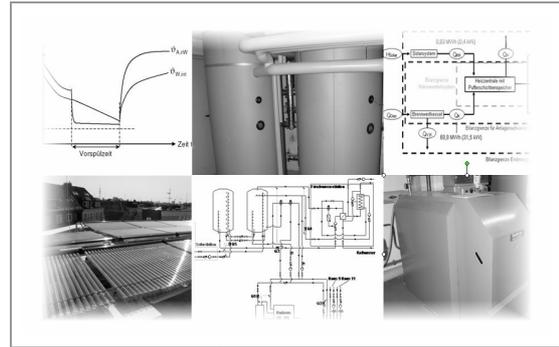


Abschlussbericht



Integration von Heizkesseln in Wärmeverbundsysteme
mit großen Solaranlagen

Zusammenfassung: Übersicht über alle Teilprojekte

Der Bericht wurde erstellt für die
Projektgruppe von:

Dr.-Ing. Kati Jagnow
Prof. Dr.-Ing. Dieter Wolff

Die Verantwortung für den Inhalt
dieser Veröffentlichung liegt beim Autor.

gefördert vom



Bundesministerium
für Umwelt, Naturschutz
und Reaktorsicherheit

aufgrund eines Beschlusses des
Deutschen Bundestages



FKZ 0325958A

Projektgruppe:



EOS – Institut für Energieoptimierte Systeme
Ostfalia Hochschule für angewandte Wissenschaften



ISFH – Institut für Solarenergieforschung
Hameln/Emmerthal



E² - Erneuerbare Energien und Energieeffizienz
Fachhochschule Düsseldorf (ab 2010)



ZfS – Rationelle Energietechnik GmbH
Hilden (bis 2010)

Bezugsmöglichkeiten für den Bericht in 5 Teilen

als Datei
im Internet

<http://www.delta-q.de>

Verantwortlichkeiten für den Inhalt dieses Berichtes

Ostfalia	Abschnitte: 1 – 6, 8, 9
FH Düsseldorf	Abschnitte: 7, 8
ISFH	Abschnitt: 6

Inhalt

1	Einleitung	4
2	Projektüberblick	5
2.1	Grunddaten.....	5
2.2	Bearbeiter	5
2.3	Förderung.....	6
2.4	Fragestellungen	6
2.5	Aufgabenplan	8
3	Ergebnisverwertung.....	10
4	Kurzbericht: Feldanlagen	12
4.1	Überblick über Gebäude und Anlagen	12
4.2	Endenergiebilanzen	16
4.3	Endenergieeinsparung.....	19
4.4	Qualitätssicherung.....	23
4.5	Einzelergebnisse.....	24
5	Kurzbericht: Prüfstand.....	29
5.1	Prüfstands Aufbau und Messgrößen	29
5.2	Allgemeines Messprogramm.....	30
5.3	Ergebnisse Wirkungsgrad und Betriebsbereitschaft	31
5.4	Kondensationsparameter	33
5.5	Elektrische Leistungen und Startautomatik.....	35
5.6	Ermittlung von Zeitkonstanten	37
5.7	Dynamische Kennwerte.....	40
5.8	Empfehlungen zur Kesselprüfungen als Grunddaten einer Simulation	43
6	Kurzbericht: Kesselmodell	44
6.1	Literaturrecherche und Konsequenzen.....	44
6.2	Modellkonzept	47
6.3	Parametrierung, Ein- und Ausgabegrößen	50
6.4	Überprüfung des Modells anhand von Labormessungen	55
7	Kurzbericht: Simulation	56
7.1	Validierung anhand von Feldmessungen	56
7.2	Simulationsvarianten und Gebäude.....	59
7.3	Ergebnisse für einen Kessel.....	65
7.4	Simulationsergebnisse im Jahresverlauf.....	66
7.5	Zusammenfassung der wichtigsten Ergebnisse	67
7.6	Simulationen ausgewählter Systemvarianten.....	70
8	Schlussdiskussion	75
8.1	Erkenntnisse und Meinungsbilder	75
8.1.1	Konsequenz von Planungsmängeln.....	75
8.1.2	Kollektorkreisenertrag und Endenergieersparnis	76
8.1.3	Rückwirkung der Solarthermie auf den Kessel.....	77
8.1.4	Pro und Contra Netzanlagen.....	77
8.1.5	Art der Warmwasserbereitung	78
8.1.6	Kesselpuffer und hydraulische Weichen	78
8.1.7	Regenerative und fossile Speicherbeheizung	79
8.1.8	Pro und Contra Heizungsunterstützung	79
8.1.9	Wirtschaftlichkeit.....	80
8.2	Ausblick auf zukünftige Fragestellungen	82
9	Anhang	83
9.1	Quellen	83
9.2	Sitzung.....	83

1 Einleitung

Hauptziel des Projektes ist die Optimierung des Gesamtsystems "Solaranlagen zur Trinkwarmwasserbereitung und Heizungsunterstützung mit Zusatzwärmeerzeuger". Im Fokus steht die hydraulisch als auch regelungstechnisch optimale Einbindung aller wichtigen Komponenten zur Trinkwarmwasserbereitung und zur Heizungsunterstützung in der Praxis. Maßstab für die Effizienz von Wärmeverbundsystemen mit großen Solaranlagen ist die Höhe der Endenergieeinsparung in absoluten Energiemengen bzw. als Kennwert bezogen auf die beheizte Fläche gegenüber einer Vergleichsanlage ohne Solartechnik. Das Projekt besteht aus vier großen Aufgabengebieten: Prüfstandsuntersuchungen, Erstellung eines Kesselmodells für Simulationsuntersuchungen, Simulationsberechnungen und Messungen zur Endenergieeinsparung in Feldanlagen.

Prüfstand

Zur Bestimmung der zur Simulation notwendigen Parameter (Aufheiz-, Auskühl- und Taktverhalten sowie zur Überprüfung der Herstellerangaben (Nennwärmeleistung, Wirkungsgrade, Betriebsbereitschaftsverlust) wurde im Rahmen der Projektbearbeitung ein Kesselprüfstand aufgebaut. Die (stationären und dynamischen) energetischen Kennwerte und Zeitkonstanten eines Kessels sind wichtige Eingangsparameter für das erstellte Kesselsimulationsmodell.

Kesselmodell

Wesentlicher Bestandteil des Forschungsprojektes ist die Erstellung eines neuen TRNSYS-Kesselmodells, dessen Eingabegrößen so festgelegt sind, dass jeder Anwender diese anhand von Herstellerdaten und möglichst wenigen weiteren auf dem Prüfstand oder am Einbauort des Kessels ermittelten Parametern bestimmen kann. Das Modell ist in der Lage, den dynamischen Verlauf der Kesselausgangsgrößen so wiederzugeben, dass eine Bewertung des Endenergieaufwandes, auch bei instationärem Betrieb, vor allem bei hohen Taktraten der Brennerleistungsstufen möglich ist.

Simulation

Zur Beurteilung der Rückwirkungen der Solaranlage auf das Betriebsverhalten von Kesseln wird auf TRNSYS-Simulationen mit dem neuen Kesselmodell zurückgegriffen. Störende Einflüsse im realen Betriebsverhalten lassen sich dabei ausblenden. Anhand der Simulationen wird ermittelt, wie hoch die Endenergieeinsparung durch den Einsatz einer Solaranlage wirklich ist, d.h. wie sich Solaranlagen bei verschiedenen Randbedingungen auf Betriebsverhalten und Wirkungsgrad von Kesseln auswirken.

Feldanlagen

Ziel der Messungen an Feldanlagen im Wochen- bis Monatstakt ist die Gewinnung eines Abnehmerprofils bzw. von Abnehmerprofilen für Heizung und Trinkwarmwasser im Jahresgang (nach Zeit bzw. Außentemperatur). Darüber hinaus können Aussagen zu Erzeugerverlusten und Nutzungsgrad der Erzeuger, der eingespeisten solaren Nutzwärme im Jahresgang sowie zu Anlagenverluste für Speicher, Verrohrung etc. getätigt werden

Aus den Messwerten lassen sich Rückschlüsse ziehen, wie groß mit der jeweils vorgefundenen Anlagenhydraulik und der vorgefundenen Regelung die Einsparung von Endenergie gegenüber einer Referenzanlage ohne Solaranlage ist. Ein Abgleich der Realanlagen und simulierter Anlagen kann erfolgen.

2 Projektüberblick

Der vorliegende Abschnitt gibt einen Überblick über die zeitliche Abwicklung des Projektes, seine Finanzierung, die Bearbeiter sowie die zu klärenden Fragestellungen.

2.1 Grunddaten

Titel:	Integration von Heizkesseln in Wärmeverbundsysteme mit großen Solaranlagen
Fördermittelgeber: FKZ:	BMU/PTJ 0325958A
Förderantrag: Genehmigung:	21.02.2009 05.06.2009
Laufzeit:	01.06.2009 – 29.02.2012 (geplant) 01.06.2009 – 31.05.2012 (nach Verlängerung)

2.2 Bearbeiter

Antragsteller		Ostfalia Hochschule für angewandte Wissenschaften Hochschule Braunschweig/Wolfenbüttel Fakultät Versorgungstechnik / EOS Salzdahlumer Straße 46/48 38302 Wolfenbüttel
Unterauftragnehmer		Institut für Solarenergieforschung Hameln Am Ohrberg 1 31860 Emmerthal
Unterauftragnehmer (bis 28.02.2011)		ZfS – Rationelle Energietechnik GmbH Verbindungsstraße 19 40723 Hilden
Unterauftragnehmer (ab 01.03.2011)		Fachhochschule Düsseldorf Fachbereich 4 Maschinenbau und Verfahrenstechnik Universitätsstraße 1, Gebäude 23.31/32 40225 Düsseldorf

Bei dem Projekt ergab sich eine Änderung des Unterauftragnehmers ZfS. Die ZfS GmbH hat zum 31.03.2011 ihre Arbeiten eingestellt, so dass eine Projektbearbeitung seitens dieses Partners nicht mehr möglich war. Ersatzweise hat die Fachhochschule Düsseldorf die geplanten Arbeiten von der ZfS (und den Hauptprojektbearbeiter als Angestellten) übernommen.

Die Projektübernahme wurde zum Anlass genommen, die Ausgabenplanung zu überarbeiten. Die in den einzelnen Rubriken geplanten Summen haben sich untereinander verschoben. Das Gesamtbudget des Projektes hat sich jedoch nicht geändert.

Mit dem Rückzug der ZfS GmbH und der anschließenden Projektübernahme durch die Fachhochschule Düsseldorf verbunden war eine Projektverlängerung. Der Übernahmeprozess hat eine insgesamt kostenneutrale Projektverlängerung von 3 Monaten erforderlich gemacht.

2.3 Förderung

Nachfolgende Tabelle stellt die Abflüsse der Förderung an die Beteiligten sowie die Sachausgaben in Feldanlagen und den Prüfstand dar.

Ostfalia	186.976 €
ISFH	120.809 €
ZfS	173.632 €
FHD	94.961 €
Feldanlagen	64.997 €
Prüfstand	15.748 €
Zuwendungssumme	657.123 €

Tabelle 1 Förderung

2.4 Fragestellungen

Dieser Bericht stellt die Ergebnisse des Projektes "Systemintegration von Heizkesseln in Wärmeverbundsystemen mit großen Solaranlagen" vor. Das Hauptziel des Vorhabens liegt in der Optimierung von Solaranlagen zur Trinkwarmwasserbereitung und Heizungsunterstützung mit Zusatzwärmeerzeuger mit den Schwerpunkten:

- Optimale Integration und korrekte Installation,
- Wechselwirkung der Solarwärme mit dem Kesselbetriebsverhalten sowie
- Optimierung der Hydraulik, Regelung und Rücklaufftemperatur in den Verbrauchssystemen.

Die optimale Nutzung der Erträge solarthermischer Anlagen hängt im Wesentlichen von folgenden Punkten ab:

- einer sehr guten Planung des Solarsystems und seiner Komponenten – abgestimmt auf den Verbrauch für Raumheizung und Trinkwassererwärmung,
- einer zweckmäßigen Integration der Solaranlage in das Verbrauchssystem,
- einer optimalen Verbindung zwischen Solaranlage, Verbrauchern und konventionellen (oder auch weiteren neuen) Wärmeerzeugern,
- einer sehr sorgfältigen Installation des Solarsystems.

Im Fokus steht hierbei die sowohl hydraulisch als auch regelungstechnisch optimale Einbindung aller wichtigen Komponenten zur Trinkwarmwasserbereitung und zur Heizungsunterstützung.

Maßstab für die Effizienz von Wärmeverbundsystemen mit großen Solaranlagen ist die Höhe der Endenergieeinsparung in absoluten Energiemengen bzw. als Kennwert bezogen auf die beheizte Fläche gegenüber einer Vergleichsanlage ohne Solartechnik. Weniger aussagekräftig ist der solare Deckungsanteil am Gesamtwärmebedarf, da eine einem konventionellen Kessel vor geschaltete Solaranlage das Betriebsverhalten des Kessels erheblich beeinflussen kann.

Solaranlagen nur zur Trinkwassererwärmung können in heutigen Gebäuden nach EnEV 2009-Standard bei optimalen Rahmenbedingungen etwa 5 bis 15 % des Gesamtwärmebedarfs eines Gebäudes decken. Dieser Anteil ist stark abhängig vom Heizenergiebedarf und natürlich auch vom Anteil des Wärmeverbrauchs für die Trinkwassererwärmung am Gesamtwärmeverbrauch. So genannte Kombianlagen (solare Trinkwassererwärmung und Raumheizungsunterstützung) können (ohne solaren Saisonspeicher) einen solaren Deckungsanteil von 30 % erreichen. Prinzipiell sind auch noch höhere Deckungsanteile möglich, dies geht jedoch dann stark zu Lasten der Wirtschaftlichkeit. Höhere Deckungsanteile setzen zudem i. d. R. große Saisonspeicher voraus; diese Anlagen können meist nur im Verbund mit Wärmenetzen hoher Anschlussdichte zu energetisch zufrieden stellenden Ergebnissen führen.

In der Praxis erreichen thermische Solaranlagen selbst bei korrekt ermitteltem Endenergiebedarf meist nicht die erwarteten Einsparungen an konventioneller Endenergie (z.B. Öl, Gas). Dies hat folgende Gründe:

- Die Solaranlage wurde nicht optimal ausgelegt oder nicht zweckmäßig in das bestehende Energiesystem integriert (vgl. oben); derartige Mängel werden im Projekt aufgedeckt und Hinweise zum Abstellen erarbeitet;
- Es wurden Fehler bei der Installation gemacht;
- Das Betriebsverhalten des Kessels kann durch die Solaranlage negativ beeinflusst werden (z.B. erhöhte Kesselrücklauftemperatur, starkes Takten des Kessels); dabei ist die Beeinflussung des Kessels um so höher, je höher der solare Deckungsanteil am Gesamtwärmebedarf des Gebäudes ist.
- Die Hydraulik und das Speicherkonzept (Dämmstandard, Einbindung), die Regelung und die Rücklauftemperaturen in den Verbrauchssystemen und im Kesselkreis weichen von denen der Planung ab.

Hauptziel des Projektes ist die Optimierung des Gesamtsystems "Solaranlagen zur Trinkwarmwasserbereitung und Heizungsunterstützung mit Zusatzwärmeerzeuger". Es gibt zwei Teilschwerpunkte: zum einen die Abbildung des Gesamtsystems durch Simulation, zum anderen die Auswertung von Verbrauchsdaten.

Simulation

Zur Beurteilung des Betriebsverhaltens von Kesseln kann neben Feldauswertungen auf Simulationsrechnungen zurückgegriffen werden, da i. d. R. keine Möglichkeit besteht, den Gesamtendenergieverbrauch eines Gebäudes unter exakt gleichen Witterungsbedingungen und bei gleichem Nutzerverhalten in zwei Stadien (ohne Solaranlage und mit Solaranlage) direkt messtechnisch zu erfassen. In Simulationsprogrammen können alle störenden Variablen (Wetter, Nutzer etc.) eliminiert und so rechnerisch ermittelt werden, wie hoch die Einsparungen an konventionell erzeugter Wärme und an Endenergie durch den Einsatz einer Solaranlage sind. Dies kann zukünftig auch durch Einsatz einer Energieanalyse aus dem Verbrauch (EAV) konkreter solarthermischer Feldanlagen mit ausreichender Aussagekraft im Vergleich zu einfachen Referenzsystemen ohne Einbindung von Solarwärme erfolgen. Außerdem kann beurteilt werden, ob durch andere hydraulische oder regelungstechnische Kesseleinbindungen das System theoretisch optimiert werden kann. Dies ist dann durch Praxismessungen zu bestätigen.

Vor Projektbeginn existierten keine ausreichend genauen Module zur dynamischen Abbildung des Kesselbetriebsverhaltens unter Berücksichtigung der veränderten Betriebsbedingungen durch die vorgeschaltete Solaranlage. Eines der Hauptziele dieses Projektes ist es, derartige Module zu entwickeln, auf Tauglichkeit zu überprüfen und in vorhandene Simulationsprogramme einzubinden (bzw. von Herstellern der Programme einbinden zu lassen). Dieser Aufgabenteil ist eine reine Grundlagenforschung.

Mit den resultierenden Simulationsergebnissen zu den Systemverschaltungen und Kessel- bzw. Speichervarianten kann man nachweisen, dass bzw. ob es bezüglich der Auswahl der Kessel, deren Regelung und deren Einbindung in das System zukünftig weiteren Entwicklungsbedarf gibt, wenn das gesamte Verbundsystem optimal arbeiten soll. Eine alternative Möglichkeit dieses Nachweises erfolgt anhand von einfachen Verbrauchsanalysen.

Die Programmierung des entsprechenden Moduls und die Einbindung in TRNSYS geschieht durch die ISFH GmbH im Unterauftrag und in kontinuierlichem Austausch der Zwischenergebnisse mit der Ostfalia Hochschule. Das fertige Modul wird jedoch auch anderen Herstellern von Simulationsprogrammen zur Verfügung gestellt werden, damit sie es auf ihr Programm "umschreiben" und in ihr Programm integrieren können.

Es wird gewährleistet, dass das Kesselmodul durch die Eingabe der relevanten Kesselparameter für einen weiten Bereich der Kesselleistung zu benutzen ist. Auch hier ist es wichtig, die richtigen Parameter für die Kesselbeschreibung zu definieren. Das Modell wird mit Messwerten eines Kesselprüfstandes des Ostfalia Hochschule sowie mit Messwerten von Anlagen in der Praxis abgeglichen.

Die Untersuchungen der 4 bestehenden Anlagen werden ergänzt durch die reine Simulation von nicht in der Praxis untersuchten Systemvarianten mit Hilfe des Programms TRNSYS und des neu entwickelten Kesselmoduls bei der ZfS GmbH bzw. Fachhochschule Düsseldorf.

Dies ist bedingt durch die Tatsache, dass mit den 4 Anlagen, die hier zur Praxisbeobachtung und -analyse vorgesehen sind, nur ein kleiner Teil der Zahl der möglichen Systemvarianten abgedeckt werden kann. Dabei erstrecken sich die Ergebnisse der Untersuchungen nicht nur auf die End- und Primärenergieeinsparung sondern auch auf die Wirtschaftlichkeit, in deren Berechnung auch die unterschiedlich hohen Kosten der diversen Solarsystemvarianten einfließen.

Diese Untersuchungen in der Praxis und per Simulation dienen - neben der notwendigen Validierung des zu entwickelnden Kesselmoduls - auch dazu, für künftige Kombianlagen zweckmäßige Systemkonfigurationen zu erstellen, zu verbreiten und am Markt zu etablieren.

Feldmessungen

Parallel zu den Simulationen werden Messungen an 14 Realanlagen durchgeführt. Mit einfachen Messmethoden (Aufzeichnung von Endenergien und relevanten Wärmemengen) wird nachgewiesen, ob und wieviel Endenergieeinsparung erreicht wurde.

Die Messmethodik ist auch geeignet zu überprüfen, ob die heute am Markt verfügbaren solaren Kombianlagen energetische Vorteile (i. S. einer höheren Endenergieeinsparung) gegenüber klassischen reinen Trinkwarmwasseranlagen aufweisen. Es zeichnet sich ab, dass dies in den untersuchten Anlagen nicht der Fall ist.

Darüber hinaus werden mit den Messwerten kritische Untersuchungen zur Peripherie durchgeführt. Dies betrifft die Leitungsverluste in Gebäuden und Nahwärmenetzen, zusätzliche Speicherverluste und Hilfsstromaufwendungen. Die Auswertung liefert Hinweise, unter welchen Umständen die Einbindung von Solarthermie sinnvoll ist.

2.5 Aufgabenplan

Für die Projektpartner wurden die in Tabelle 2 aufgeführten Arbeitspunkte im Projektantrag definiert. Die gesteckten Ziele konnten im Wesentlichen erreicht werden. Zu zwei Aufgabenpunkten sollen Anmerkungen gemacht werden:

AP4

Ziel war es, diese Datenbank (mit den für die Simulation relevanten Kesselkennwerten) den Herstellern von Simulationsprogrammen zur Verfügung zu stellen, damit sie diese Informationen in ihre Simulationsprogramme übernehmen können. Es hat sich im Verlauf der Projektbearbeitung gezeigt, dass die Kesseldaten zum einen aus Herstellerdaten gewonnen werden können bzw. zum anderen dort nicht verzeichnete Simulationseingangsparameter nicht verallgemeinert werden können. In sofern wurde keine Datenbank erstellt, sondern eine Beschreibung des Messablaufs für Eigenschaften, die über die üblichen Herstellerwerte hinausgehen.

AP19/20

Optimierungen an Realanlagen sollten – wegen des stark beschränkten Mittelansatzes – nur dann durchgeführt werden, wenn mit den geringen zur Verfügung stehenden Mitteln ein später stabiler und effizienter Systembetrieb zu erreichen sein wird.

Status zu Projektende: dieser Arbeitspunkt bleibt weitgehend offen. Es wurde an praktisch allen Anlagen ein Optimierungsbedarf festgestellt. Dieser bezieht sich in den seltensten Fällen allein auf die Solarthermie, sondern vielfach auch auf die restlichen Anlagenkomponenten (Kesselregelung, hydraulische Verschaltungen usw.). Teilweise sind Mängel so erheblich, dass eine Änderung den kompletten Systemumbau bedeutet hätte.

Die Recherche zeigte, dass eine komplette Behebung aller Unzulänglichkeiten nicht zu finanzieren ist. Es wurde aus Kostengründen daher auf eine Optimierung verzichtet. Die größten Schwachstellen wurden dem jeweiligen Betreiber mitgeteilt. Nur in wenigen Fällen hat der Betreiber auf eigene Kosten eine Systemverbesserung vorgenommen. Es konnte nicht der optimale Zustand erreicht werden, so wie dies im ursprünglichen Antrag vermutet wurde.

AP	Inhalt des Arbeitspunktes
1	Grundsatzuntersuchung zur Einbindung von Kesseln bei Gebäuden mit großen Solaranlagen
2	Definition Kesselparameter
3	Einbindung von Kesseln in der Praxis; Ermittlung von Anlagenparametern
4	Sammeln Kessel Daten; Ausbau vorhandener Datenbank
5	Vorbereitung Teststand für Kessel
6	Beschaffung der zu testenden Kessel
7	Definition Lastprofile und Testbedingungen
8	Test der Kessel (incl. evtl. notwendiger Nachtests)
9	Erweiterung und Definition der vorhandenen Verbrauchsstrukturen auf andere Gebäudevarianten (besser gedämmt, Neubau, Altbau etc.); Auswertung der ZfS-Rechenergebnisse mit TRNSYS (vgl. unten)
10	Fragen zur Qualitätssicherung und Ausführung
11	Prüfung vorliegender vorläufiger Kessel-Abbildungsmodelle
12	Erstellung neuer Kesselmodule (Erstfassungen)
13	Integration erste Fassung(en) Kesselmodul(e) in TRNSYS
14	Vergleich Ergebnisse Kesselmodul mit Kesselteststandsdaten
15	Modifikation Kesselmodule anhand Vergleich mit Kesselteststandsdaten und Messergebnissen aus den Feldanlagen
16	Endentwicklung Kesselmodul und Integration in TRNSYS sowie Bereitstellung für andere Hersteller von Simulationsprogrammen
17	Auswahl der Feldanlagen (4 aus ST2000) und Definition ergänzende Messtechnik
18	Installationsanweisung, Installation, Einbaukontrolle Messtechnik, Dataloggerumbau
19	Erst-Überprüfung Betriebsverhalten Solarsystem mit Kessel in den Feldanlagen
20	Bei Bedarf begrenzte Optimierung der Systeme
21	Analyse Betriebsverhalten der Feldanlagen nach Optimierung (kontinuierlich bis nahe Projektende)
22	Abbildung der Feldanlagen in TRNSYS; Validierung der Abbildung an Messwerten
23	Überprüf. erste Variante neuer Kesselmodul (Vergleich TRNSYS mit realen Daten)
24	Überprüfung Kesselverhalten in Feldanlagen mit fertigem Kesselmodul
25	Theoretische Untersuchungen zum Kesselverhalten bei wichtigen Anlagenvarianten, die nicht im Feldtest vertreten waren
26	Rechenläufe unter TRNSYS für unterschiedliche Gebäudevarianten gem. Definitionen der neuen Verbrauchsstrukturen (vgl. oben)
27	Untersuchungen zur Wirtschaftlichkeit der berechneten Systemvarianten
28	Öffentlichkeitsarbeit (Tagungen, Veröffentlichungen, Broschüren, Internet)
29	Zwischenberichte und Abschlussbericht

Tabelle 2 Aufgabenplan

3 Ergebnisverwertung

Die Ergebnisse des Projekts werden sowohl im Internet als auch auf Tagungen, Seminaren etc. vorgestellt werden. Herstellern von Simulationssoftware (z.B. Tsol) und anderen Interessenten werden die Unterlagen zur Gestaltung des Kesselmoduls zur Verfügung gestellt, damit bei Bedarf Kesselmodule in entsprechender Software aktualisiert werden können (Umsetzung auf im Programm notwendige Form beim Softwarehersteller).

Selbstverständlich werden auch die Kessel- und Solarsystemhersteller etc. über die Ergebnisse informiert. Ziel ist es, dass Hersteller die Ergebnisse bei der Weiterentwicklung der Komponenten und der Systemtechnik entsprechend berücksichtigen, um so die Gesamteffizienz des Energieverbands Solaranlage-Kessel-Verbraucher zu optimieren.

Die Auswerteverfahren für die einfache messtechnische Untersuchung von Solaranlagen mit Wärmemengenzählern wird an interessierte Kreise (Hausbesitzer, Wohnungsbaugesellschaften usw.) in Form von Fachartikeln, Montageanleitungen und Hilfen zur Auswertung (Exceltabellen) per Internet und Fachpresse vermittelt.

Kurzbericht zum Abschlussworkshop

Am 25.04.2012 fand in der Ostfalia der mit mehr als 40 Teilnehmern gut besuchte Abschlussworkshop zum BMU-Projekt statt, bei dem die bis dato vorliegenden Ergebnisse präsentiert wurden.

Nach einführenden Worten von Prof. Dr.-Ing. Dieter Wolff (Ostfalia) stellte Dipl.-Ing. Reiner Croy (ehemaliger Geschäftsführer ZfS – jetzt PTJ) die Beweggründe des Projektes vor.

Dipl.-Ing. (FH) Jörn Deidert (Ostfalia) erläuterte die Messungen am eigens für das Projekt errichteten Kesselprüfstand in der Ostfalia. An diesem wurden für das zu erstellende Kessel – Simulationsmodell Angaben der Kesselhersteller überprüft und weitere Parameter für die Erstellung des Modells aufgezeichnet.

Dipl.-Ing. (FH) Jens Glembin (ISFH) stellte in seinem Vortrag das Kesselmodell vor. Das Modell erlaubt Analysen der Kessel in unterschiedlichen Systemen, wie zum Beispiel solarthermischen Kombianlagen und ist als TRNSYS-Type beim ISFH erhältlich.

Dipl.-Phys. Hans Peter Wirth (FH Düsseldorf) berichtete nach der Mittagspause über die Simulationsergebnisse von Solaranlagen zur Heizungsunterstützung (Kombianlagen). Die Solaranlage wirkt jahreszeitlich bedingt sowohl negativ als auch positiv auf den Nutzungsgrad des Kessels, aber nur in geringem Maße ein.

Zum Abschluss des Workshops präsentierte Prof. Dr.-Ing. Dieter Wolff die Ergebnisse der Feldanlagenuntersuchungen. In vielen Anlagen wurde zwar ein hoher Kollektorflächenbezogener Solarertrag erwirtschaftet, aber dadurch nur geringe Endenergieeinsparungen gegenüber einer konventionellen Anlage erzielt.

Dies liegt wesentlich an den Verlusten der zusätzlichen Verteilung und Speicherung gegenüber einer Einfachanlage, an den meist knappen Dimensionierungen der Kollektorflächen und an nicht optimierten Regel- und Hydraulikkonzepten. Dies verschlechtert die Effizienz des Gesamtsystems bis hin zum Endenergiemehraufwand gegenüber einer Einfachanlage ohne Solarunterstützung.

Alle Präsentationen und der Projektantrag sind unter dem nachfolgenden Link zu finden: http://www.delta-q.de/cms/de/projekte/bmu_solarkessel



Von links nach rechts
Dipl.-Ing. Reiner Croy (eh. Geschäftsführer ZfS)
Dipl.-Ing. (FH) Jörn Deidert (Ostfalia)
Prof. Dr.-Ing. Mario Adam (FH Düsseldorf)
Dipl.-Ing. Gunter Rockendorf (ISFH)
Prof. Dr.-Ing. Dieter Wolff (Ostfalia)
Dipl.-Ing. (FH) Jens Glembin (ISFH)
Dr.-Ing. Kati Jagnow (Ostfalia)
Dipl.-Phys. Hans Peter Wirth (FH Düsseldorf)

Abbildung 1: Projektbeteiligte beim Abschlussworkshop

4 Kurzbericht: Feldanlagen

Innerhalb des Projektes werden 14 Feldanlagen in unterschiedlicher Detailtiefe untersucht. Die Auswertung verfolgt mehrere Ziele:

- für alle Anlagen wird ein Jahresenergieflussbild erstellt, aus dem der Beitrag der Solarenergie an der Deckung aller benötigten Energiemengen sichtbar wird, die fossile Endenergie, der Kesselnutzungsgrad, die Wärmeverluste der Erzeuger und Speicher und die Nutzwärmemengen der angeschlossenen Abnehmer,
- für die Mehrzahl der Anlagen wird aus Messdaten kürzerer Messintervalle (Monate, Wochen, Tage) zusätzlich die Abhängigkeit der Messwerte von der Außentemperatur als Energieanalyse aus dem Verbrauch (E-A-V) bzw. als Monatswerte über der Zeitachse ausgewertet
- für alle Anlagen wird – mit einer Unsicherheit – abgeschätzt, wie groß die Endenergieeinsparung durch die Solaranlage tatsächlich ist,
- für alle Anlagen wird zusammengestellt, welche Schwachstellen das gewählte Solar-Kessel-Speicher-Regelungskonzept hat und wie diese ggf. zu beheben wären,
- für die Mehrzahl der Anlagen wird das gewählte Versorgungskonzept – unabhängig von der Solarthermie – eingeschätzt, d.h. die Art der Ausstattung mit Wärmenetzen (Nahwärme, Heizungsnetz, Trinkwarmwassernetz),
- ausgewählte Anlagen mit größerer Messtechnikausstattung und höherer Datenerfassungsrate werden zusätzlich verwendet, um die Solar-Kessel-Simulation zu validieren.

Wichtigste Erkenntnis vorab

Für die Fachplanung, den Anlagenbau, die Ausführung und für die Komponentenhersteller ergibt sich eine Aufforderung, welche allen Energiekonzepten – von der Einfamilienhausberatung bis zum Energiekonzept der Bundesregierung – zugrunde liegt: erst Bedarf minimieren, dann die vorhandene Technik optimieren, dann den Restbedarf regenerativ decken!

Dabei sollte folgende Reihenfolge eingehalten werden: Zirkulation und vorhandenes Nahwärmenetz optimieren, Bedarf der Gebäude und Trinkwarmwasserbereitung minimieren, Kesseleffizienz erhöhen, gegebenenfalls Solarthermie einbinden.

Eine Diskussion der Ergebnisse im Abgleich zur Simulation, einschließlich unterschiedlicher Sichtweisen der Projektbearbeiter folgt am Ende des Berichtes, in Kapitel 8.

4.1 Überblick über Gebäude und Anlagen

Die untersuchten 14 Anlagen wurden zu unterschiedlichen Zeiten akquiriert und unterschiedlich mit Messtechnik ausgestattet. Die Anlagen, die am längsten in der Untersuchung sind und auch die aufwändigste Messtechnik aufweisen entstammen den Solarthermieprojekten – Anlagen 9, 12 und 13. Diese Anlagen sind seit etlichen Jahren in der Überwachung und wurden über die gesamte Projektlaufzeit des vorliegenden Projektes begleitet. Die Anlage in Jena ist seit 2010 in Betrieb und wird parallel von der TU Ilmenau untersucht.

Für das vorliegende Projekt akquiriert und anschließend teilweise oder vollständig mit deutlich einfacherer Messtechnik ausgestattet wurden die Anlagen 2, 3, 4, 8, 10 und 14. Diese Anlagen sind größtenteils erst seit Beginn des aktuellen Projektes im Monitoring. Sie wurden wenn möglich über die gesamte Projektlaufzeit des vorliegenden Projektes begleitet.

Darüber hinaus wurden 4 Anlagen – Anlage 1, 5, 6 und 7 – erst gegen Ende der Projektlaufzeit in die Auswertung mit übernommen. Die Ausstattung der Anlagen mit Messtechnik erfolgte außerhalb des Projektes. Das Monitoring bezieht sich auf Daten, die von den Betreibern oder anderen Externen zur Verfügung gestellt wurden.

Die untersuchten Feldanlagen sind – mit einer Ausnahme – in Mehrfamilienhäusern bzw. Nahwärmenetzen mit Mehrfamilienhäusern installiert. Nachfolgende Tabelle 3 stellt die baulichen Grunddaten der Objekte zusammen. Darüber hinaus ist markiert, wie viele Gebäude jeweils zur Feldanlage gehören.

Feldanlage	Foto	Nutzung	Baukörper	Wohneinheiten	Baujahr	Modernisierung	Fläche, in m ²	Bewohner
1 Sotzmannstraße		Alten- und Pflegeheim und betreutes Wohnen	1 MFH	k. A.	2010	---	5.689	ca. 91
2 Allensteinstraße		Wohnen	1 MFH	16	1968	teilweise ca. 2000-2005	1.120	ca. 32
3 Eichendorffstraße		Wohnen	1 MFH	16	1965	teilweise ca. 2000-2005	994	ca. 27
4 Wurmbergstraße		Wohnen	1 MFH	25	1935	vollständig 2010	1.426	ca. 26
5 Brautstraße		Wohnen	2 MFH	28	2002	---	1.508	ca. 38
6 Gustav-Hirsch-Platz		Wohnen	2 MFH	45	1900/1913/1916	teilweise 2000/2001	2.726	ca. 68
7 Uckermarkstraße		Wohnen	1 MFH	40	1976	vollständig 1999	2.450	ca. 61

Feldanlage	Foto	Nutzung	Baukörper	Wohneinheiten	Baujahr	Modernisierung	Fläche, in m ²	Bewohner
8 Rellinger Straße		Wohnen	1 MFH	36	2010	---	3.154	ca. 72
9 Magdeburger Straße		Wohnen	2 MFH	36	1962	vollständig 2006	2.930	ca. 100
10 Oibersstraße		Wohnen	2 MFH	30	1973	---	1.350	ca. 34
11 Siegfried-Czapski-Straße		Wohnen	4 MFH	57	2010	---	5.000	ca. 125
12 Gorch-Fock-Weg		Wohnen, Wirtschaftsbetriebe, Bauhof	5 RH 1 MFH Bauhof	37	2002	---	4866 Wo: 2960 Wi/B: 1906	ca. 124
13 Alter Schlachthof		Wohnen	21 RH/ MFH	63	2003 - 2009	---	9.800	ca. 217
14 Am Roseneck		Wohnen	1 EFH	1	1970	teilweise 2010	150	3

Tabelle 3: Gebäudeübersicht

Einen Überblick zur Anlagentechnik gibt Tabelle 4. Es ist vermerkt, wie viele Speicher vorhanden sind, wie groß die Solarthermieanlage ist und welche Leistung der Kessel aufweist.

Feldanlage	Kollektorfläche, in m ²	Kollektorart*	Art der Solaranlage	Nahwärme	Zirkulation	Pufferspeicher, in l	Trinkwarmwasserspeicher, in l	Brennstoff	Kesselleistung, in kW	Wasserinhalt Erzeuger, in l	Kessel arbeitet auf Puffer	Kessel arbeitet auf Hydraulische Weiche
1 Sotzmannstraße	46,2	F	TWW	nein	ja	1000,500	1000,500	Gas	67-263	30	--	--
2 Allensteinstraße	15,48	F	Kombi	nein	ja	2 x 950	---	Gas	30,5-86,7	12	ja	--
3 Eichen-dorfstraße	15,48	F	Kombi	nein	ja	950	---	Gas	16,4-67,9	5,8	ja	--
4 Wurmbergstraße	33,18	F	Kombi	nein	ja	2 x 1000	---	Gas	19,0- 94,5	5,0	ja	ja
5 Brautstraße	27	F	TWW	nein	ja	1500	750	Gas	15,4-40,7 15,4-40,7	7,0 7,0	--	ja
6 Gustav-Hirsch-Platz	46	R	Kombi	nein	ja	4 x 500	2 x 550	Gas	35,5-104,7 35,5-104,7	240 240	--	--
7 Uckermarkstraße	52	F	TWW	nein	ja	4 x 750	2 x 500	Fernwärme	k. A.	--	--	--
8 Rellinger Straße	108	R	Kombi	nein	ja	6 x 1000	500	Gas	43-130	110	ja	--
9 Magdeburger Straße	124	F	Kombi	ja	ja	3 x 3000	2 x 550	Holz	45-150	432	ja	--
10 Oibersstraße	33,6	F	Kombi	nein	ja	2 x 950	---	Gas	141-203,2	376	--	--
11 Siegfried-Czapski-Straße	295	F	Kombi	ja	(ja)	30.000 , 1000	---	Gas	27-95,6 27-95,6	12,8 12,8	--	ja
12 Gorch-Fock-Weg	194,9	F	Kombi	ja	(ja)	2 x 5.000	(5 x 120, 1 x 400)	Gas	257,8-319 123,1-310	298 648	--	ja
13 Alter Schlachthof	544,9	F	Kombi	ja	(ja)	100.000	---	Gas	173-575	570	ja	--
14 Am Roseneck	14	F	Kombi	nein	ja	1000	---	Gas	4,8-23,9	2,5	--	ja

* F = Flachkollektor, R = Röhrenkollektor

Tabelle 4: Technikübersicht

4.2 Endenergiebilanzen

Für jede Anlage wird auf Basis einer möglichst vollständigen Jahresmessung (in der Regel für das Jahr 2011) ein Energieflussbild erstellt. Sofern die Messwerte eigentlich in feinerer Auflösung erfasst werden, ergeben sich die Energiemengen als Summenwerte. Eine Witterungskorrektur wird hierbei nicht durchgeführt.

Die Zähleinrichtungen wurden dabei so platziert, dass die Messwerte Rückschluss auf die eingesetzten Energieträger, den Solarertrag (incl. oder excl. Speicher), die Nutzwärmemengen der angeschlossenen Verbraucher (teilweise getrennt nach Heizung und Warmwasser), den Nutzungsgrad des Erzeugers und seine Verluste ermöglichen. In fast allen Fällen werden Verlustkennwerte von Speichern und/oder Leitungsnetzen durch Differenzbildung zweier Zähler ermittelt.

Gebäudeanlagen

Abbildung 2 zeigt die Endenergiebilanzen der Gebäudeanlagen.

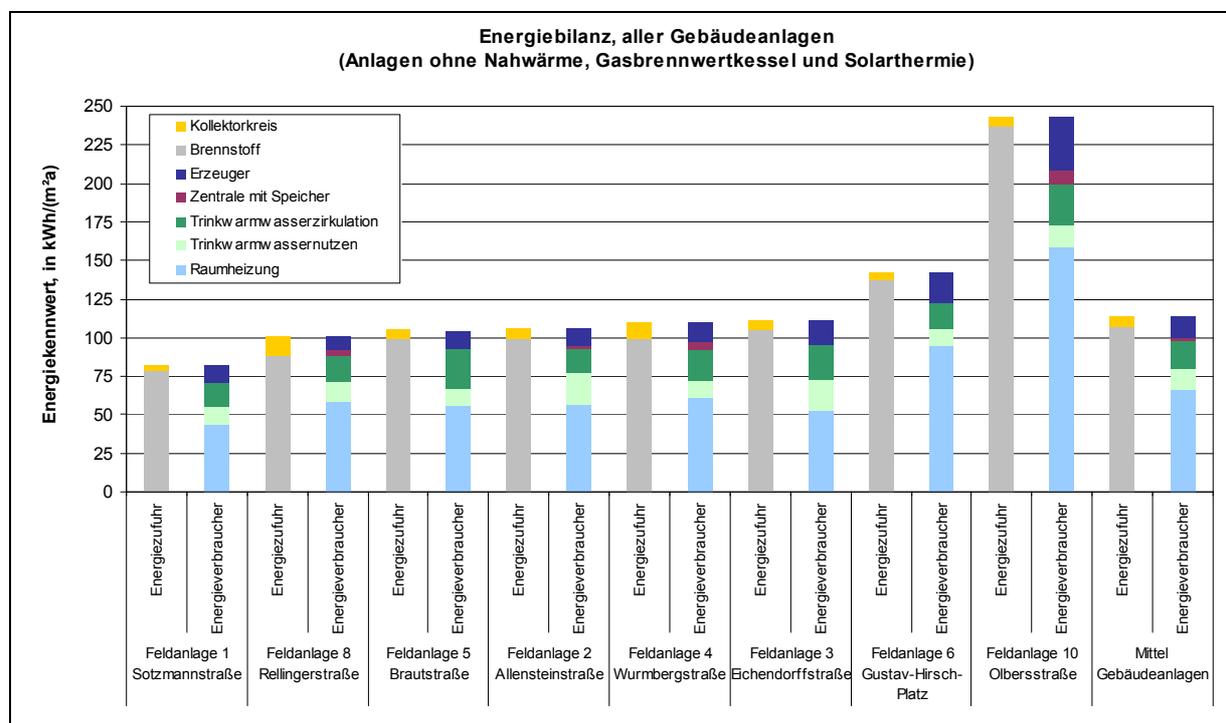


Abbildung 2: Energiebilanzen der Gebäudeanlagen (nur MFH mit Gaskessel)

Auffällig sind die insgesamt großen Energiekennwerte der Feldanlage 10 Olbersstraße. Dies liegt zum einen an dem Sanierungszustand der Gebäude und andererseits an der Ausstattung mit Vierleiternetz, das zu größeren Verteilverlusten führt (Raumheizung, Trinkwarmwasserzirkulation). Zudem ist der Erzeuger in dieser Anlage ein Niedertemperaturkessel mit nachgeschaltetem Abgaswärmeübertrager und damit nicht so effizient wie ein Brennwertkessel (Erzeugerverluste).

Die in dem Bild grafisch dargestellten Energiezu- und -abflüsse aus den Gebäuden betragen im Einzelnen:

in kWh/(m ² a)	gewichteter Mittelwert:	arithmetischer Mittelwert:	Minimalwert:	Maximalwert:	Größe der Stichprobe:
Endenergie für Gas	107,3	117,9	78,6	236,8	8 Projekte
Kollektorkreislertrag	6,4	6,9	3,3	12,5	8 Projekte
Nutzen für Raumheizung incl. Verteilung	66,1	72,6	43,2	159,2	8 Projekte
Nutzen für Trinkwarmwasser	13,5	14,4	11,4	20,6	8 Projekte
Wärmeverluste für Zirkulation	18,1	19,9	15,0	26,3	8 Projekte
Wärmeverluste der Zentrale	4,0	4,0	0,4	8,9	5 Projekte
Wärmeverluste der Erzeugung	14,0	15,3	9,3	34,4	8 Projekte

Tabelle 5: flächenbezogene Kennwerte der Energiebilanz in Gebäudeanlagen

Die gesamte Energiezufuhr (Gas und Solar) beträgt 114 bzw. 125 kWh/(m²a) je nach Art der Mittelwertbildung. Beide Werte liegen unterhalb des Bundesdurchschnitts. Die Stichprobe des Projektes enthält überdurchschnittlich viele sanierte Gebäude und Neubauten. Der Anteil der Solarthermie an den Energiezuflüssen liegt bei ca. 5,5 %. Dies ist nicht der Deckungsanteil. Es ist ein deutlich geringer solarer Anteil an der Endenergieversorgung festzustellen als vorher vermutet und i. A. propagiert.

Der Energieverbrauch für Raumheizung enthält auch sämtliche Verteilnetzverluste der Heizung, die ab dem Zählpunkt (vereinfacht ab Heizzentrale) auftreten. Die Streuung ist insgesamt gering – lediglich die Feldanlage 10 Olbersstraße liegt weit über dem Mittelwert.

Der Nutzen für die Warmwasserbereitung liegt im Mittel unter typischen Vergleichswerten. Der Wärmeverlust für Zirkulation in den Gebäuden ist im Mittel – und auch in fast allen Einzelanlagen – größer als der Nutzen für das gezapfte Warmwasser. Der mittlere Verteilungsnutzungsgrad liegt bei 42 ... 43 %. Dies ist ein erschreckend geringer Wert für Mehrfamilienhäuser, der unmittelbar effizienzbeeinflussend für die Solarthermie ist.

Der mittlere Wärmeverlust der Zentrale ist nicht in allen Anlagen separat ermittelbar, weil die vorhandenen Zählrichtungen dies nicht ermöglichen. In allen Fällen handelt es sich um Differenzmessungen, die sehr unsicher sind. Der mittlere Messwert von 4 kWh/(m²a) wird dennoch als plausibel angesehen.

Der Wärmeverlust der Erzeugung streut in den Gebäudeanlagen zwischen ca. 10 ... 20 kWh/(m²a). Der Ausreißer nach oben ist in der Feldanlage 10 Olbersstraße aufgrund der deutlich größeren Wärmeproduktion und des nicht so effizienten Kessels. Die Kesselverluste liegen im Mittel beim 2 bis 3-fachen des Solarertrags.

Netzanlagen

Abbildung 3 zeigt die Endenergiebilanzen von drei der vier Netzanlagen. Die Anlage mit Holzkessel ist nicht dargestellt.

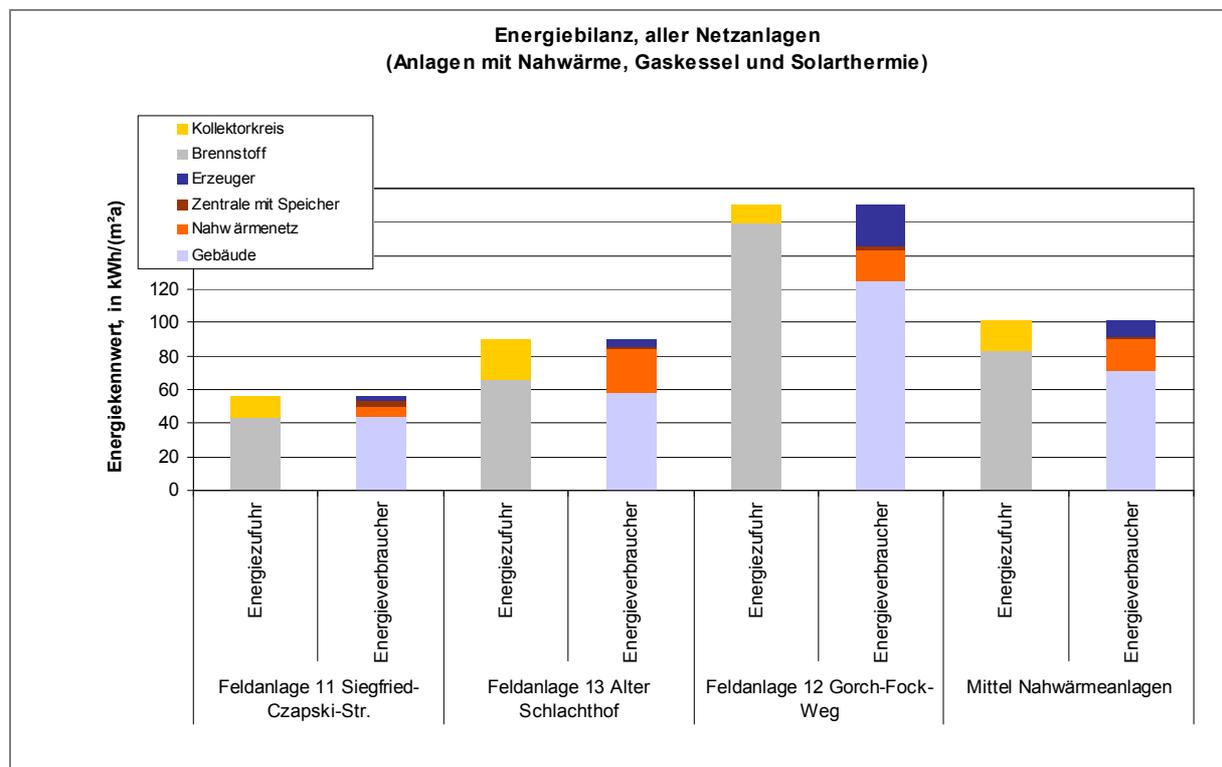


Abbildung 3: Energiebilanzen der Netzanlagen (nur MFH mit Gaskessel)

Auffällig sind die insgesamt großen Energiekennwerte der Feldanlage 12 Gorch-Fock-Weg. Dies liegt an dem etwas schlechteren Gebäudezustand als in den anderen beiden Anlagen. Darüber hinaus an den Netzverlusten und der schlechten Kesseffizienz – hier ist einer der beiden Erzeuger ein Niedertemperaturkessel.

In der Feldanlage 13 Alter Schlachthof sind aufgrund der Netzgestaltung sehr hohe Verteilungsverluste an das Erdreich zu verzeichnen. Außerdem ist ein extrem geringer Nutzen festzustellen, der u. a. dem dort bekannten lokalen Betrieb von Holzkaminen in gut gedämmten Neubauten zugeschrieben wird. Die Anlage in Jena sticht – was das Verhältnis von Nutzen und Verlusten betrifft – insgesamt positiv aus den drei Netzanlagen hervor.

Die in dem Bild grafisch dargestellten Energiezu- und -abflüsse aus den Gebäuden betragen im Einzelnen:

in kWh/(m²a)	gewichteter Mittelwert:	arithmetischer Mittelwert:	Minimalwert:	Maximalwert:	Größe der Stichprobe:
Endenergie für Gas	83,4	89,5	43,0	159,6	3 Projekte
Kollektorkreisertrag	17,8	15,9	11,3	23,8	3 Projekte
Nutzen der Gebäude	53,9	51,5	43,9	59,1	2 Projekte
Verlust der Nahwärme	19,2	16,0	5,9	26,1	2 Projekte
Wärmeverluste der Zentrale	1,9	2,1	1,2	3,2	3 Projekte
Wärmeverluste der Erzeugung	9,2	10,8	2,7	25,6	3 Projekte

Tabelle 6: flächenbezogene Kennwerte der Energiebilanz für in Gebäudeanlagen

Die gesamte Energiezufuhr beträgt 101 bzw. 105 kWh/(m²a). Beide Werte liegen unterhalb des Bundesdurchschnitts. Die Stichprobe des Projektes enthält ausschließlich Gebäude mit Baujahren ab der Jahrtausendwende. Der Anteil der Solarthermie an den Energiezuflüssen liegt bei ca. 15 ... 18 %. Dies ist nicht der Deckungsanteil. Der Anteil ist – vor allem verglichen mit den Gebäudeanlagen – erfreulich hoch. Dies liegt an der grundsätzlichen Konzeptgestaltung mit großer personenbezogener Kollektorfläche.

Der Kennwert für die Nutzenabnahme der Gebäude ist sehr niedrig. Es können nur die Anlagen 11 Siegfried-Czapski-Straße und 13 Alter Schlachthof ausgewertet werden. Die Gebäude in Jena sind in sehr gutem Baustandard als KfW-Effizienzhäuser errichtet worden, die Gebäude in Speyer weisen teilweise Holzkaminheizung auf.

Der Netzverlust kann nur für die beiden Anlagen in Jena und Speyer angegeben werden. In Jena liegt der Netzverlust halb so hoch wie der Solarertrag, in Speyer sind beide Werte etwa gleich. Insgesamt ist ein – verglichen mit dem Gebäudenutzen – großer Anteil festzustellen.

Der mittlere Wärmeverlust der Zentrale ist in allen drei Anlagen separat ermittelbar. Der mittlere Messwert liegt bei 2 kWh/(m²a). Er liegt bei nur der Hälfte des Wertes in den Gebäudeanlagen – was durch eine deutlich größere angeschlossene Fläche an die jeweilige Zentrale erklärt werden kann.

Der Wärmeverlust der Erzeugung streut in den Netzanlagen extrem. Für die Anlage in Jena wird von einem Messfehler bei einem der Kessel ausgegangen. Der Ausreißer nach oben ist in der Feldanlage 12 Gorch-Fock-Weg aufgrund der deutlich größeren Wärmeproduktion und des nicht so effizienten Kessels festzustellen (ein NT-Kessel, ein Brennwertkessel).

4.3 Endenergieeinsparung

Die durch die Solarthermieanlage erreichte Endenergieeinsparung (im Negativfall: der Mehrverbrauch) ist in allen Fällen ein rechnerischer Wert. Die reale Feldanlage kann nur im Zustand mit Solarthermie vermessen werden. Wie groß der Endenergieverbrauch ohne Solarthermie gewesen wäre, lässt sich mit einer Fehlerbandbreite abschätzen.

Der Nutzenergieverbrauch – d.h. die Energiemengen, die die Erzeuger des betreffenden Objektes verlassen – werden als gegeben angenommen. Es ist dann eine Annahme zu treffen, welche zusätzlichen Speicher- und Verteilnetzverluste sich allein aufgrund der Solarthermie ergeben haben bzw. wie die alternativen Verluste ohne Solarthermie sein könnten. Auch über eine geänderte Kesseleffizienz bei Abwesenheit der Solaranlage wird auf Basis der vorliegenden Messwerte eine Abschätzung getroffen. Die erreichte Endenergieeinsparung ist daher in Form einer realistischen Bandbreite angegeben.

Gebäudeanlagen

Die Auswertung der Gebäudeanlagen in diesem Projekt ergibt eine durch die Solarthermie erreichte Endenergieeinsparung von etwa 6 kWh/(m²a) bezogen auf die beheizte Fläche – je nach Art der Mittelwertbildung. Die Einzelwerte liegen zwischen 3 und 11 kWh/(m²a).

Eine Anlagenoptimierung (Kessel, Zirkulation, ggf. Speicher) mit gleichzeitigem Wegfall der Solarthermie führt fast zum gleichen Endenergiekennwert. In der Interpretation bedeutet dieser Wert: die Solarthermie und die Anlagenoptimierung haben – ausgehend von einem nicht optimierten Anfangszustand ohne Solaranlage – fast das gleiche Einsparpotential.

**Endenergieeinsparung, Ø 8 Feldanlagen,
(Σ 17.967 m², ohne Nahwärme, mit Gasbrennwertkessel)**

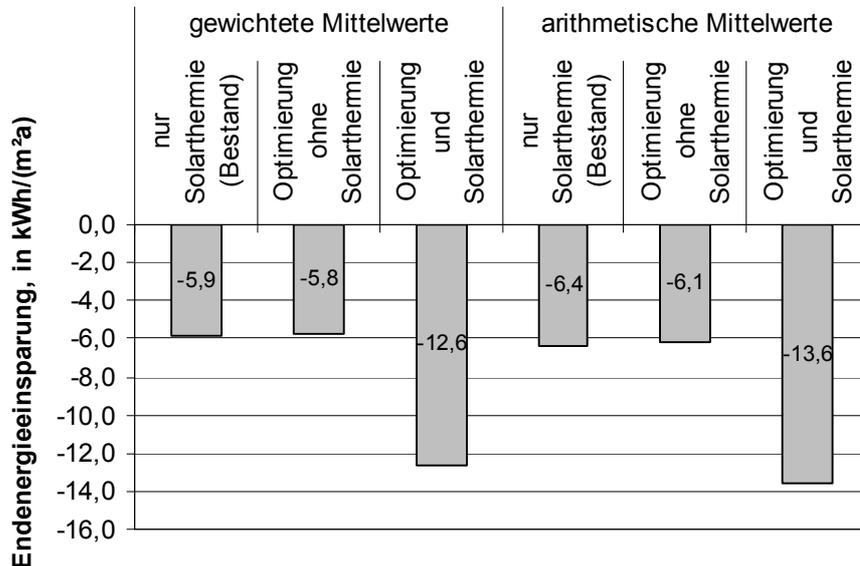


Abbildung 4: Endenergieeinsparung der Gebäudeanlagen (nur MFH mit Gaskessel)

Die beiden Maßnahmen der Anlagenoptimierung und der Einsatz der Solarthermie lassen sich selbstverständlich koppeln. Das führt – verständlich bei den Ausgangswerten – in etwa zu einer Verdoppelung der Effekte. Mit einer zusätzlichen Anlagenoptimierung lassen sich weitere ca. 7 kWh/(m²a) an Endenergie einsparen. Je nach Anlage zwischen knapp 4 und bis 15 kWh/(m²a).

In den untersuchten Anlagen ist aus Sicht der Autoren eine nachträgliche Optimierung jedoch nur in einzelnen Fällen sinnvoll durchführbar und wirtschaftlich.

Endenergieeinsparung in Netzanlagen

Abbildung 5 zeigt die Übersicht über die erreichte Endenergieeinsparung aller drei Netzanlagen mit Gasversorgung.

Es ergibt sich eine durch die Solarthermie erreichte Endenergieeinsparung von etwa 16 ... 18 kWh/(m²a) – je nach Art der Mittelwertbildung. Die Einzelwerte liegen zwischen knapp 11 und etwas mehr als 24 kWh/(m²a). Leider ist die Stichprobe sehr klein.

Alternativ zur Endenergieeinsparung der Solarthermieanlage wurde in diesem Fall untersucht, welchen Effekt der Wegfall von Netz und Zentrale und eine Einzelversorgung der angeschlossenen Baukörper hätten. Die Einzelzentralen enthalten zusätzliche Speicher, aber keine Solarthermie.

Eine Dezentralisierung führt zu einem Mehrverbrauch an Endenergie von 3 ... 4 kWh/(m²a) bezogen auf den heute gebauten Zustand mit Nahwärme und Solarthermie. Bei einer Stichprobe von nur drei Anlagen darf dieses Ergebnis nicht überbewertet werden.

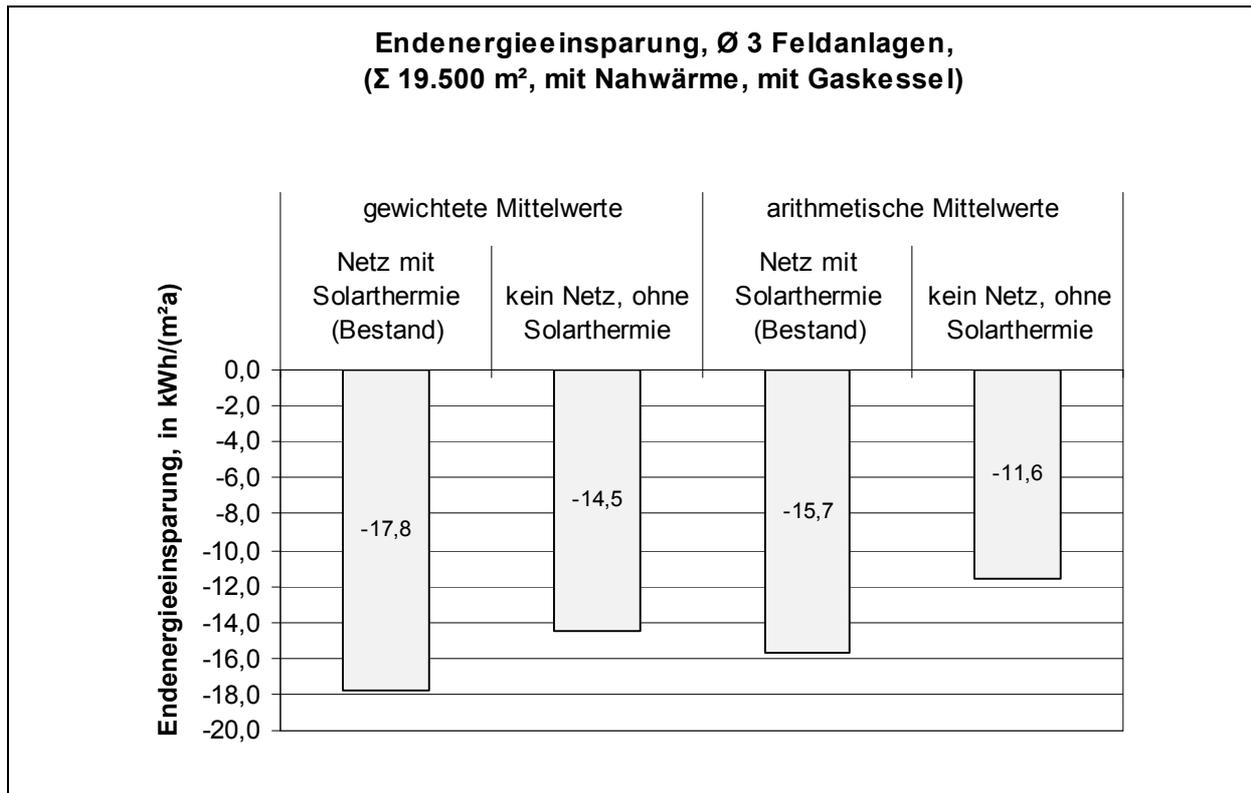


Abbildung 5: Endenergieeinsparung der Netzanlagen (nur Anlagen mit Gaskessel)

Die beste Optimierung spart fast 19 kWh/(m²a) Endenergie ein – das ist die Feldanlage 12 Gorch-Fock-Weg in Norderney. Im schlechtesten Fall ergeben sich fast 7 kWh/(m²a) Mehrverbrauch in der Feldanlage 11 Siegfried-Czapski-Straße in Jena.

In der Interpretation bedeutet dieser Wert: die erreichte Endenergieeinsparung durch Solarthermie ist zwar sehr groß, deckt in beiden Fällen aber im Wesentlichen nur etwas mehr als die Netzverluste ab. Der tatsächlich erreichte energetische Vorteil ist mit 3 ... 4 kWh/(m²a) noch kleiner als bei den Gebäudeanlagen. Das spricht nicht gegen die Solarthermie als Technologie, sondern gegen das Netzkonzept.

Die beiden Maßnahmen des Netzwegfalls und der Einsatz der Solarthermie auf den einzelnen Baukörpern (es ergeben sich Gebäudeanlagen) ließen sich auch kombiniert betrachten. Es wird aufgrund nur zu vermutender gebäudeweiser Solarerträge darauf verzichtet.

Endenergieeinsparung und Kollektorkreisertrag

Die Einflussgrößen auf die erreichte bzw. erreichbare Endenergieeinsparung der Solarthermieanlage sind vielfältig. Abbildung 6 zeigt den Zusammenhang zwischen gemessenem Kollektorkreisertrag und berechneter erreichter Endenergieeinsparung in allen Feldanlagen.

Zur Vervollständigung: die beiden Werte unterscheiden sich, weil vom Kollektorkreisertrag anteilige Speicherverluste abzuziehen sind (negativ für Solarthermie), andererseits die kostenlose Solarenergie nicht mit einem Kesselnutzungsgrad bewertet wird (positiv für Solarthermie).

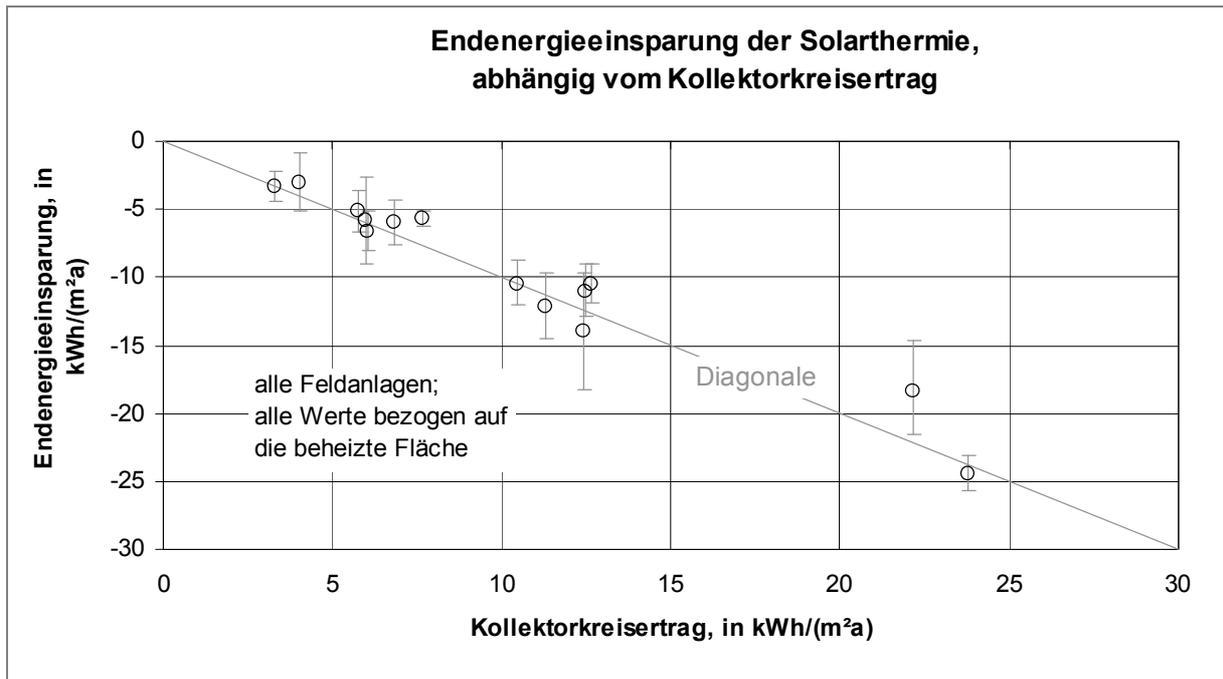


Abbildung 6: Endenergieeinsparung der Solarthermie abhängig vom Kollektorkreisenertrag

Beide Effekte heben sich nicht komplett gegenseitig auf. Es gibt eine Unsicherheit (siehe Fehlermarkierungen in Abbildung 6), die vor allem im Einfluss der Solarthermie auf die Kessel-effizienz begründet ist. Es ist festzustellen, dass bei den Feldanlagen im Mittel die erreichte Endenergieeinsparung **0,6 kWh/(m²a)** unter dem Kollektorkreisenertrag liegt.

Diese von der Simulation unterschiedliche Erkenntnis ergibt sich aus den Praxisanlagen, in denen suboptimale Speicher, Hydraulik- und Regelkonzepte vorgefunden wurden.

Wirtschaftlichkeitsbewertung

Die wirtschaftliche Bewertung der Feldanlagen aus Sicht der Investoren bzw. Betreiber zeigt, dass bei dem jeweiligen "Status Quo" und unter Berücksichtigung von Pumpenstromaufwendungen und Wartung nur eine Anlage wirtschaftlich ist – die Feldanlage 13 Alter Schlachthof. Dabei sind die Kosten für das Nahwärmenetz nicht berücksichtigt! Es ist davon auszugehen, dass bei dezentraler Versorgung die Energiekosten der Endkunden wesentlich niedriger liegen; geschätzt bei etwa der Hälfte.

Eine genaue Untersuchung der Mehreinsparungen der Heizungsunterstützung und der Mehrkosten kann nicht vorgenommen werden. Es ist aber davon auszugehen, dass in den untersuchten Feldanlagen die Heizungsunterstützung in der Mehrzahl der Fälle nicht wirtschaftlich ist, da so gut wie keine Erträge erreicht wurden.

Ausgehend von einem mittleren Endenergiepreis der nächsten 20 Jahre von 0,14 €/kWh und einer Annuität von 0,074 1/a (Zins: 4%, 20 Jahre) dürften die spezifischen, auf die Kollektorfläche bezogenen Gesamtkosten einer solarthermischen Anlage nicht über 425 €/m² liegen.

Tabelle 7 zeigt die Ergebnisse aller Anlagen und ohne Rundungsfehler – sowie eine Einschätzung, ob die Anlage zu der genannten Summe tatsächlich zu beschaffen wäre.

		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Kollektorfläche		46,2	15,5	15,5	33,2	27,0	46,0	52,0	108,0	124,0	33,6	294,8	194,9	544,9	14,0
Kostensparnis Brennstoff heute	€/a	1339	471	460	1044	545	568	982	2435	1981	548	3692	4121	16467	193
refinanzierbare Investitionssumme	T €	36,2	12,7	12,4	28,2	14,7	15,4	26,5	65,8	53,5	14,8	99,8	111	445	5,2
Realistisch?		ja	knapp	knapp	ja	nein	nein	nein	knapp	nein	nein	nein	knapp	ja	nein
Kostensparnis Brennstoff heute	€/a	1339	471	460	1044	545	568	982	2435	1981	548	3692	4121	16467	193
Mehrkosten Pumpenstrom heute	€/a	74	30	30	44	48	74	66	60	60	51	92	62	101	8
Wartungsmehrkosten	€/a	762	455	455	632	570	760	820	1380	1540	636	3248	2249	5749	440
refinanzierbare Investitionssumme	T €	23,9	5,8	5,5	18,5	5,7	3,1	13,7	45,6	31,1	4,8	53,4	79,3	365	-0,9
Realistisch?		nein	nein	nein	ggf.	nein	nein	nein	nein	nein	nein	nein	nein	ja	nein

Tabelle 7 Überschlägige Wirtschaftlichkeitsbewertung

In der Übersicht aller Anlagen zeigt sich, dass unter Berücksichtigung der Wartung/Instandhaltung und des Pumpenstroms nur eine Anlage voraussichtlich wirtschaftlich wäre. Werden allein die Energieeinsparungen bedacht, ist etwa die Hälfte der Anlagen unter den genannten Randbedingungen knapp wirtschaftlich.

4.4 Qualitätssicherung

Das Projekt hat wiederholt gezeigt, dass die Einstellung aller Beteiligten zur Qualitätssicherung zu wünschen lässt.

Bei mehreren Anlagen erschließt sich nicht, welche Ziele der Planer mit der Dimensionierung der Kollektorfläche, des Speichervolumens, der Stückelung der Speicher, der Kesselhydraulik und vor allem mit der Regelung bezweckte.

Den Betreibern der Anlage sind Regelungseinstellungen in der Mehrzahl der Fälle unbekannt. Die Anlagendokumentation – teilweise inklusive Hydraulikschema ! – liegt nicht jedem Gebäudebesitzer vor.

Gebäudeeigentümer oder Anlagenbetreiber konnten eine Planung mit Prognose der Ertragsdaten nur in Ausnahmefällen vorlegen. Wenn überhaupt, lagen diese Daten nur den Herstellerfirmen vor. Ausnahmen bildeten die Teilnehmer des früheren Forschungsprojektes "Solarthermie 2000", wo die genannten Daten zumindest in der betreuenden Forschungsstelle bekannt sind.

Alles in allem ergibt sich in mehreren Anlagen der Eindruck, dass die Planer/Betreiber kein Interesse an der korrekten Funktion der Anlage haben bzw. keine der Komplexität der Anlage angemessene Fachkompetenz vorhanden ist. Dies kann nicht hingenommen werden und ist künftig zu ändern!

Die Anlagen werden regelmäßig von Handwerksfirmen gewartet, wobei keine Einstellparameter überprüft oder gar optimiert werden – da Sollwerte niemandem bekannt sind. Es erfolgt nur die materielle Wartung aller Bauteile. Im Sinne der Anlagenoptimierung ist dies künftig zu ändern. Einstellwerte und Betriebszustände sind nachvollziehbar zu dokumentieren.

Darüber hinaus kann seitens der Berichtverfasser festgestellt werden, dass der Einfluss der Solarthermie auf den Kesselbetrieb kaum vernünftig und vertiefend untersucht werden konnte. In den Anlagen waren Unzulänglichkeiten in der Regelung und Hydraulik – auch der konventionellen Anlagenbestandteile! – vorhanden, die dies unmöglich machten.

4.5 Einzelergebnisse

Es wird darauf verzichtet, bei den Auswertungen (Nutzungsgrad, Solarertrag etc.) nach Herstellern zu unterscheiden. Zum einen ist die Stichprobe sehr gering, zum anderen sind viele die Effizienz beeinflussenden Faktoren nicht herstellerabhängig, sondern durch die Planung und die Systemranddaten des Gebäudes bedingt.

Solarthermie

Der in den untersuchten Feldanlagen gemessene Kollektorkreisenertrag liegt bei ca. 340 kWh/(m²a) bezogen auf die Kollektorfläche. Die Streubreite ist hoch – zwischen 215 und 494 kWh/(m²a). Der erreichte solare Deckungsanteil liegt bei 11 ... 13 % - mit einer Streuung von 2 ... 28 %.

Sowohl die Speicherdimensionierung als auch die Kollektorbemessung beeinflussen Ertrag und Deckungsanteil. Die Speicherbemessung hat insgesamt einen geringeren Einfluss auf das Ergebnis als die Kollektorbemessung. Steigen Kollektorfläche je Person bzw. beheizter Fläche an, werden erwartungsgemäß höhere Deckungsraten erreicht. Gleichzeitig sinkt der kollektorflächenbezogene Ertrag ab – jedoch nur sehr gering.

Es ist erkennbar, dass bei nahezu identischer Dimensionierung der Kollektorfläche und des Speichervolumens sehr große Spannweiten des Kollektorertrags möglich sind – das spricht für betriebsbedingte Effizienzschwankungen. Auch der Deckungsanteil schwankt – zusätzlich beeinflusst durch die Höhe der Wärmeabnahme.

Jedoch lässt sich erkennen, dass der Kollektorkreisenertrag von der Zapfmenge an Trinkwarmwasser und dem Verteilungsnutzungsgrad bzw. von der Höhe der Zirkulationsverluste abhängt. Je mehr Trinkwarmwasser gezapft wird und je geringer die Zirkulationsverluste bzw. deren Anteil an der Trinkwarmwasserenergie, desto höhere Erträge wurden erreicht.

Hinsichtlich der Bemessung sind zwei grundsätzliche Strategien festzustellen.

Bei den Gebäudeanlagen ist die Kollektorbemessung extrem knapp: 0,5 ... 1,5 m²/Person (im Mittel 0,84 m²/Person). Der Deckungsanteil liegt entsprechend bei nur 7 %. Es ist im Sommer in keinem Fall auch nur annähernd eine Volldeckung des Bedarfs festzustellen. Die Erzeuger müssen daher durchlaufen. Die kollektorbezogenen Erträge liegen bei etwa 360 kWh/(m²a). Die Vermutung liegt nahe, dass hier auf hohe spezifische Kollektorerträge abgezielt wurde.

Bei den Netzanlagen ist die Kollektorbemessung großzügiger: 1,2 ... 2,5 m²/Person (im Mittel 2 m²/Person). Der Deckungsanteil liegt entsprechend höher, bei 18 %. In einem Fall kann im Sommer die Kesselanlage für längere Zeiträume ausgeschaltet werden, weil annähernd eine Volldeckung des Bedarfs festzustellen ist. Mit etwa 300 kWh/(m²a) liegen die kollektorbezogenen Erträge niedriger. Die Planung ähnelt der von Einfamilienhausanlagen: abgezielt wird auf die sommerliche Volldeckung.

Die untersuchten Anlagen tragen bilanziell größtenteils nur zur Trinkwarmwasserbereitung bei. In drei von 14 Fällen kann vermutet werden, dass Kollektor- und Speicherbemessung zu einer geringfügigen und vernachlässigbaren Heizungsunterstützung führen.

In vielen der Gebäudeanlagen ergibt die Jahresbilanz eine mittlere Deckung des Trinkwarmwasserbedarfs incl. Zirkulationsverluste von 20 ... 30 %. Aus der Monats- oder Tagesbilanz ist erkennbar, dass in den jeweiligen Messintervallen meist keine Überschüsse für die Heizung feststellbar sind. Die Solarerträge erreichen nicht den Bedarf der Trinkwarmwasserbereitung.

Dies ist zum einen auf die knappe Bemessung der Kollektorfelder zurückzuführen. Andererseits werden aufgrund der Zirkulation insgesamt für Solarthermie ungünstige Temperaturen benötigt. Bei den Gebäudeanlagen müsste für eine näherungsweise Volldeckung des sommerlichen Wärmebedarfs im Schnitt eine Kollektorverdoppelung vorliegen.

Erst ab einer etwa dreifach so großen Kollektorfläche als im Mittel der untersuchten Gebäudeanlagen wird eine Dimensionierung erreicht, die der Netzanlagen entspricht und bei der nennenswerte Heizungsbeiträge erwartet werden dürfen.

Für die Gebäudeanlagen lässt die Auswertung der Feldanlagen folgende Erkenntnis zu: die Kollektorkreisbemessung ist in fast allen Anlagen für die Heizungsunterstützung zu klein. Insofern ist die Mehrinvestition in die gewählten Pufferspeicher, Hydrauliken und aufwändigere Regelungen mit der Zielsetzung eines heizungsunterstützenden Betriebs nicht sinnvoll gewesen. Bei der jeweils gewählten Kollektorfläche, aus Sicht der Verfasser aber auch aus grundsätzlichen Erwägungen, wären einfache Trinkwarmwasseranlagen sinnvoller gewesen.

Bei den Netzanlagen kann festgestellt werden: die gewählten Kollektorflächen führen aller Wahrscheinlichkeit nach zu einer geringfügigen und meist zu vernachlässigenden Heizungsunterstützung bzw. zumindest zu großen Deckungsanteilen im Bereich Trinkwarmwasser. Allerdings werden die größeren solaren Beiträge durch die Netzverluste vermindert oder gänzlich zunichte gemacht.

Speicher und Zentralen

Die Speicherbemessung entspricht in vielen Gebäudeanlagen den Empfehlungen der Literatur: vorgefunden wurden ca. 70 l/m² Kollektorfläche. Bei den Netzanlagen wurde nicht nur mehr Kollektorfläche, sondern auch mehr Speichervolumen je Kollektorfläche installiert: ca. 120 l/m² Kollektorfläche.

Die Wärmeverluste der Zentrale konnten in allen Fällen nur mit Unsicherheiten ermittelt werden. Es ist jedoch der Größeneinfluss der Speicher feststellbar.

Die Speichervolumina sind in den Netzanlagen mit wenigen großen Speichern realisiert worden, was als positiv zu bewerten ist. Anteilige Wärmeverluste der Zentrale im Bereich 2 ... 3 kWh/(m²a) sind die Folge.

Bei den Gebäudeanlagen sind in mehreren Fällen ungünstige Speicherkonzepte mit vielen kleinen Speichern und entsprechend sehr vielen Anschlüssen, Leitungen usw. vorgefunden worden. Anteilige Wärmeverluste der Zentrale im Bereich 4 ... 6 kWh/(m²a) resultieren.

Folgende Empfehlung ist an die Fachplanung gerichtet: es sind möglichst große Speichereinheiten und geringe Stückzahlen zu wählen, um das geplante Speichervolumen zu realisieren.

Aus der Untersuchung der Feldanlagen lässt sich nicht feststellen, welches optimale Speichervolumen je Person oder Kollektorfläche empfehlenswert ist. Es besteht weiterer Untersuchungsbedarf.

Kessel

Die im Projekt gemessenen Nutzungsgrade für Gas-Brennwertkessel liegen brennwertbezogen zwischen 85,6 % und 93,6 %. Im Mittel lag der Nutzungsgrad der Brennwertkessel bei 88 %.

Im Projektmittel mussten die Kesselanlagen 80 ... 90 kWh/(m²a) an Wärme bereitstellen. Mit oben genannter Spanne der Nutzungsgrade liegen Kesselverluste im Bereich 6 ... 15 kWh/(m²a). Im Projektmittel lag der Erzeugerverlust bei ca. 12 kWh/(m²a). Das Optimierungspotential beträgt im Schnitt 6 kWh/(m²a).

Aufgrund der sehr kleinen Stichprobe von Messwerten können keine systematischen Einflüsse auf den Nutzungsgrad herausgearbeitet werden.

Der Nutzungsgrad des Gas-Niedertemperaturkessels lag bei knapp 82 %. Der Holzkessel-nutzungsgrad bei 75 %.

Die Überdimensionierung der Kessel ist zu kritisieren. Die installierte maximale Kessel-nennwärmeleistung liegt etwa 2-mal so hoch wie die messtechnisch festgestellte maximale Gebäudeheizlast. Da in allen Anlagen mehr als ausreichende Speichervolumina vorhanden sind, ist eine Überdimensionierung aufgrund der Trinkwarmwasserbereitung nicht notwendig. Insbesondere bei den Zweikesselanlagen reicht in zwei von vier Fällen ein Kessel als alleiniger Erzeuger aus!

Der Holzkessel fällt hinsichtlich der Dimensionierung positiv auf: er ist nur um den Faktor 1,6 überdimensioniert. Das ist der geringste Wert innerhalb des Projektes. Es wird vermutet, dass hier aus Kostengründen die Leistung kleiner gewählt wurde.

Die mittlere Kesselbelastung liegt bei 15 %. Sie würde ansteigen, wenn keine Solarthermie vorhanden wäre – jedoch nur um wenige Prozentpunkte. Der Wert ist vor allem wegen der Überdimensionierung so gering. Er liegt weit unterhalb der mittleren Modulationsgrenze von etwa 35 % bei den Brennwertkesseln. Es ist bei vielen Anlagen von Taktbetrieb über die meiste Zeit des Jahres auszugehen, da bereits am kältesten Tag nur etwa 50 ... 60 % Belastung gegeben sind.

Ohne genauen Nachweis der möglichen Nutzungsgradverbesserung wird an dieser Stelle die Forderung gestellt, Kessel künftig passender zu bemessen. Es kann zumindest die Anzahl der Brennerstarts vermindert werden.

Bezogen auf die Auswertung der Brennwertkessel in EFH ist die Auslastung in den untersuchten Mehrfamilienhäusern höher – der Wert lag bei nur 8 % [BW03].

Die Kessel sind in den Feldanlagen unterschiedlich eingebunden: durch Anschluss an den Pufferspeicher, eine hydraulische Weiche, beides oder keines von beidem.

Der zahlenmäßige Nachweis, welche dieser vier Varianten den Nutzungsgrad oder die Kesselverluste wie stark beeinflusst, sollte und konnte das Projekt nicht liefern.

Bei der Auswertung der einzelnen Anlagen war jedoch festzustellen, dass in den Lösungen mit hydraulischer Weiche die Kesselkreispumpen nicht auf die Anlage eingestellt wurden. Hier ist mit Beeinträchtigung des Brennwerteffektes zu rechnen, wenn die Vorlauftemperatur zu hoch ist – bei den Nahwärmanlagen also dauerhaft.

Aufgrund der zu kleinen Stichprobe kann bei den anderen Anlagen kein systematischer Zusammenhang zwischen Pufferspeicher und verbessertem Nutzungsgrad nachgewiesen werden. Eine Anbindung über Weiche und Puffer (Anlage 4) gleichermaßen erscheint jedoch nicht sinnvoll.

Als Empfehlung wird aus den Projektergebnissen bzw. auch früheren Projekten heraus empfohlen, die Verwendung einer hydraulischen Weiche oder Überströmventilen bei Thermen zu vermeiden.

Die geringe Anzahl der Feldanlagen ermöglicht es nicht, separat auszuwerten, ob der Nutzungsgrad von Kesseln mit großem internem oder von Thermen mit großem externem Puffervolumen besser ist. Allein aus Sicht der Oberflächenwärmeverluste der Geräte und Stutzen erscheint der interne Puffer im Kessel sinnvoller.

Es ist nicht sinnvoll, Kessel mit großem Eigenwasserinhalt zusätzlich an eine hydraulische Weiche anzuschließen. Ein Anschluss eines Kessels an einen Pufferspeicher muss geprüft werden und kann ggf. entfallen, wenn der Kesselwasserinhalt selbst groß genug ist. Für die Fachplanung ist vor allem zu fordern, dass das Problem der internen und externen Pufferung von Heizwasser überhaupt in der Planung thematisiert wird. Die Wahl eines Puffers oder einer hydraulischen Weiche muss begründet sein!

Regelung

Bei den untersuchten Anlagen sind zwei Punkte festzustellen: die Dokumentation der Regelung liegt in den seltensten Fällen vor und ist zumeist sehr komplex. In etlichen Anlagen ist die Kesselregelung nicht in die Solarregelung eingebunden, was zu vermeiden ist!

Vor allem die Nachverfolgung von Betriebsfehlern und deren Beseitigung während der zweijährigen Messung zeigte, dass ein großes Unwissen über die Regelung herrscht. Bei Planern, Betreibern und Ausführenden gleichermaßen. Eine Anlagenoptimierung konnte vielfach nicht erfolgen, weil keine Beschreibung der grundsätzlichen Funktionsweise (Einschalt-, Ausschalt-, Umschaltkriterien für Ventile und Pumpen, Kennlinien von Reglern) vorliegt.

Der sich ergebende Wunsch für die Zukunft liegt auf der Hand: vor einer Optimierung der Solarthermie muss deren Regelung bekannt sein. Kessel-, Solar- und Anlagenregelung können nur zusammen betrachtet werden.

Nahwärmenetze

In vier Fällen sind Konzepte mit Nahwärmenetz gewählt worden. Es handelt sich in allen Fällen um Netze, die im Zuge des Gebäudeneubaus (in allen Fällen nach 2002) oder zusammen mit der Erneuerung der Heizzentrale errichtet wurden.

Die Netze weisen unterschiedliche Trassenlängen auf, die zusammengeschlossenen Gebiete unterschiedliche Abnahmedichten (Reihenhausstruktur oder Mehrfamilienhäuser). Die anteiligen Nahwärmenetzverluste betragen 6 ... 7 kWh/(m²a) bei den beiden Mehrfamilienhausnetzen und 18 ... 26 kWh/(m²a) bei den beiden Reihenhausnetzen.

Die Netzverluste sind in den beiden Mehrfamilienhausfällen akzeptabel. Die solaren Erträge liegen in diesen Fällen deutlich über dem Netzverlust. Bei den beiden Reihenhausnetzen liegen die solaren Erträge deutlich unterhalb bzw. etwa gleich hoch wie die Netzverluste.

Aus den Feldanlagen ergibt sich die Erkenntnis: nur extrem gut konzipierte Wärmenetzanlagen mit hoher Abnahmedichte weisen akzeptable anteilige Nahwärmenetzverluste auf. Die Einbindung von Solarthermie ist – wenn überhaupt – nur in diesem Fall in Erwägung zu ziehen.

Trinkwarmwasserbereitung und Zirkulation

Die Trinkwarmwasserbereitung konnte in allen 9 Mehrfamilienhäusern mit Gebäudeanlagen näher untersucht werden. Es zeigt sich, dass der Nutzen für Trinkwarmwasser im Bereich 11... 21 kWh/(m²a) liegt – im Mittel bei 14 kWh/(m²a).

Gleichzeitig treten unerwartet hohe Zirkulationsverluste auf. Bei einer Spannweite von 11 ... 26 kWh/(m²a) ergibt sich ein mittlerer Zirkulationsverlust von 18 kWh/(m²a). Der Nutzungsgrad der Trinkwarmwasserbereitung reicht von 31 ... 56 %. Im Mittel werden 44 % Verteilungsnutzungsgrad erreicht.

Es liegt hier ein geschätztes Optimierungspotential bei der Verteilung in der Größenordnung von mindestens 5 kWh/(m²a) vor, welches – unabhängig von der Solarthermie – gehoben werden sollte. Erreichbar sind Einsparungen durch angepasste Temperaturen, ggf. Zirkulationslaufzeiten, Leitungsdämmung, Abgleich der Zirkulationsnetze mit Absenkung der Umlaufwassermenge – sowie im Neubau durch Längenoptimierung.

In drei Fällen legt die Energiebilanz der Verbrauchsdaten nahe, dass eine Umstellung auf elektrische Warmwasserbereitung sinnvoll wäre. Unter heutigen Maßstäben der Primärenergiebewertung liegt die elektrische Warmwasserbereitung zwar meist noch knapp über der zentralen Warmwasserbereitung mit Solarthermie. Jedoch kippt dieser Vergleich, sobald der Primärenergiefaktor für Strom unter 2,0 liegt.

In allen Fällen ist u. a. die ungünstige Gebäudegeometrie (lange Netztrassen bei geringer Gebäudehöhe) maßgeblich für die hohen Zirkulationsverluste bzw. die Erdverlegung von Zirkulationsleitungen zum Zusammenschluss zweier Gebäude. Außerdem ist eine geringe Belegungsichte gegeben.

An die Fachplanerschaft ist heute schon die Empfehlung auszusprechen: eine Verlegung von Vierleiternetzen (Zirkulationserdleitungen zwischen Gebäuden) ist zu vermeiden. Bei Baukörpern mit lang gestreckter und niedriger Bauform (mehr als 8 WE in der Breite bei gleichzeitig weniger als 4 Geschossen Höhe) ist zu prüfen, ob elektrische Warmwasserbereitung nicht sinnvoller ist – auch als Solarthermieanlagen! Gleichzeitig gilt diese Empfehlung für alle Gebäude mit geringer Belegungsichte (mehr als 50 m²/Person).

Langfristig wird neben der konventionellen Warmwassersolarthermie auch Photovoltaik in den Fokus treten. Ebenso wie Gebäudeanlagen mit Zweileiternetzen zur Minimierung von Verteilverlusten. Beides wurde im Rahmen dieses Feldversuches nicht untersucht und bedarf weiterer Auswertung.

5 Kurzbericht: Prüfstand

Am Institut für energieoptimierte Systeme (EOS) der Ostfalia Hochschule für angewandte Wissenschaften in Wolfenbüttel wurde in Rahmen des Projektes ein neuer Teststand für die Vermessung von Heizkessel aufgebaut. Vier Kessel unterschiedlichster Bauform (Stahl, Guss, bodenstehend, wandhängend) und Brennstoffart (Gas und Heizöl) wurden hier vermessen.

Kessel	Kessel O1	Kessel O2	Kessel G1	Kessel G2
zur Anonymisierung sind einzelne Werte für Nennleistung, Masse, Wasserinhalt, Wirkungsgrade und Betriebsbereitschaftsverlust leicht geändert dargestellt				
Brennstoff	Öl	Öl	Erdgas	Erdgas
Nennleistung	19,2 kW	18,6 kW	14,8 kW	14,4 kW
Modulation (minimale Leistung)	zweistufig (11,1 kW)	Einstufig	Modulierend (2,7 kW)	Modulierend (3,2 kW)
Masse	115 kg	177 kg	41 kg	54 kg
Wasserinhalt	54,0 l	57,0 l	1,5 l	1,5 l

Tabelle 8: Übersicht der geprüften Heizkessel (anonymisiert)

Mit Hilfe dieser Parameter wurde am Institut für Solarenergieforschung in Hameln/Emmerthal (ISFH) das Kessel-Simulationsmodell validiert und weiter entwickelt.

5.1 Prüfstandsaufbau und Messgrößen

Der Prüfstand wurden in Anlehnung an die DIN EN 304 (ölbefeuerte Wärmeerzeuger) und DIN EN 303-3 (gasbefeuerte Wärmeerzeuger) aufgebaut und die dort beschriebenen Prüfungen durchgeführt.

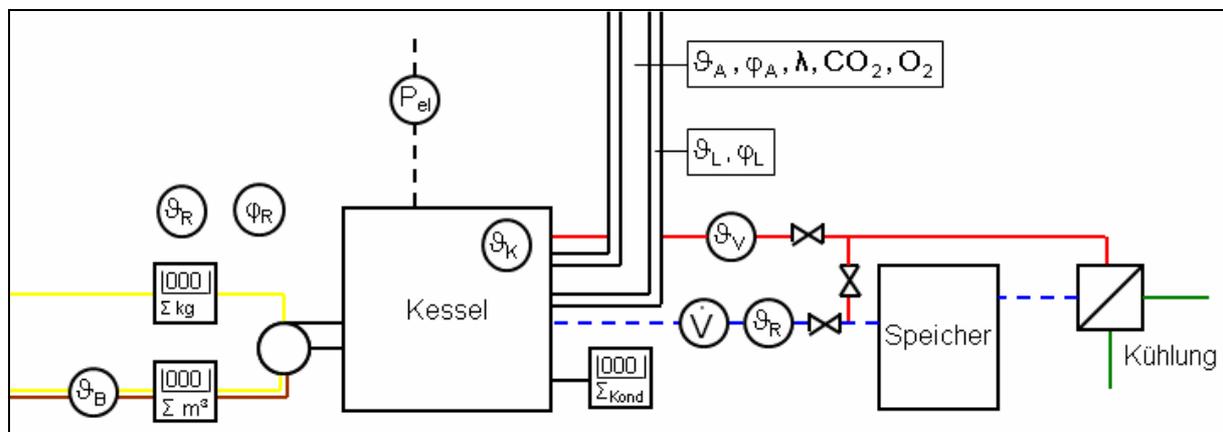


Abbildung 7: Aufbau des Kesselprüfstandes mit allen Messpunkten

Auf der Inputseite des Wärmeerzeugers werden folgende Messwerte aufgenommen:

- Umgebungs- und Verbrennungslufttemperatur
- Luftdruck und Luftfeuchtigkeit
- Öldurchsatz mittels Waage

ODER

- Gasverbrauch mittels Gaszähler
- Gastemperatur und Gasdruck
- Brennwert und Dichte des Gases mittels Kalorimeter

Am Wärmeerzeuger werden folgende Messwerte aufgenommen:

- Kesseltemperatur
- elektrische Leistungsaufnahme
- Kondensatmasse

Auf der Abgasseite des Wärmeerzeugers ergeben sich folgende Messwerte:

- Abgastemperatur
- Luftverhältnis
- Sauerstoff- und Kohlendioxidgehalt
- Abgasfeuchte
- Abgasgeschwindigkeit

Auf der Wasserseite werden folgende Messwerte aufgenommen:

- Vor- und Rücklauftemperatur
- Wasservolumenstrom

Der Testkesselkreis weist keinen Verbraucher auf. Die im Testkessel erzeugte Wärme wird per Kältemaschine und Rückkühler aus dem Kesselkreis entzogen. Bei früheren Messungen wurde festgestellt, dass es durch die Kühlung zu Schwankungen in der Rücklauftemperatur von bis zu einem Kelvin kommen kann. In den Prüfstand ist aus diesem Grund ein Speicher integriert, der die Rücklauftemperatur konstant hält.

Der Bypass zwischen Vor- und Rücklauf vor dem Speicher wird für die Bereitschaftsverlustmessung benötigt. Ebenso die beiden Absperrorgane vor bzw. hinter dem Kessel (in Fließrichtung).

Die maximale Kesselgröße, die auf dem Prüfstand vermessen werden kann, liegt bei ca. 20 kW. Größere Kessel können aufgrund der Leistung der Kältemaschine nicht getestet werden.

5.2 Allgemeines Messprogramm

Auf dem Prüfstand wurden unter anderem Herstellerangaben wie der Nenn- und Teillastwirkungsgrad und der Bereitschaftsverlust überprüft, sowie diverse Messungen zum dynamischen Verhalten, u. a. Zeitkonstanten beim Einschalten, Lastwechsel und Ausschalten, durchgeführt.

Kessel	Kessel O1	Kessel O2	Kessel G1	Kessel G2
Stationäre Messpunkte	211	62	153	43
davon Nennleistungspunkt	12	9	9	7
Messungen Bereitschaftsverlust	9	4	3	-
Messungen dynamische Zeitkonstanten	27	18	150	24
Dynamische Messungen	12	12	-	-

Tabelle 9: Statistik der Messungen

Stationäre Messungen

Die stationären Messungen wurden bei unterschiedlichen Wassereintrittstemperaturen und Wassermassenströmen sowie Kesselleistungen durchgeführt. Letztere beschränken sich aufgrund der Modulationsfähigkeit bei Kessel O2 auf die Nennleistung und bei Kessel O1 auf die beiden Stufenleistungen.

Die Gaskessel sind modulierend, die Leistung wurde hier auf Modulationsgrade von 25%, 50%, 75% und 100% eingestellt. Die stationären Messungen wurden für die Validierung des Kesselmodells benutzt, aber auch für die Messung des Wirkungsgrades bei Nennleistung und zur Messung der Abgasfeuchte.

Dynamische Messungen

Die dynamischen Zeitkonstanten wurden aus Ein-/Ausschalt- und Lastwechselversuchen bei unterschiedlichen Eintrittstemperaturen, Massenströmen und Kesselleistungswerte ermittelt. Die hohe Anzahl an Versuchen beim modulierenden Kessel G1 resultiert aus unterschiedlichen Kesselleistungen unter denen der Kessel ein-/aus- oder umgeschaltet wurde. Aus den Einschalt- und Ausschaltversuchen wurden zudem die Kenngrößen der Startautomatik ermittelt, z. T. ergänzt durch Messung des Abgasmassenstroms während der Belüftungsphasen vor dem Einschalten bzw. nach dem Ausschalten. Dynamische Messungen zur Validierung wurden nur für die beiden Ölkessel und in einem Versuch an Kessel G1 vorgenommen.

5.3 Ergebnisse Wirkungsgrad und Betriebsbereitschaft

Unter stationären Betriebsbedingungen wurden am Prüfstand der feuerungstechnische und der Kesselwirkungsgrad gemessen und mit den Angaben des Herstellers verglichen. Hierzu werden die Bedingungen nach den Vorgaben der EN 304 (Ölkessel) bzw. EN 303-3 (Gaskessel) eingestellt, dies betrifft die Wassereintrittstemperatur (60°C), die Kesselleistung (Nennleistung), den Massenstrom (definiert über Temperaturdifferenz Austritt zu Eintritt von 20 K) und den Luftüberschuss (abhängig von der Kesselnennleistung). Ebenso wurde bei der Messung des Betriebsbereitschaftsverlustes nach der EN 304 verfahren.

Tabelle 10 zeigt die gemessenen Wirkungsgrade bei Nennleistung und den Betriebsbereitschaftsverlust sowie die Nenn- und Minimalleistung des Kessels und vergleicht diese mit den Herstellerangaben. Alle Wirkungsgrad- und Leistungsmessungen wurden bei 80°C Austritts- und 60°C Eintrittstemperatur vorgenommen.

Kessel	Kessel O1	Kessel O2	Kessel G1	Kessel G2
Nennleistung bei 80/60°C (Herstellerangabe)	19.2 kW	18.6 kW	14.8 kW	14.4 kW
Nennleistung bei 80/60°C (Messung)	17.8 kW	18.0 kW	14.3 kW	15.2 kW
Minimalleistung bei 80/60°C (Herstellerangabe)	11.1 kW ¹	-	2.7 kW ²	3.2 kW ²
Minimalleistung bei 80/60°C (Messung)	11.3 kW ¹	-	3.1 kW ²	3.7 kW ²
Kesselwirkungsgrad bei Nennleistung und 80/60°C (Hersteller)	91.4%	89.9%	87.5%	88.4%
Kesselwirkungsgrad bei Nennleistung und 80/60°C (Messung)	89.2%	90.0%	86.2%	86.5%
Feuerungstechnischer Wirkungsgrad bei Nennleistung und 80/60°C (Hersteller)	92.0%	91.9%	88.1%	-
Feuerungstechnischer Wirkungsgrad bei Nennleistung und 80/60°C (Messung)	91.8%	92.6%	88.3%	88.7%
Betriebsbereitschaftsverlust (Hersteller)	0.9%	1.5%	0.9%	1.2%
Betriebsbereitschaftsverlust (Messung)	1.2%	1.2%	1.2%	-
¹ Minimalleistung entspricht der Grundstufenleistung.				
² Minimalleistung entspricht der Leistung bei minimalen Modulationsgrad				

Tabelle 10: Übersicht der Nachmessung der Herstellerdaten

Bei den beiden Gaskesseln G1 und G2 war es nicht möglich, die Sensoren für Abgastemperatur und -feuchte direkt hinter dem Wärmeübertrager zu montieren, diese Größe musste im Abgasrohr nach Austritt aus dem Kessel gemessen werden. Die gemessene Temperatur stimmt daher nicht mit der Temperatur am Wärmeübertrageraustritt überein.

Auf dem Weg von Wärmeübertrager zur Messstelle kühlt das Abgas ab, die Höhe der Temperaturdifferenz richtet sich nach Temperaturniveau und Abgasmassenstrom (und damit der Brennerleistung). Die auftretende Temperaturdifferenz zwischen Wärmeübertrageraustritt und Messpunkt ist nicht zu ermitteln. Als weiterer Effekt steigt durch das Abkühlen auch die relative Feuchtigkeit im Abgas. Auch während der Nennleistungsprüfung ist eine Abkühlung des Abgases zu erwarten, da diese zwar bei hohem Abgasmassenstrom (Vollast) aber auch bei einem hohem Temperaturniveau (60°C Eintrittstemperatur) stattfindet. Damit wird der für Kessel G1 und G2 aus der Messung berechnete feuerungstechnische Wirkungsgrad zu hoch bestimmt und kann nur eingeschränkt für die Auswertung benutzt werden.

Auch bei Kessel O1 wurde zunächst der Fühler im Abgasrohr montiert. In den später durchgeführten Versuchen wurde zusätzlich ein Messpunkt an den Austritt des Wärmeübertragers verwendet, mit dem die weitere Auswertung vorgenommen wurde. Zur Auswertung der ersten Messungen wurde eine Korrekturfunktion benutzt, die aus den späteren Messungen abgeleitet wurde (Temperaturdifferenz der beiden Abgasmesspunkte). Durch diese Korrektur ist es möglich, alle durchgeführten Versuche für die Auswertung zu benutzen.

Ergebnis

- Die gemessene Nennleistung entspricht bei drei der vier getesteten Kessel nicht der Herstellerangabe (Kessel O1, O2 und G2). In dem Modell führen Abweichungen in der vorgegebenen Nennleistung zwar nur zu geringen Unterschieden im Wirkungsgrad des Heizkessels, aber zu Abweichungen in der Wasseraustrittstemperatur.
- Die Abweichungen in den Minimalleistungen sind absolut geringer, relativ liegen diese aber z. T. höher (Kessel G1 und G2). Die Auswirkungen auf die Modellergebnisse sind mit denen bei abweichenden Maximalleistungen identisch.
- Die Kesselwirkungsgrade bei Nennleistung weichen z. T. erheblich von der Herstellerangabe ab (Kessel O1 >2%, G1 >1%, G2 >1.5%). Die Abweichung im feuerungstechnischen Wirkungsgrad ist dagegen deutlich geringer (maximal beim Kessel O2: +0.65%). Allerdings fehlt bei den Herstellerangaben die genaue Beschreibung, wie der feuerungstechnische Wirkungsgrad ermittelt wurde, eine Bewertung dieser Größe ist daher nur eingeschränkt möglich.
- Die Messung des Betriebsbereitschaftsverlusts ergab bei den drei getesteten Kesseln nahezu den gleichen Wert. Die Hersteller geben allerdings bei zwei Kesseln einen zu geringen (Kessel O1, G1) und bei Kessel O2 einen zu hohen Wert an.

Bewertung

Der Nennwirkungsgrad der getesteten Kessel stimmte nur in einem Fall mit den Herstellerangaben überein. Bei den anderen Kesseln wurden Werte gemessen, die 1,3%-Punkte bis 2,2%-Punkte unter der Herstellerangabe liegen. Auch bei den Angaben zu Nenn- und Minimalleistung zeigen sich z. T. relative Abweichungen bis zu 6%.

Die Angaben der Hersteller und die Messungen am Prüfstand zeigen z. T. deutliche Unterschiede in den untersuchten Parametern. Zu den Abweichungen kann es aus unterschiedlichen Gründen kommen. Neben den Messunsicherheiten an den Prüfständen der Ostfalia und des jeweiligen Herstellers können einige der Randbedingungen der Messungen unterschiedlich sein. Dies betrifft vor allem die Eingangsgrößen, die in den Prüfnormen nicht festgelegt werden wie beispielsweise Temperatur und Feuchtigkeit der Verbrennungsluft. Auch können Unterschiede zwischen den geprüften Geräten im Rahmen der Produktstreuung auftreten. Außerdem ist es denkbar, dass die Einstellung der Geräte beim Hersteller und auf dem Prüfstand der Ostfalia (hier Werkeinstellung) unterschiedlich war.

Werden die Herstellerangaben als Parameter für eine Simulation verwendet, ist die Wahrscheinlichkeit hoch, dass allein durch die ungenaue Parametrierung deutliche Unterschiede zwischen Messung und Simulation auftreten können. Dies betrifft vor allem den Wirkungsgrad bei Nennleistung. Aus diesem Grund sollte wenn möglich eine eigene Messung des Nennleistungspunktes durchgeführt werden, um eine gute Parametrierung des Modells sicherzustellen.

Hierbei muss die Abgastemperatur direkt am Austritt des Wärmeübertragers unter Beachtung der hohen Ansprüche an eine Gastemperaturmessung (z. B. Strahlungsschutz und Umströmung des Sensors) gemessen werden, um eine genaue Berechnung des feuerungstechnischen Wirkungsgrades zu ermöglichen. Zusätzlich ist eine zweite Messung der Leistung in der Grundlaststufe bzw. bei minimalem Modulationsgrad sinnvoll.

Ebenfalls lassen sich die von den Herstellern angegebenen Bereitschaftsverluste nur bedingt reproduzieren. Bei keinem der vier getesteten Kessel stimmen die Herstellerangaben mit den Messwerten überein. Bei zwei Messungen wurde ein höherer Betriebsbereitschaftsverlust als vom Hersteller angegeben und bei zwei Kesseln ein niedriger gemessen. Die Abweichungen lagen im Bereich von 0,3 %-Punkten bis 0,6 %-Punkten.

Die Messungen für den Teillastwirkungsgrad wurden nach den beiden Öl-Kessel eingestellt, da zum einen nicht geklärt werden konnte, nach welchem Verfahren die Hersteller messen und zum andern die Messungen für die Validierung des Kesselmodells nicht benötigt wurden.

5.4 Kondensationsparameter

Um das Verhalten von Brennwertkesseln bei auftretender Kondensation zu charakterisieren, wird im Simulationsmodell die Feuchtigkeit im Abgas berechnet. Für die Berechnung werden als vorzugebende Parameter die Abgasfeuchte bei Referenzbedingungen (Volllast, 35°C Wassereintrittstemperatur) sowie die Abhängigkeiten von der Wassereintrittstemperatur und der Kesselleistung benötigt. Diese wurden für die vier getesteten Heizkessel mittels Abgasfeuchtemessungen in den durchgeführten stationären Versuchen ermittelt.

Abbildung 8 zeigt für jeden der vier Kessel die gemessenen Abgasfeuchtigkeiten gemittelt über die jeweilige Wassereintrittstemperatur und der Kesselleistung. Außerdem sind die Ergebnisse der Simulation dargestellt.

Für die beiden Gaskessel entsprechen die gemessenen Werte nahezu 100%, d. h. in diesen Kesseln kann von voll gesättigtem Abgas ausgegangen werden¹. In den beiden Ölkesseln liegen die Werte unterhalb von 100%, dies betrifft vor allem den Kessel O1 und hier vor allem den Volllastbetrieb.

¹ Allerdings konnte in beiden Gaskesseln Temperatur und Feuchte des Abgases erst im Abgasweg gemessen werden, wie zuvor beschrieben. Durch Abkühlung des Abgases auf dem Weg vom Wärmeübertrageraustritt zum Messpunkt kann es zu einem Anstieg der relativen Feuchte gekommen sein, so dass zu hohe Abgasfeuchten gemessen wurden.

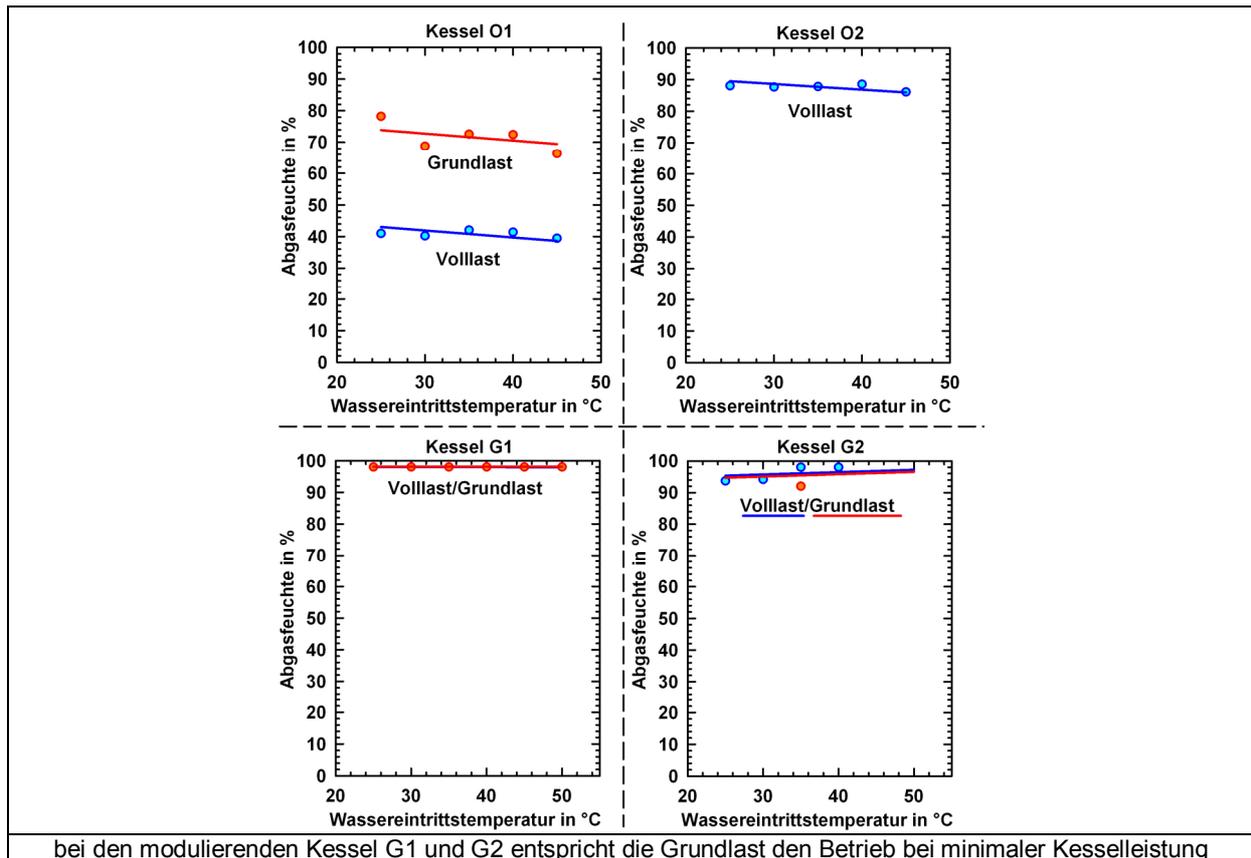


Abbildung 8: Abgasfeuchte abhängig von Kesselleistung und Wassereintrittstemperatur

Tabelle 11 gibt die gemessenen Kondensationsparameter wieder, die für die Kessel ermittelt wurden. Neben den Ergebnissen der vier Kessel werden typische Werte angegeben, die in dem Simulationsmodell vorgegeben werden können, wenn die Parameter unbekannt sind. Kessel O2 ist ein einstufiger Kessel, so dass hier keine Abhängigkeit der Feuchte von der Kesselleistung vorliegt.

Kessel	Kessel O1	Kessel O2	Kessel G1	Kessel G2	Typisch (Modell)
Feuchte bei Referenzbedingungen (35°C, Volllast): φ_0	40.8%	87.8%	98.0%	95.9%	100%
Abh. der Feuchte von der Kesselleistung: $\Delta\varphi_Q$	85.7%	-	0.14%	-0.19%	0%
Abh. der Feuchte von der Wassereintrittstemperatur: $\Delta\varphi_\theta$	-0.22%/K	-0.18%/K	-0.002%/K	0.056%/K	0%/K

Tabelle 11: Übersicht der gemessenen Kondensationsparameter

Ergebnis

- Bei den festgelegten Referenzbedingungen ergeben sich unterschiedliche Abgasfeuchtigkeiten von 40% beim Kessel O1 bis zu 98% beim Kessel G1.
- Die Abhängigkeit der Abgasfeuchte von der Kesselleistung ist beim zweistufigen Ölkessel O1 stark ausgeprägt, während sich bei den beiden Gasthermen nahezu keine Abhängigkeit ergibt.
- Die Abhängigkeit von der Wassereintrittstemperatur ist bei allen Kesseln gering und liegt bei maximal 0.2%-Punkten (d. h. Veränderung der Abgasfeuchte bis ca. 2%-Punkte bei 10 K Temperaturänderung). Hier ist zu beachten, dass die Kessel im Temperaturbereich unter 50°C betrieben werden.
- Durch die unterschiedlich gemessenen Werte für die einzelnen Heizkessel ist es nicht sinnvoll, typische allgemein gültige Werte abzuleiten. Ohne eigene Messung sollte daher voll gesättigtes Abgas in allen Betriebszuständen angenommen werden.

Bewertung

Die Ergebnisse zeigen, dass je nach Kessel eine Abgasfeuchte von entweder bis zu 100% oder auch von deutlich weniger als 100% möglich ist. Der Grund für die Unterschiede liegt in der jeweiligen Bauart des Wärmeübertragers. Dieser bestimmt die Abkühlung des Abgases, aber auch das Temperaturprofil innerhalb der Abgasseite des Wärmeübertragers.

Der Hauptgrund einer Abgasfeuchte unter 100% entsteht somit dadurch, dass das Abgas an den Wärmeübertragerflächen deutlich stärker abgekühlt wird als das restliche Abgas. Dadurch tritt hier eine erhöhte Kondensation auf, die höher ausfällt als nach dem Sättigungspunkt der mittleren Abgastemperatur zu erwarten ist.

Die Messungen zeigen außerdem, dass sich keine typischen Werte für die Kondensationsparameter ableiten lassen. Daher ist es notwendig, diese Parameter durch Messung am jeweiligen Heizkessel zu ermitteln. Entscheidend ist dabei die Position des Abgasfeuchtesensors, der im Idealfall direkt am Austritt des Wärmeübertragers installiert werden sollte.

5.5 Elektrische Leistungen und Startautomatik

Am Prüfstand wurden Messungen durchgeführt, um das Start- und Stoppverhalten der Heizkessel zu untersuchen und um die elektrische Leistungsaufnahme in den unterschiedlichen Betriebsphasen zu bestimmen.

Das Startverhalten beschreibt, welche thermische Leistung nach dem Einschalten von der Kesselregelung angefahren wird und nach welcher Modulationszeit die gewünschte Nutzwärmeleistung erreicht wird. Für die Feststellung der Startleistung wurde sowohl die Messung der Brennstoffmenge (Gasvolumenstrom bei den Gaskesseln G1 und G2, Ölmenge bei Ölkessel O1) als auch die aufgenommene elektrische Leistung verwendet.

Kessel	Kessel O1	Kessel O2	Kessel G1	Kessel G2	Typisch (Modell)
El. Leistungsaufnahme bei Volllast (Messwert/Herstellerangabe/Normwert)	190 W - 185 W	215 W 223 W 184 W	47.5 W 45 W 163 W	31 W 74 W (inkl. Pumpe) 163 W	EN-Norm
El. Leistungsaufnahme im Standby (Messwert/Herstellerangabe/Normwert)	5 W - 15 W	3 W 5 W 15 W	5.5 W 5.5 W 15 W	5 W - 15 W	5 W
Vorspülzeit	10 s	16 s	20 s	-	20 s
El. Leistungsaufnahme Vorspülen	190 W	240 W	19.5 W	-	Volllast
Gebläsebetrieb beim Vorspülen (Anteil an Betrieb bei Volllast)	100%	100%	70%	-	100%
Nachspülzeit	80 s	-	14 s	30 s	-
El. Leistungsaufnahme Nachspülen (bei Kessel G1 richtete sich)	20 W	-	variabel ¹	7 W	-
Gebläsebetrieb beim Nachspülen	60%	-	wie vor Aus	10%	-
Startmodus ² (bei Kessel G1 wurden drei Startphasen identifiziert)	2	-(1stufig)	1. 2 2. 2 3. 3	3	-
Startleistung	max.	-(1stufig)	1. 60% 2. min. 3. min.	Min	-
Modulationszeit	77 s	-(1stufig)	1. 18 s 2. 60 s 3. 80 s	8-16 s	-
Minimale Einschaltzeit	77 s	-	18 s	8-16 s	-

¹ Die elektrische Leistung richtet sich nach dem Modulationsgrad vor dem Ausschaltsignal.
² die Zahl "2" bedeutet: Am Brenner wird die Startleistung eingestellt und bis zum Ende der Modulationszeit beibehalten; "3" bedeutet: Am Brenner wird zunächst die Startleistung eingestellt, dann moduliert der Brenner innerhalb der Modulationszeit auf den gewünschten Modulationsgrad.

Tabelle 12: Übersicht der gemessenen elektrischen Größen und der Spülzeiten

Tabelle 12 gibt die gemessenen Werte zur Charakterisierung der Start- und Stoppautomatik wieder. Außerdem sind die gemessenen elektrischen Leistungen für den Standby-Betrieb und bei Volllast aufgeführt. Für diese werden zusätzlich die Werte angegeben, die sich aus der Näherungsgleichung nach EN 15316 ergeben.

Diese berechnet die beiden Leistungen in Abhängigkeit von der Nennleistung des Kessels und kann zur Bestimmung typischer Werte dienen. Außerdem werden typische Werte für die Spülzeiten angegeben, die aus den Messergebnissen abgeleitet wurden.

Ergebnis

- Die elektrische Leistungsaufnahme bei Volllast ist bei den Ölkesseln deutlich höher (Faktor 4-7) als bei den Gaskesseln, dies liegt hauptsächlich an der Ölvorwärmung und einer höheren Gebläseleistung. Die Herstellerangabe stimmt mit den Messwerten gut überein. Auch die Werte nach EN 15316 weisen für die Ölkessel eine gute Übereinstimmung auf, bei den Gaskesseln sind die Werte aber zu hoch.
- Im Standby nehmen alle vier Kessel nur eine geringe Leistung von 5 W auf. Die Herstellerangaben geben ungefähr die gleichen Werte an, während sich aus der [EN 15316] ein zu hoher Leistungswert ergibt.
- Vor- und Nachspülphasen fallen bei allen vier Kesseln unterschiedlich aus. Beide Ölkessel spülen für 10 bzw. 16 s bei voller Gebläseleistung vor, aber nur Kessel O1 spült nach und zwar 80 s bei einer geringeren Gebläseleistung. Der Kessel G1 spült auch vor und nach. Während die Verhältnisse beim Vorspülen noch ähnlich derer bei Kessel O2 sind, ist die Nachspülzeit mit 14 s weitaus geringer, zudem läuft das Gebläse mit der gleichen Leistung nach wie in dem Modulationsgrad vor dem Ausschalten. Der Kessel G2 spült nicht vor, sondern nur für ca. 30 s nach, wobei hier nur eine äußerst geringe Leistung aufgenommen wird.
- Der Startbetrieb des Brenners fällt ebenfalls bei allen Kesseln unterschiedlich aus. Kessel O1 wird zunächst für 77 s bei maximaler Leistung betrieben (entspricht auch der Mindesteinschaltzeit). Auch Kessel G1 startet zunächst für 16 s bei maximaler Leistung (auch Mindesteinschaltzeit), schaltet dann aber für 60 s in den minimalen Modulationsgrad, um erst dann langsam auf die gewünschte Leistung zu modulieren. Kessel G2 weist nur eine Startphase auf. Der Kessel startet mit der minimalen Leistung und moduliert im Vergleich zum Kessel G1 schnell auf den gewünschten Modulationsgrad. Die Dauer dieser Phase variierte in den einzelnen Versuchen, auch bei gleichem Zielwert der Kesselleistung.

Bewertung

Für die elektrische Leistungsaufnahme können gemessene Werte oder Herstellerdaten verwendet werden. Dabei ist jedoch bei den Herstellerangaben darauf zu achten, dass die elektrischen Leistungswerte im Betrieb nicht die Kesselpumpe beinhalten. Ohne Messung und Herstellerangabe kann als Näherungsansatz die EN 15316 verwendet werden, allerdings können sich daraus deutliche Abweichungen ergeben, wie die beiden Gaskessel zeigen.

Das Spül- und Startverhalten unterscheidet sich je nach Kessel deutlich. Für eine genaue Simulation müssen diese Angaben daher von den Herstellern erfragt, abgeschätzt oder selbst gemessen werden.

Bezüglich der Spüldauer wurde überprüft, ob sich diese aus dem Brennraumvolumen des jeweiligen Kessels und mit einer zu ermittelnden Austauschzahl ableiten lässt. Für die vier getesteten Heizkessel konnte hier jedoch kein Zusammenhang festgestellt werden bzw. die Austauschzahl fiel für jeden Kessel unterschiedlich aus.

Eine weitere Möglichkeit auf die Spülzeit zu schließen sind die Vorgaben in den entsprechenden Normen. In der EN 267 wird für Ölgebläsebrenner bis zu einem Brennstoff-Nenndurchsatz von 30 kg/h eine Mindest-Vorspülzeit von 5 s vorgeschrieben, wenn die Luftklappen zwangsgesteuert werden (alternativ ist eine natürliche Durchlüftung von 30 s möglich).

Für Gasgebläsebrenner wird in der EN 676 eine Vorspülzeit von 20 s bei maximalem Luftvolumenstrom oder bei einer erhöhten Zeitdauer bei vermindertem Volumenstrom festgelegt. Die Messungen zeigen jedoch, dass die Kessel am Prüfstand von diesen Normvorgaben abweichen, so dass die dort getroffenen Vorgaben sich nicht unbedingt im realen Betrieb widerspiegeln müssen. Liegen aber keinerlei Daten vor, kann näherungsweise eine typische Vorspülzeit von 20 s bei voller Gebläseleistung angenommen werden.

Beim Startverhalten lassen sich aufgrund der deutlich unterschiedlichen Varianten keine typischen Werte ableiten.

5.6 Ermittlung von Zeitkonstanten

Es wird angenommen, dass der Kessel im dynamischen Betrieb ein P-T₁-T_t Verhalten mit gleicher Zeitkonstante T₁ und gleicher Totzeit T_t beim Aufheizen und Abkühlen nach dem Ein- und Ausschalten aufweist. Damit kann die Aufheiz- und Abkühlphase durch eine lineare Differenzialgleichung 1.Ordnung (e-Funktion) dargestellt werden.

Weitere Festlegungen

Für alle Kessel wird dieses Verfahren im Grundsatz angewendet. Da die Kessel je nach Bauart ein unterschiedliches Aufheizverhalten zeigen, werden zur Ermittlung der Zeitkonstanten weitere Festlegungen getroffen, die nachfolgend beschrieben werden.

Einer der vermessenen Kessel besitzt eine Volllast- und eine Grundlaststufe. Für folgende Leistungsänderungen werden Tot- und Verzögerungszeiten ermittelt:

- Aufheizen des Kessels von 0% auf 100%
- Aufheizen des Kessels von 60% auf 100%
- Abkühlen des Kessels von 100% auf 0%
- Abkühlen des Kessels von 100% auf 60%
- Abkühlen des Kessels von 60% auf 0%.

Folgende Messpunkte werden dabei betrachtet (Vorlauf-/Rücklauftemperatur):

- 40/30°C; 50/30°C; 60/30°C
- 55/45°C; 65/45°C; 75/45°C
- 70/60°C; 80/60°C; 85/60°C

Für jede Temperaturpaarung werden bis zu drei Messungen durchgeführt. Nachfolgend werden die Festlegungen für die Aufnahme der Zeitkonstanten aufgeführt.

Aufheizkurve von 0% auf 100% Leistung

Bei nahezu gleicher Vor- und Rücklauftemperatur (Abweichung < 0,5 K) wird der Kessel von Hand auf Volllast (100%) eingeschaltet (Beginn der Totzeit) und bei konstanter Rücklauftemperatur auf die maximale Temperaturdifferenz gefahren.

Ist die Vorlauftemperatur um ca. 0,5 Kelvin angestiegen, endet die Totzeit und die Verzögerungszeit beginnt. Ist die Vorlauftemperatur auf ca. 63 % der maximalen Temperaturdifferenz angestiegen, endet die Verzögerungszeit.

Wenn die maximale Temperatur erreicht und konstant ist, wird die Messung beendet.

Die Messung kann auch zur Auswertung der Abgaszeitkonstante verwendet werden. Die Verzögerungszeit der Abgastemperatur beginnt mit der Zündung des Kessels und endet, wenn 63 % der maximalen Temperatur am Ende der Messung erreicht ist. Eine Totzeit wird nicht bestimmt.

Abbildung 9 zeigt die Zusammenhänge an einer Beispielmessung.

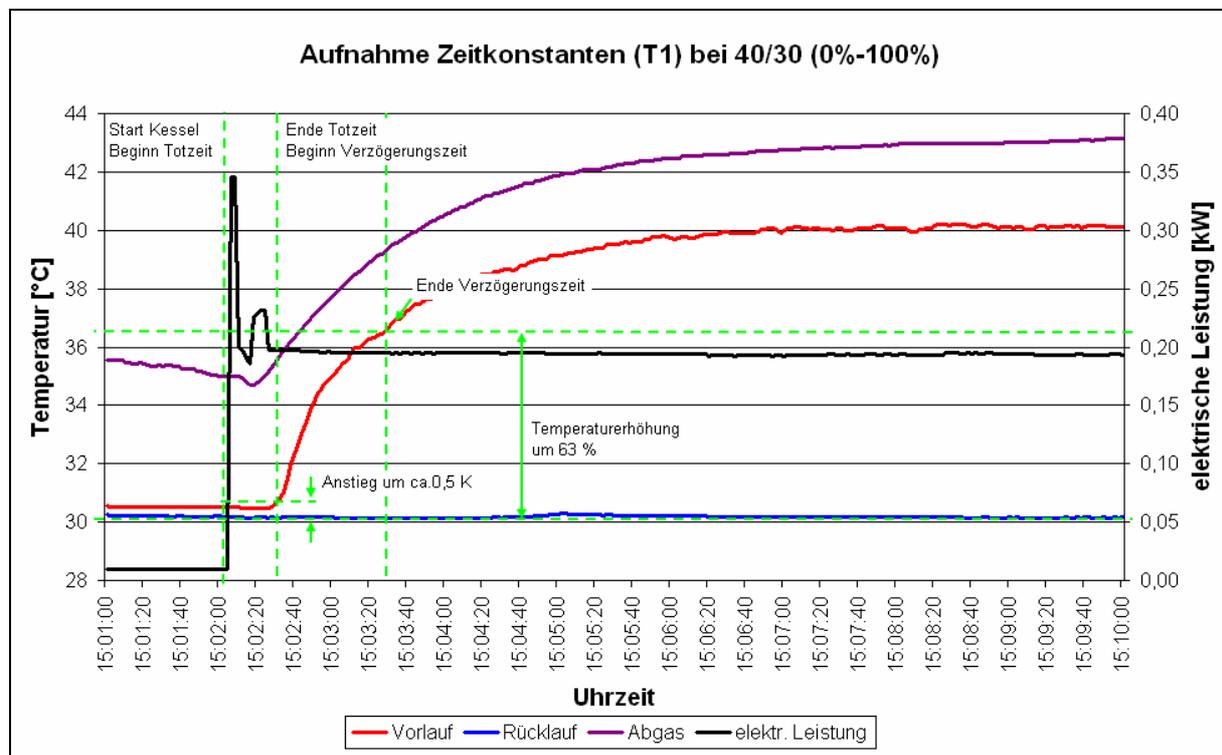


Abbildung 9: Aufnahme Aufheizkurve

Aufheizkurve von 60% auf 100% Leistung

Die Vorlauftemperatur wird für mindestens eine Minute konstant gehalten, während der Kessel 60% der Kesselleistung hat. Von Hand wird die Leistung von 60% auf 100% gesteigert. Ist die Leistungsänderung an der elektrischen Leistungsaufnahme erkennbar, beginnt die Totzeit.

Steigt die Vorlauftemperatur um 0,5 K an, endet die Totzeit und die Verzögerungszeit beginnt. Ist die Vorlauftemperatur auf ca. 63 % der maximalen Temperaturdifferenz angestiegen, endet die Verzögerungszeit. Die Rücklauftemperatur wird über den gesamten Messzeitraum konstant gehalten. Wenn die maximale Temperatur erreicht und konstant ist, wird die Messung beendet und die Zeitkonstanten des Kesselwasserkreises können berechnet werden.

Die Messung kann auch zur Auswertung der Abgaszeitkonstante verwendet werden. Die Verzögerungszeit beginnt, wie bei der Vorlauftemperatur, wenn die Leistungsänderung an der elektrischen Leistungsaufnahme erkennbar ist. Ist die Abgastemperatur um ca. 63 % gestiegen (Differenz zwischen Start- und Endwert), endet die Verzögerungszeit. Eine Totzeit wird nicht bestimmt.

Abkühlkurven

Die Vorlauftemperatur wird für mindestens eine Minute konstant bei der eingestellten Kesselleistung gehalten. Von Hand wird die Leistung entsprechend geändert. Ist diese Leistungsänderung an der elektrische Leistungsaufnahme erkennbar, beginnt die Totzeit. Sinkt die Vorlauftemperatur um 0,5 K ab, endet die Totzeit und die Verzögerungszeit beginnt. Ist die Vorlauftemperatur auf ca. 63 % der maximalen Temperaturdifferenz abgefallen, endet die Verzögerungszeit.

Die Rücklauftemperatur wird über den gesamten Messzeitraum konstant gehalten. Wenn die Vor- und Rücklauftemperatur nahezu gleich und konstant sind (Abweichung < 0,5 K), wird die Messung beendet.

Für die Abgaszeitkonstanten ergibt sich folgendes: die Verzögerungszeit beginnt, wenn die Leistungsänderung an der elektrischen Leistungsaufnahme erkennbar ist. Ist die Abgastemperatur um ca. 63 % abgefallen (Differenz zwischen Start- und Endwert), endet die Verzögerungszeit. Eine Totzeit wird nicht bestimmt.

Abbildung 10 zeigt die Zusammenhänge an einer Beispielmessung.

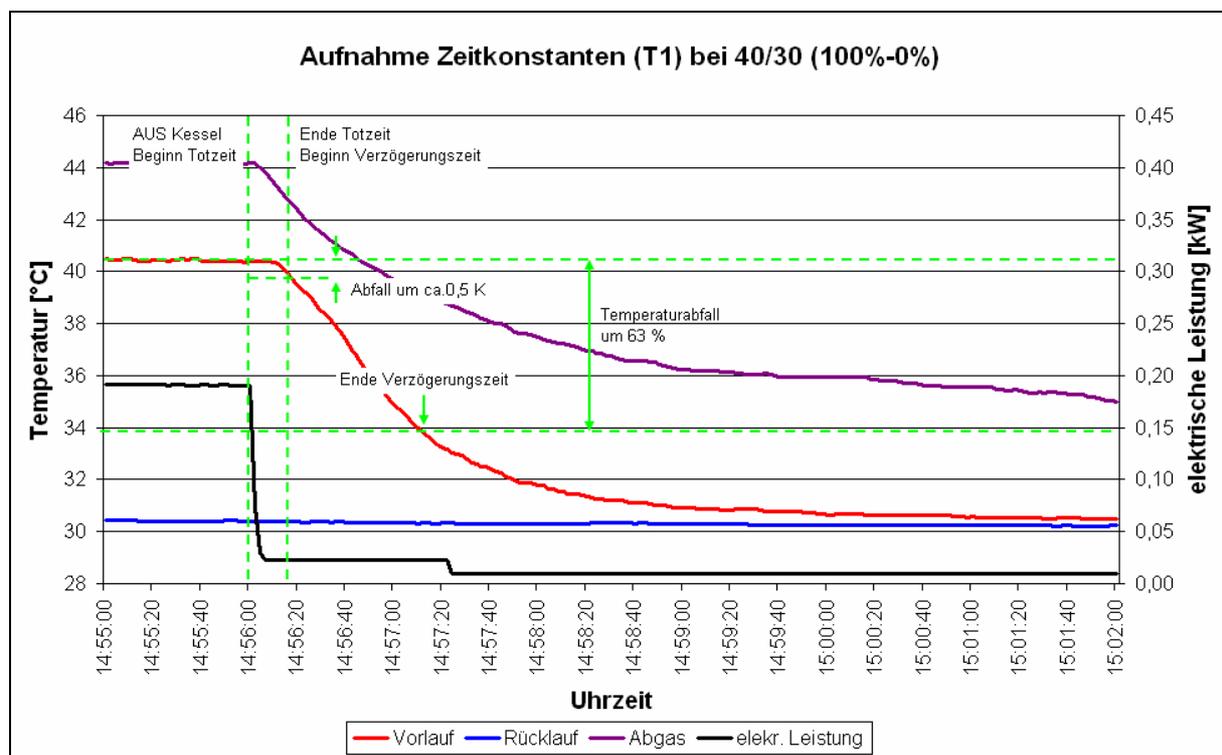


Abbildung 10: Aufnahme Abkühlkurve

Zusatz zur Auswertung der Totzeit

Die Totzeit lässt sich in zwei Anteile differenzieren. Der erste Anteil ist immer gleich und besteht aus dem Ablauf der Startautomatik. Die Startautomatik schließt bei einem Ölkessel beispielsweise die Ölvorwärmung (nur bei einem "Kaltstart" von Bedeutung) und das Vorspülen des Gebläses ein.

Der zweite Anteil beginnt mit der Zündung der Flamme (bzw. wenn ein Flammensignal vorliegt). Dieser Zeitpunkt kann bei einzelnen Kesseln mit einer vom Hersteller mitgelieferten Software ausgelesen werden.

Der zweite Anteil ist abhängig von der Kesseltemperatur und dem Volumenstrom. Er beginnt mit der Zündung der Flamme und endet mit dem Anstieg der Vorlauftemperatur. Wie bei der Verzögerungszeit wurden auch hier drei Messungen durchgeführt, ausgewertet und daraus der Mittelwert gebildet.

5.7 Dynamische Kennwerte

Zur Beschreibung des Zeitverhaltens eines Kessels werden in der Simulation Kapazitätsanteile an der Kessel- und Wassermasse A verwendet.

Für die Prüfkessel wurden aus den Temperaturverläufen von Abgas- und Wasseraustritt die Zeitkonstanten und Kapazitätsanteile bestimmt. Abbildung 11 zeigt einerseits die Unterschiede zwischen den getesteten Kesseln und Unterschiede der Kapazitätsanteile bei verschiedenen Betriebspunkten.

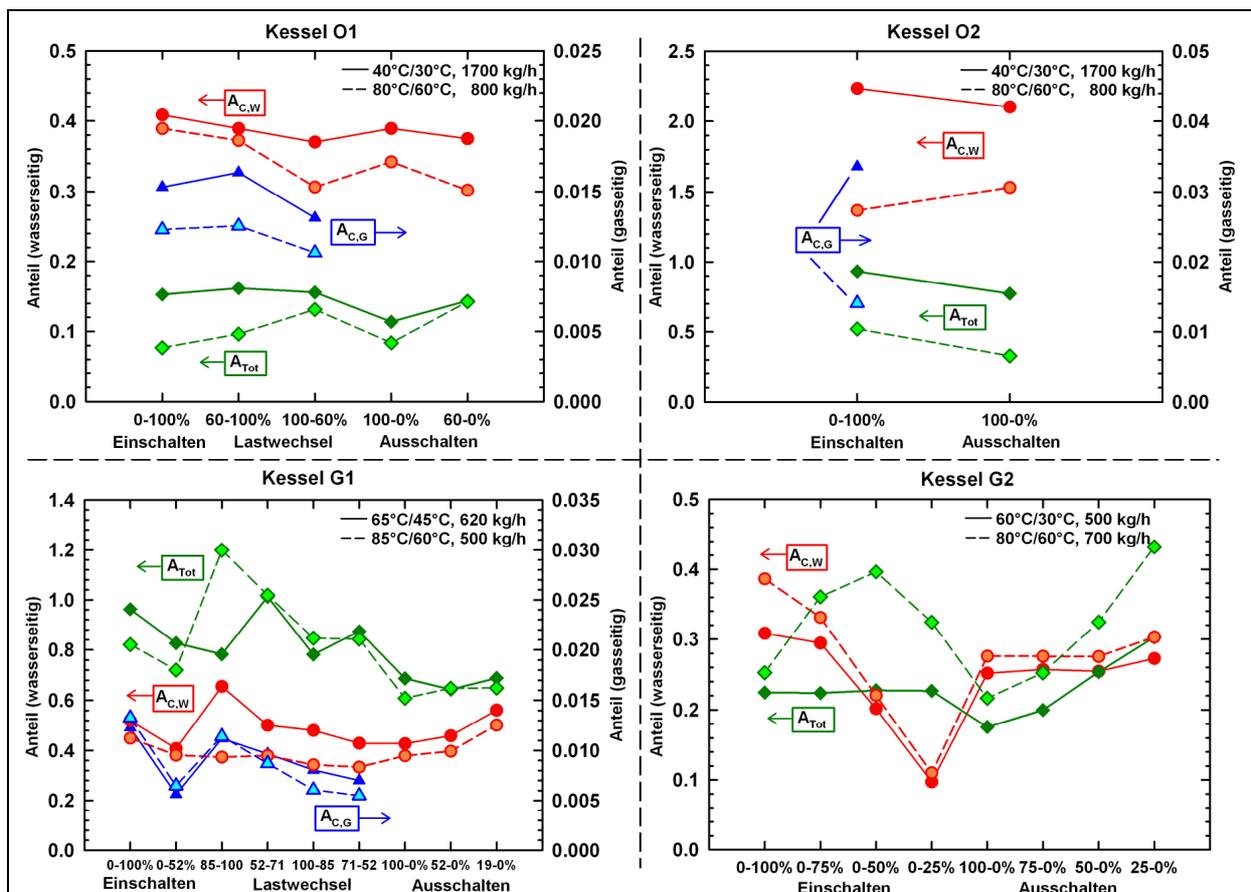


Abbildung 11: Dynamische Kennwerte der vier Heizkessel bei jeweils zwei Betriebsbedingungen und bei verschiedenen Betriebsarten

Durch Einschränkungen unterschiedlicher Kesselbauart werden nicht bei jedem Heizkessel für alle Betriebspunkte Werte angegeben:

- Kessel O2: Kein Lastwechsel, da einstufiger Kessel.
- Kessel O2: Keine Abgaszeitkonstante beim Ausschalten, da kein Abgasmassenstrom (keine Nachspülung).
- Kessel G1/G2: Keine Zeitkonstanten (Abgas und Wasser) beim Einschalten, da der Brenner erst mit der Startleistung betrieben wird (siehe Startverhalten nach Tabelle 12).
- Kessel G1/G2: Kein Abgaszeitkonstanten beim Ausschalten, da Nachspülzeit zu kurz.

Während sich die dynamischen Kennwerte zwischen den einzelnen Heizkesseln z. T. deutlich unterscheiden, ist die Variation über die Betriebspunkte bei den jeweiligen Heizkesseln weitaus geringer. Kessel O1 zeigt sowohl über geänderte Betriebsarten als auch Betriebsbedingungen nur geringe Unterschiede in den Kennwerten. Ähnlich ist das Verhalten bei Kessel G1 mit Ausnahme der Lastwechselprüfung von 85% auf 100%. Bei Kessel G2 zeigen sich größere Unterschiede vor allem im Anteil an der Totzeit und der Messung bei 700 kg/h.

Kessel O2 zeigt die deutlichsten Veränderungen in Abhängigkeit von den Betriebsbedingungen. Grund ist die Bauart des Wärmeübertragers, der mit einem Luftspalt ausgestattet ist, um nach Starten des Kessels schnell eine hohe Abgastemperatur zu erreichen und damit Kondensation im Kessel zu verhindern (dem Kessel ist ein weiterer Wärmeübertrager nachgeschaltet, um den Brennwert zu nutzen). Vor allem bei geringem Temperaturniveau führt dies zu hohen Werten für den wasserseitigen Kapazitätsanteil und dem Anteil an der Totzeit.

Zusammenfassend für alle durchgeführten Versuche gibt Tabelle 13 einen Überblick über die gemessenen dynamischen Parameter der getesteten Heizkessel. Hierbei werden für jeden Kennwert der Mittelwert aus den Aufheiz-, Abkühl- und Lastwechselversuchen sowie der Mittelwert aller Versuche angegeben, jeweils für einen Betriebspunkt bei geringem und hohem Temperaturniveau.

Kessel	Kessel O1	Kessel O2	Kessel G1	Kessel G2	Typisch (Modell)
Kesselmasse	115 kg	177 kg	41 kg	54 kg	-
Wasserinhalt	54,0 l	57,0 l	1,5 l	1,5 l	-
Anteil Kesselmasse an gasseitiger Wärmekapazität: $A_{C,G}$ (Aufheizen/Abkühlen/ Lastwechsel/Mittelwert) Betriebspunkt 40/30°C	0,014 0,011 0,014 0,013	0,034 - - 0,034	- - 0,008 ¹ 0,008 ¹	-	0,01
Anteil Kesselmasse an gasseitiger Wärmekapazität: $A_{C,G}$ (Aufheizen/Abkühlen/ Lastwechsel/Mittelwert) Betriebspunkt 80/60°C	0,012 0,013 0,012 0,013	0,014 - - 0,014	- - 0,008 0,008	-	
Gesamtmittelwert $A_{C,G}$	0,013	0,027	0,008	-	
Anteil Kesselmasse an wasserseitiger Wärmekapazität: $A_{C,W}$ (Aufheizen/Abkühlen/ Lastwechsel/Mittelwert) Betriebspunkt 40/30°C	0,43 0,39 0,38 0,40	2,24 2,10 - 2,17	- 0,47 ¹ 0,52 ¹ 0,51 ¹	- 0,26 ² - 0,26 ²	
Anteil Kesselmasse an wasserseitiger Wärmekapazität: $A_{C,W}$ (Aufheizen/Abkühlen/ Lastwechsel/Mittelwert) Betriebspunkt 80/60°C	0,39 0,32 0,34 0,34	1,37 1,53 - 1,45	- 0,42 0,40 0,40	- 0,28 - 0,28	
Gesamtmittelwert $A_{C,W}$	0,37	1,74	0,59	0,29	
Anteil Wasserinhalt an der Totzeit: A_{Tot} (Aufheizen/Abkühlen/ Lastwechsel/Mittelwert) Betriebspunkt 40/30°C	0,15 0,13 0,16 0,14	0,93 0,77 - 0,85	0,92 ¹ 0,68 ¹ 0,96 ¹ 0,90 ¹	0,33 ² 0,31 ² - 0,32 ²	
Anteil Wasserinhalt an der Totzeit: A_{Tot} (Aufheizen/Abkühlen/ Lastwechsel/Mittelwert) Betriebspunkt 80/60°C	0,08 0,11 0,11 0,11	0,52 0,33 - 0,42	0,80 0,66 0,89 0,83	0,23 0,23 - 0,23	0,5
Gesamtmittelwert A_{Tot}	0,11	0,58	0,92	0,28	
¹ Messungen an Kessel G1 bei 65/45°C, ² Messungen an Kessel G2 bei 60/30°C					
die beim Betriebspunkt angegebenen Temperaturen entsprechen den Werten bei voller Kesselleistung, für den Gesamtmittelwert werden die Messungen aller Betriebspunkte (je nach Kessel zwischen 2-9 Betriebspunkte) verwendet					

Tabelle 13: Übersicht der gemessenen dynamischen Parameter

Außerdem wird der Mittelwert aller durchgeführten Versuche angegeben. Für die Kessel G1 und G2 wurden entsprechend der Modulationskapazität Messpunkte bei minimaler Kesselleistung angefahren, daraus resultieren sehr kleine Temperaturdifferenzen im Messpunkt 40/30°C. Für diese Kessel werden daher die Versuche bei geringeren Massenströmen und damit höheren Temperaturdifferenzen durchgeführt (Kessel G1: 65/45°C, Kessel G2: 60/30°C). Zusätzlich werden in der Tabelle die entsprechenden Werte für Wasserinhalt und Kesselmasse sowie typische dynamische Kennwerte angegeben, die im Modell verwendet werden können.

Ergebnis

- Der gasseitige Anteil an der Wärmekapazität liegt bei 0.01 für die Kessel O1 und G1. Für den Kessel O2 ergibt sich mit 0.027 ein höherer Wert, d. h. hier steigt die Gastemperatur wesentlich langsamer an. Bei diesem Kessel zeigt sich auch eine Abhängigkeit des Wertes von den Betriebsbedingungen aufgrund der Bauart des Wärmeübertragers (siehe nächster Punkt).
- Während der mittlere wasserseitige Anteil an der Wärmekapazität für den Kessel O1 und die beiden Gaskessel ähnlich ausfallen (Kessel O1 und G2 etwas unterhalb und Kessel G1 etwas oberhalb von 0.5), ergibt sich für den Kessel O2 ein anderes dynamisches Verhalten. Hier werden Werte über 1 erreicht, d. h. die Wassertemperatur steigt langsamer an, als sich mit der Kapazität von Kesselmasse und Wasserinhalt berechnen lassen. Der Grund liegt im speziellen Aufbau des Abgas-Wasser-Wärmeübertragers, dieser weist im kalten Zustand einen Luftspalt auf, um den Wärmeübergang zu behindern und Kondensation zu vermeiden. Erst bei höheren Temperaturen wird der Luftspalt geschlossen und die Wärme mit hoher Leistung übertragen. Dies führt zu einer langsamen Temperaturänderung auf der Wasserseite.
- Der Anteil des Wasserinhalts an der Totzeit zeigt große Unterschiede bei den getesteten Kesseln. Während der Kessel O1 mit ca. 0.1 den geringsten Wert aufweist, erreicht der Kessel G1 einen Anteil ungefähr von 1, d. h. der Wasserinhalt wird voll in der Totzeit berücksichtigt. Dies lässt sich damit erklären, dass der Kessel nur einen geringen Wasserinhalt hat. Allerdings trifft dies nicht auf Kessel G2 mit ebenfalls geringem Wasserinhalt zu, hier wird ein Wert von 0.3 bestimmt. Der Kessel O2 hat dagegen einen ähnlichen Wasserinhalt wie der Kessel O1, gemessen wurden hier jedoch deutlich höhere Werte. Die Erklärung hierfür liefert wiederum der spezielle Aufbau des Wärmeübertragers.
- Während sich für die Kessel O1, G1 und G2 nur geringe Unterschiede in den wasserseitigen Parametern in Abhängigkeit vom Temperaturniveau ergeben, treten bei Kessel O2 deutliche Unterschiede auf. Bei einem geringen Temperaturniveau dauert es länger bis der Luftspalt im Abgaswärmeübertrager des Kessels O2 geschlossen ist, daher liegen hier die Werte deutlich über denen bei einem hohen Temperaturniveau.

Bewertung

Für eine detaillierte Modellierung ist es unerlässlich, die dynamischen Parameter aus einem Versuch abzuleiten. Zwar ist es möglich, aus den Messungen typische bauartunabhängige Werte abzuleiten, diese geben beispielsweise das Verhalten des Kessels G1 gut wieder. Bei speziellen Bautypen, z. B. des Wärmeübertragers im Kessel O2, ergibt sich jedoch ein völlig anderes dynamisches Verhalten, das mit diesen typischen Werten nur unzureichend beschrieben wird.

Während nur geringe Unterschiede je nach Betriebsphasen auftreten (Aufheizen, Abkühlen, Lastwechsel), ergaben die Versuche bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen (d. h. Temperaturniveaus) vor allem bei Kessel O2 größere Abweichungen. Die Vereinfachung im Modell, ein unveränderliches dynamisches Verhalten unabhängig von den Betriebsbedingungen anzunehmen, kann somit das reale Verhalten vieler Kessel gut wiedergeben.

Einige Heizkessel weisen jedoch durch ihre Bauart ein sich änderndes dynamisches Verhalten auf und können somit von dem Modell nur eingeschränkt abgebildet werden, auch wenn die Parameter für diese Kessel aus einer Messung bestimmt werden.

5.8 Empfehlungen zur Kesselprüfungen als Grunddaten einer Simulation

Aus der Fülle der Messwerte der vier Kessel, lassen sich keine typischen Zeitkonstanten ableiten. Darum ist es notwendig für genaue TRNSYS-Simulationen die zu simulierenden Kessel vorher individuell zu testen.

Für eine "gute" Parametrierung des TRNSYS-Kesselmodells wird die Durchführung von folgenden Messungen am Kessel empfohlen:

- Eigene Messung des feuerungstechnischen Wirkungsgrads und des Kesselwirkungsgrads bei Nennleistung, dabei auch Messung der Nennleistung sowie der Randbedingungen (z. B. Zulufttemperatur und Feuchte von Zuluft und Abgas).
- Temperaturmessung von Abgas- und Wasseraustrittstemperatur eines Brennerzyklus (d.h. Einschalten – Erreichen nahezu stationärer Bedingungen im Betrieb – Ausschalten – Erreichen nahezu stationärer Bedingungen im Standby) zur Bestimmung des Faktoren für die Zeitkonstanten
- Zusätzlich bei Brennwertkesseln: Messung der Abgasfeuchte bei Nenn- und Minimalleistung bei niedrigen Wassereintrittstemperaturen, bei denen Kondensation auftritt (z. B. bei 35°C und 45°C), sowie Bestimmung der Kondensatmenge.

Für diese Versuche sind folgende Größen zu messen:

- Wassereintrittstemperatur und Wassermassenstrom (müssen während der Versuche konstant gehalten werden)
- Wasseraustrittstemperatur (Bestimmung der Kesselleistung und der Aufheizkurve)
- Abgasaustrittstemperatur (Bestimmung des feuerungstechnischen Wirkungsgrades und der Aufheizkurve)
- Brennwert und Masse des verfeuerten Brennstoffes (Bestimmung der durch den Brennstoff zugeführten Energie)
- Zulufttemperatur und –feuchte (Bestimmung der mit der Verbrennungsluft zugeführten Energie)
- Abgasfeuchte und Kondensatmenge (Bestimmung Kondensationsverhalten)

Die Sensoren im Abgasstrom müssen örtlich so nah wie möglich am Wärmeübertrageraustritt platziert werden. Die häufig in realen Anlagen genutzte Öffnung im Abgasrohr ist ungünstig, da es hier bereits (je nach Verlauf der Abgasleitung im Kessel) zu einer Abkühlung und damit auch zu einer höheren Sättigung des Abgases mit Wasserdampf gekommen sein kann.

Außerdem muss für die Abgastemperaturmessung ein Sensor bzw. eine Anzahl von Sensoren verwendet werden, der eine genaue Ermittlung der mittleren Temperatur in einem Gasstrom erlaubt (z. B. Strahlungsschutz).

Bei der Feuchtemessung von Zuluft und Abgas ist darauf zu achten, dass beide Werte an der gleichen Stelle wie die jeweilige Temperatur zu messen sind, um die absolute Wasserdampfmenge zu bestimmen.

6 Kurzbericht: Kesselmodell

Am ISFH wurde ein neues Berechnungsmodell entwickelt, mit dem fossil befeuerte Heizkessel (Erdgas und Heizöl) in dynamischen Simulationsrechnungen abgebildet werden. Aufbauend auf einer Literaturrecherche wurde das Modell so konzipiert, dass die wesentlichen Parameter mit geringem Aufwand festzulegen sind. Bei Inkaufnahme einer höheren Ungenauigkeit ist eine Simulation möglich, ohne eigene Messungen am zu testenden Kessel durchgeführt zu haben. Genauere Ergebnisse werden erzielt, wenn einige wenige und einfach durchzuführende Messungen am jeweiligen Kessel für die Parametrierung berücksichtigt werden können. Eine Beschreibung dieser zusätzlich durchzuführenden Tests erfolgt im weiteren Bericht.

Neben der vereinfachten Parametrierung beinhaltet das Modell weitere Verbesserungen gegenüber den bereits vorhandenen Modellen. Hierzu zählt eine genaue Berechnung der Kondensationsmengen, die zu einer sehr guten Wiedergabe des Wirkungsgrades im Temperaturbereich der Kondensation führt. Darüber hinaus wurde vor allem die dynamische Abbildung von Abgas- und Wasseraustrittstemperatur detaillierter vorgenommen. Zudem enthält das Modell die Bestandteile der Start- und Stoppautomatik, die einen wesentlichen Einfluss auf das Taktverhalten und die Energieeffizienz des Kessels haben.

Bei dem neu entwickelten Kesselmodell steht im Vordergrund, die in einem mittleren Zeitintervall von z. B. einer Stunde aufgenommene Energiemenge und die Taktanzahl des Kessels gut abzubilden, ohne dass eine komplizierte Parametrierung erforderlich ist.

Die Prüfstandsdaten mehrerer an der Ostfalia getesteter Kessel wurden genutzt, um das Verhalten der geprüften Heizkessel zu charakterisieren und typische Werte für einzelne Eingabeparameter festzulegen und deren Grenzen der Anwendbarkeit zu ermitteln.

Darüber hinaus wurde eine Validierung durchgeführt, die getrennt für den stationären Berechnungsteil und für das gesamte Modell durchgeführt wurde. Bei einer Parametrierung aufbauend auf eigenen Messwerten werden die stationär gemessenen Wirkungsgradpunkte mit einer hohen Genauigkeit wiedergegeben – die Abweichungen liegen bei max. 1% ohne und bis 2% mit auftretender Kondensation. Durch instationär durchgeführte Versuche konnte zudem gezeigt werden, dass das dynamische Verhalten bei vorhandenem Wassermassenstrom gut vom Modell abgebildet wird.

Das Kesselmodell ist für die dynamische Simulationsumgebung TRNSYS programmiert worden.

6.1 Literaturrecherche und Konsequenzen

Zu Beginn des Projektes wurde eine Literaturrecherche durchgeführt, in der bestehende Kesselmodelle bewertet wurden. Auf Grundlage aller vorgestellten Modelle werden zum Schluss Empfehlungen für das neu zu erstellende Modell abgeleitet. In nachfolgender Tabelle sind zusammenfassend alle in TRNSYS vorhandenen Modelle (sog. Types) mit ihren wesentlichen Merkmalen aufgelistet. Bei der Aufstellung der Vor- und Nachteile wurden folgende Punkte bewertet:

- Brennstoff: Welche Brennstoffe können simuliert werden?
- Detaillierungsgrad des stationären Modellteils: Wie detailliert wird der Wärmeübertrager und die Brennkammer des Kessel abgebildet?
- Brennwert: Ist die Simulation eines Brennwertkessels möglich?
- Abgasfeuchte: Welche Abgasfeuchte wird innerhalb des Modells zur Berechnung der Kondensationsmenge angenommen bzw. wie wird diese berechnet? Die Kondensationsmenge wird aus Abgasmassenstrom, Wasserdampfgehalt, Abgasaustrittstemperatur und -feuchte berechnet?

- Modulation: Können zweistufige oder modulierende Kessel simuliert werden?
- Kapazitätsknoten: Wie viele Kapazitätsknoten werden von dem Modell berücksichtigt?
- Totzeit: Ist eine Totzeit innerhalb des Modells enthalten, um eine Verzögerung beim Aufheizen des Wassers zu berücksichtigen?
- Startautomatik: Ist eine Zeitverzögerung zur Berücksichtigung der Startautomatik enthalten?
- Spülen: Wird ein Wärmeverlust aufgrund des Durchspülens des Kessels mit Zuluft vor dem Starten bzw. nach dem Stoppen berechnet?
- Startverhalten: Wird ein in der Kesselregelung programmiertes Startverhalten, d. h. das Einstellen einer festgelegten Leistung über einen bestimmten Zeitraum nach dem Zünden, berücksichtigt?
- Brennwert: Ist eine Änderung des Brennwertes während der Simulation und damit eine Berücksichtigung einer sich ändernden Brennstoffzusammensetzung möglich?
- Parametrierung: Wie erfolgt die Festlegung der Parameter?
- Validierung: Wurde der Type anhand von Messungen validiert?
- Verfügbarkeit: Ist der Type als drop-in-dll für TRNSYS erhältlich? Gibt es eine Dokumentation? Ist der Quellcode verfügbar?

Type	700/751	211	210	370	869
Brennstoff	nd	nd	H	G, H	O, G, H
Detailgrad stationärer Modellteil	--	-	++	+	+
Brennwertnutzung	N	N	N	J	J
Abgasfeuchte	-	-	-	100%	Vorgabe
Modulationsfähigkeit	2st, mod.	N	mod.	mod.	mod.
Anzahl der Kapazitätsknoten (wasserseitig)	0	0	1	1	1
Anzahl der Kapazitätsknoten (abgasseitig)	0	0	1	0	0
Totzeit in der Dynamik	N	N	N	N	N
Zeitverzögerung Startautomatik	N	N	N	N	N
Wärmeverluste durch Spülen	N	N	J	N	N
Startverhalten enthalten	N	N	tw	N	tw
Brennwert im Laufe der Simulation variierbar	N	N	N	N	N
Parametrierung	IV	V	II	V	II
Validierung	N	N	J	N	J
Verfügbarkeit	T, D, Q	Q	D, Q	T, D, Q	T, D

J = Enthalten, tw = teilweise enthalten, N = Nicht enthalten,
 Brennstoffkürzel entsprechen O = Öl, G = Gas, H = Holzpellets, nd = nicht definiert;
 Detailgrad von wenig (--) bis sehr detailliert (++),
 Modulationsfähigkeit: 2st = zweistufig, mod = modulierend,
 Parametrierungsverfahren: siehe Berichtsteil 3,
 Verfügbarkeit: T = Type, D = Dokumentation, Q = Quellcode

Tabelle 14: Übersicht der vorhandenen Types zur Simulation eines Heizkessels in TRNSYS

Die detailliertesten vorhandenen Modelle stellen Type 210 und Type 869 dar. Vor allem Type 869 bietet zahlreiche Möglichkeiten. So ist der stationäre Modellteil ist detailliert und allgemein auf unterschiedliche Kesselbauarten anwendbar. Neben Gas- und Ölkesseln sind auch Holzpelletskessel simulierbar. Zudem ist in dem Modell enthalten, dass die Abgasfeuchte auch unterhalb von 100% liegen kann (Vorgabe allerdings nur als konstanter Parameter).

Die dynamische Abbildung berücksichtigt einen Kapazitätsknoten auf der Wasserseite, die Abgasseite ist kapazitätslos. Zeitverzögerungen durch den Startablauf des Kessels und den Durchfluss des Kessels werden ebenfalls nicht berücksichtigt. Zudem besteht das Problem, dass je nach gewähltem Simulationsmodus im Type die vorzugebenden Parameter z. T. schwer ohne aufwendige Messungen an dem jeweiligen Kessel zu ermitteln sind.

Auch Type 210 ist äußerst detailliert in der Abbildung des Kessels, hier ist muss aber zur Parametrierung eine spezielle Vermessung des Kessels mit anschließender Parameteridentifikation vorgenommen worden.

Konsequenzen

Folgende Empfehlungen können aus den vorhandenen Modellen abgeleitet werden:

- Das Problem der Parametrierung muss von Anfang an bei der Modellerstellung berücksichtigt und nicht erst nachrangig behandelt werden.
- Eine (gedachte) Aufteilung des Kessels in Komponenten erhöht nicht nur die Anschaulichkeit, sondern auch die Ableitbarkeit der entsprechenden Parameter aus Herstellerunterlagen.
- Eine detaillierte Abbildung von Brennkammer und Wärmeübertrager erfordert eine aufwendige Parametrierung und führt dazu, dass für jeden Kesseltyp ein eigenes Modell erstellt werden muss. Für ein Modell zur Abbildung unterschiedlicher Kesselarten ist daher eine derart genaue Abbildung nicht sinnvoll.
- Die Annahme einer adiabaten Verbrennung lässt die Berechnung der Eingangstemperatur in einen Gas-Wasser-Wärmeübertrager zu. Die Berechnung erfolgt über Verbrennungsgleichungen und die entsprechenden Enthalpien der Edukte und Produkte.
- Für den Gas-Wasser-Wärmeübertrager ist die Vorgabe eines Gegenstromwärmeübertragers sinnvoll, bei dem die Berechnung der Austrittstemperaturen über die effectiveness-NTU Methode möglich ist. Der entsprechende Wärmeübertragungskennwert ist direkt vorzugeben oder aus Herstellerangaben abzuleiten.
- Eine Unterteilung des Gas-Wasser-Wärmeübertragers in einen feuchten und trockenen Teil erhöht die Genauigkeit, allerdings nur wenn die entsprechenden Parameter vorgegeben werden können. Grundsätzlich sollte daher von einer solchen Unterteilung abgesehen werden.
- Der Wärmeverlust des Kessels an die Umgebung kann durch Annahme eines Wärmeübertragers bestimmt werden, dessen eine Seite eine konstante Temperatur (die Umgebungstemperatur) aufweist. Der entsprechende Wärmeverlustkoeffizient muss aus Standardmessungen abgeleitet werden, hierbei kommt vor allem der Betriebsbereitschaftsverlust in Frage.
- Das dynamische Verhalten auf der Wasserseite sollte über ein System mit einem Kapazitätsknoten abgebildet werden (d. h. mit einer Zeitkonstante). Mehr als ein Knoten erhöht nur geringfügig die Genauigkeit, erfordert aber einen deutlich aufwendigere Parametrierung. Zusätzlich sollte auch eine Totzeit für die Laufzeitverzögerung berücksichtigt werden. Da auch kurze Betriebszeiten (häufiges Takten) abgebildet werden sollen, ist zur Bestimmung des Kondensats ein Kapazitätsknoten im Abgasstrom notwendig.

Fazit zur Literaturrecherche

Keines der vorhandenen Modelle erfüllt alle in diesem Projekt gestellten Anforderungen an ein Kesselmodell. Während einige Modelle sehr einfach sind oder keine dynamische Simulation erlauben, ist die Parametrierung der detaillierten Modelle aufwendig und erfordern z. T. umfangreiche Messdaten von einem Kesselprüfstand. Weitere Nachteile die bei den meisten der vorhandenen Modelle aufgetreten sind:

- Ungenaue Berechnung der Kondensatmengen, häufig unter Annahme eines voll gesättigten Abgases unabhängig vom Kesseltyp.
- Vereinfachte dynamische Modellierung, meist wird nur ein kapazitiver Einfluss auf die Wassertemperatur mit einem proportionalen Übertragungsverhalten mit Verzögerung 1. Ordnung (PT_1) berücksichtigt, während die Abgasseite meist nicht verzögert abgebildet wird.
- Keine Abbildung der Startautomatik, d. h. es kommt weder zu Verzögerungen nach dem Betriebsstart noch wird berücksichtigt, dass Kessel zunächst in Vollast oder auf einen anderen festgelegten Modulationsgrad betrieben werden.

- Keine Berechnung der Wärmeverluste, die während der Spülphase des Kessels auftreten. Diese können einen negativen Einfluss bei häufig taktenden Kesseln haben.
- Annahme eines konstanten Brennstoffes, d. h. eine Änderung des Brennwertes während der Simulation ist nicht möglich

Diese Gründe machen die Entwicklung eines neuen Kesselmodells notwendig. Allerdings konnten aus den vorhandenen Modellen Empfehlungen für das neu zu erstellende Modell abgeleitet werden.

6.2 Modellkonzept

Das Modell ist in drei Berechnungsschritte aufgeteilt. Nach Festlegung des Betriebszustands in der im Modell implementierten Kesselregelung werden die stationären Bedingungen berechnet, d. h. die Austrittstemperaturen bei längerer Ein- oder Ausschaltzeit des Kessels. Die Berechnung erfolgt in der Reihenfolge:

- Brennkammer (Verbrennungsrechnung)
- Wärmeübertrager (NTU-Wirkungsgradmethode)
- Kondensation (mit Input Abgasaustrittstemperatur aus Wärmeübertragerberechnung)
- Umgebungswärmeverluste

Die so berechneten stationären Punkte stellen die Endpunkte für die dynamische Berechnung dar, die anschließend erfolgt. Hierbei wird für die Abgas- und die Wassertemperatur ein Übergangsverhalten 1. Ordnung (sog. PT_1 -Verhalten mit je einer Zeitkonstante) und auf der Wasserseite zusätzlich eine Totzeit simuliert. Außerdem wird die Start- und Stoppautomatik vereinfacht berücksichtigt.

Das Modell ist als TRNSYS-Modell (Type) programmiert worden. Es kann vom ISFH kostenlos zur Verfügung gestellt werden.

Modellgrenzen

Zunächst wird beschrieben, welche Kessel mit diesem Modell abbildbar sind. Außerdem wird dargestellt, wo die hydraulischen und regelungstechnischen Grenzen des Modells verlaufen. Nach der eigentlichen Modellbeschreibung wird auf die Parameter sowie die Ein- und Ausgangsgrößen des Modells eingegangen.

Auf Details der Programmierung des TRNSYS Types kann an dieser Stellen nicht weiter eingegangen werden.

Tabelle 15 gibt eine Übersicht der Eigenschaften, die in dem Modell enthalten bzw. nicht enthalten sind.

	Enthalten	Nicht enthalten
Brennstoff	Öl, Erdgas	feste Brennstoffe
Nennleistung	≤ 1000 kW	> 1000 kW
Kesseltyp	Standard, Niedertemperatur, Brennwert	-
Luftzufuhr	Gebälse	ohne Gebälse (Atmosphärenbrenner) ²
Zündung	Elektronische Zündeinrichtung	Pilotflamme
Brennermodulation	1-stufig, 2-stufig, modulierend	mehr als 2 Stufen
Wasserinhalt	Heizkessel	Speicherwassererwärmer

Tabelle 15: Übersicht der im Modell enthaltenen Eigenschaften von Heizkesseln

² Während die Berechnung der Wärmeübertragung sowie des Kondensations- und des dynamischen Verhaltens auch für Atmosphärenbrenner mit dem Modell durchgeführt werden können, besteht ein wesentlicher Unterschied in der zugeführten Verbrennungsluftmenge, die sich je nach Betriebszustand von selbst einstellt. Unter Vorgabe eines passenden Luftüberschusswertes ist die Simulation von Kesseln mit atmosphärischen Brennern möglich

Abgrenzung des Modells bezüglich Hydraulik

In industriell gefertigten Kesselvarianten sind z. T. hydraulische Bauteile installiert, um vor dem Eintritt in den eigentlichen Kessel den Massenstrom und/oder die Eintrittstemperatur anzupassen oder die gewünschte Austrittstemperatur sicherzustellen. Hierzu zählen z. B. Bypass- oder Überströmventile oder auch eine direkt im Kesselmodul installierte Pumpe. Aufgrund der Vielzahl an möglichen Varianten ist das Modell an dieser Stelle einfach gehalten, d. h., es wird auf die Integration hydraulischer Komponenten in das Modell verzichtet. Die von außen vorgegebenen Eingangsgrößen (Inputs) Wassereintrittstemperatur $\vartheta_{W,in}$ und Massenstrom \dot{m}_W sind somit die Werte, die innerhalb des Modells verwendet werden, um die Austrittstemperatur $\vartheta_{W,e}$ zu berechnen.

Sollen hydraulische Komponenten des Kessels in die Simulation integriert werden, die beispielsweise der Sicherstellung eines Mindestmassenstroms oder einer minimalen Eintrittstemperatur dienen, sind die entsprechenden Komponenten außerhalb des Kesselmodells zu simulieren.

Auch für Luft-Abgas-Systeme (LAS), in denen das austretende Abgas über einen Wärmeübertrager die Zuluft erwärmt, wird das Verfahren angewandt. Der Kessel erhält als Input die Zuluft mit der Temperatur ϑ_L und dem Massenstrom \dot{m}_L , die ggf. über ein extern abzubildendes LAS mit dem vom Kessel austretenden Abgas (mit der Abgastemperatur ϑ_A bei einem Abgasmassenstrom von \dot{m}_A), erwärmt wird.

In Abbildung 12 wird beispielhaft gezeigt, wie ein LAS, eine Kesselpumpe und ein Thermostatventil in eine Simulation mit dem Kesselmodell eingebunden werden kann.

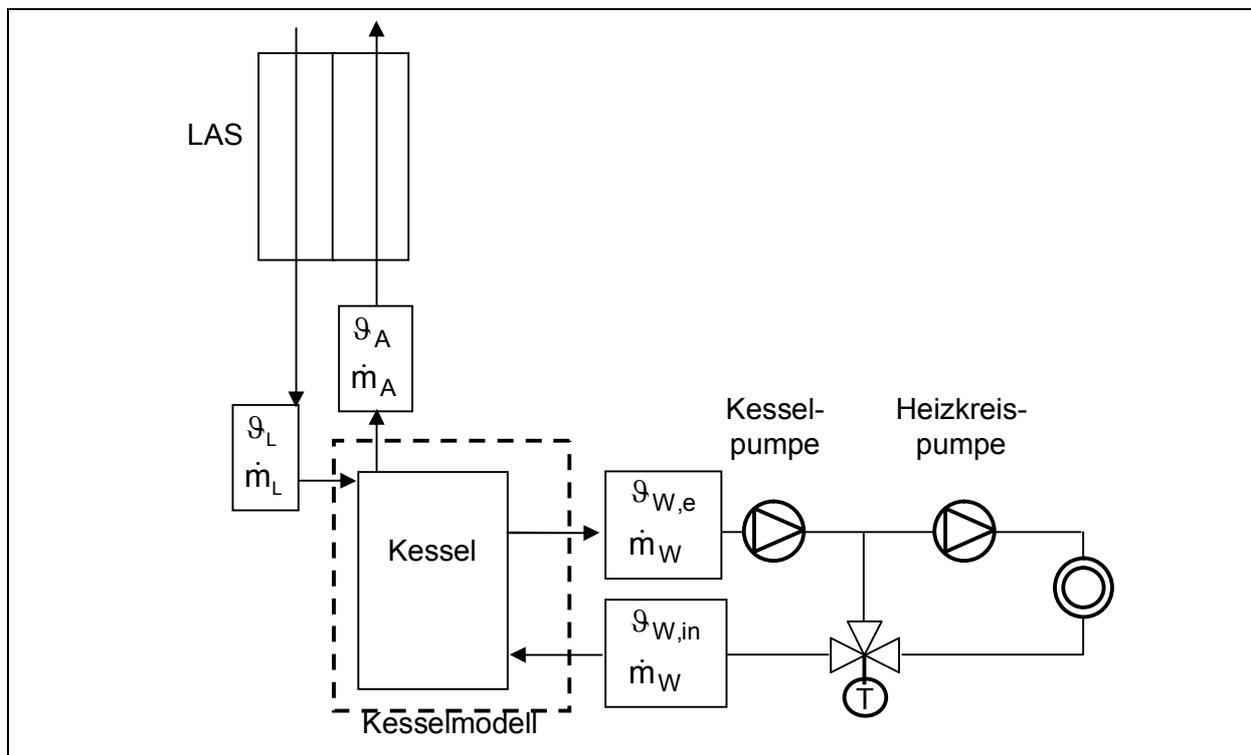


Abbildung 12: Aufbau der Kesselmodells mit LAS, Kesselpumpe und Thermostatventil

Abgrenzung des Modells bezüglich Regelung

Die Regelung in einem Heizkessel umfasst die Steuerung des Kessels (an/aus) und die Regelung anhand des Modulationsgrads auf die zuvor festgelegte Soll-Austrittstemperatur. Dieser Teil ist in das Modell integriert. Hierbei wird mithilfe eines Zweipunktreglervorgangs entschieden, ob der Kessel ein- oder ausschaltet. Eingangsgrößen in das Kesselmodell sind somit das Bedarfssignal S_{Bedarf} , die Soll-Austrittstemperatur $\vartheta_{W,\text{Soll}}$ sowie die Regeltemperaturdifferenzen (Hysteresen) $\Delta\vartheta_{\text{aus}}$ und $\Delta\vartheta_{\text{ein}}$, die extern festgelegt werden müssen.

Hierzu wird z. B. eine Heizkurve verwendet, die den Zusammenhang zwischen Außenluft- und Vorlauftemperatur beschreibt. Dieser Teil wird nicht durch das Kesselmodell abgebildet. Hierdurch bleibt das Kesselmodell grundsätzlich unabhängig von der Regelungsart und offen für neue Regelungsvarianten, die beispielsweise die Regeltemperaturdifferenzen in Abhängigkeit der Außentemperatur oder der Wärmelast bestimmen. In Abbildung 13 ist die Einbindung eines externen Heizkurven-Reglers dargestellt.

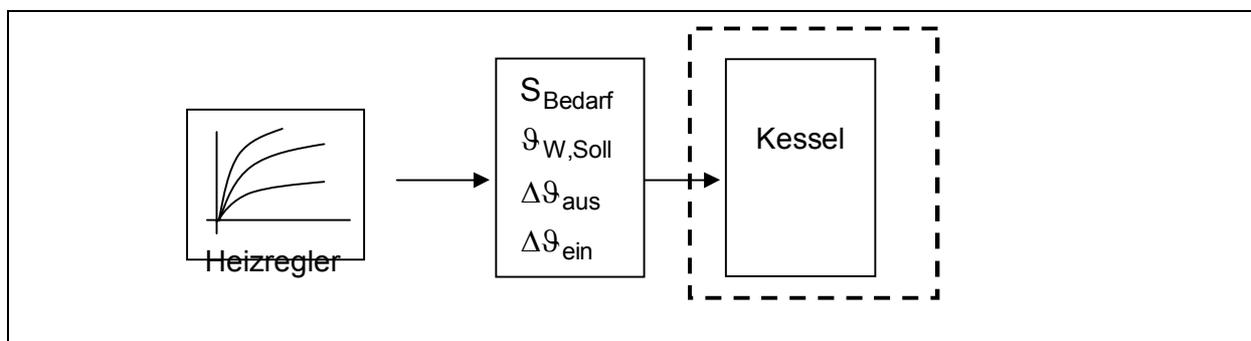


Abbildung 13: Aufbau der Kesselmodells mit externen Heizregler

Darüber hinaus kann auch der interne Regelteil komplett ausgeschaltet werden, so dass das Betriebssignal inklusive Modulationsgrad von außen vorgegeben wird.

Berechnungsablauf

Das hier beschriebene Modell stellt eine Komponente (sog. Type) innerhalb des Simulationsprogramms TRNSYS dar. Mit dem Modell werden unter Vorgabe der Umgebungs- und Betriebsbedingungen für einen durch Parameter charakterisierten Heizkessel die Austrittstemperaturen sowie die Massen- und Energiemengen in einen Simulationszeitschritt berechnet. Hierbei wird nicht nur eine rein stationäre, sondern auch eine durch kapazitive und strömungstechnische Effekte geprägte dynamische Berechnung unter zusätzlicher Berücksichtigung der Startautomatik des Brenners vorgenommen.

Die Dynamik eines Heizkessels kann je nach Betriebsbedingungen und Kesseltyp äußerst hoch sein. Ein TRNSYS-Simulationszeitschritt liegt typischerweise bei ein bis mehreren Minuten und kann daher ein schnelles Takten nur bedingt wiedergeben. Ein kleinerer TRNSYS-Zeitschritt innerhalb der Simulation ist häufig wegen der stark ansteigenden Rechenzeit nicht sinnvoll. Um das dynamische Verhalten des Kessels besser wiedergeben zu können ohne die Simulationszeit drastisch zu erhöhen, wird daher innerhalb des Kesselmodells ein interner Zeitschritt gewählt.

Für jeden dieser internen Zeitschritte wird der Zustand des Kessels neu berechnet. Nach Durchlauf aller internen Zeitschritte innerhalb eines TRNSYS-Simulationszeitschritts werden die berechneten Größen als Durchschnittswert oder als Summe ausgegeben.

Bei der Neuberechnung des Kessel-Betriebszustands wird wie folgt vorgegangen. Zuerst wird die Kesselregelung abgebildet, in der entschieden wird, ob der Kessel ein- oder ausschaltet. Dies geschieht unter Berücksichtigung des Funktionsablaufes im Kessel (etwaige Spülphase nach jedem Start oder Stopp), einer optionalen Mindestein- und -ausschaltzeit und einer für die Sicherheit des Kessels vorzugebenden Maximaltemperatur. Die Kesselregelung bestimmt auch, mit welchem Modulationsgrad der Kessel betrieben und damit welcher Brennstoffmassenstrom dem Kessel zugeführt wird. In jedem internen Zeitschritt kann der Kessel dabei nur einen Betriebszustand annehmen (an, aus oder Spülphase).

Auf Grundlage des in der Kesselregelung festgelegten Brennstoffmassenstroms werden mit den zusätzlichen Eingangsgrößen zunächst die Ausgangswerte unter stationären Betriebsbedingungen berechnet. Diese treten auf, wenn der Kessel für längere Zeit ein- oder ausgeschaltet bleibt und stellen daher auch die Grenzwerte für die sich anschließende dynamische Modellierung dar.

6.3 Parametrierung, Ein- und Ausgabegrößen

Wesentliche Entwicklungsvorgabe war es, ein Modell zu entwickeln, das keine komplexe Parametervorgabe erfordert, sondern auf Parameter zurückgreift, die sich möglichst nur aus Herstellerdatenblättern und aus anderen allgemein verfügbaren Daten ergeben. Zu letzteren zählen vor allem die energetischen Kennwerte, die für Berechnungen nach Energieeinsparverordnung von den Herstellern angegeben werden müssen: Voll- und Teillastwirkungsgrad und Betriebsbereitschaftsverlust.

Die Vorgabe konnte nur zum Teil erfüllt werden, da sich wie nachfolgend beschrieben die Herstellerangaben z. T. als ungenau und insgesamt unzureichend für eine detaillierte Simulation herausgestellt haben. Allerdings ist der Parametrierungsprozess deutlich einfacher im Vergleich zu den vorhandenen Modellen. Wenn man das Modell mit der möglichen erhöhten Genauigkeit betreiben will, sind wenige leicht durchzuführende Messungen erforderlich.

Zum Verständnis des Modells wird kurz dargestellt, welchen Aufbau eine Komponente innerhalb der Simulationsumgebung TRNSYS hat.

TRNSYS-Komponenten sind als eigenständige Einheiten programmiert, an die das Hauptprogramm die notwendigen Größen übergibt. Am Ende der Berechnung werden dem Hauptprogramm wiederum Größen zurückgegeben, die weiter in der Simulation verarbeitet werden. Die einzelne Komponente wird dabei nicht nur in jedem TRNSYS-Simulationszeitschritt, sondern auch in jedem Iterationsschritt während eines Simulationszeitschrittes aufgerufen.

Grundsätzlich lassen sich drei Arten von Größen unterscheiden, mit denen die Berechnung im Modell durchgeführt wird. In Abbildung 14 sind die einzelnen Größen in einem Schema dargestellt.

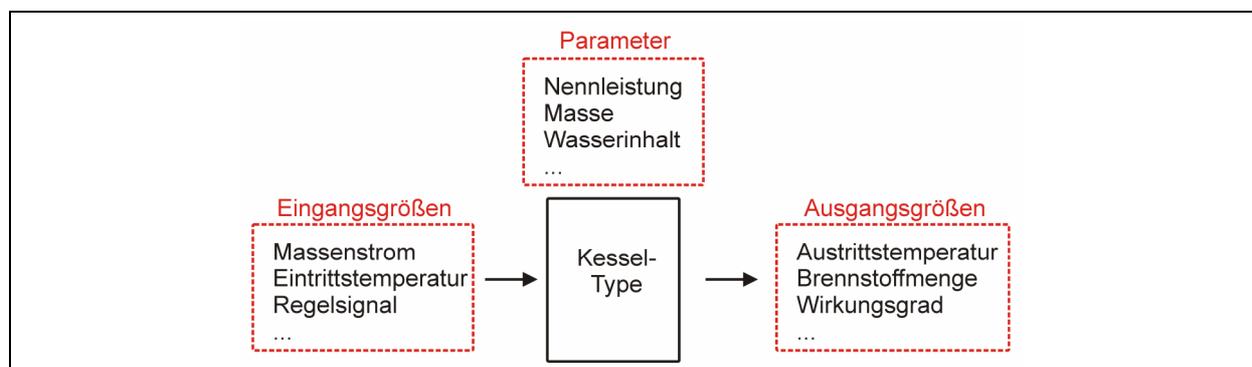


Abbildung 14: Definition der Simulationsgrößen in TRNSYS am Beispiel des Heizkesselmodells

Parameter legen die Eigenschaften des Modells fest, bei einem Heizkessel sind dies beispielsweise die Nennleistung oder das Gewicht. Parameter sind konstant und bleiben im Laufe der Simulation unverändert.

Im Unterschied dazu können die Eingangsgrößen bei jedem Aufruf der Komponente variieren. Eingangsgrößen sind z. B. die Betriebsbedingungen wie die Wassereintrittstemperatur. Für eine Eingangsgröße kann auch ein konstanter Wert für die gesamte Simulation angegeben werden (z. B. konstante Umgebungstemperatur). Einige Größen werden je nach Modell als Parameter oder als Eingangsgröße definiert, je nachdem ob eine Veränderung im Laufe der Simulation vorgesehen ist und von dem Modell verarbeitet werden kann.

Ausgangsgrößen können ebenfalls in jedem Zeitschritt variieren und werden vom Modell als Ergebnis der Berechnung an das Hauptprogramm zurückgegeben, Beispiele hierfür sind die Austrittstemperatur oder der Brennstoffverbrauch.

Parameter, Eingaben, Ausgaben

In Tabelle 16 sind die Eingangsgrößen des Modells inkl. Wertebereich dargestellt, Tabelle 17 enthält die Ausgabegrößen.

Nr.	Name	Einheit	Bereich
<i>Vom Heizkreis</i>			
1	Wassermassenstrom	kg/h	0 – ∞
2	Kesseleintrittstemperatur	°C	0 – ∞
<i>Vom Heizregler</i>			
3	Wärmebedarfssignal	-	0,1
4	Solltemperatur	°C	0 – ∞
5	Ausschalttemperaturdifferenz	K	0 – ∞
6	Einschalttemperaturdifferenz	K	0 – ∞
7	Kesselregelung extern (1 = Ja)	-	0,1
8	Modulationsgrad	-	0 – 1
<i>Umgebungsbedingungen</i>			
9	Umgebungstemperatur	°C	-∞ – ∞
10	Luft Eintrittstemperatur	°C	-∞ – ∞
11	Relative Luftfeuchtigkeit	%	0 – 100
12	Luftdruck	hPa	0 – ∞
13	Brennstofftemperatur	°C	-∞ – ∞
<i>Verbrennungsbedingungen</i>			
14	Luftüberschuss	-	0 – ∞
15	Brennwert des Brennstoffes	kWh/kg	0 – ∞

Tabelle 16: Eingangsgrößen des Kesselmodells

Nr.	Name	Einheit
<i>Durchschnittliche Werte im Simulationszeitschritt</i>		
1	Wassermassenstrom	kg/h
2	Interne Kesseltemperatur	°C
3	Kesselaustrittstemperatur	°C
4	Zuluftmassenstrom	
5	Abgasmassenstrom	
6	Abgasaustrittstemperatur	°C
7	Rauchgastemperatur vor Wärmeübertrager	°C
<i>Zeit- und Taktverhalten</i>		
8	Brennerlaufzeit im Simulationszeitschritt	s
9	Spülzeit im Simulationszeitschritt	s
10	Taktzahl im Simulationszeitschritt	-
11	Anzahl der Kaltstarts im Simulationszeitschritt	-
12	Modulationsgrad im letzten internen Zeitschritt	
<i>Aufsummierte Wärmemengen</i>		
13	Brennstoffinput bezogen auf Brennwert	Wh
14	Gesamter Input in den Kessel	Wh
15	Nutzwärme zwischen Wasserein- und -austrittstemperatur	Wh
16	Nutzwärme zwischen Wassereintritts- und interner Kesseltemperatur	Wh
17	Übertragene Wärme (Summe aus Nutzwärme und Umgebungswärmeverlusten)	Wh
18	Änderung der wasserseitig gespeicherten Wärme	Ws
19	Änderung der gasseitig gespeicherten Wärme	Ws
20	Abgaswärmeverlust	Wh
21	Wärmeverlust an die Umgebung	Wh
22	Wärmeverlust durch Spülen	Wh
23	Elektrische Energie	Wh
<i>Aufsummierte Massen</i>		
24	Durchgepumptes Wasser	kg
25	Zugeführter Brennstoff	kg
26	Zugeführte Luft	kg
27	Austretendes Abgas	kg
28	Kohlendioxid im Abgas	kg
Nr.	Name	Einheit
29	Sauerstoff im Abgas	kg
30	Stickstoff im Abgas	kg
31	Wasserdampf im Abgas	kg
32	Auftretendes Kondensat	kg
<i>Durchschnittliche Werte während Brennerbetrieb</i>		
33	Rauchgastemperatur vor dem Wärmeübertrager (vW)	°C
34	Abgastemperatur nach dem Wärmeübertrager (nW)	°C
35	Abgasenthalpie	W
36	Brennstoffmassenstrom	kg/h
37	Energieinput durch Brennstoff (H_s)	W
38	Gesamter Energieinput (inkl. Enthalpiemengen von Brennstoff und Luft bei Referenztemperatur 0°C)	W
39	Kesselwirkungsgrad	-
40	Feuerungstechnischer Wirkungsgrad	-

Tabelle 17: Ausgangsgrößen des Kesselmodells

In der folgenden Tabelle sind alle Parameter, mit denen der vom Modell zu simulierende Kessel charakterisiert wird, mit ihrem jeweiligen möglichen Wertebereich aufgelistet. Im Berichtsteil 2 werden die einzelnen Parameter und deren Ermittlungsmethode genauer beschrieben.

Nr.	Name	Einheit	Bereich
1	Brennstoff (1 = Erdgas H/L, 2 = Öl)	-	1,2,3
2	Nennleistung	kW	0 – ∞
3	Brennerstufe (1 = einstufig, 2 = zweistufig, 3 = modulierend)	-	1,2,3
4	Grundstufenleistung (wenn N _{Stufe} = 2)	kW	0 – ∞
5	Mindestmodulationsleistung (wenn N _{Stufe} = 3)	kW	0 – ∞
6	Brennwertnutzung (1 = ja, 0 = nein)	-	0,1
7	Kesselmasse	kg	0 – ∞
8	Spez. Wärmekapazität der Kesselmasse	Wh/kgK	0 – ∞
9	Wasserinhalt	m ³	0 – ∞
10	Wirkungsgrad bei 100% (heizwertbezogen)	%	0 – ∞
11	Zulufttemperatur bei 100% Prüfung	°C	-∞ – ∞
12	Zuluftfeuchte bei 100% Prüfung	%	-∞ – ∞
13	Luftüberschuss bei 100% Prüfung	-	0 – ∞
14	Brennstofftemperatur bei 100% Prüfung	°C	-∞ – ∞
15	Brennwert bei 100% Prüfung	kWh/kg	-∞ – ∞
16	Eintrittstemperatur bei 100% Prüfung	°C	-∞ – ∞
17	Austrittstemperatur bei 100% Prüfung	°C	-∞ – ∞
18	Umgebungstemperatur bei 100% Prüfung	°C	-∞ – ∞
19	Feuerungstechnischer Wirkungsgrad bei 100% (heizwertbezogen)	%	0 – ∞
20	Betriebsbereitschaftsverlust	%	0 – 100
21	Abgasfeuchtigkeit bei Referenzbedingungen	%	0 – 100
22	Abhängigkeit Abgasfeuchtigkeit Kesselleistung	%	0 – 100
23	Abhängigkeit Abgasfeuchtigkeit Wassereintrittstemperatur	%/K	0 – 100
24	Elektrische Leistung bei 100%	W	0 – ∞
25	Elektrische Leistung bei 30%	W	0 – ∞
26	Elektrische Leistung bei 0%	W	0 – ∞
27	Minimale Kesseleintrittstemperatur	°C	0 – 100
28	Maximale Kesseltemperatur	°C	0 – 100
29	Minimale Solltemperatur	°C	0 – 100
30	Maximale Solltemperatur	°C	0 – 100
31	Mindesteinschaltzeit	s	0 – ∞
32	Mindestausschaltzeit	s	0 – ∞
33	Vorspülzeit (<0 = typischer Wert)	s	-∞ – ∞
34	Nachspülzeit (<0 = typischer Wert)	s	-∞ – ∞
35	Elektrische Leistung beim Vorspülen	W	0 – ∞
36	Elektrische Leistung beim Nachspülen	W	0 – ∞
37	Brennerstartmodus (1 = ohne, 2 = Start mit festgelegter Leistung, 3 = wie 2 aber konstante Startleistung bis zum Schluss der Modulationszeit)	-	1,2,3
38	Startleistung	kW	0 – ∞
39	Modulationsdauer (für Brennerstartmodus)	s	0-1000
40	Anteil wasserseitige Wärmekapazität	-	0 – 1
41	Faktor Wasserinhalt für Totzeitbestimmung	-	0 – 1
42	Anteil gasseitige Wärmekapazität	-	0 – 1
43	Wasserseitige Zeitkonstante bei 100%	s	0 – ∞
44	Wasserseitige Totzeit bei 100%	s	0 – ∞
45	Gasseitige Zeitkonstante bei 100%	s	0 – ∞
46	Regelungstemperatur (1 = Austrittstemperatur 2 = interne Kesseltemperatur)	-	1,2
47	Interner Zeitschritt	s	1 – 10
48	Temperatur des Kessel bei Simulationsbeginn	°C	0 – ∞
49	Anzeige Nachrichten (0 = Nein, 1 = Ja)	-	0,1

Tabelle 18: Parameter des Kesselmodells

Die wesentlichen neuen Aspekte des Modells im Vergleich zu den bereits vorhandenen Modellen sind:

- Einfache Parametrierung, diese ist möglich, ohne dass eigene Messungen durchgeführt werden. Dann ist allerdings eine geringere Genauigkeit festgestellt worden.
- Simulation von Brennwertkesseln unter Berücksichtigung des jeweiligen Kondensationsverhaltens
- Ein- und zweistufige sowie modulierende Heizkessel simulierbar
- Dynamische Modellierung der Temperatur auf der Abgasseite
- Berücksichtigung einer Zeitverzögerung auf der Wasserseite
- Interner Zeitschritt innerhalb des Modells, der beliebig eingestellt werden kann (Voraussetzung: ganzzahliger Teiler des externen TRNSYS-Simulationszeitschritts). So ist eine detaillierte zeitliche Simulation möglich (z. B. Einstellung der Mindestein- und -auschaltzeit), ohne den Zeitschritt der gesamten Simulation und damit die Simulationszeit insgesamt zu beeinflussen.
- Zeitverzögerung nach Ein-/Ausschaltsignal zur vereinfachten Wiedergabe der Start- und Stoppautomatik
- Verschiedene Modi für das Betriebsverhalten nach dem Zünden (z. B. konstante Leistung über festzulegenden Startzeitraum)
- Berechnung der Wärmeverluste beim Vor- und Nachspülen
- Brennwert ist Inputgröße, d. h. die Brennstoffzusammensetzung kann sich während der Simulation ändern

Die Parametrierung ist im Vergleich zu vorhandenen detaillierten Modellen deutlich einfacher. Die wesentlichen Daten können Produktdatenblättern o. ä. entnommen werden. Hierzu zählen der Wirkungsgrad bei Nennleistung und der Betriebsbereitschaftsverlust. Diese Angaben müssen für die Berechnungen nach Energieeinsparverordnung (EnEV) angegeben werden, deren Messung erfolgt nach europäischen Normen. Prinzipiell ist somit eine Simulation mit dem Modell möglich, ohne eigene Messungen am Prüfstand durchzuführen, allerdings muss dann eine höhere Ungenauigkeit in Kauf genommen werden.

Vorschlag zur Erweiterung der bisherigen Kesselprüfnormen

Trotz der vereinfachten Parametrierung sind für eine genaue Simulation zusätzlich zu den bisherigen Normenangaben einzelne Parameter aus Messungen am jeweiligen Kessel zu ermitteln. Da eine Parametrierung ausschließlich aus Herstellerangaben weiterhin erstrebenswert ist, werden für die normgerechten Prüfungen z. B. nach EN 303-3 bzw. EN 304 folgende Ergänzungen bzw. Änderungen vorgeschlagen:

- Genaue Festlegung aller Bedingungen für die stationäre Wirkungsgradprüfung. Gerät und Einstellungen müssen dabei denen in der Praxis entsprechen. Neben dem Kesselwirkungsgrad sollte auch der feuerungstechnische Wirkungsgrad mit gleicher Genauigkeit ermittelt werden.
- Zusätzlich sollte die Wirkungsgradmessung bei Teillast stationär durchgeführt werden und daher nicht wie bisher auf 30% für alle Kessel festgelegt werden, sondern bei minimaler Modulationsleistung durchgeführt werden.
- Die beiden oben genannten Messungen werden wie bisher bei einer Kesseleintrittstemperatur von 60°C durchgeführt. Zusätzlich sollte eine Prüfung in die Norm aufgenommen werden, die bei Nenn- und Minimalleistung und einer Eintrittstemperatur, bei der Kondensation auftritt (z. B. 35°C) vorgenommen wird. In diesen Messungen ist ebenfalls die Abgasfeuchte aufzunehmen.
- Zur Charakterisierung des dynamischen Verhaltens des Kessels ist zumindest ein Ein- und Ausschaltversuch durchzuführen und zu dokumentieren.

Der zusätzliche Aufwand für eine normengerechte Leistungsprüfung ist gering. Hinzu kommen lediglich ein Leistungsmess-Zyklus bei niedriger Temperatur, nachdem schon einer bei hoher Temperatur durchgeführt wurde, und ein einfacher Ein- und Ausschaltversuch, aus dem die Zeitkonstanten abgeleitet werden.

6.4 Überprüfung des Modells anhand von Labormessungen

Für die am Kesselprüfstand getesteten Kessel konnten durch entsprechend durchgeführte Versuche die für das Modell erforderlichen Parameter ermittelt werden. Dies ermöglichte eine umfassende Überprüfung des Modells mit Messdaten. Die Überprüfung wurde in zwei Schritte aufgeteilt, um den stationären und den dynamischen Modellteil zu validieren.

Am Prüfstand wurden an drei Heizkesseln bei unterschiedlichen Eingangsbedingungen stationäre Betriebspunkte über jeweils 30 min aufgenommen und mit dem Modellergebnissen verglichen. Wesentliche Bewertungsgröße ist dabei der Kesselwirkungsgrad. Die ermittelten Abweichungen zwischen Modell und stationären Messpunkten liegen für die zwei geprüften Ölkessel im Bereich bis 1% im Temperaturbereich ohne Kondensation und bis 2% im Bereich mit Kondensation.

Auch beim Gaskessel liegen die Abweichungen in dieser Höhe. Ausnahme sind die Versuche, die beim kleinsten Modulationsgrad durchgeführt wurden. Die dort vorgefundenen Abweichungen von bis zu 5% sind jedoch auf die Messunsicherheiten aufgrund der kleinen Temperaturdifferenzen zurückzuführen.

Das Modell ist in der Lage, die Taktrate und den Nutzungsgrad der dynamischen Messungen zu reproduzieren. Die drei Kessel zeigen jedoch ein grundsätzlich anderes dynamisches Verhalten. Vor allem der Kessel O2 weist durch einen mit Luftspalt versehenen Abgaswärmeübertrager ein Aufheizverhalten auf, das vom Modell nur ansatzweise wiedergegeben werden kann.

Als weitere Schwierigkeit stellte sich die Abbildung bei Betrieb ohne Wassermassenstrom heraus. Hier zeigte sich bei den geprüften Heizkesseln ein anderes dynamisches Verhalten (deutlich längere Zeitkonstanten) bzw. reduzierte Wärmeverluste zur Umgebung. Beides kann nur unzureichend mit den Parametern wiedergegeben werden, die in Versuchen mit Massenstrom ermittelt wurden.

Die Abweichungen zwischen Messungen und Simulation sind in Kurzzeittests gefunden worden. In den meisten Fällen zur Analyse über mittlere oder längerfristige Zeiträume sowohl für die energetische Betrachtung als auch die Bestimmung der Anzahl der Schaltzyklen ergeben sich daraus keine oder nur geringe Einschränkungen. Dies ist jedoch vom Anwender des Modells im Einzelfall zu überprüfen und grundsätzlich kritisch zu bewerten.

Insgesamt ist festzustellen, dass das Modell sowohl stationäre Betriebspunkte als auch das dynamische Verhalten gut wiedergegeben kann, wenn die entsprechenden Versuche für die Parametrierung durchgeführt wurden. Somit steht ein Modell zur Verfügung, das die Abbildung von Heizkesseln in dynamischen Systemsimulationen ermöglicht.

7 Kurzbericht: Simulation

Ziel der in diesem Projektteil durchgeführten Untersuchungen war es, anhand einer Simulationsstudie den Einfluss der Solaranlage auf den Kesselbetrieb (insbesondere Nutzungsgrad und Taktverhalten) und die Endenergieeinsparung (unter Berücksichtigung der Rückwirkungen der Solaranlage auf den Kesselbetrieb) zu ermitteln.

Dazu wurde das innerhalb des Projekts entwickelte neue Kesselmodul benutzt, da dieses die Möglichkeit bietet, den Einfluss von Veränderungen auf der Verbrauchsseite (Hydraulik, Temperaturniveaus etc.) im Zusammenspiel mit einer Solaranlage auf den Kessel entsprechend zu berücksichtigen.

Eine Diskussion der Ergebnisse der Simulationen und der Messungen an Feldanlagen, einschließlich unterschiedlicher Sichtweisen der Projektbearbeiter folgt am Ende des Berichtes, in Kapitel 8.

7.1 Validierung anhand von Feldmessungen

In einem ersten Schritt wurde das neu entwickelte Modul, über die Validierung an Laborversuchen hinaus, auch an Anlagen in der Praxis getestet. Diese Untersuchungen wurden an 3 Feldanlagen mit unterschiedlichen Systemkonfigurationen durchgeführt. Erst der Vergleich der simulierten Kessel-Ausgangsdaten mit realen Messdaten aus Teststand und Feldanlagen führt zu einer Aussage, ob zum einen die mathematische Beschreibung grundsätzlich ausreichend ist oder zu detaillieren ist, und zum zweiten, ob die Modell-Parameter richtig gewählt wurden.

Durch diesen Vergleich konnte das dynamische Verhalten des Kesselmodells mit dem realer Kessel verglichen werden. Die recht gute Übereinstimmung zeigt, dass es mit der mathematischen Beschreibung des Kesselmodells möglich ist, den Betrieb eines Kessels realitätsnah abzubilden. Es konnte weiter gezeigt werden, dass die verschiedenen Einflüsse auf den Kesselnutzungsgrad vom Kesselmodell richtig berücksichtigt werden.

Verfahrensweise der Validierung

Die genaueste Methode, das Kesselmodell mit Messdaten einer realen Anlage zu testen, ist, es mit den gleichen Eingangswerten zu beaufschlagen, mit denen auch der reale Kessel betrieben wird. Die beiden wichtigen Eingangsgrößen Volumenstrom und Kesseleintrittstemperatur, wie auch die Umgebungstemperatur, Lufteintrittstemperatur, relative Luftfeuchtigkeit und Brennstofftemperatur liegen über einen Zeitraum von einem Jahr als Mittelwerte über 1 Minute vor.

Die mit diesen Werten durchgeführte Simulation liefert Ergebnisse, die direkt mit den Messwerten am Ausgang des realen Kessels verglichen werden können. Prinzipiell bestünde auch die Möglichkeit, das Gesamtsystem mit Solaranlage und Kessel einschließlich der Regelung zu simulieren. Dazu müssten aber alle Werte die das Simulationsprogramm errechnet in ihrer Größe und zeitlichem Verlauf sehr gut mit den realen Messwerten übereinstimmen.

Entstehen hier größere Abweichungen wird das Kesselmodul schon am Eingang mit falschen Werten beaufschlagt, mit der Folge, dass auch das Simulationsergebnis für den Kessel falsch ist. Diese Möglichkeit wurde als wenig effizient und wesentlich ungenauer eingestuft. Letzteres auch auf Grund der in den realen Anlagen kaum verständlichen Kesselregelungen. (Anmerkung: Zu den Anlagen in Jena und Norderney lagen entweder gar keine oder nur für Experten verständliche Regelbeschreibungen vor.)

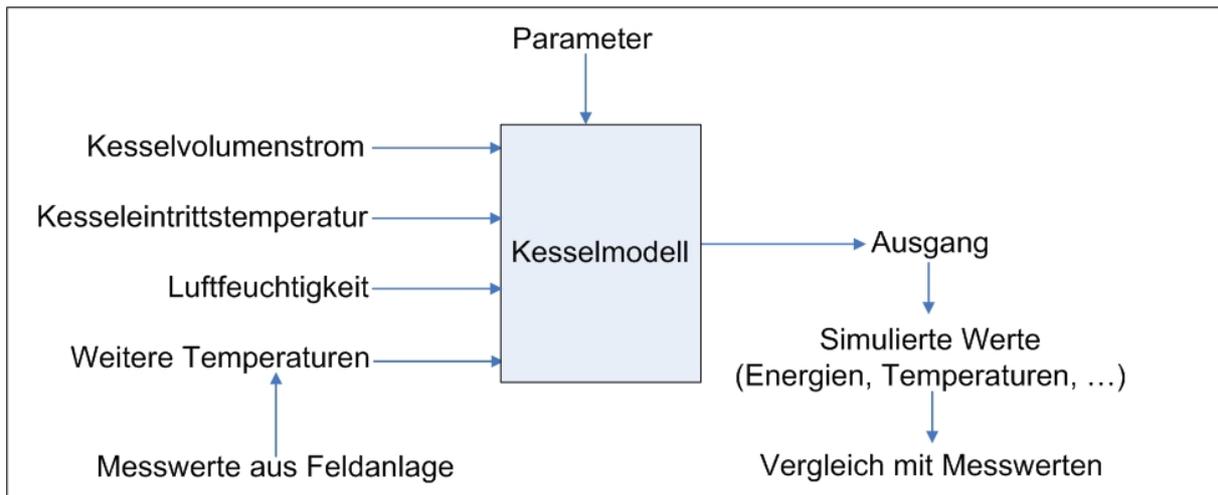


Abbildung 15: Verfahrenswise Validierung

Vergleich des dynamischen Verhaltens

Zunächst wurde das dynamische Verhalten des Kesselmodells mit dem des realen Kessels verglichen. Dazu wurden die simulierte Ausgangswerte des Kesselmodells mit den Messwerten am Kesselausgang verglichen. Die zeitliche Auflösung beträgt dabei 1 Minute.

Abbildung 16 zeigt den beispielhaften Vergleich der Kesselleistungen beim Kessel aus Norderney. Die Verläufe von simulierter und gemessener Kesselleistung zeigen eine recht gute Übereinstimmung. Dies konnte durch entsprechende Anpassung der Simulationsparameter 37-39 (Angaben zum Brennerstartmodus und Modulation) erzielt werden. Die meistens etwas höheren Leistungsspitzen bei der Simulation lassen sich vermutlich durch weiteres Optimieren der Parametereinstellungen noch besser an die Messwerte angleichen.

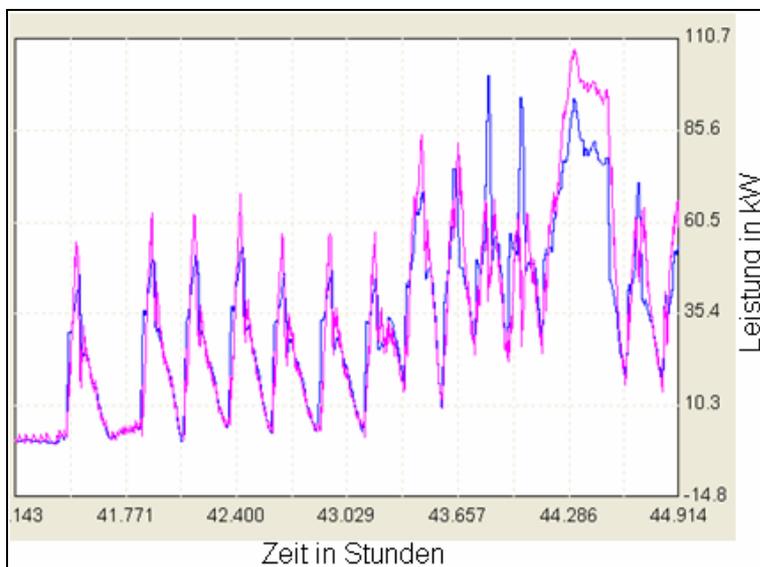


Abbildung 16: Vergleich von gemessener (blau) und simulierter (rot) Kesselleistung

Vergleich des Kesselnutzungsgrades

Kernpunkt der Validierung ist die Bewertung des Kesselmodells im Hinblick auf den Kesselnutzungsgrad. Nur wenn das Kesselmodell die verschiedenen Einflüsse auf den Kesselnutzungsgrad richtig berücksichtigt, können z.B. Aussagen über die Rückwirkungen von Solaranlagen auf den Kesselbetrieb getroffen werden. Als geeignete Heizzentralen für den Vergleich wurden die Anlagen in Speyer und Norderney herangezogen.

In den folgenden Abbildungen werden die brennwertbezogenen Tagesnutzungsgrade der realen Kessel mit den simulierten Tagesnutzungsgraden verglichen.

Abbildung 17 zeigt den beispielhaften Winterbetrieb des Kessels in Speyer. Neben den Tagesnutzungsgraden ist die täglich abgegebene Nutzenergie des Kessels aufgetragen.

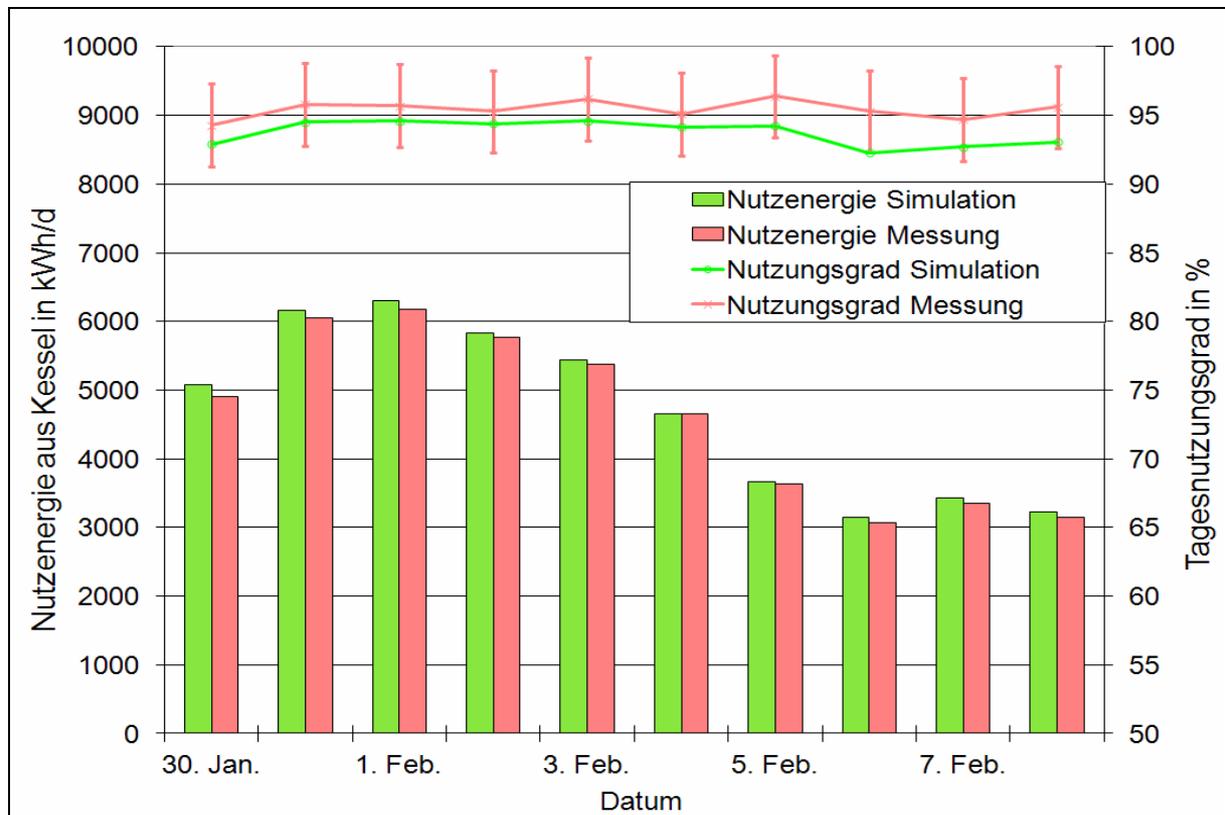


Abbildung 17: Kesselnutzungsgrade in Simulation und Messung (Anlage Speyer – Winterfall)

Die auf den Tag bezogene Auslastung des Kessels (Nennleistung 600 kW) liegt im Bereich zwischen 20% - 40%. Da der Kessel auf den Bereitschaftsteil eines bivalenten Puffers arbeitet, hat er recht lange Laufzeiten. Je nach Last ergeben sich zusammenhängende Brennerlaufzeiten von 30 Minuten bis über 3 Stunden.

Die Kesselrücklauftemperaturen während eines Ladezyklusses liegen mehrheitlich im Bereich von 37°C bis 55°C. Unter diesen Randbedingungen arbeitet der Kessel mit einem guten Tagesnutzungsgrad im Bereich von rund 95 %. Dieser Wert ist jedoch messfehlerbehaftet. Messfehler entstehen insbesondere bei der Bestimmung der Gasmenge und der wasserseitigen Volumen- und Temperaturmessung.

Dies führt dazu, dass beim gemessenen Nutzungsgrad eine Fehlertoleranz von mindestens ± 3 % zu berücksichtigen ist. Als Vergleich ist der simulierte Kesselnutzungsgrad eingetragen. Dieser liegt durchgängig 1% bis maximal 3% unterhalb des gemessenen Nutzungsgrades und damit innerhalb der Fehlerbandbreite der Messwerte. Auch folgt der simulierte Nutzungsgrad den leichten Richtungsschwankungen im gemessenen Nutzungsgrad. Durch die Vorgabe des Tagesmittels der gemessenen Kesselvorlauftemperatur als Solltemperatur für den Kessel in der Simulation, konnte für die simulierte Nutzenergie eine sehr gute Übereinstimmung mit der gemessenen Nutzenergie erzielt werden.

Abbildung 18 zeigt den Sommerbetrieb des Kessels in Speyer. Die auf den Tag bezogene Auslastung des Kessels liegt nun unter 10%. Der Kessel arbeitet im unteren Modulationsbereich. Neben Phasen mit Einschaltdauern von ca. 30 Minuten gibt es aber auch Phasen mit kürzeren Laufzeiten von 10 Minuten. Die Kesselrücklauftemperaturen während eines Ladezyklusses liegen jetzt im Bereich von 47°C bis 62°C und damit deutlich höher als im Winterbetrieb. Unter diesen Randbedingungen arbeitet der Kessel mit sehr unterschiedlichen Tagesnutzungsgraden im Bereich von rund 82% - 92 %, je nach Rücklauftemperatur und Auslastung.

Auch hier folgt der simulierte Kesselnutzungsgrad annähernd parallel den Schwankungen des gemessenen Nutzungsgrads.

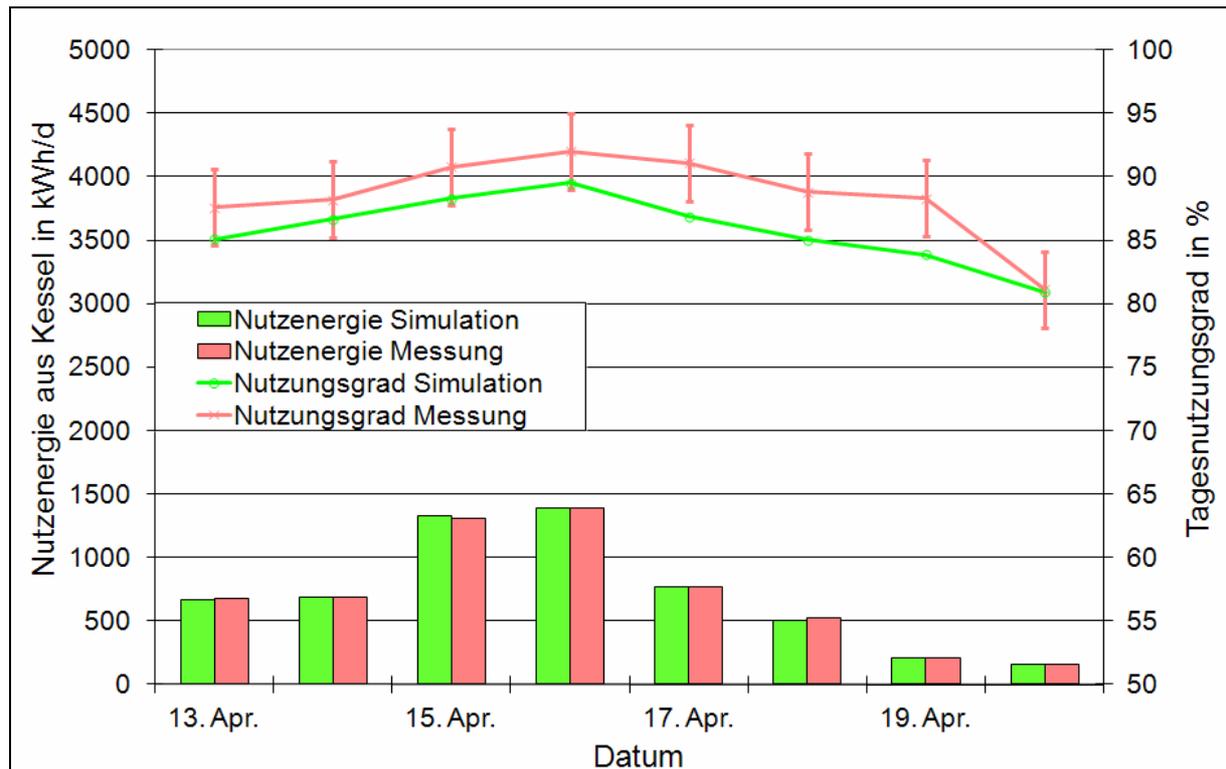


Abbildung 18: Kesselnutzungsgrade in Simulation und Messung (Anlage Speyer – Sommerfall)

7.2 Simulationsvarianten und Gebäude

Um in der nachfolgenden Simulationsstudie den Einfluss der Solaranlage auf den Kesselbetrieb und die Endenergieeinsparung zu ermitteln, wurden 3 verschiedene Gebäudestandards mit unterschiedlichen Heizlasten, unterschiedlichen hydraulische Kesseleinbindungen (mit und ohne Kesselpuffer), sowie zwei Arten der Trinkwarmwasserbereitung (Speicherlade- und Frischwasserstation) definiert.

Für die Solaranlage wurden unterschiedliche Größen bzw. Deckungsraten angenommen. Mit der solaren Deckung des Trinkwarmwasserbedarfs im Sommer (Auslegung nach VDI 6002) als Basis, wurden die Kollektorflächen bis zum Faktor 8 hochskaliert. Es wurden folgende Kollektorflächen vorgegeben: 8, 16, 32, 64 m².

Schließlich wurden unterschiedliche Bauarten von Wärmeerzeugern mit Gas oder Öl als Brennstoff in der Simulationsstudie eingesetzt, mit gleichen energetischen Kenngrößen (Nennwirkungsgrad, Betriebsbereitschaftsverlust), aber unterschiedlicher thermischer Trägheit, Brennermodulation und brennstoffspezifischem Brennwertverhalten. Die Nennleistung der Kessel richtet sich nach dem Gebäudestandard.

Als fiktives Testgebäude wurde ein 12-Familienhaus mit vorgegeben:

- 1200 m² Wohnfläche
- 3 Geschosse
- 12 Wohneinheiten
- 32 Bewohner

Wärmebedarf	NEH			WSchV			Bestand		
	MWh/a	kWh/(m ² a)	Anteil an Ges.-bedarf	MWh/a	kWh/(m ² a)	Anteil an Ges.-bedarf	MWh/a	kWh/(m ² a)	Anteil an Ges.-bedarf
Nutzwärme TWW	15	13	18%	15	13	11%	15	13	8%
Zirkulationsverluste	14	11	16%	14	11	10%	13	11	7%
Raumheizung	56	47	66%	107	89	79%	166	138	85%
Gesamtwärmebedarf	85	71		135	113		194	162	

Tabelle 19 Überblick über die Randdaten der Wärmeanforderungen

Mit dem neuen Kesselmodell können unterschiedliche Bauarten von Wärmeerzeugern mit Gas oder Öl als Brennstoff simuliert werden. In der Simulationsstudie werden modulierende Brennwertgeräte auf Gas- oder Ölbasis eingesetzt. Die hydraulische Einbindung der Kessel erfolgte mit oder ohne Kesselpuffer.

Die nachfolgende Tabelle 20 gibt einen Überblick über die Kombinationsmöglichkeiten.

Solare Deckung	Gebäude	Trinkwarmwasserbereitung	Kesseleinbindung	Kesselart
Kollektorflächen: ohne Solaranlage, 8, 16, 32, 64 m ²	Niedrigenergieniveau, Wärmeschutzverordnung, Bestand	Frischwasserstation, Warmwasserberei- tungsspeicher	ohne Kesselpuffer mit Kesselpuffer	Gasbrennwert- Kessel/Therme, Ölbrennwert- kessel

Tabelle 20: Kombinationsmöglichkeiten im Simulationsmodell

Grundschaltung

Basierend auf den Erfahrungen mit den untersuchten Anlagen aus dem ST2000-Kombiprojekt wurden die dort gemachten Empfehlungen zum Aufbau von Kombianlagen im vorliegenden Projekt übernommen und teilweise weiterentwickelt.

Die Empfehlungen gelten für Anlagen mit getrennten Lastkreisen zur Anbindung an einzelne Verbraucher (Warmwasser, Zirkulation, Raumheizung). Eine wichtige Regel ist, dass beim Anschluss mehrerer Verbraucher mit unterschiedlichen Rücklauftemperaturen an das Solar-system, separate Rücklaufleitungen mit unterschiedlichen Einspeisepunkten in den Solar-puffer (abhängig von der Rücklauf-temperatur der Verbraucher) und – falls erforderlich – separate Wärmeübertrager benutzt werden sollen. Nur so kann die Solaranlage auf dem niedrigsten möglichen Temperaturniveau arbeiten und eine optimale Systemeffizienz erreichen.

Eine weitere wichtige Regel ist die Vermeidung der Verschleppung konventionell erzeugter Wärme in die Solaranlage. Dazu muss die Rückkopplung des konventionellen Wärmeerzeu-gers auf die Solaranlage über die Lastkreise möglichst gering gehalten werden.

Die folgende hydraulische Schaltung ist die konsequente Umsetzung dieser Regeln.

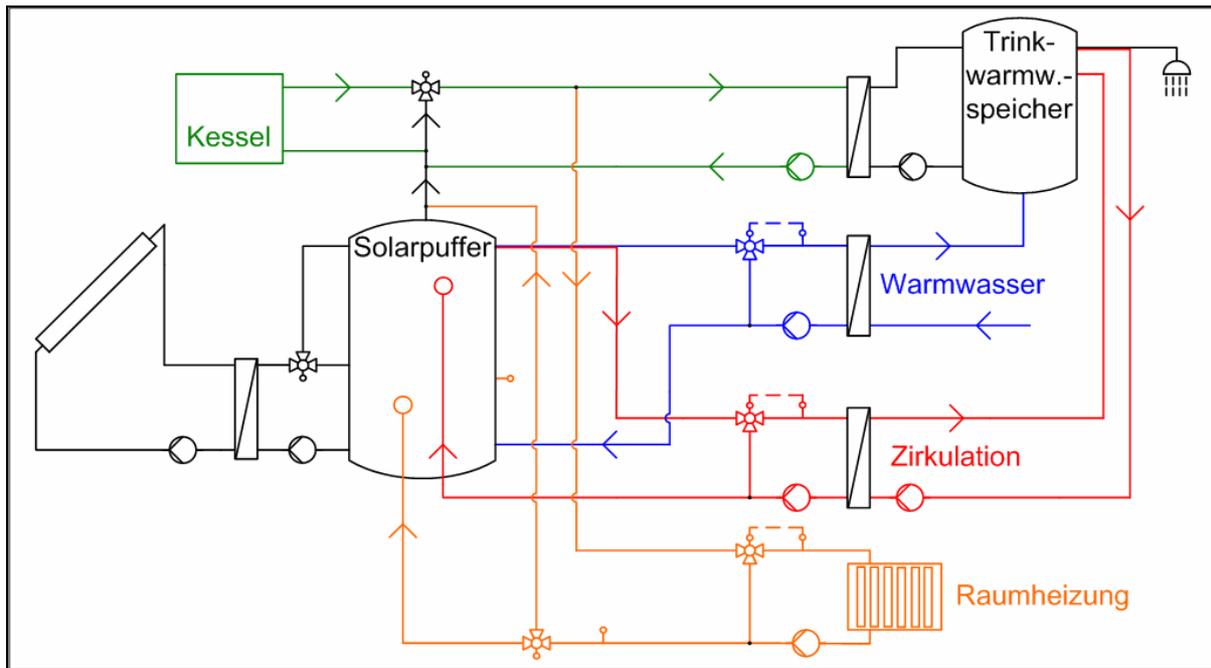


Abbildung 19: Solaranlage zur Trinkwarmwasservorwärmung und Heizungsunterstützung

Der in Abbildung 19 gezeigte Systemaufbau einer Solaranlage besteht aus einem Kollektorkreis mit externem Wärmeübertrager zur Beladung des monovalenten Solarpuffers, einem dem Puffer nachgeschalteten konventionellen Wärmeerzeuger (hier Kessel) und dem getrennten Anschluss von drei Lastkreisen (Warmwasser, Zirkulation und Raumheizung) an den Solarpuffer.

Wichtige Kennzeichen dieser Verschaltung sind:

- Alle Verbraucher mit unterschiedlichen Rücklauftemperaturen sind mit getrennten Rücklaufleitungen an das Solarsystem angeschlossen. Die Einschichtung der Rückläufe in den Solarpuffer erfolgt je nach Temperaturniveau in unterschiedlichen Höhen, damit sich Temperaturschichtungen im Solarpuffer möglichst optimal ausbilden können. Unterschiedliche Rücklauftemperaturen der Lastkreise werden nicht schon im Pufferzulauf vermischt.
- Die solare Trinkwarmwassererwärmung erfolgt im Durchlauf mit eigenem Wärmeübertrager. Der Trinkwarmwasserspeicher wird über einen von der Solaranlage getrennten Ladekreis vom Kessel beladen. Der Solaranlage steht somit immer die Kaltwassertemperatur zur Verfügung, unabhängig von den Temperaturverhältnissen im Trinkwarmwasserspeicher. Es gibt keine Rückwirkung vom Trinkwarmwasserspeicher auf die Solaranlage. Selbst eine schlechte oder fehlerhafte Regelung der Trinkwarmwasserspeicherbeladung hat keine Auswirkung auf die Effizienz der Solaranlage. Ein Eintrag von konventionell erzeugter Wärme über die Trinkwarmwassererwärmung in das Solarsystem ist ausgeschlossen.
- Die solare Zirkulationsdeckung aus dem Solarpuffer erfolgt über einen separaten Entladekreis mit Wärmeübertrager. Ein Eintrag von konventionell erzeugter Wärme über die Zirkulationsdeckung in das Solarsystem ist ausgeschlossen.
- Der einzige Lastkreis, in dem Solarpuffer und Kessel in Reihe geschaltet sind, ist die Raumheizung. Hier ist eine Pufferumgehung notwendig, um bei zu hohen Rücklauftemperaturen eine Erwärmung des Puffers über den Rücklauf der Raumheizung zu vermeiden.
- Durch das Solarsystem entstehen an keiner Stelle zusätzliche von konventioneller Energie zu deckende Verluste.

Variation der Trinkwarmwasserbereitung

Für die vergleichenden Simulationen wurde die oben beschriebene Grundschaltung hinsichtlich der Trinkwarmwasserstation verändert. Die Beladung eines Trinkwarmwasserspeichers wird durch eine Frischwasserstation ersetzt (s. nachfolgende Abbildung 20). Regelungstechnisch wird dabei der primärseitige Massenstrom dem sekundärseitigen nachgeführt.

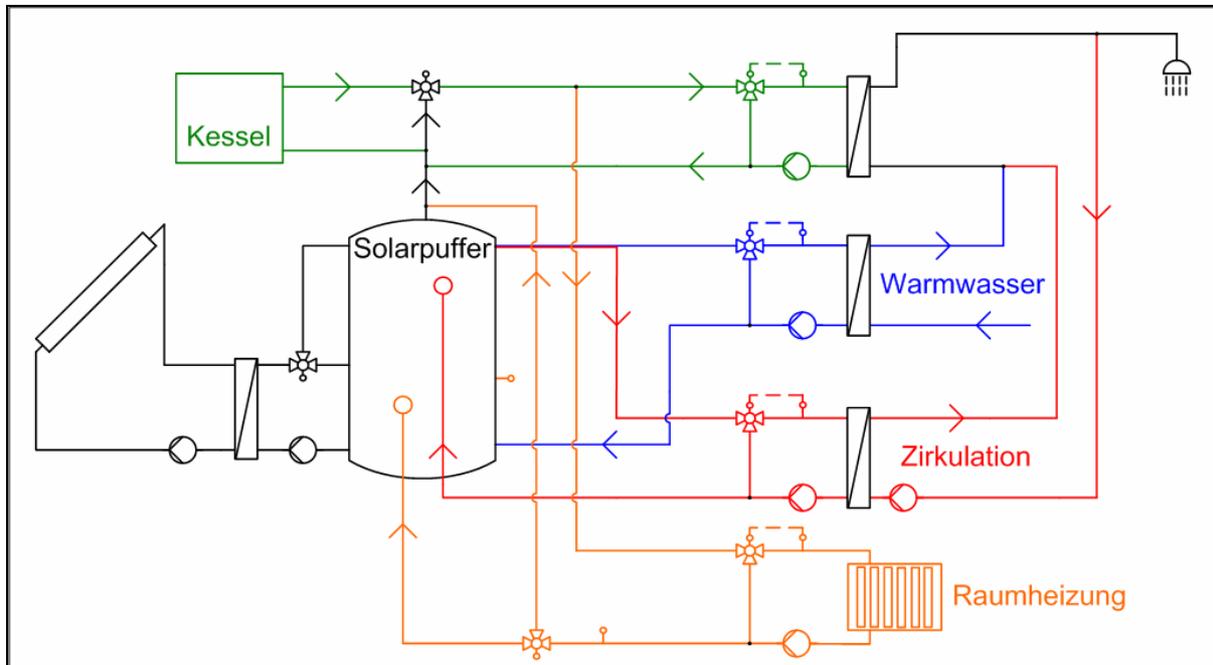


Abbildung 20: Schaltung mit Frischwasserstation

Die Ersetzung der Trinkwasserstation hat keinen direkten Einfluss auf den Betrieb des Solar-systems, wohl aber auf den des Kessels während der Warmwasserbereitung. Der folgende Vergleich zeigt die Unterschiede für den Kesselbetrieb auf:

	Trinkwarmwasserspeicher	Frischwasserstation
Regelung	Speichertemperatur mit Hysterese	60°C Ausgang Wärmeübertrager
Volumenstrom durch Kessel	Konstant (Pumpe), dadurch Mindestwärmeabnahme am Kessel	Variabel gemäß Zapfprofil, d.h. es können auch sehr kleine Volumenströme durch den Kessel fließen. Zeitweise sehr geringe Wärmeabnahme führt zum verstärkten Takten des Kessels
Speicher	Trinkwarmwasserspeicher fungiert als Wärmespeicher und zu einer definierten warmwasserseitigen Wärmeabnahme; zusätzliche Speicherwärmeverluste	Keine kesselexterne Speichermasse vorhanden. Hohe Variabilität der Wärmeabnahme führt zum verstärkten Takten des Kessels; keine Speicherwärmeverluste

Tabelle 21: Variationen Trinkwarmwasser

Variation des Kesselpuffers

Als weitere Systemvariante wird ein Kesselpuffer hinzugefügt, welcher dazu dient, Wärmeerzeugung und Wärmeverbrauch nicht nur hydraulisch, sondern auch zeitlich zu entkoppeln. Dadurch soll in Zeiten mit niedriger Wärmeanforderung die Takthäufigkeit des Kessels verringert werden. Die Beladung des Kesselpuffers erfolgt mit einem Temperaturfühler im oberen Bereich des Speichers mit einer Hystereseregulierung.

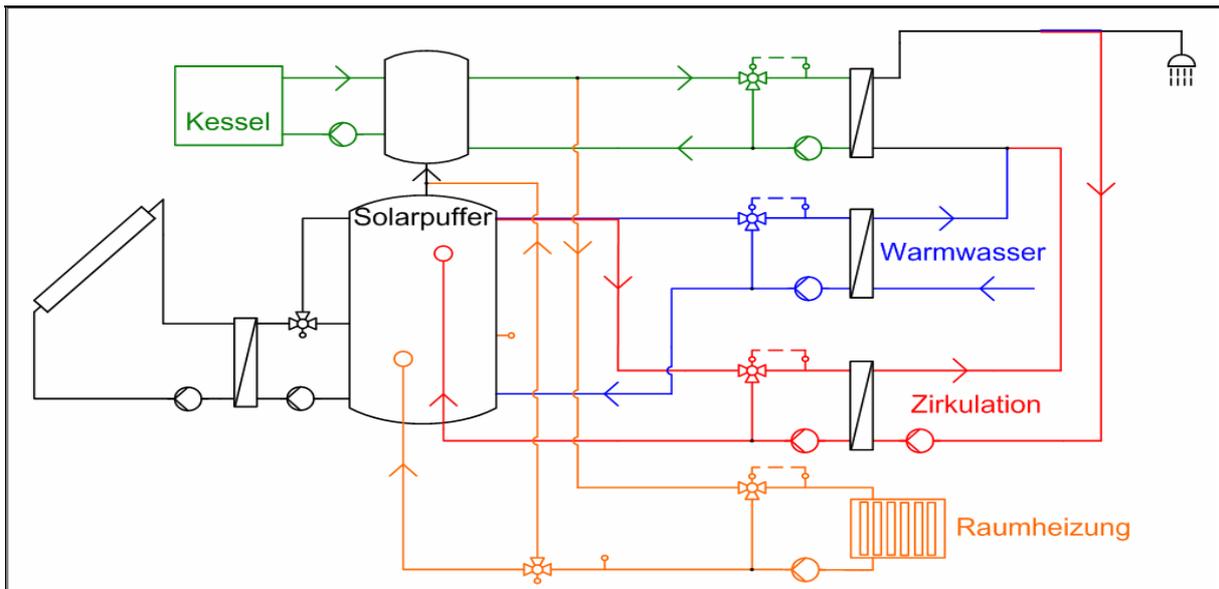


Abbildung 21: Schaltung mit Frischwasserstation und Kesselpuffer

Die Hinzufügung eines Kesselpuffers hat vor allem Auswirkungen auf den Betrieb des Kessels im Heiz- und Warmwasserbetrieb, aber auch des Solarsystems. Der folgende Vergleich zeigt die Unterschiede für den Kesselbetrieb und die Solaranlage auf:

	Ohne Kesselpuffer	Mit Kesselpuffer
Kesselvorlauftemperatur	Die Kesselvorlauftemperatur richtet sich nach der Wärmeanforderung. Ist keine Trinkwassererwärmung erforderlich, wird die Kesselvorlauftemperatur gemäß Heizkurve geregelt, kann also teils auch niedrige Werte annehmen.	Die Solltemperatur im Kesselpuffer muss mindestens die Trinkwarmwassertemperatur + Temperaturdifferenz über den Wärmeübertrager sein. Im Winter kann die Solltemperatur (abhängig vom Gebäudestandard) gemäß der Heizkurve noch darüber liegen. Die Kesselvorlauftemperatur liegt immer noch etwas höher als die Solltemperatur im Kesselpuffer.
Kesselrücklauftemperatur	Die Kesselrücklauftemperatur ist die Mischtemperatur aller Verbraucherrückläufe unter Einbeziehung des Solarpuffers.	Je nach Regelstrategie und Volumenstrom der Kesselpumpe wird die Rücklauftemperatur zum Kessel angehoben. (Der Kesselpuffer wirkt wie eine große hydraulische Weiche.)
Volumenstrom durch Kessel	Variabel gemäß Zapfprofil, d.h. es können auch sehr kleine Volumenströme durch den Kessel fließen. Zeitweise sehr geringe Wärmeabnahme führt zum verstärkten Takten des Kessels.	Konstant (Kesselpumpe), dadurch Mindestwärmeabnahme am Kessel. Die Kesselleistung hängt vornehmlich von der Temperaturschichtung im Kesselpuffer ab. Der Kessel läuft oft in ähnlicher Leistungsbandbreite.
Speicher	Keine kesselexterne Speichermasse vorhanden. Hohe Variabilität der Wärmeabnahme führt zum verstärkten Takten des Kessels. Der Kessel wird immer auf Solltemperatur gehalten. Keine zusätzlichen Speicherwärmeverluste.	Der Kesselpuffer fungiert als Wärmespeicher und führt zu definierter Wärmeabnahme am Kessel. Kesseltakten wird deutlich reduziert. Der Kessel kann nach erfolgter Beladung des Kesselpuffers ausgeschaltet werden. (keine Betriebsbereitschaftsverluste). Zusätzliche Speicherwärmeverluste.
Raumheizung	Die Kesselvorlauftemperatur richtet sich nach der Wärmeanforderung. Ist keine Trinkwassererwärmung erforderlich, wird die Kesselvorlauftemperatur gemäß Heizkurve geregelt. Eine Senkung der Vorlauftemperatur durch Zumischung mit kühlerem Rücklaufwasser ist in diesem Fall nicht erforderlich.	Durch die vorgegebene Solltemperatur im Kesselpuffer (s. o.) muss die Vorlauftemperatur der Raumheizung entsprechend der Heizkurve durch Zumischung mit kühlerem Rücklaufwasser eingestellt werden. Der Volumenstrom des Raumheizungskreises wird dadurch reduziert.
Solaranlage		Die häufigere Reduzierung des Volumenstroms im Raumheizungskreis reduziert auch den Volumenstrom der durch den Solarpuffer fließt. Dadurch sinkt in diesem Lastkreis die Auslastung der Solaranlage.

Tabelle 22: Variationen Kesselpuffer

Definition der Heizkessel

Zentraler Untersuchungsgegenstand der Simulationen ist der Heizkessel. Mit dem für das Simulationsprogramm TRNSYS neu entwickelten Kesselmodul Type 204 ist es möglich, die Auswirkungen von Veränderungen auf der Verbrauchsseite (Hydraulik, Temperaturniveaus, Regelung etc.) auf den Kessel zu untersuchen.

Von besonderem Interesse ist die Fragestellung, wie sich die Kombination von Solaranlage und Kessel auf dessen Nutzungsgrad und damit auf die Endenergieeinsparung auswirkt. Ein weiterer Untersuchungspunkt ist die Anzahl von Brennerstarts. Die Auswahl der zu simulierenden Kessel wurde auf moderne Brennwertgeräte beschränkt, da dies heute der Standard in Kombination mit einer Solaranlage sein sollte.

Es wurden 3 Kesseltypen im TRNSYS – Modul definiert: Gastherme, bodenstehender Gaskessel aus Stahl, bodenstehender Öl-Gusskessel. Die Unterscheidungsmerkmale der Kesseltypen sollten für den direkten Vergleich nicht in den Leistungskennzahlen liegen, sondern in deren Bauart (Brennstoff, Wasserinhalt, Kesselmasse). Die Nennleistung der Kessel richtet sich nach dem Gebäudestandard. Die Gaskessel sind stufenlos modulierend, der Ölkessel ist zweistufig ausgeführt.

Die folgende Tabelle zeigt die für das Kesselmodell wichtigsten Eingabeparameter (s. a. Bericht Teil 2) die in der Simulation beim NEH benutzt wurden:

	Stahlkessel Gas modulierend	Therme Gas modulierend	Gusskessel Öl zweistufig
Gebäudetyp	NEH	NEH	NEH
Brennstoff	Erdgas	Erdgas	Heizöl
Brennwert des verwendeten Brennstoffs	12,46 kWh/kg	12,46 kWh/kg	12,72 kWh/kg
Nennleistung	50 kW		
Modulationsbereich oder Grundstufenleistung	10 - 50 kW	10 - 50 kW	25 kW
Kesselwirkungsgrad bei Nennleistung (heizwertbezogen)	97,5%		
Betriebsbereitschaftsverlust (DIN V 18599)	0,84%		
Luftüberschuss	1,23		
Wasserinhalt/Masse	175 l / 250 kg	4 l / 100 kg	195 l / 350 kg
Kesselkapazität (Kesselmaterial)	0,133 Wh/kgK	0,262 Wh/kgK	0,15 Wh/kgK
Mindestein-/ -ausschaltzeit	0 s / 0 s		
Vorspül-/ Nachspülzeit	20 s / 0 s		
Interner Zeitschritt in Type 204	1 s		
Abgasfeuchtigkeit bei Referenzbedingungen	100 %		
Abhängigkeit Abgasfeuchtigkeit v. Kesselleistung	0 %		
Abhängigkeit Abgasfeuchtigkeit v. Wassereintrittstemp.	0%/K		
Anteil Masse an gaseitiger Kapazität	0,01	0,015	0,01
Anteil Masse und Wasserinhalt an wassers. Kapazität	0,4	0,6	0,4
Anteil Wasserinhalt an der Totzeit	0,3	1	0,3

Tabelle 23: Eingabeparameter Kesselmodell beim Gebäudetyp: NEH

Unterschiedliche Werte ergeben sich dort, wo die Parameter die Bauart und das dynamische Verhalten des Kessels beschreiben.

Für die Gebäudetypen WSchV und Bestand muss aufgrund der höheren Heizlast die Kesselleistung erhöht werden. Tabelle 24 zeigt die im Vergleich zu Tabelle 23 geänderten Werte. Alle anderen Parameter bleiben unverändert.

	Stahlkessel Gas modulierend	Therme Gas modulierend	Gusskessel Öl zweistufig
Gebäudetyp	WSchV		
Nennleistung	74 kW		
Modulationsbereich oder Grundstufenleistung	15 - 74 kW	15 - 74 kW	37 kW
Kesselwirkungsgrad bei Nennleistung (heizwertbezogen)	97,3%		
Betriebsbereitschaftsverlust (DIN V 18599)	0,72%		
Luftüberschuss	1,213		
Wasserinhalt/Masse	211 l / 298 kg	7 l / 124 kg	231 l / 422 kg
Gebäudetyp	Bestand		
Nennleistung	106 kW		
Modulationsbereich oder Grundstufenleistung	21 -106 kW	21 -106 kW	53 kW
Kesselwirkungsgrad bei Nennleistung (heizwertbezogen)	97,1%		
Betriebsbereitschaftsverlust (DIN V 18599)	0,62%		
Luftüberschuss	1,197		
Wasserinhalt/Masse	259 l / 362 kg	10 l / 156 kg	279 l / 518 kg

Tabelle 24: Eingabeparameter Kesselmodell beim Gebäudetyp: WSchV und Bestand

7.3 Ergebnisse für einen Kessel

Für die Interpretation der Simulationsergebnisse unter Berücksichtigung der komplexen Zusammenhänge beim Betrieb des Kessels in einer Wärmezentrale ist es nützlich, zunächst nur den Kessel allein zu betrachten.

Um die Abhängigkeit des Kesselwirkungsgrads von Wassereintrittstemperatur und Belastung bei der in der Studie benutzten Parametrierung des Kesselmodells aufzuzeigen, wurde das Modell mit verschiedenen konstanten Randbedingungen beaufschlagt.

Bei unterschiedlichen Wassereintrittstemperaturen (20°C-60°C) wurden dabei 3 Leistungsfälle (100%, 60%, 20% der Nennleistung) durch Variation des Volumenstroms des Heizwassers eingestellt. Beim Vergleich des Verlaufs des Kesselwirkungsgrades in Abhängigkeit von Belastung und Wassereintrittstemperatur konnte eine gute Übereinstimmung von Simulationsmodell und Prüfstandsergebnissen gezeigt werden.

Beide zeigen übereinstimmend eine Änderung des Kesselwirkungsgrades um ca. 2 bis 3 Prozentpunkte pro 10 K Differenz in der Wassereintrittstemperatur. Dieses Ergebnis ist für die Güte der Simulationsstudie von zentraler Bedeutung, da die Solaranlage gerade die Wassereintrittstemperatur in den Kessel verändert.

7.4 Simulationsergebnisse im Jahresverlauf

Am Beispiel des Niedrigenergiegebäudes, ausgestattet mit Therme, ohne Kesselpuffer, mit Warmwasserspeicher werden Simulationsergebnisse im Jahresverlauf interpretiert.

Die Reduktion der Kesselbetriebszeiten mit schlechtem Nutzungsgrad erhöht auf das Jahr gesehen den Jahresnutzungsgrad. Es gibt hier eine Kompensation von zwei gegenläufigen Effekten: Reduktion des energetisch auch ohne Solaranlage ungünstigen Sommerbetriebs bei gleichzeitiger Reduktion des Kesselnutzungsgrad im Sommerbetrieb. Je nachdem welcher Effekt überwiegt, können die Auswirkungen auf den Jahresnutzungsgrad positiv wie negativ sein.

So wird der Jahresnutzungsgrad des Kessels durch die Solaranlage in o. g. Beispiel lediglich von 91,8% (ohne Solar) auf 91,4% (32m²-Solar) bzw. 91,3% (64m²-Solar) verringert. Dementsprechend gering ist der Einfluss auf die durch die Solaranlage erzielte Endenergieeinsparung.

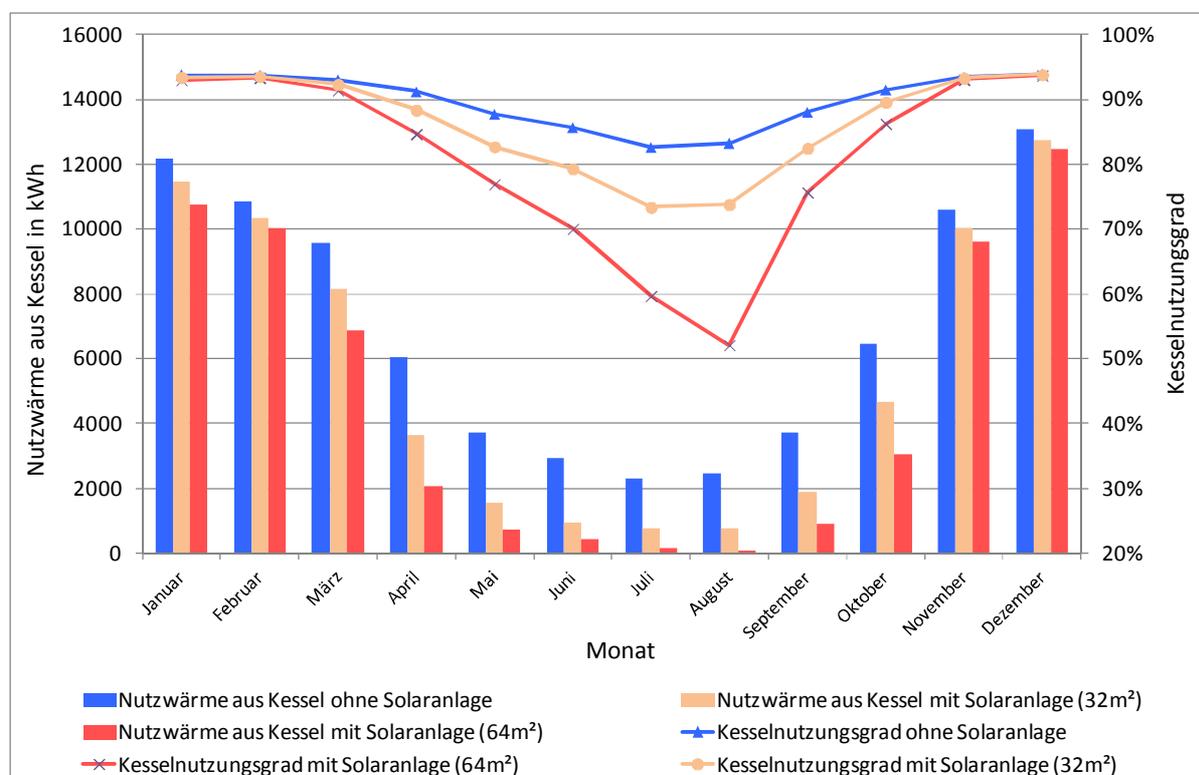


Abbildung 22: Monatswerte Kesselnutzungsgrad und Nutzwärme aus Kessel

Abbildung 23 zeigt die mittleren Kesselrücklauftemperaturen auf Monatsbasis. Diese sind maßgeblich für die Brennwertnutzung und damit für die Kesselnutzungsgrade. Sehr gut erkennbar ist der jahreszeitliche Verlauf mit zum Sommer steigenden und zum Winter fallenden Temperaturen, zunächst unabhängig von einer Solaranlage. Dieser Verlauf wird durch die unterschiedlichen Rücklauf Temperaturniveaus in den Lastkreisen bestimmt. Während im Winter das relativ niedrige Temperaturniveau der Raumheizung vorherrscht, wird der Sommer vom vergleichsweise hohen Temperaturniveau der Warmwassererwärmung und Zirkulation dominiert.

Die Solaranlage führt zunächst generell zu einer Erhöhung der Kesselrücklauf-temperatur. Die damit verringerte Brennwertnutzung führt zu dem verminderten Kesselnutzungsgrad (s. Abbildung 22). Ein besonderer Effekt ist im Fall der 64m² - Solaranlage zu sehen. Die Kesselnutzungsgrade fallen im Juli und August stark ab, während die mittlere Kesselrücklauf-temperatur sogar niedriger ist als im Fall ohne Solaranlage.

Zur Erklärung sind in Abbildung 23 deshalb auch die mittleren Laufzeiten des Kessels pro Brennerstart aufgezeichnet. Dazu wurden die Betriebsstunden des Kessels durch die Taktzahl dividiert. In dieser Anlagenkonfiguration führt die Solaranlage vorrangig im Sommer zu einer Verringerung der Brennerlaufzeiten.

Die Größe der Solaranlage hat dabei auch einen entscheidenden Einfluss darauf wie ausgeprägt die Reduktion in den Laufzeiten ist. Im Fall der 64m² - Solaranlage werden im Juli und August nur noch sehr geringe Brennerlaufzeiten von im Mittel 2 bis 3 Minuten erreicht. Erhöhte Auskühlverluste durch kurze Brennerlaufzeiten können so zur Absenkung der Kessel-eintrittstemperatur und des Kesselnutzungsgrades führen.

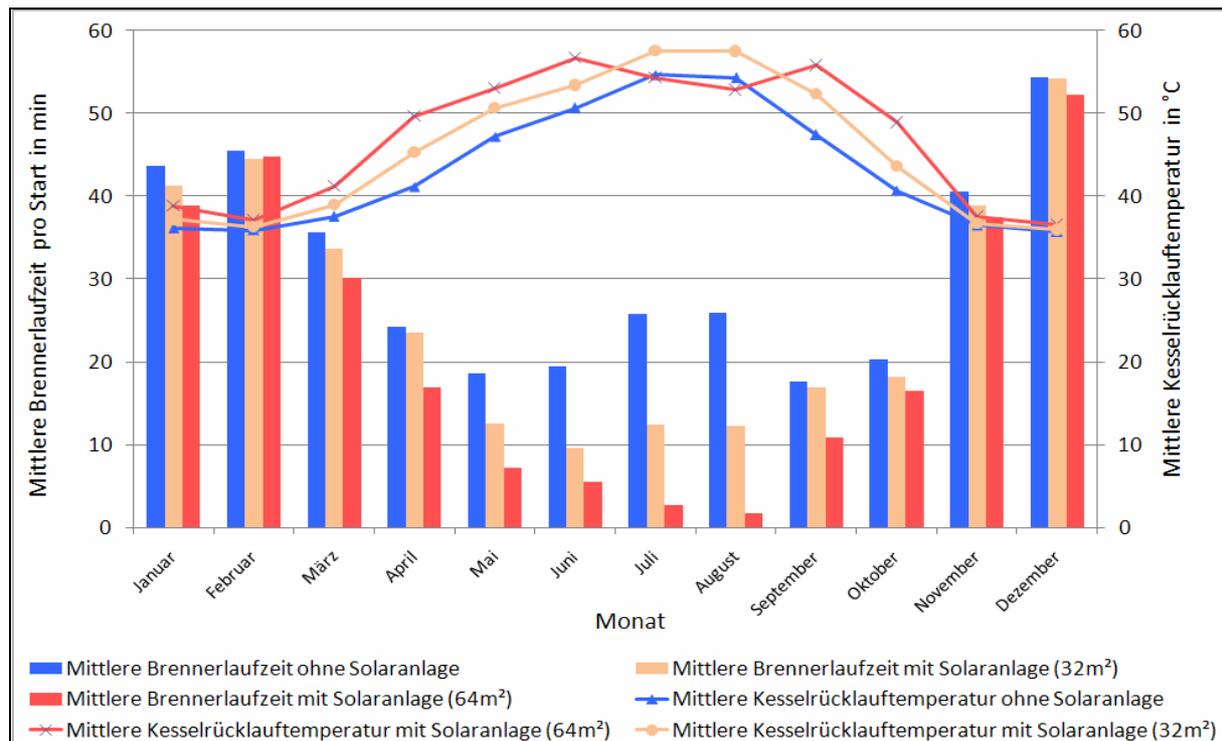


Abbildung 23: Monatswerte Kesselrücklauftemperaturen und Brennerlaufzeiten

Die Abnahme der mittleren Brennerlaufzeit bedeutet nicht automatisch, dass die Taktzahl durch die Solaranlage erhöht wird, da die Brennerlaufzeit auch absolut abnimmt. Im Fall des hier beschriebenen Systems mit der 64m² - Solaranlage haben sich die Taktzahlen im Juli und August gegenüber dem System ohne Solaranlage zwar leicht erhöht, sind in der Jahressumme jedoch von 11552 auf 9735 zurückgegangen.

7.5 Zusammenfassung der wichtigsten Ergebnisse

Durch die Erhöhung der Kesselrücklauftemperaturen hat der solare Beitrag erwartungsgemäß einen negativen Einfluss auf den Kesselnutzungsgrad. Dieser Effekt ist in der Sommerperiode besonders groß, wobei die damit einhergehenden Wärmemengen nur klein sind, da der Wärmebedarf im Sommer überwiegend von der Solaranlage gedeckt wird. Deshalb fällt dies in der Jahresbilanz wenig ins Gewicht.

Positiv schlägt sich nieder, dass die Solaranlage in der Sommerperiode Betriebszeiten des Kessels ersetzt, wo er ansonsten bei vergleichsweise schlechten Wirkungsgraden arbeiten würde. Dies erhöht auf das Jahr gesehen den Jahresnutzungsgrad. Der Kesselnutzungsgrad wird also von zwei gegenläufigen Effekten beeinflusst: Reduktion durch Rücklauf Temperaturanhebung und Verbesserung durch weniger Sommerbetrieb des Kessels. Je nachdem welcher Effekt überwiegt, können die Auswirkungen auf den Jahresnutzungsgrad positiv wie negativ sein.

Bei den hier untersuchten Systemen heben sich beide Einflüsse in etwa auf, so dass der Jahresnutzungsgrad nur gering (-0,5 bis +0,1-Prozentpunkte) beeinflusst wird.

Für alle im Variantenvergleich simulierten Systeme gilt: Vergleicht man das jeweilige System mit und ohne Solaranlage, so ist die eingesparte Endenergie höher als die solare Nutzwärme. Die Solaranlage führt zwar einerseits zu einer leichten Verringerung des Kesselnutzungsgrades, andererseits muss der Wärmeanteil, der von der Solaranlage geliefert wird, nicht vom Kessel mit entsprechenden Umwandlungsverlusten bereitgestellt werden. In Summe überwiegt der zweite Effekt.

Nachfolgende Bilder zeigen Ergebnisse der Simulation des Niedrigenergiehauses und des Bestandsgebäudes.

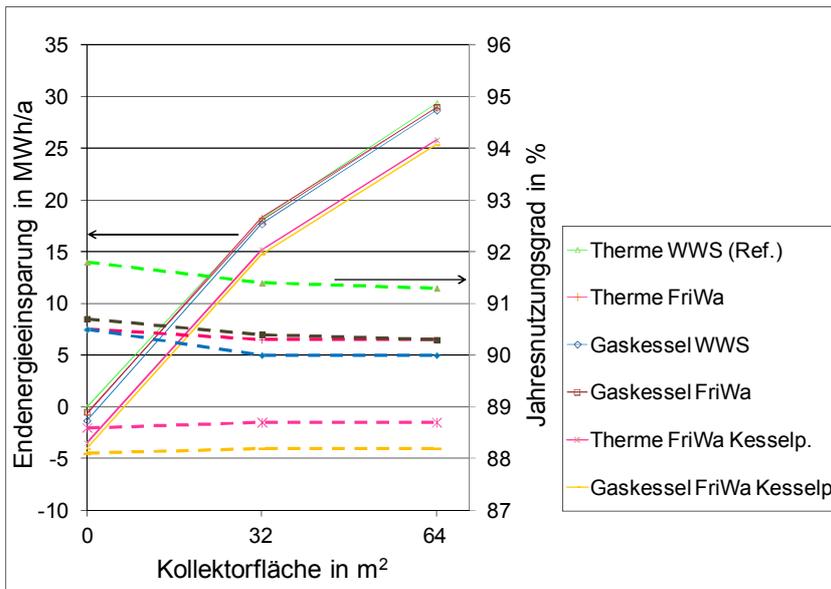


Abbildung 24: Endenergieeinsparung (durchgezogene Linien) und Jahresnutzungsgrad (gestrichelte Linien) beim Wärmebedarfsprofil für Niedrigenergiehaus

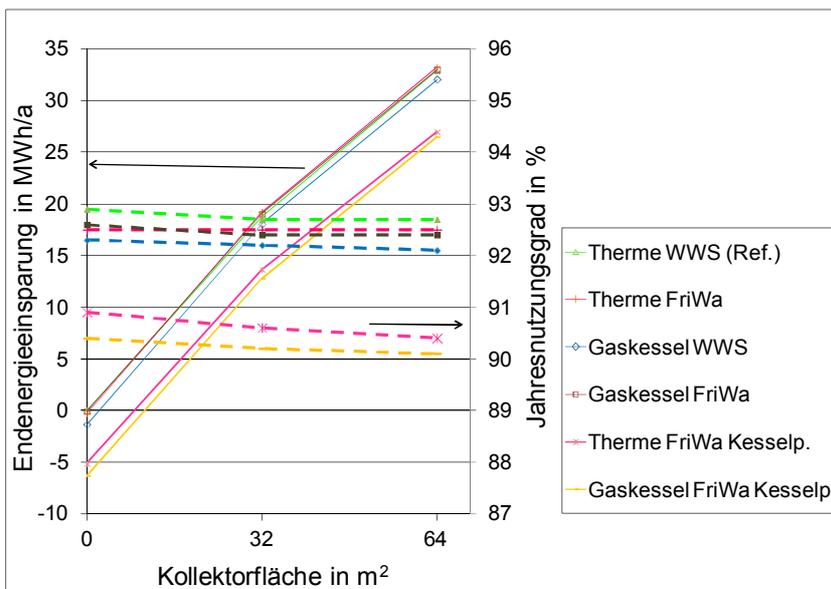


Abbildung 25: Endenergieeinsparung (durchgezogene Linien) und Jahresnutzungsgrad (gestrichelte Linien) beim Wärmebedarfsprofil für Bestandsgebäude

Betrachtet man den Einfluss der Solaranlage auf das Taktverhalten des Heizgerätes, so zeigt sich, dass bei den hier benutzten Modellen und Randbedingungen die Solaranlage immer zu einer Verminderung des Kesseltakts führt.

Nachfolgende Bilder zeigen Ergebnisse der Simulation des Niedrigenergiehauses und des Bestandsgebäudes.

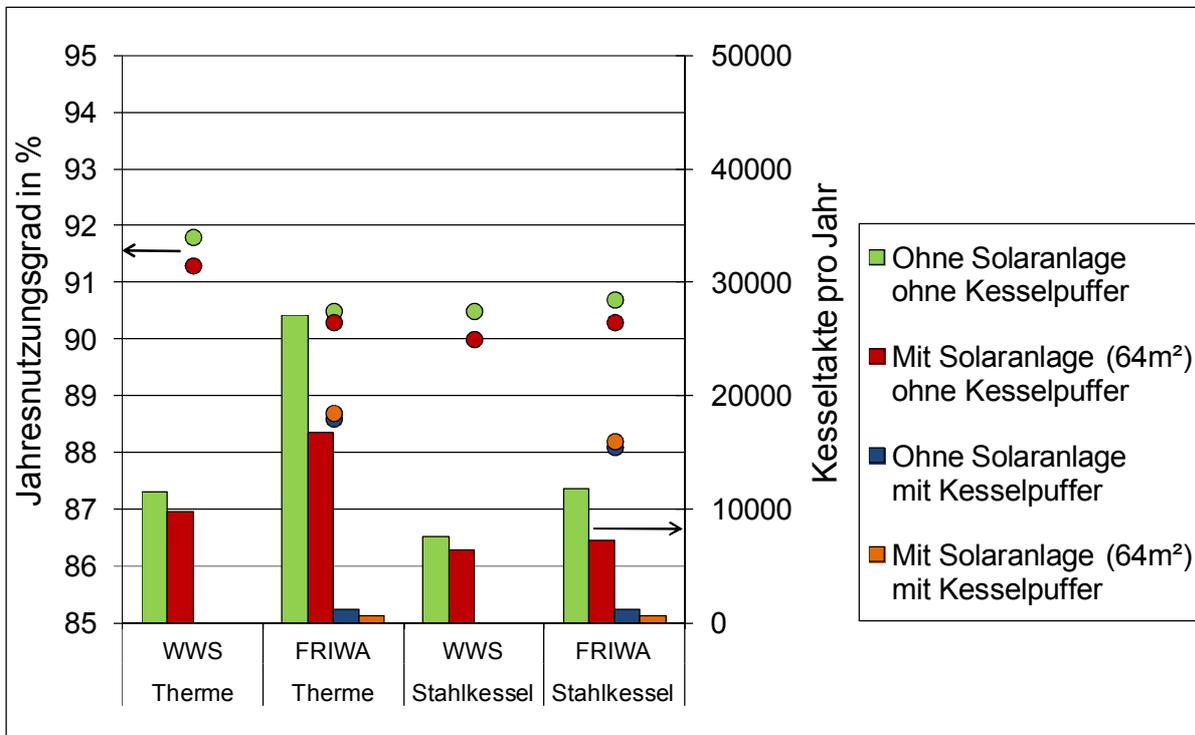


Abbildung 26: Kesseltakte und Jahresnutzungsgrad beim Niedrigenergiehaus

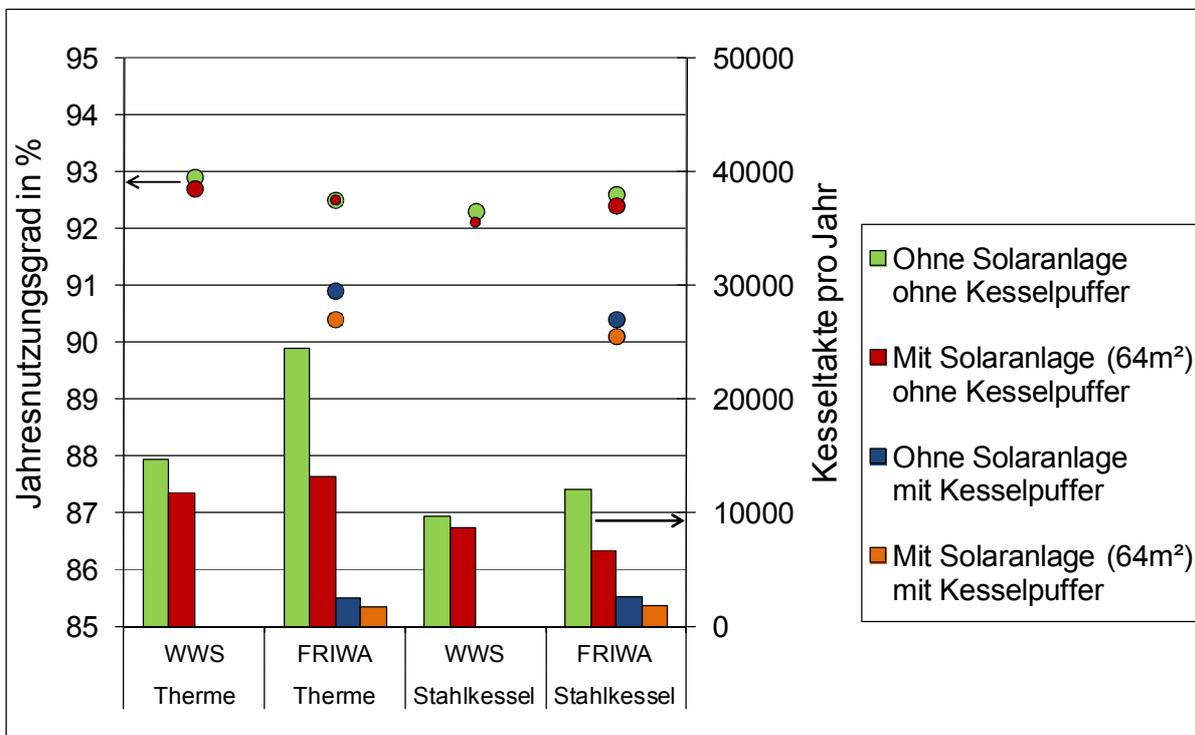


Abbildung 27: Kesseltakte und Jahresnutzungsgrad beim Bestandsgebäude

Der Einbau eines Kesselpuffers hat sich in den hier durchgeführten Simulationen bzgl. der Endenergieeinsparung und des Kesselnutzungsgrades (Reduktion um bis zu -2,6 %-Punkte) als nachteilig erwiesen. Die negativen Auswirkungen der Heizwärmebereitstellung auf hohem Temperaturniveau und die Durchmischung des Puffers bei hohen Kesselkreisvolumenströmen mit der damit verbundenen Anhebung der Heizgeräte-Rücklauftemperaturen überwiegen positive Effekte wie die des reduzierten Takt- und Teillastbetriebes des Heizgerätes.

Hinzu kommen noch die zusätzlichen Wärmeverluste des Puffers. Im Ergebnis ist die Endenergieeinsparung bei Systemen mit Kesselpuffer in allen Simulationen geringer als bei Systemen ohne Kesselpuffer. Die Taktzahlen des Kessels wurden durch einen Kesselpuffer jedoch sehr deutlich gesenkt. Weiter kann davon ausgegangen werden, dass sich die Absenkung der Kesselstarts positiv auf das Emissionsverhalten der Heizgeräte auswirkt.

Es wurde weiterhin gezeigt, dass mit den hier verwendeten Systemschaltungen keine durch die Solaranlagen bedingte, zusätzliche, durch konventionelle Energie zu deckenden Verluste entstehen.

Bei optimaler Entkopplung von Kessel und Solaranlage findet durch die Warmwasserbereitung auch keine Verschleppung von Kesselwärme in den Solarpuffer statt. Die Leistungsfähigkeit der Solaranlage ist damit unabhängig von der "Güte" der TWW-Bereitung.

7.6 Simulationen ausgewählter Systemvarianten

Die hydraulische Verschaltung innerhalb der Wärmezentrale und die Anbindung von Verbrauchersträngen haben einen nicht vernachlässigbaren Einfluss auf die Effizienz einzelner Komponenten und damit des gesamten Systems. Schlecht ausgelegte oder mit Fehlern behaftete hydraulische Schaltungen führen zwangsläufig zu einem (vermeidbaren) höheren Endenergiebedarf.

In einem Fallbeispiel eines mit Fehlern behafteten Heizungsbetriebs konnte gezeigt werden, dass zusätzlich zu einem erhöhten Wärmebedarf auch eine Reduzierung des Kesselnutzungsgrades erfolgt. Die Kumulation von gesteigertem Wärmebedarf und schlechterem Kesselnutzungsgrad führte zu einem entsprechend höheren Endenergiebedarf von bis zu 7,5 %. Kritisch erwiesen sich auch hydraulische Weichen. Exemplarische Simulationen führten zu Einbußen beim Kesselnutzungsgrad um bis zu 5,1 Prozentpunkte.

Variante mit hydraulischer Weiche

Die hydraulische Einbindung von Kesseln in einer Heizzentrale erfolgt in der Praxis häufig mittels einer hydraulischen Weiche. In der folgenden Simulationsvariante wird eine hydraulische Weiche eingebaut. Dieses System wird dann mit der bereits simulierten Variante ohne hydraulische Weiche (siehe Abbildung 20) verglichen.

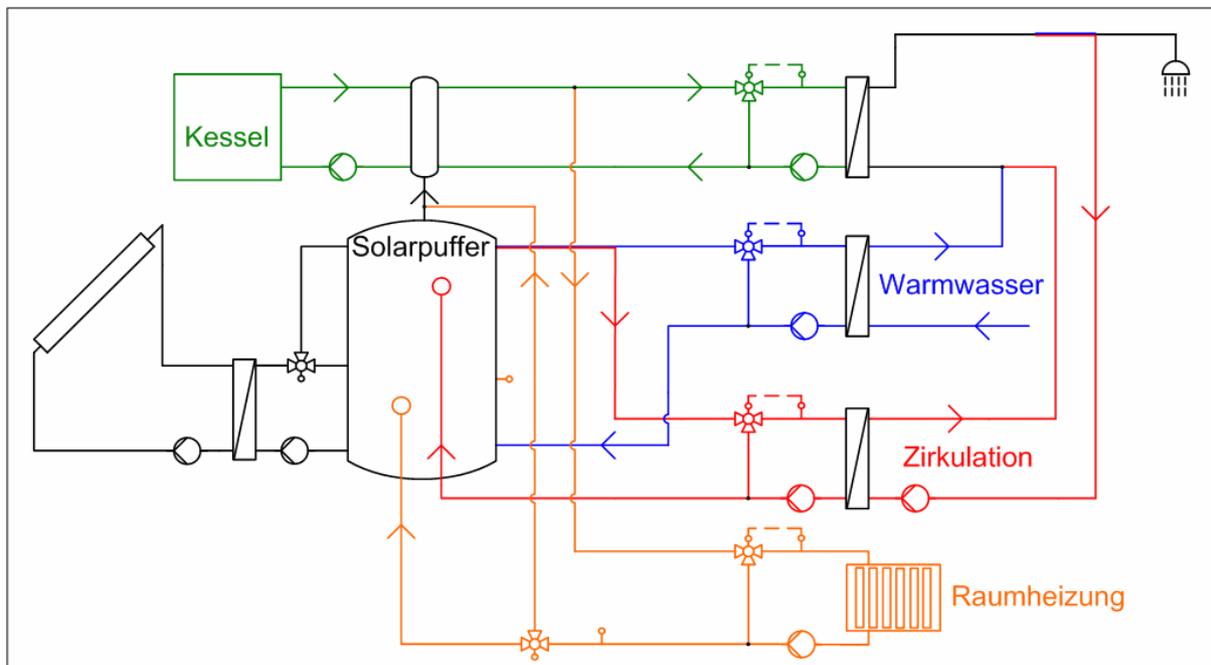


Abbildung 28: Schaltung mit Frischwasserstation und hydraulischer Weiche

Zielgröße des Vergleichs ist der Kesselnutzungsgrad. Ausgangsbasis für die Simulation ist die Kombination von Therme und Frischwasserstation.

Gut erkennbar ist, dass die hydraulische Weiche zu einer deutlichen Reduzierung des Kesselnutzungsgrades führt. Dies erklärt sich durch die von der hydraulischen Weiche induzierte Temperaturerhöhung im Kesselrücklauf und den damit verminderten Brennwertnutzen. Beim Niedrigenergiehaus-Profil wurde der Jahreskesselnutzungsgrad beim Volumenstrom der Kesselpumpe von 1000 l/h (dies ist die gleiche Einstellung wie beim System mit Kesselpuffer) um 3 Prozentpunkte reduziert.

Beim Kesselnutzungsgrad von 90% bedeutet dies einen zusätzlichen Brennstoffverbrauch von 3,5%. Erhöht man den Durchsatz der Kesselpumpe auf 2000 l/h, obwohl dies nicht notwendig wäre, sinkt der Kesselnutzungsgrad um weitere 2,1 Prozentpunkte. Auch diese Fälle findet man leider in der Praxis wieder.

Beim Bestandsgebäude wurde der Jahreskesselnutzungsgrad beim Volumenstrom der Kesselpumpe von 3000 l/h (dies ist die gleiche Einstellung wie beim System mit Kesselpuffer) um 4,4 Prozentpunkte reduziert, was zu einem zusätzlichen Brennstoffverbrauch von 5% führt.

Mit hydraulischer Weiche	Wärmebedarf	Volumenstrom Kesselpumpe	Kollektorfläche	Jahres-Kesselnutzungsgrad
Nein	NEH		0	90,5%
Ja	NEH	1000 l/h	0	87,5%
Ja	NEH	2000 l/h	0	85,4%
Nein	NEH		64m ²	90,3%
Ja	NEH	1000 l/h	64m ²	88,6%
Nein	Bestand		0	92,5%
Ja	Bestand	3000 l/h	0	88,1%
Nein	Bestand		64m ²	92,5%
Ja	Bestand	3000 l/h	64m ²	88,6%

Tabelle 25: Auswirkung einer hydraulischen Weiche auf den Jahreskesselnutzungsgrad

Bei beiden Wärmebedarfsprofilen führt die Solaranlage zu einer leichten Abschwächung des negativen Effekts der hydraulischen Weiche. In den Anlagen mit hydraulischer Weiche steigt der Kesselnutzungsgrad beim Betrieb der Solaranlage um 1,1 Prozentpunkte (NEH) bzw. 0,5 Prozentpunkte an.

Variante mit fehlerbehaftetem Heizungsbetrieb

Die folgenden Simulationen sollen die Auswirkung von typischen Fehlern bei der Einstellung und dem Betrieb von Heizungsanlagen auf den Kesselnutzungsgrad darstellen. In der folgenden Tabelle sind die Fehler aufgelistet:

Trinkwarmwassertemperatur höher	verstellter Regler	62°C statt 60°C
Spreizung Zirkulation kleiner	zu große Pumpenleistung	2 K statt 5 K (Volumenstrom: 730 l/h statt 270 l/h)
Maximalwertverschiebung der Heizkurve	verstellter Regler	10 K mehr bei -14°C
Fußpunktverschiebung der Heizkurve	verstellter Regler	15 K mehr statt 5 K bei +20°C
Heizgrenze auf Werkseinstellung	verstellter Regler	20°C
Heizkörpernormleistung kleiner	teilweise abgestellte Heizkörper	20% der Heizflächen sind abgestellt, die anderen heizen auf höherem Temperaturniveau
Überströmen von Vorlaufwasser in Rücklauf	hydraulische Weiche oder andere Kurzschlüsse	es fließt immer mindestens 50% des Auslegungsvolumenstroms

Tabelle 26: Änderungen gegenüber einer optimalen Heizungsregelung

Durch den fehlerbehafteten Heizungsbetrieb wird der Wärmebedarf beim Niedrigenergiehaus-Profil in Summe um 4,2% gesteigert (beim Bestandsgebäude um 4,6%). Darüber hinausführen die Fehler zu einer Veränderung von Volumenströmen und Vor- und Rücklauf-temperaturen am Heizgerät mit negativen Auswirkungen auf den Kesselnutzungsgrad und damit zusätzlich zum erhöhten Wärmebedarf des Gebäudes zu entsprechend höherem Endenergieeinsatz.

Um den Einfluss auf den Kesselnutzungsgrad zu bestimmen, wurden einige, in folgender Tabelle 27 aufgeführte Simulationen durchgeführt.

Wärmebedarf	Variante (alle ohne Solaranlage)	Jahres-Kesselnutzungsgrad	
		ohne Fehler	mit Fehlern
NEH	Stahlkessel, WWS	90,5%	89,5%
Bestand	Stahlkessel, WWS	92,3%	91,4%
NEH	Therme, WWS	91,8%	90,6%
NEH	Stahlkessel, FriWa	90,7%	87,9%
NEH	Therme, FriWa	90,5%	87,9%
Bestand	Therme, FriWa	92,5%	91,0%

Tabelle 27: Auswirkung eines fehlerbehafteten Heizanlagenbetriebs

Die vergleichende Simulation erfolgte innerhalb einer Variante jeweils mit und ohne "eingebaute" Fehler.

Im Ergebnis führen die Fehler zu einer Abnahme des Kesselnutzungsgrades von ca. 1% bei Systemen mit Warmwasserspeicher. Bei Systemen mit Frischwasserstation ist der negative Einfluss wesentlich deutlicher. Die Kesselnutzungsgrade sind in den simulierten Beispielen beim Niedrigenergiehaus-Profil um bis zu 2,8 Prozentpunkte niedriger. Der hohe Volumenstrom der Trinkwarmwasserzirkulation (730 l/h statt 270 l/h) führt bei der Frischwasserstation zu stark angehobenen Kesselrücklauf-temperaturen. Beim Bestandsgebäude fällt dieser Effekt wegen des größeren Raumheizungsanteils im Wärmebedarf weniger ins Gewicht.

Für die Variante NEH, Stahlkessel, FriWa errechnet sich durch die Kumulation von gesteigertem Wärmebedarf und schlechterem Kesselnutzungsgrad ein um 7,5% erhöhter Endenergieeinsatz.

Variantenvergleich - optimale / häufig realisierte Hydraulik

Eine wichtige Regel zur hydraulischen Verschaltung von solarunterstützten Heizungsanlagen ist die Vermeidung der Verschleppung konventionell erzeugter Wärme in die Solaranlage. Dazu muss die Rückkopplung des konventionellen Wärmeerzeugers auf die Solaranlage über die Lastkreise möglichst gering gehalten werden.

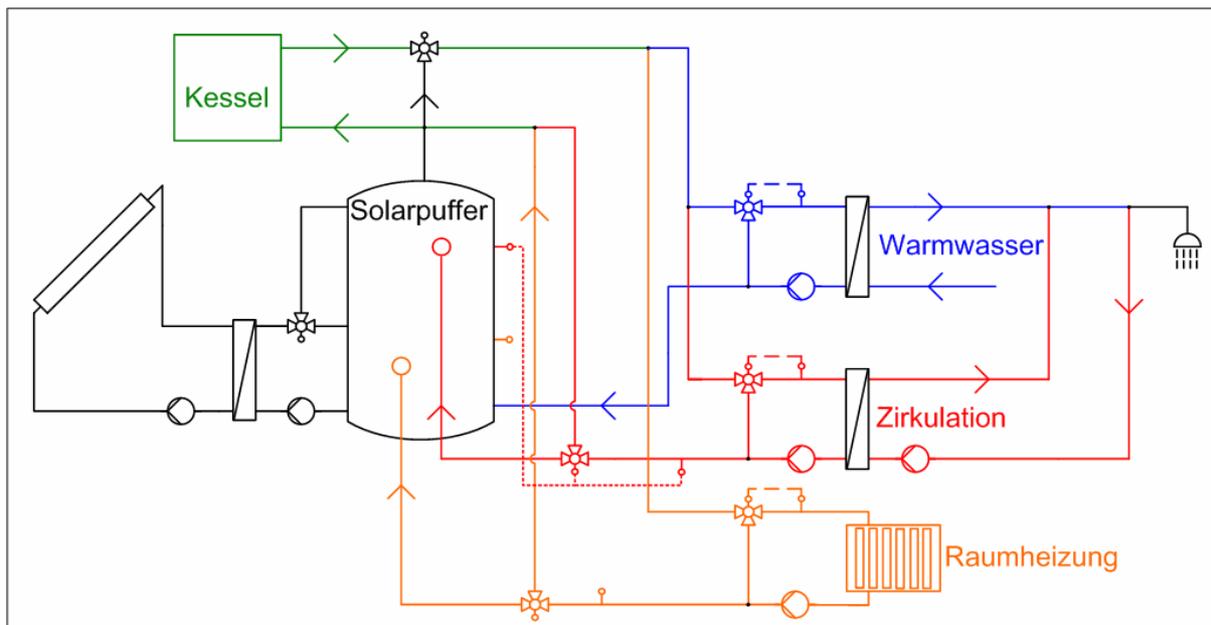


Abbildung 29: Solaranlage zur Trinkwarmwasservorwärmung und Heizungsunterstützung mit häufig realisierter Hydraulik

Abbildung 29 zeigt eine häufig realisierte Hydraulik von Solaranlagen zur Trinkwarmwasservorwärmung und Heizungsunterstützung. Im Vergleich zur Schaltung in Abbildung 20 mit optimaler Entkopplung von Kessel und Solaranlage bei der Warmwasserbereitung entstehen hier negative Rückkopplungen des Kessels auf die Solaranlage. Eine fehlerhafte Auslegung oder Regelung der Warmwasserbereitung können diese Rückkopplungen auf die Solaranlage sogar noch verstärken. Die Rückkopplung führt zu höheren Temperaturen im Solarpuffer mit der Folge einer schlechteren Effizienz der Solaranlage und höherer Kesseleintrittstemperatur bzw. der Verminderung des Kesselnutzungsgrads.

Beim Niedrigenergiehaus-Profil wird mit der Hydraulik aus Abbildung 29 ein um etwa 1 Prozentpunkt höherer Endenergieeinsatz gegenüber der "optimalen" Schaltung erforderlich. Als Beispiel für den Einbau eines kleinen Planungs- oder Regelfehlers wird der reguläre Volumenstrom der Pumpe für die Trinkwassererwärmung (in der Abbildung blau gezeichnet) verdoppelt. Im Ergebnis führt dies zu einem um etwa 2,5 Prozentpunkte höherem Endenergieeinsatz gegenüber der "optimalen" Schaltung.

Aus den obigen Ergebnissen lässt sich folgern, dass auch bei Ersetzung der Frischwasserstation durch ein Speicherladesystem (s. Abbildung 30) die Qualität der Regelung und der Speicherschichtung des Trinkwarmwasserspeichers einen wesentlichen negativen Einfluss auf die Effizienz der Solaranlage und den Kesselnutzungsgrad besitzt.

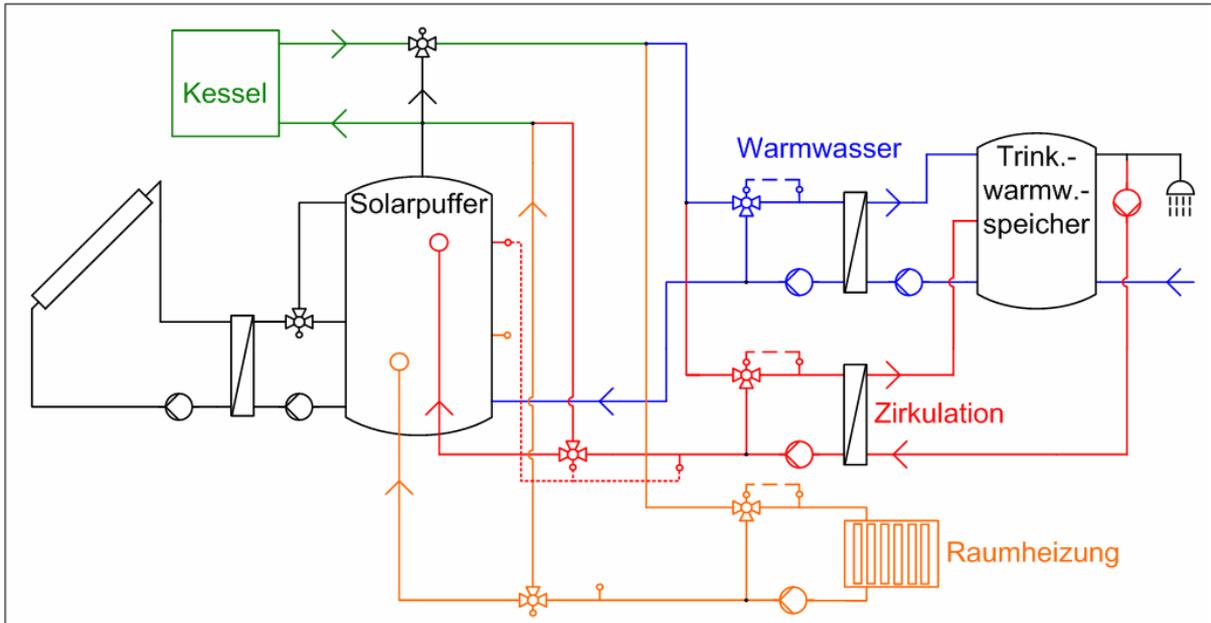


Abbildung 30: Solaranlage zur Trinkwarmwasservorwärmung und Heizungsunterstützung mit häufig realisierter Hydraulik mit Trinkwarmwasserspeicher

8 Schlussdiskussion

Grundfrage des Antrags war und ist, wie Kessel und große Solarthermieanlagen optimal in die Versorgung des Gebäudes eingebunden werden und welchen Einfluss die Solarthermie auf den Kessel hat. Diese Fragen sind unmittelbar mit der erreichbaren Endenergieeinsparung verbunden. Es muss jedoch – in Reflektion der Messergebnisse der Feldanlagen – der Einfluss der Peripherie auf den Endenergieverbrauch mehr in den Mittelpunkt der Untersuchungen gerückt werden.

Es gibt hierbei zwei Aspekte:

- a) Die Praxisanlagen weisen Planungs-, Umsetzungs- und Betriebsmängel auf, die teilweise gravierend sind, jedoch häufig nicht direkt mit der Solarthermie in Verbindung stehen. Fehler bei der hydraulischen und regelungstechnischen Einbindung des Kessels in die Gesamtanlage – hier vor allem mit Speichern – sind so endenergie relevant, dass sie den Einfluss der Solarthermie auf den Kessel nebensächlich erscheinen lassen. Bevor in der Praxis, d.h. bei Planung und Errichtung von Anlagen, diese Mängel nicht behoben sind, ist der im Projektantrag gewählte Untersuchungsschwerpunkt eher ein "kleineres Detail". Das Projekt wurde in Hinblick auf diesen Aspekt genutzt, um – in Erweiterung des Antrags – die erkannten Probleme offen anzusprechen und deren Einflüsse auf die Endenergieeinsparung soweit wie möglich sichtbar zu machen. Es werden dazu Messergebnisse und Simulationen herangezogen.
- b) Die Praxisanlagen weisen darüber hinaus konzeptionelle Randdaten auf, die – was den Endenergieverbrauch betrifft – ein Vielfaches maßgeblicher sind als das Zusammenspiel von Kessel und Solarthermie, welches eigentlich im Mittelpunkt stehen sollte. Dies sind Zirkulationsverluste bei Trinkwarmwasserleitungen, Nahwärmenetzverluste und Speicherverluste. Allesamt sind diese Verluste in ihrem absoluten Einfluss auf die Endenergie relevanter als das optimierte Zusammenspiel von Solarthermie und Kessel. Das Projekt wird – ebenfalls in Erweiterung des Antrags – auch genutzt, um hier die Notwendigkeit weiterer Untersuchungen und erste Ansätze für allgemeine Planungshinweise abzuleiten.

8.1 Erkenntnisse und Meinungsbilder

8.1.1 Konsequenz von Planungsmängeln

Die hydraulische Verschaltung innerhalb der Wärmezentrale und die Anbindung von Verbrauchersträngen haben einen erheblichen Einfluss auf die Effizienz einzelner Komponenten und damit des gesamten Systems. Schlecht ausgelegte oder mit Fehlern behaftete hydraulische Schaltungen führen zwangsläufig zu einem (vermeidbaren) höheren Endenergiebedarf.

Die Auswertung der Praxisanlagen offenbarte, dass die genannten Mängel bei der hydraulischen Verschaltung und Regelung sowie bei der Wahl des grundsätzlichen Konzeptes vorhanden sind. Vielfach sind Mehrverbräuche durch Leitungen und Speicher festzustellen, die bei einem optimalen Aufbau der Solaranlage und optimaler Anbindung an den Kessel (oder in Anlagen ohne Solarthermie) nicht oder nur in sehr verringertem Maße vorhanden gewesen wären.

Darüber hinaus sind Regelschemen sehr spärlich dokumentiert, so dass das reale Verhalten mit dem Sollverhalten kaum beurteilt werden kann – es ist kein Abgleich von Theorie und Praxis möglich, weil manche Planungszintention schlicht nicht (mehr) erkennbar ist. Hier besteht Dokumentations- und Aufklärungsbedarf über eine optimale Planung und Ausführung.

Offenbar sind die Randdaten, in denen das System "Solarthermie + Kessel" in der Praxis arbeiten muss, sehr viel schlechter als gemeinhin angenommen. Insbesondere unterscheidet sich die Realanlage von einer Optimalanlage in der Simulation.

Durch diese Randumstände der Praxis begründet, im Gegensatz zur theoretischen Simulation, ergeben sich zwei Sichtweisen auf die Solarthermie und ihr Zusammenspiel mit der restlichen Anlage, z.B. dem Kessel, sowie der Endenergieeinsparung.

Sicht der Simulationsergebnisse: die Solarthermie beeinflusst – bei sachgerechter Systemkonfiguration – den Kesselnutzungsgrad kaum, vermindert aber das Kesseltakten, führt zu geringeren Betriebsbereitschaftszeiten des Erzeugers und kann deutlich positiv zu einer Endenergieeinsparung beitragen.

Sicht der Felduntersuchungen: Solarwärmenutzung liefert jedoch geringere Potenziale der Endenergieeinsparung als die Potenziale der durch niedrig investive Maßnahmen möglichen Verminderung von Zirkulations-, Erzeuger- und Zentralenverlusten. Hier liegt zukünftiger Handlungsbedarf.

Diese beiden Sichtweisen der Projektbearbeiter auf die Solarthermie trafen über den gesamten Zeitraum permanent aufeinander und ließen sich letztlich nicht ausräumen.

Letztlich verdichtet heißt die Erkenntnis: das Potential von Solarthermieanlagen ist grundsätzlich gegeben, jedoch nicht in dem Umfeld, welches heute der Praxis entspricht. Für beide Sichtweisen kann man schlussfolgern: optimale Solarthermie setzt ein gut geplantes und gut ausgeführtes Konzept für die Integration innerhalb der Wärmezentrale (optimales Umfeld) voraus. Unter wirtschaftlichen Prämissen, muss aber zunächst das Geld in die Hand genommen werden, um eine optimale Peripherie zu schaffen!

8.1.2 Kollektorkreisertrag und Endenergieersparnis

Der Solarkollektorertrag in den Feldmessungen liegt mit ca. **323 kWh/(m²_{Koll.-Fl.} a)** in der gleichen Größenordnung wie Auswertungen von 360 installierten und geförderten Anlagen in der Region Hannover: **310 kWh/(m²_{Koll.-Fl.} a)**. Die Simulationsberechnungen ergeben Werte von **440 ... 540 kWh/(m²_{Koll.-Fl.} a)** für ein Niedrigenergie-Mehrfamilienhaus, je nach Dimensionierung der Solaranlagen.

Aus den Messwerten der Feldanlagen sowie aus der Simulation lassen sich Rückschlüsse ziehen, wie hoch die Endenergieeinsparung der Solaranlagen gegenüber Referenzanlagen ohne Solarnutzung ist. Zusammengefasste Ergebnisse:

Es wird in den untersuchten Feldanlagen nur **etwa die Hälfte der möglichen Effizienzen**, v. a. für die Endenergieeinsparung gegenüber den Simulationsergebnissen erreicht. Im Mittel aller **gebäudeintegrierten Anlagen** beträgt die sich aus Messwerten ergebende Endenergieeinsparung **6 ... 8 kWh/(m²a)**. Erwartungswerte liegen bei **15 ... 27 kWh/(m²a)** aus den Simulationsberechnungen.

Die praktischen und theoretischen Werte unterscheiden sich aufgrund der Betriebsranddaten: real bzw. ideal (abweichende Wärmeverteilungsverluste, Speicherverluste, suboptimale hydraulische Verschaltungen und Regelungen in der Praxis usw.).

In den Feldanlagen liegt der Kollektorkreisertrag geringfügig über den von der Ostfalia abgeschätzten Werten für die Endenergieeinsparung, in den Simulationen der FH Düsseldorf ist die errechnete Endenergieeinsparung leicht höher als der Solarertrag.

Der in der Praxis erzielte oder der in ausführlicher Simulation errechnete – **nicht ein überschlägig geschätzter** – Solarertrag kann in erster Näherung der Endenergieeinsparung gleich gesetzt werden.

8.1.3 Rückwirkung der Solarthermie auf den Kessel

Der durchschnittliche Jahresnutzungsgrad aller im Feld untersuchten Kessel liegt bei 87 % (H_s) mit einer Spannweite zwischen 77 (Holzkessel) bis 94 % (bester Gas-Brennwertkessel). Dies entspricht Kesselverlusten von 4 ... 34 kWh/(m² a) in den untersuchten Anlagen.

Augrund der geringen Anzahl von Feldanlagen einerseits und der vielfachen Einflussmöglichkeiten auf den Nutzungsgrad andererseits, ist es **anhand der Feldanlagen nicht möglich** eine Rückwirkung der Solarthermie auf den Kesselnutzungsgrad festzustellen.

Mit Hilfe der **Simulationen** lassen sich Effekte herausarbeiten. Solaranlagen wirken jahreszeitabhängig sowohl positiv wie auch negativ auf den Jahresnutzungsgrad des Kessels. Bei den untersuchten Systemen heben sich beide Einflüsse in etwa auf, so dass der Jahresnutzungsgrad nur gering beeinflusst wird.

- Rückwirkung der Solaranlage auf Kessel-Nutzungsgrad: leicht negativ bis neutral
 - von - 0,5 %-Punkte bei NEH / ohne Kesselpuffer / Therme
 - bis + 0,1 %-Punkte bei NEH / mit Kesselpuffer / Therme
- Gegenseitige Kompensation negativer und positiver Effekte
 - negativ: Anhebung der Kessel-Rücklaufemperatur durch Solarthermie, anteilig höherer Teillastbetrieb für modulierende Brennersysteme
 - positiv: Wegfall energetisch ungünstigen Sommerbetriebs, insbesondere bei Kesselabschaltung, Reduzierung der Kesseltaktrate

8.1.4 Pro und Contra Netzanlagen

Die Messungen der Feldanlagen zeigen: bei zwei der vier untersuchten solaren Anlagen mit Nahwärmenetzen übertreffen die zusätzlichen Speicher- und vor allem die Netzverluste den Solarertrag.

Die Konsequenzen, die sich daraus ableiten lassen, sind bei den Projektarbeitern nicht identisch. Zudem werden unterschiedliche Fazits für Neu- und Bestandsanlagen gezogen. Einig sind sich alle Beteiligten, dass – unabhängig von der Solarthermie – hohe Wärmeverluste von Netzen vermieden werden müssen. Die Sinnhaftigkeit des Netzes ist zu prüfen.

Sicht contra Netz (Ostfalia): von solarer Nah- und Fernwärme als Neukonzept mit Errichtung von Netztrassen wird abgeraten. Solarthermie kann energetisch und wirtschaftlich sinnvoller gebäudeweise eingesetzt werden; dies ist zu prüfen. Bestehende Netze sind hinsichtlich ihres Weiterbetriebes ebenfalls zu überprüfen und ggf. rückzubauen. Falls ein Netzerhalt anvisiert wird, dann nur zur Verteilung von Abwärme aus der Stromerzeugung (BHKW) oder anderweitiger ohnehin verfügbarer Energiemengen. In jedem Fall sollte die Förderung von Wärmenetzen, die der Verteilung von Solarwärme dienen, eingestellt werden. Kurz: erst die Netze optimieren und ggf. rückbauen, dann Solarthermiejinsatz prüfen.

Sicht pro Netz: solare Nahwärme als Neukonzept wird befürwortet, solange sich ein ökologischer Vorteil gegenüber Alternativlösungen ergibt. Für bestehende Netze, die bereits vorhanden sind – und deren Verluste in der Regel mit einem fossilen Energieträger gedeckt werden müssen – ist der Einsatz von Solarthermie eine sinnvolle Option. Kurz: Solarthermie auch in suboptimalen Netzlösungen, sofern sie das Gesamtsystem verbessert und zu einer Endenergieeinsparung führt.

8.1.5 Art der Warmwasserbereitung

Im Projekt wurden nur Systeme mit zentraler Warmwasserbereitung untersucht, welche konventionell mit Zirkulation ausgestattet waren (zusammen mit der Heizung: Vierleiternetze). Der durchschnittlich gemessene Zirkulationsverlust aller Feldanlagen liegt bei 19 kWh/(m²a) gegenüber einem Nutzen von gerundet 15 kWh/(m²a). Das entspricht einem Verteilungsnutzungsgrad von 44 %.

Die Auswertung zeigt aber in drei Fällen, dass der Zirkulationsverlust den Nutzen so stark überwiegt, dass sich nicht einmal 40 % Verteilungsnutzungsgrad ergeben. Dies liegt zum einen an ungünstigen Netzformen (lang gestreckte, flache Gebäude, Zusammenschluss mehrerer Gebäude) und geringen Nutzwärmeabnahmen (geringe Belegungsdichte, geringer personenbezogener Verbrauch).

Die Konsequenzen für den Umgang mit diesen Netzen sind vergleichbar mit denen der Nahwärme. Die Meinungen hierüber gehen auseinander. Das Netz lässt sich auf zwei Arten verbessern: durch ökologischere Erzeugung der Endenergie oder durch Vermeidung von Verlusten.

pro Solar und Netz: die Verluste des Netzes werden als gegeben hingenommen, wenn möglich optimiert (bei neuen Netzen unbedingt!). Sie müssten alternativ fossil gedeckt werden - der Einsatz der Solarthermie verbessert das System daher ökologisch deutlich. Eine Wirtschaftlichkeit wäre zu prüfen.

contra Netz und Solar: es wird eine konsequente Empfehlung zum Rückbau des Netzes ausgesprochen. Damit kann zwangsläufig konventionell keine Solarenergie genutzt werden, sondern i. d. R. nur elektrische Durchlaufwassererwärmung. Das entstehende System ist ggf. ökologisch gleichwertig oder marginal schlechter – bei heutiger Primärenergie- und CO₂-Bewertung.

Die Option zur Verwendung von alternativen Zweileiternetzen mit wohnungsweiser Aufbereitung von Trinkwarmwasser oder Vierleiternetzen mit dezentraler elektrischer Nachheizung konnte im Rahmen des Projektes nicht untersucht werden; siehe "Forschungsbedarf" in Kapitel 8.2.

8.1.6 Kesselpuffer und hydraulische Weichen

Die Sichtweise auf den Einsatz von Kesselpuffern und hydraulischen Weichen ist bei allen Projektpartnern grundsätzlich ähnlich kritisch.

Es gibt positive und negative Effekte, die sich nur teilweise aufheben. Der Einfluss der Temperaturdurchmischung im Puffer oder in der Weiche ist als negativ bzgl. einer angestrebten Brennwertnutzung einzustufen. Zudem ergeben sich mit Weichen und stärker noch mit Pufferspeichern zusätzliche Wärmeverluste und Hilfsstromaufwendungen. Allerdings wird – zumindest durch Kesselpuffer – das Takten eines Kessels und damit die Schadstoffemission vermindert. In der Zusammenschau überwiegen in der Regel die Negativeigenschaften dieser Lösung.

Empfehlung: Verzicht auf Kesselpuffer und hydraulische Weichen, mit wenigen Ausnahmen wie z.B. bei großem Nutzen der Taktzahlreduzierung durch einen Kesselpuffer wie z.B. bei einem Holzkessel mit hohen Startemissionen (dann aber ein Kesselpuffer mit intelligenteren Regelstrategien als heute, knapp dimensioniert und gut gedämmt).

Gleichfalls möglichst keine kessel- wie anlagenseitigen Überströmeinrichtungen. Auswahl von Gas- und Ölkesseln, die keine sicherheitstechnische Anforderung an eine Überströmeinrichtung (Weiche, Puffer, Überströmventil) aufweisen, weil sie genügend internes Kesselwasservolumen besitzen.

8.1.7 Regenerative und fossile Speicherbeheizung

Die Auswertung der Feldanlagen zeigt Wärmeverluste von Heizzentralen (Speicher, Verrohrung) von im Mittel $4 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$ mit einer Spannbreite zwischen 1 und $9 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$. Der Wert ist im Einzelfall nur mit größerer Unsicherheit anzugeben, da er sich aus der Differenzbildung von zwei Zählern (vor und hinter Zentrale) ergibt. Im Überblick vieler untersuchter Anlagen, dürfte die Größenordnung jedoch stimmen. Eine theoretische Betrachtung der Komponenten bestätigt dieses Bild.

Während der Projektbearbeitung ist mehrfach die Frage diskutiert worden, wem die Speicherverluste zugeschlagen werden, wenn Kessel und die Solaranlage auf einen Speicher heizen. Eine Antwort auf diese Frage kann aus der Projektgruppe heraus nicht gegeben werden.

Letztlich ergibt sich aus der gesamten Projektgruppe die Empfehlung, kombinierte Systeme so aufzubauen, dass kein Eintrag fossiler Energie in Speicher erfolgt, die für die regenerativen Energien vorgesehen sind.

Bei der Simulation ist dieses System als optimales Referenzsystem erkannt worden. Berechnete Einsparungen der Solarthermie sind hierauf bezogen. In der Praxis war jedoch keine der untersuchten 14 Anlagen so aufgebaut. In allen Fällen gab es – mehr oder weniger ausgeprägt – eine kombinierte regenerative und fossile Speicherbeheizung.

Es liegt hier künftiger Entwicklungsbedarf der Hersteller (Marktsegment: Komplettsysteme bei Kleinanlagen) und Planungsbedarf von Ingenieurbüros (Marktsegment: Großanlagen).

8.1.8 Pro und Contra Heizungsunterstützung

Der größte Diskussionspunkt zwischen den Beteiligten, bei dem bis Projektende kein einheitliches Meinungsbild erzielt werden konnte, ist die Sinnhaftigkeit der solaren Heizungsunterstützung. Grund der konträren Meinungen innerhalb der Projektgruppe dürften wiederum die deutlich abweichenden Rahmenbedingungen für Solarthermie in der Praxis und der Theorie sein.

Vorab einige Fakten zu den Gebäudeanlagen. Nur für diese lassen sich Simulation und Messwerte vergleichen, weil Netzanlagen nicht simuliert wurden.

In der Simulation wurde die Kollektorfläche in einer Bandbreite von $0,25 \dots 2 \text{ m}^2/\text{Person}$ bzw. $0,007 \dots 0,053 \text{ m}^2/\text{m}^2$ variiert.

In den meisten Feldanlagen ist die auf die Wohnfläche bzw. auf die Bewohnerzahl bezogene Kollektorfläche kleiner ausgelegt. Im Mittel sind nur $0,02 \text{ m}^2$ Kollektorfläche je m^2 Wohnfläche bzw. $0,8 \text{ m}^2$ Kollektorfläche je Bewohner installiert. Die Werte schwanken zwischen $0,5$ und $1,5 \text{ m}^2/\text{Person}$ bzw. $0,01 \dots 0,035 \text{ m}^2/\text{m}^2$.

Die Simulationsberechnungen ergeben für ein Niedrigenergie-Mehrfamilienhaus Kollektorkreislerträge von **$440 \dots 540 \text{ kWh}/(\text{m}^2_{\text{Koll.-Fl.}} \text{ a})$** , je nach Dimensionierung der Solaranlage. Umgerechnet auf die Wohnfläche liegt der Ertrag mit den Kollektorflächen von $1 \text{ m}^2/\text{Person}$ und $2 \text{ m}^2/\text{Person}$ bei 14 bis $23 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$.

Die im Feld gemessenen Kollektorkreislerträge liegen bei ca. **$323 \text{ kWh}/(\text{m}^2_{\text{Koll.-Fl.}} \text{ a})$** mit einer Bandbreite von $240 \dots 500 \text{ kWh}/(\text{m}^2_{\text{Koll.-Fl.}} \text{ a})$. Umgerechnet auf die Wohnfläche liegt der Ertrag bei $6 \dots 8 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$.

Sicht der Theorie / Erkenntnisse aus der Simulation

In den Übergangsmontaten sind rechnerisch Beiträge der Solarthermie zur Heizungsunterstützung vorhanden, auch wenn die Jahresenergiebilanz zeigt, dass summiert der Kollektorkreisenertrag nicht für die Deckung des Aufwandes für die Trinkwarmwasserbereitung ausreicht.

Unter den simulierten Randdaten bei optimaler Systemkonfiguration werden zwischen 36% (Niedrigenergiehaus mit Kollektorfläche von 1 m²/Person) und 61% (Bestandsgebäude mit Kollektorfläche von 2 m²/Person) zur Heizungsunterstützung verwendet – das sind **ca. 5 ... 16 kWh/(m²a)** bezogen auf die Wohnfläche.

Aus Sicht der Simulationsberechnungen bei optimaler Systemkonfiguration ist der **Mehraufwand** für die Regelung, Hydraulik, Speicherbemessung und Kosten **zur Heizungsunterstützung gerechtfertigt**. In der Übergangszeit – wenn das Heiznetz niedrigere Temperaturen als das Trinkwarmwassersystem aufweist – lassen sich so solare Überschüsse nutzen.

Sicht der Praxis / Erkenntnisse aus Feldanlagen

Der Kollektorkreisenertrag ist im Vergleich zum Verbrauch der Abnehmerkreise (Trinkwarmwasser, Zirkulation, Heizung) sehr gering. Selbst bei den Anlagen mit monatlicher oder feinerer Auflösung der Messdaten lässt sich nur in Ausnahmefällen erkennen, dass in Übergangsmontaten die solaren Erträge überproportional hoch sind – was auf eine Heizungsunterstützung zurückgeführt werden könnte.

Der Beitrag der solaren Heizungsunterstützung kann nur vermutet werden – er dürfte angesichts der ohnehin geringen solaren Erträge bei im Mittel **unter 1 kWh/(m²a)** bezogen auf die Wohnfläche liegen.

Aus Sicht der Feldanlagenuntersuchung unter realen Randdaten ist der **Mehraufwand** für die Regelung, Hydraulik, Speicherbemessung und Kosten **zur Heizungsunterstützung nicht gerechtfertigt**. Von heizungsunterstützenden Anlagen nach Art der hier in der Praxis untersuchten Anlagenkonzepte (Vierleiternetz, Pufferspeicher mit Kesselbeladung, heutige Art der Konzeption von Hydraulik und Regelung) wird abgeraten. Anlagen mit reiner Trinkwarmwassererwärmung sind in diesem Vergleich empfehlenswerter.

8.1.9 Wirtschaftlichkeit

Überlegungen zur Wirtschaftlichkeit erlauben Aussagen, bis zu welchen Investitionen bzw. Zusatzinvestitionen für eine Solaranlage Wirtschaftlichkeit gegeben ist. Empfehlungen der Projektpartner hängen unmittelbar von der – jeweils unterschiedlich eingeschätzten - Endenergieeinsparung der Solarthermie ab.

Die hier getroffenen Annahmen zu den Wirtschaftlichkeitsrechnungen sind einheitlich:

- Annuität: 0,074 1/a (Kalkulatorischer Zins: 4%/a - Betrachtungszeitraum: 20a)
- Mittlerer Energiepreis Erdgas im Mittel der nächsten 20 a: 0,14 €/kWh(H_s), das entspricht einer nominalen Preissteigerung von 6,6 %/a – inflationsbereinigt ca. 4,6 %/a.

Solarthermie generell

Für das in den Simulationen der FH Düsseldorf gerechnete Beispiel eines Niedrigenergie-MFH mit 1200 m² Wohnfläche liegt die Endenergieeinsparung durch die Solaranlage bei:

- 18,2 MWh/a für 32 m² Kollektorfläche, Ertrag: 570 kWh/(a m²_{Kf})

Die maximalen Investitionen für die Solartechnik müssen nach den Simulationsergebnissen der FH Düsseldorf unter folgenden Beträgen liegen:

- Gesamtinvestition: unter 34.400 €

Eine Anlage mit 32 m² Kollektorfläche sollte in der Realität zu diesem Preis zu erwerben sein. Demzufolge ergibt sich unter den Simulationsranddaten sowohl unter ökologischen als auch wirtschaftlichen Gründen eine Empfehlung zur Investition.

Die Praxisergebnisse für ein Gebäude dieser Größe lassen sich ebenso abschätzen. Eine Anlage, die obigen Randdaten etwa entspricht, ist in den Feldanlagen 4, 5, 6 und 10 gegeben. Die installierte Kollektorfläche liegt bei 35 m² bei einer beheizten Fläche von 1750 m². Die Endenergieeinsparung liegt bei:

- 10,7 MWh/a für 35 m² Kollektorfläche, Ertrag: 306 kWh/(a m²_{Kf})

Die maximalen Investitionen für die Solartechnik müssen nach den Ergebnissen der Feldmessungen der Ostfalia unter folgenden Beträgen liegen:

- Gesamtinvestition: unter 20.300 €

Eine Anlage mit 35 m² Kollektorfläche kann in der Realität zu diesem Preis nicht erworben werden. Die Empfehlung kann unter diesen Randdaten rein wirtschaftlich betrachtet nur gegen die Solarthermie ausfallen.

Mehrinvestitionen Heizungsunterstützung

Ein ähnliches Bild ergibt sich, wenn nur die Mehrinvestitionen für Heizungsunterstützung – d.h. in Hydraulik, Pumpen, Regelung, Verrohrung – betrachtet werden. Das obige Gebäude wird zugrunde gelegt.

In der Simulationen liegt der Beitrag der Solaranlage zur Heizungsunterstützung bei:

- über 1/3 des Ertrages, d.h. mindestens 6 MWh/a werden der Raumheizung zugute geschrieben

Die maximalen Zusatzinvestitionen für die Heizungsunterstützung müssen nach den Simulationsergebnissen unter folgenden Beträgen liegen:

- anteilig für Raumheizungsunterstützung: 11.500 €

Zu diesen Mehrkosten ist die Heizungsunterstützung umsetzbar. Demzufolge ergibt sich unter den Simulationsranddaten eine Empfehlung zur Investition.

Die Praxisergebnisse sehen entsprechend weniger positiv aus. Eine nennenswerte Heizungsunterstützung konnte nicht festgestellt werden. Im Mittel der Projekte sind 1 kWh/(m²a) zu vermuten. Das ergibt bei obigen Gebäudeflächen:

- 1,75 MWh/a für die Raumheizung

Die maximalen Investitionen für die Heizungsunterstützung müssen nach den Ergebnissen der Feldmessungen der Ostfalia unter folgenden Beträgen liegen:

- anteilig für Raumheizungsunterstützung: 3.300 €

Die zusätzlichen Investitionen in die Heizungsunterstützung lassen sich zu diesem Preis voraussichtlich nicht oder nur in seltenen Fällen erwerben. Die Empfehlung kann unter diesen Randdaten nur gegen die solare Heizungsunterstützung ausfallen.

Zusammenfassend ist also festzustellen, dass auf Basis der Simulationsergebnisse zur Solarthermie im Allgemeinen und der Heizungsunterstützung im speziellen geraten werden kann und auch geraten wird.

Auf Basis der in der Praxis festgestellten Einsparungen an Endenergie und insbesondere der kleinen Anteile für Heizungsunterstützung ist dies nicht der Fall.

8.2 Ausblick auf zukünftige Fragestellungen

Die bis zur Berichterstellung erfolgte Projektbearbeitung zeigte, dass weiterer Forschungsbedarf vorhanden ist.

Zum einen könnte die Auswertung weiterer Feldanlagen zeigen, wie die reale Energieeinsparung bei reinen Trinkwarmwasseranlagen im Vergleich zu Kombianlagen (jeweils mit allen typischen Installationsmerkmalen und -fehlern) ist. Die These der Ostfalia Hochschule, dass vielfach der Verzicht auf Heizungsunterstützung zu einer geringeren Endenergie führte, könnte dabei be- oder widerlegt werden.

Im Rahmen eines möglichen Folgeprojektes könnten auch hochaufgelöste Messdaten weiterer Feldanlagen herangezogen werden, um ggf. vorhandene Schwachstellen an Kessel, Solaranlage und anderen Systemkomponenten erkennen und daraus gezielte Systemoptimierungen ableiten zu können.

Darüber hinaus sollte der Thematik der Netz- und Zentralenverluste weitere Aufmerksamkeit geschenkt werden. Messtechnische Systemvergleiche von Netzlösungen sowie gebäudeweiser Anlagen könnten zukünftig erfolgen.

Mit Hilfe des Simulationsprogramms lassen sich künftig neue, optimierte Systeme mit diversen hydraulischen Schaltungen untersuchen. Optimale Systeme im Sinne einer Hydraulikregel können identifiziert werden.

Das Fehlen jeglicher Betriebserfahrungen mit Solaranlagen, in denen die in der Simulation verwendeten Grundkonzepte auch in der Realität umgesetzt wurden, ist seitens der ZfS – GmbH in der Vergangenheit immer wieder kommuniziert worden. Zitat aus dem Abschlussbericht zum Projekt 032 9601 Q Teil 1: "Stand der Technik und Langzeitverhalten von Solaranlagen", März 2011: "Stattdessen bieten immer mehr Hersteller Systeme mit vorgefertigten Baugruppen an, deren Funktionsweise nicht oder nur wenig transparent dargestellt werden. Bezüglich der Funktionstauglichkeit solcher Anlagen besteht eine hohe Unsicherheit, sowohl für den Planer als auch den Betreiber."

Auch belastbare Regeln zur Auslegung von Solarthermie – vor allem für die Sanierung – könnten abgeleitet werden. In diesem Themenkreis sind auch Systeme mit dezentraler elektrischer Nachheizung von Trinkwarmwasser untersuchungswürdig. Zuletzt sei das Thema der Zweileiternetze im Zusammenhang mit der Solarthermienutzung genannt.

9 Anhang

9.1 Quellen

Die jeweils verwendeten Quellen sind den 4 Detailbereichten zu entnehmen.

9.2 Sitzung

Zeit	Ort	Teilnehmer	Gäste
25.06.2009	Wolfenbüttel	ISFH, Ostfalia, ZfS	
17.07.2009	Hannover	ISFH, Ostfalia	
09.09.2009	Hannover	ISFH, Ostfalia, ZfS	
30.09.2009	Hannover	ISFH, Ostfalia	
18.11.2009	Hannover	ISFH, Ostfalia, ZfS	
10.03.2010	Hannover	ISFH, Ostfalia, ZfS	
10.05.2010	Hannover	ISFH, Ostfalia, ZfS	
24.06.2010	Wolfenbüttel	Ostfalia	Solvis
12.07.2010	Hannover	ISFH, Ostfalia, ZfS	
20.07.2010	Hannover	ISFH, Ostfalia	
27.09.2010	Hannover	ISFH, Ostfalia, ZfS	Solvis, MSV
15.12.2010	Hannover	ISFH, Ostfalia, ZfS	
14.02.2011	Hannover	ISFH, Ostfalia, ZfS, FH Düsseldorf	
24.03.2011	Düsseldorf	Ostfalia, ZfS, FH Düsseldorf	
20.07.2011	Hannover	ISFH, Ostfalia	
23.09.2011	Hannover	ISFH, Ostfalia, FH Düsseldorf	
30.11.2011	Hannover	ISFH, Ostfalia, FH Düsseldorf	
01.02.2012	Hannover	ISFH, Ostfalia, FH Düsseldorf	
30.03.2012	Hannover	ISFH, Ostfalia, FH Düsseldorf	

Tabelle 28 Sitzungsorte und Termine