

Rücklauftemperatur der Heizung als Zustandsindikator solarer Gebäude -Systemoptimierung durch Rücklauftemperatur-Begrenzung-

Dipl.-Ing. Werner Hube, Dr.-Ing. C. Wittwer
Dipl. Ing. (FH) S. Buschmann

Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE
Heidenhofsstr. 2, 79110 Freiburg
Tel.: 0761/4588-5408, Fax.: 0761/4588-9000
Werner.Hube@ise.fhg.de, <http://www.ise.fhg.de>

Zusammenfassung

Moderne Wohngebäude versorgen sich zunehmend selbst mit Wärme. Hierbei spielen Entwicklungen im Bereich der Fassadenkonstruktionen eine zentrale Rolle. So werden bei geringen Transmissionsverlusten hohe solare Erträge realisiert. Zusätzlich zum erhöhten solaren Wärmeeintrag kommt die Eigenschaft der Wärmespeicherung und verzögerten Wärmeabgabe hinzu. Die Höhe und die zeitlich verzögerte Wirksamkeit dieser passive-solaren Gewinne definieren das thermische Gebäudeverhalten neu. Der aus Altbauten bekannte Zusammenhang zwischen Heizlast und Außentemperatur ist nicht mehr gegeben. Parallel zu den Entwicklungen im passiven Bereich werden Solaranlagen nicht mehr nur zur Trinkwassererwärmung eingesetzt, sondern auch zur solaren Heizungsunterstützung. Diese Tendenz findet ihren Ursprung in einer verbesserten und kostengünstigen Systemtechnik und in dem sinkenden Wärmebedarf moderner Gebäude. Mit dem Ziel, einen minimalen Restenergieverbrauch bei gleichzeitig hohem Komfort zu verwirklichen, werden Wärmeflusssteuerungen entwickelt, die aktive solarthermische Beheizung und passive Gewinne neuartiger Fassaden optimal aufeinander abstimmen. In diesem Beitrag wird die Beobachtung der Heizungsrücklauftemperatur als mögliche Analyse des Gebäudeverhaltens diskutiert. Nutzt man die Rücklauftemperatur als Stellgröße der Heizungsanlage, kann man von einer Rücklauftemperaturbegrenzung (RLB) im Heizkreis sprechen. Ihre Umsetzung lässt eine Systemoptimierung hinsichtlich der Hilfsenergie der Pumpen und dem Wirkungsgrad der Wärmeerzeuger erwarten.¹ Thermische Simulationen machen hierbei die dynamischen Zusammenhänge transparent und gestatten eine Bewertung der Regelungsverfahren. Um die Ergebnisse zu unterstreichen, wird ein „Cross-Validiertes“ Gebäudemodell entsprechend den Beschreibungen aus IEA-SHC TASK 26 (Solar Combi-systems) zur Untersuchung herangezogen.

Niedrigenergiehäuser zeichnen sich durch einen Raumwärmebedarf aus, der im Bereich von 60 $kWh/(m^2a)$ liegt. Diese niedrigen Verbrauchswerte werden durch moderne Materialien und Konzepte realisiert. In der Regel kommen hierbei hybride Systeme zum Einsatz. Der Gewinn der solaren Energie erfolgt durch passive und aktive Komponenten. Der solare Eintrag reicht jedoch nicht zur Deckung des gesamten Energiebedarfs aus. Moderne Niedertemperatur-Heizkessel, Brennwert-Heizkessel, oder der Anschluss an ein lokales Blockheizkraftwerk (Kraft-Wärme-Kopplung) erlauben die Deckung des Restwärmebedarfs durch fossile Brennstoffe mit einem optimierten Nutzungsgrad. Eine entscheidende Größe für den Nutzungsgrad moderner Kessel ist die Temperatur des Rücklaufs, der in einem Wärmeübertrager zuerst das Abgas kühlt. Nur wenn die Abgastemperatur unter den Taupunkt sinkt, kann der enthaltene Wasserdampf auskondensiert werden. Zusätzliche Energie wird nutzbar. Je niedriger die Temperatur des Rücklaufs ist, desto mehr Wasser kann kondensiert werden, der Brennwert steigt.

Solare Kombianlagen sollen die solare Deckung des Wärmebedarfs weiter steigern. Zum Einsatz kommen hierbei größere Solaranlagen und entsprechend größere Pufferspeicher. Auch hier steigert ein reduziertes Temperaturniveau im unteren Speicherbereich den Nutzungsgrad des Kollektors. Die Rücklauftemperatur des Heizkreises spielt hierbei eine entscheidende Rolle. Eine Änderung der Heizkreisregelung hinsichtlich der Reduzierung der Rücklauftemperatur (T_{RL}) kann die Effizienz des Systems steigern, ohne die Wärmeversorgung der Nutzer zu beeinträchtigen.

¹ Kollektorstufenwirkungsgrad und Wirkungsgrad von Brennwertkesseln steigen mit niedrigeren Zulufttemperaturen.

Heizkreisregelung nach T_{VL} versus T_{RL}

Niedrigenergiewohngebäude bedienen sich in der Regel der herkömmlichen Wärmeabgabe durch Heizkörper. Je nach Wärmeerzeuger² wird die Heizung als Niedertemperaturheizung ausgelegt. Die witterungsgeführte Vorlauftemperatur-Regelung bestimmt über die eingestellte Heizkennlinie die maximale Heizleistung an das Gebäude:

$$T_{VL} = f(T_{Umgebung})$$

Wird die Kesseltemperatur nicht ausreichend gesenkt, oder hat der Solarpufferspeicher eine zu hohe Temperatur, so wird durch das Verstellen des Mischers im Heizkreis die geforderte Vorlauftemperatur (T_{VL}) erreicht. Der Zusammenhang zwischen Aussen- und Vorlauftemperatur ist den Auslegungstemperaturen der Heizfläche anzupassen. Eine typische Auslegung ist z. B. derart, dass bei $-15^{\circ}C$ die Vorlauftemperatur $60^{\circ}C$ und bei $+15^{\circ}C$ mit einer Vorlauftemperatur von $30^{\circ}C$ die Heizleistung drastisch gesenkt ist. Da Transmissions- und Lüftungsverluste der Aussentemperatur proportional sind, ist bei der Vorlauftemperaturregelung über die gesamte Heizperiode ein gleichbleibend hoher Volumenstrom im Heizkreis zu erwarten. Altbauten erfüllen diese Erwartungen und so funktioniert dieses Regelprinzip in unzähligen Häusern im Bestand. Entgegen des Zusammenhanges

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p(T_{VL} - T_{RL})$$

führt eine Absenkung der Vorlauftemperatur bei konstantem Massenstrom \dot{m} nicht zu niedrigeren Rücklauftemperaturen. Die Heizleistung eines Heizkörpers ist abhängig von dem mittleren arithmetischen Temperaturunterschied

$$\Delta t = \frac{T_{VL} + T_{RL}}{2} - T_{Luft}$$

zwischen Heizmittel und Raumluft (siehe auch Abschnitt Heizkörpermodell). Aufgrund dieser Beziehung ist das Gegenteil ist Fall. So muss bei verringerter Vorlauftemperatur der Massenstrom im Heizkreis erhöht werden, damit die Heizleistung gleich bleibt. Die Rücklauftemperatur steigt und die Temperaturdifferenz zwischen T_{VL} und T_{RL} wird kleiner.

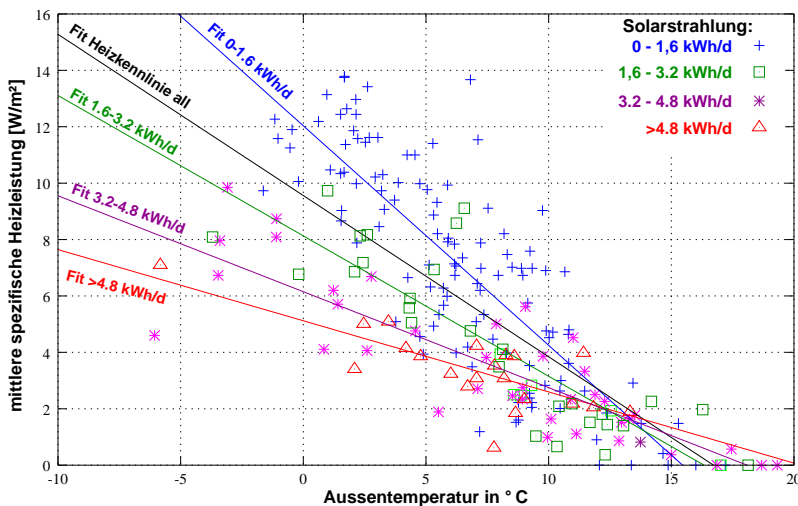


Abbildung 1: Mittlere Tagesheizleistung in Abhängigkeit der Außentemperatur und der Solarstrahlung.

Unberücksichtigt bleibt bei dieser konventionellen Regelung der Einfluss der passiven solaren Gewinne auf den Heizwärmebedarf. Wie Auswertungen [Hube01] an modernen Gebäuden mit hohen passiven solaren Gewinnen gezeigt haben, wirken sich die Baumaßnahmen an den typisch kalten und klaren Wintertagen am deutlichsten aus. Die Darstellung in Abb. 1 zeigt diesen Zusammenhang auf. Man erkennt, dass mit Zunahme der täglichen Strahlungsenergie die Heizenergie für diesen Tag sinkt.

Mit der Beobachtung der Heizkreisrücklauftemperatur (T_{RL}) erhält man eine Messgröße, die die

²Nahwärme, Niedertemperaturkessel, Brennwertkessel

Gebäudereaktion auf solare Gewinne widerspiegelt. Bei hohen solaren Gewinnen würde die Rücklauf­temperatur erwartungsgemäß höher sein als an einem entsprechenden Tag ohne solare Gewinne³. T_{RL} erfasst das Gebäudeverhalten bezüglich solarer Gewinne mit und eignet sich auch als Stellgröße zur Heizungsregelung. Der erweiterte Ansatz ist, entgegen der konventionellen Regelung, die witterungsgeführte Rücklauf­temperatur-Begrenzung (RLB). Zur Bestimmung der notwendigen Heizleistung kommt zusätzlich ein Modellansatz zum Tragen, der entsprechend des Gebäude­standards und der Gebäudereaktion auf solare Einstrahlung, Einfluss auf T_{RL} hat. Des weiteren wird immer die maximal zur Verfügung stehende Speichertemperatur dem Heizkreis zur Verfügung gestellt. Daraus folgt für T_{RL} :

$$T_{RL} = f(T_{Umgebung}, T_{VL}, Modell) \text{ mit } T_{VL} = T_{VLmax}$$

Hiermit ergeben sich Veränderungen im System. Zum einen kann auf den Mischerbetrieb verzichtet werden und zum anderen muss die Heizleistung durch die Begrenzung der Rücklauf­temperatur reduziert werden. Dies wird durch die variable Drehzahl der Heizkreis­pumpe erreicht. Die Folge ist eine maximierte Temperaturspreizung zwischen T_{VL} und T_{RL} . Die Rücklauf­temperatur kann somit deutlich unter jene im herkömmlichen Regelungsverhalten gesenkt werden. In den folgenden Diagrammen (Abb. 2) ist ein Vergleich dargestellt, der die zwei Konzepte mit ihrer Auswirkung auf T_{RL} und den Massenstrom zeigt. Diese Ergebnisse beruhen auf Simulationen.⁴

Diagramm **a**) zeigt, dass der Massenstrom im Heizkreis deutlich gesenkt wird. Des weiteren ist die Pumpelaufzeit bei RLB-Betrieb ca. 600 h geringer⁵. Bei Einsatz einer kleineren Pumpe lässt sich der elektrische Energieverbrauch der Heizungspumpe weiter senken. Wird durch eine angepasste Heizungspumpe die mittlere elektrische Leistungsaufnahme um beispielsweise 30 W auf 60 W gesenkt, so bedeutet dies eine mögliche elektrische Energieeinsparung von ca. 160 kWh/a (prim.-energ.: ca. 480 kWh/a).

Diagramm **b**) zeigt die Temperaturen im Heizkreis differenziert nach Vorlauf und Rücklauf als Jahresdauerlinie. T_{VL} fällt für den Fall der konventionellen Regelung entsprechend der Umgebungstemperatur ab. T_{VL} bleibt für den RLB-Betrieb zwischen 60°C und 65°C auf maximalem Niveau⁶. T_{RL} ist in beiden Fällen fast immer unter 40°C, wobei die Rücklauf­temperatur für den RLB-Betrieb zwischen 5 K und 8 K niedriger ist als im herkömmlichen Fall. Die Simulationsergebnisse zeigen die erwarteten Reaktionen auf die geänderte Heizkreisregelung.

Die Tabelle zeigt die kumulierten Jahresenergien im Vergleich. Ein Reduzieren der Rücklauf­temperatur beeinträchtigt die Wärmeversorgung des Gebäudes nicht. Die Versorgung ist sogar leicht besser. Sie folgt aus der höheren Heizleistung besonders im Teillastfall, aufgrund der höheren Vorlauf­temperaturen. Die Rohrleitungsverluste sind grösser. Geht man aber von einem guten Wärmedämmstandard aus, so verbleiben diese Verluste im Gebäude und tragen zum Behaglichkeitserhalt bei.

in kWh/a (140 m ²)	Heizwärme (brutto)	Heizwärme (netto)	Rohrleitungsverluste
herkömm­l. Heizkreisregelung	9054	8913	141
Heizkreisregelung mit RLB	9118	8943	175

³ gleiche Ventilstellung der Thermostate vorausgesetzt

⁴ Mit der Simulationsumgebung *ColSim* wurde nach TASK 26 das Gebäudemodell mit einem spezifischen Heizwärmebedarf von 60 kWh/(m²a) nachgebildet und ein Heizkreis mit Kessel angeschlossen. Die Ergebnisse der Jahressimulationen (Rechenschrittweite = 10 s) sind in Abb. 2 dargestellt. In einem der folgenden Abschnitten wird der simulationstechnische Hintergrund näher erläutert.

⁵ Dies beruht darauf, dass die Pumpe ausgeschaltet werden muss, damit die geforderte Heizleistung nicht überschritten wird. Betriebsstunden: 3525 h mit RLB; 4128 h herkömm­l. Regelung

⁶ 65°C ist die maximale Kesselaustrittstemperatur.

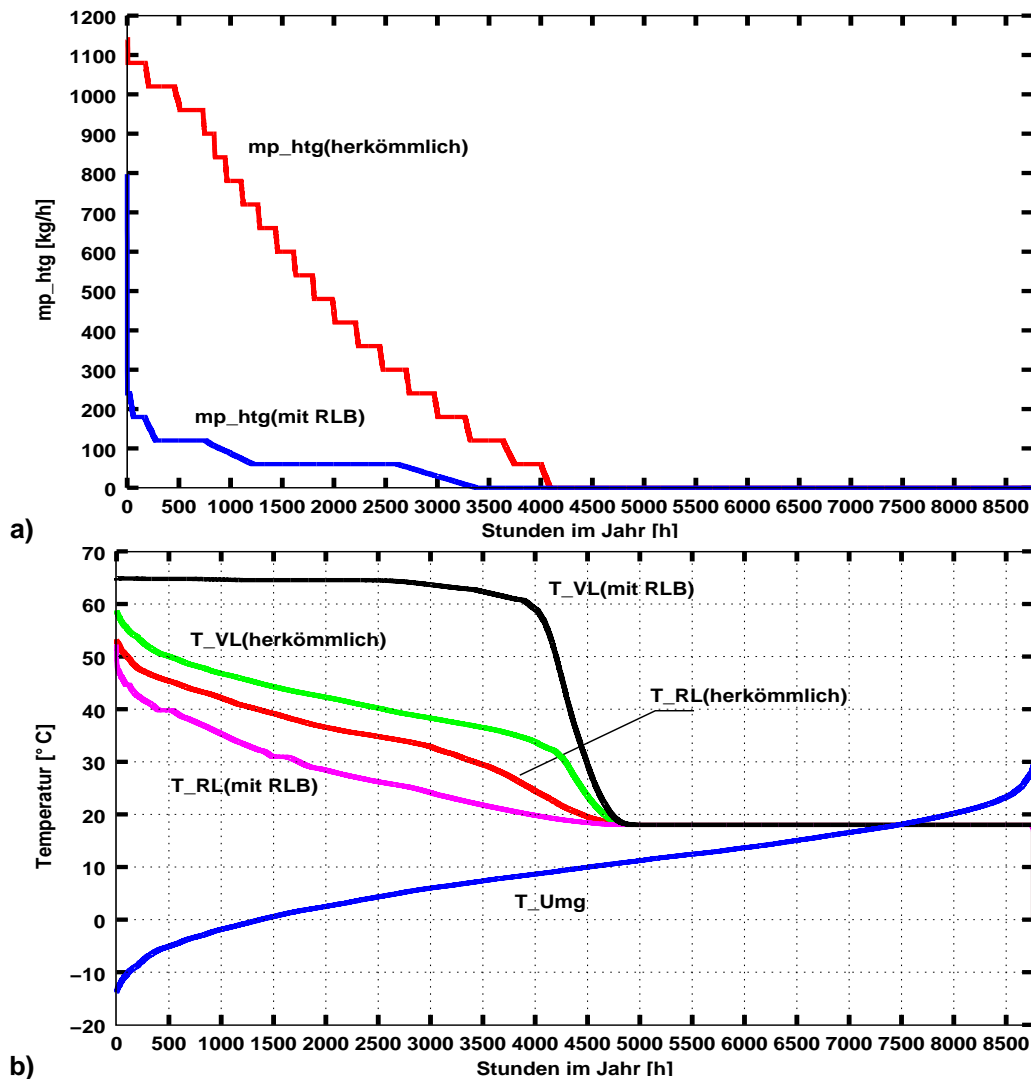


Abbildung 2: Jahresdauerlinien im Vergleich der Heizungsregelung nach T_{VL} und T_{RL} . **a)** zeigt den Massenstrom im Heizkreis; **b)** zeigt die Temperaturen im Heizkreis differenziert nach Vorlauf und Rücklauf.

Heizkreisregelung nach T_{RL} im solaren Kombisystem

In der bisherigen Betrachtung kam ein komplexes Gebäudemodell zum Einsatz. Als Heizanlage wurde ein idealisierter Kessel angesetzt, da bisher nur die Heizkreisrücklauftemperatur als Systemantwort des Gebäudes untersucht wurde. In der nachfolgenden Betrachtung wird nun das gleiche Gebäudemodell mit einer Heiz- und Warmwasseranlage kombiniert, um die Reaktion von Speicher und Kollektor auf die reduzierte Rücklauftemperatur zu untersuchen:

Das Modell des Einfamilienhauses ($140 m^2$) mit einem Heizwärmebedarf von $60 kWh/(m^2a)$ und einem Brauchwasserbedarf von $200 l/d$ (entsprechen $2977 kWh/a$) ist an eine heizungsunterstützende Solaranlage ($15 m^2$) gekoppelt. Zur Nachheizung kommt ein Brennwärtekessel zum Einsatz, der einen kleinen Speicherbereich als Bereitschaftsvolumen auf einem Niveau zwischen $55^{\circ}C$ und $65^{\circ}C$ hält. Die Warmwassererzeugung erfolgt über den zentralen Schichtenpufferspeicher ($1000 l$) mittels eines externen Wärmetauschers. Die Versorgung der Heizung erfolgt direkt über den Speicher. Damit ist der Pufferspeicher Bindeglied aller Wärmequellen und Wärmeverbraucher.

Wie wirkt sich nun das entsprechende Heizkreisregelkonzept auf das Temperaturprofil im Speicher

aus? Abb. 3 zeigt das Schichtungsverhalten an Wintertagen⁷ im Vergleich der jeweiligen Heizkreisregelstrategie. Wie die Diagramme zeigen, kann die gesamte untere Hälfte des Speichers um 5 K

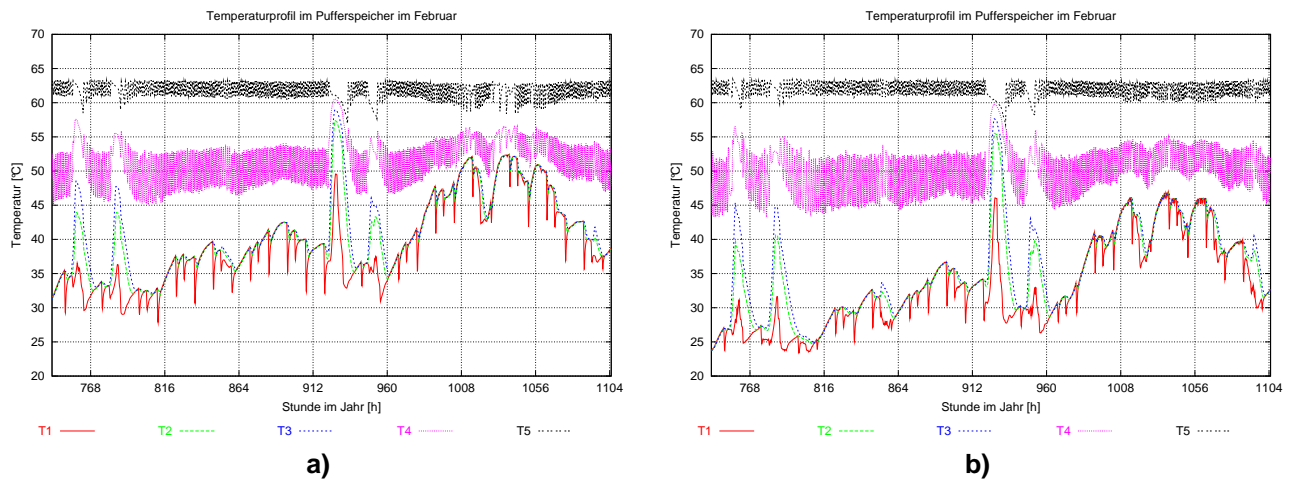


Abbildung 3: Vergleich von Simulationsergebnissen zum Temperaturprofil im zentralen Schichtenspeicher (1000 l) für Wintertage nach a) konventioneller Regelung und b) mit Rücklauftemperaturbegrenzung.

bis 8 K gesenkt werden, ohne Auswirkung auf die obersten Schichten zu haben. Die Folge dieser erhöhten Temperaturspreizung im Speicher spiegelt sich auch in den gesamtjährlichen Speicher-
 verlusten wider. So reduzieren sich die Speicherverluste⁸ um ca. 4,8 %. Parallel dazu erhöht sich der solare Ertrag durch den Kollektor um ca. 175 kWh/a. Dies entspricht einer Steigerung um 3,8 %. Bezogen auf den Gesamtenergiebedarf steigert sich die solare Deckung (berechnet nach: $f_{sol} = \frac{Q_{sol} = Q_{ges} - Q_{zu}}{Q_{ges}}$) von 32,3 % auf 33,6 %. Der Energieaufwand durch den Kessel wurde um 200 kWh/a reduziert.

Um eine Aussage über die Einsetzbarkeit dieser geänderten Heizkreisregelung zu erhalten, wurden Simulationen hinsichtlich einer Variation der Gebäudestandards durchgeführt. Gewählt wurde das oben beschriebene Haus in einer Ausführung, die zu einem Heizwärmebedarf von 100 kWh/(m²a) führt. Die Heizkennlinie wurde derart geändert, dass die gefühlte Raumtemperatur⁹ von 19,5°C bei einer Aussentemperatur von -15°C gehalten wird. Eine weitere Variation erreicht durch zusätzlichen Einsatz von passiven Solarkomponenten¹⁰ für das 60 kWh/(m²a)-Haus einen Heizwärmebedarf kleiner 42 kWh/(m²a). Diese zusätzlichen Maßnahmen erhöhen den solaren Beitrag zum Heizwärmebedarf und somit die Sensibilität des Gebäudes auf solare Einstrahlung. Die folgende Tabelle fasst die Simulationsergebnisse zusammen.

Für alle Gebäudetypen kann die Wärmeversorgung leicht verbessert werden. Durch die immer hohe Vorlauftemperatur wird vor allem im Teillastfall eine höhere Heizleistung erreicht, die die Dynamik des Heizsystems verbessert. Mit diesem Komfortgewinn geht eine leichte Verbesserung im Zusammenspiel der Systemkomponenten einher. Niedrigeres Temperaturniveau im unteren Teil des Pufferspeichers erhöht die solare Deckung leicht und reduziert den Einsatz an fossilen Energieträgern. Parallel dazu können die Pumpenleistung und Pumpenlaufzeit reduziert werden.

Dieser “LowFlow“-Betrieb in der Heizkreisregelung ist bereits in einem Feldtest erprobt worden. Die Ergebnisse sind in der Publikation [Hube00] beschrieben.

⁷ Es wurden exemplarisch die ersten 15 Tage im Februar gewählt.

⁸ Die Wärmeverluste des Speichers wurden mit $kA_{loss} = 4,5 \text{ W/K}$ berücksichtigt. Im Jahresergebnis reduzierte sich der absolute Verlust von 1389 kWh/a auf 1322 kWh/a.

⁹ Als gefühlte Raumtemperatur wird der Mittelwert aus Lufttemperatur und Temperatur der Umschließungsflächen herangezogen.

¹⁰ großflächige, hochwertige Fenster und 20 m² transparente Wärmedämmung

Gebäudetyp <i>kWh/(m²a)</i>	Regelung	Q_{sol} <i>kWh/a</i>	Q_{aux} <i>kWh/a</i>	Q_{htg} <i>kWh/a</i>	Q_{ww} <i>kWh/a</i>	Q_{SPloss} <i>kWh/a</i>	f_{sol} %	B <i>h</i>
100	konvent. mit RLB	4581	16066	-15342	-2977	-1422	22,2	4325
		4791	15810	-15369	-2977	-1343	23.2	4000
60	konvent. mit RLB	4564	9586	-8913	-2977	-1389	32.3	4085
		4739	9385	-8943	-2977	-1322	33.6	3470
42	konvent. mit RLB	4443	6627	-5814	-2977	-1448	40.1	2535
		4513	6571	-5842	-2977	-1419	40.7	2440

Jahresenergien im solare Kombisystem mit Kopplung an unterschiedliche Gebäudestandards und Variation der Heizkreisregelung nach konventioneller witterungsgeführter Vorlauftemperatur und witterungsgeführter Rücklauftemperaturbegrenzung.

Q_{sol} : Kollektorsertrag; Q_{aux} : Nachheizenergie; Q_{htg} : Heizkreisenergie; Q_{ww} : Warmwasserverbrauch; Q_{SPloss} : Speicherverluste; f_{sol} : solare Deckung; B : Jahresbetriebsstunden der Heizkreispumpe

Simulationstechnischer Hintergrund

Voraussetzung dieser regelungstechnischen Untersuchungen von komplexen Gebäude- und Anlagenkombinationen sind Simulationsumgebungen, die dynamische Zusammenhänge im Sekundenbereich auflösen. Diese Eigenschaft bringt die Entwicklungs- und Simulationsumgebung *ColSim* [Witt01] mit. Da in der Regel eine komplette Validierung dieser aufwendigen Modelle aufgrund der Komplexität und der Begrenztheit der Messdaten schwierig ist, eignen sich Modellbeschreibungen, die in mehreren Simulationsumgebungen realisiert worden sind. Es besteht so die Möglichkeit der "Cross-Validierung". Die Projektpartner der IEA-SHC TASK 26 "Solar Combisystems" haben diverse Standardgebäude¹¹ als Referenzwärmesenke für die Simulation thermischer Solarkomponenten und -systeme definiert [Sut00, Stre02]. Diese Modellbeschreibungen werden mit TRNSYS realisiert und dienen als Referenz zu den neu entwickelten Simulationsmodellen in *ColSim*. Die "Cross-Validierung" des *ColSim*-Gebäudemodells ist in [Bus02, Busc02] beschrieben. So existiert in *ColSim* das Modell für ein Wohngebäude mit 100 *kWh/(m²a)*, 60 *kWh/(m²a)* und 30 *kWh/(m²a)* Heizwärmebedarf. Ein in der TASK 26 vorgegebener Klimadatensatz wurden für diese Simulationen übernommen. Es wurde der Datensatz für die Region Zürich gewählt.

Die validierten Gebäude- und Komponentenmodelle aus *ColSim* sind Grundlage für die regelungstechnischen Studien. Ein wichtiger Schritt war unter anderem die Entwicklung und Implementierung des Heizkörpermodells. Diese Schnittstelle zwischen Wärmelieferant und Wärmeabnehmer spielt eine Schlüsselrolle in dieser Untersuchung.

Das Heizkörpermodell

Als Voraussetzung für die realistische Bewertung unterschiedlicher Systemtemperaturen wurde ein neues detaillierteres Heizkörpermodell in *ColSim* entwickelt. Modellanpassungen beim Gebäudemodell ermöglichen die gesonderte Betrachtung der Abgabe von konvektiver Wärme an das Luftvolumen und radiativer Wärme an die Bauteiloberflächen. Das neue Heizkörpermodell bildet die Wärmeleistung und den Strahlungsanteil unterschiedlicher Heizkörpertypen als Funktion der mittleren Heizkörperübertemperatur Δt ab. Grundlage dieser Modellierung ist die Änderung der Leistung \dot{Q} um die produktspezifische Norm-Wärmeleistung¹² \dot{Q}_N beschrieben durch die Gleichung nach Recknagel [Reck01].

$$\dot{Q} = \dot{Q}_N * \left(\frac{\Delta t}{\Delta t_N} \right)^n$$

¹¹ Einfamilienhaus im Dämmstandard 30, 60 und 100 *kWh/(m²a)*, Reihenhaus im Dämmstandard 45 *kWh/(m²a)*

¹² Die Bestimmung der Norm-Wärmeleistung von Heizkörpern als Grundlage der Leistungstabellen der Hersteller beruhen auf DIN 4703 T1 und der neuen europäischen Norm DIN EN 442 T2.

Δt beschreibt die mittlere arithmetische Übertemperatur zwischen Heizmittel und Raumluft. Δt_N ist die Übertemperatur bei Normbedingungen. n ist der produktspezifische Heizkörperexponent und liegt zwischen 1,1 und 1,45. In Näherung wird analog zur Gleichung der thermischen Verluste eines Sonnenkollektors ($\dot{Q}_V = A \cdot k_0 (T_K - T_U) + A \cdot k_1 (T_K - T_U)^2$) durch Ermittlung der Koeffizienten k_0 und k_1 eine Approximation an die Gleichung nach Recknagel vorgenommen. k_0 und k_1 repräsentieren die Wärmeübergangskoeffizienten des kombinierten konvektiven und radiativen Anteils. Zur Abbildung des Temperaturabfalles zwischen Heizkörperein- und -austritt wird der Heizkörper in m Knoten unterteilt. Dies entspricht der „Plug-flow“-Modellierung der Colsim-Hydraulikkomponenten. Jeder Heizkörperknoten gibt somit entsprechend seiner Übertemperatur zur Umgebung Wärme in konvektiver und radiativer Form an den Raum ab¹³.

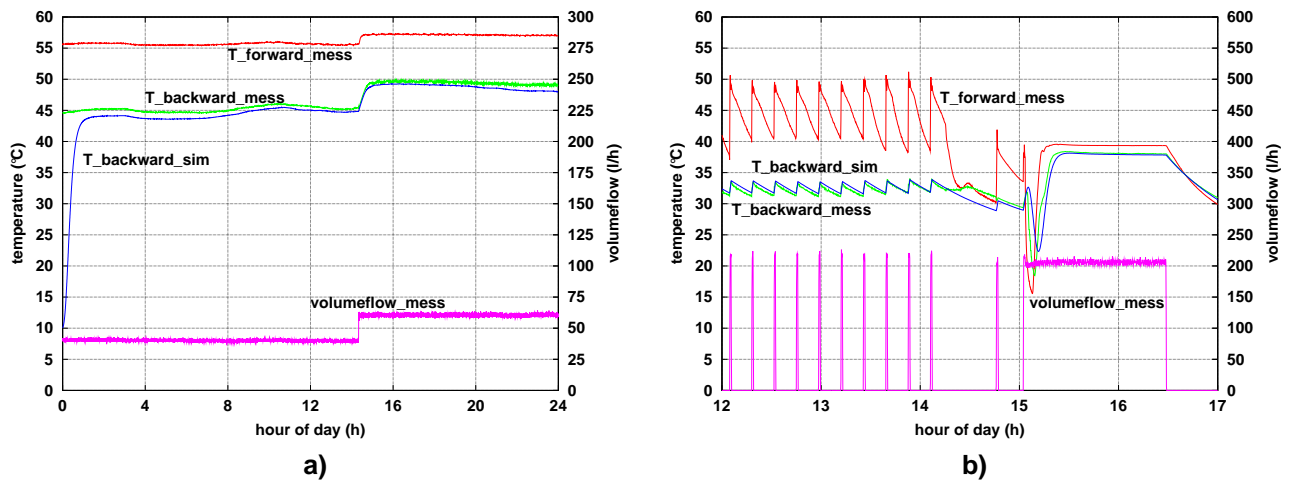


Abbildung 4: Vergleich von Simulationsergebnissen zur Austrittstemperatur mit Messwerten des instituts-eigenen Systemteststandes. Volumenstrom und Vorlauftemperatur werden variabel vorgegeben, während die Raumtemperatur nahezu fest zwischen 23-25 °C liegt.

Die Validierung des Heizkörpermodells erfolgt durch Messungen am Systemteststand des Fraunhofer ISE. Die Abb. 4 zeigt das Ergebnis von Simulationsrechnungen im Vergleich mit Messwerten. Dem Simulationsmodell wurden äußere Bedingungen (T_{Vorlauf} , Volumenstrom, T_{Umgebung}) aufgeprägt. Als Heizkörperkenndaten wurden die Herstellerdaten¹⁴ sowie die Dimensionierung in die Parameterliste übernommen. Als Systemreaktion auf diese Randbedingungen wird die simulierte Austrittstemperatur des Heizkörpers mit der messtechnisch ermittelten verglichen. Die Diagramme zeigen zum einen (Abb. 4a) den stationären Zustand über 24 Stunden hinweg (mit einem Volumenstromsprung um ca. 14.00 Uhr), sowie die Modellantwort für dynamisches Takten und Auskühlen des Heizkörpers (Abb. 4b). In beiden Diagrammen liegen die simulierten wie gemessenen Temperaturen für den Austritt des Heizkörpers sehr nahe beieinander ($< 1K$). Dies zeigt, dass das Modell die Wärmeabgabe des Heizkörpers realistisch abbilden kann.

Fazit/Ausblick

Durch die Umstellung der Stellgröße von T_{VL} auf T_{RL} können deutliche Systemoptimierungen erfolgen. Ein erfolgreiches Absenken der Rücklauftemperatur bewirkt bei solaren Kombisystemen eine Reduktion der Speicherverluste durch Absenken der Temperaturen im unteren Speicherbereich. Diese Änderung steigert die solare Deckung des Systems um bis zu 4 % (relativ). Von

¹³Bei umgekehrten Temperaturbedingungen, kann der Heizkörper auch Wärme aufnehmen.

¹⁴zwei-säuliger Röhrenradiator von Zehnder Typ *Charleston*

dem Einsatz eines Mischers im Heizkreis kann abgesehen werden. Da bei der witterungsgeführten Rücklaufemperatur-Regelung von einer konstant hohen Vorlaufemperatur ausgegangen wird, zeigt dieses Regelungsprinzip gerade im Teillastverhalten eine höhere Dynamik. Die Heizleistung ist höher. Parallel hierzu reduziert sich der notwendige Massenstrom im Heizkreis. Die Heizungspumpe kann sogar des öfteren ausgeschaltet werden. Mit den Simulationen konnte gezeigt werden dass die Pumpe bis zu 600 h/a weniger in Betrieb war. Die dadurch gewonnen Ersparnis an Betriebsenergie ist gerade in Niedrigenergiehäusern von Bedeutung.

Durch die Reduzierung des Systems auf eine Zone mit einem Heizkörper ohne Thermostat, deckt der ideal eingestellte Massenstrom der Heizungspumpe immer die momentan erforderliche Heizleistung. Trägheiten und hydraulische Zustandsänderungen im Heizkreis wie z. B. das Schalten der Thermostatventile sind damit nicht berücksichtigt. Eine detailliertere Modellierung des hydraulischen Systems, beschrieben durch mehrfache Kombination von Thermostatventilen, Rohrleitungen, Heizkörpern und der damit verbundenen Antwort des hydraulischen Zustandes im System, lässt erweiterte Aussagen über das Optimierungspotential dieses Regelungsprinzipes zu.

Literatur

- [Bus02] Buschmann, S.: Simulationsgestützte Untersuchung zum Energiesparpotential ausgewählter Fassadenkonstruktionen. Diplomarbeit, FH-Münster, 2002.
- [Busc02] Buschmann, S.: Das *CoSim* Gebäudemodell: Eine realistische Wärmesenke zur Simulation solarer Kombisysteme. 12. Symp. Thermische Solarenergie OTTI-Kolleg, Staffelstein 2002.
- [Hube00] Hube W.: Experimentelle Untersuchung von neuartigen Regelungskonzepten für aktive thermische Systeme an einem Mehrfamilienhaus. 12. Internationalen Sonnenforum, Freiburg 2000
- [Hube01] Hube W.: Betrachtungen zur Heizkennlinie eines Niedrigenergie-Mehrfamilienhauses und *CoSim*-Erweiterungen zur Untersuchung integraler Regelungen zur Wärmeversorgung. 11. Symp. Thermische Solarenergie OTTI-Kolleg, Staffelstein 2001, 214-219
- [Kers01] Kerskes H.; Drück H.: „Kombianlagen“ Solaranlage zur kombinierten Trinkwassererwärmung und Heizungsunterstützung. Abschlussbericht ITW Universität Stuttgart 2001
- [Reck01] Recknagel, H.; Sprenger, E.; Schramek, E. u. a.: Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik. 70. Aufl. München: Oldenbourg Industrieverlag 2001
- [Stre02] Streicher, W.: Vergleich von Kombisystemen, der Ansatz des IEA-SHC Task 26 “Solar Combisystems”. 12. Symp. Thermische Solarenergie OTTI-Kolleg, Staffelstein 2002.
- [Sut00] Suter J. M.; Weiss W.; IEA SHC - TASK 26: SolarCombisystems, 2000.
- [Witt01] Wittwer C.: *CoSim*- A new simulation environment for complex system analysis and controllers. Building Simulation Conference 2001, Rio de Janeiro, Brasilien