



Effizienzsteigerung von Pellets-Solar-Systemen für Raumheizung und Warmwasser durch Optimierung der Hydraulik, Regeltechnik und Wärmespeicherung

VORWORT

Die Publikationsreihe **BLUE GLOBE REPORT** macht die Kompetenz und Vielfalt, mit der die österreichische Industrie und Forschung für die Lösung der zentralen Zukunftsaufgaben arbeiten, sichtbar. Strategie des Klima- und Energiefonds ist, mit langfristig ausgerichteten Förderprogrammen gezielt Impulse zu setzen. Impulse, die heimischen Unternehmen und Institutionen im internationalen Wettbewerb eine ausgezeichnete Ausgangsposition verschaffen.

Jährlich stehen dem Klima- und Energiefonds bis zu 150 Mio. Euro für die Förderung von nachhaltigen Energie- und Verkehrsprojekten im Sinne des Klimaschutzes zur Verfügung. Mit diesem Geld unterstützt der Klima- und Energiefonds Ideen, Konzepte und Projekte in den Bereichen Forschung, Mobilität und Marktdurchdringung.

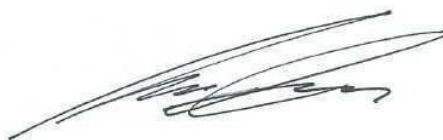
Mit dem **BLUE GLOBE REPORT** informiert der Klima- und Energiefonds über Projektergebnisse und unterstützt so die Anwendungen von Innovation in der Praxis. Neben technologischen Innovationen im Energie- und Verkehrsbereich werden gesellschaftliche Fragestellung und wissenschaftliche Grundlagen für politische Planungsprozesse präsentiert. Der **BLUE GLOBE REPORT** wird der interessierten Öffentlichkeit über die Homepage www.klimafonds.gv.at zugänglich gemacht und lädt zur kritischen Diskussion ein.

Der vorliegende Bericht dokumentiert die Ergebnisse eines Projekts aus dem Forschungs- und Technologieprogramm „Energie der Zukunft“. Mit diesem Programm verfolgt der Klima- und Energiefonds das Ziel, durch Innovationen und technischen Fortschritt den Übergang zu einem nachhaltigen Energiesystem voranzutreiben.

Wer die nachhaltige Zukunft mitgestalten will, ist bei uns richtig: Der Klima- und Energiefonds fördert innovative Lösungen für die Zukunft!

A handwritten signature in black ink, reading 'Theresia Vogel'.

Theresia Vogel
Geschäftsführerin, Klima- und Energiefonds

A handwritten signature in black ink, reading 'Ingmar Höbarth'.

Ingmar Höbarth
Geschäftsführer, Klima- und Energiefonds

INHALT

KURZFASSUNG	3
ABSTRACT	4
1 EINLEITUNG	5
1.1 Potential für kombinierte Solar- und Biomasse-Heizungssysteme in Österreich	5
1.2 Motivation und Zielsetzung	5
1.3 Aufbau dieses Berichts	6
2 ANLAGENMONITORING	7
2.1 Allgemeine Daten der vermessenen Anlagen	7
2.2 Messtechnik	8
2.2.1 Allgemeines	8
2.2.2 Semi-Quantitatives und Quantitatives Monitoring	9
2.3 Anlagendetails	10
2.3.1 Anlage A (Quantitatives Monitoring)	10
2.3.2 Anlage B (Quantitatives Monitoring)	11
2.3.3 Anlage C (Semi-Quantitatives Monitoring)	12
2.3.4 Anlage D (Semi-Quantitatives Monitoring)	13
2.3.5 Anlage E (Semi-Quantitatives Monitoring)	14
2.4 Auswertung der Messdaten	16
2.4.1 Definitionen	16
2.4.2 Anlage A	17
2.4.3 Anlage B	21
2.4.4 Anlage C	26
2.4.5 Anlage D	29
2.4.6 Anlage E	32
2.4.7 Start-/Stopp-Vorgänge des Kessels	36
3 KESSELMESSUNGEN IM LABOR	38
3.1 Vorgehen bei der Bestimmung der Kessel-Kennwerte	38
3.1.1 Ermittlung des Brennstoff-Verbrauchs	39
3.1.2 Brennstoff- und Asche-Analysen	40
3.1.3 Rauchgas-Messungen und Luftüberschuss	40
3.1.4 Feuerungstechnischer Wirkungsgrad	40
3.1.5 Wasserseitige Energiebilanz	41
3.1.6 Kesselwirkungsgrad	41
3.1.7 Bestimmung der aktiven Wärmekapazität der Kessel	41
3.1.8 Auskühlrate des Kessels im Stillstand	42
3.1.9 Verluste an die Umgebung bei Brenner-Betrieb	42
3.2 Resultate für den 40 kW Pelletkessel	45

3.2.1	Brennstoff-Analyse	45
3.2.2	Stationärmessungen am 40 kW Kessel	45
3.2.3	Messungen im Taktbetrieb am 40 kW Kessel	46
3.2.4	Aktive Wärmekapazität und Auskühlrate des 40 kW Kessels	47
3.2.5	Wärmeverluste im Betrieb	47
3.3	Resultate für den 150 kW Hackgut Kessel	49
3.3.1	Brennstoff-Analyse	49
3.3.2	Stationärmessungen am 150 kW Kessel	49
3.3.3	Messungen im Taktbetrieb am 150 kW Kessel	50
3.3.4	Aktive Wärmekapazität und Auskühlrate des 150 kW Kessels	51
3.3.5	Wärmeverluste im Betrieb	51
4	SYSTEM-MESSUNGEN	53
4.1	Methode	53
4.1.1	Komponententests	54
4.1.2	12-tägige Systemmessungen	55
4.1.3	Emissionsfaktoren	56
4.1.4	Berechnung von Kennzahlen	56
4.2	Ergebnisse	58
4.2.1	Komponententests	58
4.2.2	Systemtests	59
4.2.3	Jahressimulationen	62
4.3	Diskussion der Ergebnisse	64
5	OPTIMIERUNGSRECHNUNGEN	66
5.1	Optimierungsrechnungen zur Pufferbeladung durch den Kessel	66
5.1.1	Problematik Pufferbeladung	66
5.1.2	Systemsimulationen	67
5.2	Optimierungsrechnungen zu den Feldanlagen	78
5.2.1	Bewertungs-Kennzahlen	78
5.2.2	Ermittlung von Systemgrößen aus den Messergebnissen	81
5.2.3	Anlage A	84
5.2.4	Anlage B	97
6	ZUSAMMENFASSUNG	112
7	AUSBLICK UND EMPFEHLUNGEN	115
	LITERATUR	116
	ANHANG A: BRENNSTOFFANALYSEN ZU KAPTITEL 3	120
	ANHANG B: SIMULATIONSPARAMETER ZU KAPITEL 5.1	121
	ANHANG C: SIMULATIONSPARAMETER ZU KAPITEL 5.2	127

Kurzfassung

Das Ziel dieses Projektes ist das Aufzeigen von Möglichkeiten der hydraulischen und regelungstechnischen Optimierung von Pellets- und Hackgut-Heizanlagen in Kombination mit solarthermischen Kollektoren. Im Vordergrund steht dabei eine größtmögliche Effizienz der Energie-Nutzung, in zweiter Linie aber auch die Reduktion der Taktzyklen des Biomassekessels im Hinblick auf eine Senkung der Emissionen.

Im Rahmen des Projekts wurde ein Anlagenmonitoring durchgeführt, in dem fünf bestehende kombinierte Biomasse-Solar-Heizungssysteme in einem Leistungsbereich von 20 bis 150 kW (Nennleistung Kessel) über mehr als ein Jahr messtechnisch untersucht wurden.

Die Ergebnisse der einzelnen Anlagen zeigen große Qualitäts-Unterschiede bzgl. der erreichten Effizienz bzw. der erzielten solaren Gewinne. So wurden bei den untersuchten Anlagen spez. Solarerträge zwischen 51 und 400 kWh/m²a erreicht, was im Falle der niedrigen Erträge vor allem auf zu hohe Rücklauftemperaturen bzw. diverse Mängel zurückzuführen ist.

Am Institut für Solartechnik SPF in Rapperswil wurde parallel das Projekt „PelletSolar II“ durchgeführt. Dabei wurde ein kombiniertes Pellet-Solar-Heizungssystem ausführlich am Prüfstand getestet. Ergänzend zu auf den Energieverbrauch fokussierten Messungen wurde auch eine Bestimmung der Jahresemissionen des Systems durchgeführt. Die Ergebnisse der Messungen bzw. von Simulationen, die auf den Resultaten der Messungen aufbauen, zeigen, dass sich der Brennstoffbedarf des getesteten kombinierten Systems um fast ein Viertel (24,8 %) gegenüber einem Referenzsystem ohne Solaranlage reduziert. In einer Optimierungsvariante mit einer geänderten Regelung zur besseren Ausnutzung der Kesselmodulation konnte diese Einsparung weiter gesteigert und die Anzahl der Brennerstarts stark reduziert werden. Bei den Emissionen hat sich gezeigt, dass in dem optimierten System mit besserer Kessel-Modulation die CO-Emissionen höher sind als beim Standard-System. Dies ist darauf zurückzuführen, dass der untersuchte Kessel relativ hohe CO-Emissionen im Teillastbetrieb aufweist. Die Staubemissionen können aber gegenüber der Standard-Variante aufgrund der reduzierten Anzahl an Brennerstarts reduziert werden.

Sowohl bei den durchgeführten Feldmessungen als auch bei den Systemmessungen im Labor hat sich gezeigt, dass bei der Beladung des Pufferspeichers durch den Kessel keine nennenswerte Leistungsmodulation auftritt, obwohl die Kessel ihre Leistung bis auf ca. 30 % der Nennleistung reduzieren können sollten. Anhand von dynamischen Systemsimulationen wurden unterschiedliche Möglichkeiten zur Verbesserung der Regelung der Pufferbeladung im Hinblick auf eine bessere Leistungsmodulation untersucht. Die Ergebnisse zeigen, dass mit geeigneten Strategien eine wesentliche Reduktion der Taktzyklen bei einer gleichzeitigen Brennstoffeinsparung möglich ist.

Für zwei der vermessenen Feld-Anlagen wurden Optimierungsrechnungen anhand von dynamischen Simulationen durchgeführt. Zwei Kessel vom gleichen Typ wie jene Kessel, die in diesen Anlagen installiert sind, wurden in Bezug auf die Last-Abhängigkeit des Wirkungsgrades sowie des Auskühlverhaltens detailliert im Labor vermessen, um ein Kesselmodell für die Simulation entsprechend parametrieren zu können. Die Simulationen haben gezeigt, dass durch unterschiedliche Maßnahmen bzgl. der Regelung und der hydraulischen Verschaltung teilweise eine signifikante Steigerung des Solarertrages bzw. eine Reduktion des Brennstoffeinsatzes möglich ist.

Abstract

The objective of this project is to show possibilities to optimize combined solar and pellet heating systems by means of measures concerning the control and the hydraulics of the system. On one hand a higher energy efficiency is aimed for and on the other hand also a reduction of the start-stop cycles of the biomass burner in order to reduce the emissions.

A field monitoring of five combined pellet and solar heating systems with a capacity range between 20 and 150 kW was carried out over one year within the project. The results of the individual systems show relatively large differences concerning the achieved efficiency and the energy savings by the solar collectors. The measured specific collector yield was in a range from 51 to 400 kWh/m²a, which was in case of the systems with the poor results mainly due to high return temperatures and some problems concerning the control.

At the Institut für Solartechnik SPF in Rapperswil the project „PelletSolar II“ was carried out. In this project a combined pellet and solar heating system was analysed in detail in the laboratory. In addition to the investigations concerning the energy consumption of the system a determination of the annual emissions of the boiler was performed. Simulations which were based on the results of the measurements show, that the fuel consumption of the tested system is 24.8 % lower than for a reference system without solar thermal unit. An optimised system with an adapted control for a better utilization of the modulation range of the boiler showed increased energy savings and a considerable reduction of the burner starts in the simulation. Concerning the emissions it was shown, that the optimised system with better modulation control has even higher CO-emissions than the standard system. This is due to relatively high CO-emissions of the boiler in part load operation. However, the particle emissions can be reduced compared to the standard system due to the reduced number of burner start.

Both in the field monitoring and in the system measurements in the laboratory it was found that the control used for combustion power modulation of the boiler during charging the thermal energy storage is not effective. By means of dynamic system simulations different control strategies for the improvement of the combustion power modulation during the charging process were investigated. The results show that by applying appropriate strategies the number of burner starts can be reduced considerably with the additional effect of reduced fuel consumption.

For two of the systems that were analyzed in the field monitoring dynamic simulations were carried out in order to identify optimisation potentials. In order to be able to parameterize a boiler model for the simulations, two boilers of the same type as those used in the systems were analyzed in detail in the laboratory concerning the efficiency at different load conditions, the thermal capacity and the heat losses. The simulations showed that partly a significant improvement of the solar yield and a reduction of the fuel consumption can be achieved by different measures concerning the control and the hydraulics of the systems.

1 Einleitung

1.1 Zielsetzung

Das Ziel dieses Projektes ist das Aufzeigen von Möglichkeiten der hydraulischen und regelungstechnischen Optimierung von Pellets- und Hackgut-Heizanlagen in Kombination mit solarthermischen Kollektoren. Im Vordergrund steht dabei eine größtmögliche Effizienz der Energie-Nutzung, in zweiter Linie aber auch die Reduktion der Taktzyklen des Biomassekessels im Hinblick auf eine Senkung der Emissionen.

1.2 Potential für kombinierte Solar- und Biomasse-Heizungssysteme in Österreich

In Österreich besteht ein hohes Potential für kombinierte Solar- und Biomasse-Heizungssysteme für Warmwasserbereitung und Raumheizung. Das österreichische Bundesministerium für Land- und Forstwirtschaft, Umwelt und Wasserwirtschaft nennt als Ziel, die Heizung mit Biomasse von 81 PJ im Jahr 2000 auf 130 PJ im Jahr 2020 auszubauen (BMLFUW, 2006). Nimmt man für 2020 den gleichen Wärmebedarf für Warmwasser und Heizung an wie heute, könnten so ca. 30 % allein durch Biomasse abgedeckt werden. Entsprechend den Trends der letzten Jahre kann der größte Zuwachs bei Pelletheizsystemen erwartet werden. Wenn alle Biomasse-Heizungen mit einer thermischen Solaranlage mit einem Jahresdeckungsgrad von 30 % (erreichbar mit weniger als 15 m² Kollektoren und weniger als 1 m³ Pufferspeicher bei einem Niedrigenergie-Einfamilienhaus) kombiniert werden würden, könnte der Anteil der Wärmebereitstellung für Warmwasser und Heizung in Wohngebäuden in Österreich durch solche Systeme auf über 40 % erhöht werden. Diese Zahl könnte noch höher werden, falls es gelingt den Heizwärmebedarf von Gebäuden insgesamt durch eine bessere Isolierung der Gebäudehülle bzw. andere Energiesparmaßnahmen zu senken.

1.3 Motivation und Zielsetzung

Kombinierte Solar- und Pellet-Heizungssystem sind heute bereits am Markt verfügbar. Obwohl die meisten Systeme zuverlässig funktionieren, gibt es üblicherweise noch große Optimierungspotentiale (Bemmann et al. 2006), speziell bei der Regelung, der Hydraulik und der Wärmespeicherung. Die meisten dokumentierten Labor- und Feldmessungen wurden mit Systemen für Einfamilienhäuser durchgeführt (Fiedler et al. 2006; Persson 2006). In diesen Studien konnte die Energie-Effizienz der untersuchten kombinierten Solar- und Pellet-Heizungssysteme von 62 % auf 75 % gesteigert werden. Außerdem konnte die Anzahl der Start-Stopp-Vorgänge des Kessels um 75 % reduziert werden, wenn der Pelletkessel mit einem thermischen Solarsystem inklusive Pufferspeicher kombiniert wird und das Gesamtsystem effizient geregelt wird (Persson et al. 2006). Eine Reduktion der Start-Stopp-Zyklen des Kessels ist von besonderem Interesse, da die Emissionen an Kohlenmonoxid und unverbrannten Kohlenwasserstoffen üblicherweise während dieser Betriebsphasen um Größenordnungen höher sind als im stationären Betrieb (Heinz 2007; Heinz et al. 2006; Klippel & Nussbaumer 2007). Die Staubemissionen sind nach Klippel & Nussbaumer (2007) während der Start-Phase höher, nicht aber während der Stopp-Phase.

Es hat sich gezeigt, dass in heute gebauten Einfamilienhäusern ein Großteil des Wärmebedarfs in einem Leistungsbereich bereitgestellt werden muss, der niedriger ist als die kleinstmögliche stationäre Teillast heute hergestellter Biomassekessel (Könighofer et al. 2001). Daher kommt dem Start-Stopp-Betrieb des Kessels besondere Bedeutung zu.

1.4 Aufbau dieses Berichts

Im ersten Projektteil wurden fünf kombinierte Biomasse-Solar-Heizungssysteme mit unterschiedlichen Größen im Rahmen eines Feldmonitorings vermessen. Ziel dieser Arbeiten war die Prüfung der Anlageneffizienz von am Markt installierten Anlagen bzw. das Erheben unterschiedlicher Lastprofile und Regelstrategien. Diese Arbeiten sind in Kapitel 2 dieses Berichts dokumentiert.

Am Institut für Solartechnik SPF in Rapperswil wurde parallel zum Projekt PellSol Plus das Projekt „PelletSolar II“ durchgeführt. Im Rahmen dieses Projekts wurde am SPF ein Pelletkessel sowie ein kombiniertes Solar-Pellet-System ausführlich in einem System-Prüfstand getestet und anschließend in einer Simulation abgebildet und hinsichtlich der Energieeffizienz und der Emissionen optimiert. Diese Arbeiten und deren Ergebnisse sind in Kapitel 4 beschrieben.

Zwei der im Feld-Monitoring vermessenen Anlagen wurden in einer detaillierten dynamischen Simulation abgebildet. Dazu mussten zuerst die genauen Eigenschaften der in den Anlagen installierten Biomassekessel ermittelt werden, um ein Simulationsmodell für Heizungskessel entsprechend parametrieren zu können. Dies erfolgte anhand von Labor-Messungen mit zwei Kesseln vom gleichen Typ wie in den vermessenen Anlagen (siehe Kapitel 3). Die Auswirkungen von Veränderungen an der Anlagenhydraulik und der Regelung konnten in der Folge mit Hilfe von Simulationen ermittelt werden. Durch dieses Vorgehen wurden optimierte Lösungen für die hydraulische Verschaltung und die Regelung der Anlagen ermittelt. Diese Arbeiten und deren Ergebnisse sind im Kapitel 5.2 beschrieben.

Im Rahmen einer Simulationsstudie wurden verschiedene Vorschläge für verbesserte Regelungsstrategien für die Beladung des Pufferspeichers durch den Kessel untersucht. Das Ziel war dabei eine bessere Modulation der Verbrennungsleistung des Kessels bei der Speicherbeladung und dadurch eine Reduktion der Anzahl an Brennerstarts und des Brennstoffbedarfs zu erreichen. Diese Arbeiten sind im Kapitel 5.1 beschrieben.

2 Anlagenmonitoring

Im Rahmen des Projekts wurde ein Anlagenmonitoring durchgeführt, in dem fünf kombinierte Biomasse-Solar-Heizungssysteme über mehr als ein Jahr messtechnisch untersucht wurden. Alle Anlagen befinden sich in der Steiermark, sind mit dem gleichen Kollektor- und Pufferspeicher-Typ ausgestattet und verfügen jeweils über einen Pellet- oder Hackgutkessel mit unterschiedlicher Leistung. Durch die Anlagen wird jeweils ein 2-Leiter-Mikronetz versorgt.

Das Monitoring hatte folgende Zielsetzungen:

- Es sollten Lastprofile der Anlagen erhoben werden. Diese umfassen neben den Tages- und jahreszeitlichen Verläufen der Abnahmeleistung die Netztemperaturen bzw. Volumenströme.
- Die in den einzelnen Anlagen verfolgten Regelungsstrategien hinsichtlich der Pufferbeladung durch den Kessel und die Solaranlage wurden analysiert.
- Bei allen Anlagen erfolgte eine Quantifizierung des Energieeintrages der Solaranlage.
- Die Anzahl der Taktvorgänge des Biomassekessels wurde analysiert.
- Für zwei der Anlagen wurden anhand von dynamischen Simulationen, unter Zugrundelegung der gemessenen Lastprofile sowie der erhobenen Anlagendaten, Optimierungsvorschläge hinsichtlich der hydraulischen Verschaltung bzw. der Regelungsstrategie erarbeitet (siehe Abschnitt 5.2).

2.1 Allgemeine Daten der vermessenen Anlagen

Tabelle 2.1 zeigt eine Übersicht über die wichtigsten Daten der einzelnen Systeme, wobei die Anlagen mittels der Bezeichnungen A bis E anonymisiert wurden. Alle Anlagen speisen ein 2-Leiter-Mikro-Netz, das sowohl die Raumheizung als auch die Warmwasserbereitung von einem oder mehreren Gebäuden bedient.

Abschnitt 2.3 enthält detailliertere Informationen zu den einzelnen Anlagen und das jeweilige Hydraulikschema.

Tabelle 2.1: Daten der im Rahmen des Anlagen-Monitorings untersuchten Anlagen

	Anlage	Quantitatives Monitoring		Semi-Quantitatives Monitoring		
		A	B	C	D	E
Bezeichnung	Einheit					
Nennleistung Kessel	kW	40	150	60	100	20
Brennstoff	-	Pellets	Hackgut	Pellets	Hackgut	Pellets
Speichervolumen	l	2x1500	2x1500	2x1500	2x1500	800
Abnehmer ¹	-	5 Reihen-EFHs	GWB (9 WE) + 7 EFH	Reihenhaus (8 WE)	Zweifamilien-Haus + Wirtschaftsgebäude	1 EFH
Brutto-Kollektorfläche (Flachkollektoren)	m ²	24	24	42	21	10.5
Ausrichtung Kollektoren (-90=Osten)	°	-15	10	0	0	55
Neigung Kollektor	°	45	65	45	65	80
WMZ ² im Kollektorkreis	-	ja	ja	ja	ja	ja
WMZ ² im Kesselkreis	-	ja	ja	nein	nein	nein
WMZ ² im Abnahmekreis	-	ja	ja	ja	nein	nein
Gemessene Werte						
maximale Abnahmeleistung	kW	20	80	19	-	-
Vorlauftemperatur Netz	°C	62-68	60-68	60-70	58-65	52-70
Rücklauftemperatur Netz	°C	35-42	48-55	30-50	45-62	45-68

¹ EFH: Einfamilienhaus, WE: Wohneinheit, GWB: Geschosswohnbau

² WMZ: Wärmemengenzähler

2.2 Messtechnik

2.2.1 Allgemeines

Alle Anlagen werden von einer kompakten Regelungseinheit geregelt. An diese war bereits im Ausgangszustand relativ umfangreiche Messtechnik angeschlossen. Es wurde beschlossen, die Messdatenerfassung über die Aufzeichnung und Auswertung der Daten dieser Reglereinheit durchzuführen. Bei zwei Anlagen musste der Regler für diese Aufgabe ersetzt werden. Dies hatte folgende Gründe:

- Viele der für die Auswertung des Monitorings notwendigen Daten (Temperaturen, Schaltzustände, tlw. Wärmemengen) wurden in den Anlagen bereits durch die jeweilige Reglereinheit erfasst.
- Die vorhandenen Regler bieten die Möglichkeit einer Fernübertragung der Messdaten.
- Da für die Regelung unkalibrierte Pt1000-Messfühler verwendet werden, war mit relativ hohen Ungenauigkeiten der gemessenen Temperaturen zu rechnen. Es wurde aber davon ausgegangen, dass die Genauigkeiten zur Bewertung der vorhandenen Regelungsstrategien ausreichend sind. Die Wärmeflüsse in den einzelnen hydraulischen Kreisen (Solar-, Kessel- und Abnahmekreis) wurden in den einzelnen Anlagen teilweise bereits über Wärmemengenzähler (WMZ) erfasst. Diese bieten eine gute Genauigkeit zur Quantifizierung der Energieflüsse. Außerdem konnten über eine Auslesung der Zähler über M-Bus jeweils auch der Volumenstrom und die Vor- und Rücklauftemperatur erfasst werden.

- Eine direkte Erfassung der durch den Regler gemessenen und letztlich auch für die Anlagenregelung verwendeten Daten lässt auch Rückschlüsse über Regel-Probleme, die durch evtl. vorhandene größere Messungenauigkeiten entstehen, zu.

Eine Erfassung des Brennstoffverbrauchs bzw. der eingesetzten Brennstoffenergie wurde im Rahmen des Monitorings nicht durchgeführt, da diese nur mit unverhältnismäßig großem Aufwand im Feld so gemessen werden kann, dass eine sinnvolle Genauigkeit erreicht wird. Anstatt dessen wurden die eingesetzten Kessel im Labor detailliert vermessen. Zusammen mit den im Feld gemessenen Betriebsverhalten konnte so der Jahresnutzungsgrad durch nach-Simulieren des Kesselbetriebes ermittelt werden.

Die kontinuierliche Messdatenerfassung erfolgt jeweils mit einem Intervall von 2 Minuten.

2.2.2 Semi-Quantitatives und Quantitatives Monitoring

Die Anlagen C, D und E wurden über ein **Semi-Quantitatives Monitoring** vermessen. Hier wurden nur die bereits an die Reglereinheit angeschlossenen Sensoren verwendet. Zusätzlich wurde ein Pt1000-Temperatursensor für die Messung der Rauchgastemperatur am Kesselaustritt installiert, um bessere Rückschlüsse über die Kesselaufzeiten zu ermöglichen. Der oder die vorhandenen Wärmemengenzähler wurden über M-Bus ebenfalls an die Reglereinheit angeschlossen, um die Zählerstände sowie die Volumenströme und Vor- und Rücklauftemperaturen auslesen zu können.

Bei den Anlagen A und B wurde ein **Quantitatives Monitoring** durchgeführt. D.h. hier wurden zusätzlich zur bereits installierten Messtechnik weitere Sensoren bzw. Wärmemengenzähler installiert, um eine genaue Quantifizierung der Energieflüsse zu ermöglichen. Die Messergebnisse dieser Anlagen dienen als Grundlage für die Optimierungsrechnungen, die über dynamische Systemsimulationen durchgeführt wurden (vgl. Abschnitt 5.2).

Bei der Anlage B wurden in allen hydraulischen Kreisen (Solar-, Kessel- und Abnahmekreis) neue Wärmemengenzähler installiert und über M-Bus an die Reglereinheit angeschlossen. Bei der Anlage A waren schon in allen Kreisen entsprechende Wärmemengenzähler vorhanden, die ebenfalls über M-Bus angeschlossen wurden.

Beide Anlagen wurden außerdem mit einem Stromzähler ausgestattet, der den Stromverbrauch der gesamten Anlage erfasst (gesamter Heizraum: Solaranlage, Biomassekessel incl. Brennstoffaustragung, Regelung, sämtliche Pumpen incl. Abnahmekreis- bzw. Netzpumpe).

Bei beiden Anlagen wurde - wie beim Semi-Quantitativen Monitoring - ein Pt1000-Temperatursensor zur Messung der Rauchgastemperatur installiert.

2.3 Anlagendetails

2.3.1 Anlage A (Quantitatives Monitoring)

Bei der Anlage A handelt es sich um eine Kombination aus einem Pellets-Kessel mit einer Nennleistung von 40 kW und einer Solaranlage mit einer Kollektorfläche von 24 m². Mit der Anlage werden 5 Reihen-Einfamilienhäuser mit Wärme für die Heizung und die Warmwasserbereitung versorgt. Die Warmwasserbereitung erfolgt jeweils im Durchlaufprinzip über Plattenwärmetauscher, die über das Zwei-Leiter-Netz versorgt werden.

Das Hydraulikschema der Anlage ist in Abbildung 2.1 dargestellt. Zentraler Bestandteil der Anlage sind zwei Pufferspeicher mit einem Volumen von jeweils 1500 Liter. Der Kessel verfügt über eine Rücklaufanhebung, die eine Rücklauftemperatur zum Kessel von >50 °C gewährleistet, und speist den Pufferspeicher 1 über zwei Anschlüsse oben und unten. Die Pufferbeladung wird dabei über zwei Temperaturfühler im Speicher¹ (siehe Abbildung 2.1, Position 8 und 9) gesteuert.

Die Solaranlage kann sowohl in Puffer1 als auch Puffer2 einschichten, wobei die Regelung anhand der Kollektortemperatur und der Fühler 8 und 11 entscheidet, welcher Puffer beladen wird.

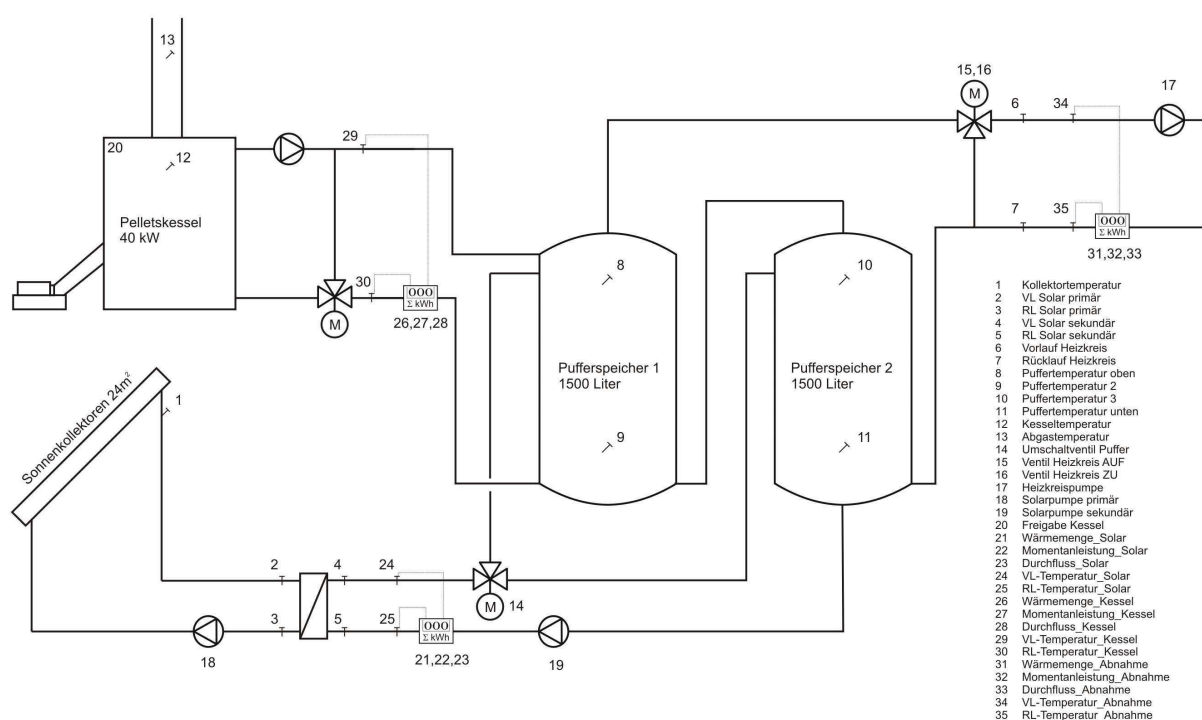


Abbildung 2.1: Anlagenschema der Anlage A inkl. der installierten Messtechnik

Der Abnahmekreis verfügt über ein thermisches Mischventil, das die Vorlauftemperatur durch Beimischung von kälterem Rücklaufwasser auf ca. 65 °C einstellt. Die Netzpumpe ist

¹ Bei Unterschreiten einer eingestellten Temperatur am Fühler 8 wird der Kessel eingeschaltet, bei Überschreiten einer eingestellten Temperature am Fühler 9 wird der Kessel ausgeschaltet

drehzahl geregelt. Das Netz wird kontinuierlich betrieben, d.h. die Netzpumpe ist ständig in Betrieb. Die Entnahme erfolgt oben aus dem Puffer1, der Netzurücklauf wird unten in Puffer2 eingespeist.

Die in der Anlage installierte Messtechnik ist ebenfalls in Abbildung 2.1 dargestellt. Es sind sowohl im Solar- als auch im Kessel- und Abnahme-Kreis Wärmemengenzähler installiert, die auch eine Messung des Volumenstrom und der jeweiligen Vor- und Rücklauftemperatur ermöglichen. Weiters erfolgt eine Erfassung der Kollektortemperatur, der Temperaturen oben und unten in den beiden Pufferspeichern, der Vor- und Rücklauftemperatur am Solarwärmetauscher, der Vor- und Rücklauftemperatur im Abnahme- und Kesselkreis und der Rauchgastemperatur des Kessels. Zusätzlich werden auch die Schaltsignale der beiden Solarpumpen, der Netzpumpe, und des Puffer-Umschaltventils im Solarkreis aufgezeichnet.

Der Stromverbrauch der Gesamt-Anlage (gesamter Heizraum: Solaranlage, Biomassekessel incl. Brennstoffaustragung, Regelung, sämtliche Pumpen incl. Abnahmekreis- bzw. Netzpumpe) wurde über einen Stromzähler kontinuierlich erfasst.

2.3.2 Anlage B (Quantitatives Monitoring)

Bei der Anlage B handelt es sich um eine Kombination aus einem Hackgut-Kessel mit einer Nennleistung von 150 kW und einer Solaranlage mit einer Kollektorfläche von 24 m². Mit der Anlage werden ein Geschosswohnbau mit 9 Wohneinheiten sowie 7 Einfamilienhäuser mit Wärme für Heizung und Warmwasserbereitung versorgt. Die Warmwasserbereitung erfolgt über Warmwasserspeicher in den einzelnen Gebäuden, die über das Zwei-Leiter-Netz versorgt werden.

Das Hydraulikschema der Anlage ist in Abbildung 2.2 dargestellt. Zentraler Bestandteil der Anlage sind zwei Pufferspeicher mit einem Volumen von jeweils 1500 Liter. Der Kessel verfügt über eine Rücklaufanhebung, die eine Rücklauftemperatur zum Kessel von >50 °C gewährleistet.

Auffallend ist, dass bei dieser Anlage aus Platzgründen ein im Verhältnis zur Kesselleistung relativ kleines Puffervolumen vorhanden ist. Aus diesem Grund ist die Kessel-Rücklaufleitung im Unterschied zur Anlage A nicht unten am Puffer1 angeschlossen, sondern am Puffer2, sodass ca. 75 % von dessen Volumen für die Kesselbeladung genutzt werden kann. Allerdings wird effektiv nur Puffer1 vom Kessel beladen, da die Beladung über die Temperaturfühler 8 und 9 erfolgt, wobei es aber trotzdem durch den Anschluss an Puffer 2 bei Kesselbeladung zu einer Wärmeumschichtung von Puffer 1 nach Puffer 2 kommt.

Der Abnahmekreis verfügt über ein Mischventil mit elektrischem Antrieb, das die Vorlauftemperatur durch Beimischung von kälterem Rücklaufwasser abhängig von der Außentemperatur einstellt. Die Netzpumpe ist nicht drehzahl geregelt. Das Netz ist kontinuierlich in Betrieb. Die Entnahme erfolgt oben aus dem Puffer1, der Netzurücklauf wird unten in Puffer2 eingespeist.

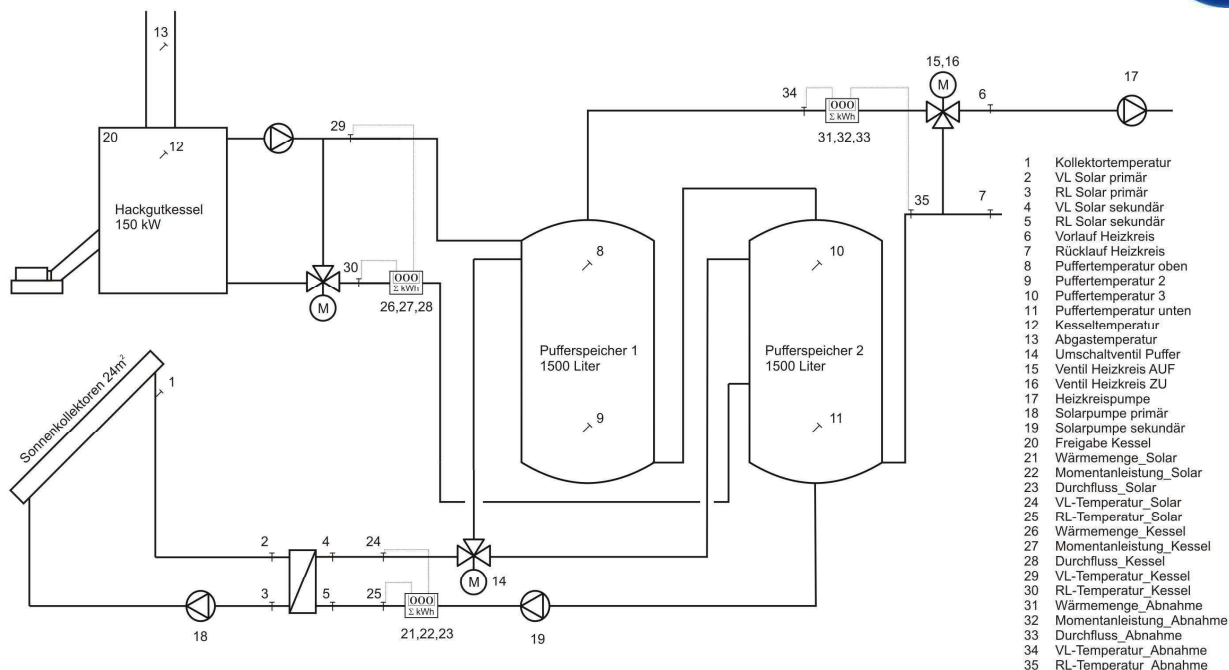


Abbildung 2.2: Anlagenschema der Anlage B inkl. der installierten Messtechnik

Die Solaranlage ist gleich aufgebaut wie bei Anlage A, allerdings steht dieser aufgrund der Kesselbeladung etwas weniger Speichervolumen zur Verfügung.

Die installierte Messtechnik ist ebenfalls gleich wie bei Anlage A.

2.3.3 Anlage C (Semi-Quantitatives Monitoring)

Bei der Anlage C handelt es sich um eine Kombination aus einem Pellets-Kessel mit einer Nennleistung von 60 kW und einer Solaranlage mit einer Kollektorfläche von 42 m². Mit der Anlage wird eine Reihenhaussiedlung mit 8 Wohneinheiten mit Wärme für Heizung und Warmwasserbereitung versorgt. Die Warmwasserbereitung erfolgt jeweils im Durchlaufprinzip über Plattenwärmetauscher, die über das Zwei-Leiter-Netz versorgt werden.

Das Hydraulikschema der Anlage ist in Abbildung 2.3 dargestellt. Zentraler Bestandteil der Anlage sind auch hier zwei Pufferspeicher mit einem Volumen von jeweils 1500 Liter. Der Kessel verfügt über eine Rücklaufanhebung, die eine Rücklauftemperatur zum Kessel von >50 °C gewährleistet.

Sowohl die Pufferbeladung durch den Kessel als auch jene durch die Solaranlage erfolgt gleich wie bei der Anlage A. Die Solaranlage ist gleich aufgebaut wie bei Anlage A.

Der Abnahmekreis verfügt über ein Mischventil mit elektrischem Antrieb, das die Vorlauftemperatur durch Beimischung von kälterem Rücklaufwasser abhängig von der Außentemperatur einstellt. Die Netzpumpe ist drehzahlregelt und das Netz wird kontinuierlich betrieben. Die Entnahme und Einspeisung in das Netz erfolgt oben aus dem Puffer1, der Netzurücklauf wird unten in Puffer2 eingespeist.

Die installierte Messtechnik ist ähnlich zu den Anlagen A und B, allerdings ist im Kesselkreis kein Wärmemengenzähler eingebaut und es wurde kein Stromzähler installiert (siehe Abbildung 2.3).

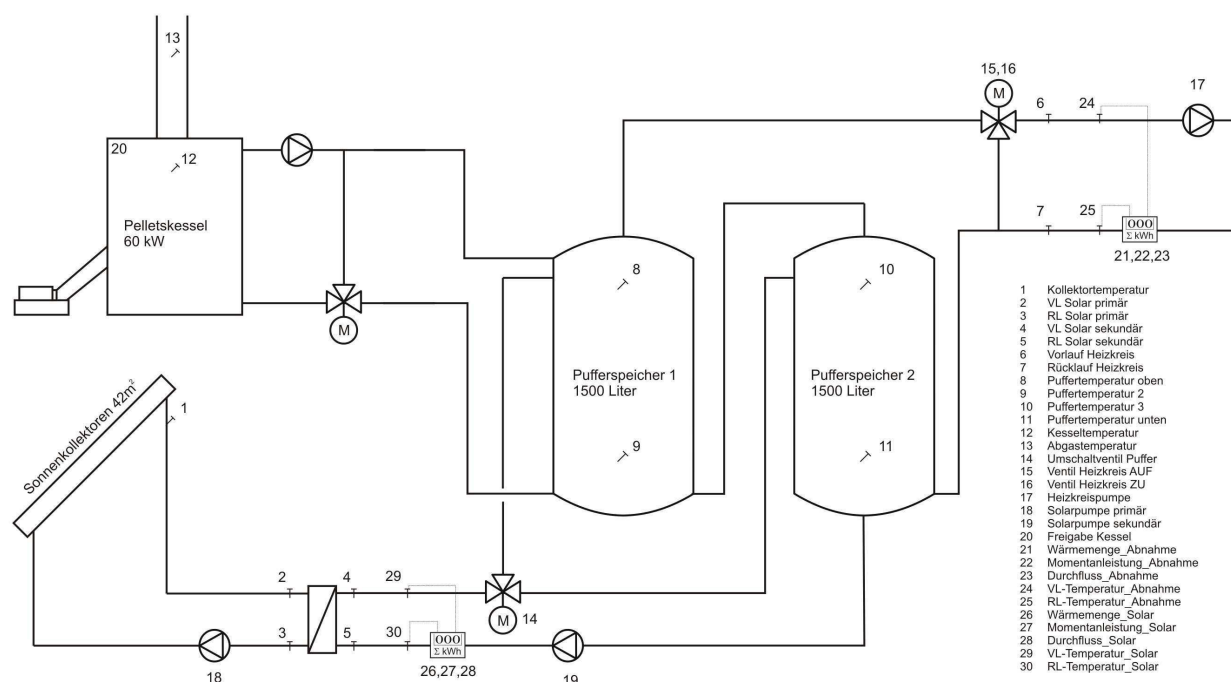


Abbildung 2.3: Anlagenschema der Anlage C inkl. der installierten Messtechnik

2.3.4 Anlage D (Semi-Quantitatives Monitoring)

Bei der Anlage D handelt es sich um eine Kombination aus einem Hackgut-Kessel mit einer Nennleistung von 100 kW und einer Solaranlage mit einer Kollektorfläche von 21 m². Mit der Anlage wird ein Zweifamilienhaus und teilweise ein dazugehöriges Wirtschaftsgebäude mit Wärme für Heizung und Warmwasserbereitung versorgt. Die Warmwasserbereitung erfolgt über zwei Warmwasserspeicher im Gebäude, die über das Zwei-Leiter-Netz versorgt werden.

Das Hydraulikschema der Anlage ist in Abbildung 2.4 dargestellt. Zentraler Bestandteil der Anlage sind auch hier zwei Pufferspeicher mit einem Volumen von jeweils 1500 Liter. Der Kessel verfügt über eine Rücklaufanhebung, die eine Rücklauftemperatur zum Kessel von >50 °C gewährleistet.

Sowohl die Pufferbeladung durch den Kessel als auch jene durch die Solaranlage erfolgt gleich wie bei den Anlagen A und C. Die Solaranlage bzw. deren Anbindung an den Pufferspeicher ist gleich aufgebaut wie bei Anlage A.

Die Anlage verfügt über zwei Abnahme-Kreise, wobei einer das Zweifamilienhaus und der andere das Wirtschaftsgebäude versorgt. Der Großteil der Wärmeabnahme erfolgt dabei nach Auskunft des Betreibers vom Zweifamilienhaus. Eine Erfassung der abgenommenen Wärmemenge wird nicht durchgeführt.

Die Abnahmekreise verfügen über jeweils ein Mischventil mit elektrischem Antrieb, das die Vorlauftemperatur durch Beimischung von kälterem Rücklaufwasser abhängig von der Außentemperatur einstellt. Das Netz wird intermittierend betrieben, d.h. die Netzpumpen laufen

nur, wenn es eine Anforderung seitens des Heizungsreglers im Gebäude gibt. Die Netzpumpen sind nicht drehzahl geregelt. Die Entnahme erfolgt oben aus dem Puffer1, der Netzrücklauf wird unten in Puffer2 eingespeist.

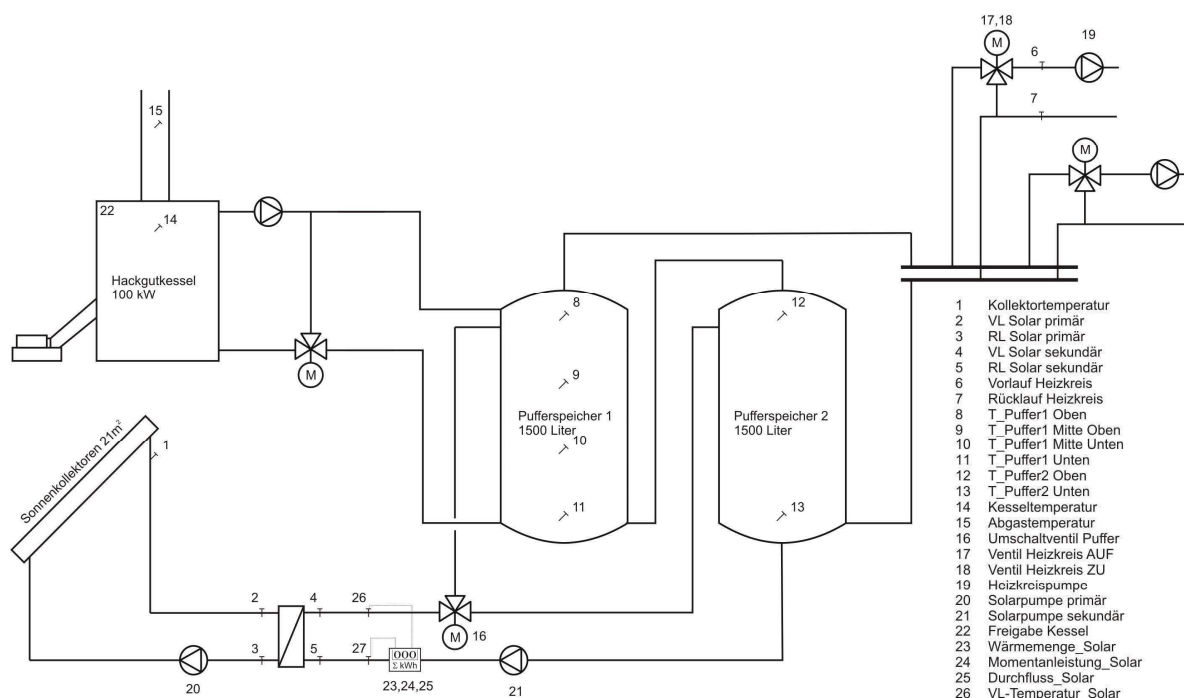


Abbildung 2.4: Anlagenschema der Anlage D inkl. der installierten Messtechnik

Die installierte Messtechnik ist ähnlich zu den Anlagen A, B und C, allerdings sind im Kesselkreis und im Abnahmekreis keine Wärmemengezähler installiert. Eine Bewertung der von den Abnahmekreisen verbrauchten und vom Kessel gelieferten Wärmemengen ist daher bei dieser Anlage nicht möglich. Bei dieser Anlage wurde auch kein Stromzähler zur Bewertung der elektrischen Energieverbrauchs installiert.

2.3.5 Anlage E (Semi-Quantitatives Monitoring)

Hier handelt es sich um die kleinste der fünf vermessenen Anlagen und gleichzeitig um jene, die sich am stärksten von den restlichen Anlagen unterscheidet. Es handelt sich um eine Kombination aus einem Pelletskessel mit einer Nennleistung von 20 kW und einer Solaranlage mit einer Kollektorfläche von 10,5 m². Mit der Anlage wird ein Einfamilienhaus mit Wärme für die Heizung und die Warmwasserbereitung versorgt. Die Warmwasserbereitung erfolgt über einen Warmwasserspeicher im Gebäude, der auch über das Zwei-Leiter-Netz versorgt wird.

Die wesentlichen Unterschiede zu den anderen Anlagen bzgl. der hydraulischen Verschaltung sind (siehe Abbildung 2.5):

- Es ist nur ein Pufferspeicher mit einem Volumen von 800 Liter installiert.
- Der Kessel speist nicht nur den Pufferspeicher, sondern ist auch direkt in den Abnahmekreis eingebunden.

Die Steuerung der Pufferbeladung durch den Kessel erfolgt über die beiden Temperaturfühler im Speicher (Sensoren 9 und 10, siehe Abbildung 2.5).

Das Kollektorfeld ist wie bei allen Anlagen über einen Plattenwärmetauscher an den Pufferspeicher angebunden, wobei dieser über ein Umschaltventil in zwei verschiedenen Höhen beladen werden kann. Die Regelung entscheidet anhand der Kollektortemperatur und den Temperaturen im Pufferspeicher (Sensoren 9 und 10, siehe Abbildung 2.5), in welcher Höhe das von der Solaranlage erwärmte Wasser eingeschichtet wird.

Der Abnahmekreis ist über einen Verteilbalken sowohl an den Pufferspeicher als auch an den Kessel angeschlossen. Über ein motorgesteuertes Ventil wird die Vorlauftemperatur durch Beimischung von kälterem Rücklaufwasser geregelt. Das Netz wird intermittierend betrieben, d.h. die Netzpumpe läuft nur, wenn es eine Anforderung seitens der Heizung oder des Warmwasserspeichers gibt. Die Netzpumpe ist nicht drehzahlregelt. Über die Aufteilung der Massenströme im Kessel-, Puffer- und Abnahmekreis bei einem gleichzeitigen Betrieb von Kessel und Abnahmekreis kann keine gesicherte Aussage getroffen werden, da die entsprechenden Durchflüsse bei dieser Anlage nicht erfasst werden.

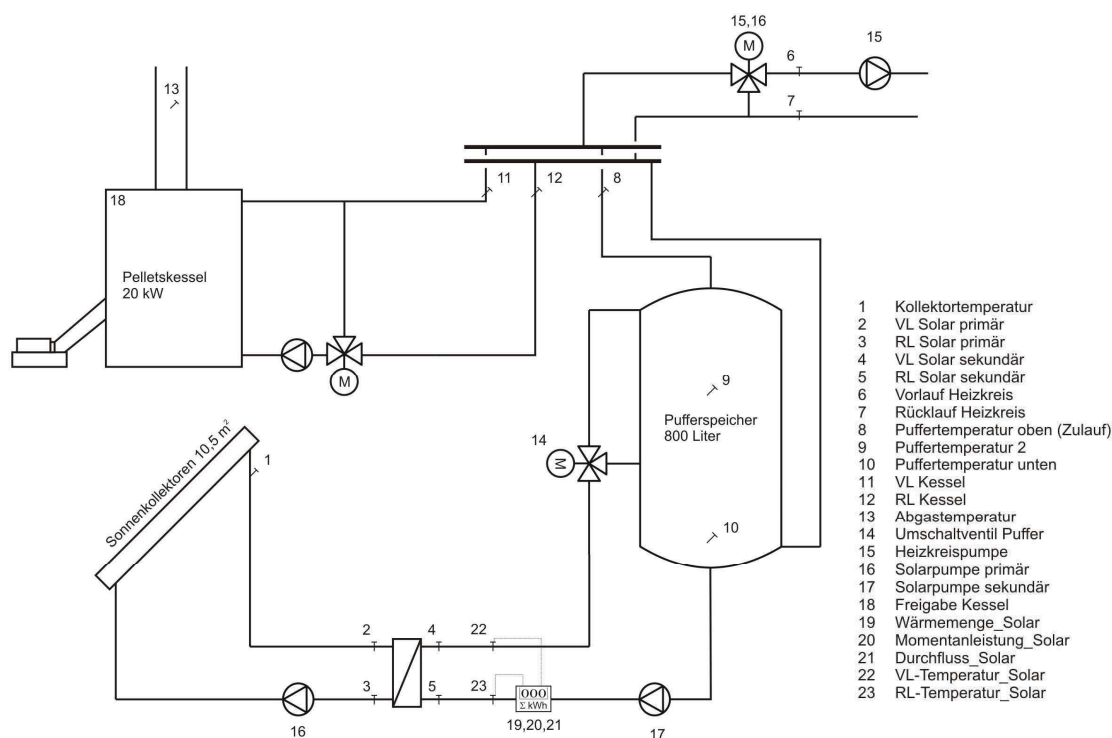


Abbildung 2.5: Anlagenschema der Anlage E inkl. der installierten Messtechnik

Die in der Anlage installierte Messtechnik ist in Abbildung 2.5 dargestellt. Es ist nur im Solarkreis ein Wärmemengenzähler installiert. Ein Stromzähler zur Erfassung des elektr. Energieverbrauchs ist nicht vorhanden. Ansonsten wird in einem ähnlichen Umfang gemessen wie bei den anderen Anlagen des semi-quantitativen Monitorings.

2.4 Auswertung der Messdaten

Die Messdatenerfassung konnte nicht bei allen Anlagen gleichzeitig installiert und gestartet werden. Mit 1. Februar 2009 waren jedoch alle Anlagen in Betrieb. Als Auswerte-Zeitraum wird daher im folgenden Abschnitt ein volles Jahr, vom 01.02.2009 bis zum 31.01.2010, gewählt.

2.4.1 Definitionen

Für die Auswertung der Messdaten werden folgende Definitionen verwendet.

Solarer Deckungsgrad

Der solare Deckungsgrad SD wird definiert als

$$\text{Gl. 2.1} \quad SD = \frac{Q_{Solar}}{Q_{Kessel} + Q_{Solar}}$$

wobei Q_{Solar} der gemessenen Wärmemenge entspricht, die über den Solarkreis in den Speicher eingebracht wird. Q_{Kessel} ist die gemessene, vom Kessel eingebrachte Wärmemenge. Bei dieser Definition des solaren Deckungsgrades werden die Verluste des Speichers der Solaranlage und dem Kessel angerechnet.

Spezifischer Solarertrag

Der spez. Solarertrag errechnet sich als Quotient aus der gemessenen Wärmemenge, die über den Solarkreis in den Speicher Q_{Solar} eingebracht wird, und der Brutto-Kollektorfläche A_{Koll} .

$$\text{Gl. 2.2} \quad SE = \frac{Q_{Solar}}{A_{Koll}}$$

2.4.2 Anlage A

2.4.2.1 Merkmale und Beobachtungen

Pufferbeladung durch den Kessel

Die Beladung von Pufferspeicher 1 durch den Pellet-Kessel wird über die beiden Temperatursensoren 8 und 9 (siehe Abbildung 2.1) gesteuert. Sinkt die Temperatur am oberen Sensor („Puffertemperatur oben“ = 8) unter 60 °C, wird der Kessel eingeschaltet. Dies ist in Abbildung 2.6 ersichtlich. Der Kessel wird wieder ausgeschaltet, wenn die Temperatur am unteren Sensor („Puffertemperatur 2“ = 9) 65 °C erreicht.

Der Verlauf der beiden Temperaturen (8) und (9) zeigt ein gutes Schichtungsverhalten des Speichers. Die untere Puffertemperatur bleibt bis ca. zur Hälfte der Beladung konstant bei ca. 40 °C und steigt dann sprunghaft an. Die Temperaturen im zweiten Puffer „Puffertemperatur 3“ = 10 und „Puffertemperatur unten“ = 11) bleiben von der Kesselbeladung unbeeinflusst, da der Kesselkreis nicht an diesen angeschlossen ist.

Am Verlauf des vom Wärmemengenzähler erfassten Durchflusses im Kesselkreis ist die Funktion der Kessel-Rücklaufanhebung ersichtlich. Der Rücklauf beträgt zu Beginn der Beladung ca. 45 °C. Daher wird über das Beimischventil Wasser aus dem Vorlauf dem Rücklauf beigemischt, um dessen Temperatur auf ca. 55 °C anzuheben (siehe Abbildung 2.1). Daher beträgt der im speicherseitigen Teil des Kesselkreises gemessene Durchfluss zu Beginn der Beladung nur ca. 1000 l/h. Nachdem die Rücklauftemperatur vom Speicher auf ein ausreichendes Niveau angestiegen ist, schließt das Beimischventil und der Durchfluss steigt auf ca. 2400 l/h.

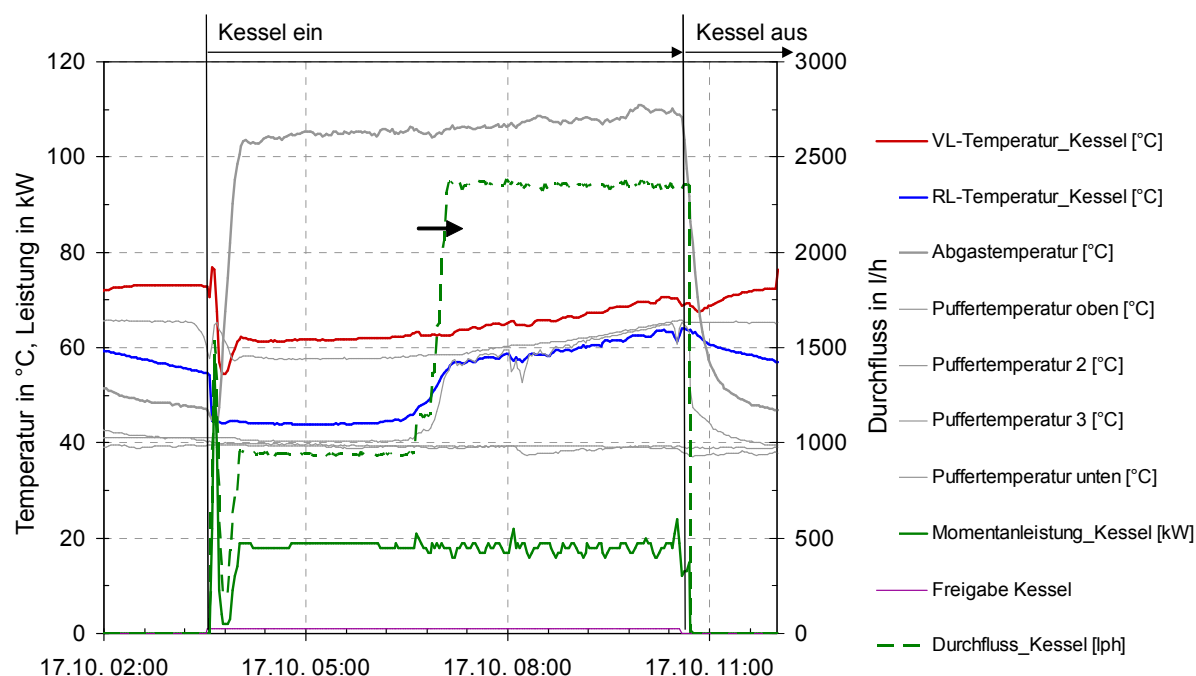


Abbildung 2.6: Beispiel einer Pufferbeladung durch den Kessel bei Anlage A

2.4.2.2 Wärmemengen und Solarertrag

Die Wärmemengen in den einzelnen Kreisen (Kessel-, Solar- und Abnahmekreis) wurden bei dieser Anlage über Wärmemengenzähler erfasst. Abbildung 2.7 zeigt die Ergebnisse für die einzelnen Monate des Auswerte-Zeitraums (links) und für das gesamte Messjahr (rechts).

Die Verluste, die in Abbildung 2.7 (rechts) dargestellt sind, stellen im Wesentlichen die Verluste der beiden Pufferspeicher dar, plus die Rohrleitungs-Verluste zwischen den Wärmemengenzählern und den Speichern. Diese Verluste betragen ca. 4,5 % der gemessenen Wärmeabnahme.

In Abbildung 2.8 ist der spez. Solarertrag der Solaranlage sowie der solare Deckungsgrad in den einzelnen Monaten dargestellt. Die Anlage erreicht in den Sommermonaten Juli und August einen solaren Deckungsgrad von ca. 70 %. Der solare Jahresdeckungsgrad beträgt 14,3 %.

Der spez. Solarertrag beträgt 411 kWh/m².a, was einen sehr guten Wert für eine solche Anlage darstellt.

Der Stromverbrauch der Anlage incl. aller Pumpen, der Brennstoffaustragung und des Reglers beträgt 37 kWh/MWh_{th}.

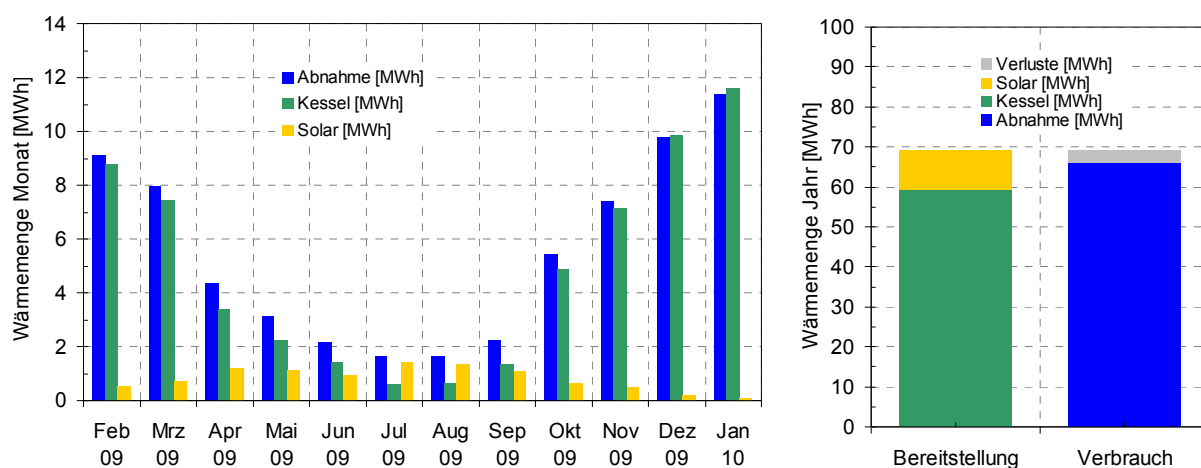


Abbildung 2.7: Gemessene Wärmemengen in den einzelnen Monaten (links) und im Jahr (rechts) für Anlage A

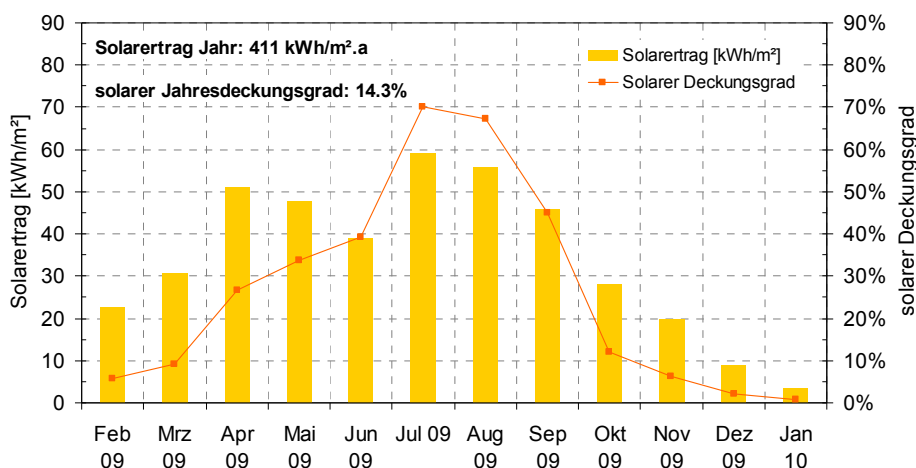


Abbildung 2.8: Solarertrag und solarer Deckungsgrad bei Anlage A

2.4.2.3 Netzleistung und Netztemperaturen

In Abbildung 2.9 sind die Jahresdauerlinien der Netz- Vor- und Rücklauf-Temperatur sowie der Netz- Abnahmeleistung dargestellt. Auffallend ist zunächst die relativ niedrige Abnahmeleistung im Verhältnis zur Kesselleistung. Der in der Anlage installierte Kessel hat eine Nennleistung von 40 kW, während abnehmerseitig eine maximale Leistung von ca. 20 kW gemessen wurde. Wie aus der Dauerlinie in der Abbildung ersichtlich, tritt diese Leistung auch nur wenige Stunden im Jahr auf, sodass während eines Großteils des Jahres die Abnahmeleistung weniger als 30 % der Kessel-Nennleistung beträgt. Wäre der Kessel hier nicht über einen Pufferspeicher vom Netz entkoppelt, müsste dieser fast ständig im Taktbetrieb gefahren werden.

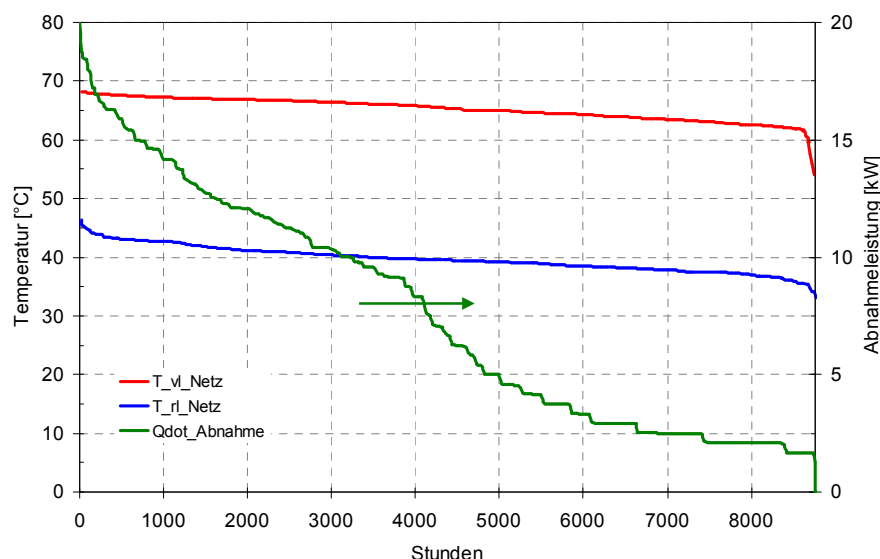


Abbildung 2.9: Jahresdauerlinien der Netz-Vor- und Rücklauf-Temperatur sowie der Abnahmeleistung (erstellt aus Tagesmittelwerten)

Die Netz-Vorlauftemperatur sollte bei dieser Anlage durch das thermostatische Mischventil auf 65 °C konstant gehalten werden. Dies gelingt nicht ganz, sodass sich die Temperatur in einem Bereich zwischen 62 und 68 °C bewegt. Von besonderem Interesse ist die Rücklauftemperatur

aus dem Netz. Diese sollte möglichst niedrig sein, um einen hohen Solarertrag zu erreichen. Eine hohe Spreizung zwischen Vor- und Rücklauf ist außerdem vorteilhaft für die Auslegung der Netzpumpe und der Verteilleitungen (niedrigerer Massenstrom). Die gemessenen Rücklauftemperaturen bewegen sich bei dieser Anlage in einem Bereich zwischen 35 und 45 °C.

2.4.3 Anlage B

2.4.3.1 Merkmale und Beobachtungen

Pufferbeladung durch den Kessel

Bei dieser Anlage ist das vorhandene Speichervolumen mit insgesamt 3000 l im Verhältnis zur Kesselleistung von 150 kW sehr klein. Daher ist der Kessel hydraulisch so an die Speicher angeschlossen, dass nicht nur Puffer1 sondern auch ca. 2/3 des Volumens von Puffer2 vom Kessel beladen werden kann (vgl. Abbildung 2.2).

Abbildung 2.10 zeigt exemplarisch eine Pufferbeladung durch den Kessel. Wie bei Anlage A wird die Beladung durch den Kessel durch die Sensoren 8 und 9 gesteuert. Sinkt die Temperatur am oberen Sensor („Puffertemperatur oben“ = 8) unter 60 °C, wird der Kessel eingeschaltet (vgl. Abbildung 2.10). Der Kessel wird wieder ausgeschaltet, wenn die Temperatur am unteren Sensor („Puffertemperatur 2“ = 9) 65 °C erreicht.

Die im Verhältnis zum Speichervolumen hohe Leistung des Kessels bedingt auch einen im Verhältnis hohen wasserseitigen Kessel-Volumenstrom. Bei dem gemessenen Durchfluss von über 7000 l/h wird das Volumen von Pufferspeicher1 mehr als 4,5 Mal pro Stunde umgewälzt. Vermutlich ergibt sich dadurch die schlechte Schichtung des Speichers. Wie in Abbildung 2.10 ersichtlich, ist der Temperaturunterschied zwischen den Sensoren 8 und 9 während der Beladung minimal, d.h. der Speicher ist nahezu vollständig durchmischt.

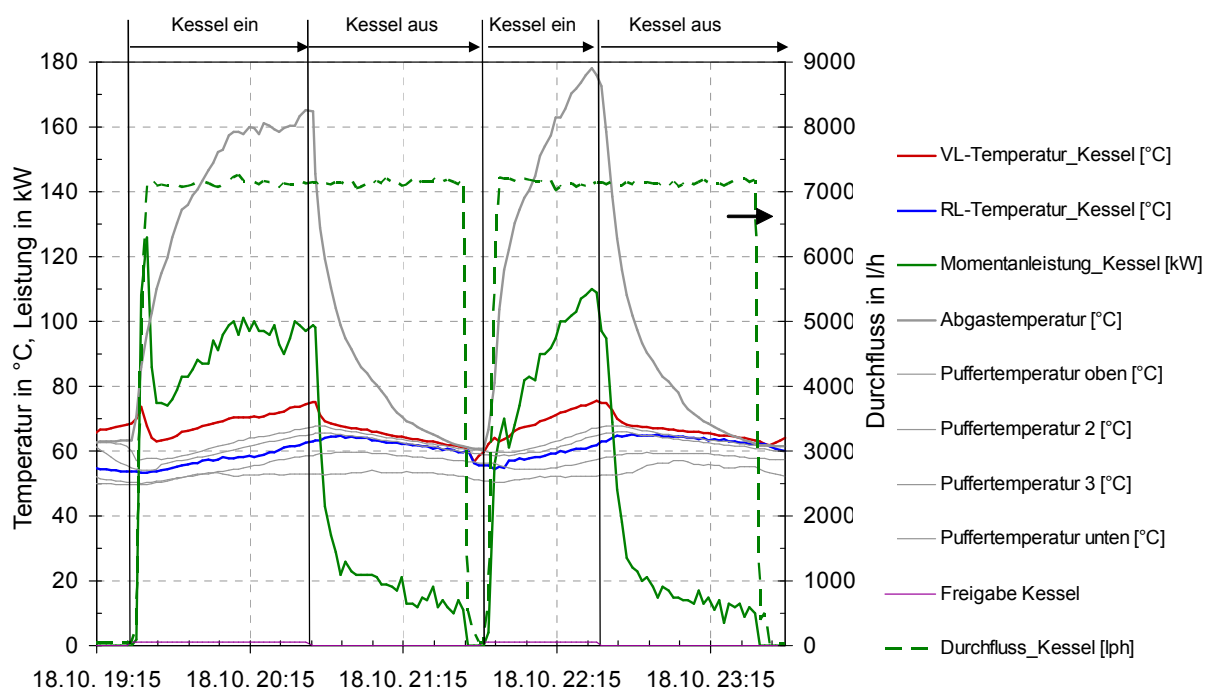


Abbildung 2.10: Beispiel einer Pufferbeladung durch den Kessel bei Anlage B

Es zeigt sich auch, dass es durch den hydraulischen Anschluss des Kesselkreises an Puffer2 zu einer Wärmeumschichtung von Puffer1 nach Puffer2 kommt, obwohl die Kesselbeladung ausschließlich über die Sensoren in Puffer1 gesteuert wird. Dies ist an der „Puffertemperatur 3“ (10) in Abbildung 2.10 ersichtlich. Diese Temperaturerhöhung und die durch die hohe

Netzurücklauftemperatur ohnehin hohen Temperaturen im Puffer2 wirken sich negativ auf den Ertrag der Solaranlage aus.

Auffallend ist auch, dass die Kesselpumpe nach Ausschalten des Kessels bzw. des Brenners noch einige Zeit weiterläuft. Erst nachdem sich die Vorlauftemperatur des Kessels der Rücklauftemperatur angenähert hat, d.h. kein Wärmeeintrag mehr vom Kessel erfolgt, wird die Pumpe durch die Regelung deaktiviert. Dadurch werden zwar einerseits die Stillstandsverluste des Kessels etwas verringert, andererseits wird aber die Schichtung im Speicher noch weiter verschlechtert.

Kollektor-Fühler

Bei dieser Anlage konnte nach den ersten Monaten des Monitorings festgestellt werden, dass bei Betrieb der Solaranlage der vorhandene Kollektorfühler ((1) in Abbildung 2.2) Temperaturen angezeigt hat, die teilweise weit unter den vom Solar-Vorlauftfühler im Primärkreis (2) gemessenen Temperaturen lagen. Die Ursache dafür war, dass in der Anlage ein ungeeigneter Fühler installiert war.

Am vorhandenen Kollektor ist zur Aufnahme des Kollektorfühlers eine Tauchhülse installiert, die aus konstruktiven Gründen eine Krümmung aufweist (vgl. Abbildung 2.11). Da der Messkopf des vorhandenen Kollektorfühlers etwas zu lang war, konnte der Fühler nicht ganz in die Tauchhülse eingeschoben werden, sondern blieb „auf halbem Weg“ in der Krümmung stecken. Dies wurde beim Einbau scheinbar nicht bemerkt, und die Anlage wurde so in Betrieb genommen. Deshalb wurden durch den Sensor wesentlich niedrigere Temperaturen gemessen als eigentlich am Kollektor vorhanden waren, was Ertragseinbußen bei der Solaranlage zur Folge hatte.

Ein neuer, geeigneter Sensor (siehe Abbildung 2.11) wurde Ende Mai 2009 installiert.

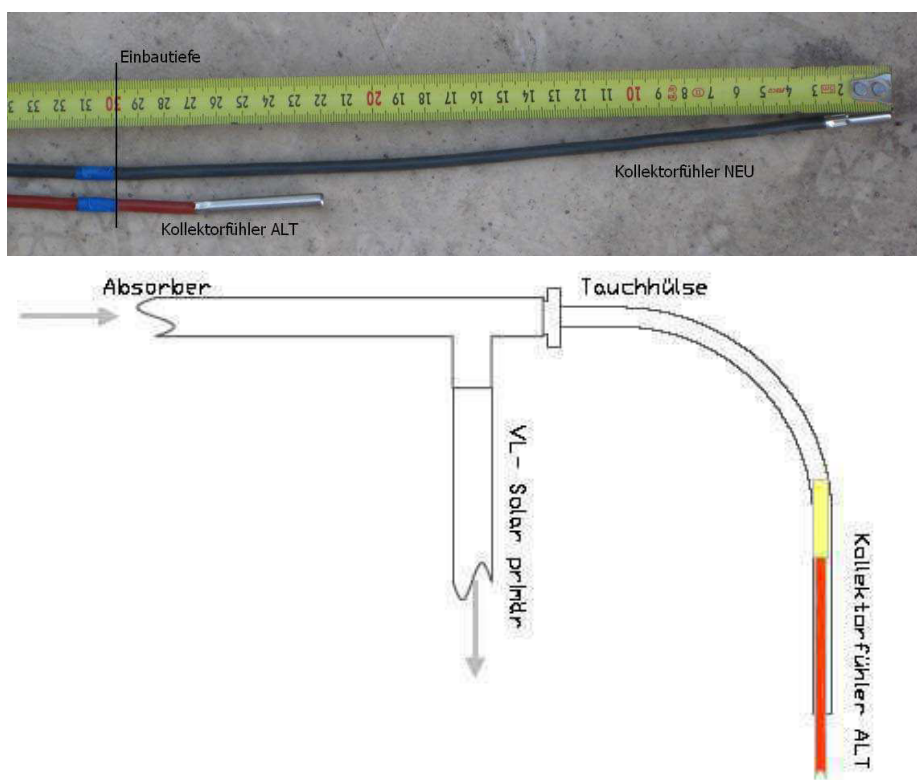


Abbildung 2.11: Kollektorfühler und Tauchhülse mit Krümmung am Kollektor (Nöhner, 2009)

2.4.3.2 Wärmemengen und Solarertrag

Die Wärmemengen in den einzelnen Kreisen (Kessel-, Solar- und Abnahmekreis) wurden bei dieser Anlage über Wärmemengenzähler erfasst. Abbildung 2.12 zeigt die Ergebnisse für die einzelnen Monate des Auswerte-Zeitraums (links) und für das gesamte Messjahr (rechts).

Es zeigt sich, dass die Solaranlage nur einen sehr geringen Anteil an der Wärmebereitstellung übernimmt. Dies ist hauptsächlich auf die im Verhältnis zur Abnahmeleistung sehr kleine Kollektorfläche von 24 m² zurückzuführen. Im Februar und März war die Solaranlage nicht in Betrieb.

Die Verluste, die in Abbildung 2.12 (rechts) dargestellt sind, stellen im Wesentlichen die Verluste der beiden Pufferspeicher dar, plus die Rohrleitungs-Verluste zwischen den Wärmemengenzählern und den Speichern. Diese Verluste betragen 3 % der gemessenen Wärmeabnahme. Wie in der Abbildung 2.12 (rechts) ersichtlich, ist der Wärmeeintrag der Solaranlage niedriger als die Wärmeverluste der Pufferspeicher.

In Abbildung 2.13 ist der spez. Solarertrag der Solaranlage sowie der solare Deckungsgrad in den einzelnen Monaten dargestellt. Die Anlage erreicht in den Sommermonaten Juli und August einen solaren Deckungsgrad von knapp 10 %. Der solare Jahresdeckungsgrad beträgt nur 1,9 %.

Der spez. Solarertrag ist mit 224 kWh/m².a relativ niedrig, was auf folgende Gründe zurückzuführen ist:

- Der Solarkreis war in den Monaten Februar und März deaktiviert. Seitens des Betreibers bestand der Verdacht, dass nächtliche Fehlzirkulationen über das Kollektorfeld auftreten. Dies konnte jedoch durch eine Analyse der Messdaten nicht bestätigt werden.
- Bei dieser Anlage war bis Ende Mai ein ungeeigneter Kollektorsensor installiert (vgl. Abschnitt 2.4.3.1).
- Für die Solaranlage steht aufgrund der Art der Einbindung des Kessels weniger Speichervolumen zur Verfügung als z.B. bei Anlage A.
- Die Rücklauftemperatur aus dem Netz ist im Vergleich zu den Anlagen A und C relativ hoch (vgl. Abschnitt 2.4.3.3).
- Der Neigungswinkel des Kollektorfelds ist mit 65° relativ hoch. Dies ist für eine Anlage mit einem derart niedrigen solaren Deckungsgrad nicht optimal (vgl. Abschnitt 5.2.4).

Der Stromverbrauch der Anlage incl. aller Pumpen, der Brennstoffaustragung und des Reglers beträgt 28 kWh/MWh_{th}. Der im Vergleich zur Anlage A niedrigere Wert ist vermutlich darauf zurückzuführen, dass hier ein größerer Kessel eingebaut ist, der einen kleineren Stromverbrauch im Verhältnis zur thermischen Leistung aufweist.

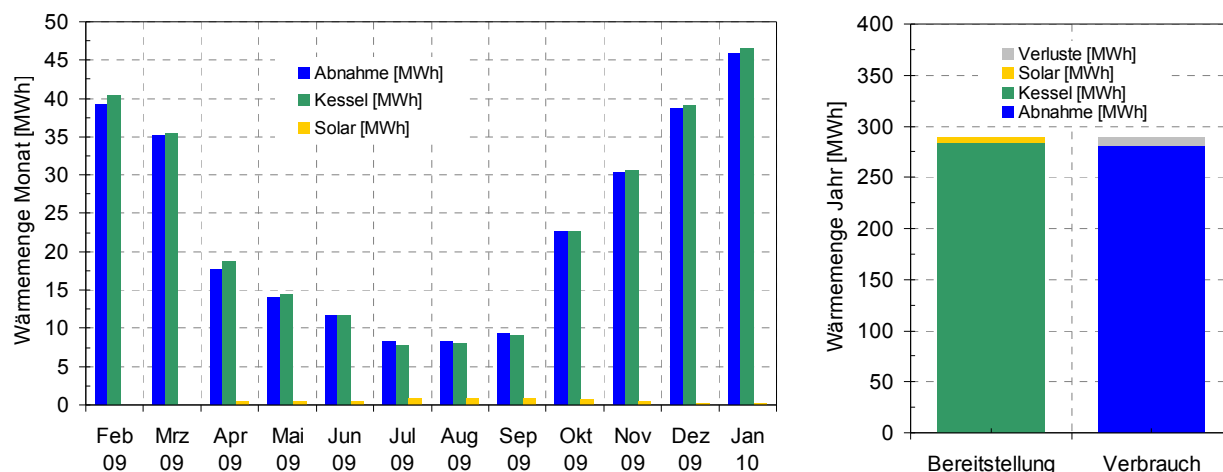


Abbildung 2.12: Gemessene Wärmemengen in den einzelnen Monaten (links) und im Jahr (rechts) für Anlage B

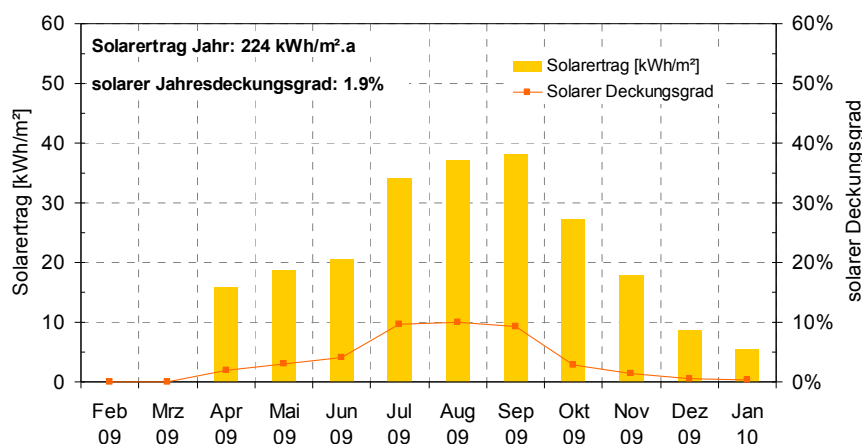


Abbildung 2.13: Solarertrag und solarer Deckungsgrad bei Anlage B

2.4.3.3 Netzleistung und Netztemperaturen

In Abbildung 2.14 sind die Jahresdauerlinien der Netz- Vor- und Rücklauf-Temperatur sowie der Netz- Abnahmeleistung dargestellt. Auch bei dieser Anlage fällt auf, dass die Abnahmeleistung im Verhältnis zur Kesselleistung sehr niedrig ist. Der in der Anlage installierte Hackgut-Kessel hat eine Nennleistung von 150 kW, während abnehmerseitig eine maximale Leistung von ca. 80 kW gemessen wurde. Wie aus der Dauerlinie in der Abbildung ersichtlich, tritt diese Leistung auch nur wenige Stunden im Jahr auf, sodass während eines Großteils des Jahres die Abnahmeleistung weniger als 30 % der Kessel-Nennleistung beträgt. Wäre der Kessel hier nicht über einen Pufferspeicher vom Netz entkoppelt, müsste dieser fast ständig im Taktbetrieb gefahren werden.

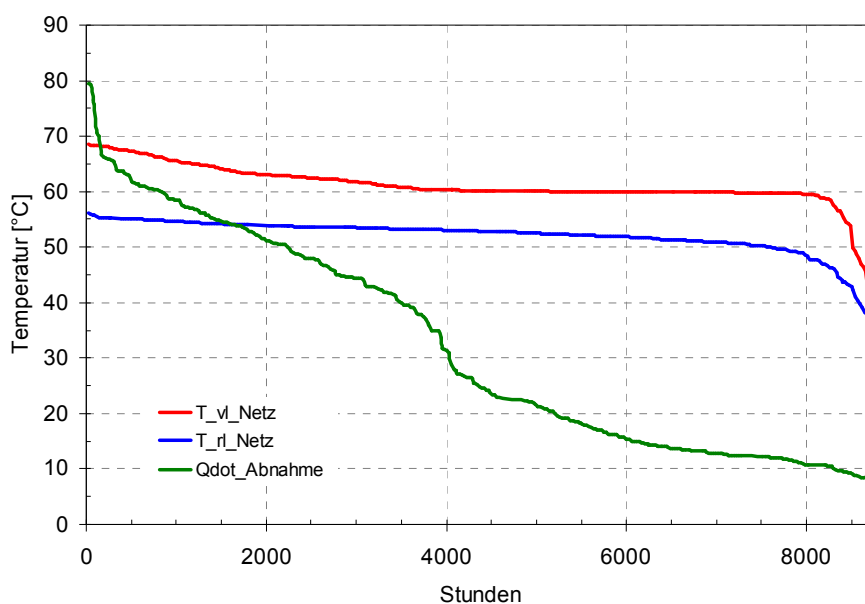


Abbildung 2.14: Jahresdauerlinien der Netz-Vor- und Rücklauf-Temperatur sowie der Abnahmeleistung (erstellt aus Tagesmittelwerten)

Die Netz-Vorlauftemperatur variiert bei dieser Anlage großteils zwischen 60 und 68 °C. Die Netz-Rücklauftemperatur ist im Vergleich zu den Anlagen A und C mit 48 bis 55 °C wesentlich höher. Dies hat einen wesentlichen Einfluss auf den spezifischen Ertrag der Solaranlage (vgl. Abschnitt 5.2.4).

Die Ursachen für die hohen Rücklauftemperaturen bei dieser Anlage sind nicht genau bekannt und wurden im Rahmen des Projekts auch nicht genauer untersucht. Es ist aber sehr wahrscheinlich, dass es möglich wäre, die Rücklauftemperaturen durch entsprechende Maßnahmen zu senken.

Bei den versorgten Objekten handelt es sich großteils um relativ neue Gebäude, von denen lt. Auskunft des Anlagenbetreibers etwa ein Drittel mit einer Fußbodenheizung und der Rest mit Radiatoren beheizt wird. Hier ließe sich evtl. durch eine gezielte hydraulische Einregulierung des Netzes eine Senkung der Rücklauftemperatur erreichen.

Die Warmwasserbereitung erfolgt über Warmwasserspeicher in den einzelnen Gebäuden. Insbesondere während der Sommermonate ist die Rücklauftemperatur noch höher als während der Heizperiode, was darauf schließen lässt, dass der Netzbetrieb im Sommer bzw. die Beladung der Warmwasserspeicher relativ ineffizient bzw. mit sehr hohen Rücklauftemperaturen erfolgt. Da sich im Sommer die höchsten solaren Erträge erzielen ließen, wäre vor allem hier eine niedrigere Rücklauftemperatur sehr wichtig. Durch eine Reduzierung des Massenstromes im Netz könnte hier eine Senkung der Rücklauftemperatur erreicht werden.

2.4.4 Anlage C

2.4.4.1 Merkmale und Beobachtungen

Pufferbeladung durch den Kessel

Die Beladung von Pufferspeicher 1 durch den Pellet-Kessel wird über die beiden Temperatursensoren 8 und 9 (siehe Abbildung 2.3) gesteuert. Sinkt die Temperatur am oberen Sensor („Puffertemperatur oben“ = 8) unter 62 °C, wird der Kessel eingeschaltet. Dies ist in Abbildung 2.15 ersichtlich. Der Kessel wird wieder ausgeschaltet, wenn die Temperatur am unteren Sensor („Puffertemperatur 2“ = 9) 72 °C erreicht.

Der Verlauf der beiden Temperaturen (8) und (9) zeigt ein gutes Schichtungsverhalten des Speichers. Die untere Puffertemperatur (9) bleibt fast bis zum Ende der Beladung konstant bei ca. 40 °C und steigt dann sprunghaft an. Die Temperaturen im zweiten Puffer („Puffertemperatur 3“ = 10 und „Puffertemperatur unten“ = 11) bleiben von der Kesselbeladung unbeeinflusst, da der Kesselkreis nicht an diesen angeschlossen ist.

Die Kesselleistung bzw. die Vor- und Rücklauftemperatur im Kesselkreis wurden bei dieser Anlage nicht erfasst.

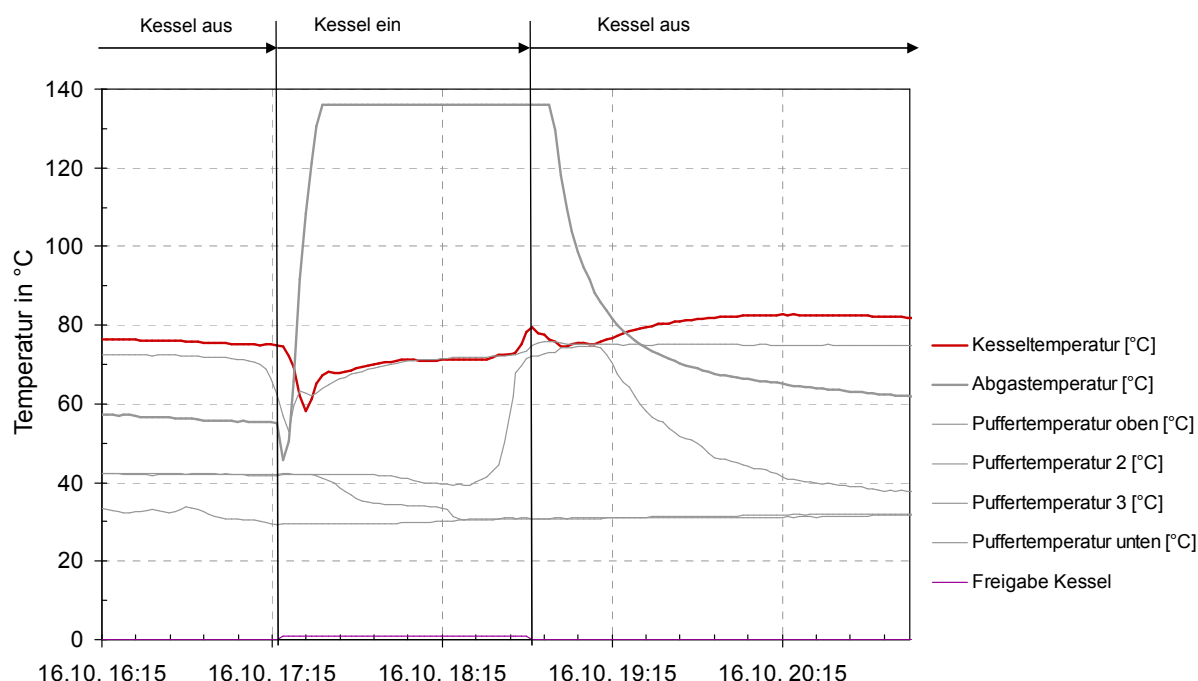


Abbildung 2.15: Beispiel einer Pufferbeladung durch den Kessel bei Anlage C

2.4.4.2 Wärmemengen und Solarertrag

Bei dieser Anlage wurden nur die Wärmemengen im Solar- und im Abnahmekreis über Wärmemengenzähler erfasst. Abbildung 2.16 zeigt die Ergebnisse für die einzelnen Monate des Auswerte-Zeitraums (links) und für das gesamte Messjahr (rechts).

Da die vom Kessel bereitgestellte Wärmemenge nicht erfasst wurde, können hier keine Aussagen über die Verluste der Pufferspeicher getroffen werden.

In Abbildung 2.17 ist der spez. Solarertrag der Solaranlage sowie der solare Deckungsgrad in den einzelnen Monaten dargestellt. Da bei dieser Anlage die vom Kessel bereitgestellte Wärmemenge nicht erfasst wurde, muss hier eine von Abschnitt 2.4.1 abweichende Definition des solaren Deckungsgrades verwendet werden:

$$\text{Gl. 2.3} \quad SD = \frac{Q_{\text{Solar}}}{Q_{\text{Abnahme}}}$$

Bei dieser Definition des solaren Deckungsgrades werden die Verluste des Speichers dem Kessel angerechnet, d.h. die Solaranlage wird begünstigt.

Die Anlage erreicht in den Sommermonaten Juli und August eine solare Volldeckung. Die Deckungsgrade >100 % in diesen Monaten erklären sich durch die obige Definition. Der solare Jahresdeckungsgrad der Anlage beträgt 26,4 %.

Der spez. Solarertrag beträgt 394 kWh/m².a, was einen guten Wert für eine solche Anlage darstellt. Der im Vergleich zur Anlage A etwas geringere Solarertrag kann durch die größere Dimensionierung (höherer Deckungsgrad, niedrigere Auslastung) der Anlage erklärt werden. Dies äußert sich in den im Vergleich etwas niedrigeren Solarerträgen in den Sommermonaten.

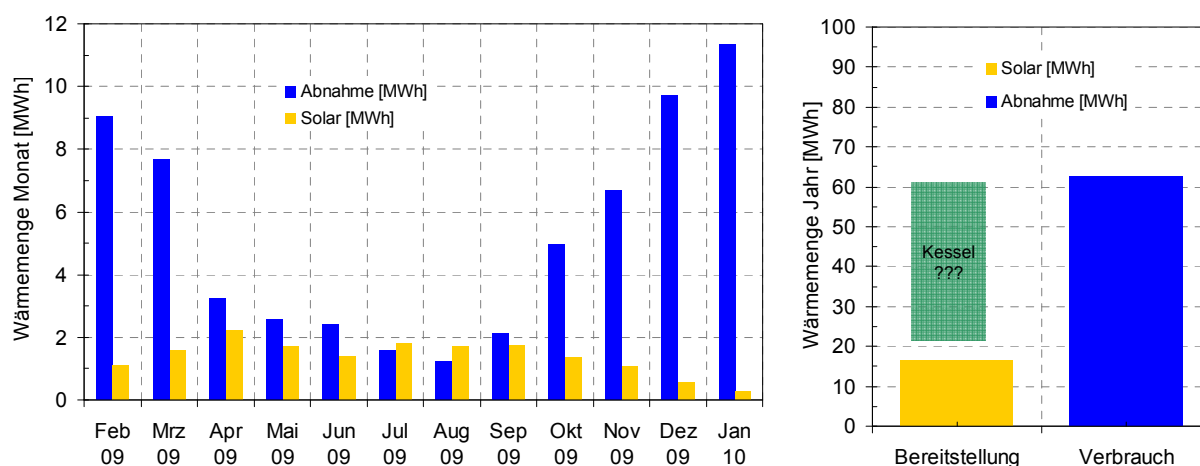


Abbildung 2.16: Gemessene Wärmemengen in den einzelnen Monaten (links) und im Jahr (rechts) für Anlage C

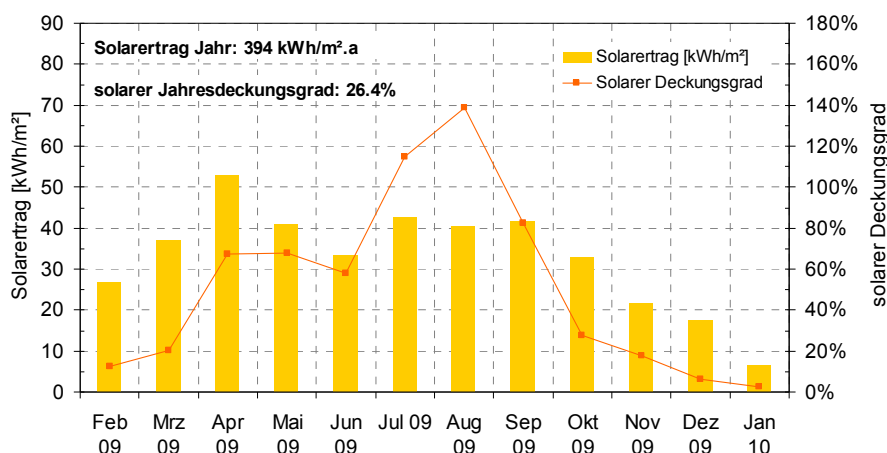


Abbildung 2.17: Solarertrag und solarer Deckungsgrad bei Anlage C

2.4.4.3 Netzleistung und Netztemperaturen

In Abbildung 2.18 sind die Jahresdauerlinien der Netz- Vor- und Rücklauf-Temperatur sowie der Netz-Abnahmeleistung dargestellt. Auch bei dieser Anlage fällt auf, dass Abnahmeleistung im Verhältnis zur Kesselleistung sehr niedrig ist. Der in der Anlage installierte Hackgut-Kessel hat eine Nennleistung von 60 kW, während abnehmerseitig eine maximale Leistung von ca. 18 kW gemessen wurde. Die Überdimensionierung des Kessels ist hier also sogar noch größer als bei den Anlagen A und B. Wie aus der Dauerlinie in der Abbildung ersichtlich, tritt die maximale Leistung nur wenige Stunden im Jahr auf, sodass während eines Großteils des Jahres die Abnahmeleistung weniger als 30 % der Kessel-Nennleistung beträgt. Wäre der Kessel nicht über einen Pufferspeicher vom Netz entkoppelt, müsste dieser fast ständig im Taktbetrieb gefahren werden.

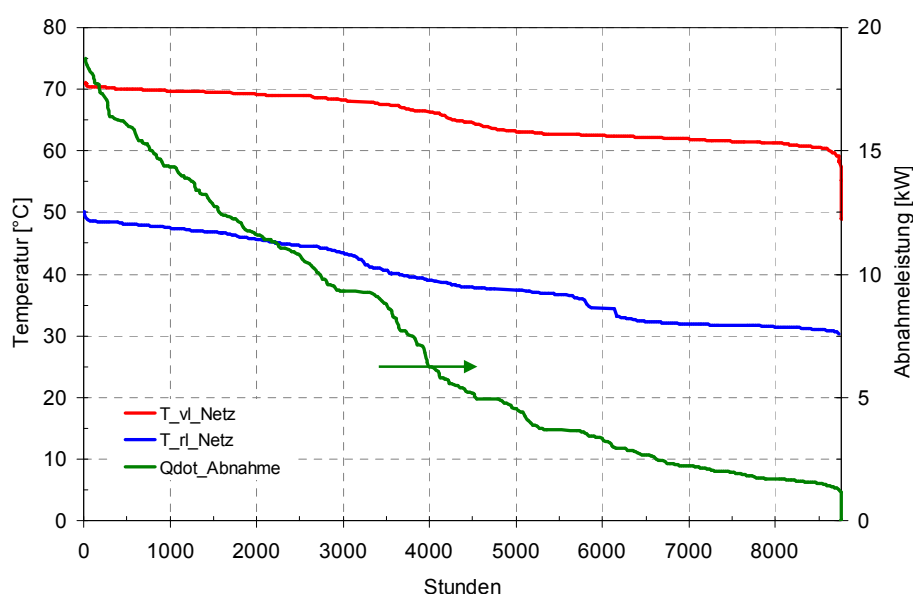


Abbildung 2.18: Jahresdauerlinien der Netz-Vor- und Rücklauf-Temperatur sowie der Abnahmeleistung (erstellt aus Tagesmittelwerten)

Die Netz-Vorlauftemperatur variiert bei dieser Anlage großteils zwischen 60 und 70 °C. Die Netz-Rücklauftemperatur ist mit 30 bis 50 °C wie bei Anlage A relativ niedrig, was einen positiven Einfluss auf den spezifischen Ertrag der Solaranlage hat (vgl. Abbildung 2.17).

2.4.5 Anlage D

2.4.5.1 Merkmale und Beobachtungen

Pufferbeladung durch den Kessel

Die Beladung von Pufferspeicher 1 durch den Hackgut-Kessel wird über die beiden Temperatursensoren 8 und 11 (siehe Abbildung 2.4) gesteuert. Sinkt die Temperatur am oberen Sensor („T_Puffer1_Oben“ = 8) unter 67 °C, wird der Kessel eingeschaltet. Dies ist in Abbildung 2.19 ersichtlich. Der Kessel wird wieder ausgeschaltet, wenn die Temperatur am unteren Sensor („T_Puffer1_Unten“ = 11) ca. 69 °C erreicht.

Obwohl auch bei dieser Anlage das für den Kessel zur Verfügung stehende Puffervolumen (ca. 1500 Liter) im Verhältnis zur Kesselleistung (100 kW) relativ klein ist, zeigt sich ein wesentlich besseres Schichtungsverhalten als bei Anlage B. Dies ist am Verlauf der beiden Speichertemperaturen (8) und (11) in Abbildung 2.19 ersichtlich. Die untere Puffertemperatur (11) bleibt bis zu ca. 60 % der Dauer des Belade-Vorgangs konstant bei ca. 46 °C und steigt dann sprunghaft an. Die Temperaturen im zweiten Puffer „T_Puffer2_Oben“ = 12 und „T_Puffer2_Unten“ = 13) bleiben von der Kesselbeladung unbeeinflusst, da der Kesselkreis nicht an diesen angeschlossen ist.

Die Kesselleistung bzw. die Vor- und Rücklauftemperatur im Kesselkreis wurden bei dieser Anlage nicht erfasst.

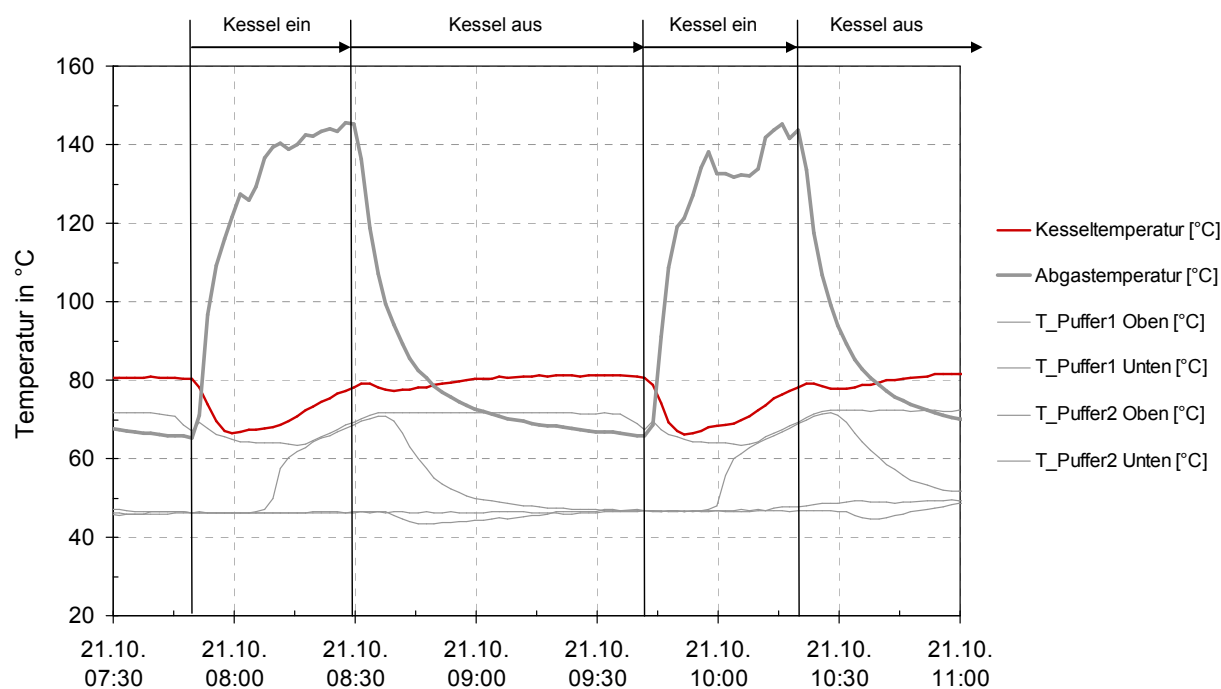


Abbildung 2.19: Beispiel einer Pufferbeladung durch den Kessel bei Anlage D

2.4.5.2 Wärmemengen und Solarertrag

Bei dieser Anlage wurde nur die Wärmemenge im Solarkreis über einen Wärmemengenzähler erfasst. Es kann daher keine Aussage über die insgesamt von der Anlage bereitgestellte Wärmemenge gemacht werden.

In Abbildung 2.20 ist der spez. Solarertrag der Solaranlage in den einzelnen Monaten dargestellt. Da die an das Verteilnetz abgegebene Wärmemenge und die vom Kessel erzeugte Wärmemenge nicht erfasst wurden, kann der solare Deckungsgrad nicht berechnet werden.

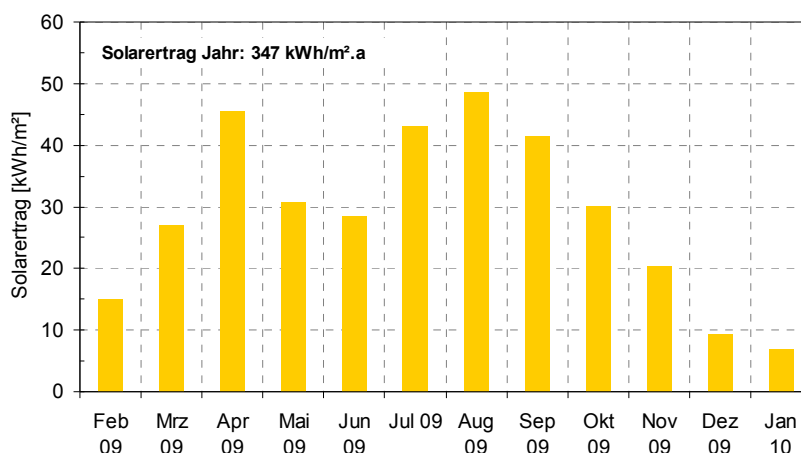


Abbildung 2.20: Solarertrag bei Anlage D

Der spez. Solarertrag beträgt 347 kWh/m².a, was einen relativ guten Wert für eine solche Anlage darstellt. Dieses Ergebnis könnte aber durch eine Senkung der Netzurücklauf-temperatur (vgl. Abschnitt 2.4.5.3) sicherlich verbessert werden. Da vermutet wird, dass der solare Deckungsgrad im Sommer weit unter 100 % liegt, ist auch der relativ hohe Neigungswinkel des Kollektorfelds von 65° wahrscheinlich nicht optimal.

2.4.5.3 Netztemperaturen

In Abbildung 2.21 sind die Jahresdauerlinien der Netz- Vor- und Rücklauf-Temperatur dargestellt. Die Vorlauf-temperatur variiert bei dieser Anlage großteils zwischen 58 und 65 °C. Die Netz-Rücklauf-temperatur ist mit 45 bis 62 °C relativ hoch. Die Auswertungen haben gezeigt, dass die Spreizung zwischen Vor- und Rücklauf während der Sommermonate nur ca. 5 K beträgt, bei einer Rücklauf-temperatur von großteils über 60 °C.

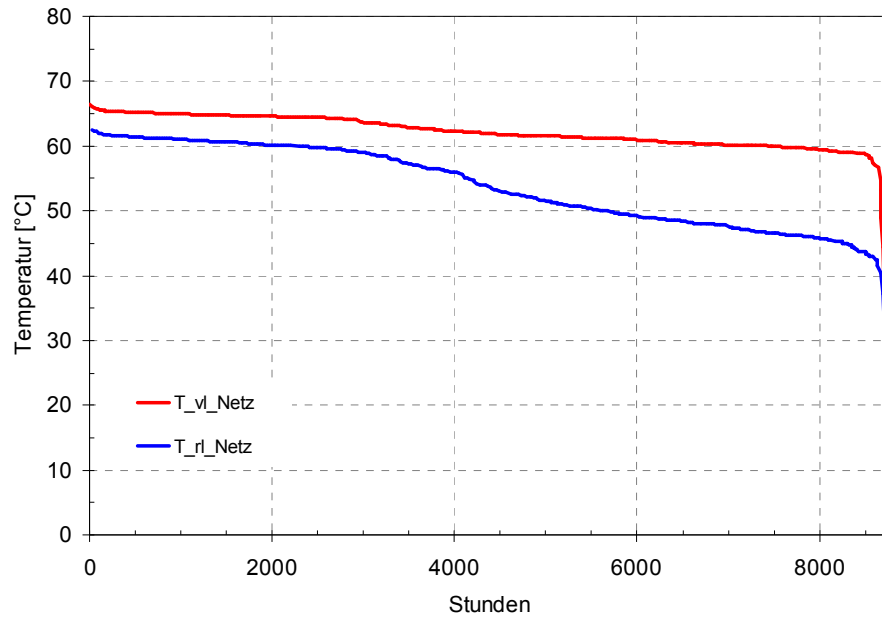


Abbildung 2.21: Jahresdauerlinien der Netz-Vor- und Rücklauf-Temperatur (erstellt aus Tagesmittelwerten, berücksichtigt wurden nur die gemessenen Werte während dem Netzbetrieb)

Das Netz wird bei dieser Anlage intermittierend betrieben, d.h. die Netzpumpe wird nur eingeschaltet, wenn eine Anforderung seitens der Heizung oder der Warmwasserbereitung besteht. Die Warmwasserbereitung erfolgt über zwei Warmwasserspeicher in den versorgten Gebäuden.

Auch bei dieser Anlage sollte untersucht werden, inwiefern es möglich ist, die Rücklauftemperaturen zu senken. Dies könnte evtl. durch eine abnehmerseitige hydraulische Einregulierung erreicht werden. Da die Rücklauftemperatur besonders in den Sommermonaten bei der Beladung der Warmwasserspeicher sehr hoch ist, sollte untersucht werden, ob dies durch eine Adaptierung der Belade-Steuerung verbessert werden kann. Auch eine Reduzierung des Massenstroms im Abnehmerkreis wäre wahrscheinlich sinnvoll.

2.4.6 Anlage E

2.4.6.1 Merkmale und Beobachtungen

Pufferbeladung durch den Kessel

Die Beladung des Pufferspeichers durch den Pellet-Kessel wird über zwei Temperatursensoren gesteuert, die nicht mit erfasst wurden. Es kann daher keine detaillierte Aussage über die Schalttemperaturen getätigt werden. In Abbildung 2.22 sind beispielhaft zwei Beladevorgänge dargestellt.

Der Verlauf der gemessenen Speichertemperaturen über den Beladevorgang zeigt, dass die Schichtung im Speicher sehr mangelhaft ist. Die Sensoren 9 (Puffertemperatur 2) und 10 (Puffertemperatur unten) zeigen während der Beladung fast identische Temperaturen, d.h. der Speicher ist nahezu vollständig durchmischt. Die Ursache dafür könnte in einem relativ hohen Massenstrom im Kesselkreis liegen. Dies ist aber nicht mit Sicherheit feststellbar, da bei dieser Anlage kein Wärmemengenzähler im Kesselkreis eingebaut ist, und daher der Durchfluss nicht direkt erfasst wird. Geht man aber von einer Kesselleistung von 20 kW aus, würde sich bei den gemessenen Vor- und Rücklauftemperaturen ein Massenstrom von ca. 2000 kg/h ergeben. Eine weitere Ursache für die schlechte Schichtung könnte sein, dass am Anschluss des Kessel-Vorlaufs am Speicher kein Prallblech angebracht ist, obwohl dieses laut Herstellerangaben vorhanden sein sollte.

Bei der reinen Entladung des Speichers zwischen den Belade-Vorgängen zeigt sich ein wesentlich besseres Schichtungsverhalten.

Die Kesselleistung bzw. die Vor- und Rücklauftemperatur im Kesselkreis wurden bei dieser Anlage nicht erfasst.

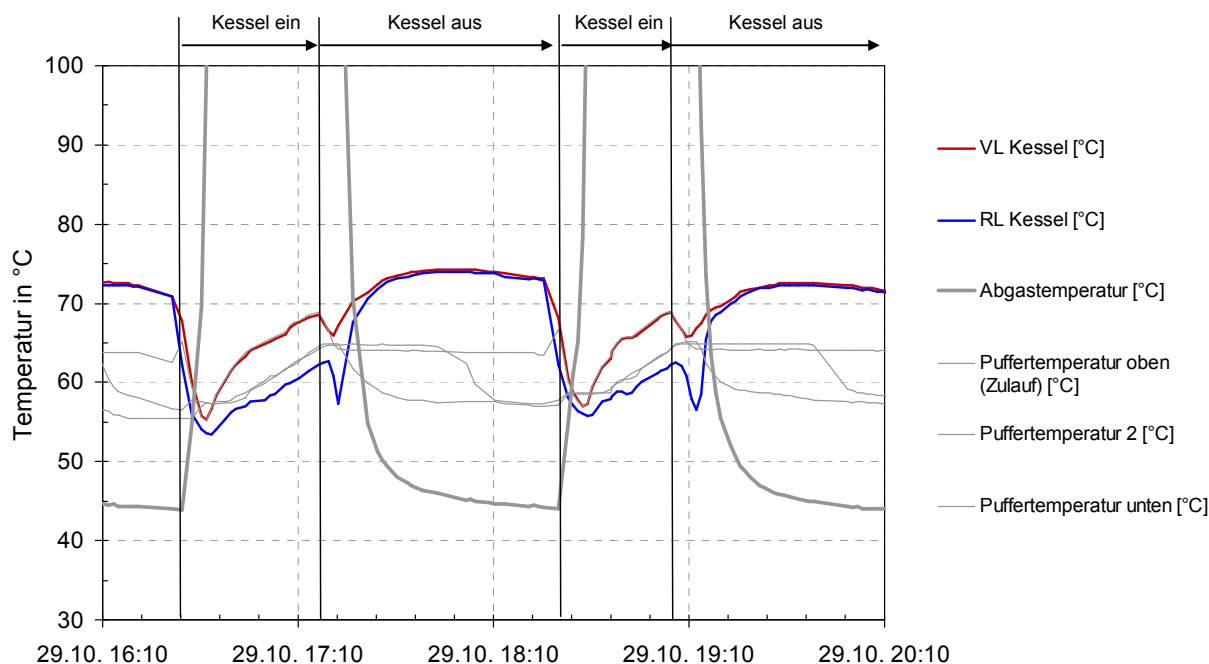


Abbildung 2.22: Beispiel einer Pufferbeladung durch den Kessel bei Anlage E

Kollektor-Fühler

Auch bei dieser Anlage war - wie bei Anlage B - ein ungeeigneter Kollektor-Fühler installiert (vgl. Abschnitt 2.4.3.1).

Dies führte auch hier dazu, dass durch den Sensor wesentlich niedrigere Temperaturen gemessen wurden, als eigentlich am Kollektor vorhanden waren. Dies führte nicht nur zu Ertragseinbußen bei der Solaranlage, sondern auch zu einem Schaden an der Solarpumpe im Sekundär-Solarkreislauf (Speicherladekreis).

Abbildung 2.23 zeigt exemplarisch eine Betriebsphase der Solaranlage vor dem Tausch des Kollektorfühlers. Die durch den falsch positionierten Kollektorsensor erfasste Temperatur liegt um ca. 20 K niedriger als die Vorlauftemperatur im Solar-Primärkreis. Dadurch zeigt der Kollektorfühler Temperaturen unter 100 °C an, obwohl die Anlage vermutlich schon teilweise ausgedampft ist. Beide Solarpumpen gehen in Betrieb und es kommt zu Temperaturen von weit über 100 °C in der Solarstation. Durch wiederholtes Auftreten dieses Problems kam es zu einer Beschädigung der Sekundärkreis-Solarpumpe, da diese mit einem Kunststoff-Laufrad ausgestattet, und damit nicht für derart hohe Temperaturen geeignet war. Die defekte Pumpe wurde erst Anfang Juli durch eine neue ersetzt.

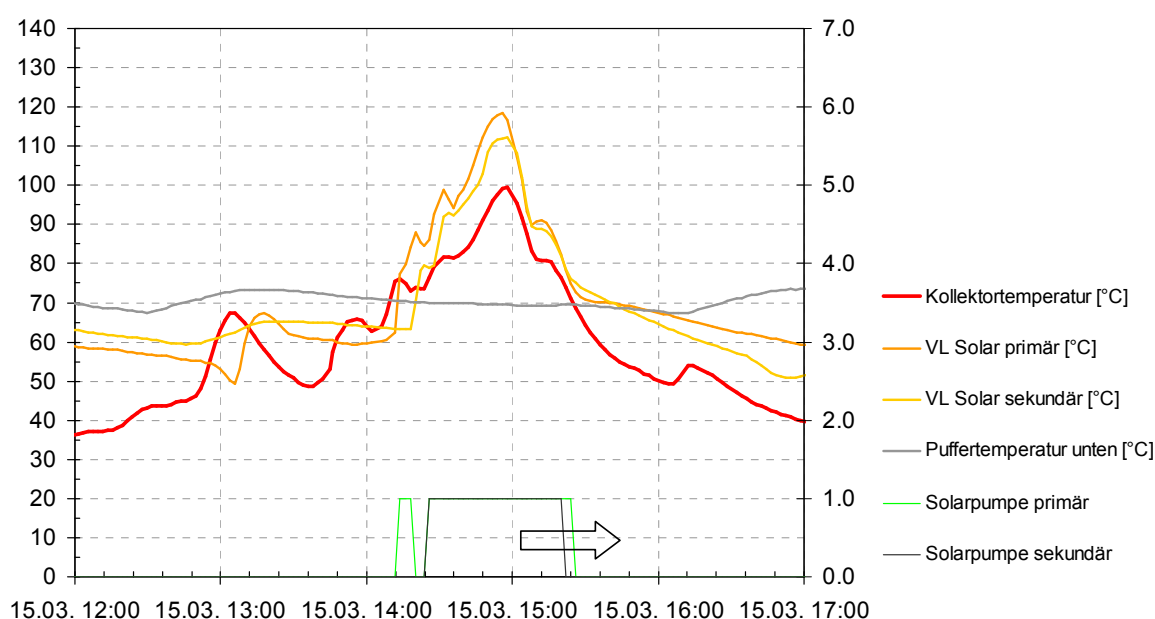


Abbildung 2.23: Verlauf der Temperaturen der Solaranlage während einer Betriebsphase; die Kollektortemperatur wird durch den falsch positionierten Sensor um ca. 20K zu niedrig erfasst

Hoher Brennstoffverbrauch

Erst kurze Zeit vor der Erstellung dieses Berichts wurde das IWT vom Betreiber der Anlage informiert, dass in der gemessenen Heizsaison 2009/2010 ein sehr hoher Brennstoffbedarf aufgetreten ist, der allein aufgrund der abnehmerseitig vorhandenen Wärmesenken nicht erklärbar ist. Dies wurde bis zu diesem Zeitpunkt aufgrund der bei dieser Anlage nur eingeschränkt vorhandenen Messtechnik (insbesondere keine Wärmemengenzähler im Kessel- und Abnahmekreis) vom IWT nicht bemerkt.

Untersuchungen zur Ursache des hohen Verbrauchs sind derzeit im Gange. Eine Vermutung, die sich aufgrund der Analyse der Messwerte ergibt ist, dass über die Sonnenkollektoren über Naturzirkulation Wärme aus dem Pufferspeicher an die Umgebung abgeführt wird. Dies konnte bis dato aber noch nicht bestätigt werden.

2.4.6.2 Wärmemengen und Solarertrag

Bei dieser Anlage wurde - wie auch bei Anlage D - nur die Wärmemenge im Solarkreis über einen Wärmemengenzähler erfasst. Es kann daher keine Aussage über die insgesamt von der Anlage bereitgestellte Wärmemenge gemacht werden.

In Abbildung 2.24 ist der spez. Solarertrag der Solaranlage in den einzelnen Monaten dargestellt. Da die an das Verteilnetz abgegebene Wärmemenge und die vom Kessel erzeugte Wärmemenge nicht erfasst wurden, kann der solare Deckungsgrad nicht berechnet werden.

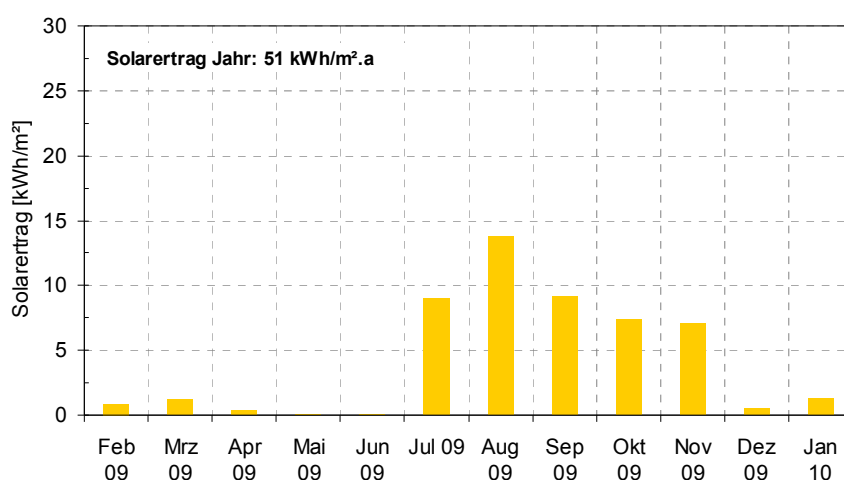


Abbildung 2.24: Solarertrag bei Anlage E

Der spez. Solarertrag ist mit nur 51 kWh/m²a sehr niedrig. Dies hat mehrere Gründe:

- Der Solarkreis war in den Monaten Februar bis Anfang Juli aufgrund des ungeeigneten Kollektorfühlers bzw. aufgrund der defekten Sekundär-Solarpumpe nicht oder nur eingeschränkt in Betrieb.
- Die Temperaturschichtung im Pufferspeicher ist extrem schlecht, der Speicher ist nach der Beladung durch den Kessel vollständig durchmischt.
- Die Rücklauftemperatur aus dem Netz ist sehr hoch (vgl. Abschnitt 2.4.6.3).
- Der relativ niedrige spez. Ertrag im Sommer könnte auch durch die Auslegung der Anlage erklärbar sein. In dem versorgten Haushalt leben nach Auskunft des Betreibers 1-2 Personen. Das entspricht einem Warmwasserbedarf von 60 bis 120 kWh pro Monat. Im August beträgt der Solarertrag der Anlage ca. 140 kWh, also etwas mehr als diese Wärmemenge. In Anbetracht des sehr hohen Brennstoffverbrauchs der Anlage, bzw. aufgrund des Verdachts einer Fehlzirkulation über die Kollektoren (siehe Abschnitt 2.4.6.1) ist dies aber fraglich.

2.4.6.3 Netztemperaturen

In Abbildung 2.25 sind die Jahresdauerlinien der Netz- Vor- und Rücklauf-Temperatur dieser Anlage dargestellt. Zusätzlich ist bei dieser Anlage auch die Jahresdauerlinie der Spreizung zwischen Vor- und Rücklauf in der Abbildung dargestellt. Die Vorlauftemperatur variiert größtenteils zwischen 52 und 70 °C. Die Netz-Rücklauftemperatur ist mit 45 bis 68 °C sehr hoch. Auffallend ist vor allem die extrem niedrige Spreizung von meist nur wenigen K, was auf eine sehr ineffiziente Betriebsweise des Abnehmerkreises hinweist.

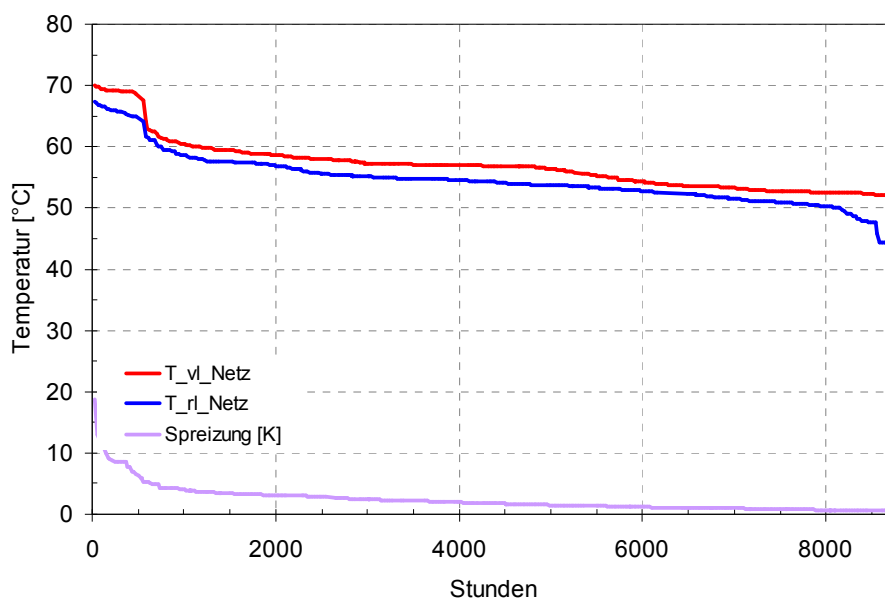


Abbildung 2.25: Jahresdauerlinien der Netz-Vor- und Rücklauf-Temperatur sowie der Spreizung zwischen Vor- und Rücklauf (erstellt aus Tagesmittelwerten, berücksichtigt wurden nur die gemessenen Werte während dem Netzbetrieb)

Das Netz wird - wie bei Anlage D - intermittierend betrieben, d.h. die Netzpumpe wird nur eingeschaltet, wenn eine Anforderung seitens der Heizung oder der Warmwasserbereitung besteht. Die Warmwasserbereitung erfolgt über einen Warmwasserspeicher im versorgten Gebäude.

Auch bei dieser Anlage sollte untersucht werden, inwiefern es möglich ist, die Rücklauftemperaturen zu senken. Dies könnte evtl. durch eine abnehmerseitige hydraulische Einregulierung bzw. eine Adaptierung der Steuerung der Pumpe im Abnehmerkreis erreicht werden. Da die Rücklauftemperatur besonders in den Sommermonaten bei der Beladung des Warmwasserspeichers sehr hoch ist, sollte untersucht werden, ob dies durch eine Adaptierung der Belade-Steuerung des Speichers verbessert werden kann. Auch eine Reduzierung des Massenstroms im Abnehmerkreis wäre vermutlich sinnvoll.

2.4.7 Start-/Stopp-Vorgänge des Kessels

Anhand der gemessenen Rauchgastemperaturen bzw. anhand der vom Regler über die Puffertemperaturen gesteuerten Kesselfreigabe wurde die Anzahl der Start- und Stopp-Vorgänge des Brenners (Taktanzahl Kessel) bei allen Anlagen ausgewertet. Die Ergebnisse sind in Abbildung 2.26 dargestellt.

Vor allem bedingt durch die großen Unterschiede bzgl. der Kessel- und Pufferspeicher-Auslegung im Verhältnis zur Abnahmeleistung ergeben sich für die einzelnen Anlagen stark unterschiedliche Werte.

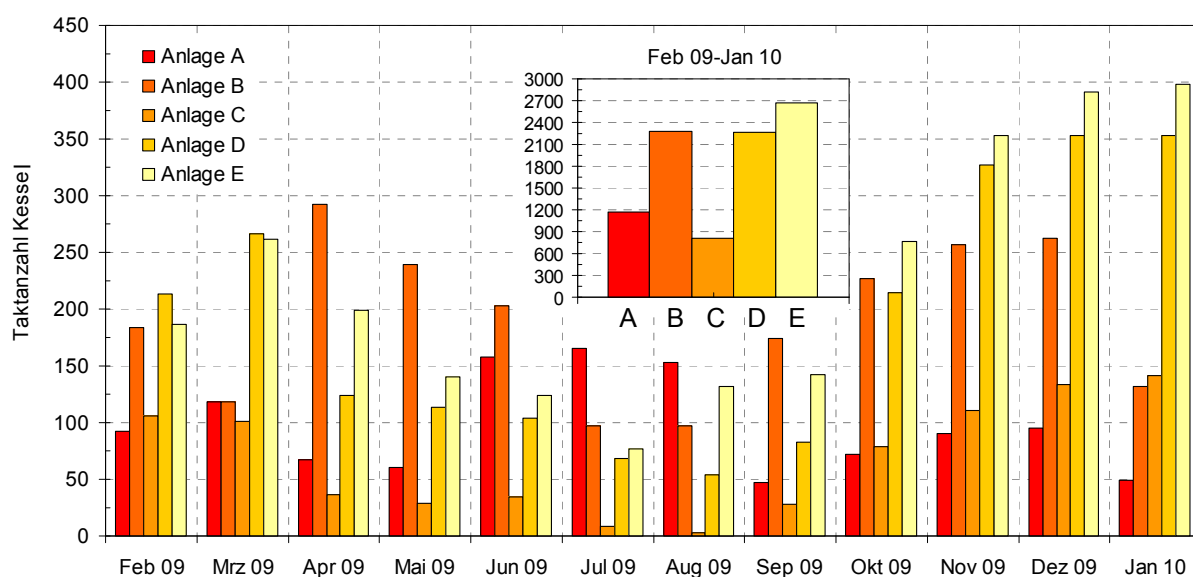


Abbildung 2.26: Anzahl der Brennerstarts des Kessels für alle Anlagen in jedem Monat und über das gesamte Messjahr

Bei Anlage A und C tritt eine relativ niedrige Anzahl an Taktvorgängen auf. Dies ist auf das relativ große Volumen des Pufferspeichers im Verhältnis zur Kesselleistung und Abnahmeleistung zurückzuführen. Tabelle 2.2 zeigt eine Übersicht über einige Parameter, die die Anzahl der Taktvorgänge wesentlich beeinflussen. Das Speichervolumen pro kW Kesselleistung bestimmt im Wesentlichen, wie lange eine Beladung des Speichers durch den Kessel dauert. Die Laufzeit des Kessels hängt dabei aber auch von anderen Faktoren, wie z.B. den Schalttemperaturen, über die die Pufferbeladung geregelt wird, oder der Modulationsfähigkeit des Kessels ab.

Bei den beiden Anlagen, bei denen die Kesselleistung über Wärmemengenzähler erfasst wurde (Anlage A und B), hat sich gezeigt, dass die Kessel bei der vorhandenen Beladestrategie² quasi nicht modulieren. Ist der Kessel stark überdimensioniert, wie das bei den Anlagen A, B und C der Fall ist (bei Anlage D und E wurde die Abnahmeleistung nicht erfasst, daher kann hier

² Bedingt durch die Temperatur-Schichtung im Pufferspeicher ergibt sich bei der Beladung ein relativ abrupter Anstieg der Temperatur am unteren Speicherfühler, wodurch die Kessel-Rücklauf-temperatur und damit die Kesseltemperatur schnell ansteigt, und dem Kessel nicht genügend Zeit bleibt, um seine Leistung zu reduzieren (vgl. Kap. 5.1.1)

keine Aussage getroffen werden), und kann der Kessel auch nicht modulieren, hängt die Anzahl der Taktvorgänge vorrangig vom Verhältnis der Speichervolumens zur Abnahmeleistung ab. Dies liegt daran, dass die Beladung des Pufferspeichers durch den Kessel um einiges schneller erfolgt als die Entladung durch den Abnahmekreis. Entscheidend für die Anzahl der Taktvorgänge ist also, wie lange der Abnahmekreis aus dem Pufferspeicher versorgt werden kann, ohne dass der Kessel wieder anfahren muss.

Tabelle 2.2: Zusammenhang Speichervolumen, Kesselleistung, Abnahmeleistung und Taktanzahl

		A	B	C	D	E
Nennleistung Kessel	kW	40	150	60	100	20
Speichervolumen Kessel	l	1500	2490	1500	1500	600
max. Abnahmeleistung	kW	20	80	20	?	?
Speichervol. / Kesselleistung	l/kW	37.5	16.6	25.0	15.0	30.0
Speichervol. / Abnahmeleistung	l/kW	75.0	31.1	75.0	?	?
Taktanzahl		1167	2285	813	2272	2665

Vergleicht man die Werte der einzelnen Anlagen in Tabelle 2.2, sind diese Zusammenhänge erkennbar. Bei Anlage B treten relativ viele Taktvorgänge auf, da hier relativ wenig Speichervolumen vorhanden ist, während die Kessel bei den Anlagen A und C wesentlich weniger takten. Anlage D weist ähnliche Werte auf wie Anlage B, wobei hier aber keine Aussage über die max. Abnahmeleistung möglich ist. Die hohe Taktanzahl bei Anlage E ist vermutlich auch auf den überhöhten Brennstoffbedarf zurückzuführen, der vermutlich aufgrund von Fehlzirkulationen auftritt (vgl. Abschnitt 2.4.6.1).

3 Kesselmessungen im Labor

In den Feldanlagen konnte sowohl der Brennstoff-Verbrauch als auch der Luftüberschuss (und damit auch die Kessel-Effizienz) nicht mit vertretbarem Aufwand kontinuierlich gemessen werden. Da aber für die Systemsimulationen der Feldanlagen (siehe Abschnitt 5.2) detaillierte Leistungsdaten der Kessel notwendig waren, wurde die Effizienz der Kessel bei verschiedenen Lastzuständen und Betriebsbedingungen im Labor ermittelt. Zwei Kessel vom gleichen Typ wie jene Kessel, die in den Feldanlagen A und B installiert sind, wurden in Bezug auf die Last-Abhängigkeit des Wirkungsgrades sowie des Auskühlverhaltens detailliert im Labor vermessen. Dazu wurde ein 40 kW Pelletskessel (wie in Anlage A) und ein 150 kW Hackgutkessel (wie in Anlage B) im Labor eines Projektpartners bezüglich der Abhängigkeit der Verluste von der Modulationsstufe, der Verluste im instationären (taktenden) Betrieb, und der Auskühlverluste im Stillstand messtechnisch untersucht. Zudem wurde am Institut für Solartechnik SPF ein weiterer Kessel mit 20 kW Nennleistung untersucht (vgl. 4.1.1).

Die Mess-Resultate dienten dazu, ein Kesselmodell für die Simulation mit der Software TRNSYS entsprechend zu parametrieren (Haller et al. 2010b). Eine adäquate Abbildung des Kessels ist eine wesentliche Grundlage für die Simulationen von Solar-Biomasse Heizungen (siehe Abschnitt 5), welche die Basis bilden, um Verbesserungspotenziale durch Änderungen von Hydraulik, Regeltechnik und Wärmespeicherung abzuschätzen.

In Tabelle 3.1 sind die wichtigsten Daten der vermessenen Kessel zusammengefasst.

Tabelle 3.1: Daten der im Labor vermessenen Kessel gemäß Angaben des Typenschildes / des Herstellers

Kesseltyp		Pel1	HG1
Brennstoff		Pellets	Hackgut
Max. wasserseitige Leistung	kW	40	150
Wasserinhalt	Liter	158	295
Gesamtgewicht (leer)	kg	846	1972

3.1 Vorgehen bei der Bestimmung der Kessel-Kennwerte

Die benutzten Prüfeinrichtungen im Labor des Projektpartners entsprachen nicht einem Norm-Prüfstand gemäß EN 303-5. Insbesondere bei der Konstanthaltung der Rücklauf-temperatur sowie bei der Erfassung der verbrauchten Brennstoffmenge ist deshalb teilweise mit größeren Unsicherheiten zu rechnen, als sie in der Norm festgehalten sind.

Die Stationärzustände beider Kessel wurden erfasst bei ca. 100%, 65% und 30% der Nennleistung, und bei je zwei verschiedenen Vorlauf-Temperaturen. In diesen insgesamt sechs Zuständen pro Kessel wurde der feuerungstechnische Wirkungsgrad über die Abgasverluste, welche mit der relativ genauen Abgasmessung erfasst werden konnten, berechnet.

Die Einstellung des taktenden Betriebes war aufgrund der beschränkten Möglichkeiten der Prüfstände mit Schwierigkeiten verbunden. Anvisiert wurde eine durchschnittliche Leistung deutlich unterhalb von 30% der Nennleistung. Für den 40 kW Kessel wurden zwei taktende

Betriebszustände über einen Zeitraum von 7 h und 12 h gefahren, für den 150 kW Kessel ein taktender Betriebszustand über einen Zeitraum von 25 h.

Die Kesselwirkungsgrade wurden jeweils direkt bestimmt und auch indirekt abgeschätzt. Die direkte Bestimmung erfolgte über die wasserseitige Wärmebilanz sowie die insgesamt über den Testzeitraum verbrannte Brennstoffmenge. Da die Bilanzierung der Brennstoffmenge jeweils immer nur vor- und nach vollendetem Test vorgenommen werden konnte, beinhalten die Kesselwirkungsgrade hier immer auch mindestens einen Start- und Stopp-Vorgang. Die indirekte Abschätzung erfolgte über den Feuerungstechnischen Wirkungsgrad und eine Schätzung der Oberflächen- und Ascheverluste.

Die Verluste an die Umgebung im Stillstand wurden ermittelt, indem einerseits die aktive Wärmekapazität des Kessels ermittelt wurde, und andererseits die Temperaturverluste / Auskühlverluste während einer definierten Stillstands-Zeit, in welcher weder Brennstoff verbrannt noch die Kesselkreispumpe betrieben wurde.

Eine besondere Herausforderung stellten die Verluste an die Umgebung im Betrieb dar, da diese mit den bestehenden Verfahren nur sehr ungenau erfasst werden können. Diese Strahlungs- und Konvektionsverluste wurden einerseits errechnet aus den Oberflächentemperaturen im Betrieb und einem Vergleich dieser Temperaturen mit den Werten der Auskühl-Tests. Andererseits wurden die Strahlungs- und Konvektionsverluste im Betrieb auch aus der Differenz zwischen Feuerungstechnischem Wirkungsgrad und Kesselwirkungsgrad errechnet.

3.1.1 Ermittlung des Brennstoff-Verbrauchs

Die kontinuierliche Ermittlung des Brennstoffverbrauchs war mit den bestehenden Prüfeinrichtungen nicht möglich. Deshalb wurde der Brennstoffverbrauch eines Tests inklusive Anfahren und Abstellvorgang als Gesamtsumme erfasst.

Im Falle des 40 kW Kessels wurde der in den Vorratsbehälter eingefüllte Brennstoff abgewogen. Gegen Ende eines Tests wurde die Pellet-Förderschnecke bei laufender Verbrennung leer gefahren und Rückstände im Tages-Vorratsbehälter danach ausgesaugt. Dieses Vorgehen führte zwar zu einer relativ genauen Ermittlung des Brennstoffverbrauchs, führte jedoch zu einer schlechteren Verbrennungs-Regelung und damit erhöhten Schadstoff-Werten gegen Ende des Tests. Es kann daher nicht zur Nachahmung empfohlen werden und wurde im Falle des 150 kW Kessels auch nicht mehr angewandt.

Im Falle des 150 kW Hackgut-Kessels wurde eine Wanne von ca. 2 m Länge über der Raumaustragung im Vorratsbunker angebracht. Diese Wanne wurde mit abgewogenen Mengen an Hackgut befüllt. Nach Beendigung eines Tests wurden die Rückstände in der Wanne wieder entnommen, so dass das Brennstoff-Niveau wieder eben mit dem Schacht der Raumaustragung war. Dieses Verfahren ist mit größeren Unsicherheiten bei der Erfassung der Brennstoffmenge verbunden, war jedoch unter den gegebenen Rahmenbedingungen die einzige Möglichkeit zur Erfassung der verbrannten Brennstoff-Menge.

3.1.2 Brennstoff- und Asche-Analysen

Der Brennstoff wurde in Kunststoff-Säcken von 15 kg (Pellets) und 20 kg (Hackgut) eingefüllt, und von jedem Sack wurde zuvor ein Sample gezogen. Die Brennstoff-Feuchte wurde von einer durchmischten Sammelprobe von jedem Testtag durch Trocknung bis zur Gewichtskonstanz bei 106 °C einzeln bestimmt. Je drei Tages-Sammelproben wurden zur Brennstoff-Analyse zur Bestimmung von Heizwert, elementarer Zusammensetzung und Aschegehalt an die ofi Technologie & Innovation GmbH eingesandt.

Der Mindest-Sauerstoffbedarf des Brennstoffs wurde aufgrund der bekannten Massenanteile der Elemente γ_X im Brennstoff berechnet:

$$\text{Gl. 3.1} \quad O_{\min} = 2.6641 \cdot \gamma_C + 7.9366 \cdot \gamma_H + 0.9980 \cdot \gamma_S - \gamma_O$$

Der Aschegehalt wurde für Pellets auf $\gamma_a = 0.5\% \pm 0.2\%$ geschätzt, und für Hackgut auf $\gamma_a = 1.0\% \pm 1.0\%$. Der Sauerstoffgehalt wurde ermittelt durch die Massenbilanz

$$\text{Gl. 3.2} \quad \gamma_O = 1 - \gamma_C - \gamma_H - \gamma_N - \gamma_S - \gamma_a$$

Ascheverluste wurden für beide Kessel über einmalige Aschesammlung über alle Tests und Bestimmung der Ausglühverluste $fr_{A,Glüh}$ (Gewichts-Fraktion) bestimmt. Zur Berechnung der entsprechenden Wärmeverluste Q_A^B bezogen auf die Brennstoff-Masse wurde angenommen, dass die ausgeglühte Masse Kohlenstoff entspricht und der Energieinhalt mit der Enthalpiedifferenz der Oxidation von Kohlenstoff errechnet werden kann.

$$\text{Gl. 3.3} \quad Q_A^B = \gamma_a \cdot \frac{fr_{A,Glüh}}{1 - fr_{A,Glüh}} \cdot 32.8 \text{ MJ / kg}$$

3.1.3 Rauchgas-Messungen und Luftüberschuss

Im Rauchgas wurden Rest-Sauerstoff, Kohlenmonoxid und NO_x bestimmt mit einem Rauchgasanalysegerät des Typs MRU AirFair VarioPlus Industrial. Gerät und Sonde wurden zuvor mit Prüfgas kalibriert.

Die λ -Werte (Verhältnis von Verbrennungsluft zur Mindest-Verbrennungsluftmenge) wurden berechnet auf Grund der Messung von Sauerstoff im trockenen Rauchgas $\%_v O_2^{dry}$, sowie dem minimalen Sauerstoff-Bedarf $O_{\min}$ und der Kohlenstoff-Fraktion des Brennstoffs γ_C .

$$\text{Gl. 3.4} \quad \lambda = \frac{\%_v O_2^{dry} \cdot 0.03125 \cdot O_{\min} - 0.03125 \cdot O_{\min} - \%_v O_2^{dry} \cdot 0.083256 \cdot \gamma_C}{\%_v O_2^{dry} \cdot 0.14919 \cdot O_{\min} - 0.03125 \cdot O_{\min}}$$

3.1.4 Feuerungstechnischer Wirkungsgrad

Der Feuerungstechnische Wirkungsgrad bezogen auf den unteren Heizwert η_F^u wurde bestimmte über die sensiblen Rauchgasverluste $Q_{RG,sens}^B$ sowie die chemischen Verluste auf Grund von Kohlenmonoxid im Rauchgas $Q_{RG,chem}^B$.

$$\text{Gl. 3.5} \quad \eta_F^u = 1 - \frac{Q_{RG,sens}^B + Q_{RG,chem}^B}{H_U}$$

Weil $Q_{RG,sens}$ und $Q_{RG,chem}$ Verluste bezogen auf die eingesetzte Brennstoffmasse sind (kJ/kg Brennstoff), wurde für die Berechnung von η_F weder der Brennstoffmassenstrom noch der Rauchgasmassenstrom benötigt. Stattdessen wurde das Verhältnis von Abgas-Menge zur eingesetzten Brennstoffmenge aus der Analyse von Rest-Sauerstoff im Rauchgas und der Elementaranalyse des Brennstoffs errechnet. Die Berechnung der involvierten Massen- und Energiebilanzen erfolgte in Anlehnung an Baehr (2005). Messgrößen, welche in diese Berechnungen einfließen, sind die im Bereich der Ansaugung gemessene Umgebungstemperatur (Temperatur der Zuluft) T_{amb} , die relative Feuchte der Verbrennungsluft, die Rauchgas-Temperatur T_{RG} , sowie der gemessene Kohlenmonoxid-Gehalt des Rauchgases.

3.1.5 Wasserseitige Energiebilanz

Die Bildung der wasserseitigen Wärmebilanz ΔE_{wat} erfolgte über die Messung des wasserseitigen Durchflusses $\dot{V}_{wat}$ (Magnetisch-Induktiv im Falle des 40 kW Kessels und Ultraschall-Messgerät im Falle des 150 kW Kessels) und der Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf ΔT_{wat} (gemeinsam kalibrierte 4-Leiter Pt-100 Fühler). Dichte und Wärmekapazität des Wassers wurden temperaturabhängig gerechnet.

$$\text{Gl. 3.6} \quad \Delta E_{wat} = \sum \dot{V}_{wat} \cdot \rho_{wat} \cdot c_{p_{wat}} \cdot \Delta T_{wat} \cdot \Delta t$$

$$\text{Gl. 3.7} \quad \Delta T_{wat} = (T_{VL} - T_{RL})$$

3.1.6 Kesselwirkungsgrad

Der Kesselwirkungsgrad η_K^u wurde bestimmt auf Grund der Messung der wasserseitigen Energiebilanz, sowie der insgesamt im Testzeitraum verbrauchten Brennstoffmenge m_B . Da der Brennstoffverbrauch nicht kontinuierlich erfasst werden konnte, wurde der Kesselwirkungsgrad immer für einen ganzen Zyklus von Start, Stationärzustand und Stopp-Vorgang berechnet. Dies bedeutet, dass die berechneten Kesselwirkungsgrade streng genommen nicht einer reinen Stationärmessung entsprechen.

Weil mit den verfügbaren Prüf-Einrichtungen weder eine Vor-Temperierung der Kesselmasse noch eine Rückkühlung auf Start-Temperatur möglich war, musste die Differenz des Energie-Inhalts des Kessels zu Beginn und Ende des Mess-Zeitraums berücksichtigt werden über den entsprechenden Temperaturunterschied $(T_{Ke,end} - T_{Ke,start})$ und die Wärmekapazität $C_{therm,K}$ der thermisch aktiven Masse (vergleiche Abschnitt 3.1.7).

$$\text{Gl. 3.8} \quad \eta_K^u = \frac{\Delta E_{wat} + C_{therm,K} \cdot (T_{Ke,end} - T_{Ke,start})}{m_B \cdot H_U}$$

3.1.7 Bestimmung der aktiven Wärmekapazität der Kessel

Zur Bestimmung der aktiven Wärmekapazität wurde der Kessel auf ca. 70 °C aufgeheizt, dann der Brenner abgestellt, und die Kesselkreispumpe im Kurzschluss weiter fahren gelassen bis sich ein möglichst isothermer Zustand von Brennkammer und Wärmetauscher eingestellt hat.

Konkret wurde darauf geachtet, dass die Temperaturen in Rücklauf, Vorlauf und rauchgasseitiger Austritt aus dem Wärmetauscher auf ± 1 K gleich sind: $T_{RL} \approx T_{VL} \approx T_{RG}$. Danach wurde die Rücklauf-Temperatur auf ca. 30 °C abgesenkt und die verbliebene Wärme entnommen. Sobald die Differenz zwischen Vorlauf- und Rücklauf-Temperatur auf weniger als 1 K abgesunken war, wurde der Rücklauf-Mischer geschlossen und das Kesselwasser im Kurzschluss gefahren, bis sich wieder ein isothermer Zustand zwischen Wärmetauscher und Brennkammer einstellen konnte.

Die aktive Wärmekapazität $C_{therm,K}$ wurde über die Temperaturdifferenz der möglichst homogen temperierten aktiven Kesselmasse zu Beginn und nach dem Wärmeentzug, sowie über die wasserseitige Energie-Entnahme berechnet:

$$\text{Gl. 3.9} \quad C_{therm,K} = \frac{\sum \dot{V}_{wat} \cdot \rho_{wat} \cdot c_{p,wat} \cdot \Delta T_{wat} \cdot \Delta t}{T_{Ke,start} - T_{Ke,end}}$$

3.1.8 Auskühlrate des Kessels im Stillstand

Zur Bestimmung der Auskühl-Verluste im Stillstand wurde dasselbe Verfahren angewendet wie zur Bestimmung der aktiven Wärmekapazität, jedoch wurde zwischen dem Einstellen des isothermen Zustandes bei ca. 70 °C und der Wärmeentnahme eine Stillstandsperiode von 15 – 24 h eingelegt. Die Auskühlung wurde für den 40 kW-Kessel bei normalem Kaminanschluss mit Zugbegrenzung gemessen, für den 150 kW Kessel einmal mit normalem Kaminanschluss mit Zugbegrenzung und ein zweites mal mit verschlossenem Kamin (Bestimmung der Wärmeverluste ohne Zug in Brennkammer und Wärmetauscher). Eine Regelung des Kaminzugs war mit den vorhandenen Prüfeinrichtungen nicht möglich. Die mittlere Kesseltemperatur am Ende der Auskühlphase $T_{Ke,end}$ wurde bestimmt durch Umwälzen des Kesselwassers über die Pumpe bei geschlossenem Rücklaufmischer bis zur Temperaturkonstanz in einer limitierten Zeit.

Der Stillstands-Verlustkoeffizient $UA_{K,amb}$ wurde berechnet mit Hilfe der aktiven Wärmekapazität, $C_{therm,K}$, der Auskühl-dauer Δt sowie der Temperatur der thermisch aktiven Masse zu Beginn der Auskühl-Phase $T_{Ke,start}$ und nach der Auskühl-Phase $T_{Ke,end}$.

$$\text{Gl. 3.10} \quad UA_{K,amb} = -\frac{C_{therm,K}}{\Delta t} \cdot LN\left(\frac{T_{Ke,end} - T_{amb}}{T_{Ke,start} - T_{amb}}\right)$$

Für den Laien verständlicher ist jedoch die Dauer $t_{1/2}$, nach der sich der Kessel zur Hälfte auf die Umgebungstemperatur abgekühlt hat

$$\text{Gl. 3.11} \quad t_{1/2} = \Delta t \cdot LN(1/2) \cdot LN\left(\frac{T_{Ke,end} - T_{amb}}{T_{Ke,start} - T_{amb}}\right)^{-1} = -\frac{C_{therm,K}}{UA_{K,amb}} \cdot LN(1/2)$$

3.1.9 Verluste an die Umgebung bei Brenner-Betrieb

Aufgrund der Differenz zwischen Feuerungstechnischem Wirkungsgrad und Kesselwirkungsgrad kann der absolute Verlust vom Kessel an die Umgebung nur grob ermittelt werden. Dies deshalb, weil die Unsicherheit dieser Differenz in der gleichen Größenordnung ist wie der eigentliche Wert selber (vgl. Tabelle 3.5 und Tabelle 3.9).

Weitere Messwerte, welche zur Abschätzung der Wärmeverluste an die Umgebung verwendet werden können, sind die gemessenen Oberflächentemperaturen oder Thermografieaufnahmen. Jedoch sind direkte Abschätzungen der Wärmeverluste aufgrund von Oberflächentemperaturen alleine mit großen Unsicherheiten behaftet.

Die im Betrieb auftretenden Verluste an die Umgebung bei gleicher Temperatur des Kessel-Wassers sind auf Grund erhöhter Temperaturen im Bereich der Brennkammer und des Aschebehälters in jedem Fall größer als die in einem Auskühl-Test ermittelten Verluste, sofern im Auskühl-Test die folgenden Bedingungen erfüllt sind:

- Es gibt keine Zirkulation in den angeschlossenen Wasserleitungen. Diese müssen siphoniert und abgesperrt sein, soweit dies aufgrund der angeschlossenen Expansionsgefäße und Sicherheitsventile zulässig ist.
- Es entweicht keine Wärme durch den Kamin. Der Rauchgas-Zug muss durch Verschließen oder Verstopfen der Rauchgasleitung verhindert werden.
- Das Verhindern des Rauchgas-Zuges darf nicht zu einer markanten Erhöhung der Oberflächentemperaturen führen. Wird bei offenem Rauchgas-Zug die Zuluft über den Spalt zwischen Brennkammer/Wärmetauscher und Kesselumhüllung angesogen, so kühlt die Zuluft die Kesseloberfläche. Fehlt nun der Kessel-Zug, so erhöhen sich die Oberflächentemperaturen auf Werte die evtl. höher sind als sie bei laufender Verbrennung erreicht werden.

Eine Abschätzung für das Ausmaß der zusätzlichen Oberflächenverluste im Betrieb kann auf Grund eines Vergleiches der Oberflächentemperaturen im entsprechenden Auskühl-Test mit den Oberflächen-Temperaturen während des Betriebes gemacht werden (Gl. 3.15 und Gl. 3.16), sowie mit einer Korrelation der Oberflächentemperaturen im Betrieb mit den Kessel-Vorlauf-Temperaturen und der Brennerleistung (Gl. 3.17).

Aus den gemessenen Oberflächentemperaturen, sowie aus der gemessenen Wärmeverlustrate des Auskühl-Tests, wurde ein durchschnittlicher Wärmeübergangsterm $\alpha_{k+s,N}$ (Konvektion und Strahlung) für die Kesseloberfläche errechnet:

$$\text{Gl. 3.12} \quad \alpha_{k+s,N} = \frac{\dot{Q}_{SK}}{A_{Ke} \cdot \Delta T_{surf-amb,N}}$$

mit:

$$\text{Gl. 3.13} \quad \dot{Q}_{SK} = UA_{K,amb} \cdot (T_{VL} - T_{amb})$$

$$\text{Gl. 3.14} \quad \Delta T_{surf-amb,N} = T_{surf,N} - T_{amb,N}$$

Für andere Oberflächen-Übertemperaturen $\Delta T_{surf-amb}$ wurde die Wärmeübergangszahl extrapoliert mit einem vereinfachten Ansatz abgeleitet von (Recknagel et al., 2007).

$$\text{Gl. 3.15} \quad \alpha_{k+s} = \alpha_{k+s,N} \cdot \left(\frac{\Delta T_{surf-amb}}{\Delta T_{surf-amb,N}} \right)^{0.3}$$

Die Strahlungs- und Konvektionsverluste im Betrieb $\dot{Q}_{SK}$ ergeben sich als:

$$\text{Gl. 3.16} \quad \dot{Q}_{SK} = \alpha_{k+s} \cdot A_{K,surf} \cdot \Delta T_{surf-amb}$$

Die im Betrieb auftretenden mittleren Oberflächen-Übertemperaturen $\Delta T_{surf-amb}$ können abgeschätzt werden durch ein Fitten der Parameter f_1 und f_2 , so dass die im Betrieb gemessenen Oberflächen-Übertemperaturen möglichst genau abgebildet werden (Root Mean Square Error / RMSE):

$$\text{Gl. 3.17} \quad \Delta T_{surf-amb} = f_1 \cdot \Delta T_{VL-amb} + f_2 \cdot \dot{Q}_{fuel}^u$$

3.2 Resultate für den 40 kW Pelletkessel

3.2.1 Brennstoff-Analyse

Der eingesetzte Brennstoff war sehr homogen, so dass in den 3 eingesandten Proben von unterschiedlichen Test-Tagen keine relevanten Differenzen gefunden wurden. Die Brennstoffcharakteristika sind in Tabelle A.1 in Anhang A dargestellt.

3.2.2 Stationärmessungen am 40 kW Kessel

Die Messungen im Stationärzustand, deren Ergebnisse in Tabelle 3.2 dargestellt sind, zeigen für den 40 kW Kessel, dass mit abnehmender Kesselleistung zwar die Rauchgas-Temperaturen sinken, jedoch gleichzeitig auch der Luftüberschuss steigt, sodass der Feuerungstechnische Wirkungsgrad relativ konstant bei 86,9 – 88,7 % liegt. Die Tendenz des Feuerungstechnischen Wirkungsgrades ist leicht abnehmend mit abnehmender Kesselleistung. Der gemessene Kesselwirkungsgrad liegt bei 81,6-86,5 %. Die abnehmende Tendenz mit abnehmender Kesselleistung ist hier noch stärker, weil die Wärmeverluste an die Umgebung nicht im gleichen Masse reduziert werden können wie die Feuerungsleistung. Dies führt zu relativ gesehen höheren Wärmeverlusten bei kleineren Kesselleistungen. Insgesamt liegen die gemessenen Kesselwirkungsgrade 3–6 Prozentpunkte unter den Feuerungstechnischen Wirkungsgraden.

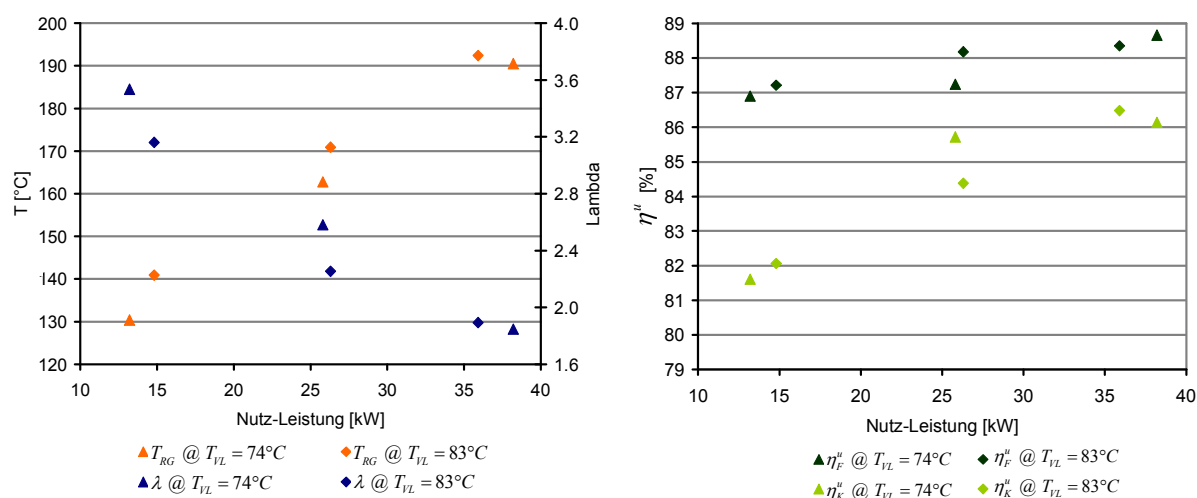


Abbildung 3.1: Rauchgastemperaturen, Luftüberschuss, Feuerungstechnischer Wirkungsgrad und Kesselwirkungsgrad des 40 kW Pelletkessels

Tabelle 3.2: Resultate der Stationär-Messungen am 40 kW Kessel

Messung		38 kW 74°C	36 kW 83°C	26 kW 74°C	26 kW 83°C	13 kW 74°C	15kW 83°C
Temp. Vorlauf	°C	73.8 ± 0.1	82.6 ± 0.1	73.9 ± 0.1	83.4 ± 0.1	74.8 ± 0.1	83.4 ± 0.1
Temp. Rücklauf	°C	55.3 ± 0.1	64.7 ± 0.1	55.3 ± 0.1	64.7 ± 0.1	55.3 ± 0.1	64.7 ± 0.1
Massenstrom	kg/h	1780 ± 7	1726 ± 7	1190 ± 5	1208 ± 5	582 ± 2	679 ± 3
Temp. Umgebung	°C	25.2 ± 0.5	28.1 ± 0.5	24.5 ± 0.5	27.6 ± 0.5	24.6 ± 0.5	27.5 ± 0.5
Temp. Rauchgas	°C	191 ± 1	192 ± 1	163 ± 1	171 ± 1	130 ± 1	141 ± 1
O ₂	% d.b.	9.7 ± 0.2	9.9 ± 0.2	12.9 ± 0.2	11.7 ± 0.2	15.1 ± 0.2	14.4 ± 0.2
el. Leistung¹	W	159 ± 8	135 ± 7	104 ± 5	106 ± 5	81 ± 4	87 ± 4
Dauer (Mittelw.)	h	7.8	7.4	7.3	7.1	4.3	4.4
λ	-	1.85 ± 0.03	1.89 ± 0.03	2.58 ± 0.06	2.25 ± 0.05	3.54 ± 0.12	3.16 ± 0.10
η_F^u	%	88.7 ± 0.4	88.4 ± 0.4	87.3 ± 0.5	88.2 ± 0.4	86.9 ± 0.6	87.2 ± 0.5
$\eta_K^{u\ 2}$	%	86.1 ± 1.4	86.5 ± 1.4	85.7 ± 1.4	84.4 ± 1.4	81.6 ± 1.6	82.1 ± 1.7

¹ ohne Kesselkreispumpe und ohne Raumaustragung

² beinhaltet zusätzlich zur Zeit der Stationärmessung einen Start- und Stopp-Vorgang

3.2.3 Messungen im Taktbetrieb am 40 kW Kessel

Auf Grund des instationären Betriebes können für die Messungen im taktenden Betrieb keine Feuerungstechnischen Wirkungsgrade angegeben werden (vgl. Tabelle 3.3). Ein exemplarischer Messverlauf ist in Abbildung 3.2 dargestellt.

Tabelle 3.3: Resultate der Messungen am 40 kW Kessel, taktender Betrieb (durchschnittliche Werte)

Nutzleistung	kW	13.1	7.5
Temp. Vorlauf	°C	71.5 ± 0.2	75.7 ± 0.2
Temp. Rücklauf	°C	54.7 ± 0.2	67.4 ± 0.2
Wasserseitiger Massenstrom	kg/h	671 ± 3	780 ± 3
Temp. Umgebung	°C	26.1 ± 0.5	27.0 ± 0.5
el. Leistung ¹	W	100 ± 5	91 ± 5
Anzahl Brennerstarts	-	12	20
Dauer (Mittelwerte)	h	7.8	12.3
η_K^u (inkl. Start / Stopp)	%	81.2 ± 1.7	77.0 ± 1.9

¹ ohne Kesselkreispumpe und ohne Raumaustragung

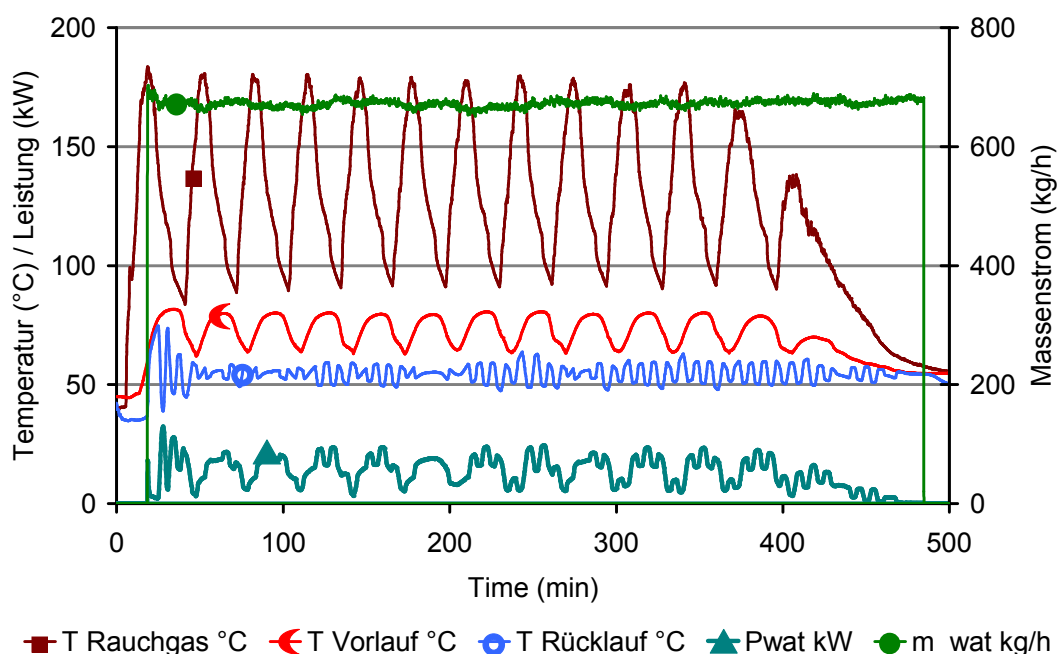


Abbildung 3.2: Temperaturen und Leistung im taktenden Betrieb des 40 kW Kessels

3.2.4 Aktive Wärmekapazität und Auskühlrate des 40 kW Kessels

Die Ergebnisse der Messung der Auskühl-Tests sind in Tabelle 3.4 dargestellt. Auf Grund der Ergebnisse der Auskühl-Tests wurde eine aktive thermische Kapazität von 825 kJ/K bestimmt. Die beim Ausschalten der Kesselkreispumpe in der thermisch aktiven Masse des Kessels gespeicherte Energie geht innerhalb von 17,2 h zur Hälfte an die Umgebung verloren. Die Auskühl-Rate, bezogen auf die Temperaturdifferenz zwischen Kesselwasser und Umgebung, beträgt 9,2 W/K.

Tabelle 3.4: Resultate der Auskühl-Tests für den 40 kW Kessel

thermisch aktive Wärmekapazität	825 ± 60 kJ/K
Im Vergleich zur Wärmekapazität des Kesselwassers	125 %
Verlustkoeffizient ¹	9.2 ± 1.6 W/K
Halbwertszeit des Wärmeverlustes	17.2 ± 2.8 h

¹ bezogen auf Temperaturdifferenz zwischen Kesselwasser und Umgebung

3.2.5 Wärmeverluste im Betrieb

Die mittlere Temperaturdifferenz zwischen Kesseloberfläche und Umgebung wurde aufgrund von einem Mittelwert aus 5 Messpunkten an relativ kühlen Stellen der Oberfläche (obere Mitte der Seitenwände sowie Mitte des Deckels) sowie 5 Messpunkten an relativ heißen Stellen der Oberfläche (Ecken, kritische Zonen) berechnet. Die Annahme eines linearen Zusammenhangs zwischen Kessel-Vorlauftemperatur und Oberflächen-Übertemperatur sowie zwischen Brennerleistung und Oberflächen-Übertemperatur ergibt folgende Modell-Gleichung (kleinster RMSE von 6 Messwerten):

$$\text{Gl. 3.18} \quad \Delta T_{\text{surf-amb}} = 0.15 \text{ K} / \text{K} \cdot \Delta T_{\text{VL-amb}} + 0.21 \text{ K} / \text{kW} \cdot \dot{Q}_{\text{fuel}}^u$$

Der Vergleich zwischen berechneten und gemessenen Oberflächen-Übertemperaturen zeigt, dass dieses Modell die Oberflächen-Übertemperaturen relativ gut abbildet.

Auf Grund dieses Modells kann abgeschätzt werden, welcher Anteil der Oberflächen-Übertemperatur auf die Kesselleistung zurückzuführen ist und welcher auf die Temperatur des Kesselwassers (vgl. Abbildung 3.3).

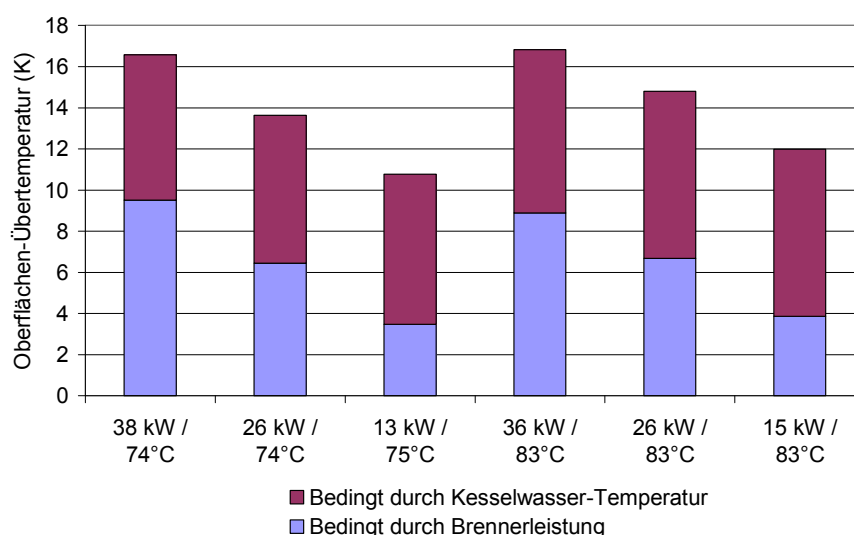


Abbildung 3.3: Abschätzung des Einflusses der Feuerungsleistung (Brennkammer) sowie Vorlauftemperatur (Wärmetauscher) auf die Oberflächen-Übertemperatur

Auf Grund der gemessenen Oberflächentemperaturen im Betrieb und der Zuhilfenahme der Wärmeverluste und Oberflächentemperaturen im Auskühl-Test wurden die Kesselverluste durch Konvektion und Strahlung an die Umgebung berechnet (Gl. 3.12 bis Gl. 3.17). Dieser Wert müsste zusammen mit den ermittelten durchschnittlichen Ascheverlusten die Differenz zwischen Kesselwirkungsgrad und Feuerungstechnischem Wirkungsgrad ergeben. Diese Übereinstimmung ist unter Berücksichtigung der involvierten Unsicherheiten relativ gut gegeben (siehe Tabelle 3.5).

Tabelle 3.5: Berechnete Oberflächenverluste für den 40 kW Kessel

Messung	kW	38 kW 74°C	36 kW 83°C	26 kW 74°C	26 kW 83°C	13 kW 74°C	15kW 83°C
Oberflächenverluste berechnet	%	2.9	3.2	3.4	3.7	4.8	4.9
Ascheverluste	%	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11
$\eta_F^u - \eta_K^u$ ¹	%	2.5 ± 1.8	1.9 ± 1.8	1.5 ± 1.9	3.8 ± 1.8	5.3 ± 2.2	5.1 ± 2.2

¹ direkte Bestimmung von η_K^u

3.3 Resultate für den 150 kW Hackgut Kessel

3.3.1 Brennstoff-Analyse

Auch die Analysenwerte der 3 eingesandten Hackgut-Proben, respektive die Resultate der Feuchte-Bestimmung im Labor des IWT, wichen kaum voneinander ab. Die Brennstoffcharakteristika sind in Tabelle A.2 in Anhang A dargestellt.

3.3.2 Stationärmessungen am 150 kW Kessel

Auch der Feuerungstechnische Wirkungsgrad des 150 kW Kessels profitiert von abnehmenden Rauchgas-Temperaturen mit abnehmender Kesselleistung (siehe Abbildung 3.4). Der Luftüberschuss jedoch nimmt erst bei sehr tiefer Modulationsstufe zu. Dies führt zu einem Maximum des Feuerungstechnischen Wirkungsgrades im Teillastbereich, der ohne signifikante Erhöhung des Luftüberschusses gefahren werden kann.

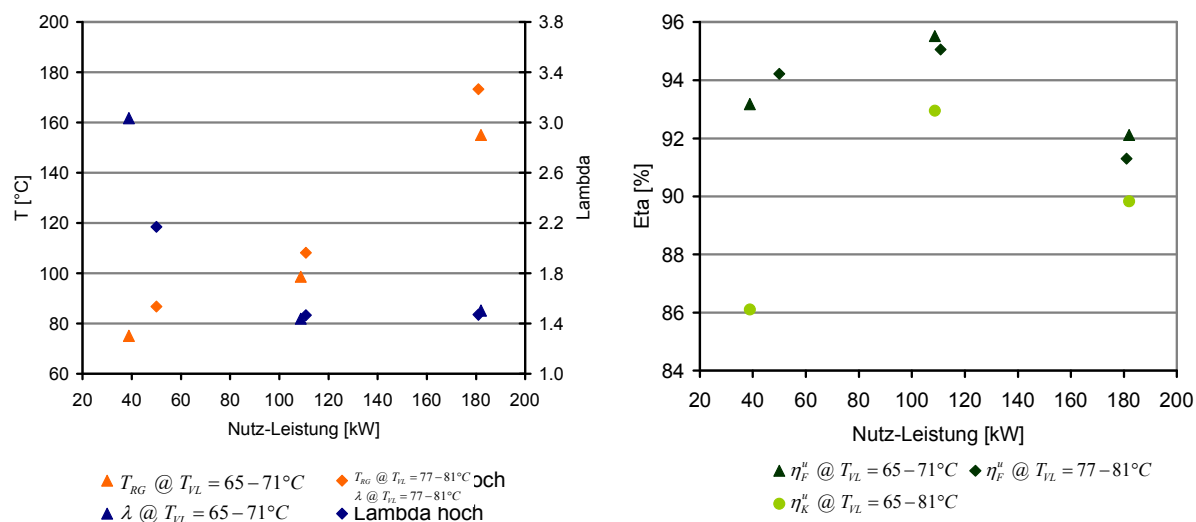


Abbildung 3.4: Rauchgastemperaturen, Luftüberschuss, Feuerungstechnischer Wirkungsgrad und Kesselwirkungsgrad des 150 kW Hackgut-Kessels

Diese Resultate spiegeln sich auch in den gemessenen Kesselwirkungsgraden wieder, welche ca. 3-11 Prozentpunkte unterhalb der Feuerungstechnischen Wirkungsgrade liegen. Allerdings muss hier angemerkt werden, dass die Bestimmung der Kesselwirkungsgrade auf Grund der beschränkten Möglichkeiten der vorhandenen Prüfeinrichtung beim 150 kW Kessel mit erheblichen Unsicherheiten verbunden sind, welche mit $\pm 6-7$ Prozentpunkten in der gleichen Größenordnung liegen wie die Differenz zwischen dem Feuerungstechnischen und dem Kesselwirkungsgrad. Es wurde zudem jeweils für die gleiche Brennerleistung nur ein Kesselwirkungsgrad über den gesamten Test bestimmt, welcher hier zwei verschiedene Vorlauf-Temperaturniveaus beinhaltet.

Tabelle 3.6: Resultate der Stationär-Messungen am 150 kW Kessel

Messung		182 kW 70°C	181 kW 80°C	109 kW 70°C	111 kW 80°C	39 kW 70°C	50 kW 80°C
Temp. Vorlauf	°C	70.9 ± 0.1	80.6 ± 0.1	69.8 ± 0.1	79.4 ± 0.1	65.1 ± 0.1	76.9 ± 0.1
Temp. Rücklauf	°C	54.9 ± 0.1	65.0 ± 0.1	55.2 ± 0.1	64.7 ± 0.1	55.7 ± 0.1	64.8 ± 0.1
Massenstrom	kg/h	9800 ± 290	9940 ± 300	6420 ± 190	6460 ± 190	3560 ± 110	3540 ± 110
Temp. Umgebung	°C	24.6 ± 0.5	28.2 ± 0.5	20.6 ± 0.5	24.1 ± 0.5	23.4 ± 0.5	26.3 ± 0.5
Temp. Rauchgas	°C	155 ± 1	173 ± 1	99 ± 1	108 ± 1	75 ± 1	87 ± 1
O ₂	% d.b.	7.1 ± 0.2	6.7 ± 0.2	6.4 ± 0.2	6.7 ± 0.2	14.1 ± 0.2	11.3 ± 0.2
el. Leistung¹	W	599 ± 30	587 ± 29	358 ± 18	336 ± 17	215 ± 11	213 ± 11
Dauer (Mittelw.)	h	3.2	2.7	3.5	2.4	2.7	3.0
λ	-	1.50 ± 0.02	1.47 ± 0.02	1.44 ± 0.02	1.47 ± 0.02	3.04 ± 0.09	2.17 ± 0.05
η_F^u	%	92.1 ± 0.3	91.3 ± 0.3	95.5 ± 0.2	95.1 ± 0.2	93.2 ± 0.3	94.2 ± 0.2
η_K^u ²	%	89.8 ± 3.2		92.9 ± 3.7		86.1 ± 5.0	

¹ ohne Kesselkreispumpe und ohne Raumaustragung

² beinhaltet zusätzlich zu den Zeiten zweier aufeinanderfolgender Stationärmessungen die Zeit dazwischen sowie einen Start- und Stopp-Vorgang

3.3.3 Messungen im Taktbetrieb am 150 kW Kessel

Auf Grund des instationären Betriebes können für die Messungen im taktenden Betrieb keine Feuerungstechnischen Wirkungsgrade angegeben werden (Tabelle 3.7). Ein exemplarischer Messverlauf ist in Abbildung 3.5 dargestellt.

Tabelle 3.7: Resultate der Messungen am 150 kW Kessel, taktender Betrieb (durchschnittliche Werte)

Nutzleistung	kW	27.9
Temp. Vorlauf	°C	71.1 ± 0.2
Temp. Rücklauf	°C	63.4 ± 0.2
Wasserseitiger Massenstrom	kg/h	3130 ± 90
Temp. Umgebung	°C	24.8 ± 0.5
el. Leistung ¹	W	169 ± 8
Anzahl Brennerstarts	-	9
Dauer (Mittelwerte)	h	25.0
η_K^u (inkl. Start / Stopp)	%	83.7 ± 3.3

¹ ohne Kesselkreispumpe und ohne Raumaustragung

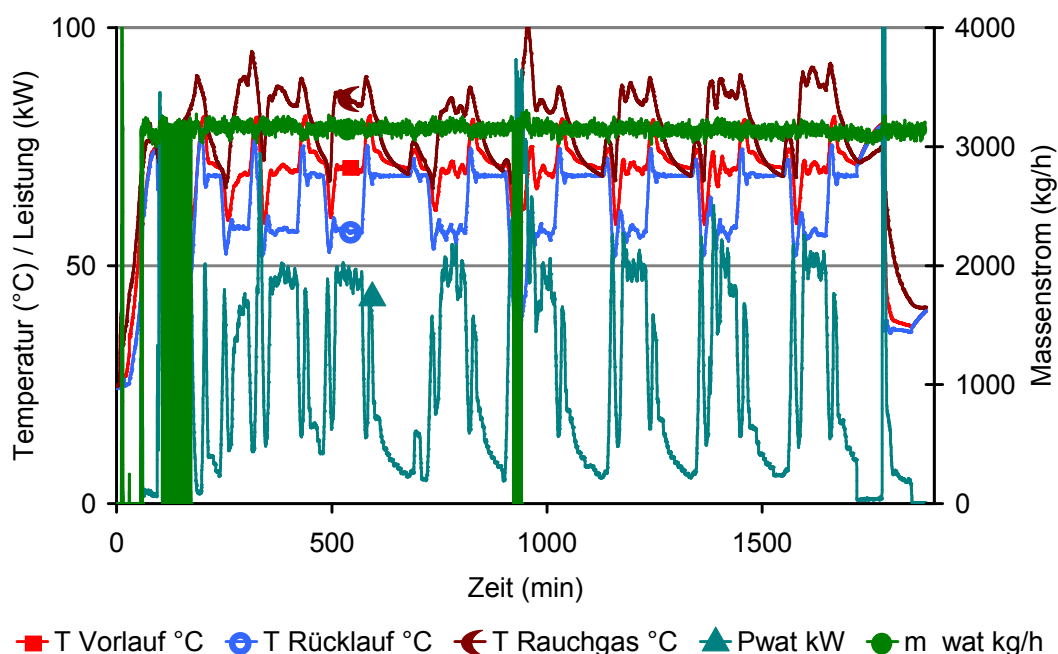


Abbildung 3.5: Temperaturen und Leistung im taktenden Betrieb des 150 kW Kessels

3.3.4 Aktive Wärmekapazität und Auskühlrate des 150 kW Kessels

Auf Grund der Ergebnisse der Auskühl-Tests wurde eine aktive thermische Kapazität von 2430 kJ/K bestimmt. Die beim Ausschalten der Kesselkreispumpe in der thermisch aktiven Masse des Kessels gespeicherte Energie geht innerhalb von 10,2 h zur Hälfte an die Umgebung verloren. Die Auskühl-Rate, bezogen auf die Temperaturdifferenz zwischen Kesselwasser und Umgebung, beträgt 46 W/K.

Tabelle 3.8: Resultate der Auskühl-Tests für den 150 kW Kessel

thermisch aktive Wärmekapazität	2430 ± 410 kJ/K
Im Vergleich zur Wärmekapazität des Kesselwassers	197 %
Verlustkoeffizient ¹ ohne Zug ²	42 ± 10 W/K
Verlustkoeffizient ¹ mit Zug	46 ± 11 W/K
Halbwertszeit des Wärmeverlustes mit Zug	10.2 ± 1.6 h

¹ bezogen auf Temperaturdifferenz zwischen Kesselwasser und Umgebung

² Rauchgas-Zug nach Ventilator verstopft

3.3.5 Wärmeverluste im Betrieb

Die höchsten Oberflächen-Übertemperaturen gegenüber der Umgebung ergaben sich auch hier für den Betrieb bei höchster Feuerungsleistung und höchster Vorlauf-Temperatur. Die Annahme eines linearen Zusammenhangs zwischen Kessel-Vorlauftemperatur und Oberflächen-Übertemperatur sowie zwischen Brennerleistung und Oberflächen-Übertemperatur ergibt folgende Modell-Gleichung (kleinster RMSE von 6 Messwerten):

$$\text{Gl. 3.19} \quad \Delta T_{\text{surf-amb}} = 0.12 \text{ K} / \text{K} \cdot \Delta T_{\text{VL-amb}} + 0.0097 \text{ K} / \text{kW} \cdot \dot{Q}_{\text{fuel}}^u$$

Ein Vergleich zwischen berechneten und gemessenen Oberflächen-Übertemperaturen zeigt, dass dieses Modell die Oberflächen-Übertemperaturen nicht so gut abbildet wie im Falle des 40 kW Kessels.

Auf Grund der gemessenen Oberflächentemperaturen im Betrieb und der Zuhilfenahme der Wärmeverluste und Oberflächentemperaturen im Auskühl-Test wurden die Kesselverluste durch Konvektion und Strahlung an die Umgebung modelliert. Ein Vergleich dieser Rechnung mit der gemessenen Differenz zwischen Kesselwirkungsgrad und Feuerungstechnischem Wirkungsgrad ergibt eine mäßige Übereinstimmung. Die Abweichungen liegen im Bereich der Unsicherheiten.

Tabelle 3.9: Berechnete Oberflächenverluste für den 150 kW Kessel

Messung		182 kW 70°C	181 kW 80°C	109 kW 70°C	111 kW 80°C	39 kW 70°C	50 kW 80°C
Oberflächenverluste							
berechnet	%	3.7	4.9	2.9	3.4	4.8	3.2
Ascheverluste	%	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2
$\eta_F^u - \eta_K^u$ ¹	%	2.3 ± 3.5	1.5 ± 3.5	2.6 ± 3.9	2.1 ± 3.9	7.1 ± 5.3	8.1 ± 5.2

¹ direkte Bestimmung von η_K^u

4 System-Messungen

In Kooperation mit dem Projekt PellSol Plus wurde am Institut für Solartechnik SPF in Rapperswil das Projekt „PelletSolar II“ durchgeführt. Das Projekt PelletSolar II führt die Arbeiten fort, welche am SPF bereits im Rahmen des Forschungsprojektes „PelletSolar I“ begonnen wurden. Anhand von System-Prüfungen und Simulationen wurde im Projekt PelletSolar I festgestellt, dass die Kombination von Solarthermie und Pelletkessel nicht nur den Pellet-Bedarf um 20-30% senkt, sondern auch eine Verbesserung des Jahresnutzungsgrades (JNG) des Kessels und eine Reduktion des Strombedarfs im Vergleich zu einem Referenzsystem ohne Solaranlage mit sich bringen kann. Zudem konnte in einer optimierten Variante die Anzahl der Brennerstarts signifikant gesenkt werden (Konersmann et al., 2007). Im Rahmen des Nachfolge-Projektes PelletSolar II wurden Messungen an weiteren kombinierten Pellets-Solar-Systemen durchgeführt mit dem Ziel, die bisherigen Erkenntnisse auszuweiten und Abschätzungen auf die Auswirkungen von verschiedenen Betriebsweisen des Kessels (insbesondere der Start-Vorgänge) auf die Emissionsfrachten messtechnisch und im dynamischen Betrieb zu evaluieren.

In diesem Kapitel werden sowohl Ergebnisse aus PelletSolar I, als auch aus PelletSolar II vorgestellt. Dabei wird ein Vergleich der in den beiden Projekten untersuchten Systeme angestellt. Der Schwerpunkt liegt aber auf einem System, welches als Teil von PellSol Plus am SPF untersucht wurde (nachfolgend als PSII-1 bezeichnet). Die detaillierten Ergebnisse aller Systeme sind in den jeweiligen Projekt-Abschlussberichten (Konersmann et al. 2007 und Haberl et al., 2010a) dokumentiert.

4.1 Methode

Die System-Prüfungen wurden mit der am SPF entwickelten CCT Methode (CCT = Concise Cycle Test) durchgeführt (Haberl et al. 2009a). Diese Methode ermöglicht es, Aussagen zum praxisnahen Jahresbetrieb eines Kombisystems und seiner Komponenten zu machen. Das Vorgehen der CCT-Methode ist in Abbildung 4.1 schematisch dargestellt. Das Kern-Element der Methode besteht aus einem 12-tägigen Test am komplett installierten Heizsystem (Kessel, Speicher, Solarstation und Regelung) mit vom Prüfstand emulierten dynamischen Last- und Witterungsprofilen, wobei jeder Tag vereinfacht ausgedrückt einem Jahresmonat entspricht. Die Resultate aus dem 12-Tagestest werden dazu verwendet, ein entsprechendes Simulationsmodell zu validieren. Das validierte Simulationsmodell dient in der Folge dazu, den Jahresnutzungsgrad und weitere Jahres-Kennzahlen des geprüften Systems zu ermitteln. Für die genauere Abbildung des Pelletkessels und der Speicherverluste in der Simulation werden vor dem eigentlichen CCT Einzeltests an diesen Komponenten durchgeführt. Die Resultate der Kesselmessungen sind in Abschnitt 4.2.1 dargestellt, Resultate der Systemprüfung und Systemsimulationen werden präsentiert in den Abschnitten 4.2.2 und 4.2.3.

Komponententests

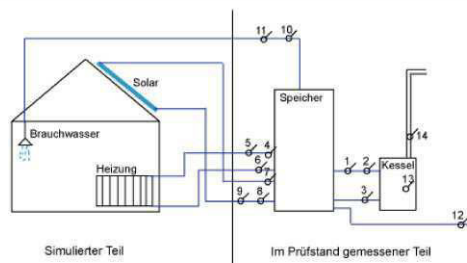


Kessel

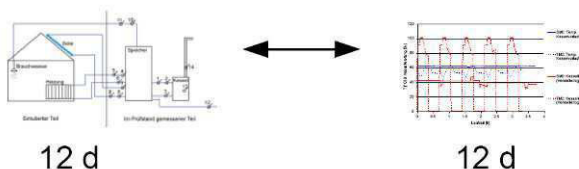


Speicher

12-tägiger Systemtest



Validieren der
Simulaitonsumgebung



Jahressimulation

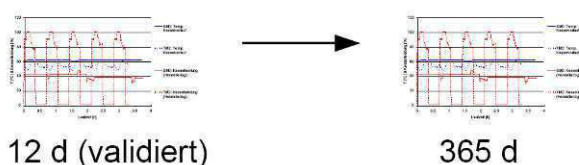


Abbildung 4.1: Systematische Darstellung des Verlaufs eines Systemtests nach der CCT Methode

4.1.1 Komponententests

Die im Gesamtsystem wichtigsten Komponenten sind der Pelletskessel, der in üblichen Systemen ca. 70 % der Wärme bereitstellt, und der Speicher als die zentrale Schnittstelle aller Energieströme. Um ein genaues Abbild des Systems in einem Simulationsmodell erstellen zu können, müssen die wichtigsten Details dieser Komponenten in Einzelmessungen ermittelt werden.

Der Pelletkessel wurde jeweils nach einem Verfahren analog zu Abschnitt 3 in verschiedenen Betriebszuständen detailliert untersucht. Dabei wurde eine präzise Wärmezählung und Messung des Brennstoffverbrauchs durchgeführt. Speziell für die kontinuierliche Messung des Brennstoffverbrauchs eines Pelletkessels im 12-Tagestest wurde der Querschnitt des Tagesvorratsbehälters verringert und mit einem Füllstandsensoren ausgerüstet, über welchen die Nachfüllung dieses Behälters von einem auf einer Waage aufgestellten Brennstoff-Reservoir gesteuert wurde. Die Brennstoff-Lagerung erfolgte in einem auf 50% relative Feuchte geregelten Raum (Abbildung 4.2).

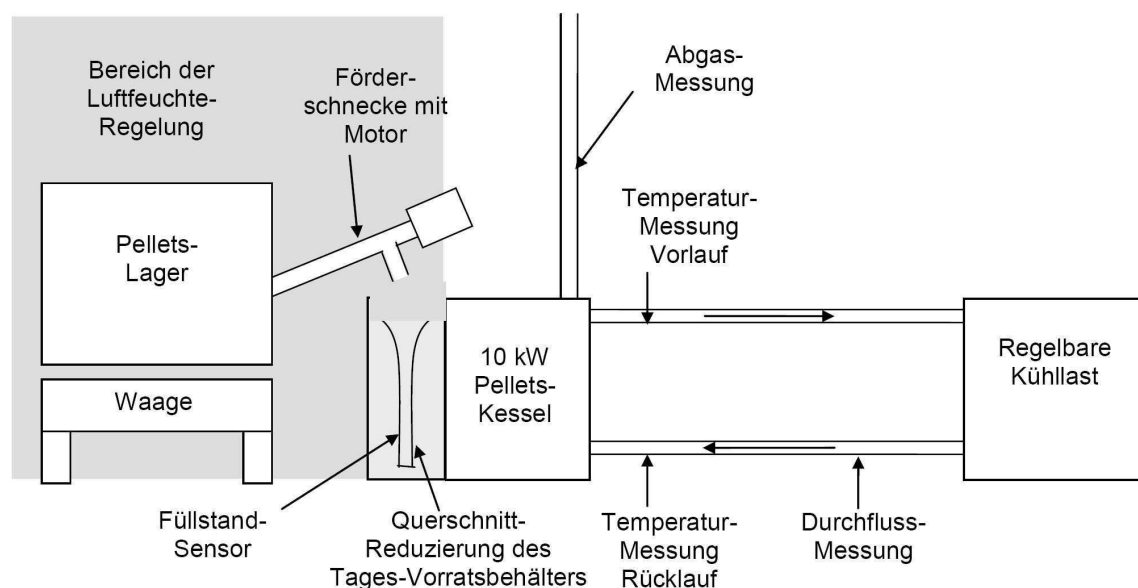


Abbildung 4.2: Schematische Darstellung der Messanordnung für die Bestimmung von Nutzungsgraden bei stationären und instationären Betriebszuständen des Pellet-Kessels

4.1.2 12-tägige Systemmessungen

Sowohl die Effizienz einer Heizanlage als auch deren Emissionen hängen stark von der Integration der einzelnen Komponenten zu einem Gesamtsystem und deren Zusammenspiel zum Decken der auftretenden Lasten ab. Um dieses Zusammenspiel der einzelnen Komponenten unter realen Lastbedingungen zu testen, wird das Gesamtsystem in einem komprimierten Testzyklus geprüft, in dem ein typisches Jahr im schweizerischen Mittelland auf 12 Tage gerafft wird. Dazu wird das komplette Heizsystem mit Ausnahme der Solarkollektoren am Prüfstand installiert und regelt sich selbst. Die Hardware des Prüfstandes emuliert sowohl die Last eines Einfamilienhauses für Raumheizung und Trinkwarmwasser, als auch die Temperaturen der Sonnenkollektoren entsprechend parallel zum Test durchgeführten TRNSYS-Simulationen. Die Referenzbedingungen des Tests sind in Vogelsanger et al. (2004b) zusammengefasst.

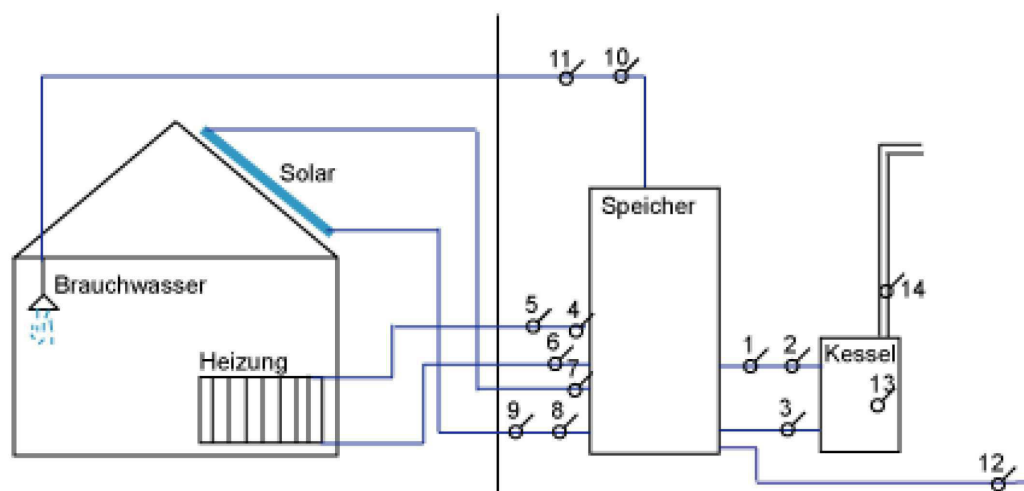


Abbildung 4.3: Schematische Darstellung des Prüfstandes und der vorhandenen Messstellen (vgl. Messstellenverzeichnis in Tabelle 4.1).

Tabelle 4.1: Tabellarische Darstellung der in Abbildung 4.3 eingezeichneten Messstellen

Nr.	Messgrösse	Messstelle	Einheit
1	Temperatur	Vorlauf Kessel	°C
2	Durchfluss	Vorlauf Kessel	l/h
3	Temperatur	Rücklauf Kessel	°C
4	Temperatur	Vorlauf Heizung	°C
5	Durchfluss	Vorlauf Heizung	l/h
6	Temperatur	Rücklauf Heizung	°C
7	Temperatur	Vorlauf Solarkreis	°C
8	Durchfluss	Rücklauf Solarkreis	l/h
9	Temperatur	Rücklauf Solarkreis	°C
10	Temperatur	Brauchwasser-Entnahme	°C
11	Durchfluss	Brauchwasser-Entnahme	l/h
12	Temperatur	Kaltwasser-Zufuhr	°C
13	Masse	Kessel/Pellet-Lager	kg
14a	Temperatur	Abzug Kessel	°C
14b	Konzentration CO	Rauchgas Kessel	ppm
14c	Konzentration O ₂	Rauchgas Kessel	%
14d	Konzentration NO	Rauchgas Kessel	ppm

4.1.3 Emissionsfaktoren

Ergänzend zu den auf den Energieverbrauch fokussierten Messungen wurde auch eine Bestimmung der Jahresemissionen des Systems durchgeführt. Zur Bewertung der Emissionen von Heizgeräten werden üblicherweise die Messungen im Stationärbetrieb aus den Zulassungsprüfungen beigezogen. Diese Emissionswerte können aber unter Umständen von den Werten im dynamischen, praxisnahen Betrieb stark abweichen und sind somit nicht zwingend repräsentativ. Für eine umfassende Bewertung aus emissionstechnischer Sicht muss idealerweise das Verhalten im dynamischen Betrieb über das gesamte Jahr hinweg bekannt sein. Durch die im Projekt durchgeführten 12-Tagestests ist es möglich, dieses Betriebsverhalten zu bestimmen. Deshalb wurden auf Basis der Systembetrachtung im Prüfstand des SPF die im realen Betrieb relevanten Betriebszustände ermittelt, und Emissionsfaktoren für speziell diese Betriebszustände an der Hochschule Luzern gemessen (Good und Nußbaumer, 2009).

Eine detaillierte Auflistung der Betriebszustände und Messresultate findet sich in (Good und Nußbaumer, 2009, Haberl et al. 2010a).

4.1.4 Berechnung von Kennzahlen

Der 12-Tages Test legt das Betriebsverhalten des Systems offen und ist dazu geeignet, Fehlfunktionen zu erkennen und die Funktionalität des Gesamtsystems zu bewerten. Allerdings können die Messergebnisse nicht direkt zu Jahreswerten extrapoliert werden, da die wichtigsten Faktoren des Systems (Heizung, Warmwasserverbrauch, Klimatische Verhältnisse, Gebäudelast) nicht einfachen linearen Abhängigkeiten folgen. Aus diesem Grund ist ein Modell der Anlage zur Jahressimulation nötig. Dieses Modell wird mittels der Messdaten aus dem 12-Tages Test validiert. Dazu findet das Simulationsprogramm TRNSYS (SEL 2006) Anwendung. Dieses Programm ist modular aufgebaut. Es werden alle Komponenten des Systems integriert

und analog der realen Regelung und Hydraulik miteinander verbunden. Zur Anpassung der Simulation wurden die an den Schnittstellen zum Prüfstand gemessenen Energieflüsse als Eingabe an das Simulationsprogramm verwendet. Mittels einer Parameteridentifikation wird das Simulationsmodell so weit angepasst, bis die Rechenergebnisse und Messdaten des 12-Tage-Zyklus in engen Grenzen übereinstimmen. Mit diesem validierten Modell können anschließend wichtige Jahres-Kenngrößen wie der Pelletverbrauch, der Kessel-Jahresnutzungsgrad, der Strombedarf und der solare Ertrag ermittelt werden.

Die Simulation des Pelletkessels erfolgte mittels einem neu entwickelten Modell, das die wichtigsten Einflussfaktoren auf den Wirkungs-/Nutzungsgrad wie die Abgasverluste und die thermische Masse annähernd physikalisch abbildet (Haller et al., 2010a). Das simulierte Gebäude entspricht einem Einfamilienhaus mit einem Raumwärmebedarf von 15'500 kWh/a bei 150 m² beheizter Wohnfläche. Der Energiebedarf für Warmwasser beträgt 2'800 kWh/a. Durch die Integration der gemessenen Emissionsfaktoren zählen auch die jährlichen Emissionsfrachten zu den ermittelten Kennzahlen. Zusätzlich bietet das Simulationsmodell die Möglichkeit, Kennwerte von Systemvarianten ohne weitere aufwändige Tests im Prüfstand zu berechnen und so das Verbesserungspotential zu identifizieren.

Zur Auswertung der Jahressimulationen wurden verschiedene Nutzungsgrade bestimmt. Der Kessel-Jahresnutzungsgrad mit und ohne die Berücksichtigung elektrischer Energie (JNG_K und $JNG_{K,pe+el}$) sowie die Energieeinsparung gegenüber dem Referenzsystem ($f_{sav,therm}$ und $f_{sav,ext}$), ebenfalls mit und ohne Einbezug des Stromverbrauchs. Der Strombedarf wurde dazu mit dem Faktor $F_{el} = 3$ gewichtet:

$$\text{Gl. 4.1} \quad JNG_K = \eta_K = \frac{Q_{wat}}{Q_{Pellet}}$$

$$\text{Gl. 4.2} \quad JNG_{K,pe+el} = \eta_{K,pe+el} = \frac{Q_{wat}}{Q_{Pellet} + F_{el} \cdot E_{el}}$$

$$\text{Gl. 4.3} \quad \eta_{S,pe+so+el} = \frac{Q_{Heiz} + Q_{WW}}{Q_{Pellet} + Q_{solar} + F_{el} \cdot E_{el}}$$

$$\text{Gl. 4.4} \quad \eta_{S,pe+so} = \frac{Q_{Heiz} + Q_{WW}}{Q_{Pellet} + Q_{solar}}$$

$$\text{Gl. 4.5} \quad \eta_{S,pe+el} = \frac{Q_{Heiz} + Q_{WW}}{Q_{Pellet} + F_{el} \cdot E_{el}}$$

$$\text{Gl. 4.6} \quad \eta_{S,pe} = \frac{Q_{Heiz} + Q_{WW}}{Q_{Pellet}}$$

$$\text{Gl. 4.7} \quad f_{sav,therm} = 1 - \frac{Q_{pellet}}{Q_{pellet,ref}}$$

4.2 Ergebnisse

4.2.1 Komponententests

Die Messungen am Pelletkessel des Systems, welches im Rahmen von Pelletsolar II in Kooperation mit PellSol Plus vermessen wurde (System „PSII-1“), bestätigen die Ergebnisse aus dem Projekt „PelletSolar I“: Der Einfluss von Abstrahlungs- und Konvektionsverlusten ist generell hoch und steigt mit abnehmender Leistung. Ebenfalls auffällig ist der deutlich erhöhte Luftüberschuss (λ) bei kleinen Leistungen im Vergleich zur Nennlast (vgl. Abbildung 4.4).

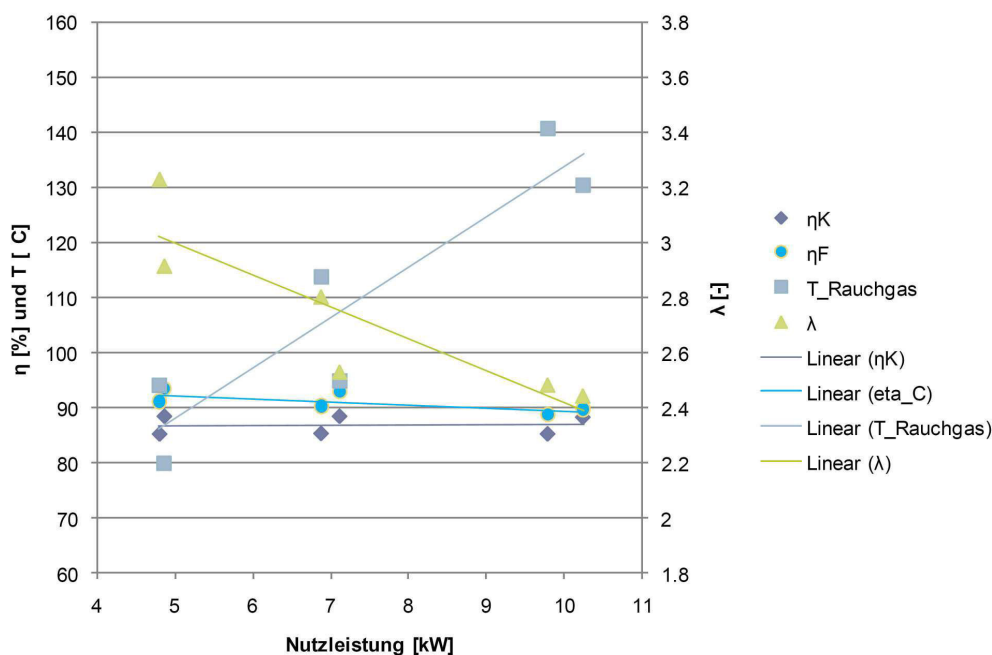


Abbildung 4.4: Feuerungstechnischer Wirkungsgrad (η_F), Kesselwirkungsgrad (η_K), Rauchgastemperatur (T_{Rauchgas}) und Luftüberschuss (λ) bei verschiedenen Modulationsstufen des Kessels im stationären Zustand

In Abbildung 4.5 sind die Emissionsfaktoren der getesteten Betriebszustände von CO und gravimetrisch gemessenem Staub für den Kessel des Systems PSII-1 enthalten. Die Angaben zur jeweiligen Dauer und der zugeführten Energie der Betriebsphasen sowie die Daten zu weiteren Emissionen sind im Schlussbericht des Projektes der HSLU (Good und Nussbaumer, 2009) enthalten. Aus der Abbildung 4.5 wird deutlich, dass die spezifischen CO-Emissionen, analog zum zuvor gemessenen Luftüberschuss der Verbrennung, mit abnehmender Last steigen. Bei den Staub-Emissionen kann dieser Effekt nicht beobachtet werden. Bei beiden Emissionsarten wurden höhere Werte während der Start- und Stoppphase gemessen.

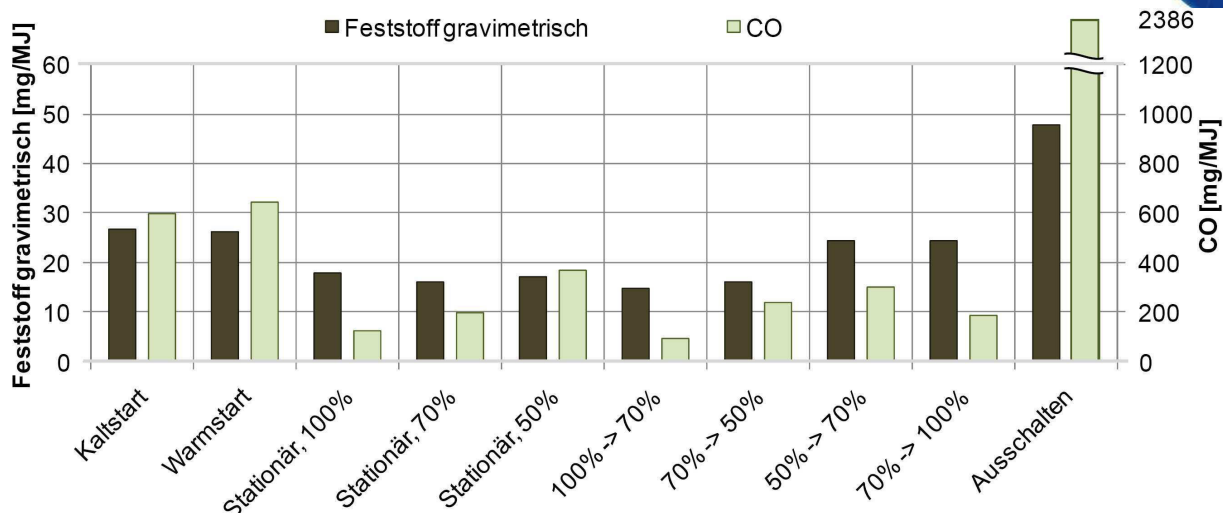


Abbildung 4.5: Emissionsfaktoren in Abhängigkeit des Betriebszustandes. Angabe in [mg/MJ]. Als Basis für die Energie in [MJ] dient die zugeführte Energie in Form des Heizwertes

4.2.2 Systemtests

Insgesamt wurden am SPF bisher drei verschiedene Pellet-Solar Systeme mit dem 12-tägigen CCT-Systemtest untersucht.

Das in Pellet-Solar I betrachtete System wurde in drei Varianten vermessen. Der Unterschied in den Varianten bestand im Speicher-Management. Variante PS Ia verfügte über keine aktive Regelung der Leistungsmodulation, während in PS Ib die Kesselkreispumpe in Abhängigkeit der Speichertemperatur drehzahlregelt wurde (siehe dazu auch Abschnitt **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.**). In Variante PS Ic wurde der Speicher nicht als Heizkreis-Puffer für den Kessel verwendet, und nur der Warmwasser-Bereitschaftsteil des Speichers durch den Kessel beladen (Tabelle 4.2).

In Pellet-Solar II wurden zwei Pellet-Solar-Systeme (PS II-1 und PS II-2), jeweils mit unterschiedlichen Kesseln, Speichern und Solaranlagen einem Systemtest unterzogen. Der im System PS II-1 eingesetzte Kessel wurde in Kooperation mit PellSol Plus bzw. dem IWT vermessen.

Tabelle 4.2: Unterschiede der mit dem CCT vermessenen Pellet-Solar-Systeme

Grösse	PS Ia	PS Ib	PS Ic	PS II-1	PS II-2
Kessel-Typ	K1	K1	K1	K2	K3
Kessel-Nennleistung	10 kW	10 kW	10 kW	10 kW	12 kW
Kessel-Regelung	standard	modulierend	modulierend	standard	standard
Speicher als Heizkreis-Puffer für den Kessel	JA	JA	NEIN	JA	JA

In allen getesteten Heiz-Systemen wurden die Anforderungen an den Komfort im 12-Tagestest erfüllt, d.h. die Minimalwerte für die (simulierte) Temperatur im Wohnraum wurden eingehalten und die Anforderungen an die Warmwasserbereitstellung wurden erfüllt. Die wichtigsten Ergebnisse der Tests sind in Tabelle 4.3 dargestellt.

Tabelle 4.3: Ergebnisse der Systemmessungen am Prüfstand des SPF

Grösse	Einheit	PSIa	PSIb	PSIc	PSII-1	PSII-2
Pelletsverbrauch	kWh	611	626	625	699	698
Solareintrag	kWh	220	211	219	180	180
Elektrischer Bedarf	kWh	39	36	39	53	28
Heizwärme-Abgabe	kWh	528	531	551	529	575
Warmwasser-Abgabe	kWh	96	95	96	96	93
Kesselstarts	-	36	24	28	44	74
Mittlere Speichertemp.	°C	47.9	50.1	45.2	50.2	48.4
$\eta_{S,pe+so+el}$	%	66	66	67	60	70
$\eta_{S,pe+so}$	%	75	75	77	71	76
$\eta_{S,pe+el}$	%	86	85	87	73	86
$\eta_{S,pe}$	%	102	100	104	89	96
η_K	%	– ⁽¹⁾	– ⁽¹⁾	– ⁽¹⁾	80	85

⁽¹⁾ Im Projekt PelletSolar-1 wurde keine Wärmemengenzählung innerhalb des Systems durchgeführt. Deshalb kann der Kesselnutzungsgrad für die 12-tägige Messung nicht angegeben werden.

Abbildung 4.6 zeigt den Unterschied zwischen den beiden Varianten von PSI ohne (PSIa) und mit (PSIb) aktiver Regelung der Leistungsmodulation des Kessels durch Anpassung der Pumpendrehzahl. Die aktive Leistungsmodulation erreicht hier das Ziel von weniger Kesseltakten und dadurch auch weniger Bedarf an elektrischer Energie. Der Wirkungsgrad der Anlage insgesamt sinkt jedoch geringfügig (Tabelle 4.3). Es ist zu vermuten, dass die insgesamt höheren Speichertemperaturen (im Schnitt ca. 2.2 K höher) zumindest teilweise der Grund dafür sind. Höhere Speichertemperaturen haben höhere Speicherverluste und niedrigere Kollektorserträge zur Folge. Auch der prinzipiell tiefere Wirkungsgrad des Kessels bei Teillast (höhere Lambda-Werte als bei Volllast) wirkt sich auf die Effizienz einer modulierenden Betriebsweise aus. Insgesamt zeigt die Variante mit Modulation, jedoch ohne Pufferbeladung durch den Kessel (PSIc) den höchsten Nutzwärme-Ertrag pro eingesetzter Brennstoffenergie. In dieser Variante sind auch die Speichertemperaturen am tiefsten. Es bleibt jedoch anzumerken, dass die Unterschiede im Brennstoffbedarf und der System-Effizienz zwischen PSIa-c sehr gering und wohl nicht viel größer als die Mess-Unsicherheiten sind.

Beide in PelletSolar II getesteten Systeme (PSII-1 und PSII-2) zeigten unter den realistischen Lastbedingungen des Tests ein taktendes Betriebsverhalten des Kessels. Dieser Sachverhalt wird in Abbildung 4.6 anhand der Messresultate des vierten Tages des Concise Cycle Tests im Prüfstand gezeigt. Die Ursache des taktenden Betriebsverhaltens ist dabei unterschiedlich. Bei den Messungen an PSIa liegt die Ursache für das häufige Takten darin, dass aufgrund des konstanten Volumenstroms, der konstanten Rücklaufftemperatur und des minimalen Vorlauf-Sollwertes eine Leistungsreduktion erst bei einem Anstieg des Rücklaufs über den für die Rücklaufhochhaltung eingestellten Wert erfolgte. Bei PSII-1 ist der Sachverhalt ähnlich. Bei PSII-2 gibt es nur einen Speicheranschluss für das Beladen durch den Kessel, und dieser

Anschluss ist gleichzeitig der Anschluss für die Entnahme für die Raumheizung. Obwohl sowohl der Warmwasser-Bereich des Kombispeichers als auch der Raumheizungsbereich über einen eigenen Temperaturfühler verfügen, welcher die Kesselanforderung regeln sollte, spricht bei dieser Anordnung immer als erstes der Warmwasserfühler an und der Kessel lädt den Speicher praktisch immer im Warmwasser-Modus mit Volllast und einer Laufzeit von durchschnittlich 30 min.

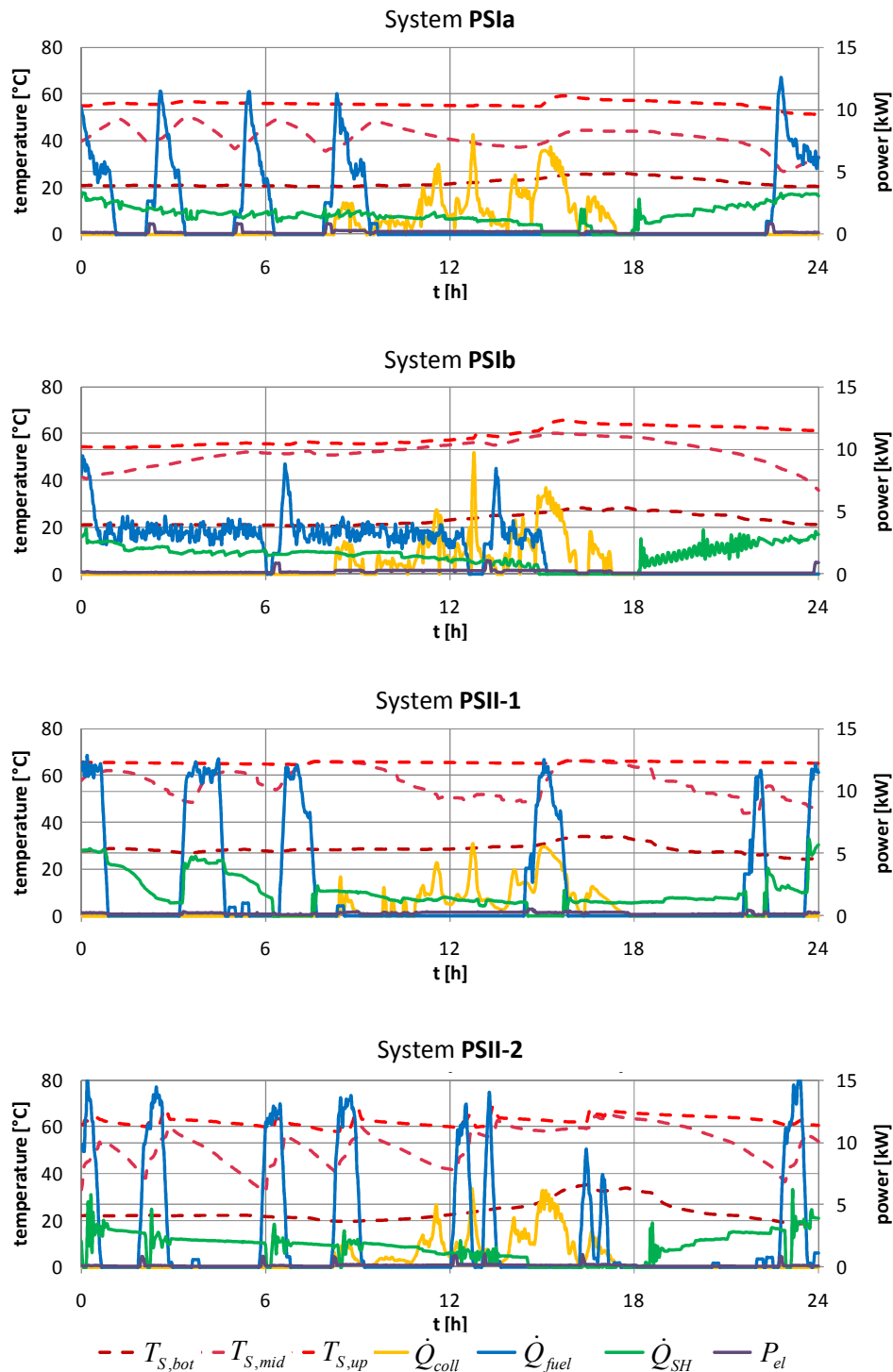


Abbildung 4.6: Verlauf der Messungen der getesteten Kombisysteme PSIIa, PSIIb, PSII-1 und PSII-2 am jeweils vierten Testtag des 12-tägigen Testzyklus. $T_{S,bot}$ = untere Speichertemperatur; $T_{S,mid}$ =

mittlere Speichertemperatur; $T_{S,up}$ = obere Speichertemperatur; $\dot{Q}_{coll}$ = Leistung des Kollektorkreises; $\dot{Q}_{fuel}$ = Brennstoffverbrauch; P_{el} = elektrische Leistungsaufnahme

Bezüglich des Stromverbrauchs sind zwischen den einzelnen Systemen während der 12-tägigen Messung deutliche Unterschiede zu sehen. Dabei sind im System PSII-2 vor allem die eingesetzten Komponenten ausschlaggebend: Die eingesetzten Pumpen passen aufgrund einer integrierten Differenzdruckregelung die Pumpenleistung an den tatsächlichen Bedarf der Anlage an und sowohl die Startzeit als auch der maximale Stromverbrauch des Pelletkessels sind im Vergleich zu den anderen Modellen deutlich kürzer bzw. niedriger. Das System PSII-1 hatte einen sehr hohen Strombedarf. Hier ist neben zu groß dimensionierten Pumpen und einer langen Startzeit des Pelletkessels auch die Einbindung des Pelletkessels durch Spiralrohre zu nennen. Diese verursachen einen erhöhten Druckverlust und somit ebenfalls einen erhöhten Strombedarf.

4.2.3 Jahressimulationen

4.2.3.1 Vergleich der verschiedenen Konzepte

Mit Hilfe der Messdaten (Komponententest und Systemmessungen) wurde das Simulationsmodell parametrisiert, um die aussagekräftigen jährlichen Kennzahlen zu ermitteln. Die wichtigsten Kennzahlen der insgesamt drei vermessenen Pellet-Solar-Systeme sind in Abbildung 4.7 ersichtlich.

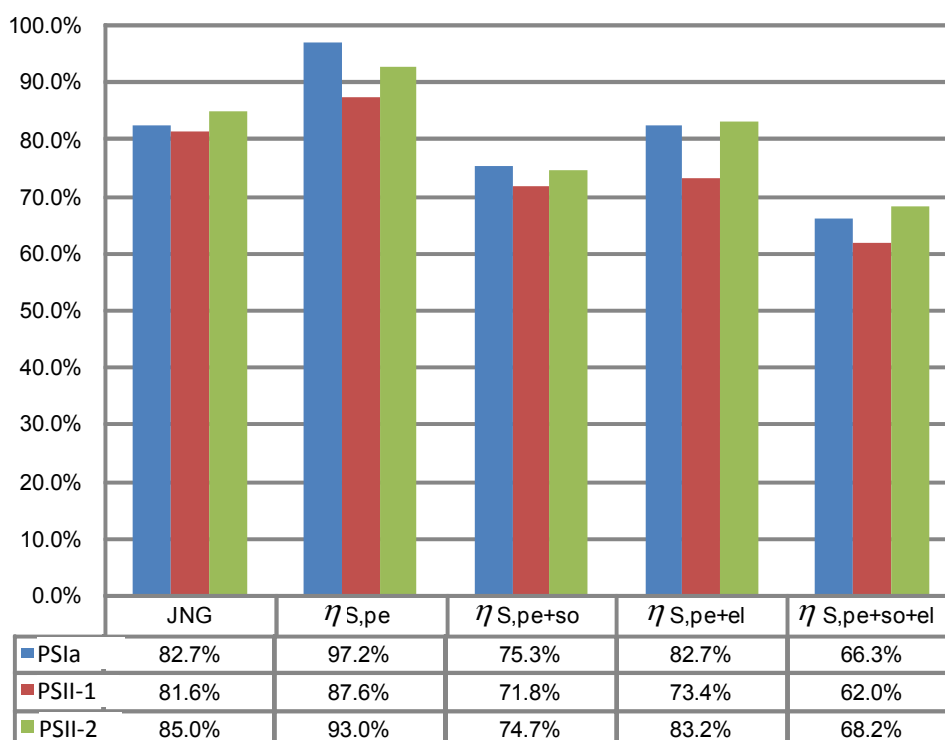


Abbildung 4.7: Ergebnis der Jahressimulationen der getesteten kombinierten Pellet-Solar-Systeme

Es zeigt sich, dass trotz des ungünstigen Betriebsverhaltens jeweils ein relativ guter Jahresnutzungsgrad (Gl. 4.1) des Pelletkessels von mehr als 80 % erreicht wurde. Der Systemnutzungsgrad $\eta_{S,pe+so+el}$ (Gl. 4.4) ist dagegen in allen Fällen niedriger als 70 %. Die

Ursache dazu liegt in den Verlusten des Systems, die in Abbildung 4.8 gezeigt werden. In Summe sind die Verluste der Rohrverbindungen und des Speichers höher als diejenigen des Pelletkessels. Dabei ist zu beachten, dass die Temperaturen im Speicher während der Sommermonate durch den solaren Eintrag sehr hoch sind. Diese hohen Temperaturen bedingen dann auch hohe Verluste, die dem Gesamtsystem angerechnet werden.

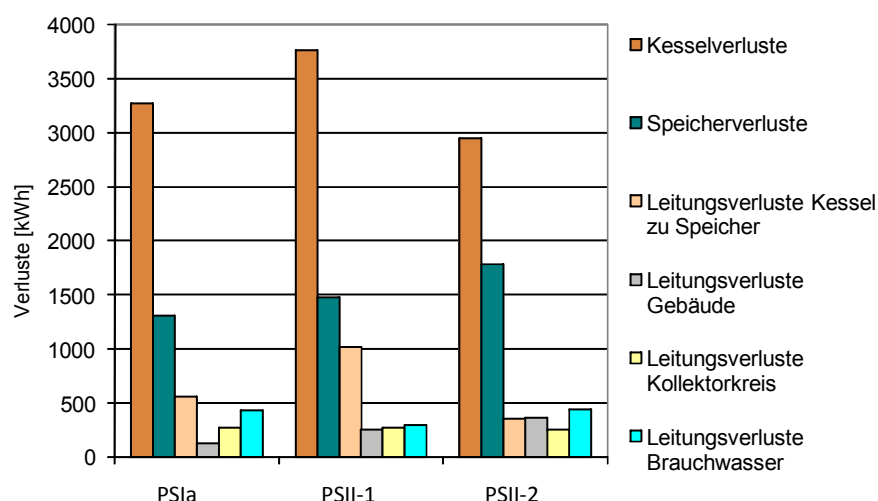


Abbildung 4.8: Simulierte Jahresverluste von den drei getesteten Systemen (PSI-a, PSII-1 und PSII-2).

4.2.3.2 Einfluss einer effektiven Leistungsmodulation auf Effizienz und Emissionen

Nachfolgend wird der Einfluss der Leistungsmodulation auf die Effizienz wie auch auf die Emissionen am Beispiel des Systems PSII-1 betrachtet. Dabei werden drei verschiedene Varianten des Systems analysiert:

- Referenzsystem: analog zum Standardsystem, aber ohne Solarteil und Speicher (Referenz)
- Standardsystem: entspr. dem getesteten System (Basisvariante)
- optimiertes System: wie Standardsystem, aber mit veränderter Kesselregelung zur besseren Ausnutzung der Modulation (Red. Starts)

Im Gegensatz zu den Resultaten aus PelletSolar I (Konersmann et al. 2007) weist das Standard-System mit Solaranlage in dieser Studie nicht weniger, sondern mehr Kesselstarts auf als das System ohne Solaranlage (Abbildung 4.9). Dies ist auf die Betriebsweise des Kessels zurückzuführen, der im hier dargestellten System modulierend erfolgt bei direkter Einbindung in den Heizkreis (Referenz), jedoch taktend bei Einbindung auf den Solarspeicher (Basisvariante). Die Simulationen zeigen auch, dass ähnlich wie in PelletSolar I in den kombinierten Pellet-Solar-Systemen ein höherer Jahresnutzungsgrad des Kessels erreicht wird als im nichtsolaren Referenzsystem (Abbildung 4.10). Insgesamt reduziert sich der Brennstoffbedarf des getesteten kombinierten Pellet-Solar-Systems um fast ein Viertel (24,8 %) gegenüber einer Pelletheizung ohne Solaranlage. In der Variante mit reduzierten Starts konnte diese Einsparung auf 26 % gesteigert werden.

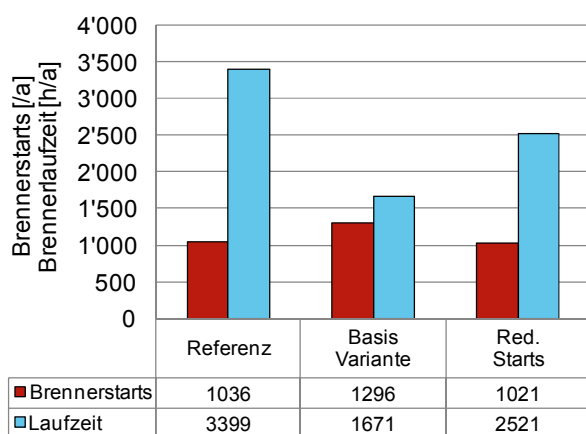


Abbildung 4.9: Jährliche Brennerstarts und Brennerlaufzeiten der einzelnen Simulationsvarianten von PSII-1

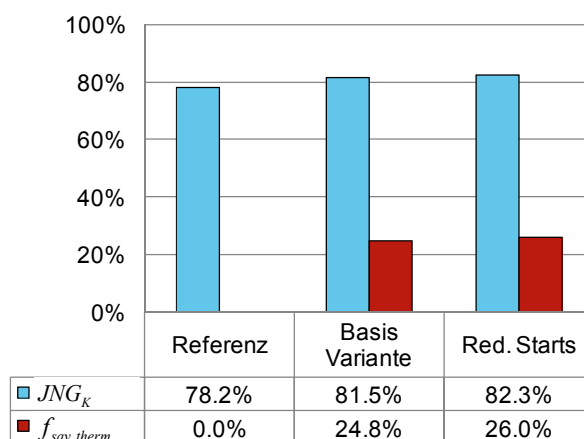


Abbildung 4.10: Jährliche Effizienzen und Einsparungen der einzelnen Simulationsvarianten von PSII-1

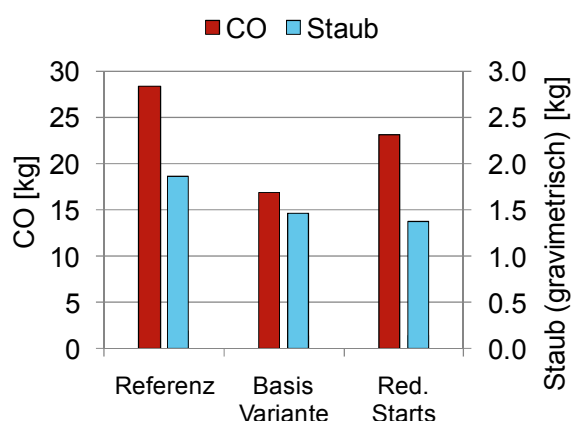


Abbildung 4.11: Jahres-Emissionsfrachten von CO and Staub für verschiedene simulierte Varianten

Wie aus Abbildung 4.11 ersichtlich ist, führt eine Reduktion der Brennerstarts durch Ausnutzen der Leistungsmodulation nicht automatisch zu tieferen Jahresemissionen. Die erreichte Reduktion von Start- und Stopp-Emissionen wird im Falle von Kohlenmonoxid (CO) vollständig kompensiert durch erhöhte Emissionen in den vermehrt auftretenden Betriebszuständen Teillast und Lastwechsel (vgl. Abbildung 4.5).

4.3 Diskussion der Ergebnisse

Die Untersuchungen an kombinierten Pellet-Solar-Systemen im Rahmen der Projekte Pellet-Solar I und II zeigen, dass die untersuchten Systeme die Anforderungen an Komfort erfüllen und jeweils einwandfrei funktionierten. Es wurde aber Potential zur Brennstoff- wie auch zur Emissions-Einsparung identifiziert. Bei allen Systemen waren modulierende Kessel im Einsatz, wobei kein einziges dieser Geräte diese Funktion in der Standardkonfiguration in Kombination mit dem Pufferspeicher auszunutzen vermochte. Die Kombination aus Regelung und Hydraulik führte jeweils zu einer taktenden Betriebsweise, bei der der Kessel stets auf Volllast betrieben wurde.

Die Jahresnutzungsgrade der drei betrachteten Pelletheizgeräte lagen zwischen 80 und 86 % bezogen auf H_u (Gl. 4.1). Die Brennstoffeinsparungen durch den Solarteil lagen bei rund 25 %. Bei allen Systemen konnte eine Synergie durch die Einbindung des Solarteils in das

Pelletheizsystem ausgemacht werden. Die ineffizienten Betriebszustände des Pelletsheizgerätes in den Sommer- und zum Teil in den Übergangsmonaten können durch die Einbindung der solarthermischen Anlage stark reduziert werden. Dies hat sowohl energetisch wie auch emissionstechnisch positive Auswirkungen.

Bei der Betrachtung des Einflusses der Leistungsmodulation auf die Jahresemissionen des Systems PSII-1 wurde festgestellt, dass eine optimale Leistungsregelung angepasst an das Lastprofil nicht automatisch zu einer Reduktion der Jahresemissionsfracht führt. Dies begründet sich dadurch, dass das untersuchte Pelletsheizgerät bei Teillast erhöhte Emissionswerte aufweist. Die Veränderung der Emissionen bei Teillast gegenüber Volllast ist einerseits abhängig vom Schadstoff (bei Gesamtstaub kaum ein Anstieg feststellbar), andererseits jedoch auch vom Kessel. Wünschenswert wären Pellets-Heizgeräte, welche bei Teillast auch für CO und unverbrannte Kohlenwasserstoffe bezogen auf die Heizenergie keine höheren Schadstoffemissionen haben als bei Volllast. Solche Kessel profitieren bei einer automatisch dem Wärmebedarf angepassten Leistungsmodulation auch von einer Verminderung von Emissionen durch eine Reduktion der Startvorgänge, ohne diese Vorteile wieder durch erhöhte Emissionen bei Teillast zu verschenken.

5 Optimierungsberechnungen

5.1 Optimierungsberechnungen zur Pufferbeladung durch den Kessel

Das folgende Kapitel ist ein Auszug von Arbeiten, welche bereits in Haller (2010) veröffentlicht wurden. Die Resultate wurden für diesen Bericht teilweise neu aufbereitet und ergänzt.

5.1.1 Problematik Pufferbeladung

Abbildung 5.1 zeigt einen Messdatenverlauf bei der Anlage A des im Projekt durchgeführten Feldmonitoring während zwei Tagen im Winter, in denen die durchschnittliche Abnahmeleistung (Q_{net}) ca. 50 % der Kesselnennleistung (40 kW) beträgt. Obwohl der Kessel theoretisch die Möglichkeit hätte, seine Leistung bis 30 % der Nennleistung zu modulieren, läuft er mit konstanter Leistung. Im Labor zeigte ein Kessel vom gleichen Typ eine Reduktion der Rauchtemperatur von ca. 1 K für jedes Prozent an Reduktion der Verbrennungsleistung. In Abbildung 5.1 zeigt sich aber kein sichtbares Absinken der Rauchgastemperatur, bevor der Verbrennungsprozess gestoppt wird. Auch bei den anderen vermessenen Feldanlagen konnte ein derartiges Verhalten festgestellt werden. Keiner der Kessel in den untersuchten Systemen zeigte eine signifikante Leistungsmodulation im praktischen Betrieb. In einigen Fällen liegt das evtl. auch daran, dass der Kessel im Verhältnis zur Heizlast stark überdimensioniert ist, und daher immer auf niedrigster Modulationsstufe betrieben wird. Im Beispiel in Abbildung 5.1 ist dies jedoch nicht der Fall.

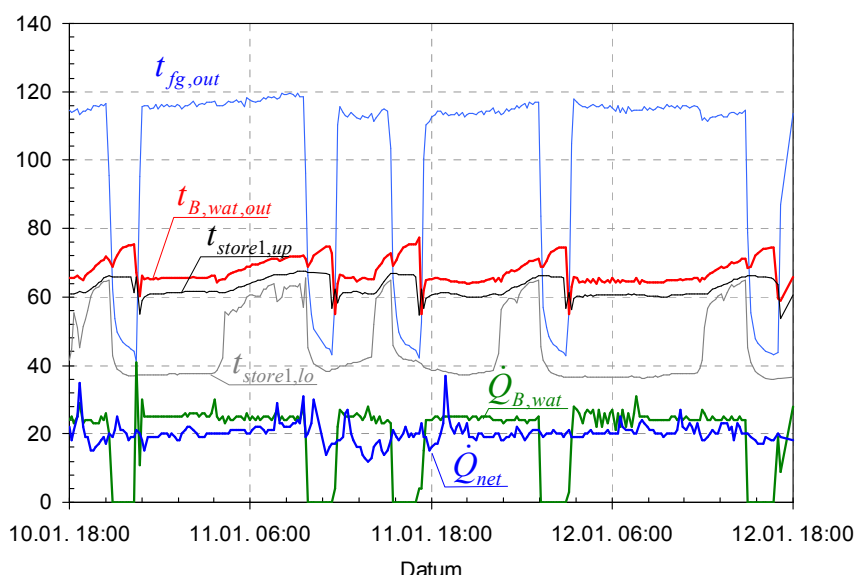


Abbildung 5.1: Kesselbetrieb über zwei Tage im Winter mit einer Heizlast von ca. 50% der Kesselnennleistung im System A des Feldmonitoring (siehe Abschnitt 0)

Der Umstand, dass der Kessel seine Leistung nicht reduzieren kann, bevor die Ausschalt-Temperatur erreicht wird, kann dadurch erklärt werden, dass der Kessel vom Abnahmekreis über den Pufferspeicher entkoppelt ist. Abbildung 5.2 zeigt schematisch die zeitliche Abfolge einer geschichteten Beladung des Pufferspeichers. Überschusswärme, die vom Kessel produziert wird, führt zu einem abwärts gerichteten Durchfluss im Speicher, da der

Massenstrom durch die Beladung höher ist als jener der Entladung ($a \rightarrow b$). Das zum Kessel zurückfließende Wasser hat bis zum Ende des Belade-Vorgangs (c), an dem der untere Speicherfühler die Ausschalt-Temperatur erreicht, eine annähernd konstante, niedrige Temperatur. Bis zu diesem Zeitpunkt hat der Kessel bzw. dessen Regelung keinerlei Rückmeldung über den Fortschritt des Belade-Vorgangs bzw. keine Information darüber, ob eine Reduktion der Kesselleistung sinnvoll wäre. Zusätzlich benötigen Pelletskessel meist eine minimale Rücklauftemperatur (meist 50 °C), die über eine Beimischung von warmem Vorlaufwasser gehalten wird. Aus diesem Grund wird auch ein Ansteigen der Rücklauftemperatur vom Speicher erst dann am Kessel wirksam, wenn diese über diesen Minimalwert steigt. Diese Erkenntnisse stimmen auch mit Beobachtungen, die bei Feldmessungen an kleinen Biomasse-Nahwärmenetzen von Bühler & Jenni (2009) und Gabathuler (2009) gemacht wurden, und mit Resultaten bei Tests von kombinierten Solar- und Pellet-Systemen von Haberl et al. (2009) überein.

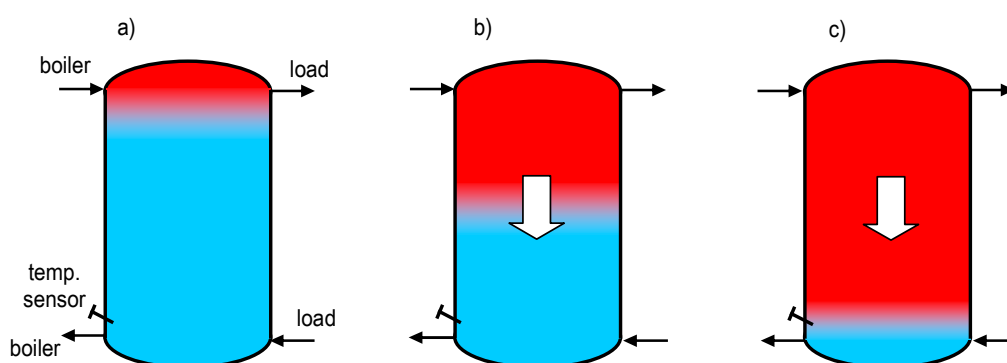


Abbildung 5.2: Wandern der warmen Wasserfront im Pufferspeicher von oben nach unten während der Beladung des Speichers durch den Kessel

Im Folgenden werden System-Simulationen präsentiert, deren Ziel es war, den Einfluss von verschiedenen Belade-Strategien auf die Anzahl der Kesselstarts und die energetische Effizienz eines Pellet-Solar-Systems zu ermitteln.

5.1.2 Systemsimulationen

5.1.2.1 Bewertungs-Kennzahlen

In den Tasks 26 und 32 des Solar Heating and Cooling Programme der Internationalen Energieagentur (IEA SHC) wurden drei Kennzahlen zum Vergleich der Performance von unterschiedlichen Solarunterstützten Heizungssystemen unter gleichen Randbedingungen und Lastsituationen definiert (Streicher et al. 2002; Jordan et al. 2003; Heimrath & Haller 2007).

Die **fractional thermal energy savings** $f_{sav,therm}$ entsprechen dem Prozentsatz an thermischer Energie vom konventionellen Wärmeerzeuger – in diesem Fall Holzpellets – der durch das Solarsystem eingespart werden kann. In dieser Kennzahl ist der elektrische Energieverbrauch

für den Betrieb der Anlage nicht inkludiert³. Die Reduktion des Brennstoffverbrauchs wird dabei auf ein Referenz-Heizungssystem (ref) bezogen, das den gleichen Brennstoff verwendet aber keine Solarwärme.

$$\text{Gl. 5.1} \quad f_{sav,therm} = 1 - \frac{\frac{Q_{fuel}^{NHV}}{\eta_{B,ref}^{NHV}}}{\frac{Q_{B,wat,ref}}{\eta_{B,ref}^{NHV}}}$$

Die **extended fractional energy savings** $f_{sav,ext}$ beinhalten auch den Stromverbrauch für den Betrieb des Systems sowohl für den Pelletkessel als auch die Solaranlage (W_{par}) und des Referenzsystems ($W_{par,ref}$). Wie im Task 32 wird nicht zwischen elektrischer Energie aus erneuerbaren und nicht erneuerbaren Quellen unterschieden. Die Effizienz der Stromerzeugung wird mit $\eta_{el} = 0,4$ angenommen. Dieser Wert wurde gewählt, um eine mittlere Effizienz der Stromerzeugung in Europa wiederzuspiegeln, und um zu berücksichtigen, dass Strom einen höheren thermodynamischen Wert (Exergie) und auch einen höheren Preis hat als Wärme.

$$\text{Gl. 5.2} \quad f_{sav,ext} = 1 - \frac{\frac{Q_{fuel}^{NHV}}{\eta_{B,ref}^{NHV}} + \frac{W_{par}}{\eta_{el}}}{\frac{Q_{B,wat,ref}}{\eta_{B,ref}^{NHV}} + \frac{W_{par,ref}}{\eta_{el}}}$$

In einer Simulation ist es möglich, höhere Einsparungen durch die Reduktion der Temperaturen im Kessel, Speicher etc. zu erzielen. Diese Maßnahmen können aber nur begrenzt getroffen werden, da es ab einer gewissen Temperaturreduktion zu Komforteinbußen, wie etwa einer zu geringen Warmwassertemperatur bei der Zapfung kommt. Aus diesem Grund wurde der **fractional solar savings indicator** f_{si} definiert. Diese Kennzahl beinhaltet Straf-Funktionen (pen) für die Reduktion des Komforts. Die Komfortkriterien sind dabei:

- Warmwassertemperatur immer über 45 °C
- Raumtemperatur immer über 19,5 °C

Eine detaillierte Beschreibung der Berechnung dieser Straffunktionen erfolgt in Heimrath & Haller (2007).

$$\text{Gl. 5.3} \quad f_{si} = 1 - \frac{\frac{Q_{fuel}^{NHV}}{\eta_{B,ref}^{NHV}} + \frac{W_{par}}{\eta_{el}} + Q_{pen} - Q_{pen,ref}}{\frac{Q_{B,wat,ref}}{\eta_{B,ref}^{NHV}} + \frac{W_{par,ref}}{\eta_{el}}}$$

Für die Berechnung der Bewertungs-Kennzahlen ist es notwendig, ein Referenz-Heizungssystem ohne Solaranlage zu definieren. Im IEA-SHC Task 32 wurde das für Systeme mit Öl und Gas als Wärmequellen gemacht, nicht aber für Systeme mit Pelletkessel. Die

³ Der Stromverbrauch für eine direkte elektrische Nachheizung oder für den Betrieb eines Kompressors einer Wärmepumpe würde sehr wohl berücksichtigt werden. Da diese Komponenten im betrachteten System nicht vorkommen, vereinfacht sich die Gleichung entsprechend.

Annahmen, die hier für das Referenzsystem mit Pelletkessel getroffen wurden, sind in Tabelle B.1 in Anhang B angeführt. Die Unterschiede zwischen diesem Referenz-System und jenen des IEA-SHC Task 32 betreffen den Kesselwirkungsgrad und den Strombedarf des Kesselkreises. Diese Werte wurden basierend auf Labormessungen und Modellberechnungen, die in Konersmann et al. (2007) präsentiert wurden, abgeschätzt.

Die *fractional thermal energy savings* ($f_{sav,therm}$) und die *extended fractional energy savings* ($f_{sav,ext}$) werden bei der Auswertung der Auswirkungen von Parameter-Variationen und unterschiedlichen System-Hydrauliken verwendet. Bei allen präsentierten Resultaten ist, sofern nicht explizit darauf hingewiesen wird, die Bedingung $f_{sav,ext} - f_{si} \leq 0,4 \%$ erfüllt. Zusätzlich ausgewiesene Kennzahlen sind der spezifische Kollektorertrag ($Q_{coll,spec}$) und die Anzahl der Brennerstarts des Kessels ($N_{Burn,start}$).

5.1.2.2 Simulationsumgebung und Randbedingungen

TRNSYS 16 (SEL, 2006) wurde für alle durchgeführten Simulationen verwendet. Das Last-Profil, die Klimadaten, das Gebäude sowie das Heizungssystem (Wärmeabgabesystem) wurden vom Referenzsystem des IEA-SHC Task 32, welches in Heimrath und Haller (2007) beschrieben ist, übernommen. Die Simulationen wurden mit einem Klimadatensatz von Zürich, Schweiz, und mit dem Gebäude SFH 60 mit einem Heizwärmebedarf von 60 kWh/m²a und einer beheizten Wohnfläche von 140 m² durchgeführt. Die wichtigsten Parameter dieses Systems sind in Tabelle 5.1 dargestellt.

Tabelle 5.1: Parameter des Referenz-Heizungssystems SFH60 für das Klima von Zürich

<i>Parameter</i>	<i>Value</i>	<i>Unit</i>
Heizwärmebedarf	8,48	MWh
Warmwasserbedarf	3,04	MWh
Heizlast bei der Normaußentemperatur -10 °C	4,6	kW
Heizungs-Vorlauftemperatur bei der Normaußentemperatur -10 °C	40	°C
Heizungs-Rücklauftemperatur bei der Normaußentemperatur -10 °C	35	°C
Heizkörperexponent	1,3	-

Für die Simulation des thermischen Energiespeichers wurde Type 340 (Drück, 2006) verwendet, Type 869 (Haller et al., 2010a) für die Simulation des Pelletkessels. Für die Regelung des Heizungskreises sowie die Beladung des oberen Speicherbereichs durch den Pelletkessel wurde Type 888 (Haller, 2010) eingesetzt. In diesem Modell wird die Solltemperatur für den Heizungskreis abhängig vom 24h-Mittelwert der Außentemperatur und den in Tabelle 5.1 angegebenen Parametern berechnet. Die Gesamtlast des Systems und der Referenz-Nutzungsgrad der Pellet-Verbrennung nach Tabelle B.1 führen zu einem Pelletverbrauch von ca. 3000 kg/a.

5.1.2.3 Simuliertes System

Das Hydraulikschema des simulierten kombinierten Solar- und Pellet-Heizungssystems ist in Abbildung 5.3 dargestellt. Die Simulationsparameter des Systems sind im Detail in Tabelle B.2 bis Tabelle B.4 im Anhang B angeführt.

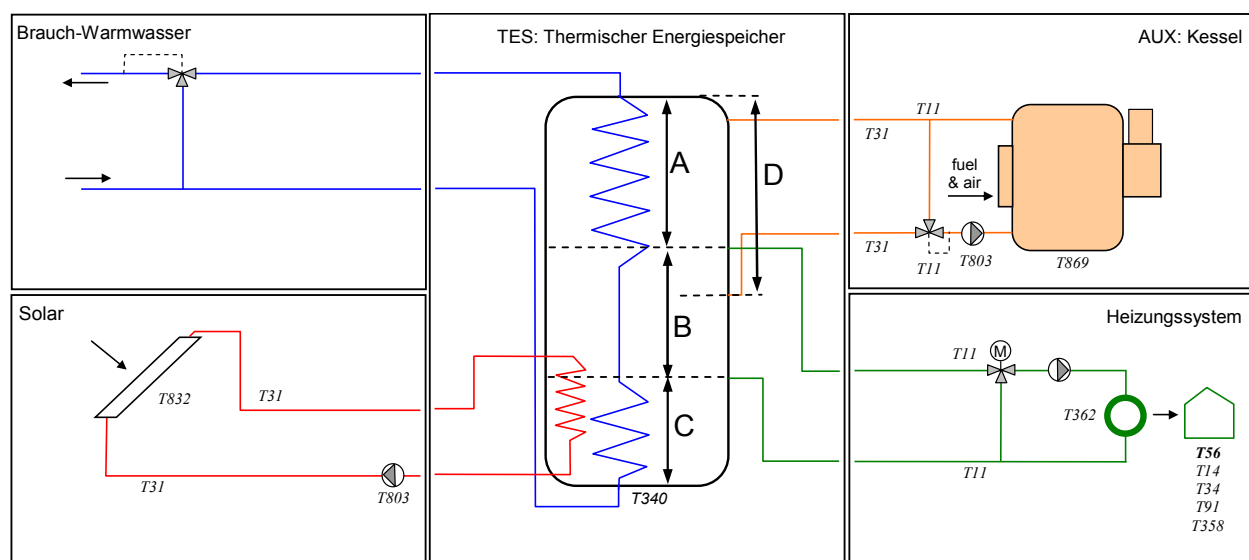


Abbildung 5.3: Hydraulikschema des simulierten Systems. Zonen im Energiespeicher: A) Warmwasser-Zone, B) Raumheizungszone, C) Warmwasser-Vorheiz-Zone, D) Bereitschaftsvolumen Kessel.

5.1.2.4 Regelungsstrategien für die Speicherbeladung durch den Kessel

Für die Beladung des Pufferspeichers durch den Kessel können unterschiedliche Regelungsstrategien angewendet werden (Abbildung 5.4). Einige dieser Strategien werden hier diskutiert und anhand der Simulationen C1-C7 bewertet.

Die Entscheidung, ob der Kessel eingeschaltet und der Speicher beladen werden soll, basiert auf zumindest einer Temperaturmessung im geschichteten Speicher. Bei einem solaren Kombisystem muss der obere Speicherbereich (siehe Abbildung 5.3, Zone A: Warmwasser-Zone) auf einer bestimmten Temperatur gehalten werden, z.B. 62 °C, um die Komfort- und Hygiene-Bedingungen für die Warmwasserbereitung zu erfüllen. Gleichzeitig muss der mittlere Teil des Speichers (siehe Abbildung 5.3, Zone B: Raumheizungs-Zone) auf einer Temperatur über dem erforderlichen Heizungs-Vorlauf gehalten werden. Diese Temperatur liegt für die heute dem Stand der Technik entsprechenden Niedertemperatur-Heizsysteme weit unter der Warmwassertemperatur. Sinkt eine der gemessenen Temperaturen im Speicher unter das erforderliche Level (t_{ON}), startet der Kessel die Verbrennung und die Kesselkreispumpe wird aktiviert. Sobald die jeweilige Temperatur wieder einen gewissen Wert erreicht hat (t_{OFF}), wird der Kessel ausgeschaltet und die Pumpe stoppt nach Ablauf einer gewissen Nachlaufzeit. Der schwierigste Teil dieser Prozedur liegt zwischen dem Ein- und Aus-Signal. Hier soll der Kessel entsprechend der aktuellen Abnahmeleistung die richtige Verbrennungsleistung finden und so für eine längere Zeit laufen. Es hat sich in mehreren Feld- und Labormessungen gezeigt, dass Pelletkessel, die ihre Leistung zwischen 30 und 100 % modulieren können sollten, oft konstant mit 100 % Verbrennungsleistung betrieben werden, wenn der Abnahmekreis vom Kessel über einen geschichteten Speicher entkoppelt ist (vgl. Abschnitt 2.4.7 und 5.1.1). Unter der Annahme, dass der Kessel seine Verbrennungsleistung so regelt, dass eine konstante Solltemperatur ($t_{B,set}$) der wasserseitigen Kessel-Austrittstemperatur ($t_{B,wat,out}$) erreicht wird, kann eine Senkung der Verbrennungsleistung erreicht werden durch:

- eine Reduktion des wasserseitigen Durchflusses durch den Kessel, oder
- eine Erhöhung der wasserseitigen Rücklauftemperatur zum Kessel

Die Reduktion des wasserseitigen Durchflusses durch den Einsatz einer drehzahlgeregelten Pumpe hat den Nachteil höherer Investitionskosten, aber gleichzeitig den Vorteil eines niedrigeren elektrischen Energieverbrauchs durch niedrigere Pumpendrehzahlen. Die Pumpendrehzahl muss dabei aktiv geregelt werden, z.B. basierend auf einer oder mehrerer Temperaturmessungen im Speicher.

Die Anhebung der Rücklauftemperatur kann aktiv durch eine Änderung des Sollwertes der Rücklaufanhebung oder passiv durch ein Ansteigen der Austritts-Temperatur vom Speicher zum Kessel erfolgen. Letztere Möglichkeit ist die einfachste, da kein Regelalgorithmus zusätzlich zur vorhandenen Regelung der Kessel-Austrittstemperatur benötigt wird.

Abbildung 5.4 zeigt eine Übersicht über verschiedene Strategien für die Beladung eines Speichers mit einem externen Pelletkessel. Grau hinterlegt sind jene Strategien, welche in diesem Abschnitt simuliert und ausgewertet wurden. Den Kessel über die ganze Heizperiode auf Temperatur zu halten kann in einem Heizsystem, in welchem der Wärmebedarf in der Heizperiode über mehrere Tage von der Solaranlage und dem Speicher alleine gedeckt werden kann, kann nicht empfohlen werden. Deshalb sollte die Freigabe des Kessels in solchen Systemen immer über die Messung von Temperaturen im oder am Speicher erfolgen.

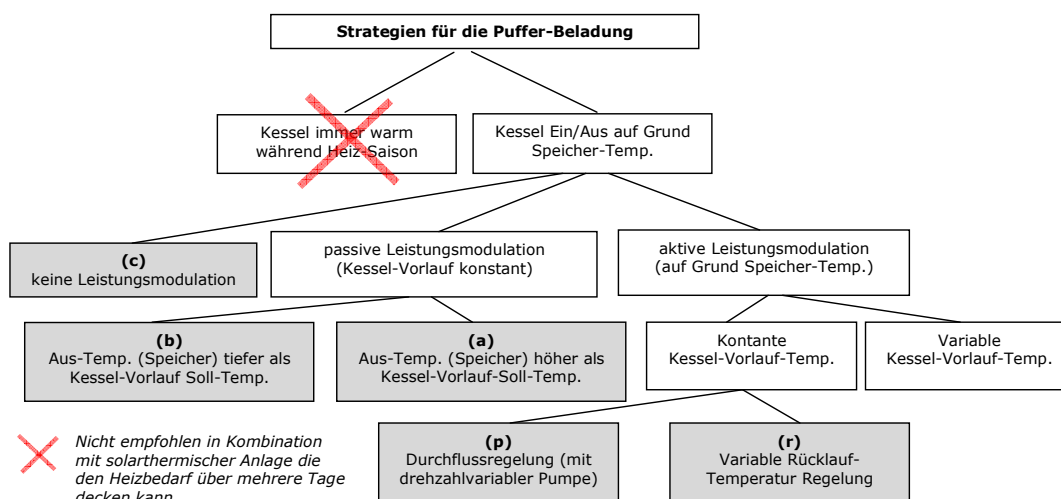


Abbildung 5.4: Regelstrategien für die Beladung eines Speichers durch einen externen Pelletkessel

Keine oder nur passive Leistungsmodulation

Wenn nur ein Temperaturfühler im Speicher für die Regelung der Beladung durch den Kessel verwendet werden soll, muss dieser Fühler niedrig genug platziert werden, um feststellen zu können, wenn die Raumheizungszone des Speichers entladen ist. Die Temperaturkriterien für die Nachheizung ($t_{store,ON}$ und $t_{store,OFF}$) müssen aber abhängig von den Temperaturerfordernissen für das Warmwasser gewählt werden. Folglich wird die Raumheizungszone auf einer höheren Temperatur gehalten als eigentlich erforderlich. Es ist wichtig, dass der Kessel nicht sofort ausschaltet, wenn seine Vorlauftemperatur ($t_{B,wat,out}$) den Sollwert ($t_{B,set}$) überschreitet, sondern erst wenn die gemessene Speichertemperatur (t_{store}) das Aus-Kriterium ($t_{store,OFF}$) überschreitet. Der Sollwert für den Regelalgorithmus ist hier nur die

Vorlauftemperatur $t_{B,set}$. Unterschiedliche Strategien für das AUS-Kriterium des Kessels ($t_{store,OFF}$) und die Soll-Vorlauftemperatur des Kessels ($t_{B,set}$) werden im Folgenden durch die Buchstaben a bis c unterschieden:

- Passive Leistungsmodulation mit dem Aus-Kriterium (Speicher) 1 K höher als der Kessel-Sollwert.
- Passive Leistungsmodulation mit dem Aus-Kriterium (Speicher) 1 K tiefer als der Kessel-Sollwert.
- Keine Leistungsmodulation (Kessel-Sollwert viel höher als Aus-Kriterium (Speicher)).

Die Auswirkungen dieser unterschiedlichen Regelstrategien sind in Abbildung 5.5 für einen exemplarischen Beladevorgang mit einer Ausgangstemperatur des Speichers von 45 °C dargestellt. Bei allen drei Varianten startet der Kessel mit einer reduzierten Verbrennungsleistung (1, Startphase), gefolgt von einer Phase mit maximaler Leistung (2), bei der die Kessel-Vorlauftemperatur ($t_{B,out}$) den Sollwert ($t_{B,set}$) noch nicht erreicht hat. Das Absinken der Speichertemperatur ($t_{S,out}$ und $t_{S,sensor}$) während dieser Phase ist eine Folge der gleichzeitigen Entnahme aus dem Speicher durch den Heizkreis (nicht gezeigt).

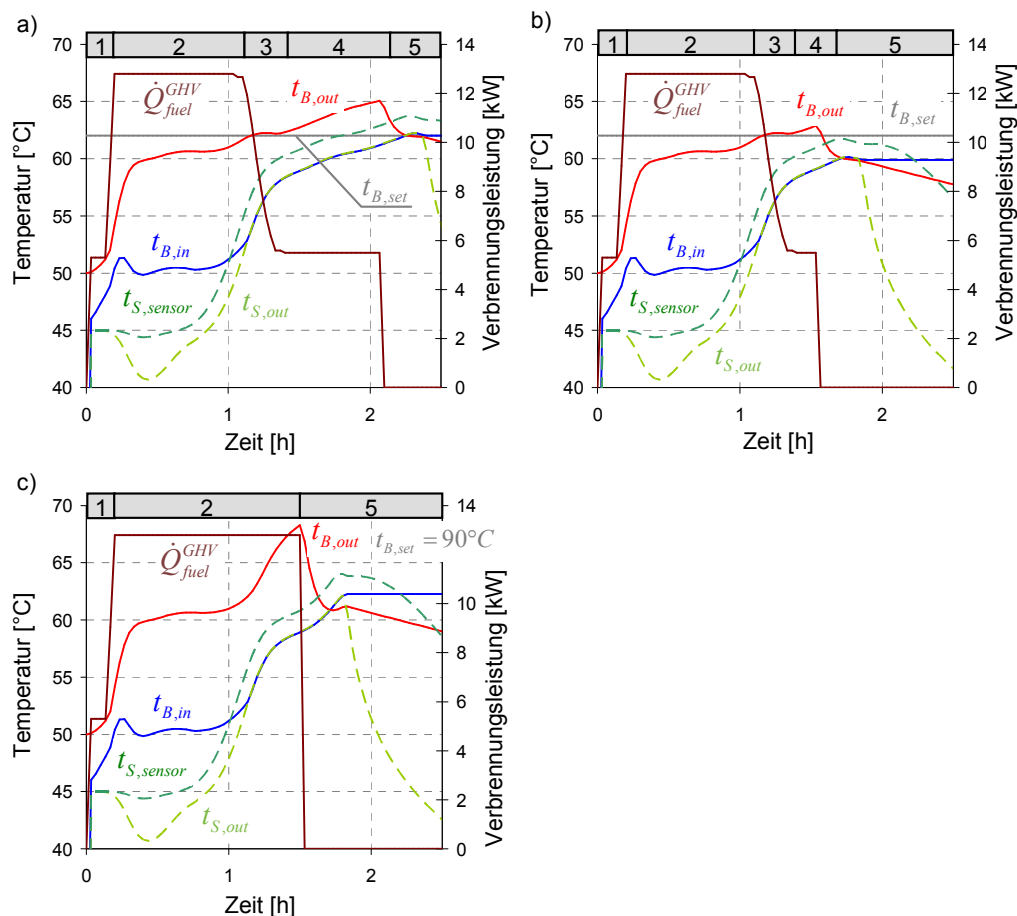


Abbildung 5.5: Simulierte Temperaturen und Verbrennungsleistung während einer Speicherbeladung für die drei beschriebenen Regelstrategien a, b und c

Die Kesseleintrittstemperatur ($t_{B,in}$) wird durch die Rücklaufanhebung auf ca. 50 °C gehalten. Bei den Regelstrategien a und b folgt eine Phase, in der die Rücklauftemperatur vom Speicher ($t_{S,out}$) über die minimale Rücklauftemperatur von 50 °C ansteigt, wodurch der Regler die Verbrennungsleistung nach unten korrigiert, um den Vorlauftemperatur-Sollwert von 62 °C halten zu können (3). Danach fährt der Kessel mit minimaler Leistung (4), wobei $t_{B,out}$ schon höher ist als $t_{B,set}$, die Speichertemperatur ($t_{S,sensor}$) aber das AUS-Kriterium ($t_{store,OFF}$) noch nicht erreicht hat. Da bei Regelstrategie b $t_{store,OFF}$ um 1 K niedriger ist als $t_{B,set}$, wird dieser Punkt um Einiges früher erreicht als bei Strategie a, bei der $t_{store,OFF}$ um 1 K höher ist als $t_{B,set}$.

Aktive Leistungsmodulation

Unter der Voraussetzung, dass der Kessel die Verbrennungsrate anpasst, um einen Temperatur-Sollwert am Kesselaustritt nicht zu überschreiten, kann eine Leistungsmodulation im wesentlichen erreicht werden durch die folgenden zwei Maßnahmen, welche durch die Bezeichnungen p (Pumpendrehzahl) und r (Rücklaufanhebung voneinander unterschieden werden:

- r) Erhöhung des Sollwertes für die Rücklaufanhebung;
- p) Reduktion der Pumpendrehzahl.

Die Verwendung einer drehzahlregulierbaren Pumpe hat den Vorteil, dass gleichzeitig eine Einsparung an elektrischer Energie erzielt wird bei kleineren Drehzahlen. Beide Regelstrategien (r und p) verwenden mindestens eine Temperaturmessung im Speicher als Prozessvariable für die Regelung.

Für alle Simulationen in diesem Abschnitt wird ein Sollwert für die minimale Rücklauftemperatur von 50 °C verwendet. Der Sollwert für die Kessel-Austrittstemperatur ist - sofern nicht anders angegeben - 62 °C. Um den vollen Modulationsbereich des Kessels ausnutzen zu können, werden der minimale und maximale Massenstrom wie folgt bestimmt:

$$\text{Gl. 5.4} \quad \dot{m}_{B,max} \approx \frac{\dot{Q}_{B,wat,out,max}}{c p_{wat} \cdot (t_{B,set} - t_{B,rt,set,min})}$$

$$\text{Gl. 5.5} \quad \dot{m}_{B,min} \approx \frac{\dot{Q}_{B,wat,out,max}}{\dot{Q}_{B,wat,out,min}} \cdot \dot{m}_{B,max}$$

Im Falle einer aktiven Leistungsmodulation durch Anhebung des Rücklauftemperatur-Sollwerts, ist das Verhältnis zwischen dem minimalen und maximalen Sollwert gleich:

$$\text{Gl. 5.6} \quad t_{B,set} - t_{B,rt,set,max} \approx \frac{\dot{Q}_{B,wat,out,min}}{\dot{Q}_{B,wat,out,max}} \cdot (t_{B,set} - t_{B,rt,set,min})$$

Wendet man diese Kriterien an, ergeben sich die in Tabelle B.5 im Anhang B dargestellten Werte für die Leistungsmodulation.

Um die unterschiedlichen Temperaturanforderungen für Warmwasser und Raumheizung zu berücksichtigen, wird in den mit C6 gekennzeichneten Simulationen je ein Sensor in der jeweiligen Zone des Speichers platziert und für die EIN- und AUS-Signale der jeweiligen Zone verwendet. Für die Raumheizung könnte theoretisch eine niedrigere Kessel-Vorlauftemperatur verwendet werden, als jene für die Warmwasser-Zone. Bei den meisten Kesseln muss aber eine Kondensation von Wasserdampf aus dem Rauchgas verhindert werden, wodurch diese ohnehin mit einer Mindestvorlauftemperatur betrieben werden müssen, die nahe an den Temperatur-Erfordernissen für die Warmwasser-Zone liegt. In diesem Fall kann der Anschluss für den Kesselvorlauf am Speicher ganz oben positioniert sein, und $t_{B,set}$ kann konstant auf dem Niveau, das für die Warmwasserbereitung benötigt wird, gehalten werden. Der einzige Vorteil der Verwendung von je einem Sensor pro Zone ist also, dass die EIN- und AUS-Signale und die Verbrennungsleistung separat pro Zone geregelt werden können. Einen Vorrang-Schaltung für Warmwasser wird aktiviert, sobald die Temperatur in der Warmwasser-Zone unter die EIN-Temperatur sinkt. Die mit C7 gekennzeichneten Regelstrategien sind analog den C6-Strategien, mit dem Unterschied, dass hier je die mittlere Temperatur der beiden Zonen gemessen wird.

Simulationsergebnisse und Diskussion

Abbildung 5.6 zeigt eine Zusammenfassung von Simulationsergebnissen zur Anzahl der Brennerstarts und der *fractional energy savings* für die untersuchten Regelstrategien zur Speicherbeladung durch den Kessel. Die dargestellten Regelstrategien C1 und C5 bis C7 unterscheiden sich zusammengefasst wie folgt:

- C1** es wird nur ein Speicherfühler verwendet für das EIN- und AUS Kriterium (mit Hysterese)
- C5** zwei Speicherfühler, Fühler für EIN tiefer im Speicher als Fühler für AUS
- C6** zwei Speicherfühler, einer für EIN und AUS sowie Leistungsmodulation bei der Beladung der Warmwasser-Zone, ein zweiter für dasselbe bei Beladung der Raumheizungs-Zone
- C7** Wie C6, jedoch Mittelwert-Temperaturfühler für den ganzen Bereich der jeweiligen Zone

Die Simulationen C1 bis C7 sind jeweils unterteilt in die Strategien a bis c oder p und r wie im vorherigen Abschnitt beschrieben. Die in den einzelnen Varianten verwendeten Annahmen und Simulationsparameter sind im Detail in Tabelle B.6 und Tabelle B.7 im Anhang B angeführt.

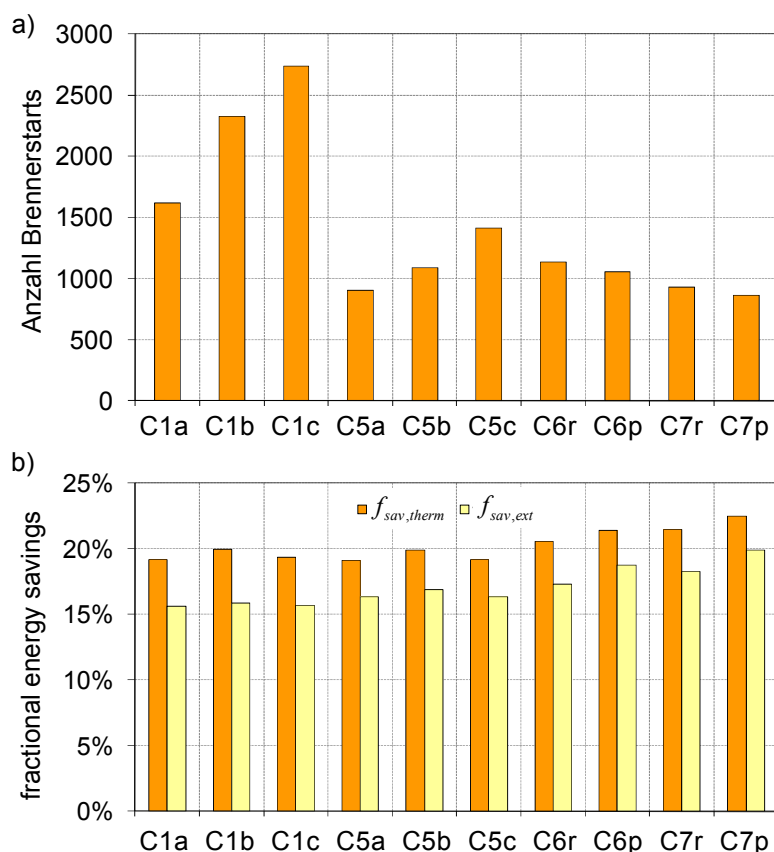


Abbildung 5.6: Simulationsergebnisse: a) Anzahl der Brennerstarts und b) fractional energy savings für die untersuchten Regelstrategien zur Speicherbeladung durch den Kessel

Die Ergebnisse zeigen, dass ein Kessel-Vorlauftemperatur-Sollwert, der tiefer ist als das AUS-Kriterium der Speichertemperaturmessung (Bezeichnung „a“), immer zu einer niedrigeren Anzahl an Brennerstarts führt (Abbildung 5.6a), aber auch zu einer niedrigeren Effizienz (Abbildung 5.6b), als ein Temperatur-Sollwert, der über dem AUS-Kriterium liegt

(Bezeichnung „b“). Dies stimmt auch mit Abbildung 5.5 überein, die zeigt, dass Regelstrategie a zu einer längeren Kessel-Laufzeit und zu höheren Temperaturen von Kessel und Speicher führt. Naturgemäß entsteht die höchste Anzahl an Brennerstarts bei jener Strategie, bei der der Sollwert für die Kesseltemperatur so hoch ist, dass der Kessel bis zum Erreichen des AUS-Kriteriums am Speicherfühler mit maximaler Verbrennungsleistung betrieben wird (Bezeichnung „c“).

Durch eine EIN/AUS-Regelung mit zwei Fühlern (C5 bis C7) wird eine signifikante Reduktion der Brennerstarts gegenüber der Variante mit nur einem Fühler (C1) erreicht. Die niedrigste Anzahl an Brennerstarts wird bei den Varianten mit zwei Speicherfühlern und aktiver Regelung der Leistungsmodulation (C6 & C7) erreicht. Das beste System ist jenes mit einem Mittelwert-Temperaturfühler in der Warmwasser-Zone und einem weiteren in der Raumheizungs-Zone sowie einer aktiven Regelung der Pumpendrehzahl (C7p). Bei dieser Variante wird nicht nur eine niedrige Anzahl an Brennerstarts erreicht, sondern auch die höchste Energieeinsparung. Dieses System profitiert nicht nur von einer optimalen Regelung der Verbrennungsleistungs-Modulation, sondern auch von geringeren Verlusten und Stromeinsparungen durch die drehzahlgeregelte Pumpe. Die Anzahl der Brennerstarts ist in Variante C7p um Faktor 3 tiefer als in Variante C1c.

5.1.2.5 Weitere System-Verbesserungen

Neben Verbesserungen beim Speicher bzw. bei dessen Beladung durch den Kessel kann auch der Kessel selbst durch folgende Maßnahmen verbessert werden:

- Eine Erweiterung des Modulationsbereichs von den gemessenen 43 – 100 % auf 30 – 100 %
- Verringerung der Wärmeverluste des Verbrennungsraums und des Wärmetauschers um 50 %, was immer noch nicht so gut isoliert ist wie ein dem Stand der Technik entsprechender Wärmespeicher mit der gleichen Oberfläche.
- Eine Reduktion des Luftüberschusses von 2,35 – 3,25 auf 1,8, unabhängig von der Modulationsstufe

Ein Nebeneffekt des erweiterten Modulationsbereichs ist, dass eine neue Regelstrategie als Ersatz für die Vorrangregelung auf Warmwasserbereitung gefunden werden musste. In den Simulationen im vorhergehenden Abschnitt, ist die Strategie, sobald das Kriterium für die Beladung der Warmwasser-Zone erreicht ist, den Warmwasser-Sollwert (t_{set}) im Speicher solange zu halten, bis der Sollwert mit niedrigster Modulationsstufe des Kessels überschritten wird. Dieser Warmwasser-Vorrang wird unabhängig von der Temperatur im Raumheizungs-Bereich gefahren. Der grundlegende Fehler dieser Strategie wird offensichtlich, wenn der Modulationsbereich des Kessels so weit nach unten geht, dass die kleinste Leistung nicht mehr ausreicht, um die Raumheizungs-Anforderungen über längere Zeit abdecken zu können. Wenn der Kessel dann auf kleinster Stufe im Warmwasser-Modus weiterläuft, kommt es zu einer Unterversorgung des Heizungssystems. Daher wurde eine neue Strategie für die Leistungsmodulation von 30 – 100 % mit zwei Mittelwert-Temperatursensoren entwickelt. Diese Strategie basiert wie in Gl. 5.7 bis Gl. 5.9 ersichtlich auf der Regelgröße $dT_{store,ctr}$.

$$\text{Gl. 5.7} \quad dT_{store,DHW} = t_{store,ms,DHW} - t_{store,set,DHW}$$

$$\text{Gl. 5.8} \quad dT_{store,SH} = t_{store,ms,SH} - t_{store,set,SH}$$

$$\text{Gl. 5.9} \quad dT_{store,ctr} = \text{MIN} \left[dT_{store,DHW}; dT_{store,SH} \right]$$

Die Regelgröße $dT_{store,ctr}$ ist positiv, wenn beide gemessenen Temperaturen über den jeweiligen Sollwert liegen, aber negativ, wenn eine der beiden unter den Sollwert sinkt. Der Sollwert für $dT_{store,ctr}$ ist Null, mit einem negativen Regelsinn auf die Drehzahl der Kesselpumpe. Das heißt, die Drehzahl wird verringert, wenn $dT_{store,ctr}$ steigt.

Tabelle 5.2 zeigt die Änderungen der Simulations-Parameter und die Simulations-Ergebnisse für die Systeme D bis G im Vergleich zu C7p aus dem vorherigen Abschnitt. Genaue Zahlenwerte der geänderten Parameter sind in Tabelle B.8 im Anhang B ersichtlich.

Tabelle 5.2: Parameter und Simulations-Ergebnisse für das verbesserte System

<i>Parameters</i>	<i>System D</i>	<i>System E</i>	<i>System F</i>	<i>System G</i>
Min. Verbrennungsleistung 30% anstatt 41%	X	X	X	X
Wärmeverluste vom Kessel an die Umgebung halbiert		X		X
Luftüberschuss (λ) von 2.35 - 3.25 auf konstant 1.8 reduziert			X	X
<i>Simulation results</i>				
$f_{sav,therm}$, thermal energy savings	22,5%	27,9%	24,7%	30,0%
$Q_{coll.spec}$, spez. Kollektorertrag	319	319	319	319
$N_{burn,start}$, Anzahl Brennerstarts	431	484	458	519

Tabelle 5.2 zeigt, dass durch die Erweiterung des Modulationsbereichs von 41 – 100 % (System C7p) auf 30 – 100 % (System D) die Anzahl der Brennerstarts bei diesem System mit einer Kessel-Nennleistung, die gegenüber der Heizlast des Gebäudes zweifach überdimensioniert ist, um den Faktor 2 reduziert werden kann. Die Ergebnisse zeigen auch, dass eine Verbesserung der Isolierung des Kessels (System E) mehr als 5 % jährliche Energieeinsparung bringen kann und eine Reduktion des Luftüberschusses (System F) mehr als 2 %. Werden alle Maßnahmen gemeinsam getroffen (System G), wird um 7,5 % mehr Energie eingespart und es treten um 40 % weniger Brennerstarts auf als beim System C7p.

5.2 Optimierungsrechnungen zu den Feldanlagen

Für die Anlagen A und B des im Projekt durchgeführten Feldmonitorings (vgl. Abschnitt 2) wurden Simulationen in der Simulationsumgebung TRNSYS durchgeführt. Dabei wurden die Anlagen jeweils in einem Anlagenmodell abgebildet, das entsprechend den bei den vermessenen Anlagen vorgefundenen Reglereinstellungen (siehe Tabelle C.1 im Anhang C) parametrisiert wurde. Die Simulationsergebnisse dieser parametrisierten Modelle wurden mit den Messdaten der jeweiligen Anlage verglichen, wobei eine gute Übereinstimmung erzielt wurde. Mit diesen - mit den Messdaten abgeglichenen - Modellen wurden unterschiedliche Optimierungsvarianten bzgl. der hydraulischen Verschaltung und Regelung untersucht und ausgewertet. Die Optimierung zielt dabei auf eine größtmögliche Brennstoffeinsparung sowie eine möglichst geringe Anzahl an Brennerstarts ab.

5.2.1 Bewertungs-Kennzahlen

Die hier definierten Kennzahlen dienen dazu, die unterschiedlichen Simulations-Varianten hinsichtlich des Erreichens der erwähnten Ziele bewerten und vergleichen zu können. Bei der Berechnung des jeweiligen Kennwertes können unterschiedliche Bilanzgrenzen verwendet werden, wobei diese in der vorliegenden Arbeit auf zwei eingegrenzt werden, welche in der nachstehenden Abbildung 5.7 dargestellt sind. Einerseits werden nur die beiden Pufferspeicher betrachtet und andererseits das Gesamtsystem. Betrachtet man nur die Speicher, so sind hier die Leitungsverluste des Solar- und Kesselkreises nicht enthalten, jene des Abnahmekreises (innerhalb des Heizraums) allerdings schon. Wird die Bilanzgrenze auf das Gesamtsystem ausgeweitet, werden zusätzlich zu den Verlusten des Abnahmekreises auch jene des Solar- und Kesselkreises mitberücksichtigt.

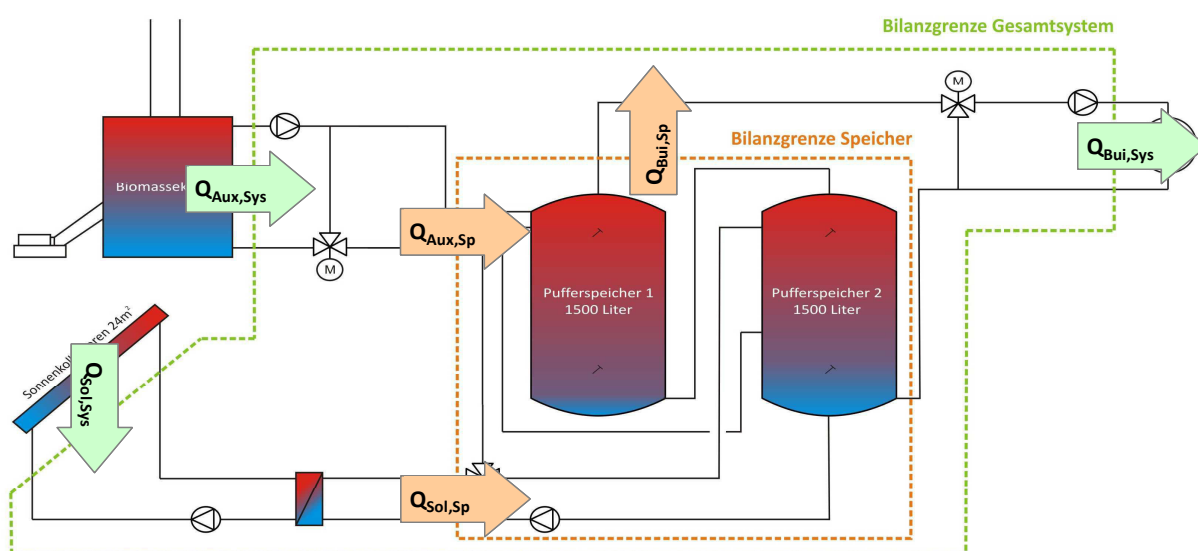


Abbildung 5.7: Übersicht der unterschiedlichen Bilanzgrenzen für die Berechnung der Kennzahlen

Solarer Deckungsgrad

In der Literatur sind diverse Definitionen für den solaren Deckungsgrad einer Anlage zu finden. Im Allgemeinen gibt der solare Deckungsgrad Auskunft über den solaren Anteil des Energiebedarfs in einem System. Es gilt, die geeignetsten Definitionen für die in dieser Arbeit folgenden Berechnungen zu bestimmen.

Um den Deckungsgrad berechnen zu können, müssen die Energiemengen für jenen Zeitraum bekannt sein, für welchen man diesen berechnen möchte. Üblicherweise ist dies ein Kalenderjahr und man spricht vom Jahresdeckungsgrad. In vielen Fällen wird der solare Deckungsgrad als Anteil an der gesamten Energiemenge, welche vom Kollektorkreis und der Zusatzheizung in den Speicher geliefert wird, definiert (Heimrath, 2004).

$$\text{Gl. 5.10} \quad SD_1 = \frac{Q_{Sol,Sp}}{Q_{Aux,Sp} + Q_{Sol,Sp}}$$

SD_1 Solarer Deckungsgrad (Bilanzgrenze Speicher)

$Q_{Sol,Sp}$ Solarenergie in System in kWh

$Q_{Aux,Sp}$ Zusatzenergie in System in kWh

Bei dieser Definition werden alle auftretenden Verluste anteilmäßig der Solaranlage bzw. der Zusatzheizung angerechnet. In diesem Fall wird als Systemgrenze der Speicher herangezogen. Werden die Leitungsverluste der Solaranlage und jene der Zusatzheizung mit berücksichtigt, erhält man folgende Definition des solaren Deckungsgrades:

$$\text{Gl. 5.11} \quad SD_2 = \frac{Q_{Sol,Sys}}{Q_{Aux,Sys} + Q_{Sol,Sys}}$$

SD_2 Solarer Deckungsgrad (Bilanzgrenze Gesamtsystem)

$Q_{Sol,Sys}$ Solarenergie in System in kWh

$Q_{Aux,Sys}$ Zusatzenergie in System in kWh

Der Unterschied zur vorigen Definition besteht darin, dass in diesem Fall alle Energiemengen betrachtet werden, welche einen Input für das Gesamtsystem darstellen. In den folgenden Definitionen wird der Index 1 für die Bilanzgrenze Speicher verwendet und der Index 2 für die Bilanzgrenze Gesamtsystem.

Eine weitere gebräuchliche Definition Gl. 5.12 und Gl. 5.13 zu entnehmen.

$$\text{Gl. 5.12} \quad SD'_1 = 1 - \frac{Q_{Aux,Sp}}{Q_{Bui,Sp}}$$

$$\text{Gl. 5.13} \quad SD'_2 = 1 - \frac{Q_{Aux,Sys}}{Q_{Bui,Sys}}$$

$Q_{Bui,Sp}$ Nutzenergie aus Speicher in kWh

$Q_{Bui, Sys}$ Nutzenergie aus dem System in kWh

Hier werden alle Verluste der Solaranlage angerechnet. Sollte der Speicher mehr Energie verlieren als durch die Solaranlage eingebracht wird, kann es somit auch zu negativen Deckungsgraden kommen. Diese Definition ist gerechtfertigt, wenn durch die Solaranlage der Speicher notwendig geworden ist und das Heizungssystem einen hohen Wirkungsgrad besitzt.

Bei der Definition nach Gl. 5.14 und Gl. 5.15 wird für die Berechnung des solaren Deckungsgrades lediglich die Energiemenge vom Kollektorkreis als Verhältnis zur Nutzenergie angegeben. In diesem Fall werden alle Speicherverluste dem Zusatzheizungssystem angerechnet, wodurch ein Wert von größer als Eins erreicht werden kann. Diese Definition findet in der Praxis kaum Verwendung.

$$\text{Gl. 5.14} \quad SD''_1 = \frac{Q_{Sol, Sp}}{Q_{Bui, Sp}}$$

$$\text{Gl. 5.15} \quad SD''_2 = \frac{Q_{Sol, Sys}}{Q_{Bui, Sys}}$$

Spezifischer Ertrag einer Solaranlage

Der spezifische Solarertrag ist eine weitere bedeutende Kenngröße zur Beurteilung von thermischen Solaranlagen. Dieser beschreibt jene Energiemenge, welche von einem Quadratmeter Kollektorfläche dem Energiespeicher zugeführt wird (Brandstetter, 2009). Bei dieser Kenngröße ist darauf zu achten, auf welche Fläche (Absorber-, Apertur- oder Bruttofläche) der spezifische Ertrag bezogen wird.

$$\text{Gl. 5.16} \quad SE = \frac{Q_{Sol, Sp}}{A_{Koll}}$$

SE spezifischer Solarertrag in kWh/m²

A_{Koll} Kollektorfläche in m²

Diese Kenngröße ist eine der entscheidendsten Bewertungsgrößen zur Angabe der Leistungsfähigkeit von thermischen Solaranlagen. Für die richtige Interpretation müssen korrekte Informationen über die Dimensionierung (solarer Deckungsanteil) sowie der Systemverluste (Speicher- bzw. Wärmeverteilungsverluste) der Anlage vorliegen. In diesem Kapitel wurde für die Berechnung die Aperturfläche des Kollektors herangezogen, während in Abschnitt 2.4 die Brutto-Kollektorfläche verwendet wurde. Dies führt zu etwas höheren Werten im Vergleich zu Abschnitt 2.4.

Systemnutzungsgrad der Solaranlage

Durch den Systemnutzungsgrad wird der Solarertrag in den Speicher im Verhältnis zur eingestrahlten Energie auf die Kollektorfläche angeführt. Diese Kenngröße gibt somit Auskunft über die Effizienz der Nutzung der eingestrahlten Energie auf den Kollektor. Die Dimensionierung sowie die Qualität des Solarsystems (thermische und optische Verluste des Kollektors, Rohrleitungsverluste,...) haben einen wesentlichen Einfluss auf den Systemnutzungsgrad. Der Nutzungsgrad verhält sich umgekehrt zum Deckungsgrad, d.h. wenn

einerseits ein hoher Deckungsgrad erreicht wird, ist andererseits der Nutzungsgrad tendenziell gering. Nach Remmers et al. (2001) und Heimrath et al. (2002) wird der Systemnutzungsgrad einer Solaranlage wie folgt definiert:

$$\text{Gl. 5.17} \quad SN = \frac{Q_{Sol,Sp}}{Q_{Sol,A-Koll}}$$

SN Systemnutzungsgrad der Solaranlage

$Q_{Sol,A-Koll}$ eingestrahlte Energie auf Kollektorfläche in kWh

Nutzungsgrad des Biomassekessels

Der Nutzungsgrad gibt an, wie viel der gespeicherten Energie im Brennstoff tatsächlich dem System zugeführt werden kann. Wesentlich beim Nutzungsgrad ist, dass es sich hierbei nicht um einen optimalen Betriebspunkt handelt sondern um eine bestimmte Zeitperiode, welche für die Ermittlung herangezogen wird. Ein üblicher Betrachtungszeitraum ist ein Kalenderjahr, wobei hier vom Jahres-Nutzungsgrad gesprochen wird. Es werden sämtliche Abstrahlverluste des Kessels, Abgasverluste und Verluste durch unvollständige Verbrennung berücksichtigt.

$$\text{Gl. 5.18} \quad \eta_{Aux} = Q_{Brenn} - Q_{Aux,Verl,Str} - Q_{Aux,Verl,Abg} - Q_{Aux,Verl,Verb}$$

η_{Aux} Jahresnutzungsgrad Biomassekessel

Q_{Brenn} Brennstoffeinsatz bezogen auf den unteren Heizwert in kWh

$Q_{Aux,Verl,Str}$ Abstrahlverluste des Kessels in kWh

$Q_{Aux,Verl,Abg}$ Abgasverluste des Kessels in kWh

$Q_{Aux,Verl,Verb}$ Verluste durch unvollständige Verbrennung in kWh

Eine Ermittlung des Nutzungsgrades nach Gl. 5.18 ist relativ aufwändig, da sämtliche Einzelverluste bekannt sein müssen. Ist die an das System abgegebene Wärmemenge $Q_{aux,sys}$ bekannt, ist eine Bestimmung nach Gl. 5.19 einfacher.

$$\text{Gl. 5.19} \quad \eta_{Aux} = \frac{Q_{Aux,Sys}}{Q_{Brenn}}$$

5.2.2 Ermittlung von Systemgrößen aus den Messergebnissen

Als erstes wurde der Abnahmekreis für Warmwasser und Heizung dem Anlagenaufbau entsprechend in die Simulation integriert. Diese Wärmesenke wurde auch in den folgenden Optimierungsrechnungen immer gleich (basierend auf den Messdaten) beibehalten, und nur die Regelung bzw. die Hydraulik der Wärmequellen verändert.

Anpassung der Parameter für den Abnahmekreis:

Im Abnahmekreis wurde entsprechend der bestehenden Anlage (vgl. Abbildung 5.7), eine Beimischschaltung implementiert. Der aktuelle Massenstrom auf der Abnahmeseite wird in der

Simulation nach Gl. 5.20 in jedem Zeitschritt über die gemessene Vor- und Rücklauftemperatur sowie die gemessene Abnahmeleistung, die über ein Lastfile eingelesen werden, berechnet. Durch dieses Vorgehen stellen sich die entsprechenden Massenströme im speicherseitigen Teil der Beimischschaltung selbstständig je nach Ventilstellung ein. Die Soll-Vorlauftemperatur für das Mischventil wird ebenfalls aus dem Lastfile eingelesen. Sollte dieser Sollwert in einzelnen Zeitschritten nicht erreicht werden, wird dies als Differenz zwischen der gemessenen und simulierten Abnahmeleistung sichtbar.

Gl. 5.20

$$\dot{m}_{Bui} = \frac{\dot{Q}_{Bui,Ms}}{c_{p,Wat} \cdot (T_{VL,Bui,Ms} - T_{RL,Bui,Ms})}$$

$\dot{Q}_{Bui,Ms}$	gemessene Wärmeleistung des Abnahmekreises
$T_{VL,Bui,Ms}$	gemessene Vorlauftemperatur im Abnahmekreis
$T_{RL,Bui,Ms}$	gemessene Rücklauftemperatur im Abnahmekreis
$\dot{m}_{Bui,Ms}$	Massenstrom im Abnahmekreis

Anpassung der Parameter für den Solarkreis:

Bei der Anpassung des Solarkreises ist es notwendig, sowohl den Massenstrom für die Primärseite der Solaranlage als auch den Wärmeübertragungswert für den Wärmetauscher zu ermitteln. Aufgrund der vorhandenen Messdaten auf der Sekundärseite, wie Vor- und Rücklauftemperatur und Momentanleistung, können die entsprechenden Werte für die Primärseite ermittelt werden.

Auf der Primärseite des Solarkreises ist in den Feldanlagen kein Wärmemengenzähler und keine Durchflussmessung implementiert, weshalb der Massenstrom für diese Seite auf Grund der gemessenen Temperaturen und der Wärmemengenzählung auf der Sekundärseite ermittelt wurde. Hierfür wurden Messperioden herangezogen, in welchen ein quasistationärer Zustand herrscht und eine Temperaturdifferenz von zumindest 15 K zwischen Vor- und Rücklauf im Primärkreis vorliegt. Diese Differenz ist infolge der eingebauten Messtechnik notwendig, damit die Messungenauigkeiten der Temperatursensoren einen möglichst geringen Einfluss auf die Ergebnisse haben.

Nimmt man an, dass der Wärmetauscher ideal gedämmt ist, wird die gesamte Leistung von der Primär- auf die Sekundärseite übertragen. Nach Gl. 5.21 kann dann der gesuchte primärseitige Kapazitätsstrom (Produkt aus Massenstrom und spez. Wärmekapazität) ermittelt werden.

Gl. 5.21

$$\dot{m}_{Sol,pri} \cdot c_{p,Glye} = \frac{\dot{Q}_{Sol,sek,Ms}}{(T_{VL,Sol,pri,Ms} - T_{RL,Sol,pri,Ms})}$$

Weiters ist es erforderlich, den Wärmeübertragungswert UA [W/K] des Wärmetauschers zu bestimmen. Für die Ermittlung werden wieder die zuvor gewählten quasistationären Zustände herangezogen. Mit den nachstehenden Gleichungen erfolgt die Ermittlung des UA-Werts des Gegenstrom-Wärmetauschers sowie die Bestimmung der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz $\Delta T_{ln,hx}$.

$$\text{Gl. 5.22} \quad U \cdot A = \frac{\dot{Q}_{\text{Sol},\text{Sek}}}{\Delta T_{\text{ln},\text{hx}}}$$

$$\text{Gl. 5.23} \quad \Delta T_{\text{ln},\text{hx}} = \frac{\Delta T_{\text{VL},\text{Sol}} - \Delta T_{\text{RL},\text{Sol}}}{\ln \left(\frac{\Delta T_{\text{VL},\text{Sol}}}{\Delta T_{\text{RL},\text{Sol}}} \right)}$$

$\Delta T_{\text{VL},\text{Sol}}$ Temperaturdifferenz zwischen Vorlauftemperatur Solar primär und sekundär in K

$\Delta T_{\text{RL},\text{Sol}}$ Temperaturdifferenz zwischen Rücklauftemperatur Solar primär und sekundär in K

Anpassung der Parameter für den Kesselkreis:

Die entsprechenden Parameter für das verwendete Kesselmodell Type 869 (Haller et al., 2010a) sind durch Messungen am Laborprüfstand an baugleichen Kesseln ermittelt worden (vgl. Abschnitt 3). Durch diese Maßnahmen sollen der Brennstoffverbrauch, die Anzahl der Taktvorgänge des Kessels und die Temperaturen im Kesselkreis korrekt abgebildet werden. Sowohl für die Regelung der Pumpe als auch für den Kessel wird ein Zweipunktregler verwendet. In den Kesselkreis sind eine Rücklaufanhebung und eine Kesselkreispumpe eingebaut. Letztere wird mit einer Nachlaufzeit von 300 s nach dem Ausschalten des Brenners betrieben. Die Parameter für die Regelung des Kesselkreises wurden entsprechend den bei den Anlagen vorgefundenen Einstellungen übernommen (vgl. Tabelle C.1 im Anhang C).

5.2.3 Anlage A

5.2.3.1 Vergleich zwischen Messung und Simulation

In Tabelle C.2 und Tabelle C.3 in Anhang C sind die wichtigsten Parameter und Inputs für die jeweiligen Systemkomponenten der Anlage A angeführt.

Erst nach all den durchgeführten Maßnahmen wie Abgleich des Abnahme-, Kessel- und Solarkreises sowie der Berücksichtigung der standortbedingten Horizontverschattung der Solaranlage ist es möglich, objektive Aussagen über die Qualität des Simulationsmodells zu treffen. Abbildung 5.8 zeigt einen Vergleich der simulierten und gemessenen kumulierten Wärmemengen im Kessel-, Solar- und Abnahmekreis.

Der Verlauf des solaren Ertrages aus der Simulation ist nahezu identisch mit jenem aus der Messung. Vergleicht man die kumulierten solar eingebrachten Wärmemengen am Ende der Zeitperiode von einem Kalenderjahr, ist eine Abweichung von rund 0,3 % zwischen Simulation und Messung festzustellen, welche unter Berücksichtigung der Ungenauigkeiten der eingebauten Messtechnik einen sehr akzeptablen Wert darstellt.

Die Energiemenge im Kesselkreis weist allerdings eine deutlich höhere Abweichung von 2,5 % auf. Durch das beim Kesselmodell verwendete Einknotenmodell bzw. den dafür eingesetzten Berechnungsalgorithmus wird der Anstieg der Kesselvorlauftemperatur beim Wiederaufheizen des Kessels im Vergleich zur Realität etwas verzögert. Diese Verzögerung pflanzt sich bis zu den Speichertemperaturen fort, wodurch auch im Pufferspeicher etwas niedrigere Temperaturen auftreten.

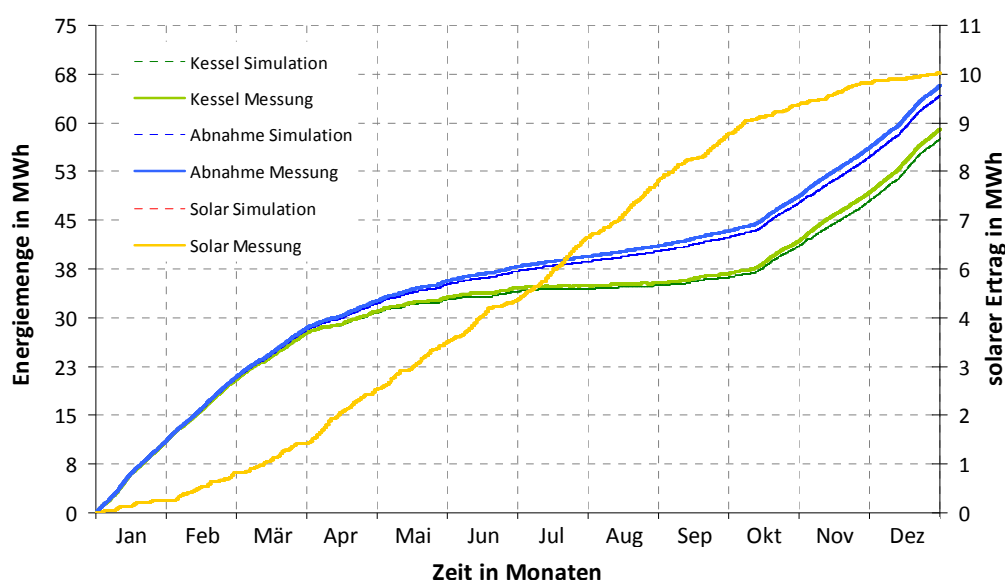


Abbildung 5.8: Vergleich der simulierten Energiemengen mit jenen aus der Messung für Anlage A

Da die Vorlauftemperaturen des Mikro-Wärmenetzes in der Simulation nicht höher sein können als die simulierten Speichertemperaturen, der Volumenstrom der Wärmeabnahme jedoch aus den Messwerten berechnet wird, führen kurzzeitig tiefere Speichertemperaturen in der Simulation zu einem geringeren Energieeintrag ins Netz. Simulierte Speichertemperaturen,

welche kurzzeitig höher sind als die gemessenen haben jedoch keinen höheren Energieeintrag ins Netz zur Folge, da sie in der Simulation vom Vorlauf-Mischventil auf die gemessene Vorlauftemperatur hinuntergemischt werden. Die in der Simulation um ca. 1520 kWh tiefere Energiemenge der Abnahme ist naturgemäß fast deckungsgleich mit der um 1490 kWh tieferen Wärmemenge welche vom Kesselkreis geliefert wird.

Vor diesem Hintergrund und unter Berücksichtigung der Ungenauigkeit der Messgeräte (ca. 3 % der gemessenen Energiemenge) sind die Abweichungen im Abnahmekreis von ca. 2,3 % akzeptabel.

Die geplanten Optimierungsrechnungen werden daher aufbauend auf diesem Systemmodell durchgeführt, bzw. werden die einzelnen Optimierungsvarianten mit den Ergebnissen dieses Referenzsystems verglichen. In der Abbildung 5.9 ist das Energieflussbild des Referenzsystems in einem Sankey-Diagramm abgebildet. Es dient dazu, die wesentlichen Energieflüsse des Systems zu verdeutlichen und aufzuzeigen, wo die größten Verluste bzw. Optimierungspotentiale liegen.

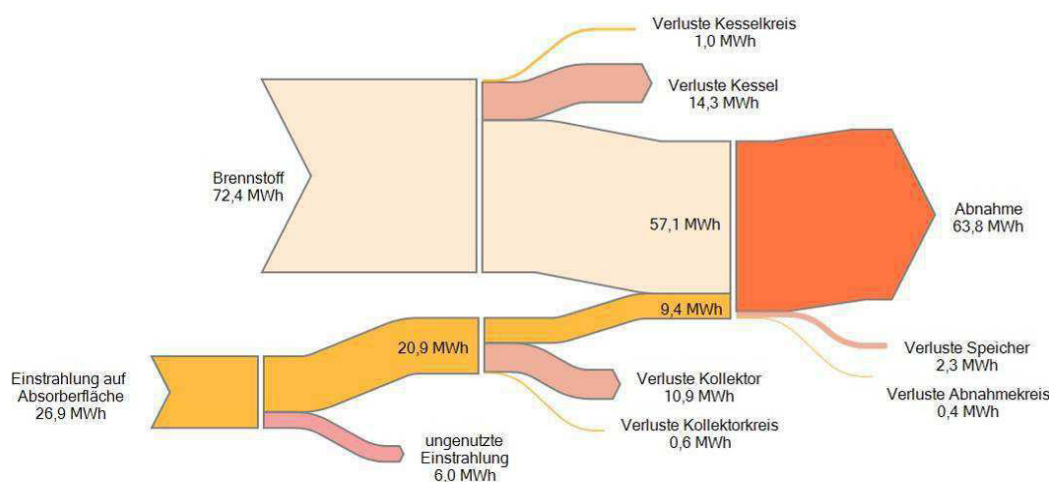


Abbildung 5.9: Energieflüsse des Referenzsystems aus der Simulation im simulierten Kalenderjahr für Anlage A

Energieinputs in das System sind einerseits die Einstrahlung auf die Kollektorfläche (26,9 MWh) und andererseits der Brennstoffeinsatz für den Heizkessel (72,4 MWh). Betrachtet man den Kollektorkreis, wird ein Teil der Solarstrahlung nicht genutzt (6,0 MWh), da hier dieser nicht in Betrieb ist. Von jener Wärmemenge, welche genutzt werden kann (20,9 MWh), müssen wiederum die Verluste des Kollektors (10,9 MWh) sowie der Rohrleitung bis zum Speicher (0,6 MWh) abgezogen werden. Der Energieinput in den Speicher ergibt 9,4 MWh und beträgt somit etwa 36 % der solaren Einstrahlung, welche über das Jahr auf die Kollektorfläche trifft.

Im Kesselkreis entstehen Verluste durch den Kessel selbst (14,3 MWh) und durch die Rohrleitungen bis hin zum Speicher (1,0 MWh). Der Energieinput in den Speicher beträgt somit 57,1 MWh. Dies entspricht einem Kesselnutzungsgrad von ca. 80 %.

Für den Abnahmekreis bedeutet dies, dass nach den vorhandenen Speicherverlusten (2,3 MWh) und jenen in den Verteilungen im Heizraum (0,4 MWh) etwa 63,8 MWh in das Verteilnetz zur Nutzung eingebracht werden. Dies entspricht rund 67 % des gesamten Energieinputs.

Die Energiebilanzen in den einzelnen Monaten sind in Abbildung 5.10 dargestellt. Der Eintrag an solarer Energie in den Wintermonaten (Oktober – März) leistet nur einen sehr geringen Anteil am Gesamtenergieinput. Weiters findet in diesen Monaten durch die Solaranlage nahezu kein Energieinput in den dauerwarmen Pufferspeicher 1 statt, die solaren Deckungsgrade betragen hier maximal 8 %. Der geringe Solarertrag wird fast ausschließlich in den Pufferspeicher 2 eingebracht, welcher nur der Solaranlage zur Verfügung steht.

In den Sommermonaten nimmt die Energiebereitstellung des Kessels deutlich ab, was einerseits auf den sinkenden Bedarf, andererseits aber auch auf den höheren Ertrag der Solaranlage zurückzuführen ist. In diesem Fall beschickt die Solaranlage beinahe ausschließlich den Pufferspeicher 2, nur ein geringer Anteil wird in Pufferspeicher 1 eingeschichtet.

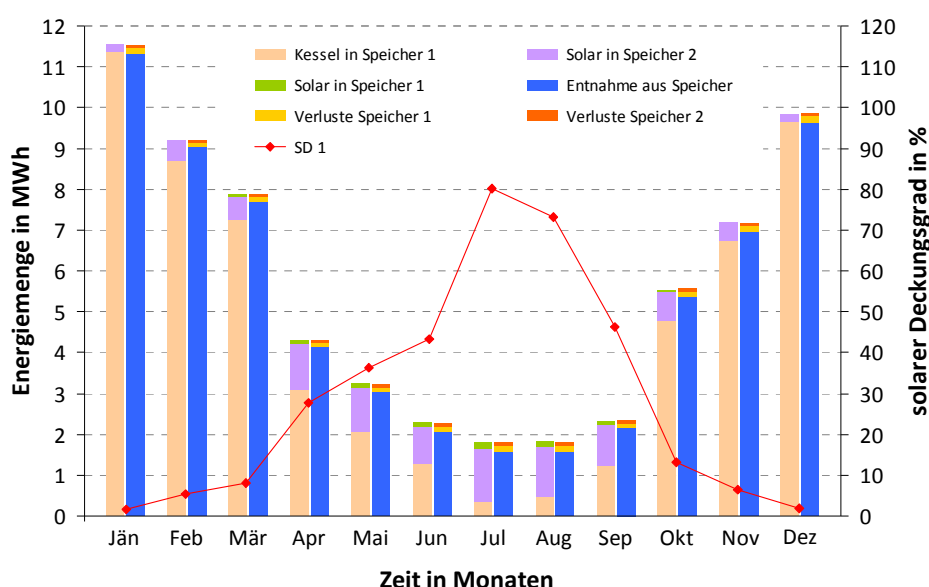


Abbildung 5.10: Monatliche simulierte Energiebilanz der Referenzanlage mit den beiden Pufferspeichern als fiktive Systemgrenze und der dazugehörige solare Deckungsgrad für Anlage A

5.2.3.2 Optimierungsvarianten Anlage A

Im Folgenden werden die einzelnen Optimierungsvarianten, die für die Anlage A über Simulationen untersucht wurden, erläutert.

Optimierungsvariante 1

Bei dieser Variante wird der Kapazitätsstrom (Produkt aus Massenstrom und spez. Wärmekapazität) auf der Primärseite des Solar-WT so adaptiert, sodass dieser gleich groß ist wie jener auf der Sekundärseite. Aus den Messdaten war ersichtlich, dass dies bei der vermessenen Anlage nicht der Fall war.

Optimierungsvariante 2

Hier wird die Übertragungsfläche des Solar-Wärmetauschers bzw. der UA-Wert vergrößert, wodurch sich die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz verringert. Es ergibt sich so ein UA-Wert von 2695 W/K. Vergleicht man diesen Wert mit jenem aus dem Referenzsystem (1390 W/K) liegt eine Vergrößerung der WT-Fläche von rund 90 % vor.

Optimierungsvariante 3

In dieser Variante wird das Volumen der beiden Pufferspeicher vergrößert, um zu untersuchen, ob sich dadurch ein höherer Solarertrag ergibt bzw. die Anzahl der Brennerstarts reduziert werden kann. Hierfür wird das Puffervolumen auf 2000 l bzw. 2500 l erhöht und eine Isolierstärke der Speicher von 15 cm angenommen. Dadurch ergeben sich, wenn man Speicher mit dem entsprechenden Volumen vom gleichen Hersteller wie dem ursprünglichen Speicher annimmt (Daten aus dem Datenblatt), unterschiedliche Ein- und Auslasshöhen der Anschlüsse für Kessel-, Solar- und Abnahmekreis sowie neue Höhen der Speicher, welche in der folgenden Tabelle 5.3 angegeben sind. Die entsprechenden Parameter für die Referenzanlage sind Tabelle C.3 zu entnehmen.

Tabelle 5.3: Änderungen der Parameter der Anlage A für die Optimierungsvariante 3

	hydr. Kreis	Parameter	Einheit	Opt. 3a Wert	Opt. 3b Wert
Speicher	Allgemein	Speichervolumen	m ³	2.00	2.50
		Speicherhöhe	m	2.20	2.40
		UA- Wert Mantelfläche	W/K	5.03	5.70
		UA- Wert Ober-/ Unterseite	W/K	0.89	0.96
		rel. Höhe Messfühler oben	-	0.85	0.85
		rel. Höhe Messfühler unten	-	0.15	0.15
Speicher 1	Kesselkreis	rel. Einlasshöhe	-	0.90	0.90
		rel. Auslasshöhe	-	0.15	0.15
	Solarkreis	rel. Einlasshöhe	-	0.65	0.65
		rel. Auslasshöhe	-	0.10	0.10
Speicher 2	Solarkreis	rel. Einlasshöhe	-	0.95	0.90
		rel. Auslasshöhe	-	0.15	0.05
	Abnahmekreis	rel. Einlasshöhe	-	0.15	0.15
		rel. Auslasshöhe	-	0.95	0.95

Optimierungsvariante 4

Durch eine stärkere Isolierung der Pufferspeicher, werden die Speicherverluste verringert, wodurch der Systemnutzungsgrad erhöht wird. In diesen Varianten wird die Isolierung der von 15 cm auf 20 bzw. 25 cm erhöht. Da im verwendeten Speichermodell keine Isolierstärke angegeben werden kann, wird diese über den UA-Wert ausgedrückt. Mit Hilfe der nachstehenden Gl. 5.24 werden abhängig von der Isolierstärken die UA-Werte der Mantelfläche des Speichers ermittelt.

Gl. 5.24

$$UA_{Mantel} = \frac{2 \cdot \pi \cdot h_{Sp}}{\frac{1}{\alpha_{Sp,innen} \cdot \frac{d_{Sp,innen}}{2}} + \frac{1}{\lambda} \cdot \ln\left(\frac{d_{Sp,au\beta en}}{d_{Sp,innen}}\right) + \frac{1}{\alpha_{Sp,au\beta en} \cdot \frac{d_{Sp,au\beta en}}{2}}}$$

UA_{Mantel} Wärmeübertragungswert der Mantelfläche des Speichers in W/K

h_{Sp} Höhe des Speichers in m

$\alpha_{Sp,innen}$ konv. Wärmeübergangskoeffizient im Speicher in W/m²K

$\alpha_{Sp,au\beta en}$ konv. Wärmeübergangskoeffizient des Speichers an die Umgebung in W/m²K

$d_{Sp,innen}$ Innendurchmesser des Speichers in m

$d_{Sp,au\beta en}$ Außendurchmesser des Speichers (incl. Isolierung) in m

λ Wärmeleitfähigkeit der Dämmung W/mK

Für die Berechnung der Verluste über die Ober- und Unterseite des Speichers erfolgt nach

Gl. 5.25

$$UA_{O,U} = \frac{A_{O,U}}{\frac{1}{\alpha_{Sp,innen}} + \frac{d_{Iso}}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{Sp,au\beta en}}}$$

$UA_{O,U}$ Wärmeübertragungswert der Ober- und Unterseite des Speichers in W/K

$A_{O,U}$ Fläche der Ober- und Unterseite des Speichers m²

d_{Iso} Dicke der Isolierung in m

Die für die jeweilige Isolierstärke errechneten UA- Werte sind in Tabelle 5.4 ersichtlich.

Tabelle 5.4: Änderungen der Parameter der Anlage A für die Optimierungsvariante 4

	Isolierstärke	Bereich	Einheit	UA-Wert	Einheit	UA-Wert
Referenz	15 cm	Ober-/ Unterseite	W/K	0.83	kJ/K	3.0
		Mantelfläche	W/K	4.44	kJ/K	16.0
Opt 4a	20 cm	Ober-/ Unterseite	W/K	0.69	kJ/K	2.5
		Mantelfläche	W/K	3.42	kJ/K	12.3
Opt 4b	25 cm	Ober-/ Unterseite	W/K	0.64	kJ/K	2.3
		Mantelfläche	W/K	2.83	kJ/K	10.2

Optimierungsvariante 5

Bei dieser Optimierungsvariante wird das Volumen, welches für den Biomassekessel in Pufferspeicher 1 zur Verfügung steht, variiert. Dies wird durch die Änderung der Ein- und Auslasshöhe für den Kesselkreis erreicht. Weiters wird auch die Speichergröße wie in der Optimierungsvariante 3 geändert. Aufgrund dessen soll der Energieinput der Solaranlage gesteigert werden, was auch einen geringeren Brennstoffeinsatz des Biomassekessels bewirken

soll. Die jeweiligen Parameter für die Pufferspeicher wie der UA-Wert und die Ein- und Auslasshöhe für den Solar- und Abnahmekreis sind in Tabelle 5.5 angeführt.

Bei allen Varianten wird das Volumen für den Kessel in Pufferspeicher 1 auf rund 40 bzw. 60 % des Nennvolumens reduziert. Diese Reduktion erfolgt dadurch, dass der Auslass der Rücklaufleitung zum Kessel höher montiert wird als bei der Referenzanlage. Der Einlass des Kesselkreises in den Speicher bleibt unverändert. Bei Erhöhung der generellen Speichervolumina, werden auch die Ein- und Auslasshöhen entsprechend adaptiert. Durch die Änderung der Auslasshöhe ist auch der jeweilige Messfühler dementsprechend anzupassen, da dieser für das Ausschaltkriterium des Kessels verantwortlich ist.

In der Tabelle 5.5 sind alle vorgenommenen Änderungen bezüglich der Speichergröße, der Ein- und Auslasshöhen sowie die Position der Messstellen ersichtlich.

Tabelle 5.5: Änderungen der Parameter der Anlage A für die Optimierungsvariante 5

hydr. Kreis	Parameter	Einheit	Opt. 5a	Opt. 5b	Opt. 5c	Opt. 5d	Opt. 5e	Opt. 5f
			Wert	Wert	Wert	Wert	Wert	Wert
Speicher 1	Speichervolumen	m ³	1.50	1.50	2.00	2.00	2.50	2.50
	Speicherhöhe	m	2.00	2.00	2.20	2.20	2.40	2.40
	rel. Höhe Messfühler oben	-	0.85	0.85	0.85	0.85	0.85	0.85
	rel. Höhe Messfühler unten	-	0.65	0.41	0.67	0.41	0.67	0.41
Kesselkreis	rel. Einlasshöhe	-	0.90	0.90	0.90	0.90	0.90	0.90
	rel. Auslasshöhe	-	0.65	0.41	0.67	0.41	0.67	0.41

Optimierungsvariante 6

Hierbei wird jenes Volumen in Pufferspeicher 1 verändert, welches für den Solarkreis zur Verfügung steht. Ähnlich wie bei der Optimierungsvariante 5 erfolgt die Erhöhung des Volumens durch das Ändern der Einlasshöhe, während die Auslasshöhe für den Solarkreis unverändert bleibt. Um ein möglichst großes Volumen zu schaffen, welches ausschließlich der Solaranlage zur Verfügung steht, wird die Auslasshöhe des Kesselkreises so adaptiert, dass diese immer oberhalb des Einlasses der Solaranlage liegt. Bei allen Varianten beträgt das Speichervolumen für die Solaranlage rund 40 bzw. 60 %.

Tabelle 5.6: Änderungen der Parameter der Anlage A für die Optimierungsvariante 6

hydr. Kreis	Parameter	Einheit	Opt. 6a	Opt. 6b	Opt. 6c	Opt. 6d	Opt. 6e
			Wert	Wert	Wert	Wert	Wert
Speicher 1	Speichervolumen	m ³	1.50	2.00	2.00	2.50	2.50
	Speicherhöhe	m	2.00	2.20	2.20	2.40	2.40
	rel. Höhe Messfühler oben	-	0.85	0.85	0.85	0.85	0.85
	rel. Höhe Messfühler Kessel	-	0.41	0.41	0.67	0.41	0.67
	rel. Höhe Messfühler Solar	-	0.20	0.15	0.15	0.15	0.15
Kesselkreis	rel. Einlasshöhe	-	0.90	0.90	0.90	0.90	0.90
	rel. Auslasshöhe	-	0.41	0.41	0.67	0.41	0.67
Solarkreis	rel. Einlasshöhe	-	0.40	0.40	0.66	0.40	0.66
	rel. Auslasshöhe	-	0.05	0.10	0.10	0.10	0.10

Durch die Änderung der Auslasshöhe ist die Position eines weiteren Messfühlers anzupassen, welcher für das Ausschaltkriterium des Kessels verantwortlich ist. Dieser befindet sich auf derselben Höhe wie der Auslass für den Kesselkreis. Der Temperaturfühler im unteren Bereich

des Speichers bleibt unverändert und wird für die Regelung der Solaranlage verwendet. In der Tabelle 5.6 sind sämtliche Parameter des Pufferspeichers 1 ersichtlich. Die allgemeinen Parameter des Pufferspeichers wie der UA-Wert, die Ein- und Auslasshöhe für den Solar- und Abnahmekreis sind aus Tabelle 5.3 zu entnehmen.

Optimierungsvariante 7

Die Regelung der Solaranlage erfolgt in der Referenzvariante über die obere Speichertemperatur in Puffer 1 sowie über die untere Speichertemperatur in Puffer 2. Ist die vorhandene obere Speichertemperatur in Puffer 1 um einen bestimmten Wert kleiner als die Kollektortemperatur, liefert die Solaranlage die Energie in den Speicher. Durch die Verwendung des oberen Messfühlers, ist es nicht möglich, den unteren eventuell kälteren Bereich des Speichers zu nutzen. Um das Einschaltkriterium für die Solaranlage zu verbessern wird deshalb anstelle des oberen Messfühlers der untere Messfühler in Pufferspeicher 1 herangezogen. Dieser misst die Temperatur in einer relativen Höhe von 20 %.

Optimierungsvariante 8

In dieser Optimierungsvariante wird nur das Volumen des Pufferspeichers 2 variiert, jenes von Pufferspeicher 1 bleibt unverändert. Weiters steht Pufferspeicher 1 beinahe ausschließlich dem Kesselkreis zur Verfügung und Pufferspeicher 2 zur Gänze dem Solarkreis. Durch die Erhöhung des verfügbaren Volumens für die Solaranlage soll der solare Deckungsgrad erhöht und der Brennstoffeinsatz des Biomassekessels reduziert werden. Die damit verbundenen Änderungen der Anschlusshöhen der Ein- bzw. Auslässe für den Solar- und Kesselkreis sind der Tabelle 5.7 zu entnehmen.

Tabelle 5.7: Änderungen der Parameter der Anlage A für die Optimierungsvariante 8

Tabelle 8.7: Parameteränderungen der Anlage 11 für die Optimierung Variante 8					
	hydr. Kreis	Parameter	Einheit	Opt. 8a	Opt. 8b
				Wert	Wert
Speicher 1	Speicher	rel. Höhe Messfühler oben	-	0.85	0.85
		rel. Höhe Messfühler unten	-	0.20	0.20
	Kesselkreis	rel. Einlasshöhe	-	0.90	0.90
		rel. Auslasshöhe	-	0.20	0.20
Speicher 2	Speicher	Speichervolumen	m³	2.00	2.50
		Speicherhöhe	m	2.20	2.40
		rel. Höhe Messfühler oben	-	0.85	0.85
		rel. Höhe Messfühler unten	-	0.15	0.15
	Solarkreis	rel. Einlasshöhe	-	0.90	0.90
		rel. Auslasshöhe	-	0.05	0.05

Optimierungsvariante 9

Bei dem verwendeten Kesselmodell wird der Luftüberschuss (Lambda-Wert) bei der Verbrennung - entsprechend den Ergebnissen der durchgeführten Messungen (vgl. Abschnitt 3.2) - intern je nach aktueller Leistung zwischen einem vorgegebenen Maximal- und Minimalwert (3,41 bzw. 1,67) variiert. Bei geringer Kesselleistung kommt es also zu einem erhöhten Luftüberschuss bei der Verbrennung und damit zu einer Verringerung des Feuerungstechnischen Wirkungsgrades. In dieser Optimierungsvariante wird ein konstanter Lambda-Wert von 1,7 über den gesamten Leistungsbereich des Kessels angenommen.

Optimierungsvariante 10

Diese Optimierungsvariante ist eine Erweiterung der Optimierungsvariante 9. Es wird auch hier ein konstanter Lambda-Wert angenommen und zusätzlich werden die Abstrahlverluste des Heizkessels halbiert. Die Halbierung der Verluste erfolgt über den UA-Wert. Dieser beträgt in der Referenzanlage 9,17 W/K und wird auf 4,58 W/K halbiert. Dadurch soll der Nutzungsgrad des Kessels gesteigert und der Brennstoffeinsatz reduziert werden.

Optimierungsvariante 11

Im Zuge dieser Optimierungsvariante wird die Einbringung der Energie des Solarkreises nicht wie bisher über die beiden Anschlüsse in Pufferspeicher 1 und 2 bewerkstelligt, sondern erfolgt in beide Speicher über eine Schichtladelanze. Infolge dieser Maßnahme wird die vorhandene Temperatur des Solarkreises genau in jener Höhe des Pufferspeichers eingebracht, wo die entsprechende Temperatur vorhanden ist. Hierfür ist es allerdings zwingend notwendig, den unteren Fühler im ersten Pufferspeicher (Sensor 2) für die Regelung heranzuziehen, weil im unteren Bereich des Speichers die niedrigsten Temperaturen vorhanden sind. In der Tabelle 5.8 sind sämtliche Parameter für die Umsetzung dieser Maßnahme angeführt.

Tabelle 5.8: Änderungen der Parameter der Anlage A für die Optimierungsvariante 11

	hydr. Kreis	Parameter	Einheit	Opt. 11 Wert
Speicher 1	Solarkreis	rel. Einlasshöhe	-	0.90
		rel. Auslasshöhe	-	0.05
		rel. Position Sensor 2	-	0.20
		Schichtladung mit Doppelanschluss	-	1.00
Speicher 2	Solarkreis	rel. Einlasshöhe	-	0.90
		rel. Auslasshöhe	-	0.05
		rel. Position Sensor 2	-	0.20
		Schichtladung mit Doppelanschluss	-	1.00

Optimierungsvariante 12

Durch die Implementierung eines einzelnen Pufferspeichers mit 3000 l anstelle der beiden Speicher mit je 1500 l wird untersucht, ob dadurch ein höherer Ertrag der Solaranlage erzielt werden kann. Es kann davon ausgegangen werden, dass sich durch das Ein-Speicher-System die thermischen Verluste infolge der geringeren Speicher-Oberfläche reduzieren.

Tabelle 5.9: Änderungen der Parameter der Anlage A für die Optimierungsvariante 12

	hydr. Kreis	Parameter	Einheit	Opt. 12 Wert
Speicher	allgemein	Speichervolumen	m ³	3,00
		Speicherhöhe	m	2,70
		UA-Wert Mantelfläche	W/K	23,20
		UA-Wert Ober-/ Unterseite	W/K	7,10
		rel. Höhe Messfühler oben	-	0,86
		rel. Höhe Messfühler mitte	-	0,51
		rel. Höhe Messfühler unten	-	0,14
	Kesselkreis	rel. Einlasshöhe	-	0,95
		rel. Auslasshöhe	-	0,51
	Solarkreis	rel. Einlasshöhe	-	0,90
		rel. Auslasshöhe	-	0,05
		Schichtladung mit Doppelanschluss	-	1,00
	Abnahmekreis	rel. Einlasshöhe	-	0,05
		rel. Auslasshöhe	-	0,95

Bei dieser Optimierungsvariante werden die Volumina, welche dem Kessel- und dem Solarkreis im installierten Zwei-Speicher-System zur Verfügung stehen, übernommen. Dies bedeutet, dass sowohl vom Kesselkreis als auch vom Solarkreis 1500 l genutzt werden können. Um dieses System noch weiter zu verbessern, wird die Solarenergie nicht wie bei der Referenzanlage über zwei Anschlüsse eingebracht sondern über eine Schichtladelanze. Nähere Details zur Implementierung einer Schichtladelanze sind der Optimierungsvariante 12 zu entnehmen. In weiterer Folge ist für die Regelung des Kessel- bzw. Solarkreises ein zusätzlicher Messfühler erforderlich. Sämtliche Parameter für die Umsetzung dieser Optimierungsvariante sind der Tabelle 5.9 zu entnehmen.

Optimierungsvariante 13

In den vorangegangenen Optimierungsvarianten wird jeweils nur eine einzelne Maßnahme gesetzt, um das bestehende Anlagensystem zu verbessern. Durch die Kombination diverser Optimierungsvarianten kann eine höhere Verbesserung erzielt werden. Dies bedeutet, dass der Solarertrag gesteigert werden soll und sich sowohl der Brennstoffeinsatz als auch die Anzahl der Kesselstarts reduzieren.

Zu diesem Zweck wird in der vorliegenden Variante der Kapazitätsstrom auf der Primärseite des Solarkreises angeglichen (Opt. 1), die Übertragungsfläche des Solar-WT vergrößert (Opt. 2), die Speicherisolierung von 15 cm auf 25 cm verstärkt (Opt. 4b), das Volumen für Pufferspeicher 2 (entspricht dem Volumen für die Solaranlage) vergrößert (Opt. 8a), sowohl ein konstanter Lambdawert (Luftüberschusszahl) des Kessels von 1,7 angenommen als auch die Kesselverluste um 50 % reduziert (Opt. 9). Zu diesen Verbesserungen wird in weiterer Folge die Solarenergie in beide Pufferspeicher über Schichtladelanzen eingebracht (Opt. 11), um so eine möglichst gute Temperaturschichtung zu erhalten.

Die entsprechenden Parameter sind aus den bereits detailliert erläuterten Optimierungsvarianten bzw. Tabelle 5.4, Tabelle 5.7 und Tabelle 5.8 zu entnehmen.

Überblick über alle Optimierungsvarianten

In der Tabelle 5.10 sind die wichtigsten Daten sämtlicher zuvor erläuterten Optimierungsmaßnahmen nochmals zusammengefasst.

Tabelle 5.10: Zusammenfassende Übersicht der verschiedenen Optimierungsvarianten für Anlage A

Referenz:	24 m² Kollektorfläche, 40 kW Heizkessel, 2 Pufferspeicher á 1500 l		Anmerkungen
Opt 1	gleiche Kapazitätsströme WT Solarkreis		gleiche Kapazitätsströme primär- und sekundärseitig des WT im Solarkreis
Opt 2	größere Fläche WT Solarkreis		Fläche des WT im Solarkreis vergrößert
Opt 3	a	größeres Volumen der Pufferspeicher	Vergrößerung des Volumens für beide Pufferspeicher
	b		
Opt 4	a	Speicherisolierung	Bestehende Isolierstärke von 15 cm vergrößert.
	b		
Opt 5	a	Volumen für Heizkessel in	Ein- und Auslasshöhe für Kesselkreis in Puffer 1 variiert. Anschlüsse für Solarkreis sind unverändert.
	b	Pufferspeicher 1	
	c		
	d		
	e		
	f		
Opt 6	a	Volumen für Solarkreis in	Ein- und Auslasshöhe für Solarkreis in Puffer 1 geändert. Anschlüsse für Kesselkreis werden so adaptiert, dass diese immer oberhalb der Anschlüsse für Solar sind.
	b	Pufferspeicher 1	
	c		
	d		
	e		
Opt 7	Fühlerposition für Solarkreis in Pufferspeicher 1		Regelung der Solaranlage erfolgt mittels unterem Speicherfühler in Puffer 1.
Opt 8	a	Volumen für Pufferspeicher variiert	Volumen für Pufferspeicher 1 und 2 variiert. Puffer 1 dient gänzlich dem Kesselkreis und Puffer 2 ausschließlich dem Solarkreis.
	b		
Opt 9	konstanter Lambda Wert für Kessel		Referenz: λ bei Teillast entspricht 1.64, bei Volllast entspricht $\lambda = 3.41$
Opt 10	konstanter Lambda Wert für Kessel und Halbierung der Kesselverluste		λ wie bei Opt 9, Abstrahlverluste des Kessels über UA-Wert halbiert
Opt 11	Einbringung Solarenergie in beiden Speichern über Schichtladelanze		
Opt 12	1x 3000 l Pufferspeicher		mit Schichtladelanze
Opt 13	Kombination mehrerer Opt's		Opt1+Opt2+Opt4b+Opt8a+Opt10+Opt11

5.2.3.3 Ergebnisse der Optimierungsrechnungen für Anlage A

Nach der Durchführung der verschiedenen Optimierungsrechnungen, wie im vorherigen Kapitel beschrieben, werden diese der Referenzanlage zur Bewertung gegenüber gestellt. Um die verschiedenen Varianten miteinander zu vergleichen, werden die in Abschnitt 5.2.1 erwähnten Kenngrößen herangezogen.

In der nachstehenden Abbildung 5.11 sind zwei Definitionen des solaren Deckungsgrades sowie der Systemnutzungsgrad der thermischen Solaranlage für die durchgeführten Optimierungsrechnungen dargestellt. Als Bilanzgrenze wird hierbei das Gesamtsystem betrachtet (vgl. Abschnitt 5.2.1). Es sind also alle Rohrleitungsverluste sowie die Verluste der beiden Pufferspeicher enthalten.

Bei den verwendeten solaren Deckungsgraden handelt es sich um SD_2 , bei welchem sich die thermischen Verluste auf die Solaranlage und den Biomassekessel aufteilen und SD'_2 , bei dem alle Verluste der Solaranlage angelastet werden. Der Systemnutzungsgrad der Solaranlage ist auf der Sekundärachse aufgetragen.

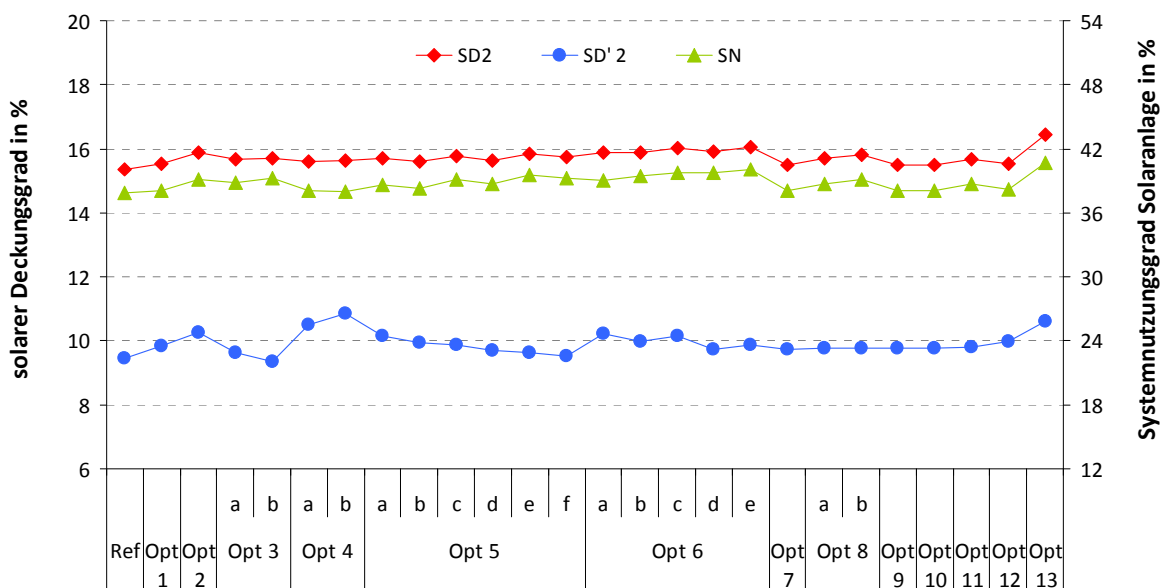


Abbildung 5.11: Solarer Deckungsgrad SD_2 (Verluste werden auf Kessel und Solaranlage aufgeteilt) und Solarer Deckungsgrad SD'_2 (alle Verluste werden der Solaranlage angelastet) sowie der Systemnutzungsgrad (SN) der thermischen Solaranlage für die Referenzanlage und allen Optimierungsvarianten mit dem Gesamtsystem als Bilanzgrenze für Anlage A

Betrachtet man SD_2 und SD'_2 für die Referenzanlage und für die Optimierungsvarianten, sind nur geringfügige Verbesserungen zu verzeichnen. Ausgehend von der Referenzanlage, welche einen SD_2 von rund 15,5 % und einen SD'_2 von etwa 9,4 % aufweist, sind bei der Variante 1 nur sehr geringe Verbesserungen der solaren Deckungsgrade ersichtlich. Selbiges gilt für die Varianten 3, 7, 8, 9, 10 und 12. Die anderen Optimierungsvarianten erreichen etwas höhere Verbesserungen der beiden solaren Deckungsgrade. Beim Systemnutzungsgrad der Solaranlage sind ebenfalls keine bedeutenden Veränderungen festzustellen.

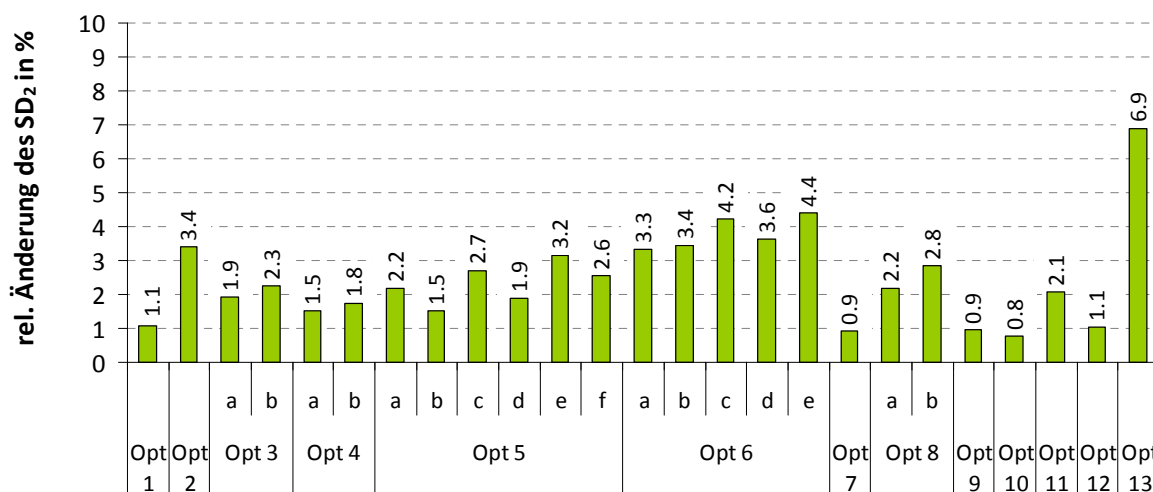


Abbildung 5.12: Prozentuelle (relative) Änderung des solaren Deckungsgrades SD_2 aller Optimierungsvarianten für Anlage A

Um die jeweiligen Verbesserungen besser sichtbar zu machen, sind diese nochmals als relative Änderungen gegenüber der Referenzvariante in Abbildung 5.12 dargestellt.

Abbildung 5.13 zeigt die Anzahl der Brennerstarts, die Brennstoffeinsparung gegenüber der Referenzvariante und nochmals den Solaren Deckungsgrad SD_2 .

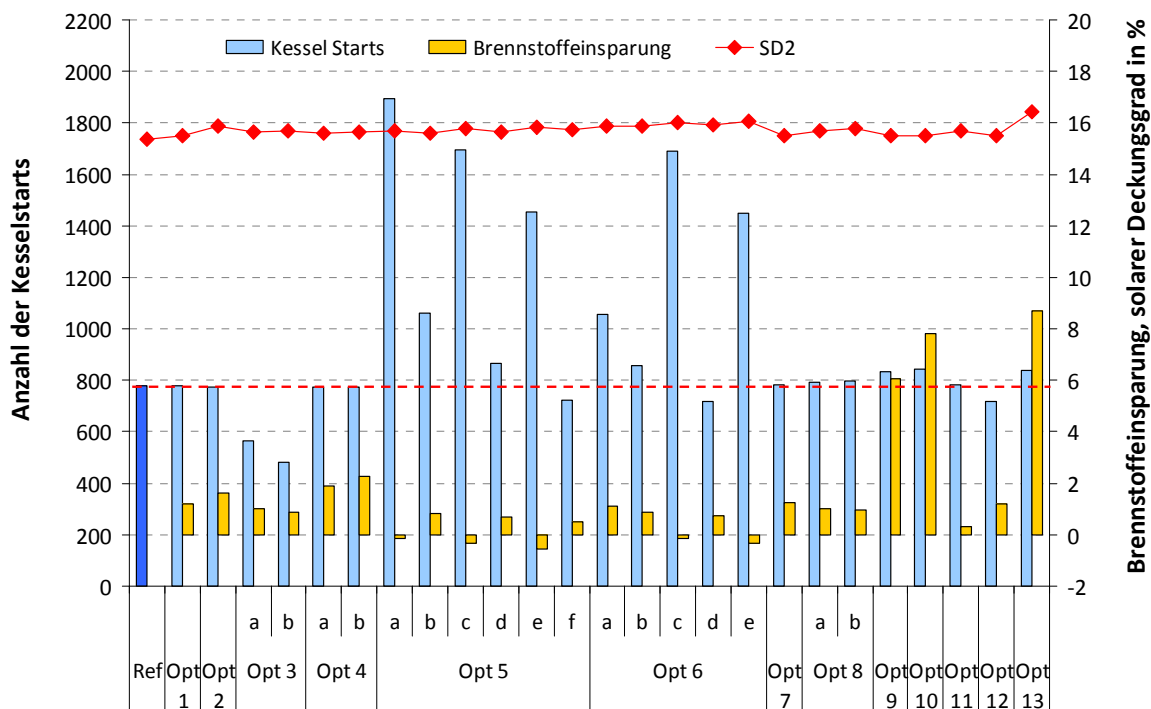


Abbildung 5.13: Anzahl der Brennerstarts, Brennstoffeinsparung des Biomassekessels und Solarer Deckungsgrad SD_2 für die Referenzanlage und alle Optimierungsvarianten mit dem Gesamtsystem als Bilanzgrenze für Anlage A

Bei den Einzelmaßnahmen wird die größte Einsparung mit den Optimierungsvarianten 9 und 10 erreicht. Bei diesen Varianten wird einerseits von einem konstanten Luftüberschuss bei der Verbrennung ausgegangen und andererseits werden zusätzlich die Kesselverluste halbiert. Dadurch werden Brennstoffeinsparungen gegenüber der Referenzvariante von 6 bzw. 8 % erreicht. Die Anzahl der Startvorgänge steigt dadurch geringfügig an und der solare Deckungsgrad SD_2 entspricht annähernd jenem der Referenzanlage.

Während die zuvor erwähnten Varianten eine wesentliche Einsparung beim Brennstoffbedarf erreichen, sind bei den Varianten 5a, 5c, 5e, 6c und 6e leicht negative Werte zu erkennen. Dies bedeutet, dass im Zuge dieser Maßnahmen mehr Brennstoff benötigt wird als bei der Referenzanlage. Weiters ist ein enormer Anstieg der Brennerstarts beim Kessel ersichtlich. Dies ist in diesen Varianten auf das reduzierte Speichervolumen für den Kesselkreis zurückzuführen, obwohl das Gesamtspeichervolumen vergrößert wird. Das zur Verfügung stehende Volumen für den Kesselkreis beträgt in diesen Varianten rund 40 % des Gesamtspeichervolumens. Betrachtet man nun jene Variante mit dem größten Speichervolumen (Opt. 5e), stehen für den Kesselkreis etwa ca. 1000 l zur Verfügung. Dieses Volumen ist immer noch deutlich geringer als jenes der Referenzvariante, wodurch der Anstieg der Kesselstarts und die Erhöhung des Brennstoffeinsatzes zu begründen sind.

Durch die Erneuerung der Speicherisolation mit einer Dämmstärke von 20 bzw. 25 cm (Opt. 4), findet keine wesentliche Reduzierung der Startvorgänge bzw. keine bedeutende Verbesserung des solaren Deckungsgrades SD_2 statt. Der Brennstoffbedarf wird durch diese Maßnahme um rund 2 % reduziert.

Kombiniert man verschiedene Möglichkeiten der Verbesserung (Opt. 13), wird der Brennstoffeinsatz um etwa 9 % reduziert. Im Zuge dieser Maßnahme ist die größte Verbesserung des solaren Deckungsgrades SD_2 im Vergleich mit allen anderen Varianten zu verzeichnen. Die Anzahl der Kesselstarts erfährt einen leichten Anstieg.

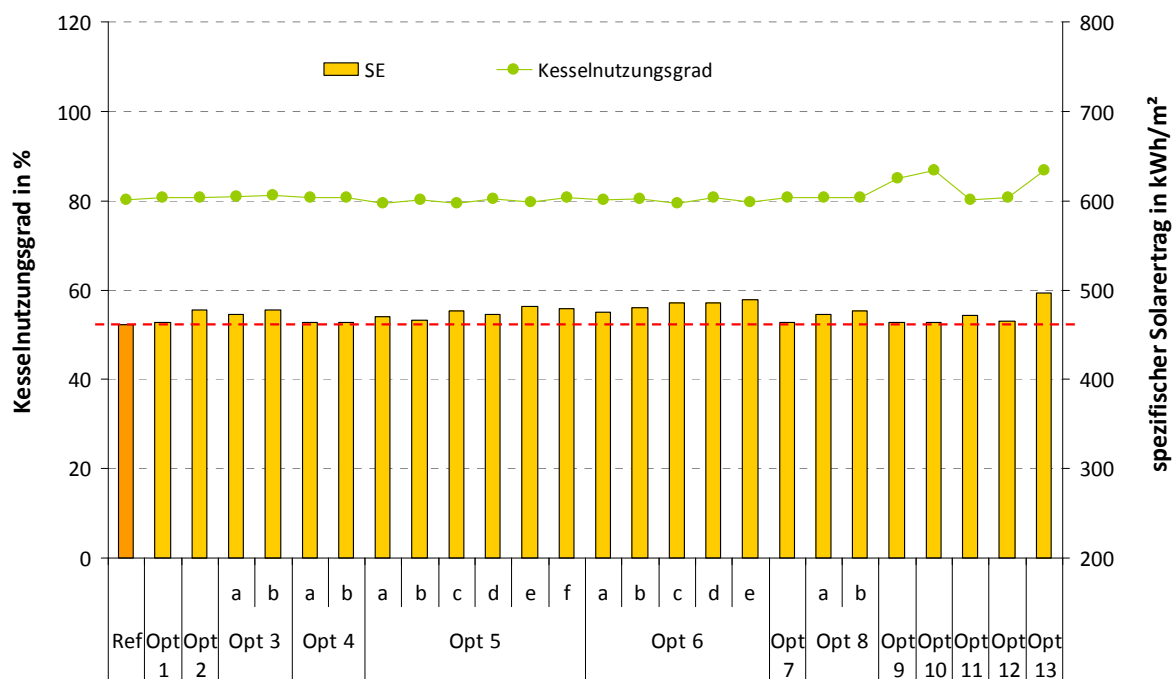


Abbildung 5.14: Nutzungsgrad des Biomassekessels sowie spezifischer Ertrag der Solaranlage für die Referenzanlage und alle Optimierungsvarianten für Anlage A

In der Abbildung 5.14 ist der spezifische Solarertrag und der Kesselnutzungsgrad angeführt. Der Kesselnutzungsgrad ist bei allen Varianten annähernd gleich wie bei der Referenzanlage mit Ausnahme der Varianten 9, 10 und 13. Dies ist auf die Verwendung eines konstanten Luftüberschusses (λ -Wert) bei Variante 9 und auf eine zusätzliche Halbierung der Kesselverluste in Variante 10 zurückzuführen. Bei der Variante 13 sind mehrere Optimierungsvarianten kombiniert.

Die Verbesserungen des spezifischen Solarertrages sind auf die gleichen Gründe zurückzuführen wie jene beim solaren Deckungsgrad SD_2 (vgl. Abbildung 5.12).

5.2.4 Anlage B

5.2.4.1 Vergleich zwischen Messung und Simulation

In Tabelle C.4 im Anhang C sind die wichtigsten Parameter und Inputs für die jeweiligen Systemkomponenten von Anlage B angeführt.

Abbildung 5.15 zeigt einen Vergleich der simulierten und gemessenen kumulierten Wärmemengen im Kessel-, Solar- und Abnahmekreis mit den Parametern aus Tabelle C.4.

Der Verlauf des solaren Ertrages in der Simulation ist jenem aus der Messung sehr ähnlich. In den ersten drei Monaten (Jänner – März) war die Solaranlage nicht in Betrieb. In den Monaten April und Mai war der Temperaturfühler am Kollektorausstritt in der vermessenen Anlage nicht korrekt platziert. Anfang Juni wurde der Kollektorfühler durch einen neuen ausgetauscht und lieferte ab diesem Zeitpunkt wieder korrekte Messdaten der Austrittstemperatur am Kollektor. Dies wird in der Simulation durch die Abminderung der Kollektor-Austrittstemperatur um 12 K in den beiden Monaten berücksichtigt.

Betrachtet man die Monate September bis November, ist eine Abweichung zwischen Simulation und Messung von rund 10 % zu erkennen. Anfang September tritt diese Abweichung bereits auf und bleibt bis Mitte November annähernd konstant, während der weitere Kurvenverlauf und die vorhandene Steigung identisch ist. Dies ist möglicherweise auf die verwendeten Strahlungsdaten zurückzuführen. Aufgrund fehlender Messreihen für den Standort dieser Anlage wurden die Strahlungsdaten von Anlage A verwendet, da die beiden Anlagen nur ca. 30 km von einander entfernt liegen. Aufgrund des Heranziehens der Jahresenergiemengen, welche für die spätere Berechnung der Kenngrößen verwendet werden, werden geringe Abweichungen in den Monatsbilanzen als vertretbar angesehen.

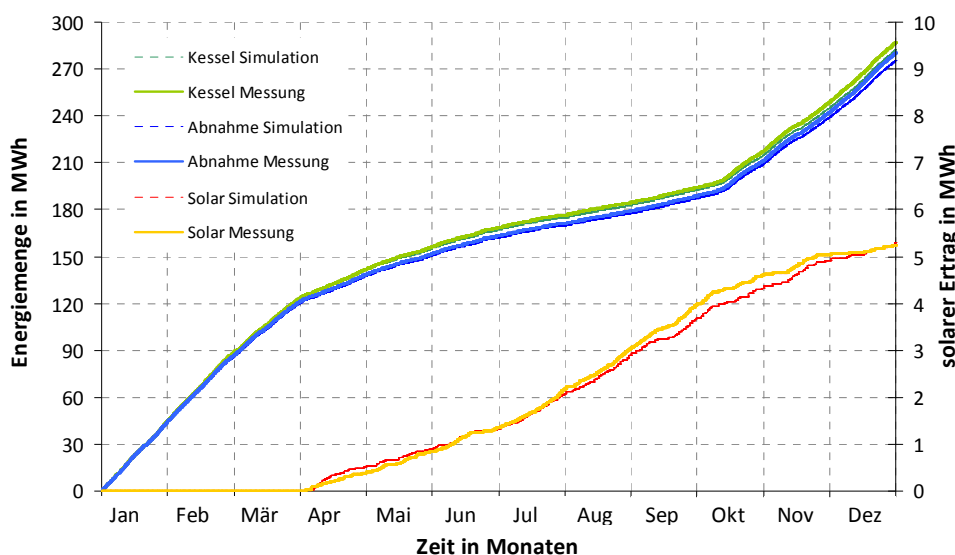


Abbildung 5.15: Vergleich der simulierten Energiemengen mit jener aus der Messung für Anlage B

Am Ende des Kalenderjahres beträgt die Abweichung der kumulierten solar eingebrachten Wärmemenge zwischen Simulation und Messung etwa 0,7 %, was unter Berücksichtigung der Ungenauigkeit der eingebauten Messtechnik einen akzeptablen Wert darstellt. Die simulierte

Energiemenge im Kesselkreis weist bis in den Monat Juni keine erkennbare Abweichung im Vergleich zur gemessenen Energiemenge auf. Erst ab diesem Zeitpunkt driften die beiden Energiemengen auseinander wodurch bis zum Jahresende eine Abweichung von 1,6 % zu verzeichnen ist. Dies ist auf die gleichen Gründe zurückzuführen wie bei Anlage A (vgl. Abschnitt 5.2.3.1). Die um ca. 4770 kWh tiefere Energiemenge im Abnahmekreis ist naturgemäß fast deckungsgleich mit der um 4590 kWh tieferen Wärmemenge welche vom Kesselkreis geliefert wird.

Unter Berücksichtigung der Ungenauigkeit der Messgeräte (ca. 2 % der gemessenen Wärmemengen) und der numerischen Toleranz der Simulation sind die Abweichungen im Abnahmekreis von etwa 1,7 % akzeptabel.

Die Optimierungsrechnungen wurden daher aufbauend auf diesem Systemmodell durchgeführt. In der Abbildung 5.16 ist das Energieflussbild des Systems in einem Sankey-Diagramm abgebildet. Es dient dazu, die wesentlichen Energieflüsse des Systems zu verdeutlichen und aufzuzeigen, wo die größten Verluste bzw. Optimierungspotentiale liegen.

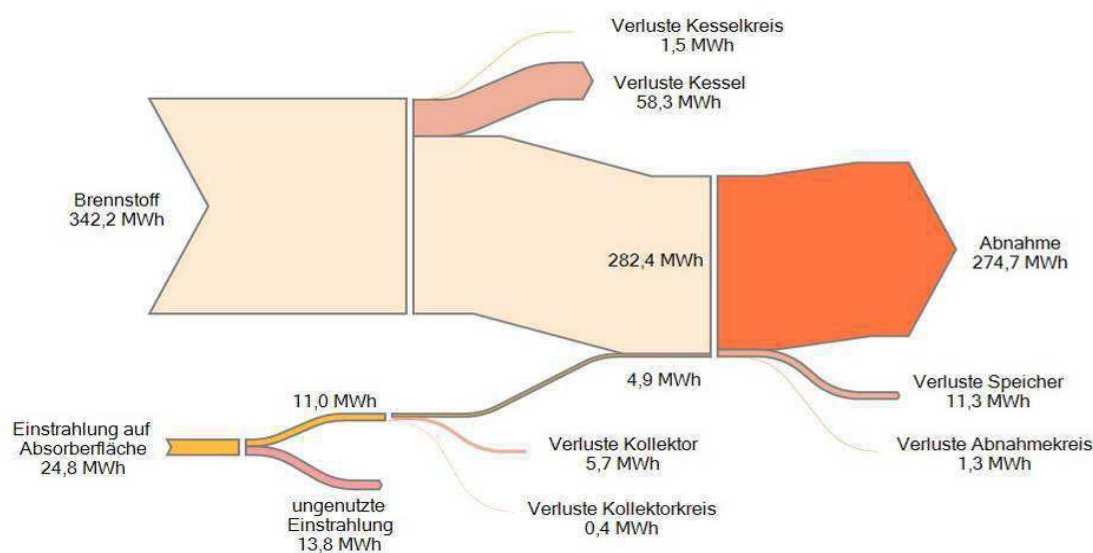


Abbildung 5.16: Energieflüsse des Referenzsystems aus der Simulation am Ende des Kalenderjahres für Anlage B

Energieeinträge in das System werden einerseits durch die Solaranlage (24,8 MWh) und andererseits durch den Biomassekessel (342 MWh) erbracht. Deutlich zu erkennen ist, dass der Anteil an Solarenergie nur sehr gering ist. Von der auf die Absorberfläche einfallenden Solarstrahlung ist nur jener Teil nutzbar, wenn die Solaranlage in Betrieb ist (11 MWh). Die restliche eingestrahelte Energie trifft zwar auf die Absorberfläche auf (13,8 MWh), kann jedoch nicht in das System eingebracht werden. Von der nutzbaren Solarenergie müssen wiederum die Verluste des Kollektors (5,7 MWh) und der Rohrleitungen bis zum Speicher (0,4 MWh) abgezogen werden. Dadurch ergibt sich ein solarer Energieinput in den Speicher von 4,9 MWh, was etwa 19,8 % der solaren Einstrahlung, entspricht, welche über das gesamte Jahr auf die Kollektorfläche auftrifft.

Betrachtet man den Kesselkreis, entstehen auf der einen Seite Verluste durch den Kessel selbst (58,3 MWh) und auf der anderen Seite durch die Rohrleitungen bis hin zum Speicher (1,5 MWh). Unter Berücksichtigung dieser Verluste beträgt die eingebrachte Energie in den

Speicher 282,4 MWh. Dies entspricht bezogen auf den unteren Heizwert einem Kesselnutzungsgrad von ca. 83 %.

Nach Abzug der vorhandenen Speicherverluste (11,3 MWh) und jenen der Verteilleitungen im Heizraum (1,3 MWh) werden 274,7 MWh in das Verteilnetz zur Nutzung abgegeben. Dies entspricht 74 % des gesamten Energieinputs in das System.

Abbildung 5.17 zeigt die Energiebilanzen in den einzelnen Monaten sowie den solaren Deckungsgrad SD₂ (Definition siehe Abschnitt 5.2.1) für die Anlage B. Es wird betrachtet, wie viel Energie die Solaranlage und der Biomassekessel in die beiden Speicher einbringen, welche Energiemenge das Abnahmenetz (Verbraucher) benötigt und wie viel Energie durch die vorhandenen Speicherverluste an die Umgebung abgegeben wird.

Aus dem Verlauf des solaren Deckungsgrades ist der Stillstand der Solaranlage in den ersten drei Monaten (Jänner – März) ersichtlich. In den Monaten April bis Juni beträgt der solare Deckungsgrad etwa 3 %. Erst in den Sommermonaten (Juli – September) nimmt dieser höhere Werte von 8 bis 10 % an. Ab dem Monat Oktober ist wiederum ein Rückgang des solaren Deckungsgrades zu verzeichnen. Der Jahres-Deckungsgrad SD₂ beträgt nur ca. 2%. Abgesehen von dem insgesamt sehr niedrigen solaren Input in das System, ist ersichtlich, dass nahezu kein solarer Eintrag in den dauerwarmen Pufferspeicher 1 stattfindet.

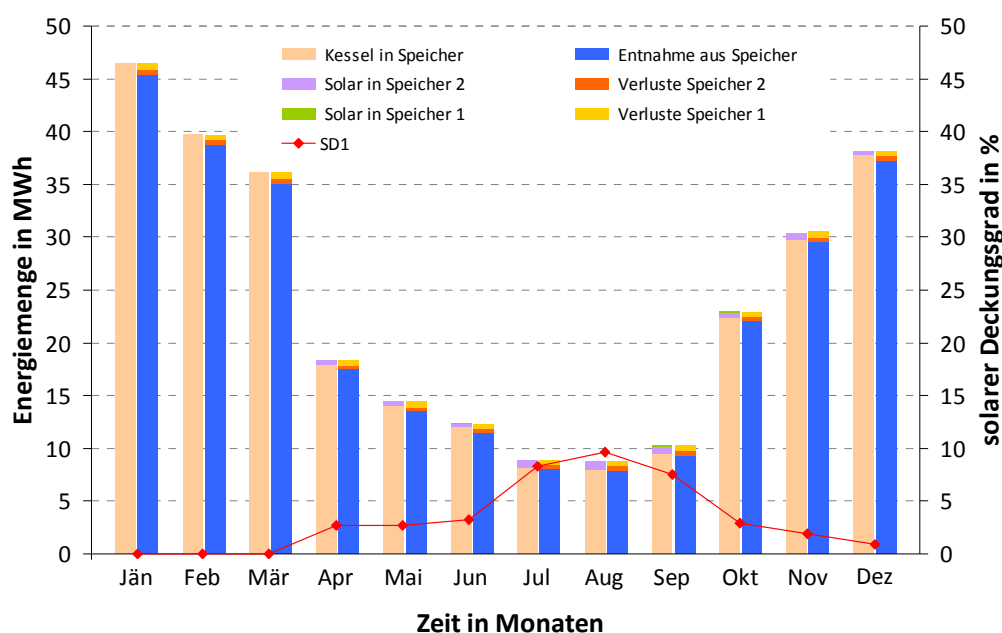


Abbildung 5.17: monatliche simulierte Energiebilanz der Referenzanlage mit den beiden Pufferspeichern als fiktive Systemgrenze und der dazugehörige solare Deckungsgrad für Anlage B

5.2.4.2 Optimierungsrechnungen Anlage B

Im Folgenden werden die einzelnen Optimierungsvarianten, die für die Anlage B über Simulationen untersucht wurden, erläutert.

Optimierungsvariante 1

Wie bereits zuvor erwähnt, war bei der bestehenden Anlage der Kollektorfühler in den Monaten Jänner bis Juni nicht korrekt platziert, wodurch die Solaranlage weniger Ertrag liefern konnte. Bei dieser Optimierungsvariante wird von einer korrekten Temperaturmessung und somit einem ordnungsgemäßen Betrieb der Solaranlage ausgegangen.

Optimierungsvariante 2

Aufgrund einer befürchteten Naturzirkulation im Kollektorkreis und damit einer Wärmeabfuhr aus dem Pufferspeicher über die Kollektoren an die Umgebung war die Anlage bis zum Ende des Monats März nicht in Betrieb. Erst nach entsprechenden Umbauten am Solarkreis konnte die Solaranlage Anfang April wieder in Betrieb genommen werden. In dieser Optimierungsvariante wird sowohl die korrekte Position und Funktionsfähigkeit des Temperaturfühlers am Kollektorausstritt (gemäß Opt. 1) als auch ein ganzjähriger Betrieb der Solaranlage ohne Ausfälle angenommen. Diese Variante wird in weiterer Folge als **Referenzvariante** zum Vergleich mit den folgenden Optimierungsvarianten herangezogen.

Optimierungsvariante 3

Im Zuge dieser Optimierungsvariante wird die Einbringung der Energie des Solarkreises nicht wie bisher über die beiden Anschlüsse in Pufferspeicher 1 und 2 bewerkstelligt, sondern erfolgt in beide Speicher über eine Schichtladelanze. Infolge dieser Maßnahme wird die Solarenergie genau in jener Höhe des Pufferspeichers eingebracht, wo die entsprechende Temperatur vorhanden ist. Hierfür ist es allerdings zwingend notwendig, den unteren Fühler im ersten Pufferspeicher (Sensor 2) für die Regelung heranzuziehen, weil im unteren Bereich des Speichers die niedrigsten Temperaturen vorhanden sind. Die entsprechenden Parameter für die beiden Pufferspeicher wurden bereits in der Tabelle 5.8 angeführt.

Optimierungsvariante 4

Wie bereits bei der Anlage A wird durch die Implementierung eines 3000 l Pufferspeichers anstelle der beiden 1500 l Speicher untersucht, ob dadurch ein höherer Ertrag der Solaranlage erzielt werden kann. Es kann weiters davon ausgegangen werden, dass sich dadurch die thermischen Verluste des Speichers infolge der geringeren Oberfläche reduzieren.

Bei dieser Optimierungsvariante werden die Volumina, welche dem Kessel- und dem Solarkreis im bestehenden System zur Verfügung stehen, übernommen. Dies bedeutet, dass sowohl vom Kesselkreis als auch vom Solarkreis 1500 l genutzt werden können. Zum Einen erfolgt die Beladung des Speichers mit Solarenergie über zwei in unterschiedlicher Höhe angebrachte Anschlüsse und zum Anderen, um dieses System noch weiter zu Verbessern, wird die Solarenergie über eine Schichtladelanze eingebracht. Nähere Details zur Implementierung einer Schichtladelanze sind der Optimierungsvariante 3 zu entnehmen. In weiterer Folge ist für die Regelung des Kessel- bzw. Solarkreises ein zusätzlicher Messfühler erforderlich. Sämtliche Parameter für die Umsetzung dieser Optimierungsvariante sind der Tabelle 5.11 zu entnehmen.

Tabelle 5.11: Änderungen der Parameter der Anlage B für die Optimierungsvariante 4

hydr. Kreis		Parameter	Einheit	Opt. 4a Wert	Opt. 4b Wert
Speicher	allgemein	Speichervolumen	m ³	3.00	
		Speicherhöhe	m	2.70	
		UA-Wert Mantelfläche	W/K	15.55	
		UA-Wert Ober- / Unterseite	W/K	8.60	
		rel. Höhe Messfühler oben (Kessel, Ein)	-	0.86	
		rel. Höhe Messfühler oben (Kessel, Aus)	-	0.51	
		rel. Höhe Messfühler oben (Solar, Ein)	-	0.14	
	Kesselkreis	rel. Einlasshöhe	-	0.95	
		rel. Auslasshöhe	-	0.51	
	Solarkreis oben	rel. Einlasshöhe	-	0.90	0.90
		rel. Auslasshöhe	-	0.50	0.05
		Schichtladung mit Doppelanschluss	-	0.00	1.00
	Solarkreis unten	rel. Einlasshöhe	-	0.49	-
		rel. Auslasshöhe	-	0.06	-
		Schichtladung mit Doppelanschluss	-	0.00	-
	Abnahmekreis	rel. Einlasshöhe	-	0.05	
		rel. Auslasshöhe	-	0.95	

Optimierungsvariante 5

Bei dieser Variante wird der Kapazitätsstrom (Produkt aus Massenstrom und spez. Wärmekapazität) auf der Primärseite des Solar-WT so adaptiert, dass dieser gleich groß ist wie jener auf der Sekundärseite. Aus den Messdaten war ersichtlich, dass dies bei der vermessenen Anlage nicht der Fall war.

Optimierungsvariante 6

Hier wird die Übertragungsfläche des Solar-Wärmetauschers bzw. der UA-Wert vergrößert, wodurch sich die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz verringert. Es ergibt sich so ein UA-Wert von 2305 W/K. Vergleicht man diesen Wert mit jenem aus dem Referenzsystem (1388 W/K) liegt eine Vergrößerung der WT-Fläche von rund 66 % vor.

Optimierungsvariante 7

Obwohl die Solarsysteme beider Anlagen (A und B) identisch konzipiert sind, werden diese mit unterschiedlichen Ein- und Ausschalthysteresen geregelt. Durch die größeren Hysteresen bei der Anlage B können solare Erträge bei geringeren Hysteresen evtl. nicht genutzt werden. In dieser Variante wird die Regelung der Solaranlage vom Anlagensystem A übernommen um herauszufinden, ob dadurch ein höherer Ertrag erzielt werden kann. Die entsprechenden Regelparameter sind der Tabelle C.1 zu entnehmen.

Optimierungsvariante 8

Bei der bestehenden Anlage wird der Abnahmekreis in den Sommermonaten anders betrieben als in den restlichen Monaten. Das Mikronetz wird bei dieser Anlage nur dann betrieben, wenn die gemessene Außentemperatur niedriger als 30 °C ist. Dies führt dazu, dass in den Sommermonaten das Netz nur während der Nachtstunden in Betrieb ist.

Dies hat zur Folge, dass tagsüber – also dann wenn Solarstrahlung vorhanden ist – keine Wärmesenke (abgesehen von den thermischen Verlusten der Speicher und der Rohrleitungen) für das System vorhanden ist.

Um die Auswirkungen eines ganztägigen Netzbetriebs auf den solaren Ertrag zu untersuchen, wurde das Lastfile, welches die benötigte Abnahmeleistung vorgibt, überarbeitet. Dabei wurden Betriebslücken (zu Zeiten mit $T_{\text{außen}} > 30\text{ °C}$) im Lastfile so aufgefüllt, dass insgesamt die gleichen Wärmemengen abgenommen werden.

Optimierungsvariante 9

Bei der bestehenden Anlage sind die Rücklauftemperaturen im Abnahmekreis relativ hoch, was sich negativ auf den Solarertrag auswirkt, da der Kollektor mit höheren Temperatur und daher mit einem niedrigeren Wirkungsgrad betrieben werden muss. Durch den Einsatz einer drehzahlgeregelten Pumpe und einer hydraulischen Einregulierung des Verteilnetzes wäre es evtl. möglich, die Rücklauftemperaturen zu senken, was den Solarertrag steigern würde. In dieser Optimierungsvariante wird diese Maßnahme durch eine Reduzierung der Rücklauftemperaturen im Abnahmekreis von 5 bzw. 10 K untersucht. Hierbei wurde das Lastfile so adaptiert, dass die Wärmeabnahme trotz der niedrigeren Rücklauftemperaturen unverändert bleibt. Eine Auswirkung, die nicht berücksichtigt wurde, ist, dass das Netz infolge der niedrigeren Temperaturen geringere Verteilverluste haben würde.

Optimierungsvariante 10

Bei dem verwendeten Kesselmodell wird der Luftüberschuss (Lambda-Wert) bei der Verbrennung - entsprechend den Ergebnissen der durchgeführten Messungen (vgl. Abschnitt 3.3) - intern je nach aktueller Leistung zwischen einem vorgegebenen Maximal- und Minimalwert (3,1 bzw. 1,65) variiert. Bei geringer Kesselleistung kommt es also zu einem erhöhten Luftüberschuss bei der Verbrennung und damit zu einer Verringerung des Feuerungstechnischen Wirkungsgrades. In dieser Optimierungsvariante wird ein konstanter Lambda-Wert von 1,7 über den gesamten Leistungsbereich des Kessels angenommen.

In weiterer Folge wird diese Optimierungsvariante dahingehend erweitert, dass zusätzlich zu einem konstanten Lambda-Wert die Abstrahlverluste des Biomassekessels um ca. 30 % von 57 W/K auf 40 W/K reduziert werden.

Optimierungsvariante 11

Der bei dieser Anlage vorliegende Neigungswinkel der Solar-Kollektoren ist mit 65° für ein solares Kombisystem mit der vorhandenen Auslegung (sehr niedriger Deckungsgrad) nicht optimal. Diesbezügliche Untersuchungen in Heimrath et al. (2002) haben gezeigt, dass mit einem niedrigeren Anstellwinkel wesentlich höhere Erträge erzielt werden können. Im Zuge dieser Optimierungsvariante wird der Neigungswinkel der Kollektoren von 65° auf 45° bzw. 35° reduziert.

Optimierungsvariante 12

Bei der bestehenden Anlage sind die beiden Pufferspeicher durch eine Vorsatzwand abgeschlossen und der Zwischenraum mit einer eingeblasenen Zellulosedämmung ausgefüllt. Bei den durchgeführten Messungen hat sich gezeigt, dass die Verluste der beiden Speicher, obwohl diese baugleich sind wie bei Anlage A, um Einiges höher sind.

In dieser Variante werden die Verluste der Speicher gleich angesetzt wie bei Anlage A, bzw. wird angenommen, dass die bestehende Zellulosedämmung durch eine Weichschaumdämmung wie bei Anlage A ersetzt wird. Dabei werden drei Isolierstärken von 15, 20 bzw. 25 cm angesetzt. Die Berechnung der Wärmeverluste über die Mantelfläche des Speichers erfolgt durch Gl. 5.24 während für die Verluste über die Ober- und Unterseite des Speichers Gl. 5.25 verwendet wird (Ergebnisse siehe Tabelle 5.12).

Tabelle 5.12: Änderungen der Parameter der Anlage B für die Optimierungsvariante 12

	Isolierstärke	Bereich	Einheit	UA-Wert	Einheit	UA-Wert
Referenz	Zellulose	Ober-/ Unterseite	W/K	4.9	kJ/h.K	17.5
		Mantelfläche	W/K	10.6		38.0
Opt 12a	15 cm	Ober-/ Unterseite	W/K	0.8	kJ/h.K	3.0
		Mantelfläche	W/K	4.4		16.0
Opt 12b	20 cm	Ober-/ Unterseite	W/K	0.7	kJ/h.K	2.5
		Mantelfläche	W/K	3.4		12.3
Opt 12c	25 cm	Ober-/ Unterseite	W/K	0.6	kJ/h.K	2.3
		Mantelfläche	W/K	2.8		10.2

Im Folgenden wird bei allen weiteren Optimierungsvarianten eine Weichschaumisolierung mit einer Dämmstärke von 15 cm angenommen, da durch einen Austausch der Pufferspeicher bzw. eine Änderung der hydraulischen Anbindung eine Verbesserung der Isolierung leicht zu erreichen wäre.

Optimierungsvariante 13

Die Einbindung des Kesselkreises erfolgt bei Anlage B in beide Pufferspeicher, die in Serie miteinander verbunden sind. Während das gesamte Volumen von Pufferspeicher 1 genutzt werden kann, stehen dem Kessel in Pufferspeicher 2 nur ca. 2/3 des gesamten Volumens zur Verfügung. Durch den Wärmeeintrag in den zweiten Speicher steht der Solaranlage insgesamt weniger Volumen zur Verfügung.

Bei dieser Variante erfolgt die hydraulische Einbindung des Kessels wie bei Anlage A ausschließlich in Pufferspeicher 1. In weiterer Folge wird das Volumen von Pufferspeicher 1 schrittweise vergrößert. Durch diese Maßnahme soll zum Einen der solare Ertrag in das System gesteigert werden, und zum Anderen durch eine Vergrößerung des Puffervolumens für den Kessel die Anzahl der Brennerstarts reduziert werden. In der Tabelle 5.13 sind alle Änderungen der Parameter für die Umsetzung dieser Optimierungsvariante angeführt.

Tabelle 5.13: Änderungen der Parameter der Anlage B für die Optimierungsvariante 13

		Parameter	Einheit	Opt. 13a	Opt. 13b	Opt. 13c	Opt. 13d
hydr. Kreis				Wert	Wert	Wert	Wert
Speicher 1	Speicher	Speichervolumen	m ³	1.50	2.00	2.50	3.00
		Speicherhöhe	m	2.00	2.20	2.40	2.70
		UA-Wert Mantelfläche	W/K	0.83	0.89	0.97	1.00
		UA-Wert Ober- / Unterseite	W/K	4.45	5.00	5.56	6.42
		rel. Höhe Messfühler oben	-	0.85	0.85	0.85	0.86
		rel. Höhe Messfühler unten	-	0.20	0.15	0.15	0.13
	Kesselkreis	rel. Einlasshöhe	-	0.90	0.90	0.90	0.90
		rel. Auslasshöhe	-	0.20	0.15	0.15	0.13
Speicher 2	Kesselkreis	rel. Einlasshöhe	-		entfällt		
		rel. Auslasshöhe	-		entfällt		

Optimierungsvariante 14

Im Zuge dieser Optimierungsvariante wird das Nennvolumen des Pufferspeicher 1 von 1500 l auf 3000 l erhöht, um somit genügend Speichervolumen für den Kesselkreis vorzusehen. In den Varianten 14a und 14b ist der Kessel - wie in der Referenzanlage - auch in den zweiten Pufferspeicher eingebunden, während bei 14c und 14d ausschließlich der Pufferspeicher 1 vom Kessel beladen wird.

Das Volumen in Pufferspeicher 2 wird von 1500 l auf 2000 l bzw. 2500 l vergrößert, um so die Auswirkungen auf den solaren Energieeintrag in das System zu untersuchen. In der Tabelle 5.14 sind sämtliche Änderungen in den Parametern der entsprechenden Speichermodele angeführt. Die allgemeinen Parameter wie die jeweilige Speicherhöhe, Position der Messfühler und UA-Werte der verwendeten Speichergrößen sind Tabelle 5.13 zu entnehmen.

Tabelle 5.14: Änderungen der Parameter der Anlage B für die Optimierungsvariante 14

	hydr. Kreis	Parameter	Einheit	Opt. 14a	Opt. 14b	Opt. 14c	Opt. 14d
				Wert	Wert	Wert	Wert
Speicher 1	Speicher	Speichervolumen	m ³	3.00	3.00	3.00	3.00
	Kesselkreis	rel. Einlasshöhe	-	0.90	0.90	0.90	0.90
		rel. Auslasshöhe	-	0.13	0.13	0.13	0.13
	Solarkreis	rel. Einlasshöhe	-	0.62	0.62	0.62	0.62
		rel. Auslasshöhe	-	0.10	0.10	0.10	0.10
	Abnahmekreis	rel. Einlasshöhe	-	0.12	0.12	0.12	0.12
		rel. Auslasshöhe	-	0.95	0.95	0.95	0.95
Speicher 2	Speicher	Speichervolumen	m ³	2.00	2.50	2.00	2.50
	Kesselkreis	rel. Einlasshöhe	-	0.95	0.95	entfällt	
		rel. Auslasshöhe	-	0.41	0.41	entfällt	
	Solarkreis	rel. Einlasshöhe	-	0.95	0.95	0.90	0.90
		rel. Auslasshöhe	-	0.15	0.15	0.05	0.05
	Abnahmekreis	rel. Einlasshöhe	-	0.15	0.15	0.05	0.05
		rel. Auslasshöhe	-	0.95	0.95	0.95	0.95

Optimierungsvariante 15

Hier werden diverse zuvor erläuterte Optimierungen miteinander kombiniert. Es wird die Solarenergie in beide Pufferspeicher über Schichtladelenzen eingebracht (Opt. 3), um so eine möglichst gute Temperaturschichtung zu erhalten. Weiters wird die Übertragungsfläche des Solar-WT vergrößert (Opt. 6), der Abnahmekreis auch im Sommer kontinuierlich betrieben (Opt. 8), die Netz-Rücklauftemperatur um 10 K reduziert (Opt. 9a), der Neigungswinkel der Solarkollektoren auf einen Anstellwinkel von 35° vermindert (Opt. 11a), die bestehende Zellulosedämmung der beiden Pufferspeicher durch eine 15 cm dicke Weichschaumisolierung getauscht (Opt. 12b) und sowohl eine Vergrößerung des Pufferspeichers 1 von 1500 l auf 3000 l als auch von Pufferspeicher 2 auf 2000 l durchgeführt (Opt. 14c). Um die Durchmischung von Pufferspeicher 2 durch den Kesselkreis zu unterbinden, wird der Kessel hydraulisch nur noch in Pufferspeicher 1 eingebunden.

Die entsprechenden Parameter sind aus den bereits detailliert erläuterten Optimierungsvarianten bzw. der Tabelle 5.8, Tabelle 5.12 und Tabelle 5.14 zu entnehmen.

Optimierungsvariante 16

Da die Solaranlage beim bestehenden System sehr klein dimensioniert ist, wird diese in der vorliegenden Variante schrittweise vergrößert, um so den solaren Deckungsgrad zu steigern und gleichzeitig die Anzahl der Startvorgänge des Biomassekessels zu reduzieren.

Um diese Optimierungsvariante umsetzen zu können, muss einerseits der Massenstrom im Primär- und Sekundärkreis der Solaranlage und andererseits der Wärme-Übertragungswert des Solar-Wärmetauschers angepasst werden. In weiterer Folge ist es ebenfalls notwendig, die Speichergröße für den Solarkreis zu adaptieren. Bei der Variante 16c wird ein zusätzlicher Speicher eingebaut.

In der Tabelle 5.15 sind sämtliche Änderungen an den Parametern für die Umsetzung dieser Optimierungsvarianten angeführt.

Tabelle 5.15: Änderungen der Parameter der Anlage B für die Optimierungsvariante 16

	hydr. Kreis	Parameter	Einheit	Opt. 16a	Opt. 16b	Opt. 16c
				Wert	Wert	Wert
Solarkreis	Kollektoren	Neigungswinkel	°	35.00	35.00	35.00
Speicher 2	Solarkreis	rel. Einlasshöhe	-	0.90	0.90	0.90
		rel. Auslasshöhe	-	0.05	0.05	0.05
	Abnahmekreis	rel. Einlasshöhe	-	0.05	0.05	0.05
		rel. Auslasshöhe	-	0.95	0.95	0.95
Speicher 3	Speicher	Speichervolumen	-	nicht Vorhanden		3.00
	Solarkreis	rel. Einlasshöhe	-	nicht Vorhanden		0.95
		rel. Auslasshöhe	-	nicht Vorhanden		0.05
	Abnahmekreis	rel. Einlasshöhe	-	nicht Vorhanden		0.05
		rel. Auslasshöhe	-	nicht Vorhanden		0.95
Solarkreis	Kollektor	Aperturfläche	m ²	42.80	64.20	85.60
	Wärmetauscher	UA-Wert	W/K	2625.00	3933.00	5250.00
	Primärseite	Massenstrom	kg/h	880.00	1320.00	1760.00
	Sekundärseite	Massenstrom	kg/h	1180.00	1770.00	2360.00

Überblick über alle Optimierungsvarianten

In der Tabelle 5.16 sind sämtliche zuvor erläuterte Optimierungsmaßnahmen nochmals übersichtlicher zusammengefasst.

Tabelle 5.16: Zusammenfassende Übersicht der verschiedenen Optimierungsvarianten für Anlage B

Referenz:	24 m² Kollektorfläche, 150 kW Heizkessel, 2 Pufferspeicher á 1500 l		Anmerkungen
Opt 1	Kollektorfühler korrekt installiert		Der Kollektorfühler ist von Beginn an korrekt installiert.
Opt 2	Solaranlage ohne Ausfall	neue Referenzanlage	Solaranlage ist ab Jänner in Betrieb, Kollektorfühler korrekt installiert
Opt 3	Einbringung Solarenergie in beiden Speichern über Schichtladelanze		
Opt 4	a	1x 3000 l Pufferspeicher	Einlass Solar wie bei Referenz
	b		Einlass Solar mit Schichtladelanze
Opt 5	gleiche Kapazitätsströme		gleich Kapazitätsströme primär- und sekundärseitig des WT im Solarkreis
Opt 6	größere WT- Fläche (+66 %)		Fläche des Solar WT vergrößert
Opt 7	Solarregelung (Parameter, Hysteresen)		Regelung gleich wie bei Anlage A
Opt 8	Kontinuierlicher Betrieb der benötigten Abnahmeleistung im Sommer		geändert auf kontinuierlichen Betrieb
Opt 9	a	Rücklauftemperatur Abnahme	Reduktion um 10 K
	b		Reduktion um 5 K
Opt 10	a	Biomassekessel	konstantes Lambda bei Verbrennung
	b		konst. Lambda und Kesselverluste um 30 % reduziert
Opt 11	a	Verminderung Neigungswinkel	Neigung 35°
	b		Neigung 45°
Opt 12	a	Speicherisolierung	Isolierstärke 15cm
	b		Isolierstärke 20cm
	c		Isolierstärke 25cm
Opt 13	a	Kesselkreis nur in Speicher 1	Speicher 1, 1500 l
	b		Speicher 1, 2000 l
	c		Speicher 1, 2500 l
	d		Speicher 1, 3000 l
Opt 14	a	Speicher 1 fix, Speicher 2 var.	Speicher 1_3000 l, Speicher 2_2000 l
	b		Speicher 1_3000 l, Speicher 2_2500 l
	c		Speicher 1_3000 l, Speicher 2_2000 l
	d		Speicher 1_3000 l, Speicher 2_2500 l
Opt 15	a	Kombination mehrerer Opt's	Opt 9a+Opt 11a
	b		Opt 3+Opt 6+Opt 8+Opt 9a+Opt 11a+Opt 12b+Opt 14c
Opt 16	a	Kollektorfläche, WT, Speicher	2x Koll. Fl., Kessel 3000, Solar 3000
	b		3x Koll. Fl., Kessel 3000, Solar 5000
	c		4x Koll. Fl., Kessel 3000, Solar 6000

5.2.4.3 Ergebnisse der Optimierungsrechnungen für Anlage B

Nach der Durchführung der verschiedenen Optimierungsrechnungen werden die jeweiligen Ergebnisse jenen der Referenzanlage zur Bewertung gegenübergestellt. Zum Vergleich der einzelnen Varianten werden die in Abschnitt 5.2.1 erläuterten Kenngrößen herangezogen.

Wie bereits erwähnt, wurde die Solaranlage bei dieser Anlage in den ersten drei Monaten aufgrund vermuteter Fehlzirkulationen nicht betrieben. Nach der Inbetriebnahme der thermischen Solaranlage zu Beginn des Monats April wurde erst nach einigen Wochen festgestellt, dass der Kollektorfühler nicht ordnungsgemäß platziert war und somit zu niedrige Temperaturen gemessen wurden. Aus diesem Grund werden nun die ersten beiden

Optimierungsvarianten, die einen korrekt platzierten Kollektorfühler (Opt. 1) und zusätzlich einen ganzjährigen Betrieb (Opt. 2) berücksichtigen, mit der ursprünglichen Anlage verglichen. Die Ergebnisse sind in Abbildung 5.18 dargestellt. In der Folge wird die Variante 2 als Referenzanlage für die weiteren Betrachtungen herangezogen.

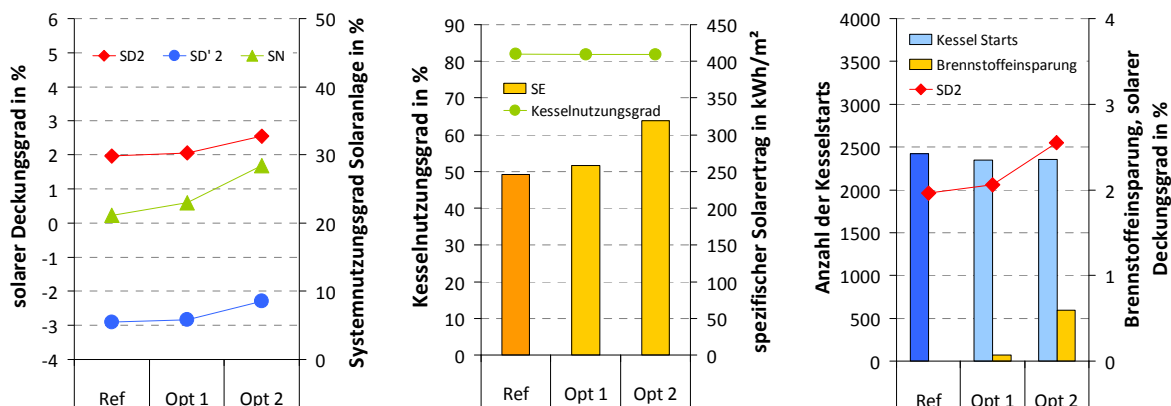


Abbildung 5.18: Solarer Deckungsgrad SD_2 und SD'_2 , Systemnutzungsgrad (SN), Kesselnutzungsgrad, Anzahl der Kesselstarts und Brennstoffeinsparung für die Referenzanlage und die Optimierungsvarianten 1 und 2 mit dem Gesamtsystem als Bilanzgrenze für Anlage B

Der solare Deckungsgrad SD_2 der ursprünglichen Anlage beträgt 1,9 %. Dieser kann durch einen korrekt funktionierenden Kollektorfühler (Opt. 1) um 0,1 % gesteigert werden. Erfolgt zudem ein kontinuierlicher Betrieb der Solaranlage ergibt sich eine Steigerung um etwa 0,6 %. Der solare Deckungsgrad SD'_2 ist sowohl bei der Referenzanlage als auch bei den beiden Optimierungsvarianten negativ, da die Speicherverluste höher sind als der Solarertrag der Anlage.

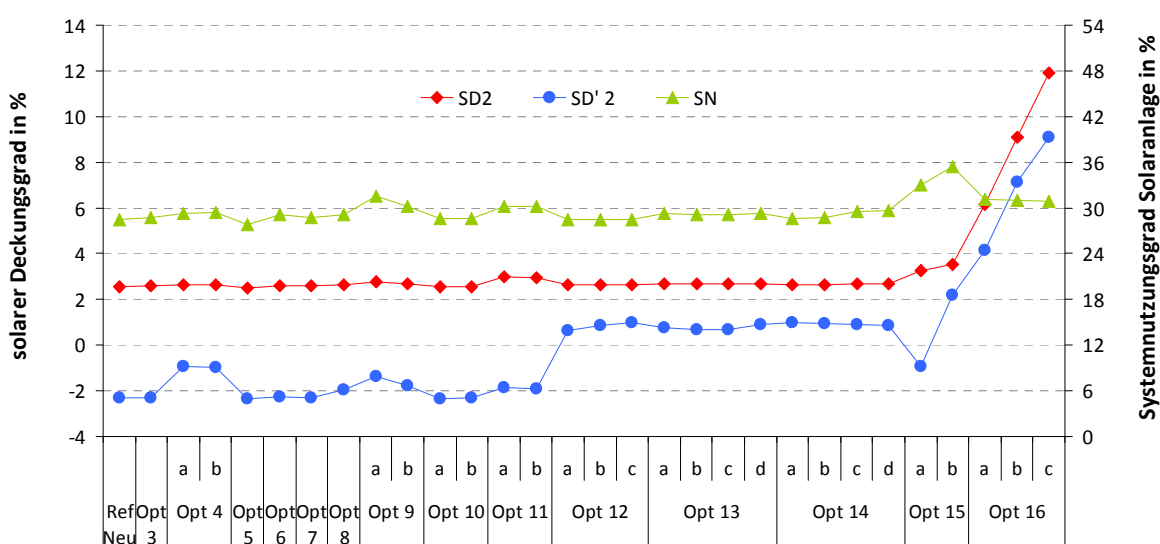


Abbildung 5.19: Solarer Deckungsgrad SD_2 (Verluste aufgeteilt auf Kessel und Solaranlage) und Solarer Deckungsgrad SD'_2 (alle Verluste werden der Solaranlage angelastet) sowie der Systemnutzungsgrad (SN) der thermischen Solaranlage für die neue Referenzanlage und alle Optimierungsvarianten mit dem Gesamtsystem als Bilanzgrenze für Anlage B

Betrachtet man den spezifischen Ertrag der Solaranlage, ist durch die Optimierungsvariante 1 nur ein geringer Zuwachs von etwa 13 kWh/m²a möglich. Erst durch einen ganzjährigen Betrieb der Solaranlage kann dieser um ca. 75 kWh/m²a gesteigert werden. Sowohl der Kesselnutzungsgrad als auch der Systemwirkungsgrad können infolge der durchgeführten Optimierungen nicht weiter verbessert werden. Bei der Anzahl der Kesselstarts ist eine geringfügige Verbesserung von 70 Startvorgängen zu bemerken. Durch den insgesamt sehr geringen Anteil der Solaranlage an der Energieaufbringung ist die durch den gesteigerten Solarertrag erreichte Brennstoffeinsparung prozentuell sehr gering.

Betrachtet man die Optimierungsvarianten 1 bis 11 und die Variante 15a, liegen negative solare Deckungsgrade vor. Das ist darauf zurückzuführen, dass bei diesen Varianten die thermischen Verluste der beiden Pufferspeicher größer sind, als die Solaranlage an Energie in das System einbringen kann. Bei den restlichen Varianten wurden die Verluste der Pufferspeicher auf das Niveau der Anlage A bzw. noch weiter (Opt. 12b,c) reduziert.

Durch die Kombination mehrerer Optimierungsvorschläge, wie dies in der Variante 15b der Fall ist, wird der solare Deckungsgrad SD₂ von ursprünglichen -2,3 % auf +2,1 % gesteigert. Im Zuge der Adaptierung des Kollektorfeldes, des Solar-Wärmetauschers und der Pufferspeicher sind weitere Steigerungen des solaren Deckungsgrades möglich. Wird beispielsweise die Kollektorfläche von 21,4 m² auf 85,6 m² vergrößert und ein Speichervolumen für die Solaranlage von 6000 l eingesetzt (Opt. 16c), wird ein solarer Deckungsgrad SD₂ von etwa 9 % erreicht.

Da die Verbesserungen des solaren Deckungsgrades bei den meisten Varianten relativ klein sind, werden diese nochmals als relative Änderungen gegenüber der Referenzvariante in Abbildung 5.20 dargestellt.

Die höchsten Verbesserungen lassen sich - abgesehen von den Varianten mit geänderter Auslegung der Solaranlage - durch eine Reduktion der Netz-Rücklauftemperatur (Opt. 9), durch eine zusätzliche Reduktion des Neigungswinkels der Kollektoren (Opt. 11) sowie durch eine Kombination mehrere Varianten (Opt. 15) erreichen.

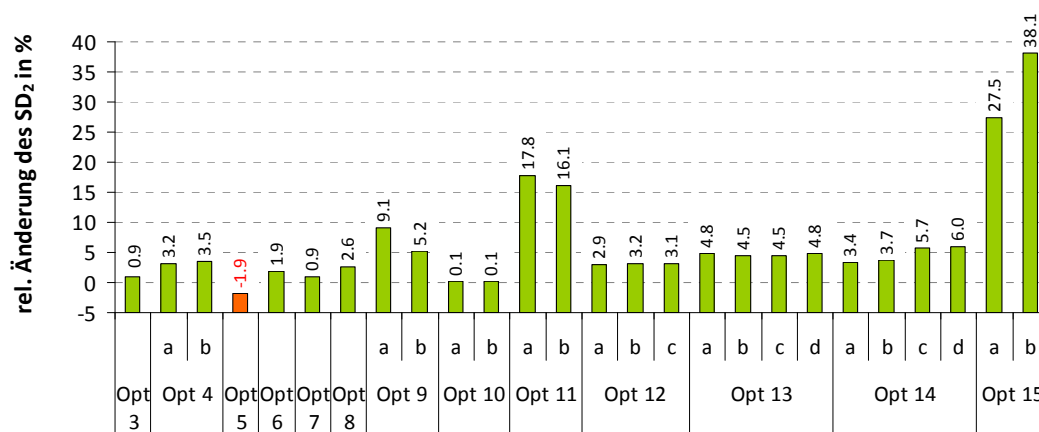


Abbildung 5.20: Prozentuelle Änderung des solaren Deckungsgrades SD₂ der Optimierungsvarianten 3 bis 15 für Anlage B; grüne Balken sind positive Änderungen, orange Balken entsprechen negativen Änderungen

In der Abbildung 5.21 sind die Anzahl der Brennerstarts, die Brennstoffeinsparung sowie der solare Deckungsgrad SD₂ dargestellt. In der Referenzanlage (Opt. 2) werden in dem

betrachteten Simulationsjahr 2350 Brennerstarts verzeichnet. Durch die einzelnen Optimierungsvarianten soll die Anzahl der Brennerstarts und der Brennstoffeinsatz reduziert werden.

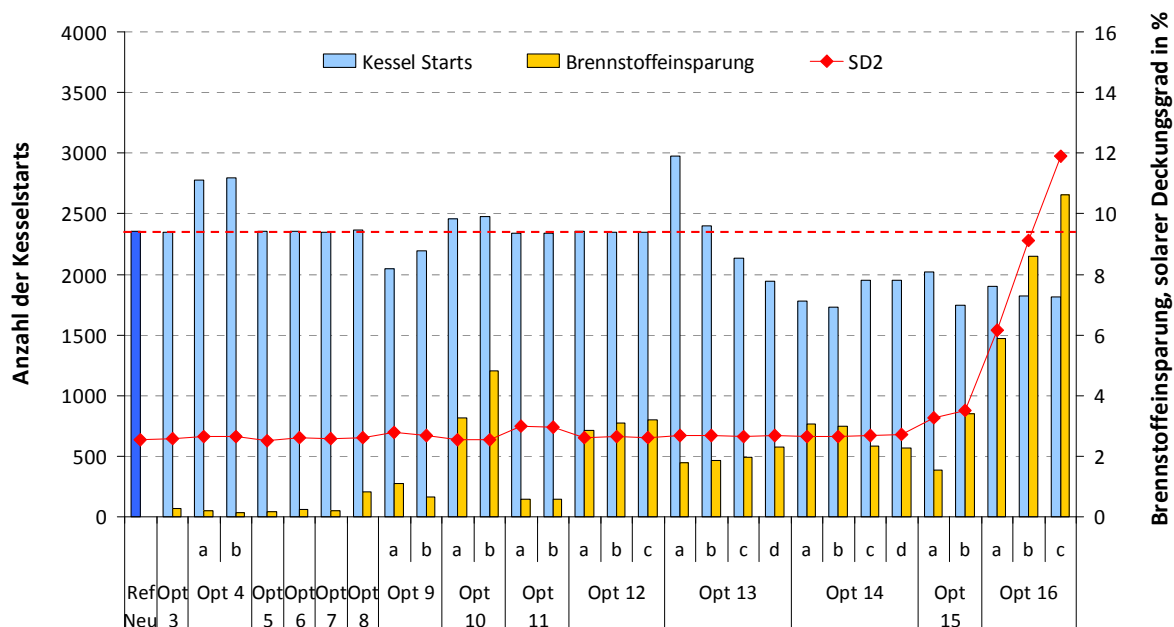


Abbildung 5.21: Anzahl der Startvorgänge sowie die Brennstoffeinsparung des Biomassekessels für die Referenzanlage und allen Optimierungsvarianten mit dem Gesamtsystem als Bilanzgrenze für Anlage B

Bei den Varianten 3, 5, 6 und 7 sind keine nennenswerten Veränderungen hinsichtlich der Anzahl der Startvorgänge des Biomassekessels und des Brennstoffeinsatzes zu erkennen. Durch eine Reduktion der Netz-Rücklauftemperaturen (Opt. 9) ergibt sich nicht nur eine Steigerung des solaren Deckungsgrades, sondern auch eine Reduktion der Brennerstarts durch die höhere Temperaturdifferenz und die dadurch höhere nutzbare Speicherkapazität des Speichers.

Bei den Varianten 14, 15a und 16 wird durch das vergrößerte Speichervolumen für den Kessel eine starke Reduktion der Brennerstarts erzielt.

Durch eine Reduzierung des Luftüberschusses des Kessels bzw. bei einer zusätzlichen Reduktion der Abstrahlverluste (Opt. 10) ergeben sich Brennstoffeinsparungen von ca. 3 bzw. 5 %. Durch eine Verbesserung der Wärmedämmung der beiden Pufferspeicher (Opt. 12) wird eine Brennstoffeinsparung von 2,9 bis 3,2 % erzielt.

Die höchsten Brennstoffeinsparungen werden durch eine Vergrößerung der Kollektorfläche bzw. des Pufferspeichervolumens (Opt. 16) erreicht, wobei hier bei der größten untersuchten Solaranlage (Opt. 16c) eine Einsparung von 10,5 % erzielt wird.

In der Abbildung 5.22 ist der spezifische Solarertrag und der Nutzungsgrad des Biomassekessels für die einzelnen Varianten angeführt.

Betrachtet man den Nutzungsgrad des Biomassekessels, beträgt dieser in der Referenzanlage in etwa 82 %. Durch einen konstanten Luftüberschuss bei der Verbrennung (Opt. 10a) ist es möglich, den Nutzungsgrad auf einen Wert von 86 % zu steigern. Wäre es zusätzlich möglich,

die thermischen Verluste des Kessels um 30 % zu reduzieren, wäre eine weitere Verbesserung auf 87 % erreichbar.

Bei den Optimierungsvarianten 3, 6, 7, 8, 10 und 12 sind keine signifikanten Änderungen des spezifischen Solarertrages gegenüber der Referenzanlage (320 kWh/m²a) festzustellen. Werden die beiden 1500 l Pufferspeicher durch einen 3000 l Pufferspeicher ersetzt (Opt. 4), ist eine geringfügige Verbesserung des spezifischen Ertrages auf ca. 330 kWh/m²a möglich.

Bei einer Reduktion der Rücklauftemperatur im Abnahmekreis um 10 bzw. 5 K (Opt. 9) wäre eine Steigerung des spezifischen Solarertrags um 35 bzw. 20 kWh/m²a erreichbar. Bei einer Änderung des Kollektorneigungswinkels von 65° auf 35° bzw. 45° (Opt. 11) wird der spezifische Solarertrag bei 35° Neigung auf 378 kWh/m²a und bei einer Neigung von 45° auf 373 kWh/m²a erhöht, was einer prozentualen Änderung von 18,4 % bzw. 16,8 % entspricht. Diese beiden Optimierungsvarianten würden also eine erhebliche Verbesserung ergeben, und wären evtl. ohne größere Kosten umsetzbar.

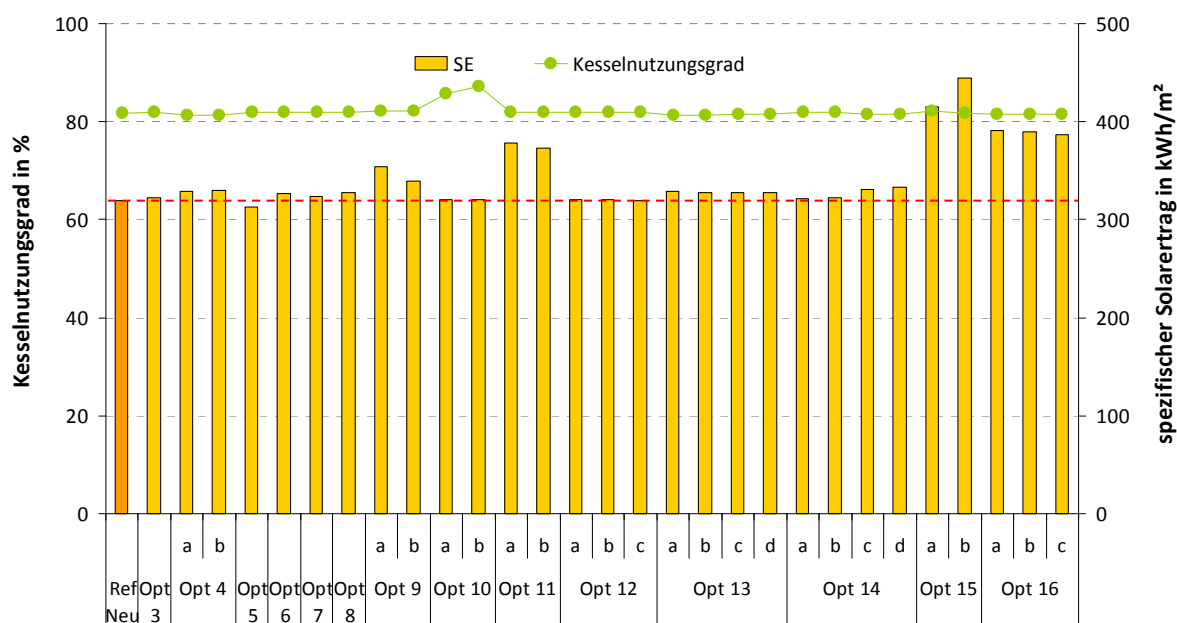


Abbildung 5.22: Nutzungsgrad des Biomassekessels und spezifischer Ertrag der Solaranlage für die Referenzanlage und alle Optimierungsvarianten mit dem Gesamtsystem als Bilanzgrenze für Anlage B

Werden verschiedene Optimierungsvarianten miteinander kombiniert, wie dies bei der Variante 15 der Fall ist, hat dies entsprechende Auswirkungen auf den spezifischen Solarertrag. Wird sowohl der Neigungswinkel der Kollektoren auf 35° verringert als auch die Rücklauftemperatur im Abnahmekreis um 10 K reduziert (Opt. 15a), ist eine Verbesserung von rund 30 % auf 415 kWh/m²a möglich.

Durch eine weitere Verbesserung des Gesamtsystems (Opt. 15b) kann der spezifische Ertrag weiter gesteigert werden. In diesem Fall nimmt dieser einen Wert von 445 kWh/m²a ein, was einer Verbesserung von 39,2 % entspricht. Wenn zusätzlich eine Senkung der Netz-Rücklauftemperaturen durchgeführt werden würde, wären auch hier noch höhere spez. Solarerträge möglich.

Vergrößert man die Kollektorfläche um das 2-, 3- bzw. das 4-fache mit einem Neigungswinkel der Kollektoren von 35° , adaptiert in diesem Zug auch die Übertragungsfläche des Solarwärmetauschers und die Volumina der Pufferspeicher (Opt. 16), stellt sich ein spezifischer Solarertrag von ca. $390 \text{ kWh/m}^2\text{a}$ ein.

6 Zusammenfassung

Anlagenmonitoring

Im Rahmen des Projekts wurde ein Anlagenmonitoring durchgeführt, in dem fünf bestehende kombinierte Biomasse-Solar-Heizungssysteme in einem Leistungsbereich von 20 bis 150 kW (Nennleistung Kessel) über mehr als ein Jahr messtechnisch untersucht wurden.

Bei drei Anlagen wurde ein **Semi-Quantitatives Monitoring** durchgeführt. Hier wurden hauptsächlich die bereits an die bestehende Reglereinheit angeschlossenen Temperatursensoren bzw. bestehende Wärmemengenzähler verwendet. Eine genaue Bilanzierung der Wärmemengen in allen hydraulischen Kreisen ist bei diesen Anlagen nicht möglich.

Bei zwei Anlagen wurde ein **Quantitatives Monitoring** durchgeführt, d.h. hier wurden zusätzlich zur bereits installierten Messtechnik weitere Sensoren bzw. Wärmemengenzähler installiert, um eine genaue Quantifizierung der Energieflüsse in den einzelnen Kreisen zu ermöglichen. Für diese beiden Anlagen wurden in weiterer Folge Optimierungsrechnungen anhand von detaillierten dynamischen Simulationen durchgeführt.

Die Ergebnisse der einzelnen Anlagen zeigen große Qualitäts-Unterschiede bzgl. der erreichten Effizienz bzw. der erzielten solaren Gewinne. So wurden bei zwei der untersuchten Anlagen spez. Solarerträge von $> 400 \text{ kWh/m}^2\text{a}$ erreicht, was hauptsächlich auf eine gute Auslegung und auf relativ niedrige Rücklauftemperaturen im Abnahmekreis zurückzuführen ist.

Bei zwei Anlagen wurden nur relativ geringe ($224 \text{ kWh/m}^2\text{a}$) bzw. sehr geringe ($51 \text{ kWh/m}^2\text{a}$) Solarerträge erzielt. Dies liegt zum Einen daran, dass beide Anlagen mehrere Monate nicht bzw. nur eingeschränkt in Betrieb waren, zum Anderen aber vor allem auch an diversen Mängeln bzw. nicht optimalen Betriebsbedingungen für die Solaranlage. So sind die Netz-Rücklauftemperaturen bei beiden Anlagen relativ hoch und die Solarspeicher weisen eine schlechte Temperaturschichtung auf.

Eine Auswertung der Anzahl an Brennerstarts des Biomassekessels wurde ebenfalls durchgeführt. Die Ergebnisse bei den einzelnen Anlagen bewegen sich zwischen ca. 800 bis 2700 Brennerstarts pro Jahr. Die Auswertungen zeigen einen eindeutigen Zusammenhang zwischen der Taktanzahl und dem Verhältnis des vorhandenen Pufferspeichervolumens zur Kessel- bzw. zur Abnahmeleistung. Grundsätzlich hat sich bei allen untersuchten Anlagen gezeigt, dass bei der bestehenden Art der Beladung des Pufferspeichers durch den Kessel, der Kessel nur eine eingeschränkte bzw. keine Möglichkeit der Leistungs-Modulation hat.

Kesselmessungen im Labor

Zwei Kessel vom gleichen Typ wie die beiden Kessel, die in den Anlagen des Quantitativen Feldmonitorings installiert sind, wurden in Bezug auf die Last-Abhängigkeit des Wirkungsgrades sowie des Auskühlverhaltens detailliert im Labor vermessen. Dazu wurde ein 40 kW Pelletskessel und ein 150 kW Hackgutkessel im Labor bezüglich der Abhängigkeit der Verluste von der Modulationsstufe, der Verluste im instationären (taktenden) Betrieb, und der Auskühlverluste im Stillstand messtechnisch untersucht. Die Mess-Resultate dienten dazu, ein Kesselmodell für die Simulation mit der Software TRNSYS entsprechend zu parametrieren. Die adäquate Abbildung des Kessels war eine wesentliche Grundlage für die Optimierungsrechnungen der Anlagen.

Systemmessungen im Labor

Am Institut für Solartechnik SPF in Rapperswil, das als Projektpartner in PellSol Plus eingebunden war, wurde parallel das Projekt „PelletSolar II“ durchgeführt. Dabei wurde die am SPF entwickelte dynamische Messmethode des Concise Cycle Test erweitert, und ein kombiniertes Pellet-Solarsystem ausführlich getestet.

Ergänzend zu auf den Energieverbrauch fokussierten Messungen wurde auch eine Bestimmung der Jahresemissionen des Systems durchgeführt. Auf Basis der Systembetrachtung im Prüfstand des SPF wurden in Zusammenarbeit mit der Hochschule Luzern die Emissionen der im realen Betrieb relevanten Betriebszustände ermittelt, bzw. jeweils Emissionsfaktoren abgeleitet. Durch die im Projekt durchgeführten Jahressimulationen, die das Verhalten des Kessels im dynamischen Betrieb abbilden und durch die Integration der Emissionswerte bei unterschiedlichen Betriebszuständen ist es möglich, eine Aussage zur Jahresemissionsfracht zu machen.

Die Systemtests haben ergeben, dass mit dem im vermessenen System eingesetzten Kessel in der Standardvariante nur ein EIN/AUS-Betrieb möglich ist. In der Simulation konnte gezeigt werden, dass durch eine geänderte Einbindung der Kessel seine Modulationsbreite weitestgehend ausnutzen kann. Die Simulationen ergeben, dass im Standard-System (kombiniertes Pellet-Solar-System wie am Prüfstand) ein höherer Jahresnutzungsgrad des Kessels erreicht wird als bei einem Referenzsystem ohne Solaranlage. Insgesamt reduziert sich der Brennstoffbedarf des getesteten kombinierten Systems um fast ein Viertel (24,8 %) gegenüber diesem Referenzsystem. In einer Optimierungsvariante mit einer geänderten Regelung zur besseren Ausnutzung der Kesselmodulation konnte diese Einsparung auf 26 % gesteigert, bzw. konnte die Anzahl der Brennerstarts von ca. 1300 beim Standardsystem auf ca. 1000 reduziert werden.

Bei den Emissionen hat sich gezeigt, dass in dem optimierten System mit besserer Kessel-Modulation die CO-Emissionen höher sind als beim Standard-System. Dies ist darauf zurückzuführen, dass der untersuchte Kessel relativ hohe CO-Emissionen im Teillastbetrieb aufweist. Die Staubemissionen können aber gegenüber der Standard-Variante reduziert werden. Dies liegt an der verringerten Anzahl an Brennerstarts und daran, dass diese im Teillastbetrieb kaum höher sind als bei Volllast.

Die Ergebnisse zeigen, dass es notwendig ist, die Verbrennung des Kessels auch bei kleiner Leistungsstufe mit geringem Lambda und geringen CO-Emissionen betreiben zu können, um die Vorteile einer modulierenden Betriebsweise des Kessels voll ausschöpfen zu können.

Optimierungsrechnungen

Pufferbeladung durch den Kessel

Sowohl bei den durchgeführten Feldmessungen als auch bei den Systemmessungen im Labor hat sich gezeigt, dass bei der Beladung des Pufferspeichers durch den Kessel, keine nennenswerte Leistungsmodulation auftritt, obwohl die Kessel theoretisch ihre Leistung bis auf ca. 30 % der Nennleistung reduzieren können sollten. Anhand von dynamischen Systemsimulationen wurden unterschiedliche Möglichkeiten zur Verbesserung der Regelung der Pufferbeladung im Hinblick auf eine bessere Leistungsmodulation untersucht.

Von 21 untersuchten Regelstrategien wurden die besten Ergebnisse, sowohl hinsichtlich der Anzahl an Brennerstarts als auch der erreichten Energieeinsparung, mit zwei Temperatur-

sensoren erzielt, die eine Messung der mittleren Temperatur in der Warmwasser- sowie der Raumheizungs-Zone des Speichers ermöglichen. In diesem Fall wird die Temperaturdifferenz zwischen der gemessenen und einer Solltemperatur der jeweiligen Zone als Regelgröße verwendet, um den Volumenstrom durch den Kessel und die Verbrennungsleistung des Kessels anzupassen. Die Simulationen zeigen, dass mit dieser Strategie bei einem Kessel, der gegenüber der Auslegungs-Heizlast zweifach überdimensioniert ist und einen Modulationsbereich von 43 – 100 % aufweist, die Anzahl der Brennerstarts von 3000/a auf unter 1000/a reduziert werden kann, und bei einem Modulationsbereich von 30%-100% sogar auf unter 500/a.

Optimierungsrechnungen für die vermessenen Feldanlagen

Für die Anlagen A und B des im Projekt durchgeführten Feldmonitorings wurden Simulationen in der Simulationsumgebung TRNSYS durchgeführt, um verschiedene Optimierungsvarianten zu untersuchen. Dabei wurden unterschiedliche Maßnahmen bzgl. der Regelung und der hydraulischen Verschaltung betrachtet, die auf eine Steigerung des Solarertrages und eine Reduktion des Brennstoffeinsatzes bzw. der Brennerstarts abzielen.

Zunächst konnte gezeigt werden, dass mit den erstellten Anlagenmodellen eine gute Übereinstimmung mit den gemessenen Daten erreicht wird.

Die Optimierungsrechnungen für die Anlage A haben nur relativ geringfügige Verbesserungen beim solaren Deckungsgrad durch die untersuchten Maßnahmen gezeigt. Andererseits konnten in der Simulation Einsparungen des Brennstoffverbrauches von bis zu 8 % durch eine verbesserte Lambda-Regelung und eine Reduktion der Abstrahlverluste des Kessels erreicht werden.

Bei der Anlage B konnten teilweise große Verbesserungspotentiale aufgezeigt werden. So ließe sich der spez. Kollektorertrag der Solaranlage allein durch eine Änderung des Kollektor-Neigungswinkels um fast 20 % steigern. Bei einer Reduktion der Rücklauftemperaturen des Abnahmekreises um 10 K durch entsprechende Maßnahmen wäre eine Erhöhung des Solarertrags um 11 % möglich, bei einer gleichzeitigen signifikanten Reduktion der Brennerstarts. Der durch die sehr klein dimensionierte Solaranlage sehr niedrige solare Deckungsgrad von nur ca. 2 % könnte nur durch die Installation von zusätzlichen Kollektorflächen und Speichervolumen wesentlich gesteigert werden. Durch eine Verringerung des Luftüberschusses bei niedriger Leistung und einer gleichzeitigen Reduktion der Abstrahlverluste des Kessels könnte eine Brennstoffeinsparung von 5 % erreicht werden.

7 Ausblick und Empfehlungen

Für die untersuchten Pelletkessel ist eine weitere Reduzierung der Wärmeverluste an die Umgebung durch Konvektion und Strahlung eine sinnvolle Maßnahme im Hinblick auf einen höheren Wirkungsgrad – speziell im Teillastbetrieb. Die Messungen und Simulationsarbeiten, die im Rahmen dieses Projekts bzw. im Projekt am SPF durchgeführt wurden, zeigen, dass diese bei den untersuchten Pelletkesseln unter Berücksichtigung des Ganzjahresbetriebs teilweise höher sind als die Rauchgasverluste.

Damit Emissionseinsparungen, die durch eine Reduktion der Brennerstarts erreicht werden, nicht durch höhere Emissionen des Kessels im Teillastbetrieb kompensiert werden, sollte der Teillastbetrieb verbessert werden. Alle vermessenen Pelletkessel haben bei Teillastbetrieb höhere CO-Emissionen und höhere Luftüberschuss-Zahlen als bei Nennlast. Auch eine automatische Reduktion der Kesselleistung auf 30 % der Nennleistung war bei den untersuchten Kesseln nicht ohne weiteres möglich.

Hier ist anzumerken, dass die hier genannten Punkte erfahrungsgemäß nicht nur auf die hier untersuchten Kessel bzw. nicht nur auf Pelletkessel zutreffen, sondern auch auf mit fossilen Brennstoffen befeuerte Kessel.

Die Beladung des Pufferspeichers über den Kessel sollte im Hinblick auf eine bessere Modulation der Verbrennungsleistung weiterentwickelt werden. Die hier anhand von Simulationen aufgezeigten Möglichkeiten entsprechender Regelalgorithmen sollten im Labor ausführlich auf ihre Umsetzbarkeit getestet werden. Temperatursensoren zur Messung der mittleren Temperatur eines Bereichs im Speicher, wie in Kapitel 5.1 gezeigt, sind derzeit nicht am Markt verfügbar. Eine Entwicklung solcher Sensoren wäre vermutlich auf Basis der Funktionsweise von Widerstandsthermometern relativ einfach möglich. Derartige Sensoren werden derzeit z.B. für die Messung der mittleren Temperatur von Luftströmen in Lüftungssystemen eingesetzt, sind aber für die genannte Anwendung momentan zu teuer (ca. 200 € pro Sensor).

Die Emissions-Grenzwerte von Heizungskesseln sind derzeit nur für den stationären Betrieb geregelt. Die Ergebnisse von in diesem und auch in anderen Projekten durchgeführten Untersuchungen zeigen aber, dass die Emissionen im instationären Betrieb teilweise weitaus höher sind als im Stationärbetrieb. Da im praxisüblichen Einsatz immer sowohl stationäre als auch instationäre Betriebsphasen auftreten, ist eine Änderung des diesbezüglichen Regelwerkes anzustreben. Da der Emissionsausstoß im instationären Betrieb von vielen Faktoren abhängig ist, könnte eine Berücksichtigung im Rahmen von Kesselprüfungen z.B. durch eine Messung der Gesamtemissionen mit Hilfe eines zu entwickelnden genormten Betriebszyklus, eine Methode wie sie z.B. bei Kraftfahrzeugen international üblich ist, durchgeführt werden.

Literatur

Baehr H.D., 2005

Thermodynamik: Grundlagen und technische Anwendungen, Zwölfte Auflage. Springer: Berlin Heidelberg.

Bemmann, U., Bendieck, A., Heck, P., Caspary, C., Baran, M. & Hallfell, Y., 2006

Guideline for Combined Solar Thermal and Wood Pellet Heating Systems. Project Sollet - European Network Strategy for Combined Solar and Wood Pellet Heating Systems for Decentralised Applications .

BMLFUW, 2006

Nationaler Biomasseaktionsplan für Österreich - Begutachtungsentwurf. Bundesministerium für Land- und Forstwirtschaft, Umwelt und Wasserwirtschaft, Wien.

Bühler R. & Jenni A., 2009

Betriebsverhalten von automatischen Holzfeuerungen - Anforderungen und praktische Beispiele. Präsentation beim Workshop „Effizienzsteigerung und Emissionsminderung von Biomassekleinanlagen“. Graz, 15. Okt. 2009.

Drück H., 2006

Multiport Store Model for TRNSYS - Type 340 - V1.99F.

EN 12977-3

Thermische Solaranlagen und ihre Bauteile – Kundenspezifisch gefertigte Anlagen - Teil 3: Leistungsprüfung von Warmwasserspeichern für Solaranlagen

Fiedler, F., Nordlander, S., Persson, T. & Bales, C., 2006

Thermal Performance of Combined Solar and Pellet Heating Systems. Renewable Energy, 31(1), 73-88.

Gabathuler, H., 2009.

Regelungstechnische Lösungsansätze für Anlagen mit Speicher. Präsentation beim Workshop „Effizienzsteigerung und Emissionsminderung von Biomassekleinanlagen“. Graz, 15. Okt. 2009.

Good J., Nussbaumer T., 2009

Emissionsfaktoren moderner Pelletkessel unter typischen Heizbedingungen, Schlussbericht

Haberl R., Frank E., Vogelsanger P., 2009a

Holistic System Testing – 10 Years of Concise Cycle Testing, Proceedings of ISES Solar World Congress, Johannesburg

Haberl, R., Konersmann, L. & Frank, E., 2009b

PelletSolar-2 - Systemoptimierung von Pelletfeuerungen in Kombination mit thermischen Solaranlagen basierend auf dynamischen Simulationen und Messungen im Prüfstand; BFE Jahresbericht, Institut für Solartechnik SPF Rapperswil

Haberl R., Konersmann L., Frank E., 2010a

PelletSolar-2 – Systemoptimierung von Pelletfeuerungen in Kombination mit thermischen Solaranlagen basierend auf dynamischen Simulationen und Messungen im Prüfstand; BFE Schlussbericht; Institut für Solartechnik SPF Rapperswil

Haberl R., Konersmann L., Frank E., 2010b

Erweiterte Systembewertung mit dem Concise Cycle Test am Beispiel von PelletSolar; 20. Symposium Thermische Solarenergie, 05.-07. Mai 2010, Hrsg.: Otti-Technologie-Kolleg, Wernerwerkstr. 4, D-93049 Regensburg.We

Haller M.Y., Paavilainen J., Konersmann L., Haberl R., Dröscher A., Frank E., Bales C., Streicher W., 2010a

A Unified Model for the Simulation of Oil, Gas, and Biomass Space Heating Boilers for Energy Estimating Purposes - Part I: Model Development. Journal of Building Performance Simulation, First published on: 02 July 2010 (iFirst)

Haller M.Y., Paavilainen J., Konersmann L., Haberl R., Dröscher A., Frank E., Bales C., Streicher W., 2010b

A Unified Model for the Simulation of Oil, Gas, and Biomass Space Heating Boilers for Energy Estimating Purposes - Part II: Parameterization and Comparison with Measurements, Journal of Building Performance Simulation, First published on: 01 July 2010 (iFirst)

Haller M.Y., 2010

Combined Solar and Pellet Heating Systems – Improvement of energy efficiency by advanced heat storage techniques, hydraulics, and control; Dissertation am Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz

Heimrath R, Heinz A., Mach T., Streicher W., Fink C., Riva R., 2002

Solarunterstützte Wärmenetze, Technologie und Komponenten-entwicklung, Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz

Heimrath R., 2004

Simulation, Optimierung und Vergleich solarthermischer Anlagen zur Raumwärmeversorgung für Mehrfamilienhäuser, Dissertation, Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz

Heimrath, R. & Haller, M., 2007

Project Report A2 of Subtask A: The Reference Heating System, the Template Solar System - A Report of IEA SHC Task 32: Advanced Storage Concepts for Solar and Low Energy Buildings

Heinz, A., 2007

Application of Thermal Energy Storage with Phase Change Materials in Heating Systems. PhD Thesis, Institute of Thermal Engineering, Graz University of Technology.

Heinz A., Streicher W., Wallner G., Schobermayr H., Puschnig P., Schranzhofer H., Eisl G., Heimrath R. (2006)

Endbericht zum Projekt "Fortschrittliche Wärmespeicher zur Erhöhung von solarem Deckungsgrad und Kesselnutzungsgrad sowie Emissionsverringern durch verringertes Takten", Projekt im Rahmen der Programmlinie Energiesysteme der Zukunft, Impulsprogramm Nachhaltig Wirtschaften

Jordan, U., Vajen, K., Streicher, W. & Letz, T., 2003

Performance of Solar Combisystems. In W. Weiss, ed. Solar Heating Systems for Houses - A Design Handbook for Solar Combisystems. James & James: London, pp. 125-162.

Klippel, N. & Nussbaumer, T., 2007

Einfluss der Betriebsweise auf die Partikelemissionen von Holzöfen - Projektzusatz 1 + 2 zum Projekt Wirkung von Verbrennungspartikeln. Bundesamt für Energie BFE, Bundesamt für Umwelt BAFU, Bern.

Konersmann L., Haller H., Vogelsanger P., 2007

PelletSolar – Leistungsanalyse und Optimierung eines Pellet-Solarkombinierten Systems für Heizung und Warmwasser; BFE Schlussbericht; Institut für Solartechnik SPF Rapperswil

Könighofer, K., Spitzer, J., Padinger, R., Suschek-Berger, J., Streicher, W. & Mach, T., 2001

Anforderungsprofile für Biomassefeuerungen zur Wärmeversorgung von Objekten mit niedrigem Energiebedarf. Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie BMVIT, Wien.

Nöhrer D., 2009

Auswertung der Feldmessdaten von Pellet-Solar-Systemen für Raumheizung und Warmwasser im Rahmen des Projektes PellSol Plus im Zeitraum September 2008 bis Juni 2009, Bakkalaureatsarbeit an der Fachhochschule Pinkafeld, 12.08.2009

Persson, T., 2006

Combined Solar and Pellet Heating Systems for Single-Family Houses: How to Achieve Decreased Electricity Usage, Increased System Efficiency and Increased Solar Gains. PhD Thesis, KTH, Energy Technology, Stockholm.

Recknagel, Sprenger & Schramek, 2007

Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik, 73. Auflage, Oldenbourg Industrieverlag München, ISBN 3-8356-3104-7

Remmers K.H, Falk A., Fischbach M., Luchterhand J., 2001

Große Solaranlagen, Einstieg in Planung und Praxis, 2. überarbeitete Auflage, Solarpraxis AG, Berlin

SEL, 2006

TRNSYS 16, A Transient System Simulation Program, V 16.0.0.38, Solar Energy Lab, University of Wisconsin – Madison, USA

Streicher, W., Bales, C. et al., 2002

Vergleich von Kombisystemen, der Ansatz des IEA-SHC Task 26 „Solar Combisystems“. In OTTI 12. Symposium Thermische Solarenergie. Kloster Banz, Bad Staffelstein, Germany, 90-94.

Vogelsanger P., 2004a

Jahresleistungsermittlung von Solarsystemen mit der Concise Cycle Test (CCT) Methode, <http://www.spf.ch/publ/systeme/KombiPruefmethodeCCT.pdf>

Vogelsanger P., 2004b

Referenzbedingungen: Klima, Wärmelast, Kollektorfeldausrichtung und Referenzsystem zur Leistungsbestimmung von Heizsystemen für Raumheizung und Wassererwärmung, <http://www.solarenergy.ch/publ/systeme/Referenzbedingungen.pdf>, 2004

Anhang A: Brennstoffanalysen zu Kapitel 3

Tabelle A.1: Analysenwerte der eingesetzten Holz-Pellets bei der Vermessung des 40 kW-Kessels

Heizwert (wasserfrei) MJ/kg	18,7	
Wasserstoffgehalt %w (wf)	6,4	%
Kohlenstoffgehalt %w (wf)	48,0	%
Stickstoffgehalt %w (wf)	0,2	%
Chlorgehalt & Schwefel %w (wf)	<0,02	%
Aschegehalt %w (wf)	0,31	%
Feuchte %w (d.b.)	9,6	%

Tabelle A.2: Mittlere Analysenwerte des eingesetzten Hackguts bei der Vermessung des 150 kW-Kessels

Heizwert (wasserfrei) MJ/kg	18,3	
Wasserstoffgehalt %w (wf)	6,2	%
Kohlenstoffgehalt %w (wf)	48,3	%
Stickstoffgehalt %w (wf)	0,3	%
Chlorgehalt & Schwefel %w (wf)	<0,02	%
Aschegehalt %w (wf)	0,79	%
Feuchte %w (d.b.)	21,22	%

Anhang B: Simulationsparameter zu Kapitel 5.1

Tabelle B.1: Annahmen für das Referenz-Heizungssystem ohne Solaranlage

<i>Unverändert gegenüber IEA-SHC Task 32</i>	<i>Wert</i>	<i>Einheit</i>
Wärmeverluste des Speichers	644	kWh/a
Stromverbrauch der Heizungspumpe	93	W
<i>Adaptiert für das Pellets-Heizungssystem</i>		
$\eta_B^{NHV} / \eta_B^{GHV}$, Jahresnutzungsgrad des Kessels bezogen auf NHV / GHV ⁴	76,0 / 70,6	%
Strombedarf des Pelletkessels ⁵ in % der gelieferten Nutzwärme, inklusive der Kesselkreispumpe	2,34	%
$N_{burn,start}$, Anzahl der Kesselstarts pro Jahr	2000	a ⁻¹

⁴ NHV: Net Heating Value = unterer Heizwert H_u
GHV: Gross Heating Value = oberer Heizwert H_o

⁵ Ohne Strombedarf zum Transport der Pellets von einem Lagerraum zum am Kessel angebauten Tagesbehälter

Tabelle B.2: Verwendete Parameter für den Wärmespeicher

Speicher generell	Value	Unit
V_{store} , Wasservolumen ($cp = 4.19 \text{ kJ/kgK}$, $\rho = 998 \text{ kg/m}^3$)	848	l
Γ_{store} , Speicherhöhe	1,733	m
N_{store} , Anzahl der Knoten in der Simulation (Diskretisierung)	80	-
k_{eff} , effective vertikale Leitfähigkeit	1,9	W/mK
UA_{top} , Wärmeverluste Speicherdeckel	0,14	W/K
UA_{bot} , Wärmeverluste Speicherboden	1,25	W/K
UA_{z1} , Wärmeverluste Speichermantel unteres Drittel	0,63	W/K
UA_{z2} , Wärmeverluste Speichermantel mittleres Drittel	0,63	W/K
UA_{z3} , Wärmeverluste Speichermantel oberes Drittel	0,63	W/K
Interner Solarwärmetauscher		
$z_{sol2,in}$, Relative Position Wärmetauscher-Einlass	0,39	-
$z_{sol2,out}$, Relative Position Wärmetauscher-Auslass	0,12	-
$UA_{hx,sol}^a)$, UA-Wert des Wärmetauschers	389	W/K
Relative Positions des Kollektorkreis-Fühlers	0,26	-
Interner Warmwasser-Wärmetauscher		
$z_{dhw,in}$, Relative Position Wärmetauscher-Auslass	0,05	-
$z_{dhw,out}$, Relative Position Wärmetauscher-Einlass	0,95	-
$UA_{hx,dhw,base}^b)$, UA-Wert des Wärmetauschers (Ausgangswert)	2839	W/K
m , Massenstrom-Abhängigkeit des UA-Werts ^{b)}	0,24	-
n , Abhängigkeit des UA-Werts von der Temperaturdifferenz ^{b)}	0,1	-
Direkter Anschluss Wärmeabgabekreis Heizung		
$z_{sh,in}$, Relative Position Einlass (Rücklauf vom Heizkreis)	0,25	-
$z_{sh,out}$, Relative Position Auslass (Vorlauf zum Heizkreis)	0,50	-
Direkter Anschluss Kessel		
$z_{aux,in}$, Relative Position Einlass Kesselkreis (Vorlauf vom Kessel)	0,93	-
$z_{aux,out}$, Relative Position Auslass Kesselkreis (Rücklauf zum Kessel)	0,40	-
a) Keine Abhängigkeit des UA-Werts vom Massenstrom oder von der Temperaturdifferenz b) Berechnung von UA nach $UA_{hx,i} = \frac{UA_{base}}{N_{hx,nodes}} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{ww}}{[kg/s]} \right)^m \cdot \left(\frac{\Delta T_i}{[K]} \right)^n$		

Tabelle B.3: Verwendete Parameter für den Kessel

<i>Parameter</i>	<i>Wert</i>	<i>Einheit</i>
$\dot{Q}_{fuel,max}^{GHV}$, Nenn-Verbrennungsleistung bezogen auf GHV (H_o)	12,8	kW
$\dot{Q}_{fuel,min}^{GHV}$, kleinste Verbrennungsleistung bezogen auf GHV (H_o)	5,3	kW
C_{therm} , effektive (thermisch wirksame) Kapazität	340	kJ/K
UA_{hx-amb} , Wärmeverlustkoeffizient an die Umgebung	6,8	W/K
$fr_{cc,amb} + fr_{ash}$, Anteil von GHV (H_o), der vom Verbrennungsraum verloren geht durch Konvektion, Strahlung und unverbrannte Bestandteile in der Asche	1,8	%
λ_{min} , minimales Lambda (Luftüberschuss)	2,35	-
λ_{max} , maximales Lambda (Luftüberschuss)	3,25	-
dT_{nom} , Temperaturdifferenz zwischen dem Rauchgas und der wasserseitigen Rücklauftemperatur beim Nennleistung	72	K
$dT_{hx,fg}$, Änderung der Temperaturdifferenz zwischen Rauchgas und wasserseitiger Rücklauftemperatur pro % Verminderung der Verbrennungsleistung	-0,73	K/%
$ppm_{CO,min}$, CO im Rauchgas bei Nennleistung	153	ppm
$ppm_{CO,max}$, CO im Rauchgas bei minimaler Verbrennungsleistung	245	ppm
$P_{el,min}$, Stromverbrauch bei minimaler Verbrennungsleistung	35	W
$P_{el,max}$, Stromverbrauch bei Nennleistung	71	W
$W_{el,start}$, Stromverbrauch bei jedem Kesselstart	58	Wh
$P_{el,OFF}$, Stromverbrauch im Standby	11	W
τ_{start} , Dauer der Startphase	0,15	h
$\dot{Q}_{fuel,start}^{GHV}$, mittlerer Brennstoffverbrauch während der Startphase	6,4	kW

Tabelle B.4: Verwendete Parameter für die Verbindung zwischen Kessel und Wärmespeicher

<i>Parameter</i>	<i>Wert</i>	<i>Einheit</i>
$t_{rt,min}$, minimale Rücklauftemperatur	50	°C
$l_{aux,pi}$, Länge der Verbindungsleitungen (jeweils für Vor- und Rücklauf)	4	m
$d_{aux,pi}$, Rohr-Innendurchmesser der Verbindungsleitungen	0,02	m
$U_{aux,pi}$, Wärmeverlustkoeffizient der Verbindungsleitungen (bezogen auf die Rohr-Innenfläche)	2,5	W/m ² K
Stromverbrauch der Kesselkreispumpe	40	W
$\dot{m}_{aux,max}$, Massenstrom im Kesselkreis bei eingeschalteter Pumpe	800	kg/h
Pumpennachlaufzeit nach Kesselstopp	20	min

Tabelle B.5: Parameter für die Simulation der Leistungsregelung des Pelletkessels (Basisvariante)

<i>Parameter</i>	<i>Wert</i>	<i>Einheit</i>
$\dot{Q}_{wat,max}$, maximale wasserseitige Leistung des Kessels	12	kW
$\dot{Q}_{wat,min}$, minimale wasserseitige Leistung des Kessels	4,8	kW
$t_{rt,set,min}$, minimale Rücklauftemperatur	50	°C
$t_{B,set}$, Sollwert Kessel-Vorlauftemperatur	62	°C
$\dot{m}_{aux,max}$, maximaler wasserseitiger Massenstrom durch den Kessel	860	kg/h
$\dot{m}_{aux,min}$, minimaler wasserseitiger Massenstrom durch den Kessel, wenn der Massenstrom geregelt wird	300	kg/h
$t_{B,rt,set,max}$, maximaler Rücklauftemperatur-Sollwert, wenn die Rücklauftemperatur geregelt wird	58	°C

Tabelle B.6: Verwendete Parameter für die Simulation mit einem Speicherfühler und passiver Modulations-Regelung

<i>Parameter</i>	<i>Einheit</i>	<i>C1</i>		
<i>Control strategy</i>		<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>
$t_{B,set}$, Kessel-Solltemperatur	°C	62	62	90
Rel. Höhe Sensor 1	-	0,45	0,45	0,45
t_{ON} Sensor 1	°C	52	52	52
t_{set} Sensor 1	°C	-	-	-
t_{OFF} Sensor 1	°C	63	61	61
$\dot{m}_{aux,max}$, max. Massenstrom	kg/h	860	860	860
$t_{B,rt,set}$, Sollwert RL-Temp. Kessel	°C	50	50	50

Tabelle B.7: Verwendete Parameter für die Simulation mit zwei Speicherfühlern

<i>Parameter</i>	<i>Einheit</i>	<i>C5</i>			<i>C6</i>		<i>C7</i>	
<i>Control strategy</i>		<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>r</i>	<i>p</i>	<i>r</i>	<i>p</i>
$t_{B,set}$	°C	62	62	90	62	62	62	62
Rel. Höhe Sensor 1	-	0,5	0,5	0,5	0,55	0,55	0,5-1,0	0,5-1,0
t_{ON} Sensor 1	°C	52	52	52	55	55	56	56
t_{set} Sensor 1	°C	-	-	-	55	55	56	56
t_{OFF} Sensor 1	°C	-	-	-	62	62	63	63
Rel. Höhe Sensor 2	-	0,4	0,4	0,4	0,45	0,45	0,4-0,5	0,4-0,5
t_{ON} Sensor 2	°C	-	-	-	+0^a	+0 ^a	+0 ^a	+0 ^a
t_{set} Sensor 2	°C	-	-	-	+0^a	+0 ^a	+0 ^a	+0 ^a
t_{OFF} Sensor 2	°C	63	61	61	+20^a	+20 ^a	+20 ^a	+20 ^a
$\dot{m}_B$	kg/h	860	860	860	860	300 - 860	860	300 - 860
$t_{B,rt,set}$	°C	50	50	50	50-58	50	50-58	50

^a Temperaturdifferenz zur Soll-Vorlauftemperatur des Heizungssystems

Tabelle B.8: Parameter und Simulations-Ergebnisse für das verbesserte System

<i>Parameters</i>	<i>Unit</i>	<i>System C7p</i>	<i>System D</i>	<i>System E</i>	<i>System F</i>	<i>System G</i>
$\dot{Q}_{fuel,max}^{GHV}$, max. Verbrennungsleistung	kW	12,8	12,8	12,8	12,8	12,8
$\dot{Q}_{fuel,min}^{GHV}$, min. Verbrennungsleistung	kW	5,3	3,8	3,8	3,8	3,8
UA_{hx-amb} , Wärmeverluste an die Umgebung	W/K	6,8	6,8	3,4	6,8	3,4
fr_{cc-amb} , Anteil von GHV (H_0), der vom Verbrennungsraum verloren geht	-	1,8%	1,8%	0,9%	1,8%	0,9%
λ_{min} , min. Lambda	-	2,35	2,35	2,35	1,8	1,8
λ_{max} , max. Lambda	-	3,25	3,25	3,25	1,8	1,8
t_{ON} Sensor 1	°C	56	57	57	57	57
Simulation results						
$f_{sav,therm}$, thermal energy savings		22,5%	22,5%	27,9%	24,7%	30,0%
$Q_{coll.spec}$, spez. Kollektorertrag	kWh/m ² a	320	319	319	319	319
$N_{burn,start}$, Anzahl Brennerstarts	-	861	431	484	458	519

Anhang C: Simulationsparameter zu Kapitel 5.2

Tabelle C.1: Anlagen- und Regelparameter für die Simulierten Feldanlagen A und B

Anlagenparameter	Einheit	Anlage A	Anlage B
Kessel:			
Kesselnennleistung	kW	40.00	150.00
Stromaufnahme	kW	2.67	3.50
Brennstoff	-	Pellets	Hackgut
Pufferspeicher	l	2x 1500	2x 1500
Solaranlage:			
Kollektorfläche	m ²	24.00	24.00
Neigungswinkel	°	45.00	65.00
Ausrichtung	°	15.00	10.00
Verschattung	-	ja	nein
Regelparameter			
Kessel:			
EIN (Sommerbetrieb)	°C	60.00	66.00
AUS (Sommerbetrieb)	°C	65.00	66.00
EIN (Winterbetrieb)	°C	-	68.00
AUS (Winterbetrieb)	°C	-	75.00
Temperaturfühler EIN	-	Puffer 1 oben	Puffer 1 oben
Temperaturfühler AUS	-	Puffer 1 unten	Puffer 1 unten
Solarpumpe Primär:			
Kollektortemperatur Pumpe EIN	°C	70.00	70.00
Hysterese Pumpe EIN	K	6.00	3.00
Kollektortemperatur Pumpe AUS	°C	140.00	140.00
Temperatur Puffer 2 unten Pumpe AUS	°C	99.00	99.00
Solarpumpe Sekundär:			
Hysterese Pumpe EIN	K	5.00	15.00
Hysterese Pumpe AUS	K	5.00	10.00
Temperaturdifferenz $T_{VLSolPri} - T_{VLSolSek}$	K	10.00	10.00
Temperatur Puffer oben Pumpe AUS	°C	95.00	95.00

Tabelle C.2: Wichtige Parameter und Inputs der entsprechenden Systemkomponenten für den Kesselkreis des Referenzsystems der Anlage A

Hydr. Kreis	Bezeichnung	Parameter bzw. Input	Einheit	Wert
Kesselkreis	Kessellmodell	maximale Leistung	kW	34.45
		minimale Leistung	kW	22.80
		thermische Speicherkapazität ohne Wasserinhalt	Wh/K	97.20
		UA- Wert wenn Kessel nicht in Betrieb	W/K	9.20
		UA- Wert wenn Kessel in Betrieb	W/K	9.20
		Lambda Min.	-	1.64
		Lambda Max.	-	3.41
	Kesselkreispumpe	maximaler Massenstrom	kg/h	2400.00

Tabelle C.3: Wichtige Parameter und Inputs der entsprechenden Systemkomponenten für den Solar- und Abnahmekreis sowie für die Pufferspeicher des Referenzsystems der Anlage A

Hydr. Kreis	Bezeichnung	Parameter bzw. Input	Einheit	Wert
Solarkreis	Solarkollektor	Aperturfläche	m ²	21.40
		Anstellwinkel	°	45.00
		Ausrichtung des Kollektors (Azimut)	°	345.00
		Konversionsfaktor	-	0.77
		Wärmeverlustkoeffizient 1. Ordnung	W/(m ² K)	2.98
		Wärmeverlustkoeffizient 2. Ordnung	W/(m ² K ²)	0.029
	Wärmetauscher	Effektive Speicherkapazität	Wh/(m ² K)	1450.00
		UA- Wert	W/K	1389.00
		Massenstrom Primärseite	kg/h	750.00
		Massenstrom Sekundärseite	kg/h	1300.00
Speicherkreis	Pufferspeicher	Speicherhöhe	m	2.00
		Speichervolumen	m ³	1.50
		UA- Wert (Verluste über Mantelfläche)	W/K	4.45
		UA- Wert (Verluste über Deckel und Boden)	W/K	1.70
	Speicher 1	relative Einlasshöhe Kesselkreis	-	0.90
		relative Auslasshöhe Kesselkreis	-	0.20
		relative Einlasshöhe Solarkreis	-	0.75
		relative Auslasshöhe Solarkreis	-	0.10
		relative Einlasshöhe Abnahmekreis	-	0.15
	Speicher 2	relative Auslasshöhe Abnahmekreis	-	0.95
		relative Einlasshöhe Solarkreis	-	0.90
		relative Auslasshöhe Solarkreis	-	0.05
		relative Einlasshöhe Abnahmekreis	-	0.20
		relative Auslasshöhe Abnahmekreis	-	0.95
Abnahmekreis		Abnahmeleistung	kW	aus Messdaten
		Rücklauftemperatur	°C	aus Messdaten
		Massenstrom Sekundärseite Beimischschaltung	kg/h	aus Messdaten

Tabelle C.4: Wichtige Parameter und Inputs der entsprechenden Systemkomponenten des Referenzsystems der Anlage B

Hydr. Kreis	Bezeichnung	Parameter bzw. Input	Einheit	Wert
Kesselkreis	Kessellmodell	maximale Leistung	kW	140.00
		minimale Leistung	kW	72.00
		thermische Speicherkapazität ohne Wasserinhalt	Wh/K	780.00
		Wasserinhalt	l	295.00
		UA- Wert wenn Kessel nicht in Betrieb	W/K	57.00
		UA- Wert wenn Kessel in Betrieb	W/K	57.00
		Lambda Min.	-	1.45
		Lambda Max.	-	3.10
	Kesselkreispumpe	maximaler Massenstrom	kg/h	7500.00
Solarkreis	Solarkollektor	Aperturfläche	m ²	21.40
		Anstellwinkel	°	65.00
		Ausrichtung des Kollektors (Azimut)	°	10.00
		Konversionsfaktor	-	0.76
		Wärmeverlustkoeffizient 1. Ordnung	W/(m ² K)	2.98
		Wärmeverlustkoeffizient 2. Ordnung	W/(m ² K ²)	0.029
		Effektive Speicherkapazität	Wh/(m ² K)	1450.00
	Wärmetauscher	UA- Wert	W/K	1527.00
		Massenstrom Primärseite	kg/h	440.00
		Massenstrom Sekundärseite	kg/h	590.00
Speicherkreis	Pufferspeicher	Speicherhöhe	m	2.00
		Speichervolumen	m ³	1.50
		UA- Wert (Verluste über Mantelfläche)	W/K	9.70
		UA- Wert (Verluste über Deckel und Boden)	W/K	6.40
	Speicher 1	relative Einlasshöhe Kesselkreis	-	0.90
		relative Auslasshöhe Kesselkreis	-	0.05
		relative Einlasshöhe Solarkreis	-	0.75
		relative Auslasshöhe Solarkreis	-	0.10
	Speicher 2	relative Einlasshöhe Abnahmekreis	-	0.20
		relative Auslasshöhe Abnahmekreis	-	0.95
		relative Einlasshöhe Kesselkreis	-	0.95
		relative Auslasshöhe Kesselkreis	-	0.41
		relative Einlasshöhe Solarkreis	-	0.90
		relative Auslasshöhe Solarkreis	-	0.05
		relative Einlasshöhe Abnahmekreis	-	0.05
		relative Auslasshöhe Abnahmekreis	-	0.95
Abnahmekreis		Abnahmeleistung	kW	aus Messdaten
		Rücklauftemperatur	°C	aus Messdaten
		Massenstrom Sekundärseite Beimischschaltung	kg/h	aus Messdaten

IMPRESSUM

Verfasser

- a) Institut für Wärmetechnik
Technische Universität Graz

Inffeldgasse 25 B, 8010 Graz
Tel. 0-316-873-7313
Fax 0-316-873-7305

A. Heinz
M. Y. Haller
F. Altenburger

- b) Institut für Solartechnik SPF
CH-8640 Rapperswil

R. Haberl
L. Konersmann

Eigentümer, Herausgeber und Medieninhaber

Klima- und Energiefonds
Gumpendorfer Straße 5/22
1060 Wien
office@klimafonds.gv.at
www.klimafonds.gv.at

Disclaimer

Die Autoren tragen die alleinige Verantwortung für den Inhalt dieses Berichts. Er spiegelt nicht notwendigerweise die Meinung des Klima- und Energiefonds wider.

Der Klima- und Energiefonds ist nicht für die Weiternutzung der hier enthaltenen Informationen verantwortlich.

Gestaltung des Deckblattes

ZS communication + art GmbH