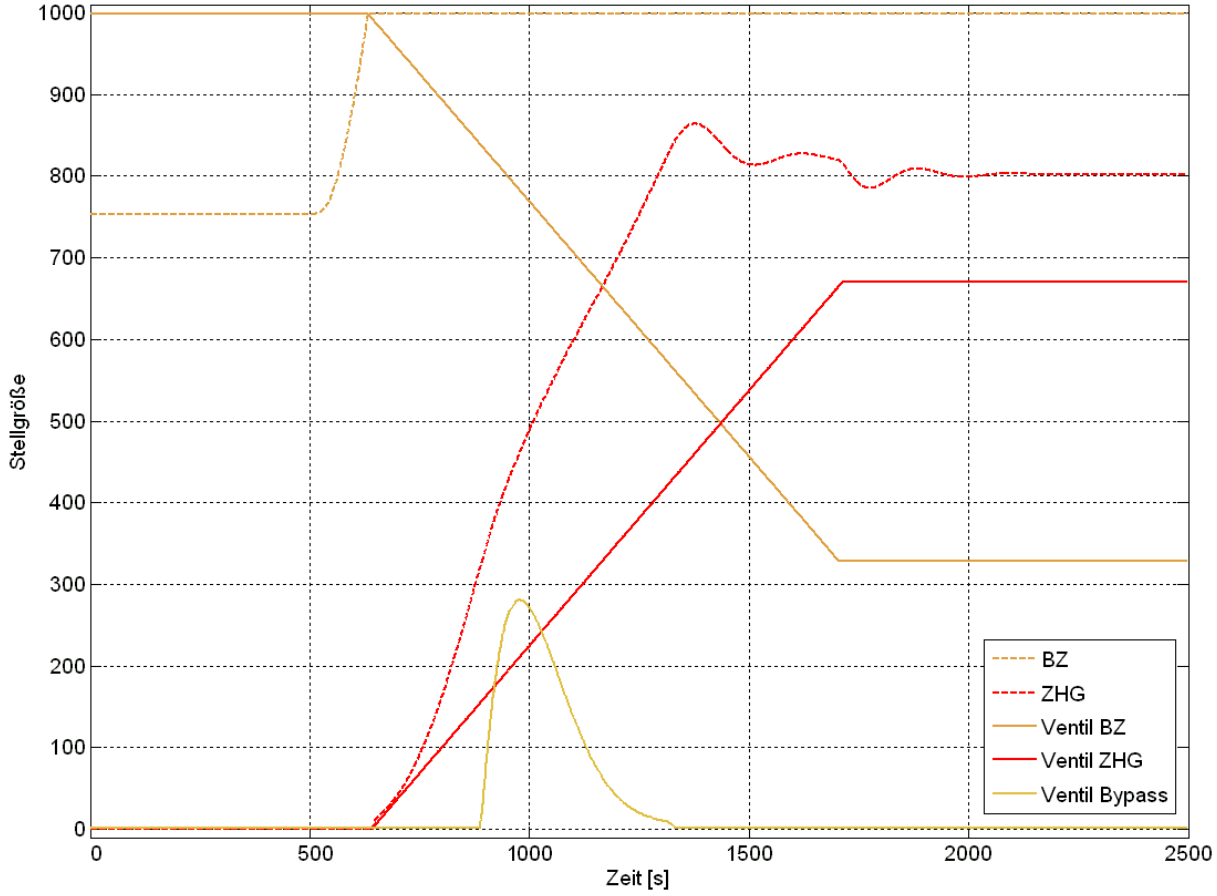

Abbildung 37: Stellgrößen (Szenario 1)

Last weiter, und das Bypassventil müsste noch weiter geöffnet werden, um die Mindestvorlauftemperatur von 60°C zu erreichen. Aus diesem Grund wird für den Fall eines geöffneten Bypassventils die Konstanthaltung des Volumenstroms vernachlässigt und das Zusatzheizgerät-Ventil wird weiter stufenweise geöffnet. Nachdem die Ausgangstemperatur der Last zum Zeitpunkt 1350 s durch die Nachregelung der Wärmeleistung wieder im gewünschten Bereich, also oberhalb 60°C liegt, wird das Bypassventil geschlossen und die Volumenströme durch Last und Rohr 1 nehmen die vorigen Werte (aus dem Zeitbereich $t < 900\,s$) ein. Das Brennstoffzellen-Ventil wird zu diesem Zeitpunkt weiterhin stufenweise geschlossen, da die geforderte Ausgangstemperatur der Brennstoffzelle von 75°C immer noch nicht erreicht ist. Gleichzeitig öffnet das Ventil des Zusatzheizgerätes, um einen konstanten Volumenstrom im mittleren Zweig sicherzustellen. Erst bei ca. 1700 s nehmen die Stellgrößen der Ventile konstante Werte an, da die Solltemperatur am Ausgang der Brennstoffzelle erreicht ist. Der Volumenstrom der Brennstoffzelle beträgt jetzt nur noch etwa ein Drittel des gesamten Volumenstroms im mittleren Zweig. Dies entspricht auch dem Anteil der maximalen Wärmeleistung der Brennstoffzelle ($4kW_{th}$) an der Gesamtlast von 12 kW_{th}. Die restliche Wärmeleistung von 8 kW_{th} wird vom Zusatzheizgerät bereitgestellt. Dessen Stellgröße steigt vom Zeitpunkt des Hinzuschaltens (650 s) bis etwa 1400 s kontinuierlich an. Dann hat die Ausgangstemperatur die geforderten 75°C erreicht, und die Stellgröße schwingt sich auf einen konstanten

Wert ein. Das Schwingen resultiert auch hier daraus, dass der Volumenstrom und die Eingangstemperatur des Zusatzheizgerät bis 1700 s ständig variieren und daher eine permanente Nachregelung der Wärmeleistung notwendig ist.

Dieses Modell beschreibt eine mögliche Verschaltung eines HES, welches die Grundlastdeckung mit einer KWK-gekoppelten Anlage und Spitzenlastdeckung mit einem Zusatzheizgerät vereinigt. Nur bei hoher thermischer Last wird ein Volumenstrom durch das Zusatzheizgerät geleitet. Im Grundlastbetrieb wird es nur minimal durchströmt und hat somit keinen Einfluss auf das Gesamtsystem. Gegenüber einem Minimalsystem, bestehend aus einer Wärmequelle und einer Last, wie z.B. in Abbildung 5b ist der regelungstechnische Aufwand für dieses Szenario 1 größer. Die Verlagerung des Volumenstromes bei gesteigerter Last wird mit einer intelligenten Volumenstromregelung der zwei Ventile in den Wärmequellen-Zweigen realisiert.

4.4.2 Szenario 2: Erweitertes System mit thermischen Speicher

Diese Verschaltung unterscheidet sich von Szenario 1 durch einen zusätzlichen parallelen Pfad mit einem thermischen Pufferspeicher. Dieser hat die Aufgabe, thermische Energie bei geringer Last einzuspeichern und bei erhöhtem Lastbedarf wieder abzugeben. Die Speicherdimensionierung ist unter Berücksichtigung der o.a. Pufferspeicheroptimierung zu $1000\,l$ festgelegt worden. Zur Realisierung unterschiedlicher Volumenstromrichtungen ist die Pumpe 2 im Speicherzweig eingefügt, wie in Abbildung 38 zu erkennen. Ist die Pumpe 2 ausgeschaltet, so wird diese auch bei

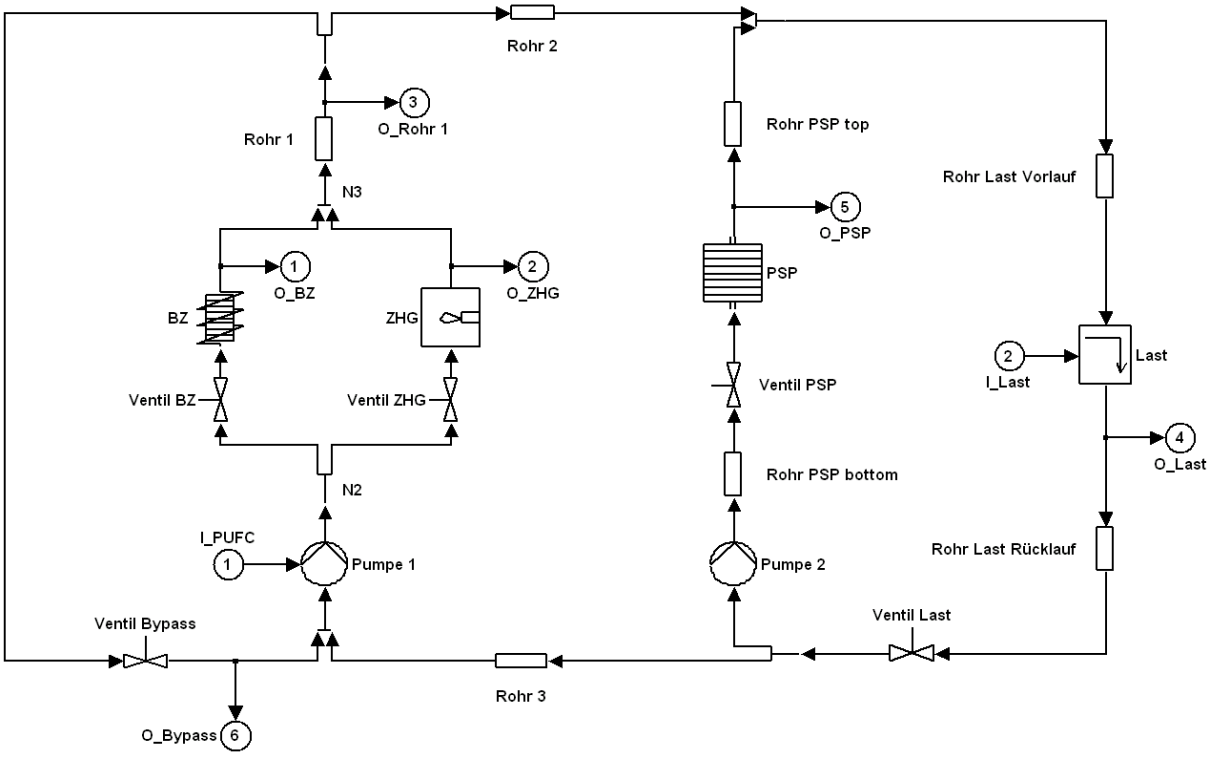

Abbildung 38: Erweitertes System mit thermischen Speicher (Szenario 2)

nur minimal geöffnetem Ventil im Speicherzweig überströmt und der Speicher minimal geladen.

Der Volumenstrom ist in diesem Fall negativ, da er der Signalpfeilung entgegengesetzt ist. Das Einschalten der Pumpe kehrt den Volumenstrom in positive (Signalpfeilungs)Richtung um, d.h. der Pufferspeicher wird entladen. Für die Schaltbedingungen der Pumpe 2 und die Ventileinstellungen werden die in Abbildung 31 erwähnten Regelungsstrategien verwendet. Ein- und Ausgangstemperatur des Speichers bestimmen zusammen mit dem Volumenstrom die zu- bzw. abgeführte thermische Energie des Pufferspeichers. Der Speicher soll in diesem Szenario mit überschüssiger Wärme der Brennstoffzelle geladen werden, d.h. falls $0 < \dot{Q}_{Last} < \dot{Q}_{BZ,max}$. Durch die Verwendung des Speichers kann eine hohe Betriebsstundenanzahl der Brennstoffzelle und eine sinnvolle Wärmeverwendung (Speicherung) realisiert werden. Ist die Last größer als die Leistung der Brennstoffzelle, so sollen der Speicher (falls geladen) und das Zusatzheizgerät zur Spitzenlastdeckung verwendet werden. Eine Ladung des Speichers mit Wärme aus dem Zusatzheizgerät soll vermieden werden. Eine Umschaltung der Pumpe 2 im Speicherzweig soll nur bei geschlossenem Ventil im Speicherzweig erfolgen, um große Volumenstromsprünge zu vermeiden, die in der Simulation v.a. die Regelung der Volumenströme im Netzwerk und in der Praxis die Pumpe stark beanspruchen.

Der Lastverlauf in Abbildung 39 entspricht dem Verlauf in Abbildung 32 und weist ein Minimum bei $1,9\,kW_{th}$ und ein Maximum bei $10,1\,kW_{th}$ auf. Das bedeutet, dass die BZ z.T. nicht alleine den Wärmebedarf decken kann und das ZHG zugeschaltet bzw. der Speicher entladen werden muss (falls dieser gefüllt ist). Abbildung 39 enthält die Wärmeströme der Wärmequellen und Lasten, die aus zugehörigen Volumenströmen sowie Ein- und Austrittstemperaturen ermittelt sind. Die numerisch bedingten „Ausreißer“zum Zeitpunkt 4,5 h werden durch Abschalten der Pumpe 2 und somit durch eine sprungförmige Volumenstromänderung verursacht. Weitere dynamische Simulationsergebnisse sind in den Abbildungen 40, 41 sowie im Anhang in den Abbildungen 54 und 55 dargestellt und werden im Weiteren erläutert.

In Abhängigkeit der thermischen Last werden die Wärmequellen und zugehörigen Ventile eingestellt. Falls die Last kleiner als die Nennleistung der BZ ist, d.h. $\dot{Q}_{Last} < \dot{Q}_{BZ,max}$, kann die BZ die Last alleine decken. Die Wärmeleistung des Zusatzheizgerätes und die Ventilstellung im ZHG-Zweig nehmen minimale Werte an. Das BZ-Ventil ist vollständig geöffnet, so dass in diesem Fall die Steuerung analog zu Szenario 1 ist. Falls die Last zwischen Nennleistung der BZ und deren doppeltem Wert liegt, d.h. $\dot{Q}_{BZ,max} < \dot{Q}_{Last} < 2 \cdot \dot{Q}_{BZ,max}$ und der Speicher leer ist, wird das Ventil im ZHG-Zweig genutzt, um einen Teil des Volumenstroms durch den ZHG-Pfad zu leiten. Das BZ-Ventil bleibt weiterhin voll geöffnet und vom ZHG wird das durchströmende Wasser auf die Sollvorlauftemperatur 75°C aufgewärmt. Der Volumenstrom bleibt daher annähernd konstant (Volumenstromregelung im Wärmequellenzweig), wie im Bereich $9:40\,h < t < 12:30\,h$ in Abbildung 40 zu erkennen ist. Falls der Speicher geladen ist, wird zunächst die Speicherpumpe eingeschaltet und das Speicherventil geöffnet, um langsam Wärme vom Speicher in den Vorlauf zu transportieren. Die dann noch fehlende Wärme wird vom ZHG geliefert.

Falls der Lastbedarf größer als $8\,kW_{th}$ ist, d.h. $\dot{Q}_{Last} > 2 \cdot \dot{Q}_{BZ,max}$, und der Speicher entladen ist, wird der aktuelle Lastvolumenstrom als Referenzwert gespeichert, der bei einer weiter ansteigenden Last der Sollvolumenstrom wird. Ein vollständig geöffnetes Ventil im BZ-Pfad ist nun eben-

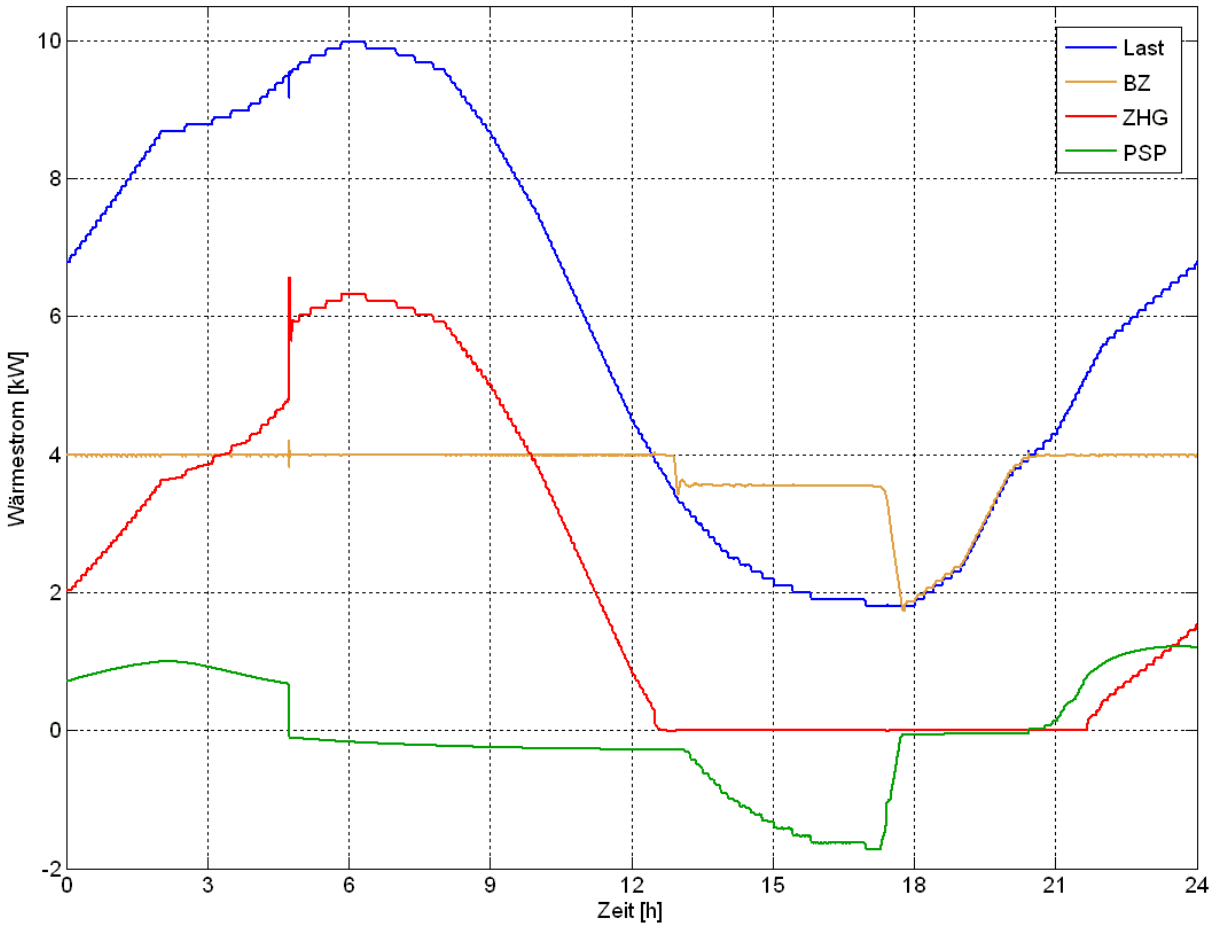

Abbildung 39: Wärmeströme der Wärmequellen und der Last (Szenario 2)

falls nicht mehr möglich, da durch den ZHG-Pfad mehr Wärme bei gleicher Sollausgangstemperatur des Heizungskreises eingestellt werden soll. Die Brennstoffzelle wird bei Nennleistung betrieben und das Brennstoffzellenventil wird nun so lange geschlossen bis die Sollausgangstemperatur anliegt. Das Ventil im Zusatzheizgeräte-Zweig muss nun auf die Differenz aus Referenzvolumenstrom und Brennstoffzellen-Volumenstrom eingestellt werden. Die eingekoppelte Wärmeleistung des Zusatzheizgerätes sorgt für eine Anhebung der Ausgangstemperatur auf die Sollgröße von 75°C.

Zu Beginn der Simulation ist der Speicher geladen und das System in einem stabilen stationären Zustand. Zum Zeitpunkt $0\,s$ beträgt die Last $6,82\,kW_{th}$, d.h. die BZ kann nicht alleine die benötigte Wärmemenge bereitstellen. Das BZ-Ventil ist gedrosselt und das ZHG-Ventil teilweise geöffnet, um den Volumenstrom im Vorlauf konstant zu halten (Abbildung 40). Die fehlende Wärmemenge, die durch die BZ nicht bereitgestellt werden kann, wird in diesem Fall vom Speicher und dem ZHG geliefert. Der Speicher, der anfangs geladen ist, befindet sich somit im Zustand entladen (Speicher-Ventil geöffnet, Speicherpumpe eingeschaltet) und das ZHG gleicht den restlichen Bedarf aus. Der PSP wird also hier gezielt zur Lastdeckung eingesetzt. Mit steigender Last muss das ZHG mehr Wärme einspeisen, da die Wärmebereitstellung von BZ und Speicher begrenzt ist. Die Ventile von BZ und ZHG werden entsprechend dem gewohnten Schema geregelt (BZ-Ventil schließt, ZHG-

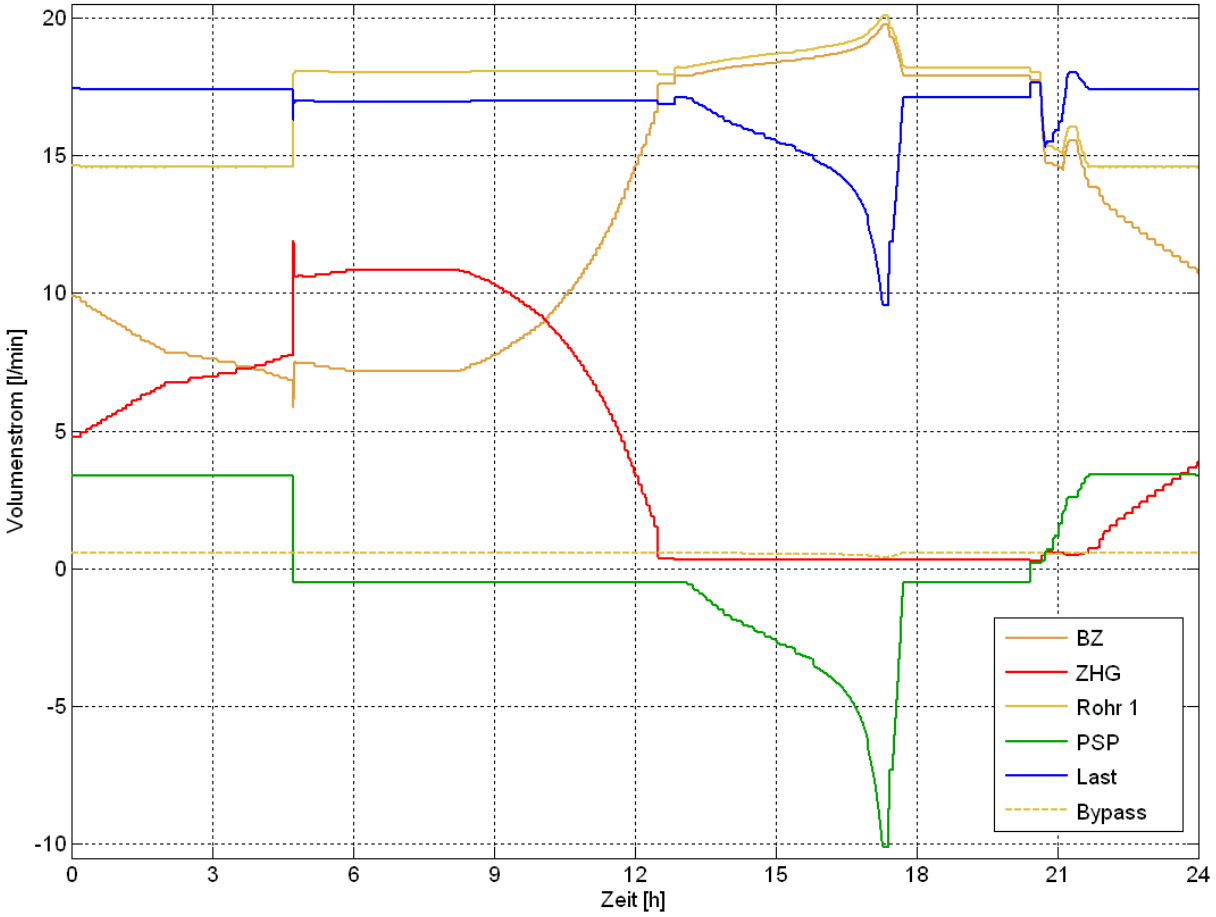

Abbildung 40: Volumenströme (Szenario 2)

Ventil öffnet). Die Schichttemperaturen des Speichers sinken weiter (siehe Abbildung 41), welches zu geringeren Wärmeeinspeisungen durch den Speicher führt.

Zum Zeitpunkt 4,5 h ist der Speicher entladen (oberste Schichttemperatur kleiner als 69°C), so dass das Speicher-Ventil geschlossen und die Speicherpumpe ausgeschaltet wird. Von nun an stellen also nur noch die BZ und das ZHG die durch die Last abgenommene Wärme bereit. Dadurch muss das ZHG nun noch mehr Wärme einkoppeln. Nach 6 h erreicht die Last ihren maximalen Wert von $10,1\,kW_{th}$. Die BZ speist zu diesem Zeitpunkt mit $4\,kW_{th}$ Nennleistung ein, das ZHG liefert den restlichen Bedarf von $6,1\,kW_{th}$. Von diesem Zeitpunkt an nimmt die Last wieder ab.

Zum Zeitpunkt 12,5 h unterschreitet die thermische Last die Grenze von $4\,kW_{th}$. Ab diesem Zeitpunkt kann also das ZHG abgeschaltet werden, da die BZ die alleinige Wärmeversorgung übernehmen kann. Das BZ-Ventil ist wieder voll geöffnet (siehe Abbildung 54 im Anhang).

Da die Last weiter sinkt und die BZ somit nicht voll ausgelastet ist, kann der leere Speicher geladen werden. Das Speicherventil wird somit geöffnet, um den Speicher mit Warmwasser aus dem Vorlauf zu überströmen. Dabei wird es aber nur so weit geöffnet, das die BZ durch die Deckung der Last und dem Laden zu insgesamt ca. 90 % ausgelastet ist. Eine Auslastung nahe der 100 % würde bei kleinen Temperaturschwankungen aufgrund der Reglerauslegung zu häufigem Ein- und Ausschalten des ZHG führen. Mit zunehmender Zeit sinkt die Last weiter ab, was bedeutet, das

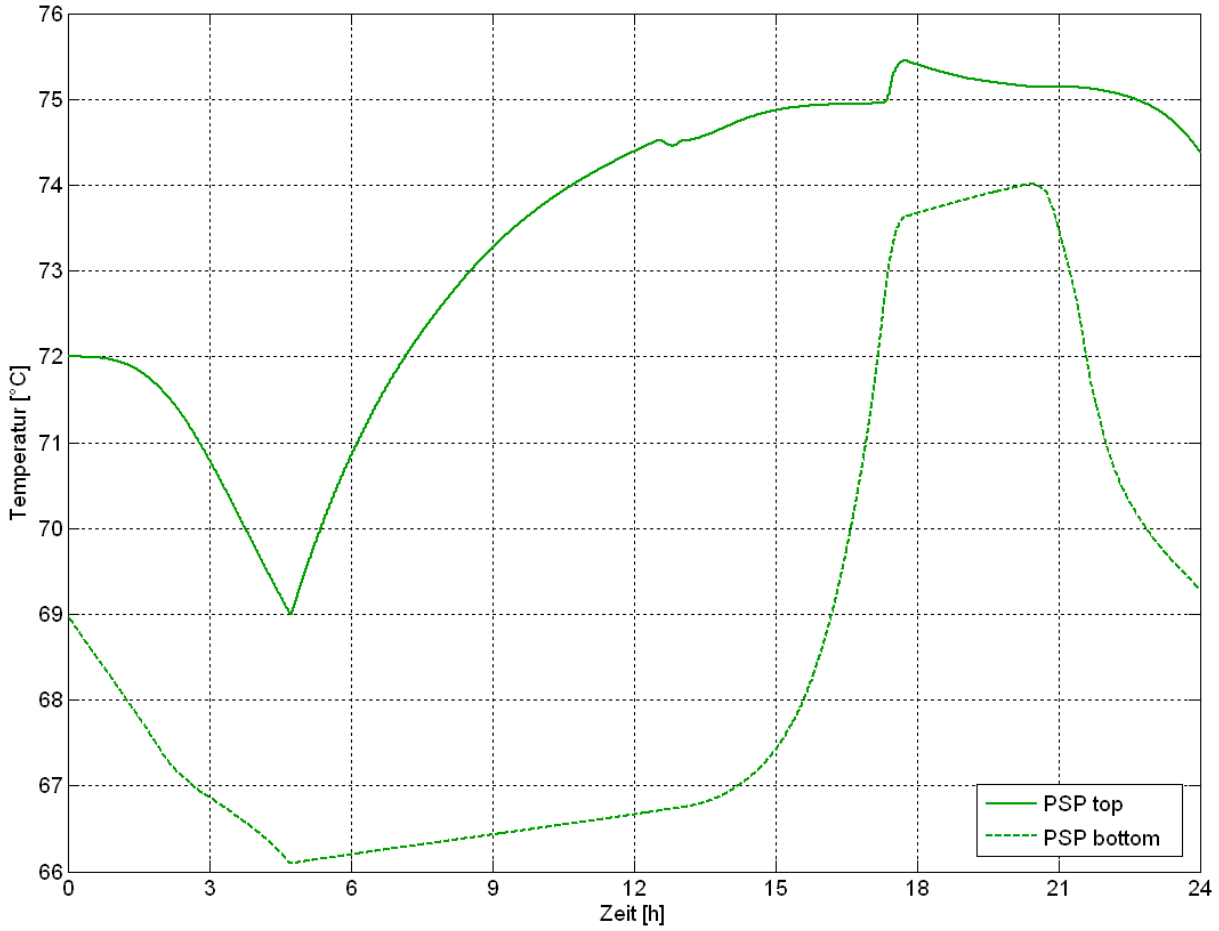

Abbildung 41: Speichertemperaturen in der obersten und untersten Schicht (Szenario 2)

das Speicherventil immer weiter geöffnet werden kann, da eine weiter zunehmende Wärmemenge für den Ladevorgang zur Verfügung steht.

Zum Zeitpunkt 17,75 h ist der Speicher geladen, und das Speicherventil wird wieder geschlossen. Nun ist nur die BZ in Betrieb, um die Last zu versorgen. Der geladene Speicher kommt erst dann wieder zum Einsatz, wenn die Last die Nennleistungsgrenze der BZ überschreitet.

Nach 20,5 h ist die Last wieder auf $4\,kW_{th}$ angestiegen. Die BZ speist nun wieder Nennleistung ein und das BZ-Ventil wird geschlossen, um die Ausgangstemperatur konstant zu halten (siehe Abbildung 55 im Anhang).

Das Speicherventil wird geöffnet und die Pumpe des Speichers eingeschaltet, um den Speicher zu entladen. Durch das Zuschalten des Speichers wird ein kurzzeitiger Wärmeüberschuss hervorgerufen, der das BZ-Ventil kurzzeitig etwas öffnet, dann aber, aufgrund der steigenden Last, wieder langsam schließt. Das ZHG wird auch wieder zugeschaltet und das Ventil geöffnet, um den restlichen Teil Wärme zu liefern. Die Wärmeversorgung wird dann von der BZ, dem ZHG und dem Speicher übernommen.

In diesem Szenario 2 kann die sinnvolle Verwendung des Pufferspeichers gezeigt werden. Dafür sind eindeutige Bedingungen sowohl für den Speicherzustand als auch für die lastabhängige Verwendung des Speichers in Kombination mit den Wärmequellen notwendig. Ein Pufferspeicher

ermöglicht also die Speicherung thermischer Energie bei geringem thermischen Lastbedarf und die spätere Auskopplung gespeicherter Wärme.

4.4.3 Szenario 3: Vollständiges Hauswärmeversorgungssystem

Diese thermisch-hydraulische Verschaltung entspricht dem vorangegangenen Szenario 2 mit der Ergänzung um einen Brauchwasserspeicher zur Erwärmung von Trinkwasser in einem HES. Die Herausforderung bei der Bereitstellung von Warmwasser sind die verhältnismäßig hohen Lastspitzen, die mit der hier gewählten Einbindung nach Abbildung 42 vorzugsweise vom Pufferspeicher gedeckt werden. Eine Nachladung von Wärme in den BWS ist mittels Durchströmung der

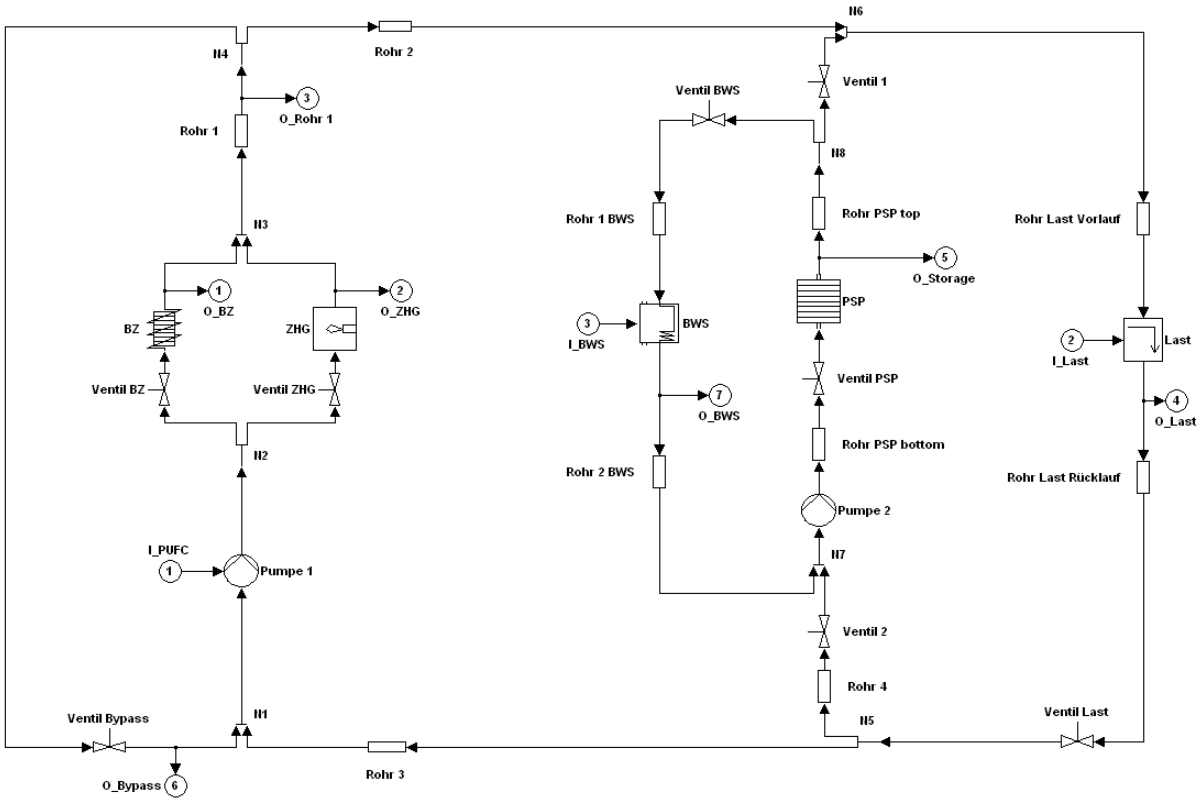

Abbildung 42: Grundsystem (Szenario 3)

Heizwendel im BWS mit warmen Wasser entweder aus dem PSP oder aus dem Heizungsvorlauf möglich. Mit der implementierten vorzugsweisen Wärmenachladung aus dem PSP haben Leistungsspitzen einen geringeren Einfluss auf den Temperaturverlauf im restlichen Wärmenetz.

Das Regelungskonzept für den Brauchwasserspeicher ist in Abbildung 43 dargestellt. Ist die obere Schichttemperatur im BWS größer als 61°C, so gilt er - für die Möglichkeit der BWS-Ladung - als geladen. In Szenario 2 ist eine untere PSP-Schichttemperatur von 73°C Bedingung für das Erreichen des Zustands Geladen. Ist die obere Schichttemperatur kleiner, so wird der BWS im Fall eines geladenen PSP (obere Schichttemperatur > 63°C) mit diesem geladen, im anderen Fall über den Heizungsvorlauf, also den Wärmequellen BZ und ZHG. Während einer Wärmenachladung

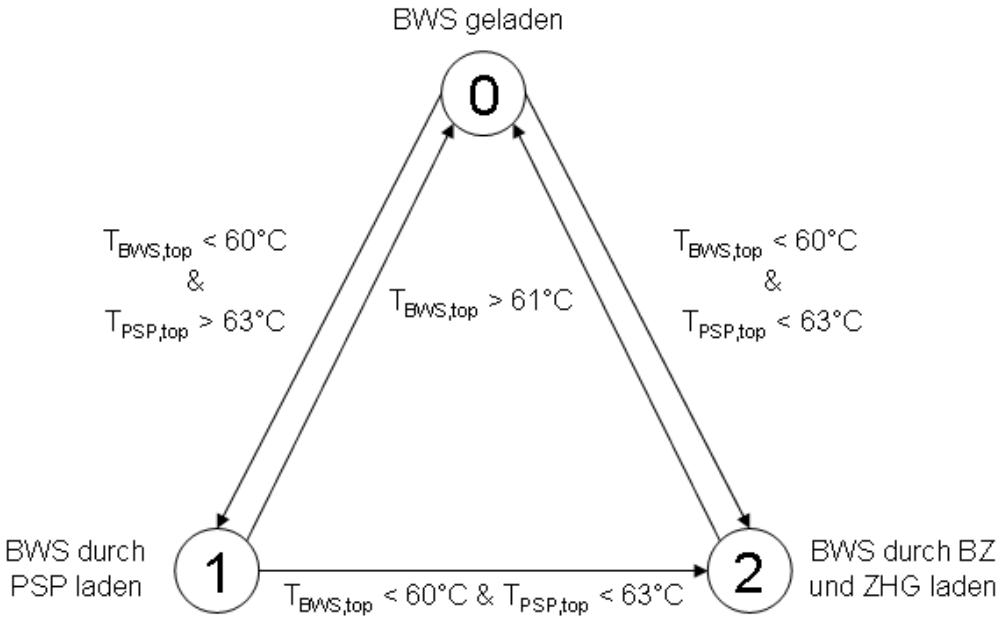

Abbildung 43: Zustände des BWS

vom PSP in den BWS ist es möglich, dass die obere PSP-Temperatur unter 63°C fällt. Dann wird auf die Wärmenachladung aus dem Vorlaufkreis umgeschaltet.

Nachfolgende Abbildungen 44, 45 und 46 zeigen Ergebnisse einer 24-stündigen Simulation, in denen sich die Last aus dem oben angeführten Raumwärmebedarf bzw. Warmwasserbedarf zusammensetzt.

In Abbildung 44 sind die Wärmeströme durch Last, BZ, ZHG, PSP und BWS dargestellt. Die thermische Last für den Raumwärmebedarf hat sich gegenüber Szenario 2 nicht geändert. Vom gesamten Wärmesystem sind nun zusätzlich die Wärmeströme zu decken, die eine Aufrechterhaltung eines geladenen BWS, d.h. einer oberen Schichttemperatur $60°C \leq \vartheta_{top} \leq 61°C$ erfordern. Das Zapfprofil, welches Warmwasserentnahmen um 6:30 h, 13:00 h, 17:00 h, 19:00 h und 20:00 h vorsieht (siehe Abbildung 33), wird dabei unabhängig von der, in der obersten Schicht vorherrschenden Temperatur, entnommen. Dadurch sind bei den einzelnen Warmwasserentnahmen unterschiedlich hohe Lastspitzen zu erkennen.

Mit der in diesem Szenario verwendeten Reglerfunktion kann wiederum eine hohe Auslastung der BZ erreicht werden. Dies ist an der nahezu konstant verlaufenden Wärmeleistung in Höhe von $4\,kW_{th}$ zu erkennen. Die Deckung von Wärmeleistungen $> 4\,kW_{th}$ durch das ZHG ist in Abbildung 44 ebenfalls deutlich erkennbar. So verläuft die eingeprägte thermische Leistung des ZHG bis ca. 13:00 h wie die Gesamtlast ebenfalls (nahezu) sinusförmig. Die geringe Differenz wird durch die Wärmeeinprägung des PSP hervorgerufen, der bis ca. 4:00 h mit einer Wärmeleistung von $1\,kW_{th}$ entladen wird. Dies ist an den Volumenströmen und den Speichertemperaturen zu erkennnen, die in Abbildung 45 und 46 abgebildet sind. Es ist anzumerken, dass es in diesem Szenario 3 zwei unterschiedliche Entladungsfälle beim PSP auftreten können. Zum einen lässt sich der PSP in das Heizungssystem und somit zur Lastdeckung einsetzen. Hierfür gilt dann die Temperaturgrenze

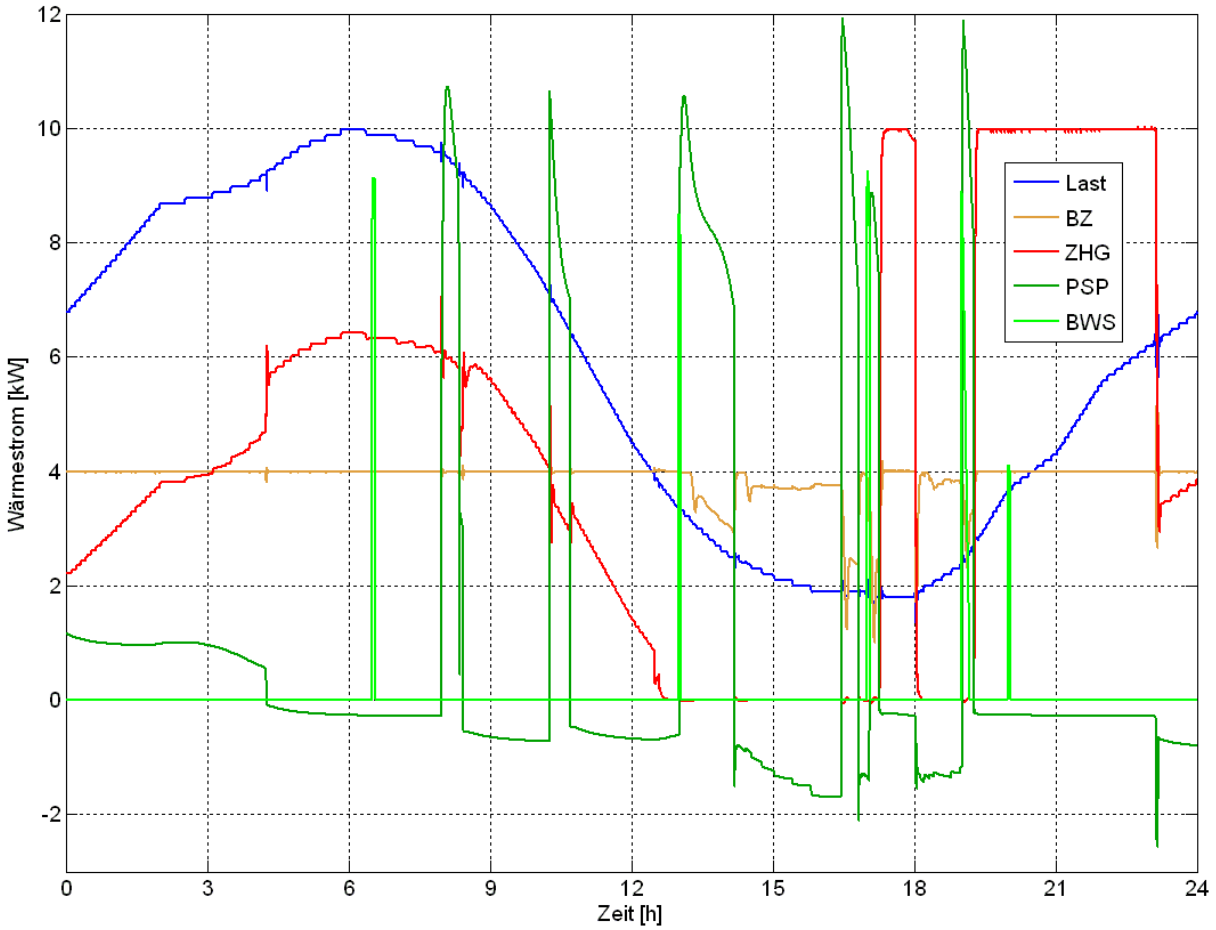

Abbildung 44: Wärmeströme (Szenario 3)

(aus Szenario 2) von 63°C in der oberen Schicht. Zum anderen lässt sich der PSP über den BWS enladen. Für den Zustand Entladen wird dann eine obere Schichttemperatur von 61°C als Grenze gesetzt. Das folgende Ausschalten der Pumpe (geschieht bei geschlossenem Ventil) und bewirkt im Weiteren ein minimales Überströmen und somit Laden des PSP. Da die thermische Last bis 4:30 h ebenfalls weiter ansteigt, nimmt der Volumenstrom durch die Brennstoffzelle ab und durch das ZHG zu. Nach Erreichen des PSP-Zustandes Entladen um 4:00 h muss das ZHG nun noch mehr Wärme bereit stellen. Die Volumenströme verlaufen zwischen 4:00 h und 8:00 h in etwa konstant. Um 6:30 wird durch Warmwasserentnahme eine Lastspitze von ca. $9\,kW_{th}$ am BWS hervorgerufen. Gegenüber Abbildung 33 ist sie geringer, was aber lediglich am Bezug auf unterschiedliche untere Referenztemperaturen liegt (siehe Gleichung 7). Diese ist hier auf die untere BWS-Temperatur gesetzt und liegt somit höher als die angenommenen 10°C zu Beginn dieses Kapitels. Durch die Warmwasserentnahme strömt eine gleichvolumige Frischwassermenge in die unterste Schicht des BWS und kühlt diese und darüber liegende Schichten ab. Da der Volumenstrom nach der Warmwasserentnahme im BWS wieder vollständig ruht, kann lediglich über Wärmekonduktion Wärme durch den BWS übertragen werden. Dies führt zu einer verzögerten Abkühlung der oberen Schichttemperatur, so dass diese erst um ca. 8:00 h die hier angenommene Grenztemperatur von 60°C erreicht. Dies ist in der implementierten Regelung die Bedingung für ein Nachladen von Wärme

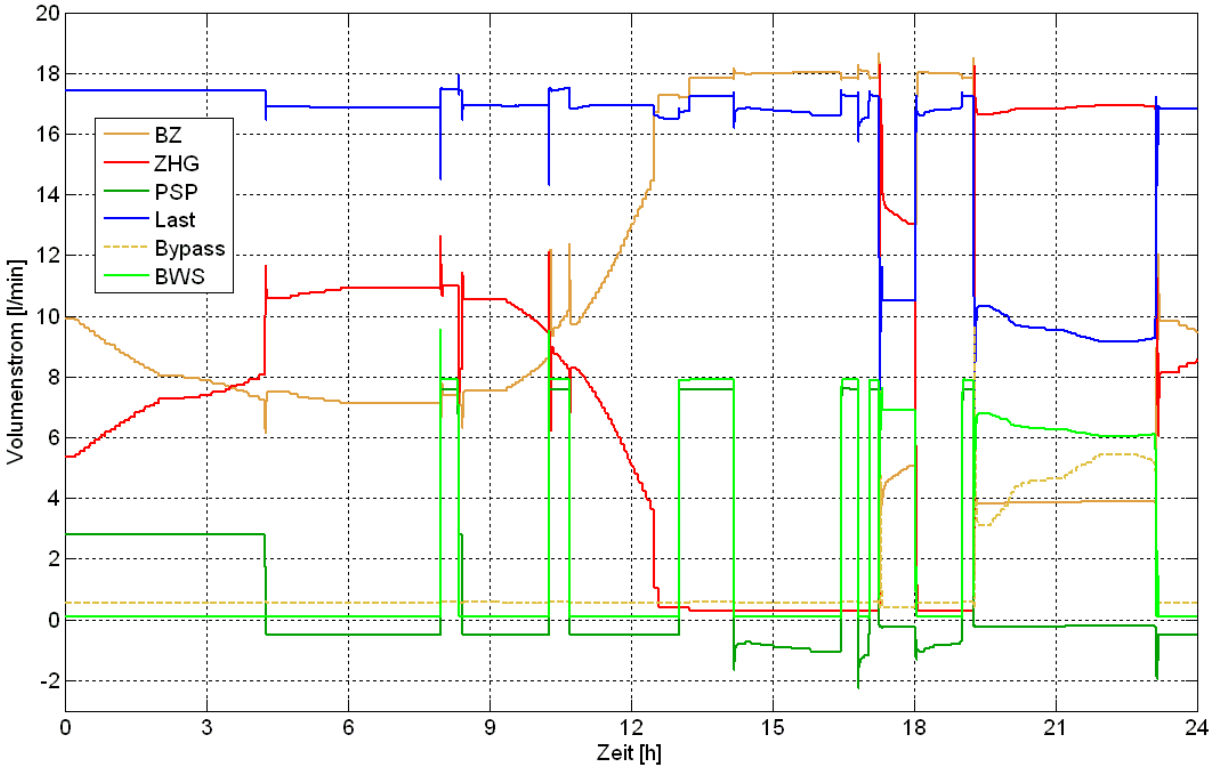

Abbildung 45: Volumenströme (Szenario 3)

aus dem PSP in die Heizspirale des BWS. Hierfür wird der parallele Zweig, der den PSP und BWS enthält, durch Schließen der Ventile 1 und 2 isoliert und anschließend die Speicherpumpe aktiviert. Der Volumenstrom fließt nun (nahezu) geschlossen im Kreis durch den BWS , PSP, BWS, usw. und sorgt so für eine Erwärmung des BWS aus dem PSP. Das Durchströmen der BWS-Heizspirale geschieht so lange, bis die obere BWS-Schichttemperatur 61°C erreicht. Dann wird die Heizspirale des BWS nicht weiter durchströmt, die PSP-Pumpe ausgeschaltet und der BWS sowie der PSP vom Heizungsvorlauf minimal überströmt. Dadurch steigt auch die obere Schichttemperatur im PSP bis ca. 10:15 h auf 74°C an. Zu diesem Zeitpunkt hat sich die obere Schichttemperatur durch Wärmeabgabe an darunterliegende kältere Schichten im BWS auf 60°C abgekühlt, was zu einem erneuten Nachladen von Wärme aus dem PSP führt. Dieses Nachladen geschieht zwischen 10:15 h und 11:00 h. Zwischen 11:00 h und 12:30 h sinkt die thermische Last von ca. $6\,kW_{th}$ auf $4\,kW_{th}$ und das ZHG wird weniger bzw. die BZ stärker durchströmt. Um 12:30 h ist der thermische Raumwärmebedarf geringer als die BZ-Nennleistung, so dass der Volumenstrom durch das ZHG minimal ist und die BZ die Last alleine decken kann. Die nächste Warmwasserentnahme geschieht um 13 h, zu dessen Zeitpunkt die obere Schichttemperatur des BWS nur geringfügig oberhalb des Grenzwertes von 60°C liegt. Die rasche Warmwasserentnahme lässt daher die Temperatur in der oberen Schicht auf unter 59°C sinken (ca. 13:10 h). Ein erneutes Nachladen des BWS aus dem PSP setzt ein und dies dauert etwa 2,5-mal so lange wie die vorigen Nachladeintervalle. Dies sorgt im PSP für ein Absinken der oberen Schichttemperatur auf ca. 64°C zum Zeitpunkt 14:30 h. Die thermische Raumwärmelast ist im Bereich 13:00-20:30 h unterhalb $4\,kW_{th}$, so dass der PSP bis 16:30

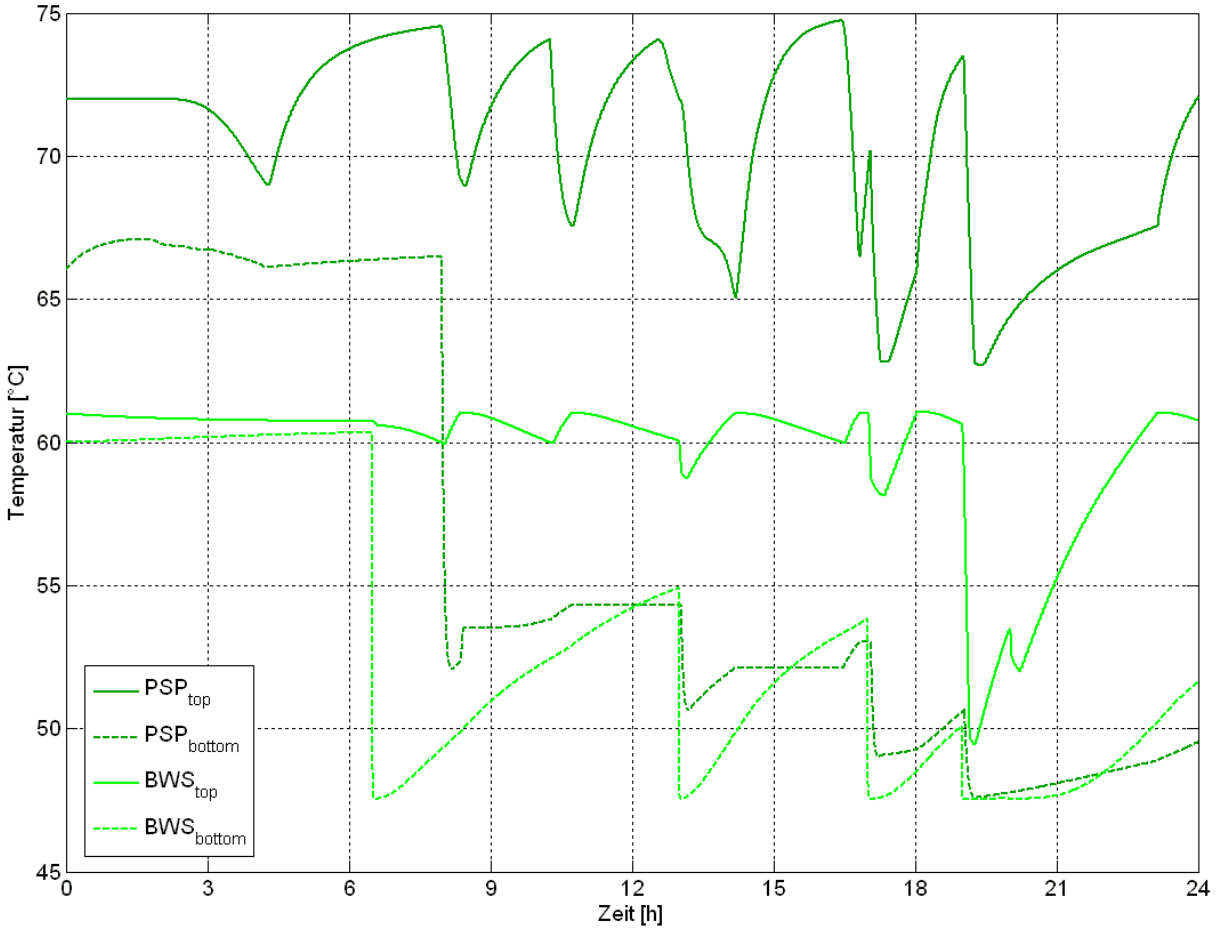

Abbildung 46: Speichertemperaturen (Szenario 3)

h zunächst geladen wird. Jedoch ist die in den PSP eingebrachte Wärmemenge nicht groß genug, um die nachfolgenden Warmwasserentnahmen alleine zu decken. Dies fällt besonders an der unteren Schichttemperatur auf, die im Bereich 14:15-16:30 h sogar konstant bei etwa 52°C bleibt. Ein Aufwärmen der oberen Schichten auf nahezu 75°C um 16:40 h reicht zur Kompensation der folgenden Wärmeentnahmen also nicht aus, so dass die Temperatur während des Nachladens von Wärme aus dem PSP in den BWS ab 16:30 h weiter absinkt. Das Umschalten der BWS-Beladung vom PSP auf den Heizungsvorlaufkreis führt zu einem Abkühlen der Rücklauftemperatur, welche bei Erreichen der 60°C Grenze sogar kurzzeitig das Bypass-Ventil der BZ öffnet (ebenfalls um 16:30 h). Das Nachladen des BWS aus dem Vorlaufkreis gelingt, da um ca. 16:55 h die obere Schichttemperatur 61°C erreicht. Der PSP wird fortan wieder zum Laden aus dem Vorlaufkreis verwendet, da die Raumwärmelast noch immer unter $4 kW_{th}$ ist. Dadurch ergibt sich eine Temperaturzunahme in der oberen PSP-Schicht auf 69°C. Es folgt eine Warmwasserentnahme aus dem BWS um 17:00 h, die zu einer raschen Temperaturabnahme in der oberen BWS führt (58°C um 17:25 h). Zum ersten mal in der Simulation reicht die gespeicherte Wärme des PSP nicht zur Wärmedeckung des BWS aus. Ausschlaggebend für die Regelung ist das Erreichen einer oberen PSP-Schichttemeratur von 63°C (ebenfalls um 17:25 h). Es folgt eine Umschaltung in der Hydrau-

lik, so dass die PSP-Pumpe ausgeschaltet und anschließend v.a. der BWS (das PSP-Ventil wird geschlossen) vom Heizungsvorlauf überströmt wird. Dies führt zu einer Wärmenachladung in den BWS. Durch die zusätzliche thermische Last (BWS) sinkt die Rücklauftemperatur und das ZHG wird eingeschaltet. Die maximale Wärmeleistung des ZHG in Höhe von $10\,kW_{th}$ sorgt auch für eine Anhebung der oberen BWS-Temperatur, die um ca. 18:00 h den oberen Grenzwert 61°C erreicht. Das ZHG wird ab diesem Zeitpunkt wieder abgeschaltet und da der Raumwärmebedarf immer noch $\leq 4\,kW_{th}$ liegt, kann der PSP geladen werden (zwischen 18:00-19:00 h). Um 19 h erfolgt die nächste Warmwasserentnahme mit dem charakteristischen Absinken der oberen Schichttemperaturen im BWS und PSP. Sobald die obere PSP-Schicht 63°C erreicht, ist die obere BWS-Schicht bereits auf unter 50°C abgesunken. Das ZHG bleibt bis 23 h eingeschaltet und sorgt auch für eine Wärmenachladung während der letzten WW-Entnahme um 20:00 h. Zu diesem Zeitpunkt ist ein Absinken der Temperatur erkennbar, welches wiederum zu einem Öffnen des Bypassventils der BZ führt, um deren Mindest-Eingangstemperatur von 60°C zu gewährleisten. Die letzte WW-Entnahme führt also zu einer Wärmespitzenleistung von $4kW_{th}$ am BWS. In dieser Simulation ist also zu erkennen, dass eine direkte Kopplung des BWS an den PSP nur begrenzt hohe Wärmeentnahmen kompensieren kann. Insgesamt werden mit dem Zapfprofil $246\,l$ bei einer (in der letzten WW-Entnahme nicht mehr ganz erreichten) Temperatur von 60°C entnommen. WW-Entnahmen aus dem BWS werden mit gleichvolumigen Frischwasserzulauf bei einer Temperatur von 10°C im BWS ausgeglichen. Dies entspricht einem Wärmeäquivalent von etwa $14\,kW_{th}$, die dem BWS während der 24-stündigen Simulation zugeführt werden. Dabei wird der größte Teil zwischen 17:00 h und 20:00 h abgenommen, in denen der PSP jedoch nur mit durchschnittlich $1\,kW_{th}$ geladen wird. Dies ist für eine Deckung des BWS-Wärmebedarfs aus dem PSP zu gering und so ist das ZHG ab etwa 20:00 h auch dauernd bei Nennleistung zugeschaltet.

In Abbildung 47 und 56 (im Anhang) sind vollständigkeitshalber weitere Temperatur- bzw. Steuergrößenverläufe dargestellt.

Die drei hier vorgestellten Szenarien werden im folgenden Kapitel 5 auf realistische Wärmeversorgungskonzepte angewendet und bewertet.

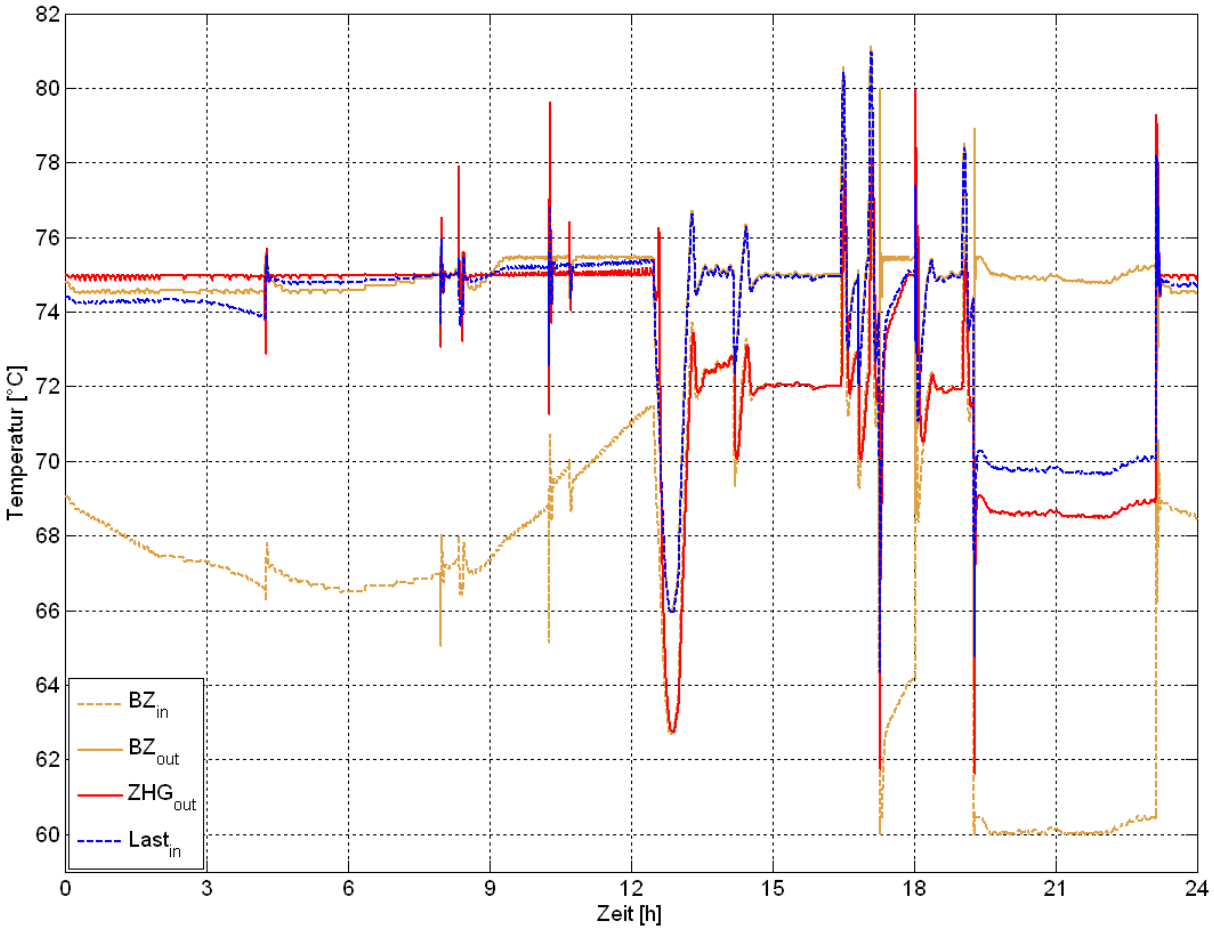

Abbildung 47: Temperaturen (Szenario 3)

5 Anwendung und Bewertung

Die Untersuchung der Szenarien hat gezeigt, dass KWK-Anlagen vorteilhaft in bestehende thermisch-hydraulische Strukturen eingebunden werden können. Um eine hohe Auslastung zu gewährleisten und die Investitionskosten einer KWK-Anlage auf ein ökonomisch erträgliches Maß zu begrenzen, sollten sie zur Wärmegrundlastversorgung eingesetzt werden. Zur Lastspitzendeckung sollte daneben zusätzlich mindestens eine Wärmequelle eingesetzt werden.

In den untersuchten Szenarien sind die Konstanthaltung der Vorlauftemperatur auf 75°C und eine möglichst hohe Auslastung der Brennstoffzelle die obersten Regelungsziele. Die Wärmequellen sind stets parallel geschaltet und mit zusätzlichen volumenstromreduzierenden Ventilen in ihren Zweigen ausgestattet. Somit ist eine relativ einfache leistungsabhängige Volumenstromaufteilung auf die Wärmequellenzweige möglich.

Eine alleinige Wärmeversorgung kann mit einer ausreichend dimensionierten Wärmequelle erfolgen, die im Betrieb in einem weiten Leistungsbereich variiert werden muss. Für KWK-Anlagen bietet sich eine solche Betriebsweise nicht an, da ein wirtschaftlicher Betrieb üblicherweise bei hoher Laufzeit und Nennleistung realisiert wird. Für einen kontinuierlichen Betrieb einer KWK-Anlage bei Nennleistung muss die Dimensionierung so erfolgen, dass die Nennleistung relativ dicht an der thermischen Grundlast liegt. Zusatzheizgeräte müssen Wärmebedarfe oberhalb der BZ-Nennleistung übernehmen. In Szenario 1 ist dieses Prinzip verdeutlicht. Bei Überschreitung der Nennwärmeleistung der Brennstoffzelle wird ein Teil des Volumenstroms auf den parallelen Zusatzheizgerätezweig verlagert, der für eine Erwärmung auf die gleiche Sollvorlauftemperatur sorgt. Bei Unterschreitung einer Mindesteingangstemperatur der BZ öffnet sich ein Bypassventil, um wärmeres Wasser aus dem Vorlaufzweig auf den Eingang der BZ zurückzuführen.

Die Hinzunahme weiterer Komponenten erfordert Überlegungen bzgl. der Dimensionierung, Einbindung und Regelung. Z.B. ist die Größe des Pufferspeichers in Szenario 2 und 3 zu 1000 l festgelegt. Dies entspricht einem guten Kompromiss zwischen Speicherkapazität und erforderlichem Platzbedarf am Anlagenstandort. Der PSP ist mit einer Entladepumpe parallel zu den vorhandenen Zweigen eingebunden, so dass Wärmeeinspeicherung bzw. -entnahme ermöglicht wird. Die Regelung des Gesamtsystems ist so geändert, dass die Wärmequellen und der PSP gemeinsam zur Lastdeckung eingesetzt werden. Dabei ist insbesondere der Zustand des PSP zu beachten, der von oberen und unteren Schichttemperaturen abhängt und die Zustände Geladen-Entladen-Leer-Laden-Geladen- usw. in wiederkehrender Reihenfolge durchläuft. Während der Umschaltung der Pumpe sorgt die Regelung für stets geschlossene Speicherventile, um den hydraulischen Einfluss der Speicherpumpe auf das restliche Netzwerk zu minimieren. Ein Laden des PSP mit dem ZHG wird als nicht energiesparend betrachtet, so dass nach einer Entladung zunächst die Last unter $4\,kW_{th}$ sinken muss, um den PSP nachzuladen und eine hohe Auslastung der BZ zu gewährleisten. In diesem Szenario wird die Nennleistung der KWK-Anlage als Leistungsgrenze für den Einsatz des PSP herangezogen. In der Realität ist die Last nicht beeinflussbar und letztlich vom (stochastischen) Wetter- und Bewohnerverhalten abhängig. Trotzdem ist auch dann eine Regelungsstrategie für den PSP notwendig, die auf den, in dieser Arbeit entwickelten, Zustandsdiagrammen basieren

kann. In Szenario 2 wird gezeigt, dass eine Wärmeversorgung für einen realistischen Raumwärmebedarf eines Hauses, unter Verwendung eines KWK-unterstützten HES mit PSP möglich ist. Es hat sich herausgestellt, dass ein hoher Speichereinsatz besonders dann realisiert werden kann, wenn ausgeglichene Lade- und Entladezyklen vorhanden sind. Bei einer Kenntnis charakteristischer Wärmebedarfsverläufe kann so ein PSP zur Laufzeitmaximierung von KWK-unterstützten DEA eingesetzt werden. Da in dieser Arbeit die prinzipielle Funktionsweise der Simulationsumgebung dargestellt werden soll, ist hier nur ein Lastszenario untersucht worden. Die einfache Austauschbarkeit der Wärmelastprofile erlaube auch die Untersuchung weiterer Lastszenarien.

Im dritten und letzten Szenario ist ein Beispiel für eine vollständige Wärmeversorgung eines Hauses dargestellt. Diese schließt neben der Raumwärmeversorgung die Warmwasserbereitstellung in einem Brauchwasserspeicher ein. Die Verwendung eines Zirkulationskreislaufs gestattet eine schnelle Verfügbarkeit von Warmwasser an den Zapfstellen und somit eine Komfortsteigerung. Eine Reduzierung von Bereitschaftsverlusten und somit Energieeinsparungen sind insbesondere bei vorher bekannten Zapfprofilen möglich. Die üblicherweise hohen Lastspitzen des BWS, die durch die relativ schnelle Energieentnahme aufgrund hoher Volumenströme und benötigter Warmwassertemperatur hervorgerufen werden, können durch Nachladen der Wärme aus einem PSP gedeckt werden. Üblicherweise hat der PSP ein deutlich größeres Volumen und somit auch eine höhere Wärmepeicherkapazität als der BWS, so dass sich hohe Lastspitzen eines WW-Zapfprofils bei Nachladung des BWS aus dem PSP gegenüber der Wärmenachladung des BWS aus dem Heizungsvorlaufkreis nicht so stark auf das restliche Wärmenetz auswirken. Die Auslegung und Abstimmung zwischen dem PSP und dem BWS erfolgt hier so, dass der PSP bei dem angegebenen BWS-Zapfprofil fehlende Wärme in den BWS nachliefert. Auch hier ist die endliche Speicherfähigkeit des PSP zu erkennen, so dass bei entladenem PSP und einem Absinken der oberen BWS-Temperatur unter 60°C die parallelen Wärmepfade die Aufladung des BWS übernehmen. Das sich die aus dem BWS entnommenen Warmwasserzapfprofile nicht unmittelbar auf den Wärmekreis auswirken, liegt lediglich an der Verschaltung und der Reglerauslegung. Unabhängig von der Wärmenachladung des BWS aus dem PSP oder dem Heizungsvorlauf, wird eine äquivalente Wärmemenge dem BWS zugeführt. Durch die direkte Anbindung des BWS an den PSP ist jedoch hier eine Entkopplung der BWS-Beladung vom restlichen Heizungskreis möglich. Die Nachladeintervalle, die der Anhebung der oberen BWS-Temperatur dienen, sind nach allen Warmwasserentnahmen deutlich länger als die Zapfintervalle selbst. Nach der letzten Warmwasserentnahme reicht der Wärmeinhalt des PSP zur Ladung des BWS nicht mehr aus, so dass auf den Heizungsvorlauf umgeschaltet wird. Eine ganzheitliche Raum- und Warmwasser-Wärmeversorgung, wie in Szenario 3 gezeigt, kann mit KWK-unterstützten Systemen realisiert werden, bedarf im Einzelfall jedoch individueller Regelungskonzepte für die eingesetzten Komponenten, insbesondere dem Zusammenspiel der beteiligten Speicher mit den Wärmequellen.

Die grundsätzlichen Zusammenhänge bzgl. der Szenarien und deren Komplexitäten sind in Tabelle 6 dargestellt. Es ist ersichtlich, dass Szenario 1, in dem kein PSP enthalten ist, keinen stromgeführten Betrieb ermöglicht. Aber auch in den Szenarien 2 und 3 wäre ein stromgeführter

Szenario	Elemente	Aufbau	Regelungs-aufwand	Eignung strom-/wärmegeführt
1	BZ, ZHG, Last	einfach	gering	wärmegeführt
2	BZ, ZHG, PSP, Last	mäßig	mittel	strom + wärmege-führt
3	BZ, ZHG, PSP, BWS, Last	aufwändig	hoch	strom + wärmege-führt

Tabelle 6: Zusammenfassung der drei untersuchten Szenarien

Betrieb aufgrund endlicher Speicherkapazität des PSP nicht beliebig lange realisierbar. Kriterien zur Dimensionierung von Pufferspeichern sind in dieser Arbeit dargestellt. Das Nachladen des BWS aus dem PSP funktioniert auch nur so lange, wie der PSP noch genügend Wärme enthält. Mit steigender Komplexität der Verschaltung erhöht sich auch der Regelungsaufwand. Die Aufwandserhöhung ist abhängig von der Interaktion neuer Komponenten in einem bestehenden System. Demgegenüber stehen die o.a. gesteigerten Möglichkeiten z.B. die Komfortsteigerung in der Warmwasserversorgung.

Die drei Szenarien stellen eine Auswahl beliebig aufzubauender prinzipieller Schemata dar und verdeutlichen, dass sich dezentrale KWK-Anlagen vorteilhaft in thermische Energieversorgungssysteme einbinden lassen.

Die Ergebnisse der untersuchten Szenarien zeigen, dass die Entwicklung eines Universalreglers für verschiedene Hausenergiesysteme nicht möglich ist. Vielmehr lassen sich aber aus den, in dieser Arbeit entwickelten Regelungen einzelner Komponenten, Gesamtregler für individuelle HES enwickeln. Dies ist in Einzelfällen u.U. jedoch nicht trivial und v.a. neben dem finanziellen Aufwand mit ein Grund dafür, dass dezentrale KWK-unterstützte Hausheizungsenergiesysteme in Deutschland bislang nur in verhaltener Anzahl verbreitet sind.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Die eingesetzten Energieformen in der Hausenergieversorgung sind thermische und elektrische Energie. Bisher erfolgt die Versorgung mit diesen beiden Energieformen getrennt und unabhängig voneinander. Bei der Bereitstellung von Wärme kommen bislang verschiedenste zentrale (z.B. Heizkraftwerke) und dezentrale Techniken (z.B. Verbrennung von fossilen Brennstoffen in Brennwert-Heizungsanlagen) zum Einsatz. Die Versorgung mit Elektrizität geschieht über flächendeckende elektrische Energieübertragungs- und Verteilungsnetze, die heutzutage noch von den leistungsstarken Einspeisungen der Großkraftwerke in Hoch- und Höchstspannungsnetzen gekennzeichnet sind. Der in den letzten Jahren begonnene Trend zu vermehrten Einspeisungen in Mittel- und Hochspannungsnetzen, u.a. durch Windenergieanlagen und -parks, wird sich durch den vermehrten Einsatz DEA zukünftig weiter fortsetzen.

Einen neuen Ansatz zur gleichzeitigen verbrauchernahen Bereitstellung von Elektrizität und Wärme liefern Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen kleinerer Leistung ($\leq 10 kW_{th,el}$). Sie ermöglichen hohe Gesamtwirkungsgrade, wenn die Anlage in bestehende Energieversorgungsstrukturen integriert und die umgewandelte Energie sinnvoll eingesetzt wird. Darüberhinaus können elektrische Energieübertragungsverluste, die beim Transport unvermeidbar sind, eingespart und Energie bedarfsgerecht bereitgestellt werden.

DEA werden in Zukunft in steigendem Maße in die elektrische und thermische Energieversorgung integriert werden, so dass der effizienten simultanen Nutzung von Strom und Wärme ein hoher Stellenwert zukommen wird. In dieser Arbeit wird die thermisch-hydraulische Einbindung KWK-basierter DEA eingehend untersucht.

Der Kern der Arbeit besteht aus der computergestützten dynamischen Simulationsumgebung HES für thermisch-hydraulische Wärmenetze. Dies ist für die Analyse verschiedener Verschaltungsstrukturen und zeitabhängiger Leistungsbedarfe notwendig. Grundlage für die entwickelte Simulation ist eine Modellbibliothek in MATLAB®/ Simulink®, die verschiedenste Komponenten eines HES enthält. Die dynamische Simulation basiert auf der zulässigen Entkopplung thermischer und hydraulischer Berechnungen. Die thermischen Modelle bestehen aus abschnittsweise durchgeführten Energiedifferenzen-Berechnungen, die die Temperaturen unter Berücksichtigung von Energieerhaltungsgleichungen berechnen. Die hydraulischen Berechnungen basieren auf der Lösung von Netzwerkgleichungen mit dem Newton-Raphson-Algorithmus. Darin werden mit Schleifen-Druckabfällen, die durch Addition der analytisch berechneten bzw. quadratisch genäherten volumenstromabhängigen Druckverlustfunktionen der Elemente gebildet werden, und den Volumenströmen die Netzwerkgleichungen gelöst. Die aufwändigste Operation, v.a. bei ausgedehnten komplexen Verschaltungsstrukturen, ist dabei die Invertierung der Jacobi-Matrix. Hierfür werden zahlreiche, rechenzeitoptimierte Verfahren implementiert und verifiziert.

Neben korrekten thermischen und hydraulischen Berechnungsfunktionen ist die Implementierung intelligenter Regelungsstrukturen für eine praxistaugliche Nachbildung erforderlich. Das oberste Ziel bei der Implementierung der Reglerfunktion ist hier die Einhaltung einer Vorlauftemperatur von 75°C mit unterschiedlichen Wärmequellen und einer schwankenden Last als Störgrö-

ße. Es hat sich gezeigt, dass zwar einzelne Reglerfunktionen der Elemente in anderen Verschaltungen eingesetzt werden können, ein Gesamtabgleich der Reglerfunktion jedoch individuell auf die einzelnen Szenarien abgestimmt werden muss.

Mit der entwickelten Simulationsumgebung sind drei exemplarische Schemata aufgebaut und analysiert worden. Die Varianten decken folgende Szenarien ab:

- KWK-unterstützte Wärmeversorgung ohne Pufferspeicher
- KWK-unterstützte Wärmeversorgung mit Pufferspeicher
- KWK-unterstützte Wärmeversorgung mit Pufferspeicher und Warmwassererwärmung

Die Auslegung der Wärmeleistung muss dem Bedarf angepasst sein. Aus diesem Grund sind in den Szenarien eine KWK-Anlage mit $4\,kW_{th}$ Nennleistung zur Gewährleistung einer hohen Auslastung und ein Zusatzheizgerät mit $10\,kW_{th}$ Nennleistung zur Abdeckung der Lastspitzen eingesetzt worden. Die Verwendung eines Pufferspeichers erlaubt eine (begrenzte) Entkopplung von Wärmebedarf und -bereitstellung.

Dessen Verwendung ist hier in Abhängigkeit seines Zustands (Geladen, Entladen, Leer, Laden) und der Lastsituation implementiert worden. Die für das Szenario 2 implementierte Logik in der Reglerfunktion konnte nicht so einfach für das Szenario 3, in dem ein Brauchwasserspeicher direkt mit dem PSP geladen wird, übernommen werden. Hier müssen weitere Besonderheiten, wie z.B. die Priorität der Brauchwassererwärmung und der Wärmelastdeckung festgelegt werden. Diese Beispiele verdeutlichen, dass die Entwicklung von Regelungsstrategien für Wärmeversorgungssysteme nicht trivial ist. Für die drei hier implementierten Netze konnte die prinzipielle Funktionsweise der Gesamtverschaltungen und Reglerauslegungen nachgewiesen werden. Es wurde gezeigt, dass die thermische Einbindung dezentraler KWK-Systeme in Hausheizungsenergiesysteme sehr gut funktioniert.

Im Rahmen dieser Arbeit bestand leider nicht die Möglichkeit, die entwickelten Modelle und Regelungen mit Messungen an realen Aufbauten zu überprüfen. Zukünftig wäre ein solches Vorhaben für eine Verifikation erforderlich. Des weiteren wären weitere komplexe Verschaltungen zu untersuchen, um sie mit bereits analysierten Strukturen zu vergleichen. Eine aussichtsreiche Idee scheint die Ergänzung des parallel eingebundenen PSP (Szenario 2) mit einem weiteren ZHG in Reihe zu sein. Dadurch ließe sich die Ausgangstemperatur im Falle der Entladung ebenfalls auf den Sollwert (hier: 75°C) anheben. Ein gemäß der bisherigen Definition als entladen geltender Speicher (obere Schichttemperatur < 71°C) könnte durch die Erwärmung des, gegenüber der Lastaustrittstemperatur deutlich höheren Speicherschichttemperatur, mit geringem Energieaufwand (zur Anhebung der Speichertemperaturen auf 75°C Vorlauftemperatur) zur Wärmelastdeckung eingesetzt werden, so dass sich die „Restwärme“des Speichers besser nutzen ließe. Die Ergänzung des PSP um ein ZHG ließe sich auch bei der Versorgung des BWS (in Szenario 3) vorteilhaft nutzen. Dadurch wäre eine schnelle und ausreichende Nachladung von Wärme in den BWS - bei minimiertem Einfluß auf das restliche Wärmenetz - realisierbar.

Das bisherige Kriterium des Reglers, der Aufrechterhaltung einer Vorlauftemperatur von 75°C, ist ein erster naheliegender Ansatz für eine Heizungssteuerung. Dieses Kriterium entspricht jedoch nicht der Anforderung nach einer Minimierung des Primärenergieeinsatzes. Für zukünftige Überlegungen können alternative Optimierungsziele angestrebt werden. Z.B. wären eine lastgerechte Anpassung der Vor- bzw. Rücklauftemperatur oder eine Minimierung der Laufzeiten zusätzlicher Wärmequellen Ansätze zur tatsächlichen Primärenergieeinsparung. Weiterer Optimierungsbedarf besteht beim hydraulischen Abgleich. So ist es sinnvoll, den Hauptvolumenstrom so klein wie möglich und so groß wie nötig einzustellen. Kleinere Lasten ($\leq 4 kW_{th}$) könnten ebenso mit einem reduzierten Volumenstrom versorgt werden, als in den o.a. Szenarien angegeben (ca. 20 $\frac{l}{min}$). In den dargestellten Szenarien werden Pumpenkennlinien nicht verstellt und eine Volumenstromregelung wird allein über Ventilstellungen realisiert. Es ist offensichtlich, dass es für die Pumpe verschleissärmer und energiesparender ist, statt relativ groß eingestellter Kennlinie und wenig geöffneter Ventile, die Pumpe auf kleinerer Kennlinie zu betreiben und die Ventile weiter zu öffnen. Dies machte sich beim elektrischen Energieverbrauch der Heizungsumwälzpumpe sicherlich bemerkbar. Folglich sänke die Rücklauftemperatur weiter ab als bei einem höheren Volumenstrom. Für solche Überlegungen, insbesondere Optimierungen in der hydraulischen Regelung, müsste das Regelungskonzept neu überdacht werden. Dieses Konzept einer adaptiven, lastabhängigen Einstellung von Volumenstrom und Temperaturspreizung bzw. minimaler Rücklauftemperatur sind entscheidene Aspekte zur Minimierung der benötigten Primärenergie für ein HES.

Durch die Hinterlegung von Kostenfunktionen für den Betrieb unterschiedlicher Wärmequellen (für verschiedene Brennstoffe) wären darüber hinaus wirtschaftlich optimale Lösungsansätze ermittelbar. Weitere Überlegungen bzgl. Betreibermodellen (sogenanntes „Contracting“), Auswirkungen auf einen strom- statt wärmegeführten Betrieb etc. sind Aspekte, die mit den Ergebnissen dieser Arbeit vertieft analysiert werden können.

Auch sind bislang die Möglichkeiten von Nahwärmenetzen nicht berücksichtigt worden. Dadurch wäre eine Verwendung der Energie in einem Anlagenverbund möglich und es ließen sich neue Strategien zur thermischen Energiedeckung realisieren.

Andere, ebenso vielversprechende thermische Energieversorgungskonzepte sind in dieser Arbeit nicht behandelt worden, bieten im Rahmen für weitere Arbeiten auf diesem Gebiet interessante Lösungen. Dazu zählen z.B. die Verwendung solarthermischer Energie, Einsatz von Wärmepumpen oder auch die Verwendung von Holzpelletheizungen etc. Der modulare Simulationsaufbau mittels einer Modellbibliothek erlaubte aber auch die Implementierung solcher Elemente. Eine Untersuchung erweiterter Betriebsmöglichkeiten mit Nahwärmenetzen, die eine thermische Verbindung benachbarter Wärmesysteme ermöglichen, sind für zukünftige Arbeiten ebenfalls denkbar. Dies stellt insbesondere für den Aufbau und Betrieb VK neue Lösungsansätze bereit.

Die thermische Integration KWK-basierter DEA in HES ist anspruchsvoll. Verschaltungsmöglichkeiten unterschiedlicher Komponenten sind dabei ebenso vielfältig wie deren Ansteuerung zur Gewährleistung von Regelungszielen. In dieser Arbeit ist eine modulare Bibliothek mit Komponenten eines HES aufgebaut sowie die, für die dynamische Berechnung notwendigen, thermischen

und hydraulischen Funktionen, implementiert worden. Zusätzlich sind anhand unterschiedlicher Szenarien angepasste Reglerstrukturen aufgebaut und analysiert worden.

Die in dieser Arbeit entwickelte dynamische Simulationsumgebung ermöglicht eine realistische Nachbildung thermischer, hydraulischer und auch regelungstechnischer Aspekte von Hausheizungsenergiesystemen.

A Anhang: Matrizeninversionsmethoden

Matrizeninversionsmethoden

Jedes lineare Gleichungssystem $A \cdot x = b$ kann eindeutig gelöst werden, solange die Koeffizientenmatrix A nicht singulär ist, also die Determinante der Matrix ungleich Null ist. Die Matrizeninversion ist ein Nebenprodukt der Lösung des linearen Gleichungssystems. Es ist meistens günstiger, das LGS mehrfach mit den der Einheitsmatrix entsprechenden Vektoren zu lösen, als die Inverse direkt aus der Ursprungsmatrix bestimmen zu wollen. Hier wird bewusst auf die Matrizeninversion zur Lösung des LGS zurückgegriffen. Die programmiertechnische Implementierung beider Verfahren (direkte Lösung des LGS und Bestimmung der inversen Matrix) sind durch den Aufruf fast gleicher Prozeduren sehr ähnlich und haben im günstigsten Fall eine Laufzeit von $O(n^3)$. Demgegenüber ist die Zeitersparnis durch Vorwärts- und Rücksubstitution beim direkten Lösungsverfahren verschwindend gering. Die Berechnung mit einer invertierten Matrix hat zudem den Vorteil, dass bei relativ geringen Änderungen in der Matrix A auf zeitsparende Algorithmen (siehe Shermann-Morrison-Formel) zurückgegriffen werden kann.

Ein Vergleich der Laufzeiten zwischen Matrizeninversionsverfahren und der Lösung des LGS ist am Ende dieses Kapitels angegeben. Es stellt sich heraus, dass die Matrizeninversion schneller ist als die direkte Lösung des LGS.

Die Verfahren zur Matrizeninversion können in direkte und iterative Verfahren unterschieden werden [Sorm].

Die direkten Verfahren enthalten keine Verfahrensfehler, können jedoch Rundungsfehler aufweisen [Sorm, S. 21]. Dies äussert sich v.a. bei Zahlenwerten mit Nachkommastellen, die nur begrenzt gespeichert werden können und bei Operationen die zu Rundungsfehlern führen. Zu den in dieser Arbeit untersuchten direkten Verfahren zählen die Gauss-Jordan Elimination, die LU-Zerlegung und die Singulärwertzerlegung.

Iterative Verfahren zeichnen sich üblicherweise durch einen speicherplatzsparenden und rundungsfehlerstabilen Algorithmus aus [Sorm, S. 21], konvergieren allerdings nicht in jedem Fall. Da iterative Verfahren keine Zerlegung, wie es oft in den direkten Verfahren geschieht, durchführen, sondern sich schrittweise der Lösungsmatrix annähern [Golu], wird eine mit Abbruchfehlern behaftete Näherungslösung [Sorm, S. 21] berechnet.

Iterative Verfahren bieten sich bei schwach besetzten Matrizen unmittelbar an [Herm].

Darüberhinaus können iterative Verfahren zur Nachiteration verwendet werden, d.h. das Ergebnis eines direkten Verfahrens verbessern, indem sie den Rundungsfehler (des direkten Verfahrens) minimieren. Hier wird das Gauss-Seidel-Verfahren implementiert und zum Jacobi-Verfahren hin abgegrenzt. Desweiteren erfolgt eine Erläuterung zum sukzessiven Überrelaxations-Verfahren (SOR-Verfahren). Schließlich wird eine alternative Inversionsmethode vorgestellt, die sich für spärlich besetzte Matrizen eignet. Die sogenannte Sherman-Morrison-Formel ermöglicht eine schnelle Bestimmung der invertierten Matrix $A^{(k+1)}$ mit der Bedingung, dass sich nur in wenigen Einträgen der Matrix $A^{(k)}$ Änderungen innerhalb eines Rechenschrittes ergeben.

Alle Verfahren werden zeitlich und anhand ihrer Abweichung von einer Matrixnorm bewertet. Die im nachfolgenden beschriebenen Verfahren sind mit weiteren Erläuterungen und Quelltexten in [Wes] wiederzufinden.

Für die Laufzeitüberprüfung der zahlreichen Algorithmen ist eine Entwicklungsumgebung für die Programmiersprache C genutzt worden. Die Hardware des PC basiert auf einem AMD Athlon 4 Prozessor mit 1,4 GHz Taktfrequenz und 384 MB Hauptspeicher, die Software Eclipse läuft unter dem Betriebssystem Windows XP.

A.0.4 Direkte Matrizeninversionsmethoden

Gauss-Jordan-Invertierung mit voller Pivotisierung

Die Gauss-Jordan-Invertierung basiert auf einem Algorithmus von Gauss zur Matrizeninversion. Sie ist bei voller Pivotisierung in der Regel numerisch stabiler als andere direkte Verfahren [NumR] und relativ verständlich. Ohne Pivotisierung wird die Gauss-Jordan-Invertierung numerisch instabil. Das Verfahren basiert auf drei Regeln [NumR, S. 37], die bei voller Pivotisierung alle angewendet werden:

1. Austauschen kompletter Zeilen im LGS ändert nichts am Ergebnis
2. Ergebnis bleibt erhalten, wenn Zeilen durch Linearkombinationen miteinander verrechnet werden
3. Austausch von Spalten in A ist erlaubt, solange die entsprechenden Zeilen in x auch ausgetauscht werden und am Ende die Zeilen in ihrer ursprünglichen Reihenfolge wieder hergestellt werden

Dabei wird das Gleichungssystem $A|E$ solange mit den drei genannten Umformungen behandelt, bis es zu $E|A^{-1}$ geworden ist. Die rechte Seite enthält dann die inverse Matrix, falls diese Umformungen auch auf die Einheitsmatrix (Diagonalelemente gleich Eins, alle anderen Elemente identisch Null) angewendet werden. Nullelemente auf der Diagonalen, die nicht mit Hilfe der drei Regeln vertauscht werden können, führen unweigerlich zu Singularitäten und somit zum Abbruch dieses Verfahrens. Bei Auftreten einer Singularität wird mit einer Singulärwertzerlegung fortgesetzt. Sie erlaubt es, gezielte Angaben über die Singularitäten zu geben und bietet daher den besseren Ansatzpunkt zur Behandlung singulärer Matrizen. Die Laufzeit beträgt $O(n^3)$ [NumR]. Zur O-Notation siehe [Diet].

LU-Zerlegung

Bei der LU-Zerlegung wird die Matrix A als Produkt der zwei Matrizen L und U geschrieben [NumR]. L ist dabei eine untere (**L**ower) und U eine obere (**U**pper) Dreiecksmatrix. Als Beispiel

ist die Aufteilung hier an einer 4×4 Matrix gezeigt:

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_{11} & 0 & 0 & 0 \\ l_{21} & l_{22} & 0 & 0 \\ l_{31} & l_{32} & l_{33} & 0 \\ l_{41} & l_{42} & l_{43} & l_{44} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u_{11} & u_{12} & u_{13} & u_{14} \\ 0 & u_{22} & u_{23} & u_{24} \\ 0 & 0 & u_{33} & u_{34} \\ 0 & 0 & 0 & u_{44} \end{bmatrix} \tag{35}$$

Wird die Dekomposition nun in das LGS eingesetzt, so ergibt sich:

$$A \cdot x = (L \cdot U) \cdot x = L \cdot (U \cdot x) = b \tag{36}$$

Dieses LGS kann nun relativ trivial gelöst werden, indem zuerst

$$L \cdot y = b \tag{37}$$

und dann

$$U \cdot x = y \tag{38}$$

berechnet wird, da L und U untere bzw. obere Dreiecksmatrizen sind. Die LU-Zerlegung ist ähnlich stabil wie die Gauss-Jordan Elimination. Sie ist besonders dann effizient, wenn die Lösung des LGS für mehrere Zielvektoren b berechnet werden muss, da die Zerlegung nur einmal berechnet werden muss. Dies kann dazu genutzt werden, eine iterative Ergänzung zur LU-Zerlegung auszuführen. Diese Ergänzung, die im nächsten Unterkapitel näher vorgestellt wird, arbeitet mit der vorhandenen Zerlegung weiter.

Die LU-Zerlegung benötigt mit $O(n^3)$ genauso viele Operationen wie der Gauss-Jordan-Algorithmus.

Die LU-Zerlegung zur Berechnung von A^{-1} kann in zwei Blöcke aufgeteilt werden. Zum einen in die Zerlegung der Matrix A in L und U und zum anderen die Vorwärts- und Rückwärtssubstitution zur Lösung des LGS. Um die Zerlegung zu erreichen, bietet sich der Algorithmus nach Crout [Prae] an. Er enthält zwei wesentliche Schritte:

- setze $l_{ii} = 1, i = 1, \ldots, N$
- für $j = 1, 2, \ldots, N$ führe die folgenden zwei Prozeduren aus:
  - für $i = 1, 2, \ldots, j$ berechne u_{ij} aus

$$u_{ij} = a_{ij} - \sum_{k=1}^{i-1} l_{ik} \cdot u_{kj} \tag{39}$$

  - für $i = j+1, j+2, \ldots, N$ berechne die l_{ij} aus

$$l_{ij} = \frac{1}{u_{jj}} \left(a_{ij} - \sum_{k=1}^{j-1} l_{ik} \cdot u_{kj} \right) \tag{40}$$

Eine beispielhafte Zerlegung einer 3×3-Matrix ist in Gleichung 41 dargestellt.

$$A = \begin{bmatrix} 1 & 2 & 3 \\ 4 & 5 & 6 \\ 7 & 8 & 9 \end{bmatrix} = L \cdot U = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 4 & 1 & 0 \\ 7 & 2 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 2 & 3 \\ 0 & -3 & -6 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \tag{41}$$

Durch die Multiplikation von L und U lässt sich leicht feststellen, dass die Zerlegung richtig durchgeführt wurde.

Handelt es sich bei der Matrix A um eine singuläre Matrix, so wird, wie schon beim Gauss-Jordan-Verfahren und aus denselben Gründen, die Singulärwertzerlegung aufgerufen.

Nachdem die Zerlegung der beiden Matrizen in L und U vollzogen wurden, wird mit der Vorwärts- bzw. Rückwärtssubstitution fortgefahren. Dies ist trivial, da L und U Dreiecksmatrizen sind.

Ergänzung zur Nachiteration

Zur LU-Zerlegung gibt es eine iterative Ergänzung zur Nachiteration [NumR]. Sie arbeitet mit der vorhanden LU-Zerlegung weiter. Rundungsfehler aus direkten Verfahren sind nicht mit dem obigen LU-Zerlegungsbeispiel illustrierbar, sondern tauchen v.a. bei Berechnungen mit umfangreichen Zahlenwerten auf. Dabei versucht die Erweiterung, den gemachten Rundungsfehler zu minimieren und sich der richtigen Lösung anzunähern. Bei der Lösung zu

$$A \cdot x = b \tag{42}$$

wird also zuerst als Lösung der Vektor $x + \Delta x$ berechnet, der sich aus dem korrekten x und einem Fehlervektor Δx zusammensetzt. Es steht jedoch nur das Gesamtergebnis $x + \Delta x$ zur Verfügung, dessen Fehler Δx nachfolgend berechnet werden kann. Durch Überprüfung des erhaltenen Lösungsvektor anhand des LGS, ergibt sich

$$A \cdot (x + \Delta x) = b + \Delta b \tag{43}$$

mit einer um Δb abweichenden rechten Seite. Subtraktion der Gleichung 42 von Gleichung 43 und Einsetzen in Gleichung 43 ergibt

$$A \cdot \Delta x = A \cdot (x + \Delta x) - b \tag{44}$$

Aus (44) kann nun Δx berechnet werden und somit auch das korrekte x. Im Algorithmus wird als erstes die rechte Seite aus Gleichung 44 ausgerechnet. Mit dieser rechten Seite wird dann die Vorwärts-/Rückwärtssubstitution aufgerufen, die schon bei der Inversenberechnung benutzt wurde, um die Abweichung Δx von der „richtigen“Lösung x zu ermitteln. Diese Abweichung wird dann vom ersten Lösungsvektor subtrahiert. Da die LU-Zerlegung vorher schon durchgeführt wurde, muss sie jetzt nicht noch einmal berechnet werden.

Diese Nachiteration benötigt noch einmal $O(n^2)$ Operationen, die jedoch gegenüber den $O(n^3)$

Operationen der direkten Methode nicht ins Gewicht fallen.

Singulärwertzerlegung

Die Singulärwertzerlegung gehört ebenfalls zur Gruppe der direkten Verfahren. Sie zerlegt die $n \times m$ Matrix A in die Matrizen U, V und W wie in Gleichung 45 zu sehen ist. Diese Zerlegung funktioniert unabhängig von den Eigenschaften der Matrix, insbesondere in Bezug auf Singularitäten, immer.

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \dots & a_{1N} \\ a_{21} & \dots & \dots & a_{2N} \\ \vdots & \ddots & \ddots & \vdots \\ a_{M1} & a_{M2} & \dots & a_{MN} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u_{11} & u_{12} & \dots & u_{1N} \\ u_{21} & \dots & \dots & u_{2N} \\ \vdots & \ddots & \ddots & \vdots \\ u_{M1} & u_{M2} & \dots & u_{MN} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} w_1 & & & \\ & w_2 & & \\ & & \ddots & \\ & & & w_N \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_{11} & v_{12} & \dots & v_{1N} \\ v_{21} & \dots & \dots & v_{2N} \\ \vdots & \ddots & \ddots & \vdots \\ v_{N1} & v_{N2} & \dots & v_{NN} \end{bmatrix}^T \tag{45}$$

Die Matrix U ist eine $n \times m$-Matrix, die Matrix W enthält nur auf der Diagonalen Elemente und die Matrix V ist quadratisch mit jeweils n Zeilen und Spalten. Ist die Zerlegung einer quadratischen Matrix einmal erstellt, so kann die inverse Matrix einfach mit Gleichung 46 berechnet werden.

$$A^{-1} = V \cdot \left[diag(1/w_j) \right] \cdot U^T \tag{46}$$

Da es sich bei den Matrizen U und V immer um orthogonale Matrizen handelt, ist die Inverse gleich der Transponierten. Ähnlich verhält es sich mit der Matrix W. Da es sich dabei um eine Diagonalmatrix handelt, kann die Inverse trivial durch $1/w_{jj}$ bestimmt werden. Dies funktioniert allerdings nur, solange die w_{jj} ungleich 0 sind. Ist ein w_{jj} doch gleich 0, so ist die Matrix singulär. Die Zerlegung gibt also jedesmal eine Aussage zurück, ob die Matrix singulär ist, da die Zerlegung auf jeden Fall funktioniert.

Sie braucht ebenso wie der Gauss-Jordan-Algorithmus und die LU-Zerlegung $O(n^3)$ Operationen.

Da die Matrizen U und V orthogonal zueinander sind, gilt:

$$U^T \cdot U = V^T \cdot V = 1 \tag{47}$$

Die programmiertechnische Umsetzung des Verfahrens wird im Folgenden beschrieben. Der Algorithmus zur Singulärwertzerlegung ist in [NumR] dargestellt. Zuerst wird die zu invertierende

Matrix A mit Hilfe von Householder Transformationen [Wilk] in die bidiagonale Matrix

$$J^{(0)} = P^{(n)} \dots p^{(1)} A Q^{(1)} \dots Q^{(n-2)} = \begin{bmatrix} q_1 & e_1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & q_2 & e_2 & & \vdots \\ \vdots & & \ddots & \ddots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & q_{n-1} & e_n \\ 0 & 0 & \dots & 0 & q_n \end{bmatrix} \tag{48}$$

transformiert. Diese Matrix besitzt die selben Singularitäten wie die Ausgangsmatrix. Es existiert also auch eine Singulärwertzerlegung mit $J^{(0)} = GWH^T$. Dann ergibt sich die Singulärwertzerlegung von $A = PGWH^T Q^T$ mit $P \equiv P^{(1)} \dots P^{(n)}$, $Q \equiv Q^{(1)} \dots Q^{(n-2)}$, so dass $U = PG$ und $V = QH$. Danach werden die rechten und linken Transformationen berechnet. Im Anschluss wird in einer Schleife über die Singulärwerte in W und die gewünschte Anzahl von Iterationen iteriert, um die Matrix J mit Hilfe der QR-Zerlegung zu diagonalisieren. Diese diagonalisierte Matrix enthält dann die Singulärwerte der Matrix A. Die QR-Zerlegung zerlegt die Matrix in Q und R, wobei Q eine in den Spalten orthogonale Matrix und R eine obere Dreiecksmatrix ist. Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die Singulärwertzerlegung ein aufwendiges Matrizeninversionsverfahren ist, welches LGS mit einer singulären Matrix lösen kann.

A.0.5 Iterative Verfahren

Gauss-Seidel-Verfahren

Das Gauss-Seidel-Verfahren ist ein iteratives Verfahren. Es versucht sich in Einzelschritten der richtigen Lösung von $Ax = b$ anzunähern und gehört daher zur Gruppe der Einzelschrittverfahren. Ein solcher Schritt ist in Gleichung 49 für Zeile i dargestellt.

$$x_i^{k+1} = \left(b_i - \sum_{j=1}^{i-1} a_{ij} x_j^{k+1} - \sum_{j=i+1}^{n} a_{ij} x_j^k \right) / a_{ii} \tag{49}$$

Dieser Schritt wird solange durchlaufen, bis sich der Vektor $x$gegenüber seinem Vorgänger nur noch unwesentlich verändert, oder bis eine vom Benutzer festgelegte Anzahl an Durchläufen erfolgt ist.

Das Verfahren zeichnet sich durch seine Einfachheit aus und ist sehr ähnlich zum Jacobi-Verfahren. Dort wird als einziger Unterschied in der ersten Summe nicht der aktuelle Wert x_j^{k+1} sondern derjenige aus dem vorherigen Schritt x_j^k benutzt. Das Gauss-Seidel-Verfahren benutzt also im Gegensatz zum Jacobi-Verfahren immer die zuletzt ermittelten Werte [Golu]. Dadurch konvergiert es schneller als das Jacobi-Verfahren. Der Übergang von x^k nach x^{k+1} kann für beide

Verfahren auch in Matrizenform mit den Matrizen L, D und U angegeben werden. Dabei ist

$$L = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \dots & \dots & 0 \\ a_{21} & 0 & \dots & & \vdots \\ a_{31} & a_{32} & \ddots & & 0 \\ \vdots & & & 0 & 0 \\ a_{n1} & a_{n2} & \dots & a_{n,n-1} & 0 \end{bmatrix}$$

$$D = diag(a_{11}, \dots, a_{nn})$$

und

$$U = \begin{bmatrix} 0 & a_{12} & \dots & \dots & a_{1n} \\ 0 & 0 & \dots & & \vdots \\ 0 & 0 & \ddots & & a_{n-2,n} \\ \vdots & & & & a_{n-1,n} \\ 0 & 0 & \vdots & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Ein Schritt des Gauss-Seidel-Verfahrens hat dabei die Form $M_G x^{(k+1)} = N_G x^{(k)} + b$ mit $M_G = (D+L)$ und $N_G = -U$ [Golu]. Das Jacobi-Verfahren sieht wiederum ähnlich aus. Lediglich $M_J = D$ und $N_J = -(L+U)$ haben eine andere Bedeutung.

Das Verfahren konvergiert allerdings nur, wenn der Spektralradius $\rho(M^{-1}N)$ kleiner als 1 ist [Golu]. Dies eignet sich jedoch nicht für die praktische Anwendung, da hier wieder eine Inverse berechnet werden muss. Der Algorithmus würde sich also rekursiv immer weiter fortsetzen.

Es gibt jedoch zwei getrennte Bedingungen, die eine Konvergenz des Gauss-Seidel-Verfahrens implizieren. Dies ist einmal die diagonale Dominanz und zum anderen die positive Definitheit der Matrix. Die diagonale Dominanz ist einfacher zu überprüfen, da hierfür lediglich die Summe der Nicht-Diagonalelemente mit dem Diagonalelement verglichen werden muss. Die positive Definitheit lässt sich mit einer Cholesky-Zerlegung [Feld, S. 37] ebenfalls überprüfen, ist an dieser Stelle jedoch nicht implementiert worden.

Sowohl das Gauss-Seidel-Verfahren als auch das Jacobi-Verfahren eignen sich zur Inversion ganzer Matrizen und zur Nachiteration invertierter (Rundungsfehler-behafteter) Matrizen.

Der Algorithmus zum Gauss-Seidel-Verfahren funktioniert wie folgt. Sofern die zu invertierende Matrix diagonal dominant ist, wird der in Gleichung 49 beschriebene Einzelschritt nacheinander für die einzelnen Spaltenvektoren b der Einheitsmatrix E und zugehörige Lösungen *x* aufgerufen. Sollte es noch keine Lösung *x* geben, so werden dieselben Spaltenvektoren b als Startwerte benutzt. Nach jedem Einzelschritt wird überprüft, ob eine Grenze k an Durchläufen erreicht ist, oder ob der Ergebnisvektor nur noch unwesentlich, d. h. im Bereich von $1,0 \cdot 10^{-15}$, von seinem Vorgänger abweicht. Ist dies der Fall, dann wird der Ergebnisvektor zurückgegeben. Anderenfalls wird der Rechenschritt wiederholt.

Die erhaltenen Lösungsvektoren werden danach zu der invertierten Matrix zusammengefasst, ähnlich wie es schon bei der LU-Zerlegung geschehen ist.

Nachiteration mit dem Gauss-Seidel-Verfahren

Das Gauss-Seidel-Verfahren kann auch zur Nachiteration eingesetzt werden, um die Rundungsfehler der direkten Verfahren zu minimieren. Dazu wird es der Reihe nach mit den Spaltenvektoren der invertierten Matrix aufgerufen. Natürlich bestehen dieselben Beschränkungen auch bei der Nachiteration. So wird entweder diagonale Dominanz oder positive Definitheit vorausgesetzt, damit die Matrix sicher konvergiert.

Sukzessives Überrelaxationsverfahren

Das sukzessive Überrelaxationsverfahren (SOR) leitet sich aus dem Gauss-Seidel-Verfahren ab. Es wird dabei versucht, mithilfe eines Relaxationsfaktors ω die Geschwindigkeit des Verfahrens zu erhöhen. Praktisch sieht dann ein Schritt des SOR-Verfahrens wie in Gleichung 50 aus.

$$x_i^{(r+1)} = x_i^{(r)} + \omega \left[\overline{x}_i^{(r+1)} - x_i^{(r)} \right] \tag{50}$$

$\overline{x}_i^{(r+1)}$ ist der aus dem Gauss-Seidel-Verfahren ermittelte x-Wert.

Das Verfahren konvergiert auf jeden Fall, falls A reell und positiv definit ist, und falls $0 < \omega < 2$ ist. Der optimale Wert für ω ist allerdings matrixabhängig und nicht trivial mithilfe einer Eigenwertanalyse zu bestimmen. Dadurch ergibt sich jedoch eine wesentlich längere Laufzeit, da die Eigenwertanalyse bei einer sich ständig verändernden Jacobi-Matrix jedesmal durchgeführt werden müsste. Diese Methode ist deshalb für die Matrizeninversion ungeeignet. Wird $\omega = 1$ gesetzt, so ergibt sich das Gauss-Seidel-Verfahren [Doll]. Es folgen nun Laufzeituntersuchungen der obigen Verfahren. Zuerst wurden die Verfahren mit zufällig erzeugten Matrizen geprüft, anschließend wurden einige Modelle aus der HES-Simulation mit den unterschiedlichen Inversionsverfahren untersucht. Die Ergebnisse der Laufzeituntersuchungen erfolgt in tabellarischer Übersicht.

Laufzeituntersuchung bei zufällig erzeugten Matrizen

Die oben vorgestellten Inversionsverfahren wurden alle mit denselben Matrizen angestoßen. Dazu wurde ein Testprogramm erzeugt, welches die organisatorischen Aufgaben übernimmt. Dieses erzeugt bei den 2×2 bis 10×10 Matrizen jeweils 10000 zufällige Matrizen, füllt sie mit Werten zwischen 0 und 99, und invertiert sie. Die Anzahl bei den 50×50 und 100×100 Matrizen betrug 1000, und bei den 1000×1000 Matrizen wurde nur eine Matrix erstellt, da die Rechenzeit sonst sehr groß wurde.

Die für die oben beschriebenen Tests benötigte Zeit ist in Tabelle 7 zu sehen. Sie ist in Sekunden angegeben.

Es fällt sofort auf, dass die anfänglich implementierte Cramer'sche Inversionsmethode bei allen Matrizen zur größten Laufzeit führt. Bei den 10×10-Matrizen wurde die Ausführung sogar nach ca. 1,5 Stunden abgebrochen, ohne dass die Matrizen invertiert wurden. Die Gauss-Jordan-Invertierung und die LU-Zerlegung brauchen bis zu einer Matrixgröße von 10×10 fast genau dieselbe Zeit, während die Singulärwertzerlegung deutlich mehr Zeit benötigt als die Gauss-Jordan-

	1000x1000	100x100	10x10	5x5	3x3	2x2
Cramer'sche Inversionsmethode	-	-	abgebrochen	13,5	0,45	0,1
Gauss-Jordan-Invertierung	30,733	30,432	0,57	0,13	0,06	0,05
LU-Zerlegung	17,683	13,688	0,58	0,13	0,07	0,05
Singulärwertzerlegung	560,824	39,184	5,737	1,051	0,36	0,17

Tabelle 7: Laufzeiten [s] verschiedener Inversionsmethoden mit zufällig erzeugten Matrizen

Invertierung und die LU-Zerlegung, aber deutlich weniger als die Cramer'sche Inversionsmethode. Diese Ergebnisse waren zu erwarten, da die neuen Methoden alle eine bessere Laufzeitabschätzung als die Cramer'sche Inversionsmethode mit $O(n!)$ besitzt.

Inversion spärlich besetzter Matrizen

Je größer das Netzwerk wird, desto spärlich besetzter wird die Jacobi-Matrix. Um auch großen Netzwerken schnelle Berechnungsalgorithmen bereitzustellen, wird in dieser Arbeit der Umgang mit spärlich besetzten Matrizen in einer Ressourcen sparenden Art und Weise implementiert.

In der Literatur ist keine eindeutige Definition zu spärlich besetzten Matrizen zu finden. Das Vorhandensein von Nicht-Nullelementen ist also spärlich; in elektrischen Energieversorgungsnetzen [Han2], um ein technisches Beispielsystem vorwegzunehmen, beträgt die Besetztheit der Netzwerkmatrizen typischerweise ca. 5 %. Vorteile, die beim Umgang mit spärlich besetzten Matrizen bestehen, sind z.B. ein geringerer Speicherplatzbedarf oder die Verwendung schnellerer Algorithmen bei Matrizenoperationen.

Es wurde eine Speicherplatz-sparende Struktur für spärlich besetzte Matrizen implementiert. Dazu gibt es mehrere Möglichkeiten, von denen zwei näher betrachtet werden.

Spärliche besetzte Matrizen dargestellt durch Listen

Bei der ersten Variante der Darstellung von spärlich besetzten Matrizen handelt es sich um mehrere Listen [Doll]. Die erste Liste (bs) enthält je Zeile einen Eintrag, der auf eine neue Liste zeigt, in der die Elemente dieser Zeile zu finden sind. Jedes Element besteht aus drei Teilen: der Spaltenadresse, dem Wert des Matrixelementes und einem Zeiger auf das nächste Element dieser Zeile. Dieser Zeiger ist Null, falls es keine weiteren Elemente in der Zeile gibt.

Die Matrix

$$A = \begin{bmatrix} 31 & 0 & 0 & 0 \\ 42 & 43 & 0 & 0 \\ 54 & 0 & 55 & 56 \\ 67 & 68 & 69 & 70 \end{bmatrix}$$

soll nun beispielhaft in diese Matrixstruktur übernommen werden. Dazu wird eine Liste angelegt, die vier Zeiger auf weitere Listen enthält, da die Matrix vier Zeilen enthält. Diese erste Liste wird hier nicht explizit dargestellt, da sie nur Verweise auf die weiteren Listen enthält. Die weiteren vier Listen werden nun dargestellt, indem jede Tabellenzeile aus Tabelle 8 für eine Zeile der Matrix,

also eine Liste, steht. Jeder einzelne Tabelleneintrag stellt ein Element der jeweiligen Zeilenliste dar. Die Unterteilung von einem Element in die drei oben beschriebenen Teile erfolgt durch Leerzeichen. Ein Zeiger ist dabei durch einen Pfeil dargestellt. Er kann nur auf das nächste Element in der Zeile zeigen.

1 31 →	NULL			
1 42 →	2 43 →	NULL		
1 54 →	3 55 →	4 56 →	NULL	
1 67 →	2 68 →	3 69 →	4 70 →	NULL

Tabelle 8: Belegung der Listen

Diese Matrixstruktur braucht n Elemente in der ersten Liste und $3 \cdot o$ Elemente in den weiteren Listen, wobei o die Anzahl der Nicht-Null-Elemente ist. Der gesamte Speicherplatzbedarf ist also $n + 3 \cdot o$.

Spärlich besetzte Matrizen dargestellt durch zwei Felder

Eine andere Möglichkeit, spärlich besetzte Matrizen zu speichern, ist das Speichern in zwei Feldern. Das erste Feld sa[] enthält die Matrixeinträge, das zweite Feld ija[] enthält die Zeilen- und Spalten-Zuweisung der Einträge in sa[] auf die Matrix. Von Stelle eins bis Stelle n sind im Feld sa[] die Diagonalelemente a_{ii} der Matrix dargestellt, unabhängig davon, ob ihr Wert ungleich Null ist. Parallel zu dieser Aufteilung kann nun im zweiten Feld (ija[]) an der Stelle k gespeichert werden, an welcher Stelle im Feld sa[] die restlichen Zeileneinträge der Zeile k beginnen. Das erste Element des Feldes ija[] besitzt immer den Wert $n+2$, die Stelle, an der die restlichen Zeileneinträge beginnen. Zu jedem Wert, der im Feld sa[] steht, ist also eine eindeutige Zuordnung zu einer Zeile über das Feld ija[] herstellbar. Die Spalte dieser nicht Diagonalelemente aus sa[] kann dann im Feld ija[] an der gleichen Stelle gespeichert werden wie das Element in sa[]. Diese Verfahrensweise wird anhand der bereits oben erläuterten Matrix A erläutert:

Die Matrix

$$A = \begin{bmatrix} 31 & 0 & 0 & 0 \\ 42 & 43 & 0 & 0 \\ 54 & 0 & 55 & 56 \\ 67 & 68 & 69 & 70 \end{bmatrix}$$

ist eine 4×4-Matrix (n=4) und soll in die oben beschriebene Matrixstruktur übertragen werden. Dazu werden zuerst alle Diagonalelemente a_{kk} in das Feld sa[k] an der Stelle k eingetragen und ija[1]=n+2 gesetzt. Das Ergebnis steht in Tabelle 9. Danach werden die einzelnen Zeilen der Matrix A nacheinander auf Nicht-Nullelemente außerhalb der Hauptdiagonalen durchsucht. In Zeile eins ist kein von Null verschiedener Wert vorhanden. Daraus ergibt sich, dass die zusätzlich zur Diagonalen vorhandenen Elemente in Reihe zwei an der Stelle sechs im Feld sa[] beginnen. Daher wird in das Feld ija[2] der Wert 6 eingetragen. Anders ausgedrückt, ergibt die Differenz aus

index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
ija[]	6										
sa[]	31	43	55	70							

Tabelle 9: Belegung der zwei Felder nach Eintrag der Diagonalelemente

ija[2]-ija[1]=6-6=0 die Anzahl der Nicht-Nullelemente ausserhalb der Hauptdiagonalen in der ersten Zeile der Matrix *A*.

In der zweiten Zeile existiert das Nicht-Nullelement $a_{21} = 42$. Dieser Wert wird das nächste freie Feldes sa, also sa[6]=42 eingetragen. Die Zuordnung zur Position in der Matrix *A* geschieht über entsprechende Einträge im Feld ija[]. Der bereits eingetragene Wert 6 in ija[2] deutet auf die zweite Zeile hin und ija[6]=1 ordnet dem Eintrag sa[6]=42 die erste Spalte zu. In Zeile zwei der Matrix *A* ist kein weiteres Nicht-Nullelement ausserhalb der Hauptdiagonalen vorhanden, daher wird mit der dritten Zeile fortgefahren. Dort findet sich in der ersten Spalte (daraus folgt ija[7]=1) der Eintrag $a_{31} = 54$, so dass sa[7]=54 wird. Das erste Nicht-Nullelement ausserhalb der Diagonalen in Zeile drei der Matrix *A* befindet sich also an der Position (Index) 7 in sa, daher wird ija[3]=7. Die Differenzbildung ija[3]-ija[2]=7-6=1 ergibt auch hier die Anzahl der Nicht-Nullelemente ausserhalb der Hauptdiagonalen in Zeile 2. Das letzte Nicht-Nullelement ausserhalb der Hauptdiagonalen in Zeile drei der Matrix *A* ist $a_{34} = 56$, also wird sa[8]=56 und die Position in der 4. Spalte der Zeile 3 führt zu ija[8]=4. Mit dem Beginn der nächsten Zeile 4 in Matrix *A* wird ija[4]=9, an der neunten Position (Index) ist also das erste Nicht-Nullelement ausserhalb der Hauptdiagonalen in Zeile 4 von *A* wiederzufinden. Es ist $a_{41} = 67$, so dass sa[9]=67 und ija[9]=1 wird (erste Spalte in vierter Zeile von *A*). Die weiteren Elemente $a_{42} = 68$ und $a_{43} = 69$ werden in sa[10] bzw. sa[11] mit zugehörigen Spaltennummern ija[10]=2 bzw. ija[11]=3 eingetragen. Vollständigkeitshalber wird in ija[n+1] der Wert des nächsten freien Indizes eingetragen, d.h. ija[5]=12. Damit ist die Matrix vollständig in die neue Struktur abgebildet und es ergibt sich eine Belegung der Felder wie in Tabelle 10 dargestellt.

index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
ija[]	6	6	7	9	12	1	1	4	1	2	3
sa[]	31	43	55	70	x	42	54	56	67	68	69

Tabelle 10: Endgültige Belegung der zwei Felder

Die Felder, insbesondere das Feld ija[], enthalten noch zusätzliche Informationen. So ist die Kantenlänge *n* der Matrix *A* immer durch Berechnung von ija[1]-2 ermittelbar. Aufgrund der bereits oben erwähnten Einträge ist die Länge der durch die Matrix *A* belegten Elemente der beiden Felder ija[] und sa[] durch ija[n+1]-1 gegeben. Das Feld sa[n+1] ist nie belegt (sa[n+1]=x) und enthält so keine Informationen.

Die Länge von einem Feld ist $n+o+1$. o ist hier die Anzahl der Nicht-Null-Elemente, die nicht auf der Diagonalen sind. Der gesamte Speicherplatzbedarf ist bei zwei Feldern also $2 \cdot (n+o+1)$.

Vor- und Nachteile der neuen Matrixstrukturen

Die neu eingeführten Darstellungsformen der Matrix bieten sowohl Vor- als auch Nachteile.

Die anfänglich implementierte Matrixstruktur benötigt unabhängig von ihrer Besetztheit mit Nullelementen immer n^2 Speicherplatzeinträge. Die neuen Strukturen für spärlich besetzte Matrizen brauchen eine unterschiedliche Anzahl an Speicherplätzen. Sie hängen von der Anzahl der Nullelemente der Matrix ab. Die erste Variante belegt, wie oben schon beschrieben, $n+3\cdot o$ Einträge. Wird damit eine voll besetzte Matrix dargestellt, so würden $n+3\cdot(n^2-n)=3n^2-2n$ Speicherplätze verwendet. Die zweite Variante benötigt $2\cdot(n+o+1)$ Speicherplätze, das ergibt bei einer voll besetzten Matrix $2\cdot(n^2+1)$ Speicherplätze. Dies zeigt, dass die neuen Strukturen nur eingesetzt werden können, wenn die zu speichernden Matrizen auch sicher spärlich besetzt sind.

Sobald die Matrizen allerdings nicht mehr voll besetzt sind, reduziert sich der notwendige Speicherplatz. So werden bei einer zu 50% besetzten Matrix in der ersten Version nur noch $\frac{3}{2}n^2+n$ Speicherplätze und in der zweiten Version nur noch n^2+2 Speicherplätze benötigt. Die zweite Variante benötigt also ab einer zu 50% besetzten Matrix nur noch genausoviele Speicherplätze wie die alte Struktur. Die erste Variante mit den Listen braucht bei 50%-iger Belegung immer noch deutlich mehr Speicherplatz als die ursprüngliche Struktur.

Bei den Berechnungen von Matrixoperationen bringen die neuen Verfahren vor allem Vorteile bei der Multiplikation mit Vektoren. Dabei werden Multiplikationen nur noch durchgeführt, wenn das entsprechende Matrixelement ungleich Null ist. Nachteilig wirken sich die neuen Matrixstrukturen bei der Addition von zwei Matrizen aus. Hier kann nicht mehr einfach elementeweise addiert werden, da nicht zwingend die passenden Gegenstücke in der Matrix vorhanden sind. Es werden also mehr Operationen benötigt als in der Ursprungsvariante.

Von den oben vorgestellten Inversionsmethoden profitiert das Gauss-Seidel-Verfahren als einziges von einer spärlich besetzten Matrixstruktur. Ein Schritt sieht dabei wie in Gleichung 49 aus. Die beiden Summen bestehen jeweils aus einer Multiplikation von a_{ij} mit einem x_j, wobei i, also die Zeile, fest vorgegeben und j variabel ist. Diese Multiplikation macht natürlich nur dann Sinn, falls das jeweilige a_{ij} ungleich Null ist. Genau dies unterstützten beide Varianten der neuen Matrixstrukturen. Es können auf einfache Weise genau die a_{ij} in einer Zeile durchlaufen werden, die ungleich Null sind. Bei der Variante mit den Feldern wird das Diagonalelement der Zeile i nicht zwischen Nicht-Diagonalelementen gespeichert, so dass, wenn für x nur einen Vektor benutzt wird, beide Summen zusammengefasst werden können. Bei der ersten Variante müsste zwischendurch immer noch überprüft werden, ob das momentane Element nicht das Diagonalelement ist. Der Ausschluss des Diagonalelementes ist durch den Verlauf der Indizes von 1 bis i-1 und von i+1 bis n bestimmt. In dieser Arbeit wurde das Gauss-Seidel-Verfahren daraufhin für spärlich besetzte Matrizen neu implementiert. Es wird für alle x_i eines Vektors x das neue x_i folgendermaßen berechnet:

$$x_i^{k+1}=\left(b_i-\sum_{j=ija[i]}^{ija[i+1]-1} sa[j]\cdot x_{ija[j]}\right)/sa[i] \tag{51}$$

Die einzigen Matrixoperationen, die in dieser Simulation vorkommen, sind die Inversion der Ja-

cobi-Matrix und die Multiplikation der invertierten Jacobi-Matrix mit einem Vektor. Die Inversion bietet deutliche Vorteile, wenn die Matrix spärlich besetzt und gleichzeitig noch diagonal dominant ist. Die Multiplikation einer Matrix mit einem Vektor ist in der neuen Matrixstruktur ebenfalls schneller durchführbar. Ähnlich wie beim Gauss-Seidel-Verfahren fallen auch hier Multiplikationen mit Null weg, da nur noch über die Elemente der Matrix zeilenweise iteriert werden muss, die ungleich Null sind. Die Berechnung eines y_i aus $A \cdot x = y$ ergibt sich dann wie folgt:

$$y_i = sa[i] \cdot x_i + \sum_{j=ija[i]}^{ija[i+1]-1} sa[j] \cdot x_{ija[j]} \tag{52}$$

Durch den geringeren Speicherplatzbedarf und den Vorteilen beim Gauss-Seidel-Verfahren, ist im weiteren die zweite Variante mit den zwei Feldern übernommen.

Anwendung der neuen Matrixstruktur

Die neue Matrixstruktur lässt sich aufgrund der oben beschriebenen Vor- und Nachteile nicht generell einsetzen. So muss die Matrix spärlich besetzt sein, um überhaupt einen Vorteil für diese Arbeit nutzen zu können. Spärlich besetzte Matrizen treten aber erst in Jacobi-Matrizen auf, die relativ große Netze beschreiben. Daher wurde die Auswahl der Matrizenstruktur in der Initialisierung der dynamischen Simulation in Abhängigkeit der Matrizengröße und Struktur realisiert. Der Ablauf ist in Abbildung 48 dargestellt. Jacobi-Matrizen, deren Dimension kleiner als 11×11 ist,

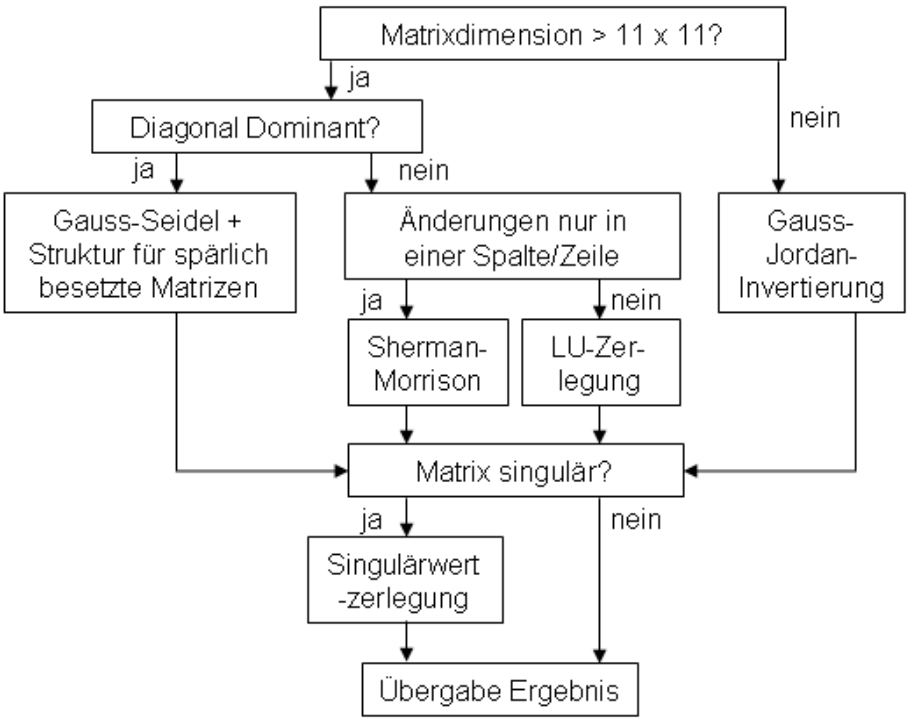

Abbildung 48: Auswahl der Matrizenspeicherung und Berechnungsverfahren in Abhängigkeit der Matrizendimension und Struktur

werden nach der ursprünglichen Methode behandelt, d.h. die Matrix wird in einem zweidimensio-

nalen Feld gespeichert. Das Inversionsverfahren ist die Gauss-Jordan-Invertierung, welches sich im praktischen Test als das schnellste bei dieser Matrizengröße herausgestellt hat.

Ist die Jacobi-Matrix jedoch größer als 10×10, wird per Abfrage bestimmt, ob sie diagonal dominant ist. Ist dies der Fall, so wird zur Matrixstruktur für spärlich besetzte Matrizen übergegangen. Dabei ist die Struktur der Matrix jedesmal gleich. Wenn also einmal die Felder *ija* und *sa* für eine Jacobi-Matrix erzeugt wurden, so kann jede andere Jacobi-Matrix wieder mithilfe des Feldes *ija*, welches die Informationen über die besetzten Felder enthält, einfach übernommen werden, ohne alle Matrixelemente abfragen zu müssen. Die Matrix wird dann mit dem Gauss-Seidel-Verfahren invertiert. Ist die Jacobi-Matrix nicht diagonal dominant, so wird die Matrix konservativ behandelt. Hier wird allerdings nicht allein mit einem direkten Verfahren gearbeitet. Bei spärlich besetzten großen Matrizen lohnt sich der Einsatz der Sherman-Morrison-Formel. Hier kommt zum Tragen, dass sich viele Matrizeneinträge nicht ändern. Es findet ein Vergleich der Jacobi-Matrix mit dem Vorgänger statt. Aufgrund dieses Ergebnisse wird entweder die Sherman-Morrison-Formel angewendet, wenn die Matrix sich nur in einer Spalte bzw. Zeile geändert hat, oder es wird die LU-Zerlegung angewendet. Zuvor wird dabei auch überprüft, ob sich die Matrix überhaupt geändert hat, und gegebenenfalls die bereits invertierte Matrix übernommen.

Die in Abbildung 48 dargestellten Verfahren berechnen die Inverse einer Matrix.

In den implementierten Verfahren, die weitgehend [NumR] entnommen wurden, sind die direkten Lösungsverfahren zur Ermittlung der Inversen benutzt worden. Bei der direkten Lösung LGS wird stets die Inverse als „Nebenprodukt“ berechnet. Eine Lösung des LGS bringt insofern keine spürbare Laufzeitreduzierung, da die programmiertechnische Umsetzung auf gleichen Grundlagen basiert, und bei allen Verfahren für eine Laufzeit von $O(n^3)$ sorgt. Eine Zeitersparnis durch direktes Vorwärts- und Rückwärtssubstituieren, wie es beim direkten Lösen durchgeführt wird, ist also absolut vernachlässigbar. Darüberhinaus hat die Verwendung inverser Matrizen zur Lösung LGS Vorteile, wenn die Matrix nur wenig Veränderungen enthält.

A.0.6 Zeitliche Vergleiche

Die neue Matrixstruktur (Abspeicherung in zwei Feldern) und die ursprüngliche Variante werden nun bezüglich ihrer Laufzeit analysiert. Es kommen zwei Netzwerkstrukturen zum Einsatz: ein relativ kleines thermisch-hydraulisches Modell mit einer Jacobi-Matrix-Dimension von 3×3 und ein großes Netzwerk mit einer Jacobi-Matrix-Dimension von 20×20, das in Abbildung 49 dargestellt ist. Zum einen wird gezeigt, dass das neue Verfahren bei kleinen Matrizen mit einer geringen Anzahl an Nullelementen langsam arbeitet. Zum anderen wird das neue Verfahren mit großen, spärlich besetzten Matrizen getestet, um die Vorteile des neuen Verfahrens zu verifizieren. Diese Ergebnisse sind in Tabelle 11 zu sehen. Es sind die Ausführungszeiten der hydraulischen Berechnungen gemessen mit der „profile“Funktion von MATLAB®. Das „kleine Modell“ist ein Modell weist eine Jacobi-Matrix der Dimension 3×3 auf. Es werden 5000 Sekunden simuliert. Die Jacobi-Matrix des großen Modells ist eine 20×20-Matrix, mit welcher nur 1000 Sekunden simuliert werden.

Modell	Alte Struktur 2-dim-Matrix und Gauss-Seidel bzw. Sherman-Morrison	Neue Struktur 2 Felder und Gauss-Seidel	2-dim-Matrix und Gauss-Jordan-Invertierung
Kleines Modell	26,246 s	330,886 s	25,326 s
Großes Modell	27,520 s	27,570 s	58,172 s

Tabelle 11: Vergleich zwischen alter und neuer Matrixstruktur

Die Unterschiede beim kleinen Modell sind wie erwartet sehr groß. Hier kann das neue Verfahren keine Vorteile nutzen, da die Matrix nicht spärlich besetzt ist. Der Mehraufwand des Abspeicherns wird hier nicht durch verbesserte Zeiten bei der Ausführung der Inversion und der Multiplikation wieder gut gemacht. Beim großen Modell hingegen sind die Zeiten annähernd gleich groß. Hier werden die Vorteile, die die neue Matrixstruktur bringt, ausgenutzt. Die alte Matrixstruktur mit Anwendung der Sherman-Morrison-Formel ist allerdings noch um 0,05 s schneller. Dies ist sicher modellabhängig und kann bei einem anderen Aufbau bzw. anderen Jacobi-Matrizen auch anders aussehen.

Laufzeitvergleich: Matrizeninversion vs. Direktes Lösen des LGS

Ein lineares Gleichungssystem $A \cdot b = b$ lässt sich entweder über die Berechnung der Inversen A^{-1} und Auflösung nach $x = A^{-1} \cdot b$ oder über die direkte Lösung des LGS lösen. Die bisherigen Erkenntnisse zur Matrizeninversion sind an dieser Stelle mit direkten Lösungen des LGS verglichen worden. Anhand vier unterschiedlich komplexer Szenarien, die im Anhang abgebildet sind, werden zwei Berechnungsverfahren untersucht. Die erste Variante löst die hydraulischen Gleichungen anhand des in Abbildung 48 dargestellten Algorithmus', die zweite Variante löst das LGS direkt mit einer LU-Zerlegung. Die Ergebnisse sind in Tabelle 12 zusammengefasst. Es ist zu erkennen,

Variante	Szenario A	Szenario B	Szenario C	Szenario D
Inversionsalgorithmus	0,03 s	6,69 s	9,163 s	17,756 s
Lösen des LGS mit LU-Zerlegung	0,07 s	10,064 s	12,328 s	27,62 s

Tabelle 12: Vergleich der Ausführungszeiten mit Inversionsalgorithmus und direkten Lösung des LGS

dass für diese vier untersuchten Szenarien die Berechnung mit dem Matrizeninversionsverfahren schneller ist als das direkte Lösen des LGS. Für realistische Anwendungen sind Netzwerke mit Jacobi-Matrizengrößen $\geq 20 \times 20$ irrelevant, so dass die Matrizeninversionsmethoden den Vorrang vor der direkten Lösung des LGS erhalten. Diese Aussage ist aber nicht allgemeingültig, sondern kann je nach Dimensionierung bzw. Einstellungen in den Simulationen (z.B. Grad/Häufigkeit der Verstellung der hydraulischen Elemente) geringfügig variieren.

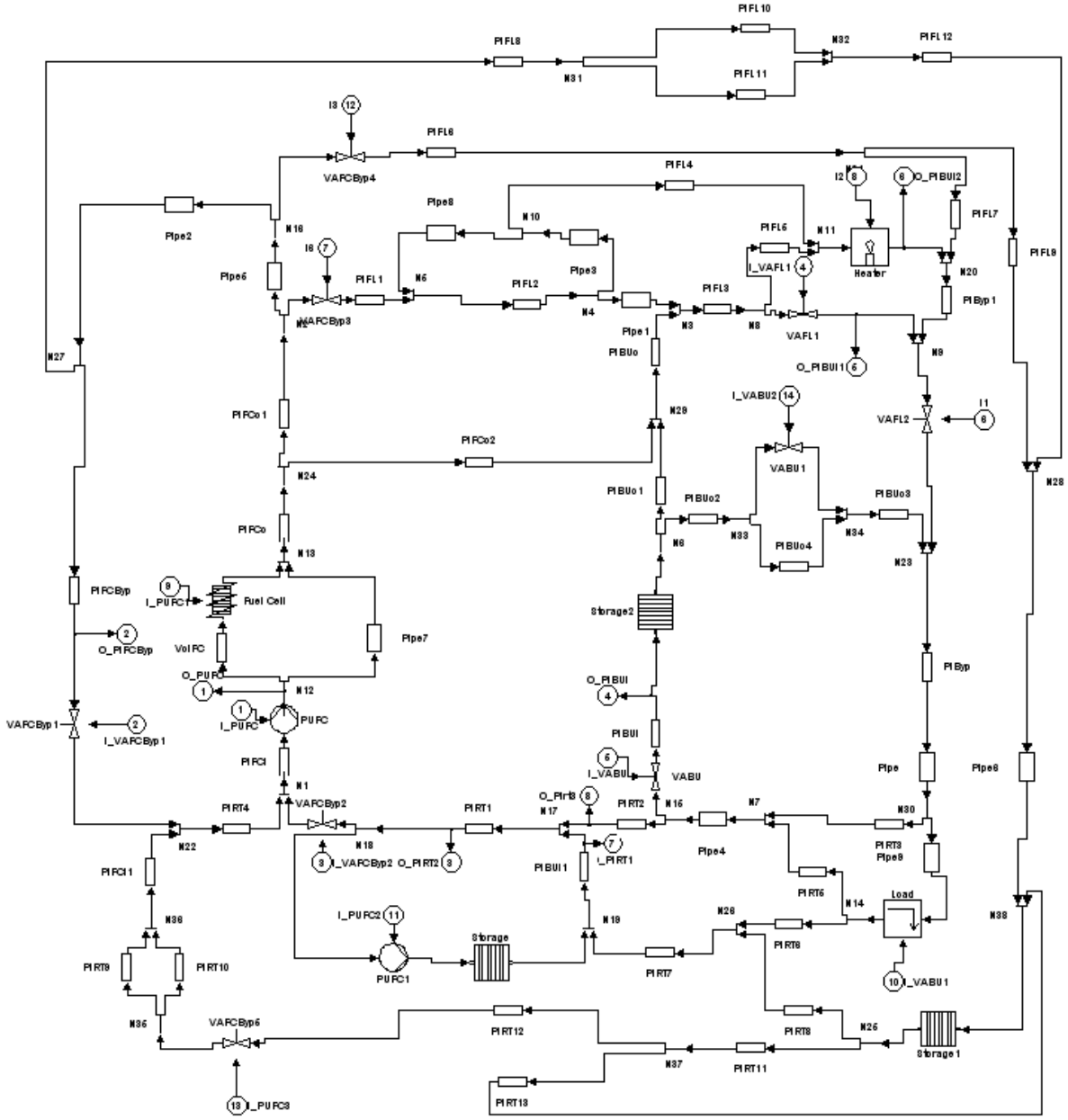

Abbildung 49: Großes Modell 20x20

B Anhang: Szenarien für Laufzeitvergleich

Szenarien für den Laufzeitvergleich: Matrizeninversion vs. Direktes Lösen des LGS

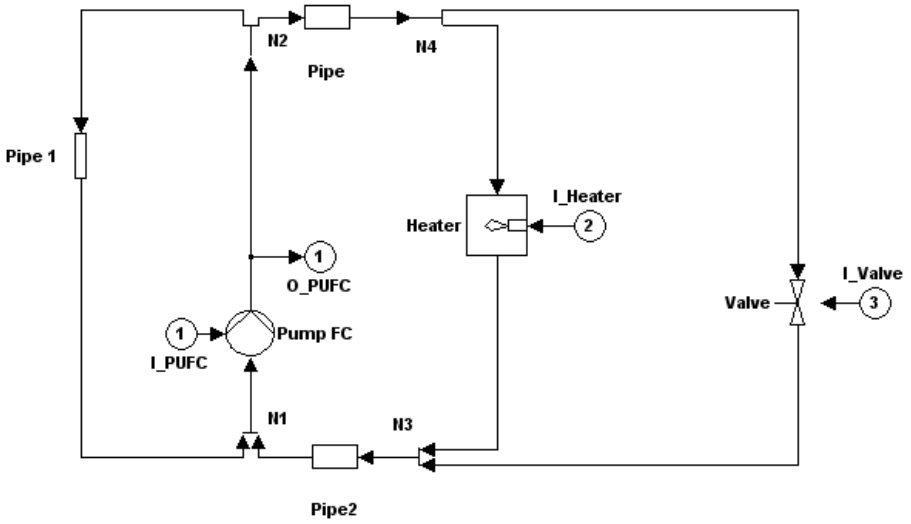

Abbildung 50: Szenario A

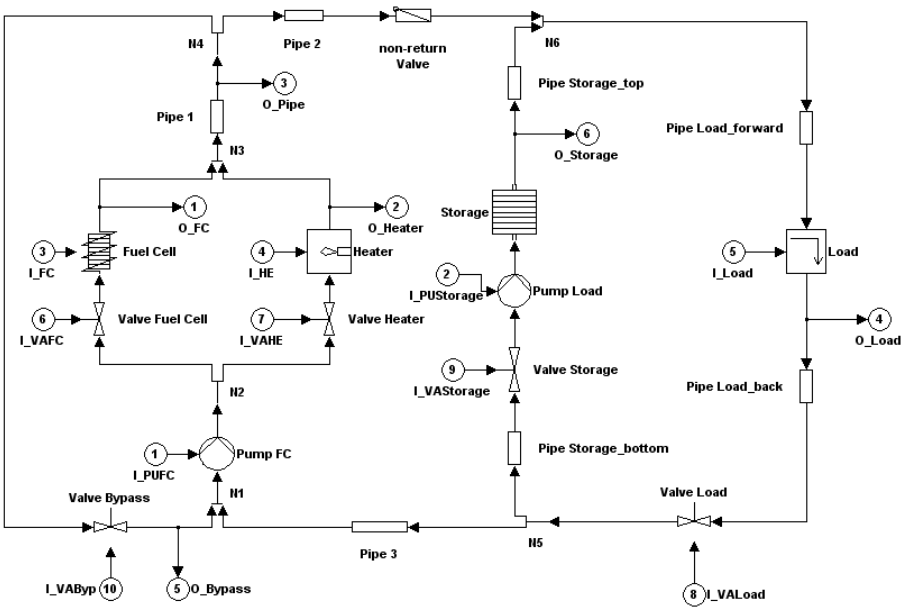

Abbildung 51: Szenario B

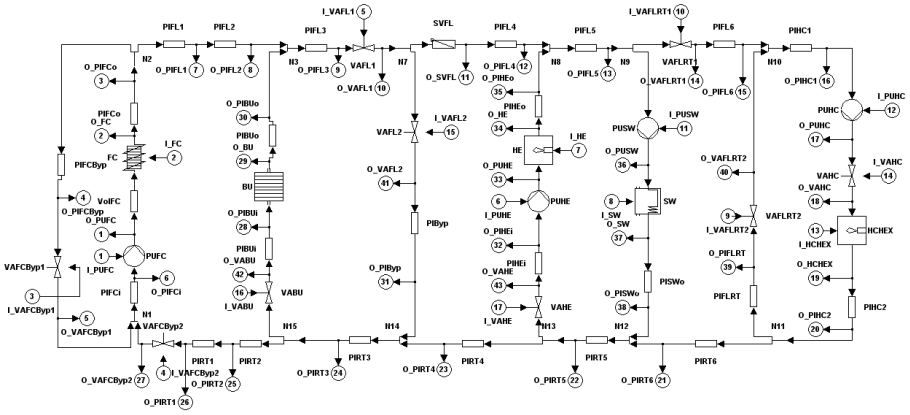

Abbildung 52: Szenario C

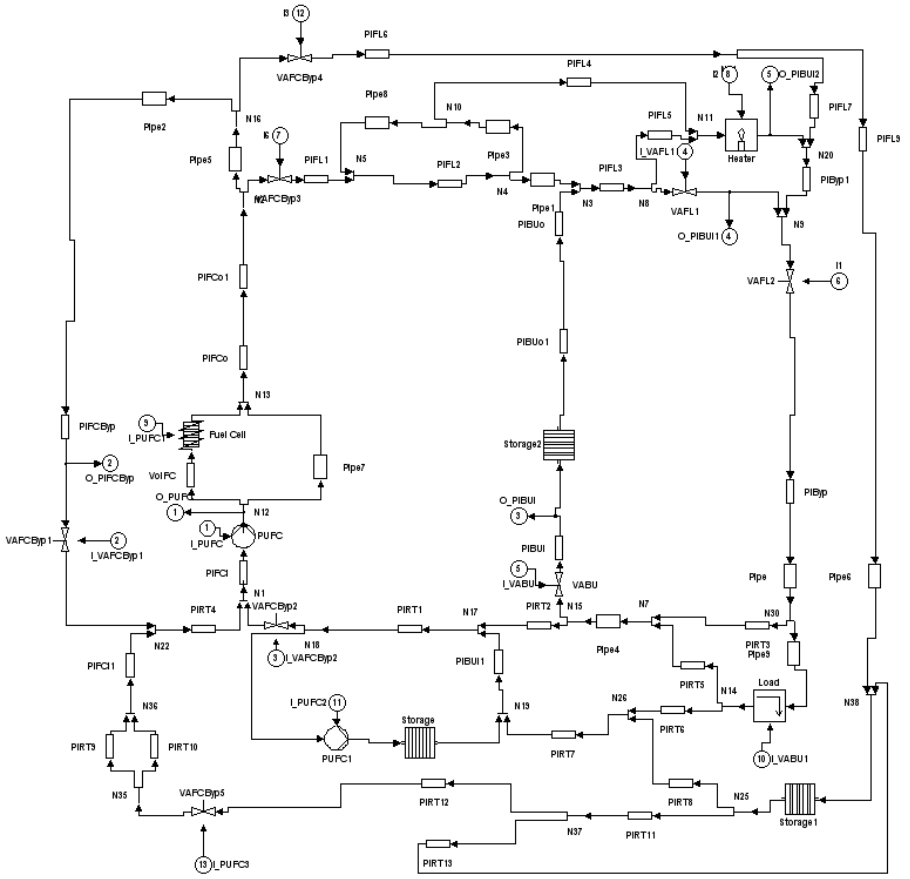

Abbildung 53: Szenario D

C Anhang: Weitere Simulationsergebnisse

Zusätzliche dynamische Verläufe zu Szenario 2

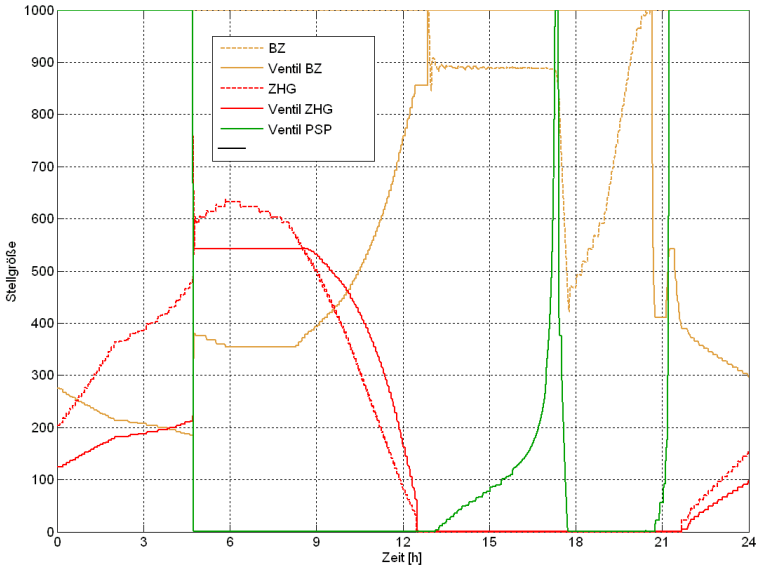

Abbildung 54: Stellgrößen (Szenario 2)

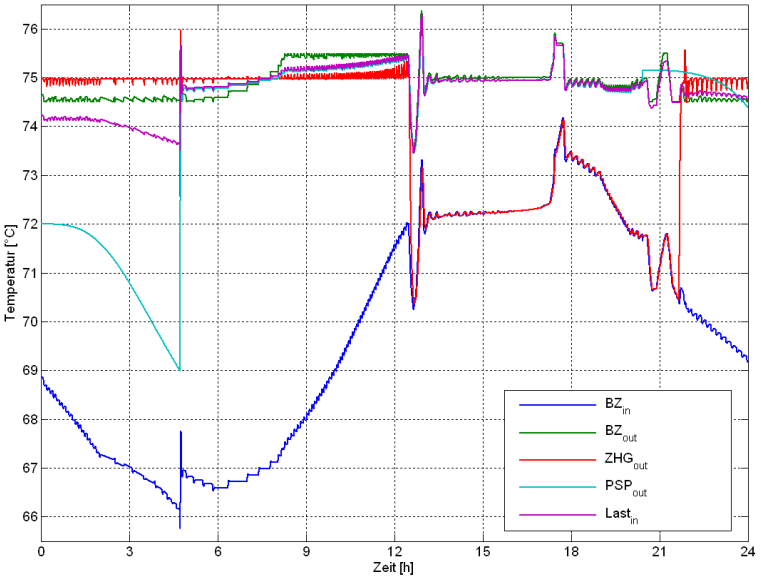

Abbildung 55: Temperaturen (Szenario 2)

Zusätzliche dynamische Verläufe zu Szenario 3

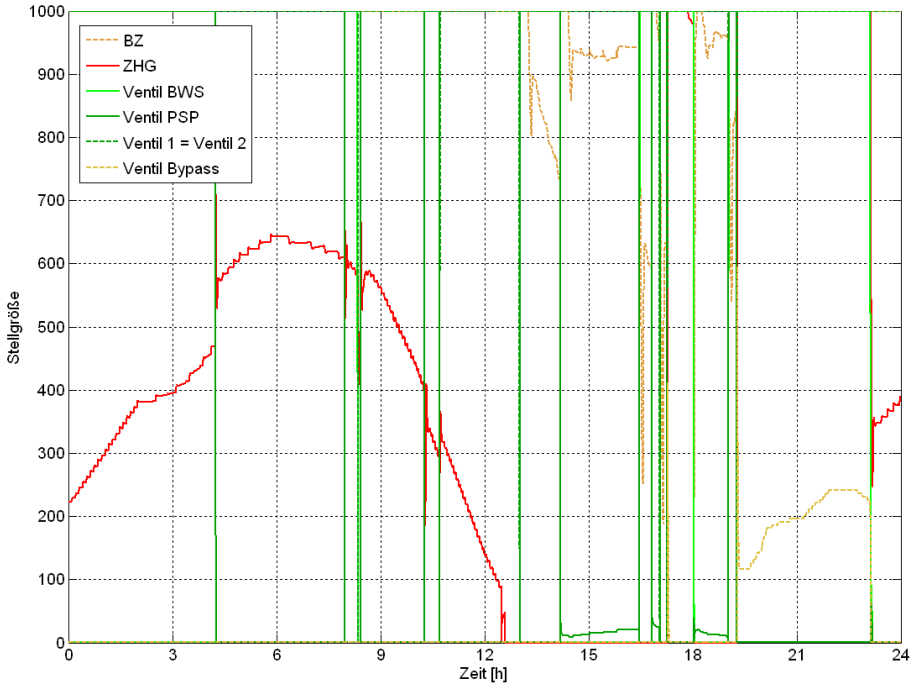

Abbildung 56: Stellgrößen (Szenario 3)

D Anhang D: Wissenschaftlicher Tätigkeitsnachweis

Wissenschaftlicher Tätigkeitsnachweis

Während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Angestellter sind im Rahmen dieser Arbeit nachfolgende Studien und Diplomarbeiten, Projektgruppen, Veröffentlichungen und Vorträge entstanden. Den beteiligten Studierenden möchte ich dafür besonders danken.

Projektgruppen

- Bayramoglu, Rafet; Hussein, Haider: „Aufbau und Simulation eines Brennstoffzellen-BHKW unter MATLAB®/Simulink®“, Wintersemester 2003/04
- Kubera, Tim; Cheng, Peng; Wu,Wei; Hussein, Haider: „Aufbau einer Simulationsumgebung für virtuelle Kraftwerke“, Wintersemester 2004/05

Studienarbeiten

[WieSA] Wienströer, Markus: „Regler-Entwicklung für eine optimierte Steuerung thermischer Anlagen in einem Hausheizungsenergiesystem und deren dynamische Simulation“, EV-0417, September 2004

[Krue] Krüger, Kerstin: „Simulation einer Brennstoffzelle und Verifikation anhand von Messungen“, EV-0431, November 2004

[Boy] Boy, Christian: „Programmiertechnische Optimierung einer dynamischen Hausheizungsenergiesystem-Simulation“, EV-0429, November 2004

[Taylor] Taylor, Ralph: „Konzeptvergleich und simulatorische Verifikation zur thermischen Einbindung dezentraler KWK-Anlagen“, EV-0508, April 2005

[Muji] Fon-Fobizi Mujih, Hilary: „Kostenanalyse konventioneller und dezentraler KWK-Energieversorgungssysteme“, EV-0528, Dezember 2005

Diplomarbeiten

[Haupt] Hauptmeier, Erik: „Systemanforderungen für die Integration dezentraler Energieversorgungsanlagen im liberalisierten Markt“, EV-0223, September 2002

[Meier] Meier, Stefan: „Planung und Betrieb elektrischer Industrienetze unter Berücksichtigung von Instandhaltungsstrategien“, EV-0301, Januar 2003

[Nie] Niehues, Paul: „Dynamische Simulation zur thermischen Einbindung einer dezentralen Kraft-Wärme-Kopplungs-Anlage“, EV-0319, Oktober 2003

[Gers] Gerschler, Jochen: „Dynamische Simulation eines Polymer-Elektrolyt- Membran-Brennstoffzellensystems“, EV-0511, Mai 2005

[Wes] Wessling, Jan: „Verbesserte Algorithmen/Berechnungsstabilisierung für einen Netzwerkgleichungslösers einer dynamischen Hausheizungsenergiesystem-Simulation“, Diplomarbeit, EV-0520, Universität Dortmund, 2005

[WieDA] Wienströer, Markus: „Technische und wirtschaftliche Analyse von thermisch-hydraulischen Verschaltungen zur Einbindung dezentraler KWK-Anlagen in Hausheizungsenergiesysteme“, EV-06XX, Februar 2006

Eigene Veröffentlichungen

[RB01] Becker, R.; Handschin, E.; Uphaus, F.: „Internet Control for Decentralized Energy Conversion Systems“, Second International Symposium on Distributed Generation, Stockholm, Juni 2002

[RB02] Becker, R.; Handschin E.; Hauptmeier, E.; Uphaus, F.: „Heat-Controlled Combined Cycle Units in Distribution Networks“, CIRED 2003, Barcelona, Mai 2003

[RB03] Becker, R.; Handschin E.: „Dynamic simulation tool and control of domestic heating systems“, Euro Heat and Power 1/2005, p. 40-43, February 2005

[RB04] Becker, R.; Handschin E.: „Simulationstool zur Integration von Brennstoffzellen in Wärmenetze“, VDI Berichte 1874, S. 263-265, Düsseldorf, 2005

[RB05] Becker, R.; Handschin, E.: „Dynamic simulation tool for House-Energy-Supply-Systems“, IEEE PES, St. Petersburg, 27.-30.06.2005, Russland

[RB06] Becker, R.; Handschin, E.: „Simulationsgestützte Optimierung thermisch-hydraulischer Kreise“, Euro Heat and Power 9/2005, S. 52-56, September 2005

Vorträge

[RB07] „Simulationstool zur Integration von Brennstoffzellen in Wärmenetze“, Posterbeitrag, 5. Fachtagung Brennstoffzelle, 19.-20.04.2005, Hamburg

[RB08] IEEE PES PowerTech, St. Petersburg, 27.-30.06.2005, Russische Förderation, „Dynamic simulation tool for House-Energy-Supply-Systems“

E Literaturverzeichnis

Literatur

[AMz] „Ziegel Massivhäuser in Niedrigenergiebauweise“, (AMz-Bericht 7/2000), http://www.thermopor.de/html/amz30.htm

[Be] Becker, R.: „Dynamische Simulationsumgebung zur thermo-hydraulischen Simulation dezentraler Energieumwandlungsanlagen“, Programmdokumentation, Universität Dortmund, 2005

[BMWA] Energie Daten 2003, Die Nationale und internationale Entwicklung, Stand: September 2003, http://www.bmwa.bund.de/Navigation/Service/Bestellservice/publikationen-energiepolitik,did=13782.html

[BMWT] Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie: „Energieforschung - Investition in die Zukunft “, Broschüre, Juli 2001, Berlin

[Bud] Buderus Trainingspräsentationen - Themen und Technologien der Heizungstechnik, Ausgabe 2004/1, BBT Thermotechnik GmbH, Wetzlar, 2004

[Bud5] Buderus Heiztechnik, Katalog 2005, Wetzlar, 2005

[BZHA] Forschungsgruppe Praxisnahe Berufsbildung: „Brennstoffzellen in der Haustechnik - Empfehlungen zum Informations- und Qualifizierungsbedarf bei Einführung der Brennstoffzellentechnik in Handwerk und Ausbildung “, 2004, Konstanz

[Carn] CARNOT Blockset™ for use with MATLAB® and Simulink®, Expert Control GmbH, Herrsching, 2005, http://www.expertcontrol.com

[Col] http://www.colsim.org/manual/index.html

[DEHS] Umweltbundesamt, Deutsche Emissionshandelsstelle (DEHSt), Berlin, 2005, http://www.dehs.de

[DEW] Internetseiten der Dortmunder Energie und Wasser, Dortmund, 2005, http://www.dew21.de

[Diet] Dietzfelbinger, M.: Vorlesung Technische Informatik 1, Universität Dortmund, Wintersemester 1996/97

[Dez] MELTEM Wärmerückgewinnung GmbH & Co. KG, Erläuterungen zur Wärmeschutzverordnung mit Wärmebedarfsausweis, Alling, 2005, http://www.dezentral.info/verschiedenes/allg_infos/informationen/informationen.php

[DIN] DIN 4800: „Doppelwandige Wassererwärmer aus Stahl, mit zwei festen Böden, für stehende und liegende Verwendung“
DIN 4801: „Einwandige Wassererwärmer mit abschraubbarem Deckel, aus Stahl“
DIN 4802: „Einwandige Wassererwärmer mit Halsstutzen, aus Stahl“
DIN 4803: „Doppelwandige Wassererwärmer mit abschraubbarem Deckel, aus Stahl“
DIN 4804: „Doppelwandige Wassererwärmer mit Halsstutzen, aus Stahl“, Erscheinungsjahr für alle vorgenannten DIN-Normen: 1980, DIN Deutsches Institut für Normung e. V., Berlin

[Doll] Doll, J.; Schendel, U.: „Automatisierung, Analyse und Synthese dynamischer Systeme, Nr. 60 Sparse Matrizen und Anwendungen“, Technische Universität Berlin, 1976

[EEG] EEG-Gesetz 2002, `http://www.bhkw-infozentrum.de/download/eeg_gesetz.pdf`

[ED99] Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie: „Energie Daten 1999“, Nationale und Internationale Entwicklung, Bonn, 2000

[EHP] Euroheat and Power: „District Heating and Cooling “, Country by Country 2005, Brussels, Belgium, 2005

[EnWG] Zweites Gesetz zur Neuregelung des Energiewirtschaftsgesetz, Bundesgestzblatt Jahrgang 2005 Teil I Nr. 42, Bonn, `http://217.160.60.235/BGBL/bgbl1f/bgbl105s1970.pdf`

[Feld] Feldmann, D.: „Repititorium der Ingenieurmathematik - Teil 2 “, 4. Auflage, Binomi Verlag, Hannover, 1993

[Fur] Furlan, P.: „Das gelbe Rechenbuch 1“, Verlag Martina Furlan, Dortmund, 1996

[Golu] Golub, G. H.; van Loan, C. F.: „Matrix Computations “, The Johns Hopkins University Press, Baltimore, 1996

[Han1] Handschin, E.: Skriptum zur Vorlesung „Elektrische Energietechnik 1/2“, Universität Dortmund, WS 1998/1999

[Han2] Handschin, E.: „Elektrische Energieübertragungssysteme “, 2. Auflage, Hüthig Verlag, 1987

[FAZ] Küffner, G.: „Kraft-Wärme-Kopplung Mini-Kombigeräte liefern Wärme und Strom für den Hausgebrauch“, Frankfurter Allgemeine Zeitung, 25.01.2005, Nr. 20, T6 oder online: `http://www.faz.net` → Aktuell → Computer & Technik → Mehr Technik

[Haup] Hauptmeier, E.: „Inselnetzerkennung bei Eigenerzeugungsanlagen “, ETZ, Berlin, 2004

[Geit] Geitmann, S.: „Wasserstoff und Brennstoffzellen. Die Technik von morgen! “, Hydrogeit Verlag, Berlin, 2002

[Heid] Heideck, G.; Purmann, M.; Styczynski,Z.: „PEM-Fuel Cell Operation Using an Intermediate Heat Storage Unit - Realisation Concepts“, Proceedings of the international Symposium Modern Electric power Systems (MEPS), S. 429-433, 2002, 11.-13. September, Breslau, Polen, 2002

[Herm] Hermann, M.: „Numerische Mathematik “, Oldenbourg Wissenschaftsverlag GmbH, Oldenbourg, 2001

[HAV] „Verordnung über energiesparende Anforderungen an heizungstechnishce Anlagen und Warmwasseranlagen“, http://www.bhkw-infozentrum.de/download/heizanlv.pdf

[IBS] Energieberatung IBS; http://energieberatung.ibs-hlk.de/planholz_puffer.htm

[Ick] Icking, M.: „Zur Modellierung des dynamischen Betriebs von Fernwärmesystemen“, Dissertation, Universität Dortmund, 1994

[IHS] Ingenieurbüro Haustechnik Schreiner, http://energieberatung.ibs-hlk.de/planholz_puffer.htm

[Kie] Kiendl, H.: Skriptum zur Vorlesung „Regelungstechnik 1/2“, Universität Dortmund, Wintersemester 1998/1999

[Kru] Krumbein GmbH, Heppenheim, 2005, http://www.krumbein.de

[Ku] Kuchling, H.: „Taschenbuch der Physik“, Fachbuchverlag Leipzig, 1991

[Kug] Kugeler, K.; Phlippen, P.-W.: „Energietechnik - Technische, ökonomische und ökologische Grundlagen“, 2. Auflage, Springer Verlag, Berlin, 1993

[KWK] KWK-Gesetz 2002, http://www.bhkw-infozentrum.de/download/kwk_gesetz.pdf

[Kyo] „Kyoto Protocol to the United nations framework convention on climate change“, http://unfccc.int/resource/docs/convkp/kpeng.html

[MAT] Mathworks MATLAB® Handbuch, Writing S-Functions

[Neum] Neumann, H.: „Das virtuelle Kraftwerk für die Zukunft “, Int. Fachtagung der Energietechnischen Gesellschaften von Deutschland, Österreich und der Schweiz, Luzern (Schweiz), Juni 2005

[Norm] http://www.normatherm-heiztechnik.de/speicher.html

[NumR] Press, W. H. et al: „Numerical Recipes in C “, Second Edition, Cambridge University Press, 1992

[NZV] Verordnung über den Zugang zu Elektrizitätsversorgungsnetzen (Stromnetzzugangsverordnung - StromNZV), Bundesgesetzblatt Jahrgang 2005 Teil I Nr. 46, 28.07.2005, Bonn

[Oct] http://www.octave.com

[POek] Zeitschrift „Politische Ökologie 87 - 88 “, oekom verlag München, März 2004

[Prae] Praetorius, D.: „Skriptum Numerische Mathematik“, http://www.anum.tuwien.ac.at/~dirk/?open=num1

[Pro] Broschüre der Firma Pro solar, Ravensburg http://www.pro-solar.de/energietechnik/pdf/prospekt/puffersp.pdf

[Quas] http://www.volker-quaschning.de

[Re] Recknagel, H.; Sprenger, E.; Schramek, E.-R.: „Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik“, 68. Auflage, Oldenbourg Verlag, 1997

[Lade] http://www.krumbein.de/pro/schichtenspeicher/index_schichtenspeicher.htm

[Sci] http://scilabsoft.inria.fr/

[Sene] SenerTec Kraft-Wärme-Energiesysteme GmbH, Schweinfurt, 2005, http://www.senertec.de

[Solo] Firma Steinborn innovative Gebäude-Energieversorgung, Stuttgart, 2005, http://www.minibhkw.de/Stirling/Stirling.html

[Sorm] Sormann, H.: „Skriptum Numerische Methoden in der Physik “, http://itp.tugraz.at/LV/sormann/NumPhysik/Skriptum

[Ti] Tipler, P. A.: „Physik“, Spektrum Verlag, 1994

[TRN] TRaNsient SYstems Simulation program (TRNSYS), Solar Energy Laboratory, University of Winsconsin-Madison, http://sel.me.wisc.edu/trnsys/

[Turb] Turbec R&D AB, Malmö (Schweden), 2005, http://www.turbec.com/pdf/German\%20v.5\%20p.pdf

[UKi] http://www.chemiedidaktik.ipn.uni-kiel.de/1992_umweltbelastung/energ4d.htm

[Uph] Uphaus, F.: „Kommunikationssysteme für DEA “, Dissertation, Universität Dortmund, 2006

[UmBA] Landgrebe, J. et al.: „Anforderungen an die zukünftige Energieversorgung “, Umweltbundesamt, August 2003 http://www.umweltbundesamt.org/fpdf-l/2374.pdf

[Umw] http://www.umweltdatenbank.de

[Vail] Vaillant Deutschland GmbH & Co. KG, Remscheid, 2005, http://www.vaillant.de

[VDI1] VDI-Wärmeatlas: Berechnungsblätter für den Wärmeübergang, 5. erweiterte Auflage, VDI Verlag, 1988

[VDI2] VDI-Berichte 1874, 5. Fachtagung Brennstoffzelle 2005, Hamburg, 2005

[Wib] Wibbecke, R.: „Steigerung der Regelbarkeit von Systemen zur Mischwasserbereitung durch das Instrument der Kammermodellierung“, Dissertation, Universität Dortmund, 1992

[Wie] Wiesner, Th.: „Technische Aspekte einer großflächigen Integration dezentraler Energieversorgungsanlagen in elektrische Verteilungsnetze“, Dissertation, Universität Dortmund, 2001

[Wik] www.wikipedia.org

[Wilk] Wilkinson, J. H.; Reinsch, C.: „Linear Algebra “, Springer-Verlag, Berlin, 1971

[Wit] Wittwer, C.: „ColSim - Simulation von Regelungssystemen in aktiven solarthermischen Anlagen“, Dissertation, Institut für Industrielle Bauproduktion, Universität Karlsruhe, 1999

Lebenslauf

Name:	Roland Becker	
Geburtsdatum:	20.05.1977	
Geburtsort:	Bochum	
Familienstand:	ledig	
Schulausbildung:	1983 - 1987	Holte-Grundschule, Dortmund
	1987 - 1996	Adalbert-Stifter-Gymnasium, Castrop-Rauxel
Ersatzdienst:	1996-2002	Deutsches Rotes Kreuz, Kreisverband Dortmund
Studium:	1996 - 2001	Studium der Elektrotechnik an der Universität Dortmund
Berufstätigkeit:	seit 09/2001	Lehrstuhl für Energiesysteme und Energiewirtschaft
		Universität Dortmund