Deutsches Biomasseforschungszentrum
gemeinnützige GmbH

DBFZ

DBFZ REPORT NR. 39

Optimierte Regelungsstrategien für Pellet-Solar-Kombiheizanlagen zur Steigerung der Systemeffizienz bei gleichzeitiger Minimierung der Energiekosten

Dissertationsschrift
Daniel Büchner

in Zusammenarbeit mit: TECHNISCHE UNIVERSITÄT DRESDEN

IMPRESSUM

Herausgeber:
DBFZ Deutsches Biomasseforschungszentrum
gemeinnützige GmbH
Torgauer Straße 116
04347 Leipzig
Tel.: +49 (0)341 2434-112
Fax: +49 (0)341 2434-133
info@dbfz.de

Institutionelle Förderung:
Das Deutsche Biomasseforschungszentrum wird institutionell gefördert durch das Bundesministerium für Ernährung und Landwirtschaft aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages.

Gefördert durch:
Bundesministerium für Ernährung und Landwirtschaft
aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages

Geschäftsführung:
Prof. Dr. mont. Michael Nelles
(Wissenschaftlicher Geschäftsführer)
Daniel Mayer
(Administrativer Geschäftsführer)

DBFZ Report Nr. 39
Optimierte Regelungsstrategien für Pellet-Solar-Kombiheizanlagen zur Steigerung der Systemeffizienz bei gleichzeitiger Minimierung der Energiekosten
Leipzig: DBFZ, 2021
ISSN: 2197-4632 (Online)
ISBN: 978-3-946629-67-2

Autor:
Daniel Büchner

Bilder:
Sofern nicht am Bild vermerkt: DBFZ, Stefanie Bader (Karte), Titelbild groß: Uwe_Schlick/pixelio.de / Jan Gutzeit

Copyright:
Alle Rechte vorbehalten. Kein Teil dieser Broschüre darf ohne die schriftliche Genehmigung des Herausgebers vervielfältigt oder verbreitet werden. Unter dieses Verbot fällt insbesondere auch die gewerbliche Vervielfältigung per Kopie, die Aufnahme in elektronische Datenbanken und die Vervielfältigung auf CD-ROM.

Datum der Veröffentlichung:
15. Januar 2021

ANFAHRT:

Mit dem Zug: Ankunft Leipzig Hauptbahnhof; Straßenbahn Linie 3/3E (Richtung Taucha/Sommerfeld) bis Haltestelle Bautzner Straße; Straße überqueren, Parkplatz rechts liegen lassen und den Haupteingang des DBFZ (Haus 1, Torgauer Str. 116) benutzen. Bitte melden Sie sich am Empfang an.

Mit dem Auto: Über die Autobahn A 14; Abfahrt Leipzig Nord-Ost, Taucha; Richtung Leipzig; Richtung Zentrum, Innenstadt; nach bft Tankstelle befindet sich das DBFZ auf der linken Seite (siehe „... mit dem Zug“).

Mit der Straßenbahn: Linie 3/3E (Richtung Taucha/Sommerfeld); Haltestelle Bautzner Straße (siehe „... mit dem Zug“).

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikationen in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet unter der Adresse www.dnb.de abrufbar.

Optimierte Regelungsstrategien für Pellet-Solar-Kombiheizanlagen zur Steigerung der Systemeffizienz bei gleichzeitiger Minimierung der Energiekosten

Von der Fakultät für Maschinenwesen

der

Technischen Universität Dresden

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktoringenieur (Dr.-Ing.)

angenommene Dissertation

von

M. Eng. Daniel Büchner

geboren am 26.05.1977 in Ludwigsfelde

Tag der Einreichung:	30.03.2019
Tag der Verteidigung:	18.06.2020
Gutachter:	Prof. Dr.-Ing. Clemens Felsmann Prof. Dr.-Ing. Andreas Ortwein
Vorsitzender der Promotionskommission:	Prof. Dr. rer. medic. Hans-Peter Wiesmann

Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit untersucht die Möglichkeiten und Grenzen einer nachträglichen betriebswirtschaftlichen Optimierung von Pellet-Solar-Kombianlagen in Ein- und Zweifamilienhäusern. Besondere Beachtung galt dabei der Beantwortung der Frage, in wie weit gering- bzw. nicht-investiven Maßnahmen für eine signifikante Reduzierung der Betriebskosten ausreichend sein können. Anhand der Messdaten einer real existierenden Referenzanlage, welche im Rahmen eines Forschungsvorhabens (KombiOpt, FKZ: 22403113) untersucht wurde und im Wesentlichen aus einem Pelletkessel, einer solarthermischen Anlage sowie einem Wärmespeicher bestand, wurden allgemeingültige Ansätze für einen kosteneffizienten Anlagenbetrieb ermittelt.

Ein besonderes Augenmerk lag auf der Ableitung von universellen Optimierungsansätzen, die sich möglichst mittels vorhandener Technik umsetzen lassen. Mithilfe einer Anlagensimulation wurde die untersuchte Referenzanlage vollständig abgebildet und für verschiedene Regelungsparameter Sensitivitätsanalysen zur Abschätzung des Einflusses einzelner Parameter auf die Betriebskosten und die Anlageneffizienz durchgeführt. Neben der detaillierten Beschreibung der entwickelten Simulationsmodelle enthält die Arbeit eine umfangreiche Analyse des Einflusses der verschiedenen Parameter auf das Betriebsverhalten und die Effizienz der Beispielanlage.

Die Untersuchungen zeigen unter anderem, dass eine Anpassung der Kesselwassersolltemperatur und der Kesselleistung an den tatsächlichen Heizenergiebedarf eine wichtige Voraussetzung für einen kosteneffizienten Kesselbetrieb sind. Die möglichst optimale Nutzung der Restwärme, die beim Kesselstopp noch im Kesselkörper und -wasser gespeichert ist, hat ebenfalls einen großen Einfluss auf die Betriebskosten. Darüber hinaus konnte gezeigt werden, dass es möglich ist, die Betriebskosten bestehender Kombianlagen unter Verwendung vorhandener Technik deutlich zu senken und somit einen wichtigen Beitrag zum effizienten und ressourcenschonenden Wärmeversorgung zu leisten.

Die entwickelte Methodik ist grundsätzlich auch für andere Pellet-Solar-Kombianlagen anwendbar. Allerdings kann es je nach Kesseltyp und Regelungsansatz des Herstellers passieren, dass nicht alle der untersuchten Maßnahmen zur Verfügung stehen. Dadurch wird eine kostengünstige Nachrüstung in der Praxis zumindest derzeit noch durch das Fehlen von standardisierten Datenpunkten erschwert. Hier fehlt derzeit noch ein Standard, der einen automatischen Schreib- und Lesezugriff auf die benötigten Register bzw. Datenpunkte erlaubt. Vor diesem Hintergrund und dem großen Einsparpotenzial der untersuchten Maßnahmen scheint eine entsprechende Standardisierung mehr als geboten.

Abstract

The intention of this work is the development of a methodology to reduce the operating costs of already existing pellet-solar-combisystems installed in single- or multi-family houses. This methodology should be implemented by using mainly existing equipment and require only minimum additional costs and it should furthermore be characterized by a high level of transferability. The work based on data measured during a research project (KombiOpt, FKZ: 22403113) by the partner EIFER on a combisystem, mainly consisting of a wood pellet boiler, a solar thermal collector and a central heat storage.

A reference combisystem was simulated using transient system simulation. Based on measurements performed on the pellet boiler in the laboratory, a wood pellet boiler model was adapted to for the precise simulation of the boiler start-ups and the combustion process. A storage and a collector model has been parametrized based on continuously measured data from the evaluated combisystem. Additional models have been developed to cover the functionalities of the whole combisystem.

Simulations have been performed for three different optimization approaches. The first approach was a fixed optimization of single parameter. A sensitivity analysis of 11 parameters has been carried out to identify the most relevant ones in terms of operating costs; the second approach was a combination of the parameters with the biggest impact on the annual costs and the third approach was a dynamical optimization of the control parameters. A clear potential for improvements has been detected for all approaches. This was mainly achieved by a better adaption of the boiler water set-temperature and the current boiler power according to the actual requirements of the heating system. An optimal usage of the residual heat stored in the boilers body at the end of the boiler operation was also identified as very important for a cost efficient operation.

All identified optimization measures can be implemented in existing installations without expensive investments. The evaluation of the different measures can be done using several indicators that show a strong correlation with the operating costs. Since the absolute values are not significant, only the relative change of the indicators has to be taken into account. This makes the approaches universally suitable for pellet-solar-combisystems. However, the installed boiler model and the communications protocol used by the manufacturer will have a big influence on the practical application. The current lack of standardized external access possibilities and writable data points significantly hampers the implementation.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung ..... **III**

Abstract ..... **IV**

1 Einleitung **1**

1.1 Ziele der Arbeit 3
1.2 Beschreibung der untersuchten Referenzanlage 4
1.3 Aufbau der Arbeit 7

2 Regelung von Verbundheizanlagen **9**

2.1 Pelletkessel 10
2.2 Solarkollektoren 13
2.3 Heizkreise 14
2.4 Trinkwassererwärmung 16
2.5 Kombispeicher 16
2.6 Externer Zugriff und Interaktion 18

3 Optimierung von Heizungsanlagen **19**

3.1 Grundlagen 19
3.1.1 Allgemeines 19
3.1.2 Pellet-Solar-Kombianlagen 20
3.1.3 Numerische Lösungsverfahren 21
3.2 Optimierungsmaßnahmen an der Referenzanlage 23
3.2.1 Betriebliche Einzelmaßnahmen 24
3.2.2 Numerische Anlagenoptimierung 27
3.3 Vorgehensweise 31

4 Entwicklung der Simulationsmodelle **33**

4.1 Pelletkessel (Type 212) 35
4.1.1 Energetische Bilanzierung 36
4.1.2 Brennstoffeigenschaften 37
4.1.3 Modellierung des Glutbettes 38
4.1.4 Betriebsmodi 39
4.1.5 Pumpenregelung 40
4.1.6 Kesselstart 40
4.1.7 Stationärer Kesselbetrieb 46
4.1.8 Parametrierung der Wärmeübergangs- und Verlustkoeffizienten 47
4.1.9 Evaluierung des Kesselreglers 49
4.2 Wärmespeicher (Type 340) 50
4.3 Solarthermische Anlage (Type 1a) 55
4.4 Heizungsregler (Type 279) 55
4.5 Wärmesenken (Type 278) 59
4.6 Trinkwarmwasserentnahme 61
4.7 Gesamtsystem 61

5 Die Optimierung der Referenzanlage **63**

5.1 Anmerkungen zur Feldanlage ... 63
5.1.1 Energetische Bilanzierung ... 63
5.1.2 Pelletkessel ... 66
5.1.3 Solarkreisregelung ... 69
5.2 Ergebnisse der Anlagensimulationen ... 69
5.2.1 Sensitivitätsanalyse ausgewählter Regelungsparameter ... 75
5.2.2 Kombination mehrerer Einzelmaßnahmen ... 80
5.2.3 Parameteroptimierung mittels GenOpt ... 80
5.3 Wetter- und Lastprognose ... 83
5.3.1 Wetterprognosen ... 83
5.3.2 Prognose des Heizenergiebedarfs ... 86

6 Bewertung und Diskussion der Ergebnisse ... 89

6.1 Bewertung der untersuchten Optimierungsmaßnahmen ... 89
6.1.1 Wochenweise Bilanzierung ... 89
6.1.2 Wiederholbarkeit der Simulation ... 91
6.1.3 Skalierung auf Jahreswerte ... 92
6.1.4 Fehlerabschätzung ... 94
6.2 Anmerkungen zur praktischen Umsetzung ... 95
6.2.1 Schnittstellen ... 95
6.2.2 Modulationsbereich des Pelletkessels ... 96
6.2.3 Lastverschiebepotenzial ... 97
6.3 Diskussion der Ergebnisse ... 98
6.3.1 Allgemeine Bewertung der Methodik ... 98
6.3.2 Übertragbarkeit der Vorgehensweise ... 99
6.3.3 Quo vadis Kesseldimensionierung ... 101
6.3.4 Ableitung von allgemeinen Regelstrategien für hierarchische Leitsysteme ... 102
6.3.5 Bewertung der erzielten Effekte ... 104

7 Zusammenfassung und Ausblick ... 109

7.1 Ergebnisse ... 109
7.1.1 Modellierung des Pelletkessels ... 109
7.1.2 Optimierende Maßnahmen an der Referenzanlage ... 110
7.1.3 Grenzen der Optimierung ... 111
7.2 Gesamtbewertung ... 112
7.3 Ausblick ... 113

8 Glossar ... 115

9 Literaturverzeichnis ... 121

Abbildungsverzeichnis ... 127

Tabellenverzeichnis ... 130

Formelzeichen und Abkürzungen ... 132

Anhang ... 137

1 Einleitung

Der Wunsch, Energie effizienter einzusetzen, stellt auch neue Anforderungen an das gesamte Wohnumfeld. Sichtbar wird der wachsende Trend zu mehr Energieeffizienz im Eigenheimbau und der Modernisierung von Wohnimmobilien. Um sowohl den fossilen Primärenergieverbrauch als auch die CO_2-Emissionen im Gebäudebestand zu senken, werden neben baukonstruktiven Lösungen, wie beispielsweise der energetischen Sanierung der Gebäudehülle, zunehmend auch Maßnahmen an Heizungsanlagen durch Umrüstung auf den Einsatz erneuerbarer Energieträger realisiert. Deren Nutzung, beispielsweise durch Pelletheizungen, stellt eine erprobte und marktreife Alternative zur klassischen Öl- oder Gasheizung dar und ist daher eine wesentliche Säule einer klimaneutralen Energieversorgung.

Mit einem Bestand von etwa 12 Millionen installierten Feuerungsanlagen (Einzelraumfeuerungen und Zentralheizkessel) leistet die Verbrennung von Holz einen wichtigen Beitrag bei der Versorgung von privaten Haushalten mit Raumwärme und Trinkwarmwasser [1]. Im Jahr 2016 lag der Beitrag der festen Biomasse an der Wärmebereitstellung aus erneuerbaren Energien in privaten Haushalten in Deutschland bei etwa 64 TWh [2]. Das entspricht ungefähr 42 % der gesamten Wärmebereitstellung aus erneuerbaren Energien [2]. Ende 2017 waren in Deutschland ca. 280 000 automatisch beschickte Pelletkessel mit Nennleistungen bis maximal 100 kW_{th} installiert [3]. Allerdings war der jährliche Zubau von Pelletkesseln in den Jahren 2013 bis 2016 stark rückläufig (Bild 1). In den vergangenen beiden Jahren ist der jährliche Zubau wieder angestiegen.

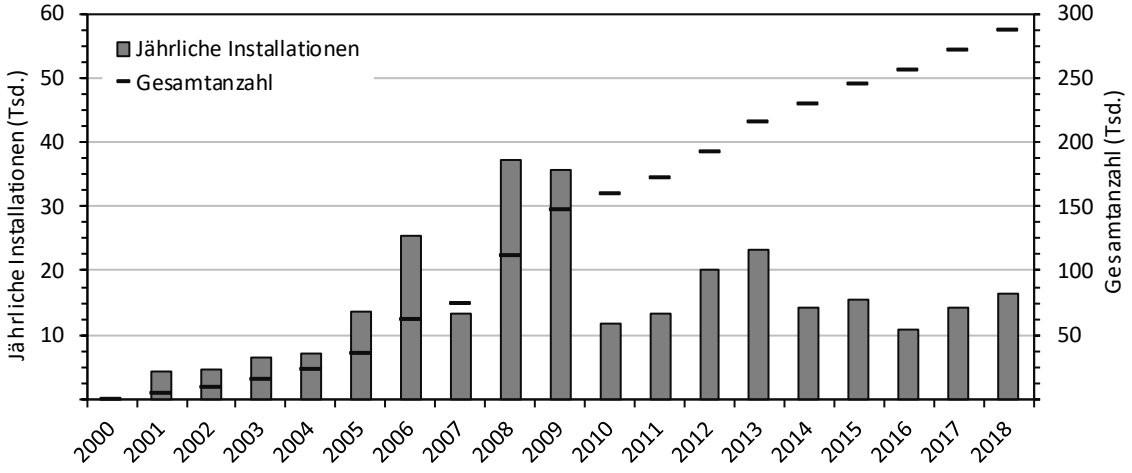

Bild 1: Jährlicher Zubau und Entwicklung des Anlagenbestandes an Pelletkesseln mit einer Nennleistung kleiner 101 kW (einschließlich wasserführender Öfen) [3]

Allerdings verursacht der verstärkte Einsatz von Holz zunehmend auch emissionsseitige Herausforderungen. Nach Aussage des Umweltbundesamtes übersteigen die Feinstaubemissionen (PM_{10}) aus kleinen Holzfeuerungsanlagen in Deutschland mit etwa 18 Tausend Tonnen pro Jahr mittlerweile die aus den Motoren von Lkw und Pkw [4]. Dieser Entwicklung versucht der Gesetzgeber mit einer zunehmenden Verschärfung der Grenzwerte für luftgetragene Emissionen im Rahmen wiederkehrender Messungen auf Basis der 1. Bundes-

immissionsschutzverordnung (1. BImSchV) entgegenzuwirken. Neben den Emissionen von Holzfeuerungen rückt auch die Effizienz der Energieerzeugung in den Fokus des öffentlichen Interesses [5, 6]. Während sich die Wirkungsgrade von Holzfeuerungen unter Prüfbedingungen seit den 1980-er Jahren von etwa 55 % auf mehr als 93 % erhöht haben [7], lässt sich dieser Trend bei den real gemessenen Nutzungsgraden nicht im gleichen Maße bestätigen. Aktuelle Untersuchungen zeigen, dass sich die Nutzungsgrade von automatisch beschickten Holzfeuerungen in der Praxis in einem Bereich zwischen 65 % und 85 % bewegen und vielfach unterhalb von 80 % liegen [8, 9] und haben darüber hinaus gezeigt, dass die Effizienz von Pelletkesseln dabei sehr stark vom Betriebsregime abhängig ist [9–11]. Vor allem der Schwachlastbetrieb mit sehr niedrigen Leistungen, schnelle Lastwechsel sowie der taktende Betrieb mit häufigen Start-Stopp-Wechseln werden dabei als die wesentlichen Gründe genannt. Daraus lassen sich zwei wesentliche Erkenntnisse ableiten.

1) Pelletkessel müssen auch im realen Betrieb Nutzungsgrade und Emissionen im Bereich der Typenprüfung erreichen, um auch zukünftig eine Daseinsberechtigung zu besitzen. Dafür bedarf es neben der optimierten Einbindung in die Wärmeversorgung der Gebäude auch weiterer technischer Innovationen.
2) Nach Bild 1 sind derzeit annähernd 80 % der installierten Pelletkessel fünf Jahre oder älter und werden, bei Unterstellung einer Lebensdauer von 20 Jahren, noch mindestens 10 weitere Jahre betrieben werden. Für eine effiziente und emissionsarme Wärmeversorgung ist es demnach erforderlich, auch das Optimierungspotenzial bestehender Biomassefeuerungen zu identifizieren und mit möglichst kostengünstigen Maßnahmen zu erschließen.

Die Regelung von pelletbasierten Heizsystemen im Leistungsbereich unterhalb 100 kW_{th} wird üblicherweise von der Regelung des Pelletkessels übernommen. Der dort integrierte Heizungsregler regelt dabei anhand der verfügbaren Messdaten sowie vorgegebener Parameter die verschiedenen Regelkreise der Heizungsanlage. Im Unterschied zu Großanlagen mit mehreren 100 kW Leistung werden bisher gerade in privaten Haushalten vergleichsweise simple Regelungssysteme eingesetzt. Solche Systeme sind nicht in der Lage, prädiktiv auf interne und externe Einflüsse (z.B. eine Überhitzung des Gebäudes infolge solarer Strahlungsenergie) zu reagieren und überwachen ausschließlich die Einhaltung von Grenzwerten und Betriebsparametern. Darüber hinaus berücksichtigen sie das Nutzerverhalten praktisch nicht und sind selten auf das thermische Verhalten des Gebäudes abgestimmt. Die Prozessführung solcher Systeme kann aufgrund der beschriebenen Einschränkungen nicht optimal umgesetzt werden [12]. Außerdem hängt die Effizienz besagter Anlagen bisher sehr stark von den Fähigkeiten des Planers beziehungsweise des Installateurs ab. Eine Überprüfung und Anpassung der Betriebsparameter erfolgt nach der Installation meist nur beim Auftreten größerer Störungen. Weiterhin erschweren in bestehenden Gebäude oftmals anzutreffende, historisch gewachsenen Patchwork-Installationen, als Mix verschiedener Komponenten und Installationszeitpunkte, einen effizienten Anlagenbetrieb. Dieser ist allerdings für den Hausbesitzer bisher aufgrund fehlender Messtechnik kaum erkennbar.

Eine mögliche Lösung für diese Herausforderungen ist die Implementierung einer diskret-kontinuierlichen Optimalsteuerung. Dabei werden für jeden Zeitschritt die zur Minimierung einer im Vorfeld definierten Zielfunktion erforderlichen, zeitabhängigen Steuer- und Regelfunktionen ermittelt [13]. Bei der Betriebsoptimierung von wärmeliefernden Kombianlagen werden üblicherweise zu jedem Optimierungsschritt die Kosten für den Einsatz der verschiedenen Wärmeerzeuger sowie mögliche Strafkosten für den Anlagenbetrieb ohne Wärmeerzeugung ermittelt. Für dieses Vorgehen sind allerdings detaillierte Kenntnisse über die Einflüsse der unterschiedlichen Randbedingungen auf die Kosten der einzelnen Anlagenkomponenten unerlässlich. Die Möglichkeiten und Grenzen der dynamischen Betriebsoptimierung von Verbundheizanlagen werden in der Praxis ganz wesentlich durch (i) Anzahl und Typ der verfügbaren Wärmeerzeuger, (ii) die vom Pufferspeicher limitierten Flexibilisierungsoptionen, (iii) die Charakteristik des Pelletkessels und anderer aktiver Wärmeerzeuger sowie (iv) der Genauigkeit der für die Ermittlung der Steuer- und Regelfunktionen verwendeten linearen oder nicht-linearen Prozessmodelle[1] beeinflusst.

1.1 Ziele der Arbeit

Die vorliegende Arbeit hat die Identifikation optimaler Regelungsstrategien zum Ziel, die grundsätzlich auch als nicht- bzw. gering-investive Nachrüstlösung für Ein- und kleine Zweifamilienhäuser mit bereits vorhandener Pellet-Solar-Kombianlage[2] geeignet sind. Das Regelungskonzept wird anhand der Messdaten einer real existierenden Referenzanlage entwickelt, welche im Wesentlichen aus einem Pelletkessel, einer solarthermischen Anlage sowie einem Wärmespeicher besteht. Aufgrund unzureichender Messdaten wird dabei auf eine Untersuchung der angepassten Raumtemperaturregelung verzichtet. Hier wird auf andere Arbeiten, wie z.B. [14–16] verwiesen. Die bedarfsgebundenen Kosten solcher Hybridsysteme werden von den Brennstoffkosten für den Betrieb des Pelletkessels dominiert und beinhalten darüber hinaus einen geringen Anteil für die elektrische Hilfsenergie. Von daher ist es erforderlich:

- die solarthermische Anlage vorrangig einzusetzen,
- die Wärmespeicherverluste und Einsatzzeiten des Pelletkessels zu senken und dabei
- die Emissionen des Pelletkessels im Vergleich zum Ausgangszustand nicht ansteigen zu lassen und
- den Nutzungsgrad des Pelletkessels im Vergleich zum Ausgangszustand nicht soweit sinken zu lassen, dass die Veränderungen in steigenden Brennstoffkosten führen.

Die Regelungsstrategien sollen später in einem hierarchischen Leitsystem umgesetzt werden. Dieses besteht aus mehreren untergeordneten, meist proprietären Regelkreisen (Pelletkessel,

---

[1] Als Prozessmodelle werden mathematische Modelle bezeichnet, die die zeitabhängigen Prozesse und Zustandsänderungen eines Systems auf der Grundlage realer physikalischer Gesetzmäßigkeiten sowie empirisch-statistischer Zusammenhänge beschreiben.

[2] Die sicherheitsrelevanten Funktionen des Pelletkessels sowie die eigentliche Verbrennungsregelung werden durch das übergeordnete Regelsystem nicht beeinflusst.

Solaranlage, Heizkreise etc.), die mit einem übergeordneten Energiemanagementsystem gekoppelt werden. Die optimierte Prozessführung soll ausschließlich in das übergeordnete System integriert werden, das seinerseits die Betriebsweise der untergeordneten Regelkreise koordiniert.

Die vorliegende Arbeit nimmt dabei eine umfassende Charakterisierung von realisierbaren Kosteneinsparungen an bestehenden Anlagen mit Hilfe von Simulationen und mathematischen Optimierungen vor. Durch die sowohl singuläre als auch integrative Bewertung der verschiedenen Maßnahmen soll deren Einfluss auf die bedarfsgebundenen Kosten im Vergleich zu einem Ausgangszustand mit einer konventionellen Regelung quantifiziert werden.
Das vorrangige Ziel der Arbeit ist die Ermittlung der maximal möglichen jährlichen Kosteneinsparung, die sich bei einer bestehenden Anlagenkonfiguration durch den Einsatz eines übergeordneten Leitrechners erzielen lässt. In Tab. 1 sind die durchgeführten Untersuchungen zur Ableitung optimaler Regelungsstrategien mit den dazugehörigen Eigenschaften dargestellt. Weitere Details zur Vorgehensweise finden sich in Abschnitt 3.2.

Tab. 1: Darstellung der vorgenommenen Untersuchungen

Bez.	Variation konstanter Einzelparameter	Variation konstanter Parameterkombination	Dynamische Optimierung
Ziel	- Ermittlung jährlicher Kosten und Kosteneinsparungen - Priorisierung und Auswahl der kosteneffizientesten Parameter - Ableitung von vorrangigen Parametereinstellungen	- Ermittlung jährlicher Kosten und Kosteneinsparungen - Priorisierung und Auswahl der kosteneffizientesten Parameterkombination - Ableitung von vorrangigen Parametereinstellungen	- Ermittlung der Kosten und Kosteneinsparungen bei einer Dynamisierung der Regelungsparameter - Ableitung von allgemeinen Regelungsstrategien
Vor-gehen	- Simulation ganzer Jahre mit Variationen einzelner Regelungsparameter	- Simulation ganzer Jahre mit Variationen einzelner Regelungsparameter	- Optimierung von drei Referenzwochen durch dynamische Variation verschiedener Regelungs-parameter

1.2 Beschreibung der untersuchten Referenzanlage

Für die Untersuchungen im Rahmen der Arbeit wird auf reale Daten eines Einfamilienhauses im Raum Karlsruhe zurückgegriffen. Das Gebäude wurde 1958 erbaut und im Jahr 2004 letztmalig umfangreich energetisch saniert. Im Rahmen der Sanierung wurde das vorhandene Gebäude um einen Neubau ergänzt (in Bild 2 links dargestellt), der auf der bereits vorhandenen Garage errichtet wurde. Bedingt durch die Hanglage ist das Kellergeschoss weitestgehend von Erdreich umschlossen (in Bild 2 braun dargestellt).

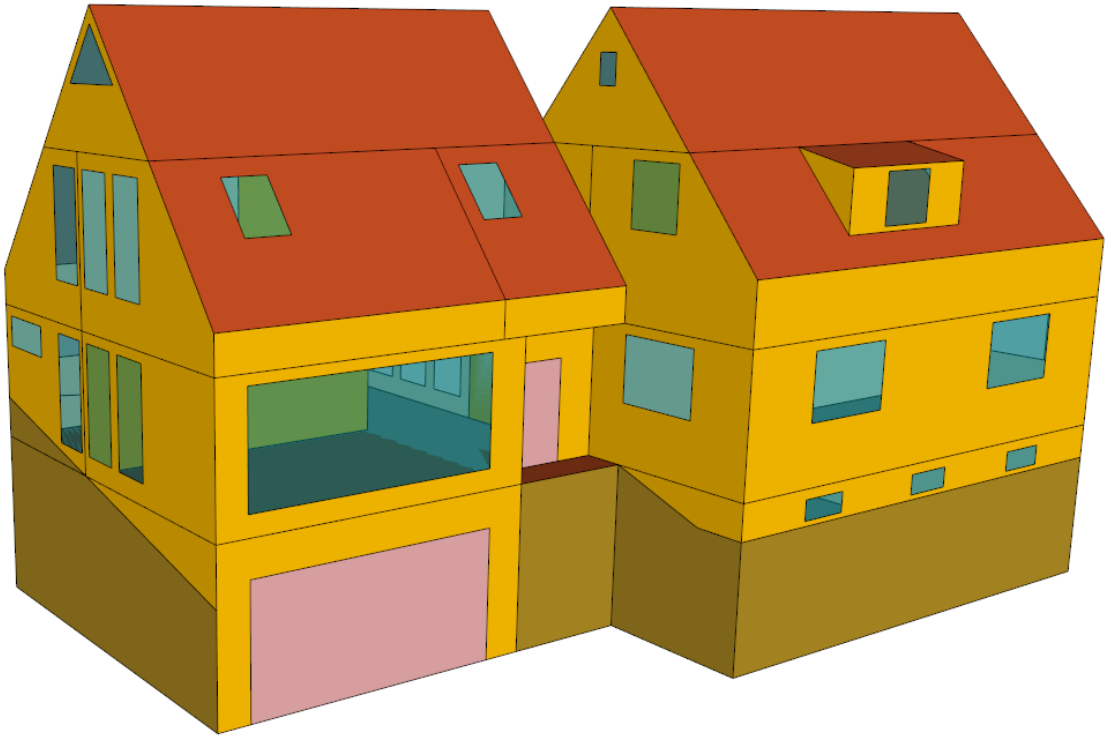

Bild 2: 3D-Modell des Referenzgebäudes erstellt in Google Sketchup (Auf der linken Seite befindet sich der Anbau, errichtet auf der originalen Garage. Auf der rechten Seite ist der Altbau dargestellt.)

Das gesamte Objekt besteht aus zwei verbundenen Gebäudeteilen mit insgesamt 23 Räumen. Das Kellergeschoss ist dabei komplett unbeheizt und beinhaltet neben der Garage im Anbau auch den Heizungsraum, der sich im Altbau befindet. Die Kellerdecken sind in beiden Gebäuden gedämmt. Das Erdgeschoss im Altbau umfasst fünf, das im Anbau drei Räume. Im ausgebauten Dachgeschoss befinden sich sechs (Bestand) bzw. vier (Anbau) Räume. Die Garage besitzt eine lichte Höhe von 3,1 m und sämtliche anderen Räume im Bestandsgebäude und im Neubau weisen Raumhöhen von 2,5 m auf. Insgesamt ergibt sich eine beheizte Grundfläche von 238,4 m² (Altbau: 115,8 m², Neubau: 122,6 m²) mit einem umbauten Volumen von 952,6 m³.

Der witterungsbereinigte Energieverbrauch zur Raumheizung beträgt im Untersuchungszeitraum zwischen März 2016 und Februar 2017 16,7 MWh/a zzgl. des Bedarfs zur Trinkwassererwärmung von 1,1 MWh/a. Das Trinkwarmwassersystem ist darüber hinaus mit einer Zirkulationsleitung versehen, die im Rahmen der Feldmessung nicht messtechnisch erfasst wurde. Die Zirkulationspumpe ist dabei täglich zwischen 5:00 und 8:00 sowie von 15:00 bis 21:00 aktiv. Die ungedämmte Zirkulationsleitung ist teilweise unterhalb der Decke der unbeheizten Garage angebracht.

Bei einer beheizten Grundfläche beider Gebäudeteile von 238,4 m² ergibt sich ein witterungsbereinigter[3], spezifischer Energieverbrauch zur Raumheizung von 59 kWh/m²a (Altbau:

[3] Die Witterungsbereinigung erfolgte auf Basis der vom Institut Wohnen und Umwelt (IWU) für den Standort Rheinstetten und den Zeitraum März 2016 bis Februar 2017 veröffentlichten Korrekturfaktoren von 1,11 (www.iwu.de/fileadmin/user_upload/dateien/energie/werkzeuge/Gradtagszahlen_Deutschland.xls).

93 kWh/m²a, Neubau: 28 kWh/m²a). Im Bestandsgebäude sind Radiatoren installiert, während im neu errichteten Anbau eine Fußbodenheizung vorhanden ist. Pelletkessel und Kombispeicher befinden sich im unbeheizten Keller des Bestandsgebäudes. Dort befindet sich auch der Verteiler für die beiden Heizkreise. Im Zuge der Sanierung wurden der Fußboden- und der Radiatorkreis an denselben Verteiler angeschlossen. Aufgrund der fehlenden Anschlussmöglichkeiten am vorhandenen Wärmespeicher lässt sich der Fußbodenheizkreis nicht direkt an den Speicher anschließen. Der Kesselkreis benutzt für die Beladung des Kombispeichers separate Anschlussstutzen, die sich auf derselben Höhe der Anschlüsse für die Heizkreise befinden.

Die solarthermische Anlage ist ebenerdig in Ständerbauweise ausgeführt. Die 5 Flachkollektoren sind mit einer Neigung von 50° nach Süden ausgerichtet. Die gesamte Aperturfläche beträgt ca. 12 m². Im Vorfeld der Messungen wurde das Solarfluid vollständig ausgetauscht. Für die zentrale Wärmespeicherung kommt ein Tank-in-Tank Kombispeicher zum Einsatz. Das Puffervolumen beträgt 840 Liter, der Trinkwarmwasserbereich verfügt über ein Volumen von 135 Liter. Die zentrale Wärmeerzeugung wird von einem Pelletkessel mit einer Nennwärmeleistung von 15 kW übernommen. Zu Beginn der Untersuchungen wurde der Pelletkessel vom Hersteller gründlich gereinigt und hardware- und softwareseitig auf den neuesten Stand gebracht. Dazu wurden der Brennteller und der Feuerungsautomat gegen die neuesten Versionen ausgetauscht und zusätzlich die neueste Version der Regelungssoftware installiert. Für die Modellerstellung wurde am Deutschen Biomasseforschungszentrum (DBFZ) der baugleiche Kesseltyp mit demselben Softwarestand auf dem Versuchsstand installiert und vermessen.

Der Pelletkessel verfügt über eine automatische Zündeinrichtung (elektrischer Heizstab) und eine automatische Entaschung. Darüber hinaus werden die Wärmeübertragerrohre regelmäßig automatisch gereinigt. Die Holzpellets werden mittels pneumatischer Fördereinrichtung vom Gewebetank zum Tagesbehälter transportiert. Von dort werden sie mit einer Förderschnecke von unten in die Brennkammer (Unterschubfeuerung) eingeschoben. Für die messtechnische Erfassung des Brennstoffverbrauchs sind unter dem Gewebetank Wägezellen angebracht. Zwei drehzahlgeregelte Gebläse sorgen für den erforderlichen Unterdruck in der Brennkammer und die Zufuhr der Primär- und Sekundärluft.

Das hydraulische Schema und die vorhandenen Messstellen der Referenzanlage sind in Bild 3 dargestellt. Die Bilanzierung der beiden Heizkreise mittels Q_{HK1} und Q_{HK2} erfolgt jeweils hinter den Heizkreismischern. Die Bilanzierung von Q_{PK}, Q_{RH}, Q_{SK}, und Q_{TWW} erfolgt jeweils in einer Entfernung von etwa einem Meter zum zentralen Wärmespeicher. Die Zirkulationsverluste wurden im Rahmen des Forschungsvorhabens nicht messtechnisch erfasst.

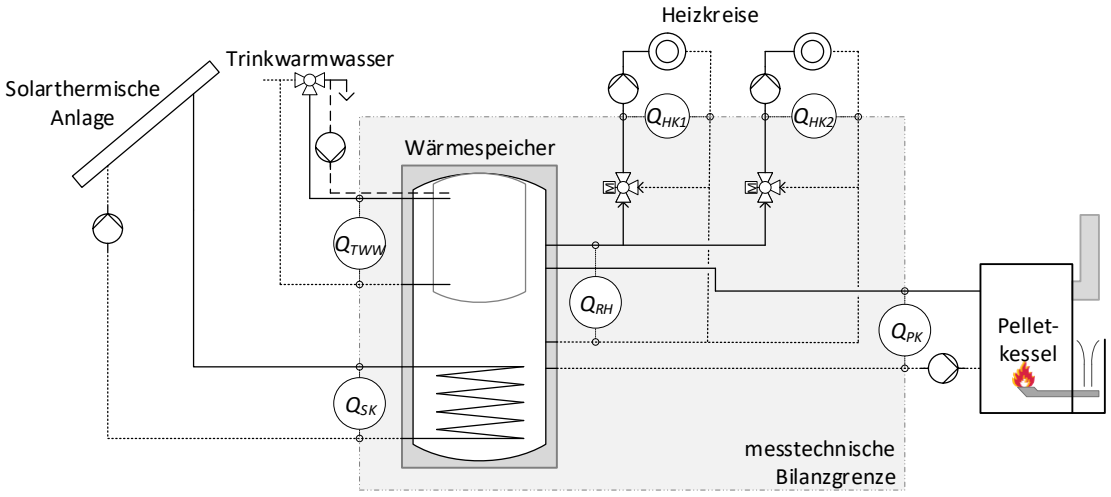

Bild 3: Hydraulisches Schema der Referenzanlage mit Lage und Bezeichnung der Messstellen, die für die wasserseitige Bilanzierung verwendet wurden und der verwendeten Bilanzgrenze (An den aufgeführten Messstellen werden neben der Gesamtwärmemenge jeweils zusätzlich die aktuellen Werte der Leistung, des Massestroms, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Differenz zwischen Vor- und Rücklauf erfasst.)

1.3 Aufbau der Arbeit

Die vorliegende Arbeit unterteilt sich in sieben Kapitel. Im Anschluss an die Einleitung wird in Kapitel 2 der Stand der Technik bei der Regelung von Pellet-Solar-Kombianlagen beschrieben. Neben der Beschreibung der gängigsten Regelungskonzepte werden für die verschiedenen Anlagenkomponenten die Energiebilanzen aufgestellt und zusätzlich die wesentlichen Parameter hinsichtlich ihrer Eignung für einen Zugriff durch einen übergeordneten Leitrechner bewertet.

Die Beschreibung der Optimierungsaufgabe und deren numerische Lösung erfolgt in Kapitel 3. Darüber hinaus werden dort die ökonomischen und energetischen Bewertungskriterien definiert. Im zweiten Teil des Kapitels erfolgt die Beschreibung der untersuchten betrieblichen Optimierungsmaßnahmen.

In Kapitel 4 werden die für die Entwicklung der Regelungsstrategie neu- oder weiterentwickelten Simulationsmodelle beschrieben und parametriert. Die Quelltexte und festgelegten Parameter der verschiedenen Komponenten finden sich dabei, falls es für das Verständnis erforderlich ist, direkt in diesem Kapitel.

Die anhand einer dynamischen Gebäudesimulation durchgeführten Optimierungsmaßnahmen werden in Kapitel 5 präsentiert. Dabei wird im ersten Teil die modellierte Gesamtanlage mit den Messdaten der Referenzanlage verglichen und die Qualität der Modellierung bewertet. Im zweiten Teil werden die Ergebnisse der Optimierungen dargestellt.

In Kapitel 6 werden die Untersuchungsergebnisse diskutiert und die Robustheit der gefundenen Lösung bei sich ändernden Randbedingungen sowie die Übertragbarkeit in die Praxis beschrieben.

Kapitel 7 fasst die Ergebnisse zusammen und gibt einen Ausblick.

Im Glossar werden wichtige Fachbegriffe und Kennzahlen, die für das Verständnis der Arbeit von Bedeutung sind beschrieben. Sämtliche Verzeichnisse befinden sich ebenfalls am Ende.

2 Regelung von Verbundheizanlagen

In den folgenden Abschnitten wird der Stand der Technik der Regelungstechnik für typische Verbundheizanlagen im Allgemeinen sowie für häusliche Pellet-Solar-Kombisysteme im Speziellen beschrieben. Dabei werden für jede Prozesskomponente die wichtigsten Betriebsparameter aufgelistet. Diese werden in Parameter erster und zweiter Ordnung sowie in abhängige Parameter unterteilt. Parameter erster Ordnung lassen sich vom übergeordneten Leitsystem aktiv und dynamisch den Erfordernissen anpassen, während sich Parameter zweiter Ordnung über entsprechende Parameteranpassungen im Heizungsregler in der Regel durch Servicetechniker nur händisch anpassen lassen. Die abhängigen Parameter umfassen sämtliche internen oder externen Größen, die sich weder händisch noch von einem übergeordneten Leitsystem dynamisch ändern lassen.

Pellet-Solar-Kombianlagen im Leistungsbereich kleiner 50 kW (Nennwärmeleistung des Pelletkessels) bestehen meist aus den Komponenten (a) Pelletkessel (einschließlich Brennstofflager, Zuführsysteme etc.), (b) solarthermische Anlage (c) einem oder mehreren Heizkreisen, (d) der Trinkwassererwärmung, (e) einem oder mehreren Wärmespeichern und (f) einem Regelungssystem, das unter Umständen auch aus mehreren voneinander unabhängigen Regelkreisen bestehen kann.

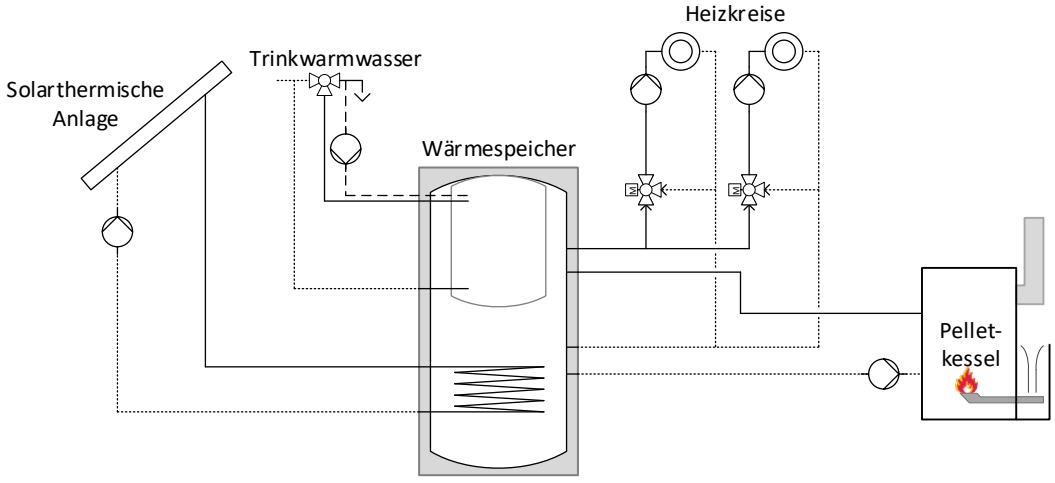

Bild 4: Hydraulisches Schema einer typischen Pellet-Solar-Kombianlage

Der Anschluss des Pelletkessels und der Heizkreise an den Speicher erfolgt üblicherweise mit vier separaten Anschlüssen (Bild 5, Links) oder die Beladung durch den Pelletkessel und die Entnahme durch den Heizkreis erfolgen alternativ über einen gemeinsamen Anschluss (Bild 5, Mitte). In diesem Fall wird nur der Anteil an der vom Kessel bereitgestellte Wärme in den Speicher geladen, der nicht für die Raumheizung benötigt wird. Zur Reduzierung der Mischungsverluste benutzen der Heizkreis- und der Kesselrücklauf auch in diesem Fall separate Anschlüsse. Eine weitere Verschaltung ist auf der rechten Seite dargestellt. Hier lassen sich die unteren Anschlussstutzen über entsprechende Ventile umschalten. Damit lässt sich das nutzbare Puffervolumen dynamisch anpassen. Eine alternative Ausführung wäre der Einsatz eines zweiten

Pufferspeichers. Auf die Darstellung der unterschiedlichen Ausführungen der Be- und Entladung innerhalb des Speichers wird in den folgenden Abbildungen verzichtet.

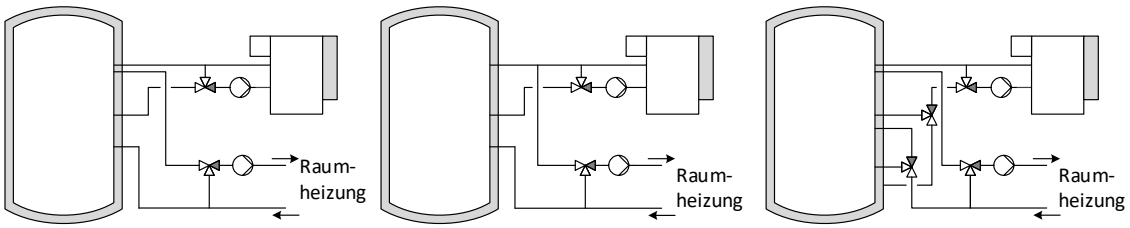

Bild 5: Nicht maßstabsgerechte Darstellung hydraulischer Konzepte für den Anschluss des Pelletkessels und der Heizkreise an den Wärmespeicher (Links: Kesselkreis und Heizkreis separat mit Speicher verbunden, Mitte: Kesselkreisvorlauf mit Speicher und Heizkreisvorlauf verbunden, Rechts: Kesselkreis und Heizkreis können variables Puffervolumen nutzen)

Für die Trinkwassererwärmung kommt meist eines der in Bild 6 dargestellten Systeme zum Einsatz. Bei den beiden links dargestellten Konzepten erfolgt die Erwärmung des Trinkwassers im zentralen Wärmespeicher. Im Durchlaufsystem (ganz links dargestellt) wird das Trinkwasser erst im Bedarfsfall zentral erwärmt und zu den Zapfstellen gefördert. Im Unterschied dazu, wird das erwärmte Trinkwasser im mittleren Konzept in einem innenliegenden Speicher vorgehalten. Bei einer Frischwasserstation wird das heiße Heizungswasser zu den Zapfstellen geleitet und erwärmt erst dort das kalte Trinkwasser.

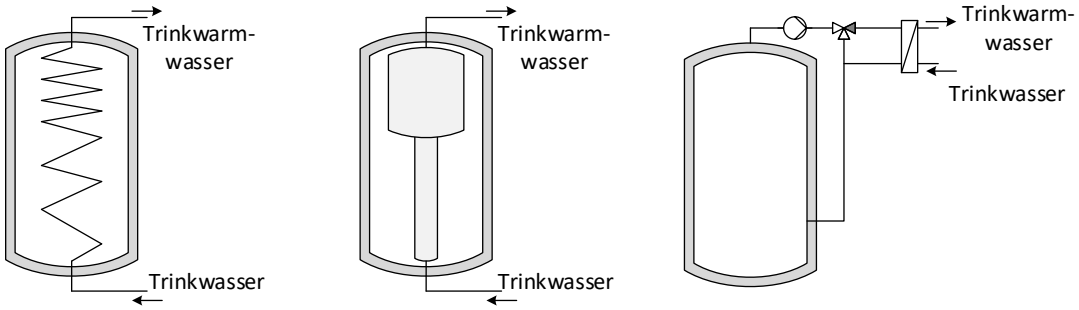

Bild 6: Grundkonzepte der Trinkwassererwärmung eines Kombisystems (Links: Durchlaufsystem mit innenliegenden Wärmeübertragerrohr, Mitte: Tank-in-Tank System, Rechts: externe Frischwasserstation)

Die Einbindung des Solarkreises erfolgt in der Praxis üblicherweise mit einem separaten Wärmeübertrager, der sich im unteren Teil des Speichers befindet und den Kollektorkreis mit dem Solarfluid vom übrigen Heizungssystem trennt.

2.1 Pelletkessel

Moderne Pelletkessel können ihre Leistung typischerweise in einem Bereich zwischen 30 % und 100 % der Nennleistung automatisch an die jeweilige Wärmeleistung anpassen. Der dabei vom Kesselregler vorgegebene Sollwert der Kesselwassertemperatur ergibt sich üblicherweise aus dem höchsten angeforderten Sollwert der einzelnen Verbraucherkreise oder kann als Festwert vorgegeben werden. Die Regelung der Kesselwassertemperatur erfolgt dabei in den meisten Fällen entweder durch eine Anpassung der Drehzahl der Kesselkreispumpe, durch die Veränderung des Brennstoffeinschubs oder eine Anpassung der zugeführten Luftmenge. Die

gleitende Leistungsanpassung (Modulation) ermöglicht es dem Kessel, einen weiten Bereich des Heizleistungsbedarfs im Betrieb abzudecken. Der Kesselbetrieb mit kurzen Betriebsintervallen (Start-Stopp-Betrieb) ist unerwünscht, da er in der Regel (a) mit höheren Emissionen einhergeht, (b) die Lebensdauer des Kessels negativ beeinflusst, (c) einen erhöhten Bedarf an elektrischer Energie für das Zünden der Pellets aufweist sowie (d) den Nutzungsgrad des Kessels reduziert. Verantwortlich ist dafür unter anderem ein nicht vollständig ausgebrannter Brennstoff, der beim erneuten Einschub von Brennstoff beim nächsten Startvorgang in den Aschekasten fällt.

In Abhängigkeit des verwendeten Regelungskonzeptes kann die Leistungsregelung um eine zusätzliche Verbrennungsregelung ergänzt werden. Ein weit verbreitetes Konzept ist dabei die Lambda-Regelung, bei der der Luftüberschuss mittels einer Lambda-Sonde im Abgasstrom gemessen wird. Bei Pelletkesseln im Leistungsbereich unterhalb 50 kW erfolgt die Verbrennungsregelung häufig ausschließlich anhand der Brennkammertemperatur und nicht anhand des Luftüberschusses. Die Leistungsregelung ist dabei der langsamere, übergeordnete Regelkreis und die Verbrennungsregelung der schnellere, untergeordnete Regelkreis (Bild 7). [17, 18]

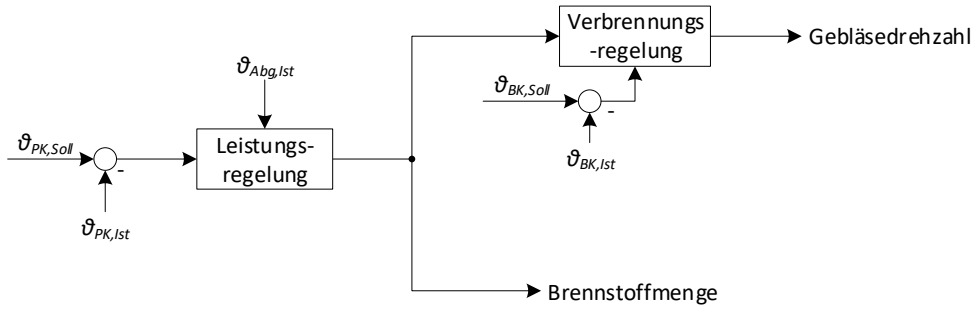

Bild 7: Schema einer kombinierten Leistungs- und Verbrennungsregelung

Der Sollwert der Kesselwassertemperatur $\vartheta_{PK,Soll}$ ergibt sich üblicherweise aus dem höchsten angeforderten Sollwert der einzelnen Verbraucherkreise zuzüglich einer im System hinterlegten Überhöhung. Die minimale Kesselwassertemperatur $\vartheta_{PK,min}$ dient dem Schutz des Kessels vor Korrosionsschäden und liegt in der Referenzanlage bei 60 °C. Anhand der Abweichung zwischen Ist- und Sollwert der Kesselwassertemperatur errechnet der Kesselregler die erforderliche Kesselleistung. Die Abgastemperatur $\vartheta_{Abg,Ist}$ kann dabei als zusätzliche Einflussgröße für die Ermittlung der jeweiligen Sollleistung verwendet werden. Üblicherweise ist in der Regelung ein linearer Zusammenhang zwischen Kesselleistung und Brennstoffmenge sowie zwischen Kesselleistung und der Drehzahl des Abgasgebläses hinterlegt. Die zugeführte Luftmenge wird anschließend anhand der Differenz zwischen dem Istwert $\vartheta_{BK,Ist}$ und Sollwert $\vartheta_{BK,Soll}$ der Brennkammertemperatur angepasst und über die Gebläsedrehzahl nachgeregelt.

Für die externe Vorgabe der Kesselwassertemperatur $\vartheta_{PK,Soll}$ sind bisher noch keine standardisierten Schnittstellen und Protokolle vorhanden. Am Markt ist derzeit die externe Verriegelung die einzige von den meisten Herstellern unterstützte Schnittstelle. Allerdings erlaubt es diese Schnittstelle nur, den im Betrieb befindlichen Kessel in den Glutabbrand zu versetzen sowie dem ausgeschalteten Kessel eine Betriebsfreigabe zu geben. Eine Alternative ist die Nutzung einer 0-10 Volt Schnittstelle für die Kommunikation mit dem Kessel. Über diesen

Eingang kann dem Kessel entweder der Sollwert für die Kesseltemperatur (in °C) oder für die Leistung (in %) vorgegeben werden. Aktuell wird die Schnittstelle von einigen Herstellern eingesetzt. Neben der 0-10 Volt Schnittstelle wird verstärkt auf Bus-Systeme für die Kommunikation zwischen dem Feuerungsautomaten und der Kesselregelung gesetzt. Über diese Systeme lassen sich nicht bloß Sollwerte an den Kessel übergeben, sondern auch verschiedene Kesselparameter auslesen. Allerdings gibt es bisher eine Vielzahl unterschiedlicher Bus-Systeme, wie z.B. CAN-Bus, LON-Bus oder Modbus, was die Entwicklung eines universellen Reglers für Systeme verschiedener Hersteller erschwert.

Die dem Heizungssystem über den Kesselkreis zugeführte Wärmeleistung Φ_{KK} lässt sich mit der folgenden Gleichung (2-1) beschreiben:

$$\Phi_{KK}(t) = \dot{m}_{KK}(t) \cdot c_p(t) \cdot \left(\vartheta_{KK,VL}(t) - \vartheta_{KK,RL}(t)\right) \qquad 2\text{-}1$$

Die Rücklauftemperatur $\vartheta_{KK,RL}$ und die Eintrittstemperatur $\vartheta_{PK,0}$ in den Kessel sowie die Vorlauftemperatur $\vartheta_{KK,VL}$ und die Austrittstemperatur $\vartheta_{PK,1}$ aus dem Kessel hängen direkt von der hydraulischen Einbindung des Pelletkessels ab (Bild 8). Bei der Verwendung einer Vorlaufbeimischung (Bild 8, a) gilt $\vartheta_{KK,RL} = \vartheta_{PK,0}$, aufgrund des 3-Wege-Ventils im Vorlauf in der Regel gilt dann auch $\vartheta_{KK,VL} \neq \vartheta_{PK,0}$. Im Unterschied dazu gilt bei Verwendung einer Rücklaufanhebung (Bild 8, b) $\vartheta_{KK,VL} = \vartheta_{PK,1}$ und $\vartheta_{KK,RL} \neq \vartheta_{PK,0}$. Bei einer direkten Einbindung (Bild 8, c) gilt $\vartheta_{KK,VL} = \vartheta_{PK,1}$ sowie $\vartheta_{KK,RL} = \vartheta_{PK,0}$. Der Durchfluss $\dot{m}_{KK}$ ergibt sich aus der hydraulischen Verschaltung und den Eigenschaften vorhandener Komponenten (z.B. der Pumpenkennlinie). Die Vorlauftemperatur $\vartheta_{KK,VL}$ wird entweder von der Kesselregelung vorgegeben (Bild 8, a) oder entspricht der von der Kesselregelung als Regelgröße genutzten Kesselwassersolltemperatur (Bild 8, b+c). Die Rücklauftemperatur $\vartheta_{KK,RL}$ entspricht bei Verwendung eines Pufferspeichers der Temperatur in der entsprechenden Speicherzone (Bild 8, a) oder wird direkt von der Kesselregelung vorgegeben (Bild 8, b+c).

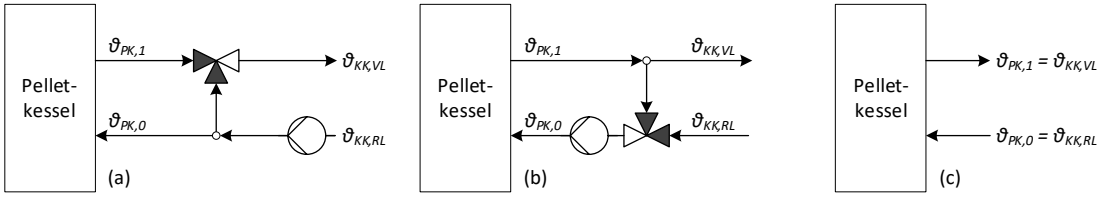

Bild 8: hydraulische Einbindung des Pelletkessels mit Vorlaufbeimischung (a), Rücklaufanhebung (b) und direkter Einbindung (c)

Aufgrund der direkten Einbindung des Pelletkessels kommen in der Referenzanlage, die in Gleichung 2-1 dargestellten Größen, mit Ausnahme der spezifischen Wärmekapazität und Rücklauftemperatur für eine Beeinflussung durch ein übergeordnetes Leitsystem in Frage. Die Höhe der gewünschten Vorlauftemperatur wird bei den Pelletkessels mancher Hersteller als fixer Wert im Kesselregler hinterlegt und bei anderen dynamisch festgelegt. Im zweiten Fall orientiert sie sich üblicherweise an den Solltemperaturen der Wärmeabnehmer im System und kann meist nur in einem kleinen Band variiert werden. Da sie das Temperaturniveau im Heizungssystem maßgeblich beeinflusst, nimmt die Vorlauftemperatur im Kesselkreis eine zentrale Rolle bei der

Optimierung des Gesamtsystems ein und ist für eine Optimierung unverzichtbar. Eine externe Pumpenregelung ist ebenfalls denkbar. Allerdings verhindert hier die üblicherweise fehlende Zugriffsmöglichkeit eine aktive Nutzung.

Die externe Vorgabe der Betriebszeiten sowie des Sollwertes für die Kesselwassertemperatur sind dabei das Kernstück der durchgeführten Untersuchungen. Die dazugehörige Kesselleistung wird entsprechend Bild 7 vom Kesselregler automatisch ermittelt. Neben der Sollwertvorgabe ist das externe Ein- und Ausschalten ein wesentlicher Baustein bei der späteren Optimierung. Tab. 2 zeigt und bewertet die verschiedenen Parameter.

Tab. 2: Parameter des Kesselkreises der Referenzanlage mit externen Zugriffsmöglichkeiten (Die detaillierte Erläuterung der Parametertypen befindet sich im Glossar.)

Bezeichnung	Parametertyp	abhängig von
Kessel Ein/Aus	1. Ordnung	Wärmeanforderung
Kesselwassertemperatur bzw. Vorlauftemperatur im Kesselkreis	1. Ordnung	Heizkurve, Trinkwarmwassertemperatur
Durchfluss im Kesselkreis	abhängig	Kesselwassertemperatur, Wärmeanforderung, Pumpentyp, Betriebszustand
Kesselleistung	abhängig	Wärmeanforderung, Regelabweichung
Rücklauftemperatur	abhängig	Speichertemperatur

2.2 Solarkollektoren

Die von der solarthermischen Anlage an den Solarkreis abgegebene Wärmeleistung Φ_{SK} lässt sich mit Gleichung 2-2 berechnen.

$$\Phi_{SK}(t) = \dot{m}_{SK}(t) \cdot c_p \cdot \left(\vartheta_{SK,VL}(t) - \vartheta_{SK,RL}(t)\right) \qquad 2\text{-}2$$

Die Kollektoreintritts- bzw. Rücklauftemperatur $\vartheta_{SK,RL}$ hängt direkt von der Temperatur des aus dem Solar-Wärmeübertrager des Speichers austretenden Solarfluid ab. Eine Beeinflussung der Eintrittstemperatur ist deshalb nur indirekt über ein entsprechendes Speichermanagement möglich. Der Durchfluss $\dot{m}_{SK}$ ist abhängig vom Pumpentyp und dem Regelungskonzept der Pumpe. Die Kollektoraustritts- bzw. Vorlauftemperatur $\vartheta_{SK,VL}$ ergibt sich in Abhängigkeit der Kollektoreintrittstemperatur sowie verschiedener nicht zu beeinflussender Größen (z.B. Sonneneinstrahlung, Kollektortyp, Außentemperatur) und dem vorgegebenen Durchfluss.

Der Kollektorwirkungsgrad η_{Kol} gibt die Effizienz der Nutzung der senkrecht auf den Kollektor treffenden Sonneneinstrahlung an. Er berechnet sich nach der folgenden Gl. 2-3:

$$\eta_{Kol}(t) = \eta_0 - \frac{k_0\left(\overline{\vartheta}_{Kol}(t) - \vartheta_U(t)\right)}{G} - \frac{k_1\left(\overline{\vartheta}_{Kol}(t) - \vartheta_U(t)\right)^2}{G} \qquad 2\text{-}3$$

Der Konversionsfaktor η_0 gibt dabei an, welcher Teil der auf die Kollektorfläche treffenden Strahlung absorbiert wird. Der zweite Teil der Gleichung, mit den Wärmeverlustbeiwerten k_0

und k_1 ergibt die Verluste durch Konvektion, Strahlung und Transmission. Bei einem vorhandenen Kollektor und konstanter Einstrahlung ist der Kollektorwirkungsgrad demnach vereinfacht eine Funktion der Differenz zwischen der mittleren Kollektortemperatur $\bar{\vartheta}_{Kol}$ und der Umgebungstemperatur ϑ_U. Mit sinkender Temperaturdifferenz werden auch die thermischen Verluste des Kollektors geringer und der Kollektorwirkungsgrad nähert sich dem Konversionsfaktor.

Die Regelung solarthermischer Anlagen in Privathaushalten beschränkt sich häufig auf das Ein- und Ausschalten der Solarkreispumpe mit dem Ziel, die Wärme aus den Kollektoren in den Wärmespeicher zu fördern. Die Führungsgröße ist dabei üblicherweise die Differenz zwischen der Kollektortemperatur und der Temperatur im unteren Bereich des Wärmespeichers. Ist die Kollektortemperatur abzüglich einer hinterlegten Temperaturdifferenz größer als die untere Speichertemperatur, wird die Solarkreispumpe eingeschaltet. Der Durchfluss durch den Kollektor ist dabei abhängig vom Pumpentyp, bei low-flow oder high-flow Systemen konstant und bei matched-flow Systemen variabel. Fällt die Temperaturdifferenz zwischen beiden Werten unterhalb der Ausschaltdifferenz oder überschreitet die Speichertemperatur den zulässigen Maximalwert, wird die Pumpe abgeschaltet. Für den Zugriff durch ein übergeordnetes Leitsystem kommen theoretisch die Ein- und Ausschaltbedingung und die Pumpendrehzahl in Frage. In der Praxis beschränken sich die Eingriffsmöglichkeiten meist auf die händische Anpassung der Ein- und Ausschalttemperaturdifferenz. Tab. 3 gibt eine Übersicht über die wesentlichen Parameter des Solarkreises und die jeweiligen Zugriffsmöglichkeiten.

Tab. 3: Parameter des Solarkreises der Referenzanlage mit externen Zugriffsmöglichkeiten (Die detaillierte Erläuterung der Parametertypen befindet sich im Glossar.)

Bezeichnung	Parametertyp	abhängig von
Solarpumpe Ein/Aus	2. Ordnung	Ein- und Ausschalttemperaturdifferenz
Eintrittstemperatur	abhängig	Speichertemperatur
Austrittstemperatur	abhängig	Einstrahlung, Kollektorwirkungsgrad
Kollektordurchfluss	abhängig	Pumpentyp, Betriebszustand

2.3 Heizkreise

Die Heizkreisregelung dient in der Regel der Sicherstellung einer witterungsabhängigen Mindesttemperatur des Heizungswassers im Heizkreisvorlauf, die für einen ausreichenden Wärmetransport in die einzelnen Räume erforderlich ist. Diese wird entweder durch das Beimischen von kaltem Rücklaufwasser in den Vorlauf oder direkt vom Pelletkessel durch eine gleitende Anpassung der Kesselwassertemperatur eingestellt. Bei der witterungsgeführten Steuerung wird der Sollwert der Vorlauftemperatur für die einzelnen Heizkreise aus der gemessenen Außentemperatur und dem in der Regelung hinterlegten Zusammenhang zwischen Außen- und Vorlauftemperatur ermittelt. Dabei kann es zu einer Nichtberücksichtigung von Fremdwärmeeinflüssen (z.B. innere Gewinne) kommen. Abhilfe schafft hier eine Raumtemperaturaufschaltung. In diesem Fall wird der Sollwert der Vorlauftemperatur in Abhängigkeit der Außentemperatur voreingestellt und mit Hilfe der Raumtemperatur eines

Führungsraumes entsprechend korrigiert. Dabei kann meist jedem Heizkreis ein eigener Führungsraum zugewiesen werden (Bild 9).

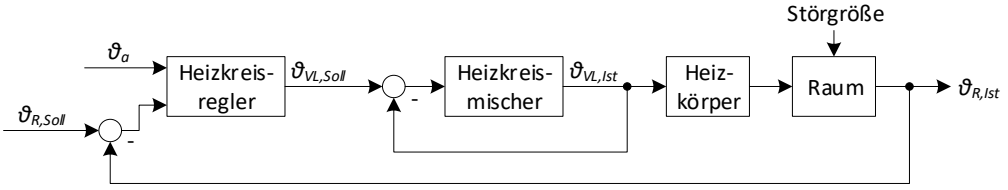

Bild 9: Schema einer witterungsgeführten Heizkreisregelung mit Berücksichtigung der Temperatur im Führungsraum

Die dem Heizkreis zugeführte Heizleistung Φ_{HK} lässt sich mit Gleichung 2-4 berechnen.

$$\Phi_{HK}(t) = \dot{m}_{HK}(t) \cdot c_p \cdot \left(\vartheta_{HK,VL}(t) - \vartheta_{HK,RL}(t)\right) \qquad 2\text{-}4$$

Der Durchfluss $\dot{m}_{HK}$ in den Heizkreisen ergibt sich üblicherweise in Abhängigkeit des jeweils vorhandenen Pumpentyps sowie der jeweiligen Pumpenregelung und lässt sich in der Regel nicht extern beeinflussen. Die höchste in den Heizkreisen ermittelte Vorlauftemperatur $\vartheta_{HK,VL}$ bestimmt maßgeblich das Temperaturniveau des Wärmespeichers und darüber hinaus auch die erforderliche Vorlauftemperatur des Wärmeerzeugers. Hohe Systemtemperaturen führen dabei zu einer Reihe negativer Effekte, wie (a) höhere Wärmeverluste des Speichers, (b) höhere Wärmeverluste der Rohrleitungen und als Konsequenz aus einer höheren Speichertemperatur auch eine höhere Kollektoreintrittstemperatur was wiederum (c) zu einem niedrigeren Kollektorwirkungsgrad führt.

In der klassischen Angebotsregelung erhält die Regelung keine Rückmeldung zum aktuellen Energiebedarf des Gebäudes. Im Unterschied dazu, enthält die Rücklauftemperatur $\vartheta_{HK,RL}$ das Feedback der Wärmesenken. Eine sinkende Rücklauftemperatur signalisiert hohe Wärmeverbräuche, während eine hohe Rücklauftemperatur für niedrige Wärmeverbräuche spricht. Auf Basis dieses Zusammenhanges lässt sich die gemessene Rücklauftemperatur in die Sollwertermittlung für die Vorlauftemperatur integrieren. Allerdings müssen dafür das hydraulische Verhalten des Systems und die Charakteristik der Heizflächen bekannt sein. Die grundsätzliche Eignung der Rücklauftemperatur als Parameter für die Heizkreisregelung wurde unter anderem von Hube et al. [19] aufgezeigt.

Für mögliche Optimierungsmaßnahmen in der Referenzanlage bietet einzig die Vorlauftemperatur die Möglichkeit, die Systemtemperaturen zu beeinflussen (Tab. 4). Allerdings bestand keine Möglichkeit, die Heizkurve dynamisch während des Betriebes anzupassen.

Tab. 4: Parameter des Heizkreises der Referenzanlage mit externen Zugriffsmöglichkeiten (Die detaillierte Erläuterung der Parametertypen befindet sich im Glossar.)

Bezeichnung	Parametertyp	abhängig von
Vorlauftemperatur	2. Ordnung	Heizkurve
Rücklauftemperatur	abhängig	Vorlauftemperatur, Heizlast, Durchfluss
Durchfluss	abhängig	Pumpentyp, Vorlauftemperatur, Heizlast

2.4 Trinkwassererwärmung

Bei der Trinkwassererwärmung lassen sich je nach Ort der Erwärmung zentrale und dezentrale Systeme unterscheiden. Bei zentralen Systemen wird das Trinkwasser an einem zentralen Ort erwärmt, gespeichert und bei Bedarf an die Zapfstellen verteilt. Dabei kann der Speicher im Pufferspeicher integriert (Kombispeicher) oder als separater Trinkwarmwasserspeicher ausgeführt werden. Bei einer dezentralen Erwärmung werden keine Zirkulationsleitung und zusätzliche Umwälzpumpe benötigt. Auch ist der regelungstechnische Aufwand geringer.

Die Entnahmeleistung des Trinkwarmwasserkreises Φ_{TWW} lässt sich mit Gleichung 2-5 berechnen.

$$\Phi_{TWW}(t) = \dot{m}_{TWW}(t) \cdot c_p \cdot (\vartheta_{TWW}(t) - \vartheta_{TKW}(t)) \qquad 2\text{-}5$$

Die Trinkwarmwassertemperatur ϑ_{TWW} wird ebenso wie der Massestrom $\dot{m}_{TWW}$ durch die Nutzervorgaben und das Nutzerverhalten vorgegeben. Zusätzlich sind gegebenenfalls noch rechtliche Anforderungen hinsichtlich der Hygiene des Warmwassers zu beachten. Die vom Nutzer gewünschte Trinkwarmwassertemperatur hat dabei bei zentralen Systemen einen direkten Einfluss auf die Temperatur im Warmwasserbereich des Wärmespeichers und damit auch auf die Speicherverluste und die Kesselsolltemperatur während der Phasen mit Trinkwassererwärmung. Üblicherweise sind die Möglichkeiten der Reduzierung der Trinkwarmwassertemperatur durch die Wünsche der Nutzer sehr begrenzt, so dass hier nur ein sehr geringer Spielraum für Optimierungen zu erwarten ist. Die Kaltwassertemperatur ϑ_{TKW} entspricht der Temperatur des dem Speichers zugeführten Trinkwassers und lässt sich für die regelungstechnische Optimierung nicht verwenden.

Letztendlich lässt sich bei der Trinkwarmwasserversorgung nur die Trinkwarmwassertemperatur für eine regelungstechnische Optimierung nutzen (Tab. 5). Diese kann über eine entsprechende Speicherbeladung direkt beeinflusst werden. Limitierend wirkt an dieser Stelle die vom Nutzer sowie rechtlichen Anforderungen vorgegebene Solltemperatur.

Tab. 5: Parameter des Trinkwasserkreises der Referenzanlage mit externen Zugriffsmöglichkeiten (Die detaillierte Erläuterung der Parametertypen befindet sich im Glossar.)

Bezeichnung	Parametertyp	abhängig von
Trinkwarmwassertemperatur	2. Ordnung	Nutzervorgabe, Speicherbeladung
Kaltwassertemperatur	abhängig	Kaltwasserzulauf
Durchfluss/Zapfmenge	abhängig	Nutzerverhalten

2.5 Kombispeicher

Der Wärmespeicher bildet die zentrale Schnittstelle und ist die hydraulische Verbindung zwischen allen Erzeugern und Verbrauchern der Kombianlage. Die folgenden Beschreibungen beziehen sich dabei auf Kombispeicher, bei denen die Trinkwassererwärmung in den Wärmespeicher integriert ist. Die Regelung der Trinkwassererwärmung umfasst üblicherweise die Gewährleistung einer Mindesttemperatur im oberen Speicherbereich bzw. im innenliegenden

Warmwassertank. Dabei wird der Warmwasserbereich des Speichers während der Ladezeiten in einem Temperaturbereich zwischen der Trinkwarmwassersoll- und Mindesttemperatur gehalten. Aus Komfortgründen ist oftmals eine Warmwasservorrangschaltung integriert, bei dem der Kessel als Erstes die Trinkwassererwärmung sicherstellt und erst anschließend die Heizkreise versorgt.

Die Pufferregelung ist für gewöhnlich sehr eng an die Heizkreisregelung gekoppelt. Die Solltemperatur im Pufferbereich des Speichers ergibt sich aus dem höchsten aktuellen Sollwert der Vorlauftemperaturen in den Heizkreisen. Ist die höchste angeforderte Temperatur aus den Heizkreisen höher als die aktuelle Puffertemperatur, startet der Kessel. Übersteigt die Temperatur im Speicher die Ausschalttemperatur, wird die Beladung des Puffers beendet. Zur Reduzierung der Stillstandsverluste verfügen viele Regelungen über eine entsprechende Nachlaufzeit, bei der die Kesselpumpe bis zum Auskühlen des Kessels auf eine bestimmte Temperatur weiterläuft.

Die allgemeine Energiebilanz des Speichers lautet:

$$\Delta\Phi_{Sp}(t) = \frac{\Delta\Phi_{Sp}}{\Delta t} = \Phi_{Sp,zu}(t) - \Phi_{SP,ab}(t) \qquad 2\text{-}6$$

Dem Speicher zugeführt wird die Leistung $\Phi_{SP,zu}$, bestehend aus den Leistungen des Solarkreises Φ_{SK} und des Kesselkreises Φ_{KK}. Die dem Speicher entnommene Leistung $\Phi_{Sp,ab}$ ergibt sich aus den Speicherverlusten $\Phi_{SP,Verl}$, der für die Raumheizung entnommenen Wärme Φ_{RH} sowie der Entnahme des Warmwasserkreises Φ_{TWW}. Damit ergibt sich aus der allgemeinen Energiebilanz (2-6) die folgende Energiebilanz für das in Bild 3 beschriebene Kombisystem (2-7):

$$\Delta\Phi_{SP}(t) = \Phi_{SK}(t) + \Phi_{PK}(t) - \Phi_{RH}(t) - \Phi_{TWW}(t) - \Phi_{SP,Verl}(t) \qquad 2\text{-}7$$

Im Unterschied zu den bisher beschriebenen Wärmequellen und -senken verfügt der Wärmespeicher über keine eigenen Aktoren. Eine Reduzierung der Speicherverluste ist von daher nur über indirekte Maßnahmen, wie beispielweise Anbringung einer verbesserten Wärmedämmung oder Reduzierung der Speichertemperaturen möglich (Tab. 6). Aufgrund der Fokussierung der Arbeit auf regelungstechnische Maßnahmen werden auch an dieser Stelle die Effekte einer verbesserten Wärmedämmung nicht untersucht. Dabei verfügt die Speichertemperatur über einen ganz wesentlichen Einfluss auf die Betriebsweise und die Effizienz der Anlage. Hohe Speichertemperaturen führen unter anderem zu höheren Wärmeverlusten des Speichers sowie zu geringeren solaren Erträgen.

Tab. 6: Parameter des Wärmespeichers der Referenzanlage mit externen Zugriffsmöglichkeiten

Bezeichnung	Parametertyp	abhängig von
Speichertemperatur	abhängig	Heizkurve, Trinkwarmwassertemperatur, solare Erträge, Kesselleistung etc.
Speicherverluste	abhängig	Speichertemperatur, Bauform, Wärmedämmung

2.6 Externer Zugriff und Interaktion

Die in Bild 10 dargestellten Wechselwirkungen und Rückkopplungen zwischen den einzelnen Komponenten sowie die Einschränkungen durch bereits vorhandene Komponenten erschweren die Umsetzung einer kostenoptimierten Betriebsführung in der Praxis zum Teil erheblich. Erschwerend kommt der Einsatz unterschiedlicher standardisierter und teilweise auch nicht-standardisierter Protokolle und Datenstrukturen durch die verschiedenen Hersteller dazu. Neben den dargestellten regelungstechnischen und physikalischen Wechselwirkungen erhöht auch der zeitabhängige Einfluss einzelner Störgrößen, wie z.B. das Lüftungsverhalten oder das Temperaturempfinden der Nutzer, die Komplexität einer prädiktiven Regelung des Pelletkessels.

In der untersuchten Referenzanlage beschränken sich die externen Zugriffsmöglichkeiten mittels Parameter 1. Ordnung im Wesentlichen auf die in Bild 10 grün hinterlegten Parameter:

- Sollwert der Vorlauftemperaturen der Heizkreise,
- Sollwert der Kesselwassertemperatur und
- Betriebszustand des Pelletkessels.

Die anderen Parameter der Heizungsanlage lassen sich nur über das Display des Kesselreglers händisch verändern. Bei einigen Parametern ist darüber hinaus die Eingabe eines Passwortes erforderlich. Eine darüberhinausgehende Beeinflussung durch ein übergeordnetes Leitsystem ist aktuell nicht möglich.

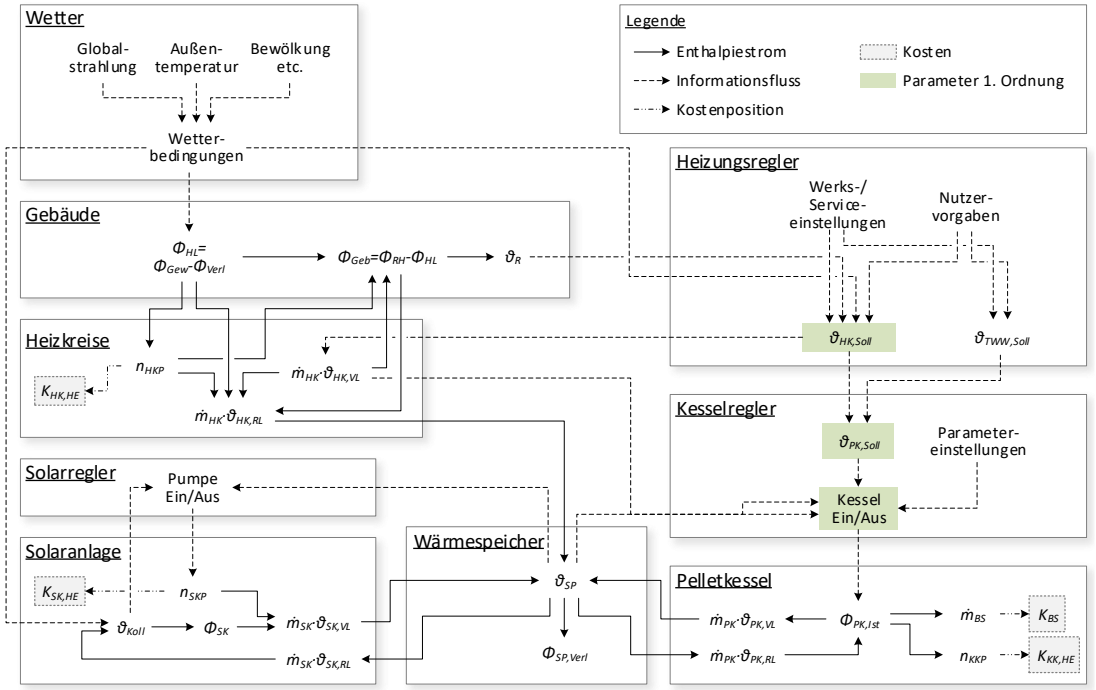

Bild 10: Vereinfachte Prozessstruktur der Referenzanlage mit den Zugriffspunkten durch das übergeordnete Energiemanagementsystem und den für die Optimierung berücksichtigten Kosten (auf die Darstellung der Trinkwassernutzung wurde aus Gründen der Übersichtlichkeit verzichtet)

3 Optimierung von Heizungsanlagen

3.1 Grundlagen

3.1.1 Allgemeines

Die Optimierung von Heizungsanlagen hat, unabhängig von den vorhandenen Energieerzeugern, das Ziel, den bestmöglichen Betrieb der Gesamtanlage zu gewährleisten. Das genaue Verständnis dieses Optimums kann sich dabei von Fall zu Fall und in Abhängigkeit der Rolle des Betrachters unterscheiden. Für den Nutzer sind üblicherweise ein möglichst kostengünstiger Betrieb und die Deckung seiner Komfortanforderungen die wesentlichen Zielgrößen. Aus Sicht des Gesetzgebers stehen neben bilanziellen Größen, wie zum Beispiel der Primärenergieverbrauch, zunehmend auch die mit dem Anlagenbetrieb einhergehenden Emissionen im Fokus. Ein weiteres Ziel kann es sein, den Energieverbrauch zu minimieren.

Letztendlich wird sich die Optimierung einer Heizungsanlage in der Praxis immer zumindest auch unter ökonomischen Kriterien beweisen müssen. Hierzu hat sich die Bewertung nach der Richtlinienreihe VDI 2067 „Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen“ als Standard etabliert. Die jährlichen Kosten und Erlöse werden dabei unterteilt in:

- kapitalgebundene Kosten $A_{N,K}$ (Wärmeerzeuger, Verteilsystem, Wärmespeicher etc.),
- bedarfsgebundene Kosten $A_{N,V}$ (Brennstoffkosten, elektrische Hilfsenergie etc.),
- betriebsgebundene Kosten $A_{N,B}$ (Wartung, Reinigung, Instandhaltung etc.) und
- sonstige Kosten $A_{N,S}$ (Steuern, Versicherungen etc.).

Bei einer Optimierung ist es dabei grundsätzlich geboten, die Summe aller sich ändernden Kostenpositionen zu bewerten. In der vorliegenden Arbeit liegt der Fokus auf der regelungstechnischen Optimierung bestehender Anlagen, konkret auf der Bewertung der Brennstoff- und Hilfsenergiekosten. Beide Kosten sind in der Regel gemeinsam für einen Großteil der jährlichen Kosten verantwortlich. Sich ergebende Änderungen bei den betriebsgebundenen und den sonstigen Kosten werden im Folgenden nicht berücksichtigt. Aufgrund des geringen Anteils an den Gesamtkosten erscheint die dadurch entstehende Ungenauigkeit keinen maßgeblichen Einfluss auf die sich ergebenden Ergebnisse zu besitzen.

Die Ergebnisse der durchgeführten Optimierungen werden unter ökonomischen und energetischen Gesichtspunkten bewertet. Für die Bewertung der ökonomischen Auswirkungen werden die sich ergebenden Mehr- oder Minderkosten auf Basis der, in der Richtlinienreihe VDI 2067 bzw. konkret in der VDI 2067 Blatt 1 „Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen – Grundlagen und Kostenberechnung“ [20] beschriebenen, Annuitätenmethode ermittelt. Vereinfacht wird angenommen, dass die untersuchten Maßnahmen keine Auswirkungen auf die betriebsgebundenen Kosten $A_{N,B}$ (z.B. für Reinigung und Wartung) und die sonstigen Kosten $A_{N,S}$ (z.B. für Planung und Steuern) besitzen. Bei den untersuchten nicht-investiven Maßnahmen wird darüber hinaus auch kein Effekt auf die kapitalgebundenen Kosten $A_{N,K}$ erwartet. Die Änderungen der bedarfsgebundenen Kosten $A_{N,K}$, bestehend aus den Brennstoffkosten K_{BS} und

den Kosten für die elektrische Hilfsenergie K_{HE}, werden für alle Optimierungsmaßnahmen ermittelt.

3.1.2 Pellet-Solar-Kombianlagen

Bei der Optimierung von Pellet-Solar-Kombianlagen sind die Reduzierung der Speicherverluste und die verbesserte Ausnutzung des Modulationsverhaltens des Pelletkessels wesentliche Aspekte. Schraube et al. [9] haben gezeigt, dass in den untersuchten Pellet-Solar-Kombisystemen in Einfamilienhäusern (10 kW_{th} bis 32 kW_{th}) zwischen 10 % und 20 % der vom Pelletkessel bereitgestellten Wärme über Speicherverluste verloren gehen. Damit waren die Pufferspeicher die größten Verursacher von Wärmeverlusten in den untersuchten Kombisystemen. Zu ähnlichen Ergebnissen kommen Heinz et al. im Rahmen des Projektes PellSol Plus [21]. Bei dem Monitoring von fünf Pellet-Solar-Kombisystemen in einem Leistungsbereich zwischen 20 kW_{th} und 150 kW_{th} konnten sie zeigen, dass die Beladung des Wärmespeichers häufig mit einem zu hohen Temperaturniveau erfolgte, was mit höheren Speicherverlusten, Brennstoffkosten sowie niedrigeren solaren Deckungsgraden einherging. Haberl et al. [22] haben unter anderem den Einfluss einer variablen Ladetemperatur des Wärmespeichers anhand dynamischer Simulationen und Messungen unter Laborbedingungen für zwei Systeme (10 kW_{th} und 12 kW_{th}) im Projekt PelletSolar 2 untersucht. Darüber hinaus gibt es eine Reihe älterer Studien, die sich mit der Vermessung und Bewertung von häuslichen Pellet-Solar-Kombisystemen beschäftigen, wie beispielsweise Konersmann et al. [23], Fiedler [24], Ellehauge und Thür [25] sowie Overgaard und Ellehauge [26]. Die genannten Studien haben sich mit der regelungstechnischen Optimierung und der Identifizierung von Fehlerquellen beschäftigt. Die wesentlichen Ergebnisse hinsichtlich des Pelletkessels war der dringlichen Appell an die Bedeutung der korrekten Dimensionierung und eines möglichst langen, stationären Kesselbetriebs.

Büchner et al. [10] haben gezeigt, dass die Effizienz von Pelletkesseln ganz wesentlich von der Kesselauslastung, den Kesselstarts und den Vollbenutzungsstunden pro Kesselstart abhängt. Eine hohe Auslastung des Pelletkessels korreliert demnach statistisch betrachtet häufiger mit höheren Nutzungsgraden. Diese Beobachtung hängt ganz wesentlich vom Modulationsverhalten und dem Luftüberschuss bei Teillast sowie der Wärmedämmung des Kessels ab. Der positive Einfluss hoher Kesselauslastungen und langer Laufzeiten pro Start wurde auch von Schraube et al. beschrieben [27]. Sie zeigten exemplarisch, dass bei mittleren Auslastungen unter 50 % der Nennleistung die Wahrscheinlichkeit eines ineffizienten Betriebes mit Nutzungsgraden unter 70 % deutlich zunimmt. Bei Auslastungen über 80 % zeigten sich Nutzungsgrade von meist ebenfalls über 80 %. Haberl et al. [22] kommen zu dem Ergebnis, dass die beobachteten geringen Nutzungsgrade bei niedrigen Kessellasten in erster Linie auf den Teillastbetrieb mit zu hohem Luftüberschuss zurückzuführen sind. Die Strahlungs- und Konvektionsverluste haben ebenfalls einen wesentlichen Einfluss auf die Teillastwirkungsgrade [22]. Die Anzahl an Kesselstarts wiederum ist häufig negativ mit dem Nutzungsgrad korreliert, d.h. Kessel mit hohen Nutzungsgraden weisen in der Regel weniger Kesselstarts pro Jahr auf. Hierfür lassen sich die Dimensionierung des Kessels sowie eine korrekte Abstimmung zwischen dem Kessel und dem Heizungssystem als wesentliche Einflussfaktoren identifizieren [24, 27, 28]. Als Konsequenz aus bisherigen Arbeiten sollten Pelletkessel für einen möglichst hohen Nutzungsgrad grundsätzlich

möglichst lange mit einer möglichst hohen Auslastung betrieben werden. Das bedeutet nichts anderes, als dass die Kesselleistung im Vergleich zum maximalen Leistungsbedarf möglichst niedrig bemessen werden sollte.

3.1.3 Numerische Lösungsverfahren

Bei der numerischen Optimierung von technischen Anlagen kommen üblicherweise lineare oder nichtlineare Optimierungsfunktionen zum Einsatz. Bei vergleichsweise einfachen Optimierungen von Kosten und Verbräuchen werden häufig lineare Optimierungsfunktionen verwendet. Komplexere Optimierungsprobleme lassen sich meist nicht mehr zufriedenstellend mit linearen Modelle abbilden. Für ein nichtlineares Optimierungsproblem ist es ausreichend, dass eine Nebenbedingung oder die Kostenfunktion nichtlinear ist. Diese Nichtlinearität führt in der Regel zu vielen lokalen Minima bzw. Maxima. Aufgrund der vorhandenen Nebenbedingungen ist darüber hinaus meist nicht das globale Optimum, sondern das innerhalb des zulässigen Wertebereichs befindliche lokale Optimum von Interesse. Bild 11 zeigt die Lage der verschiedenen Minima für die Beispielfunktion $f(x) = cos(3\pi x)/x + 4$. Das Vorhandensein mehrerer lokaler Minima die nur eine sehr geringe Abweichung zum globalen Minimum aufweisen, erschwert die Suche nach dem globalen Minimum. Dadurch kann es zu unbefriedigenden Ergebnissen bei der Optimierung kommen.

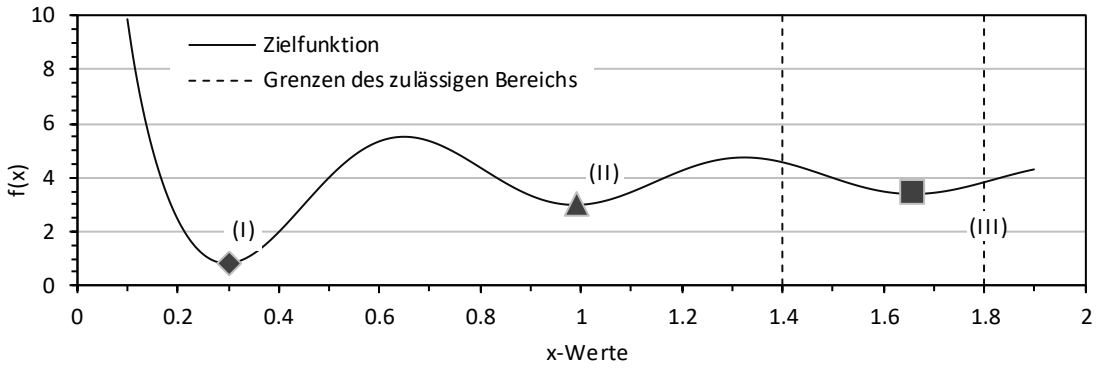

Bild 11: Beispielfunktion $f(x) = cos(3\pi x)/x + 4$ für $x \in [0{,}1; 1{,}9]$ mit (I) globales Minimum, (II) lokales Minimum und (III) lokales Minimum innerhalb der Grenzen des zulässigen Bereichs

Für die Optimierungen im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde das in Java geschriebene, plattformunabhängige und frei zugängliche Programm GenOpt (*Generic Optimization Program*) benutzt [29]. GenOpt stellt verschiedene Optimierungsmethoden[4] zur Minimierung einer in einem externen Simulationsprogramm definierten Zielgröße zur Verfügung [30] und kann dabei mit jedem Simulationsprogramm kombiniert werden, welches Daten aus Textdateien lesen und in Textdateien schreiben kann und lässt sich somit mit dem verwendeten Programm TRNSYS kombinieren. Auf Grundlage einer Literaturrecherche sowie verschiedener Voruntersuchungen wird für die Optimierungen im Rahmen der vorliegenden Arbeit die *Hybrid Generalized Pattern*

[4] z.B. Generalized Pattern Search Method, Hooke-Jeeves Algorithm, Discrete Armijo Gradient, Particle Swarm Optimization, Hybrid Generalized Pattern Search Algorithm with Particle Swarm Optimization Algorithm, Simplex Algorithm of Nelder and Mead with the Extension of O'Neill [18]

Search Algorithm with Particle Swarm Optimization Algorithm Methode (GPSPSOCCHJ) verwendet. Tab. 7 zeigt einen Auszug aus der verwendeten Befehlsdatei mit den wichtigsten Einstellungen.

Tab. 7: Auszug aus der Befehlsdatei mit den verwendeten Einstellungen

```
OptimizationSettings{
    MaxIte = 15000;
    MaxEqualResults = 500;
    WriteStepNumber = false;
    UnitsOfExecution = 0;
}

Algorithm{
    Main = GPSPSOCCHJ;
    NeighborhoodTopology = vonNeumann;
    NeighborhoodSize = 1;
    NumberOfParticle = 40;
    NumberOfGeneration = 30;
    Seed = 1;
    CognitiveAcceleration = 2.8;
    SocialAcceleration = 1.3;
    MaxVelocityGainContinuous = 0.5;
    MaxVelocityDiscrete = 1.0;
    ConstrictionGain = 1.0;
    MeshSizeDivider = 2;
    InitialMeshSizeExponent = 0;
    MeshSizeExponentIncrement = 1;
    NumberOfStepReduction = 2;
}
```

Der Optimierungsalgorithmus führt in einem ersten Schritt eine *Particle Swarm Optimization* (PSO) für eine vom Nutzer vorgegebene Anzahl an Generationen durch. Anschließend wird der *Hooke-Jeeves Generalized Pattern Search* (GPS) unter Nutzung der Partikel, die im vorgelagerten PSO die niedrigste Kostenfunktion erzielt haben, initialisiert. Der Algorithmus ermittelt das globale Minimum für die Kostenfunktion K_{opt} (Gl. 3-21) durch eine Variation der Optimierungsparameter innerhalb der vorgegebenen Grenzen. Bei durchgeführten Vorversuchen mit einem reinen GPS-Algorithmus konnte bei den Optimierungen der Gesamtanlage das globale Minimum nicht zuverlässig erreicht werden. Bei gleichen Startpunkten kam es mitunter zu stark unterschiedlichen Ergebnissen. Gleiches gilt für die Verwendung eines reinen PSO-Algorithmus. Die Verwendung des Hybridalgorithmus traten die diese Probleme nicht auf.

Die *Particle Swarm Optimization* wurde erstmals 1995 von Kennedy und Eberhard vorgestellt [30]. Entwickelt wurde die stochastische, populationsbasierte und heuristische Methode zur Lösung kontinuierlicher Optimierungsprobleme. Die Grundidee des Optimierungsverfahrens ist, den Schwarm (bestehend aus einer endlichen Anzahl von Partikeln) solange durch den Suchraum zu bewegen, bis er seine bestmögliche Position gefunden hat. Die Bewegung der Partikel orientiert sich dabei am Schwarm- und Sozialverhalten von Vögeln. Jeder Partikel strebt in Richtung seiner eigenen besten Position und zusätzlich in Richtung einer noch besseren Position anderer Teilchen [30]. Die Position jedes einzelnen Partikels wird in jedem Zeitschritt neu berechnet und stellt eine mögliche Lösung dar. Zur Beschleunigung der Optimierung wurde jedem Parameter eine untere und obere Grenze zugewiesen. Für den Fall, dass sich die optimale Lösung direkt auf

diesem Grenzwert befindet und es keine konkreten Gründe für die Lage des Grenzwertes gab, wurde die Grenze erweitert und die Optimierung erneut gestartet. Damit wird sichergestellt, dass die Suche nach dem globalen Optimum nicht durch eine zu enge Wahl der Grenzen verhindert wird.

Der in GenOpt verwendete *Hooke-Jeeves Generalized Pattern Search* (GPS) basiert auf [31]. Die Grundlage eines jeden GPS Algorithmus ist die Erstellung eines Netzes (*Mesh*) auf dem die Suche durchgeführt wird. In GenOpt wird ein vereinfachter Ansatz mit zwei unterschiedlichen Methoden für die Netzerstellung und dessen spätere Verfeinerung genutzt [32]. Dabei wird der Suchraum $\mathbb{R}^n$, mit n der Anzahl der Optimierungsparameter, diskretisiert. Für jeden Optimierungsparameter werden in der Befehlsdatei die entsprechenden Minimal- und Maximalwerte sowie Schrittweiten und Startpunkte festgelegt. Von diesem Startpunkt aus werden im diskretisierten Suchraum entlang der Knoten des jeweiligen Netzes die entsprechenden Werte für die Zielfunktion berechnet. Dabei wird nach [32] im ersten Schritt eine endliche Anzahl an Punkten auf dem Gitter für die globale Suche (*global search*) ausgewählt. Wird im Rahmen der globalen Suche keine Reduzierung der Zielfunktion erreicht, wird eine lokale Suche (*local search*) in der direkten Umgebung des Ausgangspunktes der aktuellen Iteration durchgeführt. Sollte die lokale Suche ebenfalls zu keiner Verbesserung führen, wird das Netz verfeinert und die Parameter des Algorithmus angepasst. Sobald eine Reduzierung der Zielfunktion ermittelt wird, wird das Netz aktualisiert und die nächste Iteration mit einer globalen Suche begonnen. Nach dem Erreichen einer vorgegebenen Anzahl an Schrittweitenreduzierungen (*NumberOfStepReduction*), der maximalen Anzahl an Iterationen (*MaxIte*) oder eines Werteplateaus (*MaxEqualResults*) wird der Algorithmus beendet.

3.2 Optimierungsmaßnahmen an der Referenzanlage

Die Optimierungsmaßnahmen an Heizungsanlagen lassen sich in Anlehnung an [33] entsprechend des Untersuchungsgegenstandes in die folgenden zwei Haupttypen zusammenfassen:

- betriebliche Maßnahmen und
- anlagentechnische Maßnahmen.

Die betrieblichen Maßnahmen umfassen im Wesentlichen die bestmögliche Einstellung der vorhandenen Steuer- und Regeleinrichtungen, die energieeffiziente und zunehmend auch emissionsarme Betriebsweise der Heizungsanlage sowie die bessere Abstimmung der verschiedenen Komponenten. Zu den wesentlichen Maßnahmen gehören die möglichst optimale Anpassung der Wärmeabgabe des Kessels – hinsichtlich der Menge und Temperatur – an die Heizungsanlage sowie die Reduzierung der Wärmeverluste durch eine bessere Anpassung der System- bzw. Speichertemperaturen an das tatsächlich benötigte Temperaturniveau sowie die Steigerung der Wärmeerträge der solarthermischen Anlage. Durch die Fokussierung auf nicht-investive Maßnahmen sind betriebliche Maßnahmen vergleichsweise schnell umsetzbar, dafür aber von ihren Möglichkeiten begrenzt. Das gilt vor allem unter dem Gesichtspunkt fehlender standardisierter Schnittstellen und einheitlicher Zugriffsmöglichkeiten.

Die anlagentechnischen Maßnahmen zielen dagegen auf eine Behebung oder zumindest Reduzierung der Schwachstellen einer bereits durchgeführten Installation ab. Zu den anlagentechnischen Maßnahmen gehören unter anderem: der Einsatz eines optimal dimensionierten Kessels und Wärmespeichers, eine optimale Wärmedämmung des Wärmespeichers und der Rohrleitungen sowie die Optimierung der Trinkwarmwasserzirkulation. Durch den möglichen Einsatz neuer Komponenten sind die Freiheitsgrade für Maßnahmen auf Anlagenebene deutlich erhöhen. Dem gegenüber werden die konkreten Umsetzungen durch die damit verbundenen zusätzlichen Investitionskosten eingeschränkt.

Im Rahmen der Arbeit liegt der Fokus auf der kostenseitigen Optimierung des Betriebes des Pelletkessels bei vorgegebenen Randbedingungen (technische Komponenten und Nutzerverhalten), wie sie bei der regelungstechnischen Optimierung von bestehenden Anlagen zu erwarten ist. Nicht betrachtet werden daher Fragestellungen, die sich nur mit zusätzlichen investiven Maßnahmen erreichen lassen. Dazu gehören betriebliche Maßnahmen sowie mögliche Anpassungen an der Anlagencharakteristik, z.B. durch Wärmedämmung der Rohre und anderer Bauteile, Änderungen an der Hydraulik und Veränderungen sicherheitsrelevanter Einstellungen sowie solche zur Wärmeverteilung, wie z.B. Durchflüsse in den Heizkreisen, Trinkwarmwasserverbrauch und -temperatur sowie die Heizzeiten.

3.2.1 Betriebliche Einzelmaßnahmen

Für die Betriebsoptimierung kommt die Anpassung einer Vielzahl verschiedener Parameter in Frage. Für die vorliegende Arbeit wurde der Einfluss von 11 Parametern auf das Betriebsverhalten, die Anlageneffizienz und die Betriebskosten untersuch. Im Folgenden werden diese Parameter mit ihren Einschränkungen beschrieben.

1) Kesselwassersolltemperatur

Der Pelletkessel in der untersuchten Referenzanlage wird standardmäßig mit einer konstanten Kesselwassersolltemperatur von 70 °C betrieben. Die Leistungsregelung des Pelletkessels erfolgt dabei auf Basis der Differenz zwischen $\vartheta_{PK,Ist}$ und $\vartheta_{PK,Soll}$. Mit abnehmender Differenz wird die Leistung des Kessels immer weiter reduziert, bis bei einer Differenz von 0 K die Kesselleistung die untere Grenze des Modulationsbereiches erreicht. Aufgrund kurzen beobachteten Betriebszeiten wird die Solltemperatur in der Realität nur selten erreicht. Das führt dazu, dass der Pelletkessel in der Referenzanlage nur sehr sporadisch im Modulationsbetrieb läuft. Eine verbesserte Ausnutzung des Modulationsbereiches ist durch eine bessere Anpassung der Solltemperatur an die jeweils aktive Wärmeanforderung zu erwarten.

Die Möglichkeiten der Absenkung der Kesselwassersolltemperatur werden dabei durch die Gefahr der Kondensation des Abgases im Wärmeübertrager des Kessels eingeschränkt. Aus diesen Gründen wird die Kesselwassersolltemperatur mit einer Mindesttemperatur von 55 °C versehen. Zusätzlich wird eine Maximaltemperatur von 70 °C vorgegeben (Gl. 3-1).

$$\vartheta_{PK,Soll,1} = 70\ °C + \Delta T_{PK,Soll} \qquad \{-15\ K \leq \Delta T_{PK,Soll} \leq 0\ K\} \qquad 3\text{-}1$$

Für die Bestimmung von $\vartheta_{PK,Soll,1}$ gelten die folgenden Einschränkungen in der Reihenfolge der Auflistung:

(i) in Zeiten mit aktivem Legionellenschutzprogramm gilt: $\vartheta_{PK,Soll,1} = 70\ °C$;

(ii) in Zeiten mit aktiver Trinkwassererwärmung gilt: $\vartheta_{PK,Soll,1} = 55\ °C$;

(iii) für den Fall, dass $\vartheta_{PK,Soll,1} < \vartheta_{PO,Soll,1}$ gilt, gilt: $\vartheta_{PK,Soll,1} = \vartheta_{PO,Soll,1}$.

2) Einschalttemperatur der Kesselkreispumpe

Die Umwälzpumpe im Kesselkreis wird in der Referenzanlage bei einer Kesselwassertemperatur von 60 °C gestartet. Bei einer dynamischen Festlegung der Kesselwassersolltemperatur $\vartheta_{PK,Soll,1}$ ist es erforderlich, die Einschalttemperatur der Kesselpumpe ebenfalls zu ändern. Anderenfalls kann es zu einem taktenden Betrieb der Pumpe kommen. Im Extremfall erhält die Pumpe nie ein Einschaltsignal. Im Type 217 lassen sich dazu neben der Einschalttemperatur auch die Einschaltdrehzahl sowie die maximale Pumpendrehzahl und die dazugehörige Kesselwassertemperatur vorgeben. Die Pumpeneinschalttemperatur kann entsprechend Gleichung 3-2 durch Variation von $\Delta T_{KKP,Ein}$ verändert werden. Die Differenz zwischen der Kesselwassersolltemperatur und der Pumpeneinschalttemperatur beträgt dabei mindestens 3 K. Der eingestellte Wert für $\vartheta_{KKP,Ein}$ ist nur während des Modulationsbetriebes aktiv, in den übrigen Phasen ist die Pumpe entweder ausgeschaltet oder es gilt die Pumpennachlaufzeit.

$$\vartheta_{KKP,Ein,1} = \vartheta_{PK,Soll,1} + \Delta T_{KKP,Ein} \qquad \begin{matrix}\{-20\ \mathrm{K} \le \Delta T_{KKP,Ein} \le -3\ \mathrm{K}\} \\ \{50\ °C \le \vartheta_{KKP,Ein,1} \le 70\ °C\}\end{matrix} \qquad 3\text{-}2$$

3) Regelbereich der Kesselkreispumpe

Neben der Einschalttemperatur spielt auch der Regelbereich der Kesselkreispumpe eine wesentliche Rolle bei der Wärmeabgabe des Kessels an das Heizungswasser. Der Regelbereich gibt dabei gemäß Gleichung 4-16 den Bereich der Kesselwassertemperatur an, in dem die Pumpendrehzahl vom minimalen zum maximalen Wert anzusteigen hat. Ein kleiner Wert führt zu einem steilen Anstieg der Pumpendrehzahl, während ein hoher Wert einen langsamen Anstieg erzeugt. Der Regelbereich der Kesselkreispumpe kann in den Untersuchungen in einem Bereich zwischen 5 K und 15 K verändert werden.

$$\Delta T_{KKP,Reg,1} = 10\ \mathrm{K} + \Delta T_{KKP,Reg} \qquad \{-5\ \mathrm{K} \le \Delta T_{KKP,Reg} \le +5\ \mathrm{K}\} \qquad 3\text{-}3$$

4) Pumpenausschalttemperatur

In der Referenzanlage wird die Kesselkreispumpe während des Ausbrandes solange betrieben, wie die im Regler hinterlegte Nachlaufzeit es erfordert. Die sich dabei ergebende Kesselwassertemperatur wird nicht berücksichtigt. Am Ende der vorgegebenen Nachlaufzeit lag die Kesselwassertemperatur des Kessels in der Referenzanlage in einem Bereich zwischen 55 °C und 68 °C. Je nach Länge der sich daran anschließenden Stillstandzeit wird ein Großteil der noch vorhandenen Energie an den Aufstellraum oder über den Schornstein an die Umgebung abgegeben. Für eine effiziente Nutzung der im Kessel vorhandenen Restwärme wird die Nachlaufzeit im Rahmen der vorliegenden Arbeit dynamisch angepasst.

Für die Nachlaufzeit wird daher ein separater Wert für die Pumpenausschalttemperatur $\vartheta_{KKP,Aus,1}$ verwendet, der ausschließlich während der Ausbrandphase aktiv ist. Wie bereits bei der Einschaltbedingung für die Kesselkreispumpe wird auch hier die Kesselwassertemperatur als Bezugsgröße verwendet. Die Pumpenausschalttemperatur kann dabei in einem Bereich zwischen 25 °C und 65 °C variiert werden.

$$\vartheta_{KKP,Aus,1} = 60\ °C + \Delta T_{KKP,Aus} \qquad \{-35\ K \leq \Delta T_{KKP,Aus} \leq +5\ K\} \qquad 3\text{-}4$$

5) Solltemperatur oberer Speicherfühler

Die obere Speichertemperatur $\vartheta_{PO,Ist}$ (angebracht in einer relativen Höhe von 0,84 vom Boden) stellt im untersuchten System das Einschaltkriterium für den Pelletkessel dar. Sobald die dort gemessene Temperatur den jeweils gültigen Sollwert $\vartheta_{PO,Soll}$ unterschreitet, erhält der Pelletkessel die Betriebsfreigabe. Die jeweils gültige Solltemperatur ergibt sich aus der zum jeweiligen Zeitpunkt aktiven Anforderung mit der höchsten Solltemperatur. Der Sollwert für die obere Speichertemperatur kann für die vorgenommenen Untersuchungen zusätzlich in einem Bereich zwischen -20 K und +10 K angepasst werden. Dadurch kann der Speicher gezielt kälter oder wärmer gehalten und der damit verbundene Kesselstart früher oder später erfolgen.

$$\vartheta_{PO,Soll,1} = \vartheta_{PO,Soll,0} + \Delta T_{PO} \qquad \{-20\ K \leq \Delta T_{PO} \leq +10\ K\} \qquad 3\text{-}5$$

6) Solltemperatur mittlerer Speicherfühler

Im Unterschied zur oberen Speichertemperatur ist die mittlere Speichertemperatur $\vartheta_{PM,Ist}$ (angebracht in einer relativen Höhe von 0,52 vom Boden) das Ausschaltkriterium für den Pelletkessel. Der Sollwert $\vartheta_{PM,Soll}$ ist in der Ausgangskonfiguration identisch zum Sollwert für den oberen Temperaturfühler $\vartheta_{PO,Soll}$. Durch Verwendung einer separaten Anpassung für beide Werte, kann das Ein- und Ausschaltverhalten unabhängig voneinander variiert werden. Der Wert ΔT_{PM} kann dabei ebenfalls in einem Bereich zwischen -20 K und +10 K variiert werden.

$$\vartheta_{PM,Soll,1} = \vartheta_{PM,Soll,0} + \Delta T_{PM} \qquad \{-20\ K \leq \Delta T_{PM} \leq +10\ K\} \qquad 3\text{-}6$$

7) Fußpunkt des Radiatorheizkreises

Die Vorlauftemperaturen in den Heizkreisen werden in der witterungsgeführten Regelung in Abhängigkeit der Außentemperatur festgelegt. Dabei werden bei der Ermittlung der Sollwerte mögliche solare Wärmeeinträge in das Gebäude oder Auswirkungen des Nutzerverhaltens nicht berücksichtigt. Die Solltemperaturen in den Heizkreisen geben ihrerseits die Sollwerte für die oberen und mittleren Speichertemperaturen vor und beeinflussen damit direkt die Wärmeverluste des Speichers und der Verteilleitungen. Auch die Kesselwassersolltemperatur orientiert sich, bei inaktiver Trinkwassererwärmung und inaktivem Legionellenschutzprogramm, an den Solltemperaturen in den Heizkreisen. Davon ausgehend sollte es das Ziel jeder Optimierung sein, die untere Grenze für die Vorlauftemperaturen in den Heizkreisen unter Berücksichtigung der Komfortanforderungen der Nutzer zu ermitteln. Die Effekte der Reduzierung der Heizkreissolltemperaturen wird in der Optimierung durch eine simple Reduzierung des Fußpunktes der Heizkurve des Radiatorheizkreises (Heizkreis 1) untersucht. Dazu kann der Fußpunkt in einem Bereich von 30 °C und 40 °C variiert werden.

$$\vartheta_{HK1,FP,1} = 40\ °C + \Delta T_{HK1,FP} \qquad \begin{Bmatrix} -10\ K \leq \Delta T_{HK1,FP} \leq 0\ K \\ 30\ °C \leq \vartheta_{HK1,FP,1} \leq 40\ °C \end{Bmatrix} \qquad 3\text{-}7$$

8) Maximale und minimale Kesselleistung

Eine weitere Möglichkeit zur Beeinflussung des Betriebsverhaltens des Pelletkessels bietet die Vorgabe der maximalen und minimalen Kesselleistung. Grundsätzlich wäre auch die Vorgabe einer festen Leistung möglich. Dadurch würde aber sehr stark in die Regelung des Pelletkessels eingegriffen. Die Vorgabe eines Regelbereichs ermöglicht es der Kesselregelung weiterhin, auf schwankende Betriebsbedingungen reagieren zu können. Die Einschränkung des Regelbereichs ermöglicht es, den Modulationsbereich gezielt einzuschränken oder in den gewünschten Bereich zu verschieben. Dadurch lässt sich die Betriebsdauer und als Konsequenz auch die Stillstandszeit des Pelletkessels verändern. Standardmäßig wird eine maximale Leistung von 100 % und eine minimale Leistung von 30 % verwendet. Für die Untersuchungen wurden beide Werte in Schritten von 5 % verändert. Die maximale Leistung in einem Bereich von 50 % bis 100 % und die minimale Leistung in einem Bereich zwischen 30 % und 70 %. Die minimale Leistung ist dabei stets mindestens 10 Prozentpunkte unterhalb der oberen.

$$\Phi_{max,1} = 100\ \% + \Delta\Phi_{max} \qquad \{-50\ \% \leq \Delta\Phi_{max} \leq 0\ \%\} \qquad 3\text{-}8$$

$$\Phi_{min,1} = 30\ \% + \Delta\Phi_{min} \qquad \begin{Bmatrix} 0\ \% \leq \Delta\Phi_{min} \leq 40\ \% \\ \Phi_{min,1} \leq \Phi_{max,1} - 10\ \% \end{Bmatrix} \qquad 3\text{-}9$$

9) Mindestbetriebsdauer und Mindeststillstandszeit des Pelletkessel

Die Vorgabe einer Mindestbetriebsdauer des Pelletkessels ist über eine übergeordnete Regelung problemlos möglich, gleiches gilt für eine Mindeststillstandszeit. Hintergedanke bei beiden Parametern ist zum einen die Reduzierung der Schalthäufigkeit und zum anderen die Vorgabe von Mindestzeiten für einen effizienten Kesselbetrieb. Für beide Parameter wurde eine Variation zwischen 0 und 120 Minuten untersucht.

$$t_{Run,min} = 0\ min + \Delta t_{Run} \qquad \{0\ \text{min} \leq \Delta t_{Run} \leq 120\ \text{min}\} \qquad 3\text{-}10$$

$$t_{Idl,min} = 0\ min + \Delta t_{Idl} \qquad \{0\ \text{min} \leq \Delta t_{Idl} \leq 120\ \text{min}\} \qquad 3\text{-}11$$

3.2.2 Numerische Anlagenoptimierung

Die numerische Optimierung der Betriebskosten hat grundsätzlich die Bestimmung des globalen Minimums einer allgemeinen Kostenfunktion K_{Opt} zur Aufgabe (Gl. 3-12).

$$K_{Opt} = \min_{x} \int_{t_0}^{t_1} K(t,x)\mathrm{dt} \qquad 3\text{-}12$$

Die Höhe der Kosten K zum jeweiligen Zeitpunkt t sind bei der untersuchten Referenzanlage einerseits von den Brennstoffkosten K_{BS} und andererseits von den Kosten für die elektrische Hilfsenergie K_{HE} abhängig (Gl.3-13).

$$K(t) = f\big(K_{BS}(t), K_{HE}(t)\big) \tag{3-13}$$

Die Brennstoffkosten K_{BS} (Gl. 3-14) hängen wiederum vom Brennstoffpreis p_{BS} und der Menge an verbrauchtem Brennstoff ab. Die Kosten K_{HE} für den Verbrauch an elektrischer Hilfsenergie der sechs bilanzierten Stromverbraucher ergeben sich aus dem Bezugspreis für die Hilfsenergie p_{HE} und der zum Zeitpunkt t verbrauchten Strommenge E_{HE} für den Betrieb der verschiedenen Umwälzpumpen (Gl. 3-15). Dabei werden der Stromverbrauch des Pelletkessels sowie der Stromverbrauch für den Betrieb der Umwälzpumpen im Kesselkreis, im Solarkreis, in beiden Heizkreisen sowie die Zirkulationspumpe im Rahmen der Simulationen separat ermittelt.

Die Veränderung der Betriebsweise der Heizungsanlage kann darüber hinaus positive wie negative Auswirkungen auf weitere Kostengruppen besitzen. Für die folgenden Untersuchungen wird vereinfacht davon ausgegangen, dass die anderen Kostengruppen, insbesondere die Kosten für Wartung und Instandhaltung, durch die geplanten Optimierungen nicht beeinflusst werden und somit als konstanter Teil in der Optimierung nicht weiter betrachtet werden müssen.

$$K_{BS}(t) = p_{BS} \cdot m_{BS}(t) \tag{3-14}$$

$$K_{HE}(t) = p_{HE} \cdot \sum_{i=1}^{6} E_{HE,i}(t) \tag{3-15}$$

Bei der Minimierung der beschriebenen Kostenfunktion kann es Lösungen geben, die aufgrund zusätzlicher Restriktionen nicht akzeptiert werden können. Bei der Wärmeversorgung von Gebäuden sind die Komfortanforderungen der Nutzer wesentliche Restriktionen. Mögliche Einschränkungen können aber auch die mit dem Anlagenbetrieb verbundenen Emissionen oder Mindestanforderungen an die Anlageneffizienz sein. Zur Vermeidung der Ermittlung falscher Lösungen, im Sinne der jeweils geltenden Einschränkungen, wird die Kostenfunktion um einen entsprechenden Strafterm mit den gültigen Nebenbedingungen $K_{NB}(t)$ erweitert. Die Optimierungsaufgabe (3-12) erweitert sich somit zu Gl. 3-16.

$$K_{Opt} = min \int_{t_0}^{t_1} \big(K(t) + K_{NB}(t)\big)\mathrm{dt} \tag{3-16}$$

Der Strafterm $K_{NB}(t)$ dient zur Beschränkung der numerisch ermittelten Lösungen auf den zulässigen Lösungsraum und berücksichtigt dafür die Sicherstellung einer ausreichenden Wärmeabgabe über die beiden vorhandenen Heizkreise, die Einhaltung der geforderten Trinkwarmwassertemperatur an den Zapfstellen. Dabei werden Werte außerhalb des zulässigen Lösungsraumes mit entsprechenden Strafkosten versehen. Dadurch wird sichergestellt, dass sich das Optimum innerhalb der zulässigen Bereiche befindet.

$$K_{NB}(t) = f\big(K_{HK1}(t), K_{HK2}(t), K_{TWW}(t), K_{THG}(t)\big) \tag{3-17}$$

Für Zeiträume, in denen die Wärmeabgabe $\Phi_{HK,i}$ der beiden Heizkreise den jeweils vorgegebenen Wertebereich verlassen, werden für die i Heizkreise Strafkosten $K_{HK,i}(t)$ ermittelt.

Da die Wärmeverteilung und -abgabe innerhalb des Gebäudes nicht Thema der vorliegenden Arbeit ist, wird die Raumtemperatur nicht als Gütekriterium verwendet. Entscheidend für die Bewertung der verschiedenen Maßnahmen ist demnach ausschließlich die Bedienung der, aus den Messdaten der Referenzanlage abgeleiteten, Lastprofile. Die dafür verwendete Methodik wird in Abschnitt 4.5 ausführlich erläutert. Für die Wärmeabgabe an das Gebäude werden Strafkosten für jeden Zeitschritt berechnet, in dem die simulierte Wärmeabgabe unterhalb der Vorgaben liegt (Gl. 3-18).

$$K_{HK,i}(t) = \begin{cases} p_{HK,i} \cdot \left(Q_{VL,i,LP}(t) - Q_{VL,i,Ist}(t)\right) & wenn\ \Phi_{HK,i,LP} > \Phi_{HK,i,Ist} \\ 0 & wenn\ \Phi_{HK,i,LP} \leq \Phi_{HK,i,Ist} \end{cases} \quad 3\text{-}18$$

Für Zeiträume, in denen die Trinkwarmwassertemperatur den vorgegebenen Sollwert unterschreitet, werden ebenfalls Strafkosten berechnet (Gl. 3-19). Dazu wird die Differenz zwischen der Isttemperatur $\vartheta_{TWW,Ist}$ und der Solltemperatur $\vartheta_{TWW,Soll}$ bei jeder Verletzung der Nebenbedingung mit dem entsprechenden Strafpreis multipliziert.

$$K_{TWW}(t) = \begin{cases} p_{TWW} \cdot \Delta Q_{TWW}(t) & wenn\ \vartheta_{TWW,Soll} > \vartheta_{TWW,Ist} + \vartheta_{TWW,Hys} \\ 0 & wenn\ \vartheta_{TWW,Soll} \leq \vartheta_{TWW,Ist} + \vartheta_{TWW,Hys} \end{cases} \quad 3\text{-}19$$

$$\text{mit: } \Delta Q_{TWW}(t) = \left(\vartheta_{TWW,Soll}(t) - \vartheta_{TWW,Ist}(t)\right) \cdot \dot{m}_{TWW}(t) \cdot c_p(t) \quad 3\text{-}20$$

Die allgemeine Optimierungsaufgabe (Gl. 3-12) lässt sich mit allen beschriebenen Termen und Nebenbedingungen zu Gl. 3-21 konkretisieren.

$$K_{Opt} = min \int_{t_0}^{t_1} \left(K_{BS}(t) + \sum_{i=1}^{6} K_{HE,i}(t) + \sum_{j=1}^{2} K_{HK,j}(t) + K_{TWW}(t) \right) \mathrm{dt} \quad 3\text{-}21$$

Die verwendete Kostenfunktion (Gl. 3-21) ermittelt die Strafkosten proportional zu den ermittelten Abweichungen der überwachten Nebenbedingungen. Die Höhe der gewählten Strafpreise orientieren sich dabei an dem Bezugspreis für elektrische Energie. Diesem Vorgehen liegt die Annahme zugrunde, dass die Hausbewohner im Falle einer Unterversorgung mit Wärme die verbleibende Wärme mittels elektrischer Heizgeräte erzeugen werden. Durch die vergleichsweise geringe Höhe der Strafkosten können Lösungen ohne Strafkosten nicht grundsätzlich ausgeschlossen werden. Es wird also eine Akzeptanz der Komforteinbußen durch den Nutzer vorausgesetzt. Allerdings trat dieser Fall bei den durchgeführten Untersuchungen nicht auf. Bedingt durch die geringen, absolut möglichen Einsparungen trat das Minimum der Betriebskosten stets bei Varianten ohne Strafkosten auf.
Für die im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführten Optimierungen wurden die in Tab. 8 aufgeführten Preise und Temperaturen verwendet. Die Berechnung der Strafkosten erfolgt dabei aller 15 Minuten auf der Grundlage der Mittelwerte der zurückliegenden 15 Minuten.

Tab. 8: Übersicht über die für die Kostenfunktion verwendeten Preise und Temperaturen

Parameter	Zeichen	Gleichung	Standardwert
Brennstoffbezugspreis	p_{BS}	3-14	0,25 €/kg
Bezugspreis elektrische Hilfsenergie	p_{HE}	3-15	0,30 €/kWh
Strafpreis Wärmeabgabe beider Heizkreise	$p_{HK,i}$	3-18	0,30 €/kWh
Strafpreis Trinkwarmwassertemperatur	p_{TWW}	3-19	0,30 €/kWh
Hysterese Trinkwarmwassertemperatur	$\vartheta_{TWW,Hys}$	3-19	3,0 K

Die Auswahl der für die numerische Anlagenoptimierung verwendeten Parameter erfolgt auf Basis der Erkenntnisse aus der Simulation der Einzelparameter. Die numerische Optimierung mittels GenOpt erfolgte für drei repräsentative Kalenderwochen. Dabei werden für die einzelnen Tage jeder Woche jeweils einheitliche Parametersätze erstellt. Die Beschränkung auf Referenzwochen erfolgte in erster Linie aufgrund des signifikant höheren Zeitaufwandes für die numerische Optimierung ganzer Jahre sowie aufgrund der bei den Optimierungen regelmäßig auftretenden Programmabstürze. Bei der numerischen Optimierung von 64 einzelnen Parametern für den Zeitraum einer ganzen Woche wurden etwa 370 Einzelsimulationen bis zur Ermittlung eines stabilen Minimums benötigt. Dafür wurden im Schnitt 8 bis 10 Stunden benötigt.

Die Auswahl der Kalenderwochen orientiert sich dabei an der Methodik der Typtage, aus der VDI-Richtlinie 4655 „Referenzlastprofile von Ein- und Mehrfamilienhäusern für den Einsatz von KWK-Anlagen“ [34] und unterteilt die Kalenderwochen in Sommer, Übergang und Winter. Wochen mit einer mittleren Außentemperatur größer als 15 °C werden dabei dem Sommer zugeordnet. Eine mittlere Außentemperatur kleiner als 5 °C gilt als Winter, alle anderen Wochen werden als Übergang bezeichnet. Tab. 9 zeigt ausgewählte Kennzahlen der Referenzanlage als wöchentliche Mittelwerte für die verwendeten Wochentypen.

Tab. 9: Übersicht ausgewählter Kennzahlen der Wochentypen auf Basis der erfassten Daten der Referenzanlage (Die angegebenen Mittelwerte beziehen sich jeweils auf die mittleren Werte pro Kalenderwochentyp.)

	Wochen (-)	$\bar{Q}_{SK}$ (kWh)	$\bar{Q}_{RH}$ (kWh)	$\bar{m}_{HP}$ (kg)	$\bar{Q}_{PK}$ (kWh)	β_{PK} (%) Gl. 8-7	ν_{PK} (%) Gl. 8-8
Sommer	21	97	21	0	0	0	0
Übergang heiter	5	62	163	55	183	58	70
Übergang bewölkt	18	32	344	119	424	80	75
Winter	8	27	675	214	782	84	77

Für die Optimierung wurden nur Winter- und Übergangswochen berücksichtigt. Auf die Optimierung von Sommerwochen wurde aufgrund des geringen Anteils an den Jahresverbräuchen verzichtet. Zusätzlich wurden die Übergangswochen in heitere und bewölkte Wochen unterteilt. Heitere Wochen sind dadurch gekennzeichnet, dass der Solarertrag Q_{SK} mindestens 30 % des Energieverbrauchs zur Raumheizung Q_{RH} decken kann. Insgesamt erfüllen nur drei Übergangswochen diese Anforderungen. Die restlichen 18 Übergangswochen werden den bewölkten Wochen zugerechnet.

Die Hochrechnung der wöchentlichen Verbräuche auf ein ganzes Kalenderjahr erfolgt für jeden untersuchten Wochentyp einzeln. Die anhand der Simulation ermittelten wöchentlichen Kosten für jede Referenzwoche werden auf Grundlage der an der Referenzanlage gemessenen Verhältnisse zwischen den Kosten der Referenzwoche im Verhältnis zu den Gesamtkosten des jeweiligen Wochentyps auf ein Gesamtjahr skaliert (Details in Abschnitt 6.1.3).

Ausgehend von der beschriebenen Unterteilung wurden die drei in Tab. 10 aufgelisteten Kalenderwochen für die wochenweise Optimierung verwendet.

Tab. 10: Eigenschaften der für die wochenweise Optimierung verwendeten Kalenderwochen

	KW (-)	Q_{SK} (kWh)	Q_{RH} (kWh)	m_{HP} (kg)	Q_{PK} (kWh)
WXX	02/2017	0	644	205	767
ÜXB	10/2016	42	440	150	531
ÜXH	43/2016	54	208	70	258

3.3 Vorgehensweise

Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführten Untersuchungen zur regelungstechnischen betriebswirtschaftlichen Optimierung erfolgt in den nachfolgend beschriebenen Schritten. Jeder Simulation wurde ein nullter Simulationstag für die Pre-Konditionierung der Temperaturen vorgeschaltet. Diese Einschwingzeit hat sich für die Simulationen als ausreichend herausgestellt. Da das Gebäude nicht separat simuliert wird, ist die Einschwingzeit vor allem für den Wärmespeicher relevant.

1) Modellparametrierung mittels GenOpt

Zu Beginn der Arbeit werden die für die Untersuchungen erforderlichen Simulationsmodelle parametriert. Nicht mit vorhandenen Modellen abbildbare Funktionalitäten werden durch die Programmierung eigener Modelle ergänzt. Das gilt unter anderem für das Kesselmodell (Abschnitt 4.1), den Heizungsregler (Abschnitt 4.4) und die Modellierung der Wärmesenken (Abschnitt 4.5). Die Parametrierung der Modelle des Pelletkessels und des Wärmespeichers wurde unter Nutzung von GenOpt vorgenommen. Das Vorgehen wird in den Abschnitten 4.1.8 und 4.2 detailliert beschrieben.

2) Sensitivitätsanalyse ausgewählter Einzelparameter

Im zweiten Schritt werden die verfügbaren Parameter für Zeiträume ganzer Jahre einzeln untersucht. Dazu wird für jeden Parameter ein zulässiger Wertebereich definiert und anschließend Simulationen der Parametervariationen für den einjährigen Betrachtungszeitraum durchgeführt.

Aus den Sensitivitätsanalysen werden die Parameter mit dem größten Einsparpotenzial abgeleitet und für weiterführende Untersuchungen verwendet.

3) Kombination mehrerer Einzelparameter

Ausgehend von den Sensitivitätsanalysen der Einzelparameter werden im nächsten Schritt die Einzelparamater mit dem größten Einfluss auf die Betriebskosten miteinander

kombiniert. Wie schon im vorherigen Schritt, werden die Parameter auch hier im Vorfeld der Simulationen festgelegt und der Einfluss der Variationen für den gesamten Betrachtungszeitraum untersucht.

4) Numerische Optimierung mittels GenOpt

Ausgehend von den Ergebnissen der vorherigen Sensitivitätsanalysen unter Nutzung fixer Parametervariationen (2) und 3)) erfolgt hier die numerische Anlagenoptimierung mit GenOpt. Im Unterschied zu den ersten Untersuchungen werden hier nur drei repräsentative Referenzwochen untersucht und optimiert (siehe Abschnitt 3.2.2). Für die Optimierung werden an dieser Stelle nur die als relevant identifizierten Parameter der vorherigen Parametervariationen verwendet.

Bei der numerischen Optimierung wird für jeden der simulierten Tage ein separater Parametersatz erstellt.

5) Skalierung der Referenzwochen auf ein komplettes Kalenderjahr

Im letzten Schritt werden die Ergebnisse der numerischen Anlagenoptimierung für die Referenzwochen auf den gesamten Betrachtungszeitraum umgerechnet. In Abschnitt 6.1.3 wird die dazu verwendete Methodik beschrieben und die Ergebnisse der Skalierung präsentiert.

4 Entwicklung der Simulationsmodelle

Für die Simulation von Gebäuden steht eine Vielzahl verschiedener Programme zur Verfügung. Nach Nguyen et al. [35] sind für die Simulation von Gebäuden mehr als hundert Programme verfügbar. Dabei werden bei der Gebäudeoptimierung für die dynamische Simulation hauptsächlich EnergyPlus (www.energyplus.gov), TRNSYS (www.trnsys.com), IDA ICE (www.equa.ch), DOE-2 (www.doe2.com) und ESP-r (www.esru.strath.ac.uk/Programs/ESP-r.htm) verwendet [35, 36].

Für die Simulationen im Rahmen der Arbeit wurde das Simulationsprogramm TRNSYS (Transient Systems Simulation) in der Version 17.02.0004 und für die Programmierung der verschiedenen Simulationsmodelle Microsoft Visual Studio 2010 in Kombination mit dem Intel Visual Fortran Composer XE 2013 verwendet. TRNSYS ist ein Werkzeug zur dynamischen Simulation von Gebäuden und von Anlagen zur Energieerzeugung und -versorgung. Entwickelt wurde es 1975 an der Universität von Wisconsin für die Simulation von Gebäuden mit Solartechnik. Der Vorteil von TRNSYS besteht in seiner Flexibilität und im modularen Aufbau, der es ermöglicht ein bestehendes System sehr detailliert abzubilden [37]. Das Programm enthält bereits eine Vielzahl von Komponenten (den sogenannten *Types*), mit denen verschiedene Systeme, einschließlich des hier untersuchten, nachgebildet werden können. Darüber hinaus können eigene Komponenten in den Programmiersprachen Fortran oder C++ erstellt und genutzt werden. Bei den *Types* handelt es sich um die Nachbildung des realen Betriebsverhaltens der einzelnen Komponenten anhand mathematischer Algorithmen. Für die Simulation müssen die benötigten Komponenten auf Basis des nachzubildenden Systems parametriert und verknüpft werden. Jede Komponente einer Anlage wird über drei Informationsarten beschrieben. Die *Parameter* beschreiben die spezifischen, unveränderlichen Eigenschaften einer Komponente, die veränderlichen Einflussgrößen werden als *Inputs* bezeichnet und das Verhalten der Komponente wird von den *Outputs* beschrieben. Das Informationsset charakterisiert jede Komponente und ist in einer Modelldatei (*.tmf) hinterlegt. Bei einem Pelletkessel sind beispielsweise die maximale und minimale Leistung benötigte *Parameter*, *Inputs* sind unter anderem der Kesselwassermassestrom und die Eingangstemperatur des Kesselwassers und Outputs z.B. die Kesselleistung oder die Abgastemperatur.

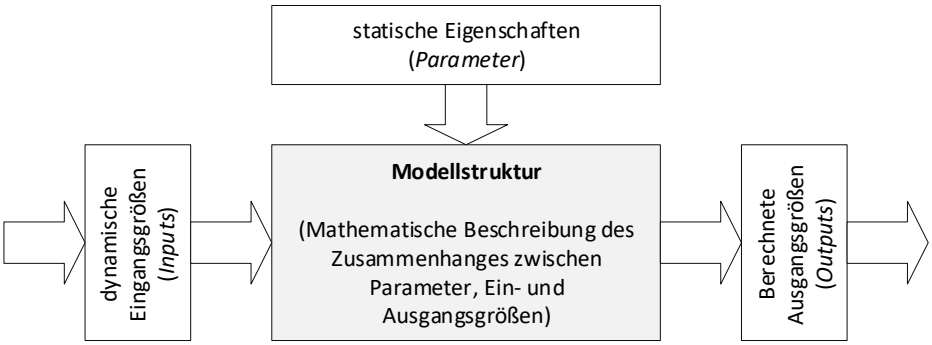

Bild 12: Veranschaulichung des Zusammenwirkens der Informationsarten in einem TRNSYS-Type (in Anlehnung an [38])

TRNSYS bietet die Möglichkeit, für die numerische Lösung der gewöhnlichen Differentialgleichungen verschiedene Algorithmen auszuwählen. Zur Verfügung stehen das modifizierte Euler-Verfahren, die Methode von Heun (2. Ordnung) sowie die Methode von Adams (4. Ordnung). Eine ausführliche Beschreibung findet sich in [39, 40]. Bei den Berechnungen werden algebraische und differentielle Gleichungen gleichzeitig gelöst. Die Anwendung der beiden Methoden höherer Ordnung hat dabei nach [41] nicht per se einen positiven Einfluss auf Rechenzeit und Genauigkeit der Lösung. In der vorliegenden Arbeit wurde die modifizierte Euler-Methode verwendet. Grundlage bildet eine gewöhnliche Differentialgleichung der Form:

$$\frac{dy}{dx} = f(x, y) \tag{4-1}$$

Für $y_{i+1/2}$ wird ein Wert im Mittelpunkt des Intervalls $(x_{i+1} - x_i)$ vorausberechnet.

$$y_{i+1/2} = y_i + \frac{f(x_i, y_i)}{2} \cdot (x_{i+1} - x_i) \tag{4-2}$$

Ausgehend von diesem vorausberechnetem Wert wird anschließend die Steigung $f(x_{i+1/2}, y_{i+1/2})$ im Mittelpunkt berechnet. Die berechnete Steigung wird als Näherungswert für die durchschnittliche Steigung im Mittelpunkt des Intervalls $(x_{i+1} - x_i)$ angenommen. Mit der Steigung wird anschließend von x_i nach x_{i+1} interpoliert.

$$\frac{y_{i+1} - y_i}{x_{i+1} - x_i} = f(x_{i+1/2}, y_{i+1/2}) \tag{4-3}$$

Für die Ermittlung der gültigen Lösung des Gesamtsystems stehen mit der Standardmethode des Programmes (Sukzessive Substitution) und der Methode nach Powell [41] zwei Verfahren zur Verfügung. In der vorliegenden Arbeit wurde die Standardmethode verwendet. Bei dieser wird in jedem Zeitschritt alle Komponenten in der vom Nutzer vorgegebenen Reihenfolge aufgerufen und abgearbeitet [42]. Nach dem Abschluss sämtlicher Berechnungen wird die Einhaltung der Konvergenzkriterien überprüft und gegebenenfalls eine Neuberechnung einzelner Komponenten durchgeführt.

Die Toleranzen für Integration und Konvergenz definieren die zu erwartenden Genauigkeit des Ergebnisses. Die Lösung der Differentialgleichungen erfolgt für jede Komponente und jeden Zeitschritt solange, bis der Toleranzwert für die Integration kleiner als der vorgegebene Toleranzwert ist. Die Konvergenztoleranz legt die Fehlertoleranz der Ausgangsgrößen der Komponenten fest und wurde leicht erhöht, da es bei sehr niedrigeren Werten häufiger zu Abstürzen der Simulation und Optimierung kam.

Die wichtigsten Grundeinstellungen, die für die Simulationen verwendet wurden, sind in Tab. 11 dargestellt. Abweichende Einstellungen sind in den jeweiligen Abschnitten benannt.

Tab. 11: Standardmäßig verwendete Simulationseinstellungen

Parameter	Wert
Schrittweite (simulation time step)	15 Sekunden
Lösungsverfahren (solution method)	sukzessive Substitution (successive method)
Gleichungslöser (equation solver)	0
Integrationstoleranz (tolerance integration)	0,001 (Standard: 0,001)
Konvergenztoleranz (tolerance convergence)	0,005 (Standard: 0,001)

4.1 Pelletkessel (Type 212)

Für die Entwicklung und vor allem für die Bewertung der im Rahmen der Arbeit entwickelten Regelstrategie wird ein Kesselmodell benötigt, welches das Betriebsverhalten und den daraus resultierenden Brennstoffverbrauch sowie die Kesseleffizienz und die Emissionen möglichst realitätsnah abbildet. Nach Haller [43] und Bourdouxhe et al. [44] lassen sich Kesselmodelle je nach Modellierungsansatz in physikalische (white box), empirische (black box) oder kombinierte (grey box) Modelle unterteilen. Wobei für die Gebäudesimulation nur empirische und kombinierte Modelle üblich sind. Für die Simulation von automatisch beschickten Pelletkesseln in TRNSYS sind die folgenden Modelle verfügbar:

a) Type 370 (Fiedler und Knirsch 1998) [45]
b) Type 210 (Nordlander und Dalarma 2003 [46], Persson et al. 2009 [47])
c) Type 869 (Haller 2010 [48])
d) Type 211 (Petzold et al. 2014 [49])

Eine ausführliche Beschreibung und Gegenüberstellung der Modelle a) bis c) sowie weiterer verfügbarer Modelle findet sich in [50]. Letztendlich erfüllt kein vorhandenes Modell die gestellten Anforderungen an die realitätsgetreue Abbildung des Betriebsverhaltens und die Genauigkeit der Ergebnisse. Für die folgenden Arbeiten wurde daher der Type 211 verwendet, da diese Komponente bereits über detaillierte Möglichkeiten zur Berücksichtigung des Start-Stopp-Verhaltens sowie der Stillstandsverluste und der Leistungsmodulation verfügt. Darüber hinaus erlaubt der vorhandene Quelltext weitere Anpassungen.

Der am DBFZ entwickelte Type 211 ist eine Erweiterung des Type 210, der ursprünglich für die Simulation von Pelletöfen mit Wassertaschen entwickelt wurde. Im Zuge der Weiterentwicklung wurden im Vorfeld der vorliegenden Arbeit durch Jens Petzold am DBFZ bereits einige Schwächen des ursprünglichen Modells, vor allem hinsichtlich der Trägheit des Verbrennungsprozesses, ausgebessert [49]. So wurde im Rahmen der Vorarbeiten unter anderem die sofortige Verbrennung durch eine kinetische Reaktion erster Ordnung ersetzt, eine zusätzliche thermische Masse für die wasserführenden Kesselteile und die Kesselummantelung integriert sowie detaillierte Berechnungen der spezifischen Wärmekapazität des Abgases sowie des stöchiometrischen Luftfaktors implementiert.

Für die vorliegende Arbeit wurden am modifizierten Modell weitere Anpassungen vorgenommen und die Bezeichnung zu Type 212 geändert. Der Quelltext vom Type 212 wird

in Auszügen in Anhang B zur Verfügung gestellt. Zu den wesentlichen Ergänzungen gehören dabei:

a) die einheitliche Berechnung der Verweildauer für sämtliche Betriebsphasen (Abschnitt 4.1.3),
b) die Erweiterung der Betriebsmodi (Abschnitt 0),
c) die Überarbeitung der Pumpenregelung (Abschnitt 4.1.5),
d) die Überarbeitung der Startphasen (Abschnitt 4.1.6) sowie
e) die Implementierung einer Unterscheidung des Kesselstarts in Kalt- und Warmstarts (ebenfalls Abschnitt 4.1.6).

4.1.1 Energetische Bilanzierung

Wie Type 211 berechnet auch der Type 212 die Wärmeströme innerhalb des Kessels sowie vom Kessel an die Umgebung unter der Annahme, dass innerhalb des Kesselkörpers keine direkte Wärmeabgabe vom Abgas an den Aufstellraum erfolgt. Die Brennkammer ist stattdessen vollständig von der Brennkammerverkleidung und dem Wärmeübertrager umschlossen (Bild 13) und gibt die ihr mit dem Brennstoff und der Verbrennungsluft zugeführte Energie mittels Φ_{g,m_1} bzw. Φ_{g,m_2} an beide Bauteile ab. Die Verkleidung der Brennkammer ihrerseits gibt die ihr zugeführte Wärme entweder an die Umgebungsluft ($\Phi_{m_1,a}$) oder an das Kesselgehäuse (Φ_{m_1,m_3}) ab. Das Kesselgehäuse wiederum beinhaltet das Kesselwasser sowie die Wärmedämmung des Kessels. Die dem Wärmeübertrager mittels Φ_{g,m_2} zugeführte Energie wird über Φ_{m_2,m_3} zumindest teilweise ebenfalls an das Kesselgehäuse abgegeben. Anschließend entsteht vom Kesselgehäuse ein Wärmestrom zum Aufstellraum ($\Phi_{m_3,a}$). Die übrige Energie des Gehäuses wird dem Wasserkreis zugeführt. Die drei Bauteile Brennkammerverkleidung, Wärmeübertrager und Kesselgehäuse (bestehend aus dem Kesselwasser und der Wärmedämmung) werden jeweils mit einer thermischen Masse und einer Temperatur charakterisiert.

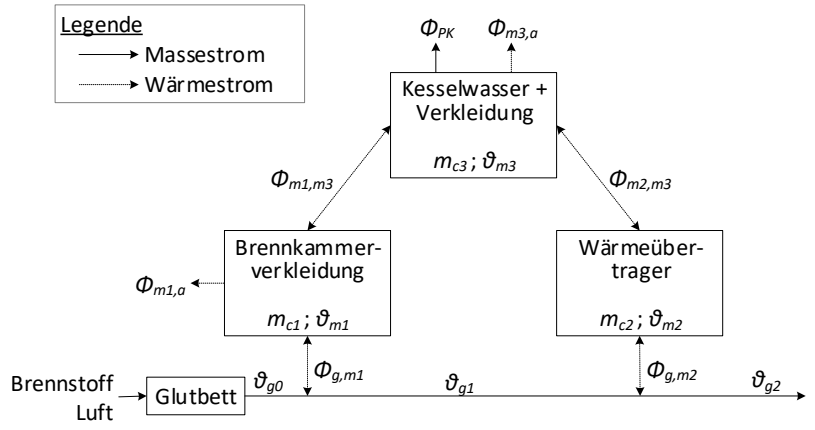

Bild 13: Schematische Darstellung des verwendeten Kesselmodells sowie der Wärmeströme zwischen den einzelnen Bauteilen (angepasste Darstellung aus [49])

Die UA-Werte innerhalb des Kesselgehäuses (UA_{g,m_1}, UA_{g,m_2}, UA_{m_1,m_3}, UA_{m_2,m_3}) werden in Abhängigkeit der Kesselleistung γ_{PK} dynamisch festgelegt. Gleichung 4-5 zeigt exemplarisch die Berechnung von UA_{g,m_1} in Abhängigkeit der aktuellen Kesselleistung γ_{PK} (Gl. 4-4).

$$\gamma_{PK} = \frac{\Phi_{Ist}}{\Phi_{max}} \quad 4\text{-}4$$

$$UA_{g,m_1} = UA_{g,m_1,0} + \gamma_{PK}\left(UA_{g,m_1,1} - UA_{g,m_1,0}\right) \quad 4\text{-}5$$

Die Wärmeströme zwischen der Brennkammer- bzw. Kesselverkleidung und der Luft im Aufstellraum werden aufgrund der angebrachten Wärmedämmung üblicherweise weniger von der aktuellen Kesselleistung, sondern eher vom grundsätzlichen Kesselbetrieb beeinflusst. Dieser Annahme folgend werden die UA-Werte vom Kessel zum Aufstellraum ($UA_{m_1,a}$ und $UA_{m_3,a}$) als konstant angenommen. Die Berechnung von $UA_{m_1,a}$ vereinfacht sich deshalb entsprechend Gleichung 4-6. Die Ermittlung von $UA_{m_3,a}$ erfolgt analog dazu.

$$UA_{m_1,a} = UA_{m_1,a,0} \quad 4\text{-}6$$

4.1.2 Brennstoffeigenschaften

Der Umgang mit den Brennstoffparametern wurde vom ursprünglichen Type 210 übernommen. Dort konnten die Brennstoffeigenschaften, bestehend aus Masseanteil an Kohlenstoff x_C, Stickstoff x_N, Wasserstoff x_H, Asche x_A und Wasser x_W und dem Heizwert des trockenen Brennstoffes $H_{i,TM}$ bereits als Parameter vorgegeben werden. Der Sauerstoffgehalt x_O des wasserfreien Brennstoffes wird dabei mit Gl. 4-7 errechnet.

$$x_O = 1 - x_C - x_H - x_N - x_A \quad 4\text{-}7$$

Wird kein Heizwert eingetragen, wird der Heizwert des feuchten Brennstoffes $H_{i,OS}$ unter Berücksichtigung der Holzfeuchte u mit Gleichung 4-8 berechnet. Anderenfalls erfolgt die Umrechnung des Heizwertes von trockenen auf feuchten Brennstoff mit Gleichung 4-9. Mit Gleichung 4-10 lässt sich der Wassergehalt w des Brennstoffs in die Holzfeuchte u umrechnen.

$$H_{i,OS} = 32.800(1-u)x_C + 124.300(1-u)x_H + 6.300(1-u)x_N - 9.800(1-u)x_O - 2.450u \quad 4\text{-}8$$

$$H_{i,OS} = \frac{H_{i,TM} \cdot (100 - w) - 2{,}44 \cdot w}{100} \quad 4\text{-}9$$

$$u = \frac{100 \cdot w}{100 - w} \quad 4\text{-}10$$

Für die Simulationen im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden bei der Referenzanlage Brennstoffproben aus dem Vorratstank entnommen und im Labor des DBFZ analysiert. Tab. 12 zeigt die dabei ermittelten und für die Simulationen verwendeten Brennstoffeigenschaften.

Tab. 12: Für die Simulationen verwendeten Brennstoffeigenschaften auf Basis der analysierten Proben von der Referenzanlage

	x_C (kg/kg)	x_H (kg/kg)	x_N (kg/kg)	x_A (kg/kg)	u (kg/kg)	$H_{i,TM}$ (MJ/kg)
Holzpellets	0,5140	0,0619	0,0015	0,0034	0,0643	18 380

4.1.3 Modellierung des Glutbettes

Eine typische Schwachstelle bei der Modellierung von Biomassefeuerungen in TRNSYS ist die Annahme einer sofortigen Verbrennung des Brennstoffes in der Brennkammer. Vor allem während der Startphase und beim Ausbrand des Kessels entstehen dadurch teilweise deutliche Abweichungen zur Realität. Die Verbrennung der Holzpellets in der Brennkammer wurde deshalb bereits beim Vorgängermodell (Type 211) um eine Reaktion 1. Ordnung erweitert (Gl. 4-11). Die auf dem Glutbett vorhandene Masse m_{GB} berechnet sich unter Verwendung des der Brennkammer zugeführten Brennstoffmassestrom $\dot{m}_{BS}$, der im letzten Zeitschritt auf dem Glutbett vorhandenen Masse $m_{GB,pr}$ sowie der Verweildauer k (4-11).

$$m_{GB} = m_{GB,pr} + \left(\dot{m}_{BS} - \frac{m_{GB,pr}}{k}\right) \cdot \Delta t \qquad 4\text{-}11$$

Der an der Verbrennung beteiligte Brennstoffmassestrom $\dot{m}_{BS,k}$ errechnet sich anschließend unter Verwendung der Brennstoffmenge auf dem Glutbett m_{GB} und der Verweildauer k mit Gleichung 4-12.

$$\dot{m}_{BS,k} = \frac{m_{GB}}{k} \qquad 4\text{-}12$$

In Type 212 neu hinzugekommen ist die dynamische Berechnung der Verweildauer des Brennstoffes auf dem Glutbett k. Die Verweildauer wird dabei für alle Betriebsphasen in Abhängigkeit der Abgastemperatur $\vartheta_{g_{1,pr}}$ im letzten Zeitschritt ermittelt und in einem Bereich zwischen 60 Minuten (beim Stillstand des Kessels) und 5 Minuten beim stationären Betrieb mit Gleichung 4-13 berechnet. Die Abhängigkeit zwischen der Verweildauer und der Gastemperatur wird dabei anhand der vorhandenen Messdaten mit einer empirischen Boltzmann-Sigmoidfunktion beschrieben.

$$k[\text{in h}] = \frac{5{,}24874 + \frac{61{,}63022 - 5{,}24874}{1 + e^{\frac{\vartheta_{g_{1,pr}} - 93{,}5845}{18{,}53178}}}}{60} \qquad 4\text{-}13$$

Der Verlauf der Verweildauer des Brennstoffs auf dem Glutbett in Abhängigkeit der Gastemperatur $\vartheta_{g_{1,pr}}$ ist in Bild 14 dargestellt.

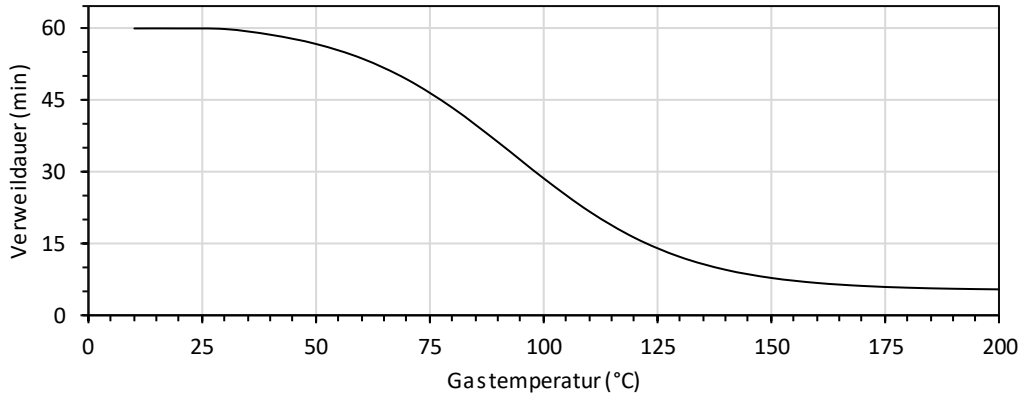

Bild 14: Verlauf der Verweildauer in Abhängigkeit der Gastemperatur

4.1.4 Betriebsmodi

Das Kesselmodell Type 212 unterstützt die folgenden drei Betriebsmodi, wobei die ersten beiden Modi bereits im Type 211 implementiert waren:

1. manueller Betrieb (BMode = 0)
2. automatischer Betrieb mit interner Leistungsregelung (BMode = 1)
3. automatischer Betrieb mit externer Leistungsregelung (BMode = 2)

Im manuellen Modus (BMode = 0) werden dem Kesselmodell die zugeführte Brennstoff- und Verbrennungsluftmenge sowie die zugeführte elektrische Hilfsenergie als Eingangsgröße vorgegeben. Im Unterschied dazu, wird bei Nutzung der internen Leistungsregelung (BMode = 1) nur das Betriebssignal („EIN“ oder „AUS“) als Eingangsgröße vorgegeben. Bei der internen Leistungsregelung wird die Regelung des untersuchten Pelletkessels simuliert. Dabei wird die Kesselleistung – analog zu Type 211 – nach Gleichung 4-14 berechnet. Im Modus 2 lässt sich eine externe Leistungsberechnung für die Vorgabe der Kesselleistung γ_{PK} verwenden.

$$\gamma_{PK} = \gamma_{PK,pr} + \frac{m_{c_3} \cdot \left(\vartheta_{PK,Soll} - \vartheta_{PK,Ist,pr}\right)}{\Phi_{max}} \qquad 4\text{-}14$$

Eine in Type 212 neu umgesetzte Einschränkung betrifft die erste Leistungsanpassung beim Erreichen der Modulationsphase. Die erste Leistungsmodulation ist in der Referenzanlage erst möglich, wenn eine ausreichende Stabilität der Verbrennung und eine ausreichende Erwärmung der Wärmeübertragerflächen erreicht worden ist. Aus diesem Grund kann dem Modell ein Zeitraum vorgegeben werden, in dem der Kessel zu Beginn jeder Modulationsphase in Volllast betrieben wird. Erst ab dem Erreichen dieser Mindestvolllastbetriebszeit kann die Kesselleistung verändert werden. Die erste Leistungsanpassung erfolgte in der Referenzanlage im Betrachtungszeitraum in einem Zeitraum zwischen 3 Minuten und 14 Minuten nach dem Beginn der Modulationsphase.

Für die Untersuchungen im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde der Betriebsmodus 2 mit der externen Leistungsvorgabe verwendet. Die Errechnung des Stellsignals γ_{PK} erfolgte dabei mit dem Standard-Type 23. Type 23 modelliert einen PID-Regler mit Gleichung 4-15 [51] unter

Nutzung der Reglerverstärkung K_{PID}, der Sollwertabweichung e, der Integralzeit T_i sowie der Vorhaltezeit T_d.

$$\gamma_{PK}(t) = K_{PID}\left(e(t) + \frac{1}{T_i}\int_o^t e\,(\tau)d\tau + T_d\frac{de(t)}{dt}\right) \qquad 4\text{-}15$$

4.1.5 Pumpenregelung

Type 212 verfügt darüber hinaus über die Möglichkeit, die Kesselkreispumpe ebenfalls automatisch zu regeln. Die Kesselpumpe erhält die Betriebsfreigabe, sobald die Kesselwassertemperatur größer als die Freigabetemperatur ist.

Das erforderliche Stellsignal für die Kesselkreispumpe γ_{KKP} lässt sich mit Gleichung 4-16 unter Berücksichtigung der Kesselwassertemperatur im letzten Zeitschritt $\vartheta_{PK,pr}$, der Freigabetemperatur für die Pumpe $\vartheta_{KKP,Ein}$, dem Regelbereich der Pumpe $T_{KKP,Reg}$, der minimalen Pumpendrehzahl $n_{KKP,min}$ und der maximalen Pumpendrehzahl $n_{KKP,max}$ ermitteln. Nicht dargestellt ist die anschließende Anpassung der Pumpenleistung auf den zulässigen Wertebereich zwischen 15 % und 100 %.

$$\gamma_{KKP} = \left(\vartheta_{PK,pr} - \vartheta_{KKP,Ein}\right)\cdot\frac{n_{KKP,max} - n_{KKP,min}}{T_{KKP,Reg}} + n_{KKP,min} \qquad 4\text{-}16$$

Bild 16 verdeutlicht den Verlauf der Pumpendrehzahl in Abhängigkeit der Kesselwassertemperatur und der gewählten Regelungsparameter.

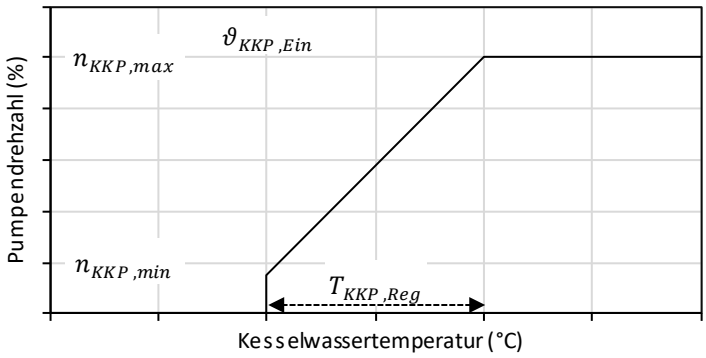

Bild 15: Schema der vom Pelletkessel in der Referenzanlage verwendeten und in der Simulation implementierten Regelung der Kesselkreispumpe

Im Unterschied zur Leistungsregelung des Pelletkessels wird das Pumpensignal nur als Ausgangsgröße verwendet. Die Ermittlung des jeweiligen Massestroms erfolgt außerhalb des Kesselmodells mittels zusätzlicher Komponenten.

4.1.6 Kesselstart

Die Detaillierung des im Type 212 implementierten Startablaufs entspricht dem Ablauf des Pelletkessel, der in der Referenzanlage vorhanden ist und stellt eine der wesentlichen Erweiterung des Kesselmodells für die Untersuchungen im Rahmen der vorliegenden Arbeit dar. Die Anpassung wurde nötig, da mit dem ursprünglichen Modell erhebliche Abweichungen zwischen

den experimentellen Daten und den Simulationsergebnissen auftraten. Der Kesselstart des Referenzkessels besteht aus den drei Status:

1. Vorheizen (Status 1),
2. Zünden (Status 2),
3. Stabilisieren (Status 3).

Nach dem Ende der dritten Phase geht der Kessel in den Modulationsbetrieb (Status 4) über. Bild 16 zeigt den Ablauf eines typischen Kesselstarts für den in der Referenzanlage installierten Pelletkessel. Die erste Phase (Status 1) dauert in der Regel nur 10 Sekunden und dient der Vorbereitung des eigentlichen Kesselstarts. Mit dem Start der Zündphase (Status 2) wird das Zündgebläse eingeschaltet. Die Zündung bleibt solange eingeschaltet, bis die Brennkammertemperatur einen definierten Wert überschreitet. In den ersten 2,5 Minuten der Zündphase wird auf einen Temperaturanstieg in der Brennkammer gewartet. Erst wenn nach dieser Zeit kein signifikanter Anstieg detektiert wurde, wird Brennstoff in die Brennkammer gefördert. In der Phase Stabilisieren (Status 3) wird kein Brennstoff in die Brennkammer gefördert und das Zündgebläse ist ebenfalls aktiv. Diese Phase dient der Stabilisierung der Verbrennung unter konstanten Bedingungen. Das Ende der Phase ist erreicht, sobald die Brennkammertemperatur innerhalb eines Zeitraumes von 5 Sekunden nicht weiter angestiegen ist. Die Modulationsphase beginnt ihrerseits mit 60 Sekunden, in denen dem Kessel kein Brennstoff zugeführt wird. Zu Beginn der Modulationsphase wird der Kessel stets mit Volllast betrieben, die Reduzierung der Leistung ist erst nach Abschluss der Startphase (üblicherweise ca. 15 Minuten) möglich. Dieser Volllaststart führt zu einer annähernd fixen Wärmemenge, die vom Pelletkessel an das Heizungssystem abgegeben wird und führt – vor allem in der Übergangs- und Sommerzeit – zu einer deutlichen Reduzierung der Betriebszeiten des Pelletkessels.

Die eigentliche Leistungsregelung erfolgt primär auf Basis der Kesselwassertemperatur. Für jeden Grad Abweichung zwischen der Soll- und der Isttemperatur sind in der Kesselsteuerung Leistungskurven für den Brennstoffeinschub und die Gebläsedrehzahl hinterlegt (Proportional-Verhalten). Die Kesselpumpe startet während der Modulationsphase sobald das Kesselwasser die hinterlegte Einschalttemperatur überschreitet.

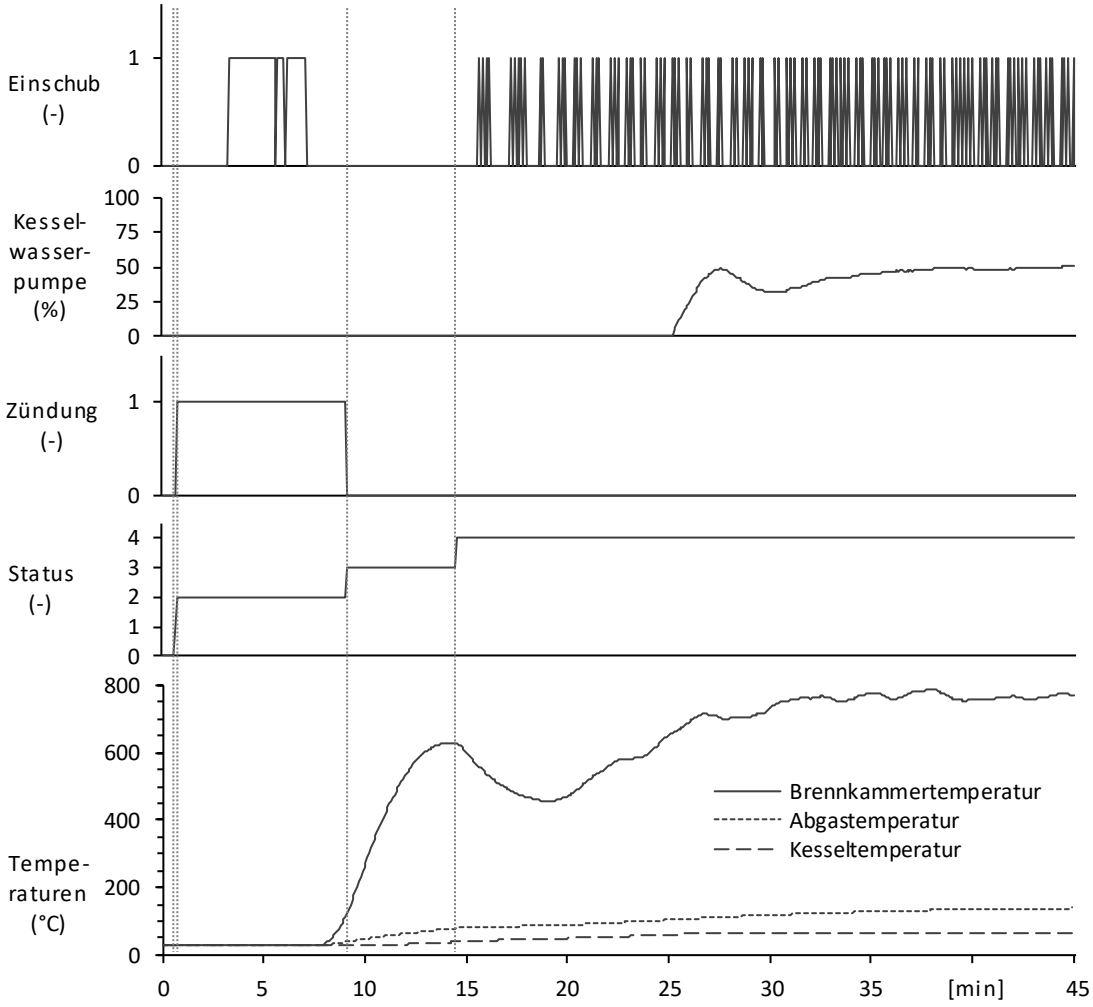

Bild 16: Ablaufschema eines typischen Kaltstarts des modellierten Referenzkessels bis einschließlich der Modulationsphase (Bedeutung der Statusnummern: 0: Aus, 1: Vorheizen, 2: Zünden, 3: Stabilisieren, 4: Modulation. Der Status „1“ ist nur für 10 Sekunden aktiv und in der Abbildung daher nicht zu erkennen. In den ersten 2,5 Minuten der Zündphase wird auf einen Temperaturanstieg in der Brennkammer gewartet. Erst wenn nach dieser Zeit kein signifikanter Anstieg detektiert wurde, wird Brennstoff in die Brennkammer gefördert.)

In Abhängigkeit der Kesselwassertemperatur zu Beginn des Kesselstarts und der Geschwindigkeit der Zündung sind deutliche zeitliche Unterschiede bei den Kesselstarts möglich. Je nach Dauer und Ablauf der Starts lassen sich diese in zwei unterschiedliche Kategorien einteilen. Als Unterscheidungskriterium wurde die Dauer der gesamten Startphase gewählt. Starts mit einer Dauer von weniger als sechs Minuten werden als Warmstart, längere Starts als Kaltstarts bezeichnet. Kaltstarts entsprechen grundsätzlich dem in Bild 16 dargestellten Ablauf. Im Unterschied dazu, werden bei Warmstarts aufgrund der bereits sehr hohen Kesselwassertemperatur von mehr als 50 °C die einzelnen Startphasen entweder sehr verkürzt oder aber gar nicht durchlaufen. Von den 1 193 zwischen März 2016 und Februar 2017 vom Kessel in der Referenzanlage gezählten Starts lassen sich 242 den Kaltstarts und 951 den Warmstarts zuordnen. Bild 17 zeigt, dass zwischen 8 % und 100 % der monatlich gezählten Kesselstarts Warmstarts waren und im Winter eine deutliche Häufung der Warmstarts zu

beobachten ist. Aufgrund der langen Stillstandszeiten zwischen den einzelnen Kesselstarts treten im Sommer fast ausschließlich Kaltstarts auf.

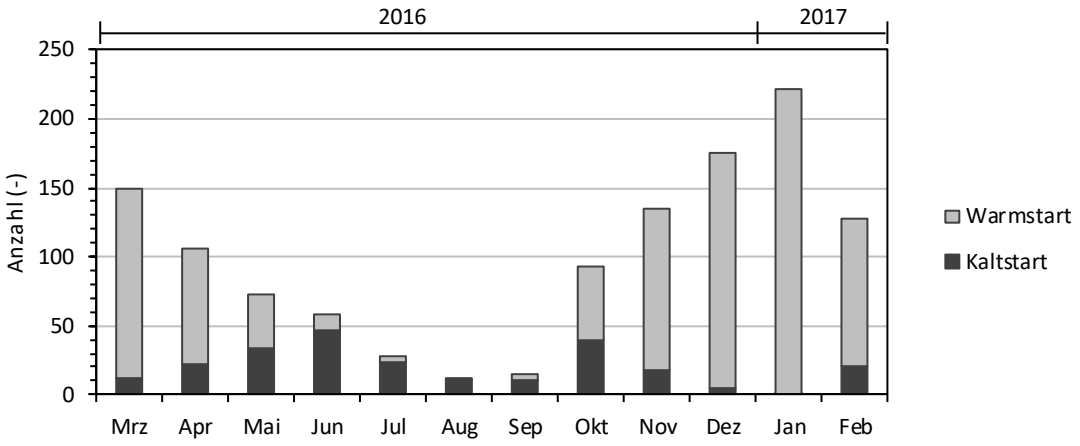

Bild 17: Verteilung der Starttypen auf die einzelnen Monate des Betrachtungszeitraums

Neben den Unterschieden zwischen Starttypen treten auch innerhalb der beiden Typen Unterschiede auf. Bild 17 zeigt Boxplots mit der Dauer der Startphase, der Kesselwassertemperatur beim Kesselstart sowie der Brennkammertemperatur zum Beginn der Modulationsphase. Beim Warmstart ist der Kessel durchschnittlich nach 3 Minuten im Modulationsbetrieb, während dafür beim Kaltstart im Durchschnitt 14 Minuten benötigt werden. Zusätzlich erreicht der Kessel bei einem Warmstart die Modulationsphase in der Regel mit einer höheren Kesselwassertemperatur als bei einem Kaltstart. Dass die höhere Kesselwassertemperatur nicht durch die Verbrennung, sondern durch die noch vorhandene Restwärme verursacht wird, zeigt die Darstellung der Brennkammertemperatur zum Beginn der Modulationsphase. Bei einem Warmstart liegt die Brennkammertemperatur nach dem Ende des Starts im Durchschnitt nur bei 160 °C, während sie beim Kaltstart im Durchschnitt schon 470 °C beträgt.

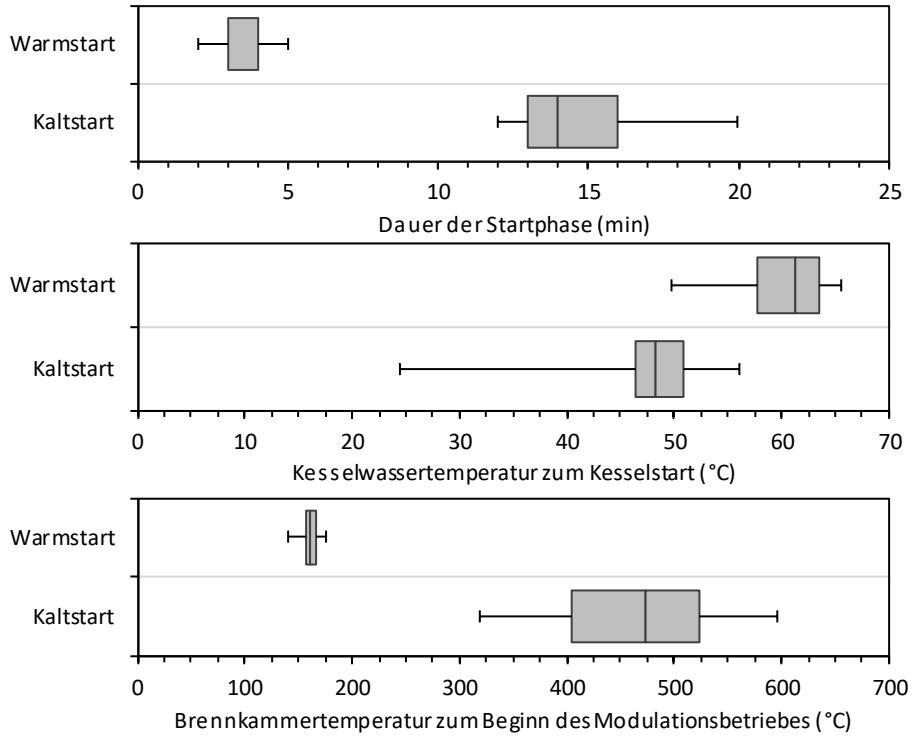

Bild 18: Boxplots zur Darstellung der Unterschiede zwischen Warm- und Kaltstarts (Der graue Kasten befindet sich zwischen dem unteren und dem oberen Quartil und wird vom Median durchkreuzt. Die Whisker verbinden die beiden Quartile mit den minimalen und maximalen Werten.)

Zur besseren Abbildung der unterschiedlichen Starttypen wurden die Zeitkonstanten und die dem Kessel während der Zündphase zugeführte Brennstoff- und Luftmenge als Eingangsgrößen des Kesselmodells (Type 212) definiert. Dadurch lassen sich diese Werte dynamisch den aktuellen Betriebsbedingungen anpassen. Für die Unterscheidung in Kalt- und Warmstart wurde in der vorliegenden Arbeit vereinfacht die Dauer des Kesselstillstandes im Vorfeld des jeweiligen Kesselstarts als Entscheidungsgrundlage verwendet. Das dies eine zulässige Vereinfachung ist, zeigt Bild 19. Dort ist die Verteilung beider Starttypen in Abhängigkeit der Stillstandsdauer des Kessels sowie das verwendete Verhalten dargestellt. Es ist grundsätzlich auch möglich, die Starttypen anhand anderer Parameter, wie z.B. der Kesselwassertemperatur zum Zeitpunkt des Kesselstarts, festzulegen, wobei in allen Fällen ein Übergangsbereich mit einem stochastischen Auftreten von Kalt- und Warmstarts auftritt.

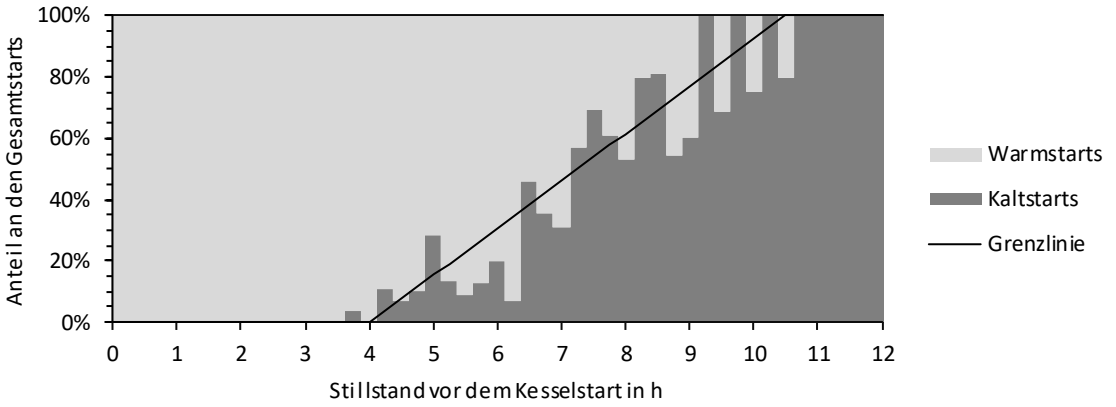

Bild 19: Verteilung von Warm- und Kaltstarts in Abhängigkeit der Stillstandsdauer des Kessels sowie die für die Simulation gewählte Unterscheidung (Grundlage sind die 1 193 im Betrachtungszeitraum an der Referenzanlage erfassten Kesselstarts.)

Für die Simulation wurde die folgende Unterteilung in Kalt- und Warmstarts in drei Bereichen definiert:

a) Für Stillstandszeiten unterhalb von 4 Stunden betrug die Wahrscheinlichkeit des Auftretens eines Warmstarts 100 %. Kaltstarts treten in diesem Bereich nicht auf.
b) Im Bereich zwischen 4 und 11 Stunden sinkt die Wahrscheinlichkeit eines Warmstarts linear von 100 % auf 0 %. Die Wahrscheinlichkeit für Kaltstarts steigt in gleichem Maße an.
c) Ab Stillstandszeiten oberhalb von 11 Stunden beträgt die Wahrscheinlichkeit für Warmstarts 0 % während nur noch Kaltstarts auftreten.

Für die Festlegung der Starttypen wird bei jedem Kesselstopp eine normalverteilte Pseudo-Zufallszahl in einem Bereich zwischen 0 und 100 erzeugt. Für die Erzeugung der Pseudo-Zufallszahl werden die intrinsischen Fortran Funktionen *random_number()* und *random_seed()* verwendet. Als *seed* wird dabei die aktuelle Systemzeit in Millisekunden verwendet. Tab. 13 zeigt den Quelltextbereich, in dem die Pseudo-Zufallszahl erzeugt wird.

Tab. 13: Auszug aus dem Quelltext des Kesselmodells mit der Generierung der Pseudo-Zufallszahl

```
call date_and_time (Values = values)
rTime = (values(5))*60.                 !wandle Stunden in Minuten um
rTime = (rTime + values(6))*60.         !wandle Minuten in Sekunden um
rTime = (rTime + values(7))*1e3         !wandle Sekunden in Millisekunden um
rTime = rTime + values(8)               !Addiere die aktuellen Millisekunden

call random_seed (Size = ksize)
seed(:) = rTime                         !verwende die aktuelle Uhrzeit in Millisekunden als Ausgangspunkt
call random_seed (put=seed)             !erzeuge Startwert auf Basis der aktuellen Uhrzeit in Millisekunden
call random_number (ran)                !erzeuge Pseudo-Zufallszahl zwischen 0 und 1
RandNum = ran*100                       !skaliere Pseudo-Zufallszahl auf Wertebereich bis 100
```

Beim folgenden Kesselstart wird diese Zahl mit der Wahrscheinlichkeit des Auftretens eines Kaltstarts verglichen und in Abhängigkeit der Stillstandsdauer der Starttyp festgelegt. Die Parameter wurden anhand der vorhandenen Messdaten aus der Referenzanlage festgelegt. Die verwendeten Parameter für die Starttypen sind in Tab. 14 aufgelistet.

Tab. 14: Für die beiden Starttypen verwendeten Zeitkonstanten sowie Brennstoff- und Zuluftmassestrom während der Zündung des Kessels (Basis bilden die ausgewerteten Messdaten der Referenzanlage.)

Starttyp	Dauer Vorheizen (min)	Dauer Zündung (min)	Dauer Stabilisieren (min)	Dauer Volllast (min)	Brennstoff Zündung (kg/h)	Zuluft Zündung (kg/h)
Warmstart	0,25	0,5	0,5	1,0	1,5	15
Kaltstart	0,25	9,5	4,5	2,0	3,5	40

4.1.7 Stationärer Kesselbetrieb

Für die Modellierung von Pelletkesseln wird für verschiedene Größen vereinfacht eine lineare Abhängigkeit von der Kesselleistung γ_{PK} angenommen. Das betrifft neben der bereits beschriebenen Wärmeübergangs- und Verlustkoeffizienten im wesentlich die Luftüberschusszahl λ.

Für die Berechnung der Luftüberschusszahl wird die vereinfachte Berechnung nach [52] unter Berücksichtigung der Sauerstoffkonzentration O_2 im Abgas mit Gleichung 4-17 berechnet.

$$\lambda = \frac{21}{21 - O_2} \qquad 4\text{-}17$$

Bild 20 zeigt die Abhängigkeit der Abgastemperatur ϑ_{Abg} und der Luftüberschusszahl von der Kesselleistung, gemessen an einem Referenzkessel im Technikum des DBFZ. Die Abgastemperatur ist dabei nur zur Veranschaulichung dargestellt. Sie wird in der Simulation vom Modell für jeden Zeitschritt eigenständig ermittelt.

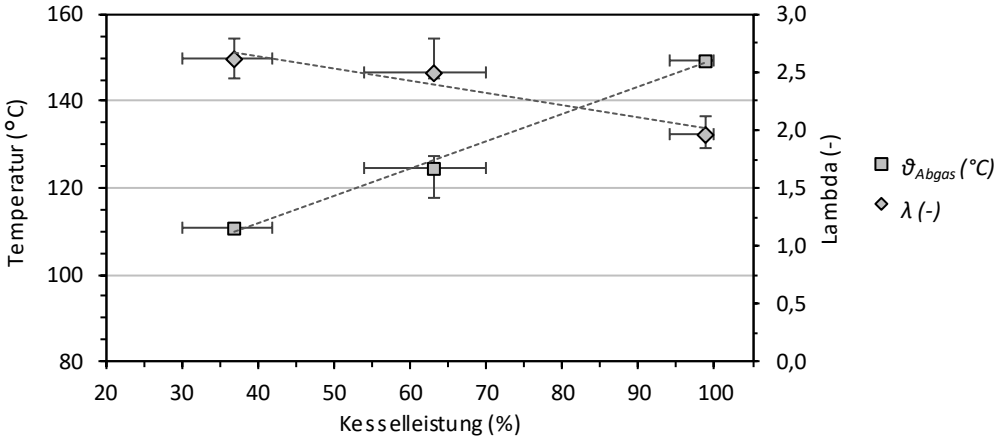

Bild 20: Abhängigkeit der Abgastemperatur sowie des Verbrennungsluftverhältnisses λ von der Kesselleistung (Die dargestellten Punkte wurden jeweils über einen Zeitraum von 90 Minuten ermittelt. Die Fehlerbalken geben die Lage der mittleren 90 % der Daten an.)

Der Referenzkessel weist eine Variation der Luftüberschusszahl von 1,8 (bei Volllast) bis 2,6 (bei Teillast) auf (als Mittelwerte aus jeweils 90-minütigen Messungen). Das entspricht einem Faktor von etwa 1,4. Haller [43] hat gezeigt, dass die Schwankung von λ bei Pelletkesseln teilweise bis zu einem Faktor von 2 reichen kann. Niedrige Werte mit geringen Schwankungen sind grundsätzlich dazu geeignet, einen Kesselbetrieb mit hohen Wirkungsgraden und geringen Abgasverlusten zu ermöglichen.

4.1.8 Parametrierung der Wärmeübergangs- und Verlustkoeffizienten

Die Parametrierung des Kesselmodells erfolgte in zwei Schritten. Für die verschiedenen UA-Werte und thermischen Massen wurden im ersten Schritt unter Berücksichtigung der verschiedenen Geometrien und den gemessenen Temperaturen die zu erwartenden Wertebereiche mittels überschlägiger Berechnungen oder vorhandener experimenteller Daten ermittelt.

Im zweiten Schritt wurden 13 Parameter mit Hilfe von GenOpt auf eine minimale Abweichung zwischen den experimentellen und den simulierten Ergebnissen angepasst. Für diese abschließende Anpassung der Parametrierung des Kessels wurde der manuelle Modus (BMode = 0) des Types 212 verwendet. Die unter Laborbedingungen gemessenen Brennstoffverbräuche sowie Verbrennungsluft- und Hilfsenergiemengen wurden dem Modell dabei als Eingangsgrößen zur Verfügung gestellt. Bild 21 zeigt den zeitlichen Verlauf der für die Parametrierung verwendeten Messwerte für Brennstoffleistung, Kesselauslastung und Kesselwassertemperatur.

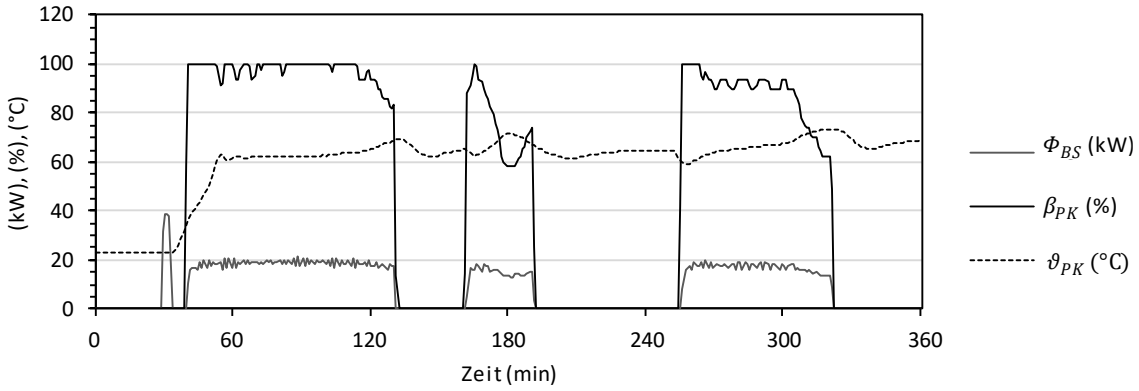

Bild 21: Verlauf der für die Parametrierung des Pelletkessels verwendeten Messdaten

Für die Feinjustierung wurden die Austrittstemperatur des Kesselwassers ϑ_{PK} und die Abgastemperatur ϑ_{Abg} in die folgende Kostenfunktion integriert. Über die verwendeten Faktoren wurde der Fokus bei der Parametrierung stärker auf die Kesselwassertemperatur gelegt. Die Kostenfunktion wird während der Simulation ausschließlich für Zeiträume mit aktiver Kesselkreispumpe berechnet.

$$K_{Opt,PK} = \int_{t_0}^{t_1} \left(0{,}2 \cdot \left(\vartheta_{Abg,M}(t) - \vartheta_{Abg,S}(t)\right)^2 + 0{,}8 \cdot \left(\vartheta_{PK,Aus,M}(t) - \vartheta_{PK,Aus,S}(t)\right)^2\right) dt \qquad 4\text{-}18$$

Insgesamt wurden 13 Parameter in den vorgegebenen Grenzen in maximal 10 000 Iterationen verändert. Als Algorithmus kam die *Hybrid Generalized Pattern Search Algorithm with Particle Swarm Optimization Algorithm* Methode (GPSPSOCCHJ) zum Einsatz. Weitere Details zur Optimierungsmethode werden in Kapitel 3.1.3 vorgestellt. Die verwendeten Parameter sowie die gewählten Randbedingungen (Unter- und Obergrenze, Schrittweite und Startwert) sowie die von GenOpt ermittelten Ergebnisse sind in Tab. 15 aufgelistet.

Tab. 15: Für die Parametrierung verwendete Parameter mit den Randbedingungen und den durch den Optimierer ermittelten optimalen Werten

Parameter	Einheit	Untergrenze	Obergrenze	Startwert	Ergebnis
Wärmekapazität Masse 1	kJ/K	10	500	40	29
Wärmekapazität Masse 2	kJ/K	10	500	30	20
Wärmekapazität Masse 3	kJ/K	10	500	250	372
UA-Wert zwischen Abgas und Masse 1 bei $\gamma_{PK} = \gamma_{min}$	kJ/hK	10	1 000	20	11
UA-Wert zwischen Abgas und Masse 1 bei $\gamma_{PK} = \gamma_{max}$	kJ/hK	100	1 000	160	412
UA-Wert zwischen Abgas und Masse 2 bei $\gamma_{PK} = \gamma_{min}$	kJ/hK	10	1 000	10	384
UA-Wert zwischen Abgas und Masse 2 bei $\gamma_{PK} = \gamma_{max}$	kJ/hK	100	1 000	500	266
UA-Wert zwischen Masse 1 und der Umgebung	kJ/hK	5	100	5	5
UA-Wert zwischen Masse 3 und der Umgebung	kJ/hK	5	100	5	5
UA-Wert zwischen Masse 1 und Masse 3 bei $\gamma_{PK} = \gamma_{min}$	kJ/hK	50	20 000	100	5 000
UA-Wert zwischen Masse 1 und Masse 3 bei $\gamma_{PK} = \gamma_{max}$	kJ/hK	50	20 000	100	1 551
UA-Wert zwischen Masse 2 und Masse 3 bei $\gamma_{PK} = \gamma_{min}$	kJ/hK	50	1 000	100	80
UA-Wert zwischen Masse 2 und Masse 3 bei $\gamma_{PK} = \gamma_{max}$	kJ/hK	50	1 000	100	50

Der zeitliche Verlauf der gemessenen sowie der, mit dem parametrierten Kesselmodell, simulierten Kesselwasser- und der Abgastemperaturen sind in Bild 22 dargestellt. In den grau dargestellten Bereichen mit aktiver Kesselpumpe liegen beide Werte auf einem sehr ähnlichen Niveau. Das simulierte Abkühlverhalten des Kesselwassers weist nur sehr geringe Abweichungen zu den Messwerten auf. Im Unterschied dazu, hat sich das Abgas am Messpunkt schneller abgekühlt, als das Abgas in der Simulation.

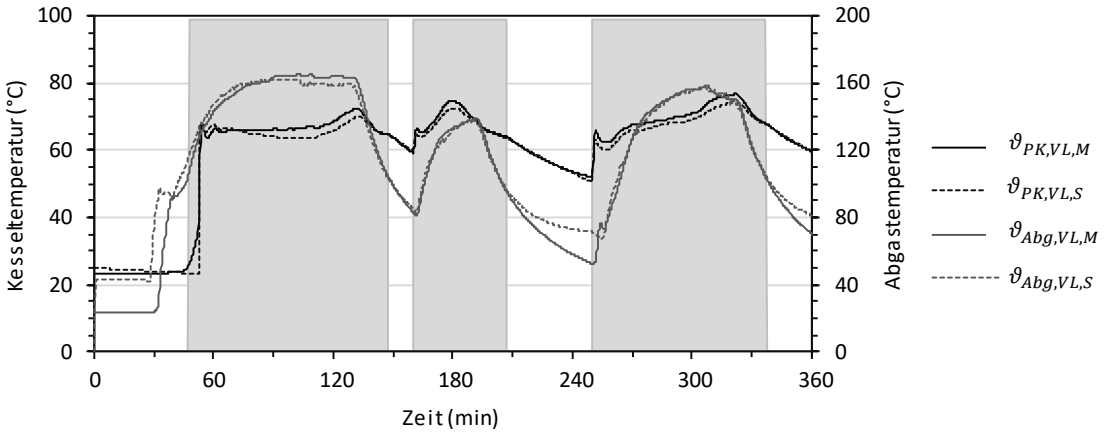

Bild 22: Vergleich der simulierten und der gemessenen Kesselwasser- und Abgastemperaturen für den Zeitraum der Kesselparametrierung (Die grauen Felder kennzeichnen die Zeiten mit aktiver Pumpe, bei denen die Kostenfunktion berechnet wurde.)

Die mittlere Abweichung zwischen der simulierten und der gemessenen Kesselwassertemperatur beträgt -1,5 K, bei der Abgastemperatur beträgt die Abweichung -0,8 K. Bild 23 zeigt die dazugehörigen Histogramme. Die Abweichung der simulierten Kesselwassertemperatur liegt meist in einem sehr schmalen Bereich zwischen -2 K und +1 K. Im Unterschied dazu schwankt die Abweichung bei den Abgastemperaturen in einem größeren Bereich von -5 K bis +5 K. Bei der Bewertung der Abweichungen muss neben der höheren absoluten Genauigkeit bei der Messung der Temperatur des Kesselwassers auch die Schwierigkeiten bei der präzisen Erfassung der Abgastemperatur durch sich ändernde Strömungsbedingungen berücksichtigt werden.

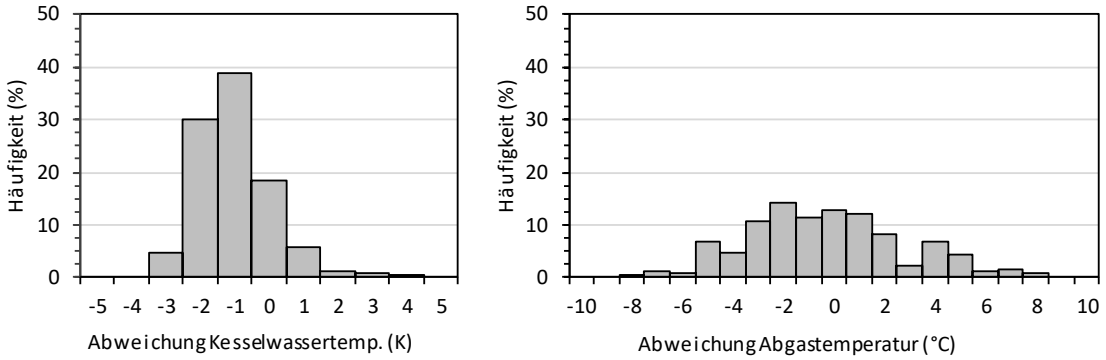

Bild 23: Histogramme der Abweichungen zwischen der simulierten und der gemessenen Kesselwassertemperatur und (links) sowie zwischen der simulierten und der gemessenen Abgastemperatur (rechts)

4.1.9 Evaluierung des Kesselreglers

Im Anschluss an die Parametrierung der thermischen Kenngrößen wurde der parametrierte Pelletkessel im automatischen Modus mit externer Leistungsregelung (BMode = 2) betrieben, um die Kesselregelung auf ihre Güte zu prüfen.

Für die Evaluierung des internen Kesselreglers wurde der Lastzyklusversuch ebenfalls simuliert. Für die Simulation wurden die Temperatur des Heizkreiswassers am Kesseleintritt, der Massestrom des Heizkreiswassers, der Kesselstatus sowie die Temperatur der Luft im Aufstellraum als Eingangsgrößen vorgegeben. Der Kesselregler hat auf der Grundlage der vorgelagerten Parametrierungen und dieser Eingangsgrößen die für die Erreichung der Kesselwassersolltemperatur benötigte Brennstoffmenge automatisch ermittelt.

Bild 24 zeigt den resultierenden Verlauf der simulierten und der am DBFZ experimentell gemessenen Kesselwassertemperatur am Kesselaustritt sowie der dem Kessel zugeführten Brennstoffenergie und die vom Kessel an das Kesselwasser abgegebene Heizenergie. Die dem Kessel während der Simulation zugeführte Brennstoffenergiemenge beträgt 51,5 kWh und liegt damit nur 0,6 kWh bzw. 1,1 % oberhalb der experimentell bestimmten Werte. Bei der vom Kessel an das Heizkreiswasser abgegebenen Energiemenge liegt der simulierte Wert mit 40,9 kWh nur 0,7 kWh bzw. 1,6 % unterhalb der gemessenen Werte. Daraus errechnet sich für die Simulation ein Nutzungsgrad von 79,5 % und für die reale Messung ein Wert von 81,7 %. Die Differenz zwischen beiden Werten ergibt sich zu 2,2 Prozentpunkten bzw. 2,6 %. Die Abweichung befindet sich unterhalb der von der DIN EN 303-5.2012 für die Ermittlung des Wirkungsgrades bei der Typenprüfung angegebenen Genauigkeit [53]. Das Kesselmodell kann

somit als ausreichend genau bewertet werden.
Die mittlere Abweichung zwischen der simulierten und der gemessenen Austrittstemperatur beträgt nur -0,3 K, d.h. die Werte der Simulation liegen leicht unterhalb der gemessenen. Der Median der Temperaturdifferenz liegt bei 0,5 K, mit einem unteren Quartil von -1,9 K und einem oberen Quartil von 1,6 K.

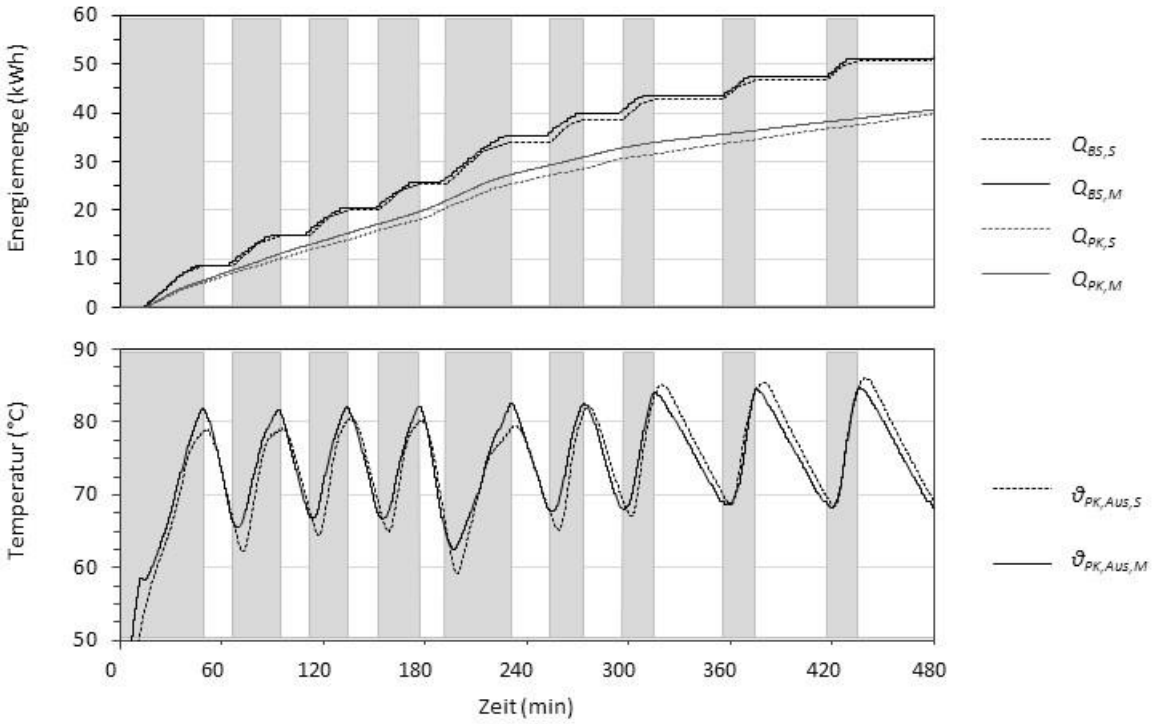

Bild 24: Simulierter und gemessener Verlauf der Kesselwassertemperatur am Kesselaustritt sowie der dem Kessel zugeführten Brennstoffenergie und vom Kessel an das Kesselwasser abgegebene Heizenergie (Grau hinterlegt sind die Zeiten mit eingeschalteten Kessel)

4.2 Wärmespeicher (Type 340)

Wie der Pelletkessel besitzt auch der Wärmespeicher eine zentrale Bedeutung bei der Simulation und Optimierung. Für die Simulation des Kombispeichers wird der von Harald Drück am Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik in Stuttgart entwickelte Type 340 in der Version 1.99F verwendet. Dieses Modell erlaubt die Simulation eines Schichtenspeichers mit bis zu vier innenliegenden Wärmeübertragern, fünf Anschlusspaaren zum Be- und Entladen sowie einem elektrischen Heizstab [54]. Der Speicher wird dabei in bis zu 200 Segmente unterteilt. Wobei angenommen wird, dass das Wasser in jedem einzelnen Segment vollständig durchmischt ist. Die Höhe der Anschlüsse kann dabei beliebig festgelegt werden. Befindet sich der Einlassstutzen unterhalb des Auslasses, fließt das Wasser im Speicher aufwärts und im umgekehrten Fall abwärts. Wird der Speicher geschichtet geladen, wird angenommen, dass das Wasser den Speicher in dem Segment eintritt, in dem $\vartheta_{Seg} = \vartheta_{Ein}$ gilt. Bei den Wärmeübertragern lässt sich analog dazu geschichtetes Be- und Entladen simulieren. Für Simulation von Tank-in-Tank Systemen wird das Volumen des Wärmeübertragers vom Volumen des Gesamtspeichers abgezogen.

Bei den Wärmeübertragern werden in der Simulation jeweils der zugeführte Enthalpiestrom, bestehend aus der Eintrittstemperatur und dem dazugehörigen Massestrom, vorgegeben. Auf Basis der festgelegten Wärmeverlustkoeffizienten $UA_{WÜ,i}$ wird vom Speichermodell die dem Speicher zu- oder abgeführte Wärme und die Austrittstemperatur berechnet. Bei den Anschlusspaaren wird das Wasser dem Speicher direkt mit der Eintrittstemperatur und dem vorgegebenen Massestrom zugeführt bzw. entnommen. Die Speicherverluste werden über die Wärmeverlustkoeffizienten UA_{SP} des Speichers vorgegeben.

Der im Referenzgebäude vorhandene Wärmespeicher (Bild 25) verfügt insgesamt über zehn Anschlussstutzen, jeweils zwei für den innenliegenden Solar-Wärmeübertrager (WÜ1), für die Trinkwassererwärmung (WÜ2, Tank-in-Tank), die Zirkulationsleitung (WÜ3), den Kesselkreis (AP1) sowie für den Anschluss der Heizkreise (AP2). Die Wärmeübertrager werden im Wesentlichen über die Parameter: relative Höhe der Ein- und Ausgangsstutzen (in % der Höhe), Volumen (in l), Wärmeverlustkoeffizienten (in W/K) zwischen den Wärmeübertragern und dem Wasser im Puffer sowie der Auswahl eines möglichen geschichteten Betriebs beschrieben. Bei den Anschlusspaaren lassen sich nur die relativen Höhen der Stutzen und der geschichtete Betrieb vorgeben. Die Höhe der Stutzen sowie das Volumen der Wärmeübertrager wurden anhand der Referenzanlage festgelegt.

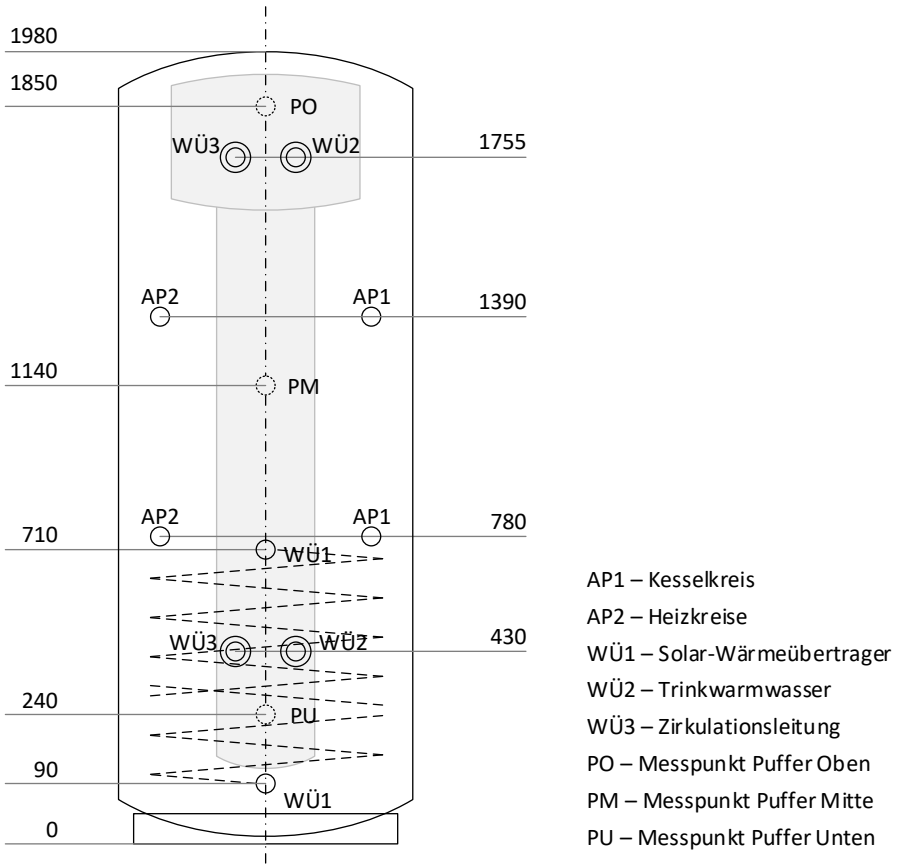

Bild 25: Skizze des Kombispeichers der Referenzanlage mit Lage und Position der Anschluss- und Messpunkte (Höhe in mm vom Boden; Skizze nicht maßstabsgetreu, Volumen des Speicherbereichs: 840 l, Volumen des Tank-in-Tank Speichers: 135 l)

Die Ermittlung der optimalen Parameter für den modellierten Wärmespeicher erfolgt in den nachfolgend beschriebenen drei Schritten.

1. Eingabe von Kenndaten

Als Erstes wurden bekannte technische Daten, wie z.B. die Speichermaße und Wärmekapazitäten, im Modell hinterlegt. Diese Daten bilden die Basis für anschließende Ermittlung der optimalen Modellparameter.

2. Ermittlung der optimalen Parameter für Wärmeübergänge und -verluste

Die spezifischen Wärmeverlust- und Wärmeübergangskoeffizienten der Wärmeübertrager wurden auf der Basis von Faustzahlen vorausgewählt und anschließend auf minimale Abweichungen der den Speicher an den Austrittsstutzen verlassenden Enthalpieströme optimiert. Gleiches gilt für die Wärmeverlustkoeffizienten des Pufferspeichers. Diese wurden für den Boden und den Deckel sowie für vier Höhensegmente (jeweils 1/4 der Speicherhöhe) separat ermittelt. Für die Ermittlung der optimalen Parameter mittels GenOpt (Methode: GPSPSOCCHJ, Details siehe Abschnitt 3.1.3) wurde der Speicher direkt mit der gemessenen Enthalpieströmen beaufschlagt. Die Kostenfunktion $PAR_{Opt,SP,1}$ des Speichers beinhaltet die Abweichungen der vom Speicher an die vier Bilanzkreise abgegebenen Enthalpieströme (Gl 4-19). Gleichung 4-20 zeigt exemplarisch die Berechnung der Abweichung des Enthalpiestromes für den Ausgang des ersten Anschlusspaares. Für die übrigen Größen erfolgt die Berechnung analog dazu. Die Zirkulationsverluste wurden bei der Parametrierung über eine Ringleitung mit den entsprechenden Wärmeverlusten berücksichtigt.

$$PAR_{Opt,SP,1} = \int_{t_0}^{t_1} \left(\Delta\dot{H}_{AP1}(t) + \Delta\dot{H}_{AP2}(t) + \Delta\dot{H}_{AP3}(t) + \Delta\dot{H}_{W\ddot{U}1}(t) + \Delta\dot{H}_{W\ddot{U}2}(t) \right) \mathrm{dt} \qquad 4\text{-}19$$

$$\text{mit: } \Delta\dot{H}_{AP1}(t) = \left| \vartheta_{AP1,M}(t) - \vartheta_{AP1,S}(t) \right| \cdot \dot{m}_{AP1,M}(t) \cdot c_p(t) \qquad 4\text{-}20$$

Bei den in Bild 26 dargestellten Verläufen der Austrittstemperaturen zeigt sich eine Schwachstelle des verwendeten Speichermodells. Bei geringen Massenströmen, wie sie bei der Parametrierung beim Trinkwarmwasser und der solarthermischen Anlage aufgetreten sind, nimmt die Abweichung zwischen den simulierten und den gemessenen Werten zu. Das Verhalten lässt sich zu anderen Zeitpunkten entsprechend auch bei den beiden Doppelstutzen beobachten. Bei einer ausreichend hohen Durchströmung verringert sich die Abweichung zwischen Simulation und Messung auf sehr niedrige Werte.

Am Anschlusspunkt AP1, dem Anschluss des Pelletkessels, ergibt sich zwischen simulierten und gemessenen Werten eine mittlere Abweichung von 0,4 K (oberes Quantil 1,4 K, unteres Quantil 0,4 K, Median 0,2 K). Am Anschluss der Heizkreise (AP2) beträgt die mittlere Abweichung 0,7 K (oberes Quantil 2,1 K, unteres Quantil -1,2 K, Median 0,1 K). Bei den in Bild 26 oben dargestellten Verläufen der Temperaturen an den Ausgängen der Wärmeübertrager sind die Abweichungen wie erwartet höher. Beim Solar-Wärmeübertrager (WÜ1) wird ausschließlich der Zeitraum mit eingeschalteter Solarkreispumpe bewertet. In diesem Zeitraum lag die mittlere

Temperaturabweichung bei -0,9 K (oberes Quantil 0,6 K, unteres Quantil -2,3 K, Median -1,4 K).

Der Trinkwarmwasseranschluss (WÜ2) ist in der Simulation deutlich temperaturstabiler als in der Realität. Ein Grund dafür ist die Abbildung des Tank-in-Tank-Speichers in der Simulation. Im Type 340 wird der innenliegende Speicher mit einem konstanten Querschnitt angenommen. In der Realität ist der obere Bereich des innenliegenden Speichers deutlich größer als der untere Bereich. Dadurch verändert sich der Ringspalt zwischen dem innenliegenden Speicher und der äußeren Speicherwand. Zusätzlich erschweren mögliche Messfehler in der Praxis, verursacht durch die fehlende Umströmung der Temperaturfühler im Stillstand, die identische Abbildung der Temperaturverläufe. Aufgrund der kurzen Zapfphasen tritt dieses Problem beim Trinkwarmwasser (WÜ2) deutlicher zum Vorschein. Die sprunghaften Veränderungen von $\vartheta_{WÜ2,S}$ treten immer bei Zapfvorgängen auf. Da diese sehr kurz sind, dafür aber mit einem sehr hohen Massestrom verbunden sind, kommt es hier zu einer sprunghaften Temperaturänderung an der Messstelle. Bei $\vartheta_{WÜ2,M}$ werden die Temperaturänderungen in erster Linie durch die Entnahme von Wärme für die Heizkreise verursacht.

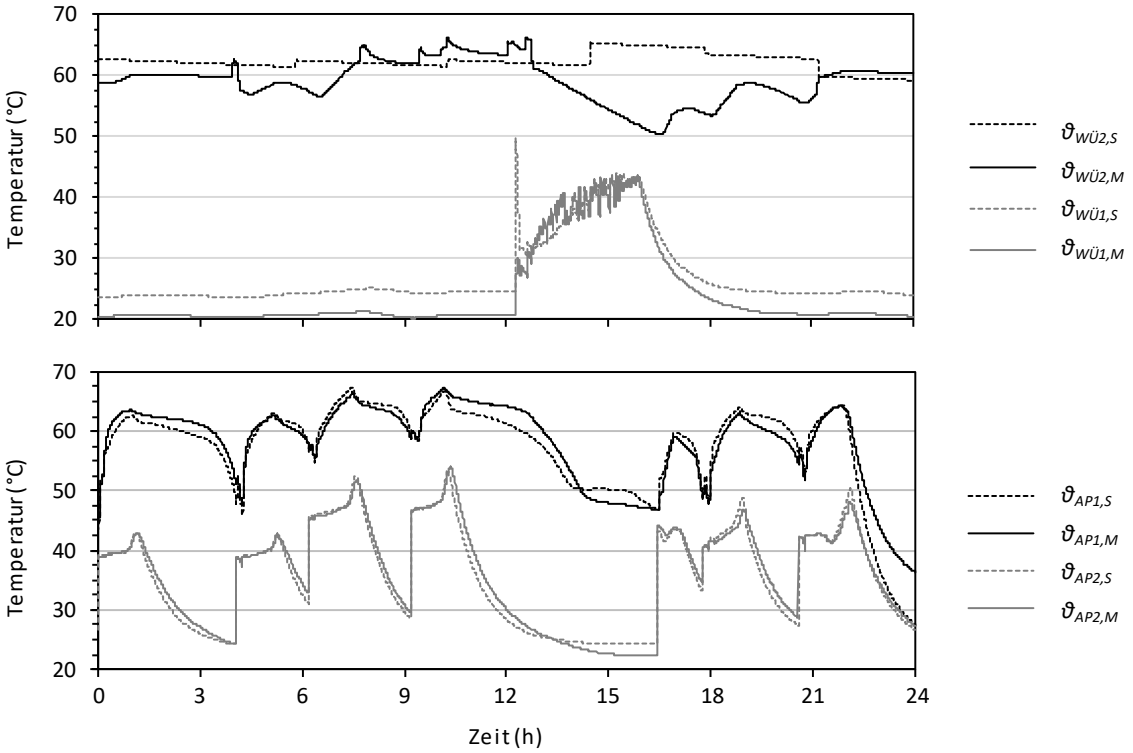

Bild 26: Simulierter und gemessener Verlauf der Austrittstemperaturen an den beiden Doppelstutzen (unten) und den beiden Wärmeübertragern (oben) bei Nutzung der optimalen Parametereinstellungen

3. Positionierung der Temperaturfühler

Nach der Festlegung der Wärmeverlust- und Wärmeübergangskoeffizienten erfolgte im letzten Schritt die numerisch unterstützte Festlegung der Position der Temperaturfühler. Dabei wurde für alle Anschlüsse entsprechende Bereiche vorgegeben und ebenfalls eine entsprechende Kostenfunktion (Gl. 4-21 bis Gl. 4-25) aufgestellt und mit Hilfe von GenOpt minimiert.

$$PAR_{Opt,SP,2} = \int_{t_0}^{t_1} \left(\Delta T_{TWW}(t) + \Delta T_{PO}(t) + \Delta T_{PM}(t) + \Delta T_{PU}(t)\right) \mathrm{dt} \quad 4\text{-}21$$

$$\Delta T_{TWW}(t) = \left|\vartheta_{TWW,M}(t) - \vartheta_{TWW,S}(t)\right| \quad 4\text{-}22$$

$$\Delta T_{PO}(t) = \left|\vartheta_{PO,M}(t) - \vartheta_{PO,S}(t)\right| \quad 4\text{-}23$$

$$\Delta T_{PM}(t) = \left|\vartheta_{PM,M}(t) - \vartheta_{PM,S}(t)\right| \quad 4\text{-}24$$

$$\Delta T_{PU}(t) = \left|\vartheta_{PU,M}(t) - \vartheta_{PU,S}(t)\right| \quad 4\text{-}25$$

Bild 27 zeigt den Verlauf der simulierten und gemessenen Speichertemperaturen am oberen und mittleren Temperaturfühler des Pufferspeichers. Die mittlere Abweichung zwischen der simulierten und gemessenen Temperatur beträgt für den oberen Fühler 1,3 K und für den mittleren Fühler -0,4 K. Das obere und untere Quantil für die Abweichung am oberen Fühler ergeben sich zu 3,5 K bzw. -0,2 K bei einem Median von 1,3 K. Für den mittleren Fühler beträgt das obere Quantil 0,04 K, das untere Quantil -2,6 K und der Median -0,4 K. Insgesamt ist die Abweichung zwischen den beiden betrachteten Werten auf einem sehr niedrigen Niveau.

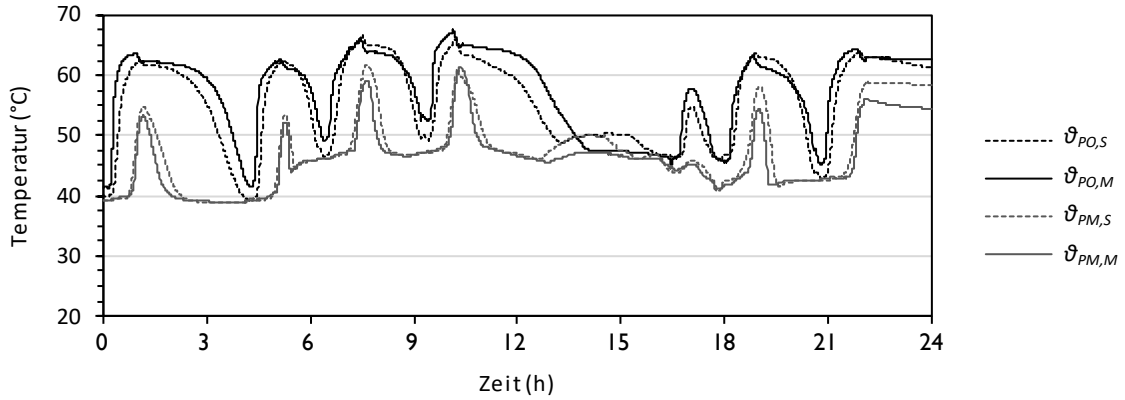

Bild 27: Simulierter und gemessener Verlauf der oberen und mittleren Speichertemperaturen bei Nutzung der optimalen Parametereinstellungen

Für die Simulation wurden die in Tab. 16 dargestellten Parameter verwendet. Eine Übersicht über die übrigen Parameter und Eingangsgrößen findet sich im Anhang. Bei der Lage der Stutzen ergeben sich geringe Unterschiede zwischen der numerisch ermittelten optimalen Position und der Höhen beim realen Speicher. Diese ergeben sich in erster Linie aus den Vereinfachungen des verwendeten Modells. So wird im Modell ein rechteckiger Speicher angenommen, während die Ober- und Unterseite in der Praxis gewölbt sind. Auch lässt sich die Geometrie des innenliegenden Speichers für das Trinkwarmwasser nicht in der Komplexität des realen Speichers abbilden. Darüber hinaus können bei geringen oder nicht vorhandenen Massesträmen in der Praxis messtechnische Probleme durch das fehlende Umströmen der Temperaturfühler entstehen. Dieses Phänomen wird in der Simulation ebenfalls nicht abgebildet.

Tab. 16: Parameter des Type 340 für den simulierten Kombispeicher (AP: Anschlusspaar, WÜ: Wärmeübertrager)

Bezeichnung	Einheit	Kesselkreis	Heizkreis	Solarkreis	Trinkwarmwasser	Zirkulation
Anschluss	-	AP1	AP2	WÜ1	WÜ2	WÜ3
rel. Höhe des Einlasses	-	0,50	0,80	0,35	0,25	0,50
rel. Höhe des Auslasses	-	0,87	0,45	0,10	0,95	0,95
schichtender Betrieb	-	Ja	Ja	Ja	Nein	Nein
spez. Wärmekapazität	kJ/kgK	4,19	4,19	3,90	4,19	4,19
Dichte des Fluides	kg/m³	992,42	992,42	1 028,00	992,42	992,42
Volumen	l	840	-	12	135	-

4.3 Solarthermische Anlage (Type 1a)

In der Simulation wurde die solarthermische Anlage mit dem Standardtype 1a abgebildet. Type 1a modelliert ein Kollektorfeld, bestehend aus mehreren in Reihe oder parallel geschalteten Flachkollektoren. Die Effizienz der einzelnen Kollektoren wird dabei mit der Kollektorgleichung (Gl. 2-3) errechnet. Für die vorliegende Arbeit wurde der Modus 1 verwendet. Für die Regelung kamen Type 911 und Type 1669 zum Einsatz [55]. Type 911 modelliert einen Differenzregler mit Ein- und Ausschalthysterese und kann darüber hinaus für jeden Schaltzustand eine Mindestdauer berücksichtigen. Damit lässt ein Takten der Solarkreispumpe während der Startphase verhindern. Bei Type 1669 handelt es sich um das Modell eines Proportionalreglers der sein Ausgangssignal in Abhängigkeit einer vorgegebenen Temperaturdifferenz ermittelt. Zusätzlich kann der maximale An- und Abstieg des Stellsignales vorgegeben werden.

Tab. 17: Parameter des Solarkreises (Auswahl)

Bezeichnung	Type	Einheit	Wert
Fläche des Kollektorfeldes (Collector area)	1a	m²	11,0
Anzahl an Kollektoren (Number in series)	1a	-	4
Konversionsfaktor η_0 (Intercept efficiency)	1a	-	0,70
Wärmeverlustbeiwert a_1 (Efficiency slope)	1a	W/m²K	3,65
Wärmeverlustbeiwert a_2 (Efficiency curvature)	1a	W/m²K²	0,02
Mindestsignallänge (Minimum run-/reset-time)	911	min	5
Maximale Signaländerung (Maximum rate of increase/decrease)	1669	-	0,25

Die Regelung der Solarkreispumpe wurde für den Ausgangszustand analog zur Regelung in der Referenzanlage festgelegt, d.h. die Pumpe wird bei einer Kollektortemperatur von 60 °C mit der minimalen Drehzahl gestartet und dann bis zu einer Kollektortemperatur von 70 °C linear bis auf eine Drehzahl von 100 % erhöht.

4.4 Heizungsregler (Type 279)

Der Heizungsregler (Type 279) bildet die Funktionalität des in der Referenzanlage vorhandenen Reglers in TRNSYS ab und verfügt unter anderem über die folgenden Funktionen:

- Berechnung der Vorhaltezeit, der Sollvorlauftemperatur und des Status für zwei Heizkreise,
- Überwachung des 1x wöchentlich aktivem Legionellenschutzprogramms,
- Regelung der Trinkwassererwärmung,
- Ermittlung der Solltemperaturen für mittleren und oberen Speicherbereich sowie für den Trinkwarmwasserbereich.

Das Legionellenschutzprogramm wird einmal wöchentlich (in der Referenzanlage immer montags 0:00 Uhr) durchgeführt. Dabei wird der Speicher solange erwärmt, bis die Temperatur $\vartheta_{PM,Ist}$ den Wert von 65 °C erreicht. Für die Erwärmung des Trinkwassers erteilt der Heizkreisregler dem Kessel die Betriebsfreigabe, sobald die Temperatur $\vartheta_{PO,Ist}$ unter den vorgegebenen Sollwert von 50 °C fällt. Steigt die am oberen Speicherfühler gemessene Temperatur $\vartheta_{PO,Ist}$ über den Wert von 55 °C, wird die Betriebsfreigabe wieder beendet. Die Ausschalttemperatur des Trinkwarmwassers ergibt sich aus der Summe der vom Nutzer geforderten Temperatur von 50 °C und der eingestellten Überhöhung von 5 °C. Die Aktivierung der Trinkwassererwärmung erfolgt unabhängig vom aktuellen Kesselstatus und anderen möglicherweise aktiven Wärmeanforderungen (Bild 28).

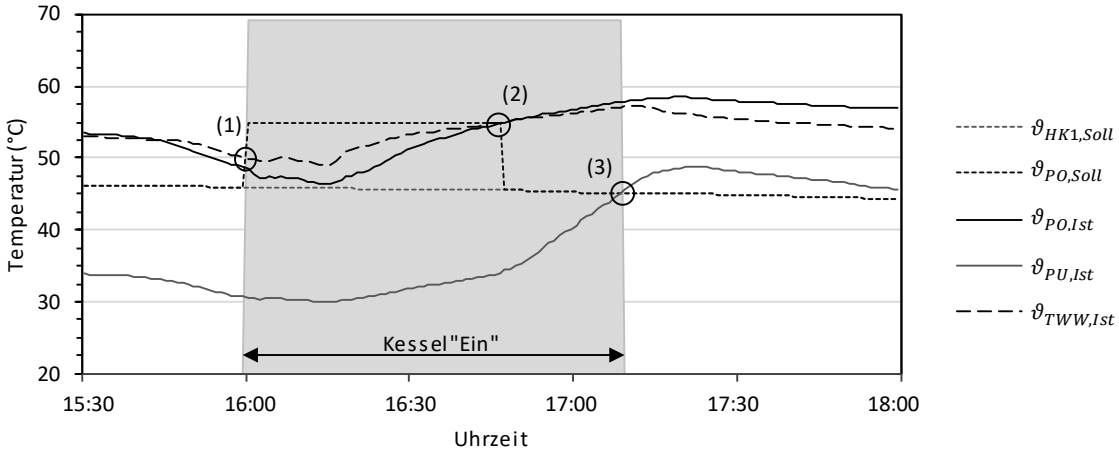

Bild 28: Ermittlung der Solltemperaturen für den Puffer und der Betriebszeiten für den Kessel
(Unterschreitet $\vartheta_{TWW,Ist}$ den Sollwert von 50 °C wird der Pelletkessel gestartet und $\vartheta_{PO,Soll}$ auf einen Wert von 55 °C festgelegt (Punkt 1). Die graue Fläche kennzeichnet den eingeschalteten Kessel. Sobald $\vartheta_{TWW,Ist}$ die Ausschaltbedingung von 55 °C erreicht hat, wird die Trinkwassererwärmung deaktiviert (Punkt 2). $\vartheta_{PO,Soll}$ wird auf den nächsthöheren aktiven Sollwert festgelegt. In diesem Falls ist das $\vartheta_{HK1,Soll}$. Sobald $\vartheta_{PU,Ist}$ den entsprechenden Sollwert erreicht hat und keine weitere Wärmeanforderung aktiv ist, wird der Pelletkessel ausgeschaltet (Punkt 3).)

Bei den Heizkreisen wird der höchste aktive Sollwert berücksichtigt. Das ist in der Regel der Sollwert der Radiatorheizung (HK1), da hier die höheren Temperaturen benötigt werden. Eine Ausnahme bilden die Morgenstunden, in denen die Fußbodenheizung (HK2) bedingt durch die unterschiedlichen Vorhaltezeiten früher aktiviert wird. Die Vorhaltezeit wird vom Heizungsregler ermittelt und gibt an, wird lange vor dem Beginn der täglichen Heizzeiten mit dem Heizen begonnen werden muss, damit zu Beginn der Heizzeiten die geforderte Raumtemperatur erreicht wird. Für Heizkreis 1 beträgt die Vorhaltezeit bei -10 °C 80 Minuten und für Heizkreis 2 bei derselben Außentemperatur 120 Minuten. Die Vorhaltezeiten werden

dabei vom Heizungsregler automatisch ermittelt. Bild 29 zeigt den Verlauf der Vorhaltezeiten und der Vorlauftemperaturen für beide Heizkreise in Abhängigkeit der Außentemperatur. Sobald die Temperatur $\vartheta_{PO,Ist}$ unter den höchste Solltemperatur in den Heizkreisen fällt, wird die Raumheizung aktiviert. Aufgrund der Priorisierung, wird die gegebenenfalls ebenfalls aktive Trinkwassererwärmung vorrangig berücksichtigt. Der Kessel bleibt solange aktiv, bis die Temperatur $\vartheta_{PM,Ist}$ über diesen höchsten Sollwert ansteigt (Bild 28).

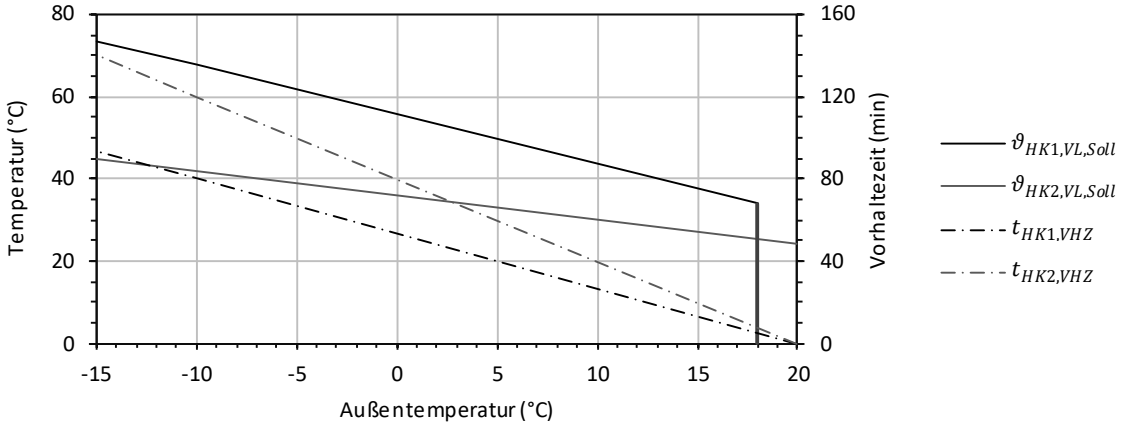

Bild 29: Verlauf der Solltemperaturen und der Vorhaltezeit VHZ in beiden Heizkreisen (Bezeichnung 1 kennzeichnet den Radiatorkreis, Bezeichnung 2 den Heizkreis mit Fußbodenheizung)

Die Solltemperatur in den Heizkreisen wird mit Gleichung 4-26 ermittelt.

$$\vartheta_{HKi,Soll} = \vartheta_{HKi,FP} + (15\,°C - \theta_U) \cdot \vartheta_{HKi,ST} \qquad 4\text{-}26$$

Darüber hinaus gelten zusätzlich, die in Tab. 18 aufgeführten Einstellungen. Sobald die gemessene Außentemperatur die Temperatur „Heizgrenze Heizen“ überschreitet, werden die Heizkreispumpe ausgeschaltet und die Raumheizung regelungsseitig deaktiviert. Unterschreitet die Außentemperatur den Wert „Heizgrenze Absenken“ wechselt der jeweilige Heizkreis in den Absenkbetrieb. In diesem Fall wird der Heizkreis außerhalb der Heizzeiten weiterhin mit Wärme versorgt und die Vorlauftemperatur wird gegenüber der Heizkurve um 10 °C abgesenkt.

Tab. 18: In der Referenzanlage und der Simulation verwendete Reglereinstellungen (Auswahl)

		HK1	HK2
Heizgrenze Heizen	°C	18	20
Heizgrenze Absenken	°C	5	5
Fußpunkt Heizkurve $\vartheta_{HKi,FP}$	°C	40	24
Steigung Heizkurve $\vartheta_{HKi,ST}$	-	1,2	0,6
Heizzeiten Werktag	-	06:00 – 22:00	06:00 – 22:00
Heizzeiten Wochenende	-	07:00 – 23:00	07:00 – 23:00

Der Pelletkessel erhält von der Heizungsregelung die Betriebsfreigabe, sobald die mittlere Speichertemperatur unter den jeweils gültigen Sollwert sinkt. Der Sollwert ergibt sich dabei aus der höchsten aktiven Wärmeanforderung der drei Verbrauchskreise Radiatorkreis,

Fußbodenheizkreis und Trinkwarmwasser. Während der Simulation ermittelt der Standard-Heizungsregler (Type 279) daher das dazugehörige Betriebssignal und überträgt es an den übergeordneten Heizungsregler (Type 217). Dieser gleicht dieses Signal mit anderen Werten ab und erstellt aus allen zur Verfügung stehenden Informationen das endgültige Betriebssignal. Type 217 gibt das Betriebssignal an den Pelletkessel weiter, wenn das folgende Kriterium erfüllt ist:

- ✓ Die obere Speichertemperatur $\vartheta_{PO,Ist}$ befindet sich unter den jeweils gültigen Sollwerten $\vartheta_{PO,Soll}$.

Unabhängig von diesem Einschaltkriterium erhält der Kessel immer ein Einschaltsignal, wenn die folgende Bedingung mit der höchsten Priorität erfüllt ist:

- ✓ Das Legionellenschutzprogramm oder die Trinkwassererwärmung ist aktiviert. Beim Legionellenschutzprogramm wird die Kesselwassersolltemperatur auf einen konstanten Wert von 70 °C gesetzt. Bei aktiver Trinkwarmwassererwärmung liegt der Sollwert bei 60 °C.

Befindet sich der Kessel im Betrieb, so gelten die folgenden ODER-verknüpften Bedingungen als Ausschaltbedingungen.

- ✓ Die mittlere Speichertemperatur $\vartheta_{PM,Ist}$ steigt über den jeweils gültigen Sollwerten $\vartheta_{PM,Soll}$.
  ODER
- ✓ Es ist keine aktive Wärmeanforderung mehr vorhanden (z.B. Wechsel in den Sommerbetrieb).

Unabhängig von diesen Bedingungen wird der Kessel immer ausgeschaltet, wenn die Kesselwassertemperatur die obere Grenztemperatur von 85 °C erreicht hat.

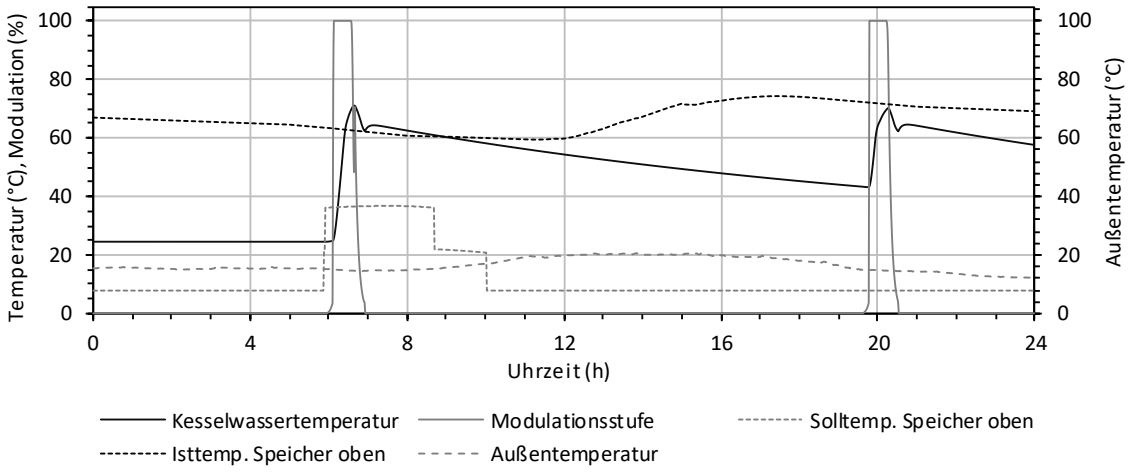

Bild 30: Verlauf ausgewählter Messwerte am 01. Oktober 2016 (Sommertag)

Sobald die Außentemperatur (als Mittelwert der letzten 60 Minuten) einen Wert von 20 °C überschreitet, wird die Heiztätigkeit in den Heizkreisen beendet (Bild 30) und der Pelletkessel

ausgeschaltet. Bei dieser Entscheidung wird der aktuelle Status des Pelletkessels nicht berücksichtigt. Die beiden Phasen mit Solltemperaturen von 55 °C bedeuten, dass die Starts für die Erwärmung des Trinkwassers erforderlich geworden sind. Die Speichertemperaturen waren über den gesamten Tag höher als die höchste Wärmeanforderung aus den Heizkreisen. In den Übergangstagen erreicht der Pelletkessel ebenfalls kaum die Betriebszeiten, die für eine nennenswerte Leistungsmodulation erforderlich sind (Bild 31). In Bild 31 ist darüber hinaus kein Start zur Erwärmung des Trinkwassers zu erkennen.

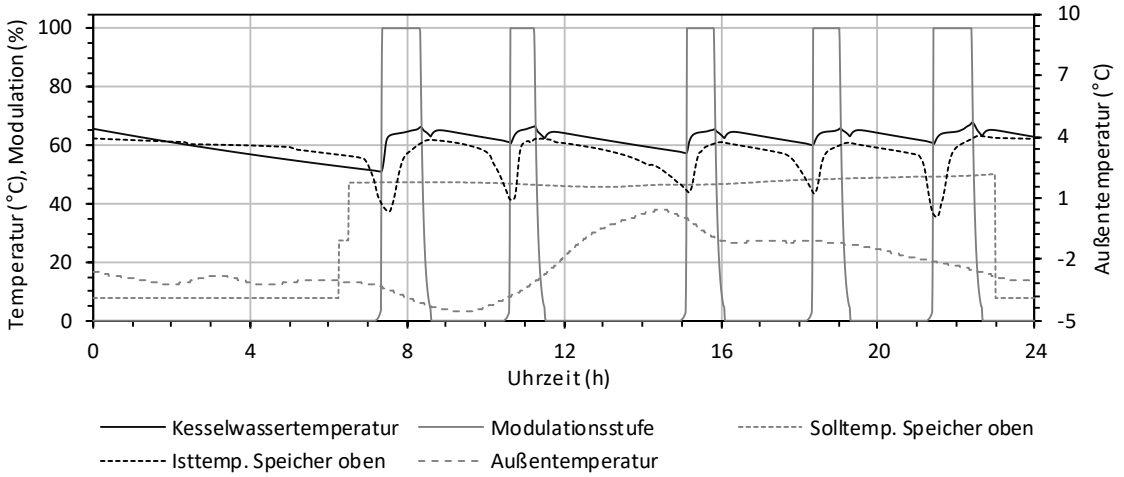

Bild 31: Verlauf ausgewählter Messwerte am 27. November 2016 (Übergangstag)

Unterschreitet die Außentemperatur einen Wert von 5 °C, bleibt die Wärmeanforderung für 24 Stunden aktiv. In den Nachstunden wird die Solltemperatur im Speicher um 10 °C gesenkt (Bild 32). Im Winter sind die Betriebszeiten für eine nennenswerte Leistungsmodulation ausreichend. Durch die hohe Wärmeanforderung in den Heizkreisen wird der Speicher deutlich schneller ausgekühlt, was wiederum zu einer Zunahme der Kesselstarts führt.

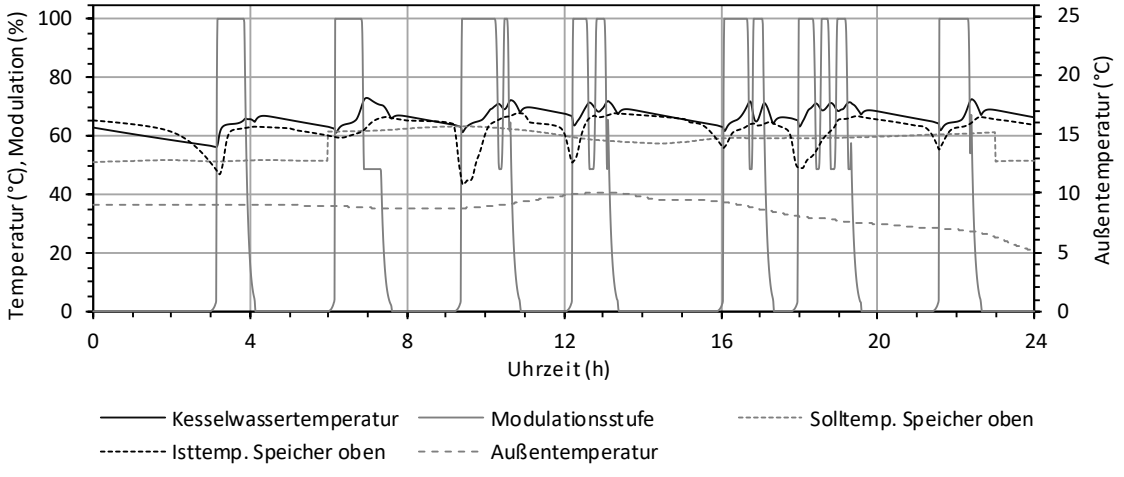

Bild 32: Verlauf ausgewählter Messwerte am 31. Dezember 2016 (Wintertag)

4.5 Wärmesenken (Type 278)

Für die modellhafte Abbildung der Wärmesenken wird auf die Nutzung eines detaillierten Gebäudemodells verzichtet. Die Wärmesenken bzw. die abgebildeten Heizkörper und

Heizflächen werden vielmehr als ausreichend groß dimensioniert betrachtet und sind grundsätzlich in der Lage, die entstehenden Wärmeleistungen abzuführen. Darauf aufbauend werden die Heizleistungen in der Simulation als Lastprofil vorgegeben und es gilt: $\Phi_{HK,S} = \Phi_{HK,M}$. Da in der Simulation vom Lastprofil abweichende Vorlauftemperaturen verwendet werden können, gilt ebenfalls: $\vartheta_{VL,S} \neq \vartheta_{VL,M}$. Die Berechnung der daraus resultierenden Rücklauftemperaturen und Massestrom erfolgt entsprechend der nachfolgenden Abbildung.

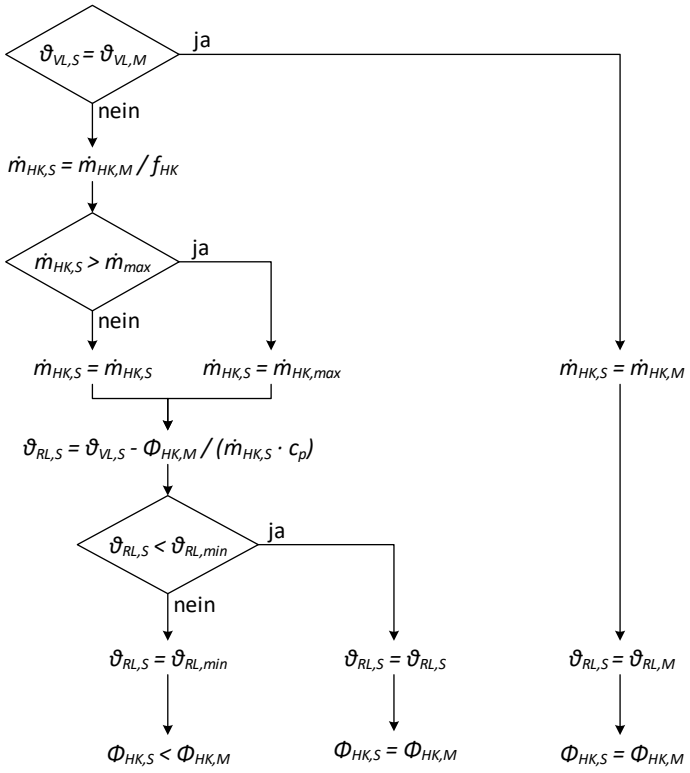

Bild 33: Ablaufschema zur Simulation der Wärmesenken

Im ersten Schritt wird die Abweichung der aktuellen simulierten Vorlauftemperatur $\vartheta_{VL,S}$ von der mit den Einstellungen an der Referenzanlage gemessenen Temperatur $\vartheta_{VL,M}$ ermittelt. Diese Differenz dient als Grundlage für die anschließende Anpassung des Massestromes. Für die Anpassung des Massestromes wird aus der Abweichungen ΔT_{HK} unter Verwendung von Gleichung (4-27) der Änderungsfaktor f_{HK} ermittelt. Gleichung 4-27 orientiert sich dabei an den im Rahmen einer Versuchsreihe an der Referenzanlage ermittelten Zusammenhänge zwischen der Heizkreisvorlauftemperatur und den Massesträmen in den Heizkreisen.

$$f_{HK} = -0{,}04 \cdot \left(\vartheta_{HK,M} - \vartheta_{HK,S}\right) + 1 \qquad 4\text{-}27$$

Der korrigierte Massestrom $\dot{m}_{HK,S}$ ergibt sich aus folgender Gleichung:

$$\dot{m}_{HK,S} = \frac{\dot{m}_{HK,M}}{f_{HK}}. \qquad 4\text{-}28$$

Für den Fall, dass $\dot{m}_{HK,S}$ den maximal zulässigen Wert $\dot{m}_{max}$ übersteigt, wird $\dot{m}_{max}$ für die weiteren Berechnungen verwendet. Im nächsten Schritt wird die Rücklauftemperatur ϑ_{RL} mit (4-

29) unter Verwendung der dem Lastprofil entnommenen Werte für die Heizleistung $\Phi_{HK,M}$ und dem korrigierten Massestrom $\dot{m}_{HK,S}$ sowie der simulierte Vorlauftemperatur $\vartheta_{VL,S}$ errechnet.

$$\vartheta_{RL,S} = \vartheta_{VL,S} - \frac{\Phi_{HK,M}}{c_p \cdot \dot{m}_{HK,S}} \quad \text{4-29}$$

Anschließend wird $\vartheta_{RL,S}$ auf die Einhaltung der unteren Grenztemperatur $\vartheta_{RL,min}$ überprüft. Für die Heizkreise der Referenzanlage wird dafür ein Wert von 20 °C verwendet. Dieser Wert stellt die minimale Rücklauftemperatur dar, die in der Referenzanlage über einen längeren Zeitpunkt gemessen wurde. Niedrigere Rücklauftemperaturen traten nur bei großen Last- und Massestromänderungen für kurze Zeiträume auf. Dauerhaft niedrigere Temperaturen sind ein Indikator für eine ungenügende Wärmeabgabe an das Gebäude, da in diesem Fall die Raumtemperatur ebenfalls mit absinken würde. Für $\vartheta_{RL,S} < \vartheta_{RL,min}$ wird die minimale Rücklauftemperatur $\vartheta_{RL,min}$ für die Berechnung der aktuellen Heizleistung $\Phi_{HK,S}$ verwendet (4-30)

$$\Phi_{HK,S} = c_p \cdot \dot{m}_{HK,S} \cdot (\vartheta_{VL,S} - \vartheta_{RL,S}) \quad \text{4-30}$$

4.6 Trinkwarmwasserentnahme

Der Trinkwarmwasserverbrauch wird in der Referenzanlage direkt am Speicherausgang gemessen und mit der Kaltwassertemperatur und dem ebenfalls gemessenen Massestrom bilanziert. Die Zirkulationsleitung wurde dabei nicht messtechnisch erfasst. Für die Simulation der Trinkwarmwasserentnahme wird mit einer konstanten Zapftemperatur ϑ_{Zapf} von 40 °C eine neue Größe eingeführt, die mögliche Schwankungen der Trinkwarmwassertemperatur am Speicherausgang ausgleicht. Für den Komfortwunsch des Nutzers ist ausschließlich die Temperatur des erwärmten Trinkwassers an der Zapfstelle von Bedeutung. Ausgehend von dieser Annahme gilt für die Simulation $Q_{TWW,S} = Q_{TWW,M}$ sowie $\vartheta_{Zapf,S} = \vartheta_{Zapf,M}$ und $\vartheta_{TWW,S} \neq \vartheta_{TWW,M}$. Zur Einhaltung der ersten Bedingung, erfolgt die Berechnung des an der Zapfstelle erforderlichen Massestrom $\dot{m}_{Zapf}$ auf Basis der Differenzen zwischen den Warmwasser- und Kaltwassertemperaturen (ϑ_{TWW} und ϑ_{TKW}) und der theoretischen Zapftemperatur von 40 °C sowie des gemessenen Massestrom $\dot{m}_{TWW}$ des Heißwassers durch den Pufferspeicher (Gl. 4-31).

$$\dot{m}_{Zapf}(t) = \frac{\vartheta_{TWW}(t) - 40\,°C}{40\,°C - \vartheta_{TKW}(t)} \cdot \dot{m}_{TWW}(t) + \dot{m}_{TKW}(t) \quad \text{4-31}$$

4.7 Gesamtsystem

Neben den bereits detaillierten Modellen wurden für die vorliegende Arbeit noch weitere Modelle programmiert.

Für die Ermittlung der Betriebs- und Strafkosten wurde Type 216 programmiert. Dieser berechnet ausgehend von den Massesträmen und Energieverbräuchen sowie den Abweichungen zwischen den relevanten Soll- und Istwerten die Betriebskosten. Die Kosten werden dabei sowohl einzeln als auch summiert ausgegeben. Als Parameter werden die jeweiligen Bezugs- und

Strafpreise benötigt. Die Funktionalität des übergeordneten Leitrechners wurde in den Type 217 implementiert. Dieser Type ermittelt im Wesentlichen das Betriebssignal und für den Pelletkessel und die dazugehörige Kesselwassersolltemperatur.

Bild 34 zeigt abschließend die Abbildung der verschiedenen Komponenten und Bilanzkreise in TRNSYS. Die Gestaltung der einzelnen Bilanzkreise findet sich im Anhang A. Zur besseren Nachvollziehbarkeit befinden sich im Anhang B Auszüge der Simulationsdatei (dck-Datei) mit den verwendeten Parametern ausgewählter Komponenten.

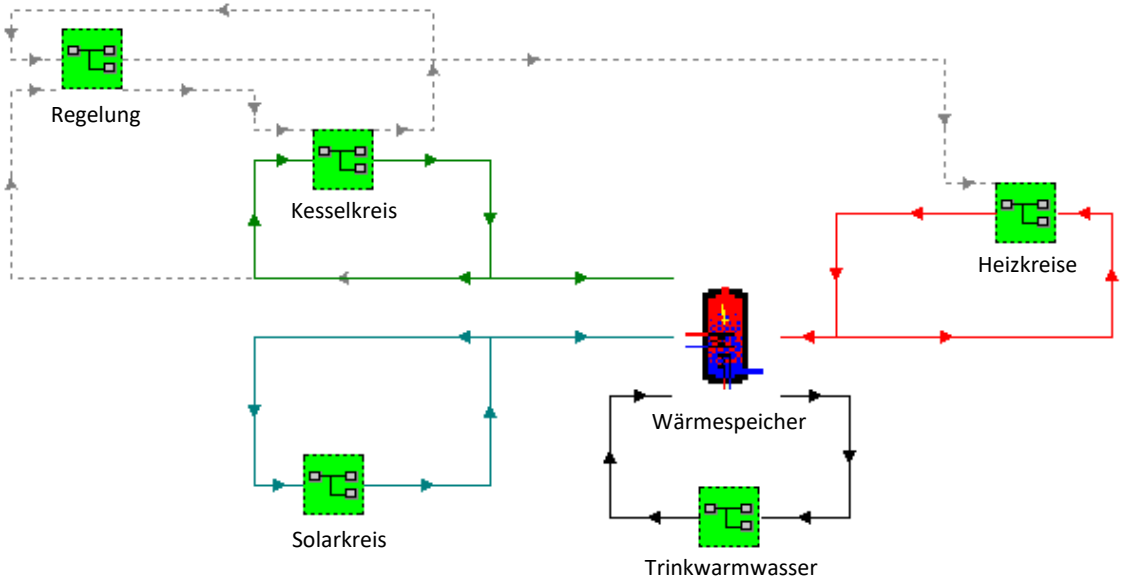

Bild 34: Abbildung der Referenzanlage in TRNSYS (Die einzelnen Teilkreise sind im Anhang A separat dargestellt.)

5 Die Optimierung der Referenzanlage

5.1 Anmerkungen zur Feldanlage

5.1.1 Energetische Bilanzierung

Wärmeverbräuche

Bild 35 zeigt den monatlichen Verlauf der an den Messstellen Q_{HK1}, Q_{HK2} und Q_{TWW} gemessenen Energiemengen. Während die Verbräuche zur Raumheizung über die Monate stark schwanken, stellt der Verbrauch an Trinkwarmwasser die Grundlast dar und bleibt über die einzelnen Monate annähernd konstant. Größere Abweichungen gibt es nur in den Urlaubszeiten, wenn die Bewohner des Hauses für längere Zeiten abwesend waren. Bei den Heizkreisen ist die Fußbodenheizung nur für etwa ein Drittel der Verbräuche des Radiatorkreises (Heizkreis 1) verantwortlich.

Die große Abweichung zwischen den Verbräuchen im Januar 2017 und im Februar 2017 erklärt sich mit dem deutlich wärmeren Februar, der mit einer mittleren Temperatur von 7,3 °C auf dem Niveau des November 2016 lag. Der Januar 2017 war mit einer Durchschnittstemperatur von nur 0,7 °C deutlich kälter.

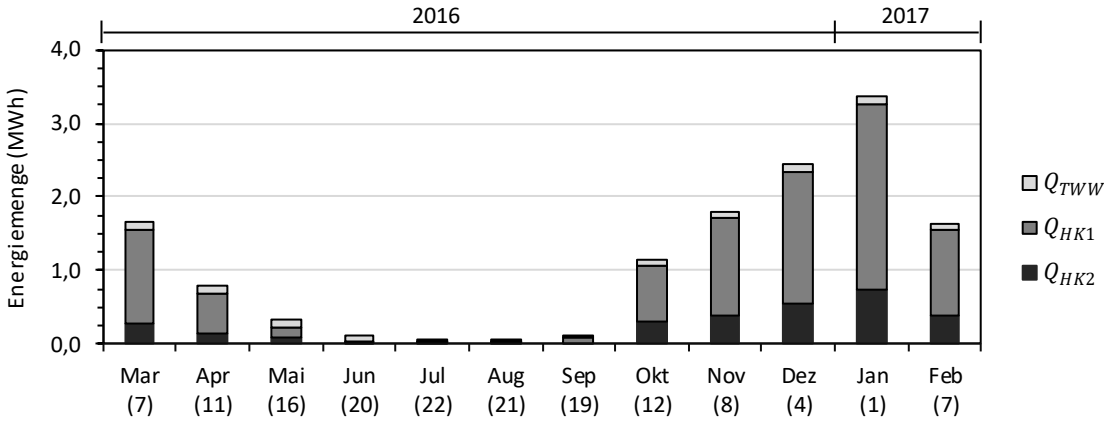

Bild 35: Monatssummen der dem Speicher entnommenen Energiemengen, bilanziert über die Messstellen Q_{HK1}, Q_{HK2} und Q_{TWW} (Die Positionen der bilanzierten Messstellen sind in Bild 3 dargestellt. Unter den Monaten sind jeweils die mittleren Außentemperaturen in °C angegeben.)

Wärmeeinträge

Die an den Messstellen monatlich erfassten Wärmeeinträge vom Pelletkessel und der Solaranlage sind in Bild 36 dargestellt. Während die Solaranlage in den Sommermonaten fast 90 % der Wärmeeinträge ausmacht, fällt dieser Wert in den kalten Wintermonaten auf nur noch 2 %. Bezogen auf die monatlichen Wärmeverbräuche beträgt der Anteil der Solaranlage in den Sommermonaten deutlich mehr als 100 %, d.h. die solaren Erträge würden theoretisch zur Deckung des Energiebedarfs ausreichen. Aufgrund des zeitlichen Verlaufs der solaren Erträge und des begrenzten Puffervolumens sind trotzdem Kesselstarts erforderlich.

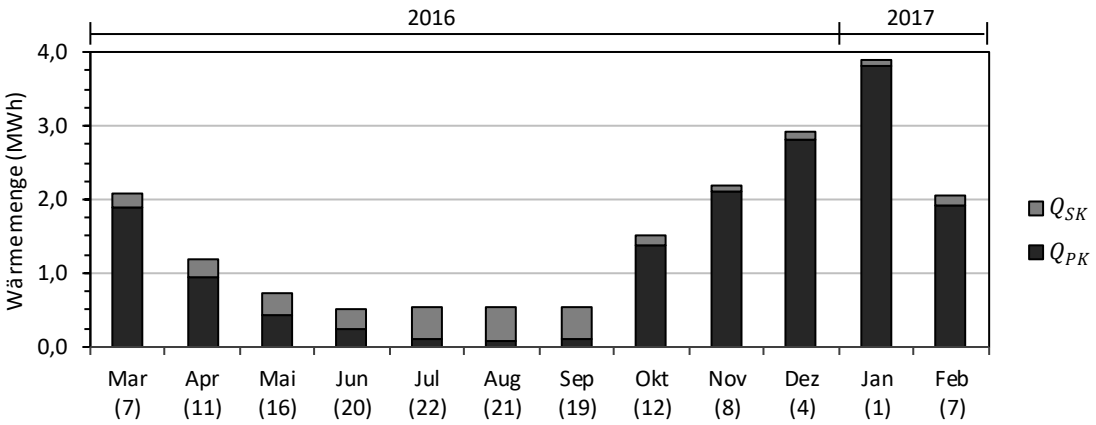

Bild 36: Monatssummen der dem Speicher zugeführten Energiemengen, bilanziert über die Messstellen Q_{PK} und Q_{SK} (Die Positionen der bilanzierten Messstellen sind in Bild 3 dargestellt. Unter den Monaten sind jeweils die mittleren Außentemperaturen in °C angegeben.)

Bilanzierung

Die für die Referenzanlage ermittelten Energiebilanzen sind in Bild 38 abgebildet. Die dargestellten Kesselverluste $Q_{PK,Verl}$ beinhalten neben den chemischen und thermischen Abgasverlusten, die Wärmeverluste vom Kesselkörper an die Umgebungsluft und darüber hinaus die Verluste in den Rohrleitungen zwischen dem Pelletkessel und der Messstelle Q_{PK}. Mit 6 200 kWh/a sind die Kesselverluste die größte einzelne Verlustkomponente.

Die messtechnisch erfassten Speicherverluste zwischen den einzelnen Messstellen lassen sich in Verluste infolge der Temperaturdifferenz zwischen Speicherwasser und Umgebungsluft sowie in die Zirkulationsverluste aufteilen. Da keine der beiden Größen direkt erfasst wurde, können beide nur abgeschätzt werden. Die Verluste infolge der Temperaturdifferenz zwischen dem Speicherwasser und dem Aufstellraum wurde über die mittlere Verlustrate des Speichers abgeschätzt. Dafür wurde in den Zeiten ohne Wärmeabnahme und mit inaktiver Trinkwarmwasserzirkulation ein spezifischer Wärmeverlustkoeffizient von 4,65 W/K ermittelt. Mit den Differenzen der mittleren stündlichen Speichertemperaturen $\bar{\vartheta}_{SP}$ und der mittleren Temperatur im Aufstellraum $\bar{\vartheta}_R$ wurden die Speicherverluste für den Betrachtungszeitraum mit Gleichung 5-1 zu 1 168 kWh bzw. 3,2 kWh/d ermittelt.

$$Q_{SP,Verl} = \int_{t_0}^{t_1} (\bar{\vartheta}_{SP} - \bar{\vartheta}_R)\, dt \cdot 4{,}65 \frac{\mathrm{W}}{\mathrm{K}} \qquad 5\text{-}1$$

Anhand Gleichung 8-20 lassen sich die Speicherverluste den Erzeugern Pelletkessel und Solaranlage zuordnen. Dabei wird vereinfachend angenommen, dass sich die Verluste der Erzeuger proportional zu den gesamten Speicherverlusten verhalten. Die Wärmeverluste des Speichers hängen in der Praxis von der Differenz zwischen der Speichertemperatur und der Temperatur der Umgebungsluft ab. Da der Pelletkessel und die Solaranlage Wärme auf unterschiedlichen Temperaturniveaus bereitstellen, kann die gewählte Methodik nur eine sehr vereinfachte Aussage treffen. Bild 37 zeigt den monatlichen Verlauf der aufgeteilten

Speicherverluste. Mit 712 kWh lassen sich ca. 60 % der Speicherverluste dem Pelletkessel zuordnen.

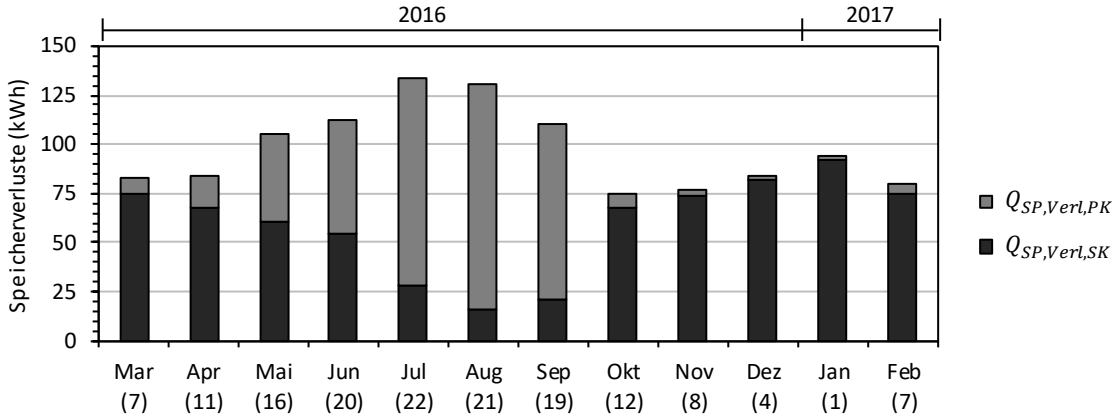

Bild 37: monatlicher Verlauf der Speicherverluste, den Erzeugern Pelletkessel und Solaranlage zugeordnet

Die verbleibenden 3 685 kWh werden vollständig den Zirkulationsverlusten zugeordnet. Daraus ergibt sich bei 365 Tagen im Jahr und einer bekannten Laufzeit der Zirkulationspumpe von 8 Stunden pro Tag eine mittlere Verlustleistung von rund 1,3 kW und tägliche Zirkulationsverluste von ca. 10,1 kWh. Die Verteilverluste wurden zwischen der Messstelle Q_{RH} und den Messstellen Q_{HK1} und Q_{HK2} ermittelt und lassen sich über die erfassten Wärmemengen direkt mit 312 kWh berechnen.

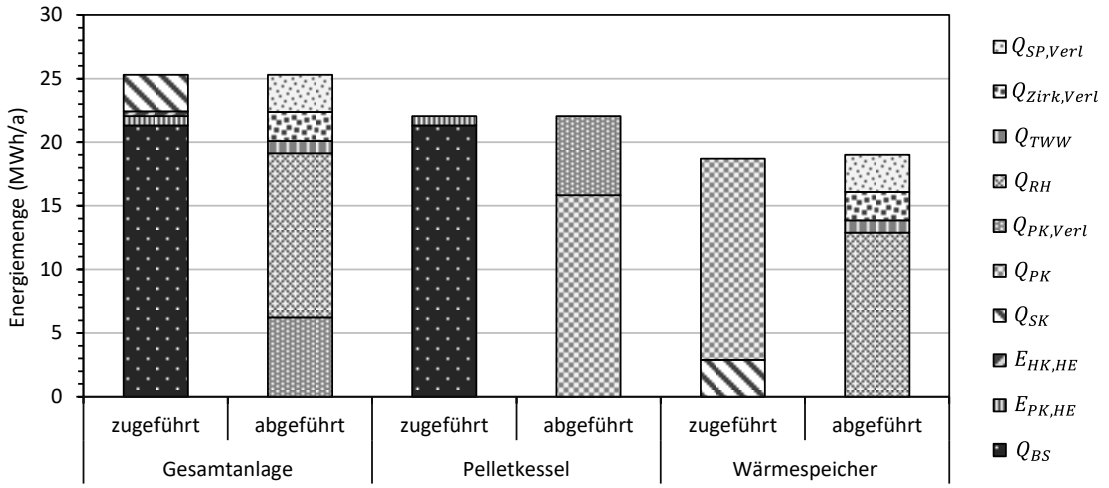

Bild 38: Energiebilanzen der Gesamtanlage, des Pelletkessels und des Wärmespeichers

Insgesamt wurden 54,3 % der der Referenzanlage im Untersuchungszeitraum zugeführte Energie in Höhe von 24 949 kWh für die Raumheizung (12 590 kWh) oder Trinkwassererwärmung (954 kWh) verwendet. Der niedrige Systemnutzungsgrad wird in erster Linie durch die hohen Speicherverluste in den Sommermonaten verursacht. Hier fallen Zeiten mit den höchsten solaren Erträgen auf Zeiten mit dem niedrigsten Wärmebedarf. Dadurch ergeben sich in den Sommermonaten die höchsten absoluten und relativen Speicherverluste (Bild 37). Für den Pelletkessel ergibt sich ein Nutzungsgrad ν_{PK} von 74,3 % ohne und 71,7 % mit Berücksichtigung der elektrischen Hilfsenergie. Von den 18 709 kWh die dem Speicher

zugeführt wurden, wurden 12 590 kWh über die Heizkreisstutzen und 954 kWh über den Trinkwasseranschlüsse entnommen

5.1.2 Pelletkessel

In Bild 39 ist die Aufteilung der Kesselleistung γ_{PK} des Pelletkessels in der Referenzanlage in verschiedene Leistungsstufen abgebildet. Obwohl der Pelletkessel die Leistung in einem Bereich zwischen 30 % und 100 % stufenlos anpassen kann, zeigen sich in der Praxis nur 425 Stunden in denen der Kessel nicht unter Volllast betrieben wurde. Zieht man von dieser Zahl die Stunden mit einer Leistung größer 90 % ab, bleiben nur noch 77 Stunden mit einer nennenswerten Leistungsreduzierung. Im Bereich der minimalen Leistung wurde der Kessel nur 3 Stunden betrieben.

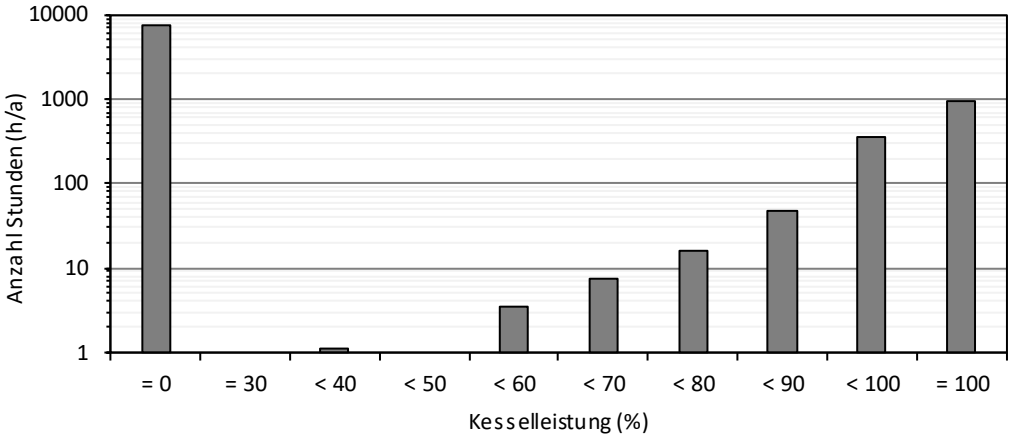

Bild 39: Aufteilung der Kesselleistung γ_{PK} des Pelletkessel im Untersuchungszeitraum

Bei den experimentellen Untersuchungen im Technikum konnte die Leistungsmodulation im gesamten Modulationsbereich beobachtet werden. Das Fehlen einer nennenswerten Leistungsreduzierung in der Feldanlage lässt sich mit der hydraulischen Entkopplung des Kesselkreises von den Heizkreisen erklären. Die Verwendung eines zentralen Wärmespeichers führt dazu, dass die Eintrittstemperatur in den Kessel über einen weiten Betriebsbereich auf einem niedrigen Niveau verbleibt. Dadurch ergibt sich eine große Differenz zwischen der Eintritts- und der Solltemperatur in Folge dessen eine hohe Kesselleistung. In der Referenzanlage wird der Kessel häufig ausgeschaltet, bevor der entsprechende Speicherbereich erwärmt wurde. In Kombination mit einer konstanten Kesselwassersolltemperatur $\vartheta_{PK,Soll}$ von 70 °C werden hohe Rücklauftemperaturen oder niedrige Massenströme für eine nennenswerte Leistungsmodulation benötigt. Beides konnte in der Referenzanlage nicht beobachtet werden.

Durch die höheren solaren Erträge, wurden im unteren und mittleren Speicherbereich in den Sommermonaten höhere Temperaturen gemessen, als in den Wintermonaten (Bild 40). Die höheren Rücklauftemperaturen erhöhen die Kesselwassertemperatur und führen letztendlich in Kombination mit einer konstanten Kesselwassersolltemperatur zu den ausgeprägten Minima der Kesselleistung γ_{PK}. Darüber hinaus lässt sich eine Differenz zwischen γ_{PK} und β_{PK} beobachten, die ebenfalls in den Sommermonaten am Größten ist. Offensichtlich ist der Kesselregler mit den zur Verfügung stehenden Messgrößen und Parametereinstellungen nicht in der Lage, seine

Leistung dem tatsächlichen Wärmebedarf anzupassen. Das diese Abweichung höchstwahrscheinlich zu nennenswerten Effizienzeinbußen führt, lässt sich unter Berücksichtigung der ebenfalls im Sommer deutlich niedrigeren Kesseleffizienz vermuten.

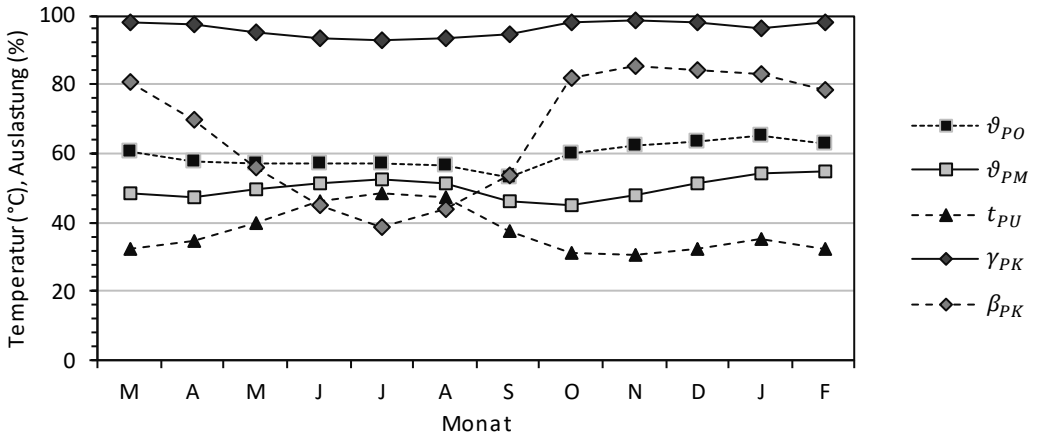

Bild 40: Verlauf der mittleren monatlichen Speichertemperaturen ϑ_{PO}, ϑ_{PM} und ϑ_{PU} beim Kesselstopp sowie die mittleren monatlichen Werte für γ_{PK} und β_{PK}

Die Kesselauslastung β_{PK} ist einer der wesentlichen Indikatoren für die Effizienz des Kesselbetriebes, sowohl bei Betrachtung des Kesselwirkungsrades η_{PK} als auch hinsichtlich des Kesselnutzungsgrades ν_{PK}. In der untersuchten Referenzanlage bewegen sich die ermittelten Wochennutzungsgrade in einem Bereich zwischen 40 % und 82 % mit einem Mittelwert von etwa 74 % und einer sehr ausgeprägten Korrelation zwischen der Kesselauslastung und dem Nutzungsgrad (Bild 41). Die Nutzungsgrade berücksichtigen dabei neben den stationären Betriebsbedingungen während des Modulationsbetriebs auch die instationären Phasen, sowie die Kesselstarts und den Ausbrand. Im Unterschied dazu wird in der Typenprüfung nach der DIN EN 303-5:2012 „Heizkessel für feste Brennstoffe, hand- und automatisch beschickte Feuerungen, Nenn-Wärmeleistung bis 300 kW - Begriffe, Anforderungen, Prüfung und Kennzeichnung“ [53] nur der stationäre Betrieb bei Nenn-Wärmeleistung sowie bei der kleinsten Wärmeleistung betrachtet. Im Vorfeld der eigentlichen Messung wird die Feuerung in der Regel mehrere Stunden im Bereich der jeweiligen Wärmeleistung betrieben. Die eigentliche Messung und Bilanzierung erfolgt dann ebenfalls über einen Zeitraum mehrerer Stunden, wobei der Kesselwirkungsgrad nach der direkten Methode (Gleichung 8-8) ermittelt wird. Die verwendeten Einstellungen orientieren sich dabei an den Empfehlungen des Herstellers.

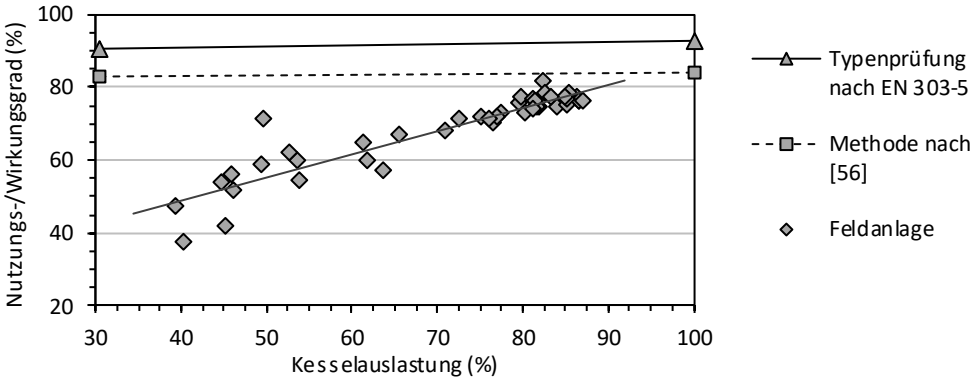

Bild 41: Interpolierte Darstellung der bei der Typenprüfung und unter Laborbedingungen ermittelten Wirkungsgrade sowie Darstellung der für die Referenzanlage ermittelten Wochennutzungsgrade in Abhängigkeit der Kesselauslastung

Die Versuche am DBFZ (Volllast und Referenzlastzyklus) wurden mit demselben Kesselmodell, der auch in der Referenzanlage eingesetzt wurde unter Nutzung der Methodik aus [56] durchgeführt. Beim Volllastversuch wurde dabei ein Kesselnutzungsgrad von 84,2 %, beim Referenzlastzyklus ein Wert von 83,2 % ermittelt. Die interpolierten Ergebnisse der Typenprüfung des untersuchten Pelletkessels sowie die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen am DBFZ sind in Bild 41 dargestellt. Mit über 92 % liegen die Wirkungsgrade der Typenprüfung etwa 10 Prozentpunkte über dem höchsten Wochennutzungsgrad der Referenzanlage. Mit einem Nutzungsgrad von 84 % (bei einer interpolierten Kesselauslastung von 80 %) liegen die Ergebnisse der Prüfstandsmethode im Vergleich zu den höchsten im Feld gemessenen Werten nur ca. 2 Prozentpunkte höher. Auffällig ist, dass die Schwankung der wöchentlich ermittelten Nutzungsgrade an der Referenzanlage bei sinkenden Auslastungen zunehmen. Bei niedrigen Auslastungen sind sowohl hohe als auch niedrige Nutzungsgrade erzielbar. Des bedeutet, dass auch in diesen Zeiten ein effizienter Anlagenbetrieb grundsätzlich möglich ist.

In Bild 41 nicht abgebildet werden die Wochen mit sehr niedrigen Kesselauslastungen. Diese Wochen sind gekennzeichnet durch sehr niedrige Energieverbräuche sowie sehr stark schwankende Nutzungsgrade und treten ausnahmslos in den Sommermonaten auf. Diese großen Schwankungen lassen sich zumindest teilweise mit dem Pellet-Zwischenbehälter erklären. Die unter dem Pelletlager angebrachte Waage erfasst nur die Brennstoffmenge, die vom Lager zum Zwischenbehälter direkt am Kessel gefördert wird. Die Veränderung des Füllstandes dieses Zwischenbehälters wird nicht separat messtechnisch erfasst. Somit wird die maximale Auflösung des Brennstoffverbrauchs neben der Auflösung der Wägezellen zusätzlich durch das Volumen des Zwischenbehälters bestimmt. Der in der Referenzanlage verwendete Zwischenbehälter kann eine Pelletmenge von ca. 20 kg aufnehmen. In den Sommermonaten ist der wöchentliche Brennstoffverbrauch meist kleiner oder nur unwesentlich größer als der Inhalt des Zwischenbehälters.

Für die Referenzanlage ergibt sich zwischen Nutzungsgrad und Auslastung ein Korrelationskoeffizient r von 0,933. Dieser Wert befindet sich nah am Maximum von „1“ und steht für eine

ausgeprägte positive Korrelation zwischen beiden Werten, d.h. hohe Nutzungsgrade treten statistisch häufiger in Wochen mit hohen Auslastungen auf.

5.1.3 Solarkreisregelung

In der Referenzanlage erfolgt die Freigabe der Solarkreispumpe ausschließlich in Abhängigkeit der aktuellen Kollektortemperatur. Überschreitet diese einen Wert von 60 °C startet die Solarkreispumpe mit einer Drehzahl von 30 %. Bei steigender Kollektortemperatur wird die Pumpendrehzahl linear erhöht, bis sie bei einer Kollektortemperatur von 70 °C den Maximalwert von 100 % erreicht. Die Differenz zwischen Kollektor- und Puffertemperatur wurde in der Referenzanlage für die Pumpenregelung nicht verwendet. Das vom Hersteller voreingestellte Verhalten erhöht die Temperatur der solaren Erträge und damit deren ganzjährigen Nutzbarkeit zur Trinkwassererwärmung.

Der spezifische Solarertrag der Anlage betrug im gesamten Untersuchungszeitraum etwa 250 kWh/m²a (bezogen auf die Aperturfläche von 11,5 m²). Bei einer jährlichen Einstrahlung im Raum Karlsruhe von mehr als 1 100 kWh/m²a beträgt der Ertrag weniger als ein Viertel der gesamten Einstrahlung. Da dieser Wert über alle Messperioden annähernd gleichbleibt und darüber hinaus zu Beginn des Untersuchungszeitraums die Solarflüssigkeit ausgetauscht wurde, können altersbedingte Effekte ausgeschlossen werden. Damit verbleiben als mögliche Ursachen im Wesentlichen typabhängige Effizienzeinschränkungen, eine ungünstige Aufstellung sowie eine ineffiziente Regelung. Mit der vorhandenen Datenbasis lassen sich die Ursachen nicht eindeutig klären.

5.2 Ergebnisse der Anlagensimulationen

Wärmeverbräuche

Bild 42 zeigt den monatlichen Verlauf der an den Messstellen Q_{HK1}, Q_{HK2} und Q_{TWW} gemessenen und simulierten Energiemengen. Aufgrund der direkten Vorgabe der Werte als Eingangsgrößen für die Simulation ergeben sich nur sehr geringe Abweichungen zwischen den gemessenen und den simulierten Werten. Die Summe der jährlich simulierten Energieverbräuche liegt dabei nur 51 kWh bzw. 0,4 % über den gemessenen Werten. Beim Heizkreis 2 ist der Mehrverbrauch mit 128 kWh am höchsten. Bei den beiden anderen Verbrauchswerten sind die simulierten Werte etwas niedriger als die gemessenen. Für Heizkreis 1 ergibt sich ein simulierter Minderverbrauch von 68 kWh und für den Trinkwarmwasserverbrauch beträgt die Differenz 10 kWh. Darüber hinaus zeigen auch die monatlichen Werte nur sehr geringe Abweichungen zwischen den gemessenen und den simulierten Energieverbräuchen.

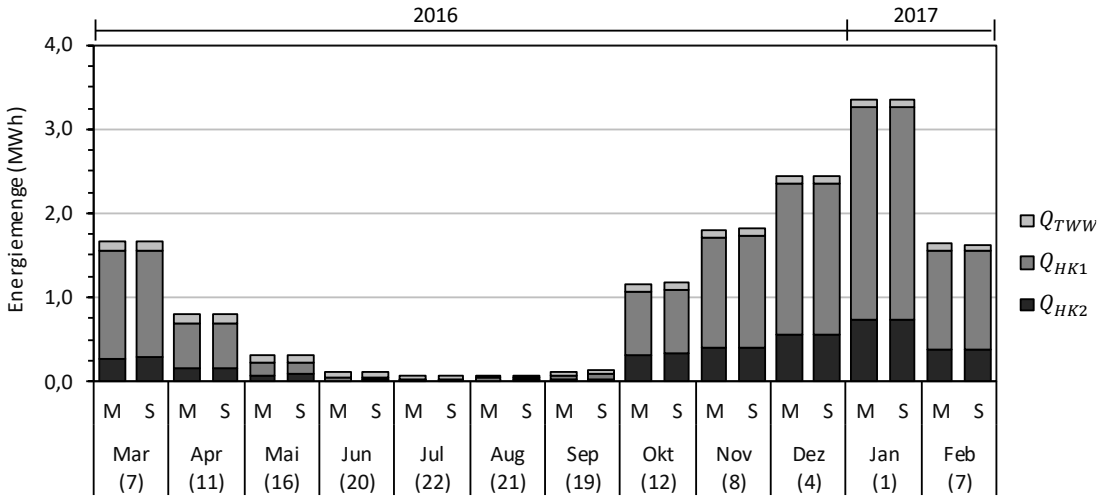

Bild 42: Monatssummen der dem Speicher entnommenen Energiemengen, bilanziert über die Messstellen Q_{HK1}, Q_{HK2} und Q_{TWW} und dargestellt für die Messdaten M und die Simulationsergebnisse S (Die Positionen der bilanzierten Messstellen sind in Bild 3 dargestellt. Unter den Monaten sind jeweils die mittleren Außentemperaturen in °C angegeben.)

Wärmeeinträge

Die in Bild 43 abgebildeten, dem Puffer monatlich zugeführten Energiemengen zeigen ebenfalls nur geringe Abweichungen zwischen den gemessenen und den simulierten Werten. Für die Solaranlage ergibt sich ein simulierter Mehrertrag von 73 kWh mit nur sehr geringen monatlichen Abweichungen. Die vom Pelletkessel an das Heizungswasser abgegebene Energiemenge liegt mit 15 944 kWh nur leicht oberhalb der 15 831 kWh, die an der Referenzanlage im selben Zeitraum gemessen wurde.

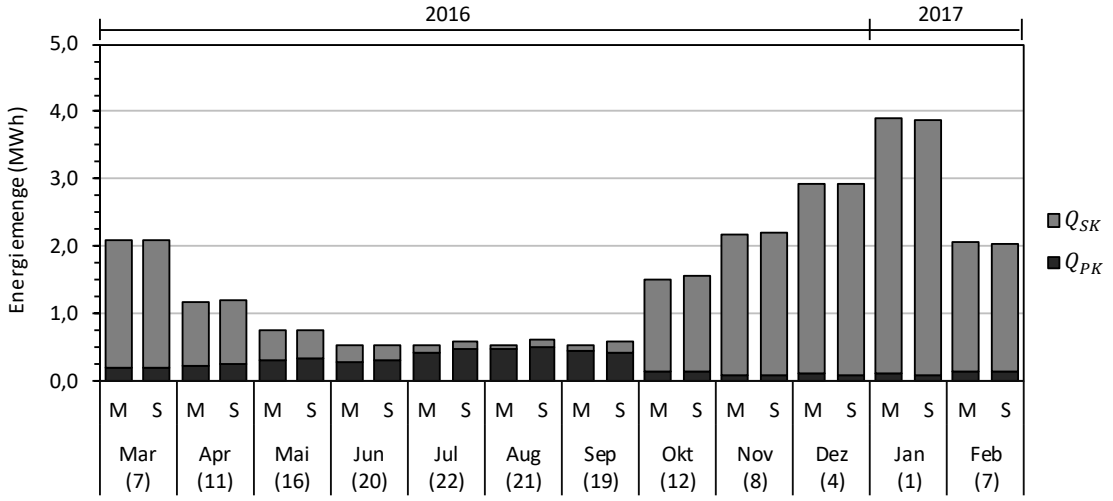

Bild 43: Monatssummen der dem Speicher zugeführten Energiemengen, bilanziert über die Messstellen Q_{PK} und Q_{SK} und dargestellt für die Messdaten M und die Simulationsergebnisse S (Die Positionen der bilanzierten Messstellen sind in Bild 3 dargestellt. Unter den Monaten sind jeweils die mittleren Außentemperaturen in °C angegeben.)

Tab. 19 zeigt die gesamten in der Referenzanlage wasserseitig bilanzierten Wärmemengen und die für denselben Zeitraum mittels Simulation generierten Werte.

Tab. 19: Wasserseitig bilanzierte Wärmemengen der Referenzanlage für den Zeitraum März 2016 bis Februar 2017 (Angegeben sind die tatsächlichen Werte, eine Witterungsbereinigung wurde nicht vorgenommen. Die Positionen der bilanzierten Messstellen sind in Bild 3 dargestellt.)

		Referenzanlage	Simulation
Heizkreis 1 (Q_{HK1})	kWh	9 672	9 604
Heizkreis 2 (Q_{HK2})	kWh	2 918	3 046
Trinkwarmwasser (Q_{TWW})	kWh	954	944
Verbraucht ($\sum Q_{Ab}$)	**kWh**	**13 544**	**13 595**
Solaranlage (Q_{SK})	kWh	2 878	2 951
Pelletkessel (Q_{PK})	kWh	15 831	15 944
Erzeugt ($\sum Q_{Zu}$)	**kWh**	**18 709**	**18 895**

Hilfsenergie

Im Betrachtungszeitraum wurde an der Referenzanlage für den Pelletkessel ein Stromverbrauch E_{HE} von 753 kWh ermittelt. Dieser Wert beinhaltet neben den Verbräuchen für die Kesselpumpe auch diejenigen für die Zündeinrichtung, die Gebläse und den Kesselregler. Da die Stromverbräuche der verschiedenen Komponenten des Pelletkessels nicht einzeln gemessen werden konnten, wurden die Verbräuche für die Simulation im Vorfeld der Simulation händisch aufgeteilt. Für die Kesselpumpe und die Solarkreispumpe wird die Kennlinie einer Hocheffizienzpumpe vom Typ Grundfos Alpha 2 verwendet, da in beiden Kreisen ähnliche Pumpentypen eingesetzt werden. Der für die verschiedenen Betriebszustände des Pelletkessels verwendete elektrische Leistungsbedarf ist in Tab. 20 dargestellt. Auf der Grundlage eines für die Feldanlage ermittelten Korrelationskoeffizienten r von 0,91 zwischen der internen Kesselleistung und dem gemessenen Stromverbrauch wird für die Simulation vereinfacht von einem linearen Zusammenhang zwischen der Kesselleistung und dem Strombedarf ausgegangen. Als Grundlage für die Berechnungen der Verbräuche der Heizkreispumpen dient das Kennfeld einer Umwälzpumpe vom Typ Grundfos UPC 25-40, wie sie in den Heizkreisen der Referenzanlage vorhanden ist.

Tab. 20: Elektrischer Leistungsbedarf des Pelletkessels in den verschiedenen Betriebszuständen

Betriebszustand	el. Leistungsbedarf
Standby	55 W
Zündung	500 W
Betrieb bei maximaler Leistung	225 W
Betrieb bei minimaler Leistung	110 W

Kessel- und Anlagenkennzahlen

Der Referenzkessel weist im Laufe des untersuchten Zeitraumes monatliche Betriebszeiten zwischen 10 und 307 Stunden auf (Bild 44). Setzt man die gesamten 1.193 Kesselstarts ins Verhältnis zu den 1 347 Betriebsstunden erhält man unter Verwendung von Gleichung 8-10 die mittlere Betriebsdauer pro Kesselstart $\bar{t}_{PK}$ in Höhe von 1,13 Stunden (Tab. 21). Die mittlere Betriebsdauer wies im Juni 2016 mit einer Betriebsdauer von 0,64 h bzw. ca. 38 Minuten pro

Kesselstart die niedrigsten Werte auf. Im Januar 2017 lief der Kessel dagegen pro Start durchschnittlich 1,39 h bzw. 83 Minuten.

Die Ergebnisse der Simulation weichen von den gemessenen Werten nur sehr unwesentlich ab. Die in der Simulation errechneten monatlichen Betriebszeiten liegen mit 17 bis 312 Stunden über den gesamten untersuchten Zeitraum auf einem sehr ähnlichen Niveau mit leichten Abweichungen in den Wintermonaten. Ein ähnliches Bild zeigt sich bei der Kesselauslastung β_{PK}. Hier liegt die in der Simulation ermittelte Auslastung meist leicht über den Werten der realen Anlage. Betrachtet man die monatlichen Nutzungsgrade ν_{PK} so zeigen die Nutzungsgrade während der Heizperiode nur sehr geringe Abweichungen. Einzig während der Sommermonate weichen die Nutzungsgrade der Simulation etwas stärker von den gemessenen ab. Aufgrund der niedrigen Energieverbräuche im Sommer haben diese Abweichungen allerdings nur einen sehr geringen Einfluss auf den Jahresnutzungsgrad. Die mittlere Betriebsdauer lag mit 1,24 h nur ca. 7 Minuten über denen des Referenzkessels.

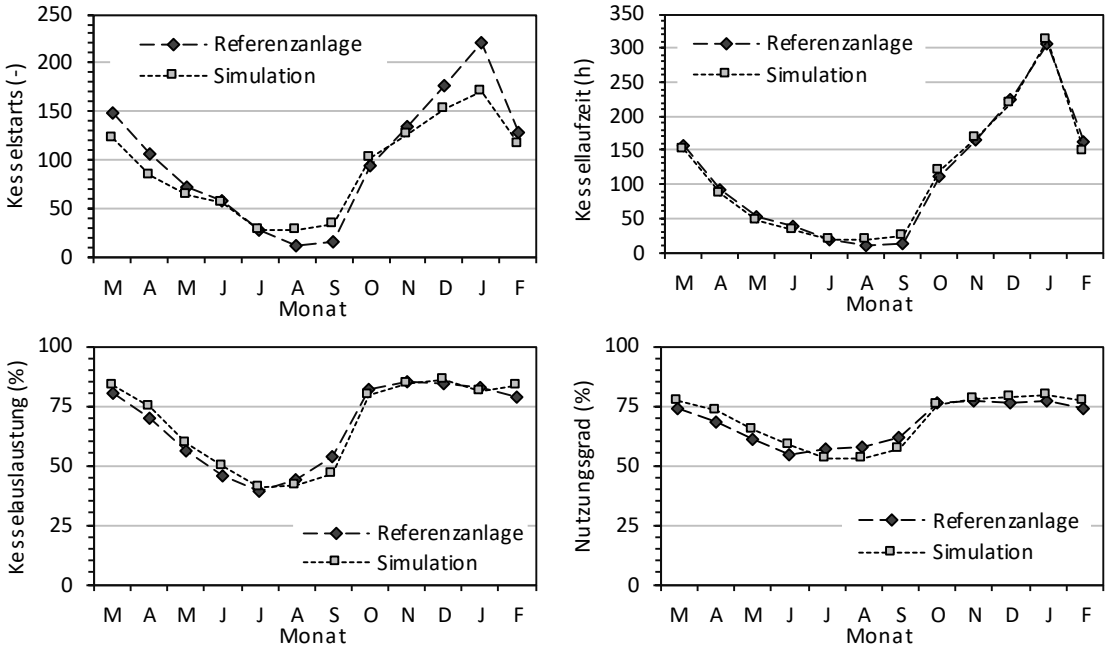

Bild 44: Vergleich der monatlichen Werte für die Anzahl an Kesselstarts (oben links), die monatliche Betriebszeiten (oben rechts), die Kesselauslastung (unten links) sowie den Kesselnutzungsgrad (unten rechts)

Im bilanzierten Zeitraum wurden in der Referenzanlage insgesamt 4 488 kg Holzpellets verbraucht (Tab. 21). Unter Berücksichtigung eines mittleren Heizwertes der Holzpellets von 4,75 kWh/kg (Mittelwert aus der Analyse mehrere Brennstoffproben der Referenzanlage) ergibt sich daraus eine jährlich verbrauchte Brennstoffenergiemenge Q_{HP} von 21 318 kWh (Gl. 8-4). Mit Hilfe von Q_{HP} und der vom Pelletkessel an den Wasserkreislauf abgegebene Wärme Q_{PK} in Höhe von 15 831 kWh errechnet sich der mittlere jährlich Kesselnutzungsgrad ν_{PK} mit Gleichung 8-8 zu 74,3 %. Auch hier sind die Abweichungen zur Simulation nur sehr gering. Mit 4 542 kg liegt der simulierte Brennstoffverbrauch nur 1,2 % über dem gemessenen Verbrauch. Ein ähnliches Bild zeigt sich beim Kesselnutzungsgrad. Dieser liegt mir 73,0 % leicht unter dem Wert aus der Feldmessung.

Tab. 21: Betriebsparameter des Pelletkessels für den Zeitraum März 2016 bis Februar 2017

	Einheit	Gleichung	Referenzanlage	Simulation
Brennstoffverbrauch m_{BS}	kg	-	4 488	4 542
Betriebsstunden $t_{PK,Ein}$	h	-	1 347	1 354
Kesselstarts N_{KS}	-	-	1 193	1 028
durchschn. Betriebsdauer $\bar{t}_{PK}$	h	8-10	1,13	1,32
Kesselauslastung β_{PK}	%	8-7	78,4	77,5
Kesselnutzungsgrad ν_{PK}	%	8-8	74,3	73,0
Vollbenutzungsstunden t_{VBS}	h/a	8-21	1 055	1 050

Für die Berechnung der mittleren Kesselauslastung β_{PK} wird gemäß Gleichung 8-7 neben der bilanzierten Wärmemenge Q_{PK}, die Nennleistung Φ_n des Pelletkessels von 15 kW und der mittleren Betriebsdauer $\bar{t}_{PK}$ im Betrachtungszeitraum von 1 347 Stunden benötigt. Damit ergibt sich für den Betrachtungszeitraum eine mittlere Kesselauslastung von 78,4 %. Für denselben Zeitraum ergeben sich 1 055 Vollbenutzungsstunden, errechnet mit Gl. 5-2.

$$t_{VBS} = \frac{Q_{PK}}{\emptyset_{PK,n}} = \frac{15\,831\ \text{kWh/a}}{15\ \text{kW}} = 1\,055\ \text{h/a} \qquad 5\text{-}2$$

Auch hier sind die Abweichungen zur Simulation nur gering. Für die Kesselauslastung liegt der Wert aus der Simulation mit 79,1 % nur leicht über dem Wert der Referenzanlage. Die jährlichen Vollbenutzungsstunden des simulierten Pelletkessels liegen mit 1.050 nah am Wert der realen Anlage.

Die geordnete Jahresdauerlinie der bilanzierten Energieverbräuche für Raumheizung und Trinkwarmwasser zeigt 5 749 Stunden mit einer aktiven Wärmeabnahme (Bild 45). Der mittlere stündliche Wärmeverbrauch betrug während dieser Zeit 2,1 kW mit einem Maximalwert von 14,4 kW. Der maximale stündliche Wärmeverbrauch liegt somit noch unterhalb der Nennleistung des installierten Pelletkessels von 15 kW. Die geordnete Jahresdauerlinie der Kesselleistung zeigt für die Referenzanlage und den simulierten Ausgangszustand einen fast identischen Verlauf. Die Stunden mit aktivem Pelletkessel weisen in beiden Fällen mit 2 683 Stunden in der Realität bzw. 2 556 Stunden in der Simulation nur eine geringe Differenz auf.

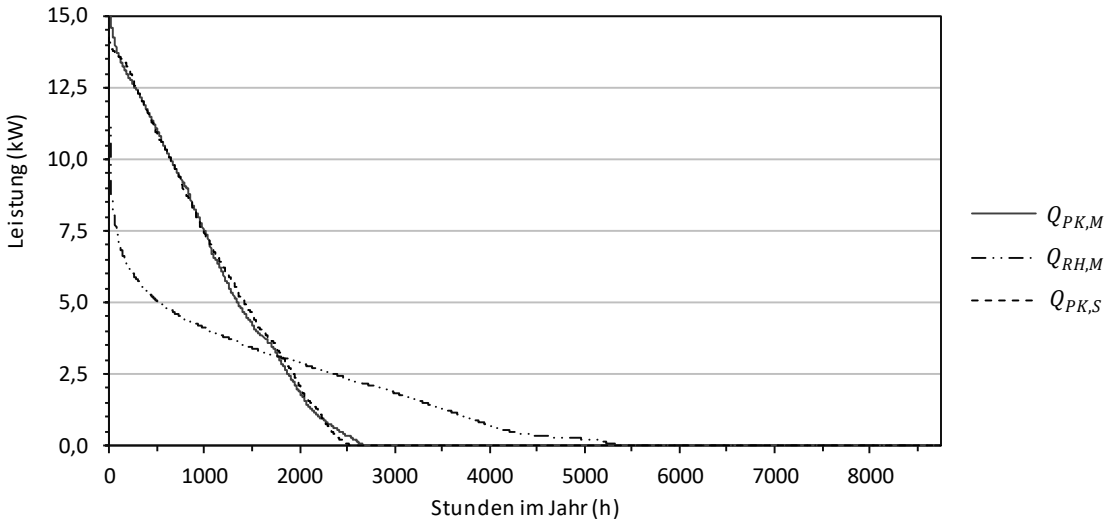

Bild 45: Geordnete Jahresdauerlinie der stündlich an der Referenzanlage bilanzierten Leistungen für Raumheizung, Trinkwarmwasser sowie zusätzlich für den Pelletkessel die mittlere stündliche Kesselleistung der Referenzanlage und des simulierten Ausgangszustandes

Bedarfsgebundene Kosten

Die bedarfsgebundenen Kosten der untersuchten Heizungsanlage setzen sich aus den Brennstoffkosten sowie den Kosten für die elektrische Hilfsenergie für den Betrieb der Umwälzpumpen und des Pelletkessels (einschließlich des dort verbauten Heizungsreglers) zusammen. Für die Holzpellets wird dabei ein Bezugspreis von 250 €/t und für die elektrische Energie ein Preis von 0,30 €/kWh berücksichtigt.

Die bedarfsgebundenen Kosten der realen Anlage werden zu etwa 83 % von den Brennstoffkosten dominiert (Tab. 22). Weitere 16 % entfallen auf die Stromkosten für den Betrieb des Pelletkessels, insbesondere für die Zündeinrichtung, das Saugsystem, die Gebläse und den Heizungsregler. Das verbleibende Prozent entfällt auf die Hocheffizienzpumpen im Solar- und Kesselkreis. Bei der Simulation sehen die Ergebnisse sehr ähnlich aus. Auch hier dominieren die Brennstoffkosten mit weit über 80 % gefolgt von den Stromkosten für den Pelletkessel. Die Umwälzpumpen spielen auch hier nur eine sehr untergeordnete Rolle.

Tab. 22: Vergleich der realen und der simulierten bedarfsgebundenen Kosten für den Zeitraum März 2016 bis Februar 2017

	Referenzanlage	Simulation
Brennstoffkosten	1 122 €	1 139 €
Stromkosten Pelletkessel	220 €	211 €
Stromkosten Umwälzpumpe Kesselkreis	7 €	9 €
Stromkosten Umwälzpumpe Solarkreis	6 €	6 €
Summe der bedarfsgebundenen Kosten	**1 348 €**	**1 365 €**

Bewertung der Anlagensimulation

Anhand der Kennzahlen, die für die Gesamtanlage sowie die verschiedenen Komponenten ermittelt wurden, kann abschließend zusammengefasst werden, dass die gewählten Simulationsmodelle und die dazugehörige Parametrierung gut dazu geeignet sind, die Referenzanlage präzise abzubilden. Die Abweichung zwischen den gemessenen und den simulierten

Werten liegen häufig unterhalb 3 %. Insofern liegt eine hohe Übereinstimmung zwischen den Messergebnissen und den Ergebnissen der Simulation vor, so dass die Simulation zur Optimierung der Referenzanlage herangezogen werden kann.

5.2.1 Sensitivitätsanalyse ausgewählter Regelungsparameter

Fußpunkt der Heizkurve

Der Fußpunkt vom Heizkreis 1, dem Radiatorkreis, wurde in einem Bereich zwischen 30 °C und 45 °C in Schritten von einem Kelvin variiert. Bild 46 (links) zeigt den Verlauf der Gesamtkosten K_{ges} (bestehend aus den Brennstoffkosten und den Kosten für die elektrische Hilfsenergie) zzgl. der Strafkosten sowie der Kesselauslastung β_{PK} und dem Kesselnutzungsgrad υ_{PK} bei einer Veränderung des Fußpunktes. Bei einem Fußpunkt kleiner 34 °C kommt es infolge der geringen Vorlauftemperaturen zu einer deutlichen Unterversorgung des Gebäudes und infolge dessen zu einem deutlichen Anstieg der ermittelten Gesamtkosten. Unter Berücksichtigung der Strafkosten ergeben sich bei einem Fußpunkt von 34 °C mit 1 451 € die niedrigsten jährlichen Gesamtkosten. Mit 1 449 € liegt die Einsparung bei den Betriebskosten im Vergleich zu den 1 472 € vom Referenzpunkt mit 23 € auf einem sehr niedrigen absoluten Niveau. Die Auswirkungen auf die Kesselauslastung und den Nutzungsgrad sind nur marginal. Die Kesselauslastung reduziert sich von 77,5 % auf 77,4 %, während sich der Nutzungsgrad von 73,0 % auf 72,6 % absenkt. Die Auswirkungen auf die mittlere Betriebsdauer des Kessels sind mit einer Reduzierung um 6 Minuten ebenfalls sehr gering.

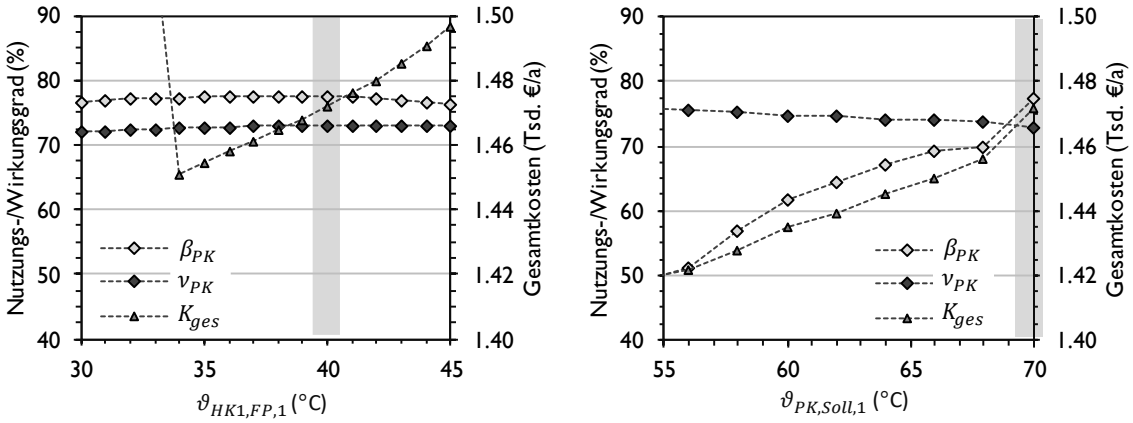

Bild 46: Einfluss des Fußpunktes der Heizkurve des Radiatorkreises und der Kesselwassersolltemperatur auf die Höhe der Kostenfunktion, den Kesselnutzungsgrad und die Kesselauslastung (Der steile Anstieg der Gesamtkosten bei Fußpunkten unterhalb 34 °C in der linken Grafik erklärt sich mit dem sprunghaften Anstieg der Strafkosten durch Komforteinbußen. Der grau hinterlegte Bereich kennzeichnet jeweils den Referenzpunkt.)

Kesselwassersolltemperatur

Die Kesselwassersolltemperatur kann am Referenzkessel in einem Bereich zwischen 70 °C und 50 °C variiert werden. Zur Vermeidung einer Kondensation des Abgases wurde auf eine Absenkung unterhalb eines Werts von 55 °C verzichtet. In Bild 46 sind auf der rechten Seite die Verläufe der Kesselauslastung, des Kesselnutzungsgrades sowie der Gesamtkosten, inkl. der Strafkosten, mit einer Schrittweite von 2,5 K dargestellt. Im Unterschied zum links dargestellten

Einflusses des Fußpunktes zeigt sich hier ein deutlich stärkerer Einfluss. Die Gesamtkosten sinken bei einer Kesselwassersolltemperatur von 55 °C auf einen Wert von nur noch 1 419 €, was einer Einsparung von 53 € entspricht. Da keine Strafkosten angefallen sind, entsprechen in diesem Fall die Gesamtkosten den Betriebskosten. Zusätzlich steigt der Nutzungsgrad von 73,0 % auf 75,9 %, bei einem Absinken der Kesselauslastung von 77,5 % auf 48,9 %. Die mittlere Betriebsdauer erhöht sich dabei um 47 Minuten auf 126 Minuten.

Pumpenausschalttemperatur

Nach dem Ausschalten des Kessels verbleibt, je nach Kesselwassertemperatur und Betriebszustand zum Zeitpunkt des Ausschaltens, eine unterschiedlich große Energiemenge im Kesselwasser und dem Kesselkörper. Diese Energiemenge wird mit der Zeit an den Aufstellraum oder das Abgas abgegeben. Standardmäßig wird die Kesselkreispumpe im Referenzgebäude beim Unterschreiten einer Temperatur von 60 °C ausgeschaltet. Zur Untersuchung des Einflusses der Pumpenausschalttemperatur wurde sie in einem Bereich zwischen 35 °C und 65 °C in Schritten von 2,5 °C variiert. Bis zu Werten von 42,5 °C führt eine Reduzierung der Ausschalttemperatur zu einer Reduzierung der Gesamtkosten, bei niedrigeren Werten steigen die Gesamtkosten wieder leicht an. Wie schon bei der Kesselwassersolltemperatur fielen hier bei der vorgenommenen Variation keine Strafkosten an. Die Kesselauslastung und der Kesselnutzungsgrad erreichen bei 42,5 °C ebenfalls jeweils ihren Maximalwert. Bei der Kesselauslastung liegt der Wert mit 77,7 % nur 0,2 % über dem Ausgangswert. Beim Nutzungsgrad ist die Steigerung von 73,0 % auf 74,0 % etwas höher. Auch hier führt eine weitere Absenkung der Ausschalttemperatur zu einer Verschlechterung der Ergebnisse. Die Auswirkungen auf die mittlere Betriebsdauer sind nur marginal.

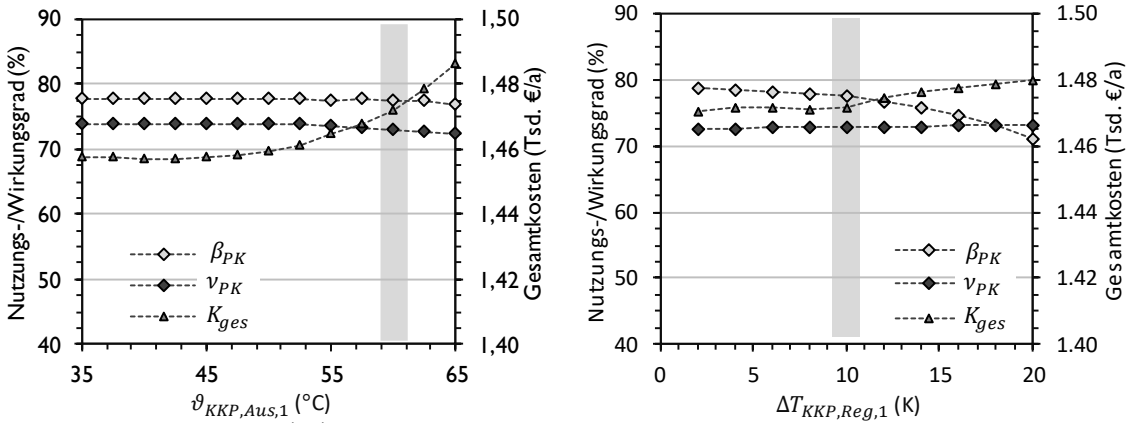

Bild 47: Einfluss der Ausschalttemperatur des Kesselkreispumpe und des Regelbereichs der Kesselwasserpumpe auf die Höhe der Kostenfunktion, den Kesselnutzungsgrad und die Kesselauslastung (Der grau hinterlegte Bereich kennzeichnet jeweils den Referenzpunkt.)

Regelbereich der Kesselkreispumpe

Der Regelbereich der Kesselkreispumpe gibt den Anstieg der Pumpendrehzahl in Abhängigkeit der Kesselwassertemperatur vor. Ein hoher Wert führt zu einem langsamen Anstieg der Drehzahl, ein niedriger Wert führt zu einem schnellen Anstieg. In der Referenzanlage beträgt der Regelbereich 10 K. Untersucht wurde eine Variation des Regelbereichs zwischen 2 K und 20 K mit einer Schrittweite von 2 K. Die niedrigsten Gesamt- und Betriebskosten wurden bei einem

Regelbereich von 2 K erzielt. Die Verbesserung war mit 1 € allerdings nur minimal. Durch die Reduzierung des Regelbereichs stieg die Kesselauslastung von 71,2 % auf 77,5 %. Der Kesselnutzungsgrad sank dabei auf 7,5 %, bei einer Reduzierung der mittleren Betriebsdauer des Kessels um 10 Minuten.

Ein- und Ausschaltbedingungen des Pelletkessels

Die beiden Parameter ΔT_{PO} und ΔT_{PM} dienen zur Anpassung der Bedingungen für den Kesselstart und den Kesselstopp. Werte kleiner Null führen dazu, dass der Kessel bereits bei niedrigeren Speichertemperaturen ein- oder ausgeschaltet wird, bei größeren Werten erfolgt das Ein- oder Ausschalten erst bei höheren Temperaturen. Beide Parameter wurden mit einer Variation von 10 K bis -16 K in Schritten von 2 K untersucht. Bei beiden Parametern konnte keine nennenswerte Reduzierung der Betriebs- und Strafkosten beobachtet werden. Bei ΔT_{PO} lag das Minimum bei 1 470 € und damit nur 2 € unter dem Ausgangswert. Bei ΔT_{PM} konnte gar keine Verbesserung beobachtet werden. In beiden Fällen führen niedrige Werte zu einer Verschlechterung des Kesselnutzungsgrades und damit zu einer Erhöhung der Betriebskosten. Hohe Werte führen zu einer Überhitzung des Speichers und infolge dessen zu erhöhten Speicherverlusten und letztendlich auch zu höheren Betriebskosten. Bei stark abweichenden Werten kann es aber zu einem erheblichen Kostenanstieg kommen.

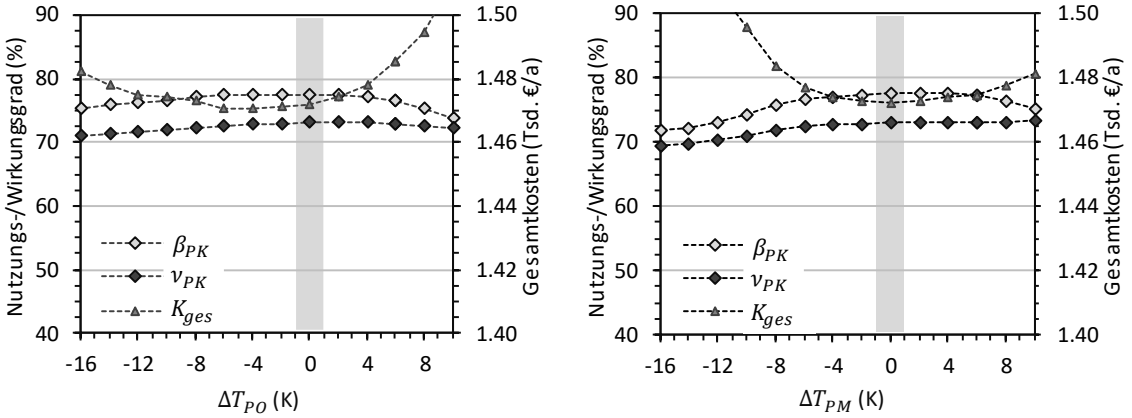

Bild 48: Einfluss der Variation der Solltemperatur am oberen und am unteren Speichertemperaturfühler auf die Höhe der Kostenfunktion, den Kesselnutzungsgrad und die Kesselauslastung (Der grau hinterlegte Bereich kennzeichnet jeweils den Referenzpunkt.)

Maximale und minimale Kesselleistung

Die Reduzierung der maximalen Kesselleistung führt zu einer deutlichen Reduzierung der Betriebs- und Gesamtkosten (Bild 49). Mit einem Minimum von 1 428 € beträgt die maximal beobachtet Einsparung bei den Betriebskosten 44 € ohne dass es dadurch zu Komforteinbußen gekommen ist. Ein wesentlicher Effekt bei der Reduzierung der maximalen Leistung ist die deutliche Verlängerung der mittleren Betriebsdauer des Pelletkessels. Diese beträgt im Ausgangszustand durchschnittlich 80 Minuten und verlängert sich mit sinkender Maximalleistung auf 187 Minuten. Gleichzeitig sinkt die Kesselauslastung von 77,5 % auf 43,9 %. Der Kesselnutzungsgrad steigt dabei von 73,9 % auf 75,9 % an. Bei der Begrenzung der minimalen Kesselleistung bzw. der unteren Begrenzung des Modulationsbereichs des Kessels sind die Ergebnisse deutlich schwächer. Die Kosteneinsparung liegt hier nur einem Bereich von

bis zu 3 Ct. Während der Nutzungsgrad und die mittlere Betriebsdauer nur geringe Schwankungen aufzeigen, steigt die Kesselauslastung um 2,0 % auf 79,5 %.

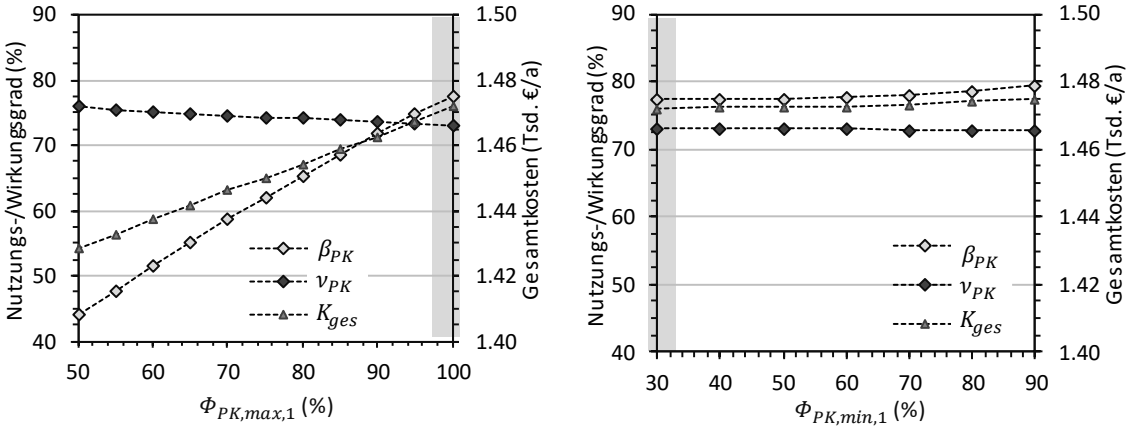

Bild 49: Einfluss einer begrenzten maximalen und minimalen Kesselleistung auf die Höhe der Kostenfunktion, den Kesselnutzungsgrad und die Kesselauslastung (Der grau hinterlegte Bereich kennzeichnet jeweils den Referenzpunkt.)

Mindestlaufzeit und Mindeststillstandszeit des Pelletkessels

Die Vorgabe einer Mindestlaufzeit des Pelletkessels ist über eine übergeordnete Regelung problemlos möglich, gleiches gilt für eine Mindeststillstandszeit. Allerdings zeigt eine aktive Einschränkung der Schalthäufigkeit durch Vorgabe von Mindestzeiten zwischen den Kesselstarts und -stopps keine positiven Einflüsse auf die jährlichen Betriebskosten (Bild 50). Die Vorgabe einer Mindestlaufzeit führt, infolge der höheren beobachteten Speichertemperaturen, zu deutlich erhöhten Speicherverlusten und damit zu erhöhten Kosten. Im Bereich kurzer Mindestlaufzeiten zeigt sich ebenfalls kein positiver Effekt, da sich im Ausgangszustand bereits längere Laufzeiten ergeben. Im untersuchten Bereich zwischen 15 Minuten und 120 Minuten zeigen sich bei Vorgabe einer Mindeststillstandszeit nur marginale Änderungen bei Kosten, Nutzungsgrad und Auslastung.

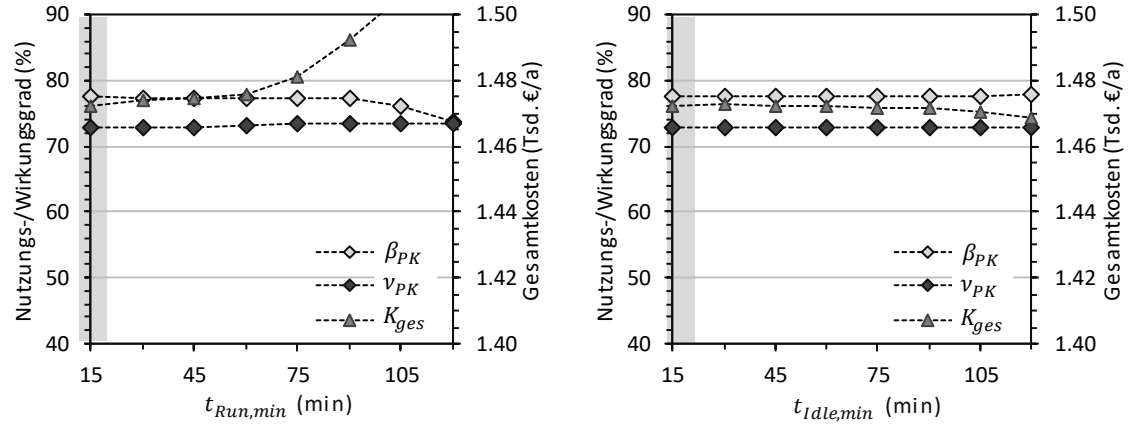

Bild 50: Einfluss der Vorgabe einer Mindestlaufzeit und Mindeststillstandszeit des Pelletkessels auf die Höhe der Kostenfunktion, den Kesselnutzungsgrad und die Kesselauslastung (Der grau hinterlegte Bereich kennzeichnet jeweils den Referenzpunkt.)

Vergleich der Einzelmaßnahmen

Von den untersuchten 10 Einzelmaßnahmen führt die Reduzierung der Kesselwassersolltemperatur auf 55 °C zu den niedrigsten Gesamtkosten. Die dabei erzielte Einsparung von 51 €/a liegt etwa 15 % über der zweithöchsten Einsparung von 44 €/a, die sich bei einer Reduzierung der maximalen Kesselauslastung auf 50 % erzielen lassen. Neben den beiden genannten Parametern führen die Absenkung des Fußpunktes der Heizkurve des Radiatorkreises auf 34 °C sowie die Reduzierung der Ausschalttemperatur der Kesselwassertemperatur auf 42,5 °C zu jährlichen Einsparungen von mehr als 10 €. Die jährlichen Einsparungen der übrigen Parameter liegen zwischen 0 € und 3 € und spielen für die weiteren Optimierungen keine Rolle. Die beiden Parameter mit den höchsten Einsparungen weisen mit 117 Minuten und 187 Minuten die mit Abstand längsten mittleren Betriebsdauern auf. Auch die ermittelte durchschnittliche Kesselauslastung und der Jahresnutzungsgrad des Pelletkessels weisen deutliche Unterschiede zu den Ergebnissen der übrigen Parameter auf.

Die ermittelten Verläufe der Gesamtkosten in Abhängigkeit der Parametervariationen lassen zudem Rückschlüsse auf die Robustheit bzw. die Sensibilität der verschiedenen Parameter zu. Bei einigen Parametern, wie z.B. dem Fußpunkt der Heizkurve oder der Kesselwassersolltemperatur, führen kleine Werteänderungen sofort zu deutlich höheren oder niedrigeren Kosten. Andere Parameter besitzen ein Plateau, auf dem eine Variation der Parameter nur zur sehr geringen Veränderungen der Kosten führt. Dazu gehören unter anderem die Ein- und Ausschaltbedingungen des Pelletkessels. Verlassen die Werte den Plateaubereich kann es zu deutlich höheren Kosten kommen. Der umgekehrte Fall, d.h. das außerhalb dieses Bereichs die Gesamtkosten plötzlich abnehmen, kam in den vorgenommenen Untersuchungen nicht vor. Wiederum bei anderen Parametern, z.B. dem Regelbereich der Kesselkreispumpe oder der unteren Kesselleistung, haben sich über den gesamten Variationsbereich fast keine unterschiedlichen Kosten ergeben.

Für eine spätere Umsetzung bedeutet das, dass es robuste Parameter gibt, bei denen eine Fehlparametrierung sehr unwahrscheinlich ist. Bei den anderen Parametern ist dementsprechend deutlich mehr Vorsicht bei der Suche des Kostenoptimums geboten.

Tab. 23: Simulationskennzahlen der untersuchten Einzelmaßnahmen mit den jeweils niedrigsten Gesamtkosten

Variante	Einzelparameter	m_{BS} (kg/a)	N_{KS} (-)	$\bar{t}_{PK}$ (min)	β_{PK} (%)	ν_{PK} (%)	K_{ges} (€/a)	ΔK_{ges} (€/a)
REF	Ausgangspunkt	4 542	1 026	79	77,5	73,0	1 472	
V1-01	$\vartheta_{PK,Soll,1} = 55$ °C	4 290	1 031	117	51.3	75.7	1 422	50
V1-02	$\beta_{max,1} = 50$ %	4 300	756	187	43,9	75,9	1 428	44
V1-03	$\vartheta_{HK1,FP,1} = 34$ °C	4 455	1 093	73	77,4	72,6	1 451	21
V1-04	$\vartheta_{KKP,Aus,1} = 42{,}5$ °C	4 484	988	82	77.7	74.0	1 457	15
V1-05	$t_{Idle,min} = 1{,}0$ h	4 531	988	82	77,9	73,0	1 469	3
V1-06	$\Delta T_{PO} = -4$ K	4 536	1 047	77	77,5	72,9	1 470	2
V1-07	$T_{KKP,Reg} = 2$ K	4 533	1 150	69	78.8	72.5	1 471	1
V1-08	$P_{min,1} = 45$ %	4 542	1 028	79	77.5	73.0	1 472	0
V1-09	$\Delta T_{PM} = \pm 0$ K	4 542	1 026	79	77,5	73,0	1 472	0
V1-10	$t_{Run,min} = 0{,}25$ h	4 542	1 026	79	77,5	73,0	1 472	0

5.2.2 Kombination mehrerer Einzelmaßnahmen

Neben der Nutzung von konstanten Einzelwerten lassen sich für die Betriebsoptimierung von Heizungsanlagen auch mehrere Parameter gemeinsam anpassen. Dabei werden nur die vier Parameter mit einer jährlichen Einsparung größer 10 € (Tab. 23) berücksichtigt. Die Reduzierung der Heizkurve mittels $\Delta T_{HK1,FP}$ auf 34 °C wird dabei als erste Maßnahme festgelegt, da diese als einzige Maßnahme unabhängig vom Kessel umsetzbar ist. Ausgehend vom identifizierten Einsparpotenzial der Einzelmaßnahmen werden die folgenden drei Maßnahmen in der nachfolgend angegebenen Reihenfolge implementiert und die sich daraus ergebende Kosteneinsparung ermittelt.

1) Anpassung der Kesselwassersolltemperatur $\vartheta_{PK,Soll,1}$ mittels $\Delta T_{PK,Soll}$
2) Reduzierung der Pumpenausschalttemperatur $\vartheta_{KKP,Aus,1}$ mit $\Delta T_{KKP,Aus}$
3) Festlegung der maximalen Kesselleistung $\Phi_{max,1}$ durch $\Delta\Phi_{max}$

Bei der Umsetzung der hierarchischen Parameteroptimierung wird für jede Konfiguration der Parametersatz ermittelt, der die niedrigsten Gesamtkosten verursacht. Im jeweils nächsten Schritt wird der nächste Parameter integriert und ebenfalls der Wert mit den niedrigsten Gesamtkosten ermittelt. Für die daraus resultierenden vier Schritte sind in Tab. 24 die Parametersätze sowie die wesentlichen Kennzahlen aufgelistet. Die maximal erzielte jährliche Kosteneinsparung liegt mit 87 € deutlich höher als die maximale Einsparung bei den untersuchten Einzelmaßnahmen. Darüber hinaus wurde die größte Einsparung bei der Kombination aller vier Parameter erzielt.

Tab. 24: Simulationskennzahlen und Parametersätze der Varianten mit den jeweils niedrigsten Gesamtkosten

Variante	$\vartheta_{HK1,FP,1}$ (°C)	$\vartheta_{PK,Soll,1}$ (°C)	$\phi_{max,1}$ (%)	$\theta_{KKP,Aus,1}$ (°C)	β_{PK} (%)	ν_{PK} (%)	K_{Opt} (€/a)	ΔK_{Opt} (€/a)
REF	40	70	100	60	77,5	73,0	1 472	
V2-01	34	70	100	60	77,4	72,6	1 451	21
V2-02	34	55	100	60	48,9	76,0	1 418	54
V2-03	34	55	90	60	55,6	75,5	1 399	73
V2-04	34	55	90	50	57,4	76,4	1 385	87

5.2.3 Parameteroptimierung mittels GenOpt

Die Untersuchungen zu den theoretisch möglichen maximalen Kosteneinsparungen wurden mittels GenOpt für die drei in Abschnitt 3.2.2 beschriebenen Referenzwochen durchgeführt. Dabei konnten durch GenOpt für jede Woche jeweils acht unterschiedliche Parametersätze (für jeden der sieben bilanzierten Tage zzgl. eines Vorbereitungstages) erstellt werden. Für die Optimierung wurde wieder der bereits beschriebene Algorithmus GPSPSOCCHJ verwendet. Die dabei verwendeten Einstellungen finden sich in Tab. 7. Zur Ermittlung des Minimums der Kostenfunktion konnten die in Tab. 25 aufgelisteten Parameter innerhalb der aufgeführten Grenzen in den vorgegebenen Schrittweiten verändert werden.

Tab. 25: Kennzahlen der für die Optimierung verwendeten Parameter

Parameter	Einheit	Startwert	Minimum	Maximum	Schrittweite
$\Delta T_{HK1,FP}$	K	0	-6	0	1
$\Delta T_{PK,Soll}$	K	0	-15	0	1
$\Delta T_{KKP,Reg}$	K	0	-5	5	1
$\Delta T_{KKP,Aus}$	K	0	-15	5	1
$\Delta \Phi_{max}$	%	0	-50	0	5
ΔT_{PO}	K	0	-5	5	1
ΔT_{PM}	K	0	-5	5	1

Für die drei untersuchten Typwochen (vgl. Abschnitt 3.2.2) ergeben sich die in Bild 51 dargestellten Werte der optimierten Parameter und Standardabweichungen. Das Optimum des Fußpunktes vom ersten Heizkreis lag mit 34 °C in allen Fällen auf dem untersten möglichen Wert. Auffällig ist, dass bei allen Tagen derselbe Wert ermittelt wurde. Die Reduzierung der Solltemperatur im Radiatorkreis auf den niedrigsten zulässigen Wert scheint demnach ein sehr stabiles Ergebnis zu sein.

Bei der Anpassung von $\vartheta_{PK,Soll}$ zeigt sich mit $\Delta T_{PK,Soll} = -14{,}6\ \mathrm{K}$ die größte Reduzierung in der Woche WXX. Die geringste Anpassung wurde für die Woche ÜXH mit $\Delta T_{PK,Soll} = -7{,}1\ \mathrm{K}$ ermittelt. Daraus resultiert eine Überhöhung der Kesselwassersolltemperatur im Vergleich zur Solltemperatur im Radiatorkreis von 25,1 K (ÜXH), 20,3 K (ÜXB) und 4,1 K (WXX). Die Streuung der einzelnen Tageswerte ist in der Winterwoche mit $\sigma = 0{,}8\ \mathrm{K}$ ebenfalls deutlich geringer als in den Übergangswochen ($\sigma = 3{,}0\ \mathrm{K}$ bzw. $\sigma = 4{,}5\ \mathrm{K}$).

Beim Regelbereich der Kesselkreispumpe zeigt sich ein sehr ähnliches Bild. Die geringste Änderung des Regelbereichs ergibt sich mit $\Delta T_{KKP,Reg} = 4{,}1\ \mathrm{K}$ in der heitere Übergangswoche. In den beiden anderen Wochen liegt der Anstieg mit 7,8 (ÜXB) bzw. 8,3 (WXX) fast doppelt so hoch. Der standardmäßig verwendete Regelbereich von 10 K wurde in allen Tagen erhöht. Die Standardabweichung liegt bei allen untersuchten Wochen in einem Bereich zwischen 3,4 K und 4,5 K.

Bei der Ausschalttemperatur der Kesselkreispumpe sehen die Ergebnisse etwas anders aus. Die niedrigste Absenkung der Ausschalttemperatur mittels $\Delta T_{KKP,Aus}$ und damit die höchste Ausschalttemperatur ergibt sich in der Winterwoche mit $\vartheta_{KKP,Aus,1} = 50\ °\mathrm{C}$. Die niedrigste Ausschalttemperatur wurde in der Woche ÜXB mit 45 °C ermittelt. In der Woche ÜXH liegt der mittlere optimale Wert für $\vartheta_{KKP,Aus,1}$ bei 47 °C. Die hohen Standardabweichungen in den Wochen ÜXH und WXX zeigen eine hohe Varianz der einzelnen Tageswerte.

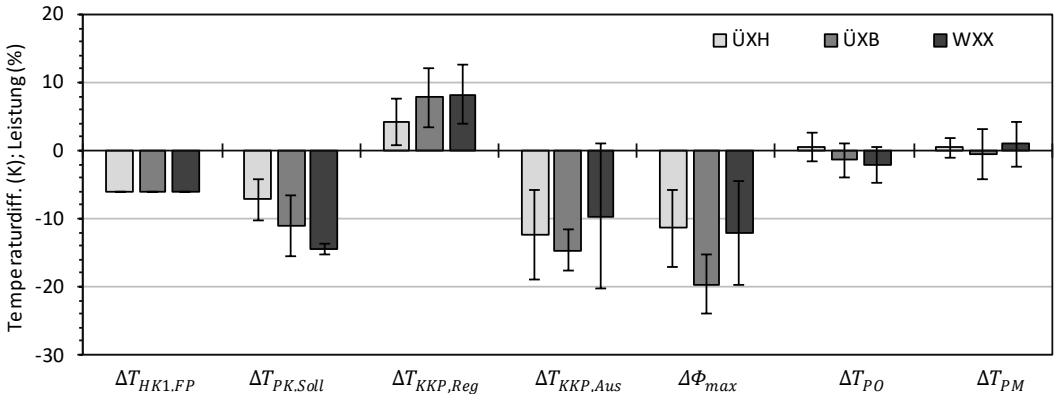

Bild 51: Mittelwerte und Standardabweichungen der von GenOpt ermittelten optimalen Parametereinstellungen (V3-01) für die untersuchten Referenzwochen

Das Optimum der maximalen Kesselleistung liegt bei allen drei Wochen unterhalb der maximalen Leistung. In den Wochen ÜXH und WXX liegt die optimale Kesselleistung bei ca. 88 %. In der Woche ÜXB ergibt sich das Minimum der Kostenfunktion bei einer maximalen Kesselleistung von 80 %. Die Streuung der Tageswerte ist in der Winterwoche mit $\sigma = 7{,}6\,\%$ höher als in den Übergangswochen mit $\sigma = 4{,}4\,\%$ (ÜXB) bzw. $\sigma = 5{,}6\,\%$ (ÜXH).

Der Parameter ΔT_{PO} ermöglicht die Verschiebung der Einschaltbedingung für den Pelletkessel. Bei negativen Werten wird der Kessel bereits bei niedrigeren Werten eingeschaltet. Interessanterweise befindet sich das Optimum für ΔT_{PO} bei der Wochen ÜXB (-1,4 K) und WXX (-2,1 K) bei negativen Werten. Hier wird der Kessel also erst bei niedrigeren Werten am oberen Speicherfühler eingeschaltet. In der Woche ÜXH liegt das Optimum mit + 0,4 K im positiven Bereich, d.h. der Kesselstart erfolgt zumindest teilweise bereits bei höheren Speichertemperaturen und damit früher als im Ausgangszustand. Bei den Werten ΔT_{PM} schwanken die Mittelwerte mit + 0,4 K (ÜXH), - 0,6 K (ÜXB) und + 1,0 K (WXX) sehr nah um den Nullpunkt. Bei allen Werten streuen die ermittelten optimalen Parameter um den Nullpunkt, d.h. es treten sowohl negative als auch positive Werte auf.

Durch die optimierten Regelungsparameter traten in allen drei Referenzwochen sehr ähnliche Veränderungen auf (Tab. 26). Der Pelletkessel startet seltener und läuft im Durchschnitt länger als im Ausgangszustand. Darüber hinaus sinkt der Brennstoffverbrauch, durchschnittlich um 10 %. Durch die Änderungen sinkt ebenfalls die Kesselauslastung bei gleichzeitig steigendem Kesselnutzungsgrad. Die erzielte Kosteneinsparung liegt bei allen Wochen bei etwa 8 % bis 9 %.

Tab. 26: Simulationskennzahlen der wochenweisen Optimierungen mittels GenOpt, V3-01 (In Klammern sind die Werte der Ausgangsvariante REF angegeben.)

Woche	m_{BS} (kg)	N_{KS} (-)	$\bar{t}_{PK}$ (min)	β_{PK} (%)	ν_{PK} (%)	K_{Opt} (€)	ΔK_{Opt} (€)
ÜXH	60	19	72	58,5	70,1	21,4	1,8
	(67)	(20)	(63)	(68,7)	(67,5)	(23,2)	
ÜXB	121	25	122	58,3	77,2	38,0	3,4
	(135)	(27)	(88)	(79,6)	(73,8)	(41,4)	
WXX	233	14	614	42,5	82,8	69,9	6,7
	(262)	(53)	(88)	(83,0)	(77,9)	(76,5)	

5.3 Wetter- und Lastprognose

Der Vorhersage des Lastverhaltens und des Ertrages der eingebundenen erneuerbaren Energieträger kommt bei der kostenoptimalen Regelung von Wärme- und Stromerzeugungslagen in den letzten Jahren gerade vor dem Hintergrund der zunehmenden Nutzung fluktuierender Energieträger sowie der modellbasierten, prädiktiven Regelung eine wesentliche Rolle zu [57, 58]. Für die präzise Ermittlung der erforderlichen Steuergrößen ist bei solarbasierten Verbundanlagen eine präzise Prognose des Wärmebedarfs und der Solarerträge erforderlich.

5.3.1 Wetterprognosen

Für das Referenzobjekt standen Wetterdaten des Deutschen Wetterdienstes (DWD) zur Verfügung. Da am Standort des Referenzgebäudes keine Messstation vorhanden ist, wurden die Daten vom Standort Rheinstetten verwendet. Dieser Standort liegt etwa 20 km nördlich des Referenzgebäudes.

Die Wetterdaten wurden vom DWD täglich um 7:00 auf einem FTP-Server bereitgestellt und automatisch abgerufen. Jedes tägliche Datenpaket enthielt die Prognosedaten für den aktuellen Tag, für Morgen und für Übermorgen sowie die Messdaten für den gestrigen Tag. Die Daten wurden dabei einer Auflösung von 60 Minuten zur Verfügung gestellt und beinhalteten die folgenden Elemente:

- die Lufttemperatur in einer Höhe von 2 m,
- der Taupunkt in einer Höhe von 2 m,
- die Summer der Globalstrahlung auf einer horizontalen Ebene,
- der Bedeckungsgrad in Achtelschritten,
- die Windgeschwindigkeit und
- die Windrichtung.

Zusätzlich wurden am Referenzgebäude die Außentemperatur und die Einstrahlung auf die Kollektorfläche mit einem Strahlungssensor kontinuierlich erfasst. Aus den so gesammelten Daten lässt sich der Prognosefehler der prognostizierten Außentemperatur sowie der prognostizierten Globalstrahlung ermitteln. Für die Bewertung der Prognosegenauigkeiten sind eine Vielzahl an Gütekriterien verfügbar. Für die Ermittlung der Genauigkeit der Prognosen werden die Gütekriterien MAE (Mittlerer absoluter Fehler), MAPE (Mittlerer absoluter prozentualer Fehler) und RMSE (Mittlerer quadratischer Fehler) verwendet.

Vorhersagen am Standort der DWD-Messstation in Rheinstetten

Für die Bewertung der stündlichen Prognosegüte des DWD am Standort Rheinstetten wurde die Berechnung der Gütemaße neben einer stündlichen Auflösung zusätzlich für ganze Tage durchgeführt. Verglichen werden dabei stets die vom DWD für die Messstation vorhergesagten Werte mit den dort auch gemessenen Werten. Die Ergebnisse sind in Tab. 27 dargestellt.

Tab. 27: Gütemaße für die prognostizierte und gemessene Außentemperatur und Globalstrahlung am Standort der DWD-Messstation Rheinstetten (Bei der Lufttemperatur werden Mittelwerte und bei der Globalstrahlung Summen betrachtet.)

	Stundenwerte			Tageswerte		
Bez.	MAE	RMSE	MAPE	MAE	RMSE	MAPE
$\vartheta_{a,t+0}$	0,98	1,46	9,1 %	0,61	0,77	5,7 %
$I_{a,t+0}$	45,7	88,2	35,3 %	733,4	877,8	23,6 %

Bei der Prognose der mittleren zu erwartenden Außentemperatur für den aktuellen Tag liegt MAPE bei 5,7 %. Bei Betrachtung der einzelnen Stunden ergibt sich ein leicht erhöhter Wert von 9,2 %. Bei der Prognose der Globalstrahlung liegen die Werte des MAPE mit 29,4 % bzw. 19,1 % weiter auseinander. Die Ungenauigkeiten bei der stündlichen Prognose der Globalstrahlung scheinen sich demnach über einen ganzen Tag wieder ein Stück weit auszugleichen.

Vorhersagen an der Referenzanlage

Tab. 28 zeigt, dass die Prognose der Außentemperatur am Standort des Referenzgebäudes bei Nutzung der Vorhersage des Standortes Rheinstetten mit einem MAPE von 16,9 % bei stündlicher Betrachtung und von 12,5 % bei einer Betrachtung von Tageswerten sehr ungenau ist. Bei der Vorhersage der Globalstrahlung liegen die Werte bei 43,6 % bzw. 28,3 %. Anhand der Daten kann vermutet werden, dass der räumliche Abstand zwischen beiden Messstellen sowie die nicht normgerechte Messung an der Referenzanlage zu einem nicht unerheblichen systematischen Fehler führen.

Tab. 28: Gütemaße für die prognostizierte Außentemperatur und Globalstrahlung am Referenzstandort

	Stündliche Betrachtung			Betrachtung von Tageswerten		
Bez.	MAE	RMSE	MAPE	MAE	RMSE	MAPE
$\vartheta_{a,t+0}$	2,10	2,59	16,9 %	1,56	1,78	12,5 %
$I_{a,t+0}$	53,5	117,1	43,6 %	834,7	1083,4	28,3 %

Verbesserung der Prognosegenauigkeit

Für die Korrektur des systematischen Fehlers durch die Verwendung der Vorhersage des Standortes Rheinstetten am Referenzstandort kommen verschiedene Verfahren in Frage. Im Rahmen einer Abschlussarbeit am DBFZ wurden verschiedene Methoden hinsichtlich ihrer Eignung zur Steigerung der Prognosegenauigkeit für den Referenzstandort analysiert und die erreichbaren Verbesserungen bei Nutzung neuronaler Netze und eindimensionaler Kalman-Filter untersucht [59, 60].

Beim Einsatz eines künstlichen neuronalen Netzes (KNN) unter Nutzung eines Feed-Forward, Back-Propagation Algorithmus [61] konnte dabei die Prognosegüte der Globalstrahlung am Referenzstandort bei Betrachtung von Stundenwerten um 27 % (bezogen auf den MAE) und die der Außentemperatur um 65 % (ebenfalls bezogen auf den MAE) gesteigert werden.

Als Eingangsgrößen für beide Betrachtungen wurden dabei: Datum, Uhrzeit, Sonnenhöhe, Sonnenazimut, Lufttemperatur, Globalstrahlung und Bedeckungsgrad am Referenzstandort sowie zusätzlich die vom DWD für den Standort Rheinstetten prognostizierte Lufttemperatur und Globalstrahlung verwendet. Das neuronale Netz wurde für die Prognose der Globalstrahlung mit 15 Eingangsneuronen, jeweils 10 ausgeblendete Neuronen in der zweiten, dritten und vierten Schicht sowie ein Ausgabeneuron für die prognostizierte Globalstrahlung in der fünften Schicht konfiguriert. Für die Prognose der Außentemperatur wurde die höchste Genauigkeit bei Nutzung eines Netzes mit 15 Eingangsneuronen, jeweils 30 ausgeblendete Neuronen in der zweiten und dritten Schicht sowie ein Ausgabeneuron für die prognostizierte Außentemperatur in der vierten Schicht ermittelt. Als Aktivierungsfunktion wurde in beiden Fällen eine Sigmoidfunktion verwendet. Das Training des Netzes erfolgte mit einer adaptiven Lernrate sowie 1 590 Test- und 6 306 Trainings-Datensätzen. Weitere Details finden sich in [60].

Damit verbleibt noch eine mittlere Abweichung von 0,7 °C bzw. 5,9 % sowie 39 W/m² bzw. 31,8 %. Eine darüberhinausgehende Verbesserung konnte mit den vorhandenen Eingangsdaten nicht erzielt werden. Bild 52 und Bild 53 zeigen jeweils die prognostizierten und für den Referenzstandort angepassten Daten im Vergleich zu den am Referenzstandort gemessenen Daten. In Bild 62 und Bild 63 (Anhang B) sind darüber hinaus die Verläufe der prognostizierten, der mittels KNN korrigierten sowie der gemessenen Werte für eine exemplarische Woche dargestellt.

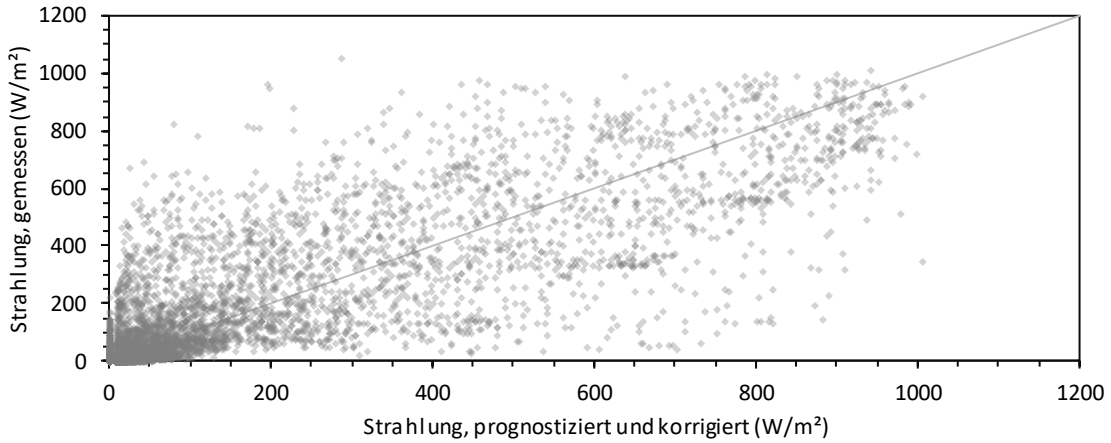

Bild 52: Vergleich der prognostizierten und mittels KNN angepassten Globalstrahlung mit der am Referenzstandort gemessenen Strahlung (Durch die Nutzung halbtransparenter Messpunkte kennzeichnen dunkle Bereiche eine Häufung von Werten.)

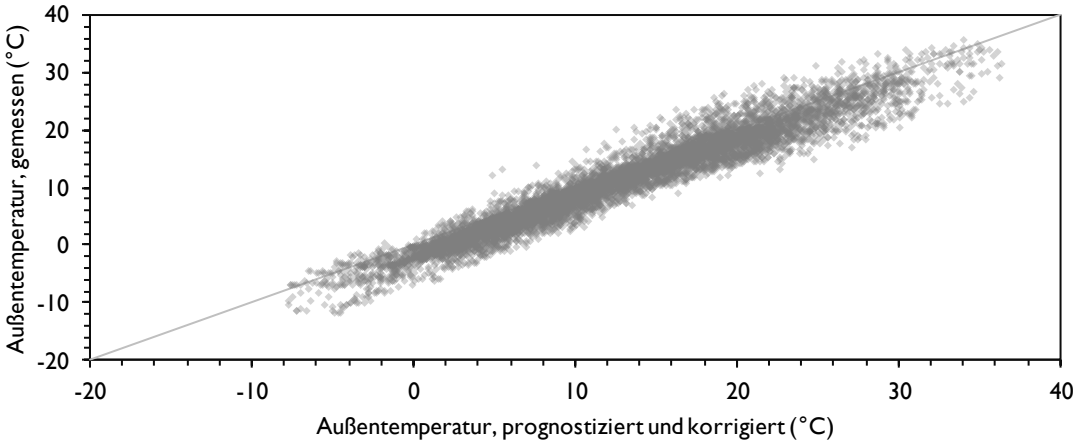

Bild 53: Vergleich der prognostizierten und mittels KNN angepassten Außentemperatur mit der am Referenzstandort gemessenen Temperatur (Durch die Nutzung halbtransparenter Messpunkte kennzeichnen dunkle Bereiche eine Häufung von Werten.)

Einordnung der Prognosegenauigkeit

Hocaoğlu [62] hat 2011 gezeigt, dass bei der Anwendung eines *Hidden-Markov-Models* (HHM) bei der stündlichen Solarprognose eine Genauigkeit von bis zu 6 % (MAPE, berechnet für eine ganzes Jahr in Izmir) erreichbar sind. Bei der Übertragbarkeit auf zwei andere Standorte konnte dabei ein MAPE von 9 % und von 12 % erreicht werden. Bhardwaj et al. haben bei der Prognose der stündlichen Globalstrahlung für Neu-Delhi in Indien ein MAPE von 3,0 % erreicht [63]. Zum Einsatz kam dabei ebenfalls ein HHM, hier kombiniert mit einem Fuzzy-Modell. Als Eingangsgrößen für das Modell fungierten: Tagesnummer, Außentemperatur, Luftfeuchte und die täglichen Sonnenstunden. Allerdings lassen sich die dabei identifizierten Korrelationen zwischen der Windgeschwindigkeit, der Anzahl der Sonnenstunden und der Luftfeuchte auf der einen und Globalstrahlung auf der anderen Seite weder für die Messstation in Rheinstetten noch für den Referenzstandort reproduzieren. Die hier zitierten Arbeiten wurden für südliche Standorte in der Türkei, im Iran, Saudi-Arabien oder Indien durchgeführt. Von daher liegt die Vermutung nahe, dass die Prognosegenauigkeit sehr stark vom Standort und der Gleichmäßigkeit des dortigen Wetters sowie darüber hinaus von den für die Prognose verfügbaren Parametern abhängt. Für das teilweise sehr wechselhafte, mitteleuropäische Wetter kann das bedeuten, dass eine präzise Vorhersage nur mit hohem rechnerischen Aufwand und entsprechenden Messdaten möglich ist.

5.3.2 Prognose des Heizenergiebedarfs

Die möglichst präzise Vorhersage des Heizenergiebedarfs im nächsten Betrachtungszeitraum spielt bei der betriebswirtschaftlichen Optimierung von Heizungsanlagen eine wichtige Rolle, da nur dann die jeweils kostengünstigsten Parameter ermittelt werden können. In der untersuchten Referenzanlage war die Vorhersage des zukünftigen Heizenergiebedarfs nur mit einer großen Unsicherheit möglich. Bild 54 zeigt die Schwankung des täglichen Heizenergieverbrauchs an der Referenzanlage in Abhängigkeit der mittleren täglichen Außentemperatur sowie der mittleren Globalstrahlung. Die mittlere Schwankung beträgt ±19 kWh/d, d.h. der Heizenergieverbrauch kann bei gleichen Witterungsbedingungen um mehr als zwei Volllaststunden des Pelletkessels schwanken. Die größten Schwankungen treten dabei in der Winterzeit auf. Hier sind

Schwankungen von bis zu ±33 kWh/d möglich. Der relative Fehler bewegt sich dabei in einem Bereich zwischen ±11 % bis ±176 %. Wobei die hohen relativen Abweichungen ausschließlich in Tagen mit Temperaturen größer als 12,5 °C auftreten.

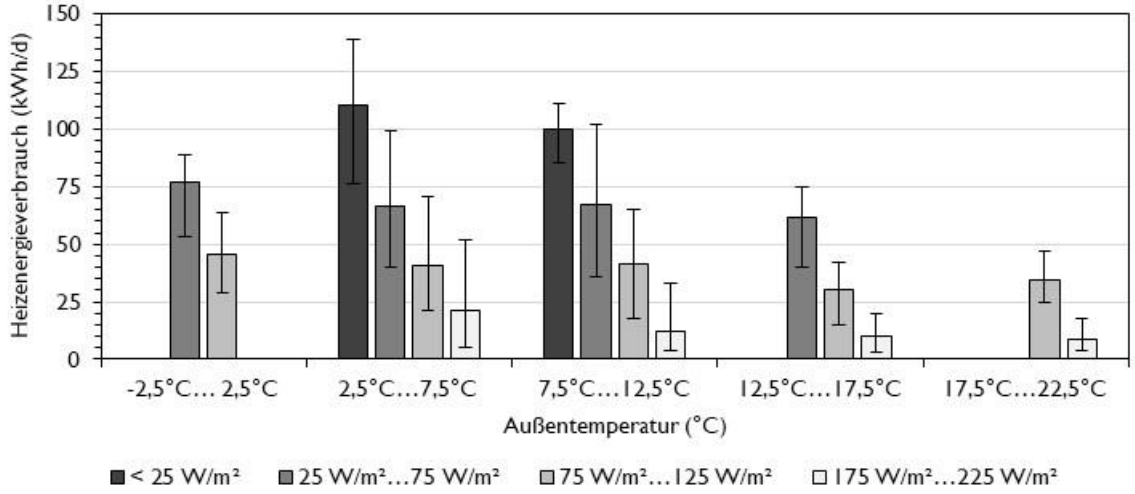

Bild 54: Bandbreite des an der Referenzanlage gemessenen täglichen Heizenergieverbrauchs in Abhängigkeit der ebenfalls messtechnisch erfassten mittleren täglichen Außentemperatur und mittleren täglichen Globalstrahlung (dargestellt werden nur Balken mit mindestens fünf Messwerten.)

Bei steigenden Temperaturen sinkt offensichtlich der Einfluss der Nutzung auf den Wärmebedarf des Gebäudes und der Wärmebedarf hängt deutlich stärker von der Außentemperatur und der Sonneneinstrahlung ab. Bei niedrigeren Temperaturen treten deutlich größere Schwankungen auf. Diese sind in Tagen mit mittleren Einstrahlungen zusätzlich erhöht. Das spricht dafür, dass der Wärmebedarf bei stabilen Wetterbedingungen, gekennzeichnet durch niedrige oder hohe Einstrahlungen, deutlich besser zu prognostizieren ist, als bei wechselhaften oder unklaren Wetterbedingungen.

Für die Anwendung einer modellbasierten, prädiktiven Regelung ist das Vorhandensein eines Prozessmodells für die korrekte Vorhersage des Wärmebedarfs des Gebäudes innerhalb des Prognosehorizontes erforderlich. Im untersuchten Referenzgebäude standen die Energieverbräuche zur Raumheizung und für die Trinkwassererwärmung als kontinuierlich erfasste Verbrauchsdaten für die Entwicklung eines Prozessmodells zur Verfügung. Für die Prognose der Heizlast für die nächste Stunde wurde derselbe Feed-Forward, Back-Propagation Algorithmus in einer separaten Konfiguration verwendet, der bereits bei der Prognose von Globalstrahlung und Außentemperatur verwendet wurde. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit die folgenden 11 Werte als Eingangsneuronen verwendet:

- die Nummer des aktuellen Tages im Jahr,
- die aktuelle Stunde des Tages,
- die Nummer des Wochentages,
- der Heizenergiebedarf der vorletzten, der letzten, der aktuellen und der nächsten Stunde,
- die Lufttemperatur der vorletzten, der letzten, der aktuellen und der nächsten Stunde.

Der Feed-Forward, Back-Propagation Algorithmus wurde mit den beschriebenen 11 Eingangsneuronen, 64 ausgeblendete Neuronen in der zweiten Schicht, 32 ausgeblendete Neuronen in der dritten Schicht und ein Ausgabeneuron für die prognostizierte Heizlast in der vierten Schicht konfiguriert. Da die Sigmoidfunktion im Vergleich zum Tangens hyperbolicus zu besseren Resultaten führte, wurde die Sigmoidfunktion als Aktivierungsfunktion verwendet. Das Training des Netzes erfolgte mit einer Lernrate von 0,8 sowie 1 500 Test- und 7 260 Trainings-Datensätzen. Mit den Einstellungen konnte die Prognose des Heizenergiebedarfs für die folgende Stunde ein MAE von 0,6 kW ermittelt werden. Der RMSE beträgt für den Betrachtungszeitraum 1,0 kW und der mittlere absolute prozentuale Fehler MAPE 27 %. Die Boxplots in Bild 55 zeigen die Mediane, Quartile sowie die mittleren 90 % der Gütemaße. Die mittleren 50 % mittleren absoluten Fehlers MAE für die prognostizierten Stunden mit einem Heizenergiebedarf liegen in einem Bereich zwischen 0,22 kW und 0,92 kW. Beim mittleren quadratischen Fehler RMSE bewegen sich die mittleren 50 % in einem Bereich von 0,05 kW bis 0,85 kW. Das mittlere Quartil des mittleren absoluten prozentualen Fehlers bewegt sich zwischen 9 % und 37 %. Nach oben zeigen sich bei allen Gütemaßen deutliche Ausreißer die teilweise weit über das mittlere Quartil hinausgehen.

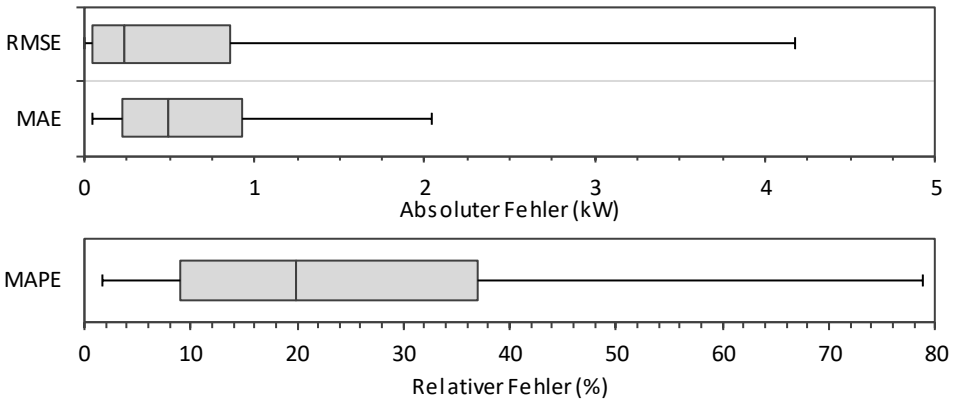

Bild 55: Boxplots für die stündlichen Gütemaße der Lastprognose (Der mittlere Strich im Kasten entspricht dem Median. Die Grenzen des Kastens zeigen das untere und obere Quartil. Die dargestellte Spannweite zwischen den Antennen entspricht dem Bereich in dem sich die mittleren 90 % der untersuchten Daten befinden.)

6 Bewertung und Diskussion der Ergebnisse

6.1 Bewertung der untersuchten Optimierungsmaßnahmen

Im Rahmen der Arbeit wurden eine Vielzahl verschiedener Einzel- und Kombimaßnahmen hinsichtlich ihres Potenzials zur Reduzierung der bedarfsgebundenen Kosten analysiert. Ausgehend von den unterschiedlichen Einsparungen, die dabei erzielt wurden, konzentriert sich die nachfolgende Darstellung und Bewertung der Ergebnisse im Wesentlichen auf die Maßnahmen, die ein erhöhtes Einsparpotenzial aufweisen (siehe Abschnitte 5.2.1 und 5.2.2). Tab. 29 zeigt die berücksichtigten Varianten mit den dazugehörigen Parametereinstellungen.

Tab. 29: Parameter der abschließend verglichenen Optimierungskonzepte

Vari-ante	Kapitel	$\vartheta_{HK1,FP,1}$ (°C)	$\vartheta_{PK,Soll,1}$ (°C)	$T_{KKP,Reg,1}$ (K)	$\vartheta_{KKP,Aus,1}$ (°C)	$\Phi_{max,1}$ (%)	ΔT_{PO} (K)	ΔT_{PM} (K)
REF		40	70	10	60	100	0	0
V1-01	5.2.1	40	55	10	60	100	0	0
V1-02	5.2.1	40	70	10	60	50	0	0
V1-03	5.2.1	34	70	10	60	100	0	0
V2-02	5.2.2	34	55	10	60	100	0	0
V2-03	5.2.2	34	55	10	60	90	0	0
V2-04	5.2.2	34	55	10	50	90	0	0
V3-01	5.2.3	variabel	variabel	variabel	variabel	variabel	variabel	variabel

6.1.1 Wochenweise Bilanzierung

Die unter Nutzung von GenOpt (V3-01) ermittelten Kosteneinsparungen stellen für alle drei Wochen die maximale Kosteneinsparung dar (Tab. 30). Für die drei Wochen ergibt sich eine maximal mögliche Kosteneinsparung von 11,4 €. Mit der Nutzung konstanter Parameter lässt sich bereits eine Einsparung von 7,7 € bei Variante V2-04 erreichen. Die größte Einsparung bei Anpassung eines einzelnen Parameters ergibt sich mit 5,1 € bei $\vartheta_{PK,Soll,Opt} = 55\ °C$ (V1-01).

Zwischen dem Kesselnutzungsgrad ν_{PK} und den Kosten $A_{N,1}$ zeigt sich mit einem Korrelationskoeffizient r von - 0,948 die größte statistische Korrelation. Niedrige Kosten wurden demnach sehr häufig für Zeiten mit hohen Nutzungsgraden ermittelt. Ähnlich hohe Korrelationen finden sich bei den Vollbenutzungsstunden (r = 0,908) und der mittleren Betriebsdauer (r = - 0,862). Hohe jährliche Vollbenutzungsstunden lassen sich ebenso wie lange Betriebszeiten des Pelletkessels häufig in Zeiten mit niedrigen Kosten beobachten. Mit einem Korrelationskoeffizienten von 0,786 zeigen auch die Verluste des zentralen Wärmespeichers und die der Trinkwarmwasserzirkulation eine hohe Korrelation mit den ermittelten Gesamtkosten.

Tab. 30: Kesselkennzahlen der abschließend verglichenen Optimierungskonzepte, jeweils als Summe oder Mittelwert der drei untersuchten Referenzwochen (Im Anhang E sind die Ergebnisse für die einzelnen Wochentypen separat aufgelistet.)

Variante	Kapitel	m_{BS} (kg)	N_{KS} (-)	$\bar{t}_{PK}$ (min)	β_{PK} (%)	ν_{PK} (%)	K_{ges} (€)
REF		457	106	118	52,7	75,8	140,7
V1-01	5.2.1	436	94	145	47,3	78,0	135,6
V1-02	5.2.1	440	67	183	53,2	78,1	136,3
V1-03	5.2.1	449	136	90	52,9	75,6	139,7
V2-02	5.2.2	429	91	146	47,9	78,1	133,6
V2-03	5.2.2	428	89	149	48,0	78,2	133,3
V2-04	5.2.2	424	83	174	44,0	78,8	133,0
V3-01	5.2.3	414	58	224	47,9	79,3	129,3

Die durchgeführten Untersuchungen haben gezeigt, dass sich in der Referenzanlage bereits durch eine optimierte Parametrierung des bestehenden Reglers, ohne den Einsatz zusätzlicher Regelungsansätze, wie z.B. modellbasierte und prädiktive Anlagenregelungen, in den drei untersuchten Referenzwochen Einsparungen von bis zu 7,7 € erzielen lassen. Die weiterführende numerische Optimierung mittels GenOpt hat zu einer Verbesserung des Ergebnisses um 11,4 € geführt. Die dabei beobachteten Effekte lassen sich in die folgenden Kategorien unterteilen.

1) Ein Teil der untersuchten Maßnahmen führt zu einer Reduzierung der Systemtemperaturen und infolge dessen zu niedrigen Speicher- und Zirkulationsverlusten. Dabei ändern sich die Betriebsparameter des Pelletkessels, z.B. Kesselnutzungsgrad und Auslastung, nur ganz unwesentlich. Die Einzelmaßnahmen: Reduzierung der Kesselwassersolltemperatur (V1-01), Begrenzung der maximalen Kesselleistung (V1-02) sowie Absenkung der Heizkurve (V1-03) haben allesamt zu einer nennenswerten Reduzierung der Wärmeverluste geführt (Tab. 31).
   Die geringeren Verluste teilen sich hier anteilig auf Speicher-, Verteil- und Zirkulationsverluste auf. Eine Reduzierung der Verteilverluste lässt sich erwartungsgemäß nur in den Varianten mit einer abgesenkten Heizkurve beobachten. Die Speicher- und Zirkulationsverluste hängen ihrerseits ganz wesentlich von den Speichertemperaturen ab. Dabei wurde das Trinkwarmwasser in allen Varianten oberhalb einer Mindesttemperatur von 50 °C gehalten. Das wöchentliche Legionellenschutzprogramm war ebenfalls stets aktiv. Die erzielten Einsparungen gingen demnach nicht auf Kosten des Komforts und der Hygiene.

2) Bei anderen Maßnahmen resultiert die Kosteneinsparung aus einer zusätzlichen Steigerung der Kesseleffizienz. Hierzu zählen die untersuchten Kombinationen der Einzelmaßnahmen sowie die numerische Optimierung. Bei diesen Varianten ist die Reduzierung der vom Pelletkessel bereitgestellten Energiemenge größer als der Rückgang der Wärmeverluste. Wobei die Höhe der eingesparten Wärmeverluste immer deutlich größer ist als die durch Effizienzgewinne erzielten Einsparungen.

3) Weitere Kosteneinsparungen sind vor allem durch Komforteinbußen möglich. Allerdings lässt sich die Toleranz der Nutzer gegenüber solchen Komforteinbußen nicht allgemeingültig bewerten.

Tab. 31: Simulationskennzahlen der abschließend verglichenen Optimierungskonzepte, jeweils als Summe der drei untersuchten Referenzwochen (Die Werte der einzelnen Wochen sind für die Varianten REF und V3-01 in Tab. 26 aufgelistet.)

Vari-ante	Kapitel	Q_{BS} (kWh)	Q_{SK} (kWh)	Q_{PK} (kWh)	Q_{RH} (kWh)	Q_{TWW} (kWh)	Q_{Verl} (kWh)	ΔQ_{BS} (kWh)	ΔQ_{PK} (kWh)	ΔQ_{Verl} (kWh)
REF		2 172	100	1 639	1 356	65	287			
V1-01	5.2.1	2 071	100	1 608	1 356	65	257	101	31	30
V1-02	5.2.1	2 089	100	1 623	1 355	65	272	84	16	14
V1-03	5.2.1	2 132	103	1 603	1 348	65	268	41	36	19
V2-02	5.2.2	2 037	102	1 583	1 348	65	247	136	56	40
V2-03	5.2.2	2 031	102	1 580	1 348	65	243	142	59	43
V2-04	5.2.2	2 013	102	1 578	1 347	65	243	160	61	43
V3-01	5.2.3	1 967	103	1 552	1 345	65	222	206	87	64

6.1.2 Wiederholbarkeit der Simulation

Die Wiederholbarkeit der Simulation wurde für die drei detailliert betrachteten Kalenderwochen untersucht. Für die Untersuchungen zur Wiederholbarkeit der eigentlichen Simulation wurde jede Kalenderwoche 10-mal mit den Referenzeinstellungen simuliert. Tab. 10 zeigt, dass die Abweichungen bei den Verbräuchen Q_{RH} und Q_{TWW} sowie bei den solaren Erträgen Q_{SK} sehr niedrig sind. Die fehlende 100%ige Reproduzierbarkeit erklärt sich mit den stochastischen Elementen die für die Unterteilung in Kalt- und Warmstarts eingeführt wurde. Dadurch kann es im Übergangsbereich zwischen den Starttypen (siehe Bild 19) bei jeder Wiederholung zu einer unterschiedlichen Festlegung kommen.

Tab. 32: Kennzahlen zur Wiederholbarkeit der Simulation der Referenzwochen

		Betrieb (h)	Starts (-)	m_{HP} (kg)	Q_{PK} (kWh)	Q_{RH} (kWh)	Q_{SK} (kWh)	Q_{TWW} (kWh)
WXX	Mittelwert	66,5	46 / 43	231,7	872,1	747,4	0,0	21,3
	STABW	0,031	0,0 / 1,0	0,102	0,497	0,014	0,000	0,000
ÜXB	Mittelwert	48,3	41 / 37	165,9	615,4	522,5	36,0	30,4
	STABW	0,122	0,8 / 1,6	0,447	1,853	0,017	0,071	0,000
ÜXH	Mittelwert	30,8	28 / 19	101,6	361,3	288,3	49,3	23,0
	STABW	0,087	0,0 / 1,5	0,281	1,113	0,015	0,033	0,000

Bei den kesselbezogenen Größen sind die Abweichungen dann größer, wenn sich die Anzahl an Kesselstarts bei den einzelnen Wiederholungen unterschieden hat. In den Wochen WXX und ÜXH kam es zu keinen Änderungen bei den Kesselstarts. Dort sind die Abweichungen niedriger als in Woche ÜXH. Die Wochen WXX und ÜXH unterscheiden sich hinsichtlich der Variation der Anzahl an Warm- bzw. Kaltstarts. In Woche WXX lag die Standardabweichung der Warmstarts mit 1,03 deutlich niedriger als in Woche ÜXB mit 1,49. Die Tatsache, dass in Woche WXX die Standardabweichung der kesselbezogenen Größen grundsätzlich niedriger ist als in

Woche ÜXB liegt die Vermutung nahe, dass die beobachteten Variationen in den Simulationsergebnissen in erster Linie von der Variation der Kesselstarts und der Kalt- bzw. Warmstarts beeinflusst wird.

6.1.3 Skalierung auf Jahreswerte

Ausgehend von den Anteilen der Referenzwochen an den einzelnen Typwochen erfolgt im Folgenden die Skalierung der ermittelten Wochenwerte auf Jahreswerte. Dabei wird die für den Betrieb des Pelletkessels benötigte Brennstoffmenge m_{BS}, die benötigte elektrische Hilfsenergie $E_{HE,PK}$ sowie die vom Pelletkessel an das Heizungswasser abgegebene Nutzenergie Q_{PK} ausgehend von den untersuchten Referenzwochen auf Zeiträume ganzer Jahre skaliert. Die Gleichungen für die jeweilige Skalierung sind in Gl. 6-1 bis Gl. 6-3 dargestellt.

$$m_{BS,a} = \frac{\frac{m_{BS,WXX}}{f_{WXX}} + \frac{m_{BS,ÜXB}}{f_{ÜXB}} + \frac{m_{BS,ÜXH}}{f_{ÜXH}}}{1 - f_{SXX}} \quad 6\text{-}1$$

$$E_{HE,PK} = \frac{\frac{E_{HE,PK,WXX}}{f_{WXX}} + \frac{E_{HE,PK,ÜXB}}{f_{ÜXB}} + \frac{E_{HE,PK,ÜXH}}{f_{ÜXH}}}{1 - f_{SXX}} \quad 6\text{-}2$$

$$Q_{PK} = \frac{\frac{Q_{PK,WXX}}{f_{WXX}} + \frac{Q_{PK,ÜXB}}{f_{ÜXB}} + \frac{Q_{PK,ÜXH}}{f_{ÜXH}}}{1 - f_{SXX}} \quad 6\text{-}3$$

Die Werte $m_{BS,WXX}$, $m_{BS,ÜXB}$ und $m_{BS,ÜXH}$ in Gl. 6-1 entsprechen den in den drei Referenzwochen ermittelten Brennstoffverbräuchen auf deren Grundlage die Skalierung erfolgen soll. Bei den beiden anderen Größen $E_{HE,PK}$ und Q_{PK} erfolgt die Ermittlung analog dazu. Die verwendeten Faktoren f_{WXX}, $f_{ÜXB}$, $f_{ÜXH}$ und f_{SXX} wurden aus 50 durchgeführten Simulationsvarianten ermittelt. Dafür wurde für jeden der 12 Faktoren das mittlere Verhältnis zwischen den Simulationsergebnissen der Referenzwochen und den Ergebnissen der jeweiligen Typwoche gebildet.

Gl. 6-4 bis Gl. 6-7 zeigen exemplarisch das Vorgehen für die Ermittlung der erforderlichen Faktoren für die Skalierung des Brennstoffverbrauchs. Für jeden Faktor wird die Summe der Brennstoffkosten der Referenzwochen ins Verhältnis zu der Summe der Brennstoffkosten der dazugehörigen Typwochen gesetzt. Die Faktoren entsprechen somit dem mittleren Anteil der Referenzwochen an den Typwochen. Bei der Ermittlung von f_{SXX} wird als Bezugsgröße der Brennstoffverbrauch des gesamten Jahres verwendet, da für den Sommer keine Referenzwoche untersucht wurde.

$$f_{WXX} = \frac{\sum_{i=1}^{50} m_{BS,WXX,REF}}{\sum_{i=1}^{50} m_{BS,WXX}} \quad 6\text{-}4$$

$$f_{ÜXB} = \frac{\sum_{i=1}^{50} m_{BS,ÜXB,REF}}{\sum_{i=1}^{50} m_{BS,ÜXB}} \quad 6\text{-}5$$

$$f_{ÜXH} = \frac{\sum_{i=1}^{50} m_{BS,ÜXH,REF}}{\sum_{i=1}^{50} m_{BS,ÜXH}} \quad 6\text{-}6$$

$$f_{SXX} = \frac{\sum_{i=1}^{50} m_{BS,REF}}{\sum_{i=1}^{50} m_{BS,WXX}} \qquad 6\text{-}7$$

In Tab. 30 sind die jeweiligen Faktoren sowie die maximale Abweichung bei der Skalierung der 50 Wochen dargestellt.

Tab. 33: Skalierungsfaktoren für die Umrechnung von m_{BS}, Q_{el} und Q_{PK} auf den Zeitraum eines Gesamtjahres

zu skalierende Größe	f_{WXX}	$f_{ÜXB}$	$f_{ÜXH}$	f_{SXX}	max. Fehler
Brennstoffverbrauch m_{BS}	0,1521	0,0595	0,2059	0,0603	1,03 %
Verbrauch an el. Hilfsenergie $E_{HE,PK}$	0,1389	0,0560	0,2052	0,2529	0,71 %
vom Pelletkessel erzeugte Nutzenergie Q_{PK}	0,1546	0,0597	0,2046	0,0392	0,65 %

Zusätzlich zu den Verbräuchen an Brennstoff und Hilfsenergie wurde ebenfalls der Kumulierte-Energie-Verbrauch (KEV) als Indikator für den Verbrauch an Primärenergie ermittelt. Die Berechnung basiert auf den GEMIS[5]-Daten und ist bezogen auf die erzeugte Nutzenergie angegeben. Anhand der skalierten Brennstoffverbräuche und Nutzenergiemengen wurde der für den Betrieb des Pelletkessels zu erwartende Nutzungsgrad und die verbrauchsgebundenen Kosten ebenfalls ermittelt (Tab. 34). Alle abgebildeten Maßnahmen haben zu einer Reduzierung des KEV geführt. Damit sind sie aus energetischer Sicht positiv zu bewerten. Verbesserung ist bei den Varianten mit einer nennenswerten Kosteneinsparung am ausgeprägtesten. Neben den absoluten Veränderungen sind zusätzlich die spezifischen Kosten je eingesparter kWh Primärenergie ausgewiesen. Die niedrigsten spezifischen Einsparungskosten ergeben sich bei den Varianten V2-03 und V3-01 mit unter 12 ct./kWh$_{primär}$. Allerdings befinden sich die spezifischen Kosten für die meisten Varianten sehr nah an diesem Wert.

Tab. 34: Skalierung ausgewählter Kennzahlen auf den Zeitraum eines Gesamtjahres (Die Umrechnung von m_{BS} auf Q_{BS} erfolgte mit Gleichung 8-4.)

Vari-ante	Kapitel	Q_{BS} (kWh/a)	Q_{PK} (kWh/a)	Q_{el} (kWh/a)	KEV_{ges} (kWh$_{primär}$)	$A_{N,V}$ (€/a)	$A_{N,V}/KEV_{ges}$ (Ct./ kWh$_{primär}$)
REF		21 824	15 560	860	22 542	1 598	
V1-01	5.2.1	20 464	15 064	883	21 962	1 524	12,8
V1-02	5.2.1	20 552	15 214	908	22 227	1 538	19,0
V1-03	5.2.1	21 824	15 254	860	22 146	1 598	0,0
V2-02	5.2.2	20 242	14 965	866	21 786	1 505	12,3
V2-03	5.2.2	20 197	14 914	875	21 746	1 505	11,7
V2-04	5.2.2	20 169	14 919	864	21 723	1 500	12,0
V3-01	5.2.3	19 496	14 629	871	21 365	1 462	11,6

[5] Globales Emissions-Modell Integrierter Systems, Version 4.95

6.1.4 Fehlerabschätzung

Für die Bewertung der Ergebnisse der betriebswirtschaftlichen Optimierungen wird im nächsten Schritt der bei der jahresweisen Analyse zu erwartende Fehler bei den ermittelten bedarfsgebundenen Kosten abgeschätzt.

Für die Genauigkeit der Modellierung des Kesselmodells wird entsprechend der Validierung aus Abschnitt 4.1 ein durchschnittlicher Fehler $e_1 = 3{,}0\ \%$ angenommen. Dabei wird von einem konservativen Ansatz ausgehend der größte ermittelte Fehler, für die Berechnung des Nutzungsgrades verwendet. Aufgrund der stochastischen Festlegung der Starttypen in Kalt- und Warmstart wird für die Wiederholbarkeit der Kesselsimulation ein zusätzlicher Fehler $e_2 = 0{,}5\ \%$ berücksichtigt (Abschnitt 6.1.2). Die Abbildung der Wärmeverbräuche wird mit einem durchschnittlichen Fehler $e_3 = 1{,}5\ \%$ berücksichtigt. Dieser Wert ergibt sich aus der durchschnittlichen Abweichung zwischen der am Speicher bilanzierten Energiemenge $Q_{Sp,temp} = Q_{HZ} + Q_{TWW} - Q_{SK}$ und den Energiemengen, die bei 60 Simulationsdurchläufen des gesamten Untersuchungszeitraumes ermittelt wurde. Für die Skalierung der numerischen Optimierung auf Wochenbasis auf Zeiträume wird bei Variante V3-01 ein zusätzlicher Fehler in Höhe $e_4 = 1{,}0\ \%$ berücksichtigt. Insgesamt ergibt sich somit für die Variante Skalierung der Variante V3-01 ein höherer relativer Fehler, als bei den anderen Varianten, bei denen ein komplettes Jahr simuliert wurde. Die Berechnung der Fehler ist in den folgenden Gleichungen beschrieben.

$$\Delta K_{ges} = K_{ges} \cdot \sum_{i=1}^{4} e_i \tag{6-8}$$

für V3-01 gilt: $\Delta K_{ges} = K_{ges} \cdot (3{,}0\% + 0{,}5\% + 1{,}5\% + 1{,}0\%) = K_{ges} \cdot 6{,}0\%$ (6-9)

sonst gilt: $\Delta K_{ges} = K_{ges} \cdot (3{,}0\% + 0{,}5\% + 1{,}5\%) = K_{ges} \cdot 5{,}0\%$ (6-10)

Die erzielte relative Einsparung liegt bei der kostengünstigsten Variante V3-01 bei einem Wert von 8,5 %. Die anderen deutlichen Einsparungen liegen in einem Bereich um 5 %. Damit befinden sich sämtliche Ergebnisse innerhalb der möglichen Lage des Ausgangszustandes REF (Bild 56). Die mögliche Streuung der Simulationsergebnisse erschwert die abschließende Bewertung der erzielten Kosteneinsparungen.

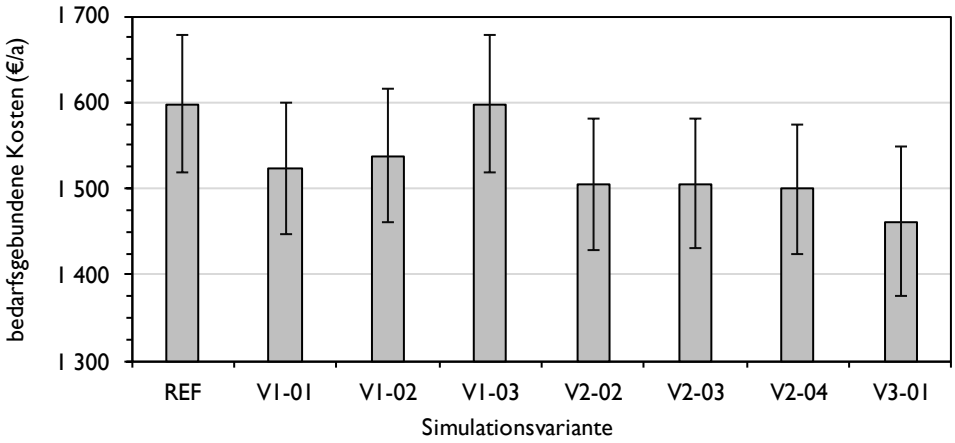

Bild 56: Bedarfsgebundene Kosten ausgewählter Simulationsvarianten mit den dazugehörigen Fehlerbalken

Das Ergebnis entspricht allerdings den praktischen Erfahrungen aus der Referenzanlage. Im Rahmen des Forschungsvorhabens KombiOpt wurden einzelne Maßnahmen aus den Abschnitten 5.2.1 und 5.2.2 für Zeiträume mehrerer Wochen implementiert und deren reale Auswirkungen untersucht. Aufgrund der geringen absoluten Einsparmöglichkeiten befanden sich die Veränderungen innerhalb der auch sonst üblichen Schwankungen, verursacht durch andere Einflussgrößen, wie z.B. Nutzerverhalten, Außentemperatur oder Sonneneinstrahlung. Auch waren die Veränderungen stets geringer als der dazugehörige Messfehler. Das bedeutet für die spätere Umsetzung, dass eine monetäre Bewertung der umgesetzten Maßnahmen nur für längere Zeiträume auf Grundlage des Brennstoffkaufs und der im gleichen Zeitraum gemessenen Wärmeabgabe des Pelletkessels möglich ist. Da derzeit noch nicht davon ausgegangen werden kann, dass an jeder Anlage entsprechende Wärmemengenzähler vorhanden sind, ist die energetische Bilanzierung zum gegenwärtigen Zeitpunkt für Festbrennstofffeuerungen nur sehr schwer möglich.

Eine denkbare Alternative ist die Bewertung der Veränderung ausgewählter und für den effizienten Anlagenbetrieb maßgebliche Kennzahlen. Eine mögliche praktische Umsetzung wird in Abschnitt 6.3.5 diskutiert.

6.2 Anmerkungen zur praktischen Umsetzung

6.2.1 Schnittstellen

Die identifizierten Regelungsstrategien sollen später grundsätzlich auch in bestehenden Systemen zum Einsatz kommen. Dafür ist ein möglichst standardisierter Schreib- und Lesezugriff auf die benötigten Parameter erforderlich. Insgesamt wird ein kontinuierlicher Schreibzugriff auf die folgenden Parameter für die Umsetzung eines möglichst kostenoptimalen Kesselbetriebes benötigt:

- Heizkreissolltemperaturen (°C), alternativ: Fußpunkt der Heizkurven (°C),
- Ein- oder Ausschaltsignal für den Pelletkessel (0/1),
- Kesselwassersolltemperatur (°C),

- maximale Kesselleistung (% oder kW),
- Drehzahl der Kesselkreispumpe (%), alternativ: Regelbereich der Kesselkreispumpe (K),
- Einschalttemperatur der Kesselkreispumpe (°C) und
- Ausschalttemperatur der Kesselkreispumpe (°C).

Darüber hinaus empfiehlt sich die Möglichkeit zur direkten Steuerung der Solarkreispumpe um verschiedene Betriebsmodi (low-flow, high-flow, matched-flow) abbilden zu können. Gleiches gilt für die direkte Beeinflussung der Wärmeabgabe an die einzelnen Räume. Auch hier sind durch die aktive Nutzung der thermischen Speicherfähigkeit der Gebäudehülle zusätzliche positive Auswirkungen auf die Prognostizierbarkeit der Energieverbräuche und die Betriebskosten zu erwarten. Allerdings erscheint es zumindest zweifelhaft, dass sich die Vorhersagbarkeit der Wärmeverbräuche in Einfamilienhäusern signifikant steigern lässt (Abschnitt 5.3.2). Durch die geringe Anzahl an Bewohnern fallen die zufälligen Änderungen im Tagesablauf deutlich stärker ins Gewicht, als das bei Mehrfamilienhäusern oder gewerblichen Objekten der Fall ist.

Derzeit ist am Markt kein Pelletkessel in der untersuchten Leistungsgröße verfügbar, der über die entsprechenden Schnittstellen verfügt. Externe Zugriffe sind üblicherweise nur bei der Kesselwassersolltemperatur und dem Betriebszustand möglich. Die anderen Parameter sind dann als konstante Parameter implementiert und lassen sich nur direkt an der Kesselsteuerung ändern. Unter Umständen sind dabei noch zusätzliche Berechtigungen erforderlich. Eine marktfähige Umsetzung der Regelungsansätze wird darüber hinaus durch die Verwendung verschiedener normgerechter oder teilweise auch nicht normgerechter Kommunikationsprotokolle erschwert. Hier sind Anpassungen für jeden Hersteller und teilweise auch für verschiedene Modelle eines Herstellers erforderlich.

6.2.2 Modulationsbereich des Pelletkessels

Für die Erreichung der national und international gesteckten Klimaschutzziele ist zukünftig mit einer Zunahme des Anteils erneuerbarer Energien bei der Wärmeversorgung von Gebäuden zu rechnen. Dafür bedarf es Gebäude- und Anlagentechnik die es erlaubt, die zeitlichen Unterschiede zwischen der Erzeugung und der Nutzung auszugleichen. In der öffentlichen Diskussion wird dabei bisher vor allem die Volatilität der Verfügbarkeit von Wind- und Solarenergie betrachtet. Auch wenn die Ursache eine andere ist, so stehen die automatisch beschickten Biomassefeuerungen vor einer sehr ähnlichen Herausforderung. Hier ist das Problem in erster Linie der eingeschränkte Modulationsbereich der Feuerungsanlagen von üblicherweise 1:3,3 (entspricht einem Leistungsbereich zwischen 30 % und 100 % der Nennleistung) der zu einem zeitlichen Überangebot an Energie führt. Diese zu viel erzeugte Energie wird heutzutage im Wesentlichen bis zur späteren Nutzung in zentralen Heißwasserspeichern zwischengespeichert. Im Vergleich dazu weisen Erdgas-Brennwertgeräte deutlich größere Modulationsbereiche zwischen 1:6 und 1:10 auf. Bei Öl-Brennwertgeräte ist der Modulationsbereich mit etwa 1:2 üblicherweise noch geringer.

Die Größe des Problems verdeutlicht Tab. 35. Der im Referenzgebäude verwendete Pelletkessel, mit einer Nennleistung von 15 kW, ist nur für ca. 750 Stunden pro Jahr in der Lage, den

Heizenergiebedarf des Gebäudes modulierend abzudecken. In den übrigen 4 999 Betriebsstunden ist die untere Grenze des Modulationsbereichs größer als der jeweilige Heizenergieverbrauch des Gebäudes. Der dabei entstehende Mehrertrag von durchschnittlich 2,8 kW muss zwischengespeichert werden. Beim Einsatz eines kleineren Kessels mit einer Nennleistung von 10 kW oder einer Vergrößerung des Modulationsbereiches könnte das Problem bereits deutlich reduziert werden.

Tab. 35: Einfluss der Nennleistung auf die Betriebsstunden des Pelletkessels im Modulationsbereich (Die verbleibenden 3 011 Stunden pro Jahr entfallen auf Stunden mit $\Phi_{HZ} = 0$ kW.)

Nenn-leistung	Mindest-leistung	Stunden mit $\Phi_{RH} > \Phi_{PK,n}$	Stunden mit $\Phi_{PK,min} \leq \Phi_{RH} \leq \Phi_{PK,n}$	Stunden mit $0 < \Phi_{RH} \leq \Phi_{PK,min}$
15 kW	4,5 kW	0 h/a	750 h/a	4 999 h/a
10 kW	3,0 kW	6 h/a	1 870 h/a	3 873 h/a

6.2.3 Lastverschiebepotenzial

Ein wesentlicher Aspekt bei der Betriebsoptimierung von Heizungsanlagen ist die zeitliche Entkopplung der Energieerzeugung von der späteren Nutzung da sich dadurch mögliche Überangebote besser nutzen und die Erzeuger für längere Zeiträume in einem effizienten Betriebsbereich betreiben lassen. Für dieses Lastverschiebepotenzial sind die vorhandenen Speichermöglichkeiten entscheidend. Im Referenzgebäude befinden sich die Anschlussstutzen für die Verteiler und Sammler der beiden Heizkreise auf einer Höhe von 690 mm und 1 300 mm vom Speicherboden. Das entspricht einer relativen Höhe von 33 % und 63 %. Bei einem Durchmesser des Speichers von 790 mm ergibt sich zwischen den Stutzen, unter Abzug des Volumens des innenliegenden Trinkwarmwasserspeichers, ein nutzbares Volumen von etwa 300 l (Gl. 6-11).

$$V_{SP,RH} = \pi \cdot r^2 \cdot (h_2 - h_1) = \pi \cdot \left(\frac{0{,}79\ \text{m}}{2}\right)^2 \cdot (1{,}3\ \text{m} - 0{,}69\ \text{m}) = 0{,}299\ \text{m}^3 = 299\ \text{l} \qquad 6\text{-}11$$

Von diesem Wert muss noch das Volumen des innenliegenden Speichers für das Trinkwarmwasser abgezogen werden. Bei einem Durchmesser von 0,25 m ergibt sich ein abzuziehendes Volumen von 30 Litern. Dadurch reduziert sich $V_{SP,RH}$ auf 269 l.

Aus dem Bereich oberhalb des oberen Stutzens wurde in der realen Anlage aufgrund der Temperaturschichtung selbst bei einer deutlichen Differenz zum Stutzenbereich kaum Wärme entnommen. In den meisten Fällen wurde der Pelletkessel aufgrund des Unterschreitens $\vartheta_{PO,Soll}$ bereits vorher eingeschaltet. Eine Anhebung der Speichertemperatur führt demnach vom oberen Speicherbereich beginnend zu einem höheren Energieinhalt des Speichers, d.h. als Erstes werden die ca. 300 Liter im oberen Speicherbereich erwärmt und erst im Anschluss kommt es zu einer Erwärmung des mittleren Speicherbereichs. Eine Erhöhung der mittleren Speichertemperatur um 5 Kelvin führt nach Gl. 6-12 zu einer Erhöhung des Energieinhaltes um 1,56 kWh. Das entspricht einem Kesselbetrieb unter Volllast für etwa vier Minuten.

$$\Delta Q_{SP,RH} = c_p \cdot V_{SP,RH} \cdot \Delta\vartheta = 1{,}16 \frac{\mathrm{Wh}}{\mathrm{kg} \cdot \mathrm{K}} \cdot 269\,\mathrm{l} \cdot 5\,\mathrm{K} = 1\,562\,\mathrm{Wh} \qquad 6\text{-}12$$

Für eine weitergehende Entkopplung des Be- und Entladens des Speichers kommen (i) die Anhebung der Speichertemperaturen, (ii) der Einsatz eines Speichers mit einem größeren nutzbaren Volumen oder (iii) die Nutzung des Gebäudes als passiven Speichers in Frage. Gegen eine nennenswerte Anhebung der Speichertemperatur spricht in erster Linie der damit einhergehende Anstieg der Speicherverluste. Auch muss dabei berücksichtigt werden, dass die höhere Temperatur zu Beginn vor allem im oberen Speicherdrittel und damit dem Bereich des Trinkwarmwassers zu einem Temperaturanstieg führen wird. Der Einsatz größerer Speicher ist grundsätzlich möglich. Allerdings wird der Austausch im Bestand kaum eine wirkliche Option sein. Wenn, dann wäre der Weg über die Anpassung der Förderbedingungen der BAFA ein Weg zur Umsetzung. Alternativ ist die Nutzung des Gebäudes als passiver Speicher eine mögliche Lösung. Dabei werden die Raumtemperaturen zu Zeiten mit einem Überangebot an Wärme in ausgewählten Räumen bis an die obere Grenze des Komfortbandes angehoben. Dafür bedarf es aber entsprechender Messtechnik in den einbezogenen Räumen und entsprechende Prognosemodelle um ein Überhitzen der Räume zu vermeiden.

6.3 Diskussion der Ergebnisse

6.3.1 Allgemeine Bewertung der Methodik

Mit der gewählten Vorgehensweise unter Nutzung vorhandener Sensoren und Schnittstellen sowie fixer Parameteranpassungen konnte eine Kosteneinsparung von bis zu 98 €/a erzielt werden (Abschnitt 6.1.3). Die erzielten Einsparungen konnten dabei ohne negative Auswirkungen auf die Wärmeversorgung des Referenzgebäudes erzielt werden. Das bedeutet, dass Strafkosten bei den Varianten mit den niedrigsten Betriebskosten nicht zum Tragen kamen. Durch die Nutzung bereits vorhandener Komponenten kommen für die Nachrüstung eines solchen übergeordneten Reglerkonzeptes grundsätzlich die folgenden beiden Wege in Frage:

- Die Implementierung kann direkt in der Software des Herstellers erfolgen, beispielsweise im Rahmen der jährlichen Wartung. Hierbei ist nur mit sehr geringen zusätzlichen Kosten für den Nutzer zu rechnen. Ein Vorteil dieser Variante ist die Gewährleistung eines fehlerfreien Betriebes durch den Hersteller.
- Alternativ kann die Implementierung in einem separaten Leitrechner erfolgen, der die Kommunikation mit den untergeordneten Regelkreisen übernimmt. In diesem Fall muss mit einem erhöhten Aufwand für Initialisierung und Festlegung der Schnittstellen und Datenpunkten gerechnet werden. Da diese Informationen üblicherweise nicht frei verfügbar sind, scheint auch hier eine Kooperation mit den Herstellern zielführend.

Eine weitergehende Kostenreduzierung konnte anhand der durchgeführten numerischen Optimierung an drei Referenzwochen gezeigt werden. Anhand der vorgenommen Skalierung auf ein komplettes Kalenderjahr wurde die mögliche Einsparung auf 136 €/a geschätzt. Hierfür ist allerdings ein hochpräzises Modell für die Vorhersage des Gebäudeverhaltens und der solaren Erträge erforderlich. Im industriellen Umfeld sind modellbasierte und prädiktive Ansätze seit

längerem etabliert [64, 65], gleiches gilt für größere Liegenschaften und Objekte [66–68]. Für den Einsatz in Ein- und Mehrfamilienhäusern scheint derzeit in erster Linie der Aufwand für Modellbildung und Parametrierung noch zu hoch zu sein [69]. Zu einem ähnlichen Ergebnis kommt auch eine großangelegte Studie aus dem Jahr 2018 [70]. Auch hier wurde der Einsatz gering-investiver Maßnahmen zur Betriebskostenoptimierung als ein wichtiger zukünftiger Baustein identifiziert.

Die in Abschnitt 6.1.4 vorgenommene Fehlerabschätzung zeigt aber auch, dass sich die erzielten Einsparungen in den meisten Fällen innerhalb der erwarteten Schwankungen befinden und sich demnach nicht eindeutig quantifizieren lassen. Das gleiche Problem tritt auch in der Praxis auf. Hier erschweren die Messfehler der verwendeten Messgeräte und die stochastische Schwankung des Heizenergiebedarfs (Abschnitt 5.3.2) die eindeutige Bewertung möglicher Kosteneinsparungen. Das gilt in beiden Fällen umso mehr vor dem Hintergrund von relativ geringen Einsparungen. Um die Effekte eines übergeordneten Leitrechners in der Praxis bewerten zu können, sind Messgeräte mit den entsprechenden Genauigkeiten für die effiziente Erfassung der relevanten Energieströme erforderlich.

Grundsätzlich kann festgehalten werden, dass für eine breite Anwendung der entwickelten Methodik zumindest derzeit die technischen Voraussetzungen noch fehlen. Das betrifft unter anderem das Vorhandensein von standardisierten Datenpunkten, die durch übergeordnete Leitrechner dynamisch geändert werden können. Derzeit müssen die Register/Datenpunkte auf jeden Hersteller einzeln angepasst werden. Gleiches gilt für die erforderlichen Informationen bei denen ein Lesezugriff ausreicht. Auch hier ist derzeit kein Standard definiert. Vor dem Hintergrund einer zunehmenden Verbreitung von Smart-Home-Anwendungen und intelligenten Zählern (englisch *smart meter*) erscheint hier eine Definition von erforderlichen Informationen mit Schreib- und Lesezugriff mehr als angebracht. Als Beispiele für das zunehmende Interesse an Lösungen zur standardisierten Vernetzung verschiedener Akteure können hier die Initiativen EEBus und VHPready aufgeführt werden.

6.3.2 Übertragbarkeit der Vorgehensweise

Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit entwickelte Methodik fokussiert in erster Linie auf einer Reduzierung der Brennstoffkosten für den Betrieb des Pelletkessels und wurde für Kombianlagen mit einem zentralen Wärmespeicher und einer solarthermischen Anlage entwickelt. Diese Reduzierung lässt sich grundsätzlich (i) durch eine Steigerung des Nutzungsgrades des Pelletkessels bzw. die Optimierung der Wärmeabgabe des Pelletkessels oder (ii) durch eine Reduzierung der vom Pelletkessel zu erzeugenden Energiemenge erzielen.

Für Punkt (i) kommen dabei die folgenden Maßnahmen in Frage:

1) Einen ganz wesentlichen Anteil an den erzielten Kosteneinsparungen weist die dynamische Anpassung der Kesselwassersolltemperatur an die jeweils aktive Temperaturanforderung auf. Durch diese Maßnahme lassen sich in erster Linie die Laufzeit des Pelletkessels verlängern und die Systemtemperatur reduzieren, was wiederum einen positiven Effekt auf die Speicherverluste und die solaren Erträge hat. Bei Pelletkesseln einiger anderer Hersteller

wird die Kesselwassersolltemperatur dynamisch vorgegeben, ohne dass es einen sichtbaren Unterschied zwischen den Nutzungsgraden beider Konzepte gibt [10, 11]. Die Adaption der Kesselwassersolltemperatur scheint demnach nicht bei allen Versorgungskonzepten den gleichen Einfluss auf den Kesselnutzungsgrad zu haben.

2) Neben der Anpassung der Kesselwassersolltemperatur zeigt auch die Ausschalttemperatur der Kesselkreispumpe einen positiven Einfluss auf die ermittelten jährlichen Kosten. Eine niedrige Ausschalttemperatur reduziert dabei die zu Beginn des Standby-Modus noch im Kesselwasser vorhandene Energiemenge und erhöht somit die Nutzung der zugeführten Brennstoffenergie. Gerade in den Zeiten mit kurzen Kessellaufzeiten fällt diese Restmenge bei der energetischen Bilanzierung deutlich stärker ins Gewicht.
3) Ein weiterer wesentlicher Aspekt bei der vorgenommenen Betriebsoptimierung war die Verlängerung der Kessellaufzeiten. Das entspricht im Wesentlichen den Ergebnissen aus Punkt 2). Längere Laufzeiten sind bei gleichem Wärmeleistungsbedarf nur realisierbar, wenn die Kesselleistung abgesenkt wird. Da die Leistung des Pelletkessels nicht extern vorgegeben werden kann, wurde der Massestrom als Hilfsgröße verwendet. Über den Regelbereich der Kesselkreispumpe wurde dafür eine flachere Pumpenkennlinie vorgegeben. Das führt dazu, dass die Kesselwassertemperatur schneller ansteigt und in Folge dessen die Leistung des Pelletkessels frühzeitig abgesenkt wird. Ein Effekt dieses Vorgehens ist eine bessere Anpassung der Kesselleistung an den jeweiligen Wärmeleistungsbedarf.

Für Punkt (ii) kommt in erster Linie die folgende Maßnahme in Frage:

1) Für eine Reduzierung des vom Pelletkessel zu deckenden Heizenergiebedarfs kommt primär eine bessere Anpassung der Wärmeverteilung an den tatsächlichen Bedarf in Betracht. Im Rahmen der durchgeführten Untersuchungen wurde der Einfluss einer abgesenkten Heizkurve untersucht. Dabei konnte der positive Effekt auf die Betriebskosten gezeigt werden. Für die praktische Umsetzung der Methodik ist es angebracht, sich der niedrigsten zulässigen Vorlauftemperatur möglichst weit zu nähern. Um eine Unterversorgung des Gebäudes zu vermeiden sind verschiedene Ansätze denkbar, wie z.B. die Nutzung der Rücklauftemperatur als Indikator für die Wärmeversorgung [19], die Berücksichtigung der relevanten Raumtemperaturen oder die selbstlernende Optimierung unter Berücksichtigung der Zufriedenheit des Nutzers. Im letzten Fall könnte der Nutzer beispielsweise über entsprechende Anwendungen seine Zufriedenheit mitteilen und dem Optimierer somit die Grenzen des Wertebereichs dynamisch vorgeben.

Die entwickelte Methodik sollte sich grundsätzlich auch auf andere Pellet-Solar-Kombianlagen übertragen lassen. Die Übertragbarkeit auf monovalente Biomasseheizanlagen mit und ohne zentralem Wärmespeicher scheint nach derzeitigem Kenntnisstand ebenfalls gegeben. Je nach Kesseltyp und Regelungsansatz kann es passieren, dass nicht alle der vorgestellten Maßnahmen zur Verfügung stehen. Der grundsätzliche Optimierungsansatz, der besseren Restwärmenutzung nach dem Ausschalten des Pelletkessels sowie der Verlängerung der Kessellaufzeiten bleibt davon unberührt.

6.3.3 Quo vadis Kesseldimensionierung

In den vorgenommenen Untersuchungen wurde der kosteneffizienteste Anlagenbetrieb bei den Varianten mit niedrigen Auslastungen erzielt. Dem gegenüber steht die in Bild 41 abgebildete Korrelation zwischen der Kesselauslastung und dem Kesselnutzungsgrad und der steigende feuerungstechnische Wirkungsgrad bei höheren Auslastungen. Für die Referenzanlage bedeutet das, dass die verwendete Kesselleistung im Zusammenspiel mit der Anlagenkonfiguration und dem tatsächlichen Heizleistungsbedarf wahrscheinlich zu groß bemessen ist. Wie bereits im Abschnitt 6.3.2 diskutiert, scheinen die zu erwartenden Wirkungsgradeinbußen bei niedrigen Auslastungen gegenüber der besseren Ausnutzung der zugeführten Brennstoffenergie durch die langen Laufzeiten nachrangig zu sein.

Zukünftig sollte bei der Kesseldimensionierung noch mehr Augenmerk auf die Ermittlung der tatsächlich erforderlichen Nennleistung gelegt werden. Neben der Berücksichtigung der Heizlast sollte dabei auch die erwartete Speichergröße und das damit einhergehende Verschiebepotenzial berücksichtigt werden. Im Idealfall kann durch eine frühzeitige Kosten-Nutzen-Analyse weiterer Maßnahmen zur Reduzierung des Spitzenlastbedarfs, wie z.B. Bedarfsprognose oder Lastmanagement, die erforderliche Nennleistung weiter reduziert werden.

Vor dem Hintergrund der großen Relevanz der Kesseldimensionierung spielt auch die Frage der Nachrüstung einer solarthermischen Anlage eine große Rolle. Im Folgenden wird der Einfluss einer Solaranlage auf das Betriebsverhalten des Pelletkessels untersucht. Dafür wurde die Referenzanlage in der Ausgangskonfiguration einmal mit und einmal ohne Solaranlage bei sonst identischen Einstellungen simuliert.

Durch die Solaranlage reduzieren sich die jährlichen Brennstoffkosten um 196 € (Tab. 36). Das entspricht einer Einsparung von etwa 15 %. Gleichzeitig sinken beim Einsatz der Solaranlage auch die jährlichen Starts sowie die jährliche Laufzeit und die Vollbenutzungsstunden des Pelletkessels deutlich. Bei den ermittelten Kennzahlen: mittlere Betriebsdauer, Kesselauslastung und Kesselnutzungsgrad, ergeben sich keine oder nur marginale Änderungen. Der Einsatz der Solaranlage führt demzufolge an der untersuchten Referenzanlage in der Ausgangskonfiguration zu keiner deutlichen Veränderung des Betriebsverhaltens oder der Effizient des Pelletkessels.

Tab. 36: Unterschiede beim Anlagenbetrieb mit und ohne Solaranlage

Parameter	mit Solaranlage	ohne Solaranlage
Brennstoffverbrauch (kg/a)	4 542	5 322
Brennstoffkosten (€/a)	1 135	1 331
Nutzenergie Pelletkessel (kWh/a)	15 749	18 434
Kesselstarts pro Jahr	1 028	1 218
Kessellaufzeit (h/a)	1 354	1 588
Vollbenutzungsstunden (h/a)	1 050	1 222
mittlere Betriebsdauer (min/Start)	79	78
Kesselauslastung (%)	78	77
Nutzungsgrad (%)	73	73

6.3.4 Ableitung von allgemeinen Regelstrategien für hierarchische Leitsysteme

Die Möglichkeiten und Grenzen der Anwendung der simulationsbasierten Analyse und Optimierung von bestehenden Anlagen werden exemplarisch an der im Rahmen der Arbeit untersuchten Referenzanlage, bestehend aus einem Pelletkessel, einer solarthermischen Anlage sowie einem zentralen Kombispeicher, beschrieben. Das hydraulische Schema ist in Bild 3 dargestellt. Die Referenzanlage weist mit dem Pelletkessel nur einen Wärmeerzeuger auf, dessen Betriebsverhalten durch einen übergeordneten Regler aktiv beeinflusst werden kann. Aufgrund der niedrigeren Betriebskosten ist die solarthermische Anlage vorrangig für die Erwärmung des Heißwasserspeichers zu verwenden. Das Ziel der betriebswirtschaftlichen Optimierung ist daher die Sicherstellung eines kostenoptimalen Betriebs des Pelletkessels zur Deckung des verbleibenden Wärmebedarfs.

Ausgehend von den durchgeführten Untersuchungen und Analysen lässt sich die Optimierung von bestehenden Heizungsanlagen in ein Ablaufschema mit priorisierten Maßnahmenpaketen überführen. Der folgende Abschnitt unternimmt den Versuch, die mit der Referenzanlage ermittelten Ergebnisse in allgemeingültige Schritte und Abfolgen zu abstrahieren.

1) **Fehlerbeseitigung**

Im Vorfeld von regelungstechnischen Optimierungsmaßnahmen ist es grundsätzlich immer angebracht, die bestehende Anlage auf mögliche Installations- oder Einstellungsfehler zu prüfen oder durch Servicetechniker prüfen zu lassen. Grundlage dafür ist ein möglichst detailliertes Monitoring der Verbundanlage und ein technisches Verständnis der Zusammenhänge. Gegenwärtig besteht beim umfassenden Monitoring zur Ermittlung des Einsparpotenzials noch weiterer Forschungsbedarf [70]. Erfahrungen aus bisherigen Forschungsprojekten haben gezeigt, dass eine fehlerfreie Installation und Inbetriebnahme einen nicht unwesentlichen Beitrag zu einem kosteneffizienten und vor allem auch emissionsarmen Betrieb leisten kann [23, 25, 26]. In der Referenzanlage hat beispielsweise ein zu tief positionierter Temperaturfühler am Wärmespeicher zur Messung einer zu niedrigen Trinkwarmwassertemperatur geführt. Die Folge dieser fehlerhaften Positionierung war eine starke Zunahme der Kesselstarts im Allgemeinen und der Starts zur Erwärmung des fälschlicherweise als zu kalt gemessenen Trinkwarmwassers im Speziellen.

2) **Einsatz von Nicht-Regelbasierten Algorithmen (optional)**

Für den Fall, dass für die zu optimierende Anlage bereits ausreichend historische Daten vorliegen oder die Nachrüstung entsprechender Messtechnik angedacht ist, kann es sinnvoll sein, nicht-regelbasierte Algorithmen einzusetzen. Zu den bekanntesten zählen dabei modellbasierte, prädiktive Regler (MPC) sowie künstliche neuronale Netze (KNN). Den genannten Regelansätzen ist es gemein, dass sie ein sehr detailliertes Wissen über den zu regelnden Prozess voraussetzen. Beim MPC wird ein zeitdiskretes dynamisches Modell für die Ermittlung der optimalen Steuersignale verwendet, während beim Einsatz von KNN eine Trainings- und Testphase für die Parametrierung und Validierung des Modells erforderlich ist. Für einen kostenoptimalen Einsatz sind dabei neben einer Vielzahl an gemessenen und prognostizierten Eingangsgrößen (z.B. Belegung, Außentemperatur, Globalstrahlung) auch entsprechend präzise Prozessmodelle erforderlich. In

Einfamilienhäusern spielen solche Algorithmen derzeit kaum eine Rolle. Die Ursachen dafür sind zum einen die geringen möglichen absoluten Kosteneinsparungen und zum anderen das stochastische Nutzerverhalten, dass eine präzise Vorhersage des Wärmebedarfs erschwert. Die in Abschnitt 5.3 ermittelten Gütemaße für die Wetter- und Lastprognose erschweren die Implementierung solcher Algorithmen in Einfamilienhäusern. Letztendlich ist dem Einsatz komplexer Regelungsverfahren immer eine detaillierte Kosten-Nutzen-Analyse voranzustellen.

3) Optimierung der Wärmeverteilung und -abgabe

Ausgehend von der vorliegenden Prozessstruktur empfiehlt es sich, bei der Optimierung mit den Prozessen zu beginnen, die am weitesten vom Pelletkessel entfernt sind. In den meisten Fällen wird das die Wärmeverteilung und -abgabe sein. Die Optimierung zielt hier im Wesentlichen auf die Identifizierung der niedrigsten Versorgungstemperatur, mit der die Komfortanforderungen der Nutzer erfüllt werden können. Eine Reduzierung der Vorlauftemperaturen führt zu niedrigen (Soll-)Temperaturen für den Speicher und auch für den Pelletkessel.

In bisherigen Forschungsvorhaben konnte mit diesem Vorgehen die Heizkurve teilweise deutlich abgesenkt werden, ohne dass die Nutzer eine Verschlechterung des thermischen Komforts beklagten. Dabei ist es grundsätzlich unerheblich, ob die Ermittlung über entsprechend parametrierte Prozessmodelle erfolgt oder über regelmäßig iterativ durchgeführte Anpassungszyklen. In einer möglichen späteren Umsetzung ließe sich der Prozess beispielsweise über einen selbstadaptierenden Algorithmus und eine entsprechende Feedbackfunktion automatisieren. Damit könnte das Komfortbedürfnis des Nutzers bei der Ermittlung berücksichtigt werden.

4) Festlegung der konstanten Kesselbetriebsparameter

Die Ergebnisse der durchgeführten Untersuchungen haben gezeigt, dass sich bereits mit vergleichsweise einfachen Maßnahmen eine deutliche Kosteneinsparung erzielen lässt. Für einen kosteneffizienten Betrieb des Pelletkessels gelten die nachfolgend beschriebenen Anforderungen. Dabei lassen sich beide über einen Zugriff auf die Parameter: (i) Kesselwassersolltemperatur, (ii) maximale Kesselleistung und (iii) Ausschalttemperatur der Kesselkreispumpe erreichen. Für die praktische Umsetzung ist vor allem der Schreibzugriff des Leitsystems auf die benötigten Parameter der Einzelkomponenten (siehe Abschnitt 6.2.1) erforderlich. Die Reduzierung der Kesselwassersolltemperatur ist in der Praxis mit vergleichsweise geringem Aufwand umsetzbar. Im Rahmen der Arbeit wurde der Sollwert auf Basis der höchsten Solltemperatur in den Heizkreisen festgelegt. In Zeiten mit aktivem Legionellenschutzprogramm oder aktiver Trinkwassererwärmung wurde die Solltemperatur auf 70 °C bzw. 55 °C angehoben. Die Ermittlung der maximalen Kesselleistung und der Ausschalttemperatur für die Pumpe kann später in Analogie zur Anpassung der Heizkurve mittels iterativer Anpassungen im Rahmen einer oder mehrerer Initialisierungsphasen erfolgen. Dabei ist neben dem Nutzerfeedback auch die Sicherstellung eines stabilen Kesselbetriebes ein wesentliches Kriterium.

a. **Betrieb des Pelletkessels mit einer möglichst hohen Effizienz und einer langen Laufzeit**

Die Untersuchungen haben gezeigt, dass die niedrigsten Kosten meist in den Varianten erzielt wurden, bei denen die Kesselauslastung sehr niedrig war und zwar unabhängig von einer möglichen Verringerung des Kesselnutzungsgrades. In diesen Fällen nähert sich die Kesselauslastung dem jeweiligen Heizenergiebedarf teilweise sehr weit an. Dabei geht eine niedrige Auslastung meist mit deutlich längeren Betriebszeiten des Pelletkessels einher, was wiederum positive Auswirkungen auf die Betriebskosten zeigt. Die angestrebte Verlängerung der Kessellaufzeit lässt sich grundsätzlich über die Reduzierung der Kesselwassersolltemperatur sowie alternativ über die Vorgabe einer maximalen Kesselleistung erzielen. In den durchgeführten Untersuchungen konnte mit beiden Konzepten eine deutliche Kosteneinsparung erzielt werden. Die Kombination beider Maßnahmen hat zu einer weiteren Reduzierung der Betriebskosten geführt.

b. **Adaptive Berücksichtigung der Kesselträgheit**

Neben der direkten Beeinflussung des Kesselbetriebes hat sich die Art und Weise der Nutzung der zum Zeitpunkt des Ausschaltens des Pelletkessel im Kesselkörper und Kesselwasser vorhandenen Energiemenge ebenfalls als wichtig erwiesen. Das Absenken der Ausschalttemperatur der Kesselkreispumpe führte zu einer deutlich besseren Restwärmenutzung und infolge dessen zu erhöhten Kesselnutzungsgraden. Für eine weitere Nutzung des zugrundliegenden Effektes kann es ebenfalls hilfreich sein, den Pelletkessel entsprechend früher auszuschalten und damit die Nutzung der Restwärme zu vereinfachen. Dieser Ansatz ist für Festbrennstofffeuerungen ohne zentralen Wärmespeicher noch essentieller, da die Restwärme dort nicht in einen Speicher transportiert werden kann.

5) **Festlegung dynamischer Parameter (optional)**

Die Festlegung dynamischer Betriebsparameter ist grundsätzlich ebenfalls möglich. Allerdings haben die Untersuchungen im Rahmen der vorliegenden Arbeit gezeigt, dass das zusätzliche Einsparpotenzial bei der Dynamisierung der Betriebsparameter, vor allem im Vergleich zur einmaligen und konstanten Parameteroptimierung, sehr begrenzt ist. Der Einsatz dynamischer Betriebsparameter ist beim Einsatz nicht-regelbasierte Algorithmen, wie z.B. MPC oder KNN sowie beim Einsatz von Fuzzy-Reglern obligatorisch.

6.3.5 Bewertung der erzielten Effekte

Aufgrund der Schwierigkeiten bei der messtechnischen Erfassung des Brennstoffverbrauchs von Festbrennstofffeuerungen ist die präzise Ermittlung von Nutzungsgraden in der Praxis nicht ohne einen massiven technischen Aufwand möglich. Daher ist eine direkte Ermittlung der Brennstoffeinsparung durch die Umsetzung der im Rahmen der vorliegenden Arbeit erarbeiteten Maßnahmen nicht möglich. Darüber hinaus erschweren witterungsbedingte Schwankungen des Wärmebedarfs und die Schwankungen beim Nutzerverhalten die genaue Bewertung von Energie- und Brennstoffverbräuchen.

Eine mögliche Lösung ist die Verwendung von Kennzahlen, die das Betriebsverhalten des Pelletkessels ausreichend genau beschreiben. Diese Kennzahlen sollten möglichst für alle

Anlagen ermittelbar sein. Als Grundlage für die Ermittlung von allgemeingültigen Kennzahlen werden

- die Kessellaufzeit in h,
- die Anzahl an Kesselstarts sowie
- die vom Pelletkessel abgegebene Wärmemenge

verwendet. Die Kessellaufzeit und die Anzahl an Kesselstarts werden bei den meisten Herstellern ab der Inbetriebnahme summiert und stellen häufig verfügbare Informationen dar. Der Einsatz von Wärmemengenzählern ist in privaten Haushalten derzeit noch kein Standard. Durch den verstärkten Einsatz von Smart Metern kann aber erwartet werden, dass zukünftig häufiger Wärmemengenzähler zum Einsatz kommen. Aus diesen drei Messgrößen werden die folgenden Kennzahlen abgeleitet (Eine detaillierte Beschreibung der Berechnung findet sich im Glossar):

- die mittlere Betriebsdauer pro Start (in min),
- die Kesselauslastung (in %),
- die Anzahl an Kesselstarts,
- die Kessellaufzeit (in h) sowie
- die abgegebene Wärmemenge (in kWh).

Für die Identifizierung des Einflusses auf die Betriebskosten wird der Korrelationskoeffizient nach Pearson verwendet. Als Datenbasis werden die Ergebnisse aus 100 Parametervariationen, die für die Abschnitte 5.2.1 und 5.2.2 für Zeiträume eines kompletten Jahres durchgeführt wurden, genutzt.

Von den sechs Kennzahlen weist die Kesselauslastung β_{PK} mit einem Korrelationskoeffizient von 0,8682 statistisch die größte Korrelation mit den Betriebskosten auf (Bild 57). Bei der untersuchten Referenzanlage treten niedrigen Auslastungen häufiger in Jahren mit niedrigen Betriebskosten auf. Ähnliche Korrelationskoeffizienten ergeben sich für die jährliche Laufzeit mit -0,8554 und die mittlere Betriebsdauer mit -0,8325. Bei beiden Kennzahlen treten hohe Werte statistisch häufiger in Jahren mit niedrigen Kosten auf. Die Anzahl an Kesselstarts kommen aufgrund der niedrigen Korrelationskoeffizienten für eine Bewertung nur bedingt in Frage. Für einen kosteneffizienten Anlagenbetrieb ist es demnach zielführend, mittlere Betriebsdauer jedes Kesselstarts zu verlängern. Das wiederum führt bei einer bestehenden Anlage zu einer niedrigeren Auslastung. Bei gleicher Wärmelieferung ergibt sich fast zwangsläufig eine Reduzierung der Kesselstarts und ein Anstieg der jährlichen Kessellaufzeit.

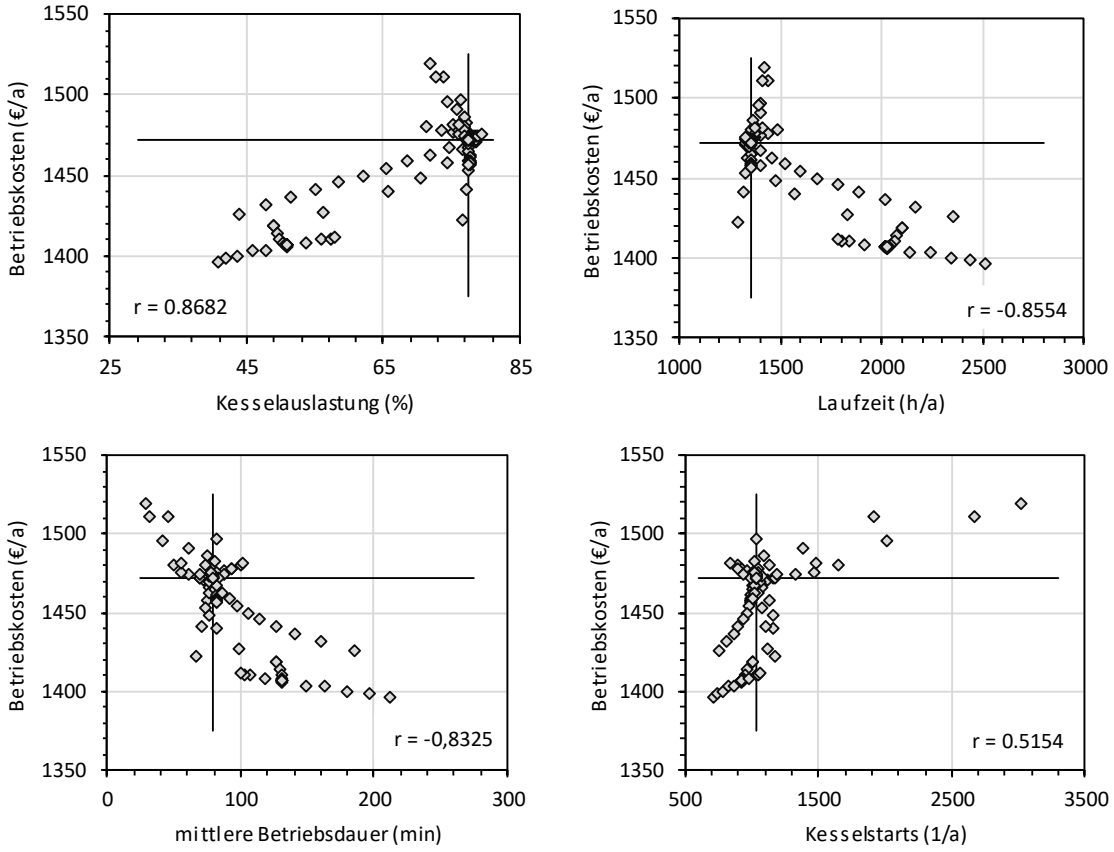

Bild 57: Zusammenhang zwischen verschiedenen Kennzahlen (von oben links nach unten rechts: Kesselauslastung, Kessellaufzeit, mittlere Betriebsdauer und Anzahl Kesselstarts) und den jährlichen Betriebskosten

Im Vergleich zwischen Bild 57 und Bild 41 fällt auf, dass nach Bild 57 eine niedrige Kesselauslastung mit niedrigen Betriebskosten korreliert. Nach Bild 41 korrelieren hohe Auslastungen mit hohen Nutzungsgraden. Als erstes muss festgehalten werden, dass beide Darstellungen auf Daten basieren, die neben dem Kesselbetrieb auch Kesselstarts und -stopps beinhalten. Die Daten sind somit sehr ähnlich bilanziert. Darüber hinaus zeigt Bild 41 ebenfalls, dass die Nutzungsgrade im realen Betrieb teilweise deutlich unterhalb der bei gleichen Auslastungen und stationären Betriebsbedingungen gemessenen Wirkungsgraden liegen. Grundsätzlich ist ein effizienter Kesselbetrieb demnach auch mit sehr niedrigeren Auslastungen möglich. Da der wesentliche Unterschied bei der Ermittlung von Wirkungs- und Nutzungsgraden die Berücksichtigung instationärer Betriebsbedingungen und Kesselstarts und -stopps bei der Ermittlung der Nutzungsgrade sind, muss es das Ziel einer Betriebsoptimierung sein, diese Verluste zu minimieren. Dafür ist es erforderlich, den Kessel pro Start länger zu betreiben. Das bedeutet, dass die Kesselleistung deutlich schneller und besser an die jeweilige Heizleistung anzupassen ist. Dafür spricht, dass die niedrigsten Betriebskosten in den Varianten mit der Reduzierung der Kesselwassersolltemperatur sowie der Reduzierung der maximalen Kesselleistung erzielt wurden. In beiden Fällen war die Abweichung zwischen Heiz- und Kesselleistung an niedrigsten.

Das Verhältnis zwischen Auslastung und Nutzungsgrad scheint letztendlich ein Indikator für die korrekte Dimensionierung und das Modulationsverhalten des Pelletkessels zu sein. Bei sehr gut

dimensionierten Anlagen ergeben sich von vornherein deutlich mehr Zeiten, in denen die Nennleistung des Kessels sehr gut zur Heizleistung passt. In diesem Fall müsste eine hohe Auslastung zusammen mit langen Betriebszeiten und einer hohen Anlageneffizienz auftreten. Bei einem zu groß dimensionierten Kessel würde eine hohe Auslastung zu kurzen Betriebszeiten und infolge dessen zu einem Start-Stopp-Verhalten führen. In diesem Fall müssten niedrige Auslastung zu deutlich längeren Betriebszeiten und somit zu einem effizienteren Anlagenbetrieb führen. Dass die Auslastung kein alleiniges Bewertungskriterium für die Anlageneffizienz sein kann, zeigt auch [11]. Dort wird unter anderem gezeigt, dass die Auslastungs-Nutzungsgrad-Kennlinie bei verschiedenen Anlagen sehr unterschiedlich sein kann und in der Praxis auch mit sehr niedrigen Auslastungen hohe Nutzungsgrad erreichen lassen.

Für die Bewertung von umgesetzten Optimierungsmaßnahmen ist es demnach zielführend die Veränderung der Kennzahlen zu ermitteln. Positive Auswirkungen sind dann zu erwarten, wenn sich die mittlere Betriebsdauer – bei gleichzeitiger Reduzierung der Kesselauslastung und der absoluten Laufzeiten – verlängert. Sind die Vollbenutzungsstunden und die Anzahl an Kesselstarts ebenfalls reduziert, stärkt das die Hypothese eines effizienteren Anlagenbetriebes.

Die Verlängerung der Betriebszeiten bei zeitgleicher Reduzierung der Auslastung ist letztendlich die Folge einer früheren Leistungsabsenkung des Pelletkessels. Dadurch passt sich die Leistung des Kessels deutlich schneller und besser an den jeweiligen Wärmebedarf an. Da der Kesselbetrieb bei Teillast grundsätzlich mit einem niedrigen Wirkungsgrad (siehe Bild 41) einhergeht, muss ein gegenläufiger Effekt für die Kosteneinsparung verantwortlich sein. Die durchgeführten Untersuchungen legen die Vermutung nah, dass die Verluste beim Aus- und wieder Einschalten des Pelletkessels einen größeren Einfluss auf die Effizienz besitzen als das Teillastverhalten. Ursächlich dafür scheinen neben den Verlusten durch die beim Ausschalten der Kesselkreispumpe im Kessel gespeicherte Restwärme auch die Verluste durch unverbrannte Pellets in der Brennkammer, die beim nächsten Zündvorgang in den Aschekasten gelangen ohne vorher verbrannt zu werden.

7 Zusammenfassung und Ausblick

7.1 Ergebnisse

Die Kombination aus Solarthermie und Pelletkessel kann im Haushaltssektor einen nennenswerten Beitrag zur Dekarbonisierung der Wärmeerzeugung leisten. Für einen effizienten und sparsamen Holzeinsatz sind dabei neben technisch ausgereiften technischen Lösungen auch Regelungsstrategien erforderlich, die eine Minimierung des Holzeinsatzes bei gleichzeitig niedrigen Emissionen gewährleisten.

Für die modellhafte Ermittlung effizienter Regelungsstrategien wurden in der vorliegenden Arbeit kontinuierlich erfasste Messdaten einer Referenzanlage verwendet. Die Anlage verfügte über einen Pelletkessel mit einer Nennleistung von 15 kW sowie einer Solaranlage mit einer Fläche von etwa 12 m². Für die Speicherung der erzeugten Wärme kam ein Heißwasserspeicher mit einem Volumen von ca. 1 000 Liter zum Einsatz.

7.1.1 Modellierung des Pelletkessels

Für die Untersuchungen im Rahmen der Arbeit wurde ein Kesselmodell für die Simulation eines Pelletkessels weiterentwickelt. Das weiterentwickelte Kesselmodell basiert auf dem Type 210 von Nordlander [46]. Type 210 wurde ursprünglich zur Simulation von Pelletöfen mit Wassertaschen entwickelt und von Petzold et al. [49] erweitert. Im Zuge dieser Erweiterungen wurde das Modell im Wesentlichen um eine Verbrennungskinetik erster Ordnung erweitert und weitere kleinere Optimierungen vorgenommen. Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit vorgenommenen Anpassungen beinhalteten im Wesentlichen:

- eine Verfeinerung des Startvorganges durch die Einführung eines zusätzlichen Betriebszustandes,
- eine Unterteilung der Kesselstarts je nach Stillstandszeit in Kalt- und Warmstarts,
- Anpassungen der Pumpenregelung sowie
- die Integration einer einheitlichen Gleichung zur Berechnung der Verweildauer des Brennstoffs in der Brennkammer.

Die Unterteilung des Startvorganges in Vorheizen, Zünden und Stabilisieren erlaubt in Kombination mit jeweils separaten Brennstoff- und Luftmassenströmen eine deutlich realistischere Abbildung des Kesselstarts. Gleiches gilt für die Einführung der zwei Starttypen Kalt- und Warmstarts. Mit diesen lässt sich das teilweise sehr unterschiedliche und schwankende Startverhalten von Pelletkessels in der Praxis mit unterschiedlichen Zeitkonstanten und Eingangsgrößen in Abhängigkeit des Stillstands des Pelletkessels abbilden.

Die für die Bewertung der Qualität der modellhaften Abbildung des Pelletkessels verwendeten Kennzahlen Kesselauslastung und Nutzungsgrad weisen nur minimale Abweichungen zwischen den simulierten und zu den im Feld ermittelten Werten auf. Gleiches gilt für die Verläufe der Kesselwasser- und Abgastemperatur (Bild 22).

Weitere Verbesserungen des Modells sind zukünftig unter anderem durch die Implementierung eines detaillierteren Modells für den Wärmeübergang zwischen Abgas und Kesselwasser möglich. Hier wird bisher nur mit einer konstanten Übertragungseffizienz gearbeitet. Aufgrund der zunehmenden Anzahl an Parametern ist die Parametrierung des Modells bereits in der jetzigen Form sehr aufwendig. Für eine praktische Anwendung wäre es sinnvoll, den Aufwand für die Parametrierung zu vereinfachen. Das kann beispielsweise durch die Entwicklung von Parametersätzen oder -bereichen für verschiedene Kesseltypen erfolgen.

7.1.2 Optimierende Maßnahmen an der Referenzanlage

An der modellhaft abgebildeten Referenzanlage wurde der Einfluss verschiedener anlagentechnischer und betrieblicher Maßnahmen auf die jährlich anfallenden Kosten untersucht. Dabei konnten mit der dynamischen Optimierung der drei untersuchten Typwochen mittels GenOpt mit 11,4 € (als Summe der drei Referenzwochen) die größten Einsparungen erzielt werden. Allerdings wurde dafür von einer Genauigkeit der Wetter- und Lastprognose von „1“ ausgegangen. Dass diese Annahme in der Praxis zumindest für die untersuchte Referenzanlage unrealistisch ist, zeigt Abschnitt 5.3 „Wetter- und Lastprognosen“. Mit dem dort verwendeten Feed-Forward, Back-Propagation Algorithmus konnte für die stündliche Vorhersage der Globalstrahlung ein MAPE von 16,9 % und für die Vorhersage der Globalstrahlung ein MAPE von 43,6 % erreicht werden. Ausgangspunkt der Prognose waren Wetterprognosen des DWD, die für den Standort der Referenzanlage angepasst wurden. Die Vorhersage des Wärmebedarfs war mit einem MAPE von 26,8 % realisierbar. Bei den Maßnahmen zur Verbesserung der Prognosegenauigkeit muss im späteren Anwendungsfall immer auch das Kosten-Nutzen-Verhältnis einer möglichen Implementation von rechenintensiven und damit auch kostenintensiven Prognosealgorithmen berücksichtigt werden.

Mit deutlich geringerem technischen Aufwand lassen sich bereits Einsparungen von knapp 60 €/a erreichen. Hierfür ist ausschließlich die Anpassung der Heizkreissolltemperaturen und der Kesselwassersolltemperaturen erforderlich (V2-02). Die Herausforderung bei einer praktischen Umsetzung bestehen in erster Linie in dem erforderlichen Schreibzugriff auf die benötigten Regelungsparameter und der präzisen Validierung der erzielten Veränderungen auf den Brennstoffverbrauch und die Anlageneffizienz. Die größten Effekte ließen sich bei der Variation der Kesselwassersolltemperatur, der Ausschalttemperatur der Kesselkreispumpe sowie der maximalen Kesselleistung (V2-04) erzielen. Zusätzlich wurde dabei die Heizkurve auf das – unter Komfortgesichtspunkten – niedrigste mögliche Niveau abgesenkt. Mit diesen Maßnahmen konnten die Einsparung auf 98 €/a gesteigert werden. Die größten Einsparungen konnten mit der dynamischen Optimierung mittels GenOpt (V3-01) erzielt werden. Die Einsparungen konnten dabei um weitere 38 €/a auf insgesamt 136 €/a gesteigert werden.

Tab. 37 zeigt den Versuch, die verschiedenen Maßnahmenpakete zur Gewährleistung eines kosteneffizienten und emissionsarmen Anlagenbetriebes entsprechend ihres technologischen Aufwandes, der für die Umsetzung zu erwartenden Kosten sowie der erzielbaren Effekte zu bewerten.

Tab. 37: Bewertungsversuch der verschiedenen Maßnahmenpakete

Maßnahme	Aufwand	Kosten	Nutzen
Reduzierung von Installationsfehlern oder fehlerhaften Einstellungen (z.B. Positionierung der Speicherfühler)	mittel/ hoch	mittel/ hoch	mittel/ hoch
Prognose der Wetterbedingungen und des daraus resultierenden tatsächlich zu deckenden Wärmebedarfs	hoch	hoch	mittel
Optimierung der Wärmeverteilung und -abgabe (z.B. Anpassung der Heizkurve und Heizzeiten)	mittel	gering	hoch
Festlegung der konstanten Kesselparameter	mittel	gering	hoch

7.1.3 Grenzen der Optimierung

Der untersuchte Ansatz zur Optimierung der Referenzanlage beruht auf der Identifikation von optimalen Parametersätzen. Als Bilanzgrenze für die Optimierungen dienen dabei die Heizkreismischer in den Heizkreisen. Die Optimierung der Wärmeabgabe an das Gebäude war nicht Gegenstand der Arbeit. Auf die Implementierung einer modellbasierten prädiktiven Regelung auf Basis einer Lastprognose wurde aufgrund des stochastischen Einflusses der Bewohner der Referenzanlage verzichtet. Ziel war die möglichst kostengünstige Optimierung des Betriebsverhaltens von bereits bestehenden Pellet-Solar-Kombianlagen.

Die Möglichkeit der Optimierung von bestehenden Pellet-Solar-Kombianlagen im untersuchten Leistungsbereich wird dabei hauptsächlich durch die folgenden Parameter eingeschränkt:

- die Größe und Bauform des Wärmespeichers,
- die Dimensionierung des Pelletkessels sowie
- den Lese- und Schreibzugriff auf die benötigten Parameter.

Die Möglichkeiten einer regelungstechnischen Optimierung von Bestandsanlagen werden in der Praxis ganz wesentlich von den in Kapitel 6.2.1 beschriebenen eingeschränkten Zugriffsmöglichkeiten limitiert. Eine Verbesserung kann sich zukünftig durch den zunehmenden Einsatz standardisierter Schnittstellen ergeben. Wobei die Hersteller zumindest derzeit teilweise Zugriff auf sehr unterschiedliche Parameter ermöglichen und sehr unterschiedliche Protokolle benutzen. Dadurch wird die Entwicklung universeller Nachrüstlösungen aktuell noch deutlich erschwert.
Darüber hinaus werden die Möglichkeiten, durch ein hierarchisches Leitsystem in die Anlage einzugreifen, durch die Anzahl an verfügbaren Parametern mit externem Schreibzugriff eingeschränkt. In der untersuchten Referenzanlage verfügen beispielsweise nur die folgenden Parameter über einen entsprechenden Schreibzugriff:

- Kesselstatus „Ein“ oder „Aus“,
- Kesselwassersolltemperatur,
- Nachlaufzeit der Kesselpumpe,
- Einschalttemperatur der Kesselpumpe.

Die zur Verfügung stehenden Parameter erlauben dabei beispielsweise keine dynamischen Anpassungen der Heizkreisvorlauftemperaturen oder Durchflüsse für ein dezentrales

Lastmanagement. Damit steht eine der effektivsten Maßnahmen nicht zur Verfügung. Ebenso lassen sich das Verhalten der solarthermischen Anlage und der Trinkwassererwärmung derzeit nicht über Schnittstellen verändern.

7.2 Gesamtbewertung

Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführten Untersuchungen an der Referenzanlage haben ein theoretisches Einsparpotenzial der bedarfsgebundenen Kosten von bis zu 136 €/a (bei einer dynamischen Optimierung) aufgezeigt. Über einen Betrachtungszeitraum für die Nachrüstlösung von 10 Jahren ergeben sich daraus Gesamteinsparungen in Höhe von ca. 1 360 € (unter Nutzung der Kennzahlen der Annuitätenmethode aus dem Glossar). Bei der Bewertung dieses theoretischen Potenzials gilt es zu berücksichtigen, dass die Ermittlung hier rückwirkend auf Basis vorhandener Messdaten erfolgt ist. Da in der Praxis vorausschauend optimiert werden muss, werden sich die tatsächlich erzielbaren Einsparungen wahrscheinlich auf einem niedrigeren Niveau befinden. Vor allem die identifizierten Schwierigkeiten einer hochpräzisen Prognose der zu erwartenden Wetterbedingungen und Wärmeverbräuche im Referenzgebäude verringern die später realisierbaren Einsparungen. Dadurch reduzieren sich die ermittelten Vorteile der dynamischen Optimierung im Vergleich zur konstanter Parameterfestlegung. Für eine praktische Umsetzung und Implementierung optimierter Regelungsansätze, die die Funktionalitäten der dynamischen Anlagenoptimierung beinhalten, entstehen zusätzliche Kosten für den Nutzer, die das realisierbare Einsparpotenzial zusätzlich reduzieren.

Die untersuchten Variationen haben allerdings auch gezeigt, dass die Referenzanlage teilweise mit nur sehr geringen Änderungen an den Einstellungen deutlich kostenineffizienter betrieben werden kann als im Referenzfall. Die Tatsache, dass die Anlage schon in einem früheren Projekt wissenschaftlich betreut wurde, kann das mögliche Einsparpotenzial ebenfalls reduziert haben. In der Praxis kann das Potenzial zur Kosteneinsparung aus beiden Gründen teilweise auch deutlich höher sein.

Mit der untersuchten fixen Festlegung ausgewählter Kesselparameter ergibt sich für die Referenzanlage ein theoretisches Einsparpotenzial von 98 €/a bzw. 980 € in 10 Jahren. Dabei muss berücksichtigt werden, dass diese Einsparung durch eine zusätzliche Anpassung bereits vorhandener Kesselparameter erzielt wurde. Auf die Erstellung präziser Prozessmodelle kann in diesem Fall verzichtet werden. Damit ist die Lösung deutlich einfacher umzusetzen und robuster, als die dynamische Anlagenoptimierung, bei der Einsparungen von 136 €/a (1 360 € in 10 Jahren) erreicht wurden. Neben den Kosteneinsparungen konnte beim kosteneffizienten Anlagenbetrieb auch der KEV deutlich reduziert werden. Die Anlagenoptimierung ist somit auch unter primärenergetischen Gesichtspunkten vorteilhaft.

Die Ermittlung der optimalen Anlagenparameter kann in der Praxis beispielsweise durch eine entsprechende Interaktion mit dem Nutzer oder durch die Verwendung der im Abschnitt 6.3.5 definierten Indikatoren automatisiert erfolgen. Durch eine Rückmeldung des Komfortempfindens kann der Nutzer während einer Initialisierungszeit und auch darüber hinaus seine Zufriedenheit mit den jeweiligen Einstellungen rückmelden. Im Unterschied zur

dynamischen Optimierung kann für die Umsetzung der Parameteroptimierung mit deutlich geringeren Kosten gerechnet werden.

Letztendlich scheint die Implementierung einer dynamischen Anlagenoptimierung aufgrund des geringen zusätzlichen Einsparpotenzials und der in der Praxis zu erwartenden Ungenauigkeit der Prognosemodelle (Last und Wetter) zumindest in der Referenzanlage unter ökonomischen Gesichtspunkten nicht eindeutig gerechtfertigt.

7.3 Ausblick

Zur praktischen Verifizierung der Ergebnisse der numerischen Optimierung sind weitere praktische Untersuchungen erforderlich. Die Erfahrungen aus der Referenzanlage haben gezeigt, dass sich die Verbesserungen in der Praxis zum Teil innerhalb der Messunsicherheiten der verwendeten Messgeräte sowie der Schwankungen durch Nutzer- oder andere externe Einflüsse befinden. Dadurch wird die praktische Bewertung der Maßnahmen deutlich erschwert.

Grundsätzlich kann festgehalten werden, dass sich an der untersuchten Anlage unter Nutzung vorhandener Messtechnik und nicht- bzw. gering-investiver Maßnahmen ohne nennenswerte Investitionen in Sachvermögen bereits Einsparungen von bis zu 98 € pro Jahr erreichen ließen. In der Praxis wird die Gewährleistung eines effizienten Anlagenbetriebes derzeit unter anderem durch die oft noch unzureichende Ausstattung mit Messtechnik zur energetischen Bilanzierung und fehlender standardisierter hydraulischer, mechanischer sowie elektrischer Kommunikations-schnittstellen erschwert.

Weitere wesentliche Aspekte sind die korrekte Auslegung von Pelletkesseln und Wärmespeichern entsprechend der Anforderungen des Gebäudes sowie die fehlerfreie Installation der Heizungsanlage. Hierauf sollte bei der zukünftigen Entwicklung von Anlagen und Anlagenkonzepten ebenfalls ein großer Fokus gelegt werden, da sich dadurch der Bedarf an kostenintensiven Sensorik und Regelungstechnik reduzieren lässt. Gerade die zunehmende Vernetzung und Interaktion mit dem Nutzer eröffnet hier neue Möglichkeiten, Regelungsparameter auf Basis des Nutzerfeedbacks kontinuierlich anzupassen und zu optimieren. Hierzu könnte dem Nutzer beispielsweise über entsprechende Feedbackfunktionen die Möglichkeit gegeben werden, seine Zufriedenheit mit dem thermischen Komfort zurückzumelden und dem Regler darüber einen Betrieb näher am theoretischen Optimum zu ermöglichen.

8 Glossar[6]

Abhängige Parameter
Die abhängigen Parameter umfassen sämtliche internen oder externen Größen, die sich vom übergeordneten Leitsystem weder händisch noch dynamisch bzw. automatisch ändern lassen.

Annuitätenmethode
Entsprechend der VDI 2067 Blatt 1 [20] berechnen sich die verschiedenen Kostengruppen sowie die Annuität der Jahresgesamtzahlungen A_N in der vorliegenden Arbeit entsprechend der Gleichungen 8-1 bis 8-3. Im Unterschied zur VDI 2067 werden im Folgenden ausschließlich Differenzkosten zwischen dem Ausgangszustand und den jeweils untersuchten Anpassungen berechnet. Für die vorgenommenen Berechnungen werden jeweils die dem Endnutzer entstehenden Bruttokosten verwendet.

$$\Delta A_{N,K} = \left(A_{N,K,0} - A_{N,K,1}\right) \cdot a = \Delta A_{N,K} \cdot \frac{q-1}{1-q^{-T}} \quad 8\text{-}1$$

$$\Delta A_{N,V} = \left(A_{N,V,0} - A_{N,V,1}\right) \cdot a \cdot b_V = \sum (\Delta K_{BS} + \Delta K_{HE}) \cdot a \cdot \frac{1-\left(\frac{r}{q}\right)^T}{q-r} \quad 8\text{-}2$$

$$\Delta A_N = A_{N,0} - A_{N,1} = \Delta A_{N,K} + \Delta A_{N,V} \quad 8\text{-}3$$

Der Betrachtungszeitraum T wird auf 20 Jahre festgelegt. Ersatzbeschaffungen und mögliche Restwerte werden dabei nicht betrachtet. Für die Preissteigerungen wird ein durchschnittlicher jährlicher Anstieg von 2,0 % angenommen. Der Kalkulationszinssatz wird mit 4,0 % berücksichtigt.

Tab. 38: verwendete Kennzahlen für die Berechnung der Annuität der Jahreszahlungen

Parameter	Symbol	Einheit	Wert
Betrachtungszeitraum	T	Jahre	15
Preisänderungsfaktor	r	-	1,02
Zinsfaktor	q	-	1,04
Annuitätenfaktor	a	-	0,0899
Preisdynamischer Barwertfaktor für bedarfsgebundene Kosten	b_V	-	12,6344

Betriebskosten
Der Begriff Betriebskosten umfasst die für den jeweiligen Untersuchungszeitraum ermittelten Kosten für die Beschaffung der benötigten Holzpellets und die Kosten für den Strom zum Betrieb des Pelletkessels sowie der Umwälzpumpen in den beiden Heizkreisen, im Zirkulationskreis, im Solarkreis und im Kesselkreis. Eine davon abweichende Verwendung ist im Text entsprechend gekennzeichnet.

[6] Begriffe, die im Glossar an anderer Stelle beschrieben werden, sind kursiv dargestellt.

Brennstoffenergie

Die Brennstoffenergie Q_{BS} ist das Ergebnis der im Betrachtungsintervall $[a, b]$ für den Betrieb des Pelletkessels benötigten Brennstoffmasse m_{BS} und des dazugehörigen *Heizwertes* H_i des Brennstoffes.

$$Q_{BS} = m_{BS} \cdot H_{i,OS} = \int_a^b \left(\dot{m}_{BS}(t) \cdot H_{i,OS}\right) \mathrm{dt} \qquad 8\text{-}4$$

Brennstoffleistung

Die Brennstoffleistung Φ_{BS} beschreibt die dem Kessel je Zeiteinheit zugeführte Brennstoffenergie. Die Bezugsgröße für die Berechnung der Brennstoffleistung ist der *Heizwert* H_i.

$$\Phi_{BS} = \dot{m}_{BS} \cdot H_{i,OS} \qquad 8\text{-}5$$

Deskriptive Modelle

Deskriptive Modelle beschreiben die Funktionsweise der realen Komponenten und versuchen anhand bestehender Informationen Zusammenhänge zwischen verschiedenen Parameter abzuleiten.

Heizwert

Der Heizwert H_i beschreibt den Energieinhalt des Brennstoffes unter Berücksichtigung der Reaktionswärme der vollständigen Verbrennung bei gasförmigem Zustand des gebildeten Wassers.

Hilfsenergie

Die elektrische Hilfsenergie E_{HE} umfasst die innerhalb des Betrachtungsintervalls $[a, b]$ für den Betrieb des Pelletkessels verbrauchte elektrische Energie. Der Bedarf an elektrischer Hilfsenergie wird dabei maßgeblich von der Zündeinrichtung und dem Energieverbrauch der Kesselwasserpumpe bestimmt.

$$E_{HE} = \int_a^b \Phi_{HE}(t) \mathrm{dt} \qquad 8\text{-}6$$

Kesselauslastung

Nach der VDI 2067-40:2013-12 [71] gibt die Kesselauslastung β_{PK} das Verhältnis der innerhalb des Betrachtungsintervalls $[a, b]$ vom Pelletkessel abgegebenen Wärmemenge Q_{PK} zur im selben Zeitraum im Volllastbetrieb theoretisch abgebbaren Energiemenge $Q_{PK,max}$ (berechnet aus der *Nennwärmeleistung* Φ_n und der gesamten Betriebszeit $t_{PK,Ein}$) an (Gl. 8-7). Die Betriebszeit umfasst dabei die Startphasen sowie den modulierenden Betrieb. Die Nachlauf- und Stillstandszeit werden nicht berücksichtigt.

$$\beta_{PK} = \frac{Q_{PK}}{Q_{PK,max}} \cdot 100\% = \frac{\int_a^b \Phi_{PK}(t) \mathrm{dt}}{\int_a^b \left(\Phi_n \cdot t_{PK,Ein}(t)\right) \mathrm{dt}} \cdot 100\% \qquad 8\text{-}7$$

Kesselleistung
Die Kesselleistung γ_{PK} entspricht der von der Kesselregelung ermittelten Kesselleistung. Diese ergibt sich in der Regel aus der Abweichung zwischen Soll- und Istwerten der Führungsgröße. Als Führungsgröße werden dabei meist die Kesselwassertemperatur, die Abgastemperatur und/oder der Sauerstoffgehalt im Abgas verwendet. γ_{PK} wird als Basis für die Errechnung der erforderlichen Stellgrößen der Stellglieder Gebläsedrehzahl und Brennstoffzufuhr verwendet.

Kesselnutzungsgrad
Der Kesselnutzungsgrad ν_{PK} für ein Betrachtungsintervall $[a, b]$ kennzeichnet nach VDI 2067-40:2013-12 [71] das Verhältnis der vom Kessel nutzseitig abgegebenen Wärmemenge Q_{PK} zu der im selben Zeitraum über den Brennstoff zugeführten *Brennstoffenergie* Q_{BS}.

$$\nu_{PK} = \frac{Q_{PK}}{Q_{BS}} \cdot 100\% = \frac{\int_a^b \Phi_{PK}(t)\,\mathrm{dt}}{\int_a^b \left(\dot{m}_{BS}(t) \cdot H_{i,OS}\right)\mathrm{dt}} \cdot 100\% \tag{8-8}$$

Kesselwirkungsgrad
Der Kesselwirkungsgrad η_{PK} beschreibt das Verhältnis aus der aktuellen *Wärmeleistung* Φ_{PK} und der *Brennstoffleistung* Φ_{BS}.

$$\eta_{PK} = \frac{\Phi_{PK}}{\Phi_{BS}} \cdot 100\% \tag{8-9}$$

Kombianlage
Unter dem Begriff Kombianlage werden in der vorliegenden Arbeit grundsätzlich sämtliche Heizungsanlagen mit mehr als einem Wärmeerzeuger subsumiert.

mittlere Betriebsdauer
Die mittlere Betriebsdauer $\bar{t}_{PK}$ des Pelletkessels innerhalb des betrachteten Intervalls $[a, b]$ kennzeichnet das Verhältnis aus der Betriebszeit $t_{PK,Ein}$ des Pelletkessels und der Anzahl an Kesselstarts N_{KS}.

$$\bar{t}_{PK} = \frac{\int_a^b t_{PK,Ein}(t)\,\mathrm{dt}}{\int_a^b N_{KS}(t)\,\mathrm{dt}} \tag{8-10}$$

Mittlerer absoluter Fehler (Mean Absolute Error – MAE)
Der MAE zählt zu den einfachen Gütemaßen und gibt die mittlere absolute Abweichung zwischen zwei beliebigen Werten an. Positive und negative Abweichungen heben sich dabei nicht auf. Nachfolgend werden dabei die Abweichungen zwischen den Prognosewerten PW und den Messwerten MW für die Anzahl n an berücksichtigten Stunden betrachtet.

$$\mathrm{MAE} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} |\mathrm{PW}_i - \mathrm{MW}_i| \tag{8-11}$$

Mittlerer absoluter prozentualer Fehler (Mean Absolute Percentage Error – MAPE)

Für die Ermittlung der relativen Genauigkeit wird der MAE im Verhältnis zu den Messwerten angegeben. MAPE stellt einen Vertreter der relativen Gütemaße dar. Hierbei heben sich positive und negative Abweichungen nicht auf. Die Genauigkeit der Prognose steigt mit sinkenden Werten.

$$MAPE = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} \frac{|\mathrm{PW}_i - \mathrm{MW}_i|}{\mathrm{MW}_i} \cdot 100\% \qquad 8\text{-}12$$

Mittlerer quadratischer Fehler (Root Mean Square Error – RMSE)
Die Wurzel des mittleren quadratischen Prognosefehlers stellt ein geläufiges quadratisches Gütemaß für Prognosen dar. Der RMSE gewichtet große Abweichungen deutlich stärker als die einfachen Gütemaße.

$$\mathrm{RMSE} = \sqrt{\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} (\mathrm{PW}_i - \mathrm{MW}_i)^2} \qquad 8\text{-}13$$

Nennbrennstoffleistung
Die Nennbrennstoffleistung $\Phi_{BS,n}$ ist das Produkt aus dem unter Nennbedingungen dem Pelletkessel zugeführten Brennstoffmassestrom $\dot{m}_{BS}$ und dem *Heizwert* H_i.

$$\Phi_{BS,n} = \dot{m}_{BS,n} \cdot H_{i,OS} \qquad 8\text{-}14$$

Nennwärmeleistung
Die Nennwärmeleistung Φ_n entspricht nach VDI 2067-40:2013-12 [71] der vom Kessel bereitgestellten Wärmeleistung, die bei Nennbetrieb an das Kesselwasser abgegeben werden kann.

Nennwirkungsgrad
Der Nennwirkungsgrad η_n kennzeichnet nach VDI 2067-40:2013-12 [71] das im Nennbetrieb gemessene Verhältnis zwischen der *Nennwärmeleistung* Φ_n und der *Nennbrennstoffleistung* $\Phi_{BS,n}$.

$$\eta_{PK,n} = \frac{\Phi_n}{\Phi_{BS,n}} \cdot 100\% \qquad 8\text{-}15$$

Parameter 1. Ordnung
Die Parameter erster Ordnung sind dadurch gekennzeichnet, dass sie sich durch das übergeordnete Leitsystem je nach Bedarf dynamisch anpassen lassen.

Parameter 2. Ordnung

Die Parameter zweiter Ordnung lassen sich ausschließlich durch eine händische Anpassung im untergeordneten Heizungsregler verändern. Eine dynamische Anpassung durch das übergeordnete Leitsystem ist nicht möglich.

Pearson-Korrelationskoeffizient r

Für die Bewertung der statistischen Zusammenhänge zwischen zwei unabhängigen Variablen wird der Korrelationskoeffizient nach Pearson verwendet. Für zwei unabhängige Variablen x und y, für jeder der n Beobachtungen mit einem Datensatz $(x_1, y_1),\ldots,(x_n, y_n)$ wird dabei der Pearson-Korrelationskoeffizient r nach Gleichungen 8-16 bis 8-18 bestimmt [33]. Das errechnete r bewegt sich dabei in einem Bereich zwischen -1 und +1. Je weiter sich r dem Wert 0 nähert, desto größer ist die Streuung der Daten. Bei $r = 0$ besteht kein linearer Zusammenhang zwischen beiden Variablen. Bei $0 < r < 1$ kann ein positiver Zusammenhang angenommen werden und bei $r = 1$, befinden sich alle Daten auf einer Geraden. Bei $-1 < r < 0$ besitzt die Trendlinie einen negativen Anstieg [33].

$$\bar{x} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} x_i \tag{8-16}$$

$$\bar{y} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} y_i \tag{8-17}$$

$$r = \frac{\sum_{i=1}^{n}\{(x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})\}}{\sqrt{\sum_{i=1}^{n}(x_i - \bar{x})^2}\,\sqrt{\sum_{i=1}^{n}(y_i - \bar{y})^2}} \tag{8-18}$$

Speicherverluste

Die vom Wärmespeicher an den Aufstellraum abgegebene Energiemenge bilanzieren die Speicherverluste $Q_{SP,ges}$. Die Speicherverluste lassen sich entweder dem Kesselkreis oder dem Solarkreis zuordnen. Für die Bewertung der Effizienz sind die Verluste, die dem Kesselkreis zugeordnet werden können, von größerer Bedeutung, da sie zu höheren Brennstoffverbräuchen und damit zu höheren bedarfsgebundenen Kosten führen. Da sich die Energieerzeugung der solarthermischen Anlage nicht aktiv beeinflussen lässt, ist die Höhe der Verluste hier kein primäres Bewertungskriterium. Für die Bewertung der Verluste des Kesselkreises wurden zusätzlich die pelletbasierten Speicherverluste $Q_{SP,PK}$ definiert. Da das Verhältnis zwischen Q_{PK} und Q_{SK} nicht konstant ist, ist es erforderlich $Q_{SP,PK}$ für verschiedene Betrachtungszeiträume einzeln zu ermitteln und die Ergebnisse anschließend zu summieren.

$$Q_{SP,ges} = (Q_{PK} + Q_{SK}) - \left(Q_{HK,i} + Q_{TWW} + Q_{Zirk}\right) \tag{8-19}$$

$$Q_{SP,PK} = \int_a^b \left(\frac{Q_{PK}}{Q_{PK} + Q_{Sol}} Q_{SP,ges}\right) \mathrm{dt} \tag{8-20}$$

Vollbenutzungsstunden

Die Vollbenutzungsstunden t_{VBS} werden für einen Betrachtungszeitraum als Quotient der innerhalb des Betrachtungsintervalls $[a, b]$ vom Pelletkessel an das Kesselwasser abgegebenen Wärmemenge Q_{PK} und der *Nennwärmeleistung* $\Phi_{PK,n}$ berechnet.

$$t_{VBS} = \frac{Q_{PK}}{\Phi_{PK,n}} = \frac{\int_a^b \Phi_{PK}(t)\,\mathrm{dt}}{\Phi_{PK,n}} \qquad 8\text{-}21$$

Wärmeleistung

Die Wärmeleistung Φ_{PK} kennzeichnet die vom Pelletkessel an das Kesselwasser abgegebene Wärmeleistung.

9 Literaturverzeichnis

[1] BUNDESVERBAND DES SCHORNSTEINFEGERHANDWERKS (Hrsg.): *Erhebungen des Schornsteinfegerhandwerks zum Anlagenbestand in Deutschland 2016*. Sankt Augustin, 2017

[2] BUNDESMINISTERIUM FÜR WIRTSCHAFT UND ENERGIE (BMWi) (Hrsg.): *Erneuerbare Energien in Zahlen: Nationale und internationale Entwicklung im Jahr 2017*: *Nationale und internationale Entwicklung im Jahr 2017*. Berlin, 2018

[3] *Biomasseatlas.de*: *Der Vertriebskompass der Biomassbranche*. URL: http://www.biomasseatlas.de – Überprüfungsdatum 2018-03-13

[4] UMWELTBUNDESAMT: *Emissionsminderung bei Kleinfeuerungsanlagen*. URL: https://www.umweltbundesamt.de/daten/luft/strategien-zur-emissionsminderung-von/emissionsminderung-bei-kleinfeuerungsanlagen – Überprüfungsdatum 2018-03-13

[5] STIFTUNG WARENTEST: *Holzpelletkessel: Nur vier sind gut*. In: *test Spezial Energie* (2009), S. 84–89

[6] STIFTUNG WARENTEST: *Kaminöfen und Pelletöfen: Nur wenige feuern gut*. In: *Haushalt und Garten* (2011)

[7] Wörgetter M; Moser W: *Emissionsbilanz von Holzfeuerungen kleiner Leistung in Niederösterreich*. Wieselburg (AT), 2005

[8] Kunde R; Volz F, et al.: *Felduntersuchungen an Holzpellet-Zentralheizkesseln*. In: *BWK-Das Energie-Fachmagazin* 1/2 (2009), S. 58–66

[9] Schraube C; Jung T, et al.: Long-term monitoring of small pellet boiler based heating systems in domestic applications. In: ETA-Florence Renewable Energies (Hrsg.): *Proceedings of the 18th European Biomass Conference and Exhibition, 3 - 7 May 2010*, 2010

[10] Büchner D; Schraube C, et al.: *Survey of modern pellet boilers in Austria and Germany – System design and customer satisfaction of residential installations*. In: *Applied Energy* 160 (2015), S. 390–403

[11] Carlon E; Schwarz M, et al.: *Efficiency and operational behaviour of small-scale pellet boilers installed in residential buildings*. In: *Applied Energy* 155 (2015), S. 854–865

[12] Bemmann U; Bendieck A, et al.: *Guideline for combined solar thermal and wood pellet heating systems*. Saarbrücken, 2006

[13] Kummert M; André P; Nicolas J: Building and HVAC optimal control simulation. Application to an office building. In: Tsinghua University & Hong Kong Polytechnical University (Hrsg.): *3rd International symposium on HVAC*, 1999

[14] Morosan P-D; Bourdais R, et al.: *Building temperature regulation using a distributed model predictive control*. In: *Energy and Buildings* 42 (2010), Nr. 9, S. 1445–1452

[15] Castilla M; Álvarez J D, et al.: *A comparison of thermal comfort predictive control strategies*. In: *Energy and Buildings* 43 (2011), Nr. 10, S. 2737–2746

[16] Álvarez J D; Redondo J L, et al.: *Optimizing building comfort temperature regulation via model predictive control*. In: *Energy and Buildings* 57 (2013), S. 361–372

[17] Kaltschmitt M; Hartmann H; Hofbauer H: *Energie aus Biomasse: Grundlagen, Techniken und Verfahren*. 3. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg, 2016

[18] Hartmann H; Reisinger K, et al.: *Handbuch Bioenergie-Kleinanlagen 2007*. Gülzow, 2007

[19] Hube W: Rücklauftemperatur der Heizung als Zustandsindikator solarer Gebäude : Systemoptimierung durch Rücklauftemperatur-Begrenzung. In: Deutsche Gesellschaft für Sonnenenergie (Hrsg.): *13. Internationales Sonnenforum*, 2002

[20] VDI-Richtlinie 2067 Blatt 1. 2012-09. *Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen - Grundlagen und Kostenberechnung*

[21] Heinz A; Haller M, et al.: *PellSol Plus - Effizienzsteigerung von Pellets-Solar-Systemen für Raumheizung und Warmwasser durch Optimierung der Hydraulik, Regeltechnik und Wärmespeicherung*. Graz, 2010

[22] Haberl R; Konersmann L, et al.: *PelletSolar2 - Systemoptimierung von Pelletfeuerungen in Kombination mit thermischen Solaranlagen basierend auf dynamischen Simulationen und Messungen im Prüfstand*. Rapperswil (Schweiz), 2010

[23] Konersmann L; Vogelsanger P; Haller M: *Pelletsolar - Leistungsanalyse und Optimierung eines Pellet-Solarkombinierten Systems für Heizung und Warmwasser*. Rapperswil (Schweiz), 2007

[24] Fiedler F: *Combined Solar and Pellet Heating Systems - Study of Energy Use and CO-Emissions*. Mälardalen University, Department of Public Technology. Doktorarbeit. 2006

[25] Ellehauge K; Thür A: *Conditions and Problems to be aware of when integrating solar combisystems in buildings*. 2003 (Project Report - IEA SHC - Task 26)

[26] Overgaard L L; Ellehauge K: Solar Combisystems in Denmark - Solar & Biomass Systems. In: *3. ISES European solar congress*. Kopenhagen, 2000

[27] Schraube C; Jung T, et al.: *Small pellet boilers – Investigation of efficiencies from field measurements* (5th Central European Biomass Conference). Graz, 28.01.2011

[28] Fiedler F; Nordlander S, et al.: *Thermal performance of combined solar and pellet heating systems*. In: *Renewable Energy* 31 (2006), Nr. 1, S. 73–88

[29] Wetter M: *GenOpt, Generic Optimization Program: User Manual - Version 3.1.0*. Berkeley, 2011

[30] Jacob D: *Verbesserungen von Optimierungsmethoden und Optimierung unter unsicheren Randbedingungen*. Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie, Fakultät für Architektur. Dissertation. 2012

[31] Hooke R; Jeeves T A: *"Direct Search" Solution of Numerical and Statistical Problems*. In: *Journal of the ACM* 8 (1961), Nr. 2, S. 212–229

[32] Polak E; Wetter M: *Precision Control for Generalized Pattern Search Algorithms with Adaptive Precision Function Evaluations*. In: *SIAM Journal on Optimization* 16 (2006), Nr. 3, S. 650–669

[33] Rouvel L: *Raumkonditionierung: Wege zum energetisch optimierten Gebäude*. Berlin/Heidelberg: Springer, 1978

[34] VDI-Richtlinie 4655. *Referenzlastprofile von Ein- und Mehrfamilienhäusern für den Einsatz von KWK-Anlagen*

[35] Nguyen A-T; Reiter S; Rigo P: *A review on simulation-based optimization methods applied to building performance analysis*. In: *Applied Energy* 113 (2014), S. 1043–1058

[36] Attia S; Hamdy M, et al.: Computational optimisation for zero energy buildings design: Interviews results with twenty eight international experts. In: WURTZ, Etienne (Hrsg.): *Building Simulation 2013* : *Proceedings*, 2013, S. 978–984

[37] Fink C: *Passive Kühlkonzepte für Büro-und Verwaltungsgebäude mittels luft-bzw. wasserdurchströmten Erdreichwärmetauschern*: Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie, 2002

[38] Nielsen I E; Eriksson A C, et al.: *Time-resolved analysis of particle emissions from residential biomass combustion – Emissions of refractory black carbon, PAHs and organic tracers*. In: *Atmospheric Environment* 165 (2017), S. 179–190

[39] Butcher J C: *Numerical methods for ordinary differential equations*. 3rd ed. Chichester, UK: Wiley, 2016

[40] Chapra S C; Canale R P: *Numerical methods for engineers*. 7. ed. New York, NY: McGraw-Hill Education, 2015

[41] Klein S A: TRNEdit: Editing the Input File and Creating TRNSED Application (Volume 6). In: KLEIN, Sanford A. (Hrsg.): *TRNSYS 17: a TRaNsient SYstem Simulationprogram*, 2014

[42] Raab S: *Simulation, Wirtschaftlichkeit und Auslegung solar unterstützter Nahwärmesysteme mit Heißwasser-Wärmespeicher*. Göttingen: Cuvillier Verlag, 2006

[43] Haller M: *Combined solar and pellet heating systems* : *Improvement of energy efficiency by advanced heat storage techniques, hydraulics, and control*. Graz, Graz University of Technology, Institute of Thermal Engineering. Dissertation. 2010

[44] Bourdouxhe J-P H; Grodent M, et al.: *A tool kit for primary HVAC system energy calculation. Part 1: Boiler model*. 1994

[45] Fiedler T; Knirsch A: *TRNSYS-Type 370: Erweiterung des bisherigen Gaskesselmoduls um eine Holzkesselfeuerung mit der Möglichkeit der Brennwertnutzung*. Stuttgart, 1998

[46] Nordlander S: *TRNSYS Model for Type 210: Pellet Stove with Liquid Heat Exchanger: Documentation of Model and Parameter Identification*: SERC, Högskolan i Dalarna, 2003

[47] Persson T; Fiedler F; Nordlander S: *Methodology for identifying parameters for the TRNSYS model Type 210 - wood pellet stoves and boilers*. Borlänge (Sweden), 2006

[48] Haller M: *Type 869 Boiler Model for TRNSYS. Version 5.02*. Graz, Rapperswil, 26.4.2010

[49] Petzold J; Büchner D; Ortwein A: Model development and experimental parameter identification for biomass pellet boilers in buildings. In: Université de Liège (Hrsg.): *System Simulation in Buildings 2014*, 2014

[50] Haller M; Paavilainen J, et al.: *A unified model for the simulation of oil, gas and biomass space heating boilers for energy estimating purposes. Part I: Model development*. In: *Journal of Building Performance Simulation* 4 (2011), Nr. 1, S. 1–18

[51] Klein S A: Mathematical Reference (Volume 4). In: KLEIN, Sanford A. (Hrsg.): *TRNSYS 17: a TRaNsient SYstem Simulationprogram*, 2014

[52] Good J; Nussbaumer T: *Wirkungsgradbestimmung bei Holzfeuerungen*. Zürich, 1993

[53] DIN EN 303-5. 2012. *Heizkessel - Teil 5: Heizkessel für feste Brennstoffe, manuell und automatisch beschickte Feuerungen, Nennwärmeleistung bis 500 kW - Begriffe, Anforderungen, Prüfungen und Kennzeichnung*

[54] DRÜCK, H.: *Type 340 - Multiport store-model for TRNSYS*: *Type 340 - Multiport store-model for TRNSYS*. Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW), 2006

[55] THERMAL ENERGY SYSTEM SPECIALISTS: Volume 2: Controls Component Library - Mathematical Reference. In: Thermal Energy System Specialists (TESS) (Hrsg.): *TESSLibs 17: Component Libraries for the TRNSYS Simulation Environment*, 2012

[56] Heckmann M; Schwarz M: *Leitfaden zur Bestimmung von Jahresnormnutzungsgrad und Jahresnormemissionsfaktoren am Prüfstand*. Wieselburg, 2010

[57] Heinzelmann E: *Weather forecast auch für Gebäudeleitsysteme*. In: *Schweizer Energiefachbuch 2010* (2010), S. 3

[58] Gwerder M; Gyalistras D, et al.: Prädiktive Gebäuderegelung mithilfe von Wetter- und Anwesenheitsvorhersagen - Resultate des Projektes OptiControl. In: ETH Zürich (Hrsg.): *16. Status-Seminar "Forschen und Bauen im Kontext von Energie und Umwelt", 4. September 2010*. Zürich, 2010, S. 8

[59] Schrammel K: *Grundlagen der Wetter- und Verbrauchsprognose für Wohngebäude*. Leipzig, Hochschule für Technik, Wirtschaft und Kultur Leipzig. Studienarbeit. 2018

[60] Schrammel K: *Möglichkeiten und Grenzen der Vorhersage des lokalen Wetters auf Basis allgemeiner Prognose- und Messdaten*. Leipzig, Hochschule für Technik, Wirtschaft und Kultur Leipzig. Masterarbeit. 2018

[61] Zurek S: *aNETka Version 2.1: Operation Manual*. Cardiff, 2005

[62] Hocaoğlu F O: *Stochastic approach for daily solar radiation modeling*. In: *Solar Energy* 85 (2011), Nr. 2, S. 278–287

[63] Bhardwaj S; Sharma V, et al.: *Estimation of solar radiation using a combination of Hidden Markov Model and generalized Fuzzy model*. In: *Solar Energy* 93 (2013), S. 43–54

[64] Dittmar R; Pfeiffer B-M: *Modellbasierte prädiktive Regelung in der industriellen Praxis (Industrial Application of Model Predictive Control)*. In: *at - Automatisierungstechnik* 54 (2009), Nr. 12, S. 590–601

[65] Dittmar R: Modellbasierte prädiktive Regelung (MPC). In: *Handbuch der Prozessautomatisierung: Prozessleittechnik für verfahrenstechnische Anlagen*. 4., überarbeitete Auflage : Oldenbourg Industrieverlag, 2008

[66] Faßnacht T; Östreicher H; Wagner A: Gebäudemodelle für modellbasierte Regler und Energiemanagementsysteme. In: VAN TREECK, Christoph; MÜLLER, Dirk (Hrsg.): *BauSIM2014* : *Human-centred building(s)*, 2014

[67] Schmidt F; Zuzel A; Hildebrandt D: *Modellbasierte Betriebsoptimierung am Beispiel des Verfügungsgebäudes der Universität Stuttgart*. Stuttgart, 01.01.2014

[68] Gruber P; Gwerder M; Tödtli J: *Modellprädiktive Regelung für Heizungsanwendungen*. In: *SGA - ASSPA - Bulletin* Nr. 34 (2002), Januar/Februar/März 2002

[69] Morari M: *Prädiktive Regelung für Gebäude Simulation und Praxis*. Zürich, 2013

[70] Wagner U; Wimmer P, et al.: *Strategisches Leitprojekt "Trends und Perspektiven der Energieforschung"*: *Methodenentwicklung und -anwendung zur Priorisierung von Themen und Maßnahmen in der Energieforschung im Kontext der Energiewende*. EnFo-2030 - Abschlussbericht. München, Berlin, Stuttgart, 2018. – EnFo-2030 - Abschlussbericht

[71] VDI-Richtlinie VDI 2067 Blatt 40. 2013-12. *Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen - Energieaufwand für die Erzeugung*

Abbildungsverzeichnis

Bild 1: Jährlicher Zubau und Entwicklung des Anlagenbestandes an Pelletkesseln 1

Bild 2: 3D-Modell des Referenzgebäudes 5

Bild 3: Hydraulisches Schema der Referenzanlage mit den Messstellen 7

Bild 4: Hydraulisches Schema einer typischen Kombianlage 9

Bild 5: Hydraulische Konzepte für den Anschluss an den Wärmespeicher 10

Bild 6: Grundkonzepte der Trinkwassererwärmung eines Kombisystems 10

Bild 7: Schema einer kombinierten Leistungs- und Verbrennungsregelung 11

Bild 8: Möglichkeiten der hydraulischen Einbindung des Pelletkessels 12

Bild 9: Schema einer witterungsgeführten Heizkreisregelung 15

Bild 10: Vereinfachte Prozessstruktur der Referenzanlage 18

Bild 11: Beispielfunktion $f(x) = cos(3\pi x/x) + 5$ für $x \in [0{,}1; 1{,}9]$ 21

Bild 12: Veranschaulichung des Zusammenwirkens der Informationsarten in einem TRNSYS-Typ 33

Bild 13: Schematische Darstellung des verwendeten Kesselaufbaus und der Wärmeströme zwischen den einzelnen Bauteilen 36

Bild 14: Verlauf der Verweildauer in Abhängigkeit der Gastemperatur 39

Bild 15: Schema der vom Pelletkessel in der Referenzanlage verwendeten und in der Simulation implementierten Regelung der Kesselkreispumpe 40

Bild 16: Ablaufschema eines typischen Kesselstarts 42

Bild 17: Verteilung der Starttypen auf die einzelnen Monate des Betrachtungszeitraums 43

Bild 18: Boxplots mit den Unterschieden zwischen Warm- und Kaltstarts 44

Bild 19: Verteilung von Warm- und Kaltstarts in Abhängigkeit der Stillstandsdauer des Kessels 45

Bild 20: Abhängigkeit der Abgastemperatur und des Verbrennungsluftverhältnisses von der Kesselleistung 46

Bild 21: Verlauf der für die Parametrierung des Pelletkessels verwendeten Messdaten 47

Bild 22: Vergleich der optimierten und gemessenen Kesselwasser- und Abgastemperaturen . 48

Bild 23: Histogramme der Abweichungen zwischen der simulierten und der gemessenen Kesselwasser- und Abgastemperatur 49

Bild 24: Simulierter und gemessener Verlauf der Kesselwassertemperatur sowie der zugeführten Brennstoffenergie und der an das Kesselwasser abgegebenen Nutzenergie 50

Bild 25: Skizze des Kombispeichers mit Lage und Position der Anschluss- und Messpunkte 51

Bild 26: Simulierter und gemessener Verlauf der Austrittstemperaturen an den Doppelstutzen und Wärmeübertragern 53

Bild 27: Simulierter und gemessener Verlauf der oberen und unteren Speichertemperaturen 54

Bild 28: Ermittlung der Solltemperaturen für den Puffer und der Betriebszeiten des Pelletkessels 56

Bild 29: Verlauf der Solltemperaturen und der Vorhaltezeit in den Heizkreisen 57

Bild 30: Verlauf ausgewählter Messwerte am 01. Oktober 2016 (Sommertag) 58

Bild 31: Verlauf ausgewählter Messwerte am 27. November 2016 (Übergangstag) 59

Bild 32: Verlauf ausgewählter Messwerte am 31. Dezember 2016 (Wintertag) 59

Bild 33: Ablaufschema zur Simulation der Wärmesenken 60

Bild 34: Abbildung der Referenzanlage in TRNSYS 62

Bild 35: Monatssummen der dem Speicher entnommenen Energiemengen 63

Bild 36: Monatssummen der dem Speicher zugeführten Energiemengen 64

Bild 37: Monatlicher Verlauf der, Pelletkessel und Solaranlage zugeordneten, Speicherverluste 65

Bild 38: Energiebilanzen der Gesamtanlage, des Pelletkessels und des Wärmespeichers 65

Bild 39: Aufteilung der Kesselleistung auf verschiedene Leistungsbereiche 66

Bild 40: Verlauf der mittleren monatlichen Speichertemperaturen beim Kesselstopp sowie die dazugehörigen Kesselparameter 67

Bild 41: Interpolierte Darstellung der bei der Typenprüfung und unter Laborbedingungen ermittelten Wirkungsgrade sowie der an der Referenzanlage und mit der Simulation ermittelten Wochennutzungsgrade in Abhängigkeit der Kesselauslastung 68

Bild 42: Monatssummen der dem Speicher entnommenen Energiemengen, dargestellt für die Messdaten und die Simulationsergebnisse 70

Bild 43: Monatssummen der dem Speicher zugeführten Energiemengen, dargestellt für die Messdaten und die Simulationsergebnisse 70

Bild 44: Vergleich der monatlichen Werte für die Anzahl an Kesselstarts, die monatliche Kessellaufzeit, die Kesselauslastung sowie den Kesselnutzungsgrad 72

Bild 45: Geordnete Jahresdauerlinie der an der Referenzanlage bilanzierten Verbräuche für Raum-heizung und Trinkwarmwasser sowie die mittlere stündliche Kesselleistung der Referenzanlage und des simulierten Ausgangszustandes 74

Bild 46: Einfluss des Fußpunktes der Heizkurve des Radiatorkreises und der Kesselwassersoll-temperatur auf die Höhe der Kostenfunktion, den Kesselnutzungsgrad und die Kesselauslastung 75

Bild 47: Einfluss der Ausschalttemperatur des Kesselwasserpumpe und des Regelbereichs der Kesselwasserpumpe auf die Höhe der Kostenfunktion, den Kesselnutzungsgrad und die Kesselauslastung 76

Bild 48: Einfluss der Variation der Solltemperatur am oberen und am unteren Speichertemperatur-fühler auf die Höhe der Kostenfunktion, den Kesselnutzungsgrad und die Kesselauslastung 77

Bild 49: Einfluss einer begrenzten maximalen und minimalen Kesselleistung auf die Höhe der Kostenfunktion, den Kesselnutzungsgrad und die Kesselauslastung 78

Bild 50: Einfluss der Vorgabe einer Mindestlaufzeit und Mindeststillstandszeit des Pelletkessels auf die Höhe der Kostenfunktion, den Kesselnutzungsgrad und die Kesselauslastung 78

Bild 51: Mittelwerte und Standardabweichungen der von GenOpt ermittelten optimalen Parameter-einstellungen für die drei Referenzwochen 82

Bild 52: Vergleich der prognostizierten und angepassten Globalstrahlung mit der am Referenz-standort gemessenen Strahlung 85

Bild 53: Vergleich der prognostizierten und angepassten Außentemperatur mit der am Referenz-standort gemessenen Temperatur 86

Bild 54: Bandbreite des an der Referenzanlage gemessenen täglichen Heizenergieverbrauchs in Abhängigkeit der ebenfalls messtechnisch erfassten mittleren täglichen Außentemperatur und mittleren täglichen Globalstrahlung 87

Bild 55: Boxplots für die stündlichen Gütemaße der Lastprognose 88

Bild 56: Bedarfsgebundene Kosten ausgewählter Simulationsvarianten mit den dazugehörigen Fehlerbalken 95

Bild 57: Zusammenhang zwischen verschiedenen Kennzahlen und den jährlichen Betriebskosten 106

Tabellenverzeichnis

Tab. 1: Darstellung der vorgenommenen Untersuchungen 4

Tab. 2: Parameter des Kesselkreises der Referenzanlage mit ext. Zugriffsmöglichkeiten 13

Tab. 3: Parameter des Solarkreises der Referenzanlage mit ext. Zugriffsmöglichkeiten 14

Tab. 4: Parameter des Heizkreises der Referenzanlage mit ext. Zugriffsmöglichkeiten 15

Tab. 5: Parameter des Trinkwasserkreises der Referenzanlage mit ext. Zugriffsmöglichkeiten 16

Tab. 6: Parameter des Wärmespeichers der Referenzanlage mit ext. Zugriffsmöglichkeiten . 17

Tab. 7: Auszug aus der Befehlsdatei mit den verwendeten Einstellungen 22

Tab. 8: Übersicht über die für die Kostenfunktion verwendeten Preise und Temperaturen .. 30

Tab. 9: Übersicht ausgewählter Kennzahlen der verwendeten Wochentypen 30

Tab. 10: Eigenschaften der für die wochenweise Optimierung verwendeten Kalenderwochen 31

Tab. 11: Standardmäßig verwendete Simulationseinstellungen 35

Tab. 12: Für die Simulationen verwendeten Brennstoffeigenschaften 38

Tab. 13: Quelltext des Kesselmodells mit der Generierung der Pseudo-Zufallszahl 45

Tab. 14: Zeitkonstanten sowie Brennstoff- und Zuluftmassestrom während der Startvorgänge 46

Tab. 15: Thermodynamische Kesselparameter mit Randbedingungen und ermittelten Werten 48

Tab. 16: Parameter des Type 340 für den simulierten Kombispeichers 55

Tab. 17: Parameter des Solarkreises (Auswahl) 55

Tab. 18: In der Referenzanlage und der Simulation verwendete Reglereinstellungen 57

Tab. 19: Wasserseitig bilanzierte Wärmemengen der Referenzanlage 71

Tab. 20: Elektrischer Leistungsbedarf des Pelletkessels in den verschiedenen Betriebszuständen 71

Tab. 21: Betriebsparameter des Pelletkessels 73

Tab. 22: Vergleich der realen und der simulierten bedarfsgebundenen Kosten 74

Tab. 23: Simulationskennzahlen der untersuchten Einzelmaßnahmen mit den jeweils niedrigsten Gesamtkosten 79

Tab. 24: Simulationskennzahlen und Parametersätze der Varianten mit den jeweils niedrigsten Gesamtkosten 80

Tab. 25: Kennzahlen der für die Optimierung verwendeten Parameter 81

Tab. 26: Simulationskennzahlen der wochenweisen Optimierungen mittels GenOpt (V3-01) 82

Tab. 27: Gütemaße für die prognostizierte Außentemperatur und Globalstrahlung am Standort der DWD-Messstation in Rheinstetten 84

Tab. 28: Gütemaße für die prognostizierte Außentemperatur und Globalstrahlung am Referenzstandort 84

Tab. 29: Parameter der abschließend verglichenen Optimierungskonzepte 89

Tab. 30: Kesselkennzahlen der abschließend verglichenen Optimierungskonzepte 90

Tab. 31: Simulationskennzahlen der abschließend verglichenen Optimierungskonzept 91

Tab. 32: Kennzahlen zur Wiederholbarkeit der Simulation der Referenzwochen 91

Tab. 33: Skalierungsfaktoren für die Umrechnung auf den Zeitraum eines Gesamtjahres 93

Tab. 34: Skalierung ausgewählter Kennzahlen auf den Zeitraum eines Gesamtjahres 93

Tab. 35: Einfluss der Nennleistung auf die Betriebsstunden des Pelletkessels im Modulationsbereich 97

Tab. 36: Unterschiede beim Anlagenbetrieb mit und ohne Solaranlage 101

Tab. 37: Bewertungsversuch der verschiedenen Maßnahmenpakete 111

Formelzeichen und Abkürzungen

Formelzeichen – lateinische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bedeutung
a	-	Annuitätenfaktor
A_N	€/a	Annuität der Jahresgesamtzahlungen
$A_{N,K}$	€/a	Annuität der kapitalgebundenen Kosten
$A_{N,V}$	€/a	Annuität der bedarfsgebundenen Kosten
b_V	-	preisdynamischer Barwertfaktor für bedarfsgebundene Kosten
c_p	kJ/(KgK)	spezifische Wärmekapazität
E	kWh	elektrische Energie
G	W/m²	Globalstrahlung
h	m	Höhe
H_i	kWh/kg	Heizwert
$\Delta\dot{H}$	J/h	Differenz des Enthalpiestromes
k_0	W/(m²K)	Wärmedurchgangskoeffizient
k_1	W/(m²K²)	temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient
K	€	Kosten
K_{Opt}	€	zu minimierende Kostenfunktion
ΔK	€	Differenzkosten
m	kg	Masse
m_{c_i}	kJ/K	Thermische Masse der Komponente i
$\dot{m}$	kg/h	Massestrom
$\overline{m}$	kg	mittlere Masse
n	-	Drehzahl
N	-	Anzahl
p	div.	spezifischer Preis je Einheit
q	-	Zinsfaktor
Q	kWh	Wärmemenge
ΔQ	kWh	Wärmedifferenz
$\bar{Q}$	kWh	mittlere Wärmemenge
r	div.	Radius; Preisänderungsfaktor
t	div.	Zeit
Δt	div.	Zeitdifferenz
$\bar{t}$	div.	mittlere Zeit
T	div.	absolute Temperatur; Temperaturdifferenz; Betrachtungszeitraum
T_d	Min.	Differentiationskonstante
T_i	Min.	Integrationszeitkonstante
ΔT	K	Temperaturdifferenz
u	%	Holzfeuchte
UA	kJ/(hK)	Produkt aus Wärmeübergangszahl und der Übertragungsfläche
UA_{g,m_i}	kJ/(hK)	Produkt aus Wärmeübergangszahl und der Übertragungsfläche für den Übergang von Gas zu Masse i
$UA_{m_i,a}$	kJ/(hK)	Produkt aus Wärmeübergangszahl und der Übertragungsfläche für den Übergang von Masse i zur Umgebungsluft
V	div.	Volumen

$V_{min,wf}$	m^3/kg_{BS}	Mindestabgasmenge wasserfrei
w	%	Wassergehalt
x	-	Wert der Komponente x
$\bar{x}$	-	Mittelwert der Komponente x
y	-	Wert der Komponente y
$\bar{y}$	-	Mittelwert der Komponente y

Formelzeichen – griechische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bedeutung
β	%	Auslastung
γ	-	Stellsignal
η	%	Wirkungsgrad
η_0	%	Konversionsfaktor
ϑ	°C	Temperatur
ϑ_{g_i}	°C	Gastemperatur an der Stelle i
ϑ_{m_i}	°C	Temperatur der Masse i
$\bar{\vartheta}$	°C	mittlere Temperatur
λ	-	Luftüberschusszahl
ν	%	Nutzungsgrad
Φ	kW	Leistung
Φ_{g,m_i}	kJ/h	thermische Leistung zwischen Gas und Masse i
Φ_{m_i,m_j}	kJ/h	thermische Leistung zwischen Masse i und Masse j
$\Phi_{m_i,U}$	kJ/h	thermische Leistung zwischen Masse i und der Umgebungsluft
$\Delta\Phi$	kW	Leistungsdifferenz

Indizes – tiefgestellt

Indizes	Bedeutung
0	Ausgangszustand; Wert bei minimaler Leistung; Referenzwert
1	Endzustand; Wert bei maximaler Leistung; optimierter Wert
a	außen
A	Asche
ab	abgeführt
Abg	Abgas
AP	Anschlusspunkt
Aus	Ausschalten; Wert am Austritt des Bauteils
BK	Brennkammer
BS	Brennstoff
C	Kohlenstoff
Ein	Einschalten; Wert am Eintritt des Bauteils
FP	Fußpunkt
GB	Glutbett
Geb	Gebäude
ges	gesamt
Gew	Gewinne
H	Wasserstoff
HE	Hilfsenergie
HK	Heizkreis
HKP	Heizkreispumpe
HL	Heizlast
HP	Holzpellets
Hys	Hysterese
i	innen
Idl	Stillstand
int	intern
Ist	Istwert
k	Verweildauer
KK	Kesselkreis
KKP	Kesselkreispumpe
Kol	Kollektor
korr	korrigiert
KS	Kesselstart
LP	Lastprofil
M	Messwert
max	maximaler Wert
min	minimaler Wert; Mindestwert
n	Nennbedingungen; Drehzahl
N	Stickstoff
NB	Nebenbedingungen
O	Sauerstoff
OS	Originalsubstanz
PK	Pelletkessel
PM	Puffer Mitte

PO	Puffer Oben
pr	Wert im letzten Zeitschritt (engl.: previous)
PU	Puffer Unten
R	Raum
Ref	Referenzbedingungen
Reg	Regelbereich
RH	Raumheizung
RL	Rücklauf
Run	Laufzeit
S	simulierter Wert
SF	Solarfluid
SK	Solarkreis
SKP	Solarkreispumpe
Soll	Sollwert
Sp	Speicher
ST	Steigung
TKW	Trinkkaltwasser
TM	Trockenmasse
tmp	temporärer Zwischenwert
TWW	Trinkwarmwasser
U	Umgebung
VBS	Vollbenutzungsstunden
Verl	Verluste
VL	Vorlauf
W	Wasser
WÜ	Wärmeübertrager
Zapf	Zapfstelle
Zirk	Zirkulation
zu	zugeführt

Abkürzungen

Symbol	Bedeutung
AP	Anschlusspunkt
BAFA	Bundesamt für Ausfuhrkontrolle
BImSchV	Bundesimmissionsschutzverordnung
CO_2	Kohlenstoffdioxid
DBFZ	Deutsches Biomasseforschungszentrum
DIN	Deutsches Institut für Normung
DWD	Deutscher Wetterdienst
EN	Europäische Norm
GenOpt	engl: *Generic Optimization Program*
GPS	engl.: *Generalized Pattern Search*
GPSPSOCCHJ	engl.: *Hybrid Generalized Pattern Search Algorithm with Particle Swarm Optimization Algorithm*
HHM	engl.: *Hidden-Markov-Model*
HK	Heizkreis
KNN	Künstliches neuronales Netz
KW	Kalenderwoche
KWK	Kraft-Wärme-Kopplung
MAE	Mittlerer absoluter Fehler (engl.: *Mean Absolute Error*)
MAPE	Mittlerer absoluter prozentualer Fehler (engl.: *Mean Absolute Percentage Error*)
MPC	Modellbasierte prädiktive Regelung
MW	Messwert
O_2	Sauerstoff
PSO	engl.: *Particle Swarm Optimization*
PW	Prognosewert
REF	Referenz oder Ausgangszustand
RMSE	Mittlerer quadratischer Fehler (engl.: *Root Mean Square Error*)
STABW	Standardabweichung
TRNSYS	engl: *Transient Systems Simulation*
ÜXB	Bewölkter Zeitraum im Übergang zwischen Sommer und Winter
ÜXH	Bewölkter Zeitraum im Übergang zwischen Sommer und Winter
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
VHZ	Vorhaltezeit
WÜ	Wärmeübertrager
WXX	Zeitraum im Winter ohne Unterscheidung der Bewölkung

Anhang

A Darstellung der Bilanzkreise in TRNSYS

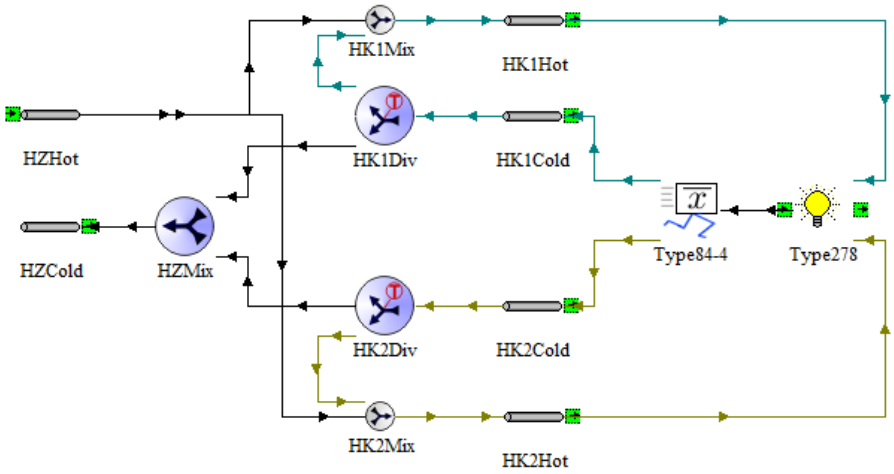

Bild 58: Abbildung der Heizkreise in TRNSYS

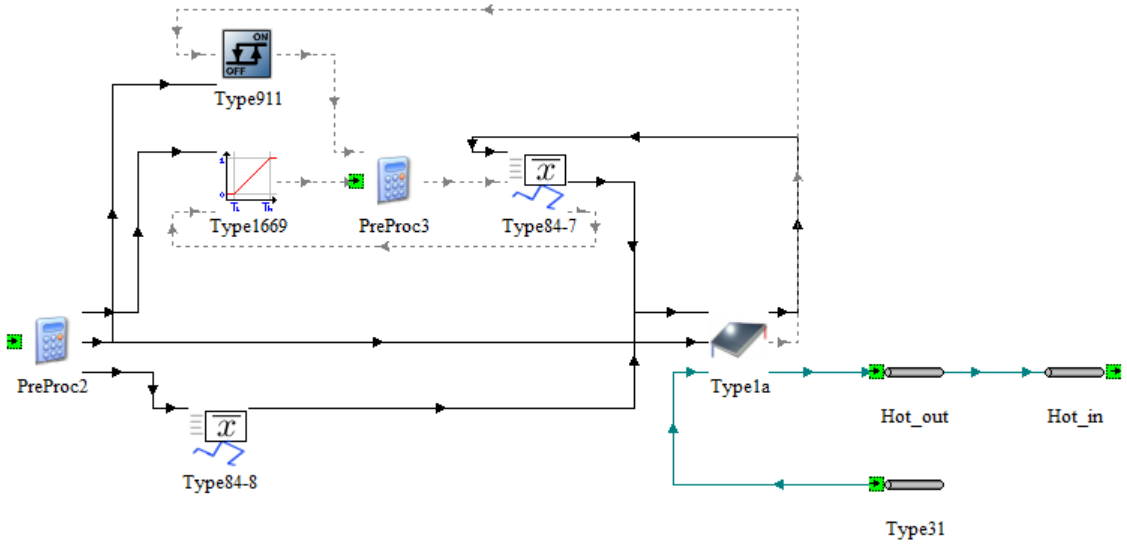

Bild 59: Abbildung des Solarkreises in TRNSYS

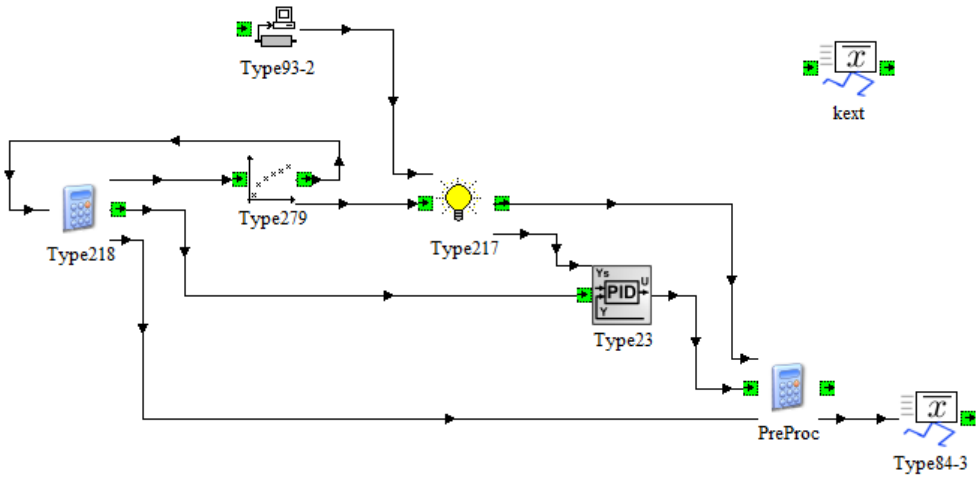

Bild 60: Abbildung der verschiedenen Regelungen in TRNSYS

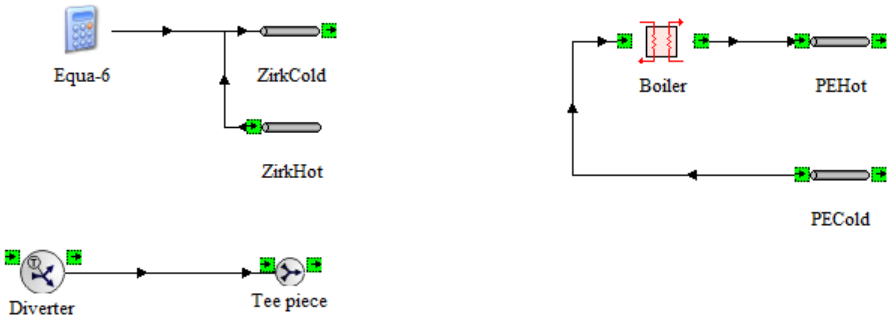

Bild 61: Abbildung der Trinkwassererwärmung (links) und des Kesselkreises (rechts) in TRNSYS

B Deckfile (Auswahl)

B.1 Einstellungen

```
VERSION 17
********************************************************************************
*** TRNSYS input file (deck) generated by TrnsysStudio
***
********************************************************************************

********************************************************************************
*** Units
********************************************************************************

********************************************************************************
*** Control cards
********************************************************************************
* START, STOP and STEP
CONSTANTS 3
START=0
STOP=8760
STEP=0.004166667
SIMULATION   START   STOP   STEP      ! Start time / End time / Time step
TOLERANCES 0.001 0.001                 ! Integration / Convergence
LIMITS 3000 10000000 30                ! Max iterations / Max warnings / Trace limit
DFQ 1                                  ! TRNSYS numerical integration solver method
WIDTH 80                               ! TRNSYS output file width, number of characters
LIST                                   ! NOLIST statement
                                       ! MAP statement
SOLVER 0 1 1                           ! Solver statement / Minimum relaxation factor / Maximum relaxation factor
NAN_CHECK 0                            ! Nan DEBUG statement
OVERWRITE_CHECK 0                      ! Overwrite DEBUG statement
TIME_REPORT 0                          ! disable time report
EQSOLVER 0                             ! EQUATION SOLVER statement
```

B.2 Wärmespeicher (Type 340)

```
UNIT 13 TYPE 340 BufferStorage
*$UNIT_NAME BufferStorage
*$MODEL .\Additional Types\Type 340\type340.tmf
*$POSITION 895 433
*$LAYER Main #
PARAMETERS 126
1.98      ! 1 storage height
0.83      ! 2 storage volume
4.18      ! 3 specific  heat capacity of the fluid in the store
992.42    ! 4 density of the fluid in the store
4.49      ! 5 effective vertical  thermal conductivity in the store
0         ! 6 not used
50        ! 7 initial temperature of the whole store
7.5       ! 8 heat loss capacity rate through bottom of the store
7.5       ! 9 heat loss capacity rate through the top of the store
0.25      ! 10 dz1 if dz1>0: relative length if the first zone with (UA)s,a1 il dzl<0 and (P8,9,12,..16)=0 : (UA)s,al is used for the
whole store
7.5       ! 11 (UA)s,a1  heat loss capacity rate of the store through the first zone (dz1) of the store mantle
0.25      ! 12 dz2 relative  length of second zone with (UA)s,a2
7.5       ! 13 (UA)s,a2  heat loss capacity rate of the store through the first zone (dz2) of the store mantle
0.25      ! 14 dz3 relative  length of second zone with (UA)s,a3
7.5       ! 15 (UA)s,a3  heat loss capacity rate of the store through the first zone (dz3) of the store mantle
7.5       ! 16 (UA)s,a4  heat loss capacity rate from tore through the zone of the store-mantle with the relative length dz4=1-dz1-
dz2-dz3
0.8       ! 17 rel. height of inlet position from double port -1
0.45      ! 18 rel. height of outlet position from double port-1
0         ! 19 additional parameter of double port (not used)-1
1         ! 20 csd =1  for stratified charging with double port-1
0.45      ! 21 rel. height of inlet position from double port -2
0.85      ! 22 rel. height of outlet position from double port-2
```

```
 31  0       ! 23 additional parameter of double port (not used)-2
 32  1       ! 24 csd =1  for stratified charging with double port-2
 33  0.8     ! 25 rel. height of inlet position from double port -3
 34  0.1     ! 26 rel. height of outlet position from double port-3
 35  0       ! 27 additional parameter of double port (not used)-3
 36  1       ! 28 csd =1  for stratified charging with double port-3
 37  0.5     ! 29 rel. height of inlet position from double port -4
 38  0.9     ! 30 rel. height of outlet position from double port-4
 39  0       ! 31 additional parameter of double port (not used)-4
 40  1       ! 32 csd =1  for stratified charging with double port-4
 41  .
 42  .
 43  .
 44  0.84    ! 57 rel. position of temperature sensor-1 0.85
 45  0.52    ! 58 rel. position of temperature sensor-2 0.54
 46  0.2     ! 59 rel. position of temperature sensor-3 (s1)
 47  0.35    ! 60 rel. position of temperature sensor-4 (s2)
 48  0.86    ! 61 rel. position of temperature sensor-5 (s3)
 49  0       ! 62 HMOD auxiliary heater mode 0„,none (the P38-P43 not used)   1„,Paux variable  2„,Paux  constant
 50  0       ! 63 HTOP heater install mode if =1 the auxiliary heater is installed from the top, else installed from the side
 51  0       ! 64 abs. length of auxiliary heater (only if HTOP=1)
 52  0.5     ! 65 rel. position where aux. heater is installed (Only if HTOP not equal 1)
 53  0.6     ! 66 rel. position of temperature controller for aux. heater
 54  0       ! 67 set temperature of the controller for aux. heater(only if HMOD=2)
 55  2       ! 68 dead band temperature difference of the controller (only if HMOD=2)
 56  0.35    ! 69 rel. inlet position of the heat exchanger(0...1)-1
 57  0.1     ! 70 rel. outlet position of the heat exchanger(0...1)-1
 58  0.015   ! 71 volume of heat exchanger-1
 59  3.9     ! 72 spec. heat capacity of the fluid in the heat exchanger-1
 60  1028    ! 73 density of the fluid in the heatexchanger-1
 61  1000    ! 74 (UA)h,s  heat transfer capacity rate from the heat exchange to the store-1
 62  0       ! 75 1. parameter for the calculation of (UA)h,s-1
 63  0       ! 76 2. parameter for the calculation of (UA)h,s-1
 64  0       ! 77 3. parameter for the calculation of (UA)h,s-1
 65  0       ! 78 (UA)hl,a heat loss capacity rate from the heat exchanger to ambient-1
 66  0.5     ! 79 sch1 stratified charging with heat exchanger if sch1=1 sch1=2-1
 67  0       ! 80 factor of secondary mass flow rate (only if sch1=2)-1
 68  1       ! 81 factor for temperature dependency of (UA)h,s-1
 69  0.2     ! 82 rel. inlet position of the heat exchanger(0...1)-2
 70  0.9     ! 83 rel. outlet position of the heat exchanger(0...1)-2
 71  0.135   ! 84 volume of heat exchanger-2
 72  4.18    ! 85 spec. heat capacity of the fluid in the heat exchanger-2
 73  992.42  ! 86 density of the fluid in the heatexchanger-2
 74  50000   ! 87 (UA)h,s  heat transfer capacity rate from the heat exchange to the store-2
 75  0       ! 88 1. parameter for the calculation of (UA)h,s-2
 76  0       ! 89 2. parameter for the calculation of (UA)h,s-2
 77  0       ! 90 3. parameter for the calculation of (UA)h,s-2
 78  0       ! 91 (UA)hl,a heat loss capacity rate from the heat exchanger to ambient-2
 79  1       ! 92 sch1 stratified charging with heat exchanger if sch1=1 sch1=2-2
 80  0       ! 93 factor of secondary mass flow rate (only if sch1=2)-2
 81  0.01    ! 94 factor for temperature dependency of (UA)h,s-2
 82  -1      ! 95 rel. inlet position of the heat exchanger(0...1)-3
 83  -1      ! 96 rel. outlet position of the heat exchanger(0...1)-3
 84  0.005   ! 97 volume of heat exchanger-3
 85  4.18    ! 98 spec. heat capacity of the fluid in the heat exchanger-3
 86  992.42  ! 99 density of the fluid in the heatexchanger-3
 87  0       ! 100 (UA)h,s  heat transfer capacity rate from the heat exchange to the store-3
 88  0       ! 101 1. parameter for the calculation of (UA)h,s-3
 89  0       ! 102 2. parameter for the calculation of (UA)h,s-3
 90  0.6     ! 103 3. parameter for the calculation of (UA)h,s-3
 91  1       ! 104 (UA)hl,a heat loss capacity rate from the heat exchanger to ambient-3
 92  0       ! 105 sch1 stratified charging with heat exchanger if sch1=1 sch1=2-3
 93  0       ! 106 factor of secondary mass flow rate (only if sch1=2)-3
 94  1       ! 107 factor for temperature dependency of (UA)h,s-3
 95  -1      ! 108 rel. inlet position of the heat exchanger(0...1)-4
 96  -1      ! 109 rel. outlet position of the heat exchanger(0...1)-4
 97  0.005   ! 110 volume of heat exchanger-4
 98  4.18    ! 111 spec. heat capacity of the fluid in the heat exchanger-4
 99  992.42  ! 112 density of the fluid in the heatexchanger-4
100  0       ! 113 (UA)h,s  heat transfer capacity rate from the heat exchange to the store-4
```

```
0          ! 114 1. parameter for the calculation of (UA)h,s-4
0          ! 115 2. parameter for the calculation of (UA)h,s-4
0.6        ! 116 3. parameter for the calculation of (UA)h,s-4
0          ! 117 (UA)hl,a heat loss capacity rate from the heat exchanger to ambient-4
0          ! 118 sch1 stratified charging with heat exchanger if sch1=1 sch1=2-4
0          ! 119 factor of secondary mass flow rate (only if sch1=2)-4
1          ! 120 factor for temperature dependency of (UA)h,s-4
0.001      ! 121 accuracy for calculating the temperatures
10         ! 122 accuracy of temperature-dependence of (UA)*hx,s
50         ! 123 precision of the mixing process in the store
0          ! 124 flag, if the temperature-dependence timestep control is used (1=yes)
100        ! 125 number of nodes for the store (Nmax<200)
0          ! 126 emulation of former versions (number of version) latest:  'ver=0' or 'ver=-7', fitting mode if 'ver' is negative
INPUTS 30
68,1       ! Type11f:Temperature at outlet 1 ->inlet temperature of double port-1
68,2       ! Type11f:Flow rate at outlet 1 ->fluid flow rate of double port-1
34,1       ! HZCold:Outlet temperature ->inlet temperature of double port-2
34,2       ! HZCold:Outlet flow rate ->fluid flow rate of double port-2
68,3       ! Type11f:Temperature at outlet 2 ->inlet temperature of double port-3
68,4       ! Type11f:Flow rate at outlet 2 ->fluid flow rate of double port-3
92,1       ! ZirkCold:Outlet temperature ->inlet temperature of double port-4
92,2       ! ZirkCold:Outlet flow rate ->fluid flow rate of double port-4
.
.
.
79,1       ! Hot_in:Outlet temperature ->inlet temperature of heat exchanger-1
79,2       ! Hot_in:Outlet flow rate ->fluid flow rate of heat exchanger-1
54,1       ! Diverter:Temperature at outlet 1 ->inlet temperature of heat exchanger-2
54,2       ! Diverter:Flowrate at outlet 1 ->fluid flow rate of heat exchanger-2
0,0        ! [unconnected] inlet temperature of heat exchanger-3
0,0        ! [unconnected] fluid flow rate of heat exchanger-3
0,0        ! [unconnected] inlet temperature of heat exchanger-4
0,0        ! [unconnected] fluid flow rate of heat exchanger-4
45,24      ! Lastprofil:TI_Heizraum ->ambient temperature
0,0        ! [unconnected] auxiliary heater input
*** INITIAL INPUT VALUES
20 0 20 0 20 0 20 0 20 0 20 0 20 0 20 0 20 0 20 0 20 0 20 0 24 0
```

B.3 Pelletkessel (Type 212)

```
* Model "Boiler" (Type 212)

UNIT 39 TYPE 212 Boiler
*$UNIT_NAME Boiler
*$MODEL .\DBFZ\Type212v010.tmf
*$POSITION 499 372
*$LAYER Main #
PARAMETERS 50
0.514          ! 1 fc
0.0619         ! 2 fh
0.0015         ! 3 fn
0.0034         ! 4 fash
0.0943         ! 5 fmoist
18380          ! 6 lhv
3              ! 7 Bmod
0.083333       ! 8 k
4.19           ! 9 cpliq
65             ! 10 mcpm1
35             ! 11 mcpm2
375            ! 12 mcpm3
60000          ! 13 Pmax
20000          ! 14 Pmin
40000          ! 15 Pcmbsta
1800           ! 16 Pelsta
400            ! 17 Pe0 450
800            ! 18 Pe1 850
0              ! 19 unused
0              ! 20 unused
0              ! 21 unused
```

```
15          ! 22 mfgfanstp
5           ! 23 mfg50
45          ! 24 uagm10
190         ! 25 uagm11
300         ! 26 uagm20
500         ! 27 uagm21
15          ! 28 uama10
15          ! 29 uama30
3000        ! 30 uamm130
5700        ! 31 uamm131
40          ! 32 uamm230
150         ! 33 uamm231
0.95        ! 34 tkf
10          ! 35 c
0.329       ! 36 DCO0
0.065       ! 37 DCO1
3.2         ! 38 mCOsta
1.3         ! 39 mCOstp
0           ! 40 unused
15          ! 41 mfastp
200         ! 42 Pelstp
0           ! 43 unused
0           ! 44 unused
0           ! 45 unused
10          ! 46 UWRegOff
INPUTS 30
53,3        ! Type217:BoilSignal ->onoff
0,0         ! [unconnected] lbd0
0,0         ! [unconnected] lbd1
0,0         ! [unconnected] mff
0,0         ! [unconnected] mfa
0,0         ! [unconnected] Pel
37,1        ! PECold:Outlet temperature ->Tlqi
61,1        ! Type84-3:Moving average for mdboil ->mflq
0,0         ! [unconnected] Tstart
0,0         ! [unconnected] Tstop
65,1        ! Type218:TBoilSet ->Tset
45,24       ! Lastprofil:TI_Heizraum ->Troom
45,24       ! Lastprofil:TI_Heizraum ->Tout
45,24       ! Lastprofil:TI_Heizraum ->Tair
0,0         ! [unconnected] Rh
0,0         ! [unconnected] KTIst
gboil       ! PreProc:gboil ->gext
66,1        ! kext:Moving average for kext ->unused
FAUWTempOn  ! PreProc:FAUWTempOn ->FA.UW.Temp.On
66,2        ! kext:Moving average for Tlqo ->KTIstprext
0,0         ! [unconnected] dtsta1
53,10       ! Type217:dtsta2 ->dtsta2
53,11       ! Type217:dtsta3 ->dtsta3
53,12       ! Type217:dtsta4 ->dtsta4
0,0         ! [unconnected] dtsta5
65,5        ! Type218:dtfstp ->dtfstp
53,15       ! Type217:mffsta ->mffsta
53,16       ! Type217:mfasta ->mfasta
65,3        ! Type218:UWRegOn ->UWRegOn
65,4        ! Type218:FAUWTempOff ->FAUWTempOff
*** INITIAL INPUT VALUES
0 2.6 1.8 0 0 0 0 0 60 95 70 24 24 24 0.4 25 0.3 0 60 0 0.004167 0.15 0.083333 0.083333 0.05 0.25 9.6 80 10 60
```

B.4 Heizungsregler (Type 279)

```
* Model "Type279" (Type 279)

UNIT 33 TYPE 279 Type279
*$UNIT_NAME Type279
*$MODEL .\DBFZ\Type279.tmf
*$POSITION 486 269
*$LAYER Main #
PARAMETERS 20
```

```
 9  40              ! 1 HK0base
10  1.2             ! 2 HK0slope
11  70              ! 3 HK0max
12  25              ! 4 HK0min
13  18              ! 5 HK0limit
14  1.333333        ! 6 HK0ZVE
15  5               ! 7 HK0lower
16  24              ! 8 HK1base
17  0.6             ! 9 HK1slope
18  55              ! 10 HK1max
19  20              ! 11 HK1min
20  20              ! 12 HK1limit
21  2               ! 13 HK1ZVE
22  5               ! 14 HK1lower
23  50              ! 15 TWWSet
24  65              ! 16 LESet
25  INPUTS 12
26  45,25           ! Lastprofil:AT ->Tamb
27  13,46           ! BufferStorage:TPO ->TPOIst
28  TPM             ! Equa-2:TPM ->TPMIst
29  13,50           ! BufferStorage:temperature at sensor-5 ->TWWIst
30  45,26           ! Lastprofil:wday ->wday
31  45,27           ! Lastprofil:dhour ->dhour
32  0,0             ! [unconnected] minute
33  0,0             ! [unconnected] dhwtime
34  65,6            ! Type218:TPOHys ->TPOHys
35  65,7            ! Type218:TPMHys ->TPMHys
36  0,0             ! [unconnected] unused
37  0,0             ! [unconnected] unused
38  *** INITIAL INPUT VALUES
39  0 55 55 55 5 0 0 1 0 0 0 0
```

B.5 Leitrechner (Type 217)

```
 1  * Model "Type217" (Type 217)
 2
 3  UNIT 53 TYPE 217 Type217
 4  *$UNIT_NAME Type217
 5  *$MODEL .\DBFZ\Type217.tmf
 6  *$POSITION 623 249
 7  *$LAYER Main #
 8  PARAMETERS 29
 9  70              ! 1 upper limit of boil water setpoint temperature
10  55              ! 2 lower limit of boil water setpoint temperature
11  0               ! 3 TBoilHys
12  60              ! 4 TPumpOn
13  0               ! 5 TPumpHys
14  5               ! 6 TPumpReg
15  0               ! 7 help
16  100             ! 8 maximum rotational speed of the boiler water pump (%)
17  15              ! 9 minimum rotational speed of the boiler water pump (%)
18  0.25            ! 10 BoilRunMin
19  1               ! 11 OptMode
20  0.25            ! 12 BoilIdleMin
21  60              ! 13 ForecastPeriod
22  0.008333        ! 14 dtsta1_long
23  0.158333        ! 15 dtsta2_long
24  0.075           ! 16 dtsta3_long
25  0.083333        ! 17 dtsta4_long
26  0.016667        ! 18 dtsta5_long
27  0.25            ! 19 dtfstp_long
28  3.5             ! 20 mffsta_long
29  40              ! 21 mfasta_long
30  0.004167        ! 22 dtsta1_short
31  0.008333        ! 23 dtsta2_short
32  0.008333        ! 24 dtsta3_short
33  0.083333        ! 25 dtsta4_short
34  0.016667        ! 26 dtsta5_short
35  0.25            ! 27 dtfstp_short
```

```
1.5             ! 28 mffsta_short
15              ! 29 mfasta_short
INPUTS 16
37,1            ! PECold:Outlet temperature ->Tlqi
39,7            ! Boiler:Tlqo ->Tlqo
33,1            ! Type279:TPOSet ->TPOSet
39,30           ! Boiler:gpump ->gPumpIn
39,28           ! Boiler:opph ->OPPH
33,12           ! Type279:onoff ->onoff
78,9            ! Prognose:Pth_HZ+60 ->QHZ
78,21           ! Prognose:Pth_WW+60 ->QWW
78,5            ! Prognose:Pth_solar+60 ->QSK
Po_PU2 ! Equa-5:Po_PU2 ->QPU
78,23           ! Prognose:TimeLeft ->TimeLeft
33,11           ! Type279:SysState ->SysState
33,6            ! Type279:HeatReq ->HeatReq
65,1            ! Type218:TBoilSet ->TBoilSetExt
67,9            ! Type93-2:Inp-Step-9 ->BoilerIdleTime
39,52           ! Boiler:Testvalue ->RandomNumber
*** INITIAL INPUT VALUES
20 20 20 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 70 0 0
```

C Quelltext Type 212 (Auswahl)

```
!-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------
!Perform All of the Calculations Here to Set the Outputs from the Model Based on the Inputs

istart = 0
istop  = 0

!saturation vapour pressure at combustion air temperature, (-50<Tair<50)°C, reference (D)
svp = 0.0003*Tair**3 + 0.0223*Tair**2 + 0.4052*Tair + 3.7881

!convert RH of comb. air into water content comb. air (kg water per kg dry air), reference (D)
amoist= 0.622*RH*svp/(1013-(RH*svp))

!residence time of the firebed at a given temperature Tg1pr in h
k1 = (5.24874+(61.63022-5.24874)/(1+EXP((Tg1pr-93.5845)/18.53178)))/60
  If (k1 > 1) Then
    k1 = 1
  Elseif (k1 < k) Then
    k1 = k
  Else
    k1 = k1
  Endif
```

```
                                        !Boiler operation mode 0 (Parameter setting)
if (Bmod == 0) Then
  !boiler manual mode ==> mff, mfa and Pel are input values
  mff    = getInputValue(4)                    !Fuel mass flow (OM2)
  mfa    = getInputValue(5)                    !Combustion air mass flow (OM2)
  Pel    = getInputValue(6)                    !Electrical power supplied to boiler (OM2)
  dtsta1 = getInputValue(21)                   !duration of pre-heating phase (h)
  dtsta2 = getInputValue(22)                   !duration of ignition phase (h)
  dtsta3 = getInputValue(23)                   !duration of stabilization phase (h)
  dtsta4 = getInputValue(24)                   !duration of modulation phase with boiler operating at Pmax (h)
  dtsta5 = getInputValue(25)                   !time during modulation phase between power change (h)
  dtfstp = getInputValue(26)                   !duration of burn-off phase with fan on (h)
  mffsta = getInputValue(27)                   !fuel mass flow during ignition (kg/h)
  mfasta = getInputValue(28)                   !mass flow of air during pre-heating, ignition and stabilization
(kg/h)

  Opph = -1
  mfuel = mff
  mgb = mgbpr+(mff-mgbpr/k)*TimeStep
  mff = mgb/k
  Pcmb = mff*Hf

  if ((Pcmbpr == 0).and.(Pcmb > 0)) Then
    istart = 1
  Elseif ((Pcmbpr > 0).and.(Pcmb <= 0)) Then
    istop = 1
  Else
    istart = 0
    istop = 0
  Endif
```

```
Else                                    !Boiler operation mode 1
  onoff  = getInputValue(1)                    !External boiler release (OM1)
  lbd0   = getInputValue(2)                    !Air factor lambda at minimum power (OM1)
  lbd1   = getInputValue(3)                    !Air factor lambda at maximum power (OM1)
  mffsta2 = mffsta

  !Determination of the operation phases
  if ((opphpr == 0).and.(onoff > 0)) Then
    !OM was off and current ON signal
```

```
    !switch to pre-heating
    opphpr1 = 1
    opphtest = 1
    OPPH = 1
    if (TM3pr > 60) Then
      !very hot start, go directly to the modulation phase
      dtsta1 = 0                          !duration of pre-heating phase (h)
      dtsta2 = getInputValue(22)          !duration of ignition phase (h)
      dtsta3 = getInputValue(23)          !duration of stabilization phase (h)
      dtsta4 = getInputValue(24)          !duration of modulation phase with boiler operating at Pmax (h)
      dtsta5 = getInputValue(25)          !time during modulation phase between power change (h)
      dtfstp = getInputValue(26)          !duration of burn-off phase with fan on (h)
      mffsta = getInputValue(27)          !fuel mass flow during ignition (kg/h)
      mfasta = getInputValue(28)          !mass flow of air during pre-heating, ignition and stabilization
(kg/h)
    Else
      !normal start
      !dtsta1 = getInputValue(21)         !duration of pre-heating phase (h)
      dtsta2 = getInputValue(22)          !duration of ignition phase (h)
      dtsta3 = getInputValue(23)          !duration of stabilization phase (h)
      dtsta4 = getInputValue(24)          !duration of modulation phase with boiler operating at Pmax (h)
      dtsta5 = getInputValue(25)          !time during modulation phase between power change (h)
      dtfstp = getInputValue(26)          !duration of burn-off phase with fan on (h)
      mffsta = getInputValue(27)          !fuel mass flow during ignition (kg/h)
      mfasta = getInputValue(28)          !mass flow of air during pre-heating, ignition and stabilization
(kg/h)
    Endif

  Else
    !boiler stays off
    opphtest = 5
    Opph = 0
  Endif

  if (opphpr == 1) Then                   !OM was pre-heating
    if ((onoff > 0).and.(tsta1 <= time)) Then   !current ON signal and pre-heating time over
      Opph = 2                            !switch to ignition
    Elseif ((onoff > 0).and.(tsta1 > time)) Then   !current ON signal and pre-heating time not over
      Opph = 1                            !stay at pre-heating
    Else
      Opph = 5                            !switch boiler OFF
    Endif
  Endif

  if (opphpr == 2) Then                   !OM was ignition
    if ((onoff > 0).and.(tsta2 <= time)) Then   !current ON signal and ignition time over
      Opph = 3                            !switch to stabilization
    Elseif ((onoff > 0).and.(tsta2 > time)) Then   !current ON signal and ignition time not over
      Opph = 2                            !stay at ignition
    Else
      Opph = 5                            !switch boiler OFF
    Endif
  Endif

  if (opphpr == 3) Then                   !OM was stabilization
    if ((onoff > 0).and.(tsta3 <= time)) Then   !current ON signal and stabilization time over
      Opph = 4                            !switch to modulation
      gpr = 1                             !set initial modulation load to 100%
    Elseif ((onoff > 0).and.(tsta3 > time)) Then   !current ON signal and stabilization time not over
      Opph = 3                            !stay at stabilization
    Else
      Opph = 5                            !switch boiler off
    Endif
  Endif
```

```
if (opphpr == 4) Then                                   !OM was modulation
   if ((onoff > 0).and.(Tm3pr < Tstop).and.(tstp > time)) Then      !current ON signal and other required conditions
      Opph = 4                                          !stay at modulation
   Elseif ((onoff == 0).or.(Tm3pr >= Tstop).or.((tstp <= time).and.(time < tfanstp))) Then
      Opph = 5                                          !switch to afterglow with fan
   Endif
Endif

if (opphpr == 5) Then                                   !OM was afterglow with fan
   if ((time < tfanstp)) Then
      Opph = 5                                          !stay at afterglow with fan
   Else
      Opph = 6                                          !switch to afterglow w/o fan
   Endif
Endif

if (opphpr == 6) Then                                   !OM was afterglow w/o fan
   if ((time < tfanout)) Then
      Opph = 6                                          !stay at afterglow w/o fan
   Else
      Opph = 0                                          !switch to off

   Endif
Endif
```

```
                                                        !Calculation of required time parameter
if ((opphpr < 1).and.(Opph==1)) Then
   !Boiler started during the current timestep
   istart = 1
    tsta0 = time                                        !starttime for opph=1 --> pre-heating
    tsta1 = tsta0 + dtsta1                              !starttime for opph=2 --> ignition
   tsta2 = tsta1 + dtsta2                               !starttime for opph=3 --> stabilization
   tsta3 = tsta2 + dtsta3                               !starttime for opph=4 --> modulation
   tsta4 = tsta3 + dtsta4                               !time for the first power modulation (5 minutes)
   tsta5 = tsta4 + dtsta5                               !time for the second power modulation (1 minute)
   tstp = time + 999999
    tfanstp= time + 999999
Elseif ((opphpr < 5).and.(Opph==5)) Then
   !Boiler stopped during the current timestep
   istop = 1
    tsta0 = 0
    tsta1 = 0
    tsta2 = 0
    tsta3 = 0
   tsta4 = 0
   tsta5 = 0
    tstp = time
    tfanstp = time + dtfstp
   tfanout = time + dtfstp + dtfout
    Pcmbstp = Pavgmpr
   Testvalue = Testroutine()
   opphpr2 = 0
   opphpr1 = 0
   dtsta1 = getInputValue(21)
Endif
```

```
                                                        !Calculation of the combustion parameter
if (Opph==0) Then                                       !boiler standby
   loadstate = 0
   k0 = kext
   Pcmb = 0
   mgb = mgbpr
   mfuel = 0
      mff = 0
      Pcmb = 0
```

```
    mfa = mfastp
    Pel = Pelstp
    !g = Pcmb/Pmax
    g = 0

  Elseif (Opph==1) Then                !pre-heating --> electrical ignition on, fan 100%, no fuel input, no combustion,
                                                                no mass losses
    k0 = kext
    Pcmb = 0
    mgb = mgbpr
    mfuel = 0
    mff = 0
      Pcmb= 0
    mfa = mfasta
      Pel = Pelsta
    g = 0

  Elseif (Opph==2) Then                !ignition --> electrical ignition on, fan 100%, fuel input, combustion, mass
losses
    k0 = kext
    Pcmb = 0
    mgb = mgbpr+(mffsta2-mgbpr/k0)*Timestep
      mfuel = mffsta2
    mff=mgb/k0
      Pcmb=mff*Hf
    mfa = mfasta
      Pel = Pelsta
    g = 0

  Elseif (Opph==3) Then                !stabilization --> no electrical ignition, fan 50%, no fuel input, combustion,
mass losses
    k0 = kext
    k3 = kext
    Pcmb = 0
    mgb = mgbpr-mgbpr/k3*Timestep
    mfuel = 0
      mff = mgb/k3
      Pcmb= mff*Hf
    g = Limit(Pcmb/Pmax,Pmin/Pmax,Pmax/Pmax)
    mfa = 0.5*mfasta
      Pel = Pe0 + g*(Pe1-Pe0)

  Elseif (Opph==4) Then                !MODULATION
    k0 = kext
    if (Bmod == 1) Then                        !INTERNAL CONTROL MODE → not used anymore

    Elseif (Bmod == 2) Then                    !FORMER CONTROL MODE from Type 211
      tsta6 = tsta5 + dtsta5
      if (time < tsta4) Then
        !no power modulation allowd
        g = 1
        loadstate = 21
      Else
        !power modulation allowed
        g = gpr+(mcpm3*c*(Tset-Tlqopr)/Pmax)
        loadstate = 22
      Endif

    Elseif (Bmod == 3) Then                    !EXTERNAL CONTROL MODE
      tsta6 = tsta5 + dtsta5
      if (time < tsta4) Then
        !no power modulation allowd
        g = 1
        !g = gext/100
        loadstate = 31
```

```
        Else
          !power modulation allowed
          g = gext/100
          loadstate = 32
        Endif
      EndIf

      Pcmb = Pmax*g
      mfuel = Pcmb/Hf
      mgb = mgbpr+(Pcmb/Hf-mgbpr/kext)*TimeStep
      mff = mgb/kext
        Pcmb = mff*Hf
        mfa = mff*Af*(lbd0+(lbd1-lbd0)*Pcmb/Pmax)
        Pel = Pe0 + g*(Pe1-Pe0)

    Elseif (Opph==5) Then                    !afterglow with fan
      tsta6 = 0
      Pcmb=0
      mgb=mgbpr-mgbpr/kext*TimeStep
      mfuel = 0
        mff=mgb/kext
        Pcmb=mff*Hf
        mfa = mfgfanstp
        Pel = Pe0 + (Pe1-Pe0)*mfgfanstp/((Pmax/Hf)*Af*(lbd1))
        g = Limit(Pcmb/Pmax,Pmin/Pmax,Pmax/Pmax)
      !loadstate = 0

    Elseif (Opph==6) Then                    !afterglow w/o fan
      Pcmb=0
      mgb=mgbpr-mgbpr/kext*TimeStep
      mfuel = 0
        mff=mgb/kext
        Pcmb=mff*Hf
        mfa = mfastp
      Pel = Pelstp
      g = Limit(Pcmb/Pmax,Pmin/Pmax,Pmax/Pmax)
```

```
      if (Pcmb < 0.001*Pmax) Then
        Opph = 0
        mff = 0
        mfa = 0
        Pcmb = 0
        Pel = Pelstp
        g = 0
      Endif
    Endif
  Endif
```

```
                                         !Thermodynamics of of the boilers thermal masses for all operation modes
                                                  (Bmod 1 or 2)
  if (Pcmb/Pmax <= 0.1) Then
    Pcmb = 0
    mff = 0
    gtmp = 0
  Elseif (Pcmb > Pmax) Then
    Pcmb = Pmax
    gtmp = 1
  Else
    gtmp = Pcmb / Pmax
  Endif

  if ((mff > 0).and.( mfa > 0 )) Then
    lbd = mfa / ( mff*Af )
  Endif
```

```
if (lbd < lbd1) Then
   lbd = lbd1
Elseif (lbd > lbd0) Then
   lbd = lbd0
Else
   lbd = lbd
Endif


mfg = mff + mfa

UAgm1 = UAgm10 + gtmp*(UAgm11-UAgm10)
UAgm2 = UAgm20 + gtmp*(UAgm21-UAgm20)
UAma1 = UAma10
UAma3 = UAma30
UAmm13 = UAmm130 + gtmp*(UAmm131 -UAmm130)
UAmm23 = UAmm230 + gtmp*(UAmm231 -UAmm230)

!Isobaric specific heat capacities of content gases, (300<T<3000)K, reference (C)
no2stoic  = fc/12.01115+fh/(2*2.016)-fo/31.999
nairstoic = no2stoic*4.773

nh2o  = (amoist*28.964*nairstoic/18.016) + (fh/2.016) + ((lbd-1)*nairstoic*28.964*amoist/18.016) + ((fmoist/(1-
fmoist))/18.016)
no2  = (lbd-1)*nairstoic*0.2095
nar  = (no2stoic*0.0444) + ((lbd-1)*nairstoic*0.0093)
nn2  = (fn/28.013) + (3.7274*no2stoic) + ((lbd-1)*nairstoic*0.7809)
nco2 = (fc/12.01115) + (0.0014*no2stoic) + ((lbd-1)*nairstoic*0.0003)

thfg   = nh2o+no2+nar+nn2+nco2
mch2o  = nh2o/thfg*18.016
mcco2  = nco2/thfg*44.011
mcn2   = nn2/thfg*28.013
mcar   = nar/thfg*39.948
mco2   = no2/thfg*31.999
tmc    = mch2o+mcco2+mcn2+mcar+mco2
mchgo2  = mco2/tmc
mchgar  = mcar/tmc
mchgn2  = mcn2/tmc
mchgco2 = mcco2/tmc
mchgh2o = mch2o/tmc
```

```
                                    !Determination of the convergence of the temperatures
E = 100
100 if (E > 0.01) Then                    !100 if (E > 0.0001) Then
    Tm1a = (Tm1pr + Tm1) / 2
    Tm2a = (Tm2pr + Tm2) / 2
    Tm3a = (Tm3pr + Tm3) / 2

    if ((Opph == 0).or.(Opph==1)) Then !heat capacity of air used
       Cpg0 = 0.0000003744*(Tg1)**2+0.00002764*Tg1+1.0039
       Cpg1 = 0.0000003744*(Tg1)**2+0.00002764*Tg1+1.0039
       Cpg2 = 0.0000003744*(Tg1)**2+0.00002764*Tg1+1.0039
    Else !heat capacity of flue gas used
       Cpg0  = (-0.0000001212*(Tg0+273.15)**2 + 0.0008786387*(Tg0+273.15) + 1.5524376140)*mchgh2o +
(0.0000000001*(Tg0+273.15)**3 - 0.0000004239*(Tg0+273.15)**2 + 0.0009753108*(Tg0+273.15) +
0.6148233669)*mchgco2 + (-0.0000000476*(Tg0+273.15)**2 + 0.0002652540*(Tg0+273.15) + 0.9464563812)*mchgn2 +
0.521*mchgar + (0.000000000026*(Tg0+273.15)**3 - 0.0000001701*(Tg0+273.15)**2 + 0.0004284642*(Tg0+273.15) +
0.8001615782)*mchgo2
       Cpg1  = (-0.0000001212*(Tg1+273.15)**2 + 0.0008786387*(Tg1+273.15) + 1.5524376140)*mchgh2o +
(0.0000000001*(Tg1+273.15)**3 - 0.0000004239*(Tg1+273.15)**2 + 0.0009753108*(Tg1+273.15) +
0.6148233669)*mchgco2 + (-0.0000000476*(Tg1+273.15)**2 + 0.0002652540*(Tg1+273.15) + 0.9464563812)*mchgn2 +
0.521*mchgar + (0.000000000026*(Tg1+273.15)**3 - 0.0000001701*(Tg1+273.15)**2 + 0.0004284642*(Tg1+273.15) +
0.8001615782)*mchgo2
```

```
      Cpg2 = (-0.0000001212*(Tg2+273.15)**2 + 0.0008786387*(Tg2+273.15) + 1.5524376140)*mchgh2o +
(0.0000000001*(Tg2+273.15)**3 - 0.0000004239*(Tg2+273.15)**2 + 0.0009753108*(Tg2+273.15) +
0.6148233669)*mchgco2 + (-0.0000000476*(Tg2+273.15)**2 + 0.0002652540*(Tg2+273.15) + 0.9464563812)*mchgn2 +
0.521*mchgar + (0.000000000026*(Tg2+273.15)**3 - 0.0000001701*(Tg2+273.15)**2 + 0.0004284642*(Tg2+273.15) +
0.8001615782)*mchgo2
    Endif

    if (mfg > 0) Then
      Tg0 = Tair + (Pcmb + Pel )/(mfg*Cpg0)
    Else
      Tg0 = Tair
    Endif
    Tg1 = Tg0 + (Tm1-Tg0) * exp(-mfg *Cpg0 / UAgm1)
    Tg2 = Tg1 + (Tm2-Tg1) * exp(-mfg *Cpg1 / UAgm2)
      Tlqo=Tm3*tkf

    Pliq = Cpliq*mflq*(Tlqo-Tlqi)
    Pamb1 = UAma1 * (Tm1 - Troom)
    Pamb3 = UAma3 * (Tm3 - Troom)
    Pm1m3 = UAmm13 * (Tm1 - Tm3)
    Pm2m3 = UAmm23 * (Tm2 - Tm3)
    Pgm1 = Cpg0 *mfg *(Tg0 -Tg1)
    Pgm2 = Cpg1 *mfg *(Tg1 -Tg2)

    Tm1 = Tm1pr+TimeStep *(Pgm1-Pamb1-Pm1m3) / mcpm1
    Tm2 = Tm2pr+TimeStep *(Pgm2-Pm2m3) / mcpm2
    Tm3 = Tm3pr+TimeStep *(Pm1m3-Pliq-Pamb3+Pm2m3) / mcpm3

    E = abs(Tm1a-(Tm1pr+Tm1)/2) + abs(Tm2a-(Tm2pr+Tm2)/2) + abs(Tm3a-(Tm3pr+Tm3)/2)
    Goto 100
  Endif
```

```
Pg = mfg*Cpg2*(Tg2-Tair)

mf = mfuel*Timestep
mfcum = mfcumpr + mf
Nstacum = Nstacumpr + istart

if ((opph > 0).and.(opph < 5)) Then
  BR = 1
  tboilon = time - tsta0
  tboiloff = 0
Else
  BR = 0
  tboilon = 0
  tboiloff = time - tstp
Endif


BRcum = BRcumpr + BR
Nruncum = BRcum * Timestep
Qliqcum = Qliqcumpr + Pliq/3600 * Timestep
mfCO = (istart*mCOsta + istop*mCOstp )/TimeStep + Pcmb*(DCO0+g*(DCO1-DCO0))
```

D Prognose der Wettervorhersage

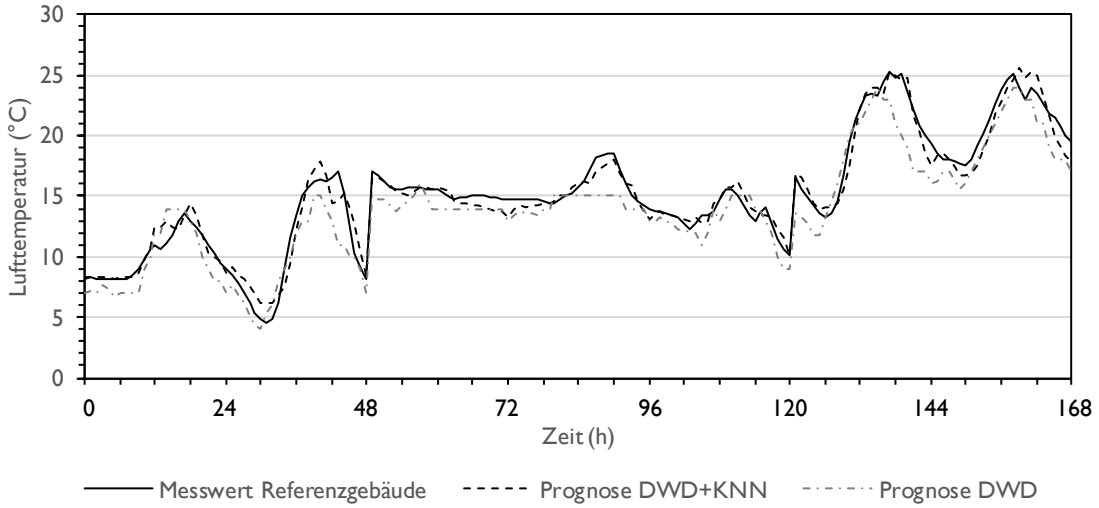

Bild 62: Verlauf der Außentemperatur für einen exemplarischen Zeitraum von sieben Tagen (Dargestellt sind die Messwerte vom Standort der Referenzanlage, die mittels KNN korrigierte Prognose des DWD sowie die ursprüngliche Prognose des DWD

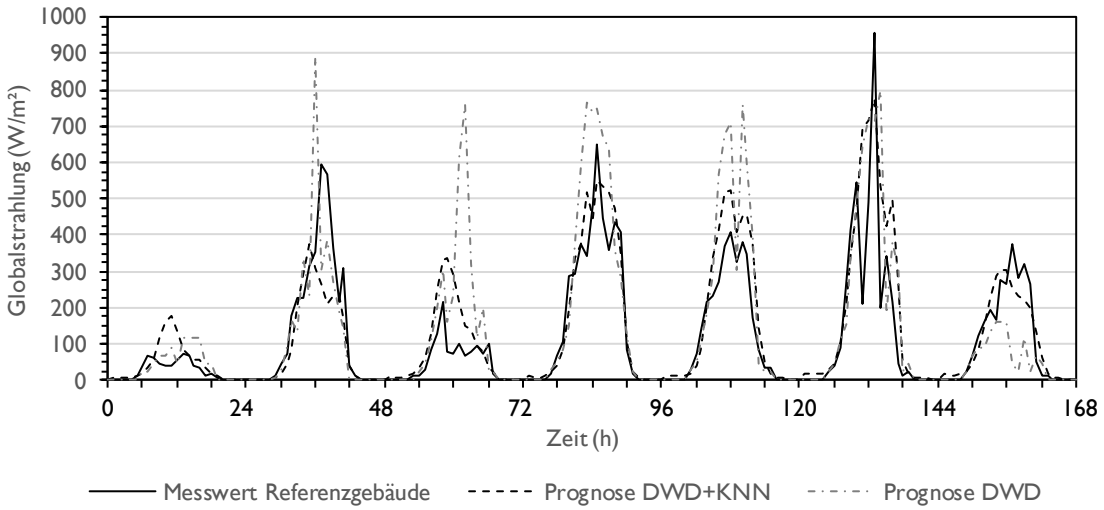

Bild 63: Verlauf der Globalstrahlung für einen exemplarischen Zeitraum von sieben Tagen (Dargestellt sind die Messwerte vom Standort der Referenzanlage, die mittels KNN korrigierte Prognose des DWD sowie die ursprüngliche Prognose des DWD

E Ergebnisse der Optimierungskonzepte für die Referenzwochen

Tab. 39: Simulationskennzahlen der abschließend verglichenen Optimierungskonzepte für den Wochentyp ÜXH

Variante	Kapitel	m_{BS} (kg)	N_{KS} (-)	$\bar{t}_{PK}$ (min)	β_{PK} (%)	ν_{PK} (%)	K_{ges} (€)
REF		67	20	63	68.7	67.5	23.2
V1-01	5.2.1	66	20	79	54.9	68.8	23.0
V1-02	5.2.1	64	19	110	40.9	70.1	22.6
V1-03	5.2.1	68	23	55	67.7	66.2	23.4
V2-02	5.2.2	63	17	81	60.6	70.3	22.0
V2-03	5.2.2	64	18	88	52.8	69.0	22.3
V2-04	5.2.2	63	17	81	60.7	70.3	22.0
V3-01	5.2.3	60	19	72	58.5	70.1	21.4

Tab. 40: Simulationskennzahlen der abschließend verglichenen Optimierungskonzepte für den Wochentyp ÜXB

Variante	Kapitel	m_{BS} (kg)	N_{KS} (-)	$\bar{t}_{PK}$ (min)	β_{PK} (%)	ν_{PK} (%)	K_{ges} (€)
REF		135	27	88	79.6	73.8	41.4
V1-01	5.2.1	126	32	90	62.6	75.5	39.4
V1-02	5.2.1	127	22	189	44.3	76.4	40.0
V1-03	5.2.1	132	30	78	79.1	73.5	40.9
V2-02	5.2.2	126	28	90	71.7	75.6	39.3
V2-03	5.2.2	126	27	109	61.7	75.6	39.3
V2-04	5.2.2	126	28	90	71.6	75.6	39.2
V3-01	5.2.3	121	25	122	58.3	77.2	38.0

Tab. 41: Simulationskennzahlen der abschließend verglichenen Optimierungskonzepte für den Wochentyp WXX

Variante	Kapitel	m_{BS} (kg)	N_{KS} (-)	$\bar{t}_{PK}$ (min)	β_{PK} (%)	ν_{PK} (%)	K_{ges} (€)
REF		262	53	88	83.0	77.9	76.5
V1-01	5.2.1	244	27	292	48.1	81.8	72.9
V1-02	5.2.1	246	18	452	46.7	81.3	73.2
V1-03	5.2.1	258	52	85	85.7	77.7	75.4
V2-02	5.2.2	240	28	268	49.8	82.1	71.6
V2-03	5.2.2	239	31	249	48.1	82.1	71.4
V2-04	5.2.2	238	28	267	49.7	82.2	71.1
V3-01	5.2.3	233	14	614	42.5	82.8	69.9

PUBLIKATIONEN

Bisher veröffentlichte Reports:

DBFZ Report Nr. 38 Hydrothermal processing of biogenic residues in Germany - A technology assessment considering development paths by 2030
DBFZ Report Nr. 37 Economic assessment of biogas plants as a flexibility option in future electricity systems
DBFZ Report Nr. 36 BioplanW: Systemlösungen Bioenergie im Wärmesektor im Kontext zukünftiger Entwicklungen
DBFZ Report Nr. 35 Leitfaden zur Substrat- und Effzienzbewertung an Biogasanlagen
DBFZ Report Nr. 34 Entwicklung einer Methode zur Verwendung der Daten des Schornsteinfegerhandwerks für die energiewirtschaftliche Berichterstattung - Dissertationsschrift
DBFZ Report No. 33 Recommendations for reliable methane emission rate quantification at biogas plants
DBFZ Report Nr. 32 Wärmenutzung von Biogasanlagen
DBFZ Report Nr. 31 Die Niedertemperatursynthese von Methan in Thermoöl-temperierten Plattenreaktoren – Dissertationsschrift –
DBFZ Report Nr. 30 Anlagenbestand Biogas und Biomethan – Biogaserzeugung und -nutzung in Deutschland
DBFZ Report Nr. 29 Effiziente Bioenergie für Regionen - Ergebnisse der technisch-ökonomischen Begleitforschung zur Fördermaßname Bioenergie-Regionen 2012-2015
DBFZ Report Nr. 28 Potenziale zur Steigerung der Leistungsfähigkeit von Biogasanlagen - Energetische Effizienz von Repoweringmaßnahmen
DBFZ Report Nr. 27 Neuartiger emissionsarmer Kaminofen (DBU-NEKO)
DBFZ Report Nr. 26 Bewertung technischer und wirtschaftlicher Entwickoungspotenziale künftiger und bestehender Biomasse-zu-Methan-Konversionsprozesse - Dissertationsschrift
DBFZ Report Nr. 25 Nachrüstlösung zum katalytischen Abbau von gasförmigen organischen Emissionen aus Kaminöfen
DBFZ Report Nr. 24 Biomasse zur Wärmeerzeugung– Methoden zur Quantifizierung des Brennstoffeinsatzes
DBFZ Report Nr. 23 Technisch-ökonomische Begleitforschung des Bundeswettbewerbes „Bioenergie-Regionen“
DBFZ Report Nr. 22 Die Biokraftstoffproduktion in Deutschland – Stand der Technik und Optimierungsansätze
DBFZ Report Nr. 21 Entwicklung der Förderung der Stromerzeugung aus Biomasse im Rahmen des EEG
DBFZ Report Nr. 20 KlimaCH4 – Klimaeffekte von Biomethan
DBFZ Report Nr. 19 Hy-NOW – Evaluierung der Verfahren und Technologien für die Bereitstellung von Wasserstoff auf Basis von Biomasse
DBFZ Report Nr. 18 Kleintechnische Biomassevergasung – Option für eine nachhaltige und dezentrale Energieversorgung
DBFZ Report Nr. 17 Grünlandenergie Havelland – Entwicklung von übertragbaren Konzepten zur naturverträglichen energetischen Nutzung von Gras und Schilf am Beispiel der Region Havelland
DBFZ Report Nr. 16 Algae biorefinery – material and energy use of algae
DBFZ Report Nr. 15 Politics and Economics of Ethanol and Biodiesel Production and Consumption in Brazil
DBFZ Report Nr. 14 Holzpelletbereitstellung für Kleinfeuerungsanlagen
DBFZ Report Nr. 13 Basisinformationen für eine nachhaltige Nutzung von landwirtschaftlichen Reststoffen zur Bioenergiebereitstellung
DBFZ Report Nr. 12 Monitoring zur Wirkung des Eneuerbare-Energien-Gesetz (EEG) auf die Entwicklung der Stromerzeugung aus Biomasse
DBFZ Report Nr. 11 Monitoring Biokraftstoffsektor
DBFZ Report Nr. 10 Ermittlung des Verbrauchs biogener Festbrennstoffe im Sektor Gewerbe, Handel, Dienstleistungen (GHD-Sektor) – Endbericht
DBFZ Report Nr. 9 Analyse und Bewertung ausgewählter zukünftiger Biokraftstoffoptionen auf der Basis fester Biomasse
DBFZ Report Nr. 8 – Kompakt – Sammelband
DBFZ Report Nr. 7 Final Report – Global and Regional Spatial Distribution of Biomass Potentials – Status quo and options for specication –
DBFZ Report Nr. 6 Katalytisch unterstützte Minderung von Emissionen aus Biomasse-Kleinfeuerungsanlagen
DBFZ Report Nr. 5 Optimierung und Bewertung von Anlagen zur Erzeugung von Methan, Strom und Wärme aus biogenen Festbrennstoffen
DBFZ Report Nr. 4 Identifzierung strategischer Hemmnisse und Entwicklung von Lösungsansätzen zur Reduzierung der Nutzungskonkurrenzen beim weiteren Ausbau der Biomassenutzung
DBFZ Report Nr. 3 Feinstaubminderung im Betrieb von Scheitholzkaminöfen unter Berücksichtigung der toxikologischen Relevanz
DBFZ Report Nr. 2 Methodische Vorgehensweise zur Standortidentifikation und Planung der Biomassebereitstellung für Konversionsanlagen am Beispiel von Bio-SNG-Produktionsanlagen
DBFZ Report Nr. 1 Bewertung und Minderung von Feinstaubemissionen aus häuslichen Holzfeuerungsanlagen

Weitere Informationen and Download:
www.dbfz.de/pressemediathek/publikationsreihen-des-dbfz/dbfz-reports/

DBFZ Deutsches Biomasseforschungszentrum
gemeinnützige GmbH
Torgauer Straße 116
04347 Leipzig
Phone: +49 (0)341 2434-112
Fax: +49 (0)341 2434-133
E-Mail: info@dbfz.de

www.dbfz.de