

THERMO-HYDRAULISCHE MODELLIERUNG EINES NIEDRIGEXERGIESYSTEMS ZUR GEBÄUDEHEIZUNG- UND KÜHLUNG UND EXERGETISCHE BEWERTUNG VON REGELUNGSSTRATEGIEN

Dominik Wystrcil¹, Doreen Kalz¹

¹Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme, Freiburg, Deutschland

KURZFASSUNG

In den Untersuchungen erfolgt eine thermo-hydraulische Gebäude- und Anlagenmodellierung in der Simulationsumgebung Dymola/Modelica. Die Modelle werden soweit möglich mit hochaufgelösten Messdaten aus dem realen Anlagenbetrieb validiert. Es handelt sich um ein schwimmendes Gebäude mit einem Wärmepumpensystem zur Gebäudeheizung und -kühlung, welches den umliegenden See als Wärmequelle bzw. -senke nutzt. Mithilfe des Modells werden zwei Regelungsvarianten mit der aktuell im Gebäude implementierten bzw. verwendeten Regelungsstrategie verglichen. Die Bewertung erfolgt dabei auf Basis von energetischen und exergetischen Kennzahlen wie z.B. Jahresarbeitszahlen und exergetischen Wirkungsgraden. Die Simulationsstudien zeigen, dass Senkungen des Exergieverbrauchs um 5% bzw. 8% für die Varianten 1 und 2 gegenüber der Referenzregelung möglich sind und damit die Jahresarbeitszahlen von 5,0 auf 5,3 bzw. 5,4 gesteigert werden können.

ABSTRACT

In this survey a thermo-hydraulic energy supply system for heating and cooling was modeled in the dynamic simulation environment Dymola/Modelica. The simulation models were validated with detailed measurement data as far as possible. The survey building is a swimming house with a heat pump system installed which uses the lake as environmental heat source and sink. With the simulation model two alternative control strategies were compared with the control strategy which is implemented in the plant at the moment. The comparison was carried out using energetic and exergetic characteristic numbers like e.g. seasonal performance factors or exergetic efficiencies. The simulation studies show that reductions in the exergy consumption of about 5% respectively 8% for the alternative control strategies 1 and 2 compared to the reference strategy are possible. Therefore the seasonal performance factors can be increased from 5.0 to 5.3 respectively 5.4

EINLEITUNG

Der Exergiebedarf eines Gebäudes zur Raumheizung und -kühlung bezogen auf die Umgebungstemperatur

ist aufgrund der geringen Temperaturgradienten zwischen Raumluft und Umgebung sehr gering. Beispielsweise beträgt der Exergieanteil bei einer Raum-Solltemperatur von 20 °C und einer Umgebungstemperatur von 0 °C nur ca. 7% des Heizenergiebedarfs. Das Prinzip von Niedrigexergiesystemen ist dementsprechend, zur Gebäudeheizung und -kühlung möglichst nur den Exergieanteil des Heiz- und Kühlenergiebedarfs in Form von hochexergetischer Energie wie z.B. Strom zu verwenden und für den Rest des Energiebedarfs niedrigexergetische Wärmequellen und -senken wie z.B. Abwärme, Umgebungsluft, Grundwasser oder oberflächennahe Geothermie nutzbar zu machen.

In der Realität liegen die erzielten Wirkungsgrade solcher Niedrigexergiesysteme meist weit unter den thermodynamisch betrachtet maximal möglichen Wirkungsgraden. Dafür verantwortlich sind Exergieverluste, welche in den folgenden Bereichen auftreten (hier beschrieben bezüglich Wärmeversorgung):

Umweltwärmequelle

- Hilfsenergieaufwand zur Überwindung der Druckverluste im hydraulischen Primärkreis (Wärmeverteilsystem auf Umweltenergieseite)
- Die Temperaturniveaus der aus der Umweltwärmequelle entzogenen Wärmeströme sind geringer als das Temperaturniveau der ungestörten Wärmequelle

Wärmetransformation

- Die Verdampfungstemperatur im Kältemittelkreislauf der Wärmepumpe liegt unter dem Temperaturniveau des wärmeträgerfluidseitigen Wärmestroms aus der Umweltwärmequelle
- Die Kondensationstemperatur im Kältemittelkreislauf der Wärmepumpe liegt über dem Temperaturniveau des wärmeträgerfluidseitigen Wärmestroms aus dem Kondensator
- Der Wärmetransformationsprozess der Wärmepumpe verläuft nicht vollständig reversibel (Kompression und Expansion des Kältemittels)

Wärmespeicher

- Hilfsenergieaufwand zur Überwindung der Druckverluste im hydraulischen Speicherladekreis

- Aufgrund von Mischvorgängen liegt das Temperaturniveau des Entladewärmestroms unter dem Temperaturniveau des Beladewärmestroms

Wärmeverteilung

- Hilfsenergieaufwand zur Überwindung der Druckverluste im hydraulischen Sekundärkreis (Wärmeverteilsystem auf Gebäudeseite)
- In Systemen mit Rücklaufbeimischung ist das Temperaturniveau des Wärmestroms zum Wärmeübergabesystem geringer als das Temperaturniveau vom Wärmespeicher

Wärmeübergabe

- Die Wärmeübergabe findet auf einem gegenüber der Raumluft höheren Temperaturniveau statt

In den hier vorgestellten Untersuchungen wird das folgende Gebäude- bzw. Energieversorgungskonzept betrachtet (siehe Abbildung 1 und Abbildung 2):

Es handelt sich um ein auf vier Hohlkörpern schwimmendes Gebäude auf einem See in der Nähe von Kalkar in Nordrhein-Westfalen. Es besitzt eine gut gedämmte Gebäudehülle im Passivhaus-Standard.



Abbildung 1 Das schwimmende Plusenergiegebäude

Zur Gebäudeheizung und -kühlung ist ein Wärmepumpensystem installiert. Als Wärmequelle/-senke wird das Seewasser genutzt. Ein in einem Energiekorb verankerter Rohrschlangenwärmeübertrager ist direkt unter dem Gebäude im See in einer Tiefe von 3 m unter der Wasseroberfläche verankert.

Die Wärme- und Kälteerzeugung erfolgt über eine Vaillant-Wärmepumpe VWS 63-3, welche allerdings auf eine kleinere thermische Leistung umgebaut wurde (Heizleistung 2,8 kW im Betriebspunkt B5/W35). Es ist ebenfalls eine passive Kühlung über einen integrierten Wärmeübertrager möglich.

Sekundärseitig ist ein Wasser-Pufferspeicher mit einem nutzbaren Speicherinhalt von 750 l für die Gebäudeheizung vorhanden und wird direkt mit dem Wärmeträgermedium be- und entladen. Der Wärmespeicher ist seriell in den hydraulischen Sekundärkreis eingebunden. Im Kühlbetrieb wird der Speicher über eine Bypassleitung umgangen.

Für die Wärmeübergabe ist eine Fußbodenheizung bzw. -kühlung vorgesehen, welche die Räume des Gebäudes über vier parallele Kreise versorgt.

Die Wärme- und Kälteverteilung im Primärkreis erfolgt über eine Hocheffizienzpumpe vom Typ Laing Ecocirc E6 auto+, im Sekundärkreis ist eine Wilo-Stratos PICO 25/1-6 verbaut. Bei beiden Pumpen ist eine stufenlose Drehzahlregelung zur Anpassung der Fördermenge bzw. Förderhöhe möglich.

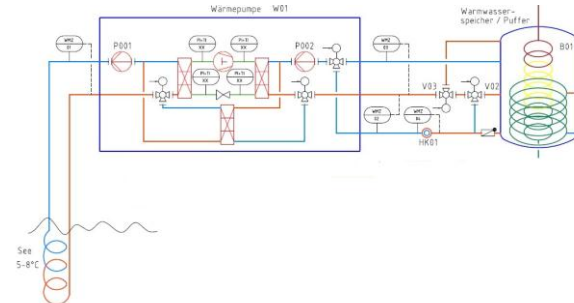


Abbildung 2 Hydraulikschema des Energieversorgungskonzepts

Da die dargestellten Bereiche des Heiz- und Kühlsystems sich untereinander in ihrem Betriebsverhalten und der Energieeffizienz beeinflussen, muss eine Betrachtung des Gesamtsystems aus Wärmequelle/-senke, Wärmetransformation, Wärmespeicherung, Wärmeverteilung und Wärmeübergabe erfolgen. Dabei müssen die thermo-hydraulischen Betriebscharakteristika der verbauten Wärmeübertrager, der Wärmeerzeuger sowie der Hydraulik Beachtung finden.

Das Ziel der Untersuchungen ist die Darstellung und Verbesserung der erreichten Systemeffizienzen. In einem ersten Schritt werden Pumpenregelungsmöglichkeiten untersucht, welche eine Reduzierung der Pumpenlaufzeiten vorsehen, wodurch zum einen Hilfsenergieeinsparungen für den Pumpenbetrieb und zum anderen günstigere Temperaturniveaus für die Wärme- und Kälteerzeugung erzielt werden sollen.

MODELLIERUNG

Für die Untersuchungen wird das Gebäude- und Anlagenkonzept in der dynamischen Simulationsumgebung Dymola, in welcher die Programmiersprache Modelica verwendet wird, abgebildet. Im Folgenden werden die einzelnen Komponentenmodelle beschrieben:

Gebäude

Die Modellierung des Gebäudes erfolgte auf Basis des Vorschlags gemäß DIN-EN-ISO 13790 für ein Raummodell. Hierbei wird die Raumgeometrie vereinfacht aufgeteilt in jeweils eine Luft-, Oberflächen- und Masskapazität, zwischen welchen definierte Wärmeübergangswiderstände geschaltet sind. Die Parametrisierung des Modells erfolgt auf Basis der Gebäude- bzw. Raumdaten (beheizte Grundfläche, Wärmedurchgangskoeffizienten, transparente und opake Flächenanteile, Gesamtenergiedurchlassgrade der Fenster, usw.).

Mithilfe von hochaufgelösten Messdaten für solare Einstrahlung, zugeführte Heizwärme, Außentemperatur und Raumlufttemperatur wurde eine Validierung des Raummodells für Januar 2012 durchgeführt (siehe Abbildung 3).

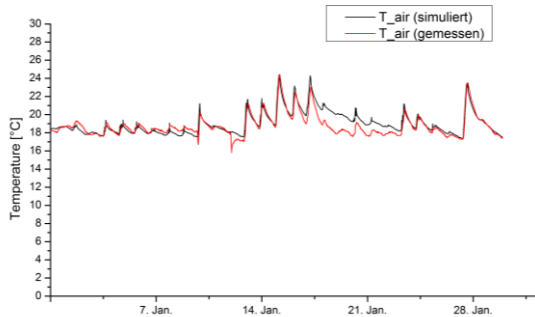


Abbildung 3 Gemessene und simulierte Raumlufttemperatur über der Validierung-Messperiode für Januar 2012

Wärmequelle/-senke

Die Wärmeübertragung des im See versenkten Rohrschlangenwärmeübertragers wird durch drei Wärmeübertragungsvorgänge bestimmt: erzwungene Konvektion zwischen Wärmeträgerfluid und Rohrinnenwand, Wärmeleitung durch die Rohrwandung und freie Konvektion zwischen Rohraußenwand und Seewasser. Letzteres bildet den größten Wärmeübergangswiderstand und hat daher den größten Einfluss auf den gesamten Wärmedurchgang. Zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten wird die Nusselt-Korrelation von Churchill/Chu für freie Konvektion um horizontale Zylinder verwendet (Churchill et al., 1975).

$$Nu = \left\{ 0,75 + 0,387 [Ra \cdot f(Pr)]^{1/6} \right\}^2 \quad (1)$$

$$\text{mit } f(Pr) = \left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{-16/9}$$

Der Wärmeübergangskoeffizient für die freie Konvektion ergibt sich zu:

$$\alpha_{Rohr,au\beta en} = \frac{Nu \cdot \lambda_{Wasser}}{d_{Rohr}} \quad (2)$$

Der Wärmedurchgang hängt von der Temperaturdifferenz zwischen ungestörter Seetemperatur und Wärmeträgerfluid ab. Die ungestörte Seetemperatur wird vereinfacht als Sinuskurve mit einer Periodendauer von einem Jahr und einer Phasenverschiebung von 120° - damit die minimale Seetemperatur Anfang Februar auftritt – für einen See angenommen (Wasserwirtschaftsamt Weilheim, 2011).

Wärmepumpe

Das Wärmepumpenmodell basiert auf Energiebilanzen, welche mithilfe von Kennlinien bzw. Kennfeldern bestimmt werden. Dafür werden die Leistungszahlen und die Heiz- bzw. Kühlleistung in Abhängigkeit von der Verdampfeintritts- und der Kondensatoraustrittstemperatur dargestellt. Die erforderlichen Wertepaare werden aus hochaufgelösten Messdaten der Heizperiode 2011/2012 ermittelt. Um die Betriebspunkte bei An- und Abfahrvorgängen der Wärmepumpe herauszufiltern, werden quasi-stationäre Betriebspunkte ermittelt. Für diese Betriebspunkte wird vorausgesetzt, dass die Wärmepumpe bereits mindestens 6 Minuten in Betrieb war, sodass der Einfluss von Wärmekapazitäten vernachlässigt werden konnte. Der Toleranzbereich für die gemessene Energiebilanz aus Kondensatorleistung, Verdampferleistung und Kompressorleistung wurde auf ± 100 W festgelegt. In Abbildung 4 werden beispielhaft die relevanten Betriebspunkte dargestellt.

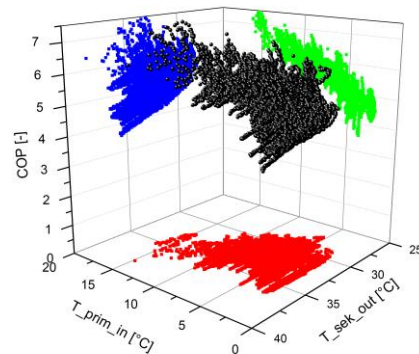


Abbildung 4 Aus Messdaten ermittelte Leistungszahlen der Wärmepumpe in Abhängigkeit der Verdampfein- und Kondensatoraustrittstemperatur

Mithilfe der Methode der kleinsten Fehlerquadrate wird auf Basis der ermittelten Betriebspunkte ein ebenes Kennfeld für den COP entsprechend folgender Gleichung erstellt, welches in das Modell implementiert wird.

$$COP = a_0 + a_1 g_{Ev,in} + a_2 g_{Co,out} + a_3 g_{Ev,in} g_{Co,out} \quad (3)$$

Für die Heiz- bzw. Kühlleistungen werden entsprechende Kennfelder generiert und implementiert.

Wärme-Pufferspeicher

Der Wärmespeicher wird für das Modell in 10 vertikale Schichten mit jeweils homogener Temperaturverteilung diskretisiert. Eine Wärmeübertragung über die Systemgrenze ist zum einen über die direkte Be- bzw. Entladung des Wärmeträgerfluids möglich und erfolgt zum anderen in Form von Wärmeverlusten über die Speicherwand. Des Weiteren treten Wärmeübertragungsvorgänge durch Wärmeleitung sowie

durch Inversionswärmeströme (Gleichung gemäß Wetter, 2011) zwischen den einzelnen Schichten auf.

Wärmeübergabesystem

Für die Fußbodenheizung wurde ein TABS-Modell (Thermoaktives Bauteilsystem) verwendet, welches im Rahmen von (Jacob, 2012) in der Simulationsumgebung Dymola implementiert und validiert wurde. Für das Modell wird das eigentlich dreidimensionale Wärmeleitungsproblem gemäß (Koschenz et al., 2000) in Form eines eindimensionalen Widerstands-Kapazitäts-Netzwerks vereinfacht modelliert.

Wärmeverteilsystem

Die drehzahlgeregelten Hocheffizienzpumpen werden über Kennlinienmodelle aus (Wetter, 2011) abgebildet, in welchem Kennlinien für die Förderhöhe sowie die elektrische Leistungsaufnahme in Abhängigkeit des Volumenstroms unter Nennbetriebsbedingungen implementiert werden. Für die Parametrisierung werden Herstellerdatenblätter herangezogen. Die Betriebspunkte unter Teillast werden im Modell über Affinitätsgesetze für die Beziehungen zwischen Förderhöhe, Drehzahl, Leistungsaufnahme und Volumenstrom berechnet.

Die Rohre, Einbauten, Formstücke und Ventile der hydraulischen Kreise werden ebenfalls mit Modellen aus (Wetter, 2011) abgebildet. Für die Parametrisierung werden ebenfalls Herstellerdatenblätter und Literaturwerte (Miller et al., 2011; VDI Wärmeatlas, 2006) verwendet.

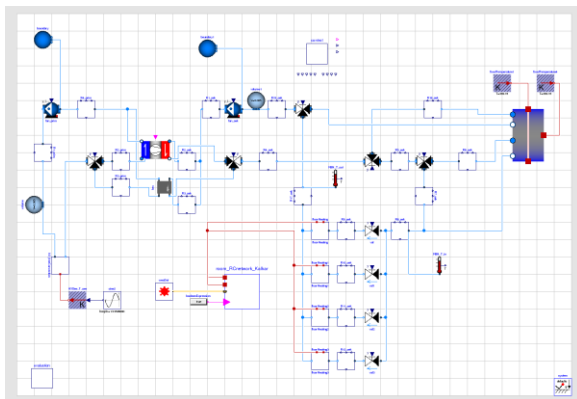


Abbildung 5 Gesamtmodell in der Simulationsumgebung Dymola/Modelica

ENERGETISCHE UND EXERGETISCHE BEWERTUNGSMETHODE

Zur Bewertung des Heiz- und Kühlsystems werden energetische und exergetische Kennzahlen eingeführt.

Die Energieeffizienz wird durch den Energy Efficiency Ratio (EER) dargestellt. Diese bildet den Quotient aus thermischer Energie, welche dem Gebäude zur Deckung des Wärmebedarfs zugeführt werden muss, und eingesetzter Endenergie (Gleichung (4)). Da es sich hier um ein strombasiertes Energieversorgungssystem handelt entspricht die ein-

gesetzte Endenergie der eingesetzten Exergie (Quelle Exergie Strom).

$$EER = \frac{Q_{Heiz}}{E_{end}} = \frac{Q_{Heiz}}{X_{in}} = \frac{Q_{Heiz}}{W_{P,prim} + W_{Komp} + W_{P,sek}} \quad (4)$$

Die Versorgung des Speicherlade- und Heizkreises erfolgt in diesem System über dieselbe Pumpe im Sekundärkreis.

Zur Wiederholung, bei Niedrigexergiesystemen wird angestrebt, nur den Exergiebedarf des Gebäudes durch die Zufuhr von hochexergetischer Energie zu decken. Der Exergiebedarf berechnet sich aus dem Wärmebedarf, welcher von den Transmissions- und Lüftungsverlusten zur Umgebung sowie den inneren und solaren Gewinnen des Gebäudes abhängt, und den dynamischen Temperaturdifferenzen zwischen der Raumsolltemperatur und einer Referenztemperatur. Als Referenztemperatur wird in vergangenen Untersuchungen meist die Außenlufttemperatur herangezogen. Da hier eine Wärmequelle mit einer gegenüber der Umgebung höherem Temperaturniveau und damit einem Exergiegehalt verwendet wird, wird für diese Untersuchungen die ungestörte Wärmequellentemperatur als Referenztemperatur verwendet. Durch diese Betrachtung wird verhindert, dass der Exergiebedarf höher als die zur Deckung des Wärmebedarfs einzusetzende Exergie sein könnte und damit exergetische Wirkungsgrade größer eins für das Gesamtsystem entstehen könnten. Der Jahresexergiebedarf berechnet sich gemäß (Baehr et al., 2009) für die Exergie der Wärme wie folgt:

$$X_{Bedarf} = \int_0^{Jahr} \dot{Q}_{Bedarf} \cdot \left(1 - \frac{T_{See}}{T_{Raum,soll}} \right) dt \quad (5)$$

Die Differenz zwischen der tatsächlich eingesetzten Exergie und dem Exergiebedarf entsteht durch die bereits im einleitenden Kapitel erwähnten Exergieverluste im System. Diese werden für die jeweiligen Teilsysteme wie folgt berechnet:

Wärmequelle (Bilanzgrenze 1)

Zum einen verursacht die einzusetzende Pumpenenergie Exergieverluste. Der Pumpenstrom wird zwar infolge von Reibung in Form von Wärme an das Wärmeträgermedium abgegeben. Die Exergiegewinne sind allerdings sehr gering und werden in diesen Untersuchungen vernachlässigt.

$$X_{loss,1a} = \int_0^{Jahr} P_{P,prim} dt = W_{P,prim} \quad (6)$$

Zum anderen treten Exergieverluste auf, da der Wärmestrom, welcher von der Wärmequelle an die Wärmepumpe übertragen wird, auf einem gegenüber der ungestörten Wärmequelle niedrigeren Temperaturniveau liegt und damit einen geringeren Exergieanteil besitzt. Der Exergieverlust berechnet sich zu:

$$X_{loss,1b} = \int_0^{Jahr} \dot{Q}_{prim} \left(1 - \frac{T_{See}}{T_{prim,out}} \right) dt \quad (7)$$

Wärmepumpe (Bilanzgrenze 2)

Aufgrund von Irreversibilitäten im Kältemittelkreislauf und der Grädigkeiten der Wärmeübertrager der Wärmepumpe wird der eingesetzte Kompressorstrom nicht vollständig in Exergie der Wärme auf Kondensatorseite umgesetzt. Der Exergieverlustanteil wird in diesen Untersuchungen anhand des äußeren Gütegrades auf Basis des Carnot-Wirkungsgrades bzw. der Kondensator- und Verdampferaustrittstemperaturen berechnet.

$$\eta_{WP} = \frac{COP}{COP_{max}} = \frac{\frac{\dot{Q}_{Kond}}{P_{Komp}}}{1} = \frac{\frac{\dot{Q}_{Kond}}{P_{Komp}}}{\frac{T_{sek,out} - T_{prim,out}}{T_{sek,out}}} \quad (8)$$

Die Exergieverluste der Wärmepumpe ergeben sich dementsprechend wie folgt:

$$X_{loss,2} = \int_0^{Jahr} P_{Komp} (1 - \eta_{WP}) dt \quad (9)$$

Wärmespeicher (Bilanzgrenze 3)

Die Speicherladepumpe verursacht wiederum die Exergieverluste analog zu Gleichung (6).

$$X_{loss,3a} = \int_0^{Jahr} P_{P,sek} dt = W_{P,sek} \quad (10)$$

Der Exergieverlust durch den Wärmespeicher kann anhand der Differenz aus zu- und abgeführten Wärme bzw. Exergieströmen ermittelt werden.

$$X_{loss,3b} = \int_0^{Jahr} \dot{Q}_{Sp,in} \left(1 - \frac{T_{See}}{T_{Sp,in}} \right) - \dot{Q}_{Sp,out} \left(1 - \frac{T_{See}}{T_{Sp,out}} \right) dt \quad (11)$$

Wärmeverteilung (Bilanzgrenze 4)

In dem hier betrachteten System sind weder eine separate Pumpe zur Wärmeverteilung noch ein Beimischventil auf der Sekundärseite vorhanden, dennoch sollen zur Vollständigkeit die entsprechenden Verlustterme genannt werden:

$$X_{loss,4a} = \int_0^{Jahr} P_{P,TABS} dt = W_{P,TABS} \quad (12)$$

Analog zu Gleichung (11) ergeben sich Exergieverluste durch Mischvorgänge in einem Beimischventil zu: (Wärmeverluste am Ventil werden vernachlässigt)

$$\begin{aligned} X_{loss,4b} &= \int_0^{Jahr} \dot{Q}_{sek} \left(1 - \frac{T_{See}}{T_{Ventilin}} \right) - \dot{Q}_{sek} \left(1 - \frac{T_{See}}{T_{Ventilout}} \right) dt \\ &= \int_0^{Jahr} \dot{Q}_{sek} \left(\frac{T_{See}}{T_{Ventilout}} - \frac{T_{See}}{T_{Ventilin}} \right) dt \end{aligned} \quad (13)$$

Wärmeübergabe (Bilanzgrenze 5)

Für die Wärmeübergabe sind Heizflächenübertemperaturen gegenüber der Raumluft notwendig. Die Exergieverluste infolge der Verwendung hoher Vorlauftemperaturen ergeben sich ebenfalls analog zu Gleichung (111).

$$X_{loss,5} = \int_0^{Jahr} \dot{Q}_{TABS} \left(\frac{T_{See}}{T_{Raum}} - \frac{T_{See}}{T_{TABS,in}} \right) dt \quad (14)$$

Mithilfe der dargestellten Exergieverlustterme kann entsprechend zum EER ein exergetischer Wirkungsgrad (Exergy Efficiency Ratio - XER) definiert werden (Backhaus et al., 1984) (Gasser et al., 2008).

$$\begin{aligned} XER &= \frac{X_{nutz}}{X_{in}} = \frac{X_{Bedarf}}{X_{Bedarf} + \sum_i X_{loss,i}} \\ &= \frac{X_{Bedarf}}{W_{P,prim} + W_{Komp} + W_{P,sek}} \end{aligned} \quad (15)$$

Für den XER wird das Gebäude als Bilanzgrenze festgelegt. Das bedeutet, etwaige exergetische Wirkungsgrade zur Stromproduktion (z.B. in Kraftwerken) werden nicht berücksichtigt.

Der hier definierte exergetische Wirkungsgrad ist eine thermodynamisch einwandfreie Bewertungsgröße für Niedrigexergiesysteme und liegt stets zwischen 0 und 1.

Mithilfe des exergetischen Wirkungsgrades sind Rückschlüsse auf das Verbesserungspotential bezüglich des EER möglich. In einem idealen System wären die Exergieverluste gleich Null. Dementsprechend ergäbe sich ein idealer EER von:

$$EER_{ideal} = \frac{Q_{Heiz}}{X_{nutz}} = \frac{Q_{Heiz}}{X_{in} \cdot XER} = \frac{EER}{XER} \quad (16)$$

In den durchgeführten Arbeiten werden Untersuchungen bezüglich der Möglichkeiten von Pumpenenergieeinsparungen und der Erreichung günstigerer Temperaturniveaus für die jeweiligen Teilsysteme durchgeführt. Die Exergieverluste, welche aufgrund des Gütegrades der Wärmepumpe entstehen, werden für diese Untersuchungen als unvermeidbar angesehen. Damit ergibt sich der teil-ideale exergetische Wirkungsgrad zu:

$$\begin{aligned}
 XER' &= \frac{X_{\text{Bedarf}}}{X_{\text{Bedarf}} + X'_{\text{loss},2}} \\
 &= \frac{X_{\text{Bedarf}}}{\int_0^{\text{Jahr}} \frac{\dot{X}_{\text{Bedarf}}}{\eta_{WP}} dt}
 \end{aligned} \quad (17)$$

und entsprechend der teil-ideale EER zu:

$$EER'_{\text{ideal}} = \frac{EER}{XER'} \quad (18)$$

MODELLBASIERTER VERGLEICH VON REGELUNGSVARIANTEN

Es werden zwei Regelungsvarianten bezüglich der auftretenden Exergieverluste in den jeweiligen Teilsystemen gegenüber der im Gebäude implementierten Referenzregelungsstrategie untersucht. Anhand der exergetischen Bewertung können zu Beginn die Teilsysteme bei der Referenzregelung erkannt werden, in denen hohe Exergieverluste auftreten. Zur Verbesserung des Anlagenbetriebs werden anschließend Varianten zur Regelung der Sekundärkreispumpe mit dem Ziel der Minimierung der benötigten Pumpenenergie bzw. Exergieverluste in der Fußbodenheizung untersucht.

Referenzregelung (REF)

Die Referenzregelung basiert auf einer Rücklauftemperaturregelung. Dafür ist eine Heizkurve für die Rücklaufsolltemperatur in Abhängigkeit des gleitenden Mittels der Außentemperatur der vergangenen 24 Stunden hinterlegt. Bei Unterschreiten der Rücklaufsolltemperatur wird die Wärmepumpe zur Wärmeerzeugung angefordert. Da die Rücklauftemperatur als Regelgröße verwendet wird, ist die Sekundärpumpe, solange die Heizgrenztemperatur von 15°C nicht erreicht wird, dauerhaft in Betrieb. Wie aus Abbildung x erkennbar, verursacht dies einen hohen Exergieverlust von 78 kWh/a für die Sekundärkreispumpe (X_loss_3a). Des Weiteren liefert diese Regelung im Jahresverlauf zeitweise Über- bzw. Unter-temperaturen im Raum, da in der Regelung die tatsächliche Raumtemperatur als Regelgröße nicht berücksichtigt wird.

Regelungsvariante 1 (VARI)

Bei der ersten Regelungsvariante wird die Sekundärkreispumpe in Abhängigkeit der Raumtemperatur und einer Hysterese von 1 K geregelt. Die Anforderung der Wärmepumpe erfolgt anhand der Speichertemperatur und einer Hysterese von 2 K. Bei Überschreitung der Heizgrenztemperatur wird der Heizbetrieb ebenfalls unterbunden. Abbildung x zeigt, dass durch die bedarfsgeregelte Sekundärkreispumpe die Exergieverluste um ca. 68% auf 25 kWh/a gesenkt werden können. Die Exergieverluste der Fußbodenheizung steigen leicht um ca. 5%, da durch die Speichertemperaturregelung höhere Vorlauftemperaturen verwen-

det werden. Insgesamt sinkt der Exergieverbrauch von 950 kWh/a auf 902 kWh/a.

Regelungsvariante 2 (VAR2)

Bei der zweiten Regelungsvariante erfolgt die Regelung der Anlage in einem periodischen Betrieb, d.h. die Fußbodenheizung wird in periodischen Abständen mit Wärme versorgt. Wenn eine Unterschreitung der Raumsolltemperatur auftritt, wird die Sekundärkreispumpe bzw. die Wärmepumpe für einen definierten Zeitraum von 15 min betrieben. Anschließend erfolgt eine Sperrung des Anlagenbetriebs für einen ebenfalls definierten Zeitraum von 15 min. Falls die Heizanforderung weiterhin besteht, wiederholt sich der Vorgang. Dieser intermittierende Betrieb ist an den Vorschlag zur intermittierenden TABS-Regelung aus (Tödtli et al., 2009) angelehnt. In dieser Regelungsvariante wird ausgenutzt, dass beim Start eines Beladungsvorganges der Fußbodenheizung günstigere Temperaturniveaus für die Wärmeübergabe zwischen Wärmeträgerfluid und Fußboden herrschen und damit höhere thermische Leistungen übertragen werden. Hierdurch ergeben sich Senkungen der Exergieverluste in der Fußbodenheizung (X_loss_5) von ca. 6% auf 100 kWh/a gegenüber der Referenzregelung. Des Weiteren wird die Betriebszeit der Sekundärkreispumpe gesenkt, wodurch Exergieersparungen von 59 kWh/a bzw. 76% entstehen. Der Gesamtexergieverbrauch verringert sich um 80 kWh/a bzw. 8%.

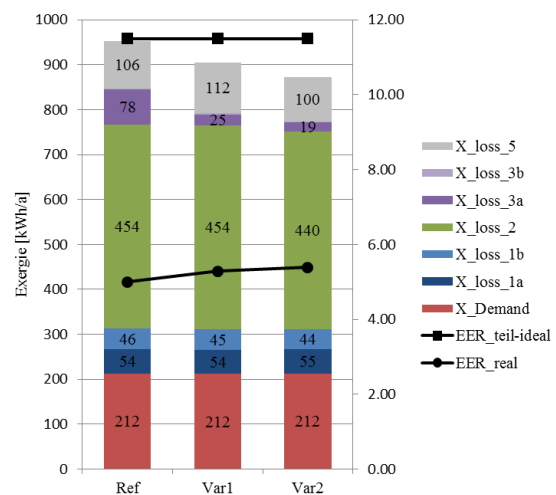


Abbildung 6 Vergleich der auftretenden Exergieverluste und Jahresarbeitszahlen für die Referenzregelung sowie der zwei Regelungsvarianten

Die exergetischen Wirkungsgrade liegen bei 22,3%, 23,5% bzw. 24,4% für die Referenzregelung bzw. die Varianten 1 und 2. Damit kann der exergetische Wirkungsgrad zwar um 2,1 Prozentpunkte gesteigert werden, die erreichten Jahresarbeitszahlen liegen mit 5,0, 5,3 bzw. 5,4 dennoch weit unter den in Gleichung (17) bzw. (18) definierten teil-idealen Jahresarbeitszahlen von 11,5.

AUSBLICK

Mithilfe des Modells sollen in zukünftigen Untersuchungen Optimierungen des Systems durchgeführt werden. Aus Simulationen werden einflussreiche Regelungsparameter wie Volumenströme im Primär- und Sekundärkreis, Pumpenlaufzeiten, Soll-Vorlauftemperaturen usw. identifiziert und mithilfe von Optimierungstools ein optimierter Parametersatz zur Erzielung eines maximalen EER ermittelt werden.

LITERATUR

- Backhaus, U., Schlichting H.J. 1984. Der exergetische Wirkungsgrad. Der Physikunterricht 18/3, S. 58-61, 1984.
- Baehr, H.D., Kabelac, S. 2009. Thermodynamik. Gabler Wissenschaftsverlage.
- Churchill, S.W., Chu, H.H.S. 1975. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate. Int. J. Heat Mass Transfer 18 (1975), S. 1323/1329.
- DIN EN ISO 13790:2008-09. Energieeffizienz von Gebäuden – Berechnung des Energiebedarfs für Heizung und Kühlung.
- Gasser, L., Hilfiker, K., Wellig, B. 2008. Exergie-Analyse: Wegleitung zu effizienten Heizsystemen mit Wärmepumpen. 15. Schweizerische Statuseminar „Energie- und Umweltforschung im Bauwesen“.
- Jacob, D. 2012. Gebäudebetrieboptimierung - Verbesserungen von Optimierungsmethoden und Optimierung unter unsicheren Randbedingungen, Dissertation, Fraunhofer ISE, Freiburg.
- Koschenz, M., Lehmann, B. 2000. Thermoaktive Bauteilsysteme tabs, EMPA, Dübendorf.
- Miller, W., Patzel, O., Bäck, H.J., Wagner, H. Anlagenmechanik für Sanitär-, Heizungs- und Klimatechnik, Tabellenbuch. Westermann Verlag, 1. Auflage, 2011.
- Tödtli, J., Gwerder, M., Lehmann, B., Renggli, F., Dorer, V. 2009. TABS Control. Faktor Verlag, Zürich. 1. Auflage. 2009.
- VDI Wärmeatlas, 2006. VDI-Verlag, Düsseldorf, 10. Auflage, 2006.
- Wasserwirtschaftsamt Weilheim. 2011. Messstellen-Nr. 803400066. <http://www.hnd.bayern.de/>
- Wetter, M. 2011. Modelica library for building energy and control systems. Lawrence Berkley National Laboratory. <http://simulationresearch.lbl.gov/modelica>