

## EXPERIMENTELLE VALIDIERUNG VON SIMULATIONSMODELLEN AN EINEM HARDWARE-IN-THE-LOOP WÄRMEPUMPENPRÜFSTAND

S. Hummel<sup>1</sup>, C. Betzold<sup>1</sup>, K. Kandasamy<sup>1</sup>, S. Bordin<sup>1</sup>, G. Harhausen<sup>1</sup> und A. Dentel<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Technische Hochschule Nürnberg Georg Simon Ohm, Nürnberg, Deutschland

### KURZFASSUNG

Basierend auf einer experimentellen Messkampagne werden zwei Simulationsmodelle mit unterschiedlichen Modellierungstiefen, welche die Anlagenkomponenten einer Sole-Wasser-Wärmepumpe und eines thermischen Energiespeichers abbilden, validiert. Auf Grundlage von Referenzlastprofilen nach VDI 4655 werden Messungen an einem Hardware-in-the-Loop Wärmepumpenprüfstand unter realitätsnahen Betriebssituationen und Randbedingungen durchgeführt. Die Validierungsergebnisse zeigen generell eine hohe Genauigkeit des detaillierten Modells gegenüber den gemessenen Systemgrößen, aber auch dem vereinfachten Modell, auf. So können beispielsweise absolute Fehler im Ladezustand des Speichers von höchstens 7,2 Prozentpunkten und von der mittleren Speichertemperatur von 1,4 °C ermittelt werden. Der Einsatz des detaillierten Modells ist für eine zukünftige Entwicklung von Regelungsstrategien zu bevorzugen.

### ABSTRACT

An experimental validation of two different kind of system simulation models, which both imply a brine/water heat pump as well as a thermal energy storage are carried out. Based on daily load profiles in accordance with VDI 4655, measurements on a hardware-in-the-loop heat pump test bench are performed to evaluate the system components under realistic operating conditions.

The validation results confirm the high accuracy of the detailed system model compared to both our measured system parameters and the simplified model. An absolute error of the state of charge and the mean storage temperature of up to 7.2 percentage points and 1.4 °C is determined, respectively. The use of a detailed model for any further heat pump control development is recommended.

### EINLEITUNG

Die steigenden Anforderungen an eine möglichst flexible Betriebsweise von Wärmepumpen (WP) erfordern innovative Regelungsstrategien, die unter Einbezug von externen Einflüssen einen netzdienlichen, eigenverbrauchs-, kosten- oder energetisch-

optimierten Betrieb gewährleisten. Dies kann zum Beispiel durch eine regelungstechnische Anpassung an flexible Stromtarife oder an die fluktuierende Erzeugung aus erneuerbaren Energien erfolgen. Speziell die Kombination aus elektrisch betriebenen WP und thermischen Energiespeichern (TES) birgt dabei ein hohes Einsatz- und Optimierungspotential (Arteconi et al. 2013, Heinrich-Böll-Stiftung 2018, Dentel et al. 2019), da hierdurch eine Lastverschiebung mittels der Speicherung von sensibler Wärme von zeitweise überschüssigem Netz- oder Eigenstrom realisiert werden kann. Battaglia et al. (2017) schlussfolgern aus Systemsimulationen, dass durch den Betrieb einer WP, vorwiegend in Zeiten hoher solarer Einstrahlung, der Eigenstromanteil aus einer Photovoltaikanlage erhöht und der Strombezug aus dem Netz um 11 % reduziert werden kann. Psimopoulos et al. (2016) untersuchten simulativ unterschiedliche Regelungsstrategien. Die Autoren konnten durch den Einsatz eines geeigneten TES einen Anstieg des Eigenstromanteils um bis zu 15 % und eine Verringerung des Endenergiebedarfs um 8 % ermitteln.

Neuartige Regelungsstrategien für den Wärmepumpenbetrieb, wie zum Beispiel modellprädiktive Regelungen (Verhelst 2012, Buderus et al. 2016, Felten & Weber 2017) berücksichtigen unter anderem auch Wetter- und Lastprognosen. Mit modellbasierten Optimierungsverfahren kann die Betriebsweise einer technischen Anlage im gewählten Prognosehorizont kosten- und leistungsoptimiert gesteuert werden. So berichten Halvgaard et al. (2012) aber auch Finck et al. (2017) von Stromkostensparnissen von bis zu 35 % bzw. 44 % im Vergleich zu konventionellen Wärmepumpensteuerungen.

In vorangegangenen Arbeiten wurden hierzu einfache, aber auch detailliertere Ansätze zur Modellierung von WP, TES und der Gebäudeheizlast entwickelt, welche sich in ihrer Rechenzeit und ihren Einsatzmöglichkeiten unterscheiden (Fischer et al. 2014, Buderus & Dentel 2017). Die in einer Simulationsumgebung entwickelten Regelungen erzielen in Bezug auf die Prognosegenauigkeit zwar gute Ergebnisse, jedoch ist damit nicht unmittelbar ein optimierter Betrieb in der realen Anwendung gewährleistet. Hierfür sind Simulationsmodelle mit hinreichender Genauigkeit bei moderatem Rechenaufwand notwendig. Eine Validierung

der entwickelten Anlagenmodelle ermöglicht zukünftig eine gezieltere Entwicklung weiterer Optimierungs- und Regelungsstrategien.

Der vorliegende Beitrag präsentiert innerhalb einer Systemanalyse die Validierung von zwei Simulationsmodellen anhand von Typtagen. Die Validierung der implementierten Simulationsmodelle wird auf Grundlage von repräsentativen Betriebsituationen unter realitätsnahen Randbedingungen durchgeführt. Als Bewertungsmethodik wird eine Kombination aus computergestützten Systemsimulationen und Hardware-in-the-Loop (HiL) Messungen angewendet. Dabei werden speziell die von Buderus et al. (2018) vorgestellten Anlagenmodelle im Rahmen dieser Arbeit herangezogen und validiert. Die Autoren beschreiben zwei Modelle: ein vereinfachtes Modell, basierend auf einer Leistungsbilanzierung des TES in einem Temperaturnode, und ein detailliertes Anlagenmodell, welches einen Mehrschichtenspeicher und temperaturniveauabhängige Wärmepumpenleistungen berücksichtigt. Beide Ansätze sollen nach dem oben genannten Vorgehen analysiert und miteinander verglichen werden.

## METHODIK

### HiL-Prüfstand, Sensorik und WP-Regelung

Der verwendete HiL-Prüfstand kombiniert Wärmeerzeugungsanlagen mit thermischen Energiespeichern und den entsprechenden Wärmequellen und -senken zur Emulation gewisser Gebäudeheizlasten, Trinkwarmwasserbedarfe oder Quellenregime. Mit dem Prüfstand ist eine realitätsnahe und dynamische Untersuchung einer Einzelkomponente, aber auch eines gesamten Wärmeerzeugungssystems möglich.

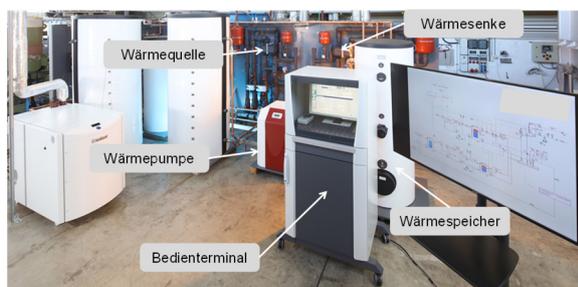


Abbildung 1: HiL-Prüfstand für Wärmepumpen- und BHKW-Systeme an der TH Nürnberg.

In dieser Arbeit wird eine Sole-Wasser-WP (Glen Dimplex, 2020) in Kombination mit einem Heizpufferspeicher ohne interne Wärmeübertrager eingesetzt. Trinkwarmwasserbedarfe werden vorerst nicht berücksichtigt. Die WP verfügt über eine Norm-Heizleistung (B0/W35) von 10,9 kW, eine elektrische Leistungsaufnahme von 2,2 kW und einen Coefficient of Performance (COP) von 4,9. Der TES fasst ein Volumen von 500 Litern. Der gesamte HiL-Prüfstand ist in Abbildung 1 dargestellt, die entsprechende Hydraulik in Abbildung 2.

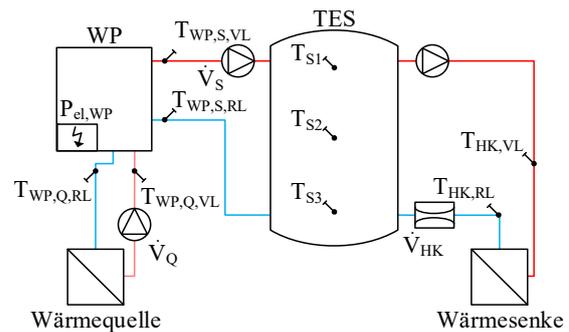


Abbildung 2: Schemazeichnung der Anlagenhydraulik und -sensorik.

Während der experimentellen Messkampagne erfolgt der Betrieb der WP durch deren interne Regelung. Hierbei wurde größtenteils auf die Standardeinstellung des Herstellers zurückgegriffen, jedoch betriebsrelevante Einstellungen geändert, wie einer monoenergetischen Betriebsweise, Festwertregelung der Heizkreisrücklauftemperatur auf einen Sollwert von 35 °C und einer Hysterese der Rücklaufsolltemperatur von 2 K. Bei einer Spreizung der WP von ca. 5 K über deren Kondensator, ergeben sich durch die Hystereseregelung heizkreisseitige Austrittstemperaturen  $T_{WP,S,VL}$  von maximal 42 °C. Die Eintrittstemperatur  $T_{WP,S,RL}$  übersteigt demnach nicht 37 °C. Die Quellenaustrittstemperatur  $T_{WP,Q,VL}$  beträgt nahezu konstant 10 °C.

Zur energetischen Bilanzierung sind im HiL-Prüfstand Temperatur- und Volumenstromsensoren installiert (siehe Abbildung 2). Damit ist eine thermische Bilanzierung der WP sowohl quellen- als auch senkenseitig möglich. Über einen elektrischen Energiezähler ist die Leistungsaufnahme der WP erfasst. Der TES ist mit drei internen Temperaturfühlern in Tauchhülsen ausgestattet. Die aus dem TES abgeführte Heizleistung wird ebenfalls thermisch bilanziert.

### Referenzlastprofile nach VDI 4655

Der HiL-Prüfstand soll während der experimentellen Messkampagne einem realitätsnahen Heizlastprofil unterliegen. Hierzu führt die VDI-Richtlinie 4655 (2019) Referenzlastprofile des Strom-, Heiz-, und Trinkwarmwasserbedarfes auf, welche für die Auslegung, Simulation oder Berechnung von Wärmeerzeugungsanlagen, PV-Anlagen, Wärme- oder Stromspeichern herangezogen werden können. Die Richtlinie unterscheidet dabei zwischen Lastgängen für Einfamilienhäuser (Bestandsgebäude), Niedrigenergiewohnhäuser (Neubau) und Mehrfamilienhäuser im Bestand.

Die Lastprofile der einzelnen Typtage sind zehn Typtagkategorien zugeordnet (siehe Tabelle 1). Deren Bezeichnung setzt sich aus der Jahreszeit (Übergang, Sommer, Winter), dem Wochentag (Werktag, Sonntag) und dem Bewölkungsgrad (Heiter, Bewölkt) entsprechend zusammen. Zur Evaluierung wurden

lediglich die vier Winter-Typtagkategorien (WWH, WWB, WSH und WSB) ausgewählt. Diese zeichnen sich durch hohe und im Tagesverlauf schwankende Heizlasten aus.

Tabelle 1: Typtagkategorien nach VDI 4655.

Jahreszeit	Werktag		Sonntag	
	Heiter	Bewölkt	Heiter	Bewölkt
Übergang	ÜWH	ÜWB	ÜSH	ÜSB
Sommer	SWX		SSX	
Winter	WWH	WWB	WSH	WSB

Aus den in der VDI-Richtlinie hinterlegten normierten Tageslastgängen wird das Referenzlastprofil errechnet. Hierzu ist vorab die Definition eines realitätsnahen Gebäudes nötig, um die spezifische Heizlast der Gebäudefläche anzupassen. Aufgrund der Komponentendimensionierung im HiL-Prüfstand, wurden zwei Doppelhaushälften (Niedrigenergiehaus, Neubau) mit einer gemeinsamen Heizzentrale angenommen. Das fiktive Gebäude befindet sich in der vom Deutschen Wetterdienst definierten Klimazone 13. Die beheizte Wohnfläche beträgt  $2 \times 140 \text{ m}^2$  (Durchschnitt nach Statistisches Bundesamt, 2019), der spezifische Heizenergiebedarf  $35 \text{ kWh m}^{-2} \text{ a}^{-1}$  und der Jahresheizenergiebedarf  $9800 \text{ kWh}$ . Die Wärmeübergabe erfolgt in Niedertemperatur über eine Fußbodenheizung. Die resultierenden Lastprofile sind in Abbildung 3 ersichtlich.

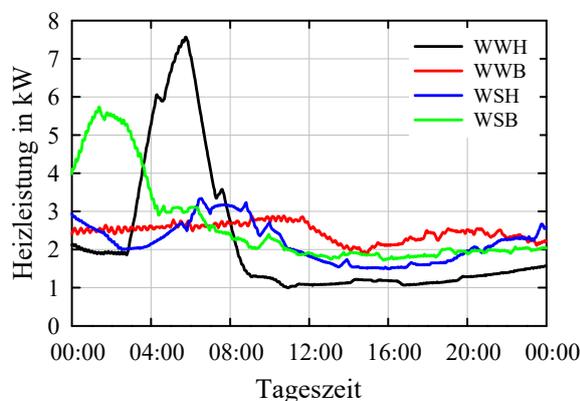


Abbildung 3: Lastprofile der vier ausgewählten Typtagkategorien für Wintermonate.

### Modellbeschreibung

Im Rahmen dieser Arbeit wird zwischen zwei grundlegenden Anlagenmodellen unterschieden, welche von Buderus et al. (2018) vorgestellt und im Rahmen ihrer Arbeit zur Optimierung von Wärmepumpensystemen eingesetzt wurden.

#### Vereinfachtes Modell

Im vereinfachten Modell wird der TES als vollständig durchmischt mit einer Speichertemperatur  $T_s$  angesehen, an welchem die zu- und abgeführten Lasten zu

$$C_s \frac{dT_s(t)}{dt} = \dot{Q}_{WP}(t) - \dot{Q}_{Last}(t) - \dot{Q}_{S,Ver}(t) \quad (1)$$

bilanziert werden (vgl. Abbildung 4). Die Speicherkapazitätsrate  $C_s$  ergibt sich als Produkt aus dem Speichervolumen  $V_s = 500 \text{ Liter}$ , der Dichte  $\rho_w = 1000 \text{ kg m}^{-3}$  und der spezifischen Wärmekapazität  $c_{p,w} = 4,18 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$  (jeweils von Wasser) und beträgt  $0,58 \text{ kWh K}^{-1}$ .

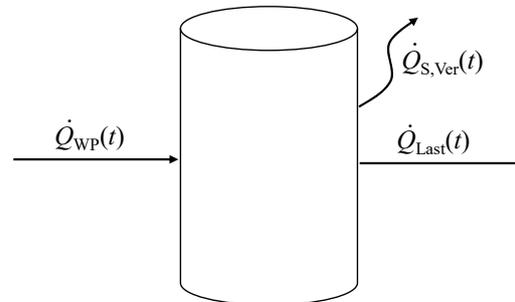


Abbildung 4: Vollständig durchmischter thermischer Speicher als zentrale Anlagenkomponente im vereinfachten Modell.

Die Heizleistung der Wärmepumpe  $\dot{Q}_{WP}$  wird anhand des in den Experimenten ermittelten An-Aus-Schaltsignals  $f_{WP}$  zu

$$\dot{Q}_{WP}(t) = f_{WP}(t) \cdot \dot{Q}_{WP,max} \quad (2)$$

berechnet, wobei die maximale Heizleistung  $\dot{Q}_{WP,max}$  im vereinfachten Modell als konstant angenommen wird. Sie wird nach Herstellerangaben für einen im HiL-Prüfstand typischen mittleren Betriebspunkt (B10/W40) mit  $13,9 \text{ kW}$  festgelegt. Die dem TES entzogene Last  $\dot{Q}_{Last}$  wird anhand der experimentell ermittelten Entzugslast

$$\dot{Q}_{Last}(t) = c_{p,w} \cdot \dot{V}_{HK} \cdot \rho_w \cdot (T_{HK,VL} - T_{HK,RL}) \quad (3)$$

dem Simulationsmodell als Eingangsgröße vorgegeben. Die Speicherwärmeverluste

$$\dot{Q}_{S,Ver}(t) = (UA)_s \cdot (T_{S,max} - T_a) = const. \quad (4)$$

werden über den gesamten Zeitraum als konstant angenommen. Der Wärmedurchgangskoeffizient beträgt  $(UA)_s = 1,72 \text{ W K}^{-1}$  und die Umgebungstemperatur  $T_a = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ .

#### Detailliertes Modell

Die WP wird im detaillierten Modell anhand der Verdampfer- und Kondensatoreintrittstemperaturen ( $T_{WP,Q,VL}$  bzw.  $T_{WP,S,RL}$ ) charakterisiert. Somit werden Änderungen im Temperaturniveau im Modell berücksichtigt – die Heizleistung ist dementsprechend variabel. Die thermische und die elektrische Leistung werden auf Grundlage der Herstellerangaben durch ein Polynom errechnet, welches durch zwei Parametersätze bestimmt ist. Genutzt wird hierzu ein Modell

in Anlehnung an das Kompressionswärmepumpenmodell nach Wetter & Afjei (1996).

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{WP} \text{ bzw. } P_{el,WP} = & b_1 + b_2 \cdot T_{WP,Q,VL}^* + \dots \\ & b_3 \cdot T_{WP,S,RL}^* + b_4 \cdot T_{WP,Q,VL}^* \cdot T_{WP,S,RL}^* + \dots \\ & b_5 \cdot T_{WP,Q,VL}^{*2} + b_6 \cdot T_{WP,S,RL}^{*2} \end{aligned} \quad (5)$$

In Gleichung (5) gehen die normalisierten Verdampfer- und Kondensatoreintrittstemperaturen  $T_x^* = T_x / 273,15 + 1$  ein. Die Parameter  $b_{1...6}$  sind für das hier genutzte Wärmepumpenmodell auf Basis einer multiplen Regression mittels den Herstellerangaben ermittelt worden und in Tabelle 2 aufgetragen.

Tabelle 2: Parameter zur Bestimmung der Heizleistung und elektrischen Leistungsaufnahme.

	Für $\dot{Q}_{WP}$	Für $P_{el,WP}$
<b>b1</b>	-110,13	34,43
<b>b2</b>	-37,12	3,11
<b>b3</b>	184,55	-75,04
<b>b4</b>	-149,39	6,65
<b>b5</b>	144,61	-5,07
<b>b6</b>	-20,52	36,84

Für den TES wird auf ein Modell von Becker (2006) zurückgegriffen. Der Autor beschreibt einen Mehrschichtenspeicher, bestehend aus  $N$  Speicherschichten mit einem Schichtvolumen von je  $V_i = V_S / N$  (für  $i = 1 \dots N$ ). Für den in dieser Arbeit simulierten TES wurde  $N = 3$  Schichten vorausgesetzt, zumal im realen TES entsprechend drei Temperatursensoren installiert sind. Das Modell berücksichtigt unter anderem auch interne Wärmeströme zwischen den Speicherschichten sowie Wärmeverluste an die Umgebung (siehe Abbildung. 5). Die Be- und Entladewärmeströme werden stets in die oberste bzw. die unterste Speicherschicht eingebracht.

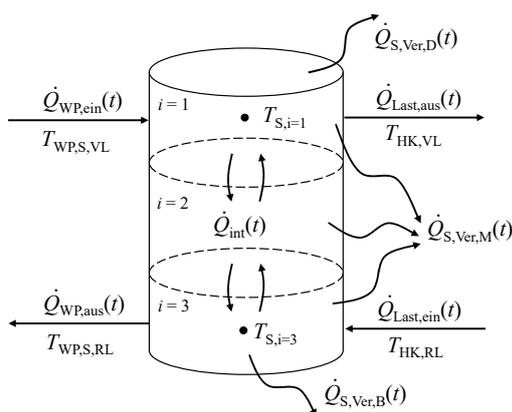


Abbildung 5: Mehrschichtenspeicher als zentrale Anlagenkomponente im detaillierten Modell.

Die Heizleistung der Wärmepumpe  $\dot{Q}_{WP,ein}$  wird erneut anhand des An-Aus-Schaltsignals  $f_{WP}$  zu

$$\dot{Q}_{WP,ein}(t) = f_{WP}(t) \cdot \dot{Q}_{WP}(T_{WP,Q,VL}, T_{WP,S,RL}) \quad (10)$$

berechnet, wobei die Heizleistung  $\dot{Q}_{WP}$  mit dem Polynom nach Gleichung (5) ermittelt wurde. Die dem TES entzogene Last  $\dot{Q}_{Last,aus}$  entspricht der experimentell ermittelten Entzugslast nach Gleichung (3). Die Speicherwärmeverluste der Mantelfläche  $\dot{Q}_{S,Ver,M}$ , des Speicherbodens  $\dot{Q}_{S,Ver,B}$  und des Speicherdeckels  $\dot{Q}_{S,Ver,D}$  werden in Anlehnung an Gleichung (4) mit ihrer spezifischen Fläche und Schichttemperatur  $T_{S,i}$  errechnet. Der interne Wärmeaustausch zwischen den Schichten  $\dot{Q}_{int}$  berechnet sich zu

$$\dot{Q}_{int,i}(t) = V_S \cdot \frac{\lambda_S}{H_S} \cdot N \cdot (T_{S,i+1} - T_{S,i}), \quad (7)$$

mit einer Speicherhöhe  $H_S = 2$  m. Bei den internen Wärmeströmen werden sowohl konvektive als auch konduktive Wärmeströme in der Speicherwand berücksichtigt, sodass sich eine effektive Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_S = 1,57 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$  ergibt. Sodann kann für jede Speicherschicht  $i = 1 \dots N$ , unter Berücksichtigung der tatsächlich in der jeweiligen Schicht auftretenden Wärmeströme, die Leistungsbilanz zu

$$\frac{C_S}{N} \frac{dT_{S,i}(t)}{dt} = \dot{Q}_{WP,i}(t) - \dot{Q}_{Last,i}(t) + \dots + \dot{Q}_{int,i}(t) - \dot{Q}_{S,Ver,i}(t) \quad (8)$$

aufgestellt und die entsprechende Speicherschichttemperatur  $T_{S,i}$  errechnet werden.

### Weitere Systemgrößen

Als weiteres Bewertungskriterium wird der Ladezustand des TES, der sogenannte State of Charge (SoC), berechnet. Dieser ist definiert zu

$$SoC(t) = \frac{Q_S(t)}{Q_{S,max}} = \frac{\overline{T_S}(t) - T_{S,min}}{T_{S,max} - T_{S,min}} \quad (9)$$

als der Quotient aus der aktuellen  $Q_S(t)$  und der maximal möglichen gespeicherten Wärmeenergie des TES  $Q_{S,max}$ . Unter der Annahme temperaturunabhängiger Fluidparameter kann der SoC als Quotient aus zwei Temperaturdifferenzen dargestellt werden. Hierbei ist  $\overline{T_S}(t)$  die mittlere Speichertemperatur sowie  $T_{S,max} = 45 \text{ °C}$  und  $T_{S,min} = 25 \text{ °C}$  die obere und untere Speichergrenztemperatur. Die maximal mögliche Speicherkapazität  $Q_{S,max}$  beträgt rund 11,6 kWh.

### Bewertungsmetrik

Zum Vergleich zwischen den simulierten Systemgrößen  $S_{x,i}$  und den gemessenen Größen  $G_{x,i}$  stellt die einfache Fehlerdistanz  $e_{x,i}$  mit

$$e_{x,i} = S_{x,i} - G_{x,i} \quad (10)$$

$i = 1, 2, \dots, n$  ( $n$  ist die Anzahl an Messpunkten bzw. Simulationszeitschritten) und  $x$  als Bezeichnung der Systemgröße für viele statistische Metriken die Grundlage für ihre Berechnung dar. In dieser Arbeit wird zur Bewertung der Systemgrößen der absolute Fehler  $|e_{x,i}|$ , als Betrag der einfachen Fehlerdistanz, und die Root-Mean-Square Error (RMSE) Metrik genutzt, welche zu

$$RMSE_x = \left[ n^{-1} \cdot \sum_{i=1}^n e_{x,i}^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (11)$$

definiert ist.

## SYSTEMBEWERTUNG

Zur funktionalen Systemanalyse werden die Soll-Ist-Werte des Heizenergiebedarfes miteinander bilanziert, um die Funktionalität aller Anlagenkomponenten im Prüfstand unter dynamischen Betriebsverhältnissen zu bestätigen. Beispielhaft sind hierzu in Abbildung 6 für den Typtag WWB und WWH die gemessene Heizleistung der Soll-Heizleistung (Referenzlastprofil) im Tagesverlauf gegenübergestellt.

Das Referenzlastprofil des Typtags WWB zeichnet sich durch einen wenig dynamischen Lastverlauf mit Heizlasten von 1,9 ... 2,9 kW aus. Der Soll-Heizenergiebedarf über die Messdauer (24 Stunden) beträgt 59,2 kWh, welchen das System zu 99,8 % decken kann. Im zeitlichen Verlauf können zwischen der Soll- und Ist-Heizlast ein absoluter Fehler von maximal 148 W ermittelt werden. Der  $RMSE_{Q,Last,WWB}$  ergibt sich zu 23 W.

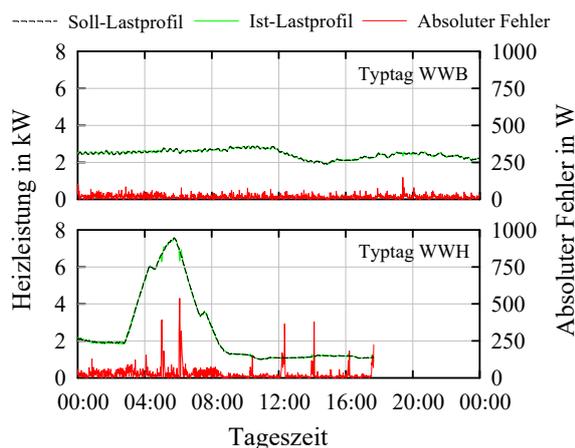


Abbildung 6: Soll- und Ist-Heizlastprofil der Typtage WWH und WWB sowie der absolute Fehler.

Das Referenzlastprofil des Typtags WWH ist dynamischer mit einer Heizlastspitze von bis zu 7,6 kW. Der Soll-Heizenergiebedarf über die Messdauer (ca. 18 Stunden) beträgt 43,8 kWh. Das System stellt

43,7 kWh zur Verfügung. Der absolute Fehler beträgt höchstens 538 W und der  $RMSE_{Q,Last,WWH}$  56 W. Für die beiden weiteren gemessenen Typtage werden vergleichbare Ergebnisse erzielt.

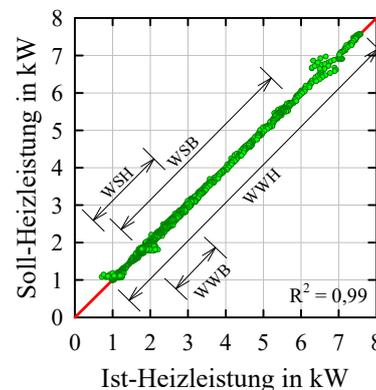


Abbildung 7: Streudiagramm der Soll- und Ist-Heizlast aller vier Referenztage.

Generell kann zwischen den Soll- und Ist-Heizlasten eine hohe Korrelation festgestellt werden. In Abbildung 7 sind die beiden Heizlasten aller vier Typtage graphisch in einem Streudiagramm gegenübergestellt. Sie weisen ein Bestimmtheitsmaß von  $R^2 = 0,99$  und einen  $RMSE$  von 40,6 W auf.

Der Heizbedarf der vorgegebenen Lastprofile kann zu jeder Zeit von der WP erbracht werden. Die Funktionalität der Systemkomponenten im HiL-Prüfstand kann unter dynamischen Heizbedarfsprofilen bestätigt werden.

## MODELLVALIDIERUNG

Für die eigentliche Modellvalidierung werden die in der Messkampagne ermittelten den simulierten Systemgrößen aus dem vereinfachten und dem detaillierten Modell entsprechend gegenübergestellt und bewertet. Dies sind unter anderem der Speicherladezustand  $SoC$ , die mittlere Speichertemperatur  $\bar{T}_S$ , die Heizleistung  $\dot{Q}_{WP}$ , die elektrische Leistungsaufnahme  $P_{el,WP}$  sowie die Leistungszahl  $COP = \dot{Q}_{WP} / P_{el,WP}$ .

In Abbildung 8 ist der gemessene den beiden simulierten  $SoC$  für alle vier Referenztage im Tagesverlauf gegenübergestellt. Der simulierte  $SoC$  des detaillierten Modells weist qualitativ eine hohe Übereinstimmung mit der Messung auf. Betrachtet man die gesamte simulierte Zeitspanne, können absolute Fehler in Höhe von 5,0 Prozentpunkten (WSH) bis 7,2 %-Pkt. (WSB) ermittelt werden. Es ergeben sich  $RMSE_{SoC}$  Werte von 1,7 %-Pkt. (WWB) bis höchstens 3,8 %-Pkt. (WSB). Dies entspricht einer Abweichung der gespeicherten Wärmeenergie des TES von 0,6...0,8 kWh. Der  $SoC$ -Verlauf des vereinfachten Modells folgt qualitativ den Messergebnissen, weist aber eine deutliche Drift zu höheren Speicherladezuständen auf. In den Anfangsphasen der Profile WWH und WSB treten relativ lange Betriebszustände der WP auf. Der absolute Feh

ler ist vier Stunden nach Messstart deutlich kleiner 10 %-Pkt., steigt dann aber auch bei diesen beiden Typtagen stark an. Die absoluten Fehler kumulieren sich auf 43...69 Prozentpunkte.

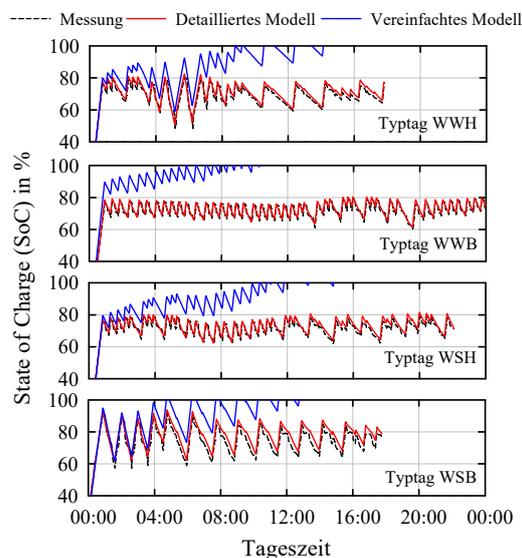


Abbildung 8: Gemessener und simulierter Speicherladezustand SoC aller vier Typtage.

Der in Abbildung 8 dargestellte Verlauf des SoC ist qualitativ mit der mittleren Speichertemperatur  $\bar{T}_S$  gleichzusetzen (vgl. Gleichung (9)), wobei ein SoC von 100 %  $\bar{T}_S = T_{S,max} = 45^\circ\text{C}$  impliziert. Dementsprechend ergeben sich mit dem detaillierten Modell absolute Fehler von höchstens  $1,4^\circ\text{C}$ . Der  $RMSE_{T,S}$  beträgt für den gesamten Zeitraum zwischen  $0,3...0,8^\circ\text{C}$ . Die bereits erwähnten deutlich größeren Abweichungen zum vereinfachten Modell im SoC, spiegeln sich auch in der mittleren Speichertemperatur wieder. Diese weicht absolut um bis zu  $13,7^\circ\text{C}$  vom Messergebnis ab.

Zur Bewertung des Wärmepumpenmodells sind in Abbildung 9 die Heizleistungen der ersten 6 Stunden eines jeden Typtages graphisch dargestellt. Deutlich erkennbar sind die beiden unterschiedlichen Modellansätze zur Berechnung der Wärmepumpenheizleistung: eine konstante Leistung im vereinfachten Modell (vgl. Gleichung (2)) und eine temperaturniveauabhängige Leistung im detaillierten Modell (vgl. Gleichung (5)). Die Heizleistung der WP steigt im Realbetrieb in den ersten Betriebsminuten sukzessive an. In beiden Modellen steht die Heizleistung aber bereits von Beginn an vollständig zur Verfügung, weshalb vor allem beim Anfahrvorgang starke Abweichungen zu erkennen sind. Der absolute Fehler beläuft sich auf bis zu  $11,5\text{ kW}$  in beiden Modellen. Es wird ein  $RMSE_{Q,WP}$  von rund  $3,7\text{ kW}$  ermittelt. Betrachtet man lediglich den quasi-stationären Wärmepumpenbetrieb und vernachlässigt den Anfahrvorgang in den ersten Minuten nach dem Start der WP, so können absolute Fehler deutlich kleiner  $2,0\text{ kW}$  und ein  $RMSE_{Q,WP}$  von bis zu  $2,0\text{ kW}$  genannt werden.

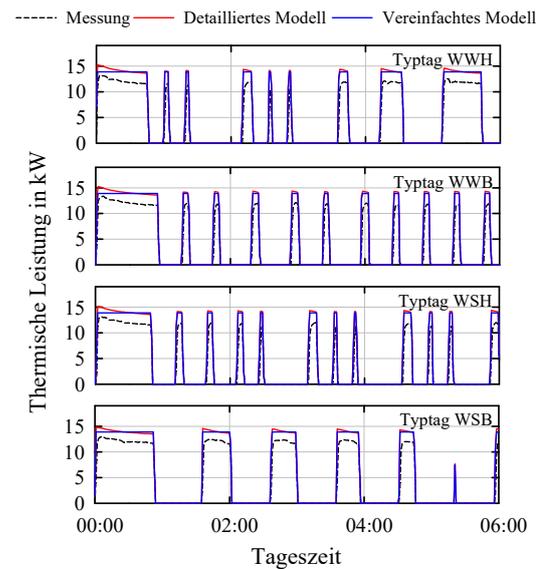


Abbildung 9: Gemessene und simulierte Wärmepumpenheizleistung aller vier Typtage.

Die gleichen Modellannahmen treffen auch bei der elektrischen Leistung der WP zu. Da diese aber auch im Realbetrieb sofort vom Stromnetz bezogen wird (ohne Anfahrereffekte), fallen die absoluten Fehler mit höchstens  $0,3\text{ kW}$  für das vereinfachte und  $0,5\text{ kW}$  für das detaillierte Modell deutlich moderater aus. Der  $RMSE_{P,el,WP}$  liegt bei höchstens  $0,2\text{ kW}$ .

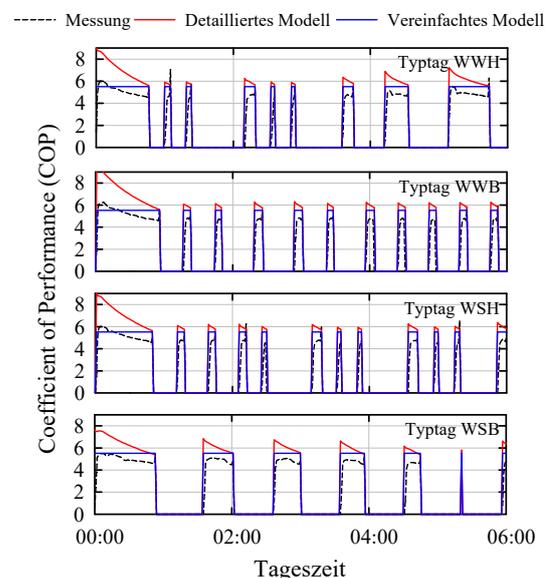


Abbildung 10: Gemessene und simulierte Leistungszahl COP aller vier Typtage.

Aufgrund der Berechnung des COP als Quotient aus Heizleistung und elektrischer Leistungsaufnahme der WP, sind dessen Modellierungsungenauigkeiten vergleichbar mit denen der thermischen Leistung. So treten auch hier starke Abweichungen hauptsächlich in den ersten Minuten nach Start der WP auf (siehe Abbildung 10). Im Vergleich zu den Messungen werden im detaillierten Modell absolute Fehler von  $6,6...7,0$

und ein  $RMSE_{COP}$  von 2,4...2,8 berechnet. Auch hier würden sich der absolute Fehler auf kleiner 2,0 und  $RMSE_{COP}$  auf 1,0...1,2 belaufen, sofern die ersten Minuten nach Start der WP (Anfahrvorgang) nicht in der Auswertung berücksichtigt werden.

### Funktionalität des vereinfachten Modells

Grundsätzlich stellt sich nach oben präsentierten Ergebnissen die Frage nach der allgemeinen Funktionalität des vereinfachten Modells und dessen Modelltreue, trotz teils hoher Ungenauigkeiten. Hierzu wurde eine erneute Anlagensimulation durchgeführt, bei welcher die tatsächlich gemessene Wärmepumpenheizleistung als Modellinput in Anlehnung an Gleichung (2) zu

$$\dot{Q}_{WP}(t) = f_{WP}(t) \cdot \dot{Q}_{WP,mess}(t) \cdot PF \quad (11)$$

mit dem Korrekturfaktor  $PF = 1,154$  eingeht. Der sich hieraus ergebende  $SoC$  ist graphisch für alle vier Typtage in Abbildung 11 dargestellt. Mit der Anpassung der Randbedingungen werden absolute Fehler in Höhe von 10,9...23,0 %-Pkt. festgestellt. Die  $RMSE_{SoC}$  Metrik verringert sich auf Werte zwischen 2,8 und 8,4 Prozentpunkte.

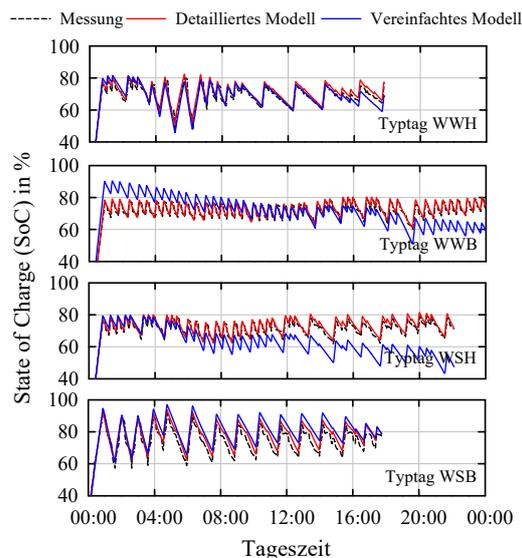


Abbildung 11: Gemessener und simulierter Speicherladezustand  $SoC$  mit abweichenden Randbedingungen im vereinfachten Modell.

## ZUSAMMENFASSUNG

Zur Validierung von zwei Simulationsmodellen, welche sich in ihrem Modellierungsgrad unterscheiden, wurden repräsentative Typtage nach VDI 4655 herangezogen. Auf Grundlage dieser Referenzlastprofile wurden Messungen an einem Hardware-in-the-Loop Wärmepumpenprüfstand in repräsentativen Betriebsituationen unter realitätsnahen Randbedingungen durchgeführt.

Das detaillierte Modell weist generell eine hohe Modelltreue gegenüber den gemessenen Systemgrößen auf. So können beispielsweise absolute Fehler im Speicherladezustand ( $SoC$ ) von höchstens 7,2 Prozentpunkten und  $RMSE_{SoC}$  Werte von maximal 3,8 Prozentpunkten ermittelt werden, was einer Abweichung der gespeicherten Wärmeenergie des TES von 0,8 kWh entspricht. Ebenso weicht die simulierte mittlere Speichertemperatur deutlich weniger als  $1,4\text{ }^{\circ}\text{C}$  von den gemessenen Werten ab.

Im vereinfachten Modell zeigen die Simulationen, dass unter der Annahme einer konstanten Heizleistung nach Herstellerangaben (für einen im Prüfstand typischen Betriebspunkt) die gemessene Heizleistung überschätzt wird. Hauptsächlich bei relativ kurzen Betriebsintervallen der WP führt dies zu einem übermäßig hohen Energieeintrag in den TES, da sich im Realbetrieb die Heizleistung sukzessive bis auf einen quasi-stationären Wert erhöht. Diese Anfahreffekte sind auf thermische Trägheiten des Systems zurückzuführen und werden vom Modell bisher nicht berücksichtigt. Das Modell stellt die Ausgangsleistung also sofort und vollständig zur Verfügung. Über den Tag hinweg kumulieren sich diese Abweichungen und führen zu einem rapiden und unrealistischen Anstieg der Speichermitteltemperatur. So weicht diese um bis zu  $13,7\text{ }^{\circ}\text{C}$  von der Messung ab. Ebenso können absolute Fehler im  $SoC$  von 43...69 Prozentpunkten ermittelt werden. In einer zusätzlichen Anlagensimulation mit dem vereinfachten Modell wurde die tatsächlich gemessene Wärmepumpenheizleistung als Modellvorgabe herangezogen. Unter der getroffenen Annahme wird die gemessene Heizleistung zusätzlich mit einem Korrekturfaktor  $PF = 1.154$  multipliziert, welcher anhand von empirischen Vergleichsrechnungen zwischen der stationär-gemessenen Heizleistung und der Herstellerangabe bestimmt wurde. Dies kann auf Messfehler am Prüfstand aber auch auf abweichende Herstellerangaben zurückzuführen sein.

Es wird geschlussfolgert, dass das vereinfachte Modell die Anlagenkomponenten physikalisch korrekt abbilden kann, jedoch der Bezug auf Herstellerangaben bzw. die Annahme konstanter Heizleistungen zu erheblichen Modellungenauigkeiten führen. Durch reale Messwerte aus Leistungsmessungen, welche im Prüfstand auf einem typischen Temperaturniveau des Realbetriebes ermittelt wurden, kann eine signifikant höhere Modelltreue erreicht werden. Das detaillierte Modell zeigt grundsätzlich, durch seine physikalisch exaktere Abbildung der Anlagenkomponenten, höhere Genauigkeit zu den Messungen. Der Einsatz des detaillierten Modells ist aufgrund seiner Modelltiefe grundsätzlich zu bevorzugen. Jedoch muss je nach Anwendungsfall, zum Beispiel aus Performancegründen, für eine zukünftige Entwicklung intelligenter bzw. prädiktiver Regelungsalgorithmen auch auf einfachere Modelle zurückgegriffen werden.

## DANKSAGUNG

Das dieser Veröffentlichung zugrunde liegende Projekt „InnoProSys - Technologietransfer innovativer Produkte und Systeme in der Energie- und Gebäudetechnik“ wird aus Mitteln des Europäischen Fonds für Regionale Entwicklung (EFRE) gefördert.

Die Autoren danken für die Unterstützung. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt ausschließlich bei den Autoren.

## LITERATUR

- Arteconi, A., Hewitt, N. J., Polonara, F., 2013. Domestic demand-side management (DSM): Role of heat pumps and thermal energy storage (TES) systems. *Applied Thermal Engineering* 51 (1-2), S. 155 – 165.  
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.09.023>
- Battaglia, M., Haberl, R., Bamberger, E., Haller, M., 2017. Increased self-consumption and grid flexibility of PV and heat pump systems with thermal and electrical storage. *Energy Procedia* 135, S. 358 - 366.  
<https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.09.527>
- Becker, R., 2006. Optimierung thermischer Systeme in dezentralen Energieversorgungsanlagen. Dissertation, Technische Universität Dortmund.
- Buderus, J., Dentel, A., Stephan, W., 2016. Model predictive control for air conditioning systems in production sites. 12<sup>th</sup> REHVA World Congress CLIMA 2016, Aalborg, Denmark.
- Buderus, J., Dentel, A., 2017. Generalization Approach for Models of Thermal Buffer Storages in Predictive Control Strategies. 15<sup>th</sup> International Conference of IBPSA - Building Simulation, San Francisco, USA.
- Buderus, J., Betzold, C., Kandasamy, K., Dentel, A., 2018. Gegenüberstellung zweier Modellbasierter Optimierungen für den Wärmepumpenbetrieb. Tagungsband BauSIM 2018, S. 415 – 422, Karlsruhe. <https://doi.org/10.5445/IR/1000085743>
- Dentel, A., Betzold, C., Stephan, W., 2019. Smart Operation Strategies for Heat Pumps in Dwellings. The 16<sup>th</sup> International Conference of IBPSA - Building Simulation 2019, Rome, Italy.
- Felten, B., Weber, C., 2017. Modeling the Value of Flexible Heat Pumps. HEMF Working Paper No. 09/2017, Universität Duisburg / Essen.
- Finck, C., Li, R., Zeiler, W., 2017. Operation of heat pumps for smart grid integrated buildings with thermal energy storage. 12<sup>th</sup> IEA Heat Pump Conference, Rotterdam.
- Fischer, D., Rivera, T., Lindberg, K. B., Wille-Haussmann, B., Madani, H., 2014. Investigation of Thermal Storage Operation Strategies with Heat Pumps in German Multi Family Houses. *Energy Procedia* 58, S. 137 – 144.  
<https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.10.420>
- Glen Dimplex. 2020. Datenblatt SI 11TU. Online: <http://www.dimplex.de/pdf/de/SI11TU.pdf>. (abgerufen am 10.03.2020).
- Halvgaard, R., Poulsen, N. K., Madsen, H., Jørgensen, J. B., 2012. Economic Model Predictive Control for Building Climate Control in a Smart Grid. IEEE PES Innovative Smart Grid Technologies (ISGT), Washington, DC, USA.  
<https://doi.org/10.1109/ISGT.2012.6175631>
- Heinrich-Böll-Stiftung, Green European Foundation, European Renewable Energies Federation, Le Monde diplomatique, 2018. *Energieatlas 2018*, Berlin.
- Psimopoulos, E., Leppin, L., Luthander, R., Bales, C. 2016. Control algorithms for PV and Heat Pump system using thermal and electrical storage. ISES EuroSun 2016, Palma de Mallorca, Spanien.  
<https://doi.org/10.18086/eurosun.2016.08.13>
- Statistisches Bundesamt, 2019. *Wirtschaftsrechnungen: Einkommens- und Verbrauchsstichprobe Wohnungsverhältnisse privater Haushalte. Fachserie 15, Sonderheft 1, EVS 2018*, Berlin.
- VDI 4655, 2019. *Referenzlastprofile von Wohngebäuden für Strom, Heizung und Trinkwarmwasser sowie Referenzerzeugungsprofile für Fotovoltaikanlagen. VDI-Richtlinie 4655, Blatt 1*, Beuth Verlag, Berlin.
- Verhelst, C., 2012. Model predictive control of ground coupled heat pump systems for office buildings. Dissertation, Katholieke Universiteit Leuven.
- Wetter, M., Afjei, Th., 1996. TRNSYS TYPE 401 Kompressionswärmepumpe inklusiv Frost- und Taktverluste, Zentralschweizerisches Technikum Luzern, Schweiz.