

Analyse eines Wärmepumpensystems mit Heißgasent- heizung für unterschiedliche Regelungs- und Hydraulikstrategien

F. Hengel, A. Heinz, R. Rieberer

Institut für Wärmetechnik – Technische Universität Graz, Graz, Österreich

ABSTRACT: In this study, an extensive analysis of a desuperheater (DES) applied in a combined solar and air-source heat pump (ASHP) system for a residential low heating energy building (45 kWh/(m²a)) under the climatic conditions of Graz is carried out. The heat pump system uses R410A as refrigerant and has a heating capacity of 4.9 kW (@ A-12W35). The main focus of the investigations lies on the analysis of different control strategies and types of integration of the DES into the system. Therefore five strategies are analyzed. For the investigations a validated TRNSYS heat pump model is implemented in a simulation system, which comprises a buffer storage system, a thermal solar collector system as well as the heat distribution and the heat dissipation system.

The results show energy saving potentials by applying a DES compared to the reference system without DES. This is mainly due to the lower amount of heat provided for "direct" domestic hot water (DHW) preparation by the heat pump. The results for the investigated control strategies show a maximum increase in the seasonal performance factor (SPF) and electrical energy savings of 5.3 % and 5.0 %, respectively, for an extra hydraulic loop of the DES with its own circulation pump. The other four strategies show annual electrical energy savings of about 4 % compared to the reference system without DES.

1. EINLEITUNG

Der Einsatz von Wärmepumpen (WP) im Bereich der Raumheizung (RH) und der Warmwasserbereitung (WWB) für Einfamilienhäuser (EFH) ist weit verbreitet und bietet eine Möglichkeit konventionelle Heizungssysteme (z.B. elektrische Heizstäbe, Öl-, Gasheizungen, etc.) zu ersetzen und den Primärenergieeinsatz zu reduzieren (Chua et al., 2010).

Speziell WP mit der Quelle Außenluft (ASHP) sind für Heiz- und Kühlanwendungen im Wohnbereich aufgrund der geringen Installationskosten und deren Effizienz sehr verbreitet (Heo et al., 2011). Der Europäische Wärmepumpenmarkt zeigt für Luft-Wasser-WP einen großen Marktanteil (Nowak, 2013), bzw. steigende Absatzzahlen am österreichischen Markt im letzten Jahrzehnt (Biermayr et al., 2013).

Aufgrund steigender Marktanteile wird das Interesse, die Performance von WP zu verbessern, immer größer. Eine Möglichkeit ist die Verwendung eines Enthitzers, eines zusätzlichen Wärmetauschers zwischen Kompressoraustritt und Kondensatoreintritt. Dabei wird der Energieinhalt des überhitzten Kältemittels (KM) verwendet und damit ein sekundäres Medium erhitzt, z.B. Wasser für die Beladung des WW-Volumens eines Wärmespeichers. Der Vorteil dabei ist, dass gleichzeitig zum RH-Betrieb, bei niedriger Kondensationstemperatur (senkenseitig 30 bis 35 °C) und daher hoher Effizienz, Wärme auf einem hohen Temperaturniveau (50 bis 60 °C) durch den Enthitzer bereitgestellt werden kann. Dadurch kann die Wärmeerzeugung durch die WP zur reinen WWB, die bei hoher Kondensationstemperatur stattfindet, reduziert werden.

Experimentelle Untersuchungen betreffend der Performance einer Enthitzerschaltung für die WWB mit unterschiedlichen Wasser- und KM-Eintrittstemperaturen wurden von Lee & Jones

(1996) durchgeführt bzw. wurden die erhaltenen Messdaten für die Validierung eines analytischen Modelles verwendet (Lee & Jones, 1997). Cui et al. (2008) und Biaoou & Bernier (2008) haben unterschiedliche Simulationsstudien mit einer Luft-Wasser-WP (Shao et al., 2004) bzw. mit erdreichgekoppelten WP durchgeführt und analysiert. Die Ergebnisse der erdreichgekoppelten WP mit Enthitzerschaltung zeigen Verbesserungen der Performance im Vergleich zu erdreichgekoppelten WP mit einem elektrischen Heizstab für die Warmwasserbereitung. Es wurde jedoch kein direkter Vergleich der WP mit und ohne Enthitzer durchgeführt.

Aktuelle Untersuchungen zeigen Anwendungen der Enthitzerschaltung im Bereich von WW-Wärmepumpen (Blanco et al., 2012, Blanco et al., 2013a und Blanco et al., 2013b) und erdreichgekoppelten Wärmepumpen (Fernández-Seara et al., 2012) mit HFKW-Kältemitteln. Aufgrund der höheren Quellentemperaturen in den gezeigten Studien sind im Vergleich zu ASHPs die Kompressoraustrittstemperaturen niedriger, was bedeutet, dass am Enthitzer weniger Leistung zur Verfügung steht.

Weiters konnte kein direkter Vergleich der System-Jahresarbeitszahl (SPF_{sys}) einer ASHP mit und ohne Enthitzer für die WWB unter den gleichen Randbedingungen in der Literatur gefunden werden. Auch Untersuchungen zur Verwendung einer WP mit Enthitzerschaltung in Kombination mit einer thermischen Solaranlage sind nicht verfügbar.

Der Fokus dieses Manuskript liegt auf der Untersuchung von Enthitzerschaltungen in ASHPs in Kombination mit einer thermischen Solaranlage. Weiters sollen unterschiedliche Hydraulik- bzw. Regelstrategien der Enthitzerschaltung untersucht werden und anhand der Jahresarbeitszahl bzw. des elektrischen Einsparungspotentials im Vergleich zu einer WP ohne Enthitzer beurteilt werden.

2. WÄRMEPUMPENMODELL

2.1 BESCHREIBUNG

Die Simulationen in diesem Manuskript wurden mittels TRNSYS (2012) bzw. dem semi-physikalischen Wärmepumpenmodell Type 877 (Dott et al., 2012) durchgeführt. Das Wärmepumpenmodell basiert auf der Berechnung des Kältemittelkreislaufes unter Berücksichtigung der thermodynamischen Stoffdaten des Kältemittels. Die Modellierung der Kompressor-effizienz wird mittels des Ansatzes des Gesamt-Isentropenwirkungsgrades $\eta_{is,ov}$ und des volumetrischen Wirkungsgrades λ_{vol} in Abhängigkeit der Kondensations- (t_{cond}) und Verdampfungstemperatur (t_{evap}) durchgeführt. Die Wärmetauscherberechnung erfolgt über den UA-Wert, welcher vom Massenstrom auf beiden Seiten abhängt, und den Eintrittsbedingungen auf beiden Seiten des Wärmetauschers (Massenstrom, Druck und Temperatur). Abb. 1 zeigt auf der linken Seite den Wärmepumpenkreislauf mit den einzelnen Komponenten, wie Kompressor, Enthitzer, Kondensator, Expansionsventil und Außenluft-Verdampfer. Das dazugehörige Temperatur-Enthalpie-Diagramm (t-h-Diagramm) ist auf der rechten Seite von Abb. 1 ersichtlich. Eine detailliertere Beschreibung des Wärmepumpenmodells bzw. Vergleiche mit Messdaten sind in Dott et al. (2012) dokumentiert.

2.2 ANNAHMEN FÜR DIE SIMULATIONEN

Da der Fokus der Simulationsstudie auf der Analyse des Enthitzers liegt, wurde ein Kompressor mit fixer Drehzahl verwendet. Dabei wurden für die Kompressoreffizienz ($\eta_{is,ov}$ und λ_{vol}) Kennfelder von Herstellerdaten verwendet (Emerson, 2015). Mit dem verwendeten Kompressor deckt die Heizleistung der WP die Heizlast (3,74 kW @ -12 °C) ohne Zusatzheizung ab.

Aufgrund des variablen Massenstroms auf beiden Wärmetauscherseiten (Kältemittel- und Sekundärseite, Wasser oder Luft) sind die UA-Werte der Wärmetauscher von beiden Massenströmen abhängig. Hierfür wurden für den Enthitzer und den Kondensator UA-Werte aus Messungen eines Sole-Wasser-Wärmepumpenprototyps, welcher am Institut für Wärmetechnik (IWT) gebaut wurde, herangezogen. Die UA-Werte für den Luftverdampfer basieren auf

Herstellerdaten. Weiters wurde die Annahme getroffen, dass ein elektronisches Expansionsventil installiert ist, welches die Überhitzung am Verdampferaustritt konstant auf 5 K regelt.

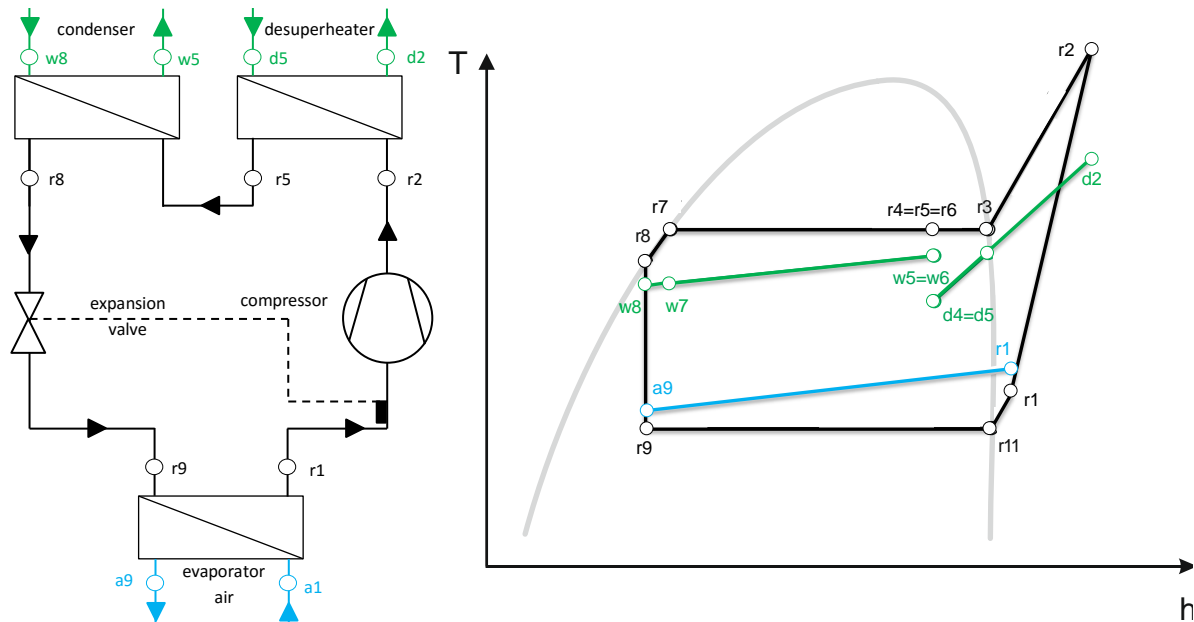


Abb. 1: Schema des Wärmepumpenkreislaufes (li.) und das dazugehörige Temperatur-Enthalpie-Diagramm (re.), wobei alle Wärmetauscher in Betrieb sind (Dott et al., 2012)

Die elektrische Leistung am Ventilator des Luftverdampfers wurde basierend auf Herstellerdaten angenommen. Dabei entspricht die nominelle elektrische Leistung des Ventilators 120 W bei einer maximalen Drehzahl von 650 min^{-1} . Bezüglich der Regelung des Ventilators wurden ebenfalls Herstellerangaben herangezogen. Unter einer Außentemperatur von $15 \text{ }^\circ\text{C}$ läuft der Ventilator auf maximaler Drehzahl, bei höheren Außentemperaturen wird die Ventilator-drehzahl aufgrund der Einsatzgrenzen des Kompressors (max. Verdampfungstemperatur) linear verringert (0 min^{-1} @ $45 \text{ }^\circ\text{C}$).

Weitere Vereinfachungen am Wärmemodell sind, dass Wärme- und Druckverluste im Kältemittelkreislauf bzw. in den Wärmetauschern, mit Ausnahme der Kompressorwärmeverluste, nicht berücksichtigt werden. Die Start- und Stopoverluste werden mittels einer einfachen Exponentialfunktion und einer Zeitkonstante ermittelt. Die Abtauverluste werden stationär betrachtet, wobei hier die Eisbildung am Verdampfer anhand der Verdampfungstemperatur und der Temperatur und Luftfeuchte der Außenluft ermittelt wird. Die benötigte Wärme zum Schmelzen des Eises wird von der Heizleistung des Kondensators abgezogen, was zur Folge hat, dass die Leistungszahl der Wärmepumpe (engl.: Coefficient of Performance, COP) sinkt. (Dott et al., 2012)

Eine Validierung des Wärmepumpenmodells mit Enthitzerschaltung wurde anhand von Messdaten des Prototyps, welcher am IWT gebaut wurde, durchgeführt und ist in Hengel et al. (2014) dokumentiert.

3. SYSTEMBESCHREIBUNG UND RANDBEDINGUNGEN

3.1 GESAMTSYSTEM

Das Wärmepumpenmodell, beschrieben im Kapitel 2, ist in ein Gesamtsystem implementiert, damit die Performance des Enthitzers anhand von Simulationen untersucht werden kann. Für die Simulationen wird das Kältemittel R410A verwendet. Das für die Simulationen verwendete

te Referenzsystem wurde im EU-Projekt MacSheep auf Basis von aktuellen Entwicklungen und Vorschlägen von Unternehmen erstellt (Bales et al., 2014).

Abb. 2 zeigt das angenommene Referenzsystem, eine Kombination aus thermischer Solaranlage und Wärmepumpe. Die Hauptkomponenten des Systems, die Wärmepumpe, der Pufferspeicher (engl.: thermal energy storage, TES), der Kollektorkreislauf (SC), die Hydraulik, das Heizungssystem und die Warmwasserbereitung (engl.: domestic hot water, DHW) sind in Abb. 2 ersichtlich.

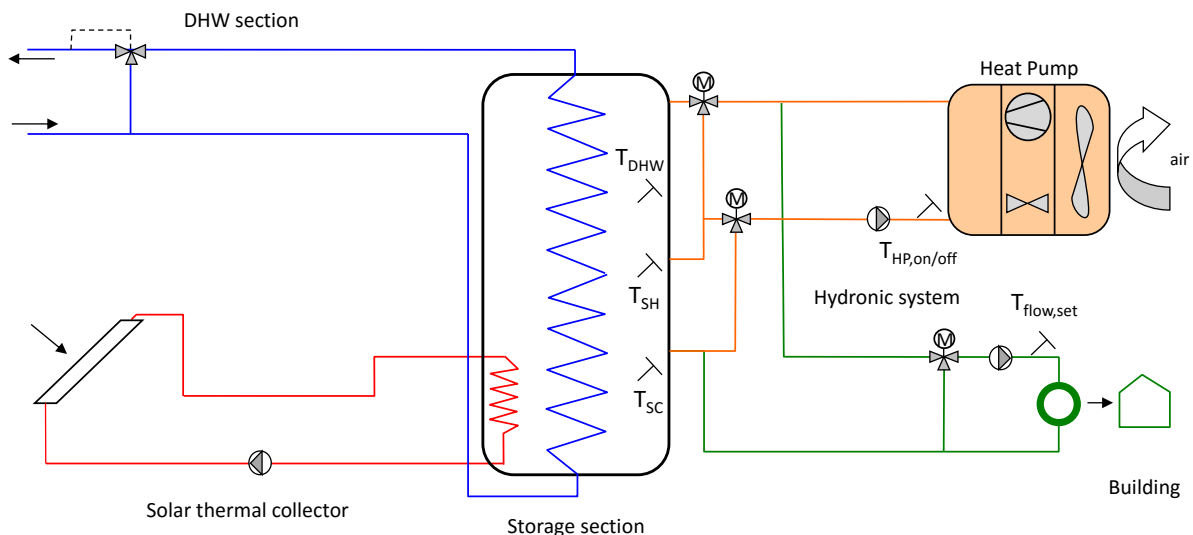


Abb. 2: Schema des Referenzsystems mit eingebauten Temperatursensoren (Bales et al., 2014)

Für die Beladung des Speichers über den Kollektorkreislauf (mit T_{SC} als Temperatursensor) und für die Warmwasserbereitung (T_{DHW}) werden interne Wärmetauscher verwendet. Die Wärmepumpe ist mit dem Pufferspeicher über drei Anschlüsse verbunden, welche aber wie vier Anschlüsse verwendet werden können. Die oberen beiden Rohrleitungen werden für die Beladung des oberen Teils des Pufferspeichers verwendet. Dies entspricht dem Volumen für die Warmwasserbereitung. Die Beladung des Volumens für die RH (T_{SH}) wird über den mittleren und unteren Anschluss durchgeführt. Die Umschaltung zwischen WWB und RH Modus erfolgt mittels zweier 3-Wege-Ventile. Die RH kann über den Pufferspeicher versorgt werden. Dabei wird warmes Medium aus dem mittleren Pufferspeicherbereich entnommen, der Rücklauf vom Heizungssystem wird über den unteren Anschluss wieder dem Speichers zugeführt. Im Fall einer RH-Anforderung und einer zu geringen Speichertemperatur T_{RH} wird die WP aktiviert. Ein Teil des Durchflusses der Wärmepumpe wird über den Speicher und der Rest direkt über den Heizkreis geführt. Die Aufteilung ergibt sich dabei aufgrund der Stellung des Drei-Wege-Ventils im Heizkreis bzw. der Vorlauf-Temperatur der Wärmepumpe. Der wasserseitige Massenstrom über den Kondensator konstant ist konstant, wobei sich dieser aus den Auslegungsbedingungen und einer wasserseitigen Spreizung von 5K ergibt (835 kg/h).

Tab. 1 zeigt die wichtigsten verwendeten Simulationsmodelle, die dazugehörigen Parametrierung und relevante Referenzen.

3.2 KLIMA UND GEBÄUDE

Für die Simulationen wurde ein Klimadatensatz von Graz¹, mit einer Normaußentemperatur von -12 °C und 3102 Kd/a Heizgradtagen bei einer Raumtemperatur von 20 °C herangezogen.

¹ Basierend auf Monatswerte (durchschnittliche Monatswerte zwischen 2001 und 2010), Stundenwerte aller Parameter wurden mittels der Software METEONORM berechnet. Die Ergebnisse repräsentieren ein „typisches“ Jahr am betrachteten Standort.

Als Gebäude wird das Referenzgebäude vom IEA SHC TASK 44/HPP ANNEX 38 (T44A38) verwendet (Dott et al., 2013) mit einer Heizfläche von 140 m² und einem Heizwärmebedarf (HWB) von 45 kWh/(m²·a) für das Klima Straßburg. Für das Klima Graz weicht der HWB mit 46.3 kWh/(m²·a) nur geringfügig ab.

Tab. 1: Verwendete Modelle und Parametrierung

Modell	TRNSYS Type Nummer	Type Referenz	Parameter / Beschreibung
Solkollektor (SC)	T832v500	Haller et al., 2012	abgedeckter Kollektor: $\eta_0 = 0.793$, $a_1 = 3.95 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, $a_2 = 0.0122 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^2)$; Neigung: 45°; Ausrichtung: Süd; 9.28 m ²
Pufferspeicher (TES)	T340	Drück, 2006	Pufferspeicher; Inhalt: 0.763 m ³ , Höhe: 1.74 m; DHW-Wärmetauscher UA-Wert: 368 W/(m ² K) <u>WP zu TES für DHW</u> , relative Einlassposition (REP): 1.0, relative Auslassposition (RAP): 0.49; <u>WP zu TES für SH</u> , REP: 0.49; RAP: 0.26 <u>TES zu Gebäude (BUI)</u> , REP: 0.26, RAP: 0.49 <u>SC zu TES</u> : REP: 0.45, RAP: 0.0 <u>TES zu DHW Entladung</u> : REP: 0.03, RAP: 0.95 <u>relative Sensorpositionen</u> : Temperatur DHW (T_{DHW}): 0.65 Temperatur SH (T_{SH}): 0.44 Temperatur SC (T_{SC}): 0.18
Wärmepumpe (WP)	T877	Dott et al., 2012	Luft-Wasser WP mit Scrollkompressor: Heizleistung @A-12W35 ² : 4.85 kW, COP: 2.85 Heizleistung @A2W35: 7.25 kW, COP: 4.21
Gebäude	T56	Transsolar, 2010	Standard Type; Detaillierte Informationen in 3.2

Mit einer Raumtemperatur von 20 °C und der Normaußentemperatur von -12 °C ergibt sich eine Gebäudeheizlast von 3,74 kW. Die Vor- bzw. Rücklauftemperaturen für das Fußbodenheizungssystem sind 35 °C/30 °C im Auslegungszustand, wobei ein Heizkörperexponent von 1,1 angenommen wurde. Die verwendete Wärmepumpe hat eine Heizleistung von 4,85 kW bei Auslegungsbedingungen und ist somit leicht überdimensioniert. Da aber ein Teil der Ge-

² A-12W35: Lufteintrittstemperatur (engl.: air) von -12 °C und Kondensatoraustrittstemperatur (engl.: water) von 35 °C

samtheizleistung für den Enthitzer zur Warmwasserbereitung genutzt wird, ist mit der Überdimensionierung sichergestellt, dass genug Leistung am Kondensator zur Verfügung steht. Weiters wird anhand einer „Penalty“-Funktion der Komfort bezüglich der Raum- und der WW-Temperatur sichergestellt. Diese Funktion ist in der Berechnung der Jahresarbeitszahl (SPF) (Gl. (3)) inkludiert, wobei die „Penaltys“ 1% des HWB und 1% des WW-Bedarfs nicht überschreiten dürfen (Streicher & Heimrath, 2003).

Bezüglich dem Warmwasserprofil wird der Datensatz des Projekts MacSheep herangezogen (Bales et al., 2014). Der Warmwasserbedarf bei einer Temperaturdifferenz von 35K (45 °C WW Temperatur und 10 °C Kaltwassertemperatur) beträgt 2913 kWh/a, was dem Warmwasserbedarf eines Vierpersonenhaushaltes entspricht.

3.3 SYSTEMINTEGRATION UND REGELSTRATEGIEN FÜR DEN ENTHITZER

Dieses Kapitel beschreibt die verschiedenen Regelstrategien und die Typen der Integration des Enthitzers in das Gesamtsystem (Tab. 2). Für alle Strategien ist der Enthitzer kältemittelseitig in Serie zum Kondensator geschaltet und wird für die Beladung des oberen Speichervolumens verwendet. Parallele Warmwasserbereitung mit dem Enthitzer erfolgt immer dann, wenn die Wärmepumpe im Raumheizungsmodus ist. Im Falle, dass die Temperatur T_{DHW} unter 48 °C fällt, schaltet die Wärmepumpen in den „direkten“ WWB (WP belädt ausschließlich den oberen Teil des Speichers), welcher immer Vorrang hat. Der Vorgang endet, wenn T_{DHW} eine Temperatur von 52 °C erreicht. Die WP startet im Raumheizungsmodus, wenn T_{SH} unter eine Hysterese von Minus 3K fällt. Die WP stoppt, wenn $T_{HP,on/off} T_{flow,set}$ erreicht. Bei voll beladenem Pufferspeicher wird für die RH Energie vom Speicher bereitgestellt.

Tab. 2: Definition der verwendeten Strategien für den Enthitzer

No.	Description	Variable
1	Konstante Enthitzeraustrittstemperatur	$T_{DES,set}$
2	Konstante Temperaturdifferenz zwischen Kompressor- und Enthitzeraustrittstemperatur (wasserseitig)	ΔT_{comp}
3	Konstanter wasserseitiger Enthitzermassenstrom	$\dot{m}_{w,DES}$
4	Gleiche Kapazitätsströme ³ , kältemittel- und wasserseitig des Enthitzers	\dot{C}_{DES}
5	Enthitzerschaltung mit eigenem hydraulischem Kreislauf und eigener Umwälzpumpe	$\dot{m}_{DES,ExtraLoop}$

Die ersten vier Strategien verwenden das Hydraulikschema in Abb. 3, wo ein Teil des wasserseitigen Gesamtmassenstromes über den Kondensator dem Enthitzer zugeführt wird. Die Menge an Wasser über den Enthitzer wird anhand der Regelstrategie ermittelt und mittels des 3-Wege-Ventils eingestellt. Im Warmwasserbereitungsmodus werden beide Wärmetauscher mit Wasser in Serie durchströmt, wobei das 3-Wege-Ventil voll geöffnet ist.

Bei Strategie 1 wird über das 3-Wege-Ventil der Massenstrom durch den Enthitzer so eingestellt, dass die gewünschte Solltemperatur ($T_{DES,set} = 57$ °C) am Austritt des Enthitzers erreicht wird. Wenn die Kompressor-Austrittstemperatur unter 58,5 °C liegt, dann wird $T_{DES,set}$ auf die Kompressor-Austrittstemperatur minus 1,5 K gesetzt.

³ Kapazitätsstrom \dot{C} ist definiert als das Produkt von Massenstrom \dot{m} und spezifischer Wärmekapazität c_p

Bei Strategie 2 wird eine fixe Temperaturdifferenz zwischen der Kompressor- und der Wasseraustrittstemperatur aus dem Enthitzer eingestellt (z.B. $\Delta T_{comp} = 2K$). Dies wird wiederum mittels des 3-Wege-Ventils bewerkstelligt.

In Strategie 3 wird ein konstanter wasserseitiger Massenstrom über den Enthitzer eingestellt. Bei Strategie 4 wird der wasserseitige Massenstrom so eingestellt, dass sich kältemittel- und wasserseitig der gleiche Kapazitätsstrom ($\dot{m} \cdot c_p$) ergibt.

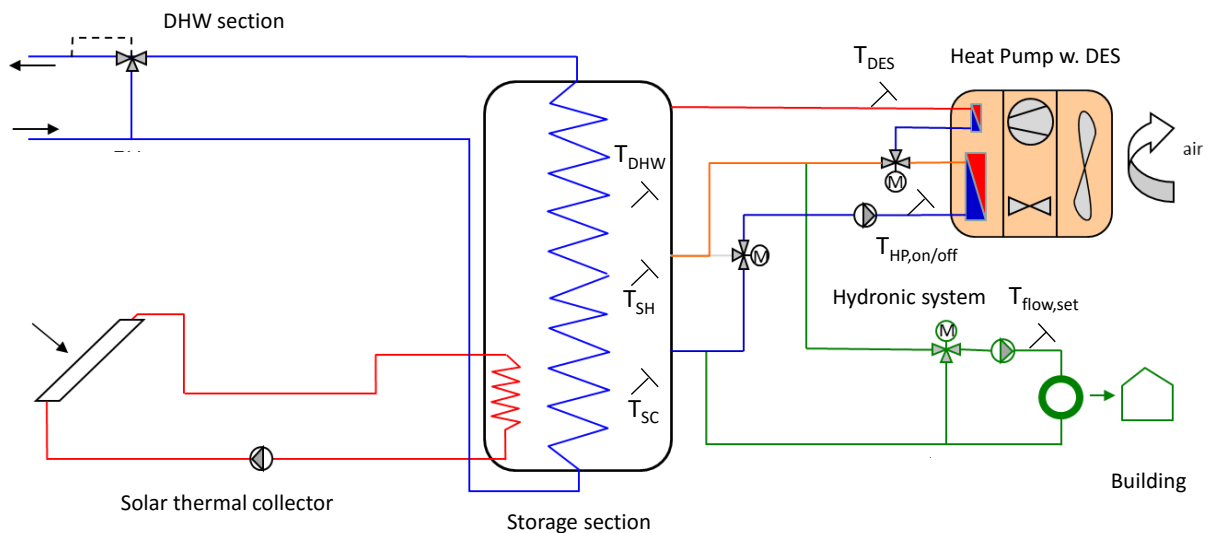


Abb. 3: Schema des adaptierten Gesamtsystems durch die Integration des Enthitzers im Wärmepumpenkreislauf (Strategie 1 bis 4)

Im Gegensatz zu den anderen Strategien wird in der Strategie 5 ein separater Wasserkreislauf mit eigener Zirkulationspumpe für die Beladung des oberen Speichervolumens verwendet (Abb. 4). Hierbei wird eine Hocheffizienzpumpe mit einer maximalen Leistungsaufnahme von 10 W angenommen. Direkte Warmwasserbereitung wird nicht mehr über Kondensator und Enthitzer bewerkstelligt, sondern nur noch über den Kondensator. Somit können die Dimensionen der Leitungen des Enthitzers zwischen Wärmepumpe und Speicher (Länge ist 6 m) verkleinert werden (Innendurchmesser von 25 mm auf 8 mm). Weiters wird auch die Dicke der Wärmedämmung der Leitungen (Wärmeleitfähigkeit von $0,042 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$) von 30 mm auf 20 mm reduziert.

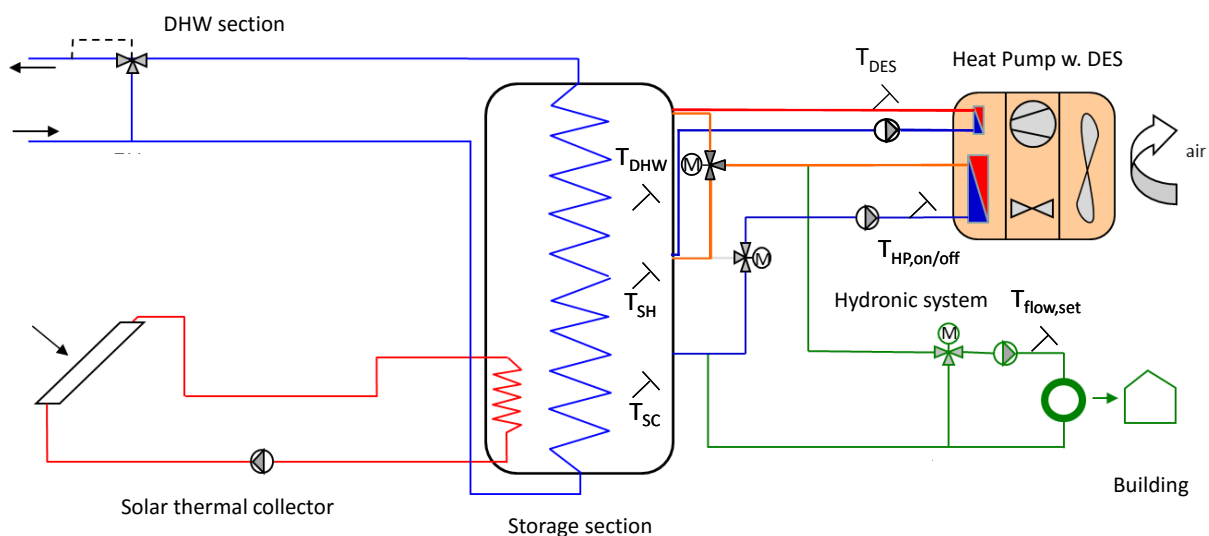


Abb. 4: Schema des Gesamtsystems mit separatem Kreislauf für den Enthitzer (Strategie 5)

Es sei hier erwähnt, dass durch den permanenten Betrieb des Enthitzers im Raumheizungsmodus, das Warmwasservolumen im Speicher nicht abgekühlt werden kann, da die Wärmepumpe nur dann in Betrieb ist, wenn die Temperatur im Speicher für die Raumheizungsanforderung nicht ausreicht. In diesem Fall ist der Mittelteil des Speichers auf einer viel niedrigeren Temperatur, als sie mit dem Enthitzer erreicht werden kann.

4. KENNZAHLEN

Zum Vergleich der unterschiedlichen Strategien werden der elektrische Energiebedarf $P_{el,sys}$, die Leistungszahl (COP) und die Systemjahresarbeitszahl (SPF_{sys}) herangezogen, die wie folgt definiert sind (Gl. (1) bis Gl. (3))

$$P_{el,sys} = P_{el,hp} + P_{el,pu} + P_{el,ctr} \quad (1)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_{Kond}}{P_{el,hp}} \quad (2)$$

$$SPF_{sys} = \frac{\int_{\tau=0}^{8760 h} (\dot{Q}_{SH} + \dot{Q}_{DHW}) d\tau}{\int_{\tau=0}^{8760 h} (P_{el,sys} + P_{el,SH,pen} + P_{el,DHW,pen}) \cdot d\tau} \quad (3)$$

$P_{el,sys}$	Elektrische Leistung aller Komponenten (WP, Pumpen, Regler) in kW
$P_{el,wp}$	Elektrische Leistung der gesamten Wärmepumpe in kW
$P_{el,pu}$	Elektrische Leistung der Pumpen inkl. Pumpe für RH in kW
$P_{el,ctr}$	Elektrische Leistung der Regler, konstant mit 0,02 kW angenommen
\dot{Q}_{Kond}	Heizleistung Kondensator (incl. Enthitzer) in kW
\dot{Q}_{SH}	Heizleistung Raumheizung in kW
\dot{Q}_{DHW}	Heizleistung Warmwasserbereitung in kW
$P_{el,SH,pen}$	„Penalty“ für die Raumheizung in kW
$P_{el,DHW,pen}$	„Penalty“ für die Warmwasserbereitung in kW

5. ERGEBNISSE UND DISKUSSIONEN

In diesem Kapitel sind die Ergebnisse der durchgeführten Simulationen dokumentiert. Auf der einen Seite wurde anhand eines stationären Betriebspunkts ein Vergleich der verschiedenen Strategien durchgeführt. Auf der anderen Seite wurden mittels Jahressimulationen die Einsparungspotentiale der Enthitzerschaltung im Gesamtsystemkontext aufgezeigt, wobei hier Variantenstudien mit unterschiedlichen Einstellungen (Vgl. Tab. 2) durchgeführt wurden.

5.1 STATIONÄRE UNTERSUCHUNGEN

Dieses Kapitel zeigt die Ergebnisse der stationären Untersuchungen anhand eines exemplarischen Betriebspunkts der Luft-Wasser Wärmepumpe mit Enthitzer.

Abb. 5 zeigt anhand der t/h Diagramme die Ergebnisse für die unterschiedlichen Strategien, bzw. Tab. 3 die detaillierten Ergebnisse. Das Diagramm links oben zeigt den WP-Kreislauf für das Referenzsystem ohne Enthitzerschaltung (Ref). Die darauffolgenden Abbildungen zeigen die Ergebnisse bei Strategie 1 (mit Enthitzerschaltung bei 57 °C), Strategie 2 (Temperaturdifferenz von 2K zwischen Austrittstemperatur Kompressor und Enthitzeraustrittstemperatur) und bei Strategie 3 (konstanter Massenstrom (30 kg/h)). Bei Strategie 4 wurden gleiche Kapazitätsströme (43 W/K) auf der Wasser- und der Kältemittelseite des Enthitzers verwendet. Strategie 5 ist durch seinen eigenen Enthitzer-Kreislauf mit einem Massendurchfluss von 30 kg/h und einer Wassereintrittstemperatur von 40 °C in den Enthitzer gekennzeichnet.

Tab. 3: Detaillierte Betrachtung der stationären Untersuchungen beim Betriebspunkt A2W30

Beschreibung	$T_{air,in}$ in °C	$T_{w,cond,in}$ in °C	$T_{w,cond,out}$ in °C	$T_{w,DES,out}$ in °C	$T_{r,cond,}$ in °C	\dot{Q}_{DES} in kW	\dot{Q}_{Cond} in kW	COP
Ref	2	23	30,4	-	32,99	-	7,0	4,11
1	2	23	29,3	57,0	32,73	1,0	6,0	4,13
2	2	23	29,7	64,0	32,86	0,7	6,3	4,12
3	2	23	29,4	58,1	32,75	1,0	6,0	4,13
4	2	23	29,2	55,0	32,69	1,1	5,9	4,14
5	2	23	29,7	60,3	32,85	0,7	6,3	4,12

Für alle Strategien wurde ein Massenstrom von $\dot{m}_{cond,w} = 835 \text{ kg/h}$ durch den Kondensator angenommen. Wie bereits in Kapitel 2.2 beschrieben, hängen die UA-Werte des Kondensators und des Enthitzers sowohl vom Massenstrom auf der Kältemittel- als auch auf der Wasserseite ab. Aufgrund des zusätzlich implementierten Enthitzers ist für die Strategien 1-5 die gesamte Wärmetauscherfläche auf der Senkenseite um ca. 21% größer.

Alle fünf Strategien wurden bei einem Betriebspunkt untersucht, welcher für den Betrieb der Wärmepumpe während eines großen Teils der Heizsaison repräsentativ ist (A2W30). Hier liegt die Wasseraustrittstemperatur des Kondensators des Referenzsystems bei 30,4 °C ($T_{w,cond,out}$). Für die Systeme mit Enthitzerschaltung ist die Heizleistung des Kondensators niedriger, da ein Teil der Leistung über den Enthitzer abgeführt wird. Aufgrund des konstanten wasserseitigen Durchflusses durch den Kondensator ist die Wasseraustrittstemperatur niedriger. Dennoch wird angenommen, dass dies für das besprochene System kein Problem darstellt, da die WP verglichen mit der Heizlast des Gebäudes überdimensioniert ist (vgl. Abschnitt 3.2).

Die Ergebnisse in Tabelle 3 zeigen, dass der Unterschied bzgl. des COP zwischen den untersuchten Strategien 1 bis 5 und dem Referenzsystem (Ref) sehr klein ist. Dennoch zeigt System 4 einen etwas höheren COP, was auf die niedrigste Temperaturdifferenz zwischen der Kondensationstemperatur (Kältemitteltemperatur des gesättigten Dampfes auf der Hochdruckseite) und der Temperatur auf der Wasserseite des Wärmetauschers zurückzuführen ist (Pinch-Point). Aufgrund der niedrigeren Temperaturdifferenz im Pinch-Point kommt es zu einer niedrigeren Kondensationstemperatur. Da die Verdampfungstemperatur für alle Systeme gleich ist (Kältemitteltemperatur des gesättigten Dampfes auf der Niederdruckseite), zeigt das Druckverhältnis π_{comp} (Verhältnis von Kondensations- zu Verdampfungsdruck) von System 4 den niedrigsten Wert, was zu einem geringeren Stromverbrauch des Kompressors führt. Außerdem ergibt sich aus dem niedrigeren Druckverhältnis ein höherer isentroper Wirkungsgrad des Kompressors.

Der COP kann durch den Enthitzer zwar nur geringfügig gesteigert werden, der große Vorteil liegt aber in der gleichzeitigen Bereitstellung eines höheren Temperaturniveaus, wodurch die Wärmebereitstellung für Warmwasser mit hoher Kondensationstemperatur stark reduziert werden kann.

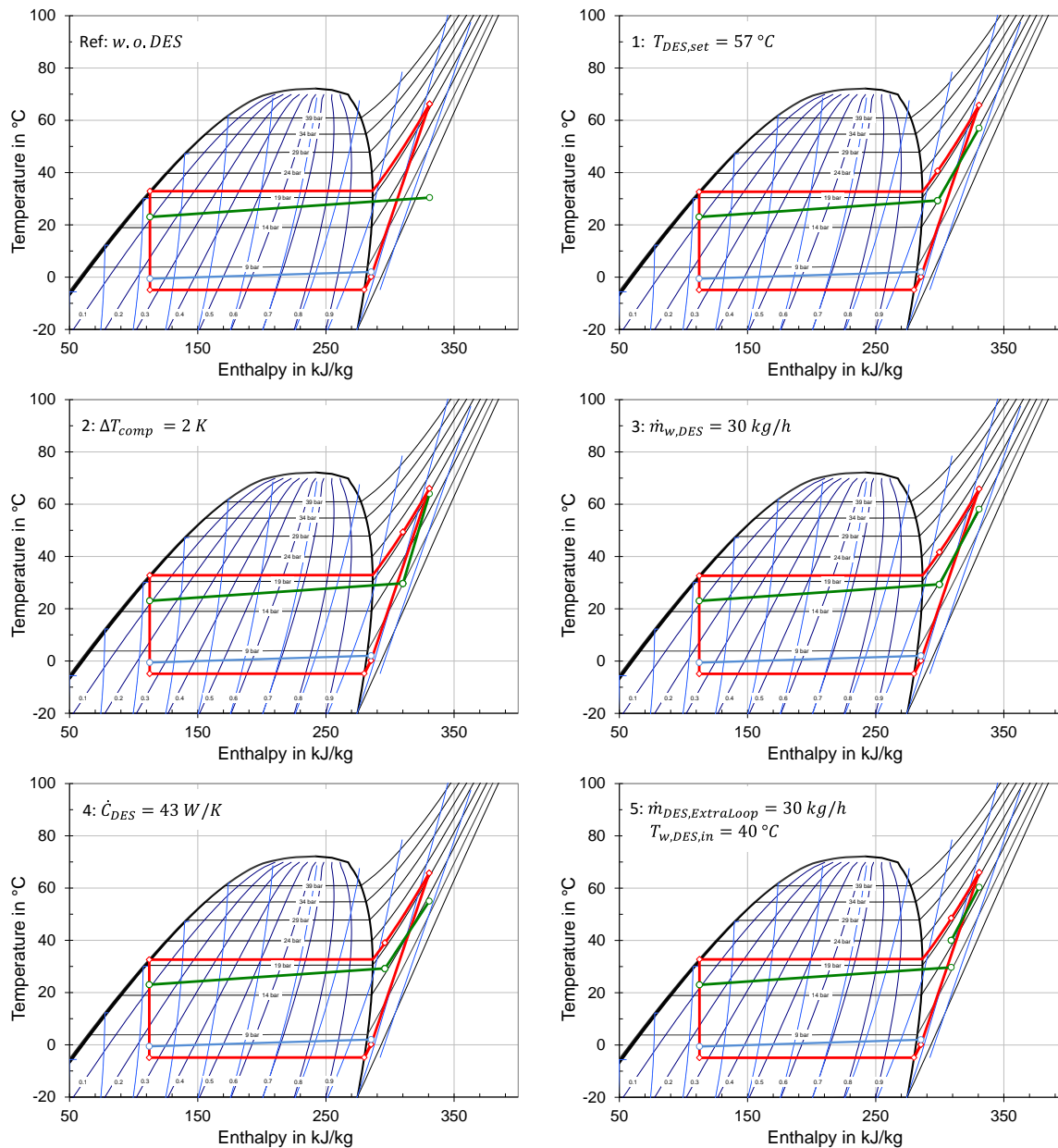


Abb. 5: Referenzsystem (Ref) und Strategie 1 bis 5 bei A2W30 im Temperatur-Enthalpie Diagramm (Kältemittel R410A)

5.2 JAHRESSIMULATION

5.2.1 Referenzsystem

Bevor die Ergebnisse der Integrations- und Regelstrategien des Enthitzers besprochen werden, wird das Referenzsystem analysiert (Tab. 4). Für das Referenzsystem, das Grazer Klima und das SFH45 Gebäude ergibt sich eine Jahresarbeitszahl (SPF_{sys}) von 3,61 und ein elektr. Energiebedarf ($W_{el,sys}$) von 2603 kWh. Tab. 4 zeigt detaillierte Ergebnisse, Abb. 6 die dazugehörige Energiebilanz des gesamten Systems mit dessen Inputs und Outputs.

Tab. 4: Detaillierte Ergebnisse der Jahressimulation des Referenzsystems

Parameter	Unit	Reference system
SPF_{sys}	-	3.61
$W_{el,sys}$	kWh_{el}	2603
No. of starts for DHW	-	287
No. of starts for SH	-	1225
Start losses	kWh_{th}	200
Heat losses Compressor	kWh_{th}	106
$W_{el,HP,DHW}$	kWh_{el}	770
$W_{el,HP,SH}$	kWh_{el}	1599
$Q_{HP,DHW}$ only	kWh_{th}	1830
$Q_{HP,SH}$	kWh_{th}	4857
$Q_{HP,DHW,DES}$	kWh_{th}	-
Penalty (SH)	%	0.1
Penalty (DHW)	%	0.3

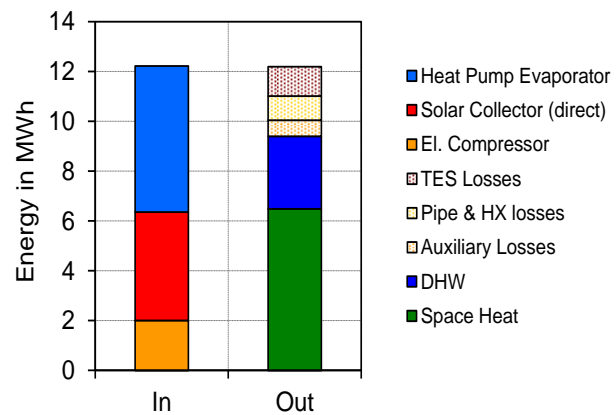


Abb. 6: Energiebilanz des Referenzsystems

5.2.2 Analyse der unterschiedlichen Enthitzer-Strategien

Abb. 7 zeigt die Ergebnisse der Jahressimulationen für die verschiedenen Regel- und Integrationsstrategien des Enthitzers, wobei für die Strategien 1 bis 3 und 5 unterschiedliche Werte variiert wurden. Bei Strategie 4 wird der wasserseitige Massenstrom in jedem Zeitschritt berechnet, um gleiche Kapazitätsströme zu erreichen. Die Ordinate in den Graphen in Abb. 7 zeigt die elektrische Energieeinsparung verglichen mit dem Referenzsystem in Prozent, die Abszisse den Wert der jeweils variierten Variable in den einzelnen Systemen. Bei Strategie 1 mit konstanter Enthitzeraustrittstemperatur wurde diese zwischen 52 °C und 65 °C variiert. Der niedrigste Wert wurde so gewählt, dass das System nicht zur „direkten“ WWB übergeht, was passieren würde, wenn T_{DHW} geringer als 48 °C wäre. Die höchste Solltemperatur wurde mit 65 °C gewählt, da sich bei noch höherer Temperatur das Ergebnis nicht mehr signifikant ändert. Dies liegt daran, dass die Kompressorausstrittstemperatur während der Heizperiode zumeist nicht signifikant höher ist.

Die höchste Stromersparnis von 4% verglichen mit dem Referenzsystem und der größte Anstieg der Systemjahresarbeitszahl (SPF_{sys}) von 4,2% wurde bei einer festgelegten Temperatur $T_{DES,set}$ von 57 °C erreicht. Einerseits ist aufgrund des hohen Wassermassenstroms (vgl. Kapitel 5.1) die Temperaturdifferenz im Pinch-Point auf der Hochdruckseite relativ gering und andererseits ist die Speichereintrittstemperatur in das WW-Volumen relativ hoch.

Für $T_{DES,set} > 57$ °C steigt der Temperaturunterschied im Pinch-Point bei dem geringeren Massenstrom. Für $T_{DES,set} < 57$ °C ist die dem Speicher zugeführte Wärmemenge aufgrund der niedrigeren Temperatur geringer, sodass die Wärmepumpe länger im „direkten“ Warmwasserbetrieb ist, was eine niedrigere Effizienz zur Folge hat.

Das Diagramm rechts oben zeigt die Ergebnisse der Strategie 2 (Enthitzeraustrittstemperatur abhängig von der Kompressorausstrittstemperatur). Hier wurde die höchste Energieeinsparung mit ca. 3,9% bei einer Temperaturdifferenz von 9,5 & 10K erzielt.

Für Strategie 3 (links unten in Abb. 7), bei der der Massenstrom durch den Enthitzer konstant ist, beträgt die höchste el. Energieeinsparung 3,9% bei einem Durchfluss von 30 bis 35 kg/h. Strategie 4 (gleicher Kapazitätsstrom auf der Wasser- und der Kältemittelseite) zeigt eine Verbesserung der Jahresarbeitszahl um 3,8% und eine el. Energieeinsparung von 3,8% im Vergleich zum Referenzsystem.

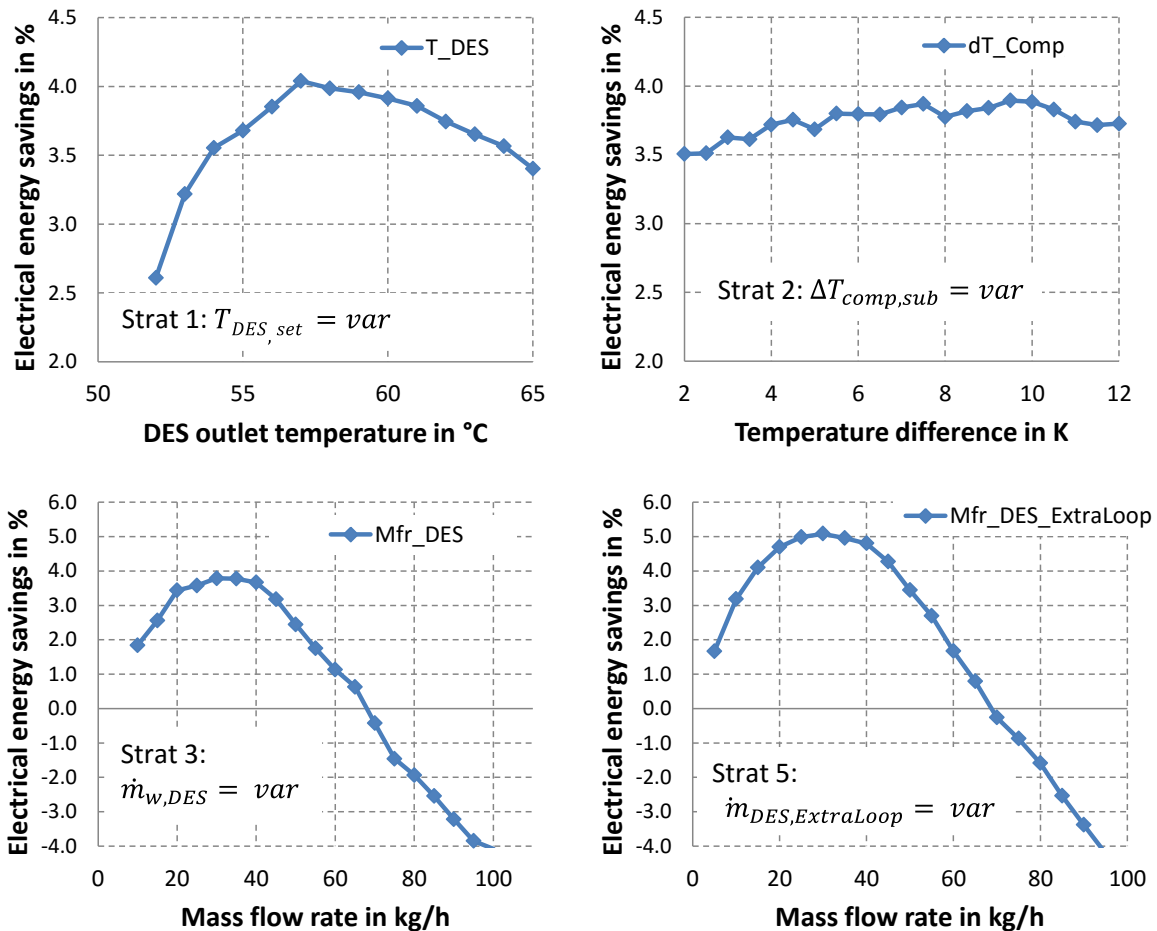


Abb. 7: Simulationsergebnisse bei Variation der Werte der Variablen für die unterschiedlichen Strategien (1,2,3 und 5)

Die Ergebnisse für Strategie 5 (rechts unten in Abb. 7) zeigen in qualitativer Hinsicht das gleiche Ergebnis wie Strategie 3, nur mit höherer el. Energieeinsparung (5% bei ca. 30 kg/h), obwohl eine zusätzliche Umwälzpumpe für den Enthitzer implementiert ist. Dies resultiert aus den geringeren Wärmeverlusten der Verbindungsrohre (210 kWh) im Vergleich zu Strategie 3 (301 kWh). Aufgrund der geringeren Wärmeverluste kann die „direkte“ WW-Bereitung von 871 kWh (für Strategie 3) auf 801 kWh gesenkt werden.

Für alle 5 Strategien liegt der Hauptgrund für die Verbesserung im Vergleich zum Referenzsystem in der Reduktion der „direkten“ WW-Belastung und in der größeren Wärmetauscherfläche.

6. SCHLUSSFOLGERUNG

Diese Arbeit beschäftigt sich mit der Analyse eines kombinierten Solar- und Luftwärmepumpensystems mit integriertem Enthitzer für Niedrigenergiehäuser (SFH45) unter zentraleuropäischen Klimabedingungen in Graz. Es wurden fünf verschiedene Regelungs- und Integrationsstrategien für den Enthitzer untersucht.

Für die Untersuchungen wurden Simulationen in TRNSYS mit einem validierten Wärmepumpenmodell durchgeführt. Nach dem Festlegen der Randbedingungen wurden einerseits stationäre und andererseits Jahressimulationen mit dem Ziel durchgeführt, energetische Verbesserung durch den Einsatz eines Enthitzers zu bewerten. Für den Vergleich zwischen dem

Referenzsystem und den fünf Strategien wurden Kennzahlen zur Bewertung definiert. Um den Komfort für die Raumheizung und die Warmwasserbereitung sicherzustellen, wurden „Penalty“-Funktionen eingeführt, welche 1% nicht überschreiten dürfen.

Die stationäre Analyse der verschiedenen Enthitzerstrategien für einen repräsentativen Betriebspunkt (A2W30) zeigt, dass sich nur kleine Unterschiede im COP ergeben. System 4 zeigt den höchsten COP aufgrund der niedrigsten Kondensationstemperatur. Eine weitere Erkenntnis ist, dass das niedrigste Druckverhältnis (höchster COP) dann erreicht wird, wenn die KM-Austrittstemperatur des Enthitzers nahe an der Linie des gesättigten Dampfes ist.

Die Ergebnisse der Jahressimulationen des Gesamtsystems zeigen, dass mit allen Strategien mit Enthitzer eine höhere Systemjahresarbeitszahl (SPF_{sys}) und einen reduzierten elektrischen Energieverbrauch $W_{el,sys}$ im Vergleich zum Referenzsystem erzielt werden kann. Dies ist hauptsächlich dadurch zu begründen, dass eine geringere Menge an Wärme durch die Wärmepumpe im direkten WW-Modus erzeugt werden muss. Im Vergleich zum Referenzsystem führt System 5, mit dem eigenen Enthitzerkreislauf mit eigener Pumpe, zur größten Verbesserung des SPF_{sys} (ca. 5,3%) und zeigt außerdem die höchste elektr. Energieeinsparungen $W_{el,sys}$ (5%), obwohl eine zusätzliche Umwälzpumpe benötigt wird. Diese Verbesserung, verglichen mit den anderen Enthitzer-Systemen, kommt hauptsächlich durch die niedrigeren Wärmeverluste der Verbindungsleitungen zustande, da diese eine kleinere Dimension (Innendurchmesser von 25mm auf 8mm reduziert) aufweisen. Auch die Systeme 1 bis 4 weisen eine elektr. Energieeinsparung von ca. 4% auf.

Weiterführende Untersuchungen könnten z.B. bezüglich Luftwärmepumpen mit drehzahlge- regeltem Kompressor angestellt werden, mit dem Ziel, die Einsparung mit Enthitzer im Falle reduzierter Kompressordrehzahlen während des Teillastbetriebes, zu untersuchen.

Eine Verkürzung der Anschlussrohre der Wärmepumpe zum Speicher wäre von Interesse, um die Wärmeverluste weiter zu verringern. Folglich würde sich der Unterschied hinsichtlich der Einsparung zwischen System 5 und den anderen Varianten reduzieren. Außerdem sollte auch der Einfluss des Anteils des WW-Bedarfs am Gesamtwärmebedarf und der Vorlauftemperatur des Heizungssystems untersucht werden.

7. ACKNOWLEDGEMENTS

The research leading to these results has received funding from the European Commission under grant agreement n° 282825 – Acronym MacSheep.

8. LITERATUR

- Chua, K.J., Chou, S.K., Yang, W.M. (2010) Advances in heat pump systems: a review, *Applied Energy* 87, 3611-3624.
- Heo, J., Jeong, M.W., Baek, C., Kim, Y., (2011) Comparison of the heating performance of air-source heat pumps using various types of refrigerant injection, *International Journal of Refrigeration* 34, 444-453.
- Nowak, T., (2013) Heat pump market statistics report 2013, European Heat Pump Summit, Oct. 15 – 16, Nuremberg, Germany
- Biermayr, P., Eberl, M., Ehrig, R.; Fechner, H.; Kristöfel, C.; Leonhartsberger, K.; Martelli, S.; Strasser, C.; Weiss, W.; Wörgetter, M.; (2013) „Innovative Energietechnologien in Österreich Marktentwicklung 2012 – Biomasse, Photovoltaik, Solarthermie und Wärmepumpen“. Bundesministeriums für Verkehr, Innovation und Technologie, Report from R&D of Energy and Environment No. 17/2013, Austria
- Lee, A.H.W., Jones, J.W., (1996) Thermal performance of a residential desuperheater/water heater system, *Energy Conversion and Management* 37, 389–397.
-

- Lee, A.H.W., Jones, J.W., (1997) Analytical model of a residential desuperheater, *Applied Energy* 57, 271–285.
- Shao, S., Shi, W., Li, X., Ma, J., (2004) A new inverter heat pump operated all year round with domestic hot water. *Energy Conversion and Management* 45, 2255–2268.
- Cui, P., Yang, H., Spitler, J.D., Fang, Z., (2008) Simulation of hybrid ground-coupled heat pump with domestic hot water heating systems using HVACSIM+. *Energy and Buildings* 40, 1731–1736.
- Biaou, A.L., Bernier, M.A., (2008) Achieving total domestic hot water production with renewable energy. *Building and Environment* 43, 651–660.
- Blanco, D. L., Nagano, K., Morimoto, M., (2012) Steady state vapor compression refrigeration cycle simulation for a monovalent inverter-driven water-to-water heat pump with a desuperheater for low energy houses, *International Journal of Refrigeration* 35, 1833-1847
- Blanco, D. L., Nagano, K., Morimoto, M., (2013a) Experimental study on a monovalent inverter-driven water to water heat pump with a desuperheater for low energy houses, *Applied Thermal Engineering* 50, 826-836
- Blanco, D. L., Nagano, K., Morimoto, M., (2013b) Impact of control schemes of a monovalent inverter-driven water-to-water heat pump with a desuperheater in continental and sub-tropical climates through simulation, *Applied Energy* 109, 374-386
- Fernández-Seara, J., Pereiro, A., Bastos, S., Dopazo, J. A., (2012) Experimental evaluation of a geothermal heat pump for space heating and domestic hot water simultaneous production, *Renewable Energy* 48, 482-488
- TRNSYS (2012) TRNSYS 17. "A transient system simulation program", Version v17.01.0016, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison
- Dott, R., Afjei, T., Dalibard, A., Carbonell, D., Heinz, A., Haller, M., Witzig, A., (2012) Models of Sub-components and Validation for the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38, Part C: Heat Pump Models, A technical report of Sub-task C, Deliverable C2.1 Part C
- Emerson (2015) Emerson Climate Technologies, Copeland Selection Software v. 7.9, Compressor: ZH06K1P, http://www.emersonclimate.com/europe/en-eu/Resources/Software_Tools/Pages/Download_Full_Instructions.aspx, 9th of March 2015
- Hengel, F., Heinz, A. Rieberer, R., (2014) ANALYSIS OF AN AIR SOURCE HEAT PUMP SYSTEM WITH SPEED CONTROLLED COMPRESSOR AND VAPOR INJECTION; Proceedings of 11th IEA Heat Pump Conference 12. – 16. May, Montreal, Canada
- Bales, C., Betak, J., Broum, M., Chèze, D., Cuvillier, G., Haberl, R., Hafner, B., Haller, M. Y., Hamp, Q., Heinz, A., Hengel, F., Kruck, A., Matuska, T., Mojic, I., Petrak, J., Poppi, S., Sedlar, J., Sourek, B., Thissen, B., Weidinger, A., (2014) Optimized solar and heat pump systems, components and dimensioning, Deliverable 7.3, European Union Project-No. 282825 - Acronym "MacSheep", public document, 2014. http://macsheep.spf.ch/fileadmin/user_upload/macsheep/dokumente/MacSheep_D7-3_Simulations_M36_v150618_Final_revised.pdf, 27th of July 2015
- Haller, M., Perers, B., Bales, C., Paavilainen, J., Dalibard, A., Fischer, S., Bertram, E., (2012) TRNSYS Type 832v3.10 "Dynamic Collector Model by Bengt Perers", Updated Input-Output Reference
- Drück, H., (2006) MULTIPORT Store-Model for TRNSYS, Type 340 version 1.99F, http://www.trnsys.de/download/de/ts_type_340_de.pdf, 27th of July 2015
- Transsolar (2010) Transsolar Energietechnik GmbH, Type 56 Multizone Building modeling with Type 56 and TRNBuild, TRANSSOLAR Energietechnik GmbH, Stuttgart, Germany
- Dott, R., Haller, M., Ruschenburg, J., Ochs, F., Bony, J., (2013) IEA-SHC Task 44 Subtask C technical report: The Reference Framework for System Simulations of the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38: Part B: Buildings and Space Heat Load, IEA-SHC http://www.taskx.iea-shc.org/data/sites/1/publications/T44A38_Rep_C1_B_ReferenceBuildingDescription_Final_Revised_130906.pdf, 27th of July 2015

Streicher, W., Heimrath, R., (2003) Structure of the Reference Buildings of Task 26, A Report of IEA SHC – TASK 26 Subtask C: Solar Combisystems“, <http://www.aee-intec.at/0uploads/dateien63.pdf>, 27th of July 2015