



Masterarbeit

**Technische und wirtschaftliche Bewertung von Maßnahmen zur
Steigerung des Jahresnutzungsgrades von Pelletfeuerungsanlagen
im kleinen Leistungsbereich**

Siegfried Scheibner, BSc

Zur Erlangung des akademischen Grades
Diplom-Ingenieur

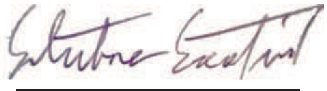
Technische Universität Graz
Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften

Betreuer: Prof. Univ.-Doz. Dipl.-Ing. Dr. Ingwald Obernberger
Institut für Prozess- und Partikeltechnik

Graz, 2013

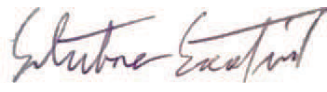
Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

<u>Graz</u>	<u>20.12.2013</u>	
Ort	Datum	Unterschrift

Statutory Declaration

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

<u>Graz</u>	<u>20.12.2013</u>	
Place	Date	Signature

Danksagung

Die Diplomarbeit wurde am Institut für Prozess und Partikeltechnik der Technischen Universität Graz in Kooperation mit BIOS Bioenergiesysteme GmbH und dem Projektpartner GUNTAMATIC Heiztechnik GmbH erstellt. Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Univ.-Doz. Dipl.-Ing. Ingwald Obernberger, der die Betreuung seitens der TU Graz übernommen hat.

Auch möchte ich mich bei Herrn Dipl.-Ing. Klaus Supancic, Projektingenieur des Unternehmens BIOS Bioenergiesysteme GmbH für das Engagement und die hilfreichen Anmerkungen in den gemeinsamen Besprechungen bedanken.

Der größte Dank gilt jedoch meiner Familie, insbesondere meinen Eltern Eva und Viktor Scheibner, die mich stets lehrten eigenständig mit Begeisterung und Einsatz Ziele zu verfolgen und mir in allen Zeiten unterstützend zur Seite standen. Letztlich sind sie es, die mir das Studium ermöglichten und die Basis für diese Arbeit legten.

Kurzfassung

Wegen steigender Kosten für Primärenergieträger wie Heizöl & Erdgas und der Forderung nach Reduktion von CO₂-Emissionen werden Pelletkleinfeuerungsanlagen zunehmend attraktiver für den Einsatz in Zentralheizungssystemen in privaten Haushalten und kleinen Bürogebäuden. Moderne Biomassekleinfeuerungsanlagen (<100 kW_{th}) weisen im Prüfstandsbetrieb Wirkungsgrade von über 90 % auf. Im Vergleich dazu ist aus der Literatur bekannt, dass die Kessel im Feldbetrieb nur Jahres-Nutzungsgrade zwischen 70 und 85 % erreichen. Durch die richtige Regelungsstrategie, hydraulische Einbindung und anforderungsgemäße Dimensionierung kann die Effizienz des Heizkessels in Zentralheizungssystemen noch wesentlich gesteigert werden.

Ziel der Arbeit war die Untersuchung von Schwachstellen und Engpässen an Pellet-Heizsystemen und kombinierten Pellet/Solar-Heizsystemen, um Maßnahmen zur Optimierung der Heizsysteme zu definieren und Empfehlungen für die Entwicklung und Auslegung zukünftiger hocheffizienter Heizsysteme zu formulieren. Dazu wurde der Jahresbetrieb von drei Anlagen mit unterschiedlichen Verschaltungsvarianten (Pelletkessel im „Stand Alone“ Betrieb mit separater Warmwasserbereitung, Pelletkessel mit Pufferspeicher und Pelletkessel mit Pufferspeicher und Solaranlage), jeweils mit Hochtemperatur-Heizungssystem (VL 65 °C/RL 55 °C) bzw. Niedertemperatur-Heizungssystem (VL 30 °C/RL 25 °C), mit einem Wärmeverbrauch von 15 MWh/a (1.500 bis 1.800 Kessel-Volllaststunden) bzw. 25 MWh/a (2.500 bis 2.900 Kessel-Volllaststunden) simuliert und einer umfassenden Sensitivitätsanalyse unterzogen. Die Simulationen wurden in TRNSYS17, einer Simulationssoftware der Heizungs-, Lüftungs- und Klimatechnik, durchgeführt. Im Rahmen der Sensitivitätsanalyse wurden konkrete Optimierungsmaßnahmen identifiziert, anschließend wurde der Jahresbetrieb nach Umsetzung der Optimierungsmaßnahmen in TRNSYS17 simuliert und die einzelnen optimierten Varianten in Bezug auf Pelleteinsatz & Jahresnutzungsgrad untereinander verglichen. Der wirtschaftliche Vergleich der unterschiedlichen Systeme erfolgte in der Vollkostenrechnung nach Richtlinie VDI 2067. Es wurde untersucht, wie hoch die Wärmegestehungskosten der optimierten Heizsysteme unter derzeitigen Rahmenbedingungen (Pelletpreis, Stromkosten) sind.

Die Jahressimulation der Basisanlagen, parametrisiert nach den Spezifikationen und Grundeinstellungen des Feuerungsherstellers Guntamatic, zeigte, dass der Kesseljahresnutzungsgrad der untersuchten Pelletkessel im Bereich von 83 bis 89 % und der Gesamtnutzungsgrad der Anlagen im Bereich von 56 bis 81 % liegt. Die, verglichen mit der Literatur, hohen Kesselnutzungsgrade der Basisanlagen sind auf die hohen Kesselwirkungsgrade bei Volllast und Teillast (niedrige O₂-Gehalte & Abgastemperaturen), die gute Lastvariation, die geringe Wärmekapazität der untersuchten Pelletkessel und den guten Einstellwerten der Kessel-Steuerung/Regelung, zurückzuführen.

In einer umfassenden Sensitivitätsanalyse wurden die Einflussfaktoren auf den Kesseljahresnutzungsgrad und den Nutzungsgrad der Gesamtanlage untersucht. Die untersuchten Maßnahmen wurden nach Jahrespelleteinsatz, Jahresnutzungsgraden (Verteilsystem, Pelletkessel) und technischer Machbarkeit bewertet.

Im Rahmen der Optimierung wurden für jede Anlagenvariante die wirksamsten Maßnahmen zur Jahresnutzungsgradsteigerung gebündelt und in der Jahressimulation ausgewertet. Unter Ausschöpfung aller möglichen Optimierungsmaßnahmen (optimierte Dimensionierung, optimierter Kessel, optimierte Regelung/Steuerung) konnte der Anlagenjahresnutzungsgrad gegenüber der Basisvariante noch wesentlich gesteigert werden. Die Anlagennutzungsgrade der Niedertemperaturvariante lagen nach der Optimierung je nach Anlagenverschaltung im Bereich von 82,1 bis 88,8 %. Den höchsten Anlagennutzungsgrad erreichte die Anlage Kessel im „Stand Alone“ Betrieb, gefolgt von der Anlage Kessel mit Pufferspeicher und Solaranlage und der Anlage Kessel mit Pufferspeicher. Die Kesselnutzungsgrade der Niedertemperaturvariante lagen im Bereich von 88,3 bis 90,5 %. Den höchsten Kesselnutzungsgrad erreichte die Anlage Kessel im „Stand Alone“ Betrieb, gefolgt von der Anlage Kessel mit Pufferspeicher und Solaranlage und der Anlage Kessel mit Pufferspeicher. Der hohe Anlagennutzungsgrad der Anlage Kessel „im Stand Alone“ Betrieb ist auf die geringen Verluste des Verteilsystems und auf den hohen Kesselnutzungsgrad (hoher Vollast-/Teillastwirkungsgrad, breiter Modulationsbereich, gute Lastvariation des Kessels) zurückzuführen. Die optimierten Anlagen mit Hochtemperatur-Heizungssystem wiesen generell etwas niedrigere Jahresnutzungsgrade (Anlage, Heizkessel) auf, als die optimierten Anlagen mit Niedertemperatur-Heizsystem.

Die Wirtschaftlichkeitsbetrachtung zeigte, dass die kapitalgebundenen Kosten (Kapitalkosten und Instandhaltungskosten) bei Pelletfeuerungsanlagen ein Großteil der Gesamtkosten ausmachen, je nach Anlagenverschaltung zwischen 55 und 70 %. Der Vergleich der unterschiedlichen Systeme nach Wärmegegestehungskosten ergab, dass bei moderatem Wärmeverbrauch (1.500 bis 1.800 Kessel-Volllaststunden) ein Pelletheizkessel im „Stand Alone“ Betrieb zu empfehlen ist, bei höherem Wärmeverbrauch (2.500 bis 2.900 Kessel-Volllaststunden) wird ein System mit Pufferspeicher empfohlen.

Wesentliche Verbesserungen konnten durch Änderungen an der Dimensionierung (Isolierung der Rohrleitungen, Verkürzung der Rohrlängen, anforderungsgemäße Kesseldimensionierung), durch Änderungen am Kessel (O_2 -Gehalt, Rauchgastemperatur), Änderungen an der Steuerung/Regelung (Absenkung der Vorlauftemperatur, Anpassung der Kesselfreigabe-/Kesselabschaltbedingungen) erreicht werden. Optimierungsmaßnahmen an der Steuerung/Regelung verursachen keine zusätzlichen Kosten haben aber wegen der Pelleteinsparung eine Verringerung der verbrauchsgebundenen Kosten zur Folge. Durch eine anforderungsgerechte Dimensionierung (Kessel, Pufferspeicher, Solaranlage) können Investitionskosten und verbrauchsgebundene Kosten (Effizienzsteigerung) eingespart werden. Die Installation einer Solaranlage ist nicht zu empfehlen, die Pelleteinsparung ist zu gering und bringt wegen der hohen Investitionskosten und wegen der geringen Pelletpreise keinen wirtschaftlichen Vorteil.

Abstract

Rising energy costs of fuel oil and natural gas, as well as a permanent need for the reduction of CO₂ emissions is driving the application of domestic heating systems with small pellet boilers. Modern pellet boilers for domestic heating (<100 kW_{th}) usually show high efficiencies in testing, in nominal-/partial load above 90 %. However, the annual rate of utilization for field operation is lower. In literature the annual rate of utilization varies between 70 % and 85 % (related to NCV of fuel). The performance is highly dependent on the controlling strategy, the water circuit scheme and dimensioning of the pellet boiler and the heating system.

The objective of the project was to investigate weaknesses/bottlenecks of pellet heating systems and combined pellet/solar heating systems. The aim was to find measures for the optimization of the whole heating system and to define recommendations for the future development of a prospective high-efficiency pellet heating system. Therefore, a simulation was applied to investigate three different water circuit schemes of pellet heating systems (pellet boiler operating “stand alone” with extra domestic hot water supply, pellet boiler operating with a buffer, pellet boiler operating with a buffer and a solar heating system). In each case, those variants of water circuit schemes were combined with either a high-temperature distribution system (65/55) or a low-temperature distribution system (30/25), as well as a heat consumption of 15 MWh/a (1,500-1,800 full load hours), respectively 25 MWh/a (2,500-2,900 full load hours). The simulation was performed by TRNSYS17, software designed for the simulation of heating, ventilation and air conditioning systems. In an extensive sensitivity analysis, conducted within the simulations in TRNSYS, optimization measures have been defined. In the following step, the individual measures were tested in combination to optimize the overall heating systems. Again, the performance was simulated within TRNSYS. Finally, in the cost analysis according to the guidance VDI 2067 under present cost conditions, the investment of the optimized heating systems was investigated.

The simulation of the basic heating systems, parameterized according to specifications and basic settings of the boiler manufacturer Guntamatic, has shown that the annual rates of utilization of the boiler were between 83 and 89 %. The annual rates of utilization of the whole heating system were between 56 and 81 %. Compared with the values from literature, the rather high rates of utilization of the boiler are due to the high operating efficiencies of nominal-/partial load (low O₂-content & flue gas temperatures), the modulation capability, the small thermal mass of the boilers and the good basic control settings.

Within the sensitivity analysis the influencing factors on the annual boiler efficiency and the annual efficiency of the whole heating system have been investigated. The measures were ranked according to annual pellet input, annual efficiencies (distribution system, pellet boiler), as well as according to technical feasibility.

In a further step, the most efficient measures according to sensitivity analysis have been combined to optimize the overall heating systems. With a combination of all tested measures (optimized dimensioning of all components, optimized boiler design, optimized control strategy of the boiler and the heating system) the rates of utilization of the whole

heating systems could be considerably improved. The simulation of the optimized heating systems has shown that the rates of utilization of the whole heating system with low-temperature distribution system increased to 82.1 and 88.8 %. The system boiler operating stand-alone reached the highest rate of utilization of the whole system, followed by the system boiler with buffer & solar heating and the system boiler with puffer only. The annual rates of utilization of the boilers increased to 88.3 and 90.5 %. The system boiler operating stand-alone reached the highest rate of utilization of the boiler, followed by the system boiler with buffer & solar heating and the system boiler with buffer only. The high rates of utilization of the system boiler operating stand-alone is due to low losses of the distribution system and the high utilization rates of the boiler (high operating efficiencies of nominal-/partial load, high modulation capability). Generally, the simulation with a high temperature distribution system has shown lower annual utilization rates (whole system, boiler).

The cost analysis has shown that the capital costs dominate the total costs within pellet heating systems. Depending on the hydraulic scheme the capital costs amount to between 55 and 70 % of the total costs. Comparing the different systems according to the total heat generation costs, within moderate heat consumption (1,500-1,800 full load hours) the system boiler operating stand-alone has shown the lowest heat generation costs. Within higher heat consumption (2,500-2,900 full load hours) the system boiler with puffer has shown the lowest heat generation costs.

Considerably improvements could be reached with changes in dimensioning (insulation of the piping, shortening of the piping, dimensioning of the boiler according to heat requirements), with changes regarding the boiler (O_2 -content & flue gas temperature) and arrangements of the control system (lowering the boiler outlet temperature, adaption of the boiler activation/deactivation conditions). Changes within the control system usually do not cause additional costs but can reduce the annual costs because of lower pellet consumption. Adaption within dimensioning (boiler, buffer, solar heating system) according to heat consumption requirements lead to lower costs and higher efficiencies. It is not feasible to install a solar heating system, the reduction of pellet costs is too low (low pellet reduction, low pellet costs) to justify the higher investment costs.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	XI
Tabellenverzeichnis	XIII
Abkürzungen, Formelzeichen, chem. Formelzeichen, Einheiten, Indizes und Präfixe	XV
1 Einleitung	1
2 Aufgabenstellung	2
3 Theorie	3
3.1 Wirkungsgrad vs. Jahresnutzungsgrad	3
3.2 Pelletkleinfeuerungsanlagen	4
3.3 Pellet-Zentralheizungssysteme	7
3.3.1 Pellet-Zentralheizungssystem im „Stand-Alone“ Betrieb.....	7
3.3.2 Pellet-Zentralheizungssystem mit Pufferspeicher.....	8
3.3.3 Pellet-Zentralheizungssystem mit Pufferspeicher und Solaranlage.....	9
4 Methodik	10
4.1 Simulationsumgebung TRNSYS17	10
4.2 Aufbau der Basisanlagen in TRNSYS	11
4.2.1 Verschaltungsvarianten	11
4.2.2 TRNSYS Komponenten für die Simulation	11
4.2.3 Verschaltung der Komponenten in TRNSYS17	15
4.2.4 Skalierung der Verbraucherprofile	19
4.2.5 Parametrierung der Komponenten	20
4.2.6 Parametrierung der Regelung/Steuerung	26
4.2.7 Verifizierung der Basisanlagen.....	27
4.3 Sensitivitätsanalyse.....	27
4.3.1 Parameteridentifikation.....	28
4.3.2 Kriterien zur Reihung der Einzelmaßnahmen.....	30
4.3.3 Definition der optimierten Varianten.....	30
4.3.4 Prüfung einer Integration des Kessels im Pufferspeicher	30

4.4	Vollkostenrechnung nach VDI 2067.....	33
4.4.1	Kostengruppen.....	33
4.4.2	Durchführung.....	34
5	Ergebnisse und Diskussion	36
5.1	Simulierte Verschaltungsvarianten.....	36
5.2	Ergebnisse der Verbraucherprofilskalierung	37
5.3	Ergebnisse der Anlagenparametrierung.....	39
5.3.1	Parametrierung der Komponenten	39
5.3.2	Parametrierung der Regelung/Steuerung	46
5.3.3	Integration des Kessels in den Pufferspeicher.....	47
5.4	Verifizierung der Basisanlagen.....	49
5.5	Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse	60
5.5.1	Anlage A	62
5.5.2	Anlage B	75
5.5.3	Anlage C	85
5.5.4	Reihung der Einzelmaßnahmen.....	91
5.5.5	Technische Bewertung der Einzelmaßnahmen	93
5.6	Auswertung der optimierten Anlagenvarianten.....	94
5.6.1	Ausgewählte Optimierungsmaßnahmen.....	94
5.6.2	Anlage A	96
5.6.3	Anlage B	100
5.6.4	Anlage C	105
5.6.5	Vergleich der optimierten Anlagenvarianten	108
5.7	Ergebnisse der Vollkostenrechnung nach VDI 2067.....	118
5.7.1	Allgemeine Rahmenbedingungen.....	119
5.7.2	Investitionskosten.....	120
5.7.3	Erwartete Kosten der Optimierungsmaßnahmen	121
5.7.4	Anlage A	122
5.7.5	Anlage B	126
5.7.6	Anlage C	129
5.7.7	Vergleich der optimierten Anlagenvarianten	133

5.7.8	Wirtschaftliche Sensitivitätsanalyse	135
5.7.9	Zusammenfassung der Ergebnisse	138
6	Zusammenfassung, Empfehlungen und Ausblick	140
6.1	Bewertung des Simulationsmodells in TRNSYS17 und Simulation der Basisvarianten.....	140
6.2	Sensitivitätsanalyse zur Erkennung von Schwachstellen eines Systems sowie zur Definition von Optimierungsmaßnahmen	142
6.3	Energetisch-wirtschaftlicher Heizsystemvergleich.....	145
6.4	Empfehlungen	148
6.5	Gesamtheitliche Betrachtung.....	150
	Literaturverzeichnis.....	155
	Anhang	157
	Anhang A1: Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse	
	Anhang A2: Auswertung der optimierten Anlagenvarianten	
	Anhang A3: Vollkostenrechnung nach Richtlinie VDI 2067	

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1:	Jährliche Neuinstallation von Pelletkleinfeuerungsanlagen in Österreich [6]	5
Abbildung 2:	Schematische Darstellung der CO/λ-Charakteristik einer Biomasse-Kleinfeuerungsanlage	6
Abbildung 3:	Hydraulische Einbindung des Pelletkessels im „Stand-Alone“ Betrieb	8
Abbildung 4:	Hydraulische Einbindung eines Pelletkessels mit Pufferspeicher und externem Wärmeübertrager für die Brauchwasserversorgung	9
Abbildung 5:	Hydraulische Einbindung eines Pelletkessels mit Pufferspeicher, externem Wärmeübertrager für die Brauchwasserversorgung und einer solarthermischen Anlage	9
Abbildung 6:	Flussbild des Heizkesselmodells Type869 in TRNSYS [15].....	12
Abbildung 7:	Knotenbelegung des Pufferspeichermodells Type340 in TRNSYS [17]	13
Abbildung 8:	Basisanlage A mit Heizkessel, Pufferspeicher, Solaranlage und Verbraucherkreisen.....	15
Abbildung 9:	Kesselkreis der Basisanlage A in TRNSYS17.....	16
Abbildung 10:	Verschaltung des Heizkreises in TRNSYS17	17
Abbildung 11:	Verschaltung des Brauchwasserkreises in TRNSYS17	17
Abbildung 12:	Solarkreis der Basisanlage A in TRNSYS17	19
Abbildung 13:	Neue Bezugsebene des zylindrischen Speichermodells.....	21
Abbildung 14:	Vertikale Wärmeleitung im Pufferspeicher.....	22
Abbildung 15:	Schematische Darstellung eines im Pufferspeicher integrierten Pelletkessels [20]	31
Abbildung 16:	Darstellung des Wärmeverbrauchs des Heiz- und Warmwassersystems über ein Jahr mit einem Gesamtwärmeverbrauch von 15 MWh/a	38
Abbildung 17:	Darstellung des Wärmeverbrauchs des Heiz- und Warmwassersystems über ein Jahr mit einem Gesamtwärmeverbrauch von 25 MWh/a	38
Abbildung 18:	Lineare Interpolation für die Parametrierung der Rauchgastemperatur des Heizkesselmodells nach den Spezifikationen des Kessels Therm10	42
Abbildung 19:	Polynom 2. Ordnung für die Parametrierung des Luftverhältnisses λ des Heizkesselmodells nach den Spezifikationen des Kessels Therm10	43
Abbildung 20:	Wirkungsgradverlauf des simulierten Pelletkessels Therm10 parametrierung nach Einstellungen des Feldbetriebes mit und ohne Taktbetrieb	45
Abbildung 21:	Thermischer Kollektorwirkungsgrad für unterschiedliche Werte der Globalstrahlung in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz aus mittlerer Kollektortemperatur und Umgebungstemperatur.....	45
Abbildung 22:	Wetterdaten aus der Region Karlsruhe/Baden für die Simulation in TRNSYS17	46
Abbildung 23:	Schematische Darstellung der Positionierung der Anschlüsse, Temperaturfühler und Heizpatrone des im Pufferspeicher integrierten Pelletkesselmodells	48
Abbildung 24:	Virtueller Kesselteststand in TRNSYS17	49
Abbildung 25:	Betriebsverhalten des Kessels Therm10 der Basisanlage A in der ersten Maiwoche.....	58
Abbildung 26:	Betriebsverhalten der Solaranlage der Basisanlage A in der ersten Maiwoche	59

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 27:	Sensitivitätsanalyse der Kollektorfläche der Anlagenvariante A mit Wärmeverbrauch 15 MWh/a	63
Abbildung 28:	Nutzungsgradvergleich von Hoch- und Niedertemperaturheizsystem der optimierten Anlage A25 mit/ohne in den Pufferspeicher integrierten Pelletkessel.....	110
Abbildung 29:	Nutzungsgradvergleich von Hoch- und Niedertemperaturheizsystem der optimierten Anlage B25 mit/ohne in den Pufferspeicher integrierten Pelletkessel.....	110
Abbildung 30:	Nutzungsgradvergleich von Hoch- und Niedertemperaturheizsystem der optimierten Anlage C25 mit/ohne in den Pufferspeicher integrierten Pelletkessel.....	111
Abbildung 31:	Nutzungsgradvergleich von Hoch- und Niedertemperaturheizsystem der optimierten Anlage A15 mit/ohne in den Pufferspeicher integrierten Pelletkessel.....	111
Abbildung 32:	Nutzungsgradvergleich von Hoch- und Niedertemperaturheizsystem der optimierten Anlage B15 mit/ohne in den Pufferspeicher integrierten Pelletkessel.....	112
Abbildung 33:	Nutzungsgradvergleich von Hoch- und Niedertemperaturheizsystem der optimierten Anlage C15 mit/ohne in den Pufferspeicher integrierten Pelletkessel.....	112
Abbildung 34:	Energieeinsatz der Anlagen A25 , B25 und C25 mit/ohne in den Puffer integrierten Pelletkessel (Niedertemperatur-Heizsystem)	116
Abbildung 35:	Energieeinsatz der Anlagen A15 , B15 und C15 mit/ohne in den Puffer integrierten Pelletkessel (Niedertemperatur-Heizsystem)	116
Abbildung 36:	Energieeinsatz der Anlagen A25 , B25 und C25 mit/ohne in den Puffer integrierten Pelletkessel (Hochtemperatur-Heizsystem).....	117
Abbildung 37:	Energieeinsatz der Anlagen A15 , B15 und C15 mit/ohne in den Puffer integrierten Pelletkessel (Hochtemperatur-Heizsystem).....	117
Abbildung 38:	Anteile an den Investitionskosten der optimierten Anlage A15	123
Abbildung 39:	Anteile an den Investitionskosten der optimierten Anlage A25	124
Abbildung 40:	Anteile an den Investitionskosten der optimierten Anlage B15	128
Abbildung 41:	Anteile an den Investitionskosten der optimierten Anlage B25	128
Abbildung 42:	Anteile an den Investitionskosten der optimierten Anlage C15	131
Abbildung 43:	Anteile an den Investitionskosten der optimierten Anlage C25	131
Abbildung 44:	Gegenüberstellung der Investitionskosten der optimierten Anlagenvarianten	133
Abbildung 45:	Gegenüberstellung der Brennstoff-/Heizstromkosten der optimierten Anlagenvarianten..	134
Abbildung 46:	Gegenüberstellung der spezifischen Wärmegestehungskosten der optimierten Anlagenvarianten	135
Abbildung 47:	Darstellung der Förderhöhe für einen wirtschaftlichen Betrieb der Solaranlage der optimierten Anlage A25-Hochtemperatur, Vergleich mit der optimierten Anlage B25-Hochtemperatur	136
Abbildung 48:	Darstellung der Kapitalkosten des Systems „Kessel & Pufferspeicher separat“ und „Kessel in Pufferspeicher integriert“ für Kostengleichheit der optimierten Anlage A15-Hochtemperatur und A25-Hochtemperatur	137
Abbildung 49:	Gegenüberstellung der spezifischen Wärmegestehungskosten der optimierten Anlagen bei um 30% gestiegenem Pelletpreis	138

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1:	Spezifikation der Heizungsanlagen, an denen die Messungen zu den Verbraucherprofilen durchgeführt wurden	20
Tabelle 2:	Parameteridentifikation als Vorarbeit der Sensitivitätsanalyse.....	29
Tabelle 3:	Aufschlüsselung der Investitionskosten der Anlagen A, B und C	35
Tabelle 4:	Spezifikationen der Basisanlagen A, B und C	36
Tabelle 5:	Spezifikation der Lastprofile 15 MWh/a und 25 MWh/a in der Variante Hochtemperatur- und Niedertemperaturwärmeverbraucher	37
Tabelle 6:	Parametrierung der Speichermodelle nach den Angaben des Herstellers	40
Tabelle 7:	Parametrierung der Kessel Therm10 und Therm15 für die Jahressimulation	41
Tabelle 8:	Parametrierung des Holzpelletbrennstoffes für die Simulation in TRNSYS17	41
Tabelle 9:	Parametrierung der Kesselregelung/-steuerung.....	47
Tabelle 10:	Parametrierung des Puffermodells für einen im Puffer integrierten Pelletkessel.....	49
Tabelle 11:	Gegenüberstellung der Daten des virtuellen Kesselteststandes und des Prüfberichts des Pelletkessels Therm10	50
Tabelle 12:	Gegenüberstellung der Ergebnisse aus der Simulation des Heizkesselmodells nach den Spezifikationen des Kessels Therm10 mit und ohne Parametrierung des Taktbetriebes.....	51
Tabelle 13:	Ergebnisse der Jahressimulation bei Parametrierung des Kessels Therm10 und Therm15 mit und ohne Taktbetrieb	52
Tabelle 14:	Gegenüberstellung der Ergebnisse aus der Simulation des Heizkesselmodells nach den Spezifikationen des Kessels Therm15 mit und ohne Parametrierung des Taktbetriebes.....	53
Tabelle 15:	Auswertung der Basisanlagen 0, 1, 2 und 3 der Anlagenvariante A	55
Tabelle 16:	Energiebilanz des Kessels und Puffer-/Heizsystems der Basisanlage 0	57
Tabelle 17:	Identifizierung möglicher Parameter für die Sensitivitätsanalyse der Basisanlage 0	61
Tabelle 18:	Ranking der untersuchten Optimierungsmaßnahmen anhand des Jahrespelleteinsatzes für die Anlage A15, Niedertemperatur	64
Tabelle 19:	Ranking der untersuchten Optimierungsmaßnahmen anhand des Jahrespelleteinsatzes für die Anlage A15, Hochtemperatur	69
Tabelle 20:	Ranking der untersuchten Optimierungsmaßnahmen anhand des Jahrespelleteinsatzes für die Anlage A25, Niedertemperatur	70
Tabelle 21:	Ranking der untersuchten Optimierungsmaßnahmen anhand des Jahrespelleteinsatzes für die Anlage A25, Hochtemperatur	75
Tabelle 22:	Ranking der untersuchten Optimierungsmaßnahmen anhand des Jahrespelleteinsatzes für die Anlage B15, Niedertemperatur	76
Tabelle 23:	Ranking der untersuchten Optimierungsmaßnahmen anhand des Jahrespelleteinsatzes für die Anlage B15, Hochtemperatur	80
Tabelle 24:	Ranking der untersuchten Optimierungsmaßnahmen anhand des Jahrespelleteinsatzes für die Anlage B25, Niedertemperatur	81

Tabellenverzeichnis

Tabelle 25:	Ranking der untersuchten Optimierungsmaßnahmen anhand des Jahrespelleteinsatzes für die Anlage B25, Hochtemperatur	85
Tabelle 26:	Ranking der untersuchten Optimierungsmaßnahmen anhand des Jahrespelleteinsatzes für die Anlage C15, Niedertemperatur	86
Tabelle 27:	Ranking der untersuchten Optimierungsmaßnahmen anhand des Jahrespelleteinsatzes für die Anlage C15, Hochtemperatur	88
Tabelle 28:	Ranking der untersuchten Optimierungsmaßnahmen anhand des Jahrespelleteinsatzes für die Anlage C25, Niedertemperatur	89
Tabelle 29:	Ranking der untersuchten Optimierungsmaßnahmen anhand des Jahrespelleteinsatzes für die Anlage C25, Hochtemperatur	91
Tabelle 30:	Ausgewählte Optimierungsmaßnahmen für die Anlagenvarianten A, B, C	94
Tabelle 31:	Rahmenbedingungen für die Vollkostenrechnung nach VDI 2067	119
Tabelle 32:	Preise für Errichtung und Installation der Anlagenkomponenten	120
Tabelle 33:	Optimierungsvarianten der Anlage A zur Berechnung der Vollkosten	122
Tabelle 34:	Investitionskosten der optimierten Anlagenvarianten A	123
Tabelle 35:	Basisdaten der optimierten Anlage A15 Niedertemperatur	124
Tabelle 36:	Vollkostenrechnung nach VDI 2067 für die optimierte Anlage A15 Niedertemperatur	125
Tabelle 37:	Spezifischer Kostenvergleich der optimierten Anlagenvarianten A	126
Tabelle 38:	Optimierungsvarianten der Anlage B zur Berechnung der Vollkosten	127
Tabelle 39:	Investitionskosten der optimierten Anlage B	127
Tabelle 40:	Spezifischer Kostenvergleich der optimierten Anlagenvarianten B	129
Tabelle 41:	Optimierungsvarianten der Anlage C zur Berechnung der Vollkosten	130
Tabelle 42:	Investitionskosten der optimierten Anlage C	130
Tabelle 43:	Spezifischer Kostenvergleich der optimierten Anlagenvarianten C	132

Abkürzungen, Formelzeichen, chem. Formelzeichen, Einheiten, Indizes und Präfixe

Abkürzungen

NT	Niedertemperatur
HT	Hochtemperatur
KWF	Kapitalwiedergewinnungsfaktor

Formelzeichen

T	Temperatur [K]
ΔT	Temperaturdifferenz [K]
t	Zeit [s]
m	Masse [kg]
ρ	Dichte [kg/m^3]
P	Leistung [W]
Q	thermische Energie [Wh]
c_p	isobare spezifische Wärmekapazität [kJ/kgK]
η	Wirkungsgrad [-]
N	Nutzungsgrad [-]
H_u	Heizwert [kJ/kg]
H_o	Brennwert [kJ/kg]
UA	Wärmedurchgangskoeffizient mal Fläche [W/K]
i	Kalkulationszinssatz [%]

Chemische Formelzeichen

CO	Kohlenstoffmonoxid
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
TOC	Gesamter organisch gebundener Kohlenstoff

Einheiten

a	annum (Jahr)
p.a.	per annum (pro Jahr)
°C	Grad Celsius

K	Kelvin
h	Stunde
Wh	Wattstunde (3.600 J)
m ²	Quadratmeter
m ³	Kubikmeter
Vol%	Volumprozent

Indizes

B	Brennstoff
amb	ambient (Umgebung)
el	elektrisch
max	maximal
min	minimal
GHV	Gross Calorific Value (oberer Heizwert)
NHV	Net Calorific Value (unterer Heizwert)
Nenn	Nennleistung
OFF	Brenner ausser Betrieb (Standby)
ON	Brenner in Betrieb
Set	Soll
upper	oberer
lower	unterer
zu	zugeführt
th	thermisch
NE	Nutzenergie
in	hinein
out	hinaus
ln	logarithmiert
kalk	kalkulatorisch

Präfixe

k	Kilo (10 ³)
M	Mega (10 ⁶)

1 Einleitung

Wegen steigender Kosten für Primärenergieträger wie Erdöl & Erdgas und der Forderung nach einer Reduktion der CO₂-Emissionen der Wärmebereitstellung in Privathaushalten, gewinnen Holzfeuerungen zunehmend an Bedeutung. Pelletkleinfeuerungsanlagen (<100 kW_{th}) eignen sich hervorragend für den Einsatz als Zentralheizungssysteme in Einfamilienhäusern und Bürogebäuden und finden oft als kombinierte Pellet/Solar-Heizsysteme Anwendung.

In den letzten Jahren konnte der Wirkungsgrad von Pelletkleinfeuerungsanlagen wesentlich gesteigert werden. Die Heizkessel erreichen am Teststand unter stationären Betriebsbedingungen Wirkungsgrade über 90 % für Vollast und Teillast [1]. In der Praxis können die hohen Wirkungsgrade nicht erreicht werden, da die Pelletkessel teilweise im Stop-and-go Betrieb und bei wechselnden Lastbedingungen über einen breiten Modulationsbereich betrieben werden. Messungen an Pelletheizungsanlagen in Einfamilienhäusern, durchgeführt von zwei unabhängigen Forschungseinrichtungen zeigten auf, dass die Jahresnutzungsgrade der Pelletheizkessel nur zwischen 70 % und 85 % liegen [2] [3]. Die Nutzungsgrade der Gesamtanlage (Kessel & Verteilsystem) sind um einiges geringer. In der Simulation der Heizungssysteme konnte gezeigt werden, dass sich die Nutzungsgrade der untersuchten Anlagen im Bereich von 56 bis 81 % bewegen.

Um die Effizienz des Pelletheizkessels bzw. Gesamtsystems zu steigern bedarf es einer Abstimmung der Komponenten (Kessel, Pufferspeicher, Solaranlage) untereinander. Daher war es das Ziel dieser Arbeit sowohl den Kesselnutzungsgrad, als auch den Nutzungsgrad des Gesamtsystems zu erhöhen. Dies kann durch die richtige Wahl der Regelungsstrategie, hydraulischen Einbindung und durch eine anforderungsgemäße Dimensionierung der Komponenten erreicht werden. Mit der Effizienzsteigerung einhergehend sinken auch umweltrelevante Emissionen (CO, TOC, Feinstaub). Dies führt insgesamt zu einer Steigerung der Attraktivität zukünftiger Biomassekleinfeuerungsanlagen.

2 Aufgabenstellung

Die Aufgabenstellung der Diplomarbeit war die Untersuchung von Schwachstellen und Engpässen an Pellet-Heizsystemen und kombinierten Pellet/Solar-Heizsystemen im kleinen Leistungsbereich (<100 kW), um Empfehlungen für die Entwicklung und Auslegung zukünftiger Heizsysteme abgeben zu können.

Konkrete Maßnahmen zur Entwicklung eines hocheffizienten Pelletheizsystems sollten identifiziert und mittels Simulationsrechnung untersucht werden. Anschließend sollte eine Bewertung nach technischer Machbarkeit und wirtschaftlichem Nutzen zeigen, welche Maßnahmen für die Entwicklung zukünftiger hocheffizienter Heizungssysteme empfohlen werden können.

Für das Erreichen der Zielsetzung waren folgende Punkte zu erarbeiten:

1. Festlegung und Anpassung eines Verbraucherprofils (Heizung, Warmwasser) für die Simulation in der Software TRNSYS17.
2. Neuparametrierung eines bereits bestehenden, mit TRNSYS17 erstellten Basis-Simulationsmodells für Pellet- bzw. Pellet/Solar-Heizsysteme anhand vorhandener Messdaten und Spezifikationen des am Projekt beteiligten Pelletfeuerungs Herstellers sowie Simulation von Basisvarianten für drei verschiedene Heizungsverschaltungen (Pelletkessel im „Stand Alone“ Betrieb, Pelletkessel mit Pufferspeicher, Pelletkessel mit Pufferspeicher und Solaranlage)
3. Identifikation und Prüfung von Maßnahmen zur Optimierung des Heizsystems in einer umfassenden Sensitivitätsanalyse, Festlegung der Kriterien zur Reihung und Bewertung der Maßnahmen, Bündelung der bewerteten Maßnahmen zu Optimierungsvarianten.
4. Simulation der Optimierungsvarianten sowie Verifizierung und Auswertung der Simulationsergebnisse, Vergleich mit den Basisvarianten, technische Bewertung der Maßnahmen in Abstimmung mit den Projektpartnern.
5. Wirtschaftliche Betrachtung der geprüften Optimierungsvarianten, Durchführung einer Vollkostenrechnung nach Richtlinie VDI 2067 für die optimierten Varianten, Bewertung und Reihung der Ergebnisse.
6. Zusammenfassung der Ergebnisse zu Empfehlungen für die Entwicklung und Auslegung zukünftiger Pelletheizsysteme.

3 Theorie

In diesem Kapitel werden die theoretischen Grundlagen zu Wirkungsgrad/Jahresnutzungsgrad, Pelletkleinfeuerungsanlagen (<100 kW) und Pellet-Zentralheizungssystemen erläutert.

3.1 Wirkungsgrad vs. Jahresnutzungsgrad

Beide Begriffe, Wirkungsgrad und Jahresnutzungsgrad sind Kennwerte für die Effizienz eines Systems, unterscheiden sich aber deutlich voneinander. Für die verbraucherorientierte energetische Bewertung einer Heizungsanlage ist der Anlagenwirkungsgrad nicht alleine maßgebend. Als Kennwert für die Effizienz einer Anlage bei instationärem Betrieb über einen bestimmten Zeitraum, meist ein Jahr, dient der Anlagennutzungsgrad. Im Folgenden wird die Abgrenzung der Begriffe gemäß VDI 2067 vorgenommen und nach Anlagen- bzw. Gerätewirkungsgrad unterschieden.

Der Wirkungsgrad ist ein Kennwert des momentanen Verhaltens einer Anlage, während der Nutzungsgrad das Verhalten einer Anlage über einen bestimmten Zeitraum, meist ein Jahr widerspiegelt.

Der Wirkungsgrad (η) einer Wärmeerzeugungsanlage ist das Verhältnis des Nutzwärmestromes pro Zeiteinheit (Leistung, P_{ab}) zu zugeführtem Primärenergiestrom pro Zeiteinheit (Leistung, P_{zu}) bezogen auf den Heizwert H_u .

$$\eta = \frac{P_{ab}}{P_{zu}} \quad \text{Gleichung 1}$$

Der Nutzungsgrad (N) einer Wärmeerzeugungsanlage ist das Verhältnis der, während eines bestimmten Zeitraumes abgeführten Nutzenergie zu der zugeführten Primärenergie bezogen auf den Heizwert H_u .

$$N = \frac{\int P_{ab}(t) \cdot dt}{\int P_{zu}(t) \cdot dt} \quad \text{Gleichung 2}$$

Kesselwirkungsgrad η_K :

Der Wirkungsgrad eines Wärmeerzeugers bei Nennwärmeleistung im Beharrungszustand wird als Kesselwirkungsgrad η_K bezeichnet.

Jahres-Nutzungsgrad der Wärmeerzeugung N_a :

Der Jahresnutzungsgrad N_a ist definiert als mittlerer Betriebswirkungsgrad der Wärmeerzeugung über das Jahr einschließlich Bereitschaftsverlusten ohne

Berücksichtigung von Verteilverlusten. Er wird als Verhältnis der abgegebenen Nutzwärme zum Primärenergieeinsatz definiert.

Verteilungs-Nutzungsgrad N_V :

Der Verteilungs-Nutzungsgrad N_V wird als Verhältnis der Jahreswärmeabgabe des Verteilungssystems zu der zugeführten Nutzwärme berechnet. Er berücksichtigt Verteilungsverluste durch Wärmeabgabe des Pufferspeichers und der wärmeführenden Rohrleitungen außerhalb beheizter Räume.

Jahres-Nutzungsgrad der Gesamtanlage N_{ges} :

Der Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage N_{ges} berechnet sich als Jahreswärmeabgabe des Verteilsystems zu Primärenergieeinsatz und ist das Produkt aus Jahresnutzungsgrad der Wärmeerzeugung N_a und Verteilungsnutzungsgrad N_V . Bei zusätzlichem Nutzwärmeeintrag über die Solaranlage wird der Solarertrag als Energieeinsatz mit berücksichtigt [4].

3.2 Pelletkleinfeuerungsanlagen

Als Kleinanlagen bezeichnet man Feuerungen mit einer Kesselnennleistung von unter 100 kW_{th} . Solche Anlagen werden im Haushaltsbereich als Einzelöfen oder Zentralheizungen und bei kleinen gewerblichen Verbrauchern eingesetzt. Die Feuerungsanlagen müssen höchsten Ansprüchen an Bedienkomfort und Zuverlässigkeit genügen. Diesen Anforderungen kann durch eine vollautomatische Brennstoffzufuhr und eine konstante Brennstoffqualität gerecht werden. Moderne Pelletkessel modulieren in einem großen Leistungsbereich (bis etwa 30 % der Kesselnennleistung) und können daher, ausgerüstet mit einer automatischen Pelletzufuhr nahezu wartungsfrei betrieben werden. In der ÖNORM M 7135 sind die Anforderungen und Prüfbestimmungen für Pelletbrennstoff festgehalten. Durch die konstante Brennstoffqualität ist der zuverlässige Betrieb eines Pelletheizkessels in einem Zentralheizungssystem gewährleistet [5].

Die Pellet-Branche hat in Österreich im letzten Jahrzehnt ein starkes Wachstum erfahren. Mit fast 12.000 neu installierten Pelletkessel war 2012 das bisherige Rekordjahr (Siehe Abbildung 1). Mittlerweile entfallen auf 1.000 Einwohner durchschnittlich mehr als 12 Pelletheizungen in Österreich [6].

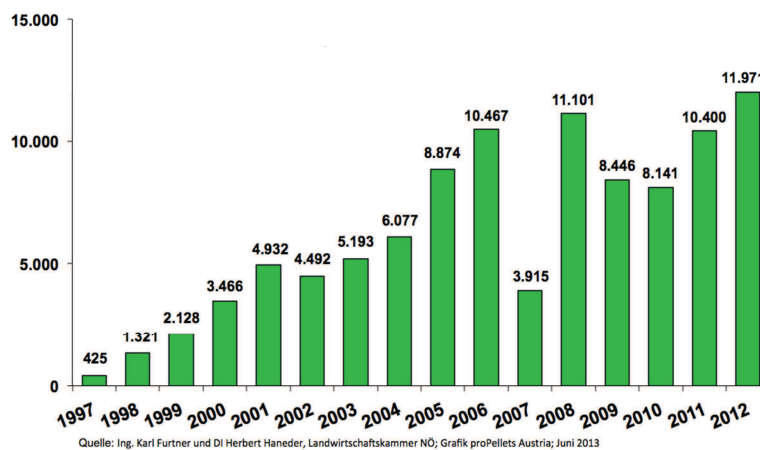


Abbildung 1: Jährliche Neuinstallation von Pelletkleinfeuerungsanlagen (Zentralheizungsanlagen) in Österreich [6]

Nach Ausführungsform werden zwei Grundtypen von Pelletheizungen unterschieden, Einzelöfen/Kaminöfen und Zentralheizungsanlagen. Einzel- /Kaminöfen befinden sich direkt im beheizten Raum und können je nach Ausstattung, mit oder ohne Wärmetauscher als Etagenheizung oder Raumheizung ausgeführt sein. Zentralheizungen versorgen sämtliche Räume eines Gebäudes und werden zusätzlich zur Brauchwasserbereitung eingesetzt.

Die Brennstoffzufuhr kann auf drei Arten erfolgen. Bei der Unterschub- oder Retortenfeuerung wird der Brennstoff horizontal über eine Schnecke zur Brennschale gefördert. Der Brennstoff wird von unten zur Feuerung geführt, die Primärluft wird seitlich über die Brennschale eingebracht und strömt nach oben. Bei der seitlich beschickten Feuerung wird der Brennstoff ausschließlich horizontal bewegt. Die Flamme brennt horizontal. Bei den genannten Varianten stehen Glutbett und Brennstoffzufuhr direkt in Verbindung, daher muss ein Rückbrand durch entsprechende Sicherheitsvorrichtungen (Zellradschleuse oder Brandschutzklappe) verhindert werden. Bei von oben beschickten Feuerungen ist bei entsprechender Ausführung kein Rückbrand möglich. Der Brennstoff wird zu einem Fallschacht gefördert, die Pellets fallen auf das Glutbett am Rost. Die Primärluft wird von unten durch den Rost zugeführt.

Zur Förderung der Pellet vom Lagerraum zum Kessel kommen zwei unterschiedliche Systeme zur Anwendung: Die Schneckenförderung oder die pneumatische Förderung. Schneckenförderungen können starr oder flexibel ausgeführt sein. Bei allen pneumatischen Systemen werden die Pellets in einen vorgelagerten Behälter gefördert, dieser kann etwa den Pelletbedarf eines Tages aufnehmen. Die Förderung vom Vorlagebehälter zum Kessel erfolgt über eine Förderschnecke.

Je nach Schnittstelle zwischen Brenner und Kessel unterscheidet man noch zwischen Kesselanlagen mit externem Brenner, mit Einschubbrenner, sowie mit integriertem Brenner [5].

Feuerraumgeometrie:

Eine gestufte Luftzufuhr, aufgeteilt in Primärluft und Sekundärluft ist für eine emissionsarme vollständige Verbrennung von großer Bedeutung. Durch die räumliche Trennung des Feuerraums in Primär- und Sekundärverbrennungszone ist gewährleistet, dass in der Vergasungszone bei unterstöchiometrischem Luftverhältnis eine Reduktion der NO_x -Emissionen abläuft. Die vollständige Oxidation erfolgt anschließend in der Sekundärverbrennungszone. Wobei eine gleichmäßige Verteilung der Rauchgasgeschwindigkeit und eine gute Durchmischung die Bildung von CO-Emissionen reduziert. Zusätzlich kann bei Verminderung des Luftüberschusses die Verbrennung unter höherem Wirkungsgrad ablaufen.

Feuerungsregelung:

Oft ist für die Leistungsregelung der Kesselvorlauf als Sollwert definiert, die Regelung erfolgt über die Brennstoff- und Primärluftzufuhr. Wird in der Kesselregelung die Kesselvorlaufemperatur als Sollwert festgelegt, dann ist die Leistungsanforderung über die Kesselrücklaufemperatur und den Wassermassenstrom durch den Kessel gegeben. Die Verbrennungsregelung, also die Regelung der Sekundärluftzufuhr kann als Lambda-Regelung über den O_2 -Gehalt, als CO-Regelung über den CO-Gehalt oder als CO/Lambda-Regelung über O_2 -Gehalt und CO-Gehalt ausgeführt sein. Eine typische CO/ λ -Charakteristik ist in Abbildung 2 dargestellt. Durch lokalen Luftmangel steigen im Bereich geringen Luftüberschusses die CO-Emissionen, während bei höherem Luftüberschuss die Feuerraumtemperatur sinkt und sich der Ablauf der Verbrennungsreaktionen soweit verlangsamt, dass die für einen vollständigen Ausbrand erforderliche Verweilzeit nicht mehr erreicht werden kann. Die CO/ λ -Charakteristik ist auch wesentlich vom Brennstoffwassergehalt und dem Lastzustand abhängig.

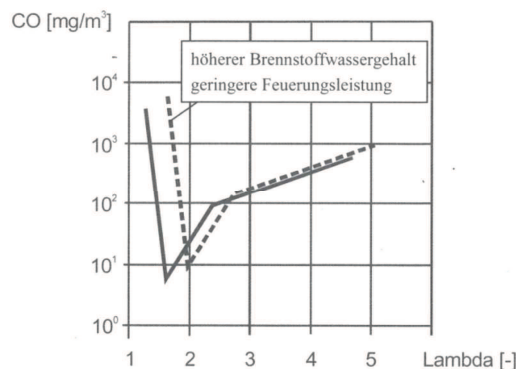


Abbildung 2: Schematische Darstellung der CO/ λ -Charakteristik einer Biomasse-Kleinfeuerungsanlage

Erläuterungen: Datenquelle [5]

Ziel ist es, die Verbrennung so zu betreiben, dass geringste CO-Emissionen bei möglichst niedrigem Luftüberschuss und damit bei hohem Wirkungsgrad erreicht werden. Dies kann durch eine reine Lambda-Regelung nicht realisiert werden. Bei der Lambda-Regelung ist für den Sauerstoffgehalt ein fixer Sollwert vorgegeben. Bei sich veränderndem Brennstoffwassergehalt oder Lastzustand kann es daher zu einer drastischen Erhöhung der CO-Emissionen kommen. Bei einer reinen CO-Regelung kann es durch Schwankungen

des Brennstoffwassergehaltes oder des Lastzustandes zu einer erheblichen Erhöhung des Luftüberschusses und damit zu einer Verschlechterung des Wirkungsgrades kommen. Die optimale Regelstrategie kann durch eine kombinierte CO-/ λ -Regelung erreicht werden. Bei der CO-/ λ -Regelung wird der Luftüberschuss solange variiert bis für den vorhandenen Verbrennungszustand das Minimum der CO-Emissionen gefunden ist. Dies ist vor allem im Teillastbetrieb von Vorteil, da laut ÖNORM EN 303-5 auch bei 30 % der Nennleistung die Schadstoffgrenzwerte noch eingehalten werden müssen. Durch kombinierte Leistungs- und Verbrennungsregelung ist ein vollautomatischer Betrieb mit höchstem Wirkungsgrad gewährleistet. Derzeit wird die CO-/ λ -Regelung bei Biomassekleinfeuerungen noch nicht umgesetzt [5].

3.3 Pellet-Zentralheizungssysteme

Bei Zentralheizungssystemen wird die Beheizung und die Brauchwassererwärmung von einer zentralen Einheit, meist untergebracht im Heizungsraum eines Gebäudes übernommen. Im Folgenden werden die gebräuchlichsten Verschaltungsvarianten von Pellet-Zentralheizungssystemen näher erläutert [7].

3.3.1 Pellet-Zentralheizungssystem im „Stand-Alone“ Betrieb

Die Installation einer Pelletheizungsanlage kann im Gegensatz zu Scheitholzkesseleln auch ohne Pufferspeicher erfolgen. In Abbildung 3 ist schematisch die hydraulische Einbindung eines Pelletkessels im Stand-Alone-Betrieb dargestellt. Wegen der guten Dosierbarkeit des Brennstoffes können Pelletheizungskessel in einem weiten Leistungsbereich modulierend bis etwa 30 % der Nennleistung betrieben werden. Die modulierende Betriebsweise ermöglicht es, die von den Heizkreisen gestellten Wärmeanforderungen auch ohne Pufferspeicher zu erfüllen. Die Heizkessel einiger Hersteller (z.B. die Pelletkessel der THERM-Serie der Fa. Guntamatic) können die minimale Kesselleistung noch weiter absenken (bis auf etwa 10 % der Nennleistung), indem der Kessel im quasistationären Taktbetrieb betrieben wird. Neben der Kosteneinsparung bei der Investition wirken sich geringere Verteilverluste positiv auf die Wärmegestehungskosten aus. Der große Nachteil eines Pellet-Zentralheizungssystems im „Stand Alone“ Betrieb ist, dass die Brauchwasserversorgung durch den Pelletkessel ohne Installation eines Pufferspeichers nicht möglich ist. Daher wird die Brauchwasserversorgung über einen elektrisch beheizten Warmwasserspeicher bewerkstelligt. Ein weiterer Nachteil sind erhöhte Verluste & Emissionen durch häufiges An- und Abfahren des Heizkessels wenn vor allem in der Übergangszeit der Kessel im Bereich der minimalen Teillast betrieben wird [7].

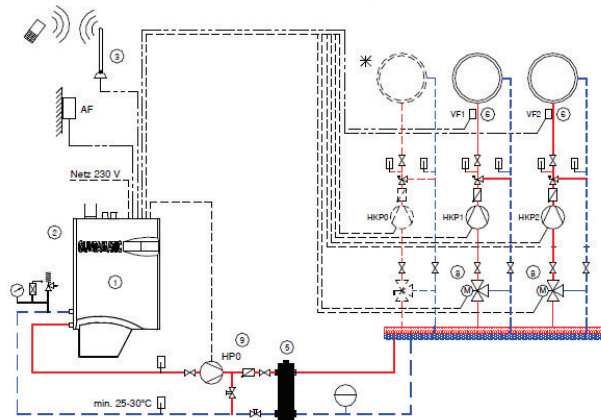


Abbildung 3: Hydraulische Einbindung des Pelletkessels im „Stand-Along“ Betrieb
Erläuterungen: Datenquelle [8]

3.3.2 Pellet-Zentralheizungssystem mit Pufferspeicher

Aus der Auswertung einer 1.000 Stichproben Analyse der Daten von kleinen Biomassefeuerungen in den Jahren 2006 und 2007 in Deutschland geht hervor, dass rund 41 % der untersuchten Pellet-Zentralheizungsanlagen mit einem Pufferspeicher ausgerüstet waren [9]. Pufferspeicher werden für die Speicherung von Heizungswärme oder für die Speicherung des Brauchwassers eingesetzt. In Pufferspeichern, ausgeführt als „Tank in Tank“ System oder als Zwei-Tank-System ist eine kombinierte Heizwärme und Brauchwasserspeicherung möglich. In Abbildung 4 ist schematisch die hydraulische Einbindung eines Pufferspeichers als Ein-Tank-System mit externem Wärmeübertrager für die Brauchwasserbereitung dargestellt.

Der Einsatz eines Pufferspeichers hat prinzipiell positive Auswirkungen auf das Betriebsverhalten des Pelletkessels. Durch eine kontinuierliche Wärmeanforderung beim Beladen des Pufferspeichers kann die Ein- /Ausshalthäufigkeit des Heizkessels reduziert werden. Dies wirkt sich, über ein Jahr betrachtet, positiv auf die Anfahr- und Abkühlverluste des Pelletkessels aus. Hinzu kommt, dass durch den Einsatz eines Pufferspeichers der Kessel mit höherer Last und damit meist in einem Bereich mit höherem Wirkungsgrad betrieben werden kann. Dadurch sinkt die Betriebszeit des Kessels und die Lebensdauer steigt. Weiteres besteht die Möglichkeit, Spitzenlasten durch die gespeicherte Wärmemenge im Puffer abzudecken, wodurch prinzipiell ein Pelletkessel mit geringerer Nennleistung als im „Stand Alone“ Betrieb eingesetzt werden kann. Der Einsatz eines Pufferspeichers hat auch einen positiven Einfluss auf das Emissionsverhalten. Gerade beim Startvorgang steigt der Emissionsausstoß drastisch, die CO-Emissionen sind etwa 10 x höher als im normalen Betrieb. Durch eine Reduktion der Startvorgänge können somit die CO-Emissionen deutlich reduziert werden. Nachteilig ist der zusätzliche Wärmeverlust über die Pufferoberfläche, der sich negativ auf den Anlagennutzungsgrad auswirkt.

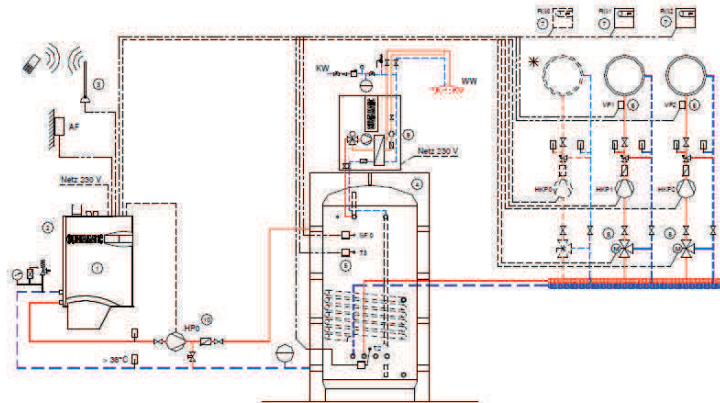


Abbildung 4: Hydraulische Einbindung eines Pelletkessels mit Pufferspeicher und externem Wärmeübertrager für die Brauchwasserversorgung
Erläuterungen: Datenquelle [8]

3.3.3 Pellet-Zentralheizungssystem mit Pufferspeicher und Solaranlage

In Abbildung 5 ist schematisch die Einbindung einer solarthermischen Anlage mit Pufferspeicher und externem Wärmeübertrager zur Brauchwasserbereitung dargestellt. Der Solarkreis ist als geschlossener Kreis ausgeführt, gefüllt mit einer frostsicheren Trägerflüssigkeit, in der Regel ein Glykol-Wasser-Gemisch. Die Übertragung der Wärme an den Pufferspeicher erfolgt über einen, im Puffer integrierten, Wärmeübertrager. Solarkollektoren gibt es in unterschiedlichen Ausführungen, die gängigsten sind Flach- oder Röhrenkollektoren zur Brauchwasserbereitung oder zur kombinierten Brauchwasser- und Heizwärmebereitstellung. Eine Solaranlage eignet sich hervorragend für die Warmwasserbereitstellung, da diese das ganze Jahr erfolgt und nicht wie die Raumwärmebereitstellung auf die Heizperiode begrenzt ist. Die Raumwärmebereitstellung über die Solarthermie ist nur begrenzt möglich, denn gerade in Zeiten großen Heizwärmebedarfs ist die Solarstrahlung nur in geringem Ausmaß vorhanden. Die Raumwärmebereitstellung über eine Solaranlage beschränkt sich daher auf die Übergangszeit im Frühjahr und Herbst [10].

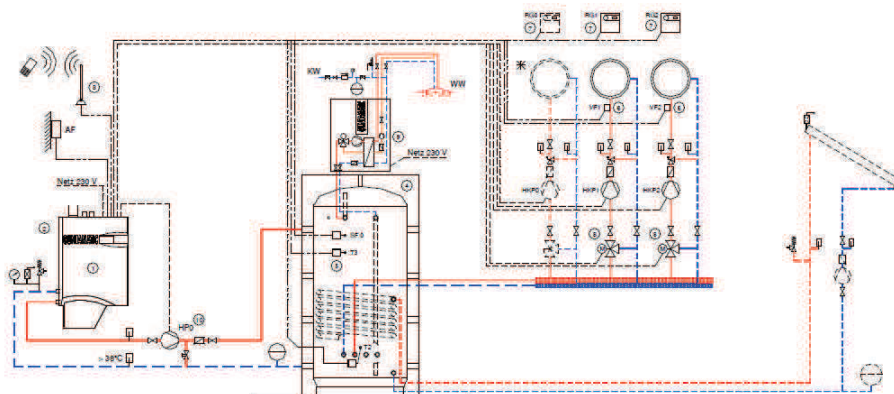


Abbildung 5: Hydraulische Einbindung eines Pelletkessels mit Pufferspeicher, externem Wärmeübertrager für die Brauchwasserversorgung und einer solarthermischen Anlage
Erläuterungen: Datenquelle [8]

4 Methodik

In diesem Kapitel werden alle Schritte dargestellt, die zu den Ergebnissen dieser Arbeit geführt haben. Im ersten Teil werden der Aufbau der Basisanlagen und die simulierten Verschaltungsvarianten beschrieben. Anschließend wird erläutert, wie die Komponenten der Simulation parametrisiert wurden. Im Kapitel Verifizierung der Basisanlagen ist zu lesen, wie das Heizkesselmodell in einem virtuellen „Teststand“ getestet wurde und wie die Plausibilitätsprüfung der Basisanlagen erfolgte. Im Kapitel Sensitivitätsanalyse wird ausgeführt, nach welchen Kriterien Parameter identifiziert wurden, die sich für die Analyse eignen. Auch die Auswahlkriterien, nach denen die Einzelmaßnahmen gereiht wurden, sind in diesem Kapitel angeführt. Im Unterpunkt Vollkostenrechnung nach VDI 2067 wird dargestellt, aus welchen Positionen sich die Wärmegestehungskosten zusammensetzen und wie die Kostenrechnung, basierend auf den Simulationsdaten durchgeführt wurde.

4.1 Simulationsumgebung TRNSYS17

TRNSYS17 wurde als Software zur Simulation transienter Systeme an der Universität in Wisconsin entwickelt. Forscher und Anwender nutzen TRNSYS17 gleichermaßen zur Validierung neuer Energiekonzepte, zur Simulation thermischen Gebäudeverhaltens und zur Nachbildung heiz- und klimatechnischer Systeme. Durch den modularen Aufbau der Software und der Möglichkeit eigens programmierte Komponenten einzubinden, kann der Nutzer seine Simulationen individuell auf den Anwendungsfall abstimmen [11].

Die Module einer Simulation werden als „Types“ bezeichnet. Sie bilden das Verhalten der realen Komponenten als „Blackbox“ in Form von Gleichungen ab. Über Einstellwerte werden die Module nach dem Verhalten der realen Komponenten parametrisiert. Die Verknüpfung der „Types“ zu einem Gesamtsystem erfolgt durch Verbinden der Output-Werte eines Types mit den Input-Werten eines oder mehrerer anderer „Types“.

Die Gleichungen eines TRNSYS-„Types“ können in folgender Form dargestellt werden [12]:

$$\dot{X}_i = D_i(X_i, \dot{X}_i, U_i, t) \quad \text{Gleichung 3}$$

$$\dot{X}_i = F_i(U_i, t) \quad \text{Gleichung 4}$$

U_i und X_i sind die Vektoren für Input- und Output-Werte des i -ten „Types“, D_i und F_i sind die Funktionen der zugrunde liegenden differentiellen und algebraischen Gleichung, t stellt die Zeit dar. In ähnlicher Weise können die Vektoren der Einzelkomponenten für die Gesamtanlage zu einem Vektorsystem kombiniert werden. Dies führt zu den Vektoren U und X . Sie enthalten die Input- und Output-Werte aller Komponenten.

Fasst man die Vektoren zu einem Gleichungssystem zusammen, so ergibt sich ein Differentialgleichungssystem nach Gleichung 5, mit den Matrizen A und B (aufgefüllt mit den Werten 0 und +/-1) und dem Vektor D (Randbedingungen) [12].

$$\mathbf{AU} + \mathbf{BX} + \mathbf{D} = \mathbf{0} \qquad \text{Gleichung 5}$$

Das System von Differentialgleichungen kann nun nach U(t) und X(t) gelöst werden.

Zur Lösung des Gleichungssystems stehen zwei Algorithmen zur Auswahl, die „Successive substitution Method“ (Solver 0) oder „Powell’s Method“ (Solver 1).

Im Folgenden wird auf die „Successive substitution Method“ (Solver 0) näher eingegangen, da diese in der Simulation zur Anwendung kommt. Die „Successive substitution Method“ ist als effiziente und zuverlässige Methode zur Simulation von Gebäuden und heizungs-, lüftungs-, klimatechnischen Anwendungen anerkannt. Bei dieser Methode werden die Ausgabewerte eines Modells als Eingabewerte des folgenden Modells substituiert. In einem Zeitschritt wird solange substituiert, bis die Ausgabewerte das Konvergenzkriterium erfüllen oder die, für das Abbruchkriterium notwendige maximale Anzahl an Iterationsschritten erreicht wurde [12].

4.2 Aufbau der Basisanlagen in TRNSYS

In diesem Kapitel wird der Aufbau der Basisanlagen in der Simulationsumgebung TRNSYS17 beschrieben. Das Basismodell der Heizungsanlage entstammt der Diplomarbeit von Herrn Dipl.-Ing. Martin Rammer (Siehe Datenquelle [13]). Das Modell wurde in drei unterschiedlichen Verschaltungsvarianten ausgewertet und nach den Angaben des Feuerungsherstellers Guntamatic zu Kessel, Pufferspeicher und Regelung neu parametrisiert.

4.2.1 Verschaltungsvarianten

In Abstimmung mit den Projektpartnern wurden drei Verschaltungsvarianten von Zentralheizungssystemen in TRNSYS17 untersucht. Die Beschreibung der Zentralheizungssysteme kann in Kapitel 3.3 nachgelesen werden. Die Verschaltungsvarianten werden in der Arbeit als Anlage A, Anlage B und Anlage C bezeichnet:

- Anlage A: Pelletkessel mit Pufferspeicher und Solaranlage
- Anlage B: Pelletkessel mit Pufferspeicher, ohne Solaranlage
- Anlage C: Pelletkessel ohne Pufferspeicher im „Stand-Alone“ Betrieb

4.2.2 TRNSYS Komponenten für die Simulation

Eine Simulation in TRNSYS17 ist aus modular verschaltbaren Komponenten, den sogenannten TRNSYS-„Types“ aufgebaut. Durch die Verschaltung der Komponenten ist der Input-Wert eines „Types“ durch den Output-Wert eines anderen „Types“ definiert

4 Methodik

und umgekehrt. Informationen zum mathematischen Modell, zur Verschaltung und Parametrierung von Standard-„Types“ können Datenquelle [14] entnommen werden. Folgend werden jene Komponenten beschrieben, die von externen Quellen bezogen wurden, weil sie in TRNSYS17 nicht als Standardmodule zur Verfügung stehen.



Heizkessel (Type869v502)

Type869 simuliert das Verhalten eines Heizkessels. Das Modell wurde am Institut für Wärmetechnik der Technischen Universität Graz und am Institut für Solartechnik, an der Hochschule für Technik Rapperswil (Schweiz) entwickelt. Dem Benutzer stehen vordefinierte Brennstoffe (Öl, Erdgas und Biomasse) zur Verfügung. Eigene Brennstoffe können unter Angabe der chemischen Zusammensetzung und des Heizwertes definiert werden. In Abbildung 6 ist der schematische Aufbau von Type869 dargestellt. Im ersten Schritt werden die Produkte der Verbrennung, die Temperatur und der Massenstrom des Rauchgases berechnet. Im zweiten Schritt wird die Wärmeübertragung an den Wasserkreislauf berechnet. Im dritten Schritt wird die Aufheizung bzw. Abkühlung der thermischen Kesselmasse und die Wärmeverluste an die Umgebung über einen ein-Knoten-Ansatz berechnet [15].

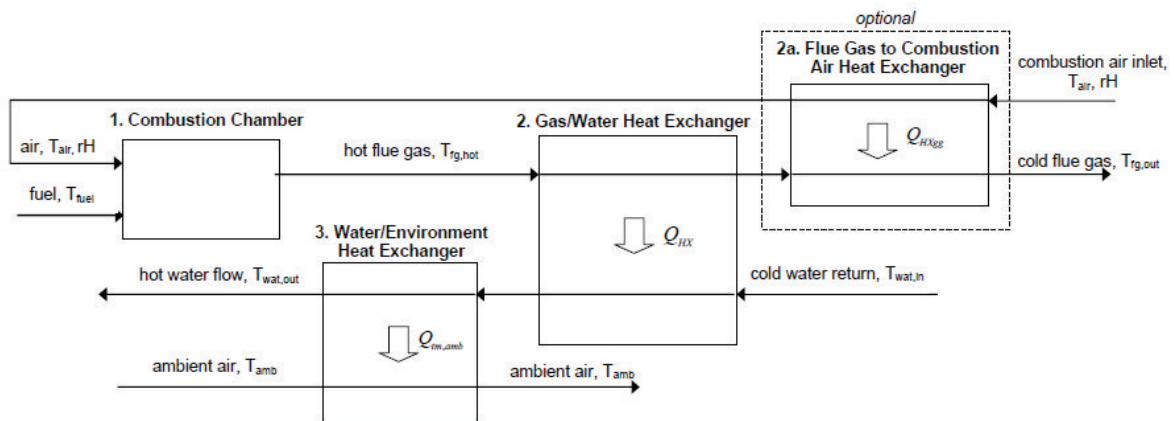


Abbildung 6: Flussbild des Heizkesselmodells Type869 in TRNSYS [15]

Einschränkungen des Modells [15]:

- Kaminzugverluste bei Kesselstillstand können nicht simuliert werden
- Keine Simulation eines im Pufferspeicher integrierten Kessels (wegen ein-Knoten-Ansatz bei der Berechnung der thermischen Masse)



Kessel Steuerung (Type890)

Type890 wurde vom Institut für Wärmetechnik der Technischen Universität Graz zur Verfügung gestellt. Type890 steuert das Ein- bzw. Abschalten des Kessels in Abhängigkeit der Puffertemperatur. Bei Unterschreitung des unteren Steuerwertes wird der Kessel in Betrieb genommen, bei Überschreitung des oberen Steuerwertes wird der Kessel außer Betrieb gesetzt.



PD Regler (Type889)

Der Regler Type889 unterscheidet sich von den Standard PID Reglern der TRNSYS17 Bibliothek durch zwei Anpassungen: Der integrierende Teil wurde weggelassen und die Berechnung der Stellgröße beruht nicht auf der Eingangsgröße des gegenwärtigen Zeitschrittes, sondern auf der Eingangsgröße des vorhergehenden Zeitschrittes, um Konvergenzprobleme zu vermeiden. Um trotzdem eine ausreichend schnelle Reaktionsfähigkeit des Reglers zu erreichen, sollte die Zeitschrittweite der Simulation möglichst klein gewählt werden. Die Anpassungen am Regler wurden vom Institut für Wärmetechnik der Technischen Universität Graz vorgenommen [16].



Pufferspeicher (Type340)

Das Modell eines geschichteten Pufferspeichers wurde am Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) an der Universität Stuttgart entwickelt. Der Modellspeicher kann über einen direkt angeschlossenen Wasserkreislauf oder über einen internen Wärmeübertrager be- und entladen werden. Das Speichermodell ist in N_{max} volumengleiche Zonen (Knoten) aufgeteilt. In Abbildung 7 sind schematisch die Zonen des Speichermodells dargestellt. Die maximale Anzahl der Zonen kann vom Benutzer definiert werden. Für jede Zone wird angenommen, dass sie in ideal durchmischter Form vorliegt. Die Temperaturen der einzelnen Zonen werden durch Lösung eines Differentialgleichungssystems berechnet. Alle Werte werden in einer Matrix der Dimension $N_{max} \times 3$ gespeichert. Die erste Spalte ($j=1$) beinhaltet die Werte des 1. und 4. Wärmetauschers, die zweite Spalte ($j=2$) die Werte des Speichertanks und die dritte Spalte ($j=3$) die Werte des 2. und 3. Wärmetauschers [17].

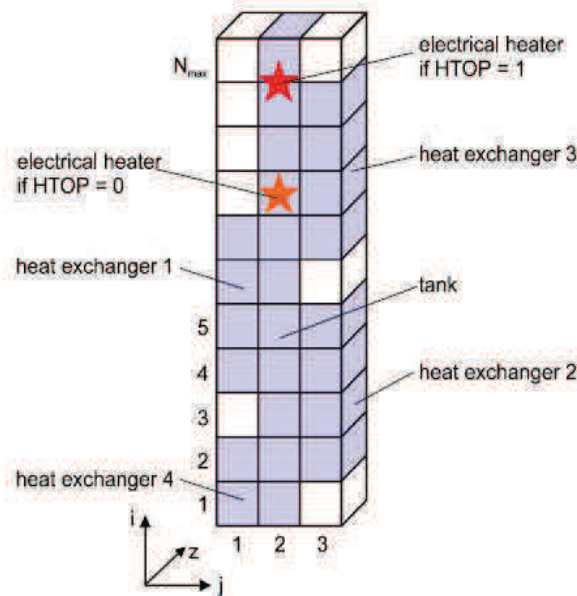


Abbildung 7: Knotenbelegung des Pufferspeichermodells Type340 in TRNSYS [17]

4 Methodik

Die Energiebilanz für jeden Knoten (i) des Speichers (j=2) wird durch folgende Gleichung beschrieben [17]:

$$\begin{aligned} \frac{V_s \rho_s c_{p,s}}{N_{\max}} \cdot \frac{\partial \vartheta_{i,2}}{\partial t} = & \sum_{p=1}^{10} \dot{m}_{dp} \cdot c_{p,s} \cdot [\xi_1 \cdot (\vartheta_{i-1,2} - \vartheta_{i,2}) + \xi_2 \cdot (\vartheta_{i,2} - \vartheta_{i+1,2})] \\ & + \xi_3 \cdot \frac{(UA)_{h1/4,s}^*}{n_{h1/4}} \cdot (\vartheta_{i,1} - \vartheta_{i,2}) + \xi_4 \cdot \frac{(UA)_{h2/3,s}^*}{n_{h2/3}} \cdot (\vartheta_{i,3} - \vartheta_{i,2}) \\ & + \lambda_{con} \cdot \frac{A_q}{H_s} \cdot N_{\max} \cdot [(\vartheta_{i+1,2} - \vartheta_{i,2}) + (\vartheta_{i-1,2} - \vartheta_{i,2})] - \frac{(UA)_{s,ak}}{ndzk} \cdot (\vartheta_{i,2} - \vartheta_{amb}) \end{aligned} \quad \text{Gleichung 6}$$

Erläuterungen: \dot{m}_{dp} ...Wassermassenstrom Doubleport; $\xi_1=1$ wenn $\dot{m}_{dp}>0$; $\xi_2=1$ wenn $\dot{m}_{dp}<0$; $\xi_3=1$ wenn Speicherknoten i in Kontakt mit dem Knoten i des Wärmeübertragers 1 oder 4 ist; $\xi_4=1$ wenn Speicherknoten i in Kontakt mit dem Knoten i des Wärmeübertragers 2 oder 3 ist; $\vartheta_{i,2}$...Temperatur des Knotens i; $\vartheta_{i+1,2}/\vartheta_{i-1,2}$...Einlass-/Auslasstemperatur des Doubleports; $\vartheta_{i,1}/\vartheta_{i,3}$...Temperatur der Wärmeübertragerknotens; ϑ_{amb} ...Umgebungstemperatur; $(UA)_{h1/4,s}^*$...Wärmeübertragungsrate des Wärmeübertrager 1 bzw. Wärmeübertrager 4 mit dem Speicher; $n_{h1/4}$...Anzahl an Knoten belegt durch Wärmeübertrager 1 bzw. Wärmeübertrager 4; $(UA)_{h2/3,s}^*$...Wärmeübertragungsrate des Wärmeübertrager 2 bzw. Wärmeübertrager 3 mit dem Speicher; $n_{h2/3}$...Anzahl an Knoten belegt durch Wärmeübertrager 2 bzw. Wärmeübertrager 3; $(UA)_{s,ak}$...Wärmeübertragungsrate an die Umgebung in Zone k; $ndzk$...Anzahl an Knoten in Zone k; λ_{con} ...effektive Wärmeleitfähigkeit im Speicher; A_q ...Querschnittsfläche des Speichers; H_s ...Speicherhöhe; V_s ...volumetrischer Speicherinhalt; ρ_s ...Dichte der Flüssigkeit im Speicher; $c_{p,s}$...spezifische Wärmekapazität der Speicherflüssigkeit; N_{\max} ...Anzahl an Knoten

Die Energiebilanz für einen Knoten mit Wärmeübertrager ist durch folgende Gleichung beschrieben [17]:

$$\begin{aligned} \frac{V_{hx} \rho_{hx} c_{p,hx}}{n_{hx}} \cdot \frac{\partial \vartheta_{i,j}}{\partial t} = & \xi_5 \cdot \dot{m}_{hx} \cdot c_{p,hx} \cdot (\vartheta_{i-1,j} - \vartheta_{i,j}) + \xi_6 \cdot \dot{m}_{hx} \cdot c_{p,hx} \cdot (\vartheta_{i,j} - \vartheta_{i+1,j}) \\ & + \frac{(UA)_{hx,s}^*}{n_{hx}} \cdot (\vartheta_{i,2} - \vartheta_{i,j}) - \frac{(UA)_{hx,a}^*}{n_{hx}} \cdot (\vartheta_{i,j} - \vartheta_{amb}) \end{aligned} \quad \text{Gleichung 7}$$

Erläuterungen: \dot{m}_{hx} ...Wassermassenstrom Wärmeübertrager; $\xi_5=1$ wenn $\dot{m}_{hx}>0$; $\xi_6=1$ wenn $\dot{m}_{hx}<0$; $\vartheta_{i,j}$...Temperatur des Wärmeübertrager-Knotens i; $\vartheta_{i+1,j}/\vartheta_{i-1,j}$...Einlass-/Auslasstemperatur des Wärmetauschers; $\vartheta_{i,2}$...Temperatur des Speicherknotens; ϑ_{amb} ...Umgebungstemperatur; $(UA)_{hx,s}^*$...Wärmeübertragungsrate Wärmeübertragers mit dem Speicher; n_{hx} ...Anzahl an Knoten belegt durch den Wärmeübertrager; $(UA)_{hx,a}^*$...Wärmeübertragungsrate des Wärmeübertragers an die Umgebung; V_{hx} ...volumetrischer Inhalt des Wärmeübertragers; ρ_{hx} ...Dichte der Flüssigkeit im Wärmeübertrager; $c_{p,hx}$...spezifische Wärmekapazität der Wärmeübertragerflüssigkeit

Funktionen des Modells:

- 4 Wärmeübertrager
- 10 Doppelanschlüsse (direktes oder geschichtetes Laden)
- 4 Zonen des Wärmeübergangs definierbar (Böden extra)
- 5 Temperaturfühler

4.2.3 Verschaltung der Komponenten in TRNSYS17

In Abbildung 8 ist der Aufbau der Basisanlage A in der Simulationssoftware TRNSYS17 dargestellt. Die Anlagenverschaltung wurde unter Anpassungen am Brauchwasserkreis und Solarkreis aus der Diplomarbeit von Herrn Dipl.-Ing. Rammer (Siehe Datenquelle [13]) entnommen. Die Simulation besteht aus dem Kesselkreis, drei Verbraucherkreisen (zwei Heizkreise und ein Brauchwasserkreis) und einem Solarkreis. Der Pufferspeicher ist im Zentrum der Kreise angeordnet, über den Pufferspeicher sind alle Kreise miteinander verbunden. Aus Anlage A wird Anlage B (ohne Solaranlage) und Anlage C (ohne Solaranlage, ohne Pufferspeicher) durch Entfernen entsprechender Kreise abgeleitet.

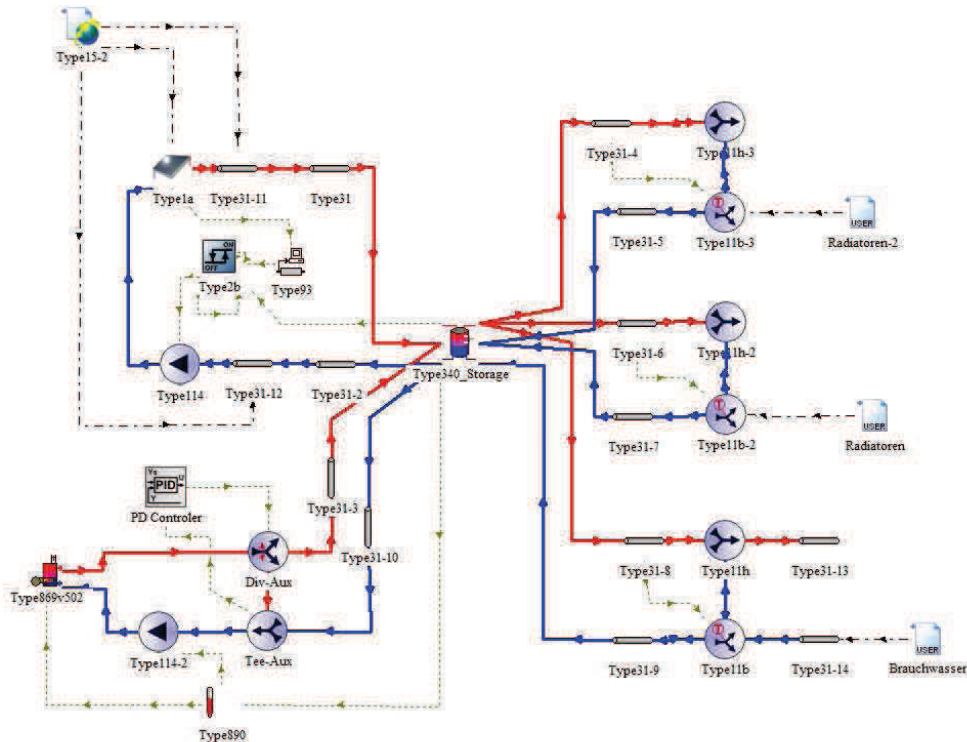


Abbildung 8: Basisanlage A mit Heizkessel, Pufferspeicher, Solaranlage und Verbraucherkreisen
Erläuterungen: Siehe Text

Der Kesselkreis

In Abbildung 9 ist der Aufbau des Kesselkreises dargestellt. Kesselvorlauf (rote Verbindungslinie) und Kesselrücklauf (blaue Verbindungslinie) sind mit dem Pufferspeichermodell verbunden. Die Anschlüsse des Pufferspeichermodells sind immer paarweise (oberer und unterer Anschluss) belegt. Über Rohrleitungsmodule (Type31-x) wird die Wärmeabgabe der Verrohrung an die Umgebung simuliert.

Zwischen Kessel und Pufferspeicher ist ein System eingebaut, das eine Rücklaufanhebung simuliert. Dem PD-Controller wird eine Solltemperatur für den Kesselrücklauf vorgegeben. Über die Regelventilstellung des „T-Verteilers“ wird Heizungswasser dem Rücklauf beigemischt. Durch eine Rücklaufanhebung kann beim Anfahren des Kessels die Rücklauftemperatur möglichst schnell auf die, vom Hersteller vorgegebene, Minimaltemperatur zur Vermeidung von Kondensation im Rauchgas

angehoben werden. Für die Simulation wäre grundsätzlich keine Rücklaufanhebung nötig. Die Funktion der Rücklaufanhebung besteht aber darin, einen Referenzwert für die Kesselleistungsregelung festzulegen. Die Pumpe Type114-2 wird mit konstanter Fördermenge betrieben. Der Massenstrom der Pumpe wurde so festgelegt, dass bei der von der Rücklaufanhebung vorgegebenen Rücklauftemperatur der Kessel mit Nennlast betrieben werden muss um die Soll-Kesselvorlauftemperatur zu erreichen.

Die externe Kesselsteuerung erfolgt über Type890 mit zwei Eingangsparametern. Unterschreitet die Temperatur des Pufferspeicher-Fühlers den unteren Einstellwert, so werden Kessel und Pumpe in Betrieb gesetzt. Kessel und Pumpe bleiben solange in Betrieb, bis der obere Einstellwert überschritten wird. Bei Überschreiten des oberen Einstellwertes werden Kessel und Pumpe ausgeschaltet. Kessel und Pumpe bleiben solange ausgeschaltet bis durch Abkühlen des Speichers der untere Einstellwert wieder erreicht wird.

Bei Anlage C (ohne Pufferspeicher) ist anstatt des Pufferspeichers ein Sammler installiert. Es gibt keine eigene Kesselkreispumpe. Der Massenstrom im Kesselkreis ist als Summe der Massenströme aller Verbraucherkreise festgelegt. Es gibt auch keine Kesselsteuerung, das Ein-/Ausschalten des Kessels ist über die Wärmeanforderung der Verbraucher geregelt.

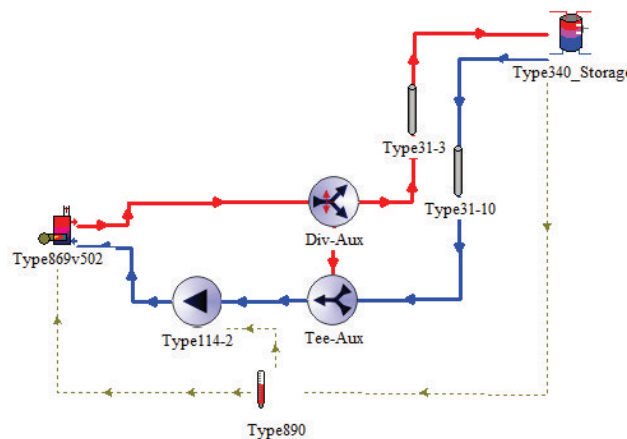


Abbildung 9: Kesselkreis der Basisanlage A in TRNSYS17

Erläuterungen: Siehe Text

Verbraucherkreise

In den Verbraucherprofilen ist die Vorlauf- und die Rücklauftemperatur der Wärmeverbraucher vorgegeben (Siehe Kapitel 4.2.4). Der Wärmeverbrauch ist über den Massenstrom des Verbraucherkreises definiert.

In Abbildung 10 ist die Verschaltung der TRNSYS „Types“ zu einem Heizkreis ersichtlich. Um die geforderte Solltemperatur (Vorlauftemperatur der Verbraucher) einzustellen, ist eine Weiche Type11b eingebaut. Über die Weiche ist die Schaltung in zwei Kreise, einen Primärkreis (vom Pufferspeicher/Sammer bis zur Weiche) und in einen Sekundärkreis (von der Weiche zum Verbraucher) aufgeteilt. Die Vorlauftemperatur im Primärkreis

4 Methodik

variiert je nach vorherrschender Temperatur des Pufferspeichers/Sammlers. Um den Wärmeverbrauch zu simulieren mischt Type11b den, über das Eingabefile, vorgegebenen Rücklaufmassenstrom mit dem Massenstrom aus Pufferspeicher/Sammler. Über das temperaturgesteuerte Mischventil Type11b wird so viel Massenstrom aus dem Pufferspeicher/Sammler beigemischt, dass sich die gewünschte Vorlauftemperatur am Austritt der Weiche einstellt. Über Rohrleitungsmodule (Type31-x) wird die Wärmeabgabe der Verrohrung an die Umgebung simuliert.

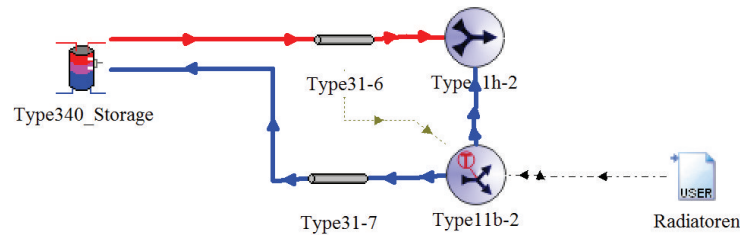


Abbildung 10: Verschaltung des Heizkreises in TRNSYS17

Erläuterungen: Siehe Text

Das Brauchwasser wird bei den Pufferspeichern PSF600 und PSF1100 der Fa. Guntamatic über einen externen Wärmetauscher erhitzt. Die Brauchwassereinheit wird als Frischwassermodul bezeichnet und ist außen am Pufferspeicher angebracht. Näherungsweise kann angenommen werden, dass die Rohrleitungen zum Frischwassermodul keine Wärme an die Umgebung abgeben. Die Regelung der Brauchwassertemperatur erfolgt über ein thermisches Mischventil. Die brauchwasserseitige Solltemperatur wird über das Beimischen des Pufferrücklaufs zum Puffervorlauf durch ein Mischventil geregelt. Das Verhalten des Frischwassermoduls wird über eine ähnliche Verschaltung wie jene der Radiatoren realisiert. Die Schaltung ist in Abbildung 11 ersichtlich. In den, von Guntamatic übermittelten Messdaten zum Frischwassermodul war ersichtlich, dass sich die Rücklauftemperatur im Bereich von 17 °C bewegt. Das Brauchwasserlastprofil und die Parametrierung des Verbraucherkreises wurden entsprechend angepasst. Die brauchwasserseitigen Verluste an die Umgebung werden über Rohrmodule (Type31-x) simuliert.

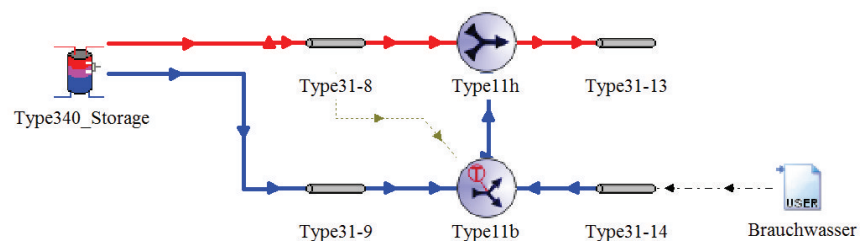


Abbildung 11: Verschaltung des Brauchwasserkreises in TRNSYS17

Erläuterungen: Siehe Text

Solarkreis

In Abbildung 12 ist die Verschaltung des Solarkreises ersichtlich. Vorlauf (rote Verbindungslinie) und Rücklauf (blaue Verbindungslinie) der Solarkollektoren sind mit dem Pufferspeichermodell verbunden. Zwischen Kollektor und Puffer befinden sich vier Rohrleitungsmodule. Zwei Rohrleitungen simulieren die Wärmeverluste an die Umgebung und sind daher mit der Außentemperatur des Wettermoduls verbunden. Zwei Rohrleitungen simulieren die Wärmeverluste innerhalb des Gebäudes. Die Pumpe wird mit konstantem Durchfluss betrieben. Das Wettermodul (Siehe Kapitel 0) simuliert die Einstrahlung auf den Flachkollektor.

Der Solarertrag wird über den Betrieb der Solarkreispumpe gesteuert. Die Steuerung der Solarpumpe erfolgt über eine Ein/Aus-Steuerung (Type2b) mit zwei Steuerparametern. Die Ein/Aus-Steuerung erhält als Inputwert die Kollektoraustrittstemperatur und die Temperatur des Speichers beim Eintritt des Solarkreises in den Puffer. Überschreitet die Temperaturdifferenz aus Kollektoraustrittstemperatur und Fühlertemperatur die obere Grenztemperatur („Upper dead band“), so wird die Solarpumpe in Betrieb genommen und bleibt solange in Betrieb bis die Temperaturdifferenz die untere Grenztemperatur („Lower dead band“) unterschreitet. Ist die Solarpumpe außer Betrieb, so wird sie eingeschaltet sobald die Temperaturdifferenz die untere Steuertemperatur wieder überschreitet. Um die Dampfbildung im Kessel zu verhindern ist zusätzlich zur Steuerung eine Puffergrenztemperatur („High limit cut out“) festgelegt, wird diese Temperatur überschritten, wird in jedem Fall die Solarpumpe abgeschaltet.

Während der Simulation hat sich gezeigt, dass es zu Konvergenzproblemen der Ein/Aus-Steuerung kam. Die Ursache dafür war bei Einschalten der Pumpe ein rapider Abfall der Kollektoraustrittstemperatur. Sinkt die Kollektoraustrittstemperatur unter die Fühlertemperatur im Puffer, so führt dies zu einem Abschalten der Pumpe. Folglich steigt die Kollektoraustrittstemperatur wieder an. Der Steuerkreis schaltet die Solarpumpe abwechselnd über mehrere Zeitschritte ein und aus. Das Konvergenzkriterium kann nicht erfüllt werden. Um einen Abbruch der Simulation zu vermeiden, wird in TRNSYS nach einer bestimmte Anzahl nichtkonvergierender Zeitschritte das letzte Steuersignal eingefroren. Das Problem wurde mit einem Verzögerer (Type93) gelöst. Die Aufgabe des Verzögerers besteht darin, die Kollektoraustrittstemperatur des letzten Zeitschrittes zu speichern und im gegenwärtigen Zeitschritt an die Steuerung weiter zu leiten. Dies führt zwar zu einem verzögerten Steuerverhalten, dessen Auswirkung aber durch eine Verringerung der Zeitschrittweite minimiert werden kann. Die Zeitschrittweite der Simulation wurde daher von 15 min auf 10 min verkürzt.

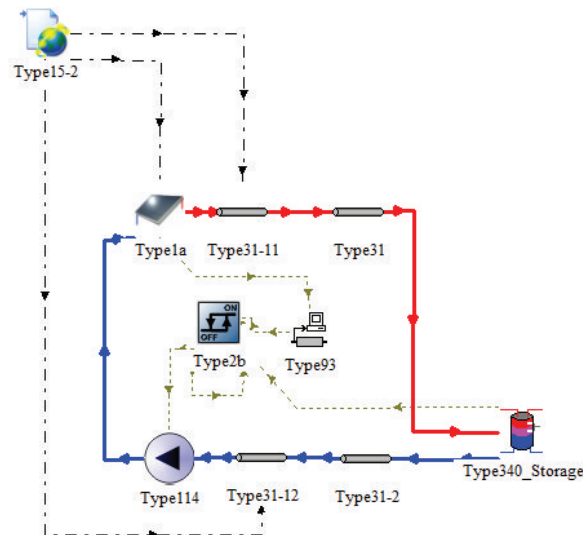


Abbildung 12: Solarkreis der Basisanlage A in TRNSYS17
Erläuterungen: Siehe Text

4.2.4 Skalierung der Verbraucherprofile

Die originalen Datensätze stammen aus zweijährigen Feldmessungen aus den Jahren 2008 und 2009 des European Institute for Energy Research (EIFER). Gemessen wurden Vorlauf-, Rücklauftemperatur und Volumenstrom. Die kumulierte thermische Energie wurde im Wärmemengenzähler aus den Momentanwerten von Volumenstrom und Temperaturdifferenz ermittelt und über die Zeit aufsummiert. Die Daten wurden stundenweise ausgegeben [13].

Für die Simulation in TRNSYS wurden mit den Projektpartnern zwei Lastprofile mit einem Wärmeverbrauch von 15 MWh/a und 25 MWh/a mit jeweils einer Hoch- und einer Niedertemperaturvariante vereinbart. In der Hochtemperaturvariante ist die Vorlauftemperatur der Radiatoren mit 65 °C, die Rücklauftemperatur mit 55 °C festgelegt. In der Niedertemperaturvariante ist die Vorlauftemperatur der Radiatoren mit 30 °C, die Rücklauftemperatur mit 25 °C festgelegt. Für beide Temperaturprofile wurde die Warmwassertemperatur mit 45°C und die Kaltwassertemperatur mit 17°C festgelegt.

Aus den Messungen an Heizungsanlagen von Gebäuden stehen zwei Lastprofile zur Verfügung. Ein Profil mit einem Gesamtwärmeverbrauch von 15.523 kWh/a (Lastprofil 1) und ein Profil mit einem Wärmeverbrauch von 22.608 kWh/a (Lastprofil 2). Die Spezifikationen der Heizungsanlagen, an denen die Messungen durchgeführt wurden sind in Tabelle 1 aufgelistet.

4 Methodik

Tabelle 1: Spezifikation der Heizungsanlagen, an denen die Messungen zu den Verbraucherprofilen durchgeführt wurden

		Lastprofil 1	Lastprofil 2
Errichtung des Gebäudes	-	1909/1967 (Aufstockung)	Ca. 1950
Zweck des Gebäudes	-	Wohnhaus	Wohnhaus
Beheizte Fläche	m ²	170	Ca. 125
Im Haushalt lebende Personen	-	3	4
Anzahl der Heizkreise	-	1	2
Heizkreistyp	-	Radiatoren	Radiatoren
Gesamtwärmeverbrauch	kWh	15.523	22.608
Wärmeverbrauch Warmwasser	kWh	1.485	2.439
Wärmeverbrauch Radiatoren 1	kWh	14.038	16.145
Wärmeverbrauch Radiatoren 2	kWh	-	4.024
T _{Vorlauf} /T _{Rücklauf} Warmwasser	°C	45/17	45/17
T _{Vorlauf} /T _{Rücklauf} Radiatoren 1	°C	50/37	42.5/34.2
T _{Vorlauf} /T _{Rücklauf} Radiatoren 2	°C	-	59.5/33.4

In den Verbraucherkreisen der Basisanlagen wird der Wärmeverbrauch über den Heizkreismassenstrom und nicht über die Temperaturspreizung variiert. Durch die Anpassung der Originaldatensätze wurde über den Massenstrom im Heizkreis der Wärmeverbrauch so eingestellt, dass der geforderte Jahreszielwärmeverbrauch von 15 MWh bzw. 25 MWh erreicht wurde.

Aus den stündlichen Aufzeichnungen des Wärmeverbrauches lässt sich der stündliche Massendurchsatz des Verbraucherkreises für Hoch- und Niedertemperaturwärmeverbraucher nach Gleichung 8 über die Temperaturdifferenz von Vorlauf-Rücklauf und der spezifischen Wärmekapazität des Mediums berechnen.

$$m = \frac{Q / 3600}{c_p \cdot \Delta T} \text{ [kg/h]} \quad \text{Gleichung 8}$$

Erläuterungen: Q...Über eine Stunde aufgezeichneter Wärmeverbrauch [Wh]; c_p...spezifische Wärmekapazität des Mediums [J/kgK]; ΔT...Differenz aus Vorlauf- und Rücklauf-temperatur der Wärmeverbraucher [K]

4.2.5 Parametrierung der Komponenten

Die virtuellen Komponenten der TNRSYS Simulation sollen sich wie die realen Komponenten des Heizungsystems verhalten. Durch die Parametrierung der Komponenten nach den Spezifikationen und Teststandsberichten des Herstellers kann das Verhalten der realen Komponenten nachsimuliert werden. Nicht alle parametrisierten Werte konnten den Angaben der Hersteller entnommen werden. Teils wurden

vorgeschlagene Einstellwerte aus Dissertationen bzw. den Dokumentationen zu den TRNSYS-Komponenten entnommen.

Pufferspeicher (Type340)

In der Simulation werden zwei Pufferspeicher (600 l und 1.070 l) parametrieren. Die beiden Pufferspeicher werden von der Fa. Guntamatic unter dem Namen PSF600Solar und PSF1100/PSF1100Solar vertrieben. Jene Speicher mit der Zusatzbezeichnung Solar sind mit einem internen Wärmeübertrager für eine solarthermische Anlage ausgestattet. Der Speicher PSF600 ist nur in der Variante Solar, mit Solarwärmeübertrager, erhältlich. Die Parametrierung wurde nach Datenblättern und Konstruktionszeichnungen, von der Fa. Guntamatic zur Verfügung gestellt, durchgeführt.

Die Pufferspeicher bestehen aus gewölbten Böden und zylindrischem Schuss. Die Geometrie des Speichers musste auf ein zylindrisches Speichermodell mit ebenen Böden und gleichem volumetrischen Inhalt umgerechnet werden. Unter Festlegung eines gleich bleibenden Speicherdurchmessers wurde die Pufferhöhe so angepasst, dass das Volumen des Speichermodells dem Volumen des realen Speichers mit gewölbten Böden entspricht. Die geometrische Anpassung ist in Abbildung 13 schematisch dargestellt.

Die Anschlusshöhen für Kessel, Heizung, Frischwassermodul und Solarwärmetauscher wurden den Konstruktionszeichnungen des Herstellers entnommen. In der Parametrierung des Speichermodells in TRNSYS wird die Speicherhöhe als absoluter Wert eingegeben. Alle weiteren Abmessungen werden als relative Werte, bezogen auf die Speicherhöhe parametrieren. Durch die oben beschriebene Anpassung der Speicherhöhe sollte sich, bezogen auf den Boden des realen Speichers die Position der Anschlüsse nicht ändern. Daher war es nötig, die Anschlusshöhen auf eine neue Bezugsebene umzurechnen. Die Anordnung der neuen Bezugsebene ist durch den Boden des Modellspeichers festgelegt und in Abbildung 13 dargestellt.

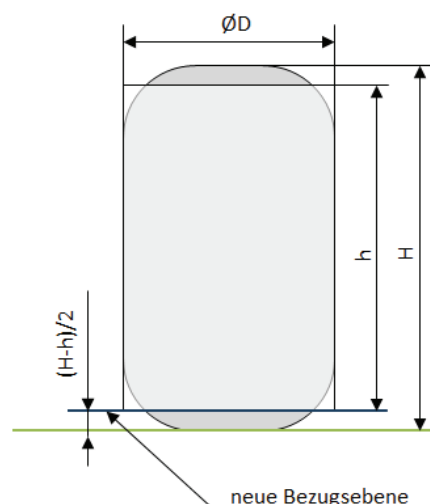


Abbildung 13: Neue Bezugsebene des zylindrischen Speichermodells

Erläuterungen: $\varnothing D$...Durchmesser des realen Pufferspeichers bzw. des Pufferspeichermodells, H ...Höhe des realen Pufferspeichers; h ...Höhe des zylindrischen Speichermodells

Die Wärmeübertragungsrate des Speichermantels an die Umgebung wurde aus der Wärmeleitfähigkeit der Wandung (3 mm Edelstahlblech), aus der Wärmeleitfähigkeit der Isolierschicht (Polystyrol) und aus den inneren und äußeren Wärmeübergangskoeffizienten, sowie der Oberfläche des Speichermantels berechnet. Die Wärmeleitfähigkeit der Edelstahlwandung ist etwa 200-mal höher als die Wärmeleitfähigkeit der Isolierung und hat daher kaum einen Einfluss auf den Wärmedurchgangskoeffizienten.

Das Speichermodell ist vertikal in Zonen unterteilt (Siehe Kapitel 4.2.2). Für jede Zone wird die Temperatur berechnet. Um die Wärmeübertragung der Zonen untereinander zu simulieren muss die effektive vertikale Wärmeleitfähigkeit im Speicher bekannt sein. Berechnet wird diese aus der Wärmeleitfähigkeit des Speicherinhalts und der Wärmeleitfähigkeit der Edelstahlwandung. Die Wärmeleitfähigkeit der Isolierung ist so gering, dass sie keinen Einfluss auf die effektive vertikale Wärmeleitfähigkeit hat. Zur Veranschaulichung der vertikalen Wärmeleitung ist ein Querschnitt durch den Pufferspeicher in Abbildung 14 dargestellt.

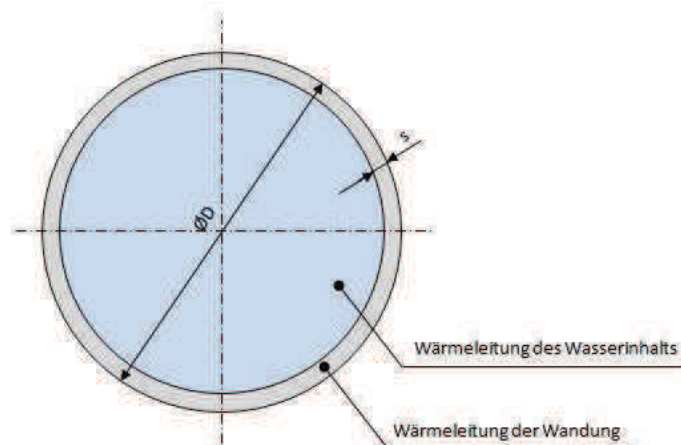


Abbildung 14: Vertikale Wärmeleitung im Pufferspeicher

Erläuterungen: ØD...Durchmesser des Pufferspeichers, s...Wandstärke des Pufferspeichers

Die Wärmeübertragungsrate des Solarwärmetauschers im Speicher PSF1100Solar wurde aus Versuchswerten bei unterschiedlichen Solarvorlauf- und Speichertemperaturen ermittelt. Während einer Messung wurde die Speichertemperatur konstant gehalten. Gemessen wurde Vorlauf-/Rücklauf-temperatur und Durchfluss. Unter der Annahme einer logarithmischen Temperaturdifferenz (siehe Gleichung 9) wurde die Wärmeübertragungsrate aus den Messungen an dem Pufferspeicher PSF1100Solar ermittelt.

$$\Delta T_{\ln} = \frac{\Delta T_{in} - \Delta T_{out}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{in}}{\Delta T_{out}}\right)} \text{ [K]} \quad \text{Gleichung 9}$$

Erläuterungen: ΔT_{ln}...mittlere logarithmische Temperaturdifferenz; ΔT_{in}...Temperaturdifferenz aus Vorlauf-temperatur und Speichertemperatur; ΔT_{out}...Temperaturdifferenz aus Rücklauf-temperatur und Speichertemperatur

Zu dem Wärmeübertrager im Speicher PSF600Solar standen keine Messwerte zur Verfügung. Es wurde angenommen, dass der Wärmedurchgangskoeffizient derselbe wie bei dem Solarwärmetauscher des Speichers PSF1100Solar sei.

Kessel (Type869)

Für die Simulation wurden zwei Pelletheizkessel mit 10 kW und 15 kW Nennleistung parametrisiert. Die Kessel werden vom Feuerungshersteller Guntamatic unter dem Namen Therm10 und Therm15 geführt. Die Parametrierung wurde auf Basis des Kesselprüfberichts von Therm10 (der Kessel Therm15 befindet sich derzeit in der Entwicklungsphase) und den Betriebs- bzw. Auslegungsdaten der beiden Kessel Therm10 und Therm15 durchgeführt. Beide Kessel sind mit Taktbetrieb ausgestattet. Der Taktbetrieb ermöglicht es, nach Erreichen der unteren Lastmodulationsgrenze von etwa 30 % der Nennlast den Kessel mit reduzierter Leistung weiter zu betreiben. Im Taktbetrieb wird der Kessel in einem quasistationären Betriebszustand mit 100 s Einschub – 200 s Pause betrieben. In der Pause läuft die Kesselkreispumpe weiter. Durch den Taktbetrieb kann der Kessel mit einem Drittel der minimalen Teillast betrieben werden, bei Kessel Therm10 bis etwa 12 % der Nennleistung, bei Kessel Therm15 bis etwa 11,5 % der Nennleistung.

Der Type869 bietet umfangreiche Parametrierungsmöglichkeiten. Die Parametrierung von Type869 wurde so durchgeführt, dass im Vollast-, Teillast- und Taktbetrieb das Verhalten des realen Kessel möglichst exakt nachsimuliert wird. Nachfolgend sind die wesentlichen Parametrierungsarbeiten, die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt wurden erläutert:

Taktbetrieb

Um den quasistationären Taktbetrieb des Kessels mit 100 s minimale Teillast – 200 s Pause im Kesselmodell zu simulieren, müsste das Modell vom minimalen Teillastbetrieb auf den quasistationären Taktbetrieb umschalten können. Da dies im Heizkesselmodell nicht möglich ist, wurde der Modulationsbereich des Kesselmodells um den Taktbetrieb erweitert. Das Heizkesselmodell kann von Nennwärmeleistung bis zur mittleren Wärmeleistung bei Taktbetrieb (entspricht etwa einem Drittel der minimalen Teillast) modulieren. Durch den nichtlinearen Verlauf der Rauchgastemperatur und ein erhöhtes Luftverhältnis im Taktbetrieb kommt es allerdings zu Abweichungen bei der Parametrierung.

Brennstoff

Da die chemische Zusammensetzung der Standardbrennstoffe im Heizkesselmodell vom Prüfbrennstoff abweicht, musste der Pelletbrennstoff in TRNSYS nach den Daten des Prüfberichts neu parametrisiert werden.

Rauchgas (O₂-Gehalt und Temperaturen)

Im Heizkesselmodell ist der O₂-Gehalt des Rauchgases in Abhängigkeit der Kesselleistung über ein Polynom 2. Ordnung hinterlegt. In den Spezifikationen der beiden Kessel Therm10 und Therm15 sind die O₂-Gehalte des Rauchgases bei Vollast, minimaler Teillast und im Taktbetrieb angegeben. Nach diesen Werten wurden mittels Näherungslösung die Koeffizienten des Polynoms bestimmt.

Im Kesselmodell wird die Rauchgastemperatur abhängig von der Kessel-Rücklauf­temperatur und der Kesselleistung berechnet. Generell wird von einem linearen Verlauf der Rauchgastemperatur ausgegangen. Bezugspunkt für die Berechnung der Rauchgastemperatur ist der Betrieb bei Voll­last. Eine Zunahme der Kessel-Rücklauf­temperatur ist mit einer Abnahme der Kesselleistung verbunden. Die Parametrierung wurde so durchgeführt, dass über die Berechnung einer Näherungslösung die Abgastemperatur bei zunehmender Rücklauf­temperatur und damit abnehmender Kesselleistung den Angaben der Fa. Guntamatic zur Abgastemperatur bei minimaler Teillast und im Taktbetrieb möglichst genau entspricht.

Abwärme (Kessel, Brennkammer)

Grundsätzlich treten Abwärmeverluste des Kessels bei Heizbetrieb als Oberflächen-Wärmeverluste und bei Stillstand als Abkühlverluste auf. Im Kesselmodell wird die Abwärme der Kesseloberfläche über die Temperaturdifferenz der mittleren Kesseltemperatur zur Umgebungstemperatur berechnet. Für das Kesselmodell wird angenommen, dass der Kessel stark durchmischt sei und die mittlere Kesseltemperatur der Kessel-Vorlauf­temperatur entspricht. Im Heizkesselmodell ist es möglich zwei unterschiedliche Wärmeübertragungsraten (UA-Werte) festzulegen, einmal für die Umgebungsverluste bei Betrieb des Kessels und einmal für die Umgebungsverluste bei Stillstand des Kessels. Bei Pelletfeuerungen mit natürlichem Kaminzug und abgeschaltetem Brenner erfolgt eine zusätzliche Abkühlung durch die Durchströmung des Kessels im Inneren. Bei Betrieb des Brenners treten diese Verluste nicht auf, da die Rauchgastemperatur sehr viel höher ist und dem Wärmeübertrager Wärme zugeführt wird. Es wird gemäß der Dissertation von Herrn Michel Y. Haller (siehe Datenquelle [18]) angenommen, dass durch den Kaminzug bei Stillstand des Kessels die Umgebungsverluste von der Kesseloberfläche doppelt so hoch sind wie die Umgebungsverluste bei Betrieb des Kessels. Da seitens Guntamatic keine Angaben zu den Oberflächenverlusten zur Verfügung standen wurden die Richtwerte aus der Dissertation von Herrn Michel Y. Haller entnommen und nach Kesselleistung skaliert. Für die Berechnung der Abkühlverluste muss die thermische Masse des Kessels und der Wasserinhalt bekannt sein. Als Referenzwert für die thermische Kesselmasse wurde das Gewicht des Stahlwärmetauschers herangezogen. Die Wärmeübertrager der Therm-Serie sind als Gegenstromwärmübertrager ausgeführt. Es wurde angenommen, dass im Wärmetauscher eine geringe Strömungsgeschwindigkeit vorherrscht und daher eine Durchmischung durch thermische Konvektion erfolgen kann. Mit der Annahme, dass der Wärmeübertrager stark durchmischt sei, wurde im Heizkesselmodell die mittlere Temperatur des Wärmeübertragers gleich der Kessel-Vorlauf­temperatur festgelegt. Die thermische Masse der Brennkammer konnte im Kesselmodell (ein-Knoten-Ansatz) nicht berücksichtigt werden weil die Brennkammer eine viel höhere Temperatur als die Kesselvorlauf­temperatur aufweist. Die Abkühlverluste der Brennkammer werden daher nicht berücksichtigt.

Um im Heizkesselmodell die, im Prüfbericht ermittelten Abstrahlverlusten zu berücksichtigen mussten die Abstrahlverluste im Modell als Brennkammerverluste ausgewiesen werden. Generell sind Abstrahlverluste von der Oberflächentemperatur abhängig. Im Heizkesselmodell werden die Brennkammerverluste aber nicht in Abhängigkeit der Oberflächentemperatur, sondern in Abhängigkeit der Brennerleistung

berechnet. In der Parametrierung des Kesselmodells wurden die, aus dem Prüfbericht ermittelten Abstrahlverluste auf die Nennleistung des Kessels bezogen. Dies bedeutet aber, dass die Abstrahlverluste im Teillastbetrieb zu gering ausfallen.

Verluste durch unverbrannte Anteile in Asche

Weitere Verluste ergeben sich durch nicht verbrannte Anteile der Asche. Die Anforderungen und Prüfbestimmungen an den Pelletbrennstoff sind in Österreich durch die ÖNORM M7135 festgelegt [5]. Durch eine gleichbleibend hohe Brennstoffqualität kann man davon ausgehen, dass die Brennkammer sehr gut auf den Brennstoff abgestimmt ist und somit die unverbrannten Anteile in der Asche als gering einzustufen sind (etwa 1 %).

CO-Emissionen

Im Kesselmodell ist ein linearer Verlauf des CO-Ausstoßes in Abhängigkeit der Kesselleistung hinterlegt. Bei der Parametrierung wurden für den linearen Verlauf als Stützwerte die CO-Emissionen bei Nennleistung und Teillast gewählt. Dies würde für den Taktbetrieb bedeuten, dass der CO-Ausstoß etwa um ein Drittel niedriger sein müsste als bei minimaler Teillast. Wegen des häufigen Anfahrens im Taktbetrieb kann aber davon ausgegangen werden, dass der CO-Ausstoß in der Realität um einiges höher liegen würde. Da keine andere Möglichkeit für die Parametrierung der CO-Emissionen vorlag, musste diese Abweichung in Kauf genommen werden. Es ist aber in diesem Zusammenhang darauf hinzuweisen, dass das vorrangige Ziel dieser Arbeit die Bewertung des Jahresnutzungsgrades von Pelletheizungssystemen war und daher eine Vereinfachung der Emissionsberechnung keinen Einfluss auf die wesentlichen Ergebnisse dieser Arbeit hatte.

In der Startphase wird der Kessel 2 min bei Nennlast betrieben. Aus Erfahrungswerten ist bekannt, dass der CO-Ausstoß beim Anfahrvorgang etwa 10-mal größer ist als im regulären Betrieb. Der erhöhte CO-Ausstoß beim Startbetrieb mit Nennlast wurde in der Simulation berücksichtigt. Im Heizkesselmodell kann der CO-Ausstoß der Startphase getrennt vom CO-Ausstoß bei regulärem Betrieb parametrieren werden.

Beide Kesselmodelle Therm10 und Therm15 wurden in TRNSYS17 auf einem virtuellen Kesselteststand (Siehe Kapitel 5.4) im stationären Betrieb bei Volllast, minimaler Teillast und im Taktbetrieb untersucht. Die Ergebnisse wurden mit den Angaben des Feuerungsherstellers verglichen. Nach der Verifikation am virtuellen Kesselteststand kam es teils zu Anpassungen an der Parametrierung, um das reale Kesselverhalten möglichst exakt nachzusimulieren.

Solarkollektor (Type1a)

In solarthermischen Anlagen von Einfamilienhäusern bzw. kleinen Bürogebäuden werden häufig Flachkollektoren eingesetzt. Auch in der Simulation wurden Flachkollektoren implementiert. Die Parametrierung des thermischen Wirkungsgrades erfolgte nach folgender Gleichung [14]:

$$\eta = a_0 - a_1 \frac{\Delta T}{I_T} - a_2 \frac{(\Delta T)^2}{I_T} \quad \text{Gleichung 10}$$

Erläuterungen: ΔT ...Differenz aus mittlerer Kollektortemperatur und Umgebungstemperatur;
 I_T ...Globalstrahlung (Direktstrahlung & Diffusstrahlung) auf die Kollektorfläche;
 a_0 ...maximaler Kollektorwirkungsgrad; a_1 ...Koeffizient erster Ordnung, a_2 ...Koeffizient zweiter Ordnung

Wettermodul (Type15)

Aus dem Wettermodul werden für die Simulation Außentemperatur und Solareinstrahlung auf die Flachkollektoren ausgelesen. Das Wettermodul ermöglicht es, die Wetteraufzeichnung unterschiedlicher Standorte aufzurufen. In Absprache mit den Projektpartnern wurde für die Simulation das Temperatur- und Solareinstrahlungsprofil der Region Karlsruhe/Baden ausgewählt.

4.2.6 Parametrierung der Regelung/Steuerung

Grundsätzlich wird die Regelung/Steuerung eingeteilt in die Regelung/Steuerung des Kesselkreises und in die Steuerung des Solarkreises. Die Funktionsweise der Regelung/Steuerung des Kesselkreises und des Solarkreises ist in Kapitel 4.2.3 näher erläutert. Es werden drei unterschiedliche Systeme unterschieden. Den Kessel betreffend, die Regelung der Soll-Kesselvorlauftemperatur und die Ein/Aus-Steuerung des Kessels, die Solaranlage betreffend, die Solarpumpensteuerung.

Die Regelung der Soll-Kesselvorlauftemperatur T_{SET} erfolgt über die Leistungsregelung des Kessels. In Abhängigkeit der Rücklauftemperatur wird die Leistung des Kessels so angepasst, dass der Sollwert der Kesselvorlauftemperatur bei konstantem Wassermassenstrom erreicht wird.

Bei der Kesselsteuerung wird zwischen interner und externer Kesselsteuerung unterschieden. Die externe Kesselsteuerung ist der internen Kesselsteuerung übergeordnet. Die externe Kesselsteuerung wird über Type890 realisiert. Je nach Temperatur des Fühlers im Pufferspeicher wird der Kessel in Betrieb genommen oder abgeschaltet. Dafür werden die Grenztemperaturen $T_{SETupper}$ (Einschaltemperatur) und $T_{SETlower}$ (Ausschaltemperatur) des Pufferspeichers in der Parametrierung festgelegt. Die interne Kesselsteuerung schaltet den Kessel ab, wenn die Vorlauftemperatur die Ausschalttemperatur T_{OFF} bei Betrieb des Kessels mit minimaler Teillast überschreitet. Zusätzlich ist in der internen Kesselsteuerung noch eine Not-aus-Temperatur T_{MAX} für die Abschaltung des Kessels bei Überschreiten durch die Vorlauftemperatur in der Startphase hinterlegt.

Die Steuerung des Solarkreises erfolgt über ein Ein/Aus-Signal von Type2b an die Solarpumpe. In Type2b sind zwei Steuerparameter, das Ein- und Ausschalttemperaturband hinterlegt. Überschreitet die Temperaturdifferenz zwischen Kollektoraustrittstemperatur und Fühlertemperatur das Einschalttemperaturband („Upper dead band“), so wird die Solarpumpe in Betrieb genommen und bleibt solange in Betrieb bis die Temperaturdifferenz das Ausschalttemperaturband („Lower dead band“) unterschreitet. Um die Dampfbildung im Kessel zu verhindern ist eine zusätzliche Solarpumpenabschaltung über eine festgelegte Puffergrenztemperatur („High limit cut out“) realisiert.

4.2.7 Verifizierung der Basisanlagen

In einer Simulation kann die Realität nie zur Gänze abgebildet werden. Ein Grund sind Vereinfachungen, die getroffen werden, um die Komplexität des Modells zu minimieren. Weiteres stellen die, in den Komponenten hinterlegten mathematischen Modelle selbst nur eine Näherung der Realität dar.

Vor der Auswertung der Jahressimulationen wurden zunächst die parametrisierten Heizkesselmodelle (Therm10 und Therm15) verifiziert. Die Kessel wurden auf einem virtuellen Teststand im stationären Betrieb mit unterschiedlicher Last simuliert und mit den Daten aus dem Prüfbericht verglichen.

Die drei Basisanlagen A, B und C mit Hochtemperatur- und Niedertemperaturwärmeverbraucher sind gleichzeitig die Ausgangsanlagen für die Sensitivitätsanalyse. Bevor die Analyse durchgeführt wurde, wurden die Basisanlagen verifiziert. Dabei wurden die Einstellwerte und die Verschaltung der Simulationskomponenten, die Steuerung/Regelung und die Datenauswertung geprüft. Die Ergebnisse der Jahressimulation wurden mittels Energiebilanz über einzelne Komponenten (Kessel, Pufferspeicher) sowie das gesamte Heizungssystem geprüft. Über ein Jahr betrachtet sollte sich die Bilanz schließen, d.h. die Differenz der ein- und austretenden Energieströme sollte Null sein. Die Überprüfung der Steuerung/Regelung erfolgte durch das Auslesen der stündlichen Simulationsdaten einer Woche im Winter und im Sommer. Wie in Kapitel 4.2.3 beschrieben erfolgt die Regelung/Steuerung von Solarkreis und Kesselkreis über Grenzwerte. Wird ein Grenzwert über- oder unterschritten, so ist eine Reaktion der Steuerung/Regelung zu erwarten, diese Reaktion wurde in der Auswertung geprüft.

4.3 Sensitivitätsanalyse

Mathematische Modelle von realen Systemen basieren auf einer Vielzahl von nichtlinearen gekoppelten Gleichungssystemen. Sensitivitätsstudien werden häufig für physikalische Systeme und Wirtschaftlichkeitsberechnungen angewendet. Bei komplexen Systemen besteht das Ziel darin, Engpässe und Schwachstellen zu identifizieren [19].

Am Beginn jeder Sensitivitätsanalyse steht die Festlegung der Parameter, nach denen die Analyse in sinnvoll gewählten Definitionsgrenzen durchgeführt werden soll. In der Vorarbeit zur Sensitivitätsanalyse wurden Parameter identifiziert und der

Variationsbereich in Absprache mit den Projektpartnern festgelegt. Durch Variation der Parameter in der TRNSYS Simulation wurde geprüft, wie das System auf Veränderungen reagiert. Nach Auswertung der Simulationsergebnisse wurden die Maßnahmen einer technisch-energetischen Bewertung unterzogen.

4.3.1 Parameteridentifikation

Vor der eigentlichen Analyse ist es oft schwierig zu beurteilen, welche Faktoren notwendig sind und welche vernachlässigt werden können. Durch die Aufteilung des Gesamtsystems in Teilsysteme konnte ein besserer Überblick verschafft werden. Nach der Analyse der Teilsysteme folgte die Auswahl der Parameter. Der Variationsbereich der Parameter wurde nach technischer Machbarkeit in Abstimmung mit den Projektpartnern gewählt. Die Maßnahmen wurden in Änderungen am Kessel, Änderungen an der Software/Regelung und Änderungen an der Hardware eingeteilt. Maßnahmen, die sich für eine Analyse eignen, sind in Tabelle 2 aufgelistet und beschrieben.

4 Methodik

Tabelle 2: Parameteridentifikation als Vorarbeit der Sensitivitätsanalyse

Erläuterungen: Spezifikation der Basis-Heizsysteme siehe Tabelle 4, Spezifikation der Basis-Kesselanlagen siehe Tabelle 7

KESSEL-ÄNDERUNGEN	Anmerkungen
Rauchgasaustrittstemperatur (Volllast/Teillast)	Volllast: 140 bis 130°C, Teillast: 80°C bis 70°C, weitere Verringerung ist ohne Brennwerttechnologie nicht möglich
O ₂ -Gehalt im Rauchgas (Volllast/Teillast)	Volllast: 9,5 bis 8,5 Vol%, Teillast: 10 bis 9 Vol%, Taktbetrieb: 14 bis 13 Vol%, in Abstimmung mit dem Pelletfeuerungshersteller
Thermische Masse Kessel	Reduktion bis 90%, der Kessel hat schon eine sehr niedrige thermische Masse
Wärmeübergangsfaktor von thermischer Masse an Umgebung (bei Stillstand)	200% des UA-Wertes bei Betrieb bis 110% des UA-Wertes bei Betrieb
Einstellungen für Startphase (Dauer und Startleistung am Ende der Startphase)	keine Variation, da Startphase sehr kurz ist (2 min), ist eine weitere Verringerung nicht sinnvoll
Kesselvorlauftemperatur	70 bis 40°C, in Abhängigkeit vom Temperaturprofil der Heizung (Hoch-/Niedertemperatur) und des Warmwassers, Abstimmung mit dem Feuerungshersteller
Kesselrücklauftemperatur	In Abhängigkeit vom Temperaturprofil der Heizung (Hoch-/Niedertemperatur) und des Warmwassers, Abstimmung mit dem Feuerungshersteller
Variation Modulationsbereich	keine Variation, aktuell bis etwa 30% der Nennleistung, im quasistationären Taktbetrieb mit 100 s Einschub – 200 s Pause sogar bis 10 % der Nennleistung
Integration Kessel in Pufferspeicher	Vergleich zwischen herkömmlicher Verschaltung und Kombination Kessel in Pufferspeicher
SOFTWARE-ÄNDERUNGEN	Anmerkungen
Puffermanagement in Kombination mit Kessel	
Steuerungsparameter für Kesselfreigabe und die Kesselabschaltung (Position des Temperaturfühlers im Puffer, Temperatur) <i>(in der Standard-Konfiguration besitzt der Puffer 5 Temperaturfühler)</i>	Veränderung der Bandbreite der Steuerung um +6 °C und -6 °C Verschiebung des Niveaus der Steuerung um +3 °C und -3 °C <i>Optionen:</i> 4 Temperaturfühler (5. und oberster Temperaturfühler liegt oberhalb der Kesseleinspeisung)
Puffermanagement in Kombination mit Solaranlage	
Steuerungsparameter für Solaranlagenfreigabe und die Solaranlagenabschaltung (Position des Temperaturfühlers im Puffer, Temperatur) <i>(in der Standard-Konfiguration besitzt der Puffer 5 Temperaturfühler)</i>	Veränderung der Bandbreite der Steuerung um +3 °C und -3 °C Verschiebung des Niveaus der Steuerung um +3 °C und -3 °C <i>Optionen:</i> 1., 2. und 3. Temperaturfühler (4. und 5. Temperaturfühler liegen oberhalb der Solareinspeisung)
HARDWARE-ÄNDERUNGEN	Anmerkungen
Isolierung	
Leitungslängen	-50%
Isolierung Rohrleitungen (Variation der Isolierstärke)	0 bis 30 mm
Isolierung Puffer (Variation Isolierstärke)	50 bis 130 mm
Dimensionierung	
Variation der Kesselennennleistung	10kW (Therm10) oder 15kW (Therm15)
Variation der Pufferspeichergröße	600l, 1100l
Variation der Position der Ein- und Ausgänge für Kessel und Solaranlage	Untersuchung verschiedener Varianten
Variation der Solaranlagengröße	Anpassung der Kollektorfläche in 5 m ² -Schritten von -5 m ² bis +15 m ²
Konzeption Wärmeversorgung	
Pelletkessel, Solaranlage, Pufferspeicher	als Anlage A bezeichnet
Pelletkessel und Pufferspeicher	als Anlage B bezeichnet
Pelletkessel	als Anlage C bezeichnet
Hochtemperaturheizung	65/55 (Vorlauf/Rücklauf), Kurzbezeichnung HT
Niedertemperaturheizung	30/25 (Vorlauf/Rücklauf), Kurzbezeichnung NT

4.3.2 Kriterien zur Reihung der Einzelmaßnahmen

Auf Basis der Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse wurden die Einzelmaßnahmen nach ihrem positiven Einfluss auf den Pelleteinsatz gereiht. Gerade bei den Anlagenvarianten A (mit Solaranlage) macht dies Sinn, da die alleinige Bewertung der Nutzungsgrade nicht ausreicht. Allerdings wurden bei der Verifizierung der Basisanlagen Abweichungen des Jahreswärmeverbrauches vom Zielwärmeverbrauch (15 MWh/a und 25 MWh/a) festgestellt (Siehe Kapitel 5.4). Um eine transparente Bewertung nach Pelletverbrauch zu ermöglichen, wurde der Pelleteinsatz entsprechend dem zu erreichenden Zielwärmeverbrauch (15 MWh/a und 25 MWh/a) so korrigiert, dass sich die Jahresnutzungsgrade des Kessels und des Puffer-/Heizsystems nicht ändern.

4.3.3 Definition der optimierten Varianten

Nach Selektion der Einzelmaßnahmen wurden diese zu Maßnahmenpaketen gebündelt und in der Simulation der Basisanlagen eingebunden. Damit sollte überprüft werden, wie die Kombination der Maßnahmen das Betriebsverhalten beeinflusst und mit welcher Maßnahmenkombination sich das Betriebsverhalten optimieren lässt bzw. welche Maßnahmen sich in der Kombination negativ auf den Nutzungsgrad auswirken. Jene Varianten, die nach den Optimierungsmaßnahmen den höchsten Jahresgesamtnutzungsgrad bzw. bei den Anlagevarianten A den niedrigsten Pelleteinsatz zeigten, wurden einer Vollkostenrechnung nach VDI 2067 unterzogen.

4.3.4 Prüfung einer Integration des Kessels im Pufferspeicher

In Abbildung 15 ist schematisch ein im Pufferspeicher integrierter Pelletkessel dargestellt. Die Feuerungsbox ist am Pufferspeicher angebracht. Das heiße Rauchgas strömt in Rohrleitungen durch den Pufferspeicher. Meist sind solche Kombisysteme für den zusätzlichen Betrieb einer solarthermischen Anlage vorgesehen. Der Wärmeübertrager der Solaranlage befindet sich im unteren Teil des Pufferspeichers. Darüber sind Kessel und Rauchgasrohre angeordnet. Durch die Implementierung des Kessels in den Pufferspeicher ergeben sich folgende Vorteile: Höherer Anlagenwirkungsgrad durch verminderte Umgebungsverluste, einfache hydraulische Einbindung und eine kompakte Bauweise. Nachteile ergeben sich durch die Zugänglichkeit bei Wartung und Instandsetzung.

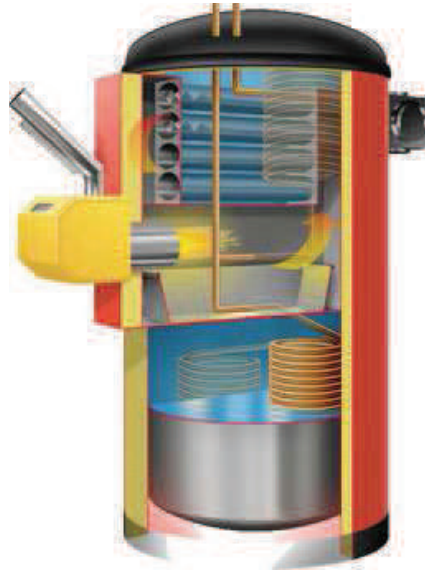


Abbildung 15: Schematische Darstellung eines im Pufferspeicher integrierten Pelletkessels [20]

Im Heizkesselmodell wird die Wärmeübertragung an den Wasserkreislauf über einen ein-Knoten-Ansatz berechnet. Daher ist die Simulation eines im Puffer integrierten Kessels mit Temperaturschichtung des Pufferspeichers nicht möglich. Durch Änderungen an der Parametrierung und Neuverschaltung des Puffermodells mit dem Kesselmodell soll eine realitätsnahe Lösung gefunden werden. Nachfolgend werden die einzelnen Schritte, die zur Umsetzung eines im Puffer integrierten Kessels in TRNSYS notwendig sind, erläutert.

Implementierung in TRNSYS

Grundsätzlich unterscheidet sich ein im Puffer integrierter Kessel zu einem externen Kessel in 3 Punkten:

1. Die Umgebungstemperatur entspricht nicht der Temperatur des Heizraumes, sie ist durch die im Pufferspeicher vorherrschende Temperatur vorgegeben.
2. Die Oberflächenverluste des Kessels werden nicht als Abwärme an die Umgebung abgeführt, sondern als zugeführte Nutzwärme an den Pufferspeicher übertragen.
3. Die Wärmeübertragung an den Pufferspeicher erfolgt nicht über einen im Kessel integrierten Wärmetauscher und den, mit dem Pufferspeicher verbundenen Wasserkreislauf. Das Rauchgas wird über Heizschlangen durch den Pufferspeicher geführt und erwärmt direkt das im Puffer gespeicherte Wasser.

Damit in der Simulation die Umgebungstemperatur des Kessels die im Pufferspeicher vorherrschende Temperatur annimmt, müsste für eine exakte Berechnung jeder Pufferknoten, welcher im Bereich des Kessels liegt, ausgelesen werden und als gemittelte Umgebungstemperatur mit dem Kessel verknüpft werden. Die Temperatur kann im Pufferspeichermodell aber nur an 5 Positionen ausgelesen werden, davon liegen zwei Positionen außerhalb des Einbaubereichs des Kessels. An den übrigen drei Positionen werden die Temperaturen ausgelesen und unter Bildung des Mittelwertes dem Kessel als Umgebungstemperatur übertragen.

In TRNSYS werden die Oberflächenverluste des Kessels in einem eigenen Wert ausgegeben. Sinngemäß, da sich der Kessel im Pufferspeicher befindet, muss die Abwärme von der Oberfläche des Kessels dem Pufferspeicher zugeführt werden. In der

Simulation wird dies über den Wärmeinput einer im Pufferspeicher parametrisierten Heizpatrone realisiert. Die Wärmezufuhr kann für einen Knoten des Speichermodells definiert werden. Für die Wärmezufuhr wurde jener Knoten gewählt, welcher sich mittig im Einbaubereich des Kessels befindet. Die Abstrahlverluste des Kessels wurden, weil nicht anders möglich, im Heizkesselmodell als Verluste der Brennkammer ausgewiesen. Die Abstrahlverluste werden wie bei nicht integrierten Pelletkessel an die Umgebung abgeführt.

Bei bereits realisierten Systemen mit im Pufferspeicher integrierten Pelletkessel werden die Rauchgase über Heizschlangen durch den Pufferspeicher geführt. Das Heizkesselmodell bietet keine Möglichkeit die Temperaturschichtung eines Pufferspeichers und die Wärmeübertragung an den Pufferspeicher über die Rauchgasrohre zu simulieren. Wärmetauscher und Pufferspeicher können weiterhin nur getrennt voneinander simuliert werden. Die Verbindung erfolgt über den Wasserkreislauf des Kessels zum Pufferspeicher. Um die genannte Abweichung etwas zu kompensieren wurden die Rohrleitungslänge zwischen Kessel und Pufferspeicher und der Wasserinhalt des Kessels auf „0“ gesetzt. Mit der Annahme, dass das Rauchgas direkt durch den Pufferspeicher strömt und die Wärmeübertragung nicht durch den Wasserkreislauf erfolgt, wird die Rücklaufanhebung nicht mehr benötigt.

Meist sind integrierte Pelletkessel-Pufferspeicher-Systeme mit Solarwärmeübertragern ausgestattet. Der Pelletkessel ist über dem Solarwärmetauscher angeordnet. Um dies im Pufferspeichermodell umzusetzen, war es notwendig, die Anschlusspositionen des Solarwärmeübertragers im Vergleich zum Basispuffermodell neu zu parametrisieren.

Zur Überprüfung der veränderten Parametrierung und zur Kontrolle der Verschaltung wurde die Energiebilanz über Kessel und Pufferspeicher ausgewertet. Dazu ist es nötig, die abgegebene Oberflächenwärme des Kessels separat auszulesen. Durch die separate Auswertung der abgegebenen Oberflächenabwärme des Kessels an den Pufferspeicher konnte gezeigt werden, ob die Anpassungsmaßnahmen der Parametrierung das geforderte Ergebnis erzielten. Die, dem Pufferspeicher zugeführte Kesselabwärme ist in Anhang A2 für die Variante „Kessel in Puffer integriert“ in der Spalte „Umgebungsverlust“ ausgewertet.

Durch Gegenüberstellung mit den Ausgangsvarianten sollte gezeigt werden, wie stark die Optimierungsmaßnahmen den Nutzungsgrad der Gesamtanlage und den Pelletverbrauch beeinflussen und wie sich die Verluste des Systems verändern. Es sollte auch überprüft werden, wie stark sich die Veränderungen auf das Betriebsverhalten des Kessels auswirken. Ziel war es, eine Aussage über das Optimierungspotenzial durch eine Integration des Kessels zu tätigen. Die Ergebnisse sind in Anhang A2 als Variante „Kessel in Puffer integriert“ ausgewertet und der Ausgangsanlage gegenübergestellt.

4.4 Vollkostenrechnung nach VDI 2067

Die Richtlinienreihe VDI 2067 behandelt die Wirtschaftlichkeitsrechnung zur Wärmeversorgung von gebäudetechnischen Anlagen. Voraussetzung für die Kostenrechnung einer Wärmeversorgungsanlage ist eine energetische Bewertung der Anlage. Die energetische Bewertung ist in der VDI 2067 geregelt. In dieser Arbeit wird die Kostenrechnung basierend auf den Ergebnissen der Anlagensimulation in TRNSYS vorgenommen. Der Wirtschaftlichkeitsnachweis wird gemäß Blatt 1 der VDI 2067 geführt [21].

4.4.1 Kostengruppen

Die Kosten einer Wärmeversorgungsanlage werden lt. VDI 2067 in vier Gruppen unterteilt:

- Kapitalgebundene Kosten
- Verbrauchsgebundene Kosten
- Betriebsgebundene Kosten
- Sonstige Kosten

Die kapitalgebundenen Kosten beinhalten Kapitalkosten und Kosten für Instandsetzung und Erneuerung. Die Kapitalkosten werden aus den Investitionskosten über den Kapitalwiedergewinnungsfaktor als nachträgliche Annuität unter Berücksichtigung der rechnerischen Nutzungsdauer und eines festgelegten Zinssatzes berechnet. Die Instandsetzungskosten werden prozentual von der Investition ermittelt.

$$KWF = \frac{(1+i)^n \cdot i}{(1+i)^n - 1} \quad [5, \text{S. } 175] \quad \text{Gleichung 11}$$

Erläuterungen: In % p.a., n in Jahren

Die verbrauchsgebundenen Kosten werden als Summe der Brennstoff- bzw. Energiekosten, und aus den Kosten für Hilfsenergie (Strom) ermittelt. Die Brennstoffkosten werden auf den unteren Heizwert H_u bezogen. Der Einsatz von Hilfsenergie dient in erster Linie der Beschickung und Entaschung des Kessels, dem Betrieb der Saugzuganlage, sowie dem Betrieb der Förder- oder Umwälzpumpen und der Zündung des Brennstoffes.

Die betriebsgebundenen Kosten sind laufende Kosten, die auch ohne Wärmeanforderung der Verbraucher anfallen. Sie errechnen sich aus den Kosten für Wartung und Reinigung, den Schornsteinfegergebühren und der Überwachung der Anlage.

Unter sonstige Kosten fallen Kosten für Versicherung, allgemeine Abgaben, sowie noch nicht erfasste Steuern.

Die Gesamtkosten ergeben sich als Summe der vier Kostengruppen. Eine Kostengruppe setzt sich aus den Kostenarten zusammen. Die Kostenarten haben unterschiedlichen Einfluss auf die Gesamtkosten. Kostenarten mit großem Einfluss sind daher möglichst

genau zu betrachten. Bei Wärmeversorgungsanlagen sind dies Kapitalkosten, Brennstoff- bzw. Energiekosten und Personalkosten [4].

4.4.2 Durchführung

In der Wirtschaftlichkeitsrechnung wurden jene optimierten Anlagenvarianten betrachtet, welche nach Kombination der Einzelmaßnahmen den höchsten Jahresnutzungsgrad aufwiesen. Die energetische Bewertung der Anlagen basiert auf den Daten der TRNSYS-Simulation. Zur Berechnung der Wärmegestehungskosten müssen folgende Daten aus der Simulation ermittelt werden: Brennstoffwärmebedarf pro Jahr, Jahresstromverbrauch des elektrisch beheizten Brauchwasserspeichers, Gesamtwärmeverbrauch über ein Jahr.

Die jährlichen Brennstoffkosten ergeben sich aus dem erforderlichen Brennstoffwärmebedarf [MWh/Jahr] und dem spezifischen Brennstoffpreis [€/MWh] zu:

$$K_B = Q_B \cdot k_B [\text{€} / \text{Jahr}] \quad \text{Gleichung 12}$$

Die Stromkosten für den elektrisch beheizten Brauchwasserspeicher sind verbrauchsgebundene Kosten, sie werden in der Berechnung als Heizstromkosten bezeichnet. Die Heizstromkosten werden getrennt von den Hilfsstromkosten für den Betrieb der Anlage (betriebsgebundene Kosten) betrachtet.

Die Kosten für die Lagerung des Brennstoffes ergeben sich bei jährlicher Befüllung aus den Brennstoffkosten pro Jahr und dem Kalkulationszinssatz zu:

$$L_B = \frac{K_B}{2} \cdot i_{\text{Kalk}} \quad \text{Gleichung 13}$$

Der Wartungsaufwand des Betreibers wird in Form eines Kostenersatzes für die Eigenleistung berücksichtigt. Auch Kosten für den Rauchfangkehrer werden mit einbezogen.

Die Versicherungskosten beziehen sich prozentuell auf die Gesamtinvestitionskosten und werden in den sonstigen Kosten mit eingerechnet.

Alle mit der Errichtung und dem Betrieb der Anlage verbundene Kosten, also Kosten für Kessel und Raumaustragung, sowie Baukosten und Anschlusskosten werden in den Investitionskosten berücksichtigt. Durch die Implementierung von Optimierungsmaßnahmen können zusätzliche Kosten auftreten. In Tabelle 3 sind die Investitionskosten aufgeschlüsselt dargestellt [5].

4 Methodik

Tabelle 3: Aufschlüsselung der Investitionskosten der Anlagen A, B und C

Anlage A:	Anlage B:	Anlage C:
Kessel + Installation	Kessel + Installation	Kessel + Installation
Hydraulik	Hydraulik	Hydraulik
Pufferspeicher	Pufferspeicher	Brauchwasserboiler
Solaranlage + Installation	Baukosten Heizraum	Baukosten Heizraum
Baukosten Heizraum	Baukosten Lagerraum	Baukosten Lagerraum
Baukosten Lagerraum	Baukosten Kamin	Baukosten Kamin
Baukosten Kamin		

Die Gesamtkosten ergeben sich als Summe der kapitalgebundenen, verbrauchsgebundenen, betriebsgebundenen und sonstigen Kosten. Die Gesamtkosten werden als spezifische Kosten auf den Nutzwärmeverbrauch bezogen.

5 Ergebnisse und Diskussion

In diesem Kapitel werden alle Ergebnisse der Anlagensimulation mittels TRNSYS und der Kostenrechnung nach VDI 2067 ausgewertet und diskutiert. Im ersten Teil werden die Parametrierung und die Verifikation der Basisanlagen beschrieben. Anschließend wird im Kapitel 5.5 die Sensitivitätsanalyse ausgewertet. Im Kapitel Auswertung der optimierten Anlagenvarianten wird erläutert, wie sich die gebündelten Maßnahmen auf das Jahresbetriebsverhalten der optimierten Varianten auswirken. Abschließend wird im Kapitel 5.7 die Vollkostenrechnung nach VDI 2067 ausgewertet und diskutiert.

5.1 Simulierte Verschaltungsvarianten

Es wurden drei unterschiedliche Verschaltungsvarianten untersucht und in der Software TRNSYS17 simuliert:

- Anlage A: Pelletkessel mit Pufferspeicher und Solaranlage
- Anlage B: Pelletkessel mit Pufferspeicher, ohne Solaranlage
- Anlage C: Pelletkessel ohne Pufferspeicher im „Stand-Alone“ Betrieb

In die Simulation wurden zwei Verbraucherprofile, jeweils in einer Hochtemperatur- und Niedertemperaturvariante, mit einem Nutzwärmeverbrauch von 15 MWh/a und 25 MWh/a eingebunden. Die Spezifikationen der Basisanlagen A, B und C sind in Tabelle 4 aufgelistet.

Tabelle 4: Spezifikationen der Basisanlagen A, B und C

Erläuterungen: Anlage A...Pelletkessel mit Pufferspeicher und Solaranlage; Anlage B...Pelletkessel mit Pufferspeicher; Anlage C...Pelletkessel im „Stand-Alone“ Betrieb

		Anlage A		Anlage B		Anlage C	
Wärmeverbrauch	MWh/a	15	25	15	25	15	25
Kesselbezeichnung	-	Therm10	Therm15	Therm10	Therm15	Therm10	Therm15
Nennwärmeleistung	kW	10	15	10	15	10	15
Heizkreise	-	1	2	1	2	1	2
Pufferbezeichnung	-	PSF600	PSF1100	PSF600	PSF1100	-	-
Puffergröße	l	600	1100	600	1100	-	-
Solarkollektorfläche	m ²	8	12	-	-	-	-
Pufferisolierung	mm	100	100	100	100	-	-
Rohrisolierung	mm	0	0	0	0	0	0
Niedertemperatur:							
VL-Temp Radiatoren	°C	30.0	30.0	30.0	30.0	30.0	30.0
RL-Temp Radiatoren	°C	25.0	25.0	25.0	25.0	25.0	25.0
Warmwassertemp	°C	45.0	45.0	45.0	45.0	45.0	45.0
Kaltwassertemp	°C	17.0	17.0	17.0	17.0	17.0	17.0
Hochtemperatur:							
VL-Temp Radiatoren	°C	65.0	65.0	65.0	65.0	65.0	65.0
RL-Temp Radiatoren	°C	55.0	55.0	55.0	55.0	55.0	55.0
Warmwassertemp	°C	45.0	45.0	45.0	45.0	45.0	45.0
Kaltwassertemp	°C	17.0	17.0	17.0	17.0	17.0	17.0

5.2 Ergebnisse der Verbraucherprofilskalierung

In Absprache mit den Projektpartnern wurden zwei Lastprofile zu 15 MWh/a und 25 MWh/a, jeweils mit Hochtemperatur- und Niedertemperaturwärmeverbrauchern festgelegt. Aus den Originaldatensätzen von Messungen an Heizsystemen (Siehe Kapitel 4.2.4) wurden die Verbraucherprofile nach den geforderten Spezifikationen (Siehe Tabelle 5) abgeleitet.

Tabelle 5: Spezifikation der Lastprofile 15 MWh/a und 25 MWh/a in der Variante Hochtemperatur- und Niedertemperaturwärmeverbraucher

		Lastprofil 15 MWh/a	Lastprofil 25 MWh/a
Gesamtwärmeverbrauch	kWh	15.000	25.000
Wärmeverbrauch Warmwasser	kWh	1.435	2.697
Wärmeverbrauch Radiatoren 1	kWh	13.565	17.853
Wärmeverbrauch Radiatoren 2	kWh	-	4.450
Niedertemperaturwärmeverbraucher			
$T_{\text{Vorlauf}}/T_{\text{Rücklauf}}$ Warmwasser	°C	45/17	45/17
$T_{\text{Vorlauf}}/T_{\text{Rücklauf}}$ Radiatoren 1	°C	30/25	30/25
$T_{\text{Vorlauf}}/T_{\text{Rücklauf}}$ Radiatoren 2	°C	-	30/25
Hochtemperaturwärmeverbraucher			
$T_{\text{Vorlauf}}/T_{\text{Rücklauf}}$ Warmwasser	°C	45/17	45/17
$T_{\text{Vorlauf}}/T_{\text{Rücklauf}}$ Radiatoren 1	°C	65/55	65/50
$T_{\text{Vorlauf}}/T_{\text{Rücklauf}}$ Radiatoren 2	°C	-	65/50

Aus dem Lastprofil 1 (Siehe Tabelle 1) mit einem Gesamtwärmeverbrauch von 15.523 kWh/a wurde das Lastprofil 15 MWh/a und aus Lastprofil 2 mit einem Gesamtwärmeverbrauch von 22.608 kWh/a das Lastprofil 25 MWh/a abgeleitet. Zunächst wurde der stündliche Wärmeverbrauch der Heizkreise und des Brauchwasserkreises durch Skalieren der Originaldaten so angepasst, dass der geforderte Jahreszielwärmeverbrauch (15 MWh bzw. 25 MWh) erreicht wurde. Anschließend wurde mit Gleichung 8 der stündliche Massenstrom eines jeden Verbraucherkreises nach der festgelegten Vorlauf- und Rücklauftemperatur (Siehe Tabelle 5) berechnet.

In Abbildung 16 und Abbildung 17 sind die Datensätze für Heizwärme und Brauchwasser der modifizierten Lastprofile dargestellt. Die Datensätze beginnen bei Stunde „0“, dies entspricht dem 1. Jänner 0:00 Uhr und Enden bei Stunde „8760“, 31. Dezember 24:00 Uhr. Durch Addition der beiden Profile erhält man den Gesamtwärmeverbrauch.

Das 15 MWh-Lastprofil überschreitet einen Gesamtwärmebedarf von 9 kW an 4 h und einen Gesamtwärmebedarf von 8 kW an 17 h im Jahr. Das Lastprofil eignet sich daher für den Einsatz des Pelletkessels Therm10 (Wärmenennleistung 10 kW) im „Stand-Alone“ Betrieb ohne Pufferspeicher. Zwischen den Stunden 3.300 und 6.400 liegt keine Wärmeanforderung des Heizkreises vor, die Raumheizung war in den Sommermonaten außer Betrieb.

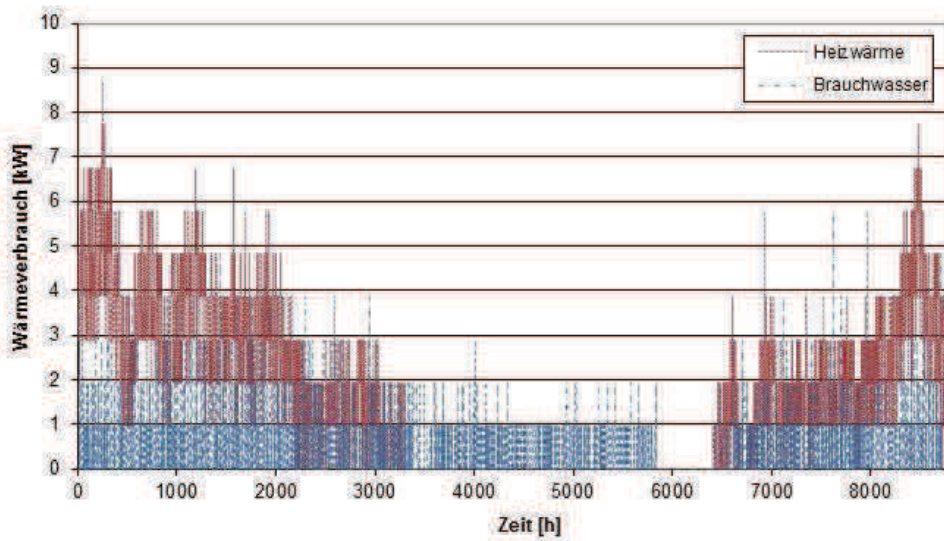


Abbildung 16: Darstellung des Wärmeverbrauchs des Heiz- und Warmwassersystems über ein Jahr mit einem Gesamtwärmeverbrauch von 15 MWh/a

Das 25 MWh-Lastprofil überschreitet einen Gesamtwärmebedarf von 16 kW an 3 h und einen Gesamtwärmebedarf von 14 kW an 20 h im Jahr. Das Lastprofil eignet sich grundsätzlich für den Einsatz des Pelletkessels Therm15 (Wärmenennleistung 15 kW) im „Stand-Alone“ Betrieb. Es könnte allerdings sein, dass ohne Einsatz eines Pufferspeichers in einigen Stunden der Kessel Therm15 zu wenig Leistung zur Deckung der Wärmeanforderung zur Verfügung stellen kann. Dies würde eine Abweichung des Wärmeverbrauchs von den festgelegten 25 MWh/a bedeuten. Zwischen den Stunden 3400 und 6100 liegt keine Wärmeanforderung des Heizkreises vor, die Raumheizung war in den Sommermonaten außer Betrieb.

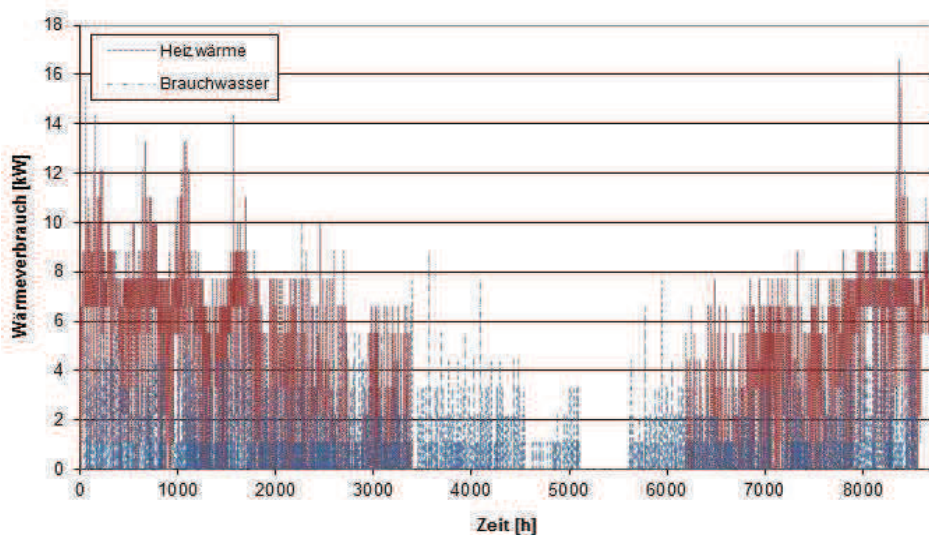


Abbildung 17: Darstellung des Wärmeverbrauchs des Heiz- und Warmwassersystems über ein Jahr mit einem Gesamtwärmeverbrauch von 25 MWh/a

5.3 Ergebnisse der Anlagenparametrierung

In diesem Kapitel wird beschrieben, wie die Einstellwerte für die Parametrierung der Simulationskomponenten und der Regelung/Steuerung aus Datenblättern, Prüfberichten und externen Quellen ermittelt bzw. berechnet wurden. Weiteres wird erläutert, wie die Anlagenverschaltung und Parametrierung angepasst wurde, um das Kombisystem, Kessel in Pufferspeicher integriert, realitätsnahe zu simulieren.

5.3.1 Parametrierung der Komponenten

In diesem Kapitel wird die Parametrierung der Hauptkomponenten (Pufferspeicher, Heizkessel und Wettermodul) beschrieben. Die wichtigsten Einstellwerte sind nachfolgend in den jeweiligen Tabellen zusammengefasst.

Pufferspeicher (Type340)

In TNRSYS wurden die Pufferspeicher PSF600Solar und PSF1100/PSF1100Solar nach den Spezifikationen und Konstruktionszeichnungen des Herstellers Guntamatic parametrierung. In Tabelle 6 sind die wichtigsten Einstellwerte aufgelistet. Die getroffenen Annahmen und die Berechnung der Parameter zu den Pufferspeichern PSF600Solar und PSF1100Solar sind in Kapitel 0 erläutert.

Die Speicherhöhe wurde mit der Vorgabe gleichbleibenden Speichervolumens auf ein zylindrisches Speichermodell umgerechnet. Dies führte bei Speicher PSF600 zu einer Verringerung der Speicherhöhe um 15 % und bei Speicher PSF1100 zu einer Verringerung um 5 %. Der Speicherdurchmesser wird in der Parametrierung nicht als Eingabewert hinterlegt. Die räumliche Ausdehnung des Speichers in radialer Richtung spielt bei der internen Berechnung keine Rolle. Die vertikale thermische Leitfähigkeit des Speichers wurde aus der Leitfähigkeit der Edelstahlwandung ($\lambda=21 \text{ W/mK}$) und der Leitfähigkeit des Speicherinhalts (Wasser, $\lambda=0,64 \text{ W/mK}$) berechnet. Die Wärmeübertragungsrate von der Pufferoberfläche an die Umgebung wurde aus der Leitfähigkeit der Isolierschicht (Polystyrol, $\lambda=0,041 \text{ W/mK}$), der Edelstahlwandung und dem inneren und äußeren Wärmeübergang ($\alpha_{\text{Stahl-Wasser}}=500 \text{ W/m}^2\text{K}$, $\alpha_{\text{Isolierung-Luft}}=20 \text{ W/m}^2\text{K}$) berechnet. Für die Ermittlung der Wärmeübertragungsrate des Solarwärmetauschers standen Messdaten der Fa. Guntamatic zur Verfügung.

5 Ergebnisse und Diskussion

Tabelle 6: Parametrierung der Speichermodelle nach den Angaben des Herstellers
Erläuterungen: 1 Thermische Leitfähigkeit im Speicher (siehe Text);
 2 Wärmeübertragungsrate von der Speicheroberfläche an die Umgebung (siehe Text);
 3 Wärmeübertragungsrate des Solarwärmetauschers (siehe Text); 4 als Einstellwert in der Parametrierung nicht verfügbar

		Spezifikation PSF600Solar	Parametrierung PSF600Solar	Spezifikation PSF1100Solar	Parametrierung PSF1100Solar
Speichervolumen	l	600	600	1.070	1.070
Speicherhöhe	mm	1.600	1.386	1.800	1.711
Speicherdurchmesser	mm	750	750 ⁴⁾	900	900 ⁴⁾
Leitfähigkeit im Speicher ¹⁾	W/m	-	0,964	-	0,911
UA _{Umgebung} ²⁾	W/K	-	1,868	-	2,554
UA _{Solarwärmetauscher} ³⁾	W/K	594,02	594,02	767,28	767,28

Kessel (Type869)

Die Kessel Therm10 und Therm15 wurden nach den Betriebs- bzw. Auslegungsdaten des Feuerungsherstellers Guntamatic und nach den Ergebnissen des Prüfberichts des Kessels Therm10 parametrierung. Der Kessel Therm15 befindet sich derzeit in der Entwicklungsphase, daher stand für diesen Kessel kein Prüfbericht zur Verfügung. Es lagen aber Spezifikationen zu Kessel Therm15 aus der Auslegung und Berechnung der Fa. Guntamatic vor.

Die wichtigsten Einstellwerte der Parametrierung der Kesselmodelle Therm10 und Therm15 sind in Tabelle 7 zusammengefasst. Beide Kesselmodelle Therm10 und Therm15 wurden in TRNSYS17 auf einem virtuellen Kesselteststand (Siehe Kapitel 5.4) im stationären Betrieb bei Volllast, minimaler Teillast und im Taktbetrieb untersucht. Die Ergebnisse wurden mit den Angaben des Feuerungsherstellers verglichen. Nach der Verifikation am virtuellen Kesselteststand kam es teils zu Anpassungen an der Parametrierung.

5 Ergebnisse und Diskussion

Tabelle 7: Parametrierung der Kessel Therm10 und Therm15 für die Jahressimulation
Erläuterungen: Siehe Text

		Spezifikation Therm10	Parametrierung Therm10	Spezifikation Therm15	Parametrierung Therm15
Nennleistung	kW	10	10	15	15
Minimale Teillast	kW	3,6	3,6	4,0	4,0
Mittlere Leistung im Taktbetrieb	kW	1,2	1,2	1,3	1,3
O ₂ -Gehalt im Rauchgas bei Volllast	Vol%,tr	9,5	10,4	9,5	10,4
O ₂ -Gehalt im Rauchgas bei minimaler Teillast	Vol%,tr	10,0	11,2	10,0	11,5
O ₂ -Gehalt im Rauchgas bei Taktbetrieb	Vol%,tr	14,0	13,6	14,0	13,24
Rauchgastemperatur. bei Volllast (T _{Vorlauf} =70°C)	°C	150	150	150	150
Rauchgastemperatur. bei minimaler Teillast	°C	80,0	88,6	80,0	87,0
CO-Gehalt im Rauchgas bei Volllast	ppm	12,4	12,4	12,4	12,4
CO-Gehalt im Rauchgas bei minimaler Teillast	ppm	76,1	76,1	76,1	76,1
CO-Emissionen der Kesselstartphase	mg	-	63	-	94
Brennkammerverlustleistung bei Volllast	kW	-	0,07	-	0,1
Wärmeübertragungsrate-Umgebung b. Stillstand	W/K	-	10,54	-	15,8
Wärmeübertragungsrate-Umgebung b. Betrieb	W/K	-	5,27	-	7,9
Unverbrannte Anteile in Asche	% _{oHo}	-	0,03	-	0,03
Wasserinhalt des Kessels	l	41,3	41,3	49,6	49,6
Wärmekapazität des Kessels (ohne Wasserinhalt)	kJ/K	36,25	36,25	51,59	51,59

Brennstoff

Die Messungen des Prüfberichts wurden mit Holzpellets gemäß ÖNORM M 7135:2000 mit einem Durchmesser von 6 mm und einem Wassergehalt von 7 % durchgeführt. Die, im Prüfbericht angegebenen Spezifikationen des Brennstoffes werden im Modell zur Verbrennungsrechnung verwendet. Da die chemische Zusammensetzung der Standardbrennstoffe im Heizkesselmodell vom Prüfbrennstoff abweicht, wurde der Pelletbrennstoff in TRNSYS nach den Daten des Prüfberichtes neu parametrierung. Eine Auflistung der Parameter ist aus Tabelle 8 ersichtlich.

Tabelle 8: Parametrierung des Holzpelletbrennstoffes für die Simulation in TRNSYS17
Erläuterungen: Datenquelle [1]; Datenquelle [15]

Brennwert	kJ/kg _{TS}	20213
Spezifische Wärmekapazität	kJ/kg _{TS} K	1,27
Wasseranteil	kg/kg _{FS}	0,070
Kohlenstoffanteil	kg/kg _{TS}	0,491
Wasserstoffanteil	kg/kg _{TS}	0,065
Sauerstoffanteil	kg/kg _{TS}	0,441
Ascheanteil	kg/kg _{TS}	0,003

Rauchgas (O₂-Gehalt und Temperaturen)

In den Datenblättern zu den Pelletkesseln der Fa. Guntamatic ist die Rauchgastemperatur bei Nennlast und 70 °C Kesselvorlauf­temperatur zu 150 °C bei Voll­last, zu 80 °C bei minimaler Teillast und zu 80 °C im Taktbetrieb angegeben. Der Verlauf der Rauchgastemperatur kann daher durch eine Geradengleichung nicht exakt im Kesselmodell hinterlegt werden.

Der Kessel wird am Teststand mit einem niedrigeren Luftverhältnis und damit mit geringeren Rauchgasverlusten betrieben als im Feld. Guntamatic gibt den O₂-Gehalt im trockenen Rauchgas bei Betrieb im Feld für Voll­last zu 9,5 %, für minimale Teillast zu 10 % und für den Taktbetrieb zu 14 % an. Das entspricht einem Luftverhältnis λ bei Voll­last von 1,83, bei minimaler Teillast von 1,91 und im Taktbetrieb von 3,00. Dieser Verlauf kann durch ein Polynom 2. Ordnung nicht exakt nachgebildet werden.

Damit die Abweichung nicht zu groß wird, wurde mit der Methode der kleinsten Fehlerquadrate der reale Verlauf der Rauchgastemperatur über eine Geradengleichung und der reale Verlauf des Luftverhältnisses über ein Polynom 2. Ordnung angenähert.

Der nichtlineare Verlauf der Rauchgastemperatur und des Luftverhältnisses λ der gemessenen Prüfberichtswerte und der Parametrierung des Kesselmodells sind in Abbildung 18 und Abbildung 19 für den Kessel Therm10 dargestellt. Wie in den beiden Abbildungen ersichtlich weicht die Parametrierung vom realen Kesselverhalten ab.

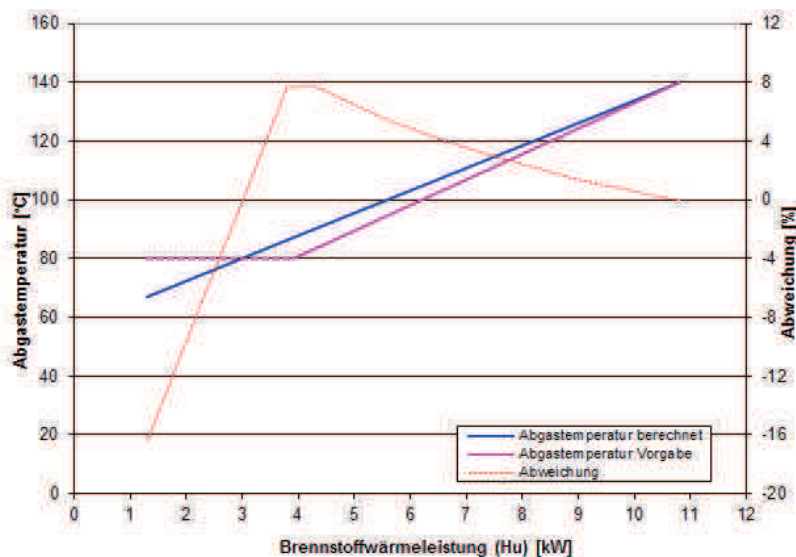


Abbildung 18: Lineare Interpolation für die Parametrierung der Rauchgastemperatur des Heizkesselmodells nach den Spezifikationen des Kessels Therm10

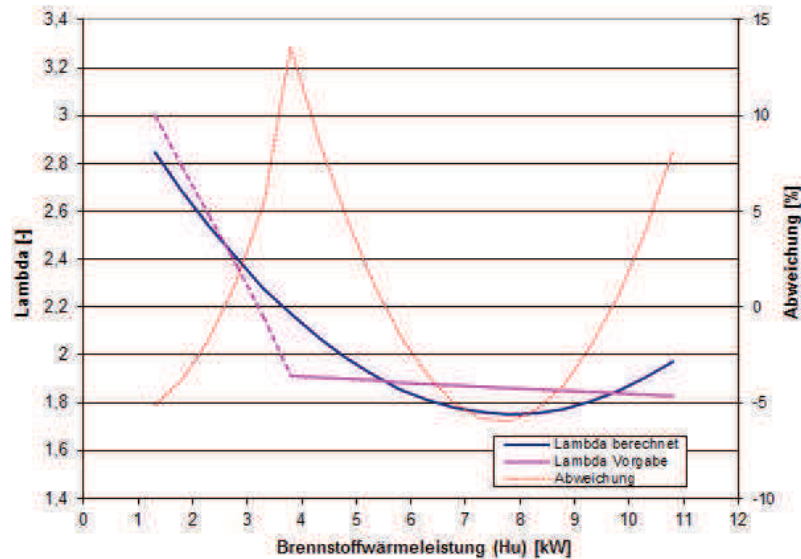


Abbildung 19: Polynom 2. Ordnung für die Parametrierung des Luftverhältnisses λ des Heizkesselmodells nach den Spezifikationen des Kessels Therm10

Abwärme (Kessel, Brennkammer)

Da seitens Guntamatic keine Angaben zu den konvektiven Oberflächenverlusten der beiden Kessel Therm10 und Therm15 zur Verfügung standen, wurden Richtwerte aus der Dissertation von Herrn Michel Y. Haller entnommen und nach Kesselleistung skaliert. Am virtuellen Kesselteststand wurden die Wirkungsgrade bei Vollast und minimaler Teillast mit den Angaben der Fa. Guntamatic verglichen. Es stellte sich heraus, dass die Wirkungsgrade des Kesselmodells Therm10 am virtuellen Prüfstand etwas geringer waren als im Prüfbericht von Guntamatic angegeben. Durch Reduzierung des UA-Wertes um 25 % für das Kesselmodell Therm10 konnte am virtuellen Prüfstand für den Vollastbetrieb ein ähnliches Ergebnis wie am Prüfstand der Fa. Guntamatic erreicht werden. Der UA-Wert des Kessels Therm10 ergab sich nach der Anpassung zu 10,54 W/K bei Stillstand und 5,27 W/K bei Betrieb. Für das Kesselmodell Therm15 ergab sich der UA-Wert nach Reduzierung um 25 % zu 15,8 W/K und 7,9 W/K.

Die Wärmekapazität des Kessels wurde aus den Angaben der Fa. Guntamatic zur Masse des Stahlwärmetauschers und der spezifischen Wärmekapazität Stahl ($c_{\text{Stahl}}=0,477 \text{ kJ/kgK}$) ermittelt. Demnach wurde für den Kessel Therm10 die Wärmekapazität zu 36,25 kJ/K, und für den Kessel Therm15 zu 51,59 kJ/K berechnet.

Da es keine Möglichkeit gab, die Abstrahlverluste des Kessels als solche auch im Heizkesselmodell zu berücksichtigen, wurden die Abstrahlverluste im Modell als Brennkammerverluste ausgewiesen. Die Abstrahlverlustleistung wurde zu 0,14 kW (unabhängig von der Kesselleistung) aus dem Prüfbericht des Kessels Therm10 entnommen. Da im Heizkesselmodell die Brennkammerverluste aber von der Kesselleistung abhängig sind, wurde zunächst die Abstrahlverlustleistung mit 0,14 kW bei Kesselnennleistung angenommen. Am virtuellen Kesselteststand wurden anschließend die Wirkungsgrade bei Vollast und minimaler Teillast mit den Angaben der Fa. Guntamatic verglichen. Es stellte sich heraus, dass die Wirkungsgrade des Kesselmodells Therm10 am virtuellen Prüfstand bei Teillast etwas geringer waren, bei Vollast allerdings gut mit der Angabe von Guntamatic übereinstimmten. Um den Wirkungsgrad im

Teillastbetrieb anzupassen, wurde die Brennkammerverlustleistung nach den Auswertungen des virtuellen Kesselteststandes zu 0,1 kW bei Nennwärmeleistung des Kessel Therm10 und zu 0,07 kW bei Nennwärmeleistung des Kessels Therm15 festgelegt.

Verluste durch unverbrannte Anteile in Asche

Weitere Verluste ergeben sich durch nicht verbrannte Anteile in der Asche. Der Ascheanteil des Brennstoffes beträgt 0,3 % (Siehe Tabelle 8). Mit der Annahme, dass sich 1 % unverbrannte Anteile in der Asche befinden, berechnet sich der Anteil ungenutzter Brennstoffenergie bezogen auf den Brennwert zu 0,03 %.

CO-Emissionen

Aus den Rauchgasmessungen des Prüfberichtes des Kessels Therm10 geht hervor, dass der CO-Ausstoß bei Nennlast 12,4 ppm und bei minimaler Teillast 76,1 ppm beträgt. Für den Taktbetrieb standen keine Angaben zum CO-Ausstoß seitens Guntamatic zur Verfügung. Im Heizkesselmodell kann der Verlauf der CO-Emissionen in Abhängigkeit der Brennstoffwärmeleistung ohnehin nur über eine Geradenfunktion definiert werden. Für die Parametrierung wurden als Stützpunkte die bekannten CO-Emissionswerte bei Volllast und minimaler Teillast gewählt. Damit ergibt sich der CO-Ausstoß im Taktbetrieb zu 100,1 ppm. Ein Wert der, angesichts des häufigen Ein-/Ausschaltbetriebes des Brenners, mit Sicherheit deutlich zu niedrig angesetzt wurde. Aus Erfahrungswerten ist bekannt, dass der CO-Ausstoß in der Startphase etwa 10-mal höher ist als der CO-Ausstoß bei regulärem Betrieb. Für die Parametrierung der Startphase kann der CO-Ausstoß separat definiert werden. Gemäß obiger Annahme wurde der CO-Ausstoß der 2-minütigen Startphase mit Nennlast bei entsprechendem Rauchgasvolumenstrom zu 63 mg des Kessels Therm10 und 94 mg des Kessels Therm15 berechnet. Grundsätzlich werden die CO-Emissionen als eigene Verluste in der Simulation ausgewiesen und in der Berechnung des Nutzungsgrades berücksichtigt. Allerdings ist der Anteil der CO-Verluste an den Rauchgasverlusten sehr gering (weniger als 1 %). In diesem Zusammenhang sei auch darauf hingewiesen, dass das vorrangige Ziel dieser Arbeit die energetische Bewertung und nicht die Emissionsbewertung des Pelletkessels war.

In Abbildung 20 ist der Wirkungsgradverlauf des Heizkesselmodells, parametrierung mit und ohne Taktbetrieb nach den Spezifikationen des Pelletkessels Therm10 dargestellt. Durch die Näherungsgerade der Rauchgastemperatur und das Näherungspolynom des Luftverhältnisses λ erreicht der Kessel im unteren Teillastbetrieb einen zu niedrigen Wirkungsgrad. Auch bei Volllast weist der Kessel einen niedrigeren Wirkungsgrad als in der Wirklichkeit auf. Am Teststand, bei Betrieb mit geringerem Luftverhältnis ist der Kesselwirkungsgrad bei Volllast höher als bei Teillast (Siehe Tabelle 11). Weil der Kessel aber im Feldbetrieb bei Volllast mit einem deutlich höheren Luftverhältnis betrieben wird als am Teststand erreicht der Kessel bei 2/3 der Nennleistung einen höheren Wirkungsgrad als bei Nennleistung.

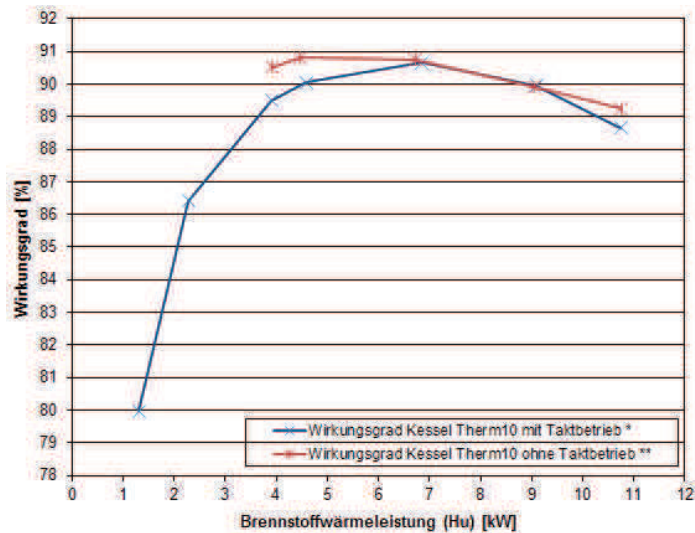


Abbildung 20: Wirkungsgradverlauf des simulierten Pelletkessels Therm10 parametrierung nach Einstellungen des Feldbetriebes mit und ohne Taktbetrieb

Erläuterungen: * Wirkungsgradverlauf gemäß Parametrierung des Kesselmodells nach den, in Abbildung 18 (Abgastemperatur berechnet) und Abbildung 19 (Lambda berechnet) dargestellten Näherungslösungen; ** Wirkungsgradverlauf gemäß Parametrierung des Kesselmodells nach den in Abbildung 18 (Abgastemperatur Vorgabe) und Abbildung 19 (Lambda Vorgabe) dargestellten Einstellwerten der Fa. Guntamatic

In Kapitel 5.4 wurde untersucht, wie sich in der Jahressimulation die Parametrierung des Taktbetriebes und die damit verbundene Abweichung vom realen Kesselverhalten auf den Kesselnutzungsgrad auswirkt.

Solkollektor (Type1a)

Der Kollektorwirkungsgrad wurde nach Gleichung 10 parametrierung. Die Auswertung des Kollektorwirkungsgrades für unterschiedliche Werte der Globalstrahlung (Direktstrahlung & Diffusstrahlung) ist in Abbildung 21 dargestellt.

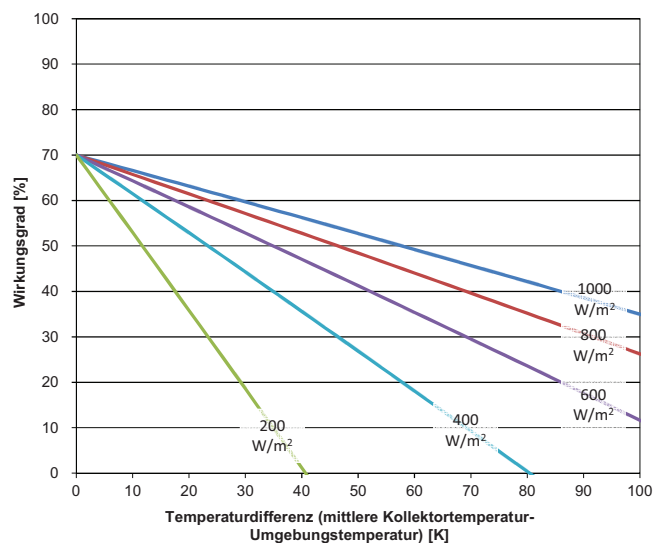


Abbildung 21: Thermischer Kollektorwirkungsgrad für unterschiedliche Werte der Globalstrahlung in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz aus mittlerer Kollektortemperatur und Umgebungstemperatur

Wettermodul (Type15)

Die Aufzeichnungen für das Wettermodul stammen aus der Region Karlsruhe/Baden. Die Auswertung der Umgebungstemperatur und der Solareinstrahlung (direkte und diffuse Einstrahlung) auf eine Fläche mit Ausrichtung 45°-Süd über ein Jahr ist in Abbildung 22 dargestellt.

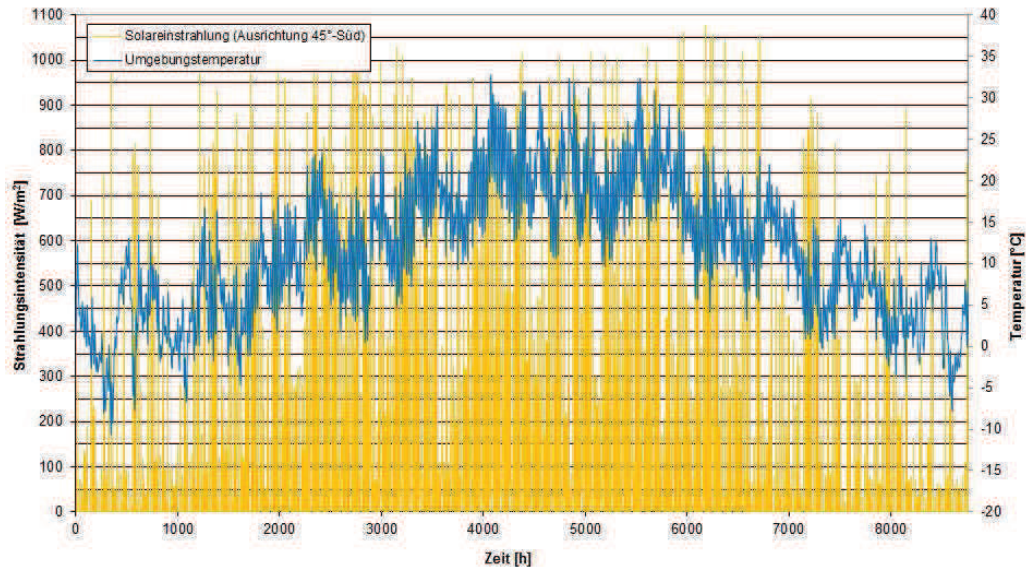


Abbildung 22: Wetterdaten aus der Region Karlsruhe/Baden für die Simulation in TRNSYS17

5.3.2 Parametrierung der Regelung/Steuerung

Die Regel-/Steuerparameter werden nach den Grundeinstellungen des Feuerungs- bzw. Pufferherstellers Guntamatic übernommen. Für Hochtemperatur- und Niedertemperaturwärmeverbraucher ergeben sich unterschiedliche Einstellungen. Die Parametrierung der Regelung/Steuerung ist in Tabelle 9 zusammengefasst. Die Funktionsweise der Regel-/Steuerkreise ist in Kapitel 4.2.3 erläutert.

Tabelle 9: Parametrierung der Kesselregelung/-steuerung

Erläuterungen: Temperaturprofil der Wärmeverbraucher siehe Tabelle 5, NT...Bezeichnung für Variante mit Niedertemperaturwärmeverbrauchern; HT...Bezeichnung für Variante mit Hochtemperaturwärmeverbrauchern

		Anlage A		Anlage B		Anlage C	
		NT	HT	NT	HT	NT	HT
Kesselregelung							
T_{SET}	°C	50,0	70,0	50,0	70,0	50,0	70,0
Interne Kesselsteuerung							
T_{OFF}	°C	65,0	85,0	65,0	85,0	65,0	85,0
T_{MAX}	°C	75,0	95,0	75,0	95,0	75,0	95,0
Externe Kesselsteuerung							
$T_{SETupper}$	°C	60,0	80,0	60,0	80,0	-	-
$T_{SETlower}$	°C	44,0	64,0	44,0	64,0	-	-
Solarpumpensteuerung							
Einschalt-Temperaturband	°C	10,0	10,0	-	-	-	-
Ausschalt-Temperaturband	°C	3,0	3,0	-	-	-	-
Max. Puffertemperatur	°C	98,0	98,0	-	-	-	-

Die minimale Vorlauftemperatur des Kessels, um Kondensation im Rauchgas zu verhindern, liegt nach Angabe von Guntamatic bei 40 °C, die maximale Vorlauftemperatur bei 70 °C. Der Feuerungshersteller Guntamatic empfiehlt für die Soll-Vorlauftemperatur des Kessels T_{SET} den höchsten Anforderungswert der Verbraucher (Radiatoren, Warmwasser) einzustellen. Um die Temperaturabnahme durch Verluste der Rohrleitungen zu kompensieren, wurde der Einstellwert 5 °C über dem höchsten Anforderungswert der Verbraucher festgelegt.

Weiteres wird von Guntamatic für die interne Kesselsteuerung empfohlen, dass der Kessel bei Überschreitung der Kesselsolltemperatur um 15 °C mit minimaler Wärmeleistung abschaltet. Die maximale Vorlauftemperatur T_{MAX} , bei der der Kessel in jedem Fall abschaltet wurde mit 20 °C über der Soll-Kesselvorlauftemperatur festgelegt.

Für die externe Kesselsteuerung über die Puffertemperatur gibt Guntamatic ein Temperaturband von 16°C an. Die Ausschalttemperatur ist mit 10 °C über der Solltemperatur des Kesselvorlaufs und die Einschalttemperatur mit 6 °C unter der Solltemperatur des Kesselvorlaufs festgelegt.

Das Temperaturband für die Solarpumpensteuerung wurde in Absprache mit den Projektpartnern festgelegt, das Einschalttemperaturband zu 10 °C und das Ausschalttemperaturband zu 3 °C.

5.3.3 Integration des Kessels in den Pufferspeicher

Der Großteil der im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Optimierungsmaßnahmen konnte durch Veränderung einzelner Parameter oder Änderungen in der Verschaltung in TRNSYS realisiert werden. Für eine realitätsnahe Simulation des im Pufferspeicher integrierten Pelletkessels bedarf es eines erheblichen Eingriffs in die Verschaltung und Parametrierung der Komponenten in TRNSYS, da sowohl das verwendete Puffermodell als auch das Kesselmodell keine eigene Funktion für die Integration des Kessels in den Pufferspeicher bieten. Nachfolgend wird auf die Einstellwerte des Pufferspeichermodells für die

Simulation eines integrierten Kessels näher eingegangen. Am Kesselmodell waren keine Änderungen in der Parametrierung nötig. Die getroffenen Annahmen zur Integration des Kessels in den Pufferspeicher und die Anpassungen an der Verschaltung des Kesselmodells mit dem Pufferspeichermodell in TRNSYS sind in Kapitel 4.3.4 näher erläutert.

In Abbildung 23 ist die geänderte Positionierung der Anschlüsse des Pelletkesselmodells und des Solarwärmeübertragers, sowie die Neupositionierung der Temperaturfühler und die Einbauposition der Heizpatrone schematisch dargestellt.

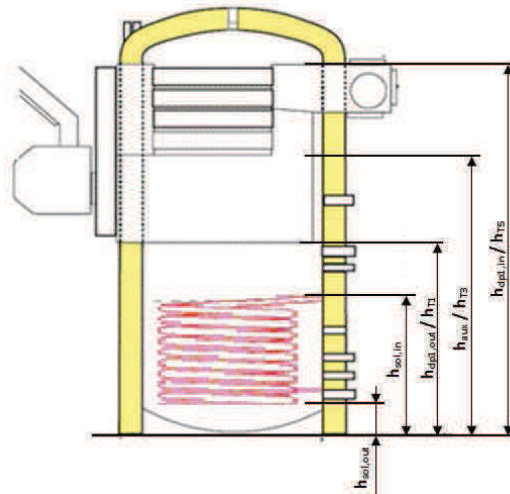


Abbildung 23: Schematische Darstellung der Positionierung der Anschlüsse, Temperaturfühler und Heizpatrone des im Pufferspeicher integrierten Pelletkesselmodells

Erläuterungen: $h_{sol,in}/h_{sol,out}$...Vorlauf/Rücklauf der Solaranlage;

$h_{dp1,in}/h_{dp1,out}$...Vorlauf/Rücklauf des Pelletkessels; $h_{T1}/h_{T3}/h_{T5}$...Temperaturfühler 1/Temperaturfühler 2/Temperaturfühler 3; h_{aux} ...Position der Heizpatrone

In Tabelle 10 sind die wichtigsten Einstellwerte des Pufferspeichermodells für das System Kessel in Puffer integriert aufgelistet und mit den Basiseinstellungen des Pufferspeichermodells verglichen. Generell hätte im Einbaubereich des Kessels die vertikale thermische Leitfähigkeit im Speicher auch angepasst werden müssen. Einerseits war dies nicht möglich, weil keine genauen konstruktiven Daten zur Integration des Kessels in den Pufferspeicher zu Verfügung standen, andererseits weil im Speichermodell die vertikale Leitfähigkeit nicht für jeden Knoten separat bestimmt werden kann.

5 Ergebnisse und Diskussion

Tabelle 10: Parametrierung des Puffermodells für einen im Puffer integrierten Pelletkessel

Erläuterungen: $h_{sol,in}/h_{sol,out}$...Vorlauf/Rücklauf der Solaranlage;
 $h_{dp1,in}/h_{dp1,out}$...Vorlauf/Rücklauf des Pelletkessels; $h_{T1}/h_{T3}/h_{T5}$...Temperaturfühler
 1/Temperaturfühler 2/Temperaturfühler 3; h_{aux} ...Position der Heizpatrone

		Basiswerte PSF600Solar	Therm10 integriert in PSF600Solar	Basiswerte PSF1100Solar	Therm10 integriert in PSF1100Solar
Speichervolumen	l	600	600	1070	1070
Speicherhöhe	mm	1.386	1.386	1.711	1.711
Leitfähigkeit im Speicher	W/m	0,964	0,964	0,911	0,911
UA-Umgebung	W/K	1,868	1,868	2,554	2,554
UA-Solarwärmetauscher	W/K	594,02	594,02	767,28	767,28
$h_{dp1,in}/h_{dp1,out}$	mm	1.119/128	1.040/693	1.063/225	856/428
$h_{sol,in}/h_{sol,out}$	mm	678/97	678/97	405/225	237/131
$h_{T1}/h_{T3}/h_{T5}$	mm	98/693/1.317	693/866/1.040	226/856/1.625	428/642/856

5.4 Verifizierung der Basisanlagen

In diesem Kapitel werden die Simulationsergebnisse der Basisanlagen ausgewertet und geprüft. Der Vergleich mit den Angaben des Feuerungsherstellers und die Ergebnisse aus der Energiebilanz- und Wochenauswertung sollen zeigen, dass das erstellte Simulationsmodell in Verhalten und Genauigkeit den Anforderungen der anschließenden Sensitivitätsanalyse (Kapitel 5.5) entspricht.

Als ersten Schritt, wurden am virtuellen Kesselteststand die parametrierten Modelle der Pelletkessel Therm10 und Therm15 im stationären Betrieb bei Volllast, minimaler Teillast und im Taktbetrieb getestet. Die Simulationsergebnisse wurden mit Teststandswerten von Guntamatic verglichen. Anschließend erfolgte die Verifizierung der Basisanlagen.

Kesselteststand

Zur Verifikation der Parametrierung des Kessels und um die Wirkungsgrade im Volllast-, Teillastbetrieb und Taktbetrieb abzusichern, wurde das stationäre Betriebsverhalten von Type869 auf einem virtuellen Kesselteststand in TRNSYS17 überprüft. Der Teststand ist in Abbildung 24 dargestellt. Für die Kesselvorlauftemperatur ist ein Sollwert vorgegeben, die Leistungsregelung erfolgt wie in der Jahressimulation über die Kesselrücklauftemperatur bei konstantem Massenstrom. Je näher die Kesselrücklauftemperatur an der Solltemperatur des Kesselvorlaufs liegt, desto niedriger ist die Wärmeleistung des Kessels.



Abbildung 24: Virtueller Kesselteststand in TRSNYS17

5 Ergebnisse und Diskussion

Durch die Parametrierung des Taktbetriebes ergeben sich Abweichungen von dem realen Verhalten (Siehe Kapitel 5.3.1). Um die Ungenauigkeiten der Parametrierung der Rauchgastemperatur und des Luftverhältnisses als Fehlerquelle auszuschließen wird zunächst der Kessel ohne Taktbetrieb parametrieren. Aus dem Prüfbericht des Feuerungsherstellers ist bekannt, unter welchen Randbedingungen der Kessel am Teststand betrieben wurde. Am virtuellen Kesselteststand in TRNSYS werden dieselben Randbedingungen nachsimuliert. Die Daten des virtuellen Kesselteststandes und des Prüfberichts für den Kessel Therm10 sind in Tabelle 9 einander gegenübergestellt. Durch Anpassungen an den Oberflächenverlusten des Kessels und den Brennkammerverlusten (Siehe Kapitel 5.3.1) liegt der Wirkungsgrad bei Volllast und Teillast nahe an den Ergebnissen des Prüfberichtes. Im Volllastbetrieb ist der Wirkungsgrad am virtuellen Teststand ident mit dem Ergebnis des Prüfberichtes. Im Teillastbetrieb liegt der Wirkungsgrad 0,2%-Punkte unter dem Wert des Prüfberichtes. Es kann davon ausgegangen werden kann, dass das Betriebsverhalten des Kessels in der Simulation dem realen Betriebsverhalten sehr ähnlich ist. Wie in Kapitel 5.3.1 beschrieben wird der Kessel im Feld mit höherem Luftverhältnis betrieben. Unter gleichen Randbedingungen wie im Prüfbericht ist in der dritten Spalte der Tabelle 11 die Auswirkung des erhöhten Luftverhältnisses auf den Kesselwirkungsgrad ersichtlich. Der Wirkungsgrad ist, bedingt durch höhere Rauchgasverluste im Volllastbetrieb um 4,3 %-Punkte und im Teillastbetrieb um 0,8 %-Punkte niedriger.

Tabelle 11: Gegenüberstellung der Daten des virtuellen Kesselteststandes und des Prüfberichts des Pelletkessels Therm10

Erläuterungen: *Parametrierung des Luftverhältnisses lt. Teststandsbetrieb;
**Parametrierung des Luftverhältnisses lt. Feldbetrieb; RG...Bezeichnung für Rauchgas;
FS...Bezeichnung für Feuchtschubstanz

			Volllast			Minimale Teillast		
			Guntamatic Therm10	TRNSYS Therm10	TRNSYS Therm10	Guntamatic Therm10	TRNSYS Therm10	TRNSYS Therm10
Parametrierung Kessel lt.			-	Prüfbericht*	Feldbetrieb**	-	Prüfbericht*	Feldbetrieb**
Parametrierung Wasserkreislauf lt.			-	Prüfbericht*	Prüfbericht*	-	Prüfbericht*	Prüfbericht*
Parametrierung mit/ohne Taktbetrieb			-	Ohne Takt.	Ohne Takt.	-	Ohne Takt.	Ohne Takt.
Brennstoff	Brennstoffmassenstrom	kg _{FS} /h	2,23	2,23	2,23	0,70	0,70	0,70
	Brennstoffwärmeleistung (Hu)	kW	10,80	10,75	10,75	3,38	3,38	3,38
	Unterer Heizwert berechnet	kJ/kg _{FS}	17.412	17.314	17.314	17.412	17.314	17.314
Wasserkreislauf	Massenstrom	kg/h	571,40	571,40	571,40	165,70	165,70	165,70
	Temp. Kesseleintritt	°C	57,20	57,20	57,20	56,80	56,80	56,80
	Temp. Kesselaustritt	°C	72,30	72,19	71,50	72,60	72,58	72,44
	Temperaturdifferenz	°C	15,10	14,99	14,30	15,80	15,78	15,64
	Wärmeleistung	kW	10,00	9,95	9,48	3,05	3,04	3,01
Rauchgas	Luftverhältnis	-	1,47	1,47	1,83	1,81	1,81	1,92
	Anteil O ₂ im trockenen RG	%	6,73	6,72	9,50	9,38	9,37	10,03
	Rauchgastemperatur	°C	114,90	114,75	162,20	76,50	76,47	85,81
	Massenstrom CO im RG	mg/h	233,28	217,39	270,24	514,08	516,33	580,87
	Massenstrom RG, feucht	kg/h	20,30	20,76	25,23	7,60	7,86	8,30
Verluste	Kesselverluste	W	-	215,49	211,83	-	217,57	216,81
	Rauchgasverluste	W	-	513,54	976,88	-	104,08	132,41
	CO-Verluste	W	-	0,61	0,76	-	1,45	1,63
	Unverbrannter Anteil in Asche	W	-	0,35	0,35	-	0,11	0,11
	Brennkammerverluste	W	-	70,01	70,01	-	22,04	22,04
Wirkungsgrad			92,6	92,6	88,3	90,0	89,8	89,0

Obwohl der Pelletbrennstoff nach den Spezifikationen des Prüfbrennstoffes parametrieren wurde, ist eine geringe Abweichung bei der Berechnung des unteren Heizwertes

5 Ergebnisse und Diskussion

festzustellen. Als Einstellwert bei der Parametrierung des Brennstoffes wird der obere Heizwert festgelegt. In TRNSYS wird der untere Heizwert über den Brennstoffwassergehalt berechnet. Die Abweichung beim Heizwert ist vermutlich durch unterschiedliche Faktoren bei der Berechnung der Verdampfungsenthalpie begründet.

In Tabelle 12 sind die Ergebnisse der Simulation des Heizkessels Therm10, parametrierung mit und ohne Taktbetrieb einander gegenübergestellt. Durch die Parametrierung des Taktbetriebes ergeben sich Abweichungen des Luftverhältnisses und der Rauchgastemperatur von den Spezifikationen des Herstellers (siehe auch Abbildung 18 & Abbildung 19). Im Vollastbetrieb wird durch die Abweichung bei Parametrierung des Taktbetriebes der Wirkungsgrad um 0,5 %-Punkte schlechter, bei minimaler Teillast um 1 % schlechter.

Tabelle 12: Gegenüberstellung der Ergebnisse aus der Simulation des Heizkesselmodells nach den Spezifikationen des Kessels Therm10 mit und ohne Parametrierung des Taktbetriebes

Erläuterungen: *Parametrierung des Luftverhältnisses lt. Teststandsbetrieb; **Parametrierung des Luftverhältnisses lt. Feldbetrieb; RG...Bezeichnung für Rauchgas; FS...Bezeichnung für Feuchsubstanz

			Vollast		Minimale Teillast		Taktbetrieb	
			TRNSYS Therm10	TRNSYS Therm10	TRNSYS Therm10	TRNSYS Therm10	TRNSYS Therm10	Guntamatic Therm10
Parametrierung Kessel lt. Parametrierung Wasserkreislauf lt. Parametrierung mit/ohne Taktbetrieb			Feldbetrieb** Jahressim.* Mit Takt.	Feldbetrieb** Jahressim.* Ohne Takt.	Feldbetrieb** Jahressim.* Mit Takt.	Feldbetrieb** Jahressim.* Ohne Takt.	Feldbetrieb** Jahressim.* Mit Takt.	- - Mit Takt.
Brennstoff	Brennstoffmassenstrom	kg _{fs} /h	2,23	2,23	0,81	0,81	0,27	-
	Brennstoffwärmeleistung (Hu)	kW	10,74	10,74	3,91	3,92	1,31	1,30
	Heizwert berechnet	kJ/kg _{fs}	17.314	17.314	17.314	17.314	17.314	17.314
Wasser- kreislauf	Massenstrom	kg/h	574,16	574,16	574,16	574,16	574,16	-
	Temp. Kesseleintritt	°C	55,00	55,00	64,90	65,00	68,85	-
	Temp. Kesselaustritt	°C	69,29	69,38	70,15	70,32	70,42	-
	Temperaturdifferenz	°C	14,29	14,38	5,25	5,32	1,57	-
	Wärmeleistung	kW	9,53	9,59	3,50	3,55	1,04	-
Rauchgas	lambda	-	1,97	1,83	2,14	1,91	2,84	3,00
	Anteil O ₂ im trockenen RG	%	10,36	9,50	11,20	10,00	13,61	14,00
	Rauchgastemperatur	°C	150,00	150,00	88,63	80,84	65,46	80,00
	Massenstrom CO im RG	mg/h	292,27	270,24	706,36	629,34	412,99	-
	Massenstrom RG, feucht	kg/h	27,09	25,23	10,63	9,58	4,62	-
Verluste	Kesselverluste	W	200,20	200,69	204,71	205,63	206,14	-
	Rauchgasverluste	W	947,53	884,60	177,94	138,91	45,68	-
	CO-Verluste	W	0,82	0,76	1,98	1,77	1,16	-
	Unverbrannter Anteil in Asche	W	0,35	0,35	0,13	0,13	0,04	-
	Brennkammerverluste	W	70,01	70,01	25,46	25,53	8,51	-
Wirkungsgrad			88,7	89,2	89,5	90,5	80,0	-

Um zu überprüfen, wie sich die Abweichungen durch die Parametrierung des Taktbetriebs (siehe Abbildung 18 & Abbildung 19) auf die Jahressimulation auswirken, wurde der Kessel in der Jahressimulation mit und ohne Taktbetrieb parametrierung. Ohne Taktbetrieb bedeutet, dass die Parametrierung exakt nach den Einstellwerten von Guntamatic vorgenommen wurde. Mit Taktbetrieb bedeutet, dass die Parametrierung wegen der Näherungsfunktionen des Luftverhältnisses λ und die Rauchgastemperatur etwas von den Vorgaben von Guntamatic abweicht. Der Modulationsbereich wurde aus Gründen der

5 Ergebnisse und Diskussion

Vergleichbarkeit von der Kesselnennleistung bis zur minimalen Teillast begrenzt. Die Ergebnisse für den Kessel Therm10 und Therm15 sind in Tabelle 13 dargestellt. Die Simulation wurde mit einer Vorlauftemperatur des Heizkreises von 50 °C und einer Rücklauftemperatur von 37 °C durchgeführt. In der Jahressimulation beträgt die Abweichung des Kesselnutzungsgrades bei der Anlage mit Wärmeverbrauch 15 MWh/a 0,3 %-Punkte, bei der Anlage mit Wärmeverbrauch 25 MWh/a 0,4 %-Punkte. Angesichts der geringen Abweichung des Kesseljahresnutzungsgrades wurde mit den Projektpartnern vereinbart, dass der Taktbetrieb und damit die Parametrierung des Taktbetriebes, so wie sie in Kapitel 5.3.1 beschrieben wurde in der Jahressimulation der Anlagen bei Kessel Therm10 und Kessel Therm15 zur Anwendung kommt.

Tabelle 13: Ergebnisse der Jahressimulation bei Parametrierung des Kessels Therm10 und Therm15 mit und ohne Taktbetrieb

Erläuterungen: * Siehe Text;

50/37...Heizungsvorlauftemperatur/Heizungsrücklauftemperatur

	Parametrierung mit/ohne Taktbetrieb*	Betriebsbereich Brennstoff-wärmeleistung (Hu) kW	Jahresnutzungsgrade		
			Kessel [%]	Puffer/Heizsystem [%]	Anlage* [%]
Basisanlage A15-50/37 Therm10	ohne Takt.	10.8 - 3.9	83,9	80,1	68,5
Basisanlage A15-50/37 Therm10	mit Takt.	10.8 - 3.9	83,6	80,0	68,2
Basisanlage A25-50/37 Therm15	ohne Takt.	16.2 - 4.3	84,9	84,1	72,8
Basisanlage A25-50/37 Therm15	mit Takt.	16.2 - 4.3	84,5	84,1	72,5

In Tabelle 14 sind die Ergebnisse des Heizkesselmodells Therm15, parametrierung mit und ohne Taktbetrieb einander gegenübergestellt. Durch die Parametrierung des Taktbetriebes ergeben sich wie beim Kesselmodell Therm10 Abweichungen des Luftverhältnisses und der Rauchgastemperatur von den Angaben des Herstellers. Im Vollastbetrieb wird durch die Abweichungen der Parametrierung der Wirkungsgrad um 0,6 %-Punkte schlechter, bei minimaler Teillast um 1 % schlechter.

5 Ergebnisse und Diskussion

Tabelle 14: Gegenüberstellung der Ergebnisse aus der Simulation des Heizkesselmodells nach den Spezifikationen des Kessels Therm15 mit und ohne Parametrierung des Taktbetriebes

Erläuterungen: *Parametrierung des Luftverhältnisses lt. Teststandsbetrieb;
**Parametrierung des Luftverhältnisses lt. Feldbetrieb; RG...Bezeichnung für Rauchgas;
FS...Bezeichnung für Feuchtschubstanz

			Volllast		Minimale Teillast		Taktbetrieb	
			TRNSYS Therm15	TRNSYS Therm15	TRNSYS Therm15	TRNSYS Therm15	TRNSYS Therm15	Guntamatic Therm15
Parametrierung Kessel lt. Parametrierung Wasserkreislauf lt. Parametrierung mit/ohne Taktbetrieb			Feldbetrieb** Jahressim.* Mit Takt.	Feldbetrieb** Jahressim.* Ohne Takt.	Feldbetrieb** Jahressim.* Mit Takt.	Feldbetrieb** Jahressim.* Ohne Takt.	Feldbetrieb** Jahressim.* Mit Takt.	- - -
Brenn- stoff	Brennstoffmassenstrom	kg _{FS} /h	3,35	3,35	0,90	0,90	0,29	-
	Brennstoffwärmeleistung (Hu)	kW	16,12	16,12	4,32	4,32	1,41	1,40
	Heizwert berechnet	kJ/kg _{FS}	17.314	17.314	17.314	17.314	17.314	17.314
Wasser- kreislauf	Massenstrom	kg/h	861,24	861,24	861,24	861,24	861,24	-
	Temp. Kesseleintritt	°C	55,00	55,00	66,20	66,30	69,00	-
	Temp. Kesselaustritt	°C	69,28	69,38	69,99	70,13	70,03	-
	Temperaturdifferenz	°C	14,28	14,38	3,79	3,83	1,03	-
	Wärmeleistung	kW	14,28	14,38	3,79	3,83	1,03	-
Rauchgas	Luftverhältnis	-	1,98	1,83	2,22	1,91	2,71	3,00
	Anteil O ₂ im trockenen RG	%	10,41	9,50	11,55	10,00	13,24	14,00
	Rauchgastemperatur	°C	150,00	150,00	87,00	80,57	71,45	80,00
	Massenstrom CO im RG	mg/h	440,43	405,34	810,06	695,13	387,95	-
	Massenstrom RG, feucht	kg/h	40,81	37,84	12,16	10,56	4,76	-
Verluste	Kesselverluste	W	300,05	300,84	305,64	306,76	306,00	-
	Rauchgasverluste	W	1427,07	1326,82	197,46	152,32	55,33	-
	CO-Verluste	W	1,24	1,14	2,27	1,95	1,09	-
	Unverbrannter Anteil in Asche	W	0,53	0,53	0,14	0,14	0,05	-
	Brennkammerverluste	W	105,01	105,01	28,17	28,15	9,16	-
Wirkungsgrad			88,6	89,2	87,7	88,7	81,1	-

Ergebnisse der Jahressimulation

Die Jahressimulation wurde für vier unterschiedliche Basisanlagen ausgewertet: Basisanlage 0 (mit Taktbetrieb, Ausgangsanlage der Sensitivitätsanalyse), Basisanlage 1 (ohne Taktbetrieb, Modulationsbereich von Volllast bis minimaler Teillast), Basisanlage 2 (mit Taktbetrieb, Kesselstopp alle 24 Stunden), Basisanlage 3 (ohne Taktbetrieb, mit Kesselstopp alle 24 Stunden). Eine detaillierte Auswertung der Basisanlagen der Anlagenvarianten A, B und C ist in Anhang A1 zu finden.

Als Ausgangsanlage für die Sensitivitätsanalyse diente Basisanlage 0 (mit Taktbetrieb). In der Realität wird zur Reinigung der Wärmeübertragerflächen bei den Pelletheizkesseln Therm10 und Therm15 alle 24 Stunden ein Kesselstopp ausgeführt. Zunächst stand keine Möglichkeit zur Verfügung, die Kesselstopps in die Simulation einzubinden. Daher wurde die Sensitivitätsanalyse zwar mit Parametrierung des Taktbetriebes, aber ohne die 24-stündigen Kesselstopps durchgeführt. Um das reale Anlagenverhalten möglichst genau nachzuvollziehen, wurden in der Studie der optimierten Anlagenvarianten die effizienzsteigernden Maßnahmen an Basisanlage 2 (mit Taktbetrieb und 24-stündigem Kesselstopp) durchgeführt. Weiteres wurde untersucht, wie sich die Simulation verhält, wenn man den Kessel bis zur minimalen Teillast ohne Taktbetrieb betreibt (Basisanlagen 1 & 3).

In Tabelle 15 sind die wichtigsten Simulationsergebnisse der Basisanlagen 0, 1, 2, und 3 der Anlagenvariante A, B und C ausgewertet. Es ist ersichtlich, dass bei den Anlagenvarianten A und B, beide mit Pufferspeicher, durch Wegschalten des Taktbetriebes der Anlagenjahresnutzungsgrad gesteigert werden kann. Im Taktbetrieb konnte der Kessel bis etwa 10 % der Nennleistung betrieben werden, ohne Taktbetrieb bis etwa 30 % der Nennleistung. Wegen des begrenzten Leistungsbereichs durch Wegschalten des Taktbetriebes steigt die relative Last, die Betriebszeit des Kessels verkürzt sich, dies führt zu verminderten Rohrleitungsverlusten, der Nutzungsgrad des Verteilsystems steigt. Allerdings steigt auch die Anfahr-/Abfahrhäufigkeit des Kessels. Höhere Umgebungsverluste des Kessels aufgrund des häufigen Anfahr-/Abfahrvorganges führen zu einer Verschlechterung des Kesselnutzungsgrades, insgesamt steigt aber der Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage. Bei Anlage C (Kessel im „Stand Alone“ Betrieb) bewirkt die Wegschaltung des Taktbetriebes eine Verschlechterung des Anlagenjahresnutzungsgrades. Sowohl Kesselnutzungsgrad als auch Heizsystemnutzungsgrad sinken. Generell ist anzumerken, dass die Wegschaltung des Taktbetriebes bei Einsatz eines Pufferspeichers sinnvoll sein kann und daher in der Studie der optimierten Anlagenvarianten geprüft werden muss. Die zusätzliche Einbindung der 24-stündigen Kesselstopps hat auf diese Aussage keinen Einfluss.

Durch die Einbindung der 24-stündigen Kesselstopps wird der Anlagenjahresnutzungsgrad bei allen Varianten etwas verschlechtert. Bei Basisanlage 0 (mit Taktbetrieb) hat die Einbindung der Kesselstopps einen stärkeren Einfluss als bei den Basisanlagen 1 (ohne Taktbetrieb). Ohne Taktbetrieb ist der Kessel häufiger ausgeschaltet, wird der Kesselstopp genau dann durchgeführt, wenn der Kessel ohnehin ausgeschaltet ist, hat dies keine Auswirkung.

Die Wegschaltung des Taktbetriebes und die Kesselstopps sind Maßnahmen, die das Betriebsverhalten des Kessels (Anzahl Kesselstarts, Betriebszeit, mittlere relative Last) betreffen, aber auch die Effizienz des Verteilsystems beeinflussen. Bei Anlagenvariante A (mit Pufferspeicher und Solaranlage) ist der Unterschied der Basisanlagen untereinander nicht so groß wie bei den Anlagenvarianten B und C. Dies liegt daran, dass der Kessel durch den Solareintrag häufiger und über längere Zeiträume ohnehin außer Betrieb ist.

5 Ergebnisse und Diskussion

Tabelle 15: Auswertung der Basisanlagen 0, 1, 2 und 3 der Anlagenvariante A

Erläuterungen: 1) Gesamtnutzungsgrad berechnet als Verhältnis der verbrauchten Wärme zum Energieeinsatz (Primärenergieeinsatz Pellet und Solaranlagenenertrag); 2) Ausgangsanlage für die Sensitivitätsanalyse; 3) Ausgangsanlage für die optimierte Anlagenvariante

			Jahresnutzungsgrade			Pellet-einsatz [kg _{rs}]	Solar-ertrag [kWh]	Gesamt-wärme-verbrauch [kWh]
Beschreibung			Kessel [%]	(Puffer)/ Heiz- system [%]	Anlage ¹⁾ [%]			
A15 30/25	Basisanlage 0 ²⁾	mit Taktbetrieb	88,8	78,7	70,9	3.861	2.494	15.004
	Basisanlage 1	ohne Taktbetrieb	88,0	79,8	71,3	3.862	2.371	15.004
	Basisanlage 2 ³⁾	mit Taktbetrieb, mit Kesselstopp	88,5	78,9	70,9	3.861	2.493	15.004
	Basisanlage 3	ohne Taktbetrieb, mit Kesselstopp	87,9	79,8	71,2	3.866	2.374	15.003
A15 65/55	Basisanlage 0 ²⁾	mit Taktbetrieb	86,3	70,4	61,6	4.609	2.067	14.993
	Basisanlage 1	ohne Taktbetrieb	85,8	71,5	62,2	4.580	1.967	14.982
	Basisanlage 2 ³⁾	mit Taktbetrieb, mit Kesselstopp	85,9	70,6	61,5	4.616	2.070	14.989
	Basisanlage 3	ohne Taktbetrieb, mit Kesselstopp	85,5	71,6	62,0	4.585	1.968	14.967
A25 30/25	Basisanlage 0 ²⁾	mit Taktbetrieb	88,6	83,3	75,0	6.081	3.960	24.999
	Basisanlage 1	ohne Taktbetrieb	88,7	84,7	76,3	5.961	3.958	24.994
	Basisanlage 2 ³⁾	mit Taktbetrieb, mit Kesselstopp	88,3	83,6	74,9	6.081	3.961	24.996
	Basisanlage 3	ohne Taktbetrieb, mit Kesselstopp	88,3	84,9	76,2	5.967	3.957	24.980
A25 65/55	Basisanlage 0 ²⁾	mit Taktbetrieb	85,9	76,1	66,3	7.121	3.195	24.949
	Basisanlage 1	ohne Taktbetrieb	85,7	77,5	67,4	6.970	3.169	24.829
	Basisanlage 2 ³⁾	mit Taktbetrieb, mit Kesselstopp	85,4	76,3	66,1	7.132	3.197	24.895
	Basisanlage 3	ohne Taktbetrieb, mit Kesselstopp	85,2	77,5	67,0	6.986	3.173	24.741
B15 30/25	Basisanlage 0 ²⁾	mit Taktbetrieb	87,9	79,4	69,8	4.448	-	15.002
	Basisanlage 1	ohne Taktbetrieb	87,8	82,8	72,7	4.271	-	15.002
	Basisanlage 2 ³⁾	mit Taktbetrieb, mit Kesselstopp	85,4	76,3	65,2	4.762	-	15.002
	Basisanlage 3	ohne Taktbetrieb, mit Kesselstopp	87,6	82,7	72,4	4.284	-	14.999
B15 65/55	Basisanlage 0 ²⁾	mit Taktbetrieb	84,4	67,2	56,7	5.467	-	14.992
	Basisanlage 1	ohne Taktbetrieb	85,4	73,5	62,8	4.938	-	14.979
	Basisanlage 2 ³⁾	mit Taktbetrieb, mit Kesselstopp	83,3	66,8	55,6	5.573	-	14.989
	Basisanlage 3	ohne Taktbetrieb, mit Kesselstopp	85,0	73,6	62,6	4.952	-	14.973
B25 30/25	Basisanlage 0 ²⁾	mit Taktbetrieb	87,0	82,4	71,7	7.211	-	24.996
	Basisanlage 1	ohne Taktbetrieb	88,3	87,0	76,8	6.729	-	24.986
	Basisanlage 2 ³⁾	mit Taktbetrieb, mit Kesselstopp	85,7	82,0	70,3	7.354	-	24.995
	Basisanlage 3	ohne Taktbetrieb, mit Kesselstopp	87,9	87,1	76,5	6.755	-	24.978
B25 65/55	Basisanlage 0 ²⁾	mit Taktbetrieb	83,8	73,7	61,7	8.366	-	24.960
	Basisanlage 1	ohne Taktbetrieb	85,5	78,8	67,4	7.619	-	24.814
	Basisanlage 2 ³⁾	mit Taktbetrieb, mit Kesselstopp	83,1	74,1	61,6	8.369	-	24.907
	Basisanlage 3	ohne Taktbetrieb, mit Kesselstopp	84,9	78,9	66,9	7.639	-	24.717
C15 30/25	Basisanlage 0 ²⁾	mit Taktbetrieb	89,5	87,9	78,7	3.574	-	15.025
	Basisanlage 1	ohne Taktbetrieb	87,4	87,0	76,0	3.693	-	15.007
	Basisanlage 2 ³⁾	mit Taktbetrieb, mit Kesselstopp	89,3	87,9	78,5	3.500	-	14.719
	Basisanlage 3	ohne Taktbetrieb, mit Kesselstopp	87,3	87,0	76,0	3.620	-	14.734
C15 65/55	Basisanlage 0 ²⁾	mit Taktbetrieb	86,5	77,1	66,7	4.184	-	14.928
	Basisanlage 1	ohne Taktbetrieb	85,1	76,6	65,2	4.283	-	14.933
	Basisanlage 2 ³⁾	mit Taktbetrieb, mit Kesselstopp	86,1	76,4	65,8	4.050	-	14.315
	Basisanlage 3	ohne Taktbetrieb, mit Kesselstopp	84,7	76,0	64,4	4.153	-	14.356
C25 30/25	Basisanlage 0 ²⁾	mit Taktbetrieb	89,0	91,2	81,2	5.734	-	25.196
	Basisanlage 1	ohne Taktbetrieb	88,3	91,0	80,3	5.796	-	25.192
	Basisanlage 2 ³⁾	mit Taktbetrieb, mit Kesselstopp	88,9	91,1	81,0	5.545	-	24.402
	Basisanlage 3	ohne Taktbetrieb, mit Kesselstopp	88,1	90,9	80,1	5.609	-	24.415
C25 65/55	Basisanlage 0 ²⁾	mit Taktbetrieb	85,7	82,5	70,7	6.437	-	24.688
	Basisanlage 1	ohne Taktbetrieb	85,1	82,4	70,1	6.498	-	24.729
	Basisanlage 2 ³⁾	mit Taktbetrieb, mit Kesselstopp	85,1	81,8	69,6	6.163	-	23.438
	Basisanlage 3	ohne Taktbetrieb, mit Kesselstopp	84,6	81,7	69,1	6.222	-	23.491

Der Vergleich der Anlagenvarianten A, B und C mit Hochtemperatur- und Niedertemperaturwärmeverbrauchern zeigt, dass generell die Niedertemperaturvariante höhere Nutzungsgrade als die Hochtemperaturvariante aufweist. Bei der

Niedertemperaturvariante sinken durch das niedrigere mittlere Temperaturniveau der gesamten Heizungsanlage die Umgebungsverluste des Kessels, des Pufferspeichers und der Rohrleitungen.

In der Auswertung ist ersichtlich, dass bei den Anlagen mit niedrigem Wärmeverbrauch (15 MWh/a) Anlagenvariante C den höchsten Anlagennutzungsgrad wegen der geringen Verluste des Verteilsystems (Kessel im „Stand Alone“ Betrieb) aufweist. Bei den Basisanlagen bewegt sich der Nutzungsgrad der Niedertemperaturvariante von Anlage C im Bereich zwischen 78,7 % und 76,0 %. Gleichzeitig hat Anlagenvariante C den geringsten Pelletverbrauch, bezogen auf den Wärmeverbrauch von 15 MWh/a liegt der Pelleteinsatz der Basisanlagen zwischen 3.574 kg und 3.693 kg. Dahinter liegt Anlagenvariante A (Pufferspeicher und Solaranlage) mit Anlagennutzungsgraden der Niedertemperaturvariante im Bereich zwischen 71,3 % und 70,9 % und einem auf 15 MWh bezogenen Pelletverbrauch von 3.861 kg bis 3.866 kg. Obwohl Anlagenvariante A mit einer solarthermischen Anlage ausgestattet ist, ist der Pelleteinsatz höher als bei Anlagenvariante C. Dies liegt in erster Linie an den zusätzlichen Verlusten des Pufferspeichers und der Rohrleitungen. Anlagenvariante B (nur Pufferspeicher) weist mit Anlagennutzungsgraden der Basisanlagen (Niedertemperatur), im Bereich zwischen 72,7 % und 65,2 %, die geringsten Nutzungsgrade auf. Auch der Pelleteinsatz ist deutlich höher, und liegt zwischen 5.961 kg und 6.081 kg (bezogen auf den Wärmeverbrauch von 15 MWh/a).

Bei den Anlagenvarianten mit hohem Wärmeverbrauch (25 MWh/a) weist ebenfalls Anlagenvariante C den höchsten Anlagennutzungsgrad wegen der geringen Verluste des Verteilsystems (Kessel im „Stand Alone“ Betrieb) auf. Bei den Basisanlagen mit Niedertemperaturwärmeverbräuchern bewegt sich der Nutzungsgrad im Bereich zwischen 80,1% und 81,2 %. Gleichzeitig hat auch Anlagenvariante C den geringsten Pelletverbrauch, bezogen auf den Wärmeverbrauch von 25 MWh liegt der Pelleteinsatz der Basisanlagen zwischen 5.698 kg und 5.747 kg. Dahinter liegt Anlagenvariante A (Pufferspeicher und Solaranlage) mit Anlagennutzungsgraden im Bereich zwischen 74,9 % und 76,3 % und einem auf 25 MWh Wärmeverbrauch bezogenen Pelleteinsatz zwischen 5.961 kg und 6.081 kg. Wie bei den Niedertemperaturvarianten weist auch bei der Hochtemperaturvariante Anlagenvariante A einen höheren Pelletverbrauch als Anlagenvariante C auf. Anlagenvariante B (nur Pufferspeicher) weist mit Anlagennutzungsgraden der Basisanlagen im Bereich zwischen 70,3 % und 76,8 %. die geringsten Nutzungsgrade auf. Auch der Pelleteinsatz ist deutlich höher, und liegt zwischen 6.729 kg und 7.354 kg (bezogen auf den Wärmeverbrauch von 25 MWh).

Energiebilanz der Jahressimulation

Zur Plausibilitätsprüfung der Ergebnisse der Jahressimulation wurde eine Energiebilanz, also die Summe der ein- und austretenden Energieströme, erstellt. Es wurde die Energiebilanz des Puffer-/Heizsystems und die Energiebilanz des Kessels für jede Anlagenvariante der Basisanlage 0 (mit Taktbetrieb) geprüft. Die Auswertung der Energiebilanzen ist in Tabelle 16 dargestellt.

Die eintretenden Energieströme des Kessels ergeben sich aus dem Pellet-Primärenergieeinsatz. Die austretenden Energieströme ergeben sich aus der Kesselnutzenergie, den Umgebungs- und Rauchgasverlusten und den sonstigen Verlusten

(Brennkammer, unverbrannte Anteile in Asche, CO im Rauchgas). In der Auswertung der Energiebilanz des Kessels wurde der Ladezustand der thermischen Kesselmasse am Beginn und Ende der Simulation nicht miteinberechnet. Der Fehler in der Energiebilanz des Kessels bei der Basisanlage 0 in den Varianten A, B und C lag zwischen 0,22 % und 0,47 % der eintretenden Energieströme. Die Ursache des Fehlers liegt nicht am Ladezustand der thermischen Kesselmasse, der Unterschied würde nur wenige Promille der Kesselnutzenergie betragen. Der, wenn auch geringe Fehler, muss also in TRNSYS durch die numerische Lösung des Gleichungssystems entstanden sein. Es ist nicht auszuschließen, dass bei der Berechnung des Kesselmodells in TRNSYS die Lösung über einige Zeitschritte nicht konvergierte.

Die eintretenden Energieströme des Puffer-/Heizsystems sind Kesselnutzenergie und Solarertrag. Die austretenden Energieströme ergeben sich aus dem Wärmeverbrauch, den Rohrverlusten und den Pufferverlusten. In der Energiebilanz des Puffer-/Heizsystems wurde der Pufferladezustand bei Beginn und Ende der Simulation mit einberechnet. Bei der Basisanlage 0, in der Variante A und B (beide mit Pufferspeicher), lag der Fehler zwischen 0,01 % und 0,40 % der eintretenden Energieströme. Die Abweichung durch einen unterschiedlichen Ladezustand der Rohrleitungen am Beginn und Ende der Simulation kann ausgeschlossen werden, denn bei einem Unterschied der Rohrleitungstemperatur von 10 °C würde der Fehler nur wenige Promille des Gesamtwärmeverbrauches betragen. Der, wenn auch geringe, Fehler ist vermutlich in TRNSYS durch die numerische Lösung des Gleichungssystems entstanden. Es ist nicht auszuschließen, dass bei der Berechnung des Pufferspeichers in TRNSYS die Lösung über einige Zeitschritte nicht konvergierte.

Tabelle 16: Energiebilanz des Kessels und Puffer-/Heizsystems der Basisanlage 0
Erläuterungen: * bezogen auf eintretende Energieströme

Anlagenvariante	Kessel				Puffer/Heizsystem			
	eintretende E.-Ströme	austretende E.-Ströme	Differenz	Abweichung*	eintretende E.-Ströme	austretende E.-Ströme	Differenz	Abweichung*
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[%]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[%]
A15 30/25	18.661	18.620	41	0,22	19.064	19.028	36	0,19
A15 65/55	22.279	22.226	53	0,24	21.302	21.286	16	0,08
A25 30/25	29.393	29.271	122	0,42	30.003	29.884	119	0,40
A25 65/55	34.416	34.324	92	0,27	32.772	32.726	46	0,14
B15 30/25	21.499	21.397	102	0,47	18.883	18.837	46	0,24
B15 65/55	26.426	26.358	68	0,26	22.302	22.271	31	0,14
B25 30/25	34.823	34.707	116	0,33	30.297	30.195	102	0,34
B25 65/55	40.437	40.324	113	0,28	33.885	33.804	81	0,24
C15 30/25	17.272	17.225	47	0,27	15.453	15.451	2	0,01
C15 65/55	20.224	20.167	57	0,28	17.498	17.497	1	0,01
C25 30/25	27.714	27.643	71	0,26	24.676	24.675	1	0,01
C25 65/55	31.113	31.027	86	0,28	26.657	26.651	6	0,02

Der Fehler durch die nicht geschlossene Energiebilanz des Kessels und Pufferspeichers führt nur zu einer sehr geringen Abweichung in den Simulationsergebnissen. Es ist nicht

davon auszugehen, dass sich die Aussage der Simulationsergebnisse durch den Fehler wesentlich ändert. Bei allen ausgewerteten Anlagenvarianten der Sensitivitätsanalyse und Optimierungsvariantenstudie wurde die Energiebilanz des Puffer-/Heizsystems geprüft. In keiner, der ausgewerteten Anlagen konnte eine größere Abweichung als bei den Basisanlagen festgestellt werden.

Verifizierung der Steuerung/Regelung

Durch Auswertung der stündlich aufgezeichneten Daten einer Woche soll überprüft werden, ob sich Kessel, Solaranlage und deren Regelung/Steuerung so verhalten, wie in der Parametrierung vorgesehen wurde.

Ausgewertet wurde Basisanlage A mit Solaranlage und Pufferspeicher bei einem Jahreswärmeverbrauch von 15 MWh und Hochtemperaturwärmeverbrauchern. Das Betriebsverhalten des Kessels und der Solaranlage wurde für die erste Maiwoche ausgelesen. Beginn der Auswertung ist am 1. Mai um 0:00 Uhr, Ende ist am 7. Mai um 24:00 Uhr.

Das Verhalten des Kessels Therm10 ist in Abbildung 25 dargestellt. Wird der obere Einstellwert der Kesselsteuerung (80 °C) von Temperatursensor 4 überschritten, so werden Kesselkreispumpe und Kessel ausgeschaltet und bleiben solange außer Betrieb, bis durch die Abkühlung des Puffers der untere Grenzwert (64 °C) erreicht wird. Die Kesselsteuerung über die Puffertemperatur und die Kesselleistungsregelung funktionieren wie vorgesehen. Der Kessel moduliert im gesamten Leistungsbereich.

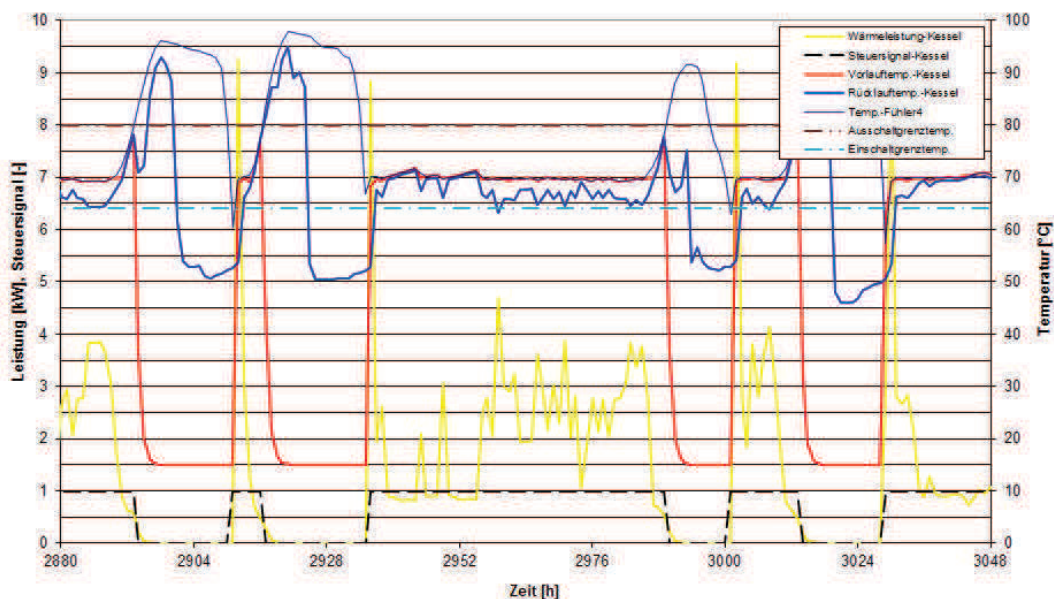


Abbildung 25: Betriebsverhalten des Kessels Therm10 der Basisanlage A in der ersten Maiwoche

In Abbildung 26 ist das Betriebsverhalten der Solaranlage der ersten Maiwoche dargestellt. Überschreitet die Vorlauftemperatur der Solaranlage die Temperatur des Fühlers um 10 °C so wird die Solarpumpe in Betrieb genommen. Die Solarpumpe wird abgeschaltet, sobald die Temperaturdifferenz zwischen Solarvorlauf und Temperaturfühler unter 3 °C gesunken ist. In der Auswertung ist ersichtlich, dass die Steuerung der Solaranlage einwandfrei funktioniert.

5 Ergebnisse und Diskussion

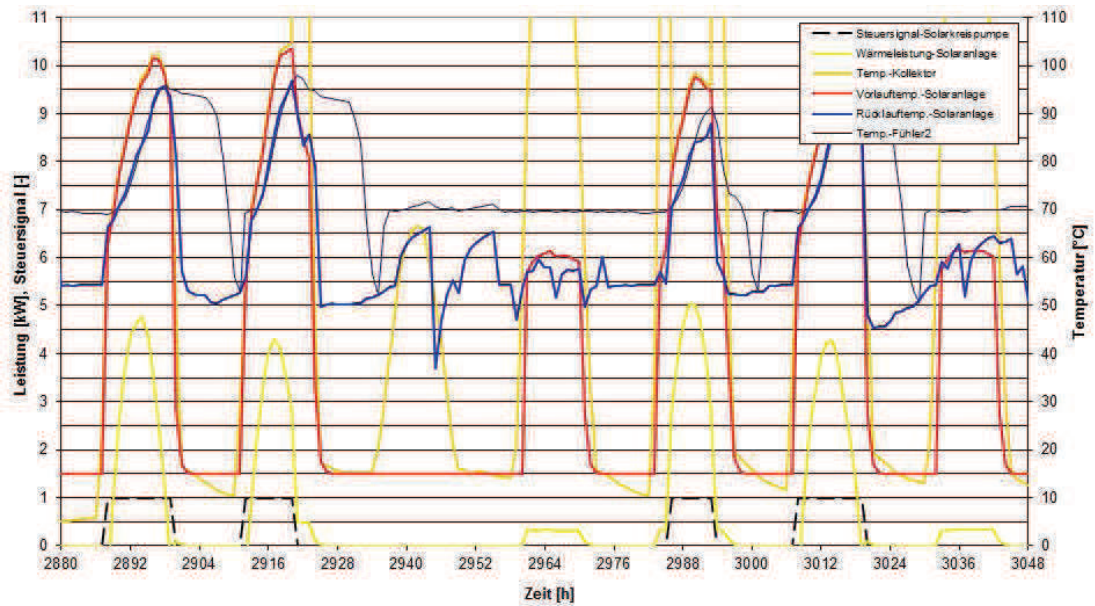


Abbildung 26: Betriebsverhalten der Solaranlage der Basisanlage A in der ersten Maiwoche

Es wurde ausführlich geprüft, wie sich die Basisanlagen in der Jahressimulation verhalten. Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die Basisanlagen in der Jahressimulation plausible Ergebnisse liefern und somit den Anforderungen für eine Sensitivitätsanalyse in Betriebsverhalten und Genauigkeit genügen.

5.5 Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse

In der Sensitivitätsanalyse wurde untersucht, wie die ausgewählten Anlagen im Jahresbetrieb auf Änderungen in der Parametrierung bzw. Änderungen in der Verschaltung der Komponenten reagieren. Wobei vorab mit dem Feuerungshersteller Guntamatic geklärt wurde, in welchem Rahmen technische Änderungen am Kessel realisierbar sind. Grundsätzlich wurde immer nur ein Parameter verändert. Unter Umständen war dadurch aber eine Anpassung weiterer Parameter nötig. In Tabelle 17 ist eine Liste der Parameter angeführt, die für die Sensitivitätsanalyse variiert wurden. Die Auflistung betrifft Optimierungsmaßnahmen, welche an Anlage A (Pufferspeicher und Solaranlage) umsetzbar sind. Einige Maßnahmen können an Anlage B (nur Pufferspeicher) und an Anlage C (Stand-Alone-Betrieb) nicht umgesetzt werden. Beispielsweise kann bei Anlage B die Brauchwasserbereitung im Sommer nur über den Kessel erfolgen, da keine Solaranlage installiert ist, eine Kesselabschaltung im Sommer macht daher keinen Sinn.

Die Parameter wurden schrittweise verändert. Die Simulationsergebnisse jedes Änderungsschrittes wurden gesammelt in Diagrammen ausgewertet. Es sollte festgestellt werden, wie das Simulationsergebnis mit dem veränderten Parameter in Richtung und Größe korreliert. Zusätzlich zu den Niedertemperatur- und Hochtemperaturwärmeverbrauchern wurde noch eine Variante mit Heizungsvorlauftemperatur 50 °C und Rücklauftemperatur 37 °C ausgewertet. Die Warmwassertemperatur wurde bei 45°C und die Frischwassertemperatur bei 17°C belassen. Durch diese zusätzliche Variante sollte überprüft werden, wie sich die Änderungsmaßnahmen bei unterschiedlichen Temperaturprofilen der Verbraucher verhalten. In den Ergebnissen der Sensitivitätsanalyse der Anlage A15 wird exemplarisch anhand der Solarkollektorfläche erläutert, wie bei der Auswertung der Simulationsergebnisse vorgegangen wurde, in Abbildung 27 sind die Auswertungsdiagramme für die Variation der Solarkollektorfläche dargestellt.

5 Ergebnisse und Diskussion

Tabelle 17: Identifizierung möglicher Parameter für die Sensitivitätsanalyse der Basisanlage 0

KESSEL-ÄNDERUNGEN	Anmerkung	Schrittweite
Rauchgasaustrittstemperatur (Volllast/Teillast)	Volllast: 150 °C bis 140 °C, Teillast: 80 °C bis 70 °C (bei Kesselvorlauftemperatur 70 °C)	10 °C
O ₂ -Gehalt im Rauchgas (Volllast/Teillast)	Volllast: 9,5 Vol%, bis 8,5 Vol%, Teillast: 10 bis 9 Vol%, Taktbetrieb: 14 Vol% bis 13 Vol%	1 %
Thermische Masse Kessel	Reduktion bis 90 %	10 %
Wärmeübergangsfaktor von thermischer Masse an Umgebung (bei Stillstand)	200 % des UA-Wertes bei Betrieb bis 110 % des UA-Wertes bei Betrieb	90 %
SOFTWARE-ÄNDERUNGEN	Anmerkung	
Kesselvorlauftemperatur	70 °C bis 40 °C, in Abhängigkeit vom Lastprofil	2 °C
Puffermanagement in Kombination mit Kessel		
Position des Temperaturfühlers	Auf Position 1, 2, 3, 4	-
Regelband des Kessels	Bandbreite -6 °C bis +6 °C vom Ausgangswert	6 °C
Regelniveau des Kessels	Niveauperänderung -3 °C bis +3 °C vom Ausgangswert	3 °C
Puffermanagement über Pufferdifferenztemperatur	Kesselregelung über Differenz der oberen und unteren Puffertemperatur	-
Puffermanagement über mittlere Puffertemperatur	Kesselregelung über die mittlere Puffertemperatur der Temperaturfühler 1, 2, 3, 4 und 5	-
Kesselabschaltung in den Sommermonaten ohne Heizwärmebedarf	Nur bei Anlage A (Pufferspeicher und Solaranlage)	-
Absenkung der Kesselvorlauftemperatur in den Sommermonaten ohne Heizwärmebedarf	Absenkung auf die Brauchwasseranforderung (Kesselvorlauftemperatur = 50 °C)	-
Puffermanagement in Kombination mit Solaranlage		
Position des Temperaturfühlers	Auf Position 1, 2	-
Regelband der Solaranlage	Bandbreite -4 °C bis +4 °C vom Ausgangswert	4 °C
Regelniveau der Solaranlage	Niveauperänderung -3 °C bis +3 °C vom Ausgangswert	3 °C
HARDWARE-ÄNDERUNGEN	Anmerkung	
Isolierung		
Leitungslängen	+100 % bzw. -50 %	50 %
Isolierung Rohrleitungen (Variation der Isolierstärke)	0 mm bis 30 mm	30 mm
Isolierung Puffer (Variation Isolierstärke)	50 mm und 130 mm	-
Dimensionierung		
Variation der Kesselennleistung	10 kW (Therm10) oder 15 kW (Therm15)	-
Variation der Pufferspeichergröße	600 l, 1100 l mit Anpassung der Kollektorfläche (8 m ² bei 600 l und 12 m ² bei 1100 l)	-
Variation der Position der Ein- und Ausgänge für Kessel und Solaranlage	Untersuchung verschiedener Varianten	-
Variation der Solaranlagengröße	3 m ² bis 23 m ² (bei 8 m ² Kollektorausgangsfläche) 7 m ² bis 27 m ² (bei 12 m ² Kollektorausgangsfläche)	5 m ²
Brauchwasseraufbereitung über elektrisch beheizten Warmwasserspeicher in den Sommermonaten ohne Heizwärmebedarf	Nur bei Anlage B (Pufferspeicher)	-
Neukonzeptionierung		
Integration des Kessel in den Pufferspeicher	Vergleich zwischen herkömmlicher Verschaltung und Kombination Kessel in Pufferspeicher	-
Konzeption Wärmeversorgung		
Pelletkessel, Solaranlage, Pufferspeicher	als Anlage A bezeichnet	-
Pelletkessel und Pufferspeicher	als Anlage B bezeichnet	-
Pelletkessel	als Anlage C bezeichnet	-

5.5.1 Anlage A

Die umgesetzten Maßnahmen werden eingeteilt in Optimierungen am Kessel, an der Software und an der Hardware. Die Optimierungsmaßnahmen wurden an Basisanlage 0 durchgeführt und nach Pelleteinsatz gereiht. Zusätzlich wurde eine Bewertung nach Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage vorgenommen. Bei mehreren Optimierungsvarianten der Anlage A kam es zu Abweichungen vom Zielwärmeverbrauch von 15 bzw. 25 MWh/a (maximale Abweichung 2,2 %). Um für vergleichbare Bedingungen zur Reihung der Optimierungsvarianten zu sorgen, wurde der Pelleteinsatz jeweils auf den Sollwärmeverbrauch von 15 bzw. 25 MWh/a angepasst. Die Anpassung erfolgte so, dass die Nutzungsgrade für Kessel und Gesamtanlage unverändert blieben.

5.5.1.1 Exemplarische Auswertung der Variation der Solarkollektorfläche der Anlage A15

Anhand der Variation der Solarkollektorfläche bei Anlage A mit Lastprofil 15 MWh/a wird gezeigt, wie bei der Auswertung der Simulationsergebnisse vorgegangen wurde: Die Kollektorfläche wurde zwischen 3 m² und 18 m² in 5 m²-Schritten variiert. Die Änderungen wurden auf die Basisanlage A, mit einer Ausgangskollektorfläche von 8 m² angewendet. Zusätzlich zur Kollektorfläche wurde der Massenstrom durch den Solarkreis angepasst. Die Auswertung der Parametervariation ist in Abbildung 27 dargestellt. Grundsätzlich steigt der Solarertrag durch die Vergrößerung der Kollektorfläche, daher sinkt der Jahrespelleteinsatz.

Mit größerer Kollektorfläche steigt auch der Nutzungsgrad des Puffer-/Heizsystems. Wegen des großen Modulationsbereichs neigt der Kessel in der Basisanlage 0 dazu, bei geringer Wärmeanforderung nicht abzuschalten. Durch die Vergrößerung der Kollektorfläche und damit stärkere Beladung des Pufferspeichers über die Solaranlage schaltet der Kessel öfters aus. Einerseits steigt dadurch die Anzahl der Kesselstarts, andererseits sinkt die Betriebszeit. Durch die kürzere Betriebszeit des Kessels sinken die Rohrleitungsverluste. Die Pufferverluste steigen aber an, dies ist damit begründet, dass bei höherem Solarertrag der Puffer über längere Zeit, vor allem in den Sommermonaten durchgeladen ist. Übers Jahr betrachtet steigt die mittlere Puffertemperatur. In Summe aber wirkt sich die größere Kollektorfläche positiv auf den Jahresnutzungsgrad des Puffer-/Heizsystems aus.

Der Kesselnutzungsgrad steigt bei Vergrößerung der Kollektorfläche bis etwa 8 m², bei Vergrößerung über 8 m² sinkt der Kesselnutzungsgrad. Da der Kessel eine geringe thermische Masse aufweist wirken sich bis 8 m²-Kollektorfläche die häufigeren An-/Abfahrvorgänge des Kessels nicht so stark negativ auf die Umgebungsverluste aus als die kürzere Betriebszeit und die höhere relative Last des Kessels die Umgebungsverluste positiv beeinflusst. In Summe sinken daher die Umgebungsverluste. Durch die höhere mittlere Last des Kessels wird dieser generell in einem Bereich höheren Wirkungsgrades betrieben, die Rauchgasverluste sinken. Über 8 m² wirken sich die Verluste durch die An-/Abfahrvorgänge des Kessels stärker auf die Umgebungsverluste des Kessels aus, wodurch der Kesselnutzungsgrad sinkt. Obwohl der Kesselnutzungsgrad bei Erhöhung der Kollektorfläche über 8 m² abnimmt steigt in Summe wegen der Nutzungsgradsteigerung des Puffer-/Heizsystems der Nutzungsgrad der Gesamtanlage.

5 Ergebnisse und Diskussion

Obwohl der Nutzungsgrad der Gesamtanlage steigt und der Pelletverbrauch durch die Installation zusätzlicher Solarpaneele sinkt, ist bei näherer Betrachtung eine Vergrößerung der Kollektorfläche nicht sinnvoll. Denn bei einer Verdoppelung der Kollektorfläche steigt der Solarertrag um nur etwa 50 %. Generell nimmt der Solarertrag pro m²-Kollektorfläche mit zunehmender Kollektorfläche ab. Dies liegt daran, dass gerade in den Sommermonaten, wo die Einstrahlung am höchsten ist, kaum eine Wärmeanforderung der Verbraucher vorliegt. Nur in der Übergangszeit Frühjahr/Herbst kann durch die größere Kollektorfläche der Pelleteinsatz gesenkt werden. Betrachtet man die Kosten pro m²-Kollektorfläche, die in etwa bei 400 € (inkl. MWSt), siehe Datenquelle [22]) liegen und die Pelletkosten, rund 244 €/t_{FS} (inkl. MWSt), siehe Datenquelle [23], so wird klar, dass sich die Investition in eine größere Kollektorfläche nicht lohnen wird. In der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung in Kapitel 5.7 wird näher auf das Kosten-Nutzen-Verhältnis einer Solaranlage eingegangen. Die in der Basisanlage gewählten 8 m²-Kollektorfläche scheinen für die Anlagen A15 technisch und wirtschaftlich betrachtet eine sinnvolle Größe zu sein.

In Abbildung 27 Diagramm „Kesselstarts“ war eine leichte Divergenz der Anlagenvarianten mit unterschiedlichen Verbrauchertemperaturprofilen feststellbar. Dies ist auf das durch den Solarertrag beeinflusste Betriebsverhalten des Kessels zurückzuführen.

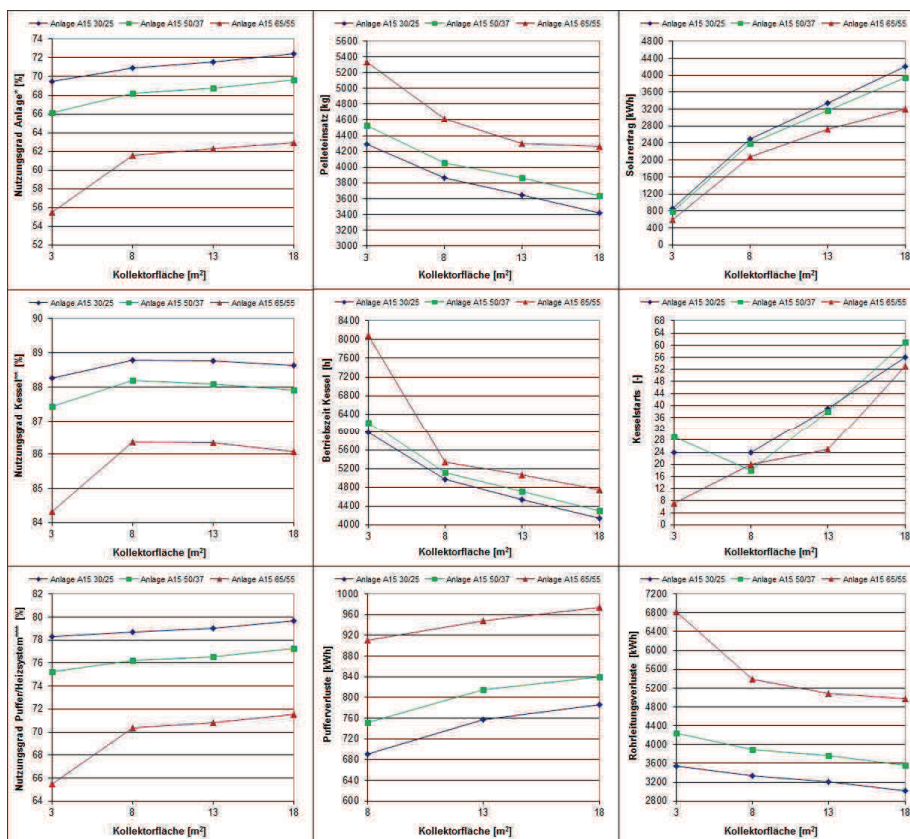


Abbildung 27: Sensitivitätsanalyse der Kollektorfläche der Anlagenvariante A mit Wärmeverbrauch 15 MWh/a

Erläuterungen: * Gesamtnutzungsgrad berechnet als Verhältnis der verbrauchten Wärme zum Energieeinsatz (Primärenergieeinsatz Pellet & Solaranlagenenertrag); ** Nutzungsgrad berechnet als Verhältnis der Kesselnutzenergie zum Brennstoffeinsatz (Hu); *** Nutzungsgrad berechnet als Verhältnis der verbrauchten Wärme zur Kessel Nutzenergie

5 Ergebnisse und Diskussion

Ähnlich wie bei der Auswertung der Solarkollektorfläche vorgegangen wurde, wurde bei der Auswertung alle Maßnahmen der Sensitivitätsanalyse vorgegangen. Die vollständige Auswertung der Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse ist in Anhang A1 zusammengefasst. Zusätzlich zu den in Tabelle 17 aufgelisteten Maßnahmen wurde noch die Integration des Kessels in den Pufferspeicher untersucht. Diese Optimierungsmaßnahme wurde separat betrachtet, die Ergebnisse sind in Kapitel 5.6 dokumentiert.

5.5.1.2 Diskussion der einzelnen Optimierungsmaßnahmen für Anlage A15

Im Folgenden wird der Einfluss der umgesetzten Maßnahmen auf das Simulationsergebnis der Basisanlage 0 der Anlagenvariante A15-Niedertemperatur beschrieben. Ein Ranking der Maßnahmen nach Pelleteinsatz ist in Tabelle 18 ersichtlich. Der Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage wurde ebenfalls angeführt. Eine detaillierte Auswertung der Ergebnisse ist in Tabelle A1-1 (Anhang A) zu finden. Anlage A15-Niedertemperatur hat in den Grundeinstellungen einen Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage von 70,9 %, der Kesselnutzungsgrad beträgt 88,8 %, der Jahrespelleteinsatz 3.860 kg.

Tabelle 18: Ranking der untersuchten Optimierungsmaßnahmen anhand des Jahrespelleteinsatzes für die Anlage A15, Niedertemperatur

Erläuterungen: * Pelleteinsatz korrigiert nach Jahreswärmeverbrauch;

** Gesamtnutzungsgrad berechnet als Verhältnis der verbrauchten Wärme zum Energieeinsatz (Primärenergieeinsatz Pellet und Solarertrag)

	Jahres- Pelleteinsatz*	Änderung d. Pellet- einsatzes zu Basisanlage 0	Jahres- nutzungsgrad Anlage**	Änderung d. Nutzungs- grades zu Basisanlage 0	
	[kg _{rs}]	[kg _{rs}]	[%]	[%-Punkte]	
Basisanlage 0	3.860	-	70,9	-	
Sensitivitätsanalyse - Basisanlage 0	Rohrisolierung +30mm	3.362	-498	81,1	10,2
	Kollektorfläche +15m ²	3.412	-448	72,4	1,5
	Rohrlänge -50%	3.529	-330	77,4	6,5
	Pufferspeicher PSF1100, Kollektorfläche 12m ²	3.672	-188	70,4	-0,5
	Kesselvorlauftemperatur -3°C	3.781	-79	72,0	1,1
	Niveau der Solarpumpensteuerung -3°C	3.819	-41	70,8	-0,1
	Rauchgastemperatur -10°C	3.828	-32	71,4	0,5
	Bandbreite der Solarpumpensteuerung +4°C	3.828	-32	71,0	0,1
	Niveau der Kesselsteuerung -3°C	3.838	-22	71,3	0,4
	Pufferisolierung +30mm	3.842	-18	71,5	0,6
	O ₂ -Gehalt im Rauchgas -1%	3.843	-17	71,2	0,3
	Bandbreite der Kesselsteuerung -6°C	3.847	-13	71,1	0,2
	Thermische Kesselmasse (inkl. Wasserinhalt) -10%	3.858	-2	71,0	0,1
	Stillstandsverluste des Kessels an Umgebung -45%	3.860	0	70,9	0,0
	Kesselabschaltung im Sommerbetrieb	3.860	0	70,9	0,0
	Kesselsteuerung über Pufferdifferenztemperatur	3.944	84	69,4	-1,5

Optimierungen am Kessel:

Durch die Verminderung der Rauchgastemperatur um 10 °C über den gesamten Betriebsbereich des Kessels sinken die Rauchgasverluste, der Kesselnutzungsgrad kann um 0,7 %-Punkte auf 89,5 % gesteigert werden. Die Verminderung der Rauchgastemperatur hat auf den Nutzungsgrad des Verteilsystems keinen Einfluss. Der

Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage steigt um 0,5 %-Punkte auf 71,4 %, der Jahrespelleteinsatz sinkt um 32 kg.

Die Verringerung des O₂-Gehaltes im Rauchgas um 1 % über den gesamten Betriebsbereich des Kessels bewirkt wegen geringerer Rauchgasverluste eine Erhöhung des Kesselnutzungsgrades um 0,4 %-Punkte auf 89,2 %. Alle anderen Verluste ändern sich nicht wesentlich. Der Anlagenjahresnutzungsgrad steigt um 0,3 %-Punkten auf 71,2 %, der jährliche Pelleteinsatz sinkt um 17 kg.

Durch die Reduzierung der Wärmeübertragungsrate von der Kesseloberfläche an die Umgebung bei Stillstand des Kessels können die Wärmeverluste gesenkt werden. In der Simulation wirkt sich die Reduzierung kaum auf die Verluste aus. Begründet ist dies auf die geringe Anzahl an Kesselstarts/-stopps. Durch den breiten Modulationsbereich des Kessels (im Taktbetrieb bis 10 % der Nennwärmeleistung) läuft der Kessel, mit Ausnahme der Sommermonate, nahezu im Dauerbetrieb.

Die Verringerung der thermischen Kesselmasse inkl. Wasserinhalt um 10 % hat in der Basisanlage 0 keinen Einfluss auf den Jahresnutzungsgrad des Kessels. Erst bei einer hohen Anzahl an Kesselstarts/-stopps würde sich diese Maßnahme auswirken.

Optimierungen der Steuerung/Regelung:

Die Verminderung der Kesselvorlauftemperatur um 3 °C bewirkt eine Verbesserung des Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrades um 0,9 %-Punkte. Durch die geringere Kesselvorlauftemperatur sinkt das mittlere Temperaturniveau des gesamten Heizsystems, damit sinken die Abwärmeverluste des Pufferspeichers und der Rohrleitungen. Auch die Umgebungsverluste des Kessels sinken. Der Kesselnutzungsgrad steigt um 0,4 %-Punkte. In Summe steigt daher der Anlagennutzungsgrad um 1,1 %-Punkte auf 72 %. Jährlich können durch diese Maßnahme rund 79 kg Pellet eingespart werden.

Die Kesselabschaltung im Sommerbetrieb, in Zeiten ohne Wärmeanforderung des Heizsystems, hat keine Auswirkung auf die Anlage. Die Solaranlage ist für eine kombinierte Heizungs- und Warmwasserunterstützung ausgelegt und damit für die reine Brauchwasserbereitung überdimensioniert. In den Sommermonaten bei hohem Solarertrag, ohne Wärmeanforderung der Radiatoren ist der Pufferspeicher weitestgehend durchgeladen. Der Kessel bleibt daher in den Sommermonaten in der Basisanlage 0 ohnehin ausgeschaltet.

Die Kesselsteuerung über die Temperaturdifferenz zwischen oberen und unteren Temperaturfühler im Pufferspeicher wirkt sich negativ auf den Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage aus. Bei dieser Variante nimmt der Kessel den Betrieb auf, wenn eine festgelegte Temperaturdifferenz überschritten wird und schaltet aus, wenn eine festgelegte Temperaturdifferenz unterschritten wird. Die Regelung über die Temperaturdifferenz im Puffer wurde zusätzlich mit einer minimalen Puffergrenztemperatur verknüpft, die vom Speicher nicht unterschritten werden darf. Der Hintergrund dieser Maßnahme war die Erreichung einer möglichst guten Durchladung des Pufferspeichers. Obwohl mehrere Varianten mit unterschiedlichen Positionen der Temperaturfühler untersucht wurden, konnte kein zufriedenstellendes Ergebnis erzielt werden.

Die Absenkung der Ausschaltbedingung und Einschaltbedingung der Kesselsteuerung (Niveau der Kesselsteuerung $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$) wirkt sich ähnlich einer Verringerung der Kesselvorlauftemperatur aus. Über ein Jahr betrachtet sinkt im Mittel die Temperatur des Heizsystems. Dies führt zu geringeren Umgebungsverlusten des Kessels, der Kesselnutzungsgrad steigt um 0,1 %-Punkte. Auch die Verluste des Verteilsystems sinken, der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad steigt um 0,3 %-Punkte. In Summe bewirkt dies eine Erhöhung des Anlagenjahresnutzungsgrades von 0,4 %-Punkten auf 71,3 %, der Jahrespelleteinsatz sinkt um 22 kg.

In den Grundeinstellungen des Feuerungsherstellers ist die Bandbreite der Kesselsteuerung, also die Differenz zwischen Einschalt- und Ausschaltgrenztemperatur mit $16\text{ }^{\circ}\text{C}$ festgelegt. Durch die Reduzierung um $6\text{ }^{\circ}\text{C}$ auf eine Bandbreite von $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ steigt die Anzahl der Kesselstarts, die Betriebszeit des Kessels sinkt. Der Kessel wird im Mittel mit höherer Last betrieben. Trotz steigender Anfahrhäufigkeit sinken wegen der Betriebszeitverkürzung die Umgebungsverluste des Kessels etwas. Der Kesselnutzungsgrad ändert sich aber nicht wesentlich. Die Betriebszeitverkürzung wirkt sich in höherem Maße auf die Rohrleitungsverluste aus, der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad steigt um 0,2 %-Punkte. In Summe steigt der Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage um 0,2 %-Punkte auf 71,1 %. Der jährliche Pelleteinsatz sinkt um 13 kg.

Die Senkung des Niveaus der Solarpumpensteuerung, also des Einschalt- und Ausschalttemperaturbandes um $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ wirkt sich positiv auf den Pelleteinsatz aus. Durch diese Maßnahme werden rund 41 kg Pelletbrennstoff eingespart. Die Anpassung der Solarpumpensteuerung bewirkt eine Steigerung des Solarertrags. Der Kesselnutzungsgrad ändert sich durch diese Maßnahme nicht, der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad sinkt um 0,2 %-Punkte. Dies ist darauf begründet, dass durch den höheren Solarertrag die Solarkreispumpe länger in Betrieb ist und damit die Rohrleitungsverluste zu nehmen. Weiteres erhöhen sich auch die Pufferverluste, weil durch den gestiegenen Solarertrag im Mittel die Puffertemperatur höher ist.

Die Erhöhung der Bandbreite zwischen Einschalt- und Ausschalttemperaturband der Solarpumpensteuerung um $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ wirkt sich wegen steigendem Solarertrag positiv auf den Pelleteinsatz aus, dieser sinkt um 32 kg pro Jahr. Diese Maßnahme hat keinen Einfluss auf den Jahresnutzungsgrad des Kessels und des Puffer/Heizsystems.

Betrachtet man die Einzelmaßnahmen der Steuerung/Regelung, so kann der Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage durch die Optimierung um 1,7 %-Punkte gesteigert werden. Das entspricht einer Pelleteinsparung von 187 kg pro Jahr. Da durch die Verbesserung keine zusätzlichen Investitionskosten anfallen ist es in jedem Fall sinnvoll diese Maßnahmen umzusetzen.

Optimierungen an der Hardware:

Bei den untersuchten Maßnahmen bewirkt die Isolierung der Rohre die größte Effizienzsteigerung. Durch die Isolierung der Rohrleitungen sinken die Verluste des Verteilsystems, der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad steigt um 11,7 %-Punkte. Wegen der Isolierung und damit verminderten Wärmeanforderung wird der Kessel in einem Bereich niedrigerer relativer Last und damit in einem Bereich niedrigeren Wirkungsgrades betrieben. Obwohl die Betriebszeit des Kessels sinkt, durch die geringeren Verluste des Verteilsystems kann bei selber Wärmeleistung der Pufferspeicher schneller beladen

werden, verschlechtert sich der Kesselnutzungsgrad um 0,6 %-Punkte. Insgesamt kann durch Anbringung von Isoliermaterial der Stärke 30 mm der Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage noch um 10,2 %-Punkte auf 81,1 % gesteigert werden. Der jährliche Pelleteinsatz sinkt durch diese Maßnahme um 498 kg, mehr als durch Vergrößerung der Solarkollektorfläche um 15 m² eingespart werden kann.

Die zusätzliche Isolierung des Pufferspeichers um 30 mm Isolierdicke wirkt sich nicht so stark auf den Anlagennutzungsgrad wie die Isolierung der Rohrleitungen aus. Dies liegt daran, dass bei der Basisanlage 0 am Pufferspeicher bereits Isoliermaterial der Stärke 100 mm angebracht war. Der Anlagenjahresnutzungsgrad kann um 0,6 %-Punkte auf 71,5 % gesteigert werden, der Jahrespelleteinsatz sinkt um 18 kg. Die reduzierten Pufferverluste wirken sich positiv auf den Jahresnutzungsgrad des Puffer/Heizsystems aus, dieser steigt um 0,6 %-Punkte. Der Kesselnutzungsgrad ändert sich durch diese Maßnahme nicht.

Die Vergrößerung der Solarkollektorfläche um 15 m² auf 23 m² wirkt sich positiv auf den Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage aus, hat aber in erster Linie einen Einfluss auf den Pelleteinsatz. Der Jahrespelleteinsatz kann durch diese Maßnahme um 448 kg gesenkt werden. Der Anlagennutzungsgrad steigt um 1,5 %-Punkte auf 72,4 %. Bei geringer Wärmeanforderung der Verbraucher kann bei Sonneneinstrahlung durch die größere Kollektorfläche der Bedarf öfter zur Gänze über die Solaranlage gedeckt werden, der Kessel geht dann nicht in Betrieb. Die Betriebszeit des Kessels sinkt. Dies wirkt sich positiv auf die Verluste der Rohrleitung vom Kessel zum Pufferspeicher aus, wenngleich durch die erhöhte Puffertemperatur die Pufferverluste ansteigen. Der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad steigt um 1 %-Punkt. Durch die größere Kollektorfläche nimmt der Kessel den Betrieb erst bei hohem Wärmeverbrauch bzw. bei nicht vorhandener Solareinstrahlung auf. Obwohl die mittlere relative Last des Kessels steigt, sinkt der Kesselnutzungsgrad um 0,2 %-Punkte wegen höherer Umgebungsverluste durch das häufigere Anfahren/Abfahren des Kessels.

Ein ähnlicher Effekt wie bei der Rohrisolierung wird durch die Kürzung der Rohrlängen um 50 % erreicht. Es sinken die Rohrleitungsverluste, der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad steigt um 7,5 %-Punkte. Der Kesselnutzungsgrad sinkt wegen des Betriebs des Kessels mit niedrigerer relativer Last und damit im Bereich niedrigeren Wirkungsgrades um 0,4 %-Punkte. Insgesamt steigt der Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage um 6,5 %-Punkte auf 77,4 %, dies hat eine Jahrespelleteinsparung von 330 kg zur Folge.

Wird der Pufferspeicher PSF600Solar durch den größeren Speicher PSF1100Solar ersetzt und die Kollektorfläche von 8 m² auf 12 m² angepasst, so steigt der Kesselnutzungsgrad um 0,2 %-Punkte. Durch die nahezu doppelt so große Speicherkapazität des Puffers PSF1100Solar wird der Kessel bei kürzerer Betriebszeit mit höherer Last betrieben, dies wirkt sich positiv auf die Umgebungs- und Rauchgasverluste des Kessels aus. Der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad sinkt wegen höherer Pufferverluste um 1,3 %-Punkte. Höhere Pufferverluste begründen sich einerseits durch die im Mittel höhere Puffertemperatur weil wegen der größeren Kollektorfläche der Pufferspeicher öfter durchgeladen ist, andererseits auf den größeren Speicher und die damit verbundene höhere Wärmeübertragungsrate an die Umgebung. Insgesamt sinkt der Jahresnutzungsgrad der Anlage um 0,5 %-Punkte auf 70,4 %. Der Solarertrag steigt nicht so stark an wie erwartet, die Pelleteinsparung beträgt pro Jahr nur 188 kg. Denn gerade in

den Zeiten hohen Solarertrages (in den Sommermonaten) liegt nur eine geringe Wärmeanforderung der Verbraucher vor.

Zusammenfassend kann für die untersuchten Maßnahmen festgestellt werden, dass durch die Isolierung der Rohre die Effizienzsteigerung am größten ist. Auch die Optimierungsmaßnahmen an der Software, wie Senkung der Vorlauftemperatur und Anpassungsmaßnahmen an der Kessel- bzw. Solarkreissteuerung lieferten vielversprechende Ergebnisse. Durch Maßnahmen wie der Senkung der Rauchgastemperatur und des O₂-Gehaltes im Rauchgas kann eine Effizienzsteigerung des Kessels erzielt werden. Optimierungsmaßnahmen am Kessel betreffend, hatte die Verringerung der Kessel-Stillstandsverluste und die Minimierung der thermischen Kesselmasse keine wesentliche Auswirkung. Auch die Kesselabschaltung im Sommerbetrieb brachte keine Veränderung. Änderungen an der Dimensionierung, wie die Vergrößerung der Kollektorfläche oder die Implementierung eines größeren Pufferspeichers mit Anpassung der Kollektorfläche brachten nicht die erwarteten Verbesserungen. Durch die zusätzliche Isolierung des Pufferspeichers konnte zwar die Effizienz des Verteilsystems gesteigert werden, allerdings war das Verbesserungspotenzial im Vergleich zur Isolierung der Rohrleitungen deutlich niedriger.

Bewertung der Maßnahmen für die Hochtemperaturvariante

Die, nach korrigiertem Pelleteinsatz, gereihten Optimierungsmaßnahmen der Anlagenvariante A15-Hochtemperatur sind in Tabelle 19 aufgelistet. Eine detaillierte Auswertung der Ergebnisse ist in Tabelle A1-1 (Anhang A) zu finden. Verglichen mit der Niedertemperaturvariante zeigt die Hochtemperaturvariante in der Basisanlage 0 einen deutlich niedrigeren Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage von 61,6 % und einen höheren Jahrespelleteinsatz von 4.612 kg.

Durch die um 35 °C höhere Vorlauftemperatur der Verbraucher wirken sich jene Maßnahmen mit dem Ziel, das mittlere Temperaturniveau des Heizungssystems abzusenken, nicht so stark auf den Anlagennutzungsgrad aus, wie bei der Niedertemperaturvariante. Allerdings kann in der Hochtemperaturvariante durch die Isolierung bzw. die Verkürzung der Rohrleitung eine stärkere Effizienzsteigerung als bei der Niedertemperaturvariante erzielt werden.

Optimierungen am Kessel betreffend, hat auch in der Hochtemperaturvariante die Reduzierung der thermischen Kesselmasse und die Verminderung der Kessel-Stillstandsverluste keinen wesentlichen Einfluss auf den Anlagenjahresnutzungsgrad.

Eine zusätzliche Maßnahme, welche bei der Hochtemperaturvariante durchgeführt wurde, ist die Sommerabsenkung der Kesselvorlauftemperatur auf Anforderung des Warmwassers von 70 °C auf 50 °C. Die Absenkung des mittleren Temperaturniveaus des Heizungssystems in den Sommermonaten wirkt sich positiv auf die Umgebungsverluste des Kessels, der Kesselnutzungsgrad steigt um 0,2 %-Punkte, und auf die Verluste der Rohrleitungen, der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad steigt um 0,2 %-Punkte, aus. Der Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage kann durch diese Maßnahme um 0,2 %-Punkte auf 61,8 % gesteigert werden. Wie auch bei Anlage A15-Niedertemperatur hat die Abschaltung des Kessels im Sommer keinen Einfluss auf das Heizungssystem.

5 Ergebnisse und Diskussion

Die Implementierung des größeren Pufferspeichers mit Anpassung der Solarkollektorfläche hat zwar einen positiven Einfluss auf den Jahrespelletverbrauch, dieser kann um 145 kg gesenkt werden. Angesichts der deutlich höheren Investitionskosten fällt jedoch die Pelleteinsparung zu gering aus. Die Kesselsteuerung über eine Pufferdifferenztemperatur bewirkt bei der Hochtemperaturvariante sogar eine Verschlechterung des Anlagennutzungsgrades und eine Zunahme des Pelleteinsatz und wird daher als nicht sinnvoll erachtet. Im Gegensatz zu der Niedertemperaturvariante wirkt sich die Bandbreitenreduzierung der Kesselsteuerung negativ auf den Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage aus. Der Grund liegt darin, dass durch die Bandbreitenreduzierung bei der Niedertemperaturvariante die Betriebszeit des Kessels sinkt, bei der Hochtemperaturvariante allerdings die Betriebszeit ansteigt. Generell konnte bei der Hoch- und Niedertemperaturvariante durch die Anpassung der Bandbreite der Kesselsteuerung keine Effizienzverbesserung/-verschlechterung der Anlage festgestellt werden. Alle nicht genannten Optimierungsmaßnahmen verhalten sich ähnlich zu denen der Niedertemperaturvariante.

Tabelle 19: Ranking der untersuchten Optimierungsmaßnahmen anhand des Jahrespelleteinsatzes für die Anlage A15, Hochtemperatur

Erläuterungen: * Pelleteinsatz korrigiert nach Jahreswärmeverbrauch;

** Gesamtnutzungsgrad berechnet als Verhältnis der verbrauchten Wärme zum Energieeinsatz (Primärenergieeinsatz Pellet und Solarertrag)

	Jahres- Pelleteinsatz*	Änderung d. Pellet- einsatzes zu Basisanlage 0	Jahres- nutzungsgrad Anlage**	Änderung d. Nutzungs- grades zu Basisanlage 0	
	[kg _{rs}]	[kg _{rs}]	[%]	[%-Punkte]	
Basisanlage 0	4.612	-	61,6	-	
Sensitivitätsanalyse - Basisanlage 0	Rohrisolierung +30mm	3.740	-872	75,3	13,7
	Rohrlänge -50%	4.043	-569	70,0	8,4
	Kollektorfläche +15m ²	4.271	-341	62,9	1,3
	Pufferspeicher PSF1100, Kollektorfläche 12m ²	4.467	-145	61,1	-0,5
	Kesselvorlauftemperatur -3°C	4.555	-57	62,1	0,5
	Rauchgastemperatur -10°C	4.574	-38	62,1	0,5
	Niveau der Solarpumpensteuerung -3°C	4.577	-35	61,5	-0,1
	Pufferisolierung +30mm	4.581	-31	62,1	0,5
	Sommerabsenkung auf Kesselvorlauftemp. 50°C	4.587	-25	61,8	0,2
	Kesselabschaltung im Sommerbetrieb	4.587	-25	61,8	0,2
	Bandbreite der Solarpumpensteuerung +4°C	4.588	-24	61,6	0,0
	O ₂ -Gehalt im Rauchgas -1%	4.590	-22	61,9	0,3
	Niveau der Kesselsteuerung -3°C	4.591	-21	61,8	0,2
	Stillstandsverluste des Kessels an Umgebung -45%	4.611	-1	61,6	0,0
	Thermische Kesselmasse (inkl. Wasserinhalt) -10%	4.611	-1	61,6	0,0
	Bandbreite der Kesselsteuerung -6°C	4.621	9	61,5	-0,1
Kesselsteuerung über Pufferdifferenztemperatur	4.733	121	60,1	-1,5	

5.5.1.3 Diskussion der einzelnen Optimierungsmaßnahmen für Anlage A25

Im Folgenden wird der Einfluss der umgesetzten Maßnahmen auf das Simulationsergebnis der Basisanlage 0 der Anlagenvariante A25-Niedertemperatur beschrieben. Ein Ranking der Maßnahmen nach Pelleteinsatz ist in Tabelle 20 ersichtlich. Der Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage wurde ebenfalls angeführt. Eine detaillierte

5 Ergebnisse und Diskussion

Auswertung der Ergebnisse ist in Tabelle A1-2 (Anhang A) zu finden. Anlage A25-Niedertemperatur hat in den Grundeinstellungen einen Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage von 75,0 %, der Kesselnutzungsgrad beträgt 88,6 %, der Jahrespelleteinsatz 6.081 kg.

Tabelle 20: Ranking der untersuchten Optimierungsmaßnahmen anhand des Jahrespelleteinsatzes für die Anlage A25, Niedertemperatur

Erläuterungen: * Pelleteinsatz korrigiert nach Jahreswärmeverbrauch;

** Gesamtnutzungsgrad berechnet als Verhältnis der verbrauchten Wärme zum Energieeinsatz (Primärenergieeinsatz Pellet und Solarertrag)

		Jahres-Pelleteinsatz*	Änderung d. Pelleteinsatzes zu Basisanlage 0	Jahresnutzungsgrad Anlage**	Änderung d. Nutzungsgrades zu Basisanlage 0
		[kg _{FS}]	[kg _{FS}]	[%]	[%-Punkte]
Basisanlage 0		6.081	-	75,0	-
Sensitivitätsanalyse - Basisanlage 0	Rohrisolierung +30mm	5.514	-567	82,5	7,5
	Kollektorfläche +15m ²	5.553	-528	76,2	1,2
	Rohrlänge -50%	5.712	-369	79,8	4,8
	Kesselvorlauftemperatur -3°C	5.970	-111	76,0	1,0
	Kessel Therm10	5.991	-90	76,0	1,0
	Rauchgastemperatur -10°C	6.034	-47	75,5	0,5
	Niveau der Solarpumpensteuerung -3°C	6.045	-36	74,8	-0,2
	Bandbreite der Solarpumpensteuerung +4°C	6.054	-27	75,0	0,0
	O ₂ -Gehalt im Rauchgas -1%	6.056	-25	75,2	0,2
	Pufferisolierung +30mm	6.057	-24	75,5	0,5
	Niveau der Kesselsteuerung -3°C	6.065	-16	75,1	0,1
	Bandbreite der Kesselsteuerung -6°C	6.074	-7	75,0	0,0
	Thermische Kesselmasse (inkl. Wasserinhalt) -10%	6.079	-2	75,0	0,0
	Stillstandsverluste des Kessels an Umgebung -45%	6.081	0	75,0	0,0
	Kesselabschaltung im Sommerbetrieb	6.081	0	75,0	0,0

Optimierungen am Kessel:

Durch die Absenkung der Rauchgastemperatur um 10 °C über den gesamten Betriebsbereich des Kessels kann wegen geringerer Rauchgasverluste der Nutzungsgrad des Kessels um 0,7 %-Punkte auf 89,3 % gesteigert werden. Die Verminderung der Rauchgastemperatur hat auf den Nutzungsgrad des Verteilsystems keinen Einfluss. Der Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage kann um 0,5 %-Punkte auf 75,5 % gesteigert werden, der Jahrespelleteinsatz sinkt um 47 kg.

Die Verringerung des O₂-Gehaltes im Rauchgas um 1 % über den gesamten Betriebsbereich des Kessels bewirkt wegen verminderter Rauchgasverluste eine Erhöhung des Kessel-Nutzungsgrades um 0,4 %-Punkte. Alle anderen Verluste ändern sich nicht wesentlich. Der Anlagenjahresnutzungsgrad steigt um 0,2 %-Punkten auf 75,2 %, der jährliche Pelleteinsatz sinkt um 25 kg.

Durch die Reduzierung der Wärmeübertragungsrate von der Kesseloberfläche an die Umgebung bei Stillstand des Kessels können die Wärmeverluste gesenkt werden. In der Simulation wirkt sich die Reduzierung kaum auf die Verluste aus. Begründet ist dies auf die geringe Anzahl an Kesselstarts/-stopps. Durch den breiten Modulationsbereich des

Kessels (im Taktbetrieb bis 10 % der Nennwärmeleistung) läuft der Kessel, mit Ausnahme der Sommermonate, nahezu im Dauerbetrieb.

Die Verringerung der thermischen Kesselmasse inkl. Wasserinhalt um 10 % hat in der Basisanlage 0 keinen Einfluss auf den Jahresnutzungsgrad des Kessels. Erst bei einer hohen Anzahl an Kesselstarts/-stopps würde sich diese Maßnahme auswirken.

Optimierungen der Steuerung/Regelung:

Die Verminderung der Kesselvorlauftemperatur um 3 °C bewirkt eine Verbesserung des Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrades, dieser steigt um 0,8 %-Punkte. Durch die geringere Kesselvorlauftemperatur sinkt das mittlere Temperaturniveau des gesamten Heizsystems, die Puffer- und Rohrverluste sinken. Auch die Umgebungsverluste des Kessels sinken. Der Kesselnutzungsgrad steigt um 0,4 %-Punkte. Insgesamt steigt der Anlagennutzungsgrad um 1,0 %-Punkte auf 76 %. Jährlich können durch diese Maßnahme rund 111 kg Pellet eingespart werden.

Die Kesselabschaltung im Sommerbetrieb, in Zeiten ohne Wärmeanforderung des Heizsystems, hat keine Auswirkung auf die Anlage. Die Solaranlage ist für eine kombinierte Heizungs- und Warmwasserunterstützung ausgelegt und damit für die reine Brauchwasserbereitung überdimensioniert. In den Sommermonaten bei hohem Solarertrag, ohne Wärmeanforderung der Radiatoren ist der Pufferspeicher weitestgehend durchgeladen. Der Kessel bleibt daher in den Sommermonaten in der Basisanlage 0 ohnehin ausgeschaltet.

Die Absenkung der Ausschaltbedingung und der Einschaltbedingung der Kesselsteuerung (Niveau der Kesselsteuerung -3 °C) wirkt sich ähnlich einer Verringerung der Kesselvorlauftemperatur aus. Über ein Jahr betrachtet sinkt im Mittel die Temperatur des Heizsystems. Dies führt zu geringeren Umgebungsverlusten des Kessels, der Kesselnutzungsgrad steigt um 0,1 %-Punkte. Auch die Verluste des Verteilsystems sinken, der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad steigt um 0,2 %-Punkte. Insgesamt bewirkt dies eine Erhöhung des Anlagenjahresnutzungsgrades von 0,1 %-Punkten auf 75,1 %, der Jahrespelleteinsatz sinkt um 16 kg.

In den Grundeinstellungen des Feuerungsherstellers ist die Bandbreite der Kesselsteuerung, also die Differenz zwischen Einschalt- und Ausschaltgrenztemperatur mit 16 °C festgelegt. Die Reduzierung um 6 °C auf eine Bandbreite von 10 °C wirkt sich kaum auf den Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage aus, dieser bleibt in etwa gleich, auch der jährliche Pelleteinsatz sinkt nur unwesentlich. Begründet ist dies dadurch, dass sich zwar die Betriebszeit des Kessels etwas verkürzt, hingegen steigt die Anzahl der Kesselstarts leicht an. In Summe sinken die Umgebungsverluste und die Verluste der Wasserhydraulik nur unwesentlich, daher ändert sich der Kesselnutzungsgrad nicht.

Die Senkung des Niveaus der Solarpumpensteuerung, also des Einschalt- und Ausschalttemperaturbandes um 3 °C wirkt sich positiv auf den Pelleteinsatz aus. Durch diese Maßnahme werden rund 36 kg Pelletbrennstoff eingespart. Die Anpassung der Solarpumpensteuerung bewirkt eine Steigerung des Solarertrags. Der Kesselnutzungsgrad ändert sich durch diese Maßnahme nicht, der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad sinkt um 0,2 %-Punkte. Dies ist darauf begründet, dass durch den höheren Solarertrag die Solarkreispumpe länger in Betrieb ist und damit die Rohrleitungsverluste zu nehmen.

Weiteres erhöhen sich auch die Pufferverluste, weil durch den gestiegenen Solarertrag im Mittel die Puffertemperatur höher ist. Insgesamt sinkt der Anlagenjahresnutzungsgrad um 0,2 % auf 74,8 %.

Die Erhöhung der Bandbreite zwischen Einschalt- und Ausschalttemperaturband der Solarpumpensteuerung um 4 °C wirkt sich wegen steigendem Solarertrag positiv auf den Pelleteinsatz aus, dieser sinkt um 27 kg pro Jahr. Diese Maßnahme hat keinen Einfluss auf den Jahresnutzungsgrad des Kessels und des Puffer/Heizsystems. Der Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage ändert sich nicht.

Betrachtet man die Einzelmaßnahmen der Steuerung/Regelung, so kann der Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage durch die Optimierung um 0,9 %-Punkte gesteigert werden. Das entspricht einer Pelleteinsparung von 197 kg pro Jahr. Da durch die Verbesserung keine zusätzlichen Investitionskosten anfallen ist es in jedem Fall sinnvoll diese Maßnahmen umzusetzen.

Optimierungen an der Hardware:

Bei den untersuchten Maßnahmen bewirkt die Isolierung der Rohre die größte Effizienzsteigerung. Durch die Isolierung der Rohrleitungen sinken die Verluste des Verteilsystems. Zusätzlich wirkt sich eine kürzere Kesselbetriebszeit, wegen geringerer Verluste des Verteilsystems kann bei selber Wärmeleistung der Pufferspeicher schneller beladen werden, positiv auf den Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad aus. Dieser steigt um 8,7 %-Punkte. Der Kessel wird durch die verminderte Wärmeanforderung in einem Bereich niedrigerer relativer Last und damit in einem Bereich niedrigeren Wirkungsgrades betrieben. Obwohl sich die Betriebszeit des Kessels verkürzt verschlechtert sich der Kesseljahresnutzungsgrad um 0,4 %-Punkte. Insgesamt kann durch Anbringung von Isoliermaterial der Stärke 30 mm der Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage noch um 7,5 %-Punkte auf 82,5 % gesteigert werden. Der jährliche Pelleteinsatz sinkt durch diese Maßnahme um 567 kg, mehr als durch Vergrößerung der Solarkollektorfläche um 15 m² eingespart werden kann.

Die zusätzliche Isolierung des Pufferspeichers um 30 mm Isolierdicke wirkt sich nicht so stark auf den Anlagennutzungsgrad wie die Isolierung der Rohrleitungen aus. Dies liegt daran, dass bei der Basisanlage 0 am Pufferspeicher bereits Isoliermaterial der Stärke 100 mm angebracht war. Die reduzierten Pufferverluste wirken sich positiv auf den Jahresnutzungsgrad des Puffer/Heizsystems aus, dieser steigt um 0,6 %-Punkte. Der Kesselnutzungsgrad ändert sich durch diese Maßnahme nicht. Der Anlagenjahresnutzungsgrad kann um 0,5 %-Punkte auf 75,5 % gesteigert werden, der Jahrespelleteinsatz sinkt um 24 kg.

Die Vergrößerung der Solarkollektorfläche um 15 m² auf 27 m² wirkt sich positiv auf den Nutzungsgrad aus, hat aber in erster Linie einen Einfluss auf den Pelleteinsatz. Der Jahrespelleteinsatz kann durch diese Maßnahme um 528 kg gesenkt werden. Bei geringer Wärmeanforderung der Verbraucher kann bei Sonneneinstrahlung durch die größere Kollektorfläche der Bedarf öfter zur Gänze über die Solaranlage gedeckt werden, der Kessel geht dann nicht in Betrieb. Die Betriebszeit des Kessels sinkt. Dies wirkt sich positiv auf die Verluste der Rohrleitung vom Kessel zum Pufferspeicher aus, wenngleich durch die erhöhte Puffertemperatur die Pufferverluste ansteigen. Der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad steigt insgesamt um 0,6 %-Punkte. Durch die größere Kollektorfläche

nimmt der Kessel den Betrieb erst bei hohem Wärmeverbrauch bzw. bei nicht vorhandener Solareinstrahlung auf. Die mittlere relative Last des Kessels steigt, trotz höherer Umgebungsverluste durch das häufigere Anfahren/Abfahren des Kessels steigt der Kesselnutzungsgrad um 0,1 %-Punkte. Insgesamt steigt der Anlagennutzungsgrad um 1,2 %-Punkte auf 76,2 %.

Ein ähnlicher Effekt wie bei der Rohrisolierung wird durch die Kürzung der Rohrlängen um 50 % erreicht. Durch die Rohrlängenkürzung sinken die Rohrleitungsverluste, der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad steigt um 5,6 %-Punkte. Der Kesselnutzungsgrad sinkt wegen des Betriebs des Kessels mit niedrigerer relativer Last und häufigerer Kesselstarts um 0,3 %-Punkte. Der Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage steigt um 4,8 %-Punkte auf 79,8 %, dies hat eine Jahrespelleteinsparung von 369 kg zur Folge.

Durch die Implementierung des kleineren Kessels Therm10 (5 kW geringere Nennleistung) steigt bei etwa gleich bleibender Betriebszeit die relative Last des Kessels. Obwohl sich die Rauchgasverluste etwas erhöhen, dies liegt an der Abweichung durch die Parametrierung des Taktbetriebes, steigt wegen der geringeren Umgebungsverluste des kleineren Kessels der Kesselnutzungsgrad um 0,8 %-Punkte. Der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad steigt um 0,4 %-Punkte weil die Rohrleitungs- und Pufferverluste etwas abnehmen. Die geringeren Pufferverluste sind auf eine geringere mittlere Puffertemperatur wegen der stärkeren Entladung des Pufferspeichers bei den Wärmeverbrauchsspitzen zurückzuführen. Die geringen Rohrleitungsverluste begründen sich darauf, dass durch die stärkere Entladung des Pufferspeichers die mittlere Temperatur der Rohrleitungen abnimmt. In Summe steigt der Jahresnutzungsgrad der Anlage um 1,0 %-Punkt auf 76,0 %, der Pelleteinsatz sinkt um 90 kg. Bemerkenswert ist, dass durch die Implementierung des Kessels Therm10 eine Abweichung des Wärmeverbrauchs vom Sollwert (25 MWh/a) von nur 0,16 % vorliegt. Die Speicherkapazität des Puffers ermöglicht es, die Lastspitzen der Verbraucher, die deutlich über der Kesselnennleistung (10 kW) liegen (Siehe Kapitel 5.2) abzudecken.

Zusammenfassend kann für die untersuchten Maßnahmen festgestellt werden, dass durch die Isolierung der Rohre die Effizienzsteigerung am größten ist. Auch die Optimierungsmaßnahmen an der Software, wie Senkung der Vorlauftemperatur und Anpassungsmaßnahmen an der Kessel- bzw. Solarkreissteuerung lieferten vielversprechende Ergebnisse. Durch Maßnahmen wie der Senkung der Rauchgastemperatur und des O₂-Gehaltes im Rauchgas kann eine Effizienzsteigerung des Kessels erzielt werden. Optimierungsmaßnahmen am Kessel betreffend, hatte die Verringerung der Kessel-Stillstandsverluste und die Minimierung der thermischen Kesselmasse keine wesentliche Auswirkung. Auch die Kesselabschaltung im Sommerbetrieb brachte keine Veränderung. Bei den Änderungen an der Dimensionierung, stellte sich die Implementierung des kleineren Kessels Therm10 als sinnvoll heraus, hingegen brachte die Vergrößerung der Kollektorfläche nicht die erwartete Verbesserung. Zwar sinkt der Pelleteinsatz durch den höheren Solarertrag, allerdings scheint die Einsparung zu gering um die zusätzlichen Investitionskosten auszugleichen. Durch die Isolierung des Pufferspeichers konnte zwar die Effizienz des Verteilsystems gesteigert werden, allerdings war das Verbesserungspotenzial im Vergleich zur Isolierung der Rohrleitungen deutlich niedriger.

Bewertung der Maßnahmen für die Hochtemperaturvariante

Die, nach korrigiertem Pelleteinsatz, gereihten Optimierungsmaßnahmen der Anlagenvariante A25-Hochtemperatur sind in Tabelle 21 aufgelistet. Eine detaillierte Auswertung der Ergebnisse ist in Tabelle A1-2 (Anhang A) zu finden. Verglichen mit der Niedertemperaturvariante zeigt die Hochtemperaturvariante in der Basisanlage 0 einen deutlich niedrigeren Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage von 66,3 % und einen höheren Jahrespelleteinsatz von 7.137 kg.

Durch die um 35 °C höhere Vorlauftemperatur der Verbraucher wirken sich jene Maßnahmen mit dem Ziel, das mittlere Temperaturniveau des Heizungssystems abzusenken nicht so stark auf den Anlagennutzungsgrad aus, wie bei der Niedertemperaturvariante. Allerdings kann in der Hochtemperaturvariante durch die Isolierung bzw. die Verkürzung der Rohrleitung eine stärkere Effizienzsteigerung als bei der Niedertemperaturvariante erzielt werden.

Die Optimierungsmaßnahmen am Kessel betreffend, haben die Reduzierung der thermischen Kesselmasse und die Verminderung der Kessel-Stillstandsverluste keinen wesentlichen Einfluss auf den Kesselnutzungsgrad. Die Implementierung des kleineren Kessels Therm10 hat auch in der Hochtemperaturvariante einen positiven Einfluss. Wegen des um 0,8 %-Punkte höheren Kesselnutzungsgrades steigt der Anlagenjahresnutzungsgrad auf 67,1 %. Der jährliche Pelleteinsatz kann um 122 kg gesenkt werden. Auch bei der Hochtemperaturvariante ist die Abweichung vom Sollwärmeverbrauch gering und beträgt nur 0,6 %.

Eine zusätzliche Maßnahme, welche bei der Hochtemperaturvariante durchgeführt wurde, ist die Sommerabsenkung der Kesselvorlauftemperatur auf Anforderung des Warmwassers von 70 °C auf 50 °C. Der Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage kann durch diese Maßnahme um 0,1 %-Punkte auf 66,4 % gesteigert werden. Die Absenkung des mittleren Temperaturniveaus des Heizungssystems in den Sommermonaten wirkt sich positiv auf die Umgebungsverluste des Kessels, der Kesselnutzungsgrad steigt um 0,1 %-Punkte, und auf die Verluste der Rohrleitungen, der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad steigt um 0,1 %-Punkte, aus. Wie bei Anlage A25-Niedertemperatur hat die Abschaltung des Kessels im Sommer und die Bandbreitenreduzierung der Kesselsteuerung kaum einen Einfluss auf den Anlagennutzungsgrad.

5 Ergebnisse und Diskussion

Tabelle 21: Ranking der untersuchten Optimierungsmaßnahmen anhand des Jahrespelleteinsatzes für die Anlage A25, Hochtemperatur
Erläuterungen: * Pelleteinsatz korrigiert nach Jahreswärmeverbrauch;
 ** Gesamtnutzungsgrad berechnet als Verhältnis der verbrauchten Wärme zum Energieeinsatz (Primärenergieeinsatz Pellet und Solarertrag)

		Jahres- Pelleteinsatz*	Änderung d. Pellet- einsatzes zu Basisanlage 0	Jahres- nutzungsgrad Anlage**	Änderung d. Nutzungs- grades zu Basisanlage 0
		[kg _{FS}]	[kg _{FS}]	[%]	[%-Punkte]
Basisanlage 0		7.137	-	66,3	-
Sensitivitätsanalyse - Basisanlage 0	Rohrisolierung +30mm	6.089	-1.048	77,2	10,9
	Rohrlänge -50%	6.448	-689	73,2	6,9
	Kollektorfläche +15m ²	6.704	-433	67,5	1,2
	Kessel Therm10	7.016	-121	67,1	0,8
	Kesselvorlauftemperatur -3°C	7.052	-85	66,9	0,6
	Rauchgastemperatur -10°C	7.081	-56	66,8	0,5
	Pufferisolierung +30mm	7.086	-51	66,9	0,6
	Niveau der Solarpumpensteuerung -3°C	7.090	-47	66,3	0,0
	Bandbreite der Solarpumpensteuerung +4°C	7.101	-36	66,4	0,1
	O ₂ -Gehalt im Rauchgas -1%	7.103	-34	66,6	0,3
	Niveau der Kesselsteuerung -3°C	7.109	-28	66,5	0,2
	Sommerabsenkung auf Kesselvorlauftemp. 50°C	7.119	-18	66,4	0,1
	Kesselabschaltung im Sommerbetrieb	7.119	-18	66,4	0,1
	Bandbreite der Kesselsteuerung -6°C	7.129	-8	66,4	0,1
	Thermische Kesselmasse (inkl. Wasserinhalt) -10%	7.133	-4	66,4	0,1
Stillstandsverluste des Kessels an Umgebung -45%	7.135	-2	66,4	0,1	

5.5.2 Anlage B

Die umgesetzten Maßnahmen werden eingeteilt in Optimierungen am Kessel, an der Software und an der Hardware. Die Optimierungsmaßnahmen wurden an Basisanlage 0 durchgeführt und nach Pelleteinsatz gereiht. Zusätzlich wurde eine Bewertung nach Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage vorgenommen. Bei mehreren Optimierungsvarianten der Anlage B kam es zu Abweichungen vom Zielwärmeverbrauch von 15 bzw. 25 MWh/a (maximale Abweichung 2,5 %). Um für vergleichbare Bedingungen zur Reihung der Optimierungsvarianten zu sorgen, wurde der Pelleteinsatz jeweils auf den Sollwärmeverbrauch von 15 bzw. 25 MWh/a angepasst. Die Anpassung erfolgte so, dass die Nutzungsgrade für Kessel und Gesamtanlage unverändert bleiben.

5.5.2.1 Diskussion der einzelnen Optimierungsmaßnahmen für Anlage B15

Im Folgenden wird der Einfluss der umgesetzten Maßnahmen auf das Simulationsergebnis der Basisanlage 0 der Anlagenvariante B15-Niedertemperatur beschrieben. Ein Ranking der Maßnahmen nach Pelleteinsatz ist in Tabelle 22 ersichtlich. Der Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage wurde ebenfalls angeführt. Eine detaillierte Auswertung der Ergebnisse ist in Tabelle A1-3 (Anhang A) zu finden. Anlage B15-Niedertemperatur hat in den Grundeinstellungen einen Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage von 69,8 %, der Kesselnutzungsgrad beträgt 87,9 %, der Jahrespelleteinsatz 4.448 kg.

5 Ergebnisse und Diskussion

Tabelle 22: Ranking der untersuchten Optimierungsmaßnahmen anhand des Jahrespelleteinsatzes für die Anlage B15, Niedertemperatur

Erläuterungen: * Pelleteinsatz korrigiert nach Jahreswärmeverbrauch;

** Gesamtnutzungsgrad berechnet als Verhältnis der verbrauchten Wärme zum Energieeinsatz (Primärenergieeinsatz Pellet)

		Jahres- Pelleteinsatz*	Änderung d. Pellet- einsatzes zu Basisanlage 0	Jahres- nutzungsgrad Anlage**	Änderung d. Nutzungs- grades zu Basisanlage 0
		[kg _{FS}]	[kg _{FS}]	[%]	[%-Punkte]
Basisanlage 0		4.448	-	69,8	-
Sensitivitätsanalyse - Basisanlage 0	Rohrisolierung +30mm	3.867	-581	80,3	10,5
	Rohrlänge -50%	4.060	-388	76,4	6,6
	Elektroboiler (E _{elektr} =345.73kWh/a)	4.173	-275	72,7	2,9
	Kesselvorlauftemperatur -3°C	4.371	-77	71,0	1,2
	Niveau der Kesselsteuerung -3°C	4.394	-54	70,6	0,8
	Rauchgastemperatur -10°C	4.406	-42	70,4	0,6
	Pufferisolierung +30mm	4.409	-39	70,4	0,6
	O ₂ -Gehalt im Rauchgas -1%	4.423	-25	70,2	0,4
	Bandbreite der Kesselsteuerung -6°C	4.427	-21	70,1	0,3
	Thermische Kesselmasse (inkl. Wasserinhalt) -10%	4.444	-4	69,8	0,0
	Stillstandsverluste des Kessels an Umgebung -45%	4.448	0	69,8	0,0
	Kesselsteuerung über Pufferdifferenztemperatur	4.639	191	66,9	-2,9

Optimierungen am Kessel:

Durch die Absenkung der Rauchgastemperatur um 10 °C über den gesamten Betriebsbereich des Kessels kann wegen geringerer Rauchgasverluste der Kesseljahresnutzungsgrad um 0,8 %-Punkte auf 88,7 % gesteigert werden. Die Absenkung der Rauchgastemperatur hat auf den Nutzungsgrad des Verteilsystems keinen wesentlichen Einfluss. Der Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage steigt um 0,6 %-Punkte auf 70,4 %, der Jahrespelleteinsatz sinkt um 42 kg.

Die Verringerung des O₂-Gehaltes im Rauchgas um 1 % über den gesamten Betriebsbereich des Kessels bewirkt wegen geringerer Rauchgasverluste eine Erhöhung des Kesselnutzungsgrades um 0,4 %-Punkte. Alle anderen Verluste ändern sich nicht wesentlich. Der Anlagenjahresnutzungsgrad steigt um 0,4 %-Punkte auf 70,2 %, der jährliche Pelleteinsatz sinkt um 25 kg.

Durch die Reduzierung der Wärmeübertragungsrate von der Kesseloberfläche an die Umgebung bei Stillstand des Kessels können die Wärmeverluste gesenkt werden. In der Simulation wirkt sich die Reduzierung kaum auf die Verluste aus. Begründet ist dies auf die geringe Anzahl an Kesselstarts/-stopps. Durch den breiten Modulationsbereich des Kessels (im Taktbetrieb bis 10 % der Nennwärmeleistung) läuft der Kessel, mit Ausnahme der Sommermonate, nahezu im Dauerbetrieb.

Die Verringerung der thermischen Kesselmasse inkl. Wasserinhalt um 10 % hat in der Basisanlage 0 keinen Einfluss auf den Jahresnutzungsgrad des Kessels. Erst bei einer hohen Anzahl an Kesselstarts/-stopps würde sich diese Maßnahme auswirken.

Optimierungen an der Steuerung/Regelung:

Die Absenkung der Kesselvorlauftemperatur um 3 °C bewirkt eine Verbesserung des Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrades um 1,1 %-Punkte. Durch die geringere Kesselvorlauftemperatur sinkt das mittlere Temperaturniveau des gesamten Heizsystems, die Puffer- und Rohrleitungsverluste sinken. Auch die Umgebungsverluste des Kessels sinken. Der Kesselnutzungsgrad steigt um 0,3 %-Punkte. Insgesamt steigt der Anlagennutzungsgrad um 1,2 %-Punkte auf 71 %. Jährlich können durch diese Maßnahme rund 77 kg Pellet eingespart werden.

Die Kesselsteuerung über die Temperaturdifferenz zwischen oberen und unteren Temperaturfühler im Pufferspeicher wirkt sich negativ auf den Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage aus. Bei dieser Variante nimmt der Kessel den Betrieb auf, wenn eine festgelegte Temperaturdifferenz überschritten wird und schaltet aus, wenn eine festgelegte Temperaturdifferenz unterschritten wird. Die Regelung über die Temperaturdifferenz im Puffer wurde zusätzlich mit einer minimalen Puffergrenztemperatur verknüpft, die vom Speicher nicht unterschritten werden darf. Der Hintergrund dieser Maßnahme war die Erreichung einer möglichst guten Durchladung des Pufferspeichers. Obwohl mehrere Varianten mit unterschiedlichen Positionen der Temperaturfühler untersucht wurden, konnte kein zufriedenstellendes Ergebnis erzielt werden.

Die Absenkung der Ausschaltgrenztemperatur und der Einschaltgrenztemperatur der Kesselsteuerung (Niveau der Kesselsteuerung -3 °C) wirkt sich ähnlich einer Verringerung der Kesselvorlauftemperatur aus. Über ein Jahr betrachtet sinkt im Mittel die Temperatur des Heizsystems. Dies führt zu geringeren Umgebungsverlusten des Kessels, der Kesselnutzungsgrad steigt um 0,2 %-Punkte. Auch die Verluste des Verteilsystems sinken, der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad steigt um 0,7 %-Punkte. In Summe bewirkt dies eine Erhöhung des Anlagenjahresnutzungsgrades von 0,8 %-Punkten auf 70,6 %, der Jahrespelleteinsatz sinkt um 54 kg.

In den Grundeinstellungen des Feuerungsherstellers ist die Bandbreite der Kesselsteuerung, also die Differenz zwischen Einschalt- und Ausschaltgrenztemperatur mit 16 °C festgelegt. Durch die Reduzierung um 6 °C auf eine Bandbreite von 10 °C steigt die Anzahl der Kesselstarts, die Betriebszeit des Kessels sinkt. Der Kessel wird im Mittel mit höherer Last betrieben. Trotz steigender Anfahrhäufigkeit sinken wegen der Betriebszeitverkürzung die Umgebungsverluste des Kessels etwas. Der Kesselnutzungsgrad ändert sich aber nicht wesentlich. Die Betriebszeitverkürzung wirkt sich in höherem Maße auf die Rohrleitungsverluste aus, der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad steigt um 0,3 %-Punkte. Insgesamt steigt der Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage um 0,3 %-Punkte auf 70,1 %. Der jährliche Pelleteinsatz sinkt um 21 kg.

Betrachtet man die Einzelmaßnahmen der Steuerung/Regelung, so kann der Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage durch die Optimierung um 2,3 %-Punkte gesteigert werden. Das entspricht einer Pelleteinsparung von 152 kg pro Jahr. Da durch die Verbesserung keine zusätzlichen Investitionskosten anfallen ist es in jedem Fall sinnvoll diese Maßnahmen umzusetzen.

Optimierungen an der Hardware:

Bei den untersuchten Maßnahmen bewirkt die Isolierung der Rohre die größte Effizienzsteigerung. Durch die Isolierung der Rohrleitungen sinken die Verluste des Verteilsystems. Zusätzlich wirkt sich eine kürzere Kesselbetriebszeit, wegen geringerer Verluste des Verteilsystems kann bei selber Wärmeleistung der Pufferspeicher schneller beladen werden, positiv auf den Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad aus. Dieser steigt um 12,4 %-Punkte. Der Kessel wird durch die verminderte Wärmeanforderung in einem Bereich niedrigerer relativer Last und damit in einem Bereich niedrigeren Wirkungsgrades betrieben, auch die Anzahl der Kesselstarts nimmt zu. Der Kesselnutzungsgrad verschlechtert sich um 0,5 %-Punkte. Insgesamt kann durch Anbringung von Isoliermaterial der Stärke 30 mm der Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage noch um 10,5 %-Punkte auf 80,3 % gesteigert werden. Der jährliche Pelleteinsatz sinkt durch diese Maßnahme um 581 kg.

Die zusätzliche Isolierung des Pufferspeichers um 30 mm Isolierdicke wirkt sich nicht so stark auf den Anlagennutzungsgrad wie die Isolierung der Rohrleitungen aus. Dies liegt daran, dass bei der Basisanlage 0 am Pufferspeicher bereits Isoliermaterial der Stärke 100 mm angebracht war. Die reduzierten Pufferverluste wirken sich positiv auf den Jahresnutzungsgrad des Puffer/Heizsystems aus, dieser steigt um 0,7 %-Punkte. Der Kesselnutzungsgrad ändert sich durch diese Maßnahme nicht. Der Anlagenjahresnutzungsgrad kann um 0,6 %-Punkte auf 70,4 % gesteigert werden, der Jahrespelleteinsatz sinkt um 39 kg.

Ein ähnlicher Effekt wie bei der Rohrisolierung wird durch die Kürzung der Rohrlängen um 50 % erreicht. Durch die Rohrlängenkürzung sinken die Rohrleitungsverluste, der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad steigt um 7,8 %-Punkte. Der Kesselnutzungsgrad sinkt wegen des Betriebs des Kessels mit niedrigerer relativer Last und häufigerem An-/Abfahrens um 0,3 %-Punkte. Insgesamt steigt der Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage um 6,6 %-Punkte auf 76,4 %, dies hat eine Jahrespelleteinsparung von 388 kg zur Folge.

Wird in den Sommermonaten das Heizungssystem abgeschaltet und die Warmwasserversorgung über einen Elektroboiler bewerkstelligt, so steigt der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad um 2,4 %-Punkte. Dies begründet sich auf die geringeren Puffer- und Rohrleitungsverluste, bedingt durch die Abschaltung des Heizungssystems in den Sommermonaten. Durch diese Maßnahme sinkt auch die Betriebszeit des Kessels, die relative Last steigt. Die kürzere Betriebszeit und zusätzlich die geringere Anzahl an Kesselstarts wirken sich positiv auf die Umgebungsverluste aus. Durch die höhere relative Last wird der Kessel in einem Bereich mit höherem Wirkungsgrad betrieben, die Rauchgasverluste sinken. In Summe ergibt das eine Steigerung des Kesselnutzungsgrades um 0,9 %-Punkte. Der Jahresnutzungsgrad der Anlage steigt um 2,9 %-Punkte auf 72,7 %. Die Pelleteinsparung beträgt zwar 275 kg, jedoch fällt bei einem angenommenen Nutzungsgrad von 90 % der Warmwasserversorgung ein Stromverbrauch von 346 kWh/a an.

Zusammenfassend kann für die untersuchten Maßnahmen festgestellt werden, dass durch die Isolierung der Rohre die Effizienzsteigerung am größten ist. Auch die Optimierungsmaßnahmen an der Software, wie Senkung der Vorlauftemperatur und Anpassungsmaßnahmen an der Kesselsteuerung lieferten vielversprechende Ergebnisse.

Durch Maßnahmen wie der Senkung der Rauchgastemperatur und des O₂-Gehaltes im Rauchgas kann eine Effizienzsteigerung des Kessels erzielt werden. Optimierungsmaßnahmen am Kessel betreffend, hatte die Verringerung der Kessel-Stillstandsverluste und die Minimierung der thermischen Kesselmasse keine wesentliche Auswirkung. Die Installation eines Elektroboilers zur Warmwasserbereitung im Sommer brachte eine wesentliche Steigerung des Anlagennutzungsgrades ist jedoch mit einem erheblichen Heizstromverbrauch verbunden. Durch die zusätzliche Isolierung des Pufferspeichers konnte zwar die Effizienz des Verteilsystems gesteigert werden, allerdings war das Verbesserungspotenzial im Vergleich zur Isolierung der Rohrleitungen deutlich niedriger.

Bewertung der Maßnahmen für die Hochtemperaturvariante

Die, nach korrigiertem Pelleteinsatz, gereihten Optimierungsmaßnahmen der Anlagenvariante B15-Hochtemperatur sind in Tabelle 23 aufgelistet. Eine detaillierte Auswertung der Ergebnisse ist in Tabelle A1-3 (Anhang A) zu finden. Verglichen mit der Niedertemperaturvariante zeigt die Hochtemperaturvariante in der Basisanlage 0 einen deutlich niedrigeren Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage von 56,7 % und einen höheren Jahrespelleteinsatz von 5.470 kg.

Die Optimierungsmaßnahmen am Kessel betreffend hatte wie auch bei Anlage B15-Niedertemperatur die Reduzierung der thermischen Kesselmasse und die Verminderung der Kessel-Stillstandsverluste keinen Einfluss auf den Anlagenjahresnutzungsgrad.

In der Hochtemperaturvariante kann durch die Isolierung bzw. die Verkürzung der Rohrleitung eine stärkere Effizienzsteigerung als bei der Niedertemperaturvariante erzielt werden. Die Kesselsteuerung über eine Pufferdifferenztemperatur bewirkt bei der Hochtemperaturvariante eine Steigerung des Anlagennutzungsgrades und eine Senkung des Pelleteinsatz. Verglichen mit der Niedertemperaturvariante wirkt sich die Bandbreitenreduzierung der Kesselsteuerung deutlich positiver auf den Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage aus. Ansonsten Verhalten sich die Optimierungsmaßnahmen ähnlich zu denen der Niedertemperaturvariante.

Eine zusätzliche Maßnahme, welche bei der Hochtemperaturvariante durchgeführt wurde, ist die Sommerabsenkung der Kesselvorlauftemperatur auf Anforderung des Warmwassers von 70 °C auf 50 °C. Der Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage kann durch diese Maßnahme um 5 %-Punkte auf 61,7 % gesteigert werden. Die Absenkung des mittleren Temperaturniveaus des Heizungssystems in den Sommermonaten wirkt sich positiv auf die Umgebungsverluste des Kessels, der Kesselnutzungsgrad steigt um 1,6 %-Punkte, und auf die Verluste der Rohrleitungen, der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad steigt um 4,6 %-Punkte, aus. Bei Anlagenvariante A hatte die Sommerabsenkung auf Kesselvorlauftemperatur keine Auswirkung, da wegen des Solareintrages der Kessel in den Sommermonaten ohnehin außer Betrieb war.

5 Ergebnisse und Diskussion

Tabelle 23: Ranking der untersuchten Optimierungsmaßnahmen anhand des Jahrespelleteinsatzes für die Anlage B15, Hochtemperatur

Erläuterungen: * Pelleteinsatz korrigiert nach Jahreswärmeverbrauch;

** Gesamtnutzungsgrad berechnet als Verhältnis der verbrauchten Wärme zum Energieeinsatz (Primärenergieeinsatz Pellet)

		Jahres- Pelleteinsatz*	Änderung d. Pellet- einsatzes zu Basisanlage 0	Jahres- nutzungsgrad Anlage**	Änderung d. Nutzungs- grades zu Basisanlage 0
		[kg _{FS}]	[kg _{FS}]	[%]	[%-Punkte]
Basisanlage 0		5.470	-	56,7	-
Sensitivitätsanalyse - Basisanlage 0	Rohrisolierung +30mm	4.209	-1.261	73,7	17,0
	Rohrlänge -50%	4.557	-913	68,1	11,4
	Sommerabsenkung auf Kesselvorlauftemp. 50°C	5.029	-441	61,7	5,0
	Niveau der Kesselsteuerung -3°C	5.316	-154	58,4	1,7
	Pufferisolierung +30mm	5.325	-145	58,3	1,6
	Bandbreite der Kesselsteuerung -6°C	5.355	-115	58,0	1,3
	Rauchgastemperatur -10°C	5.399	-71	57,5	0,8
	Kesselsteuerung über Pufferdifferenztemperatur	5.409	-61	57,4	0,7
	O ₂ -Gehalt im Rauchgas -1%	5.436	-34	57,1	0,4
	Kesselvorlauftemperatur -3°C	5.460	-10	56,8	0,1
	Thermische Kesselmasse (inkl. Wasserinhalt) -10%	5.470	0	56,7	0,0
Stillstandsverluste des Kessels an Umgebung -45%	5.470	0	56,7	0,0	

5.5.2.2 Diskussion der einzelnen Optimierungsmaßnahmen für Anlage B25

Im Folgenden wird der Einfluss der umgesetzten Maßnahmen auf das Simulationsergebnis der Basisanlage 0 der Anlagenvariante B25-Niedertemperatur beschrieben. Ein Ranking der Maßnahmen nach Pelleteinsatz ist in Tabelle 24 ersichtlich. Der Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage wurde ebenfalls angeführt. Eine detaillierte Auswertung der Ergebnisse ist in Tabelle A1-4 (Anhang A) zu finden. Anlage B25-Niedertemperatur hat in den Grundeinstellungen einen Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage von 69,8 %, der Kesselnutzungsgrad beträgt 71,7 %, der Jahrespelleteinsatz 7.211 kg.

5 Ergebnisse und Diskussion

Tabelle 24: Ranking der untersuchten Optimierungsmaßnahmen anhand des Jahrespelleteinsatzes für die Anlage B25, Niedertemperatur

Erläuterungen: * Pelleteinsatz korrigiert nach Jahreswärmeverbrauch;

** Gesamtnutzungsgrad berechnet als Verhältnis der verbrauchten Wärme zum Energieeinsatz (Primärenergieeinsatz Pellet)

		Jahres- Pelleteinsatz*	Änderung d. Pellet- einsatzes zu Basisanlage 0	Jahres- nutzungsgrad Anlage**	Änderung d. Nutzungs- grades zu Basisanlage 0
		[kg _{FS}]	[kg _{FS}]	[%]	[%-Punkte]
Basisanlage 0		7.211	-	71,7	-
Sensitivitätsanalyse - Basisanlage 0	Rohrisolierung +30mm	6.420	-791	80,6	8,9
	Rohrlänge -50%	6.683	-528	77,4	5,7
	Elektroboiler ($E_{\text{elektr}}=587.29\text{kWh/a}$)	6.703	-508	75,4	3,7
	Kessel Therm10	6.984	-227	74,1	2,4
	Kesselvorlauftemperatur -3°C	7.080	-131	73,0	1,3
	Niveau der Kesselsteuerung -3°C	7.108	-103	72,8	1,1
	Rauchgastemperatur -10°C	7.137	-74	72,5	0,8
	Bandbreite der Kesselsteuerung -6°C	7.140	-71	72,4	0,7
	Pufferisolierung +30mm	7.152	-59	72,3	0,6
	O ₂ -Gehalt im Rauchgas -1%	7.169	-42	72,1	0,4
	Stillstandsverluste des Kessels an Umgebung -45%	7.211	0	71,7	0,0
	Thermische Kesselmasse (inkl. Wasserinhalt) -10%	7.220	9	71,6	-0,1

Optimierungen am Kessel:

Durch die Absenkung der Rauchgastemperatur um 10 °C über den gesamten Betriebsbereich des Kessels kann wegen geringerer Rauchgasverluste der Kesselnutzungsgrad um 0,8 %-Punkte auf 87,8 % gesteigert werden. Die Verminderung der Rauchgastemperatur hat auf den Nutzungsgrad des Verteilsystems keinen wesentlichen Einfluss. Der Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage steigt um 0,8 %-Punkte auf 72,5 %, der Jahrespelleteinsatz sinkt um 74 kg.

Die Verringerung des O₂-Gehaltes im Rauchgas um 1 % über den gesamten Betriebsbereich des Kessels führt wegen geringerer Rauchgasverluste zu einer Erhöhung des Kesseljahresnutzungsgrades um 0,4 %-Punkte. Alle anderen Verluste ändern sich nicht wesentlich. Der Anlagenjahresnutzungsgrad steigt um 0,4 %-Punkte auf 72,1 %, der jährliche Pelleteinsatz sinkt um 42 kg.

Durch die Reduzierung der Wärmeübertragungsrate von der Kesseloberfläche an die Umgebung bei Stillstand des Kessels können die Wärmeverluste gesenkt werden. In der Simulation wirkt sich die Reduzierung kaum auf die Verluste aus. Begründet ist dies auf die geringe Anzahl an Kesselstarts/-stopps. Durch den breiten Modulationsbereich des Kessels (im Taktbetrieb bis 10 % der Nennwärmeleistung) läuft der Kessel, mit Ausnahme der Sommermonate, nahezu im Dauerbetrieb.

Die Verringerung der thermischen Kesselmasse inkl. Wasserinhalt um 10 % hat in der Basisanlage 0 kaum einen Einfluss auf den Jahresnutzungsgrad des Kessels. Erst bei einer hohen Anzahl an Kesselstarts/-stopps würde sich diese Maßnahme auswirken.

Optimierungen an der Steuerung/Regelung:

Durch die Absenkung der Kesselvorlauftemperatur um 3 °C sinkt das mittlere Temperaturniveau des gesamten Heizsystems, der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad steigt um 1,1 %-Punkte. Auch die Umgebungsverluste des Kessels sinken. Der Kesselnutzungsgrad steigt um 0,4 %-Punkte. Insgesamt bewirkt dies eine Verbesserung des Anlagennutzungsgrades um 1,3 %-Punkte auf 73,0 %. Jährlich können durch diese Maßnahme rund 131 kg Pellet eingespart werden.

Die Absenkung der Kessel-Abschaltbedingung und der Kessel-Freigabebedingung (Niveau der Kesselsteuerung -3 °C) wirkt sich ähnlich einer Verringerung der Kesselvorlauftemperatur aus. Über ein Jahr betrachtet sinkt im Mittel die Temperatur des Heizsystems. Dies führt zu geringeren Umgebungsverlusten des Kessels, der Kesselnutzungsgrad steigt um 0,4 %-Punkte. Auch die Verluste des Verteilsystems sinken, der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad steigt um 0,8 %-Punkte. Insgesamt steigt der Anlagenjahresnutzungsgrad um 1,1 %-Punkte auf 72,8 %, der Jahrespelleteinsatz sinkt um 103 kg.

In den Grundeinstellungen des Feuerungsherstellers ist die Bandbreite der Kesselsteuerung, also die Differenz zwischen Einschalt- und Ausschaltgrenztemperatur mit 16 °C festgelegt. Durch die Reduzierung um 6 °C auf eine Bandbreite von 10 °C steigt die Anzahl der Kesselstarts, die Betriebszeit des Kessels sinkt. Der Kessel wird im Mittel mit höherer Last betrieben. Trotz steigender Anfahrhäufigkeit sinken wegen der Betriebszeitverkürzung die Umgebungsverluste des Kessels etwas. Der Kesselnutzungsgrad steigt um 0,3 %-Punkte. Die Betriebszeitverkürzung wirkt sich aber in höherem Maße auf die Rohrleitungsverluste aus, der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad steigt um 0,6 %-Punkte. Insgesamt wirkt sich diese Maßnahme positiv auf den Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage aus, dieser steigt um 0,7 %-Punkte auf 72,4 %. Der jährliche Pelleteinsatz sinkt um 71 kg.

Betrachtet man die Einzelmaßnahmen der Steuerung/Regelung, so kann der Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage durch die Optimierung um 3,1 %-Punkte gesteigert werden. Das entspricht einer Pelleteinsparung von 305 kg pro Jahr. Da durch die Verbesserung keine zusätzlichen Investitionskosten anfallen ist es in jedem Fall sinnvoll diese Maßnahmen umzusetzen.

Optimierungen an der Hardware:

Bei den untersuchten Maßnahmen bewirkt die Isolierung der Rohre die größte Effizienzsteigerung. Durch die Isolierung der Rohrleitungen sinken die Verluste des Verteilsystems, zusätzlich wirkt sich eine kürzere Kesselbetriebszeit, wegen geringerer Verluste des Verteilsystems kann bei selber Wärmeleistung der Pufferspeicher schneller beladen werden, positiv auf den Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad aus. Dieser steigt um 10,2 %-Punkte. Der Kessel wird mit höherer relativer Last in einem Bereich höheren Wirkungsgrades betrieben, aber die Anzahl der Kesselstarts nimmt zu. In Summe bleibt der Kesselnutzungsgrad in etwa gleich. Durch Anbringung von Isoliermaterial der Stärke 30 mm kann der Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage insgesamt um 8,9 %-Punkte auf 80,6 % gesteigert werden. Der jährliche Pelleteinsatz sinkt durch diese Maßnahme um 791 kg.

Die zusätzliche Isolierung des Pufferspeichers um 30 mm Isolierdicke wirkt sich nicht so stark auf den Nutzungsgrad wie die Isolierung der Rohrleitungen aus. Dies liegt daran, dass bei der Basisanlage 0 am Pufferspeicher bereits Isoliermaterial der Stärke 100 mm angebracht war. Die reduzierten Pufferverluste wirken sich positiv auf den Jahresnutzungsgrad des Puffer/Heizsystems aus, dieser steigt um 0,7 %-Punkte. Der Kesselnutzungsgrad ändert sich durch diese Maßnahme nicht. Der Anlagenjahresnutzungsgrad kann um 0,6 %-Punkte auf 72,3 % gesteigert werden, der Jahrespelleteinsatz sinkt um 59 kg.

Ein ähnlicher Effekt wie bei der Rohrisolierung wird durch die Kürzung der Rohrlängen um 50 % erreicht. Durch die Rohrlängenkürzung sinken die Rohrleitungsverluste, der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad steigt um 6,6 %-Punkte. Der Kesselnutzungsgrad bleibt in etwa gleich. Der Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage steigt um 5,7 %-Punkte auf 77,4 %, dies hat eine Jahrespelleteinsparung von 528 kg zur Folge.

Durch die Implementierung des kleineren Kessels Therm10 steigt, wegen der gegenüber Therm15 um 5 kW geringeren Nennleistung, die relative Last des Kessels. Obwohl sich die Rauchgasverluste etwas erhöhen, dies liegt an der Abweichung durch die Parametrierung des Taktbetriebes, steigt wegen der geringeren Umgebungsverluste des kleineren Kessels der Kesselnutzungsgrad um 1,6 %-Punkte. Der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad steigt um 1,2 %-Punkte weil die Rohrleitungs- und Pufferverluste wegen der kürzeren Kesselbetriebszeit etwas abnehmen. Die kürzere Betriebszeit des Kessels ist darauf begründet, dass der Kessel Therm10 im selben Heizungssystem im Mittel mit höherer Last (4,1 kW) betrieben wird als der Kessel Therm15 (3,9 kW). Insgesamt steigt der Jahresnutzungsgrad der Anlage um 2,4 %-Punkte auf 74,1 %, der Pelleteinsatz sinkt um 227 kg. Bemerkenswert ist, dass durch die Implementierung des Kessels Therm10 eine Abweichung des Wärmeverbrauchs vom Sollwert (25 MWh/a) von nur 0,48 % vorliegt. Die Speicherkapazität des Puffers ermöglicht es, die Lastspitzen der Verbraucher, die deutlich über der Kesselnennleistung (10 kW) liegen (siehe Kapitel 5.2), abzudecken. Zusätzlich zur Pelleteinsparung wirkt sich in erster Linie die Investitionskosteneinsparung bei Installation des kleineren Kessels Therm10 positiv auf die Wärmegestehungskosten aus.

Wird in den Sommermonaten das Heizungssystem abgeschaltet und die Warmwasserversorgung über einen Elektroboiler bewerkstelligt, so steigt der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad um 2,9 %-Punkte. Dies begründet sich auf die geringeren Puffer- und Rohrleitungsverluste, bedingt durch die Abschaltung des Heizungssystems in den Sommermonaten. Durch diese Maßnahme sinkt auch die Betriebszeit des Kessels, die relative Last steigt. Die kürzere Betriebszeit und zusätzlich die geringere Anzahl an Kesselstarts wirken sich positiv auf die Umgebungsverluste aus. Durch die höhere relative Last wird der Kessel in einem Bereich höheren Wirkungsgrad betrieben, daher sinken auch die Rauchgasverluste. In Summe ergibt das eine Steigerung des Kesselnutzungsgrades um 1,4 %-Punkte. Insgesamt steigt der Jahresnutzungsgrad der Anlage um 3,7 %-Punkte auf 75,4 %. Die Pelleteinsparung beträgt 508 kg, jedoch fällt bei einem angenommenen Nutzungsgrad von 90 % der Warmwasserversorgung ein Stromverbrauch von 587 kWh/a an.

Zusammenfassend kann für die untersuchten Maßnahmen festgestellt werden, dass durch die Isolierung der Rohre die Effizienzsteigerung am größten ist. Auch die

Optimierungsmaßnahmen an der Software, wie Senkung der Vorlauftemperatur und Anpassungsmaßnahmen an der Kesselsteuerung lieferten vielversprechende Ergebnisse. Durch Maßnahmen wie der Senkung der Rauchgastemperatur und des O₂-Gehaltes im Rauchgas kann eine Effizienzsteigerung des Kessels erzielt werden. Optimierungsmaßnahmen am Kessel betreffend, hatte die Verringerung der Kessel-Stillstandsverluste und die Minimierung der thermischen Kesselmasse keine wesentliche Auswirkung. Bei den Änderungen an der Dimensionierung, stellte sich die Implementierung des kleineren Kessels Therm10 als besonders sinnvoll heraus, der Kesselnutzungsgrad, sowie der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad konnten durch diese Maßnahme gesteigert werden. Die Installation eines Elektroboilers zur Warmwasserbereitung im Sommer brachte eine wesentliche Steigerung des Anlagennutzungsgrades ist jedoch mit einem erheblichen Heizstromverbrauch verbunden. Durch die zusätzliche Isolierung des Pufferspeichers konnte zwar die Effizienz des Verteilsystems gesteigert werden, allerdings war das Verbesserungspotenzial im Vergleich zur Isolierung der Rohrleitungen deutlich niedriger.

Bewertung der Maßnahmen für die Hochtemperaturvariante

Die, nach korrigiertem Pelleteinsatz, gereihten Optimierungsmaßnahmen der Anlagenvariante B25-Hochtemperatur sind in Tabelle 25 aufgelistet. Eine detaillierte Auswertung der Ergebnisse ist in Tabelle A1-4 (Anhang A) zu finden. Verglichen mit der Niedertemperaturvariante zeigt die Hochtemperaturvariante in der Basisanlage 0 einen deutlich niedrigeren Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage von 61,7 % und einen höheren Jahrespelleteinsatz von 8.379 kg.

Durch die um 35 °C höhere Vorlauftemperatur der Verbraucher wirken sich jene Maßnahmen mit dem Ziel, das mittlere Temperaturniveau des Heizungssystems abzusenken nicht so stark auf den Anlagennutzungsgrad aus, wie bei der Niedertemperaturvariante. Allerdings kann in der Hochtemperaturvariante durch die Isolierung bzw. die Verkürzung der Rohrleitung eine stärkere Effizienzsteigerung als bei der Niedertemperaturvariante erzielt werden.

Den Kessel betreffend, haben wie auch bei Anlage B25-Niedertemperatur die Reduzierung der thermischen Kesselmasse und die Verminderung der Kessel-Stillstandsverluste keinen Einfluss auf den Anlagenjahresnutzungsgrad.

Die Optimierungsmaßnahmen verhalten sich ansonsten ähnlich zu denen der Niedertemperaturvariante.

5 Ergebnisse und Diskussion

Tabelle 25: Ranking der untersuchten Optimierungsmaßnahmen anhand des Jahrespelleteinsatzes für die Anlage B25, Hochtemperatur

Erläuterungen: * Pelleteinsatz korrigiert nach Jahreswärmeverbrauch;

** Gesamtnutzungsgrad berechnet als Verhältnis der verbrauchten Wärme zum Energieeinsatz (Primärenergieeinsatz Pellet)

		Jahres- Pelleteinsatz*	Änderung d. Pellet- einsatzes zu Basisanlage 0	Jahres- nutzungsgrad Anlage**	Änderung d. Nutzungs- grades zu Basisanlage 0
		[kg _{FS}]	[kg _{FS}]	[%]	[%-Punkte]
Basisanlage 0		8.379	-	61,7	0,0
Sensitivitätsanalyse - Basisanlage 0	Rohrisolierung +30mm	6.933	-1.446	74,6	12,9
	Rohrlänge -50%	7.439	-940	69,5	7,8
	Kessel Therm10	8.152	-227	63,4	1,7
	Kesselvorlauftemperatur -3°C	8.280	-99	62,4	0,7
	Pufferisolierung +30mm	8.297	-82	62,3	0,6
	Niveau der Kesselsteuerung -3°C	8.313	-66	62,2	0,5
	Rauchgastemperatur -10°C	8.316	-63	62,2	0,5
	Bandbreite der Kesselsteuerung -6°C	8.332	-47	62,1	0,4
	O ₂ -Gehalt im Rauchgas -1%	8.342	-37	62,0	0,3
	Thermische Kesselmasse (inkl. Wasserinhalt) -10%	8.377	-2	61,7	0,0
Stillstandsverluste des Kessels an Umgebung -45%	8.379	0	61,7	0,0	

5.5.3 Anlage C

Die umgesetzten Maßnahmen werden eingeteilt in Optimierungen am Kessel, an der Software und an der Hardware. Die Optimierungsmaßnahmen wurden an Basisanlage 0 durchgeführt und nach Pelleteinsatz gereiht. Zusätzlich wurde eine Bewertung nach Jahresnutzungsgrad der Heizwärmebereitstellung vorgenommen. Bei mehreren Optimierungsvarianten der Anlage C kam es zu Abweichungen vom Zielwärmeverbrauch von 15 bzw. 25 MWh/a (maximale Abweichung 2,39 %). Um für vergleichbare Bedingungen zur Reihung der Optimierungsvarianten zu sorgen, wurde der Pelleteinsatz jeweils auf den Sollwärmeverbrauch von 15 bzw. 25 MWh/a angepasst. Die Anpassung erfolgte so, dass die Nutzungsgrade für Kessel und Gesamtanlage unverändert bleiben.

5.5.3.1 Diskussion der einzelnen Optimierungsmaßnahmen für Anlage C15

Im Folgenden wird der Einfluss der umgesetzten Maßnahmen auf das Simulationsergebnis der Basisanlage 0 der Anlagenvariante C15-Niedertemperatur beschrieben. Ein Ranking der Maßnahmen nach Pelleteinsatz ist in Tabelle 26 ersichtlich. Der Jahresnutzungsgrad der Heizwärmebereitstellung wurde ebenfalls angeführt. Eine detaillierte Auswertung der Ergebnisse ist in Tabelle A1-5 (Anhang A) zu finden. Anlage C15-Niedertemperatur hat in den Grundeinstellungen einen Jahresnutzungsgrad der Heizwärmebereitstellung von 78,7 %, der Kesselnutzungsgrad beträgt 89,5 %, der Jahrespelleteinsatz 3.567 kg.

Tabelle 26: Ranking der untersuchten Optimierungsmaßnahmen anhand des Jahrespelleteinsatzes für die Anlage C15, Niedertemperatur

Erläuterungen: * Pelleteinsatz korrigiert nach Jahreswärmeverbrauch;

** Gesamtnutzungsgrad berechnet als Verhältnis der verbrauchten Heizwärme zum Energieeinsatz (Primärenergieeinsatz Pellet)

		Jahres-Pelleteinsatz*	Änderung d. Pelleteinsatzes zu Basisanlage 0	Jahres-nutzungsgrad der Heizwärme-bereitstellung**	Änderung d. Nutzungsgrades zu Basisanlage 0
		[kg _{rs}]	[kg _{rs}]	[%]	[%-Punkte]
Basisanlage 0		3.567	-	78,7	-
Sensitivitätsanalyse - Basisanlage 0	Rohrisolierung +30mm	3.255	-312	86,2	7,5
	Rohrlänge -50%	3.369	-198	83,3	4,6
	Kesselvorlauftemperatur -3°C	3.528	-39	79,6	0,9
	Rauchgastemperatur -10°C	3.537	-30	79,3	0,6
	O ₂ -Gehalt im Rauchgas -1%	3.555	-12	78,9	0,2
	Stillstandsverluste des Kessels an Umgebung -45%	3.560	-7	78,9	0,2
	Thermische Kesselmasse (inkl. Wasserinhalt) -10%	3.565	-2	78,7	0,0

Optimierungen am Kessel:

Durch die Absenkung der Rauchgastemperatur um 10 °C über den gesamten Betriebsbereich des Kessels kann wegen geringerer Rauchgasverluste der Kesselnutzungsgrad um 0,7 % auf 90,2 % gesteigert werden. Die Absenkung der Rauchgastemperatur hat auf den Nutzungsgrad des Verteilsystems keinen wesentlichen Einfluss. Der Jahresnutzungsgrad der Heizwärmebereitstellung steigt um 0,6 %-Punkte auf 79,3 %, der Jahrespelleteinsatz sinkt um 30 kg.

Die Verringerung des O₂-Gehaltes im Rauchgas um 1 % über den gesamten Betriebsbereich des Kessels bewirkt wegen geringerer Rauchgasverluste eine Erhöhung des Kesselnutzungsgrades um 0,3 %-Punkte. Alle anderen Verluste ändern sich nicht wesentlich. Der Nutzungsgrad der Heizwärmebereitstellung steigt um 0,2 %-Punkte auf 78,9 %, der jährliche Pelleteinsatz sinkt um 12 kg.

Durch die Reduzierung der Wärmeübertragungsrate von der Kesseloberfläche an die Umgebung bei Stillstand des Kessels um 45 % steigt der Kesselnutzungsgrad um 0,2 %-Punkte. Die Verbesserung ist auf geringere Umgebungsverluste des Kessels im Betrieb und beim An-/Abfahren begründet. Der Nutzungsgrad der Heizwärmebereitstellung steigt um 0,2 %-Punkte auf 78,9 %, der Pelleteinsatz sinkt um 7 kg pro Jahr. Im Gegensatz zu den simulierten Anlagenvarianten A und B wirkt sich die Reduzierung der Wärmeübertragungsrate bei Anlagenvariante C stärker aus, da der Kessel im „Stand Alone“ Betrieb häufiger ein-/ausschaltet.

Die Verringerung der thermischen Kesselmasse inkl. Wasserinhalt um 10 % hat in der Basisanlage 0 keinen wesentlichen Einfluss auf den Jahresnutzungsgrad des Kessels.

Optimierungen an der Steuerung/Regelung:

Durch die Absenkung der Kesselvorlauftemperatur um 3 °C sinkt das mittlere Temperaturniveau des gesamten Heizsystems, der Heizsystem-Nutzungsgrad steigt um 0,7 %-Punkte. Auch die Umgebungsverluste des Kessels sinken. Der Kesselnutzungsgrad steigt um 0,3 %-Punkte. Insgesamt bewirkt die Absenkung der Kesselvorlauftemperatur

eine Verbesserung des Nutzungsgrades der Heizwärmebereitstellung um 0,9 %-Punkte auf 79,6 %. Jährlich können durch diese Maßnahme rund 39 kg Pellet eingespart werden.

Optimierungen an der Hardware:

Bei den untersuchten Maßnahmen bewirkt die Isolierung der Rohre die größte Effizienzsteigerung. Durch die Isolierung der Rohrleitungen sinken die Verluste des Verteilsystems, dies wirkt sich positiv auf den Heizsystem-Nutzungsgrad aus. Dieser steigt um 9,0 %-Punkte. Der Kessel wird durch die verminderte Wärmeanforderung in einem Bereich niedrigerer relativer Last und damit in einem Bereich niedrigeren Wirkungsgrades betrieben. Die Umgebungsverluste des Kessels nehmen zu, die Rauchgasverluste bleiben in etwa gleich. Der Kesselnutzungsgrad verschlechtert sich um 0,6 %-Punkte. Insgesamt kann durch Anbringung von Isoliermaterial der Stärke 30 mm der Jahresnutzungsgrad der Heizwärmebereitstellung noch um 7,5 %-Punkte auf 86,2 % gesteigert werden. Der jährliche Pelleteinsatz sinkt durch diese Maßnahme um 312 kg.

Ein ähnlicher Effekt wie bei der Rohrisolierung wird durch die Kürzung der Rohrlängen um 50 % erreicht. Durch die Rohrlängenkürzung sinken die Rohrleitungsverluste, der Heizsystem-Nutzungsgrad steigt um 5,6 %-Punkte. Der Kesselnutzungsgrad sinkt wegen des Betriebs des Kessels mit niedrigerer relativer Last um 0,3 %-Punkte. Der Jahresnutzungsgrad der Heizwärmebereitstellung steigt um 4,6 %-Punkte auf 83,3 %, dies hat eine Jahrespelleteinsparung von 198 kg zur Folge.

Zusammenfassend kann für die untersuchten Maßnahmen festgestellt werden, dass durch die Isolierung der Rohre die Effizienzsteigerung am größten ist. Auch durch die Senkung der Vorlauftemperatur kann eine deutliche Verbesserung erzielt werden. Die Senkung der Rauchgastemperatur und des O₂-Gehaltes im Rauchgas, sowie die Verminderung der Kesselstillstandsverluste haben in erster Linie eine effizienzsteigernde Auswirkung auf den Kessel. Optimierungsmaßnahmen am Kessel betreffend, hatte die Minimierung der thermischen Kesselmasse keine Auswirkung.

Bewertung der Maßnahmen für die Hochtemperaturvariante

Die, nach korrigiertem Pelleteinsatz, gereihten Optimierungsmaßnahmen der Anlagenvariante C15-Hochtemperatur sind in Tabelle 27 aufgelistet. Eine detaillierte Auswertung der Ergebnisse ist in Tabelle A1-5 (Anhang A) zu finden. Verglichen mit der Niedertemperaturvariante zeigt die Hochtemperaturvariante in der Basisanlage 0 einen deutlich niedrigeren Jahresnutzungsgrad der Heizwärmebereitstellung von 66,7 % und einen höheren Jahrespelleteinsatz von 4.206 kg.

Den Kessel betreffend hat wie bei Anlage C15-Niedertemperatur die Reduzierung der thermischen Kesselmasse und die Verminderung der Kessel-Stillstandsverluste keinen wesentlichen Einfluss auf den Anlagenjahresnutzungsgrad.

Wegen der, um 35 °C höheren Vorlauftemperatur der Verbraucher wirken sich jene Maßnahmen mit dem Ziel, das mittlere Temperaturniveau des Heizungssystems abzusenken nicht so stark auf den Anlagennutzungsgrad aus, wie bei der Niedertemperaturvariante. Daher hat die Absenkung der Kesselvorlauftemperatur keine so große Auswirkung wie bei der Niedertemperaturvariante.

5 Ergebnisse und Diskussion

In der Hochtemperaturvariante kann durch die Isolierung bzw. die Verkürzung der Rohrleitung eine stärkere Effizienzsteigerung als bei der Niedertemperaturvariante erzielt werden.

Ansonsten Verhalten sich die Optimierungsmaßnahmen ähnlich zu denen der Niedertemperaturvariante.

Tabelle 27: Ranking der untersuchten Optimierungsmaßnahmen anhand des Jahrespelleteinsatzes für die Anlage C15, Hochtemperatur

Erläuterungen: * Pelleteinsatz korrigiert nach Jahreswärmeverbrauch;

** Gesamtnutzungsgrad berechnet als Verhältnis der verbrauchten Heizwärme zum Energieeinsatz (Primärenergieeinsatz Pellet)

		Jahres- Pelleteinsatz*	Änderung d. Pellet- einsatzes zu Basisanlage 0	Jahres- nutzungsgrad der Heizwärme- bereitstellung**	Änderung d. Nutzungs- grades zu Basisanlage 0
		[kg _{rs}]	[kg _{rs}]	[%]	[%-Punkte]
Basisanlage 0		4.206	-	66,7	-
Sensitivitätsanalyse - Basisanlage 0	Rohrisolierung +30mm	3.517	-689	79,8	13,1
	Rohrlänge -50%	3.763	-443	74,6	7,9
	Rauchgastemperatur -10°C	4.171	-35	67,3	0,6
	O ₂ -Gehalt im Rauchgas -1%	4.190	-16	67,0	0,3
	Kesselvorlauftemperatur -3°C	4.195	-11	66,9	0,2
	Thermische Kesselmasse (inkl. Wasserinhalt) -10%	4.205	-1	66,8	0,1
	Stillstandsverluste des Kessels an Umgebung -45%	4.206	0	66,7	0,0

5.5.3.2 Diskussion der einzelnen Optimierungsmaßnahmen für Anlage C25

Im Folgenden wird der Einfluss der umgesetzten Maßnahmen auf das Simulationsergebnis der Basisanlage 0 der Anlagenvariante C25-Niedertemperatur beschrieben. Ein Ranking der Maßnahmen nach Pelleteinsatz ist in Tabelle 28 ersichtlich. Der Jahresnutzungsgrad der Heizwärmebereitstellung wurde ebenfalls angeführt. Eine detaillierte Auswertung der Ergebnisse ist in Tabelle A1-6 (Anhang A) zu finden. Anlage C25-Niedertemperatur hat in den Grundeinstellungen einen Jahresnutzungsgrad der Heizwärmebereitstellung von 81,2 %, der Kesselnutzungsgrad beträgt 89,0 %, der Jahrespelleteinsatz 5.684 kg.

5 Ergebnisse und Diskussion

Tabelle 28: Ranking der untersuchten Optimierungsmaßnahmen anhand des Jahrespelleteinsatzes für die Anlage C25, Niedertemperatur

Erläuterungen: * Pelleteinsatz korrigiert nach Jahreswärmeverbrauch;

** Gesamtnutzungsgrad berechnet als Verhältnis der verbrauchten Heizwärme zum Energieeinsatz (Primärenergieeinsatz Pellet)

		Jahres- Pelleteinsatz*	Änderung d. Pellet- einsatzes zu Basisanlage 0	Jahres- nutzungsgrad der Heizwärme- bereitstellung**	Änderung d. Nutzungs- grades zu Basisanlage 0
		[kg _{rs}]	[kg _{rs}]	[%]	[%-Punkte]
Basisanlage 0		5.684	-	81,2	-
Sensitivitätsanalyse - Basisanlage 0	Rohrisolierung +30mm	5.323	-361	86,6	5,4
	Rohrlänge -50%	5.450	-234	84,7	3,5
	Kesselvorlauftemperatur -3°C	5.629	-55	82,0	0,8
	Rauchgastemperatur -10°C	5.640	-44	81,8	0,6
	Stillstandsverluste des Kessels an Umgebung -45%	5.657	-27	81,6	0,4
	O ₂ -Gehalt im Rauchgas -1%	5.665	-19	81,5	0,3
	Thermische Kesselmasse (inkl. Wasserinhalt) -10%	5.680	-4	81,3	0,1

Optimierungen am Kessel:

Durch die Absenkung der Rauchgastemperatur um 10 °C über den gesamten Betriebsbereich des Kessels kann wegen geringerer Rauchgasverluste der Kesselnutzungsgrad um 0,7 %-Punkte auf 89,7 % gesteigert werden. Die Verminderung der Rauchgastemperatur hat auf den Nutzungsgrad des Verteilsystems keinen wesentlichen Einfluss. Der Jahresnutzungsgrad der Heizwärmebereitstellung steigt um 0,6 %-Punkte auf 81,8 %, der Jahrespelleteinsatz sinkt um 44 kg.

Die Verringerung des O₂-Gehaltes im Rauchgas um 1 % über den gesamten Betriebsbereich des Kessels bewirkt wegen geringerer Rauchgasverluste eine Erhöhung des Kesselnutzungsgrades um 0,3 %-Punkte. Alle anderen Verluste ändern sich nicht wesentlich. Der Nutzungsgrad der Heizwärmebereitstellung steigt um 0,3 %-Punkte auf 81,5 %, der jährliche Pelleteinsatz sinkt um 19 kg.

Durch die Reduzierung der Wärmeübertragungsrate von der Kesseloberfläche an die Umgebung bei Stillstand des Kessels um 45 % steigt der Kesselnutzungsgrad um 0,5 %-Punkte. Die Verbesserung ist auf geringeren Umgebungsverlusten des Kessels im Betrieb und beim An-/Abfahren begründet. Der Nutzungsgrad der Heizwärmebereitstellung steigt um 0,4 %-Punkte auf 81,6 %, der Pelleteinsatz sinkt um 27 kg pro Jahr. Im Gegensatz zu den simulierten Anlagenvarianten A und B wirkt sich die Reduzierung der Wärmeübertragungsrate bei Anlagenvariante C stärker aus, da der Kessel im „Stand Alone“ Betrieb häufiger ein-/ausschaltet.

Die Verringerung der thermischen Kesselmasse inkl. Wasserinhalt um 10 % hat in der Basisanlage 0 keinen wesentlichen Einfluss auf den Jahresnutzungsgrad des Kessels.

Optimierungen an der Steuerung/Regelung:

Durch die Absenkung der Kesselvorlauftemperatur um 3 °C sinkt das mittlere Temperaturniveau des gesamten Heizsystems, der Heizsystem-Nutzungsgrad steigt um 0,5 %-Punkte. Auch die Umgebungsverluste des Kessels sinken. Der Kesselnutzungsgrad

steigt um 0,5 %-Punkte. Insgesamt bewirkt dies eine Verbesserung des Nutzungsgrades der Heizwärmebereitstellung um 0,8 %-Punkte auf 82,0 %. Jährlich können durch diese Maßnahme rund 55 kg Pellet eingespart werden.

Optimierungen an der Hardware:

Bei den untersuchten Maßnahmen bewirkt die Isolierung der Rohre die größte Effizienzsteigerung. Durch die Isolierung der Rohrleitungen sinken die Verluste des Verteilsystems, dies wirkt sich positiv auf den Heizsystem-Nutzungsgrad aus. Dieser steigt um 6,4 %-Punkte. Der Kessel wird durch die verminderte Wärmeanforderung in einem Bereich niedrigerer relativer Last und damit in einem Bereich niedrigeren Wirkungsgrades betrieben. Relativ betrachtet, auf die Kessel-Nutzenergie bezogen nehmen die Umgebungsverluste des Kessels zu, die Rauchgasverluste bleiben in etwa gleich. Der Kesselnutzungsgrad verschlechtert sich um 0,3 %-Punkte. Insgesamt kann durch Anbringung von Isoliermaterial der Stärke 30 mm der Jahresnutzungsgrad der Heizwärmebereitstellung noch um 5,4 %-Punkte auf 86,6 % gesteigert werden. Der jährliche Pelleteinsatz sinkt durch diese Maßnahme um 361 kg.

Ein ähnlicher Effekt wie bei der Rohrisolierung wird durch die Kürzung der Rohrlängen um 50 % erreicht. Durch die Rohrlängenkürzung sinken die Rohrleitungsverluste, der Heizsystem-Nutzungsgrad steigt um 4,1 %-Punkte. Der Kesselnutzungsgrad sinkt wegen des Betriebs des Kessels mit niedrigerer relativer Last um 0,2 %-Punkte. Der Jahresnutzungsgrad der Heizwärmebereitstellung steigt um 3,5 %-Punkte auf 84,7 %, dies hat eine Jahrespelleteinsparung von 234 kg zur Folge.

Zusammenfassend kann für die untersuchten Maßnahmen festgestellt werden, dass durch die Isolierung der Rohre die Effizienzsteigerung am größten ist. Auch durch die Senkung der Vorlauftemperatur kann eine deutliche Verbesserung erzielt werden. Die Senkung der Rauchgastemperatur und des O₂-Gehaltes im Rauchgas, sowie die Verminderung der Kesselstillstandsverluste haben in erster Linie eine effizienzsteigernde Auswirkung auf den Kessel. Optimierungsmaßnahmen am Kessel betreffend, hatte die Minimierung der thermischen Kesselmasse kaum eine Auswirkung.

Bewertung der Maßnahmen für die Hochtemperaturvariante

Die, nach korrigiertem Pelleteinsatz, gereihten Optimierungsmaßnahmen der Anlagenvariante C25-Hochtemperatur sind in Tabelle 29 aufgelistet. Eine detaillierte Auswertung der Ergebnisse ist in Tabelle A1-6 (Anhang A) zu finden. Verglichen mit der Niedertemperaturvariante zeigt die Hochtemperaturvariante in der Basisanlage 0 einen deutlich niedrigeren Jahresnutzungsgrad der Heizwärmebereitstellung von 70,7 % und einen höheren Jahrespelleteinsatz von 6.528 kg.

Den Kessel betreffend hat wie auch bei Anlage C25-Niedertemperatur die Reduzierung der thermischen Kesselmasse keinen wesentlichen Einfluss auf den Anlagenjahresnutzungsgrad.

Wegen der, um 35 °C höheren Vorlauftemperatur der Verbraucher wirken sich jene Maßnahmen mit dem Ziel, das mittlere Temperaturniveau des Heizungssystems abzusenken nicht so stark auf den Anlagennutzungsgrad aus, wie bei der Niedertemperaturvariante. Daher hat die Reduzierung der Kesselvorlauftemperatur keine so große Auswirkung wie bei der Niedertemperaturvariante.

5 Ergebnisse und Diskussion

In der Hochtemperaturvariante kann durch die Isolierung bzw. die Verkürzung der Rohrleitung eine stärkere Effizienzsteigerung als bei der Niedertemperaturvariante erzielt werden.

Ansonsten Verhalten sich die Optimierungsmaßnahmen ähnlich zu denen der Niedertemperaturvariante.

Tabelle 29: Ranking der untersuchten Optimierungsmaßnahmen anhand des Jahrespelleteinsatzes für die Anlage C25, Hochtemperatur

Erläuterungen: * Pelleteinsatz korrigiert nach Jahreswärmeverbrauch;

** Gesamtnutzungsgrad berechnet als Verhältnis der verbrauchten Heizwärme zum Energieeinsatz (Primärenergieeinsatz Pellet)

		Jahres- Pelleteinsatz*	Änderung d. Pellet- einsatzes zu Basisanlage 0	Jahres- nutzungsgrad der Heizwärme- bereitstellung**	Änderung d. Nutzungs- grades zu Basisanlage 0
		[kg _{rs}]	[kg _{rs}]	[%]	[%-Punkte]
Basisanlage 0		6.528	-	70,7	-
Sensitivitätsanalyse - Basisanlage 0	Rohrisolierung +30mm	5.728	-800	80,5	9,8
	Rohrlänge -50%	5.994	-534	77,0	6,3
	Stillstandsverluste des Kessels an Umgebung -45%	6.473	-55	71,3	0,6
	Rauchgastemperatur -10°C	6.478	-50	71,2	0,5
	Kesselvorlauftemperatur -3°C	6.497	-31	71,1	0,4
	O ₂ -Gehalt im Rauchgas -1%	6.501	-27	71,0	0,3
	Thermische Kesselmasse (inkl. Wasserinhalt) -10%	6.519	-9	70,8	0,1

5.5.4 Reihung der Einzelmaßnahmen

Die Sensitivitätsanalyse hat gezeigt, dass die einzelnen Maßnahmen unterschiedliche Verbesserungen der Heizungsanlage bewirken. Im Folgenden sind die Maßnahmen eingeteilt in Optimierungen am Kessel, an der Steuerung/Regelung, der Isolierung - Dimensionierung und Neukonzeptionierung, gereiht nach ihrem Optimierungspotenzial aufgelistet. Nicht jede Optimierungsmaßnahme ist bei den drei Anlagenvarianten A, B, C anwendbar, daher ist zu jeder Maßnahme angeführt, bei welcher Variante sie umgesetzt wurde.

Optimierungsmaßnahmen am Kessel

- Senkung der Rauchgastemperatur um 10°C (A, B, C)
- Senkung des O₂-Gehaltes im Rauchgas um 1% für Volllast, Teillast und Taktbetrieb (A, B, C)
- Reduktion der Wärmeübertragungsrate an die Umgebung bei Kesselstillstand um 45% (A, B, C)
- Reduktion der thermischen Kesselmasse (inklusive Wasserinhalt) um 10% (A, B, C)

Optimierungsmaßnahmen an der Steuerung/Regelung

- Senkung der Kesselvorlauftemperatur um 3°C (A, B, C)
- Senkung des Niveaus der Kesselsteuerung um 3°C (A, B)
- Verminderung der Bandbreite der Kesselsteuerung um 6°C (A, B)
- Senkung des Niveaus der Solarpumpensteuerung um 3°C (A)
- Erhöhung der Bandbreite der Solarpumpensteuerung um 4°C (A)
- Totalabschaltung des Kessels im Sommer-Warmwasserbereitung über Solaranlage (A)
- Kesselsteuerung über Differenz Puffertemperatur oben, Puffertemperatur unten (A, B)

Optimierungsmaßnahmen betreffend Isolierung und Dimensionierung

- Isolierung der Rohre mit 30mm Isoliermaterial (A, B, C)
- Reduktion der Rohrlänge um 50% (A, B, C)
- „Downsizing“-Investitionskosteneinsparung: Implementierung von Kessel Therm10 (A25, B25)
- Erhöhung der Kollektorfläche um 15m² (A)
- Zusätzliche Isolierung des Puffers auf 130mm Isolierdicke (A, B)

Optimierungsmaßnahme durch Neukonzeptionierung

- Integration des Kessels in den Pufferspeicher (A, B)

Die folgenden Aussagen gelten für die, in der Sensitivitätsanalyse betrachteten Anlagen der Jahressimulation, die Optimierungen könnten für Anlagen mit anderen Komponenten noch deutlich höher ausfallen.

Den Kessel betreffend, stellte sich die Senkung der Rauchgastemperatur als sinnvollste Variante heraus. Erwartungsgemäß verringern sich dadurch die Rauchgasverluste, folglich steigt der Kesselnutzungsgrad. Der Nutzungsgrad des Puffer/Heizsystems änderte sich kaum. Auch die Senkung des O₂-Gehaltes im Rauchgas bewirkte eine Verminderung der Rauchgasverluste und damit eine Steigerung des Kesselnutzungsgrades. Die Reduktion der Wärmeübertragungsrate an die Umgebung bei Stillstand des Kessels bzw. die Reduktion der thermischen Kesselmasse brachten kaum Verbesserungen, dies ist auf der geringen Anzahl an Kesselstarts/-stopps und die relativ geringe Wärmekapazität der Kessels Therm10 und Therm15 zurückzuführen. Generell ist anzumerken, dass die untersuchten Kessel Therm10 und Therm15 der Fa. Guntamatic in der Jahressimulation der Basisanlage bereits hohe Nutzungsgrade erreichten und daher das Optimierungspotenzial nicht so groß war. Bei weiterer Absenkung der Rauchgastemperatur bzw. des O₂-Gehaltes im Rauchgas um mehrere Prozente könnte der Kesselnutzungsgrad noch deutlicher gesteigert werden.

Die Regelung betreffend, hatte die Senkung der Kesselvorlauftemperatur die größte Auswirkung. Geringere Umgebungsverluste des Kessels, sowie niedrigere Rohrleitungs- und Pufferverluste machen sich positiv beim Kessel- und Verteilnutzungsgrad bemerkbar. Auch die Senkung des Niveaus der Kesselsteuerung hatte einen, wenn auch geringeren, positiven Einfluss. Durch die Absenkung nimmt der Kessel bei Erreichen einer niedrigeren Einschalttemperatur den Betrieb auf und wird bei niedrigerer Ausschalttemperatur außer Betrieb genommen. Folglich ergibt dies ein niedrigeres mittleres Temperaturniveau des Heizungssystems, wodurch die Verluste reduziert und der Nutzungsgrad des Verteilsystems und des Kessels gesteigert wird. Die Kesselsteuerung über eine Pufferdifferenztemperatur brachte kein zufriedenstellendes Ergebnis. Generell wird empfohlen jene Maßnahmen der Steuerung/Regelung, die zu einer konsistenten Effizienzsteigerung führten umzusetzen, da sie keine zusätzlichen Investitionskosten verursachen.

Die Isolierung/Dimensionierung betreffend, stellte sich die Isolierung der Rohre als sinnvollste Maßnahme heraus. Generell hat diese Optimierung den größten positiven Einfluss auf den Nutzungsgrad der Gesamtanlage bedingt durch eine deutliche Reduzierung der Wärmeverluste der Rohrleitungen. Auch das Betriebsverhalten des Kessels wird durch die Isolierung beeinflusst. Durch die geringere Wärmeanforderung verkürzt sich die Betriebszeit des Kessels. Gleichzeitig steigt aber die Anzahl der Starts. Insgesamt sinkt die relative Last des Kessels. Der Kessel wird des Öfteren im

Teillastbereich und damit im Bereich niedrigeren Wirkungsgrades betrieben. Durch die Isolierung der Rohrleitungen steigen die Pufferverluste, begründet auf eine höheren mittleren Puffertemperatur, da der Kesselvorlauf durch die Isolierung mit höherer Temperatur in den Puffer eintritt. Durch die zusätzliche Isolierung des Pufferspeichers werden erwartungsgemäß die Pufferverluste gesenkt, wobei diese nur einen kleinen Anteil an den Verlusten der Wasserhydraulik ausmachen und am Puffer in den Grundeinstellungen ohnehin Isoliermaterial der Stärke 100 mm angebracht ist. Diese Maßnahme zeigt daher keine so große Wirkung wie die Isolierung der Rohrleitungen

Die Integration des Kessels in den Pufferspeicher ist eine sinnvolle Möglichkeit um die Verluste des Kessels an die Umgebung zu minimieren. Als Maßnahme der Neukonzeptionierung wurde die Integration des Kessels bei der Auswertung der optimierten Anlagenvarianten geprüft und ist daher in Kapitel 5.6 erläutert.

Die, als sinnvoll geprüften Maßnahmen der Sensitivitätsanalyse wurden zu Optimierungspaketen zusammengefasst und sind in Tabelle 30 aufgelistet.

5.5.5 Technische Bewertung der Einzelmaßnahmen

Mit dem Feuerungshersteller Guntamatic wurde vor der Sensitivitätsanalyse abgesprochen, welche Maßnahmen am Kessel technisch möglich sind. Bezüglich Rauchgastemperatur ist eine Reduktion von 10°C möglich, ohne dabei Brennwerttechnologie einsetzen zu müssen. Auch beim O₂-Gehalt im Rauchgas erscheint eine Reduktion um 1 % durch Optimierungen an der Brennkammer realistisch. Eine Verminderung der thermischen Kesselmasse ist kaum noch möglich, da der Kessel bereits eine sehr niedrige thermische Kesselmasse aufweist. Außerdem hat die Sensitivitätsanalyse gezeigt, dass die Umgebungsverluste des Kessels durch die Änderung der Kesselmasse aufgrund des bereits geringen Ausgangswertes in der Basisvariante nicht wesentlich beeinflusst werden können. Die Wärmeübertragungsrate des Kessels an die Umgebung (bei Stillstand) kann durch Schließen der Luftklappen, also durch Unterbrechung des natürlichen Kaminzuges noch wesentlich reduziert werden. Eine Reduktion der Wärmeübertragungsrate um 45 % erscheint realistisch. Die Isolierung der Rohrleitungen stellt eine sinnvolle Maßnahme dar und ist aus technischer Sicht in jedem Fall zu empfehlen. Aus technischer Sicht ist es auch möglich, den Pelletkessel direkt im Pufferspeicher zu integrieren, es gibt bereits Kesselhersteller, die solche Kombisysteme anbieten. Alle weiteren Optimierungsmaßnahmen betreffen die Software/Regelung und können ohne zusätzlichen Kostenaufwand umgesetzt werden.

5.6 Auswertung der optimierten Anlagenvarianten

Generell zeigen alle Varianten bereits in den mit den Feuerungshersteller Guntamatic abgestimmten Grundeinstellungen relativ hohe Kessel-Jahresnutzungsgrade. Dies ist einerseits auf den Taktbetrieb, der einen Betrieb des Kessels auf einem Drittel der minimalen modulierbaren Teillast ermöglicht und somit Kesselstopps minimiert, und andererseits auf die gut funktionierenden Basisregelungseinstellungen zurückzuführen.

Aus diesem Grund ist das Optimierungspotenzial beim Kessel relativ gering. Der Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage kann hingegen durch Optimierungsmaßnahmen noch wesentlich gesteigert werden.

5.6.1 Ausgewählte Optimierungsmaßnahmen

Die Auswirkungen einzelner Optimierungsmaßnahmen auf das Anlagenverhalten wurden ausführlich in Kapitel 5.5 diskutiert. Nun werden die einzelnen Maßnahmen zu Optimierungspaketen gebündelt. Die Maßnahmen wurden nach den Ergebnissen der Sensitivitätsanalyse, mit dem Ziel, den Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage zu steigern, ausgewählt.

Die Maßnahmen wurden auf die Basisanlage 2 angewendet. Basisanlage 2 entspricht den Grundeinstellungen der Feuerung bzw. Regelung/Steuerung laut Guntamatic (Siehe Kapitel 5.3) und ist mit Taktbetrieb und 24-stündigem Kesselstopp parametrisiert. Die gebündelten Optimierungsmaßnahmen sind für jede Anlagenvariante in Tabelle 30 aufgelistet.

Tabelle 30: Ausgewählte Optimierungsmaßnahmen für die Anlagenvarianten A, B, C
Erläuterungen: HT...Optimierungsmaßnahme nur bei Hochtemperaturvariante;
 NT...Optimierungsmaßnahme nur bei Niedertemperaturvariante

	Anlage A		Anlage B		Anlage C	
	15MWh	25MWh	15MWh	25MWh	15MWh	25MWh
Rauchgastemperatur, Reduktion um 10°C	x	x	x	x	x	x
O ₂ -Gehalt im Rauchgas, Reduktion um 1%	x	x	x	x	x	x
Kesselvorlauftemperatur, Reduktion um 3°C	x	x	x	x	x	x
Niveau der Kesselsteuerung, Reduktion um 3°C	x	x	x	x	-	-
Niveau der Solarpumpenst. Reduktion um 3°C	x	-	-	-	-	-
Kesselvorlauftemperatur 40°C	-	-	-	-	NT	NT
Sommerabsenkung, Kesselvorlauftemp. 50°C	-	-	HT	HT	-	-
Implementierung Kessel Therm10	-	x	-	x	-	-
Rohrisolierung 30mm	x	x	x	x	x	x
ohne Taktbetrieb	x	x	x	x	x	x
Kessel in Puffer integriert	x	x	x	x	-	-

Optimierungen am Kessel:

Durch die Reduktion der Rauchgastemperatur und des O₂-Gehaltes bei den Anlage A, B und C sinken die Rauchgasverluste, daher steigt der Kesselnutzungsgrad.

Optimierungen an der Steuerung/Regelung:

Bei Anlage A, B und C kann durch die Verringerung der Kesselvorlauftemperatur das mittlere Temperaturniveau des gesamten Heizsystems abgesenkt werden, dies wirkt sich in Form geringerer Umgebungsverluste des Verteilsystems und des Kessels aus.

Bei Anlage A und Anlage B hatte die Anpassung der Kesselsteuerung eine ähnliche Auswirkung wie die Absenkung der Kesselvorlauftemperatur, das mittlere Temperaturniveau des Heizsystems kann gesenkt werden.

Im Zuge der Sensitivitätsanalyse konnte bei Anlage A mit 15 MWh Wärmeverbrauch festgestellt werden, dass durch Anpassungsmaßnahmen an der Solarpumpensteuerung (Absenkung der Einschalt-/Abschaltbedingung) der Solarertrag gesteigert werden konnte.

Bei Anlage B mit Hochtemperatur-Heizsystem bietet sich eine weitere Optimierungsmöglichkeit durch die Absenkung der Kessel-Vorlauftemperatur in den Sommermonaten ohne Heizwärmebedarf auf den Anforderungswert des Warmwassers (45 °C) an.

Bei Anlage C mit Niedertemperatur-Heizsystem wird die Vorlauftemperatur des Kessels auf 40 °C abgesenkt. Dies ist möglich, weil bei Anlage C zur Brauchwasserversorgung ein elektrisch beheizter Speicher installiert ist. Die minimale Vorlauftemperatur des Kessels ist für Therm10 und Therm15 mit 40 °C angegeben.

Bei Basisanlage 1 (siehe Kapitel 5.4) wurde der Taktbetrieb abgeschaltet, dies führte bei Anlage A und B (beide mit Pufferspeicher) zu einer Verbesserung des Anlagenjahresnutzungsgrades.

Optimierung der Dimensionierung:

In der Sensitivitätsanalyse erzielte die Rohrisolierung die größte Effizienzsteigerung. Bei Anlage A, B und C führte dies zu einer Verminderung der Rohrleitungsverluste und daher zu einer Optimierung des Verteilsystems.

Durch die Implementierung des kleineren Kessels Therm10 bei den Anlagen A und B kann einerseits der Nutzungsgrad der Anlage gesteigert werden, andererseits können auch Investitionskosten eingespart werden.

Auch wurde geprüft, in welchem Ausmaß sich das Anlagenverhalten durch die Integration des Kessels in den Pufferspeicher verbessern lässt.

Die detaillierten Auswertetabellen zu den Anlagenvarianten sind in Anhang A2 angeführt. Die Optimierungsmaßnahmen wurden nacheinander auf die Basisanlage 2 angewendet. Letzterer Optimierungsschritt beinhaltet zugleich auch alle vorherigen Optimierungsmaßnahmen. Somit lässt sich feststellen, wie sich die einzelnen Maßnahmen in der Kombination auf den Anlagennutzungsgrad auswirken.

5.6.2 Anlage A

Ausgangsanlage für die Optimierung war Basisanlage 2. Basisanlage 2 ist mit Taktbetrieb und regelmäßigem Kesselstopp alle 24 Stunden nach den Standardeinstellungen des Feuerungsherstellers Guntamatic parametrisiert. Alle durchgeführten Maßnahmen an Anlage A sind in Tabelle 30 aufgelistet. Bei einigen Optimierungsmaßnahmen kam es zu Abweichungen vom Zielwärmeverbrauch von 15 bzw. 25 MWh/a (maximale Abweichung 3,0 %). Um für vergleichbare Bedingungen bei der Bewertung der Optimierungen zu sorgen, wurde in der folgenden Diskussion der Pelleteinsatz jeweils auf den Sollwärmeverbrauch von 15 bzw. 25 MWh/a angepasst. Die Anpassung erfolgte so, dass die Nutzungsgrade für Kessel und Gesamtanlage unverändert bleiben.

5.6.2.1 Diskussion der Ergebnisse der Anlage A15 ohne Integration des Kessels in den Pufferspeicher

Bei der Anlagenvariante mit Niedertemperatur-Heizsystem wird durch die Kombination der Einzelmaßnahmen eine maximale Anlagennutzungsgradsteigerung um 11,5 %-Punkte auf 82,4 % erreicht, das entspricht einer jährlichen Pelleteinsparung von 611 kg. Die Detailauswertung ist in Tabelle A2-1 (Anhang A2) ersichtlich. Den größten Anteil macht die Isolierung der Rohre aus. Die Optimierungen wirken sich in erster Linie positiv auf den Nutzungsgrad des Puffer/Heizsystems aus. Dieser kann um 11,8 %-Punkte auf 90,7 % gesteigert werden. Verglichen mit der Basisanlage 2 verbessert sich der Kesselnutzungsgrad um nur 0,9 %-Punkte auf 89,4 %.

Generell wird durch alle implementierten Einzelmaßnahmen, ausgenommen der Wegschaltung des Taktbetriebes, eine Pelleteinsparung erzielt.

Optimierungen am Kessel:

Die Verminderung der Rauchgastemperatur, die Senkung des O₂-Gehaltes im Rauchgas und die Absenkung der Kesselvorlauftemperatur wirken sich positiv auf den Kesselnutzungsgrad aus.

Optimierungen an der Steuerung/Regelung:

Durch die Absenkung der Ein-/Ausschaltgrenztemperatur der Kesselsteuerung (Niveau der Kesselsteuerung -3°C) ändert sich der Kesselnutzungsgrad nicht, aber der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad steigt.

Durch die Anpassung des Ein-/Ausschalttemperaturbandes der Solarkreissteuerung (Niveau der Solarpumpensteuerung -3 °C) sinkt zwar der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad, der Kesselnutzungsgrad bleibt gleich, aber der Solartrag steigt. Dies hat eine Reduzierung des jährlichen Pelletverbrauchs zur Folge.

Durch die Wegschaltung des Taktbetriebes kann weder beim Kesselnutzungsgrad, noch beim Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad eine Verbesserung erreicht werden. Die Ein-/Ausschalhäufigkeit des Kessels nimmt deutlich zu. Das begründet die höheren Umgebungs- und Rauchgasverluste des Kessels.

Optimierung der Dimensionierung:

Die angebrachte Rohrisolierung beeinflusst wegen der niedrigeren Wärmeanforderung und damit niedrigeren relativen Last den Kesselnutzungsgrad negativ. Auf die Kesselnutzenergie bezogen, bleiben zwar die Rauchgasverluste etwa gleich, aber die Verluste des Kessels an die Umgebung nehmen zu.

Bei Anlage A (15 MWh Wärmeverbrauch pro Jahr) mit Hochtemperatur-Heizsystem kann der Anlagenjahresnutzungsgrad um maximal 15,0 %-Punkte auf 76,5 % gesteigert werden, das entspricht einer jährlichen Pelleteinsparung von 981 kg. Die Detailauswertung ist in Tabelle A2-1 (Anhang A2) ersichtlich.

Verglichen mit der Variante mit Niedertemperaturheizsystem ist die Pelleteinsparung bei Installation eines Hochtemperatur-Heizsystems deutlich größer. Dies ist in erster Linie auf die Effizienzsteigerung der Rohrisolierung zurückzuführen. Begründet auf der höheren mittleren Systemtemperatur und den damit verbundenen höheren Rohrleitungsverlusten ohne Isolierung. Das größte Optimierungspotenzial liegt auch hier in der Anlage selbst und nicht am Kessel. Durch die Absenkung der Kesselvorlauftemperatur, Anpassungen an der Kesselsteuerung und der Rohrisolierung kann der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad um 16,7 % auf 87,3 % gesteigert werden. Während der Kesselnutzungsgrad nur um 0,3 % auf 85,3 % erhöht werden kann. Generell wird durch alle implementierten Einzelmaßnahmen, ausgenommen der Wegschaltung des Taktbetriebes, eine Pelleteinsparung erzielt.

Optimierungen am Kessel:

Die Senkung der Abgastemperatur und des O₂-Gehaltes im Rauchgas wirken sich positiv auf den Kesselnutzungsgrad aus, haben auf den Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad keinen Einfluss.

Optimierungen an der Steuerung/Regelung:

Auch die Absenkung der Kesselvorlauftemperatur und die Anpassung der Kesselsteuerung wirken sich positiv auf den Kesselnutzungsgrad aus.

Durch die Anpassung der Solarkreissteuerung kann der Solarertrag gesteigert werden, dies wirkt sich positiv auf den Pelleteinsatz aus. Der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad sinkt zwar etwas, der Kesselnutzungsgrad ändert sich aber nicht.

Durch die Wegschaltung des Taktbetriebes kann keine Verbesserung des Anlagenverhaltens erzielt werden. Das häufige Ein-/Ausschalten beeinflusst sowohl den Kessel- als auch den Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad negativ.

Optimierung der Dimensionierung:

Wie bei Anlage A mit Niedertemperatur-Heizsystem beeinflusst auch bei Hochtemperatur-Heizsystem die angebrachte Rohrisolierung den Kesselnutzungsgrad negativ.

5.6.2.2 Diskussion der Ergebnisse der Anlage A15 mit Integration des Kessels in den Pufferspeicher

Die Integration des Kessels in den Pufferspeicher führt bei Niedertemperatur-Heizsystem zu einer zusätzlichen Steigerung des Anlagennutzungsgrades um 6,8 %-Punkte auf 89,2 %, das entspricht einer zusätzlichen Pelleteinsparung von 319 kg. Die als Umgebungsverluste des Kessels ausgewiesene Abwärme wird nun als Nutzwärme dem Pufferspeicher zugeführt. Der Kesselnutzungsgrad kann zusätzlich um 5,8 %-Punkte auf 95,2 % gesteigert werden. Durch die Integration fallen auch die Rohrleitungen zwischen Kessel und Pufferspeicher weg, dies führt zu einer weiteren Erhöhung des Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrades um 2,3 %-Punkte auf 93,0 %.

Bei der Variante mit Hochtemperatur-Heizsystem kann der Kesselnutzungsgrad um 8,6 %-Punkte auf 94,8 %, der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad um 3,1 %-Punkte auf 90,4 % gesteigert werden. Insgesamt steigt der Anlagennutzungsgrad durch die Integration des Kessels in den Pufferspeicher um 9,7 %-Punkte auf 86,2 %, die zusätzliche Pelleteinsparung beträgt 547 kg. Die Einsparung ist gegenüber der Variante mit Niedertemperatur-Heizsystem deutlich größer. Dies liegt daran, dass der Kessel in der Hochtemperaturvariante um rund 70 % höhere Umgebungsverluste aufweist, daher ist das Optimierungspotenzial größer als bei der Variante mit Niedertemperatur-Heizsystems.

Generell ist anzuführen, dass die Hochtemperaturvariante von Anlage A15 mehr Potenzial für die Umsetzung der Optimierungsmaßnahmen bietet. Betrachtet man den Jahresnutzungsgradunterschied der Gesamtanlage zwischen Hoch- und Niedertemperaturvariante vor und nach der Implementierung der Optimierungsmaßnahmen, so stellt man fest, dass die Differenz nach der Optimierung deutlich geringer ausfällt. Vor den Optimierungen wies Anlage A15 einen Jahresnutzungsgradunterschied von 9,4 % nach den Optimierungen (inklusive Integration des Kessels in den Pufferspeicher) von nur 3 % auf.

5.6.2.3 Diskussion der Ergebnisse der Anlage A25 ohne Integration des Kessels in den Pufferspeicher

Bei der Anlagenvariante mit Niedertemperatur-Heizsystem wird durch die Kombination der Einzelmaßnahmen eine maximale Anlagennutzungsgradsteigerung um 10,5 %-Punkte auf 85,4 % erreicht, das entspricht einer jährlichen Pelleteinsparung von 814 kg. Die Detailauswertung ist in Tabelle A2-2 (Anhang A2) ersichtlich. Den größten Anteil macht die Isolierung der Rohre aus. Die Optimierungen wirken sich in erster Linie positiv auf den Nutzungsgrad des Puffer/Heizsystems aus. Dieser kann um 9,5 %-Punkte auf 93,1 % gesteigert werden. Verglichen mit der Basisanlage 2 verbessert sich der Kesselnutzungsgrad um nur 2,2 %-Punkte auf 90,5 %.

Alle Maßnahmen, ausgenommen die Rohrisolierung und der Taktbetrieb wirken sich positiv auf den Kesselnutzungsgrad aus. Der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad kann durch alle Maßnahmen, außer durch die Absenkung der Abgastemperatur und des O₂-Gehaltes im Rauchgas gesteigert werden. Generell wird durch alle implementierten Einzelmaßnahmen eine Pelleteinsparung erzielt (Pelleteinsatz korrigiert nach Sollwärmeverbrauch 15 MWh/a bzw. 25 MWh/a).

Optimierungen am Kessel:

Die Senkung der Abgastemperatur und des O₂-Gehaltes im Rauchgas wirken sich positiv auf den Kesselnutzungsgrad aus, haben auf den Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad keinen Einfluss.

Optimierungen an der Steuerung/Regelung:

Durch die Wegschaltung des Taktbetriebes kann beim Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad eine Verbesserung erzielt werden, der Kesselnutzungsgrad ändert sich nicht.

Optimierung der Dimensionierung:

Die angebrachte Rohrisolierung beeinflusst wegen der niedrigeren Wärmeanforderung und damit niedrigeren relativen Last den Kesselnutzungsgrad negativ. Auf die Kesselnutzenergie bezogen, bleiben zwar die Rauchgasverluste etwa gleich, aber die Verluste des Kessels an die Umgebung nehmen zu.

Die Implementierung des kleineren Kessels Therm10 bewirkt sowohl eine Steigerung des Kessel-, als auch des Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad.

Bei Anlage A25 mit Hochtemperatur-Heizsystem kann der Anlagenjahresnutzungsgrad um maximal 13,6 %-Punkte auf 79,7 % gesteigert werden, das entspricht einer jährlichen Pelleteinsparung von 1295 kg. Die Detailauswertung ist in Tabelle A2-2 (Anhang A2) ersichtlich.

Verglichen mit der Niedertemperaturvariante ist die Pelleteinsparung bei der Hochtemperaturvariante deutlich größer. Dies ist in erster Linie auf die Effizienzsteigerung der Rohrisolierung zurückzuführen und lässt sich auf die höhere mittlere Systemtemperatur und den damit verbundenen höheren Rohrleitungsverlusten begründen. Das größte Optimierungspotenzial liegt auch hier in der Anlage selbst und nicht am Kessel. Durch die Absenkung der Kesselvorlauftemperatur, den Anpassungsmaßnahmen an der Kesselsteuerung, der Rohrisolierung und der Wegschaltung des Taktbetriebes kann der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad um 13,6 % auf 89,9 % gesteigert. Alle Maßnahmen, ausgenommen der Rohrisolierung und des Taktbetriebes wirken sich positiv auf den Kesselnutzungsgrad aus. Der Kessel weist ohnehin einen relativ hohen Nutzungsgrad auf, aber kann noch um 2,0 % auf 87,4 % gesteigert werden. Generell wird durch alle implementierten Einzelmaßnahmen eine Pelleteinsparung erzielt.

Optimierungen am Kessel:

Die Senkung der Abgastemperatur und des O₂-Gehaltes im Rauchgas wirken sich positiv auf den Kesselnutzungsgrad aus, haben auf den Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad keinen Einfluss.

Optimierungen an der Steuerung/Regelung:

Durch die Wegschaltung des Taktbetriebes kann beim Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad eine Verbesserung erzielt werden, der Kesselnutzungsgrad ändert sich kaum.

Optimierung der Dimensionierung:

Wie bei der Niedertemperaturvariante beeinflusst auch bei der Hochtemperaturvariante die angebrachte Rohrisolierung den Kesselnutzungsgrad negativ.

5.6.2.4 Diskussion der Ergebnisse der Anlage A25 mit Integration des Kessels in den Pufferspeicher

Die Integration des Kessels in den Pufferspeicher führt bei der Niedertemperaturvariante zu einer zusätzlichen Steigerung des Anlagennutzungsgrades um 4,1 %-Punkte auf 89,5 %, das entspricht einer zusätzlichen Pelleteinsparung von 278 kg. Die als Umgebungsverluste des Kessels ausgewiesene Abwärme wird nun als Nutzwärme dem Pufferspeicher zugeführt. Der Kesselnutzungsgrad kann zusätzlich um 3,8 %-Punkte auf 94,3 % gesteigert werden. Durch die Integration fallen auch die Rohrleitungen zwischen Kessel und Pufferspeicher weg, dies führt zu einer weiteren Erhöhung des Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrades um 1,0 %-Punkte auf 94,1 %.

Bei der Hochtemperaturvariante kann der Kesselnutzungsgrad um weitere 8,2 %-Punkte auf 93,6 %, der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad um weitere 1,9 %-Punkte auf 91,8 % gesteigert werden. Insgesamt steigt der Anlagennutzungsgrad durch die Integration des Kessels in den Pufferspeicher zusätzlich um 6,8 %-Punkte auf 86,5 %, die zusätzliche Pelleteinsparung beträgt 522 kg. Die Einsparung ist gegenüber der Niedertemperaturvariante deutlich größer. Dies liegt daran, dass der Kessel in der Hochtemperaturvariante um rund 70 % höhere Umgebungsverluste aufweist, daher ist das Optimierungspotenzial größer als bei der Niedertemperaturvariante.

Generell ist anzuführen, dass die Hochtemperaturvariante mehr Potenzial für die Umsetzung der Optimierungsmaßnahmen bietet. Betrachtet man den Jahresnutzungsgradunterschied der Gesamtanlage zwischen Hoch- und Niedertemperaturvariante vor und nach der Implementierung der Optimierungsmaßnahmen so stellt man fest, dass die Differenz nach der Optimierung deutlich geringer ausfällt. Vor den Optimierungen wies Anlage A25 einen Jahresnutzungsgradunterschied von 8,8 % nach den Optimierungen (inklusive Integration des Kessels in den Pufferspeicher) von nur 3,0 % auf.

5.6.3 Anlage B

Ausgangsanlage für die Optimierung war Basisanlage 2. Basisanlage 2 ist mit Taktbetrieb und regelmäßigem Kesselstopp alle 24 Stunden nach den Standardeinstellungen des Feuerungsherstellers Guntamatic parametrisiert. Alle durchgeführten Maßnahmen an Anlage B sind in Tabelle 30 aufgelistet. Bei mehreren Maßnahmen an der Anlage B kam es zu Abweichungen vom Zielwärmeverbrauch von 15 bzw. 25 MWh/a (maximale Abweichung 3,4 %). Um für vergleichbare Bedingungen bei der Bewertung der Optimierungen zu sorgen, wurde in der folgenden Diskussion der Pelleteinsatz jeweils auf den Sollwärmeverbrauch von 15 bzw. 25 MWh/a angepasst. Die Anpassung erfolgte so, dass die Nutzungsgrade für Kessel und Gesamtanlage unverändert bleiben.

5.6.3.1 Diskussion der Ergebnisse der Anlage B15 ohne Integration des Kessels in den Pufferspeicher

Bei der Anlagenvariante mit Niedertemperaturwärmeverbrauchern wird durch die Kombination der Einzelmaßnahmen eine maximale Anlagennutzungsgradsteigerung um 16,9 %-Punkte auf 82,1 % erreicht, das entspricht einer jährlichen Pelleteinsparung von 978 kg. Die Detailauswertung ist in Tabelle A2-3 (Anhang A2) ersichtlich. Den größten Anteil macht die Isolierung der Rohre aus. Die Optimierungen wirken sich in erster Linie positiv auf den Nutzungsgrad des Puffer/Heizsystems aus. Dieser kann um 16,7 %-Punkte auf 93,0 % gesteigert werden. Verglichen mit der Basisanlage 2 verbessert sich der Kesselnutzungsgrad um 2,9 %-Punkte auf 88,3 %.

Alle Maßnahmen, außer die Anpassung der Kesselsteuerung wirken sich positiv auf den Kesselnutzungsgrad aus. Durch die Absenkung der Kesselvorlauftemperatur, der Rohrisolierung und des Taktbetriebes kann eine Steigerung des Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad erzielt werden. Generell wird durch alle implementierten Einzelmaßnahmen eine Pelleteinsparung erzielt.

Optimierungen am Kessel:

Die Senkung der Abgastemperatur und des O₂-Gehaltes im Rauchgas wirken sich positiv auf den Kesselnutzungsgrad aus, haben auf den Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad keinen Einfluss.

Optimierungen an der Steuerung/Regelung:

Durch die Absenkung der Ein-/Ausschaltgrenztemperatur der Kesselsteuerung (Niveau der Kesselsteuerung -3°C) ändert sicher der Kesselnutzungsgrad nicht auch der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad ändert sich nicht.

Optimierung der Dimensionierung:

Durch die Isolierung der Rohrleitungen kann die größte Effizienzsteigerung erzielt werden. Die angebrachte Rohrisolierung beeinflusst sowohl den Kesselnutzungsgrad als auch den Nutzungsgrad der Gesamtanlage positiv.

In der Hochtemperaturvariante der Anlage B15 kann der Anlagenjahresnutzungsgrad um maximal 20,7 %-Punkte auf 76,3 % gesteigert werden, das entspricht einer jährlichen Pelleteinsparung von 1.505 kg. Die Detailauswertung ist in Tabelle A2-3 (Anhang A2) ersichtlich.

Verglichen mit der Niedertemperaturvariante ist die Pelleteinsparung bei der Hochtemperaturvariante deutlich größer. Dies ist in erster Linie auf die Effizienzsteigerung der Rohrisolierung zurückzuführen. Begründet auf der höheren mittleren Systemtemperatur und den damit verbundenen höheren Rohrleitungsverlusten. Das größte Optimierungspotenzial liegt auch hier in der Anlage selbst und nicht am Kessel. Durch die Absenkung der Kesselvorlauftemperatur und die zusätzliche Sommerabsenkung, sowie durch die Rohrisolierung und die Wegschaltung des Taktbetriebes kann der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad um 22,5 % auf 89,3 % gesteigert.

Der Kesselnutzungsgrad kann um 2,1 % auf 85,4 % erhöht werden. Generell wird durch alle implementierten Einzelmaßnahmen eine Pelleteinsparung erzielt.

Optimierungen am Kessel:

Die Senkung der Abgastemperatur und des O₂-Gehaltes im Rauchgas wirken sich positiv auf den Kesselnutzungsgrad aus, haben auf den Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad keinen Einfluss.

Optimierungen an der Steuerung/Regelung:

Die Absenkung der Kesselvorlauftemperatur und die Wegschaltung des Taktbetriebes wirken sich positiv auf den Kesselnutzungsgrad aus.

Optimierung der Dimensionierung:

Durch die Isolierung der Rohrleitungen kann die größte Effizienzsteigerung erzielt werden. Die angebrachte Rohrisolierung beeinflusst wegen der niedrigeren Wärmeanforderung und damit niedrigeren relativen Last den Kesselnutzungsgrad negativ. Auf die Kesselnutzenergie bezogen, bleiben zwar die Rauchgasverluste etwa gleich, aber die Verluste des Kessels an die Umgebung nehmen zu.

5.6.3.2 Diskussion der Ergebnisse der Anlage B15 mit Integration des Kessels in den Pufferspeicher

Die Integration des Kessels in den Pufferspeicher führt bei der Niedertemperaturvariante zu einer zusätzlichen Steigerung des Anlagennutzungsgrades um 8,2 %-Punkte auf 90,3 %, das entspricht einer zusätzlichen Pelleteinsparung von 344 kg. Die als Umgebungsverluste des Kessels ausgewiesene Abwärme wird nun als Nutzwärme dem Pufferspeicher zugeführt. Der Kesselnutzungsgrad kann um 6,7 %-Punkte auf 95,0 % gesteigert werden. Durch die Integration fallen auch die Rohrleitungen zwischen Kessel und Pufferspeicher weg, dies führt zu einer Erhöhung des Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrades um 2,0 %-Punkte auf 95,0 %.

Bei der Hochtemperaturvariante kann der Kesselnutzungsgrad um 9,1 %-Punkte auf 94,5 %, der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad um 3,1 %-Punkte auf 92,4 % gesteigert werden. Insgesamt steigt der Anlagennutzungsgrad durch die Integration des Kessels in den Pufferspeicher um 11,0 %-Punkte auf 87,3 %, die zusätzliche Pelleteinsparung beträgt 515 kg. Die Einsparung ist gegenüber der Niedertemperaturvariante deutlich größer. Dies liegt daran, dass der Kessel in der Hochtemperaturvariante um rund 55 % höhere Umgebungsverluste aufweist, daher ist das Optimierungspotenzial größer als bei der Niedertemperaturvariante.

Generell ist anzuführen, dass die Hochtemperaturvariante mehr Potenzial für die Umsetzung der Optimierungsmaßnahmen bietet. Betrachtet man den Jahresnutzungsgradunterschied der Gesamtanlage zwischen Hoch- und Niedertemperaturvariante vor und nach der Implementierung der Optimierungsmaßnahmen so stellt man fest, dass die Differenz nach der Optimierung deutlich geringer ausfällt. Vor den Optimierungen wies Anlage B15 einen Jahresnutzungsgradunterschied von 9,6 % nach den Optimierungen (inklusive Integration des Kessels in den Pufferspeicher) von nur 3,0 % auf.

5.6.3.3 Diskussion der Ergebnisse der Anlage B25 ohne Integration des Kessels in den Pufferspeicher

Bei der Anlage B mit Niedertemperaturwärmeverbrauchern wird durch die Kombination der Einzelmaßnahmen eine maximale Anlagennutzungsgradsteigerung um 15,0 %-Punkte auf 85,3 % erreicht, das entspricht einer jährlichen Pelleteinsparung von 1290 kg. Die Detailauswertung ist in Tabelle A2-4 (Anhang A2) ersichtlich. Den größten Anteil macht die Isolierung der Rohre aus. Die Optimierungen wirken sich in erster Linie positiv auf den Nutzungsgrad des Puffer/Heizsystems aus. Dieser kann um 12,7 %-Punkte auf 94,7 % gesteigert werden. Verglichen mit der Basisanlage 2 verbessert sich der Kesselnutzungsgrad um 4,4 %-Punkte auf 90,1 %.

Alle Maßnahmen, außer die Rohrisolierung und die Absenkung der Kesselvorlauftemperatur wirken sich positiv auf den Kesselnutzungsgrad aus. Die Absenkung der Kesselvorlauftemperatur, die Implementierung des kleineren Kessels Therm10, die Rohrisolierung und die Wegschaltung des Taktbetriebes wirken sich positiv auf den Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad aus. Generell wird durch alle implementierten Einzelmaßnahmen eine Pelleteinsparung erzielt.

Optimierungen am Kessel:

Durch die Absenkung der Rauchgastemperatur, die Verminderung des O₂-Gehaltes im Rauchgas und die Anpassung der Kesselsteuerung kann zwar eine Steigerung des Kesselnutzungsgrades erzielt werden, der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad ändert sich aber nicht.

Optimierungen an der Steuerung/Regelung:

Durch die Wegschaltung des Taktbetriebes kann beim Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad eine Verbesserung erzielt werden, auch der Kesselnutzungsgrad kann etwas gesteigert werden.

Optimierung der Dimensionierung:

Die Implementierung des kleineren Kessels Therm10 bewirkt sowohl eine Steigerung des Kessel-, als auch des Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad.

In der Hochtemperaturvariante der Anlage B25 kann der Anlagenjahresnutzungsgrad um maximal 18,0 %-Punkte auf 79,6 % gesteigert werden, das entspricht einer jährlichen Pelleteinsparung von 1.899 kg. Die Detailauswertung ist in Tabelle A2-3 (Anhang A2) ersichtlich.

Verglichen mit der Niedertemperaturvariante ist die Pelleteinsparung bei der Hochtemperaturvariante deutlich größer. Dies ist in erster Linie auf die Effizienzsteigerung der Rohrisolierung zurückzuführen. Begründet auf der höheren mittleren Systemtemperatur und den damit verbundenen höheren Rohrleitungsverlusten ohne Isolierung. Das größte Optimierungspotenzial liegt auch hier in der Anlage selbst und nicht am Kessel. Durch die Absenkung der Kesselvorlauftemperatur und die zusätzliche Sommerabsenkung, sowie durch die Rohrisolierung und die Wegschaltung des

Taktbetriebes kann der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad um 17,3 % auf 91,4 % gesteigert werden. Der Kesselnutzungsgrad kann um 4,0 % auf 87,1 % erhöht werden.

Alle Maßnahmen, außer der Anpassung an der Kesselsteuerung wirken sich positiv auf den Kesselnutzungsgrad aus. Generell wird durch alle implementierten Einzelmaßnahmen eine Pelleteinsparung erzielt.

Optimierungen am Kessel:

Die Senkung der Abgastemperatur und des O₂-Gehaltes im Rauchgas wirken sich zwar positiv auf den Kesselnutzungsgrad aus, haben aber auf den Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad keinen Einfluss.

Optimierungen an der Steuerung/Regelung:

Durch die Wegschaltung des Taktbetriebes kann beim Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad eine Verbesserung erzielt werden, auch der Kesselnutzungsgrad kann etwas gesteigert werden.

Optimierung der Dimensionierung:

Die Implementierung des kleineren Kessels Therm10 bewirkt zwar eine Steigerung des Kesselnutzungsgrades, aber der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad sinkt. In Summe steigt der Nutzungsgrad der Gesamtanlage

5.6.3.4 Diskussion der Ergebnisse der Anlage B25 mit Integration des Kessels in den Pufferspeicher

Die Integration des Kessels in den Pufferspeicher führt bei der Niedertemperaturvariante zu einer zusätzlichen Steigerung des Anlagennutzungsgrades um 5,3 %-Punkte auf 90,6 %, das entspricht einer zusätzlichen Pelleteinsparung von 284 kg. Die als Umgebungsverluste des Kessels ausgewiesene Abwärme wird nun als Nutzwärme dem Pufferspeicher zugeführt. Der Kesselnutzungsgrad kann zusätzlich um 4,3 %-Punkte auf 94,4 % gesteigert werden. Durch die Integration fallen auch die Rohrleitungen zwischen Kessel und Pufferspeicher weg, dies führt zu einer weiteren Erhöhung des Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrades um 1,3 %-Punkte auf 96,0 %.

Bei der Hochtemperaturvariante kann der Kesselnutzungsgrad um 6,5 %-Punkte auf 93,6 %, der Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad um 2,2 %-Punkte auf 93,6 % gesteigert werden. Insgesamt steigt der Anlagennutzungsgrad durch die Integration des Kessels in den Pufferspeicher um 8,1 %-Punkte auf 87,7 %, die zusätzliche Pelleteinsparung beträgt 601 kg. Die Einsparung ist gegenüber der Niedertemperaturvariante deutlich größer. Dies liegt daran, dass der Kessel in der Hochtemperaturvariante um rund 54 % höhere Umgebungsverluste aufweist, daher ist das Optimierungspotenzial größer als bei der Niedertemperaturvariante.

Generell ist anzuführen, dass die Hochtemperaturvariante mehr Potenzial für die Umsetzung der Optimierungsmaßnahmen bietet. Betrachtet man den Jahresnutzungsgradunterschied der Gesamtanlage zwischen Hoch- und Niedertemperaturvariante vor und nach der Implementierung der Optimierungsmaßnahmen so stellt man fest, dass die Differenz nach der Optimierung deutlich geringer ausfällt. Vor den Optimierungen wies Anlage B25 einen

Jahresnutzungsgradunterschied von 8,7 % nach den Optimierungen (inklusive Integration des Kessels in den Pufferspeicher) von nur 2,9 % auf.

5.6.4 Anlage C

Ausgangsanlage für die Optimierung war Basisanlage 2. Basisanlage 2 ist mit Taktbetrieb und regelmäßigem Kesselstopp alle 24 Stunden nach den Standardeinstellungen des Feuerungsherstellers Guntamatic parametrisiert. Alle durchgeführten Maßnahmen an Anlage C sind in Tabelle 30 aufgelistet. Bei mehreren Maßnahmen an der Anlage C kam es zu Abweichungen vom Zielwärmeverbrauch von 15 bzw. 25 MWh/a (maximale Abweichung 7,6 %). Um für vergleichbare Bedingungen bei der Bewertung der Optimierungen zu sorgen, wurde in der folgenden Diskussion der Pelleteinsatz jeweils auf den Sollwärmeverbrauch von 15 bzw. 25 MWh/a angepasst. Die Anpassung erfolgte so, dass die Nutzungsgrade für Kessel und Gesamtanlage unverändert bleiben.

5.6.4.1 Diskussion der Ergebnisse der Anlage C15 ohne Integration des Kessels in den Pufferspeicher

Bei der Anlagenvariante mit Niedertemperaturwärmeverbrauchern wird durch die Kombination der Einzelmaßnahmen eine maximale Nutzungsgradsteigerung der Heizwärmebereitstellung um 9,8 %-Punkte auf 88,3 % erreicht, das entspricht einer jährlichen Pelleteinsparung von 353 kg. Die Detailauswertung ist in Tabelle A2-5 (Anhang A2) ersichtlich. Den größten Anteil macht die Isolierung der Rohre aus. Die Optimierungen wirken sich in erster Linie positiv auf den Nutzungsgrad des Heizsystems aus. Dieser kann um 9,7 %-Punkte auf 97,6 % gesteigert werden. Verglichen mit der Basisanlage 2 verbessert sich der Kesselnutzungsgrad um 1,2 %-Punkte auf 90,5 %.

Alle Maßnahmen, außer die Rohrisolierung und die Wegschaltung des Taktbetriebes wirken sich positiv auf den Kesselnutzungsgrad aus. Generell wird durch alle implementierten Einzelmaßnahmen, außer die Wegschaltung des Taktbetriebes eine Pelleteinsparung erzielt.

Optimierungen am Kessel:

Durch die Absenkung des O₂-Gehaltes im Rauchgas und der Verminderung der Rauchgastemperatur verbessert sich der Kesselnutzungsgrad, der Heizsystemnutzungsgrad ändert sich nicht.

Optimierungen an der Steuerung/Regelung:

Durch die Wegschaltung des Taktbetriebes kann weder beim Kessel, noch beim Puffer/Heizsystem eine Effizienzsteigerung erzielt werden.

Optimierung der Dimensionierung:

Durch die Isolierung der Rohrleitungen kann die größte Effizienzsteigerung erzielt werden. Die angebrachte Rohrisolierung beeinflusst wegen der niedrigeren Wärmeanforderung und damit niedrigeren relativen Last den Kesselnutzungsgrad negativ. Auf die Kesselnutzenergie bezogen, bleiben zwar die Rauchgasverluste etwa gleich, aber die Verluste des Kessels an die Umgebung nehmen zu.

In der Hochtemperaturvariante der Anlage C15 kann der Nutzungsgrad der Heizwärmebereitstellung um maximal 14,8 %-Punkte auf 80,6 % gesteigert werden, das entspricht einer jährlichen Pelleteinsparung von 781 kg. Die Detailauswertung ist in Tabelle A2-5 (Anhang A2) ersichtlich.

Verglichen mit der Niedertemperaturvariante ist die Pelleteinsparung bei der Hochtemperatur deutlich größer. Dies ist in erster Linie auf die Effizienzsteigerung der Rohrisolierung zurückzuführen. Begründet auf der höheren mittleren Systemtemperatur und den damit verbundenen höheren Rohrleitungsverlusten ohne Isolierung. Das größte Optimierungspotenzial liegt auch hier in der Anlage selbst und nicht am Kessel. Der Heizsystem-Nutzungsgrad kann nur durch die Rohrisolierung gesteigert werden. Dieser erhöht sich um 17,3 % auf 93,7 %. Der Kesselnutzungsgrad kann nicht gesteigert werden und bleibt in etwa gleich. Generell wird durch alle implementierten Einzelmaßnahmen, mit Ausnahme der Wegschaltung des Taktbetriebes eine Pelleteinsparung erzielt.

Optimierungen am Kessel:

Die Senkung der Abgastemperatur und des O₂-Gehaltes im Rauchgas wirken sich zwar positiv auf den Kesselnutzungsgrad aus, aber durch die Rohrisolierung und der damit verbundenen Absenkung der relativen Kessellast kann in Summe der Kesselnutzungsgrad nicht gesteigert werden.

Optimierungen an der Steuerung/Regelung:

Durch die Wegschaltung des Taktbetriebes kann weder eine Steigerung des Kessel-, noch eine Steigerung des Heizsystem-Nutzungsgrades erreicht werden.

Optimierung der Dimensionierung:

Durch die Isolierung der Rohrleitungen kann die größte Effizienzsteigerung erzielt werden. Die angebrachte Rohrisolierung beeinflusst wegen der niedrigeren Wärmeanforderung und damit niedrigeren relativen Last den Kesselnutzungsgrad negativ. Auf die Kesselnutzenergie bezogen, bleiben zwar die Rauchgasverluste etwa gleich, aber die Verluste des Kessels an die Umgebung nehmen zu.

Es ist anzuführen, dass die Hochtemperaturvariante mehr Potenzial für die Umsetzung der Optimierungsmaßnahmen bietet. Betrachtet man den Jahresnutzungsgradunterschied der Heizwärmebereitstellung zwischen Hoch- und Niedertemperaturvariante vor und nach der Implementierung der Optimierungsmaßnahmen so stellt man fest, dass die Differenz nach der Optimierung deutlich geringer ausfällt. Vor den Optimierungen wies Anlage C15 einen Jahresnutzungsgradunterschied von 12,7 % nach den Optimierungen von nur 7,7 % auf.

5.6.4.2 Diskussion der Ergebnisse der Anlage C25 ohne Integration des Kessels in den Pufferspeicher

Bei der Anlagenvariante mit Niedertemperaturwärmeverbrauchern wird durch die Kombination der Einzelmaßnahmen eine maximale Nutzungsgradsteigerung der Heizwärmebereitstellung um 7,8 %-Punkte auf 88,8 % erreicht, das entspricht einer jährlichen Pelleteinsparung von 504 kg. Die Detailauswertung ist in Tabelle A2-6 (Anhang A2) ersichtlich. Den größten Anteil macht die Isolierung der Rohre aus. Die Optimierungen

wirken sich in erster Linie positiv auf den Nutzungsgrad des Heizsystems aus. Dieser kann um 7,0 %-Punkte auf 98,1 % gesteigert werden. Verglichen mit der Basisanlage 2 verbessert sich der Kesselnutzungsgrad um 1,6 %-Punkte auf 90,5 %.

Alle Maßnahmen, außer die Rohrisolierung und die Wegschaltung des Taktbetriebes wirken sich positiv auf den Kesselnutzungsgrad aus. Generell wird durch alle implementierten Einzelmaßnahmen, außer die Wegschaltung des Taktbetriebes eine Pelleteinsparung erzielt.

Optimierungen am Kessel:

Durch die Absenkung des O₂-Gehaltes im Rauchgas und der Verminderung der Rauchgastemperatur verbessert sich der Kesselnutzungsgrad, der Heizsystem-Nutzungsgrad ändert sich nicht.

Optimierungen an der Steuerung/Regelung:

Durch die Wegschaltung des Taktbetriebes kann weder beim Kessel, noch beim Puffer/Heizsystem eine Effizienzsteigerung erzielt werden.

Optimierung der Dimensionierung:

Durch die Isolierung der Rohrleitungen kann die größte Effizienzsteigerung erzielt werden. Die angebrachte Rohrisolierung beeinflusst wegen der niedrigeren Wärmeanforderung und damit niedrigeren relativen Last den Kesselnutzungsgrad negativ. Auf die Kesselnutzenergie bezogen, bleiben zwar die Rauchgasverluste etwa gleich, aber die Verluste des Kessels an die Umgebung nehmen zu.

In der Hochtemperaturvariante der Anlage C25 kann der Nutzungsgrad der Heizwärmebereitstellung um maximal 11,6 %-Punkte auf 81,2 % gesteigert werden, das entspricht einer jährlichen Pelleteinsparung von 944 kg. Die Detailauswertung ist in Tabelle A2-6 (Anhang A2) ersichtlich.

Verglichen mit der Niedertemperaturvariante ist die Pelleteinsparung bei der Hochtemperatur deutlich größer. Dies ist in erster Linie auf die Effizienzsteigerung der Rohrisolierung zurückzuführen. Begründet auf der höheren mittleren Systemtemperatur und den damit verbundenen höheren Rohrleitungsverlusten ohne Isolierung. Das größte Optimierungspotenzial liegt auch hier in der Anlage selbst und nicht am Kessel. Der Heizsystem-Nutzungsgrad kann durch die Rohrisolierung und die Absenkung der Kesselvorlaufemperatur gesteigert werden. Dieser erhöht sich um 13,2 % auf 95,0 %. Der Kesselnutzungsgrad kann um 0,4 %-Punkte auf 85,5 % gesteigert werden. Generell wird durch alle implementierten Einzelmaßnahmen, mit Ausnahme der Wegschaltung des Taktbetriebes eine Pelleteinsparung erzielt.

Optimierungen am Kessel:

Die Senkung der Abgastemperatur und des O₂-Gehaltes im Rauchgas wirken sich zwar positiv auf den Kesselnutzungsgrad aus, aber durch die Rohrisolierung und der damit verbundenen Absenkung der relativen Kessellast kann in Summe der Kesselnutzungsgrad nicht so stark gesteigert werden.

Optimierungen an der Steuerung/Regelung:

Durch die Wegschaltung des Taktbetriebes kann weder eine Steigerung des Kessel-, noch eine Steigerung des Heizsystem-Nutzungsgrades erreicht werden.

Optimierung der Dimensionierung:

Durch die Isolierung der Rohrleitungen kann die größte Effizienzsteigerung erzielt werden. Die angebrachte Rohrisolierung beeinflusst wegen der niedrigeren Wärmeanforderung und damit niedrigeren relativen Last den Kesselnutzungsgrad negativ. Auf die Kesselnutzenergie bezogen, bleiben zwar die Rauchgasverluste etwa gleich, aber die Verluste des Kessels an die Umgebung nehmen zu.

Es ist anzuführen, dass die Hochtemperaturvariante mehr Potenzial für die Umsetzung der Optimierungsmaßnahmen bietet. Betrachtet man den Jahresnutzungsgradunterschied der Heizwärmebereitstellung zwischen Hoch- und Niedertemperaturvariante vor und nach der Implementierung der Optimierungsmaßnahmen so stellt man fest, dass die Differenz nach der Optimierung deutlich geringer ausfällt. Vor den Optimierungen wies Anlage C25 einen Jahresnutzungsgradunterschied von 11,4 % nach den Optimierungen von nur 7,6 % auf.

5.6.5 Vergleich der optimierten Anlagenvarianten

Im Folgenden werden die Ergebnisse der optimierten Anlagenvarianten miteinander verglichen. Ausgewertet werden jene Optimierungsmaßnahmen, durch die der höchste Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage erzielt werden konnte. Eine detaillierte Auswertung der Simulationsergebnisse ist in Anhang A2 ersichtlich.

Der Jahresnutzungsgradvergleich ist für die optimierte Anlage A25 mit Hoch- und Niedertemperaturwärmeverbrauchern in Abbildung 28, für die optimierte Anlage B25 in Abbildung 29, jeweils mit und ohne Integration des Kessels in den Pufferspeicher dargestellt. Der Jahresnutzungsgradvergleich der Hoch- und Niedertemperaturvariante der optimierten Anlage C25 ist in Abbildung 30 dargestellt. Für die optimierten Anlagen A, B und C mit Wärmeverbrauch 15 MWh/a siehe Abbildung 31, Abbildung 32 & Abbildung 33.

In Abbildung 34 ist der Primärenergieeinsatz (Pelleteinsatz, Solarertrag und Strom) für die optimierten Anlagen A, B und C mit Wärmeverbrauch 25 MWh/a und Niedertemperaturwärmeverbrauchern mit/ohne integrierten Pelletkessel dargestellt. Der Primärenergieeinsatz der optimierten Anlagen A, B und C mit Lastprofil 25 MWh und Niedertemperaturwärmeverbrauchern mit/ohne integrierten Pelletkessel ist in Abbildung 36 dargestellt. Für die optimierten Anlagen A, B und C mit Wärmeverbrauch 15 MWh/a siehe Abbildung 35 und Abbildung 37.

Vergleich Niedertemperatur-/Hochtemperaturheizsystem ohne in Puffer integrierten Kessel

Erwartungsgemäß ist bei allen Anlagenvarianten die Niedertemperaturvariante zu bevorzugen. Die Anlagennutzungsgrade der Niedertemperaturvariante liegen zwischen

85,3 (Anlage B25) und 88,8 % (Anlage C25), um 7,6 bis 9 %-Punkte höher als bei der Hochtemperaturvariante. Der höhere Anlagennutzungsgrad ist sowohl auf höhere Kesselnutzungsgrade, als auch auf höhere Nutzungsgrade des Puffer/Heizsystems zurückzuführen. Der höhere Kesselnutzungsgrad der Niedertemperaturvariante (geringere Kesselvorlauftemperatur) ergibt sich durch geringere Umgebungs- und Rauchgasverluste (geringere Kesseltemperatur, geringere Rauchgastemperatur). Die höheren Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrade sind auf geringere Rohrleitungs- und Pufferverluste durch die Absenkung des Temperaturniveaus im Heizsystem zurückzuführen.

Vergleich Niedertemperatur-/Hochtemperaturheizsystem mit in Puffer integrierten Kessel

Auch bei in Puffer integriertem Kessel ist bei allen Anlagenvarianten die Niedertemperaturvariante aus den oben genannten Gründen zu bevorzugen. Die Anlagennutzungsgrade der Niedertemperaturvariante liegen zwischen 87,9 (Anlage C25) und 90,6 % (Anlage B25), um 1,7 bis 2,9 %-Punkte höher als bei der Hochtemperaturvariante. Bei den Anlagen mit Hochtemperatur-Heizungssystem wird der Anlagennutzungsgrad durch die Integration des Kessels in den Pufferspeicher stärker beeinflusst. Als Beispiel sei Anlage A25 genannt. Ohne Integration des Pufferspeichers, aber nach Umsetzung aller anderen Optimierungsmaßnahmen lag die Differenz des Anlagennutzungsgrades zwischen Niedertemperatur- und Hochtemperaturvariante bei 5,7 %-Punkten. Nach Integration des Pufferspeichers bei nur mehr 3,1 %-Punkten (Siehe Abbildung 28). Die Integration des Kessels macht aus energetischer Sicht grundsätzlich bei Niedertemperaturwärmeverbrauchern und bei Hochtemperaturwärmeverbrauchern Sinn. Allerdings kann bei der Hochtemperaturvariante wegen des größeren Optimierungspotenziales durch die Integration des Kessels in den Pufferspeicher mehr Pelletbrennstoff eingespart werden.

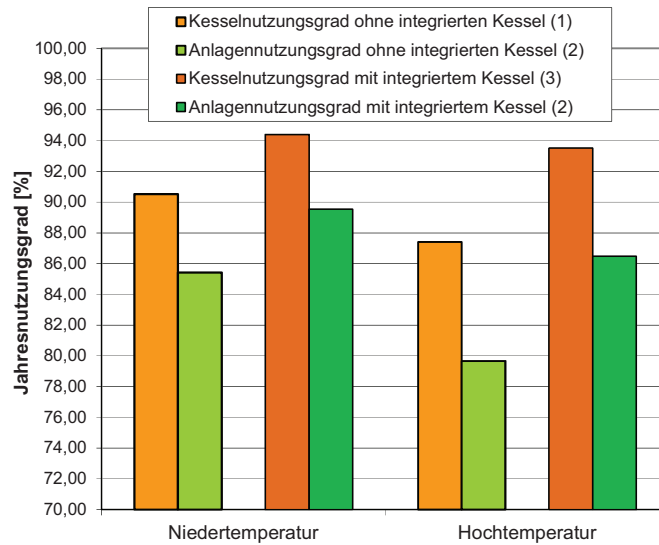


Abbildung 28: Nutzungsgradvergleich von Hoch- und Niedertemperaturheizsystem der optimierten Anlage A25 mit/ohne in den Pufferspeicher integrierten Pelletkessel
Erläuterungen: 1 Berechnet als über den Wasserkreislauf abgegebene Nutzenergie des Kessels zu Primärenergieeinsatz Pellet (H_u); 2 Gesamtnutzungsgrad berechnet als Verhältnis von Nutzwärme zu Energieeinsatz (Primärenergieeinsatz Pellet bez. auf H_u und Solaranlagenenertrag); 3 Berechnet als über den Wasserkreislauf abgegebene Nutzenergie des Kessels & dem Puffer zugeführte Kessel-Oberflächenwärme zu Primärenergieeinsatz Pellet (H_u)

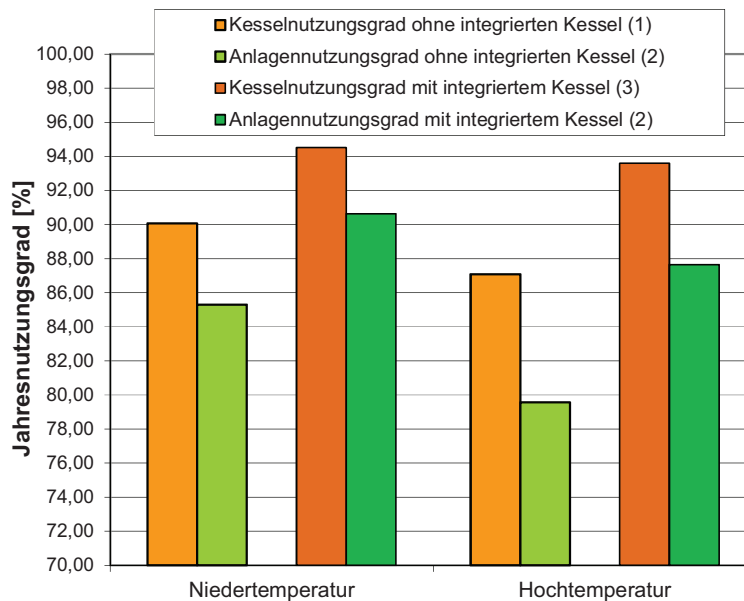


Abbildung 29: Nutzungsgradvergleich von Hoch- und Niedertemperaturheizsystem der optimierten Anlage B25 mit/ohne in den Pufferspeicher integrierten Pelletkessel
Erläuterungen: 1 Berechnet als über den Wasserkreislauf abgegebene Nutzenergie des Kessels zu Primärenergieeinsatz Pellet (H_u); 2 Gesamtnutzungsgrad berechnet als Verhältnis der Nutzwärme zu Energieeinsatz (Primärenergieeinsatz Pellet bez. auf H_u); 3 Berechnet als über den Wasserkreislauf abgegebene Nutzenergie des Kessels & dem Puffer zugeführte Kessel-Oberflächenwärme zu Primärenergieeinsatz Pellet (H_u)

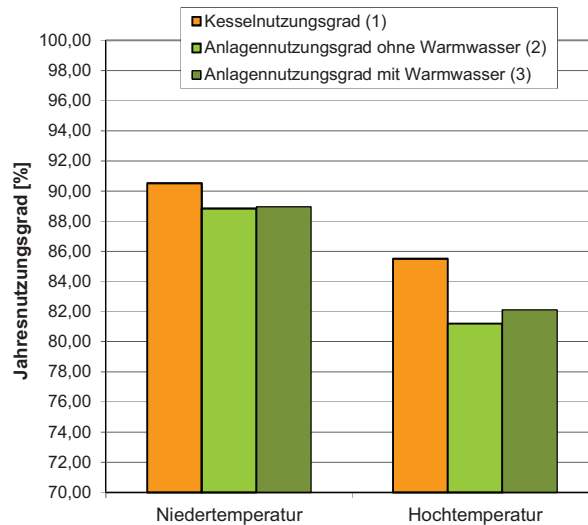


Abbildung 30: Nutzungsgradvergleich von Hoch- und Niedertemperaturheizsystem der optimierten Anlage C25 mit/ohne in den Pufferspeicher integrierten Pelletkessel
Erläuterungen: 1 Berechnet als über den Wasserkreislauf abgegebene Nutzenergie des Kessels zu Primärenergieeinsatz Pellet (H_u); 2 Gesamtnutzungsgrad berechnet als Verhältnis der Nutzwärme (Raumwärme und Warmwasser) zum Energieeinsatz (Primärenergieeinsatz Pellet bez. auf H_u und Stromverbrauch Elektroboiler); 3 Gesamtnutzungsgrad berechnet als Verhältnis von Nutzwärme zu Energieeinsatz (Primärenergieeinsatz Pellets, H_u)

Der Vergleich der Anlagen mit 15 MWh Jahreswärmeverbrauch liefert eine ähnliche Erkenntnis wie bei den Anlagen mit 25 MWh Jahreswärmeverbrauch (siehe Abbildung 31, Abbildung 32 & Abbildung 33).

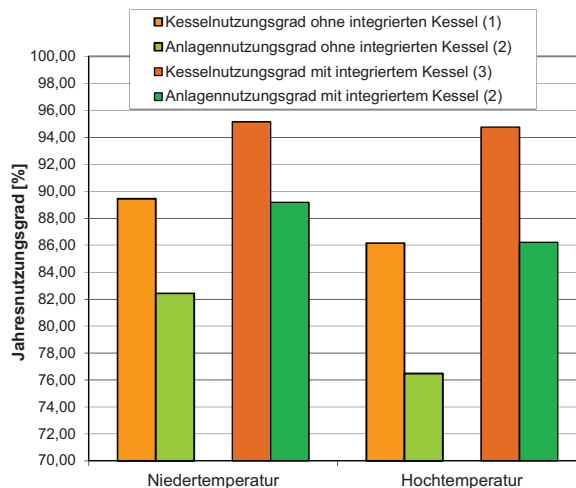


Abbildung 31: Nutzungsgradvergleich von Hoch- und Niedertemperaturheizsystem der optimierten Anlage A15 mit/ohne in den Pufferspeicher integrierten Pelletkessel
Erläuterungen: 1 Berechnet als über den Wasserkreislauf abgegebene Nutzenergie des Kessels zu Primärenergieeinsatz Pellet (H_u); 2 Gesamtnutzungsgrad berechnet als Verhältnis von Nutzwärme zu Energieeinsatz (Primärenergieeinsatz Pellet bez. auf H_u und Solaranlagenenertrag); 3 Berechnet als über den Wasserkreislauf abgegebene Nutzenergie des Kessels & dem Puffer zugeführte Kessel-Oberflächenwärme zu Primärenergieeinsatz Pellet (H_u)

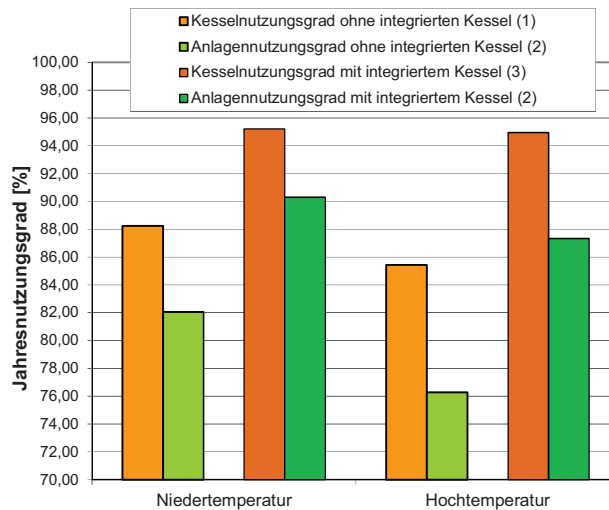


Abbildung 32: Nutzungsgradvergleich von Hoch- und Niedertemperaturheizsystem der optimierten Anlage B15 mit/ohne in den Pufferspeicher integrierten Pelletkessel

Erläuterungen: 1 Berechnet als über den Wasserkreislauf abgegebene Nutzenergie des Kessels zu Primärenergieeinsatz Pellet (H_u); 2 Gesamtnutzungsgrad berechnet als Verhältnis der Nutzwärme zu Energieeinsatz (Primärenergieeinsatz Pellet bez. auf H_u); 3 Berechnet als über den Wasserkreislauf abgegebene Nutzenergie des Kessels & dem Puffer zugeführte Kessel-Oberflächenwärme zu Primärenergieeinsatz Pellet (H_u)

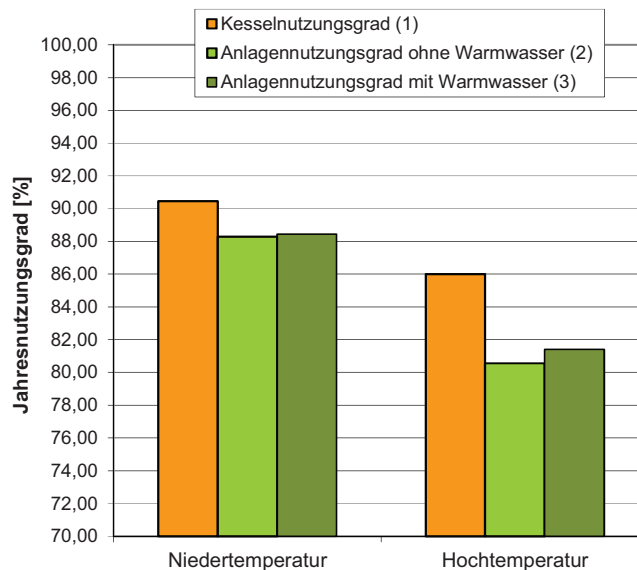


Abbildung 33: Nutzungsgradvergleich von Hoch- und Niedertemperaturheizsystem der optimierten Anlage C15 mit/ohne in den Pufferspeicher integrierten Pelletkessel

Erläuterungen: 1 Berechnet als über den Wasserkreislauf abgegebene Nutzenergie des Kessels zu Primärenergieeinsatz Pellet (H_u); 2 Gesamtnutzungsgrad berechnet als Verhältnis der Nutzwärme (Raumwärme und Warmwasser) zum Energieeinsatz (Primärenergieeinsatz Pellet bez. auf H_u und Stromverbrauch Elektroboiler); 3 Gesamtnutzungsgrad berechnet als Verhältnis von Nutzwärme zu Energieeinsatz (Primärenergieeinsatz Pellets, H_u)

Vergleich Variante A – Variante B – Variante C ohne im Puffer integrierten Pelletkessel

Den höchsten Kesselnutzungsgrad von 90,5 % erreichen die optimierten Anlagen A25, C15 und C25 mit Niedertemperaturwärmeverbrauchern, gefolgt von der optimierten Anlage B25 mit einem Kesselnutzungsgrad von 90,1 %. Bei der optimierten Anlage A ist der Kesselnutzungsgrad höher als bei Anlage B, weil durch die Solaranlage der Kessel im Sommer kaum in Betrieb ist. Der hohe Nutzungsgrad ist auf die geringere Betriebszeit des Kessels und die geringere Anzahl an Kesselstarts/-stopps zurückzuführen. Bei Anlage C15 und C25 mit Niedertemperaturwärmeverbrauchern wird der hohe Kesselnutzungsgrad dadurch erreicht, dass das Warmwasser über einen externen elektrischen Boiler aufbereitet wird und somit die Vorlauftemperatur des Kessels von 50 °C noch weiter auf 40 °C abgesenkt werden kann. Der hohe Kesselnutzungsgrad ist auch darauf zurückzuführen, dass der Kessel im Teillastbereich noch hohe Wirkungsgrade erreicht (Siehe Kapitel 5.3.1), dadurch erzielt der Kessel bei Anlage C nahezu denselben Nutzungsgrad wie der Kessel bei Anlage A.

Den höchsten Anlagennutzungsgrad von 88,8 % erreicht die optimierte Anlage C25 (Nutzungsgrad der Heizwärmebereitstellung) mit Niedertemperatur-Wärmeverbrauchern. Dahinter liegt Anlage C15-Niedertemperatur mit einem Nutzungsgrad der Wärmebereitstellung von 88,3 %, gefolgt von Anlage A25-Niedertemperatur mit 85,4 % und Anlage B25-Niedertemperatur mit 85,3 %. Der hohe Nutzungsgrad der optimierten Anlagen C25 und C15 ist auf den hohen Kesselnutzungsgrad und auf den hohen Nutzungsgrad des Verteilsystems von Anlage C zurückzuführen. Durch den großen Modulationsbereich und den Taktbetrieb kann der Heizkessel bei Anlage C (Pelletkessel im „Stand-Alone“ Betrieb) der Wärmeanforderung des Lastprofils nahezu ident folgen. Auch ohne Pufferspeicher gibt es nur geringe Abweichungen des Gesamtwärmeverbrauchs. Die Pufferverluste machen in der Simulation der Anlage A nach den Grundeinstellungen von Guntamatic rund 16-20 % der gesamten Verluste des Puffer/Heizsystems aus. Der hohe Verteilnutzungsgrad bei Anlage C ist daher auf die fehlenden Pufferverluste zurückzuführen. Durch die Umsetzung der Optimierungsmaßnahmen hat sich verglichen mit den Basisanlagen die Reihung der Varianten nach höherem Anlagennutzungsgrad nicht geändert (Siehe Kapitel 5.4).

Eine wichtige Erkenntnis, die sich in der Sensitivitätsanalyse bereits abgezeichnet hat, betrifft den Taktbetrieb des Kessels mit Installation eines Pufferspeichers: Wird bei Anlage B der Kessel mit Taktbetrieb betrieben, so kann der Kessel dem Anforderungswert des Lastprofils wegen des großen Betriebsbereichs (im Taktbetrieb bis etwa 10 % der Nennleistung) nahezu ident folgen. Somit wäre die Installation eines Pufferspeichers nicht von Nöten. Der Puffer würde dann keine Speicherfunktion an sich erfüllen. Im Gegenteil, die Installation würde sich wegen der zusätzlichen Verluste negativ auf die Effizienz des Heizungssystems auswirken. Für die Heizwärmeversorgung eines Gebäudes wäre bei der Installation eines modernen Pelletheizungssystems grundsätzlich kein Pufferspeicher von Nöten, jedoch macht dieser eine Nutzung der Pelletheizungsanlage zur Warmwasserversorgung möglich. Durch Wegschalten des Taktbetriebs kann der Kessel nur mehr bis etwa 30 % der Nennleistung modulieren und die Speicherkapazität des Puffers kann besser genutzt werden. Der Kessel wird mit höherer relativer Last in einem Bereich höheren Wirkungsgrades betrieben. Auch die Kesselbetriebszeit vermindert sich durch die Nutzung der Speicherkapazität, dies hat einen positiven Einfluss auf die Verluste

der Rohrleitungen des Kessels zum Pufferspeicher. Durch Wegschalten des Taktbereiches wird auch vermieden, dass der Kessel, ohne Wärmeanforderung des Warmwasser-/Heizungssystems im Dauerbetrieb bleibt und nur mehr die Verluste des Gesamtsystems abdeckt. Bei Betrieb der Anlage A ohne Taktbereich steigt der Anlagennutzungsgrad nicht oder nur kaum, was auf den „Störeinfluss“ der Solaranlage zurückzuführen ist. Vor allem bei der Anlage mit niedrigem Wärmeverbrauch (15 MWh/a) macht sich dies bemerkbar, da hier das Verhältnis aus Kollektorfläche zu Pufferspeicher höher ist.

Generell lässt die energetische Bewertung der optimierten Anlagenvarianten noch keine Aussage über die für den Verbraucher beste Anlagenvariante zu. Betrachtet man nur den Pelleteinsatz der Anlagen mit Verbraucherprofil 25 MWh, so würde Anlage C25-Niedertemperatur mit 5.194 kg an vorderster Stelle liegen, dahinter wäre Anlage A25-Niedertemperatur mit 5.267 kg und an letzter Stelle Anlage B25 mit einem Pelleteinsatz von 6.064 kg. Würde der Solarertrag nicht als Energieeinsatz berücksichtigt werden, die Sonne steht als Energieträger grundsätzlich kostenlos zur Verfügung, so würde Anlage A den geringsten Energieeinsatz aufweisen. Diesbezüglich liegt Anlage C wegen des Stromverbrauches von 2.997 kWh bei angenommenen Nutzungsgrad der Warmwasserbereitung von 90 % auf Platz 2 (Siehe Abbildung 34).

Betrachtet man den Pelleteinsatz der Anlagen mit Verbraucherprofil 15 MWh, so würde Anlage C15-Niedertemperatur mit 3.179 kg an vorderster Stelle liegen, dahinter wäre Anlage A25-Niedertemperatur mit 3.250 kg und an letzter Stelle Anlage B25 mit einem Pelleteinsatz von 3.784 kg. Würde der Solarertrag nicht als Energieeinsatz berücksichtigt werden, die Sonne steht als Energieträger grundsätzlich kostenlos zur Verfügung, so würde Anlage A den geringsten Energieeinsatz aufweisen. Diesbezüglich liegt Anlage C wegen des Stromverbrauches von 1.594 kWh bei angenommenen Nutzungsgrad der Warmwasserbereitung von 90 % auf Platz 2. Die detaillierte Auswertung der Anlagen A, B und C mit einem Wärmeverbrauch von 15 MWh/a ist im Anhang A2 ersichtlich.

Aufgrund des Stromverbrauches zur Warmwasserversorgung bei Anlage C und der Investitionskosten der Solaranlage und des Pufferspeichers bei Anlage A bzw. des Pufferspeichers bei Anlage B muss aber letztlich die Wirtschaftlichkeitsrechnung zeigen, welche der Varianten die geringeren Wärmegegostehungskosten besitzt. Die Wirtschaftlichkeitsrechnung wurde nach Richtlinie VDI 2067 für alle optimierten Anlagen durchgeführt, die Ergebnisse sind in Kapitel 5.7 erläutert.

Vergleich Variante A – Variante B mit in Puffer integrierten Kessel

Den größten Anteil an der Effizienzsteigerung durch Integration des Kessels in den Pufferspeicher haben die Umgebungsverluste des Kessels. Diese werden zur Gänze als Nutzenergie dem Pufferspeicher übertragen.

Sowohl bei Anlage A als auch bei Anlage B führt die Integration des Kessels zu einer deutlichen Steigerung des Kesselnutzungsgrades. Den höchsten Kesselnutzungsgrad von 95,2 % erreicht Anlage A15-Niedertemperatur, gefolgt von Anlage B15 mit einem Kesselnutzungsgrad von 95,0 %. Der Kesselnutzungsgrad der Anlagen mit niedrigem Wärmeverbrauch (15 MWh/a) ist höher als der Kesselnutzungsgrad der Anlagen mit hohem Wärmeverbrauch (25 MWh/a). Anlage A25-Niedertemperatur erreicht einen

Kesselnutzungsgrad von 94,3 %, Anlage B25-Niedertemperatur einen Kesselnutzungsgrad von 94,4 %. Die Ursache dafür wird nachfolgend kurz erläutert. Vor der Integration des Kessels in den Pufferspeicher sind die Nutzungsgrade des Kessels bei geringem Wärmeverbrauch niedriger, weil relativ betrachtet, auf den Pelleteinsatz bezogen die Umgebungsverluste des Kessels höher sind. Die Umgebungsverluste des Kessels hängen nur von der Kesseltemperatur und von der Betriebszeit ab, aber nicht von der Wärmeleistung. Steigt der Wärmeverbrauch und die Kesselbetriebszeit bleibt gleich, so ändern sich die Umgebungsverluste nicht. Bezieht man aber die Umgebungsverluste auf den Pelleteinsatz, so sinken relativ betrachtet die Umgebungsverluste mit steigendem Wärmeverbrauch. Nach der Integration des Kessels in den Pufferspeicher sind die Kesselnutzungsgrade bei geringem Wärmeverbrauch höher, weil die Rauchgasverluste beim Lastprofil 15 MWh geringer sind. Durch die Integration des Kessels in den Pufferspeicher werden die Umgebungsverluste dem Pufferspeicher als Nutzwärme zugeführt. Bei beiden Anlagenvarianten sind daher nach der Integration des Kessels in den Pufferspeicher die Umgebungsverluste „0“. Generell sind die Rauchgasverluste des Kessels Therm10 bei den Anlagen mit 25 MWh/a Wärmeverbrauch etwas höher, dies liegt vermutlich an den unterschiedlichen Verbraucherprofilen. Insgesamt weist daher der Kessel bei hohem Wärmeverbrauch (25 MWh/a) einen geringeren Nutzungsgrad als bei geringem Wärmeverbrauch (15 MWh/a) auf.

Den höchsten Anlagenjahresnutzungsgrad erreicht Anlage B25-Niedertemperatur mit 90,6 %, gefolgt von Anlage B15-Niedertemperatur mit 90,3 %, dahinter Anlage A25-Niedertemperatur mit einem Anlagennutzungsgrad von 89,5 % und A15-Niedertemperatur mit einem Anlagennutzungsgrad von 89,2 %. Die Anlagenvarianten mit Hochtemperaturwärmeverbrauchern weisen generell niedrigere Anlagenutzungsgrade auf. Den höchsten Anlagenutzungsgrad erreicht Anlage B25-Hochtemperatur mit 87,7 %, gefolgt von Anlage B15-Hochtemperatur mit 87,3 %, dahinter Anlage A25-Hochtemperatur mit 86,5 % und Anlage A15-Hochtemperatur mit einem Anlagenutzungsgrad von 86,2 %. Wegen geringerer Verluste der Wasserhydraulik haben die optimierten Anlagenvarianten B (nur Pufferspeicher) einen höheren Puffer/Heizsystem-Nutzungsgrad als die Anlagenvarianten A (Pufferspeicher und Solaranlage).

Vergleicht man den Pelleteinsatz der Varianten mit hohem Wärmeverbrauch (25 MWh/a), so liegt Anlage A25-Niedertemperatur mit einem jährlichen Pelleteinsatz von 4.989 kg an erster Stelle. Dahinter liegt Anlage B25-Niedertemperatur mit einem Verbrauch von 5.712 kg pro Jahr. Würde man den Solarertrag nicht als Energieeinsatz zählen, die Sonne steht als Energieträger grundsätzlich kostenlos zur Verfügung, so würde Anlage A den geringsten Energieeinsatz aufweisen.

Vergleicht man den Pelleteinsatz der Varianten mit niedrigem Wärmeverbrauch (15 MWh/a), so liegt Anlage A15-Niedertemperatur mit einem jährlichen Pelleteinsatz von 2.931 kg an erster Stelle. Dahinter liegt Anlage B15-Niedertemperatur mit einem Verbrauch von 3.439 kg pro Jahr. Würde man den Solarertrag nicht als Energieeinsatz zählen, die Sonne steht als Energieträger grundsätzlich kostenlos zur Verfügung, so würde Anlage A den geringsten Energieeinsatz aufweisen.

5 Ergebnisse und Diskussion

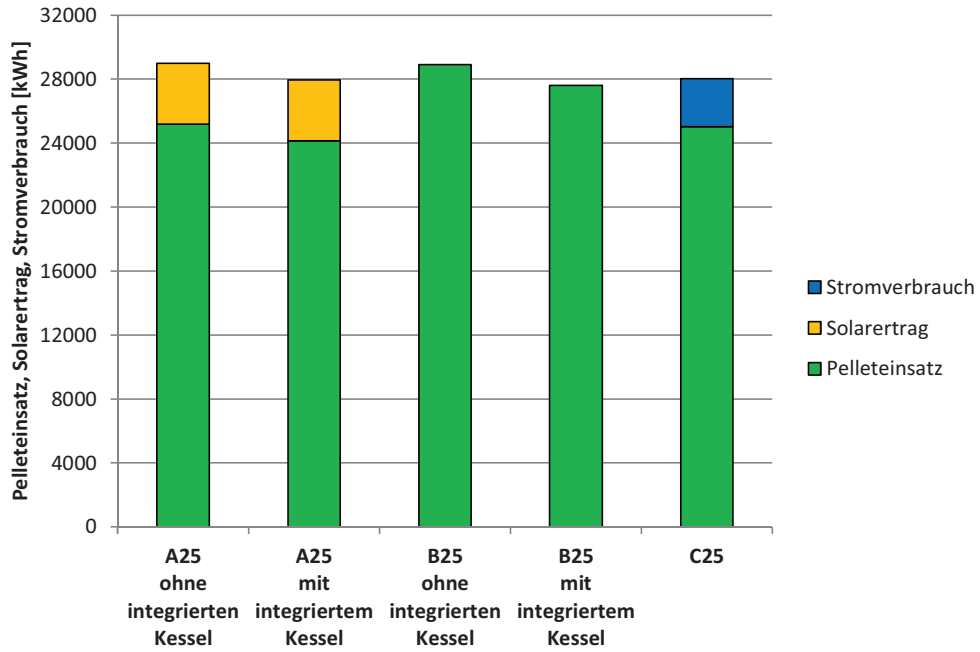


Abbildung 34: Energieeinsatz der Anlagen A25 , B25 und C25 mit/ohne in den Puffer integrierten Pelletkessel (Niedertemperatur-Heizsystem)

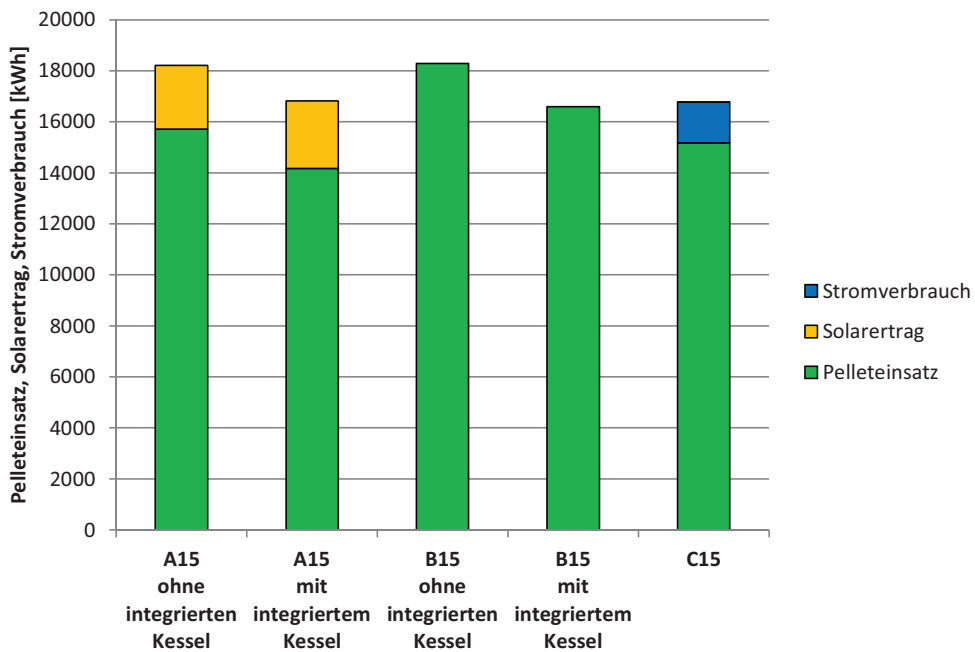


Abbildung 35: Energieeinsatz der Anlagen A15 , B15 und C15 mit/ohne in den Puffer integrierten Pelletkessel (Niedertemperatur-Heizsystem)

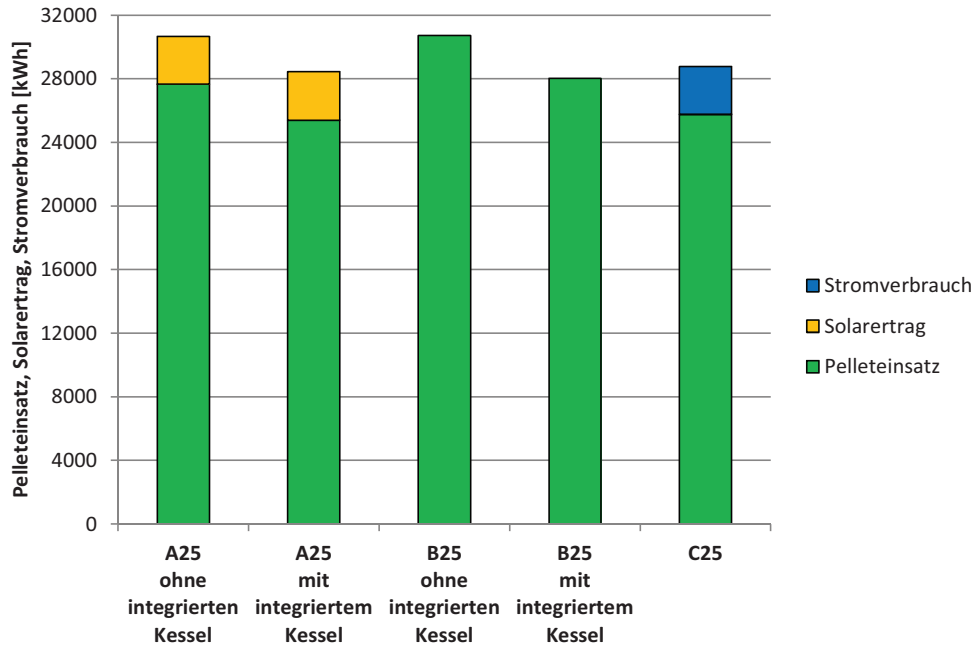


Abbildung 36: Energieeinsatz der Anlagen A25 , B25 und C25 mit/ohne in den Puffer integrierten Pelletkessel (Hochtemperatur-Heizsystem)

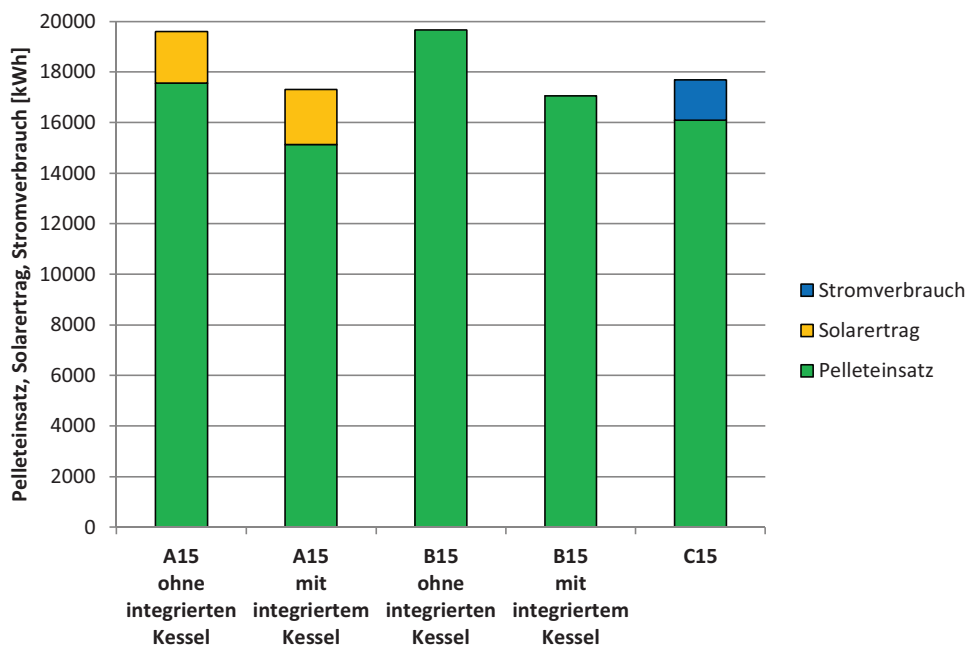


Abbildung 37: Energieeinsatz der Anlagen A15 , B15 und C15 mit/ohne in den Puffer integrierten Pelletkessel (Hochtemperatur-Heizsystem)

Nach dem energetischen Vergleich der optimierten Anlagenvarianten A, B und C steht nun fest welche Anlage den geringsten Energieeinsatz aufweist. Bei hohem Wärmeverbrauch (25 MWh/a) ist dies Anlage A25-Niedertemperatur mit integriertem Kessel, bei niedrigem Wärmeverbrauch (15 MWh/a) ist dies Anlage A15-Niedertemperatur mit integriertem Kessel. Letztlich muss aber die Wirtschaftlichkeitsrechnung zeigen, welche Anlagenvariante unter derzeitigen Rahmenbedingungen für den Endverbraucher die kostengünstigste ist (Siehe Kapitel 5.7).

5.7 Ergebnisse der Vollkostenrechnung nach VDI 2067

Nach Auswertung der Optimierungsmaßnahmen an den verschiedenen Anlagenvarianten, stellt sich nun die Frage, welche Optimierungsvariante für den Verbraucher die kostengünstigste ist. Die Berechnung wird in Anlehnung an die Vollkostenrechnung nach VDI 2067, ohne Investitionsförderung durchgeführt. Alle Preise werden gemäß Endverbraucherpreis inklusive Mehrwertsteuer ausgewiesen. Betrachtet werden nur jene Varianten, welche nach Umsetzung der Optimierungsmaßnahmen, ohne die Integration des Kessels im Pufferspeicher, den höchsten Jahresnutzungsgrad aufweisen. In der Kostenrechnung werden die Anlagen, bei denen der Kessel im Pufferspeicher integriert wurde zunächst nicht behandelt. In Kapitel 5.7.3 wird in einer wirtschaftlichen Sensitivitätsanalyse geprüft, wie hoch die Kosten für die Integration des Kessels sein dürfen, damit noch ein wirtschaftlicher Vorteil für den Endverbraucher gegeben ist.

Bei einigen der simulierten Anlagen kam es zu kleineren Abweichungen des Nutzwärmeverbrauchs. Die Abweichungen begründen sich einerseits durch die Implementierung des kleineren Kessels Therm10 bei der Variante mit 25 MWh Wärmeverbrauch pro Jahr, andererseits durch leichte Abweichungen in der Energiebilanz (siehe Kapitel 5.4). Um vergleichbare Bedingungen für alle Anlagen zu schaffen, wurden alle Berechnungen auf den Zielwärmeverbrauch (15 bzw. 25 MWh/a) bezogen. Der Primärenergieeinsatz wurde anhand der Jahresnutzungsgrade für Gesamtanlage, Verteilsystem und Kessel entsprechend angepasst.

5.7.1 Allgemeine Rahmenbedingungen

In Tabelle 31 sind die allgemeinen Rahmenbedingungen der Vollkostenrechnung gemäß VDI 2067 aufgelistet, die für alle untersuchten Heizungssysteme gelten.

Tabelle 31: Rahmenbedingungen für die Vollkostenrechnung nach VDI 2067

Erläuterungen: Datenquellen siehe Text

Parameter	Wert	Einheit
Heizwert	4,83	kWh/kg _{FS}
Schüttdichte Pellets	625	kg _{FS} /m ³
Elektrische Leistungsaufnahme (in % der Kesselleistung)	0,70	%
Brennstoffpreis (absolut)	244	€/t _{FS}
Brennstoffpreis (spezifisch)	50,4	€/MWh _{Hu}
Strompreis	172,4	€/MWh
Wartungs- und Organisationsaufwand (Eigenleistung)	0,19	h/Woche
Arbeitsstundensatz (Eigenleistung)	6,00	€/h
Versicherung (in % d. Investitionskosten)	0,50	% p.a.
Rauchfangkehrer	143,00	€/p.a.
Nutzungsdauer Kessel plus Übergabestation	20	Jahre
Nutzungsdauer Tank/Lagerung	20	Jahre
Nutzungsdauer Pufferspeicher	20	Jahre
Nutzungsdauer Hydraulik, Isolierung	20	Jahre
Nutzungsdauer elektrische Heizgeräte - Speicherheizgeräte	20	Jahre
Nutzungsdauer Solaranlage	20	Jahre
Nutzungsdauer Bautechnik, Kamin	50	Jahre
Instandsetzung Feuerungsanlage (% der Investitionskosten)	2,0	% p.a.
Instandsetzung Pufferspeicher u. Solaranlage (% der Investitionskosten)	2,0	% p.a.
Instandsetzung Bautechnik (% der Investitionskosten)	1,0	% p.a.
Kalkulationszinssatz	6,0	% p.a.

Der Strompreis wurde unter der Annahme eines Jahresstromverbrauches von 4.725 kWh vom Netzbetreiber Stromnetz Graz GmbH & Co KG ermittelt und beinhaltet alle Entgelte, Steuern und Abgaben. Der Preis ist als Endverbraucherpreis inklusive Mehrwertsteuer zu verstehen. [24]

Der Brennstoffpreis wurde auf Basis der Preiserhebungen von proPellets Austria für das Jahr 2013 ermittelt. Die Preise wurden für Holzpellet nicht industrieller Verwendung nach Spezifikation EN 14961-2 Qualitätsklasse A1 erhoben. Aus den monatlichen Preiserhebungen wurde der Durchschnitt über ein Jahr von September 2012 bis August 2013 berechnet. Kosten für Lieferung und Abfüllung sind nicht enthalten. Der Preis ist als Endverbraucherpreis inklusive 10% Mehrwertsteuer ausgewiesen. [6]

Gemäß VDI 2067 gilt für Kesselanlagen mit Feuerung ggf. Beschickung und Entaschung eine rechnerische Nutzungsdauer von 20 Jahren. Für elektrische Heizgeräte-Speicherheizgeräte 20 Jahre, für bauliche Anlagen 50 Jahre. Die Nutzungsdauer der Solaranlage wurde gemäß VDI 2067 mit 20 Jahre veranschlagt, die Isolierung der

Verrohrung ebenfalls mit 20 Jahren. Auch für die rechnerische Nutzungsdauer eines zentralen Pufferspeichers und der Verrohrung wurden 20 Jahre veranschlagt.

Der Zinssatz wurde mit 6% gemäß Quelle [5] entnommen und stellt einen realistischen Wert für übliche Rahmenbedingungen des Kapitalmarktes dar.

Nicht erläuterte Werte wurden aus Quelle [5] entnommen.

5.7.2 Investitionskosten

Alle Preise wurden während der Verfassung der Arbeit, Stand Oktober 2013 ermittelt und verstehen sich, gemäß Endverbraucher, inklusive Mehrwertsteuer. Je nach Hersteller und Ausstattung können die Preise nach oben und unten abweichen. Die dargestellten Kosten basieren grundsätzlich auf den Angaben des Feuerungsherstellers Guntamatic. Ständen keine Preise seitens Guntamatic zur Verfügung so wurden externe Angebote eingeholt. In den Kosten sind Installation und Inbetriebnahme inkludiert.

Die Kosten für Errichtung und Installation der Anlagenkomponenten sind in Tabelle 32 aufgelistet.

Tabelle 32: Preise für Errichtung und Installation der Anlagenkomponenten
Erläuterungen: Preise inkl. MWSt

Kessel Therm10	€	8.230
Kessel Therm15	€	10.630
Kessel Installationskosten	€	2.150
Raumaustragung	€	3.592
Pufferspeicher PSF600Solar	€	2.983
Pufferspeicher PSF1100Solar	€	4.286
Pufferspeicher PSF1100	€	3.720
Puffer Installationskosten	€	200
Elektrischer Warmwasserboiler (300l)	€	1.805
Verbraucherkreis (inkl. Installation)	€	750
Solarkreis (inkl. Installation)	€	1000
Verrohrung Kessel zu Puffer (inkl. Installation)	€	750
Isolierung Verbraucherkreis/Solarkreis	€	250
Solaranlage 8m ² (inkl. Installation)	€	3.074
Installationskosten Solaranlage 8m ²	€	2000
Solaranlage 12m ² (inkl. Installation)	€	4.592
Installationskosten Solaranlage 12m ²	€	2500
Baukosten Kamin	€	2.700
Baukosten Heizraum/Lagerraum	€/m ²	257

Die Preise für den Kessel Therm10, Therm15, Raumaustragung, sowie für den Pufferspeicher PSF600Solar, PSF1100 und PSF1100Solar entstammen den Angaben des Feuerungsherstellers Guntamatic. Der Pufferspeicher PSF600 ist ohne Solarwärmetauscher nicht erhältlich. Der Preis des elektrisch beheizten Warmwasserspeichers entstammt ebenfalls den Angaben von Guntamatic.

Die Installationskosten für Kessel und Pufferspeicher, sowie die Baukosten für Kamin, Heizraum und Lagerraum entstammen Quelle [5].

Für die solarthermische Anlage wurde ein Angebot der Firma Santer Solarprofi GesmbH eingeholt [22]. Die Installationskosten für die Solaranlage mit 8 m² Kollektorfläche wurde vom Installateurunternehmen Gabriel Jürgen, A-7503 Kleinpetersdorf, mit rund 2.000 € (inkl. MWst) beziffert und beinhalten sämtliche Kosten für die Aufstellung und Montage. Unter der Annahme, dass etwa 50 % der Installationskosten auf die Montage der Solarpanele entfallen, wurden bei der Anlage mit 12 m² Kollektorfläche die Installationskosten zu 2.500 € (inkl. MWst) errechnet.

Die Kosten für die Isolierung wurden auf Basis eines Angebotes der Firma Thermaflex für das Isoliermaterial und den Angaben zum Montageaufwand von Herrn Jürgen Gabriel (Installateurunternehmen, A-7503 Kleinpetersdorf) ermittelt [25].

Für die Kosten der Hydraulik des Verbraucherkreises, Solarkreises und der Verbindung Kessel mit Pufferspeicher wurden Annahmen getroffen.

Die Baukosten für den Heizraum bzw. Lagerraum wurden aus Quelle [5] zu 244,16 €/m² entnommen und mit der Änderung des Baupreisindices (BPI) in den Jahren 2010 bis 2013 bereinigt. Damit ergeben sich die spezifischen Baukosten zu 256,6 €/m² Heiz- bzw. Lagerraum [26]. Die erforderliche Mindestraumgröße der Pellet-Wandgeräteserie Therm ist vom Hersteller Guntamatic mit 1,7 m² angegeben [8]. Der Platzbedarf des Pufferspeichers bzw. des elektrisch beheizten Warmwasserspeichers wird mit 1 m² bemessen. Zusätzlich ist ein Raumflächenaufschlag von 1 m² für die Zugänglichkeit vorgesehen. Die Heizraumkosten berechnen sich damit zu 950 € und sind für alle Anlagen gleich groß. Die Lagerraumfläche wird aus dem jährlichen Pelleteinsatz mit einer Sicherheitsmarge von 20 % und der Schüttdichte Pellets/Hackgut errechnet. Durch den unterschiedlich hohen Pelleteinsatz bei Hochtemperatur- bzw. Niedertemperaturverbraucher liefert die Berechnung des Lagerraumbedarfs bei derselben Anlage ein unterschiedliches Ergebnis. Da bei der Neukonzeptionierung einer Anlage der Pelleteinsatz ohnehin nur abgeschätzt werden kann, wird die Lagerraumgröße immer auf den Pelleteinsatz der Hochtemperaturvariante errechnet.

5.7.3 Erwartete Kosten der Optimierungsmaßnahmen

Die umgesetzten Optimierungsmaßnahmen wurden in Abstimmung mit dem Feuerungshersteller Guntamatic festgelegt und liegen im Bereich des technisch Möglichen (Siehe Kapitel 5.5.5).

Die Senkung der Rauchgastemperatur um 10 °C und die Verminderung des O₂-Gehaltes im Rauchgas um 1 % sind nur geringe Änderungen, die sich vermutlich in den Kosten für den Pelletkessel nicht niederschlagen.

Die Verminderung der Kesselvorlauftemperatur um 3°C, sowie die Anpassung der Kessel- und Solarpumpensteuerung können durch Veränderung von Steuerungs-/Regelungsparametern realisiert werden. Es entstehen keine zusätzlichen Kosten. Auch die Wegschaltung des Taktbetriebs kann durch Anpassungen an der Kesselsoftware realisiert werden.

Zusätzliche Kosten entstehen durch die Isolierung der Rohre. Pro Heizkreis bzw. Solarkreis wurden 250 € (inkl. MWSt) für Isoliermaterial und Montage angenommen.

Die Kosten für die Integration des Kessels im Pufferspeicher lassen sich schwer abschätzen. Eine beidseitige Abstimmung, Brennkammer auf Pufferspeicher bzw. Pufferspeicher auf Brennkammer ist unbedingt erforderlich und verlangt daher eine Neukonzeptionierung. Im Kapitel 5.7.8 wird untersucht, wie hoch der Preis für die Kombination Pelletfeuerung in Pufferspeicher sein darf, damit keine zusätzlichen Kosten für den Verbraucher anfallen.

5.7.4 Anlage A

Die Vollkostenrechnung für Anlage A mit Solaranlage und Pufferspeicher wurde in den Varianten Hochtemperatur- und Niedertemperaturwärmeverbraucher jeweils mit dem Verbraucherprofil 15 MWh und 25 MWh durchgeführt. Die Spezifikationen der untersuchten Anlagenvarianten sind in Tabelle 33 aufgelistet. Zusätzlich zu den Optimierungsmaßnahmen der Anlagen mit 15 MWh Wärmeverbrauch wurde bei den Anlagen mit 25 MWh Wärmeverbrauch der Kessel Therm15 durch den Kessel Therm10 ersetzt und der Taktbetrieb abgeschaltet, die Anpassung der Solarpumpensteuerung wurde bei den Anlagen mit 25 MWh Wärmeverbrauch nicht durchgeführt. Es wurden jene Varianten mit höchstem Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage, ohne Integration des Kessels in den Pufferspeicher ausgewertet.

Tabelle 33: Optimierungsvarianten der Anlage A zur Berechnung der Vollkosten
Erläuterungen: * die Optimierungen sind in Tabelle A2-1 und in Tabelle A2-2 angeführt

Lastprofil	15 MWh Wärmeverbrauch		25 MWh Wärmeverbrauch	
Wärmeverbraucher	Niedertemperatur	Hochtemperatur	Niedertemperatur	Hochtemperatur
Optimierungen*	1-7	1-7	1-8	1-8

In Tabelle 34 sind die Errichtungs- und Installationskosten aufgelistet. Bei beiden Anlagenvarianten ist der Kessel Therm10 installiert. Bei der Anlagenvariante mit dem Nutzwärmeverbrauch 15 MWh sind zusätzlich der Pufferspeicher PSF600Solar und eine solarthermische Anlage mit 8 m² Kollektorfläche installiert. Die Räume werden über einen Heizkreis mit Wärme versorgt. Bei der Anlagenvariante mit dem Wärmeverbrauch von 25 MWh sind zusätzlich zum Kessel Therm10 noch der Pufferspeicher PSF1100Solar und eine solarthermische Anlage mit 12 m² Kollektorfläche installiert. Diese Anlagevariante verfügt über zwei Heizkreise. Wegen des höheren Pelletspeicherbedarfs ist bei den Anlagenvarianten mit Wärmeverbrauch 25 MWh ein größerer Lagerraum nötig als bei den Anlagenvarianten mit 15 MWh. Beide Anlagenvarianten sind mit Rohrisolierung versehen, welche sich in den Kosten „Pufferspeicher + Hydraulik“ niederschlägt. Bezüglich

Hochtemperatur- und Niedertemperaturvariante gibt es keinen Unterschied in den Investitionskosten.

Tabelle 34: Investitionskosten der optimierten Anlagenvarianten A

Investitionskosten	Einheit	opt. Anlage A15	opt. Anlage A25
Kessel	€	10.580	10.580
Raumaustragung	€	3.592	3.592
Pufferspeicher + Hydraulik	€	7.233	9.536
Solaranlage	€	4.574	6.342
Kamin	€	2.700	2.700
Baukosten Heizraum	€	949	949
Baukosten Lagerraum	€	958	1.547
Summe Investitionskosten	€	30.586	35.246

Die Aufschlüsselung der Investitionskosten für die optimierte Anlagevariante A15 ist in Abbildung 38 ersichtlich. Der Pelletkessel macht den größten Anteil aus, gemeinsam mit der Raumaustragung etwa 50 % der Gesamtinvestition. Der Pufferspeicher und die Kosten für die Hydraulik haben einen Anteil von nahezu 25 % an den Investitionskosten, gefolgt von den Baukosten für Kamin, Lagerraum und Heizraum.

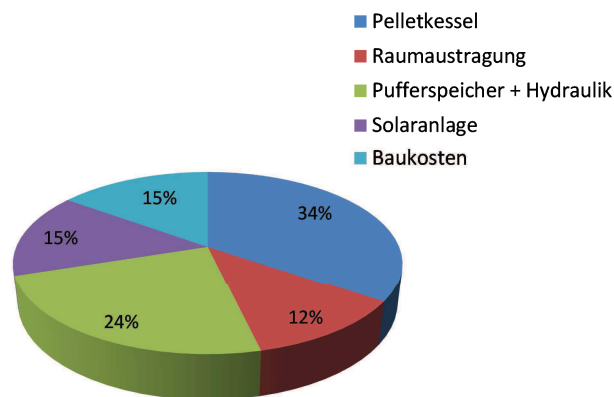


Abbildung 38: Anteile an den Investitionskosten der optimierten Anlage A15

Bei der Anlage A25 (siehe Abbildung 39) sind die Kosten ähnlich verteilt. Der Pelletkessel macht auch hier den größten Anteil von etwa 30% aus. Etwas mehr als 25% der Investitionskosten entfallen auf die Pufferspeicher- und Hydraulikkosten, was einerseits auf den zweiten Heizkreis, andererseits auf die höheren Pufferkosten zurückzuführen ist.

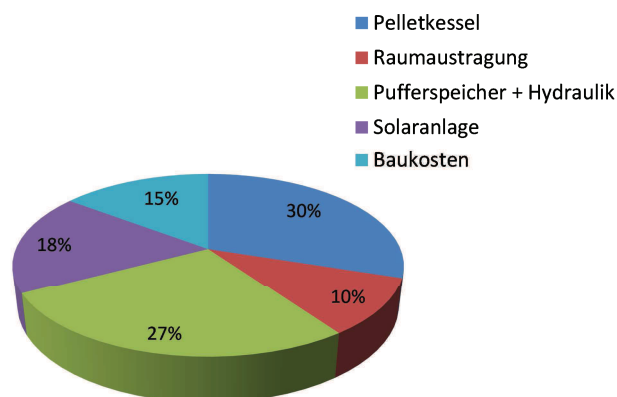


Abbildung 39: Anteile an den Investitionskosten der optimierten Anlage A25

Die Auswertung der Vollkostenrechnung der optimierten Anlage A15 Niedertemperatur (Optimierungsmaßnahmen 1-7) ist in Tabelle 36 dargestellt und wird exemplarisch für eine Anlage angeführt. Die Auswertung der Vollkostenrechnung aller weiteren Anlagen ist im Anhang A3 zu finden.

Die Anlage A15-Niedertemperatur erreicht in der Simulation einen Gesamtwärmeverbrauch von 15.008 kWh, für die Vergleichbarkeit wurde der Wert auf exakt 15.000 kWh skaliert. Unter der Vorgabe, dass sich die Jahresnutzungsgrade nicht ändern, wurden auch der Pelleteinsatz und die Kessel-Volllaststunden entsprechend angepasst. Alle Anlagen, bei denen in der Simulation eine Abweichung vom Zielwärmeverbrauch (15 MWh bzw. 25 MWh) auftrat, wurden auf diese Weise angepasst. Relevante Daten für die Vollkostenrechnung der optimierten Anlage A15-Niedertemperatur sind in Tabelle 35 dargestellt.

Tabelle 35: Basisdaten der optimierten Anlage A15 Niedertemperatur

Parameter	Wert	Einheit
Jahresnutzungsgrad Anlage	82,42	%
Jahresnutzungsgrad Kessel	89,4	%
Kessel- Volllaststunden	1.405	h p.a.
Brennstoffbedarf	3.251	kg _{FS} p.a.

Die spezifischen Kosten sind in Tabelle 36 ersichtlich und wurden, wie in Kapitel 4.4.1 erwähnt, in vier Kostengruppen eingeteilt. Die spezifischen Wärmegestehungskosten für Anlage A15-Niedertemperatur ergeben sich zu 287,38 €/MWh. Den größten Anteil an den Kosten haben die kapitalgebundenen Kosten (Kapitalkosten und Instandsetzungskosten) mit insgesamt 208 €/MWh, das sind rund 70 % der Gesamtkosten. Dahinter liegen die verbrauchsgebundenen Kosten mit 56 €/MWh. Die übrigen Kosten spielen eine untergeordnete Rolle.

5 Ergebnisse und Diskussion

Tabelle 36: Vollkostenrechnung nach VDI 2067 für die optimierte Anlage A15
Niedertemperatur

Erläuterungen: Rahmenbedingungen siehe Tabelle 31; Investitionskosten aus Tabelle 34;
spezifische Wärmegestiegungskosten auf Nutzwärme bezogen

	Kosten der Investition	Kapital- Kosten	Instand- setzungs- kosten	Verbrauchs- gebundene Kosten	Betriebs- gebundene Kosten	Sonstige Kosten	Summe der Kosten	Spez. Kosten
	€	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€/MWh
Pelletkessel	10.580	922	212				1.134	75,6
Raumaustragung	3.592	313	72				385	25,7
Pufferspeicher + Hydraulik	7.233	631	145				775	51,7
Solaranlage	4.574	399	91				490	32,7
Kamin	2.700	171	27				198	13,2
Baukosten Heizraum, 3,70m ²	949	60	9				70	4,6
Baukosten Lagerraum, 3,73m ²	958	61	10				70	4,7
Brennstoffkosten				792			792	52,8
Stromkosten				17			17	1,1
Wartung (Eigenleistung)					59		59	4,0
Sonstige Kosten						153	153	10,2
Zinsen Brennstofflagerung				24			24	1,6
Rauchfangkehrer					143		143	9,5
Summe der Kosten	30.586	2.557	566	833	202	153	4.311	287,4
Spezifische Kosten in €/MWh		170,5	37,7	55,5	13,5	10,2		287,4

Spezifische Wärmegestiegungskosten der optimierten Anlagenvarianten A mit Pufferspeicher und Solaranlage

In Tabelle 37 sind die Ergebnisse der Vollkostenrechnung der optimierten Anlagenvarianten A zusammengefasst. Die Varianten unterscheiden sich durch das Lastprofil (15 MWh oder 25 MWh), den Wärmeverbraucher (Niedertemperatur oder Hochtemperatur) und den umgesetzten Optimierungsmaßnahmen. Es wurden immer jene Anlagen mit höchstem Jahresnutzungsgrad ohne in den Puffer integrierten Pelletkessel ausgewertet. Zusätzlich zu den Optimierungsmaßnahmen der Anlagen mit 15 MWh Wärmeverbrauch wurde bei den Anlagen mit 25 MWh Wärmeverbrauch der Kessel Therm15 durch den Kessel Therm10 ersetzt und der Taktbetrieb abgeschaltet, die Anpassung der Solarpumpensteuerung wurde bei den Anlagen mit 25 MWh Wärmeverbrauch nicht durchgeführt. Detaillierte Auswertetabellen zu den optimierten Anlagen sind in Anhang A3 zu finden.

5 Ergebnisse und Diskussion

Tabelle 37: Spezifischer Kostenvergleich der optimierten Anlagenvarianten A
Erläuterungen: Spezifische Wärmegestehungskosten auf Nutzwärme bezogen; * die Optimierungen sind in Tabelle A2-1 und in Tabelle A2-2 angeführt

spezifische Kosten	Varianten	Anlage A15	Anlage A15	Anlage A25	Anlage A25
	Wärmeverbraucher	Niedertemp.	Hochtemp.	Niedertemp.	Hochtemp.
	Optimierungen*	1-7	1-7	1-8	1-8
Kapitalkosten	€/MWh	170,5	170,5	118,0	118,0
Instandsetzungskosten	€/MWh	37,7	37,7	26,1	26,1
Verbrauchsgebundene Kosten	€/MWh	55,5	62,1	54,0	60,2
Betriebsgebundene Kosten	€/MWh	13,5	13,5	8,1	8,1
Sonstige Kosten	€/MWh	10,2	10,2	7,0	7,0
Summe der spezifischen Kosten	€/MWh	287,4	294,0	213,2	219,4

Die Anlage A25-Niedertemperatur weist mit 213,2 €/MWh die geringsten spezifischen Wärmegestehungskosten auf, gefolgt von der Anlage A25-Hochtemperatur mit 219,4 €/MWh. Die Anlagen mit niedrigem Wärmeverbrauch weisen deutlich höhere Wärmegestehungskosten zwischen 287,4 (Niedertemperatur) und 294,0 €/MWh (Hochtemperatur) auf. Absolut betrachtet, sind die kapitalgebundenen Kosten der Anlage A25 mit 3.603 € deutlich höher als die kapitalgebundenen Kosten der Anlage A15 mit 3.123 €. Allerdings sind durch den um nahezu 70 % höheren Wärmeverbrauch der Anlagenvarianten A25 die spezifischen Wärmegestehungskosten geringer als bei den Anlagenvarianten A15. Vergleicht man die Niedertemperaturvarianten, so ist der Anteil der spezifischen kapitalgebundenen Kosten an den spezifischen Gesamtkosten bei der Anlage A25 rund 68 % und damit geringer als bei Anlage A15 mit rund 72 %. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Anlagenkosten nicht proportional zur Anlagengröße ansteigen, als „Economy of Scale“-Effekt bezeichnet. Würde bei Anlage A25 kein zweiter Heizkreis installiert sein, könnte der Unterschied noch größer sein. Vergleicht man die Hochtemperatur- und Niedertemperaturvariante, so stellt man fest, dass sich nun die verbrauchsgebundenen Kosten aufgrund des unterschiedlichen Pelletverbrauchs voneinander unterscheiden. In den Kapitalkosten, Instandsetzungskosten, betriebsgebundenen Kosten und sonstigen Kosten gibt es keinen Unterschied zwischen Niedertemperatur- und Hochtemperaturvariante. Wie bereits anhand des Beispiels für Anlage A15-Niedertemperatur gezeigt und auch aus Tabelle 37 ersichtlich haben die kapitalgebundenen Kosten (Summe aus Kapitalkosten & Wartungs- und Instandsetzungskosten) den größten Anteil an den Wärmegestehungskosten, gefolgt von den verbrauchsgebundenen Kosten. Betriebsgebundene und sonstige Kosten machen nur einen geringen Teil der Wärmegestehungskosten aus.

5.7.5 Anlage B

Die Vollkostenrechnung für Anlage B mit Pufferspeicher, wurde in den Varianten Hochtemperatur- und Niedertemperaturwärmeverbraucher jeweils mit Verbraucherprofil 15 MWh und Verbraucherprofil 25 MWh durchgeführt. Zusätzlich zu den Optimierungsmaßnahmen der Anlagen mit 15 MWh Wärmeverbrauch wurde bei den Anlagen mit 25 MWh Wärmeverbrauch der Kessel Therm15 durch den Kessel Therm10

5 Ergebnisse und Diskussion

ersetzt. Weiteres wurde bei der Hochtemperaturvariante die Vorlauftemperatur des Kessels auf 50 °C abgesenkt. Es wurden jene Varianten mit höchstem Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage, ohne Integration des Kessels ausgewertet, siehe Tabelle 38.

Tabelle 38: Optimierungsvarianten der Anlage B zur Berechnung der Vollkosten

Erläuterungen: * die Optimierungen sind in Tabelle A2-3 und in Tabelle A2-4 angeführt

Lastprofil	15 MWh Wärmeverbrauch		25 MWh Wärmeverbrauch	
Wärmeverbraucher	Niedertemperatur	Hochtemperatur	Niedertemperatur	Hochtemperatur
Optimierungen*	1-7	1-8	1-8	1-9

In Tabelle 39 sind die Errichtungs- und Installationskosten aufgelistet. Bei beiden Anlagen ist der Kessel Therm10 installiert. Bei der Anlage mit Lastprofil 15 MWh ist zusätzlich der Pufferspeicher PSF600Solar installiert, der Speicher ist ohne Solarwärmetauscher nicht erhältlich, diese Anlage besitzt nur einen Heizkreis. Bei der Anlage mit dem Lastprofil 25 MWh ist zusätzlich zum Kessel Therm10 noch der Pufferspeicher PSF1100 installiert. Diese Anlage besitzt zwei Heizkreise. Bei der Anlage mit 25 MWh Lastprofil ist wegen des höheren Pelletspeicherbedarfs ein größerer Lagerraum als bei der Anlage mit 15 MWh Lastprofil nötig. Beide Anlagen sind mit einer Rohrisolierung versehen, welche sich in den Kosten „Pufferspeicher + Hydraulik“ niederschlägt. Bezüglich Hochtemperatur- und Niedertemperaturvariante gibt es keinen Unterschied in den Investitionskosten.

Tabelle 39: Investitionskosten der optimierten Anlage B

Investitionskosten	Einheit	opt. Anlage B15	opt. Anlage B25
Kessel	€	10.580	10.580
Raumaustragung	€	3.592	3.592
Pufferspeicher + Hydraulik	€	5.983	7.720
Kamin	€	2.700	2.700
Baukosten Heizraum	€	949	949
Baukosten Lagerraum	€	1.072	1.713
Summe Investitionskosten	€	24.875	27.253

Die Anteile der einzelnen Positionen an den Investitionskosten sind in Abbildung 40 für die optimierte Anlage B15 ersichtlich. Der Pelletkessel macht den größten Anteil aus, der Anteil beträgt gemeinsam mit der Raumaustragung fast 60 % der Gesamtinvestitionskosten. Pufferspeicher und Kosten für Hydraulik haben einen Anteil von nahezu 25 % an den Investitionskosten, gefolgt von den Baukosten für Kamin, Lagerraum und Heizraum.

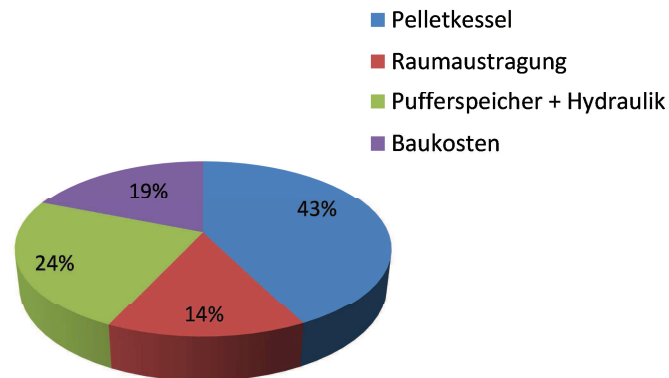


Abbildung 40: Anteile an den Investitionskosten der optimierten Anlage B15

Bei der Anlage B25 (siehe Abbildung 41) sind die Kosten ähnlich verteilt. Der Pelletkessel macht auch hier den größten Anteil mit 39 % aus. Die Pufferspeicher und Hydraulikkosten machen rund 28 % der Investitionskosten aus, das ist auf den zweiten Heizkreis und den höheren Pufferkosten begründet.

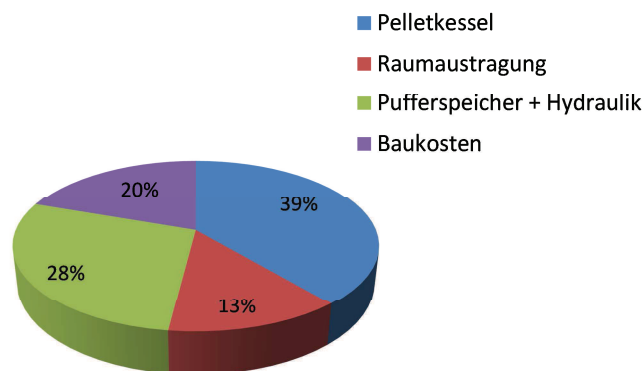


Abbildung 41: Anteile an den Investitionskosten der optimierten Anlage B25

In Tabelle 40 sind die Ergebnisse der Vollkostenrechnung der Anlagenvariante B zusammengefasst. Die Varianten unterscheiden sich durch das Lastprofil (15 MWh oder 25 MWh), den Wärmeverbrauchern (Niedertemperatur oder Hochtemperatur) und den durchgeführten Optimierungsmaßnahmen. Wobei immer die Anlagen mit höchstem Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage ohne integrierten Kessel ausgewertet wurden. Zusätzlich zu den Optimierungsmaßnahmen der Anlagen mit 15 MWh Wärmeverbrauch wurde bei den Anlagen mit 25 MWh Wärmeverbrauch der Kessel Therm15 durch den Kessel Therm10 ersetzt. Weiteres wurde bei der Hochtemperaturvariante die Vorlauftemperatur des Kessels auf 50 °C abgesenkt. Detaillierte Auswertetabellen zu den optimierten Anlagen sind in Anhang A3 zu finden.

5 Ergebnisse und Diskussion

Tabelle 40: Spezifischer Kostenvergleich der optimierten Anlagenvarianten B

Erläuterungen: Spezifische Wärmegestehungskosten auf Nutzwärme bezogen; * die Optimierungen sind in Tabelle A2-3 und in Tabelle A2-4 angeführt

spezifische Kosten	Varianten	Anlage B15	Anlage B15	Anlage B25	Anlage B25
	Wärmeverbraucher	Niedertemp.	Hochtemp.	Niedertemp.	Hochtemp.
	Optimierungen*	1-7	1-8	1-8	1-9
Kapitalkosten	€/MWh	137,1	137,1	90,0	90,0
Instandsetzungskosten	€/MWh	30,0	30,0	19,7	19,7
Verbrauchsgebundene Kosten	€/MWh	64,6	69,5	62,2	66,6
Betriebsgebundene Kosten	€/MWh	13,5	13,5	8,1	8,1
Sonstige Kosten	€/MWh	8,3	8,3	5,5	5,5
Summe der spezifischen Kosten	€/MWh	253,5	258,4	185,3	189,8

Die Anlage B25-Niedertemperatur weist mit 185,3 €/MWh die geringsten spezifischen Wärmegestehungskosten auf, gefolgt von der Anlage B25-Hochtemperatur mit 189,8 €/MWh. Die Anlagen mit niedrigem Wärmeverbrauch weisen deutlich höhere Wärmegestehungskosten zwischen 253,5 (Niedertemperatur) und 258,4 €/MWh (Hochtemperatur) auf. Absolut betrachtet, sind die kapitalgebundenen Kosten der Anlage B25 mit 2.743 € etwas höher als die kapitalgebundenen Kosten der Anlage B15 mit 2.507 €. Allerdings sind durch den um fast 70 % höheren Wärmeverbrauch der Anlagenvarianten B25 die spezifischen Kosten geringer als bei den Anlagenvarianten B15. Vergleicht man die Niedertemperaturvarianten, so ist der Anteil der spezifischen kapitalgebundenen Kosten an den spezifischen Gesamtkosten bei der Anlage B25 rund 59 % und damit geringer als bei Anlage B15 mit rund 66 %. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Anlagenkosten nicht proportional zur Anlagengröße ansteigen, als „Economy of Scale“-Effekt bezeichnet. Würde bei Anlage B25 kein zweiter Heizkreis installiert sein, könnte der Unterschied noch größer sein. Vergleicht man die Hochtemperatur- und Niedertemperaturvariante, so stellt man fest, dass sich nun die verbrauchsgebundenen Kosten aufgrund des unterschiedlichen Pelletverbrauchs voneinander unterscheiden. In den Kapitalkosten, Instandsetzungskosten, betriebsgebundenen Kosten und sonstigen Kosten gibt es keinen Unterschied zwischen Niedertemperatur- und Hochtemperaturvariante. Die kapitalgebundenen Kosten (Summe aus Kapitalkosten & Wartungs- und Instandsetzungskosten) haben den größten Anteil an den Wärmegestehungskosten, gefolgt von den verbrauchsgebundenen Kosten. Betriebsgebundene und sonstige Kosten machen nur einen geringen Teil der Wärmegestehungskosten aus.

5.7.6 Anlage C

Die Vollkostenrechnung für Anlage C mit Pelletkessel im „Stand-Alone“ Betrieb, wurde in den Varianten Hochtemperatur- und Niedertemperaturwärmeverbraucher jeweils mit Verbraucherprofil 15 MWh und Verbraucherprofil 25 MWh durchgeführt. Bei der Niedertemperaturvariante wurde zusätzlich zu den Optimierungen der Hochtemperaturvariante die Kesselvorlauftemperatur auf 40 °C abgesenkt. Es wurden

jene Varianten mit höchstem Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage ausgewertet (siehe Tabelle 41).

Tabelle 41: Optimierungsvarianten der Anlage C zur Berechnung der Vollkosten
 Erläuterungen: Spezifische Wärmegestehungskosten auf Nutzwärme bezogen; * die Optimierungen sind in Tabelle A2-5 und in Tabelle A2-6 angeführt

Lastprofil	15 MWh Wärmeverbrauch		25 MWh Wärmeverbrauch	
Wärmeverbraucher	Niedertemperatur	Hochtemperatur	Niedertemperatur	Hochtemperatur
Optimierungen*	1-6	1-5	1-6	1-5

In Tabelle 42 sind die Errichtungs- und Installationskosten aufgelistet. Bei der Anlage mit Lastprofil 15 MWh ist der Kessel Therm10 installiert, die Anlage besitzt nur einen Heizkreis. Bei der Anlage mit dem Lastprofil 25 MWh ist der Kessel Therm15 mit zwei Heizkreisen installiert. Bei der Anlage mit 25 MWh Lastprofil ist wegen des höheren Pelletspeicherbedarfs ein größerer Lagerraum als bei der Anlage mit 15 MWh Lastprofil nötig. Beide Anlagen sind mit einem elektrisch beheizten Warmwasserspeicher ausgestattet. Die, durch Optimierungsmaßnahmen zusätzlich entstandenen Kosten der Rohrisolierung schlagen sich in den Kosten „Brauchwasserspeicher + Hydraulik“ nieder. Bezüglich Hochtemperatur- und Niedertemperaturvariante gibt es keinen Unterschied in den Investitionskosten.

Tabelle 42: Investitionskosten der optimierten Anlage C

Investitionskosten	Einheit	opt. Anlage C15	opt. Anlage C25
Kessel	€	10.380	12.780
Raumaustragung	€	3.592	3.592
Brauchwasserspeicher + Hydraulik	€	3.805	4.805
Kamin	€	2.700	2.700
Baukosten Heizraum	€	949	949
Baukosten Lagerraum	€	918	1.497
Summe Investitionskosten	€	22.343	26.322

Die Anteile der einzelnen Positionen an den Investitionskosten sind in Abbildung 42 für die optimierte Anlage C15 ersichtlich. Der Pelletkessel macht den größten Anteil aus, gemeinsam mit der Raumaustragung beträgt der Anteil etwa 63 % der Gesamtinvestitionskosten. Die Baukosten haben einen Anteil von 20 %, gefolgt von den Kosten für den elektrisch beheizten Brauchwasserspeicher und die Hydraulik.

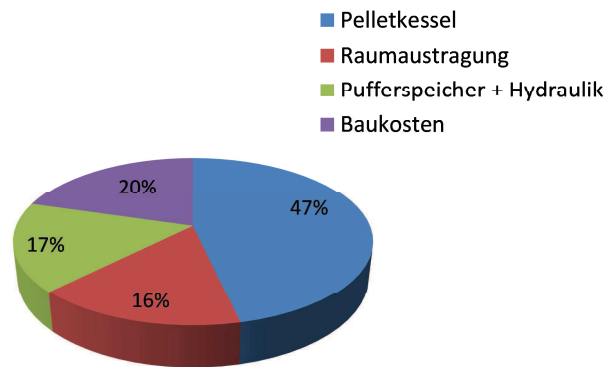


Abbildung 42: Anteile an den Investitionskosten der optimierten Anlage C15

Bei der Anlage C25 (siehe Abbildung 43) sind die Kosten ähnlich verteilt. Der Pelletkessel macht auch hier den größten Anteil aus, gemeinsam mit der Raumaustragung beträgt der Anteil 63%. Die Baukosten haben einen Anteil von 19%, gefolgt von den Kosten für den elektrisch beheizten Brauchwasserspeicher und die Hydraulik.

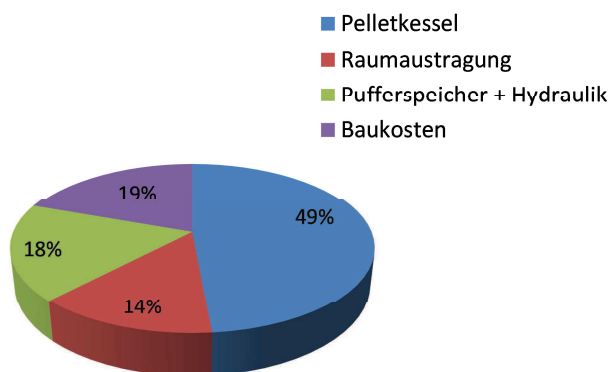


Abbildung 43: Anteile an den Investitionskosten der optimierten Anlage C25

In Tabelle 43 sind die Ergebnisse der Vollkostenrechnung der Anlagenvariante C zusammengefasst. Die Varianten unterscheiden sich durch das Lastprofil (15 MWh oder 25 MWh), den Wärmeverbrauchern (Niedertemperatur oder Hochtemperatur) und den durchgeführten Optimierungsmaßnahmen. Wobei immer die Anlagen mit höchstem Jahresnutzungsgrad der Gesamtanlage ohne integrierten Kessel ausgewertet wurden. Bei der Niedertemperaturvariante wurde zusätzlich zu den Optimierungen der Hochtemperaturvariante die Kesselvorlauftemperatur auf 40 °C abgesenkt. Detaillierte Auswertetabellen zu den optimierten Anlagen sind in Anhang A3 zu finden.

5 Ergebnisse und Diskussion

Tabelle 43: Spezifischer Kostenvergleich der optimierten Anlagenvarianten C
Erläuterungen: Spezifische Wärmegestehungskosten auf Nutzwärme bezogen

spezifische Kosten	Varianten	Anlage C15	Anlage C15	Anlage C25	Anlage C25
	Wärmeverbraucher	Niedertemp.	Hochtemp.	Niedertemp.	Hochtemp.
	Optimierungen	1-6	1-5	1-6	1-5
Kapitalkosten	€/MWh	122,6	122,6	86,9	86,9
Instandsetzungskosten	€/MWh	26,7	26,7	19,0	19,0
Verbrauchsgebundene Kosten	€/MWh	72,7	77,8	73,9	78,9
Betriebsgebundene Kosten	€/MWh	13,5	13,5	8,1	8,1
Sonstige Kosten	€/MWh	7,4	7,4	5,3	5,3
Summe der spezifischen Kosten	€/MWh	243,0	248,1	193,2	198,1

Die Anlage C25-Niedertemperatur weist mit 193,2 €/MWh die geringsten spezifischen Wärmegestehungskosten auf, gefolgt von der Anlage C25-Hochtemperatur mit 198,1 €/MWh. Die Anlagen mit niedrigem Wärmeverbrauch weisen deutlich höhere Wärmegestehungskosten zwischen 243,0 (Niedertemperatur) und 248,1 €/MWh (Hochtemperatur) auf. Vergleicht man die Hochtemperatur- und Niedertemperaturvariante so stellt man fest, dass sich die verbrauchsgebundenen Kosten wegen dem geringeren Pelletverbrauch voneinander unterscheiden. In den Kapitalkosten, Instandsetzungskosten, betriebsgebundenen Kosten und sonstigen Kosten gibt es keinen Unterschied zwischen Niedertemperatur- und Hochtemperaturvariante. Die betriebsgebundenen Kosten und sonstige Kosten haben nur einen kleinen Anteil an den Gesamtkosten. Die kapitalgebundenen Kosten (Summe aus Kapitalkosten & Wartungs- und Instandsetzungskosten) haben den größten Anteil an den Wärmegestehungskosten, dicht gefolgt von den verbrauchsgebundenen Kosten. Die verbrauchsgebundenen Kosten sind bei dieser Anlagenvariante so hoch, weil das Brauchwasser separat in einem elektrisch beheizten Speicher aufbereitet wird. Die Stromkosten wurden in der Rechnung mit 172,4 €/MWh veranschlagt. Absolut betrachtet sind die kapitalgebundenen Kosten der Anlage C25 mit 2.648 € etwas höher als die kapitalgebundenen Kosten der Anlage C15 mit 2.240 €. Allerdings sind durch den, um fast 70 % höheren Wärmeverbrauch der Anlagen C25 die spezifischen Kosten geringer als bei den Anlagen C15. Vergleicht man die Niedertemperaturvarianten, so ist der Anteil der spezifischen kapitalgebundenen Kosten an den spezifischen Gesamtkosten bei der Anlage C25 rund 55 % und damit geringer als bei Anlage C15 mit rund 61 %. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Anlagenkosten nicht proportional zur Anlagengröße ansteigen, als „Economy of Scale“-Effekt bezeichnet. Würde bei Anlage C25 kein zweiter Heizkreis installiert sein, könnte der Unterschied noch größer sein. Betriebsgebundene und sonstige Kosten machen nur einen geringen Teil der Wärmegestehungskosten aus.

5.7.7 Vergleich der optimierten Anlagenvarianten

In Abbildung 44 sind die Investitionskosten der Anlagen mit dem Nutzwärmeverbrauch von 15 MWh und 25 MWh dargestellt. Die Investitionskosten sind bei Anlage A wegen Pufferspeicher und Solaranlage am höchsten, gefolgt von Anlage B mit nur Pufferspeicher und dahinter Anlage C ohne Pufferspeicher, aber mit elektrisch beheiztem Warmwasserspeicher. Der größte Anteil der Investitionskosten entfällt auf den Kessel. Bei der Anlage mit dem Verbraucherprofil 25MWh ist die Differenz der Investitionskosten zwischen Anlage B (mit Puffer, ohne Solaranlage) und Anlage C (ohne Puffer) nicht so groß wie bei den Anlagen mit Wärmeverbrauch 15 MWh. Die Ursache liegt in den unterschiedlichen Kesselgrößen. Zur Deckung der Lastspitzen des Verbraucherprofils 25 MWh ist bei Anlage C der Kessel Therm15 installiert. Bei allen anderen Anlagenvarianten ist der Kessel Therm10 installiert. Zwischen Kessel Therm15 und Therm10 liegt der Preisunterschied bei 2400 € (inkl. MWSt), daher macht es hier nicht nur aus energetischer, auch aus wirtschaftlicher Sicht Sinn bei den Anlagen mit hohem Wärmeverbrauch Kessel Therm10 einzusetzen. Zu Kessel Therm10 wäre der nächstkleinere Heizkessel des Feuerungsherstellers Guntamatic der Kessel Therm7. Aus energetischer Sicht könnte es möglich sein, ohne große Abstriche bei der Nutzwärmebereitstellung, bei den Anlagen mit niedrigem Wärmeverbrauch (15 MWh) den Kessel Therm7 einzusetzen. Wegen der geringen Preisdifferenz zwischen Kessel Therm7 und Kessel Therm10, nur 396 € (inkl. MWSt) würde dies allerdings keine wesentlichen Auswirkungen auf das Ergebnis der Kostenrechnung haben.

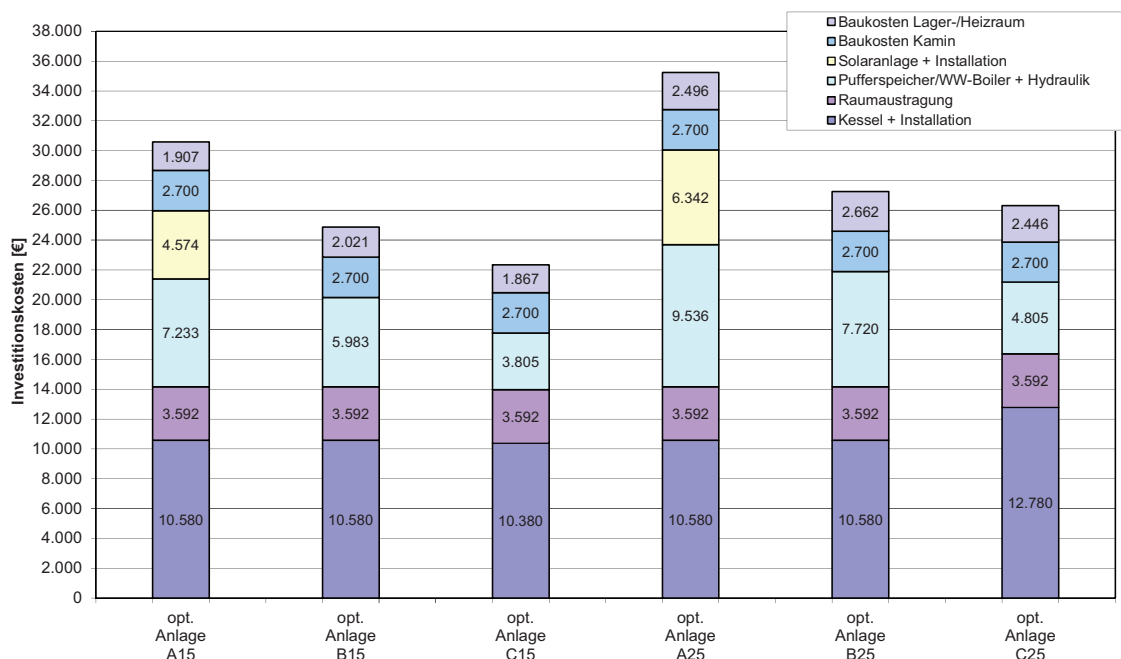


Abbildung 44: Gegenüberstellung der Investitionskosten der optimierten Anlagenvarianten
Erläuterungen: NT...Bezeichnung für Variante mit Niedertemperaturheizsystem;
 HT...Bezeichnung für Variante mit Hochtemperaturheizsystem

In Abbildung 45 sind die Brennstoff- bzw. Heizstromkosten der optimierten Varianten mit Wärmeverbrauch 15 MWh bzw. 25 MWh, jeweils mit Hochtemperatur- und Niedertemperaturwärmeverbrauchern dargestellt. Die Brennstoff- bzw. Heizstromkosten

5 Ergebnisse und Diskussion

sind bei Anlage C am höchsten und bei Anlage A wegen des Solareintrages am geringsten. Ursache der hohen Kosten bei Anlage C ist die elektrische Beheizung des Warmwassers. Die Kosten pro MWh Strom wurden in der Berechnung mit 172,36 € (inkl. MWSt), die Kosten pro MWh_{Hu} Pellet mit 50,43 € (inkl. MWSt) veranschlagt. Damit ergeben sich die jährlichen Kosten für die Brauchwasseraufbereitung der Anlage mit 15 MWh Nutzwärmeverbrauch zu 275 € für die Anlage mit 25 MWh Nutzwärmeverbrauch zu 517 €. Trotz des geringen Anteils des Warmwassers am Gesamtwärmeverbrauch (nur etwa 10 %) verursachen die Heizstromkosten der Brauchwasseraufbereitung bei Anlage C rund 25 % der Gesamtkosten (Brennstoff und Heizstrom) pro Jahr.

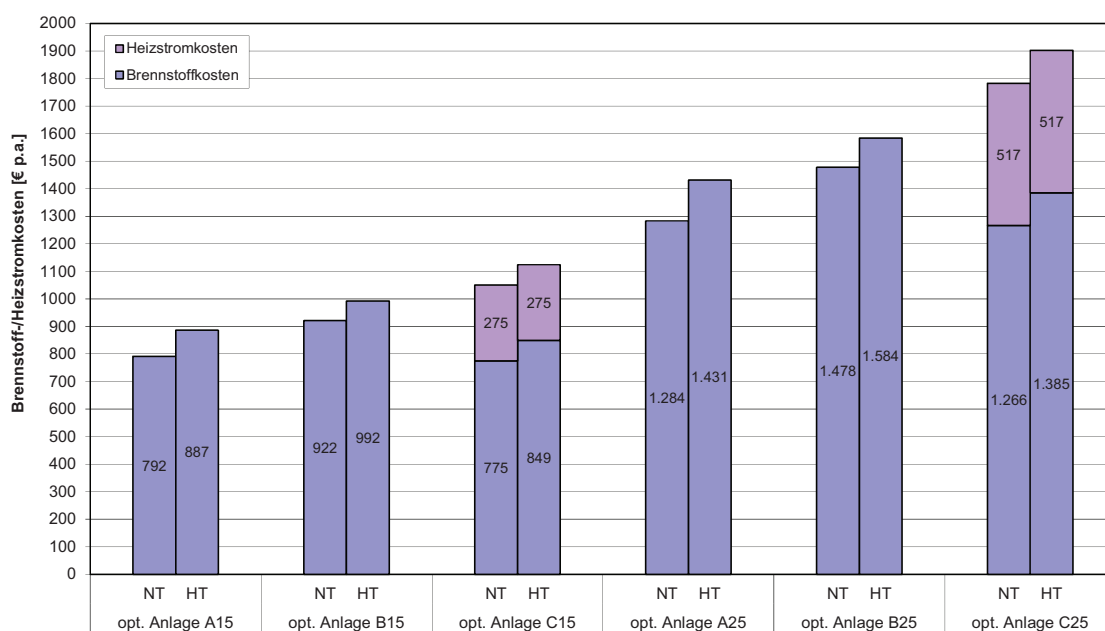


Abbildung 45: Gegenüberstellung der Brennstoff-/Heizstromkosten der optimierten Anlagenvarianten

Erläuterungen: NT...Bezeichnung für Variante mit Niedertemperaturheizsystem;
HT...Bezeichnung für Variante mit Hochtemperaturheizsystem

Die spezifischen Wärmegestehungskosten wurden auf den Nutzwärmeverbrauch der Anlagen bezogen und sind in Abbildung 46 dargestellt. Sie setzen sich aus den spezifischen kapitalgebundenen Kosten, den spezifischen verbrauchsgebundenen Kosten, den spezifischen betriebsgebundenen Kosten und den spezifischen sonstigen Kosten zusammen. Bei Betrachtung der spezifischen Wärmegestehungskosten der Anlage mit 15 MWh Wärmeverbrauch wird deutlich, dass Anlage C trotz der hohen Brennstoff- bzw. Heizstromkosten, aber wegen der geringen Investitionskosten die kostengünstigste Variante ist. Die spezifischen kapitalgebundenen Kosten machen den größten Anteil der spezifischen Wärmegestehungskosten aus, gefolgt von den spezifischen verbrauchsgebundenen Kosten.

Durch den höheren Wärmeverbrauch bei der Anlage mit 25 MWh Wärmeverbrauch und den nur unwesentlich höheren Investitionskosten, machen die spezifischen verbrauchsgebundenen Kosten einen weitaus größeren Anteil an den spezifischen Wärmegestehungskosten aus als bei den Anlagen mit 15 MWh Jahreswärmebedarf. Trotz der niedrigeren Investitionskosten der Anlage C liegt daher Anlage B mit geringeren

5 Ergebnisse und Diskussion

verbrauchsgebundenen Kosten vorne. Ursache ist einerseits die im Vergleich zu den Anlagen A und B kostenintensive elektrische Aufbereitung des Warmwassers, andererseits die Tatsache, dass in Anlage C der größere Kessel Therm15 installiert ist, wodurch die Investitionskosten für den Kessel um etwa 2.400 € (inkl. MWSt) höher sind, als bei Anlage A und B.

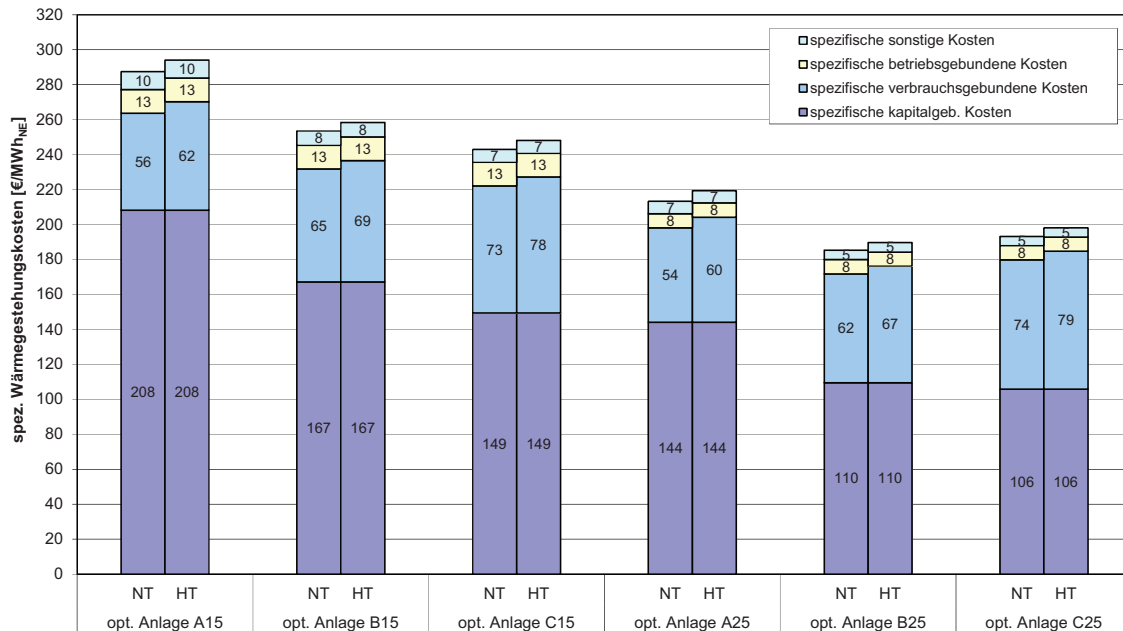


Abbildung 46: Gegenüberstellung der spezifischen Wärmegestehungskosten der optimierten Anlagenvarianten

Erläuterungen: NT...Bezeichnung für Variante mit Niedertemperaturwärmeverbrauchern; HT...Bezeichnung für Variante mit Hochtemperaturwärmeverbrauchern, spezifische Wärmegestehungskosten auf Nutzwärme bezogen

Generell ist anzumerken, dass sich ohne Förderung die Investition in eine Solaranlage, weder bei der Anlage mit 25MWh Wärmeverbrauch, noch bei der Anlage mit 15MWh Wärmeverbrauch bezahlt macht. Die deutlich höheren Kapitalkosten bei einer veranschlagten Nutzungsdauer von 20 Jahren können die Brennstoffeinsparung nicht aufwiegen.

5.7.8 Wirtschaftliche Sensitivitätsanalyse

Die Vollkostenrechnung hat gezeigt, dass sich die Investition in eine Solaranlage ohne Förderung für den Endverbraucher nicht bezahlt macht. Es wird daher untersucht, wie hoch der Förderbetrag sein müsste, damit die Installation einer solarthermischen Anlage für den Verbraucher einen wirtschaftlichen Vorteil bringt. Die Förderung wird von den Kapitalkosten der Solaranlageninvestition abgezogen. Die Instandhaltungskosten der Solaranlage werden prozentuell auf die Investitionskosten, ohne Abzug des Förderbeitrages, berechnet. Die Auswertung ergab, dass bei den Anlagen A die jährlichen Instandsetzungskosten (2 % der Investitionskosten) und Versicherungskosten (0,5 % der Investitionskosten) der Solaranlage höher sind, als die jährliche Pelletkosteneinsparung gegenüber der Vergleichsanlage B. Um die zusätzlichen Investitionskosten und

Instandhaltungs-/Versicherungskosten der Solaranlage zu kompensieren, sodass die Wärmegestehungskosten gleich wie bei Anlage B sind, müssten jährliche Kapitalkosten in der Höhe von 510 € (inkl. MWSt) bei der Niedertemperaturvariante bzw. 532 € (inkl. MWSt) bei der Hochtemperaturvariante der Anlage A15 gefördert werden. Das entspricht einem Förderbetrag zum Zeitpunkt der Investition von 5.850 € (inkl. MWSt) bei der Niedertemperaturvariante bzw. 6.100 € (inkl. MWSt) bei der Hochtemperaturvariante. Das ist etwas mehr als die Anschaffungskosten der Solaranlage, diese kostet bei der Anlage A15 5.824 € (inkl. MWSt). Bei ähnlicher Betrachtung müssten bei der Anlage A25 jährlich Kapitalkosten in der Höhe von 697 € (inkl. MWSt) bei der Niedertemperaturvariante bzw. 741 € (inkl. MWSt) bei der Hochtemperaturvariante über den Förderbetrag gedeckt werden. Dies entspricht einer Förderung der Niedertemperaturvariante zum Zeitpunkt der Investition von 8.000 € (inkl. MWSt) bzw. einer Förderung der Hochtemperaturvariante von 8.500 € (inkl. MWSt.). Die Förderung müsste also höher als die Anschaffungskosten der Solaranlage (7.592 € inkl. MWSt) sein. In Abbildung 47 ist exemplarisch für die Anlagenvariante A25 dargestellt, wie hoch die jährliche Förderung sein müsste, damit sie ebenso wirtschaftlich betreibbar ist wie die Anlagenvarianten B25-Hochtemperatur.

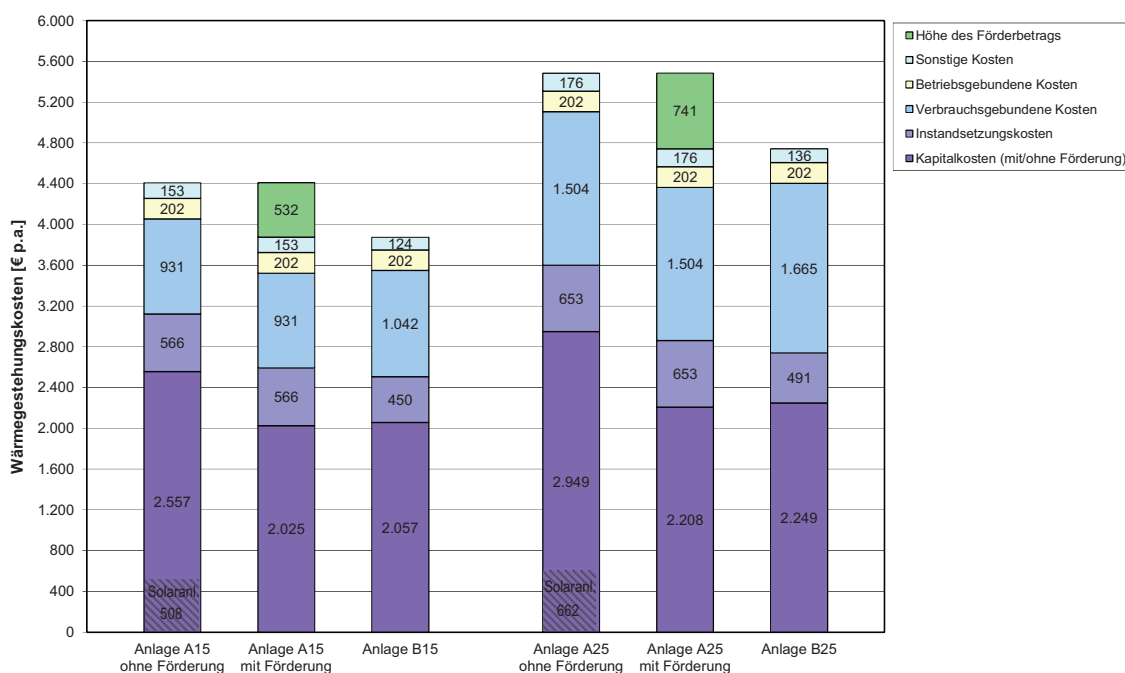


Abbildung 47: Darstellung der Förderhöhe für einen wirtschaftlichen Betrieb der Solaranlage der optimierten Anlage A25-Hochtemperatur, Vergleich mit der optimierten Anlage B25-Hochtemperatur

Die Kosten für die Integration des Kessels im Pufferspeicher lassen sich schwer abschätzen. Eine beidseitige Abstimmung, Brennkammer auf Pufferspeicher bzw. Pufferspeicher auf Brennkammer ist unbedingt erforderlich und verlangt daher eine technische Neukonzeption. Es wurde untersucht, wie hoch der Preis für die Kombination Pelletfeuerung in Pufferspeicher sein darf, damit keine zusätzlichen Kosten für den Verbraucher anfallen. Durch die Integration des Kessels in den Pufferspeicher (Effizienzsteigerung) können bei Anlage A15 verbrauchsgebundene Kosten in der Höhe von 81 €/a (inkl. MWSt) bei der Niedertemperaturvariante bzw. 123 €/a (inkl. MWSt) bei

5 Ergebnisse und Diskussion

der Hochtemperaturvariante eingespart werden. Damit für den Verbraucher keine zusätzlichen Kosten entstehen darf, bezogen auf den Zeitpunkt der Anschaffung (Zinssatz, Nutzungsdauer), die Gesamtinvestition bei der Niedertemperaturvariante um 680 € (inkl. MWSt) bzw. bei Hochtemperaturvariante um 1.060 € (inkl. MWSt) höher sein. Umgerechnet auf den Preis für das System „Kessel Therm10 in Pufferspeicher PSF600Solar integriert“ ohne Raumaustragung und ohne Installationskosten wären das bei der Niedertemperaturvariante 12.890 € (inkl. MWSt), bei der Hochtemperaturvariante 13.270 € (inkl. MWSt). Durch die Integration des Kessels in den Pufferspeicher (Effizienzsteigerung) können bei der Anlage A25 verbrauchsgebundene Kosten in der Höhe von 68 €/a (inkl. MWSt) bei der Niedertemperaturvariante bzw. 132 €/a (inkl. MWSt) bei der Hochtemperaturvariante eingespart werden. Damit für den Verbraucher keine zusätzlichen Kosten entstehen darf, bezogen auf den Zeitpunkt der Anschaffung (Zinssatz, Nutzungsdauer), die Gesamtinvestition bei der Niedertemperaturvariante um 566 € (inkl. MWSt) bzw. bei der Hochtemperaturvariante um 1.136 € (inkl. MWSt) höher sein. Damit ergibt sich der Preis für das System „Kessel Therm10 in Pufferspeicher PSF1100Solar integriert“ ohne Raumaustragung und ohne Installationskosten zu 14.080 € (inkl. MWSt) bei der Niedertemperaturvariante und zu 14.650 € (inkl. MWSt) bei der Hochtemperaturvariante. In Abbildung 48 sind die Kapitalkosten des Systems „Kessels & Pufferspeicher separat“ und des Systems „Kessel in Pufferspeicher integriert“ für Kostengleichheit der optimierten Anlagen A15-Hochtemperatur und A25-Hochtemperatur dargestellt.

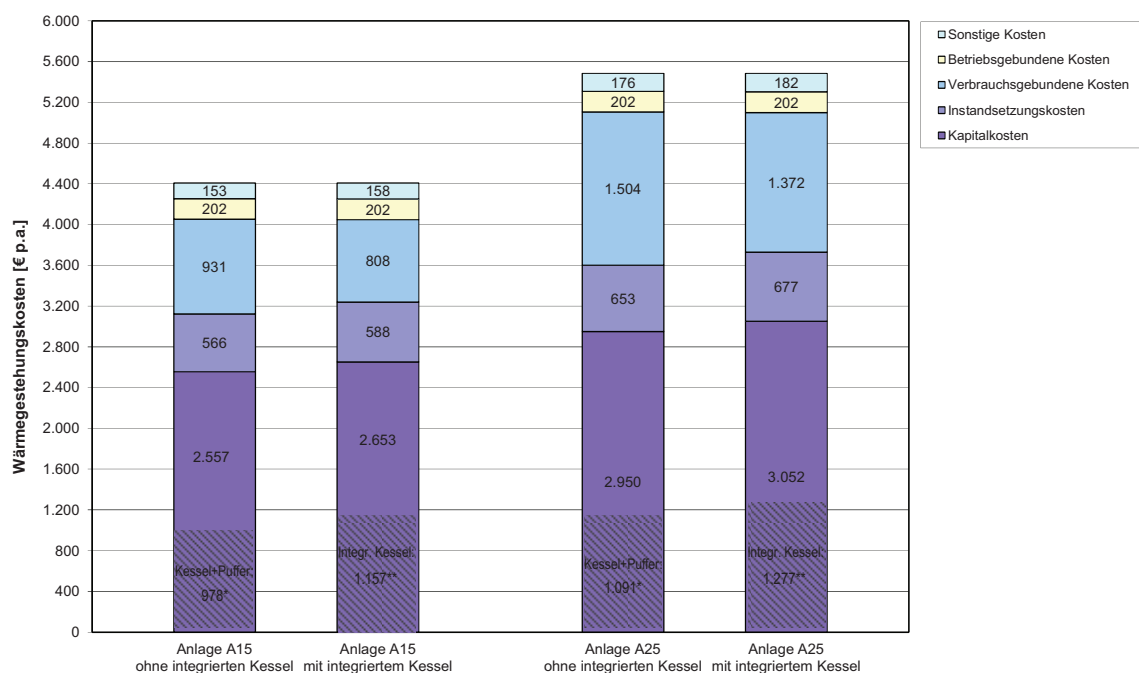


Abbildung 48: Darstellung der Kapitalkosten des Systems „Kessel & Pufferspeicher separat“ und „Kessel in Pufferspeicher integriert“ für Kostengleichheit der optimierten Anlage A15-Hochtemperatur und A25-Hochtemperatur

Erläuterungen: * Kapitalkosten Pelletkessel und Pufferspeicher separat (exkl. Kosten der Raumaustragung u. Installationskosten); **Kapitalkosten des Systems Pelletkessel in Pufferspeicher integriert (exkl. Kosten der Raumaustragung u. Installationskosten)

5 Ergebnisse und Diskussion

Es wurde noch untersucht, wie sich eine Pellet-Preissteigerung von 30 % auf die spezifischen Wärmegestehungskosten auswirkt. Die Ergebnisse sind in Abbildung 49 dargestellt. Durch den Anstieg der spezifischen verbrauchsgebundenen Kosten steigen auch die Wärmegestehungskosten entsprechend (je nach Anlagenvariante zwischen 16 und 21 €/MWh_{NE}). Die Reihung der Anlagen ändert sich nicht. Aus wirtschaftlicher Sicht ist auch bei einer Pellet-Preissteigerung von 30 % die Installation einer Solaranlage nicht empfehlenswert.

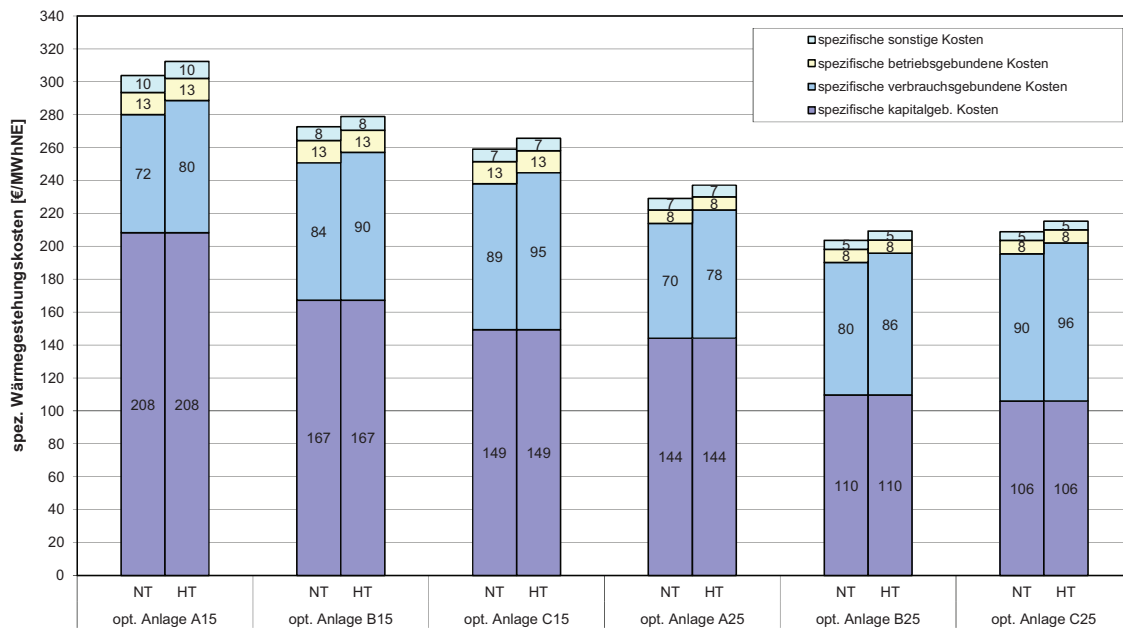


Abbildung 49: Gegenüberstellung der spezifischen Wärmegestehungskosten der optimierten Anlagen bei um 30% gestiegenem Pelletpreis

Erläuterungen: NT...Bezeichnung für Variante mit Niedertemperatur-Heizsystem; HT...Bezeichnung für Variante mit Hochtemperatur-Heizsystem, spezifische Wärmegestehungskosten auf Nutzwärme bezogen

5.7.9 Zusammenfassung der Ergebnisse

Die Berechnung der Wärmegestehungskosten nach VDI 2067 hat gezeigt, dass bei moderatem Nutzwärmeverbrauch (15 MWh/a, 1.500-1.800 Kessel-Volllaststunden) der Betrieb des Pelletkessel „Stand Alone“ die geringsten Wärmegestehungskosten aufweist. Bei moderatem Wärmeverbrauch machen die verbrauchsgebundenen Kosten nur einen kleinen Teil der Gesamtkosten aus, je nach Anlagenverschaltung zwischen 20 und 30 %. Ein Großteil der Kosten entfällt auf die kapitalgebundenen Kosten (Kapitalkosten & Instandhaltungskosten). Daher ist es sinnvoll bei moderatem Wärmeverbrauch Investitionskosten einzusparen und höhere verbrauchsgebundene Kosten in Kauf zu nehmen. Die verbrauchsgebundenen Kosten der Anlage Pelletkessel „Stand Alone“ sind wegen der Heizstromkosten für die elektrische Erwärmung des Brauchwassers vergleichsweise hoch, dennoch überwiegt die Investitionskosteneinsparung gegenüber den Anlage mit Pufferspeicher bzw. Pufferspeicher und Solaranlage.

Bei Anlagen mit höherem Wärmeverbrauch (25 MWh/a, 2.500-2.900 Kessel-Volllaststunden) weist der Betrieb des Kessels mit kombiniertem Pufferspeicher für die Heizungs- und Warmwasserversorgung die geringsten Wärmegegestehungskosten auf. Bei höherem Wärmeverbrauch machen die verbrauchsgebundenen Kosten je nach Verschaltung einen Anteil von 25 bis 40 % der Gesamtkosten aus. Der Pufferspeicher ermöglicht es, das Warmwasser über den Pelletkessel zu bereiten. Wegen der günstigen Pelletpreise macht sich daher die Investition in einen Pufferspeicher zur kombinierten Heizungs- und Warmwasserversorgung bezahlt.

Generell ist aus wirtschaftlicher Sicht die Investition in eine solarthermische Anlage zur kombinierten Heizungs- und Brauchwasserversorgung nicht zu empfehlen. Die wirtschaftliche Sensitivitätsanalyse hat gezeigt, dass auch bei hoher Förderung für den Endverbraucher keine Kosteneinsparung gegenüber Heizsystemen ohne Solaranlage entsteht. Auch bei einer Pellet-Preissteigerung um 30 % ist die Installation einer Solaranlage wirtschaftlich nicht vertretbar.

Erwartungsgemäß ist ein Heizungssystem mit Niedertemperaturwärmeverbrauchern zu bevorzugen. Durch geringere Kessel- und Verteilverluste lässt sich ohne zusätzliche Kosten der Pelleteinsatz senken. Allerdings ist zu beachten, dass nur bei entsprechend großen Heizflächen (z.B. Fussboden und/oder Wandheizung) niedrige Temperaturen in Heizsystemen möglich sind.

6 Zusammenfassung, Empfehlungen und Ausblick

In diesem Kapitel werden die wichtigsten Ergebnisse der Anlagensimulation, der Sensitivitätsanalyse, der Auswertung der optimierten Anlagen und der Vollkostenrechnung nach VDI 2067 zusammengefasst und Empfehlungen für die Entwicklung zukünftiger hocheffizienter Heizsysteme formuliert. Weiteres werden die Stärken und Schwächen der Simulationen in TRNSYS17 und die Sensitivitätsanalyse als Mittel zur Erkennung von Schwachstellen eines Systems diskutiert.

Untersucht wurden drei Verschaltungsvarianten (als Anlage A, B & C bezeichnet):

- Anlage A: Pelletkessel mit Pufferspeicher und Solaranlage
- Anlage B: Pelletkessel mit Pufferspeicher, ohne Solaranlage
- Anlage C: Pelletkessel ohne Pufferspeicher im „Stand-Alone“ Betrieb

Die Verschaltungsvarianten wurden jeweils mit Hochtemperatur- und Niedertemperatur-Heizsystem, mit einem Nutzwärmeverbrauch von 15 MWh/a und 25 MWh/a simuliert. Für das Hochtemperatur-Heizsystem wurden die Vorlauftemperatur zu 65 °C und die Rücklauftemperatur zu 55 °C, für das Niedertemperatur-Heizsystem die Vorlauftemperatur zu 30 °C und die Rücklauftemperatur zu 25 °C festgelegt.

6.1 Bewertung des Simulationsmodells in TRNSYS17 und Simulation der Basisvarianten

Durch die Jahressimulation in TRNSYS war es möglich relevante Einflussfaktoren auf die Effizienz des Heizungssystems zu identifizieren, analysieren und einer energetischen Bewertung zu unterziehen. Durch die umfangreichen Parametrierungsmöglichkeiten konnten die Modelle gut an verschiedene Rahmenbedingungen angepasst und die Realität gut nachgebildet werden. Zur Simulation der drei Verschaltungsvarianten wurden verschiedene Basisvarianten definiert, die in einem ersten Schritt über ein gesamtes Betriebsjahr simuliert wurden. Ziel der Anlagensimulationen war es einerseits, durch Parametrierung des Modells nach den Vorgaben der Projektpartner das reale Verhalten eines modernen Heizungssystems mit Pelletkleinfeuerung möglichst exakt nachzusimulieren, andererseits Schwachstellen und Optimierungspotenziale bezüglich Jahresnutzungsgrad und Pelletverbrauch mittels Sensitivitätsanalyse aufzuzeigen. In den umfassenden Simulationen waren mehr als 100 Einstellwerte zu definieren.

Bewertung des Simulationsmodells in TRNSYS17

Neben den individuellen Anpassungsmöglichkeiten der einzelnen Systemkomponenten liegt die größte Stärke von TRNSYS darin, den Betrieb über ein ganzes Jahr zu simulieren. Dabei können für jeden Zeitschritt die Ergebnisse während der Simulation in Diagrammen und nach der Simulation in Ausgabefiles ausgewertet werden.

Kleine Schwächen zeigte TRNSYS17 bei der Lösung des Gleichungssystems. Die Bilanzgleichungen der Simulationskomponenten Pufferspeicher und Heizkessel konnten über den Simulationszeitraum nicht vollständig geschlossen werden, auch wenn die

unterschiedlichen Energiemengen, die zu Beginn und am Ende der Simulation im System gespeichert waren, berücksichtigt wurden. Da die Abweichungen aber im Promillebereich lagen, wurde die Aussagekraft der Simulationsergebnisse nicht wesentlich beeinflusst. Diese Abweichungen können vermutlich durch die Verkürzung der Zeitschrittweite und besser aufgelöste Verbraucherprofile (z.B. 6 min statt 1 h) bei Bedarf noch reduziert werden.

Eine weitere Schwäche des Simulationsmodells liegt in der Vereinfachung des Kesselmodells. Es ist nicht möglich verschiedene Wärmekapazitäten (Kessel inkl. Wasserinhalt bzw. Brennkammer) mit unterschiedlichen Temperaturen festzulegen. Das Modell ist so ausgelegt, dass die Wärmekapazität des Kessels (Stahlkörper inkl. Wasserinhalt), aber nicht die Wärmekapazität der Brennkammer simuliert werden kann. Dadurch kann die, in der Brennkammer gespeicherte Energie nicht berücksichtigt werden, was sich in der Simulation auf das Abkühlverhalten des Kessels auswirkt.

Mit TRNSYS17 können auch thermische Gebäudesimulationen erstellt werden. Würde man die Simulation der Heizungsanlage in eine thermische Gebäudesimulation integrieren, könnte das Modell noch realitätsnaher gestaltet werden. Allerdings würde dies mit einer erheblichen Steigerung des Aufwandes der Parametrierung und der Simulation verbunden sein. Es würden sich aber weitere Optimierungsmöglichkeiten anbieten. Beispielsweise könnte in einer gekoppelten Simulation eines Gebäudes mit einer Heizungsanlage überprüft werden, ob das thermische Speichervermögen des Gebäudes eine weitere Reduktion der Kesselleistung zulassen würde. Überdies hinaus könnte eine Heizungsanlage unmittelbar auf ein Gebäude dimensioniert und abgestimmt werden. Der Jahresnutzungsgrad der Wärmebereitstellung könnte so noch weiter gesteigert werden.

Simulation der Basisvarianten:

Entsprechend den Spezifikationen der Projektpartner zu den Komponenten, zur Regelung/Steuerung und zur Verschaltung wurden die Varianten (Anlage A, B & C) für verschiedene Temperaturniveaus (Hochtemperatur- & Niedertemper-Heizsystem) und Wärmeverbräuche (15 & 25 MWh/a) nachgebildet. Für das Hochtemperatur-Heizsystem wurden die Vorlauftemperatur zu 65 °C und die Rücklauftemperatur zu 55 °C, für das Niedertemperatur-Heizsystem die Vorlauftemperatur zu 30 °C und die Rücklauftemperatur zu 25 °C festgelegt. Jene Anlagenvarianten mit 15 MWh Wärmeverbrauch pro Jahr wurden mit dem Kessel Therm10 (10 kW Nennleistung), jene mit 25 MWh Wärmeverbrauch pro Jahr mit dem Kessel Therm15 (15 kW Nennleistung) parametrieren. Für die Rohrleitungen wurde in der Basisvariante keine Isolierung vorgesehen. Die Basisanlage A (Pufferspeicher & Solaranlage) wurde bei 15 MWh Wärmeverbrauch pro Jahr mit einem 600 l-Pufferspeicher und einer Kollektorfläche von 8 m², bei 25 MWh Wärmeverbrauch pro Jahr mit einem 1100 l-Pufferspeicher und einer Kollektorfläche von 12 m² parametrieren.

Die Basisanlage A erreichte mit Niedertemperatur-Heizsystem einen Anlagennutzungsgrad von 70,9 % (15 MWh/a) bzw. 74,9 % (25 MWh/a), Anlage B mit Niedertemperatursystem 65,2 % (15 MWh/a) bzw. 70,3 % (25 MWh/a) und Anlage C mit Niedertemperatursystem 78,5 % (15 MWh/a) bzw. 81,0 % (25 MWh/a). Der Kesselnutzungsgrad lag für Anlage A mit Niedertemperatursystem bei 88,5 % (15 MWh/a)

bzw. 88,3 % (25 MWh/a), für Anlage B mit Niedertemperatursystem bei 85,4 % (15 MWh/a) bzw. 85,7 % (25 MWh/a) und für Anlage C mit Niedertemperatursystem bei 89,3 % (15 MWh/a) bzw. 88,9 % (25 MWh/a).

Jene Varianten mit Hochtemperatur-Heizsystem wiesen generell etwas niedrigere Jahresnutzungsgrade (Anlage, Heizkessel) auf als die Varianten mit Niedertemperatur-Heizsystem. Die Basisanlage A erreichte mit Hochtemperatur-Heizsystem einen Anlagennutzungsgrad von 61,5 % (15 MWh/a) bzw. 66,1 % (25 MWh/a), Anlage B mit Niedertemperatursystem 55,6 % (15 MWh/a) bzw. 61,6 % (25 MWh/a) und Anlage C mit Niedertemperatursystem 65,8 % (15 MWh/a) bzw. 69,6 % (25 MWh/a). Der Kesselnutzungsgrad lag für Anlage A mit Niedertemperatursystem bei 85,9 % (15 MWh/a) bzw. 85,4 % (25 MWh/a), für Anlage B mit Niedertemperatursystem bei 83,3 % (15 MWh/a) bzw. 83,1 % (25 MWh/a) und für Anlage C mit Niedertemperatursystem bei 86,1 % (15 MWh/a) bzw. 85,1 % (25 MWh/a).

Die Jahressimulation der Basisanlagen, parametrisiert nach den Spezifikationen und Grundeinstellungen der Projektpartner, zeigte, dass der Nutzungsgrad der Gesamtanlage noch wesentlich verbessert werden kann, die Kesseljahresnutzungsgrade aber bereits relativ hoch sind.

6.2 Sensitivitätsanalyse zur Erkennung von Schwachstellen eines Systems sowie zur Definition von Optimierungsmaßnahmen

Im technisch-naturwissenschaftlichen Bereich werden Sensitivitätsanalysen eingesetzt, um bei komplexen Systemen Engpässe und Schwachstellen zu identifizieren. Oft werden bei Heizungsanlagen die Komponenten, Heizkessel, Pufferspeicher, Solaranlage und Radiatoren von unterschiedlichen Herstellern bezogen und zu einem Heizungssystem kombiniert. Eine Abstimmung der Komponenten untereinander durch eine anforderungsgemäße Dimensionierung und Regelung ist für einen effizienten Betrieb unbedingt erforderlich, wird aber nur selten gewissenhaft umgesetzt.

Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse:

In der Sensitivitätsanalyse wurde durch Veränderung einzelner Parameter in der Simulation der Einfluss auf den Pelletverbrauch, auf den Jahresnutzungsgrad des Kessels und der Heizanlage, sowie auf das Betriebsverhalten (Kesselstarts, Kesselbetriebszeit, relative Last) untersucht. Die Ergebnisse wurden mit der Basisanlage, parametrisiert nach den Grundeinstellungen der Projektpartner, verglichen.

In der Sensitivitätsanalyse wurden folgende Maßnahmen an der Parametrierung/Verschaltung untersucht:

Änderungen am Kessel (Kessel-Änderungen)

- Rauchgasaustrittstemperatur
- O₂-Gehalt im Rauchgas
- Wärmekapazität des Kessels
- Wärmeübergangsfaktor an die Umgebung (bei Stillstand)

Änderungen an der Steuerung/Regelung (Software-Änderungen)

- Kesselvorlauftemperatur
- Kesselfreigabe/Kesselabschaltung
- Solaranlagenfreigabe/Solaranlagenabschaltung

Änderungen an Ausführung/Dimensionierung (Hardware-Änderungen)

- Isolierung der Rohrleitungen
- Isolierung des Pufferspeichers
- Rohrlängen
- Kesselnennleistung
- Pufferspeichervolumen
- Solarkollektorfläche
- Externe Brauchwasserbereitung

Bewertet man die einzelnen Optimierungsmaßnahmen nach der Jahres-Pelleteinsparung, so zeigte die Isolierung der Rohrleitungen (sinkender Pelletverbrauch und Anstieg des Verteilnutzungsgrades) den größten Einfluss, gefolgt von der Verkürzung der Rohrlängen (Auswirkung ähnlich der Isolierung der Rohrleitungen). Auch die Erhöhung der Solarkollektorfläche hatte einen großen Einfluss auf den Pelletverbrauch, allerdings ist die Einsparung angesichts der hohen Investitionskosten für Solarpaneele zu gering. Ähnlich verhält es sich bei der Installation eines größeren Pufferspeichers mit Anpassung der Kollektorfläche, auch hier ist die Einsparung angesichts der höheren Investitionskosten zu gering. Weiteres haben noch die Installation eines kleineren Kessels (Anpassung der Kesselnennleistung) und die Absenkung der Kesselvorlauftemperatur einen größeren Einfluss auf den Pelleteinsatz. Bei der Installation des kleineren Kessels sei zusätzlich genannt, dass Investitionskosten eingespart werden können. Die Brauchwasserbereitung über einen elektrisch beheizten Speicher in den Sommermonaten (Anlage Pelletkessel mit Pufferspeicher, ohne Solaranlage) wirkte sich zwar auf den Nutzungsgrad des Kessels und des Verteilsystems positiv aus und hatte damit eine deutliche Pelleteinsparung zur Folge, allerdings fallen durch diese Maßnahme auch erhöhte Stromkosten an.

Eine eher geringe Auswirkung auf den Jahres-Pelleteinsatz hatten die Anpassungsmaßnahmen an die Kesselfreigabe-/Kesselabschaltbedingungen und an die Solaranlagenfreigabe-/Solaranlagenabschaltbedingungen. Die Isolierung des Pufferspeichers hatte wegen der bereits vorhandenen Pufferisolierung keine wesentliche Auswirkung auf den Pelletverbrauch. Auch Maßnahmen am Kessel, wie die Senkung der Rauchgasaustrittstemperatur und des O₂-Gehaltes im Rauchgas hatten eine weniger große Auswirkung auf den Pelleteinsatz. Dies liegt daran, dass die Rauchgastemperatur um nur 10 °C, der O₂-Gehalt um nur 1 %, nach Absprache mit den Projektpartnern, abgesenkt wurde. Bei anderen Anlagen wäre es eventuell möglich, die Rauchgastemperatur und den O₂-Gehalt weiter abzusenken und damit eine deutlichere Verbesserung zu erreichen.

Kaum oder gar nicht wirkte sich die Verminderung der Wärmekapazität des Kessels aus. Dies ist dadurch begründet, dass die Kessel Therm10 und Therm15 gemäß den Spezifikationen der Fa. Guntamatic bereits sehr geringe Wärmekapazitäten aufweisen. Auch die Verringerung des Wärmeübergangsfaktors des Kessels an die Umgebung (bei

Stillstand) zeigte kaum eine Auswirkung auf den Pelleteinsatz, dies liegt daran, dass die Häufigkeit der Kesselstarts/-stopps bei den untersuchten Anlagen gering war.

Aus den Ergebnissen der Sensitivitätsanalyse lassen sich folgende Optimierungsmaßnahmen ableiten:

Kessel-Änderungen:

- Rauchgasaustrittstemperatur soweit wie möglich verringern (geringere Rauchgasverluste); Ziel: Bei Volllast 140 °C, bei minimaler Teillast 70 °C oder geringer
- O₂-Gehalt so gering wie möglich halten (geringere Rauchgasverluste); Ziel: Bei Volllast kleiner gleich 8,5 Vol%, bei minimaler Teillast 9 Vol% oder geringer

Software-Änderungen:

- Möglichst geringe Kesselvorlauftemperatur einstellen (geringere Wärmeverluste an Umgebung); Ziel: Je nach Anforderung der Verbraucher die minimale Vorlauftemperatur laut Feuerungshersteller
- Anpassung der Kesselfreigabe/Kesselabschalt-Bedingungen; Ziel: Abstimmung Kesselbetriebsverhalten mit Pufferspeicher/Verteilsystem; Richtwert-Ausschaltbedingung 7 °C über der Soll-Kesselvorlauftemperatur, Richtwert-Einschaltbedingung 9 °C unter der Soll-Kesselvorlauftemperatur; Positionierung des Temperaturfühlers auf Anschlusshöhe der Verbraucher
- Anpassung der Solaranlagenfreigabe/Solaranlagenabschalt-Bedingungen; Ziel: Abstimmung der Solaranlage mit Kessel und Pufferspeicher/Verteilsystem; Richtwert-Einschaltbedingung 7 °C-Temperaturdifferenz zwischen Solaranlagenvorlauf- und Fühlertemperatur; Richtwert-Ausschaltbedingung 0 °C-Temperaturdifferenz zwischen Solaranlagenvorlauf- und Fühlertemperatur; Positionierung des Temperaturfühlers auf Anschlusshöhe des Solaranlagenvorlaufs

Hardware-Änderungen:

- Rohrleitungen isolieren (geringere Verteilverluste); Ziel: Isolierdicke 30 mm
- Rohrlängen möglichst kurz halten (geringere Verteilverluste); Ziel: Anpassung der Positionierung Kessel zu Pufferspeicher, Solarkollektoren zu Pufferspeicher, Verbraucher zu Pufferspeicher
- Anforderungsgemäße Dimensionierung/Abstimmung der Komponenten (Heizkessel/Pufferspeicher/Solaranlage); Ziel: Wärmeverbrauchsorientierte Dimensionierung der Komponenten, Nutzung von Synergien (geringere Kesselleistung bei besserer Auslastung des Pufferspeichers),

Die oben genannten Empfehlungen für die Effizienzsteigerung in Pellet-Zentralheizungsanlagen wurden als gebündelte Maßnahmen auf die Simulation der Basisanlagen, parametrisiert nach den Grundeinstellungen der Projektpartner, angewendet. Zusätzlich, zu den in der Sensitivitätsanalyse untersuchten Optimierungen wurde als Maßnahme der Neukonzeptionierung auch eine Integration des Kessels in den Pufferspeicher untersucht. Durch die Integration des Pelletkessels in den Pufferspeicher bei Anlage A und B konnten wegen Zufuhr der Umgebungsverluste des Kessels an den Pufferspeicher vor allem die Kesselnutzungsgrade noch wesentlich gesteigert werden.

Auch die Verteilnutzungsgrade konnten noch etwas gesteigert werden, da die Verrohrung zwischen Kessel und Pufferspeicher wegfallen konnte (Auswertung in Kapitel 5.6).

Unter Ausschöpfung aller möglichen Optimierungsmaßnahmen (Integration des Kessels in den Pufferspeicher, optimiertes Kesseldesign, optimierte Dimensionierung der Anlagenkomponenten, optimierte Regelung/Steuerung des Kessels und der Solaranlage) konnte der Anlagenjahresnutzungsgrad gegenüber der Basisvariante noch wesentlich gesteigert werden. Nach der Optimierung lagen die Anlagenjahresnutzungsgrade für Anlage A mit Niedertemperatursystem bei 89,2 % (15 MWh/a) bzw. 89,5 % (25 MWh/a). Gegenüber der Basisanlage konnte eine Steigerung von 18,3 % (15 MWh/a) bzw. 14,6 % (25 MWh/a) erreicht werden. Nach der Optimierung wies Anlage B mit Niedertemperatursystem Anlagenjahresnutzungsgrade von 90,3 % (15 MWh/a) bzw. 90,6 % (25 MWh/a) auf, gegenüber der Basisanlage eine Steigerung um 25,1 % (15 MWh/a) bzw. 20,3 % (25 MWh/a). Der Anlagen-Jahresnutzungsgrad der Anlage C mit Niedertemperatursystem lag nach der Optimierung bei 88,3 % (15 MWh/a) bzw. 88,8 % (25 MWh/a), gegenüber der Basisanlage eine Steigerung um 9,8 % (15 MWh/a) bzw. 7,8 % (25 MWh/a).

Die Kesselnutzungsgrade lagen für Anlage A mit Niedertemperatursystem nach der Optimierung bei 95,2 % (15 MWh/a) bzw. 94,3 % (25 MWh/a), eine Steigerung gegenüber der Basisanlage um 6,7 % (15 MWh/a) bzw. 6,0 % (25 MWh/a). Bei Anlage B mit Niedertemperatursystem lagen die Kesselnutzungsgrade nach der Optimierung bei 95,0 % (15 MWh/a) bzw. 94,4 % (25 MWh/a), verglichen mit der Basisanlage eine Verbesserung um 9,6 % (15 MWh/a) bzw. 8,7 % (25 MWh/a). Der Kesselnutzungsgrad der Anlage C mit Niedertemperatursystem lag nach der Optimierung bei 90,5 % (15 & 25 MWh/a), gegenüber der Basisanlage eine Steigerung um 1,2 % (15 MWh/a) bzw. 1,6 % (25 MWh/a).

Die Hochtemperaturvarianten der optimierten Anlagen erreichten generell etwas niedrigere Jahresnutzungsgrade (Anlage, Heizkessel) als die Niedertemperaturvarianten. Die Ergebnisse sind in Kapitel 5.6 erläutert. Nach Optimierung der Anlagen war feststellbar, dass der Effizienzunterschied zwischen den Niedertemperatur- und Hochtemperaturvarianten der optimierten Anlagen verglichen mit den Basisanlagen deutlich verringert werden konnte. Dennoch ist es aus energetischer Sicht ratsam ein Niedertemperatur-Heizungssystem einzusetzen.

6.3 Energetisch-wirtschaftlicher Heizsystemvergleich

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der optimierten Anlagenvarianten in einem energetischen Vergleich nach Energieeinsatz (Primärenergieeinsatz Pellets, Heizstrom), sowie einem wirtschaftlichen Vergleich nach Wärmegeheimungskosten (Richtlinie VDI 2067) zusammengefasst. Der Solarertrag wurde in der Betrachtung nicht zum Energieeinsatz gezählt, da die Sonne als Energieträger grundsätzlich kostenlos zur Verfügung steht. Die optimierten Varianten werden ohne die Integration des Kessels in den Pufferspeicher verglichen, für die Kostenrechnung des Systems „Kessel in Puffer integriert“ standen weder Preise, noch Entwicklungs-/Produktionskosten zur Verfügung.

Energetischer Vergleich der optimierten Anlagenvarianten (ohne Integration des Kessels in den Pufferspeicher)

Durch die Optimierungsmaßnahmen kann zwar der Effizienzunterschied zwischen Niedertemperatur- und Hochtemperaturvariante deutlich verringert werden, grundsätzlich ist aber ein Niedertemperatur-Heizsystem wegen geringerer Umgebungsverluste gegenüber einem Hochtemperatur-Heizsystem zu bevorzugen.

Bei moderatem Wärmeverbrauch (15 MWh/a, rund 1.500-1.800 Kessel-Volllaststunden der untersuchten Anlagen) und Niedertemperatursystem weist die Anlage A den geringsten Energieeinsatz (Primärenergieeinsatz Pellets) von 15.700 kWh pro Jahr auf. Gefolgt von der Anlage C mit einem Energieeinsatz von 16.958 kWh/a (Primärenergieeinsatz Pellets: 15.364 kWh/a, Heizstrom: 1.594 kWh/a) und dahinter die Anlage B mit einem Energieeinsatz von 18.280 kWh/a (Primärenergieeinsatz Pellets).

Vergleicht man den Energieeinsatz der Anlagen mit hohem Wärmeverbrauch (25 MWh/a, rund 2.500-2.900 Kessel-Volllaststunden der untersuchten Anlagen) und Niedertemperatursystem, so würde ebenfalls Anlage A den geringsten Energieeinsatz (Primärenergieeinsatz Pellets) von 25.440 kWh pro Jahr aufweisen. Gefolgt von der Anlage C mit einem Energieeinsatz von 28.080 kWh/a (Primärenergieeinsatz Pellets: 25.083 kWh/a, Heizstrom: 2997 kWh/a) und dahinter Anlage B mit einem Energieeinsatz von 29.290 kWh/a (Primärenergieeinsatz Pellets).

Generell lässt die energetische Bewertung der optimierten Anlagenvarianten noch keine vorzeitige Aussage über die, für den Verbraucher kostengünstigste Anlagenvariante zu. Letztlich musste die Wirtschaftlichkeitsrechnung zeigen, welche Variante die geringeren Wärmegestehungskosten aufweist.

Wirtschaftlicher Vergleich der optimierten Anlagenvarianten (ohne Integration des Kessels in den Pufferspeicher)

Die Wirtschaftlichkeitsrechnungen wurden nach Richtlinie VDI 2067 unter derzeitigen Rahmenbedingungen (Pelletpreis, Strompreis, Kalkulationszinssatz) durchgeführt. Bei Pelletkleinfeuerungsanlagen ($<100 \text{ kW}_{\text{th}}$) machen die kapitalgebundenen Kosten (Kapitalkosten und Instandhaltungskosten) den größten Teil der Gesamtkosten aus, je nach Anlagenverschaltung zwischen 55 und 70 %. Die Investitionskosten für vergleichbare Heizöl- oder Erdgaszentralheizungssysteme sind nur etwa halb so hoch [27]. Der Preis für Pelletbrennstoff ist verglichen mit anderen Energieträgern wie Erdgas oder Erdöl hingegen deutlich niedriger. Aus wirtschaftlicher Sicht macht sich die Installation einer Pelletheizungsanlage daher erst ab einem gewissen Jahreswärmeverbrauch bezahlt. Dies ist ein möglicher Grund, warum sich Pelletkesselanlagen in Niedrigenergiehäusern nur schwer durchsetzen können. Bei moderatem Wärmeverbrauch machen die Brennstoffkosten nur einen kleinen Anteil an den Gesamtkosten aus. Daher ist es ratsam, bei moderatem Wärmeverbrauch die Investitionskosten so gering wie möglich zu halten und etwas höhere Brennstoffkosten in Kauf zu nehmen. Eine Möglichkeit, die sich hierfür anbieten würde, wäre wie bei Anlage C den Kessel im „Stand Alone“ Betrieb ohne Pufferspeicher zu betreiben.

Der energetische Heizsystemvergleich bei moderatem Wärmeverbrauch (15 MWh/a, rund 1.500-1.800 Kessel-Volllaststunden der untersuchten Anlagen) und

Niedertemperaturwärmeverbrauchern hat gezeigt, dass die Anlage A vor der Anlage C und Anlage B den geringsten Energieeinsatz aufweist. Betrachtet man die Wärmegestehungskosten, so fällt die Entscheidung aber nicht für Anlage A aus. Bei moderatem Wärmeverbrauch ist die Anlage C mit spezifischen Wärmegestehungskosten von 243 €/MWh_{NE} am kostengünstigsten zu betreiben, dahinter liegen Anlage B (254 €/MWh_{NE}) und Anlage A (287 €/MWh_{NE}). Obwohl bei der Anlage C (Pelletkessel im Stand Alone Betrieb) die Brauchwasserbereitung über einen elektrisch beheizten Speicher erfolgt, übertrifft die Einsparung durch geringere Investitionskosten die zusätzlichen Kosten für den Heizstrom. Bei der Anlage A sind die Kosten für die Solaranlage zu hoch um einen wirtschaftlichen Vorteil aus dem Solarertrag zu erzielen. Bei der Anlage B kann durch die Installation des Pufferspeichers das Warmwasser über den Pelletkessel bereitgestellt werden, trotz des geringen Brennstoffpreises macht sich die Investition in einen Pufferspeicher für die Warmwasserbereitung nicht bezahlt. Dies liegt an dem niedrigen Warmwasserverbrauch und den hohen Investitionskosten für den Pufferspeicher. Generell sind die Wärmegestehungskosten bei einem Hochtemperatur-Heizungssystem etwas höher, die Reihung der einzelnen Anlagenvarianten ändert sich aber nicht.

Der energetische Heizsystemvergleich bei hohem Wärmeverbrauch (25 MWh/a, rund 2.500-2.900 Kessel-Volllaststunden der untersuchten Anlagen) und Niedertemperaturwärmeverbrauchern hat gezeigt, dass die Anlage A vor der Anlage C und Anlage B den geringsten Energieeinsatz aufweist. Bei hohem Wärmeverbrauch ist die Anlage B mit spezifischen Wärmegestehungskosten von 185 €/MWh_{NE} am kostengünstigsten zu betreiben, dahinter liegen Anlage C (193 €/MWh_{NE}) und Anlage A (213 €/MWh_{NE}). Bei Anlage A ist die jährliche Pelleteinsparung durch die Solaranlage zu gering, um die hohen Investitionskosten zu kompensieren. Dies liegt daran, dass in den Sommermonaten bei hohem Solarertrag kein Heizwärmebedarf sondern nur Brauchwasserbedarf besteht. Außerdem ist der Pelletpreis vergleichsweise gering, die Kostenersparnis durch die Reduktion des Pelleteinsatzes kann die hohen Investitionskosten für eine Solaranlage nicht aufwiegen. Obwohl die Anlage C die niedrigsten Investitionskosten besitzt, kann sie sich durch die höheren verbrauchsgebundenen Kosten gegenüber der Anlage B nicht durchsetzen. Die hohen Stromkosten für die elektrische Brauchwasserbereitung bei Anlage C und der niedrige Pelletpreis sind Gründe dafür. Hinzu kommt, dass bei Anlage B der kleinere Kessel Therm10 installiert ist, bei der Anlage C aber der Kessel Therm15 installiert ist. Die Investitionskosten könnten bei Anlage C noch niedriger sein, würde auch hier der Kessel Therm10 installiert sein. Dies ist aber bei Anlage C wegen des „Stand Alone“ Betriebs des Kessels nicht möglich. Generell sind bei der Wärmegestehungskosten bei einem Hochtemperatur-Heizungssystem etwas höher, die Reihung der einzelnen Anlagenvarianten ändert sich aber nicht.

6.4 Empfehlungen

In diesem Kapitel werden konkrete Empfehlungen für die Effizienzsteigerung bestehender Pelletheizungsanlagen und für die Neuinstallation von Pelletheizungsanlagen in Einfamilienhäusern bzw. kleinen Bürogebäuden formuliert.

Neuanlagen

Ist die Auswahl zwischen einem Niedertemperatur- und Hochtemperaturheizsystem möglich, so sollte man sich für ein Niedertemperaturheizsystem entscheiden. Durch Absenkung des mittleren Temperaturniveaus der gesamten Anlage (Heizkessel, Pufferspeicher, Rohrleitungen) können die Abwärme- und Rauchgasverluste reduziert werden. Ziel ist es, die Kessel-Vorlauftemperatur möglichst weit auf den minimalen Anforderungswert des Heizsystems bzw. auf die minimale Vorlauftemperatur des Kessels abzusenken.

In Kapitel 6.3 wurde erläutert, dass die Anlagenvariante C (Kessel im „Stand Alone“ Betrieb ohne Pufferspeicher) oder die Anlagenvariante B (Kessel mit Pufferspeicher) am wirtschaftlichsten betrieben werden kann. Ob man sich für eine Variante mit oder ohne Pufferspeicher entscheidet, richtet sich in erster Linie nach der Höhe des Jahreswärmeverbrauchs.

Für Pelletheizungsanlagen in Gebäuden mit einem moderaten Jahreswärmeverbrauch um die 15 MWh/a (rund 1.500-1.800 Kessel-Volllaststunden) empfiehlt es sich den Heizkessel im „Stand Alone“ Betrieb ohne Pufferspeicher zu installieren. Moderne Pelletheizkessel besitzen einen großen Modulationsbereich und können auch ohne Pufferspeicher betrieben werden. Anlagen ohne Pufferspeicher erreichen generell einen höheren Nutzungsgrad des Verteilsystems. Ein Nachteil liegt aber darin, dass ohne Pufferspeicher die Brauchwasserbereitung über den Pelletheizkessel alleine nicht möglich ist. Es fallen daher Heizstromkosten für die Warmwasserbereitung eines externen Speichers an. Die Wirtschaftlichkeitsrechnung hat gezeigt, dass bei geringem Wärmeverbrauch bei „Stand Alone“ Betrieb des Heizkessels die jährlichen Kosten, trotz der elektrischen Aufbereitung des Brauchwassers, aber wegen der geringen Investitionskosten deutlich niedriger sind als bei Anlagen mit Pufferspeicher. Auch das Argument zur Installation eines Pufferspeichers für die Solaranlagenutzung ist nicht entscheidend. Die Simulation und die Kostenrechnung haben gezeigt, dass ohne einen hohen Förderbetrag die Solaranlage nicht wirtschaftlich betrieben werden kann. Daher ist es, gemäß den Simulationsergebnissen, unter den Annahmen der Vollkostenrechnung nach Richtlinie VDI 2067 nicht empfehlenswert, für ein Gebäude mit moderatem Wärmeverbrauch eine solarthermische Anlage zur kombinierten Heizwärme- und Warmwasserbereitung zu installieren. Gerade in den Sommermonaten mit hohem Solarertrag besteht über einen längeren Zeitraum keine Heizwärmeanforderung. Daher wäre im Sommer die Solaranlage nur für die Brauchwasserbereitung interessant. Wird der Kessel ohne Pufferspeicher („Stand Alone“) betrieben so ist es wichtig, dass der Kessel in einem breiten Modulationsbereich bei flexibler Lastvariation Wärme für das Heizsystem bereitstellen kann. Dadurch können Anfahr-/und Abfahrverluste reduziert werden. Bei Betrieb ohne Pufferspeicher ist es zu empfehlen, einen Heizkessel mit Taktbetrieb einzusetzen. Durch

den Taktbetrieb kann der Heizkessel bis etwa 10 % der Nennleistung betrieben werden und auch bei niedriger Heizlast noch in Betrieb bleiben. Der Wirkungsgrad im Taktbetrieb ist zwar deutlich geringer als der Wirkungsgrad bei minimaler Teillast, dennoch wirkt sich die geringe Ein-/Ausschalthäufigkeit aufgrund reduzierter Stillstandsverluste positiv auf den Kessel-Jahresnutzungsgrad aus.

Bei Neubauten mit höherem Wärmeverbrauch (kleine Bürogebäude, Mehrfamilienhäuser, Wärmebedarf um 25 MWh/a, rund 2.500-2.900 Kessel-Volllaststunden) ist bei derzeitigen Pelletpreisen der Betrieb des Pelletkessels mit Pufferspeicher und Niedertemperaturheizsystem zur kombinierten Heizwärme- und Brauchwasserbereitstellung zu empfehlen. Durch den Pufferspeicher wird die Brauchwasserbereitung über den Pelletheizkessel ermöglicht. Die höheren Investitionskosten können durch niedrigere verbrauchsgebundene Kosten, der spezifische Pelletpreis ist deutlich geringer als die Stromkosten pro kWh, kompensiert werden. Die Installation einer solarthermischen Anlage ist nicht zu empfehlen. Die Wirtschaftlichkeitsrechnung nach Richtlinie VDI 2067 hat auch hier gezeigt, dass sich die Investition in eine solarthermische Anlage nicht rentiert. Dies ist auf die hohen Investitionskosten der solarthermischen Anlage und auf das vergleichsweise geringe Einsparungspotenzial beim Pelletverbrauch zurückzuführen. Gerade in den Monaten hohen Solarertrages liegt keine Wärmeanforderung der Heizung vor und der Wärmebedarf der Brauchwassererzeugung in den Sommermonaten ist schlichtweg zu gering. Mehrere Gründe sprechen bei Installation eines Pufferspeichers dafür, den Kessel ohne Taktbetrieb zu betreiben. Einerseits ist der Wirkungsgrad im Taktbetrieb deutlich niedriger als der Wirkungsgrad bei minimaler Teillast. Andererseits kann es vorkommen, dass der Kessel im Dauerbetrieb, wegen der niedrigen Taktleistung nur mehr die Verluste des Heizungssystems kompensiert. Dieser Fall tritt dann ein, wenn die Verluste der Rohrleitungen und des Pufferspeichers höher sind als die minimale Betriebsleistung des Kessels. Weiteres würde ohne Wegschaltung des Taktbetriebes der Kessel ein ähnliches Verhalten wie im „Stand Alone“ Betrieb zeigen. Die Steuerung des Kessels würde dann nach den Wärmeanforderungen der Verbraucher und nicht nach dem Pufferladezustand erfolgen. Eine zusätzliche Effizienzsteigerung kann erreicht werden, indem man den Pelletkessel im Pufferspeicher integriert. Dies würde sich positiv auf den Nutzungsgrad des Kessels (geringere Umgebungsverluste) und auf den Nutzungsgrad des Verteilsystems auswirken (keine Verrohrung vom Kessel zum Pufferspeicher).

Wie bereits erwähnt, ist es aus wirtschaftlicher Sicht unter den Annahmen der Vollkostenrechnung nach Richtlinie VDI 2067 nicht zu empfehlen eine solarthermische Anlage zu installieren. Dies liegt in erster Linie an den hohen Investitionskosten und dem geringen Preis für den Pelletbrennstoff. Die wirtschaftliche Sensitivitätsanalyse hat gezeigt, dass auch bei einem Anstieg des Pelletpreises um 30 % die Investition in eine Solaranlage ohne zusätzliche Förderung immer noch unwirtschaftlich ist. Im Vergleich aber könnte sich bei Erdöl- oder Erdgasheizkesseln die Installation einer Solaranlage wegen der deutlich höheren Brennstoffkosten bezahlt machen. Auch aus ökologischer Sicht spricht bei Erdöl- und Erdgasheizkesseln einiges für die Installation einer Solaranlage, da vor allem CO₂-Emissionen reduziert werden können.

Bestandsanlagen

Bei Bestandsanlagen sind keine so umfassenden Optimierungsmaßnahmen möglich. Die Maßnahmen beschränken sich auf die Optimierung der Steuerung/Regelung des Kessels bzw. der Solaranlage und auf Maßnahmen der Rohrisolierung.

Durch die Isolierung der Rohrleitungen kann die größte Effizienzsteigerung erzielt werden. Gerade bei einem Hochtemperatur-Heizsystem ist daher eine Isolierung der Rohrleitungen zu empfehlen.

Den Kessel betreffend besteht das Ziel darin, die Kesselvorlauftemperatur möglichst weit abzusenken. Dies gelingt einerseits durch Abstimmung der Kesselvorlauftemperatur auf den Anforderungswert der Verbraucher. Andererseits ermöglicht die Rohrisolierung eine Verminderung der Kesselvorlauftemperatur, ohne dass dabei die Vorlauftemperatur der Verbraucher absinkt.

Durch eine bessere Abstimmung der Kesselabschalt-/Kesselfreigabe-Bedingung bei Anlagen mit Pufferspeicher kann die Effizienz des Kessels und des Verteilsystems gesteigert werden. Grundsätzlich müssen die Einstellwerte individuell für jedes Heizungssystem angepasst werden. Bei den, in dieser Arbeit, untersuchten Anlagen stellten sich in der Simulation folgende Richtwerte als sinnvoll heraus: Die Kesselabschalt-Bedingung soll 7 °C über der Soll-Kesselvorlauftemperatur und die Kesselfreigabe-Bedingung 9 °C unter der Soll-Kesselvorlauftemperatur gewählt werden, wobei der Temperaturfühler auf Anschlusshöhe der Wärmeverbraucher positioniert werden muss.

Bei Heizungsanlagen mit Solarunterstützung kann durch Anpassung der Solaranlagenfreigabe-/Solaranlagenabschalt-Bedingung der Solarertrag gesteigert werden. Durch folgende Einstellwerte konnte in der Simulation der untersuchten Anlagen das beste Ergebnis erzielt werden (die Einstellwerte sind als Richtwerte zu verstehen, generell müssen die Einstellungen für jedes Heizungssystem individuell angepasst werden): Für die Solaranlagen-Freigabebedingung ist eine Temperaturdifferenz zwischen Solaranlagenvorlauf- und Fühlertemperatur von 7 °C als Richtwert zu wählen, für die Ausschaltbedingung eine Temperaturdifferenz von 0 °C. Die Positionierung des Temperaturfühlers muss auf Anschlusshöhe des Solaranlagenvorlaufs erfolgen.

6.5 Gesamtheitliche Betrachtung

Die zukünftigen Herausforderungen der Feuerungshersteller liegen zum einen darin, den Wirkungsgrad des Kessels im Feldbetrieb über einen breiten Modulationsbereich zu erhöhen, die Wirkungsgrade im Prüfstandsbetrieb sind bereits relativ hoch. Potenzial liegt noch in der Optimierung der internen Kesselregelung (kombinierte CO-/ λ -Regelung, Verbesserung der Modulationsfähigkeit/Lastvariation). Zum anderen besteht die Herausforderung darin, den Kessel in das Heizungssystem besser einzubinden. Durch eine anforderungsgemäße Dimensionierung der Anlagenkomponenten, durch eine angepasste Regelungs-/Steuerungs-Strategie, sowie durch eine Neukonzeptionierung als im Puffer integrierter Pelletkessel kann die Effizienz des Heizungssystems noch deutlich gesteigert werden. Die Simulation hat gezeigt, dass Neuentwicklungen wie der Taktbetrieb unter bestimmten Umständen negative Auswirkungen auf das Betriebsverhalten (Kesselstarts,

Kesselbetriebszeit, relative Last) haben können. In der Arbeit wurden verschiedene Heizsysteme mit unterschiedlichen Verbraucherprofilen untersucht um eine generelle Bewertung der Optimierungsmaßnahmen vornehmen zu können. Dies soll nicht heißen, dass die Ergebnisse dieser Arbeit für alle Heizungssysteme gleichermaßen gelten. Bei der Auslegung eines Heizungssystems bedarf es einer individuellen Abstimmung des Heizungssystems auf das Gebäude- und Verbraucherverhalten.

Empfehlungen, um den Nutzungsgrad des Pelletkessels zu erhöhen

Derzeit wird die Effizienz von Biomassekleinfeuerungen nach den Prüfstands-Messungen der Nenn-/Teillastwirkungsgrade bewertet. Die Wirkungsgrade im Nenn-/Teillastbetrieb lassen kaum Rückschlüsse auf die Effizienz des Kessels im Feldebetrieb zu. Dies liegt auch daran, dass im Prüfstandsbetrieb die Einstellwerte des Kessels so vorgenommen werden, dass für den stationären Betrieb bei Nenn- und Teillast die besten Ergebnisse erzielt werden. Einstellwerte die im Feldebetrieb nicht zur Anwendung kommen. Da die Wirkungsgrade der Pelletkessel bei Nenn- und Teillast bereits sehr hoch sind (über 90 %), wird seitens der Feuerungshersteller in Zukunft vor allem der Steigerung des Kessel-Nutzungsgrades Bedeutung zukommen. Noch existiert keine gültige Norm für die Nutzungsgradbestimmung eines Heizkessels. Die Schwierigkeit besteht darin, einen aussagekräftigen Lastzyklus festzulegen, der einerseits eine Vielzahl unterschiedlicher Lastprofile (Anlagenverhalten/Verbraucherverhalten) repräsentiert, andererseits innerhalb einer akzeptablen Zeitspanne die Lastverhältnisse eines ganzen Jahres abbilden kann. Die Forschungsgesellschaft BIOENERGY2020+ GmbH hat dieses Thema behandelt und einen Jahresreferenzlastzyklus für Biomasse Heizungssysteme entwickelt [28]. Vor allem für den Kunden würde die Bestimmung des Jahresnutzungsgrad nach einem ähnlichen Lastzyklus für mehr Transparenz sorgen.

Generell lassen sich die Optimierungsmaßnahmen zur Steigerung des Kesselnutzungsgrades einteilen in Maßnahmen am Kessel (Verminderung des O₂-Gehaltes im Rauchgas, Absenkung der Rauchgastemperatur, Verringerung der thermischen Kesselmasse) und Maßnahmen der Auslegung/Abstimmung von Kessel und Gesamtanlage (Pufferspeicher, Solaranlage, Rohrleitungen).

Maßnahmen am Kesseldesign, die in der Simulation getestet wurden und den gesamten Betriebsbereich betreffen, waren die Absenkung der Rauchgasaustrittstemperatur (Ziel: 140/70 °C bei Voll-/Teillast) und die Reduktion des O₂-Gehaltes im Rauchgas (Ziel: 8,5/9 Vol% bei Voll-/Teillast). Um die Rauchgasaustrittstemperatur abzusenken, müssen Änderungen am Pelletkessel durchgeführt werden (Vergrößerung des Wärmeübertragers). Um den O₂-Gehalt im Rauchgas zu vermindern ist eine Anpassung der λ -Regelung des Kessels und unter Umständen eine Anpassung des Brennkammerdesigns nötig. Die Reduzierung der Wärmekapazität des Kessels beeinflusste in der Simulation den Kesselnutzungsgrad kaum, dies liegt daran, dass die untersuchten Kessel in den Grundeinstellungen bereits eine sehr geringe Wärmekapazität aufwiesen. Grundsätzlich können durch eine Reduktion der Wärmekapazität des Kessels die An-/Abfahrverluste bei Stop and Go Betrieb verringert werden.

Wichtig bei der Auslegung von Kessel und Gesamtanlage ist die richtige Dimensionierung des Kessels. Ziel ist es, durch die Nutzung der Speicherkapazität des Puffers einen Kessel mit möglichst geringer Nennleistung zu installieren. Ein kleinerer Kessel wirkt sich positiv

auf die Effizienz des Heizungssystems und auf die Investitionskosten aus. Bei der Dimensionierung der Solaranlage sollte das Ziel sein, den Warmwasserverbrauch in den Sommermonaten ohne Heizwärmeanforderung vollständig über die Solaranlage decken zu können. Dies würde verhindern, dass der Kessel in den Sommermonaten in Betrieb geht.

Um den Kesselnutzungsgrad durch die Abstimmung von Kessel und Gesamtanlage zu verbessern, bietet sich die Absenkung der Kesselvorlauftemperatur an. Die Kesselvorlauftemperatur sollte möglichst gering, nach den Anforderungen des Heizsystems bzw. der vom Hersteller vorgegebenen minimalen Vorlauftemperatur eingestellt werden. Zusätzlich können durch die Absenkung der Kesselvorlauftemperatur auf den Anforderungswert des Warmwassers in den Sommermonaten die Umgebungsverluste des Kessels und des Heizsystems vermindert werden. Eine weitere Optimierungsmöglichkeit besteht in der Anpassung der Kesselsteuerung. Ziel ist es, den Kessel einerseits in einem Bereich mit hohem Wirkungsgrad zu betreiben, andererseits bei kurzer Betriebszeit die Häufigkeit der Kesselstart-/Kesselstoppvorgänge zu reduzieren.

Eine Möglichkeit, die sowohl den Kessel als auch den Pufferspeicher betrifft und in der Simulation zu einer deutlichen Nutzungsgradsteigerung des Kessels führte war die Integration des Kessels in den Pufferspeicher. Dadurch konnten die Umgebungsverluste des Kessels wesentlich reduziert werden.

Je nach Rücklauftemperatur und Brennstoffwassergehalt kann der Kesselwirkungsgrad durch Rauchgaskondensation noch deutlich gesteigert werden (10 bis 11 %) [5]. Die Nutzung der Rauchgaskondensation zur Wirkungsgradsteigerung macht vor allem dann Sinn, wenn ein Niedertemperatur-Heizsystem installiert ist. Der Wassergehalt von Pelletbrennstoff ist in der ÖNORM M 7135 geregelt (bei Holzpresslingen maximal 10 Gew%_{FS}). In der Simulation wurde nicht untersucht, wie sich die Rauchgaskondensation auf den Kesselnutzungsgrad auswirkt.

Es kann zusammengefasst werden, dass hohe Kesselnutzungsgrade nur dann erreicht werden, wenn das Kesseldesign auf eine hohe Effizienz über einen breiten Leistungsbereich (gute Modulationsfähigkeit) ausgerichtet ist und eine wechselseitige Abstimmung Kessel-Puffer und Kessel-Solaranlage erfolgt.

Empfehlungen, um den Nutzungsgrad der Gesamtanlage zu erhöhen

In Zukunft wird der Einbindung des Kessels in das Heizsystem eine noch größere Bedeutung zu kommen. Durch geeignete Dimensionierung/Abstimmung aller Komponenten eines Heizsystems kann der Kesselnutzungsgrad und der Nutzungsgrad des Gesamtsystems weiter gesteigert werden. Eine transparente vergleichbare Bestimmung der Effizienz einer Heizungsanlage ist nur möglich, wenn die Ermittlung des Nutzungsgrades auf einem Anlagenprüfstand unter vordefinierten repräsentativen Rahmenbedingungen abläuft.

Auf den Anlagennutzungsgrad hatte die Isolierung der Rohrleitungen (Ziel: 30 mm) die größte Auswirkung. Durch die Isolierung konnten die Verluste des Verteilsystems deutlich reduziert werden.

Wie in den vorhergehenden Absätzen erläutert, hat die Dimensionierung der Komponenten einen wesentlichen Einfluss auf den Nutzungsgrad des Kessels und wirkt

sich daher auf den Nutzungsgrad der Gesamtanlage aus. Zusätzlich beeinflussen auch Optimierungsmaßnahmen an der Regelung/Steuerung von Kessel und Solaranlage den Nutzungsgrad der Gesamtanlage. Durch richtige Regelungs-/Steuerungseinstellung werden generell zwei Ziele zur Effizienzsteigerung der Gesamtanlage verfolgt: Einerseits besteht das Ziel darin, die mittlere Temperatur des Heizsystems möglichst weit abzusenken, andererseits die Einstellwerte so abzustimmen, dass der Kessel in einem Bereich mit hohem Wirkungsgrad bei möglichst kurzer Jahresbetriebszeit und geringer Anfahrhäufigkeit betrieben wird. Durch eine gegenseitige Abstimmung des Heizsystems und Kessels kann verhindert werden, dass Einstellwerte zwar für eine Verbesserung des Kesselnutzungsgrades sorgen, aber den Nutzungsgrad des Verteilsystems negativ beeinflussen, und umgekehrt (z.B. Kesselstarts vs. Kesselbetriebszeit).

Bei Anlagen mit Pufferspeicher ist es zu empfehlen, den Kessel ohne Taktbetrieb zu betreiben. Durch diese Maßnahme kann zwar der Nutzungsgrad des Kessels nicht erhöht werden, aber der Nutzungsgrad des Verteilsystems kann wesentlich gesteigert werden.

Empfehlungen, um den Ressourceneinsatz und die Ökologie zu verbessern

Aus ökologischer Sicht ist die Nutzung von Biomasse als Brennstoff dann nachhaltig, wenn der Anteil energetisch verwerteter Biomasse zumindest in gleichem Ausmaß wieder nachwächst, in diesem Zusammenhang spricht man von einer weitgehend CO₂-neutralen Biomassenutzung. Aus volkswirtschaftlicher Sicht ist die energetische Verwertung von Biomasse besonders ressourcenschonend, wenn der pelletierte Brennstoff aus Neben- und Abfallprodukten der Holzverarbeitenden Industrie stammt. Auch bei ressourcenschonender ökologisch-nachhaltiger Biomassenutzung entstehen durch die Verbrennung umweltrelevante Emissionen wie CO, TOC und Feinstaub. Die Wirtschaftlichkeitsbetrachtung hat gezeigt, dass die Installation einer Solaranlage auch bei hohem Förderanteil nicht lukrativ ist. Da aber der Pelletverbrauch durch den Einsatz einer solarthermischen Anlage reduziert werden kann, können die genannten Emissionen (CO, TOC & Feinstaub) auch wesentlich reduziert werden. Daher ist eine anforderungsgemäße Dimensionierung nach dem Wärmebedarf der Verbraucher (Heizwärme, Warmwasser) wegen der hohen Investitionskosten für eine Solaranlage noch wichtiger. Bei den, in der Simulation untersuchten Anlagen mit Flachkollektorpaneelen konnte festgestellt werden, dass bei einem Heizwärmebedarf von rund 13.600 kWh/a und einem Wärmebedarf der Warmwasserbereitung von rund 1.400 kWh/a (in Summe 15.000 kWh/a) eine Kollektorfläche von 8 m² sinnvoll erscheint. Die Größe des Pufferspeichers wurde zu 600 l gewählt. Bei einem Heizwärmebedarf von rund 22.300 kWh/a und einem Wärmebedarf für die Warmwasserbereitung von rund 2.700 kWh/a (in Summe 25.000 kWh/a) macht es Sinn eine Kollektorfläche von 12 m² zu installieren. Die Größe des Pufferspeichers wurde zu 1100 l gewählt. Daraus lässt sich als Richtwert für die Dimensionierung der Kollektorfläche ableiten, dass bei einem Anteil des Warmwassers am Gesamtwärmeverbrauch von etwa 10 % die Kollektorfläche rund 0,48-0,53 m² pro MWh-Gesamtwärmeverbrauch ausmachen sollte. Für die Pufferspeichergröße kann als Richtwert 75 bis 100 l pro m²-Kollektorfläche angegeben werden. Neben der richtigen Dimensionierung ist auch die richtige Wahl der Solaranlagenfreigabe-/Solaranlagenabschalt-Bedingung wichtig.

Nicht nur durch die Installation einer Solaranlage können umweltrelevante Emissionen reduziert werden, generell leisten alle Maßnahmen der Effizienzsteigerung einen Beitrag zur nachhaltigen ressourcenschonenden und ökologischen Nutzung von Biomasse.

Empfehlungen, um die Wirtschaftlichkeit zu verbessern

Aus Sicht des Kunden lässt sich die Wirtschaftlichkeit von Heizungssystemen durch effizienzsteigernde Maßnahmen (Pelletkessel, Heizsystem), durch anforderungsgemäße Dimensionierung („downsizing“) und durch richtige Wahl des Heizungssystems (mit/ohne Pufferspeicher) steigern.

Die richtige Wahl des Heizungssystems betreffend hängt die Entscheidung vom Jahreswärmebedarf ab. Bei hohem Wärmebedarf ist der Betrieb eines Pelletkessels mit Pufferspeicher zu empfehlen. Der Pufferspeicher ermöglicht die Brauchwasserbereitung über den Pelletkessel (geringere verbrauchsgebundene Kosten). Bei moderatem Wärmeverbrauch ist ein Pelletkessel im „Stand Alone“ Betrieb ohne Pufferspeicher zu empfehlen (geringe kapitalgebundene Kosten). Bei steigendem Strompreis und gleichbleibenden Pelletpreisen könnte die Entscheidung auch bei moderatem Wärmeverbrauch, wegen hoher Heizstromkosten der externen Warmwasserbereitung, auf eine Anlage mit Pufferspeicher fallen.

Alle effizienzsteigernden Maßnahmen führen zu einer Reduktion des Jahrespelleteinsatzes und erhöhen daher die Wirtschaftlichkeit eines Heizsystems (geringere verbrauchsgebundene Kosten).

Durch die richtige Dimensionierung der Komponenten des Heizsystems kann neben der Pelleteinsparung auch ein Investitionskosten-Vorteil erzielt werden. Bei Installation eines Heizkessels mit geringerer Nennleistung kann der Kesselnutzungsgrad gesteigert und damit der Pelleteinsatz reduziert werden, gleichzeitig sinken auch die Investitionskosten. Dies gilt gleichermaßen für den Pufferspeicher, bei Installation eines kleineren Speichers sinken die Pufferverluste und die Investitionskosten sind geringer. In der Simulation konnte gezeigt werden, dass bei einem Wärmeverbrauch von 25 MWh/a (rund 2.500-2.900 Kessel-Volllaststunden der untersuchten Anlagen, Lastspitzen zwischen 12 und 16 kW) bei der Installation eines Puffers mit 1100 l Speicherkapazität der Kessel Therm10 (10 kW Nennleistung) die Verbraucher noch ausreichend mit Wärme versorgen konnte.

Literaturverzeichnis

- 1 GUNTAMATIC Heiztechnik, 2013: per E-Mail übermittelte Daten, Guntamatic Heiztechnik GmbH, Peuerbach, Österreich.
- 2 SCHRAUBE C., Jung T., Wolmotte J.-Y., Mabilat C., Castagno F., 2010: Long-Term Monitoring of Small Pellet Boiler Based Heating Systems in Domestic Applications, Working Paper, 18th European Biomass Conference and Exhibition, Lyon, Frankreich.
- 3 KUNDE Robert, Volz Florian, Gaderer Matthias, Spliethoff Hartmut, 2009: Felduntersuchungen an Holzpellet-Zentralheizkesseln. Beurteilung realer Schadstoffemissionen und Jahresnutzungsgrade, BWK-Das Energie-Fachmagazin 1/2-2009, VDI VereinDeutscher Ingenieure e.V., Düsseldorf, Deutschland.
- 4 RICHTLINIE VDI 2067, 2012: Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen. Grundlagen und Kostenberechnung, Beuth Verlag GmbH, Berlin, Deutschland.
- 5 OBERNBERGER Ingwald, THEK Gerold, 2009: Herstellung und energetische Nutzung von Pellets. Produktionsprozess, Eigenschaften, Feuerungstechnik, Ökologie und Wirtschaftlichkeit, Institut für Prozesstechnik (Hrsg.), ISBN 978-3-9501980-5-8, Graz, Österreich.
- 6 PROPELLETS Austria, 2013: Homepage <http://www.propellets.at>, proPellets Austria, Wolfsgraben, Österreich, [09.09.2013].
- 7 HANSEN Hermann, 2007: Marktübersicht. Pellet-Zentralheizungen und Pelletöfen, 4.Auflage, Fachagentur Nachwachsende Rohstoffe e.V., Gülzow, Deutschland.
- 8 GUNTAMATIC Heiztechnik, 2013: Pellet-Wandgerät Therm. Planung und Installation, Firmenbroschüre, Guntamatic Heiztechnik GmbH, Peuerbach, Österreich.
- 9 HARTMANN Hans, Reisinger Klaus, Nothaft Christian, Turowski Peter, 2010: Kleine Biomassefeuerungen. Markt Betrachtungen, Betriebsdaten, Kosten und Wirtschaftlichkeit, Technologie- und Förderzentrum (TFZ) im Kompetenzzentrum für Nachwachsende Rohstoffe. ISSN 1614-1008, Straubing, Deutschland.
- 10 RECKNAGEL, Sprenger, Schramek, 2003: Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik. 03/04, 71. Auflage, Ouldenburg Industrieverlag, ISBN 3-486-26534-2, München, Deutschland.
- 11 TRNSYS 17 Dokumentation, 2012: TRNSYS 17 a TRaNsient System Simulation program. Volume 1. Getting Started, Madison, USA.
- 12 TRNSYS 17 Dokumentation, 2012: TRNSYS 17 a TRaNsient System Simulation program. Volume 6. TRNEdit: Editing the Input File and Creating TRNSED Application, Madison, USA.
- 13 RAMMER Martin, 2013: Nutzungsgradoptimierung von Biomasse- und Biomasse/Solar- Heizsystemen im kleinen Leistungsbereich, Diplomarbeit an der Technischen Universität Graz, Österreich.

- 14 TRNSYS 17 Dokumentation, 2012: TRNSYS 17 a TRaNsient System Simulation program. Volume 3. Standard Component Library Overview, Madison, USA.
- 15 HALLER Michel, 2010: Type 869 Boiler Model for TRNSYS. Version 5.02, Institut für Wärmetechnik Technische Universität Graz, Österreich, mimeo.
- 16 HALLER Michel, 2007: Type 889 Dokumentation. Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz, Österreich, mimeo.
- 17 DRÜCK Harald, 2006: Multiport Store-Model for TRNSYS. Version 1.99F, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Universität Stuttgart, Deutschland, mimeo.
- 18 HALLER Michel, 2010: Combined solar an pellet heating systems. Improvement of energy efficiency by advanced heat storage techniques, hydraulics, and control, Dissertation, Technische Universität Graz, Österreich.
- 19 SIEBERTZ Karl, van Bebber David, Hochkirchen Thomas, 2010: Statistische Versuchsplanung. Design of Experiments (DoE), Springer-Verlag Berlin Heidelberg, ISBN 987-3-642-05492-1, Heidelberg, Deutschland.
- 20 PELLETS, 2013: Homepage, <http://www.pel-lets.com>, pel-lets Innovative Heiztechnik GmbH, Bremen, Deutschland, [17.10.2013].
- 21 VDI, 2013: Homepage, <http://www.vdi.de>, VDI Verein Deutscher Ingenieure, Düsseldorf, Deutschland, [02.10.2013].
- 22 SANTER Solarprofi, 2013: per E-mail übermittelte Daten, Santer Solarprofi GesmbH, Ötztal, Österreich.
- 23 PROPELLETS Austria, 2013: Homepage, <http://www.propellets.at>, proPellets Austria, Wolfgraben, Österreich, [09.09.2013].
- 24 E-CONTROL, 2013: Homepage, <http://www.e-control.at>, E-Control Austria, Wien, Österreich, [09.09.2013].
- 25 THERMAFLEX, 2013: per Email übermittelte Daten, Thermaflex-Flexalen Rohr- und Isoliersysteme GmbH, Wien, Österreich.
- 26 WIRTSCHAFTSKAMMER Österreich, 2013: Homepage, <http://portal.wko.at/>, Wirtschaftskammer Österreich, Wien, Österreich, [02.10.2013].
- 27 CERVENY Michael, STURM Thomas, 2011: Vollkostenvergleich von Heizsystemen für Einfamilienhäuser. Vergleich der Lebenszykluskosten von Heizöl-, Erdgas-, Pellet- und Scheitholzheizungen für Einfamilienhäuser in neun Szenarien, Österreichische Gesellschaft für Umwelt und Technik ÖGUT (Hrsg.), Wien, Österreich.
- 28 SCHWARZ Markus, Heckmann Matthias, Lasselsberger Leopold, Haslinger Walter, 2010: Determination of annual efficiency and emission factors of small-scale biomass boiler, Working Paper, Bioenergy 2020+ GmbH (Hrsg.), Haag, Österreich.

Anhang

Anhang A1: Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse

Anhang A2: Auswertung der optimierten Anlagenvarianten

Anhang A3: Vollkostenrechnung nach Richtlinie VDI 2067

Tabelle A1-1: Simulationsergebnisse der Basisanlagen 0, 1, 2, 3 und Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse der Anlagenvariante C15 (Kessel Therm10 mit Pufferspeicher und Solaranlage)
Erläuterungen: * Gesamtnutzungsgrad berechnet als Verhältnis der verbrauchten Wärme zum Energieeinsatz (Primärenergieeinsatz Pellet und Solaranlageenertrag); ** Brennkammerverluste, Verluste durch CO im Rauchgas, Verluste durch unverbrannte Anteile in Asche

Table with 22 columns: Jahresnutzungsgrad, Bereitstellung, Wärmeverbrauch, Verluste Hydraulik, Verluste Kessel, Ø Temperatur, rel. Last, Betriebsverhalten Kessel. Rows include Basisanlage 0-3, Kessel, Puffer, Solaranlage, and Dimensionierung under Nieder- and Hochtemperatur.

Table with 22 columns: Jahresnutzungsgrad, Bereitstellung, Wärmeverbrauch, Verluste Hydraulik, Verluste Kessel, Ø Temperatur, rel. Last, Betriebsverhalten Kessel. Rows include Basisanlage 0-3, Kessel, Puffer, Solaranlage, and Dimensionierung under Hochtemperatur.

Tabelle A1-2: Simulationsergebnisse der Basisanlagen 0, 1, 2, 3 und Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse der Anlagenvariante C15 (Kessel Therm10 mit Pufferspeicher und Solaranlage)
Erläuterungen: * Gesamtnutzungsgrad berechnet als Verhältnis der verbrauchten Wärme zum Energieeinsatz (Primärenergieeinsatz Pellet und Solaranlageenertrag); ** Brennkammerverluste, Verluste durch CO im Rauchgas, Verluste durch unverbrannte Anteile in Asche

Table with 22 columns: Jahresnutzungsgrad, Bereitstellung, Wärmeverbrauch, Verluste Hydraulik, Verluste Kessel, Ø Temperatur, rel. Last, Betriebsverhalten Kessel. Rows include Basisanlage 0-3, Kessel, Puffer, Solaranlage, and Dimensionierung under Nieder- and Hochtemperatur.

Table with 22 columns: Jahresnutzungsgrad, Bereitstellung, Wärmeverbrauch, Verluste Hydraulik, Verluste Kessel, Ø Temperatur, rel. Last, Betriebsverhalten Kessel. Rows include Basisanlage 0-3, Kessel, Puffer, Solaranlage, and Dimensionierung under Hochtemperatur.

Tabelle A2-1: Simulationsergebnisse der optimierten Anlagenvariante A15 (Kessel Therm10 mit Pufferspeicher und Solaranlage)

Erläuterungen: * Gesamtnutzungsgrad berechnet als Verhältnis der verbrauchten Wärme zum Energieeinsatz (Primärenergieeinsatz Pellet und Solaranlagenenergie); ** Kessel Nutzenergie: Dem Pufferspeicher über Wasserkreislauf zugeführte Energie, Umgebungsverlust Kessel: Dem Pufferspeicher zugeführte Abwärme von der Oberfläche des Kessels (kein Verlust); *** Jahresnutzungsgrad Kessel: Berechnet als über den Wasserkreislauf abgegebene Nutzenergie des Kessels und Oberflächenabwärme des Kessel (als Nutzenergie dem Puffer zugeführt) zu Pelleteinsatz, Jahresnutzungsgrad Puffer-/ Heizsystem: Berechnet als Gesamtwärmeverbrauch zu Nutzenergie Kessel und Solarertrag

Table with columns: Nummerierung, Optimierungen, Jahresnutzungsgrad (Kessel, Puffer/Heizsystem, Anlage*), Bereitstellung (Pelleteinsatz, Kessel Nutzenergie, Solarertrag, Deckungsgrad Solaranlage), Wärmeverbrauch (Gesamtwärmeverbrauch, Raumwärme, Warmwasser), Verluste Hydraulik (Wasserhydraulik Gesamt, Wasserhydraulik Rohre, Wasserhydraulik Puffer), Verluste Kessel (Umgebungsverlust, Rauchgasverlust, Summe sonstiger Verluste), Ø Temperatur Puffer, rel. Last, Betriebsverhalten Kessel (Betriebszeit Kessel, Kesselstarts, Betriebszeit pro Start). Rows include Basisanlage 2, Abgastemperatur -10, O2-Gehalt im Rauchgas -1%, Kesselvorlauftemperatur -3°C, Niveau der Kesselsteuerung -3°C, Niveau der Solarpumpensteuerung -3°C, Rohrisolierung +30mm, ohne Taktbetrieb, and Kessel in Puffer integriert.

Tabelle A2-2: Simulationsergebnisse der optimierten Anlagenvariante A25 (Kessel Therm15 mit Pufferspeicher und Solaranlage)

Erläuterungen: * Gesamtnutzungsgrad berechnet als Verhältnis der verbrauchten Wärme zum Energieeinsatz (Primärenergieeinsatz Pellet und Solaranlagenenergie); ** Kessel Nutzenergie: Dem Pufferspeicher über Wasserkreislauf zugeführte Energie, Umgebungsverlust Kessel: Dem Pufferspeicher zugeführte Abwärme von der Oberfläche des Kessels (kein Verlust); *** Jahresnutzungsgrad Kessel: Berechnet als über den Wasserkreislauf abgegebene Nutzenergie des Kessels und Oberflächenabwärme des Kessel (als Nutzenergie dem Puffer zugeführt) zu Pelleteinsatz, Jahresnutzungsgrad Puffer-/ Heizsystem: Berechnet als Gesamtwärmeverbrauch zu Nutzenergie Kessel und Solarertrag

Table with columns: Nummerierung, Optimierungen, Jahresnutzungsgrad (Kessel, Puffer/Heizsystem, Anlage*), Bereitstellung (Pelleteinsatz, Kessel Nutzenergie, Solarertrag, Deckungsgrad Solaranlage), Wärmeverbrauch (Gesamtwärmeverbrauch, Raumwärme, Warmwasser), Verluste Hydraulik (Wasserhydraulik Gesamt, Wasserhydraulik Rohre, Wasserhydraulik Puffer), Verluste Kessel (Umgebungsverlust, Rauchgasverlust, Summe sonstiger Verluste), Ø Temperatur Puffer, rel. Last, Betriebsverhalten Kessel (Betriebszeit Kessel, Kesselstarts, Betriebszeit pro Start). Rows include Basisanlage 2, Abgastemperatur -10, O2-Gehalt im Rauchgas -1%, Kesselvorlauftemperatur -3°C, Niveau der Kesselsteuerung -3°C, Kessel Therm10, Rohrisolierung +30mm, ohne Taktbetrieb, and Kessel in Puffer integriert.

Tabelle A2-3: Simulationsergebnisse der optimierten Anlagenvariante B15 (Kessel Therm10 mit Pufferspeicher)

Erläuterungen: * Gesamtnutzungsgrad berechnet als Verhältnis der verbrauchten Wärme zum Energieeinsatz (Primärenergieeinsatz Pellet); ** Kessel Nutzenergie: Dem Pufferspeicher über Wasserkreislauf zugeführte Energie, Umgebungsverlust Kessel: Dem Pufferspeicher zugeführte Abwärme von der Oberfläche des Kessels (kein Verlust); *** Jahresnutzungsgrad Kessel: Berechnet als über den Wasserkreislauf abgegebene Nutzenergie des Kessels und Oberflächenabwärme des Kessel (als Nutzenergie dem Puffer zugeführt) zu Pelleteinsatz, Jahresnutzungsgrad Puffer-/ Heizsystem: Berechnet als Gesamtwärmeverbrauch zu Nutzenergie Kessel und Solarertrag

Table with 20 columns: Nummerierung, Optimierungen, Jahresnutzungsgrad (Kessel, Puffer/Heizsystem, Anlage*), Bereitstellung (Pelleteinsatz, Kessel Nutzenergie), Wärmeverbrauch (Gesamtwärmeverbrauch, Raumwärme, Warmwasser), Verluste Hydraulik (Wasserhydraulik Gesamt, Wasserhydraulik Rohre, Wasserhydraulik Puffer), Verluste Kessel (Umgebungsverlust, Rauchgasverlust, Summe sonstiger Verluste), Ø Temperatur Puffer, rel. Last, Betriebsverhalten Kessel (Betriebszeit Kessel, Kesselstarts, Betriebszeit pro Start). Rows include Basisanlage 2 and various optimization measures like Abgastemperatur -10, O2-Gehalt im Rauchgas -1%, etc.

Tabelle A2-4: Simulationsergebnisse der optimierten Anlagenvariante B25 (Kessel Therm15 mit Pufferspeicher)

Erläuterungen: * Gesamtnutzungsgrad berechnet als Verhältnis der verbrauchten Wärme zum Energieeinsatz (Primärenergieeinsatz Pellet); ** Kessel Nutzenergie: Dem Pufferspeicher über Wasserkreislauf zugeführte Energie, Umgebungsverlust Kessel: Dem Pufferspeicher zugeführte Abwärme von der Oberfläche des Kessels (kein Verlust); *** Jahresnutzungsgrad Kessel: Berechnet als über den Wasserkreislauf abgegebene Nutzenergie des Kessels und Oberflächenabwärme des Kessel (als Nutzenergie dem Puffer zugeführt) zu Pelleteinsatz, Jahresnutzungsgrad Puffer-/ Heizsystem: Berechnet als Gesamtwärmeverbrauch zu Nutzenergie Kessel und Solarertrag

Table with 20 columns: Nummerierung, Optimierungen, Jahresnutzungsgrad (Kessel, Puffer/Heizsystem, Anlage*), Bereitstellung (Pelleteinsatz, Kessel Nutzenergie), Wärmeverbrauch (Gesamtwärmeverbrauch, Raumwärme, Warmwasser), Verluste Hydraulik (Wasserhydraulik Gesamt, Wasserhydraulik Rohre, Wasserhydraulik Puffer), Verluste Kessel (Umgebungsverlust, Rauchgasverlust, Summe sonstiger Verluste), Ø Temperatur Puffer, rel. Last, Betriebsverhalten Kessel (Betriebszeit Kessel, Kesselstarts, Betriebszeit pro Start). Rows include Basisanlage 2 and various optimization measures like Abgastemperatur -10, O2-Gehalt im Rauchgas -1%, etc.

Tabelle A2-5: Simulationsergebnisse der optimierten Anlagenvariante C15 (Kessel Therm10 im "Stand Alone" Betrieb, Elektroboiler zur Warmwasserversorgung)

Erläuterungen: * Gesamtnutzungsgrad berechnet als Verhältnis der verbrauchten Raumwärme zum Energieeinsatz (Primärenergieeinsatz Pellet);

** Gesamtnutzungsgrad berechnet als Verhältnis der verbrauchten Wärme (Raumwärme und Warmwasser) zum Energieeinsatz (Primärenergieeinsatz Pellet und Stromverbrauch Elektroboiler)

	Nummerierung	Optimierungen	Jahresnutzungsgrad				Bereitstellung			Wärmeverbrauch			Verluste Hydraulik		Verluste Kessel			rel. Last	Betriebsverhalten Kessel		
			Kessel	Heizsystem	Anlage ohne Warmwasser*	Anlage mit Warmwasser**	Pelleteinsatz	Kessel Nutzenergie	Elektroboiler Stromverbrauch	Gesamtwärmeverbrauch	Raumwärme	Warmwasser	Wasserhydraulik Gesamt	Wasserhydraulik Rohre	Umgebungsverlust	Rauchgasverlust	Summe sonstiger Verluste		Betriebszeit Kessel	Kesselstarts	Betriebszeit pro Start
			[%]	[%]	[%]	[%]	[kg FS]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]		[-]	[h]	[-]
Optimierung Niedertemperatur C15 30/25	1	-	89,3	87,9	78,5	79,5	3500	15111	1594	14719	13284	1435	1826	1826	1030	616	119	0,32	4752	328	14,5
	2	(1-2)	90,1	87,9	79,2	80,1	3471	15112	1594	14720	13285	1435	1826	1826	1030	475	118	0,32	4752	328	14,5
	3	(1-3)	90,3	87,9	79,4	80,3	3462	15111	1594	14719	13284	1435	1826	1826	1030	434	117	0,32	4752	328	14,5
	4	(1-4)	90,7	88,5	80,3	81,1	3418	14978	1594	14696	13261	1435	1714	1714	943	443	115	0,32	4752	328	14,5
	5	(1-5)	90,2	97,1	87,5	87,8	3142	13692	1594	14729	13294	1435	396	396	951	398	106	0,29	4751	328	14,5
	6	(1-6)	90,5	97,6	88,3	88,4	3140	13727	1594	14832	13397	1435	334	334	755	549	106	0,29	4758	314	15,2
	7	(1-7)	88,3	97,3	85,9	86,3	3222	13750	1594	14812	13377	1435	373	373	1082	604	110	0,40	3470	2278	1,5
Optimierung Hochtemperatur C15 65/55	1	-	86,1	76,4	65,8	67,6	4050	16856	1594	14315	12880	1435	3977	3977	1654	878	136	0,35	4752	328	14,5
	2	(1-2)	86,8	76,4	66,3	68,1	4017	16857	1594	14315	12880	1435	3977	3977	1654	717	135	0,35	4752	328	14,5
	3	(1-3)	87,1	76,4	66,6	68,3	4004	16857	1594	14315	12880	1435	3977	3977	1654	657	134	0,35	4752	328	14,5
	4	(1-4)	87,2	76,4	66,6	68,5	3888	16393	1594	13958	12523	1435	3867	3867	1569	649	130	0,34	4752	328	14,5
	5	(1-5)	86,0	93,7	80,6	81,4	3331	13846	1594	14404	12969	1435	878	878	1571	528	112	0,29	4752	328	14,5
	6	(1-6)	83,5	93,4	78,0	79,0	3497	14115	1594	14612	13177	1435	917	917	2006	626	119	0,38	3735	2105	1,8

Tabelle A2-6: Simulationsergebnisse der optimierten Anlagenvariante C25 (Kessel Therm15 im "Stand Alone" Betrieb, Elektroboiler zur Warmwasserversorgung)

Erläuterungen: * Gesamtnutzungsgrad berechnet als Verhältnis der verbrauchten Raumwärme zum Energieeinsatz (Primärenergieeinsatz Pellet);

** Gesamtnutzungsgrad berechnet als Verhältnis der verbrauchten Wärme (Raumwärme und Warmwasser) zum Energieeinsatz (Primärenergieeinsatz Pellet und Stromverbrauch Elektroboiler)

	Nummerierung	Optimierungen	Jahresnutzungsgrad				Bereitstellung			Wärmeverbrauch			Verluste Hydraulik		Verluste Kessel			rel. Last	Betriebsverhalten Kessel		
			Kessel	Heizsystem	Anlage ohne Warmwasser*	Anlage mit Warmwasser**	Pelleteinsatz	Kessel Nutzenergie	Elektroboiler Stromverbrauch	Gesamtwärmeverbrauch	Raumwärme	Warmwasser	Wasserhydraulik Gesamt	Wasserhydraulik Rohre	Umgebungsverlust	Rauchgasverlust	Summe sonstiger Verluste		Betriebszeit Kessel	Kesselstarts	Betriebszeit pro Start
			[%]	[%]	[%]	[%]	[kg FS]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]		[-]	[h]	[-]
Optimierung Niedertemperatur C25 30/25	1	-	88,9	91,1	81,0	81,9	5545	23820	2997	24402	21705	2697	2115	2115	1600	1134	184	0,40	3986	625	6,4
	2	(1-2)	89,6	91,1	81,6	82,5	5502	23817	2997	24399	21702	2697	2116	2116	1600	929	183	0,40	3986	625	6,4
	3	(1-3)	89,8	91,1	81,8	82,7	5487	23819	2997	24401	21704	2697	2116	2116	1601	856	181	0,40	3986	625	6,4
	4	(1-4)	90,2	91,6	82,7	83,4	5424	23656	2997	24367	21670	2697	1988	1988	1469	850	179	0,40	3986	625	6,4
	5	(1-5)	89,9	97,8	87,9	88,2	5107	22203	2997	24402	21705	2697	499	499	1471	783	169	0,37	3986	625	6,4
	6	(1-6)	90,5	98,1	88,8	89,0	5179	22659	2997	24936	22239	2697	425	425	1160	979	172	0,37	4119	469	8,8
	7	(1-7)	89,7	98,0	87,9	88,1	5217	22617	2997	24870	22173	2697	448	448	1371	994	174	0,41	3691	983	3,8
Optimierung Hochtemperatur C25 65/55	1	-	85,1	81,8	69,6	71,5	6163	25357	2997	23438	20741	2697	4625	4625	2596	1551	204	0,42	3986	625	6,4
	2	(1-2)	85,8	81,8	70,2	72,0	6116	25361	2997	23441	20744	2697	4626	4626	2596	1324	202	0,42	3986	625	6,4
	3	(1-3)	86,1	81,8	70,4	72,2	6095	25365	2997	23445	20748	2697	4626	4626	2596	1222	201	0,42	3986	625	6,4
	4	(1-4)	86,4	81,9	70,8	72,6	5964	24901	2997	23100	20403	2697	4499	4499	2463	1189	197	0,42	3986	625	6,4
	5	(1-5)	85,5	95,0	81,2	82,1	5331	22031	2997	23617	20920	2697	1119	1119	2468	1022	176	0,37	3986	625	6,4
	6	(1-6)	85,1	95,0	80,8	81,7	5560	22867	2997	24418	21721	2697	1142	1142	2682	1069	186	0,40	3820	914	4,2

Tabelle A3- 1: Vollkostenrechnung nach VDI 2067 für die optimierte Anlage A15 Niedertemperatur
Erläuterungen: Spezifische Wärmegestehungskosten auf Nutzwärme bezogen

	Kosten der Investition	Kapital- Kosten	Instand- setzungs- kosten	Verbrauchs- gebundene Kosten	Betriebs- gebundene Kosten	Sonstige Kosten	Summe der Kosten	Spez. Kosten
	€	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€/MWh
Pelletkessel	10.580	922	212				1.134	75,6
Raumaustragung	3.592	313	72				385	25,7
Pufferspeicher + Hydraulik	7.233	631	145				775	51,7
Solaranlage	4.574	399	91				490	32,7
Kamin	2.700	171	27				198	13,2
Baukosten Heizraum, 3,70m ²	949	60	9				70	4,6
Baukosten Lagerraum, 3,73m ²	958	61	10				70	4,7
Brennstoffkosten					792		792	52,8
Stromkosten					17		17	1,1
Wartung (Eigenleistung)						59	59	4,0
Sonstige Kosten						153	153	10,2
Zinsen Brennstofflagerung					24		24	1,6
Rauchfangkehrer						143	143	9,5
Summe der Kosten	30.586	2.557	566	833	202	153	4.311	287,4
Spezifische Kosten in €/MWh		170,5	37,7	55,5	13,5	10,2		287,4

Tabelle A3- 2: Vollkostenrechnung nach VDI 2067 für die optimierte Anlage A15 Hochtemperatur
Erläuterungen: Spezifische Wärmegestehungskosten auf Nutzwärme bezogen

	Kosten der Investition	Kapital- Kosten	Instand- setzungs- kosten	Verbrauchs- gebundene Kosten	Betriebs- gebundene Kosten	Sonstige Kosten	Summe der Kosten	Spez. Kosten
	€	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€/MWh
Pelletkessel	10.580	922	212				1.134	75,6
Raumaustragung	3.592	313	72				385	25,7
Pufferspeicher + Hydraulik	7.233	631	145				775	51,7
Solaranlage	4.574	399	91				490	32,7
Kamin	2.700	171	27				198	13,2
Baukosten Heizraum, 3,70m ²	949	60	9				70	4,6
Baukosten Lagerraum, 3,73m ²	958	61	10				70	4,7
Brennstoffkosten					887		887	59,1
Stromkosten					18		18	1,2
Wartung (Eigenleistung)						59	59	4,0
Sonstige Kosten						153	153	10,2
Zinsen Brennstofflagerung					27		27	1,8
Rauchfangkehrer						143	143	9,5
Summe der Kosten	30.586	2.557	566	931	202	153	4.410	294,0
Spezifische Kosten in €/MWh		170,5	37,7	62,1	13,5	10,2		294,0

Tabelle A3- 3: Vollkostenrechnung nach VDI 2067 für die optimierte Anlage A25 Niedertemperatur
Erläuterungen: Spezifische Wärmegestehungskosten auf Nutzwärme bezogen

	Kosten der Investition	Kapital- Kosten	Instand- setzungs- kosten	Verbrauchs- gebundene Kosten	Betriebs- gebundene Kosten	Sonstige Kosten	Summe der Kosten	Spez. Kosten
	€	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€/MWh
Pelletkessel	10.580	922	212				1.134	45,4
Raumaustragung	3.592	313	72				385	15,4
Pufferspeicher + Hydraulik	9.536	831	191				1.022	40,9
Solaranlage	6.342	553	127				680	27,2
Kamin	2.700	171	27				198	7,9
Baukosten Heizraum, 3,70m ²	949	60	9				70	2,8
Baukosten Lagerraum, 6,03m ²	1.547	98	15				114	4,5
Brennstoffkosten				1.284			1.284	51,3
Stromkosten				28			28	1,1
Wartung (Eigenleistung)					59		59	2,4
Sonstige Kosten						176	176	7,0
Zinsen Brennstofflagerung				39			39	1,5
Rauchfangkehrer					143		143	5,7
Summe der Kosten	35.246	2.950	653	1.350	202	176	5.331	213,2
Spezifische Kosten in €/MWh		118,0	26,1	54,0	8,1	7,0		213,2

Tabelle A3- 4: Vollkostenrechnung nach VDI 2067 für die optimierte Anlage A25 Hochtemperatur
Erläuterungen: Spezifische Wärmegestehungskosten auf Nutzwärme bezogen

	Kosten der Investition	Kapital- Kosten	Instand- setzungs- kosten	Verbrauchs- gebundene Kosten	Betriebs- gebundene Kosten	Sonstige Kosten	Summe der Kosten	Spez. Kosten
	€	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€/MWh
Pelletkessel	10.580	922	212				1.134	45,4
Raumaustragung	3.592	313	72				385	15,4
Pufferspeicher + Hydraulik	9.536	831	191				1.022	40,9
Solaranlage	6.342	553	127				680	27,2
Kamin	2.700	171	27				198	7,9
Baukosten Heizraum, 3,70m ²	949	60	9				70	2,8
Baukosten Lagerraum, 6,03m ²	1.547	98	15				114	4,5
Brennstoffkosten				1.431			1.431	57,2
Stromkosten				30			30	1,2
Wartung (Eigenleistung)					59		59	2,4
Sonstige Kosten						176	176	7,0
Zinsen Brennstofflagerung				43			43	1,7
Rauchfangkehrer					143		143	5,7
Summe der Kosten	35.246	2.950	653	1.504	202	176	5.485	219,4
Spezifische Kosten in €/MWh		118,0	26,1	60,2	8,1	7,0		219,4

Tabelle A3- 5: Vollkostenrechnung nach VDI 2067 für die optimierte Anlage B15 Niedertemperatur
Erläuterungen: Spezifische Wärmegestehungskosten auf Nutzwärme bezogen

	Kosten der Investition	Kapital- Kosten	Instand- setzungs- kosten	Verbrauchs- gebundene Kosten	Betriebs- gebundene Kosten	Sonstige Kosten	Summe der Kosten	Spez. Kosten
	€	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€/MWh
Pelletkessel	10.580	922	212				1.134	75,6
Raumaustragung	3.592	313	72				385	25,7
Pufferspeicher + Hydraulik	5.983	522	120				641	42,8
Kamin	2.700	171	27				198	13,2
Baukosten Heizraum, 3,70m ²	949	60	9				70	4,6
Baukosten Lagerraum, 4,18m ²	1.072	68	11				79	5,2
Brennstoffkosten				922			922	61,5
Stromkosten				19			19	1,3
Wartung (Eigenleistung)					59		59	4,0
Sonstige Kosten						124	124	8,3
Zinsen Brennstofflagerung				28			28	1,8
Rauchfangkehrer					143		143	9,5
Summe der Kosten	24.875	2.057	450	969	202	124	3.803	253,5
Spezifische Kosten in €/MWh		137,1	30,0	64,6	13,5	8,3		253,5

Tabelle A3- 6: Vollkostenrechnung nach VDI 2067 für die optimierte Anlage B15 Hochtemperatur
Erläuterungen: Spezifische Wärmegestehungskosten auf Nutzwärme bezogen

	Kosten der Investition	Kapital- Kosten	Instand- setzungs- kosten	Verbrauchs- gebundene Kosten	Betriebs- gebundene Kosten	Sonstige Kosten	Summe der Kosten	Spez. Kosten
	€	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€/MWh
Pelletkessel	10.580	922	212				1.134	75,6
Raumaustragung	3.592	313	72				385	25,7
Pufferspeicher + Hydraulik	5.983	522	120				641	42,8
Kamin	2.700	171	27				198	13,2
Baukosten Heizraum, 3,70m ²	949	60	9				70	4,6
Baukosten Lagerraum, 4,18m ²	1.072	68	11				79	5,2
Brennstoffkosten				992			992	66,1
Stromkosten				20			20	1,4
Wartung (Eigenleistung)					59		59	4,0
Sonstige Kosten						124	124	8,3
Zinsen Brennstofflagerung				30			30	2,0
Rauchfangkehrer					143		143	9,5
Summe der Kosten	24.875	2.057	450	1.042	202	124	3.876	258,4
Spezifische Kosten in €/MWh		137,1	30,0	69,5	13,5	8,3		258,4

Tabelle A3- 7: Vollkostenrechnung nach VDI 2067 für die optimierte Anlage B25 Niedertemperatur
Erläuterungen: Spezifische Wärmegestehungskosten auf Nutzwärme bezogen

	Kosten der Investition	Kapital- Kosten	Instand- setzungs- kosten	Verbrauchs- gebundene Kosten	Betriebs- gebundene Kosten	Sonstige Kosten	Summe der Kosten	Spez. Kosten
	€	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€/MWh
Pelletkessel	10.580	922	212				1.134	45,4
Raumaustragung	3.592	313	72				385	15,4
Pufferspeicher + Hydraulik	7.720	673	154				827	33,1
Kamin	2.700	171	27				198	7,9
Baukosten Heizraum, 3,70m ²	949	60	9				70	2,8
Baukosten Lagerraum, 6,67m ²	1.713	109	17				126	5,0
Brennstoffkosten				1.478			1.478	59,1
Stromkosten				32			32	1,3
Wartung (Eigenleistung)					59		59	2,4
Sonstige Kosten						136	136	5,5
Zinsen Brennstofflagerung				44			44	1,8
Rauchfangkehrer					143		143	5,7
Summe der Kosten	27.253	2.249	491	1.554	202	136	4.633	185,3
Spezifische Kosten in €/MWh		90,0	19,7	62,2	8,1	5,5		185,3

Tabelle A3- 8: Vollkostenrechnung nach VDI 2067 für die optimierte Anlage B25 Hochtemperatur
Erläuterungen: Spezifische Wärmegestehungskosten auf Nutzwärme bezogen

	Kosten der Investition	Kapital- Kosten	Instand- setzungs- kosten	Verbrauchs- gebundene Kosten	Betriebs- gebundene Kosten	Sonstige Kosten	Summe der Kosten	Spez. Kosten
	€	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€/MWh
Pelletkessel	10.580	922	212				1.134	45,4
Raumaustragung	3.592	313	72				385	15,4
Pufferspeicher + Hydraulik	7.720	673	154				827	33,1
Kamin	2.700	171	27				198	7,9
Baukosten Heizraum, 3,70m ²	949	60	9				70	2,8
Baukosten Lagerraum, 6,67m ²	1.713	109	17				126	5,0
Brennstoffkosten				1.584			1.584	63,4
Stromkosten				33			33	1,3
Wartung (Eigenleistung)					59		59	2,4
Sonstige Kosten						136	136	5,5
Zinsen Brennstofflagerung				48			48	1,9
Rauchfangkehrer					143		143	5,7
Summe der Kosten	27.253	2.249	491	1.665	202	136	4.744	189,8
Spezifische Kosten in €/MWh		90,0	19,7	66,6	8,1	5,5		189,8

Tabelle A3- 9: Vollkostenrechnung nach VDI 2067 für die optimierte Anlage C15 Niedertemperatur
Erläuterungen: Spezifische Wärmegestehungskosten auf Nutzwärme bezogen

	Kosten der Investition	Kapital- Kosten	Instand- setzungs- kosten	Verbrauchs- gebundene Kosten	Betriebs- gebundene Kosten	Sonstige Kosten	Summe der Kosten	Spez. Kosten
	€	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€/MWh
Pelletkessel	10.380	905	208				1.113	74,2
Raumaustragung	3.592	313	72				385	25,7
Pufferspeicher + Hydraulik	3.805	332	76				408	27,2
Kamin	2.700	171	27				198	13,2
Baukosten Heizraum, 3,70m ²	949	60	9				70	4,6
Baukosten Lagerraum, 3,58m ²	918	58	9				67	4,5
Brennstoffkosten				1.050			1.050	70,0
Stromkosten				17			17	1,1
Wartung (Eigenleistung)					59		59	4,0
Sonstige Kosten						112	112	7,4
Zinsen Brennstofflagerung				23			23	1,5
Rauchfangkehrer					143		143	9,5
Summe der Kosten	22.343	1.840	401	1.090	202	112	3.644	243,0
Spezifische Kosten in €/MWh		122,6	26,7	72,7	13,5	7,4		243,0

Tabelle A3- 10: Vollkostenrechnung nach VDI 2067 für die optimierte Anlage C15 Hochtemperatur
Erläuterungen: Spezifische Wärmegestehungskosten auf Nutzwärme bezogen

	Kosten der Investition	Kapital- Kosten	Instand- setzungs- kosten	Verbrauchs- gebundene Kosten	Betriebs- gebundene Kosten	Sonstige Kosten	Summe der Kosten	Spez. Kosten
	€	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€/MWh
Pelletkessel	10.380	905	208				1.113	74,2
Raumaustragung	3.592	313	72				385	25,7
Pufferspeicher + Hydraulik	3.805	332	76				408	27,2
Kamin	2.700	171	27				198	13,2
Baukosten Heizraum, 3,70m ²	949	60	9				70	4,6
Baukosten Lagerraum, 3,58m ²	918	58	9				67	4,5
Brennstoffkosten				1.124			1.124	74,9
Stromkosten				17			17	1,2
Wartung (Eigenleistung)					59		59	4,0
Sonstige Kosten						112	112	7,4
Zinsen Brennstofflagerung				25			25	1,7
Rauchfangkehrer					143		143	9,5
Summe der Kosten	22.343	1.840	401	1.167	202	112	3.722	248,1
Spezifische Kosten in €/MWh		122,6	26,7	77,8	13,5	7,4		248,1

Tabelle A3- 11: Vollkostenrechnung nach VDI 2067 für die optimierte Anlage C25 Niedertemperatur
Erläuterungen: Spezifische Wärmegestehungskosten auf Nutzwärme bezogen

	Kosten der Investition	Kapital- Kosten	Instand- setzungs- kosten	Verbrauchs- gebundene Kosten	Betriebs- gebundene Kosten	Sonstige Kosten	Summe der Kosten	Spez. Kosten
	€	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€/MWh
Pelletkessel	12.780	1.114	256				1.370	54,8
Raumaustragung	3.592	313	72				385	15,4
Pufferspeicher + Hydraulik	4.805	419	96				515	20,6
Kamin	2.700	171	27				198	7,9
Baukosten Heizraum, 3,70m ²	949	60	9				70	2,8
Baukosten Lagerraum, 3,58m ²	1.497	95	15				110	4,4
Brennstoffkosten				1.783			1.783	71,3
Stromkosten				27			27	1,1
Wartung (Eigenleistung)					59		59	2,4
Sonstige Kosten						132	132	5,3
Zinsen Brennstofflagerung				38			38	1,5
Rauchfangkehrer					143		143	5,7
Summe der Kosten	26.322	2.173	475	1.848	202	132	4.830	193,2
Spezifische Kosten in €/MWh		86,9	19,0	73,9	8,1	5,3		193,2

Tabelle A3- 12: Vollkostenrechnung nach VDI 2067 für die optimierte Anlage C25 Hochtemperatur
Erläuterungen: Spezifische Wärmegestehungskosten auf Nutzwärme bezogen

	Kosten der Investition	Kapital- Kosten	Instand- setzungs- kosten	Verbrauchs- gebundene Kosten	Betriebs- gebundene Kosten	Sonstige Kosten	Summe der Kosten	Spez. Kosten
	€	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€ p.a.	€/MWh
Pelletkessel	12.780	1.114	256				1.370	54,8
Raumaustragung	3.592	313	72				385	15,4
Pufferspeicher + Hydraulik	4.805	419	96				515	20,6
Kamin	2.700	171	27				198	7,9
Baukosten Heizraum, 3,70m ²	949	60	9				70	2,8
Baukosten Lagerraum, 5,83m ²	1.497	95	15				110	4,4
Brennstoffkosten				1.902			1.902	76,1
Stromkosten				28			28	1,1
Wartung (Eigenleistung)					59		59	2,4
Sonstige Kosten						132	132	5,3
Zinsen Brennstofflagerung				42			42	1,7
Rauchfangkehrer					143		143	5,7
Summe der Kosten	26.322	2.173	475	1.972	202	132	4.953	198,1
Spezifische Kosten in €/MWh		86,9	19,0	78,9	8,1	5,3		198,1