

IEA Wärmepumpenprogramm
Annex 32: Ökonomische Heiz- und
Kühlsysteme für Niedrigenergiehäuser

A. Heinz, R. Rieberer

Berichte aus Energie- und Umweltforschung

23/2010

Impressum:

Eigentümer, Herausgeber und Medieninhaber:
Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie
Radetzkystraße 2, 1030 Wien

Verantwortung und Koordination:
Abteilung für Energie- und Umwelttechnologien
Leiter: DI Michael Paula

Liste sowie Bestellmöglichkeit aller Berichte dieser Reihe unter <http://www.nachhaltigwirtschaften.at>

IEA Wärmepumpenprogramm

Annex 32: Ökonomische Heiz- und Kühlsysteme für Niedrigenergiehäuser

Ao.Univ.-Prof. Dr. René Rieberer, Dr. Andreas Heinz,
Stefan Bernhard, Julien Lequenne, Patrick Hauser
Technische Universität Graz – Institut für Wärmetechnik

Dr. Klaus Martin
Kompetenzzentrum „Das virtuelle Fahrzeug“
Forschungsgesellschaft mbH

Graz, Mai 2010

Ein Projektbericht im Rahmen des Programms
"Forschungskooperation Internationale Energieagentur"

IEA FORSCHUNGS
KOOPERATION

Im Auftrag des Bundesministeriums für Verkehr, Innovation und Technologie

Vorbemerkung

Der vorliegende Bericht dokumentiert die Ergebnisse eines Projekts aus dem Programm FORSCHUNGSKOOPERATION INTERNATIONALE ENERGIEAGENTUR. Es wurde vom Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie initiiert, um Österreichische Forschungsbeiträge zu den Projekten der Internationalen Energieagentur (IEA) zu finanzieren.

Seit dem Beitritt Österreichs zur IEA im Jahre 1975 beteiligt sich Österreich aktiv mit Forschungsbeiträgen zu verschiedenen Themen in den Bereichen erneuerbare Energieträger, Endverbrauchstechnologien und fossile Energieträger. Für die Österreichische Energieforschung ergeben sich durch die Beteiligung an den Forschungsaktivitäten der IEA viele Vorteile: Viele Entwicklungen können durch internationale Kooperationen effizienter bearbeitet werden, neue Arbeitsbereiche können mit internationaler Unterstützung aufgebaut sowie internationale Entwicklungen rascher und besser wahrgenommen werden.

Dank des überdurchschnittlichen Engagements der beteiligten Forschungseinrichtungen ist Österreich erfolgreich in der IEA verankert. Durch viele IEA Projekte entstanden bereits wertvolle Inputs für europäische und nationale Energieinnovationen und auch in der Marktumsetzung konnten bereits richtungsweisende Ergebnisse erzielt werden.

Ein wichtiges Anliegen des Programms ist es, die Projektergebnisse einer interessierten Fachöffentlichkeit zugänglich zu machen, was durch die Publikationsreihe und die entsprechende Homepage www.nachhaltigwirtschaften.at gewährleistet wird.

Dipl. Ing. Michael Paula

Leiter der Abt. Energie- und Umwelttechnologien

Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie

INHALTSVERZEICHNIS

KURZFASSUNG	1
ABSTRACT	2
1 EINLEITUNG	3
2 ÜBERSICHT ÜBER DAS HEAT PUMP PROGRAMME (HPP) DER INTERNATIONALEN ENERGIEAGENTUR IEA	5
3 ZIELE DES HPP ANNEX 32	7
4 STAND DER TECHNIK UND MARKTRECHERCHE	8
5 ANALYSE UNTERSCHIEDLICHER INTEGRIERTER WÄRMEPUMPENSYSTEME MIT VERSCHIEDENEN KÄLTEMITTELN	9
5.1 Untersuchte Systemkonzepte	9
5.1.1 System 1: Reversible Luft/Luft-Wärmepumpe, Luft-Heizungssystem	9
5.1.2 System 2: Sole/Wasser Wärmepumpe, Warmwasser-Heizungssystem	11
5.1.3 System 3: Reversible Sole/Wasser Wärmepumpe, Warmwasser-Heizungssystem	12
5.2 Auswahl des weiter zu verfolgenden Konzepts	13
5.3 Simulationen des Kältemittelkreislaufs	14
5.3.1 Randbedingungen bzgl. dem Gebäude und dem Heizungssystem	14
5.3.2 Aufbau des simulierten Wärmepumpen-Kreislaufs	16
5.3.3 Annahmen bzgl. der Systemkomponenten	17
5.3.4 Berechnung des COP	18
5.3.5 Ergebnisse der Simulationen für System 2	19
5.3.6 Abschätzung des SPF und Entscheidung für ein Kältemittel	22
6 SYSTEMKONZEPT UND PROTOTYPENANLAGE AM INSTITUT FÜR WÄRMETECHNIK	24
6.1 Zweiteiliger vs. dreiteiliger Gaskühler	25
6.2 Mögliche Betriebsarten	26
6.2.1 Heizungsbetrieb	26
6.2.2 Warmwasserbereitung	27
6.2.3 Kombiniertes Betrieb von Warmwasserbereitung und Heizbetrieb	27
6.2.4 Kühlbetrieb	28
6.3 Versuchsaufbau am IWT	30
6.3.1 Komponentenrecherche und im Versuchstand eingesetzte Komponenten	33
6.3.2 Kosten für das Gesamtsystem	35
6.4 Experimentelle Untersuchungen	36
6.4.1 Kompressoreffizienz	36
6.4.2 Wärmepumpenkreislauf	36
6.5 Stationäres Modell des Wärmepumpenkreislaufs	40

7	SYSTEMSIMULATIONEN IN TRNSYS	42
7.1	Leistungskennfeld und Wärmepumpenmodell in TRNSYS	42
7.2	Randbedingungen und Annahmen zum Gebäude und dem Heizungssystem	44
7.2.1	Referenzgebäude, Wärmeabgabesystem und Klima	44
7.2.2	Warmwasserbedarf	46
7.2.3	Erdreich-Wärmequelle	46
7.3	Regelung der Wärmepumpe und des Heizungssystems	47
7.4	Basisvariante der Simulation	51
7.5	Berechnung des Seasonal Performance Factor SPF	52
7.6	Simulationsergebnisse	53
7.6.1	Basisvariante ohne Kühlung	53
7.6.2	Basisvariante mit Kühlung	56
7.6.3	Klimadatensatz 2003	59
8	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK	62
9	KNOW-HOW-TRANSFER	65
9.1	Nationale Workshops	65
9.2	Internationale Workshops	65
9.3	Expert-Meetings	66
9.4	Annex32-Konferenzbeiträge von IWT-Angehörigen	66
10	LITERATUR	67

KURZFASSUNG

Das Ziel des IEA HPP Annex 32 „Economical heating and cooling systems for low energy houses“ war es, unterschiedliche Anlagenkonfigurationen von integrierten Wärmepumpensystemen mit den zugehörigen Wärme-Quellen bzw. -Senken und den Heizungs- bzw. Kühlsystemen für Niedrigenergie- und Passivhäuser zu untersuchen. Es sollen Systemkonfigurationen identifiziert werden, mit denen die Funktionen Heizen, Kühlen und Warmwasserbereitung mit minimalem Energieeinsatz realisiert werden können, wobei sowohl Kosten- als auch Komfortkriterien berücksichtigt werden sollen.

In Rahmen der Teilnahme am Annex 32 wurde am Institut für Wärmetechnik eine integrierte Wärmepumpe mit den Funktionen Heizen, Kühlen und Warmwasserbereitung für den Einsatz in Niedrigenergiehäusern entwickelt.

Im ersten Teil des Projekts wurden unterschiedliche Ansätze für integrierte Wärmepumpensysteme detailliert anhand von Simulationen des Kältemittelkreislaufs analysiert. Dabei wurde ein Vergleich der definierten Systeme bei unterschiedlichen Betriebsarten und Randbedingungen mit verschiedenen Kältemitteln angestellt.

Als Ergebnis dieser Arbeiten wurde im Rahmen eines Workshops entschieden, die weiteren Untersuchungen im Projekt auf eine Sole/Wasser-Wärmepumpe mit dem Kältemittel R744 (CO₂) in Verbindung mit einer Warmwasserheizung zu konzentrieren.

Im Labor des Instituts wurde ein Prototyp einer solchen Anlage realisiert, der mit umfangreicher Messtechnik ausgestattet wurde. Im Rahmen eines extensiven Messprogramms wurde der Prototyp bei unterschiedlichen Randbedingungen und verschiedenen Betriebsarten analysiert. Ein im Projekt entwickeltes stationäres Simulationsmodell wurde anhand der gemessenen Daten angepasst und verifiziert.

Mit Hilfe des entwickelten stationären Simulationsmodells wurden Leistungs-Kennfelder für die verschiedenen Betriebsarten der integrierten Wärmepumpe erstellt. Mit Hilfe dieser Kennfelder wurde ein Modell der Wärmepumpe für die Simulationsumgebung TRNSYS programmiert. Dieses ermöglicht eine sehr schnelle Berechnung der Leistung bzw. des COP der Wärmepumpe bei unterschiedlichen Betriebszuständen.

Das Gesamtsystem bestehend aus der integrierten Wärmepumpe, einem Pufferspeicher, einer Fußbodenheizung als Wärmeabgabesystem, einem Sole-Erdreich-Kollektor als Wärmequelle und einem Niedrigenergiegebäude wurde in TRNSYS detailliert abgebildet. Mit dem erstellten System-Modell wurden dynamische Gebäude- und Anlagensimulationen durchgeführt.

Die Ergebnisse der Simulationen, die mit einem Niedrigenergiehaus mit einem Heizwärmebedarf von 40 kWh/m²a für ein mittleres Klima der Stadt Graz durchgeführt wurden, zeigen, dass unter den getroffenen Annahmen mit dem entwickelten Konzept alle geforderten Funktionen einer integrierten Wärmepumpe (Heizen, Kühlen und Warmwasserbereitung) vollständig abgedeckt werden können. Die Simulation ergibt für die untersuchte Anlage eine System-Jahresarbeitszahl (Gesamt-Nutzenergie im Verhältnis zur Leistungsaufnahme von Kompressor und Solepumpe) von ca. 3,2.

Optimierungspotentiale zur Verbesserung der Effizienz bestehen zum Einen noch beim Kältemittelkreislauf (Kompressor, Ejektorschaltung) und zum Anderen bei der Systemverschaltung (Speichereinbindung, Regelung etc.).

ABSTRACT

The objective of IEA HPP Annex 32 „Economical heating and cooling systems for low energy houses“ was to analyze different system configurations of integrated heat pump systems with the connected heat source and heat sinks and heating and cooling systems for low energy and passive houses. System configurations shall be identified, that enable the functions heating, cooling and domestic hot water preparation with a minimum energy demand, considering costs and comfort criteria.

In the framework of the participation in Annex 32 an integrated heat pump system with the functions heating, cooling and domestic hot water preparation has been developed at the Institute of Thermal Engineering.

In the first work package of the project three different concepts for integrated heat pump systems have been analyzed in detail by means of simulations of the heat pump cycle. A comparison of the defined systems was carried out using different refrigerants and different operating conditions and operation modes.

As a result of this work it was decided in a workshop to focus on the development of a brine/water heat pump with the refrigerant R744 (CO₂) in combination with a hydronic floor heating system for the further work within the project.

In the laboratory of the institute a prototype of such a system was constructed and equipped with measuring equipment. An extensive experimental program was carried out, in which the prototype was tested with different operating conditions and operating modes. A steady state simulation model of the heat pump cycle, which was developed within the project, was adapted and validated using the measured data.

The steady state model was used to generate performance maps of the heat pump for different operation modes. These performance maps were integrated into a model for the simulation environment TRNSYS, which enables a quick calculation of the COP and the thermal capacities of the heat pump depending on the operating conditions.

The whole system consisting of the integrated heat pump, a buffer storage tank, a hydronic floor heating system, a brine ground collector as the heat source and a low energy building was set up as a detailed system model in TRNSYS. Dynamic building- and system simulations were carried out with this model.

The results of these simulations, which were carried out with a low energy building with a heat demand of 40 kWh/m²a for an average climate of the city Graz, show that with the used assumptions all functions of an integrated heat pump can be fully covered (heating, cooling and domestic hot water preparation). The simulations show a seasonal performance factor of the system (total useful energy divided by the electricity consumption of the compressor and the brine pump) of 3,2.

There is still potential for improvement concerning the efficiency of the system both in the refrigerant cycle (compressor, ejector) and the system configuration (integration of storage tank, control etc.).

1 Einleitung

Der Heizenergiebedarf für Neubauten im Wohnbereich ist in den letzten Jahrzehnten drastisch gesenkt worden, vom Durchschnittsbedarf des Gebäudebestandes von ca. 250 kWh/(m²a) auf ca. 15 kWh/(m²a) bei den so genannten Passiv-Häusern. Der Wert, der in größerem Umfang realisiert wird ist der von Niedrigenergiehäusern mit etwa 50 kWh/(m²a).

Bei diesen sehr gut gedämmten Gebäuden mit extrem geringen Heizlasten können folgende Probleme entstehen:

- Es gibt kaum konventionelle Wärmeerzeuger (Öl-, Gas- oder Biomassekessel) für Heizlasten von unter 6 kW
- Gas- oder Fernwärmeanschlüsse sind für derart niedrige Heizlasten aus wirtschaftlichen Gründen oft nicht möglich
- Die für die Warmwasserbereitung erforderliche Heizleistung ist oft größer als die Heizlast.
- Viele dieser Gebäude leiden an Überhitzungsproblemen während des Sommers (z.B. durch große Verglasungen ohne ausreichende Verschattung)

Eine Möglichkeit, diese Probleme zu lösen, ist eine multifunktionale Wärmepumpe, die die Funktionen Heizen, Warmwasserbereitung und Kühlen abdeckt. Während die Warmwasserbereitung im Winter eine zusätzliche Last darstellt, kann im Sommer die bei der Kühlung anfallende Abwärme zur Warmwasserbereitung genutzt werden: Eine der beiden Funktionen ist also frei.

Dieser Bericht beschreibt die Ergebnisse die am Institut für Wärmetechnik der TU Graz im Rahmen der Teilnahme am Annex 32 erarbeitet wurden. Die Kapitel 2 und 3 geben einen allgemeinen Überblick über das IEA Heat Pump Programme bzw. über die Ziele des Annex 32. In Kapitel 4 wird eine Erhebung zum Stand der Technik und eine Marktrecherche über Niedrigenergiegebäude bzw. über die eingesetzten Heizungssysteme, welche im Rahmen des Task 1 „State-of-the-art analysis“ im Annex 32 durchgeführt wurde, beschrieben. Der für den Annex 32 in englischer Sprache verfasste detaillierte Bericht zum Task 1 ist im Anhang A dieses Dokuments enthalten.

Kapitel 5 beschreibt Arbeiten zur Analyse unterschiedlicher Systemkonzepte für integrierte Wärmepumpenanlagen. Das Ziel dieser Arbeiten war es, herauszufinden, welche Effizienz (Leistungszahl COP bei unterschiedlichen Betriebszuständen, Jahresarbeitszahl SPF) mit verschiedenen Kältemitteln bei unterschiedlichen Systemansätzen zu erwarten ist.

In Kapitel 6 wird das Systemkonzept, das für die weiteren Arbeiten im Projekt verfolgt wurde, sowie ein Prototyp dieses Systems, der im Labor des Instituts errichtet wurde, beschrieben.

Um das Verhalten der Wärmepumpe in einem System über den Verlauf eines ganzen Jahres analysieren zu können, wurden dynamische Systemsimulationen in TRNSYS durchgeführt. Diese Arbeiten und deren Ergebnisse werden in Kapitel 7 erläutert.

Für den Annex 32 wurde ein Bericht für den Task 2 und 3 „System Assessment and Field Monitoring“ in englischer Sprache verfasst, der die Arbeiten aus Kapitel 5 bis 7 dieses

Berichts und teilweise detailliertere Informationen enthält. Dieser ist in Anhang B dieses Dokuments enthalten.

Von österreichischer Seite hat auch das Austrian Institute Of Technology AIT am Annex 32 teilgenommen. Die Arbeiten, die vom AIT im Bereich Feldmessungen durchgeführt wurden, sind in einem eigenen Bericht veröffentlicht. Weitere Informationen über den Annex 32 bzw. über die Aktivitäten der einzelnen teilnehmenden Länder können auf der Website www.annex32.net gefunden werden.

2 Übersicht über das Heat Pump Programme (HPP) der Internationalen Energieagentur IEA

Das Wärmepumpenprogramm der IEA entwickelt und verbreitet sachliche und ausgewogene Information zu Wärmepumpen, Kühlung und Klimatisierung. Dabei sollen die umweltrelevanten und energetischen Potenziale dieser Technologien beschrieben werden. Im Rahmen dieses Programms werden gemeinsame Forschungsprojekte, Workshops und Konferenzen sowie ein Informationsservice (IEA-Wärmepumpenzentrum) durchgeführt.

Die Strategien des IEA-Wärmepumpenprogramms (HPP) beinhalten:

- Die Vorteile von Wärmepumpen im Hinblick auf Umwelt und Energieeffizienz zu quantifizieren und publik zu machen
- Auf die Wärmepumpe auf nationaler und internationaler politischer Ebene aufmerksam zu machen
- Das Programm an die bestehenden Prioritäten anzupassen, wie beispielsweise die Forderungen von Kyoto
- Informationen zur Verfügung zu stellen, durch die die Markteinführung von Wärmepumpen unterstützt wird und welche von Planer, Energieversorger und Politiker genutzt werden können
- Internationale Zusammenarbeit zu initiieren, durch die Umwelt und Märkte gefördert werden
 - Das Programm in die Richtung zu stärken, dass
 - die Umweltstrategie unterstützt wird,
 - auftretende Hindernisse auf dem Markt vermieden werden können, und internationale Zusammenarbeit gestärkt wird
- Einen effektiven Informationsfluss zwischen den involvierten Parteien sicher zu stellen
- Die Entwicklung eines Informations- und Kommunikationsplans, durch den Umwelt, Märkte und Technologien unterstützt werden

Um diese Ziele zu erreichen, führt das IEA-Wärmepumpenprogramm zahlreiche Aktivitäten durch. Diese beinhalten

- Annexe, internationale Zusammenarbeitsprojekte

Bisher sind 27 Annexe erfolgreich abgeschlossen worden.

Derzeit laufen 5 Annexe, und zwar

Annex 29: Ground Source Heat Pumps, Overcoming Market and Technical Barriers

Annex 30: Retrofit Heat Pumps for Buildings

Annex 31: Advanced Modelling Tools for Analysis of Energy Use in Supermarkets

Annex 32: Economical Heating and Cooling Systems for Low Energy Houses

Annex 34: Thermally Driven Heat Pumps

- Eine alle drei Jahre stattfindende Internationale IEA-Wärmepumpenkonferenz, z.B.
 - 1984 in Graz, Austria
 - 2008 in Zürich, Schweiz
 - 2011 in Tokyo, Japan
- Das IEA Heat Pump Centre (HPC) als Informationsplattform des IEA-Wärmepumpenprogramms (HPP). Das HPC verfolgt folgende Aufgaben:
 - Vierteljährlich Publikation des Newsletters mit Neuigkeiten und Fachartikeln über Entwicklungen auf dem Gebiet der Wärmepumpentechnologien (Heizung, Kühlung und Kälte).
 - Workshops, ausgerichtet auf aktuelle Themen, oft mit speziellem Bezug auf das Land, in dem der Workshop stattfindet.
 - Die Berichte über Annexe, Workshops und Konferenzen werden in einem einheitlichen Format gedruckt, entweder direkt nach Abschluss des Projekts, oder verzögert, um den teilnehmenden Ländern einen gewissen Vorsprung zu geben.
 - Zusammenarbeit mit dem International Institute of Refrigeration (IIR/IIAR), der EHPA (European Heat Pump Association).

Anmerkung: Dieser Informationsfluss hat in Österreich einiges bewirkt, wobei es durch die enge Verknüpfung HPP-HPC schwierig ist zu entscheiden, woher eine bestimmte Entwicklung kommt. Der Anstoß kam sehr oft durch Meldungen aus dem HPC, eine Realisierung wurde oft durch einen Annex des HPP initiiert. z.B.:

- Direktverdampfungs-Erdreichwärmepumpen: Österreich ist auf dem Gebiet Direktverdampfungs-Erdreichwärmepumpen führend.
- Propan als Kältemittel: Kann auch zukünftig als Kältemittel eingesetzt werden, es ist darüber hinaus sehr effizient.
- Entwicklung des D-A-CH Gütesiegels für Wärmepumpen: Die Entwicklung des D-A-CH Gütesiegels für Wärmepumpen wurde sehr stark durch die Erkenntnisse aus dem HPC und dem HPP beeinflusst.
- Ausstieg aus den FCKW, den HFCKW und möglicherweise bald aus den HFKW und der verstärkte Einsatz der „natürlichen“ Alternativen.
- CO₂ als Wärmeträger (z.B. gewerbliche Kälte und Erdsonden) und als Kältemittel (z.B. Wärmepumpen, Klimaanlage).

3 Ziele des HPP Annex 32

Das Ziel der Arbeit im Annex 32 „Economical heating and cooling systems for low energy houses“ war es, unterschiedliche Anlagenkonfigurationen von integrierten Wärmepumpensystemen mit den zugehörigen Wärme-Quellen bzw. -Senken und den Heizungs- bzw. Kühlsystemen für Niedrigenergie- und Passivhäuser zu untersuchen. Es sollen Systemkonfigurationen identifiziert werden, mit denen die Funktionen Heizen, Kühlen und Warmwasserbereitung mit minimalem Energieeinsatz realisiert werden können, wobei sowohl Kosten- als auch Komfortkriterien berücksichtigt werden sollen.

Die internationalen Hauptzielsetzungen sind:

- Eine Verbesserung der multifunktionalen Wärmepumpensysteme in Bezug auf Gesamtenergieverbrauch, Komfort und Kosten
- Betriebserfahrungen bei Feldtests und im Realbetrieb von integrierten Wärmepumpensystemen zu sammeln
- Richtlinien für multifunktionale Wärmepumpensysteme und deren Regelungstechnik zu entwickeln

Im konkreten wurden folgende Schwerpunkte am IWT (TU Graz) bearbeitet:

- 1) Analyse unterschiedlicher Konzepte für integrierte Wärmepumpensysteme mit unterschiedlichen Wärmequellen und unterschiedlichen Kältemitteln (u.a. das „natürliche“ Kältemittel CO₂)
- 2) Entscheidung für ein System und ein Kältemittel aufgrund der Simulationsergebnisse
- 3) Bau und detaillierte Vermessung eines Prototypen
- 4) Dynamische Simulation des Gesamtsystems zur Analyse der Wechselwirkung zwischen der integrierten Wärmepumpe, dem Heizungssystem und dem Gebäude
- 5) Kooperation mit den nationalen Zielgruppen und Verwertung der Ergebnisse (z.B. Workshops am 20.11.2007 und 18.03.2010)

Weiters wurden im Rahmen des Annex 32 von AIT (vormals arsenal research) Feldtests durchgeführt, wobei diese Arbeiten von AIT in einem separaten Bericht veröffentlicht werden.

4 Stand der Technik und Marktrecherche

Im Rahmen des Task 1 „Market and Systems Survey“ des Annex 32 wurde eine „State of the art“-Analyse des Marktes für Niedrigenergiegebäude und der in österreichischen Niedrigenergiegebäuden eingesetzten Heizungssysteme durchgeführt.

Es wurde dazu ein Report in englischer Sprache verfasst (Heinz et al., 2007), der im Anhang A dieses Berichts enthalten ist, und der die folgenden Aspekte abdeckt:

- Markt für Niedrigenergiegebäude in Österreich
- Heizungssysteme für Niedrigenergiehäuser
- Fallbeispiele für Niedrigenergie- und Passivhäuser

Der erste Teil des Berichts fasst statistische Daten über den österreichischen Gebäudebestand bzw. dessen Entwicklung innerhalb der letzten 20 Jahre zusammen. Diese Daten umfassen z.B. die Entwicklung des Heizenergiebedarfs von Neubauten oder die verwendeten Heizungsarten und Energiequellen für unterschiedliche Gebäudetypen. Außerdem werden österreichische Entwicklungen, Aktivitäten und Programme in Bezug auf Energieeffizienz in Gebäuden vorgestellt.

Im zweiten Teil wird eine Zusammenfassung einer Recherche über die in österreichischen Niedrigenergie- und Passivhäusern eingesetzten Heizungssysteme gegeben. Dabei wurde eine Unterteilung zwischen Systemen für Einfamilien- und Mehrfamilien-Häuser sowie zwischen Warmwasser- und Luft-Heizungssystemen vorgenommen. Weiters sind statistische Daten über die Entwicklung des österreichischen Wärmepumpenmarkts und Angaben über aktuelle Entwicklungen bei Wärmepumpen enthalten.

Abschließend werden einige Beispiele für österreichische Niedrigenergiegebäude vorgestellt. Zwei davon sind Beispiele für Sanierungen von Wohngebäuden, ein Einfamilienhaus und ein Mehrfamilienhaus. Das dritte Beispiel beschreibt ein Bürogebäude in Passivhaus-Bauweise mit innovativer Haustechnik.

5 Analyse unterschiedlicher integrierter Wärmepumpensysteme mit verschiedenen Kältemitteln

In der ersten Projektphase wurden unterschiedliche Systemkonzepte für integrierte Wärmepumpenanlagen mittels Simulationen untersucht. Das Ziel dieser Arbeiten war es, herauszufinden, welche Effizienz (Leistungszahl COP bei unterschiedlichen Betriebszuständen, Jahresarbeitszahl SPF) mit verschiedenen Kältemitteln bei unterschiedlichen Systemansätzen zu erwarten ist. Aufgrund dieser Ergebnisse sollte ein Systemkonzept und ein Kältemittel für die weiteren Arbeiten im Projekt ausgewählt werden. Die untersuchten Systemansätze werden im folgenden Abschnitt vorgestellt.

5.1 Untersuchte Systemkonzepte

5.1.1 System 1: Reversible Luft/Luft-Wärmepumpe, Luft-Heizungssystem

Dieses System basiert auf einem Frischluftheizungssystem mit kontrollierter Be- und Entlüftung. Sowohl Heizung als auch aktive Kühlung des Gebäudes werden über den hygienisch notwendigen Luftwechsel (0.4 h^{-1}) bewerkstelligt. Aufgrund des begrenzten Volumenstroms sowie der ungünstigen Wärmetransporteigenschaften von Luft (niedrige Dichte und Wärmekapazität) ist die Heizungs- und Kühlleistung auf ca. $10\text{-}12 \text{ W/m}^2$ limitiert. Daher ist dieses System nur für Gebäude mit einem Passivhaus-Standard geeignet (Heizwärmebedarf $<15 \text{ kWh}/(\text{m}^2\cdot\text{a})$). Um höhere Leistungen zu erreichen, gäbe es theoretisch zwei Möglichkeiten. Zum Einen könnte der Luftwechsel erhöht werden, was aber höhere Lüftungswärmeverluste zur Folge hätte, und eine sehr trockene Innenluft während der Heizperiode verursachen würde. Zum Anderen könnte die Zuluft-Temperatur erhöht (oder beim Kühlen reduziert) werden, was aber aus Gründen des Komforts bzw. der Hygiene (Staubverschmelzung bei zu hohen Temperaturen) nicht möglich ist.

Abbildung 5.1 zeigt ein Schema dieses Systems. Die Umgebungsluft (ambient air) wird über einen Erdreichwärmetauscher (EHX) vorgewärmt. Dieser besteht aus luftdurchströmten Rohren, die in der Erde in einer Tiefe von ca. $1,5 \text{ m}$ verlegt sind. Der EHX ist so ausgelegt, dass am Austritt eine Luft-Temperatur von in jedem Fall über 0 °C sichergestellt wird. So wird ein Einfrieren von Kondensat auf der Abluftseite des Abluftwärmetauschers (AHR) verhindert. Im Sommer wird die Umgebungsluft im EHX vorgekühlt.

Der AHR ist ein Kreuzstrom-Wärmetauscher, in dem Wärme von der Abluft an die im EHX vorgewärmte Zuluft übertragen wird. Der Wärmerückgewinnungsgrad des AHR wird mit 70% (von ΔT) angenommen.

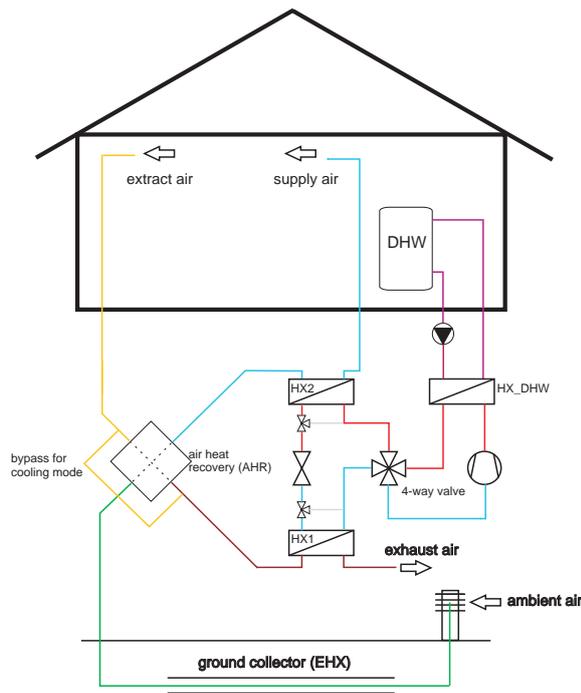


Abbildung 5.1: Schematische Darstellung von System 1 (vereinfacht)

aus den Räumen wird über den AHR Wärme an die Frischluft übertragen, bevor diese als Wärmequelle für den Verdampfer der Wärmepumpe (HX_1) dient. Ein zweiter Kondensator der Wärmepumpe (HX_{DHW}) dient zur Brauchwasserbereitung.

Warmwasser-Modus: Der Wärmetauscher HX_{DHW} dient als Kondensator während der Ladung des Warmwasserspeichers. HX_2 wird kältemittelseitig nicht durchflossen und die Nachheizung der Zuluft erfolgt über ein elektrisches Heizregister. HX_1 dient als Verdampfer der Wärmepumpe. Ein kombinierter Betriebsmodus mit gleichzeitiger Zuluft-Nachheizung und Warmwasserbereitung wäre grundsätzlich möglich, wenn HX_{DHW} als Enthitzer und HX_2 als Kondensator verwendet wird. Dies wäre aus Effizienzgründen vorteilhaft.

Kühl-Modus: Der Abluftwärmetauscher AHR wird über einen Bypass umgangen, da die Luft aus dem EHX in der Regel kühler ist als die Abluft. Der Wärmepumpenprozess wird über das 4-Wege-Ventil umgekehrt. Der Wärmetauscher im Zuluftkanal (HX_2) dient als Verdampfer und kühlt die Luft aus dem EHX auf die zur Kühlung der Räume notwendige Temperatur. Der Wärmetauscher im Abluftkanal (HX_1) arbeitet als Kondensator der Wärmepumpe. Zu berücksichtigen ist, dass diese Wärmetauscher im Umkehrbetrieb nicht im Gegenstrom sondern im Gleichstrom durchflossen werden.

Im Falle einer gleichzeitigen Warmwasseranforderung kann im Kühlbetrieb die Kondensatorwärme auch über HX_{DHW} an den Warmwasserspeicher abgegeben werden. In diesem Fall werden sowohl die warme als auch die kalte Seite der Wärmepumpe genutzt.

Die Heizung und Kühlung der Zuluft sowie die Erwärmung des Brauchwarmwassers (DHW) wird über eine reversible Wärmepumpe bewerkstelligt. Reversibel bedeutet, dass die Fließrichtung des Kältemittels in einem Teil des Wärmepumpenkreislaufs über ein 4-Wege-Ventil umkehrbar ist (siehe Abbildung 5.1). Folgende Betriebsweisen der Wärmepumpe sind möglich:

Heizungs-Modus: Die Umgebungsluft wird über den EHX und den AHR vorgewärmt und über den im Zuluftkanal (HX_2) angeordneten Kondensator der Wärmepumpe auf das für die Deckung der Heizleistung notwendige Temperaturniveau nachgeheizt. Alternativ kann die Nachheizung auch über ein elektrisches Nachheizregister erfolgen (in Abbildung 5.1 nicht eingezeichnet), falls die Wärmepumpe gerade den Warmwasserspeicher lädt. Von der Abluft

5.1.2 System 2: Sole/Wasser Wärmepumpe, Warmwasser-Heizungssystem

In diesem System wird ein Fußboden-Heizungssystem sowohl zum Heizen als auch zum Kühlen des Gebäudes verwendet. Eine kontrollierte Be- und Entlüftung des Gebäudes ist nicht vorgesehen, der angenommene Luftwechsel von $0,4 \text{ h}^{-1}$ erfolgt rein über Fensterlüftung. Die übertragbare Heiz- bzw. Kühlleistung ist im Vergleich zur Luftheizung im System 1 wesentlich höher.

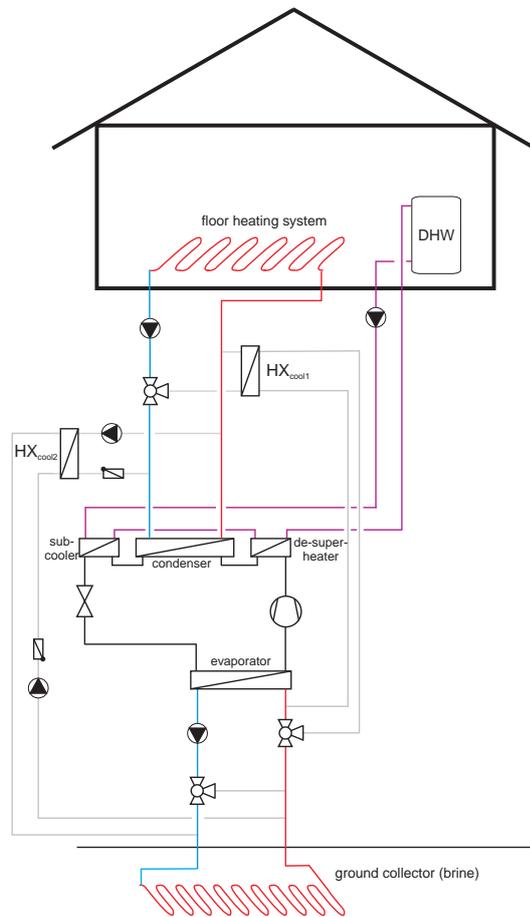


Abbildung 5.2: Schematische Darstellung von System 2 (vereinfacht)

Ein Schema des Systems ist in Abbildung 5.2 dargestellt. Die Wärmepumpe besteht aus einem nicht reversiblen Kältemittelkreislauf. Ein Erdreich-Sole-Kollektor (ground collector) dient als Wärmequelle für die Wärmepumpe und teilweise auch als Wärmesenke im Kühlmodus.

Heizungs-Modus: Der Kondensator der Wärmepumpe erwärmt das durch das Fußbodenheizungssystem fließende Wasser auf das zur Erwärmung der Räume notwendige Temperaturniveau. Der Verdampfer der Wärmepumpe nutzt den Erdreichkollektor bzw. den Solekreislauf als Wärmequelle.

Warmwasser-Modus: Der Warmwasserspeicher wird durch die Wärmepumpe beladen. Das Kaltwasser wird in einem Kältemittel-Unterkühler (subcooler) vorgewärmt und dann in einem Enthitzer (de-superheater), der dem Unterkühler wasserseitig nachgeschaltet ist, nachgeheizt. Der Verdampfer der Wärmepumpe nutzt den Erdreichkollektor bzw. den Solekreislauf als Wärmequelle.

nutzt den Erdreichkollektor bzw. den Solekreislauf als Wärmequelle.

Kühl-Modus: Das Fußboden-Heizungssystem wird zur Kühlung der Wohnräume verwendet. Das System ermöglicht drei verschiedene Betriebsmodi zur Kühlung:

a) Aktive Kühlung mit gleichzeitiger Warmwasser-Bereitung:

Die von der Fußbodenheizung aufgenommene Wärme wird über den Wärmetauscher HX_{cool1} an den Solekreis und in weiterer Folge an den Verdampfer der Wärmepumpe übertragen. Die Kondensatorwärme wird verwendet, um über den Enthitzer und Unterkühler den Warmwasserspeicher zu beladen. In diesem Modus wird sowohl die warme als auch die kalte Seite der Wärmepumpe genutzt.

b) Aktive Kühlung:

Wenn der Warmwasserspeicher bereits durchgeladen ist, kann die Kondensatorwärme alternativ über den Wärmetauscher HX_{cool2} an den Solekreis bzw. den Erdreichkollektor übertragen werden. Dafür wird eine zusätzliche Pumpe im Solekreis benötigt. Für Gebäude mit einem niedrigen Kühlbedarf, wie es bei Wohngebäuden in Österreich normalerweise der

Fall sein sollte, wäre es denkbar, auf diesen Modus zu verzichten. Dadurch würde man sich den Wärmetauscher HX_{cool2} bzw. die entsprechende Hydraulik ersparen.

c) Passive Kühlung:

Da der Solekreislauf mit dem Fußboden-Heizungssystem über HX_{cool1} verbunden ist, besteht die Möglichkeit, passive Kühlung über das Erdreich - ohne Betrieb der Wärmepumpe - durchzuführen.

5.1.3 System 3: Reversible Sole/Wasser Wärmepumpe, Warmwasser-Heizungssystem

Dieses System ist dem System 2 sehr ähnlich. Der Haupt-Unterschied besteht darin, dass hier eine reversible Wärmepumpe eingesetzt wird. Dies hat den Vorteil, dass HX_{cool1} , HX_{cool2} und die zusätzliche Pumpe im Solekreis nicht notwendig sind (vgl. Abbildung 5.2 und Abbildung 5.3). Dies spart Kosten, und erhöht die Effizienz des Wärmepumpenkreislaufs im Kühlbetrieb, da die Temperaturdifferenzen in HX_{cool1} , HX_{cool2} wegfallen. Andererseits ist der Wärmepumpenkreislauf komplexer und ein passiver Kühlbetrieb ist nicht möglich.

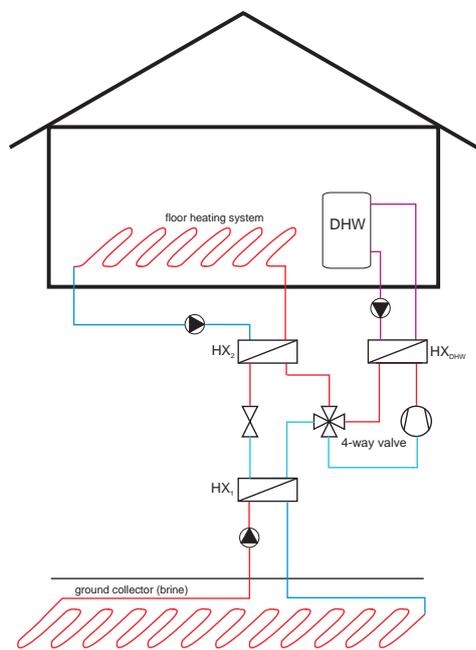


Abbildung 5.3: Schematische Darstellung von System 3 (vereinfacht)

Kühlbetrieb, da die Temperaturdifferenzen in HX_{cool1} , HX_{cool2} wegfallen. Andererseits ist der Wärmepumpenkreislauf komplexer und ein passiver Kühlbetrieb ist nicht möglich.

Heizungs-Modus: Der Kondensator der Wärmepumpe erwärmt das durch das Fußbodenheizungssystem fließende Wasser auf das zur Erwärmung der Räume notwendige Temperaturniveau. Der Verdampfer der Wärmepumpe nutzt den Erdreichkollektor bzw. den Solekreislauf als Wärmequelle.

Warmwasser-Modus: Der Warmwasserspeicher wird über den zweiten Kondensator der Wärmepumpe (HX_{DHW}) der Wärmepumpe beladen. Ein kombinierter Betriebsmodus mit gleichzeitiger Heizung und Warmwasserbereitung wäre grundsätzlich möglich, wenn HX_{DHW} als Enthitzer und HX_2 als Kondensator verwendet wird. Dies wäre aus Effizienzgründen vorteilhaft.

Kühl-Modus: Der Wärmepumpenkreislauf wird über das 4-Wege-Ventil umgekehrt. Dadurch arbeiten sowohl HX_2 (in diesem Modus Verdampfer) als auch HX_1 (in diesem Modus Kondensator) im Gleichstrom, da sich die Fließrichtung des Kältemittels umkehrt. Zwei verschiedene Kühlmodi sind möglich:

a) Aktive Kühlung mit gleichzeitiger Warmwasser-Bereitung:

Über HX_{DHW} als Kondensator wird der Warmwasserspeicher beladen, während über den Wärmetauscher HX_2 , der als Verdampfer arbeitet der Fußboden gekühlt wird. In diesem Modus wird sowohl die warme als auch die kalte Seite der Wärmepumpe genutzt.

b) Aktive Kühlung:

Wenn der Warmwasserspeicher bereits durchgeladen ist, kann die Kondensatorabwärme über HX_1 an den Erdreichkollektor abgegeben werden.

5.2 Auswahl des weiter zu verfolgenden Konzepts

Die drei beschriebenen Systeme wurden anhand von Simulationen des Kältemittelkreislaufs detailliert analysiert. Diese Arbeiten sind im folgenden Abschnitt exemplarisch für das System 2 beschrieben. Für die weiteren Arbeiten im Projekt sollte eines dieser Konzepte weiterverfolgt werden. Dazu wurde am 20.11.2007 ein nationaler Workshop mit Anlagenplanern und Wärmepumpenherstellern abgehalten, bei dem die untersuchten Systeme und Simulationsergebnisse präsentiert wurden. Die System-Auswahl fiel dabei aufgrund der Ergebnisse der Simulationen, der Diskussion bei diesem Workshop und aufgrund folgender Überlegungen auf das System 2 (vgl. Kapitel 5.1.2):

- Das zu entwickelnde System soll für Niedrigenergiegebäude mit einem relativ breiten Bereich des Heizwärmebedarfs einsetzbar sein. System 1 (Frischluftheizungssystem) ist wie erwähnt nur für Gebäude mit einem Heizwärmebedarf $<15 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$ geeignet.
- Reine Luftheizungssysteme werden in Österreich zurzeit in Wohngebäuden noch kaum eingesetzt, bzw. wird zusätzlich zur kontrollierten Be- und Entlüftung meistens trotzdem zusätzlich ein Warmwasser-Heizungssystem installiert. Daher ist zu erwarten, dass der potentielle Markt für ein integriertes Wärmepumpensystem mit einem Warmwasser-Heizungssystem größer ist.
- Der Kühlbedarf für Wohngebäude sollte unter den österreichischen Klimabedingungen und unter der Annahme einer angepassten Bauweise auf ein Minimum reduziert werden können. Die unter diesen Umständen eher kleinen Kühllasten sollten auch über passive Kühlung abgedeckt werden können. Ein umkehrbarer Wärmepumpenkreislauf wie in System 3 wird daher als nicht notwendig angesehen. Sollte passive Kühlung nicht ausreichen, bietet System 2 auch die Möglichkeit einer aktiven Kühlung.

5.3 Simulationen des Kältemittelkreislaufs

In diesem Abschnitt werden die Simulations-Arbeiten, die zur Analyse der unterschiedlichen Systemkonzepte durchgeführt wurden, exemplarisch anhand des Systems 2 beschrieben. Eine vollständige, detaillierte Beschreibung dieser Arbeiten erfolgt in (Heinz et al., 2008).

Die Berechnungen wurden für die in Abschnitt 4 beschriebenen Systeme jeweils mit einem HFKW-Kältemittel (R134a) und zwei natürlichen Alternativen (R744=CO₂ und R290=Propan) durchgeführt. Für die Simulationen wurde jeweils ein stationäres Wärmepumpenmodell für die einzelnen Systeme im Programm EngineeringEquationSolver (Klein, 2007) erstellt. Die bei der Modellierung benutzten Ansätze sind kurz in Abschnitt 5.3.3 sowie detaillierter in (Heinz et al., 2008) beschrieben.

5.3.1 Randbedingungen bzgl. dem Gebäude und dem Heizungssystem

Um die Randbedingungen bzgl. der Heiz- und Kühllasten und der entsprechenden Temperaturen, die von der Wärmepumpe zur Verfügung gestellt werden müssen, festzulegen zu können, wurde ein Referenz-Niedrigenergie-Gebäude definiert. Die dafür getroffenen Annahmen basieren auf stark vereinfachten Überlegungen bzgl. den Transmissions- und Lüftungsverlusten sowie den internen und externen (solaren) Wärmegewinnen. Die Heiz- bzw. Kühlleistung, die von der Wärmepumpe bei einer bestimmten Außenlufttemperatur zur Verfügung gestellt werden muss, wird anhand der Werte in Tabelle 5.1 berechnet.

Die internen und externen Wärmequellen werden als konstant, von der Außentemperatur unabhängig, angenommen. Für die Transmissions- und Lüftungsverluste wird ein linearer Zusammenhang mit der Außentemperatur T_{amb} vorgegeben. Die resultierende Heizlast \dot{Q}_{heat} und Kühllast \dot{Q}_{cool} als Funktion der Außentemperatur ist in Abbildung 5.4 dargestellt, gemeinsam mit den Transmissions- und Lüftungswärmeverlusten sowie den externen und internen Gewinnen.

Tabelle 5.1: Annahmen für das Referenzgebäude

Beschreibung	Wert	Einheit
Beheizte Wohnfläche	140	m ²
Beheiztes Volumen	392	m ³
Transmissions-Wärmeverlust (inkl. Infiltration)*	0,068	kW/K
Luftwechselrate	0,4	h ⁻¹
Interne Wärmequellen	3	W/m ²
Externe Wärmequellen	5	W/m ²

*Transmissions-Wärmeverluste pro K Temperaturdifferenz zwischen der Raumluft- und der Außenluft-Temperatur

Die in Abbildung 5.4 dargestellten Lasten basieren auf einer Raumlufttemperatur von 20 °C während der Heizperiode. Im Kühlfall wird die einzuhaltende Raumlufttemperatur in Abhängigkeit der Außenlufttemperatur nach den Anforderungen der DIN 1946-2 (1994) vorgegeben. Bei Außenlufttemperaturen unter 26 °C (niedriger als die einzuhaltende Raumlufttemperatur) wird im Kühlfall die Luftwechselzahl auf 2 h⁻¹ erhöht. Dies soll eine

zusätzliche Fensterlüftung berücksichtigen und reduziert den Kühlbedarf (Reduktion von \dot{Q}_{cool}^* auf \dot{Q}_{cool} in Abbildung 5.4)

Als Klima wurde ein mittlerer Klimadatensatz von Graz angenommen (Meteonorm, 2005) (Normaußentemperatur: -12 °C , Heizgradtage $HGT_{20/12}$: 3500 Kd/a). Unter diesen Annahmen ergibt sich ein Heizwärmebedarf von $37\text{ kWh}/(\text{m}^2\cdot\text{a})$ und ein Kühlbedarf von $2,5\text{ kWh}/(\text{m}^2\cdot\text{a})$.

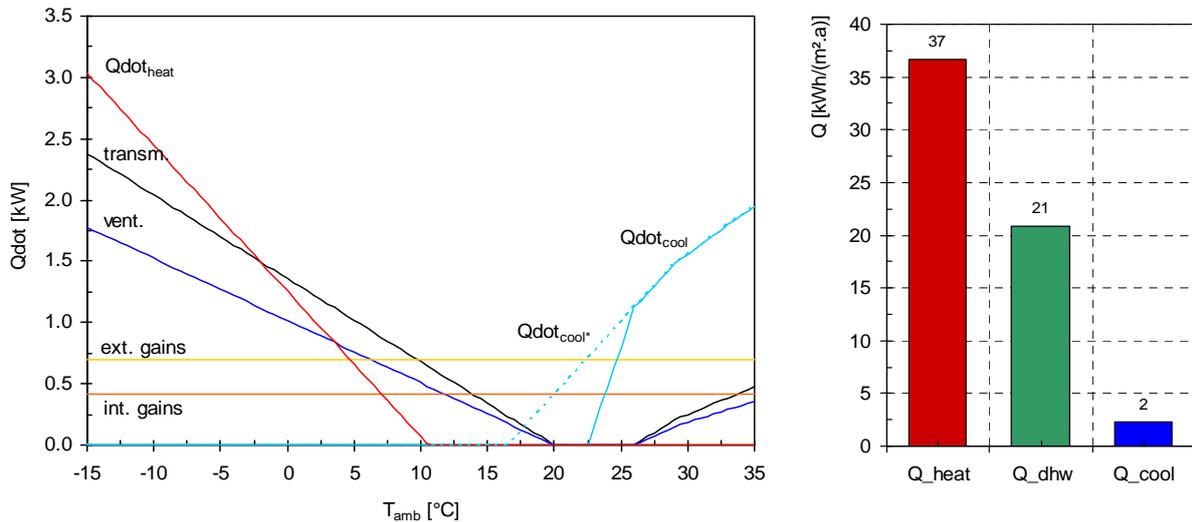


Abbildung 5.4: Links: Lasten als Funktion der Außenluft-Temperatur T_{amb} , basierend auf den Annahmen in Tabelle 5.1; Rechts: jährlicher spez. Energiebedarf für Heizung (heat), Warmwasser (DHW) und Kühlung (cool)

Sowohl Heizung als auch Kühlung werden über das Fußboden-Heizungssystem durchgeführt. Die Vor- und Rücklauftemperaturen bei der Auslegungstemperatur von -12 °C werden mit 35 und 30 °C gewählt. Die entsprechenden Temperaturen als Funktion der Außentemperatur werden mit einem Heizkörperexponenten von 1.1 ermittelt. Im Kühlmodus wird von einer konstanten Vorlauftemperatur von 20 °C ausgegangen. Die Kühlleistung wird über den Durchfluss durch das Fußboden-Heizungssystem geregelt.

Ein Sole-Erdreichkollektor wird als Wärmequelle für die Wärmepumpe verwendet, und dient auch als Wärmesenke im Kühlbetrieb (falls der Warmwasserspeicher voll geladen ist). Als Vereinfachung wird die Sole-Austrittstemperatur aus dem Erdreichkollektor als nur von der Außentemperatur abhängig angenommen (diese ist z.B. in Abbildung 5.8 dargestellt).

5.3.2 Aufbau des simulierten Wärmepumpen-Kreislaufs

Abbildung 5.5 zeigt schematisch den Aufbau des betrachteten Wärmepumpen-Kreislaufs. Der Kompressor erhöht den Druck des Kältemittels vom Verdampfungsdruck auf den Kondensations-Druck (1-2). Danach tritt das Kältemittel in den Enthitzer (de-superheater) (2-2a) ein, der zur Nachheizung des Warmwassers dient (W3-W4). Im Kondensator kondensiert das Kältemittel (2a-2b) durch Wärmeabgabe an das Heizungswasser (C1-C2). Im Unterkühler (subcooler) wird das Kältemittel unterkühlt (2b-3), während es das Warmwasser vorheizt (W1-W2).

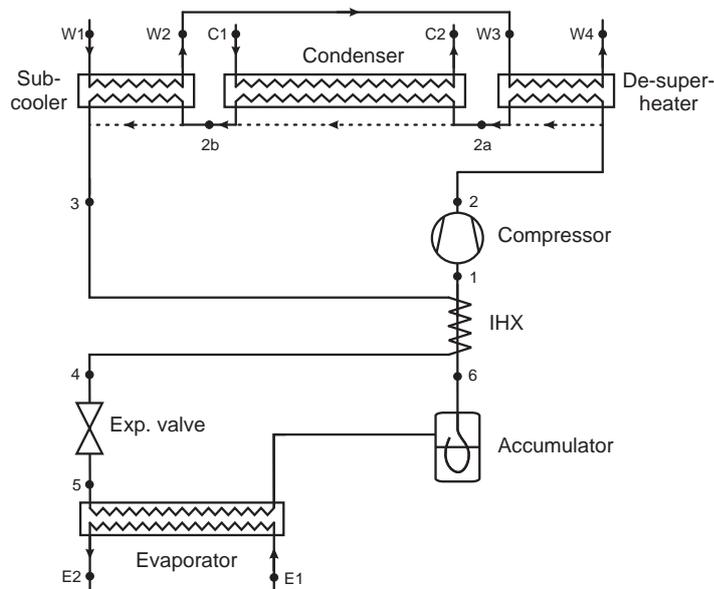


Abbildung 5.5: Aufbau des untersuchten Wärmepumpen-Kreislaufs

gesättigt ist (Dampfzahl $x=1$). In Abschnitt 5.3.5 sind Beispiel-Kreisprozesse im T-h Diagramm dargestellt.

Die Regelung des Kältemittelkreislaufs wird für alle Kältemittel gleich angenommen. Das elektronische Expansionsventil stellt den Hochdruck entsprechend dem aktuellen Betriebszustand ein. Da für jeden Betriebspunkt ein optimaler Hochdruck existiert, wird in den Simulationen untersucht, wie sich die Effizienz des Kreislaufs beim optimalen Hochdruck im Vergleich zu einem konstanten Hochdruck verhält.

Im internen Wärmetauscher (IHX) wird Wärme von der Hochdruckseite (3-4) auf die Niederdruckseite (6-1) des Kältemittels übertragen. Über ein elektronisches Expansionsventil expandiert das Kältemittel wieder auf den Verdampfungsdruck (4-5). Im Verdampfer nimmt das Kältemittel bei konstanter Temperatur Wärme von der Wärmequelle auf (5-6). Ein Niederdrucksammler (Accumulator) gleicht unterschiedliche Kältemittelmengen im Kreislauf bei verschiedenen Betriebszuständen aus. Es wird angenommen, dass das Kältemittel am Sammleraustritt

5.3.3 Annahmen bzgl. der Systemkomponenten

Wärmetauscher

Alle Wärmetauscher werden als Gegenstrom- oder Gleichstrom-Wärmetauscher mittels der UA-LMTD-Methode (Incropera und DeWitt, 2002) berechnet. Da die Geometrie des Wärmetauschers nicht berücksichtigt wird, ist eine detaillierte Berechnung von Wärmübergangszahlen und Druckverlusten nicht möglich. Der kältemittelseitige Druckverlust und der damit einhergehende Temperaturabfall wird daher nicht berücksichtigt.

Die Berechnung erfolgt unter der Annahme der Wärmeübertragungszahl UA [W/K], welche sich aus der Wärmedurchgangszahl U [W/(m²·K)] multipliziert mit der Wärmeübertragungsfläche A [m²] ergibt. Für jeden Wärmetauscher wird für jedes Kältemittel ein UA-Wert für einen bestimmten Betriebspunkt so festgelegt, dass sich eine minimale Temperaturdifferenz (ΔT_{\min}) von 5 K zwischen den beiden Fluiden einstellt. Für den internen Wärmetauscher wird als Ausnahme ein ΔT_{\min} von 1 K angenommen.

Die Tatsache, dass sich der U-Wert eines Wärmetauschers abhängig vom Betriebszustand ändert, wird vereinfachend so berücksichtigt, dass eine Abhängigkeit von den Massenströmen auf beiden Fluid-Seiten angenommen wird.

Im Falle von Wärmetauschern, bei denen ein oder beide Fluide eine variable Wärmekapazität c_p über die Wärmetauscherlänge aufweisen (alle Kältemittel-Wärmetauscher), wird der Wärmetauscher in kleine Segmente unterteilt, in denen c_p ungefähr konstant ist.

Kompressor

Es wird für alle Varianten ein drehzahl geregelter hermetischer Kompressor angenommen. Bzgl. der Kompressor-Effizienz sind der Isentropen-Wirkungsgrad η_{is} und der volumetrische Wirkungsgrad η_{vol} von Bedeutung. Die Definitionen sind:

$$\eta_{is} = \frac{P_{is}}{P_{mot}} = \frac{(h_{ref,2,is} - h_{ref,1}) \cdot \dot{m}_{ref}}{P_{mot}} \quad (4.1)$$

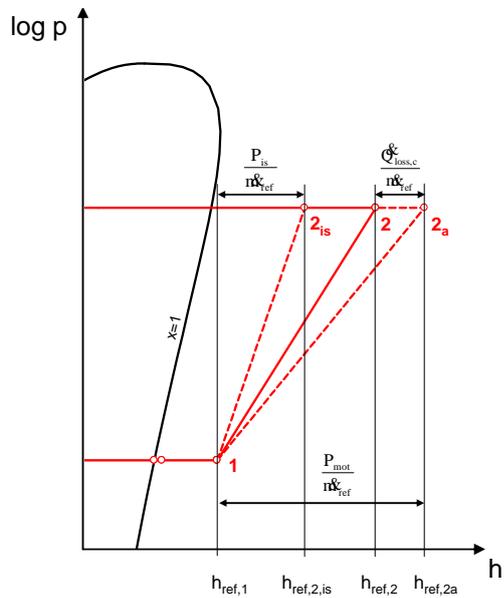
und

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{m}_{ref} \cdot v_{ref,1}}{\dot{V}_{swept}} \quad (4.2)$$

Der Isentropen-Wirkungsgrad beschreibt die reale Leistungsaufnahme (Motorleistung, P_{mot}) des Kompressors im Vergleich zu einer isentropen Kompression des Kältemittels vom Saugdruck (p_{suc}) auf den Hochdruck (p_{dis}) inklusive aller Verluste im Kompressorgehäuse. Der volumetrische Wirkungsgrad ist das Verhältnis des Kältemittelmassenstrom \dot{m}_{ref} zum theoretischen Massenstrom, der sich aus dem Hub-Volumenstrom \dot{V}_{swept} des Kompressors und dem spezifischen Volumen des Kältemittels am Kompressoreintritt $v_{ref,1}$ ergibt. Die thermodynamischen Zustände des Kältemittels am Kompressor-Ein- bzw. Austritt sind exemplarisch in Abbildung 5.6 im log p-h Diagramm dargestellt.

Für den Isentropen- und den volumetrischen Wirkungsgrad werden Daten verwendet, die aus Datenblättern von Kompressoren mit einem den Anforderungen entsprechenden Leistungsbereich entnommen wurden. Beide Effizienzen werden sowohl in Abhängigkeit

vom Druckverhältnis $\pi = p_{dis} / p_{suc}$ als auch der Drehzahl berücksichtigt. In Abbildung 5.7 sind exemplarisch die angenommenen Wirkungsgrade für einen CO₂-Kompressor dargestellt.



Die Wärmeverluste des Kompressors ($\dot{Q}_{loss,c}$) werden nach Gleichung (4.3) berechnet, wobei T_{sur} die Temperatur der Umgebungsluft ist, die mit 15 °C angenommen wird. Der Faktor $f_{loss,c}$ wird mit 3×10^{-3} [W/(W.K)] angenommen. Unter diesen Bedingungen beträgt der Wärmeverlust des Kompressors ca. 10-20% von P_{mot} , abhängig von der Temperaturdifferenz.

$$\dot{Q}_{loss,c} = P_{mot} \cdot f_{loss,c} \cdot \left(\frac{T_{ref,2a} + T_{ref,1}}{2} - T_{sur} \right) \quad (4.3)$$

Abbildung 5.6: Darstellung des Kompressions-Prozesses im log p-h Diagramm

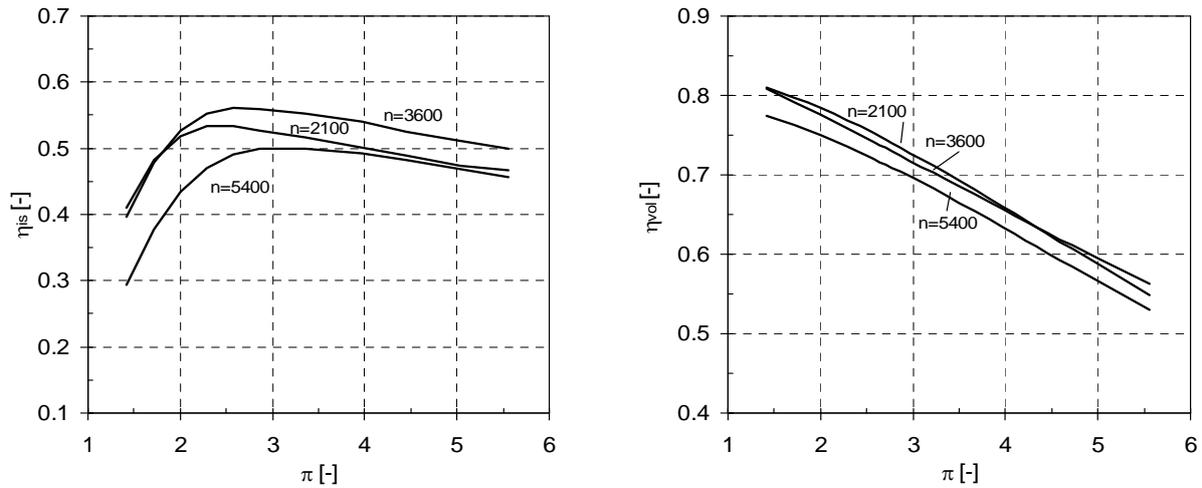


Abbildung 5.7: Isentropen-Wirkungsgrad (links) und volumetrischer Wirkungsgrad (rechts) des angenommenen CO₂-Kompressors in Abhängigkeit vom Druckverhältnis (π) und der Drehzahl (n)

5.3.4 Berechnung des COP

COP: Der Coefficient of Performance (COP, Leistungszahl) des Wärmepumpenkreislaufs wird als das Verhältnis der nutzbaren Wärmeleistung und der elektrischen Leistungsaufnahme des Kompressors (P_{mot}) berechnet. Die elektrische Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpen (Heizungskreis, Warmwasser-Ladekreis, Solepumpe) wird für die Auswertungen im folgenden Abschnitt nicht berücksichtigt.

5.3.5 Ergebnisse der Simulationen für System 2

Warmwasser-Modus

Die berechneten COPs als Funktion der Außentemperatur für die unterschiedlichen Kältemittel (R134a, R290, R744) im Warmwasser-Modus sind in Abbildung 5.8 dargestellt. Die Warmwasserbereitung erfolgt mit einem Wasser-Durchfluss von 50 l/h, einer Eintrittstemperatur von 15 °C und einer Austrittstemperatur von 60 °C. Das entspricht einer thermischen Leistung von 2,6 kW, die durch den Kondensator bereitgestellt wird. Die Leistung der Wärmepumpe wird über die Kompressordrehzahl entsprechend eingestellt.

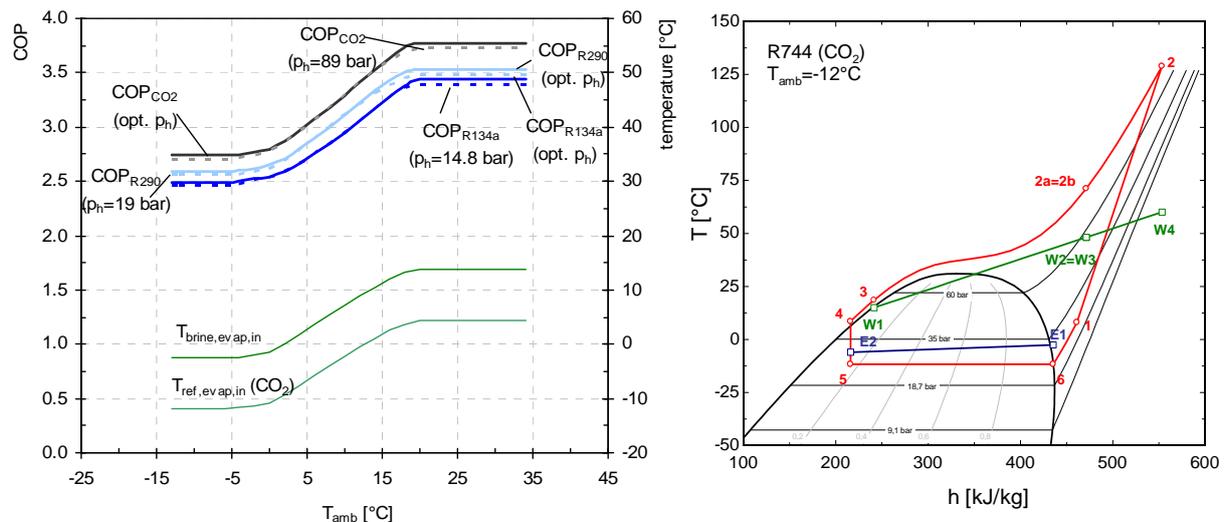


Abbildung 5.8: Links: COP im Warmwasser-Modus in Abhängigkeit der Außentemperatur für unterschiedliche Kältemittel; Sole-Eintrittstemperatur in den Verdampfer ($T_{brine, evap, in}$), Verdampfungstemperatur ($T_{ref, evap, in}$ für Kältemittel CO_2); Rechts: exemplarischer Kreisprozess im T-h Diagramm (Kältemittel CO_2)

Der Unterschied des COP zwischen einem Betrieb mit optimalem Hochdruck (p_h) gegenüber einem Betrieb mit konstantem Hochdruck ist für alle Kältemittel relativ gering. Dies liegt daran, dass der optimale Hochdruck nur geringfügig von der Außentemperatur abhängig ist, da die Randbedingungen auf der Wasserseite des Kondensators konstant sind.

In Abbildung 5.8 ist exemplarisch ein Kreisprozess für das Kältemittel CO_2 im T-h Diagramm dargestellt. Aufgrund der niedrigen kritischen Temperatur von CO_2 (31,1 °C) handelt es sich um einen „transkritischen“ Prozess. Das heißt das Kältemittel verdampft bei unterkritischen Drücken, während die Wärmeabgabe bei überkritischen Drücken erfolgt.

Aufgrund der für diesen Betriebsfall vorteilhaften thermodynamischen Eigenschaften von CO_2 (Wärmeentzug im überkritischen Bereich mit Temperaturgleit) wird mit diesem Kältemittel im Warmwasserbetrieb der höchste COP erzielt.

Heizungs-Modus

Im Heizungs-Modus wird die Kompressor-Drehzahl so angepasst, dass die notwendige Heizleistung bei der jeweiligen Außentemperatur erreicht wird. Das Hubvolumen des Kompressors wurde für jedes Kältemittel so gewählt, dass die Heizlast des Gebäudes bei der Norm-Außentemperatur (-12 °C) mit einer Drehzahl von 6000 min^{-1} erreicht wird. Bei

Erreichen der minimalen Drehzahl von 1000 min^{-1} , wird davon ausgegangen, dass der Massenstrom durch das Fußbodenheizungssystem erhöht wird, so dass die notwendige Vorlauftemperatur nicht überschritten wird. Unter diesen Annahmen wird der Kompressor bei allen Kältemitteln bis zu einer Außenlufttemperatur von ca. $2 \text{ }^\circ\text{C}$ mit variabler Drehzahl betrieben (vgl. Abbildung 5.9). Bei höheren Temperaturen wird die Wärmepumpe im Takt-Betrieb gefahren. Die Verluste, die dadurch entstehen, werden nicht berücksichtigt, da angenommen werden kann, dass diese bei allen Kältemitteln ähnlich sind.

Der COP steigt bei allen Kältemitteln stark mit der Außentemperatur an, da die Vorlauftemperatur und damit der Kondensationsdruck sinkt und die Sole-Eintrittstemperatur steigt und somit der Verdampfungsdruck steigt (vgl. Abbildung 5.9).

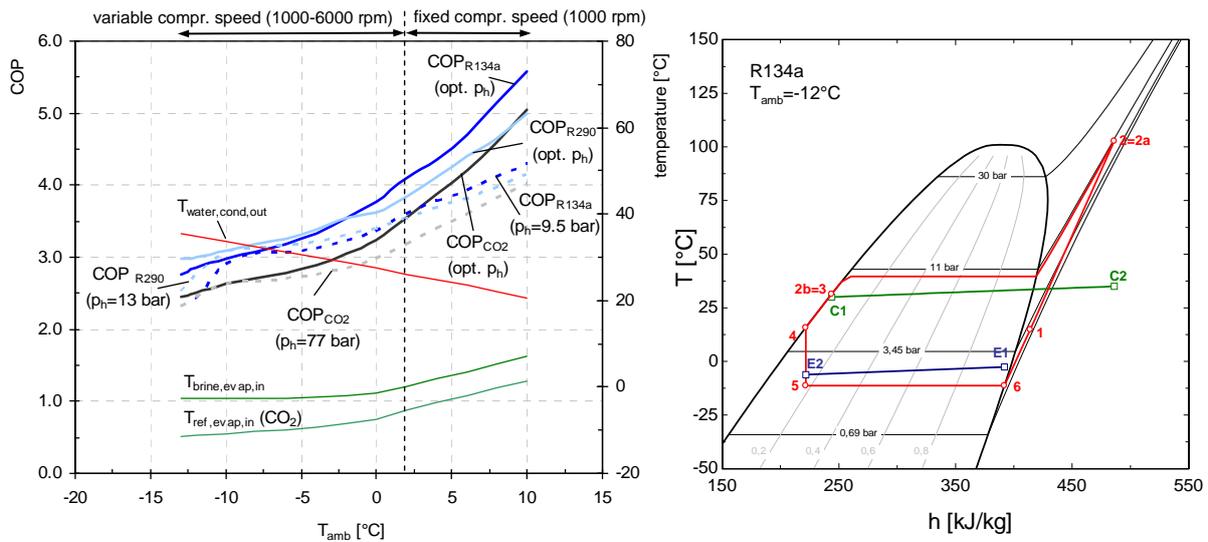


Abbildung 5.9: Links: COP im Heizungs-Modus in Abhängigkeit der Außentemperatur für unterschiedliche Kältemittel; Sole-Eintrittstemperatur in den Verdampfer ($T_{\text{brine,evap,in}}$), Verdampfungstemperatur ($T_{\text{ref,evap,in}}$ für Kältemittel CO_2); Rechts: exemplarischer Kreisprozess im T-h Diagramm (Kältemittel R134a)

Mit R290 und R134a werden höhere Effizienzen (COPs) erzielt als mit CO_2 . Der Grund dafür ist die relativ hohe wasserseitige Rücklauftemperatur vom Heizungssystem, bei der die Drosselverluste bei CO_2 höher sind als bei den beiden anderen Kältemitteln. Bei höheren Umgebungstemperaturen, bei denen auch der CO_2 -Kreislauf bei unterkritischen Hochdrücken betrieben wird, wird der Nachteil von CO_2 gegenüber den anderen Kältemitteln kleiner.

In diesem Betriebsmodus zeigt sich bei allen Kältemitteln, dass es vorteilhaft ist, den Kreislauf jeweils mit dem optimalen Hochdruck (p_h) zu betreiben, da die Verbesserung gegenüber einer Betriebsweise mit konstantem Hochdruck signifikant ist.

Kombinierter Heizungs- und Warmwasser-Betrieb

Im kombinierten Heizungs- und Warmwasser-Betrieb wird die Drehzahl des Kompressors so angepasst, dass die bei der jeweiligen Außentemperatur notwendige Heizleistung am Kondensator erreicht wird. Das Warmwasser tritt mit $15 \text{ }^\circ\text{C}$ in den Unterkühler ein und der Wasserdurchfluss wird so angepasst, dass am Austritt des Enthitzers $60 \text{ }^\circ\text{C}$ erreicht werden. Nach Erreichen der minimalen Drehzahl des Kompressors wird die Wärmepumpe im Taktbetrieb gefahren.

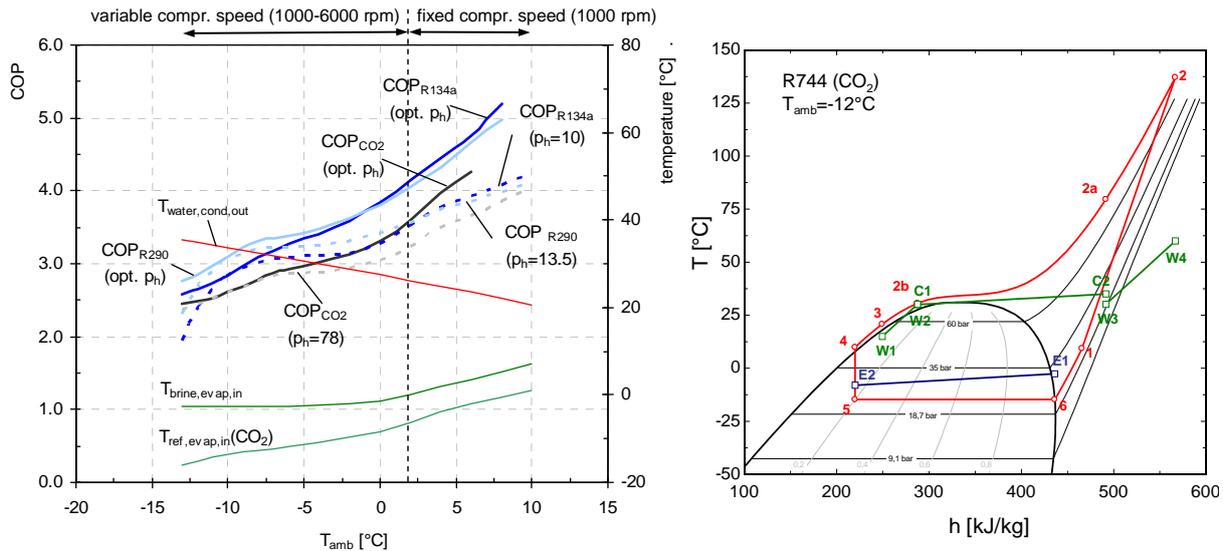


Abbildung 5.10: Links: COP im kombinierten Heizungs- und Warmwasser-Modus in Abhängigkeit der Außentemperatur für unterschiedliche Kältemittel; Sole-Eintrittstemperatur in den Verdampfer ($T_{brine,evap,in}$), Verdampfungstemperatur ($T_{ref,evap,in}$ für Kältemittel CO_2), Warmwasser-Leistung (\dot{Q}_{DHW} für CO_2); Rechts: exemplarischer Kreisprozess im T-h Diagramm (Kältemittel CO_2)

Die berechneten COPs als Funktion der Außenlufttemperatur für die unterschiedlichen Kältemittel sind in Abbildung 5.10 dargestellt. Aufgrund der etwas geringeren Wasser-Eintrittstemperaturen (Kaltwassereintritt in den Unterkühler) sind die COPs für alle Kältemitteln bei den meisten Betriebspunkten etwas höher als im Heizungsbetrieb. Auch in diesem Modus ist es vorteilhaft, den Kreislauf mit dem jeweils optimalen Hochdruck zu betreiben.

Kombinierter Kühl- und Warmwasser-Betrieb

In diesem Modus wird der Verdampfer zum Kühlen verwendet, während am Kondensator Wärme für die Warmwasserbereitung abgegeben wird. Der Prozeß wird über die Kompressordrehzahl so geregelt, dass die notwendige Kühlleistung und Vorlauftemperatur am Auslass des Wärmetauschers HX_{cool1} (vgl. Abbildung 5.2) erreicht wird. Da die Leistung am Kondensator mit der jeweils notwendigen Kühlleistung schwankt, wird der wasserseitige Durchfluss so angepasst, dass eine Wasseraustrittstemperatur am Enthitzer von $60^\circ C$ erreicht wird.

Die berechneten COPs als Funktion der Außentemperatur für die unterschiedlichen Kältemittel sind in Abbildung 5.11 dargestellt. Da der optimale Hochdruck bei allen Kältemitteln ohnehin fast konstant über den betrachteten Außentemperaturbereich ist, sind hier die Ergebnisse mit konstantem Hochdruck nicht abgebildet. Die höchste Effizienz wird - wie schon im reinen Warmwasserbetrieb - mit CO_2 erreicht. Für die Berechnung des COP wird hier sowohl die Verdampfer- als auch die Kondensator-Wärme als Nutzwärme berücksichtigt, wodurch sich relativ hohe Werte ergeben.

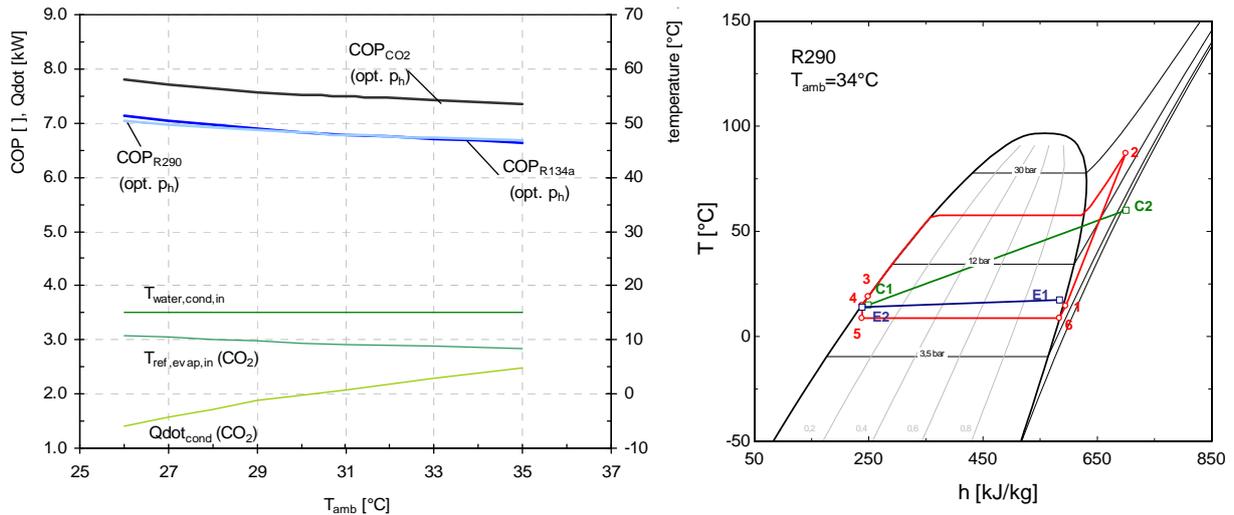


Abbildung 5.11: Links: COP im kombinierten Kühl- und Warmwasser-Modus in Abhängigkeit der Außentemperatur für unterschiedliche Kältemittel; Verdampfungstemperatur ($T_{ref,evap,in}$ für Kältemittel CO_2), Wassereintrittstemperatur in den Unterkühler ($T_{water,cond,in}$), Heizleistung wasserseitig ($Q_{dot,cond}$ für CO_2); Rechts: exemplarischer Kreisprozess im T-h Diagramm (Kältemittel R290)

5.3.6 Abschätzung des SPF und Entscheidung für ein Kältemittel

SPF: Die Berechnung des Seasonal Performance Factor (SPF, Jahresarbeitszahl) des Wärmepumpenkreislaufs erfolgt anhand der berechneten COP-Verläufe für die unterschiedlichen Betriebsmodi in Abhängigkeit der Außentemperatur, die im vorherigen Abschnitt gezeigt wurden. Die folgenden Annahmen werden dabei getroffen:

- Die Berechnungen erfolgen auf Tagesbasis, wobei jeweils vom Tagesmittel der Außenlufttemperatur ausgegangen wird. Als Klimadatensatz wird ein mittleres Klima von Graz verwendet (Meteonorm, 2005).
- Die Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpen wird - wie bei der Berechnung des COP - nicht berücksichtigt.
- Es wird angenommen, dass die Wärmepumpe in jedem Betriebspunkt mit dem optimalen Hochdruck betrieben wird.
- Der Warmwasserbedarf wird mit 8 kWh/d bei einer Kalt-/Warmwassertemperatur von 15 °C/60 °C angenommen. Die Warmwasserbereitung wird mit einer konstante Kondensatorleistung von 2.6 kW durchgeführt.
- Das System wird wenn möglich im kombinierten Heizungs- und Warmwassermodus betrieben. Sobald der tägliche Warmwasserbedarf gedeckt ist, wird auf den Heizungsmodus umgeschaltet. Falls der Warmwasserbedarf im kombinierten Betrieb nicht gedeckt werden kann, wird kurz auf den reinen Warmwasser-Modus umgeschaltet.
- Der Kühlmodus wird für die Berechnung des SPF nicht berücksichtigt, da dieser unter den getroffenen Annahmen (siehe Abschnitt 5.3.1) nur einen sehr kleinen Anteil am Gesamt-Wärmebedarf hat.

Unter dieser Annahme ergeben sich für das untersuchte System die in Tabelle 5.2 dargestellten Ergebnisse.

Tabelle 5.2: Jahresarbeitszahlen für die verwendeten Kältemittel

Kältemittel	SPF
R134a	3.3
R290	3.6
R744	3.3

Die Auswahl des Kältemittels, welches für die weiteren Untersuchungen im Projekt und insbesondere für die zu realisierende Prototypenanlage verwendet werden sollte, erfolgte aufgrund folgender Überlegungen:

- Mit dem Kältemittel R290 kann im betrachteten System und den getroffenen Annahmen die höchste Jahresarbeitszahl (SPF=3,6) erwartet werden. Da R290 (Propan) brennbar ist, gibt es für dieses Kältemittel aber relativ strenge Auflagen bzgl. der maximalen Kältemittelmenge im Kreislauf bzw. dem notwendigen minimalen Raumluftvolumen am Aufstellungsort des Wärmepumpengeräts (prEN 378, 2007).
- Mit R744 (CO₂) und R134a ist unter den angenommen Randbedingungen in etwa die gleiche Jahresarbeitszahl zu erwarten (SPF=3,3). Während CO₂ höhere Effizienzen bei der Warmwasserbereitung ermöglicht, hat R134a Vorteile im Heizungs-Betrieb.
- Der Anteil der Warmwasserbereitung am Gesamt-Wärmebedarf ist durch den immer weiter sinkenden Heizwärmebedarf bei Niedrigenergiegebäuden relativ hoch. Dadurch gewinnt eine hohe Effizienz des Wärmepumpenkreislaufs bei der Warmwasserbereitung an Bedeutung.
- Aus diesen Gründen und aufgrund der Tatsache, dass CO₂ ein natürliches Kältemittel ist, wurde für die weiteren Arbeiten CO₂ als Arbeitsmedium verwendet.

6 Systemkonzept und Prototypenanlage am Institut für Wärmetechnik

Basierend auf den im vorherigen Abschnitt beschriebenen Simulationsergebnissen wurde ein integriertes Wärmepumpensystem definiert, das als Basis für die weiterführenden Arbeiten im Projekt dienen sollte. Im Rahmen von zwei Diplomarbeiten (Lequenne, 2008) (Hauser, 2009) wurde am IWT ein Prototyp einer solchen Anlage gebaut. Gegenüber dem System das im vorigen Abschnitt im Rahmen der Simulationsarbeiten untersucht wurde, wurden einige Änderungen vorgenommen. Das Systemkonzept bzw. die erwähnten Änderungen werden in diesem Abschnitt beschrieben.

Abbildung 6.1 zeigt eine schematische Darstellung des Konzepts für eine multifunktionale Wärmepumpenanlage, das im Projekt weiter verfolgt wurde. Es handelt sich um eine Sole/Wasser-Wärmepumpe, die eine Nieder temperatur-Fußbodenheizung als Heizungssystem versorgt, wobei die Fußbodenheizung auch zu Kühlzwecken verwendet werden kann.

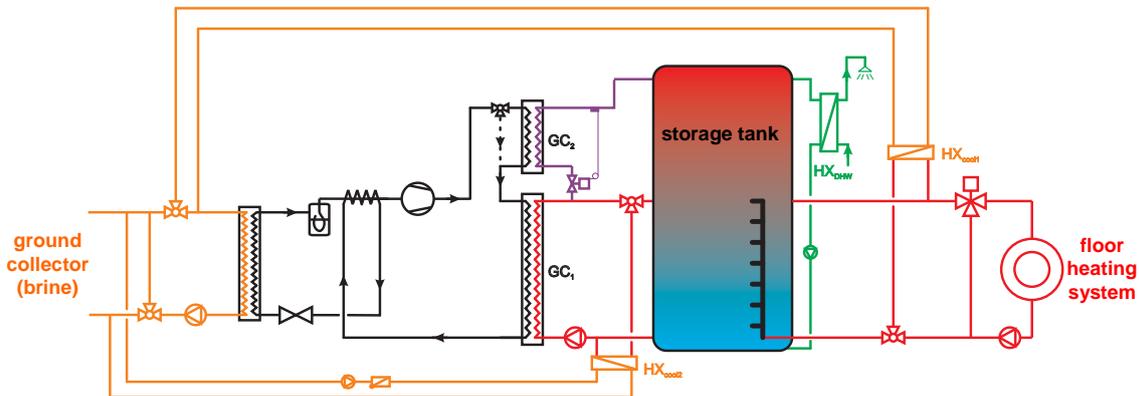


Abbildung 6.1: Schematische Darstellung des entwickelten Systemkonzepts für eine integrierte Wärmepumpenanlage

Ein Pufferspeicher, der von der Wärmepumpeneinheit beladen wird, entkoppelt die Wärmepumpe hydraulisch vom Heizungssystem. Ein zusätzlicher Warmwasserspeicher wird nicht benötigt, da im oberen Bereich des Pufferspeichers genügend Speicherkapazität für die Warmwasserbereitung vorgesehen wird. Der obere Bereich des Speichers wird auf ca. 50-55 °C aufgeheizt und wird verwendet für die Warmwasserbereitung über den externen Wärmetauscher HX_{DHW} (WW-Bereitung im Durchlaufprinzip), in dem das eintretende Kaltwasser auf eine Temperatur von 45-50 °C erwärmt wird.

Der Kältemittelkreislauf dieses Systems ist im Detail in Abbildung 6.2 dargestellt. Der Gaskühler (bei CO_2 wird der Kondensator der Wärmepumpe als Gaskühler bezeichnet, da der Wärmeentzug typischerweise bei überkritischen Drücken stattfindet) besteht aus zwei Teilen, die beide vom Heizungswasser durchflossen werden (Pufferspeicher, Fußbodenheizung und Gaskühler sind hydraulisch verbunden). Im ersten Gaskühler (GC_1) wird das Wasser, das aus dem unteren Bereich des Speichers entnommen wird, auf das Fußbodenheizungs-Vorlauftemperaturniveau von ca. 30-35 °C ($C1-C2$) erwärmt und im mittleren Bereich des Speichers eingeschichtet. Im zweiten Gaskühler (GC_2) kann das Heizungswasser weiter auf ca. 50-55 °C ($C2-C3$) aufgeheizt und in den oberen Bereich des Speichers eingebracht werden.

6.1 Zweiteiliger vs. dreiteiliger Gaskühler

Der Unterschied zwischen dem in Abschnitt 5.3.2 beschriebenen System mit drei Gaskühlern (vgl. Abbildung 6.3) und dem hier weiter verfolgten System ist, dass nur noch zwei Gaskühler verwendet werden (Abbildung 6.2). Beim dreiteiligen Gaskühler werden zwei Gaskühler zum Vorheizen (W1-W2) und Nachheizen (W2-W3) des Warmwassers verwendet, während der dritte für die Raumheizung eingesetzt wird (C1-C2). Die Gründe für die Verwendung von drei Wärmetauschern waren:

- Um zu gewährleisten, dass das Kältemittel im kombinierten Heizungs- und WW-Betrieb durch das in den ersten Gaskühler (pre-heating DHW) eintretende Kaltwasser (W1) möglichst weit abgekühlt werden kann. Dadurch verbessert sich die Effizienz des Kreislaufs gegenüber einem Betrieb ohne diesen ersten Gaskühler, wo das Kältemittel im Heizungs-Gaskühler (heating) höchstens auf das Temperaturniveau des Heizungsrücklaufs (C1) abgekühlt werden kann.
- Der Warmwasserkreis wird durch Frischwasser und der Heizungskreis von Heizungswasser durchflossen, es bestehen also hydraulisch getrennte Kreise für die Gaskühler. Der Gaskühler für die Nachheizung des Warmwassers (re-heating DHW) muss relativ klein dimensioniert werden, um dessen Leistung im kombinierten Betrieb (Heizung und WW-Bereitung gleichzeitig) zu limitieren. Um trotzdem genügend Leistung im reinen WW-Betrieb zu gewährleisten, hat es sich gezeigt, dass der Gaskühler für die WW-Vorheizung (pre-heating DHW) entsprechend groß dimensioniert werden muss (ähnlich große Wärmeaustauschfläche wie der Gaskühler für die Heizung).

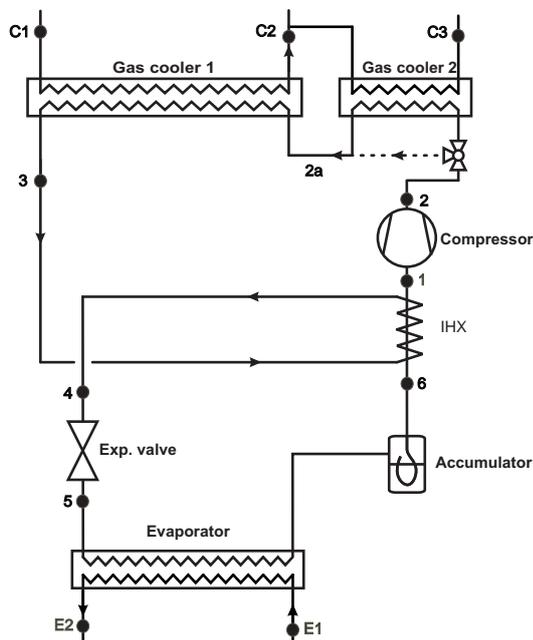


Abbildung 6.2: Wärmepumpenkreislauf mit zweiteiligem Gaskühler

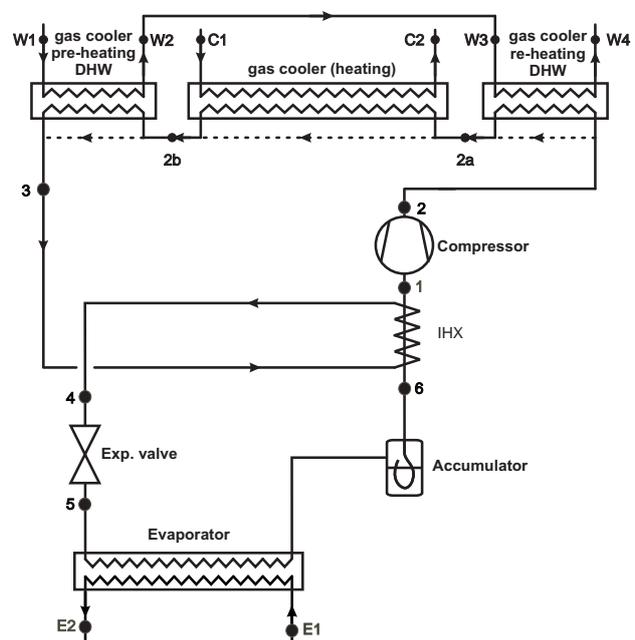


Abbildung 6.3: Wärmepumpenkreislauf mit dreiteiligem Gaskühler

Bei dem hier verfolgten System mit nur zwei Gaskühlern ergibt sich der Vorteil, dass beide Wärmetauscher vom Heizungswasser durchflossen werden. Dadurch ist auch im reinen WW-Betrieb (hier wird eigentlich auch Heizungswasser erhitzt) eine genügend hohe

Wärmetauscherfläche vorhanden, da beide Gaskühler in Serie durchflossen werden. Somit kann zumindest unter diesem Aspekt auf einen dritten Gaskühler, der - wie vorher beschrieben - ähnlich groß dimensioniert werden müsste wie der Heizungs-Gaskühler, verzichtet werden.

Andererseits ergibt sich mit nur zwei Gaskühlern der Nachteil, dass im kombinierten Betrieb (Heizung und WW-Bereitung gleichzeitig) die wasserseitige Eintrittstemperatur in den ersten Gaskühler tendenziell eher höher ist, als beim System mit drei Gaskühlern. Dies ergibt sich dadurch, dass die Temperatur im unteren Bereich des Speichers je nach Lastzustand zwischen dem Heizungsrücklauf und der Rücklauftemperatur vom WW-Wärmetauscher liegt (vgl. Abbildung 6.1). Es ist aber aus folgenden Gründen davon auszugehen, dass dies keinen wesentlichen Nachteil für die Jahresarbeitszahl bewirken sollte:

- Auch beim System mit dem dreiteiligen Gaskühler wird die wasserseitige Eintrittstemperatur in den meisten Fällen höher als die Frischwassertemperatur sein. Dies ist dadurch bedingt, dass auch im WW-Speicher durch vertikale Wärmeleitung die Schichtung abgebaut und dadurch die Temperatur im unteren Speicherbereich erhöht wird.
- Im betrachteten System mit zwei Gaskühlern und einem Pufferspeicher kann die Temperatur im oberen Bereich des Speichers etwas niedriger gewählt werden, da das Warmwasser im Durchlaufprinzip erwärmt wird. Durch die niedrigere Temperatur ergibt sich eine etwas höhere Leistungszahl der Wärmepumpe. Bei einem System mit WW-Speicher, wie im System mit drei Gaskühlern, sollte das Frischwasser im Speicher aufgrund der Legionellen-Problematik immer auf mindestens 60 °C erwärmt werden.

6.2 Mögliche Betriebsarten

Im folgenden Abschnitt werden die möglichen Betriebszustände vorgestellt. Hierbei wird mit Hilfe von Abbildungen veranschaulicht, welcher Bereich der Anlage im jeweiligen Zustand gerade genutzt bzw. durchflossen wird. Verwendete Komponenten werden dabei in den Abbildungen in Farbe dargestellt, während nicht durchflossene Anlagenteile grau dargestellt sind.

6.2.1 Heizungsbetrieb

Im Heizungsbetrieb wird der Pufferspeicher nur mit Hilfe des Gaskühlers 1 beladen, welcher für die Niedertemperaturversorgung verwendet wird. Hierbei wird das Kältemittel mittels eines 3-Wegeventils nur über den ersten Gaskühler geleitet. Bei dieser Betriebsweise wird der Speicher mit ca. 30 °C-40 °C beladen. Diese Wärme kann dann direkt vom Speicher mittels einer Umwälzpumpe an die Niedertemperaturheizung (vorzugsweise eine Fuß- bzw. Wandheizung) verteilt werden.

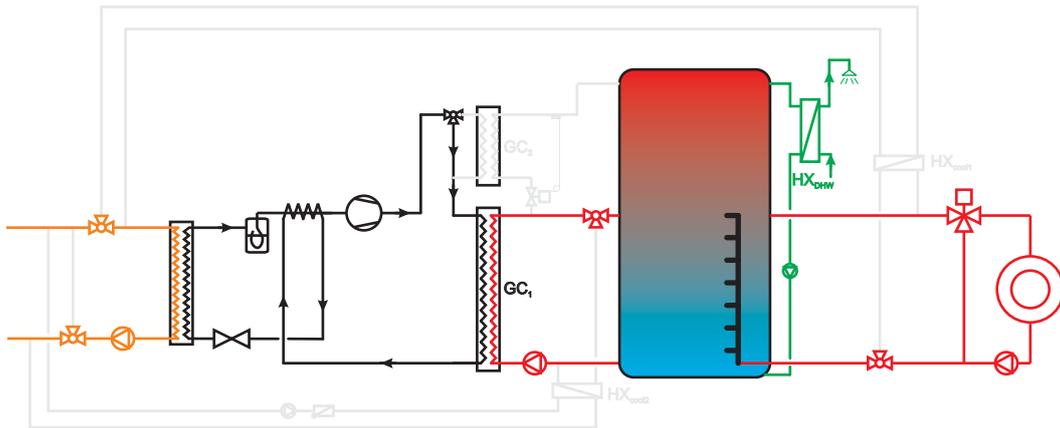


Abbildung 6.4: Schematische Darstellung des Systemkonzepts im Heizungsbetrieb

6.2.2 Warmwasserbereitung

Der Warmwasserbetrieb dient zur Beladung des höheren Temperaturniveaus des Schichtspeichers. Die Beladung mit ca. 55 °C warmen Wasser erfolgt durch eine Serienschaltung von Gaskühler 1 und Gaskühler 2. Wie in Abbildung 6.5 gezeigt, wird das erwärmte Heizungswasser oben in den Pufferspeicher eingeschichtet, während die eigentliche Warmwasserbereitung über den externen Wärmetauscher HX_{DHW} im Durchlaufprinzip erfolgt. Dabei wird das warme Heizungswasser aus dem oberen Bereich des Pufferspeichers entnommen und über den Wärmetauscher gepumpt, während auf der anderen Seite das Kaltwasser erwärmt wird. Der Durchfluss auf der Heizungsseite wird dabei so geregelt, dass eine WW-Temperatur von 45 °C erreicht wird.

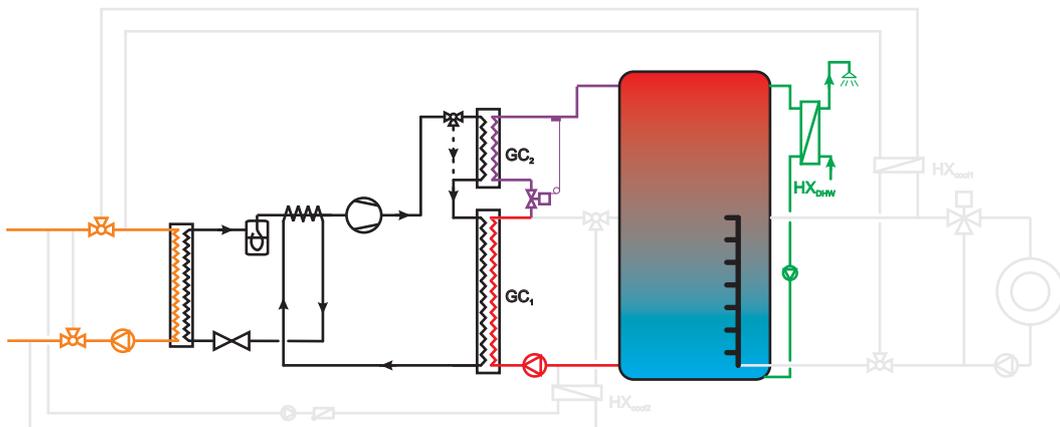


Abbildung 6.5: Schematische Darstellung des Systemkonzepts im Warmwasser-Betrieb

6.2.3 Kombierter Betrieb von Warmwasserbereitung und Heizbetrieb

Beim kombinierten Betrieb ist es möglich, zu heizen und gleichzeitig die Versorgung mit Warmwasser zu gewährleisten. Hierbei sorgt ein Temperaturregelventil, das wasserseitig zwischen den beiden Gaskühlern positioniert ist, dafür, dass ein Teil des aus dem Gaskühler 1 austretenden vorgewärmten Wassers, weiter über Gaskühler 2 auf eine Temperatur von 55 °C erwärmt wird. Die Einstellung dieses Teilvolumenstroms erfolgt automatisch über ein Thermostatventil, das auf die erwähnten 55°C regelt. Das restliche im Gaskühler 1 auf 30-35 °C vorgewärmte Wasser wird direkt in der Mitte des Speichers eingeschichtet (siehe Abbildung 6.6).

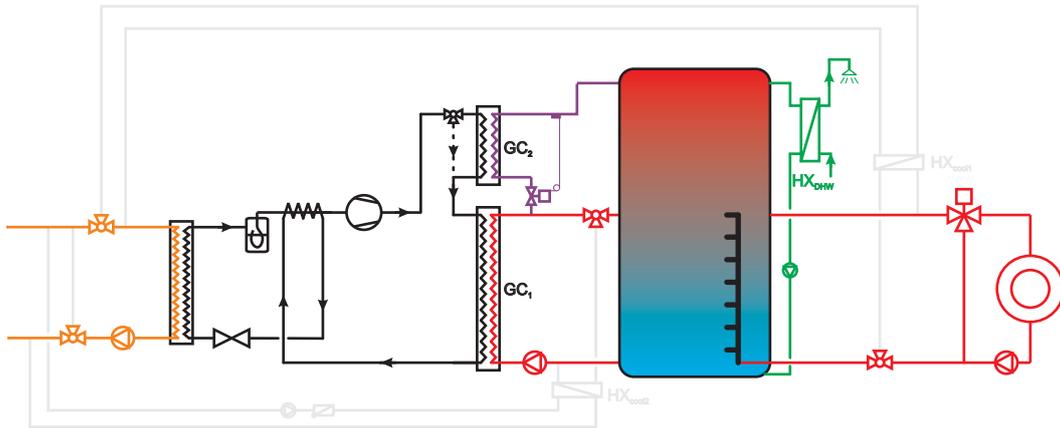


Abbildung 6.6: Schematische Darstellung des Systemkonzepts im kombinierten Heizungs- und Warmwasser-Betrieb

6.2.4 Kühlbetrieb

Im Kühlbetrieb wird das Flächenheizungssystem zum Kühlen der Wohnräume verwendet. Dabei sind drei verschiedene Kühl-Betriebsarten möglich:

a) *Aktive Kühlung mit gleichzeitiger WW-Bereitung*

Über das Flächen-Heizungssystem wird Wärme aus den Wohnräumen aufgenommen und über den Wärmetauscher HX_{cool1} an den Solekreis und damit an den Verdampfer der Wärmepumpe übertragen (siehe Abbildung 6.7). Über die beiden Gaskühler wird der Pufferspeicher mit einer Temperatur von $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ beladen. Der wasserseitige Durchfluss stellt sich dabei abhängig von der aktuellen Kühlleistung über das Thermostatventil ein. In dieser Betriebsart wird sowohl die warme als auch die kalte Seite der Wärmepumpe genutzt.

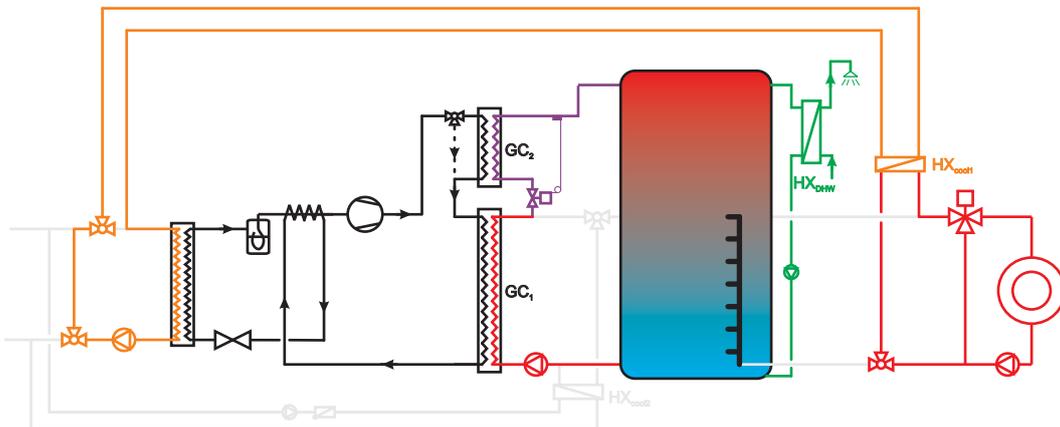


Abbildung 6.7: Schematische Darstellung des Systemkonzepts im kombinierten Kühl- und Warmwasser-Betrieb

b) *Aktive Kühlung*

Wenn im Kühlfall der Pufferspeicher bereits voll beladen ist, wird der Gaskühler 1 über den Wärmetauscher HX_{cool2} mit dem Solekreis verbunden, sodass die Abwärme ins Erdreich abgegeben werden kann. Wenn dieser Betriebsmodus vorgesehen wird, ist neben dem Wärmetauscher HX_{cool2} auch eine zusätzliche Pumpe im Solekreis erforderlich (siehe Abbildung 6.8).

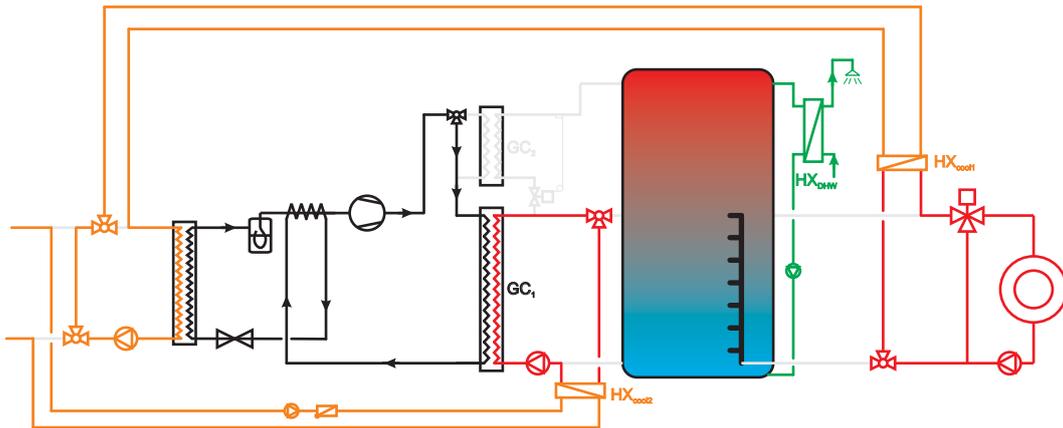


Abbildung 6.8: Schematische Darstellung des Systemkonzepts im reinen Kühl-Betrieb

c) **Passive Kühlung**

Da über HX_{cool1} eine Verbindung zwischen dem Solekreis und dem Heizungskreis besteht, ist es möglich über das Erdreich passiv zu kühlen, wie in Abbildung 6.9 dargestellt. In diesem Modus wird die Wärmepumpe nicht betrieben.

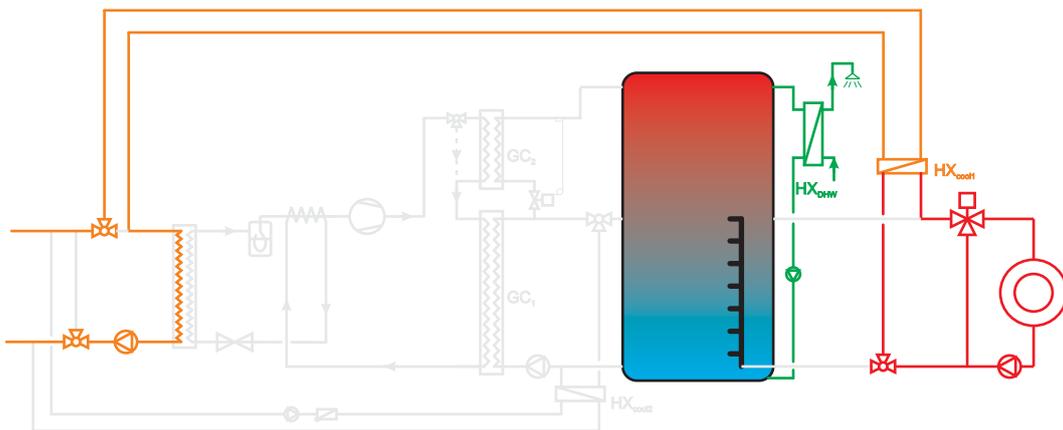


Abbildung 6.9: Schematische Darstellung des Systemkonzepts im passiven Kühl-Betrieb

6.3 Versuchsaufbau am IWT

Am Institut für Wärmtechnik wurde im Rahmen des Projekts ein Prototyp einer integrierten Wärmepumpe nach dem im vorherigen Abschnitt beschriebenen Konzept im Labor aufgebaut und detailliert messtechnisch untersucht.

Diese Versuchsanlage bzw. die daran angeschlossene Peripherie sollte folgende Anforderungen erfüllen:

- Möglichkeit der Schaffung der notwendigen thermodynamischen Randbedingungen (Eintrittstemperaturen, Massenströme etc.) für die Simulation von unterschiedlichen Lastzuständen bzw. Betriebsarten der integrierten Wärmepumpe
- Umfangreiche messtechnische Instrumentierung mit ausreichender Genauigkeit, um den Wärmepumpenkreislauf bei unterschiedlichen Betriebszuständen detailliert analysieren zu können. Dazu werden folgende Größen messtechnisch erfasst:
 - Kältemittel-Temperatur und Druck am Ein- und Austritt aller Komponenten im Wärmepumpenkreislauf
 - Kältemittel-Massenstrom
 - Elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors
 - Wasser- und Sole-seitige Ein- und Austrittstemperaturen an allen Wärmetauschern
 - Wasser- und Sole-seitige Durchflüsse
- Automatisierte Einstellung der relevanten Betriebszustände über elektronische Regelkreise

Abbildung 6.10 zeigt ein Foto des Versuchsaufbaus. Eine schematische Darstellung des Versuchsaufbaus ist in Abbildung 6.11 dargestellt. Die Anlage besteht aus folgenden Teilen:

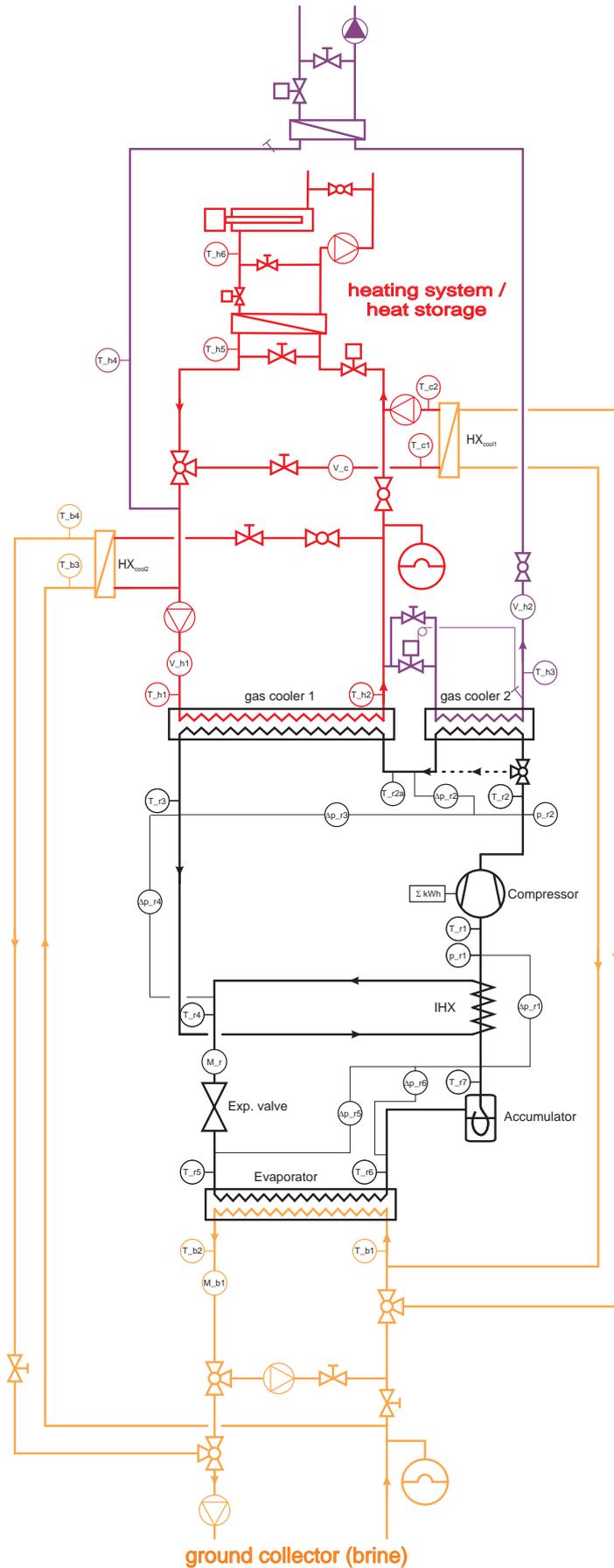
- Kältemittelkreislauf (schwarz dargestellt)
- Solekreislauf inkl. Wärmequelle (gelb dargestellt)
- Heizungskreislauf inkl. Peripherie zur Rückkühlung (rot dargestellt)
- Warmwasserkreislauf inkl. Peripherie zur Rückkühlung (blau dargestellt)



Abbildung 6.10: Foto der Versuchsanlage am IWT

bzw. mit einem Gesamt-System wird aber in einer detaillierten dynamischen System-Simulation analysiert (siehe Abschnitt 7).

Wie aus dem Schema ersichtlich, ist die Versuchsanlage nicht mit einem Pufferspeicher ausgestattet. Da die Anlage vorrangig dazu dient, den Kältemittelkreislauf in unterschiedlichen Betriebspunkten und mit unterschiedlichen Betriebsarten zu analysieren, bzw. die dementsprechenden Randbedingungen am Verdampfer und den Gaskühlern vorzugeben, wurde der Einbau eines Pufferspeichers als nicht notwendig erachtet. Die Kopplung der Wärmepumpe mit einem Pufferspeicher



Legende

- T... Temperatur-Messung
- p... Druck-Messung
- Δp... Druckdifferenz-Messung
- V... Volumenstrom-Messung
- M... Massenstrom-Messung
- kWh... elektr. Leistungsmessung
- IHX... interner Wärmetauscher

Indizes:

- r... Kältemittel (CO₂)
- h... Heizungswasser
- b... Sole

Abbildung 6.11: Schema der Versuchsanlage am IWT

6.3.1 Komponentenrecherche und im Versuchstand eingesetzte Komponenten

Das Kältemittel CO₂, das bei der Prototypenanlage eingesetzt wird, weist gegenüber herkömmlichen Kältemitteln besondere Eigenschaften auf. Insbesondere dadurch, dass durch den hohen kritischen Druck (73,8 bar) und die niedrige kritische Temperatur (31,1 °C) die Arbeitsdrücke bei einer CO₂-Wärmepumpe wesentlich höher (bis 110 bar) sind als bei HFKWs oder Propan (bis 20 bar), ergeben sich besondere Anforderungen an die eingesetzten Komponenten.

In den letzten Jahren konnte ein großer Entwicklungsschub auf dem Gebiet der PKW-Klima-Zuheizanlagen mit dem Kältemittel CO₂ gemacht werden. Viele wesentliche Komponenten wie Wärmetauscher und Hilfskomponenten (Verbindungstechnik, Drosselorgane etc.) sind daher aus dem Automobilbereich vorhanden, und zwar in einem ähnlichen Leistungsbereich wie bei Niedrigenergiegebäuden.

Auch im Gebäudebereich gibt es einige Hersteller, die bereits CO₂-Wärmepumpen mit entsprechenden Komponenten am Markt haben. Hier sind insbesondere einige japanische Hersteller zu nennen, die CO₂-Warmwasser-Geräte mit Außenluft als Wärmequelle produzieren. Diese Geräte verfügen über hermetische Kompressoren, die bzgl. ihrem Leistungsbereich sehr gut für eine integrierte Wärmepumpe geeignet wären.

Im Folgenden wird im Einzelnen auf die im Kältemittelkreislauf des Versuchsstands verwendeten Komponenten bzw. die Gründe für die jeweilige Auswahl eingegangen.

Kompressor

Die Beschaffung eines geeigneten Kompressors für die Versuchsanlage hat sich als relativ schwierig erwiesen. Es werden zwar hermetische CO₂-Kompressoren von mehreren Herstellern produziert, es war aber vorerst trotz intensiver Bemühungen nicht die Bereitschaft vorhanden, einen Kompressor für die Arbeiten im Projekt zur Verfügung zu stellen. Die dadurch bedingten Verzögerungen waren auch ein Grund dafür, dass das Projekt verlängert werden musste.

Für erste Funktionstests wurde daher vorerst ein Kompressor der Fa. Danfoss (Typ TN1416) (siehe Abbildung 6.12), der zwar nicht ganz den Anforderungen entspricht, aber vom Hersteller bereitwillig zur Verfügung gestellt wurde, verwendet. Es handelt sich dabei um einen vollhermetischen Hubkolben-Kompressor mit einem Hubvolumen von 2,43 cm³.



Abbildung 6.12: Kompressor Danfoss TN1416 vor dem Einbau in die Versuchsanlage

Dieser Kompressor ist aus folgenden Gründen nicht gut für die geforderte Anwendung geeignet:

- Die Leistung des Kompressors ist für die Anwendung zu klein
- Der Kompressor ist nicht Drehzahl-regelbar
- Der Kompressor ist für Kühlanwendungen konzipiert und hat relativ hohe Wärmeverluste (externe Kühlung über Ventilator)

Für weitere Funktionstests bei höheren Leistungen wurde zwischenzeitlich ein offener PKW-Taumelscheiben-Verdichter der Fa. OBRIST (Type C99-04-14) eingesetzt, der über einen Elektromotor angetrieben wurde. Über einen Frequenzumformer wurde die Drehzahl des Kompressors geregelt. Zusätzlich kann bei diesem Kompressor das Hubvolumen in einem relativ weiten Bereich variiert werden. So war es möglich, erste Messungen mit höheren Leistungen zu fahren.

Schlussendlich wurde von einem japanischen Hersteller ein vollhermetischer Scrollverdichter zur Verfügung gestellt, der den Anforderungen der Versuchsanlage bzw. der angestrebten Anwendung entspricht. Dieser Kompressor hat ein Hubvolumen von 4,0 cm³ und ist über einen vom Hersteller mitgelieferten Frequenzumformer in einem Bereich von 2500 - 5000 min⁻¹ Drehzahl-regelbar.

Mit diesem Kompressor wurden alle in Abschnitt 6.4 beschriebenen Versuchsläufe und Messungen durchgeführt.

Wärmetauscher

Bei Wärmepumpenanlagen im vorliegenden Leistungsbereich werden üblicherweise gelötete Plattenwärmetauscher eingesetzt. Diese werden in großen Stückzahlen hergestellt und sind dementsprechend kostengünstig. Für die bei CO₂-Wärmepumpen auftretenden hohen Drücke - insbesondere hochdruckseitig treten Drücke bis 120 bar auf - sind die am Markt erhältlichen, gelöteten Plattenwärmetauscher nicht geeignet. Anfragen bei Herstellern haben ergeben, dass durchaus Plattenwärmetauscher für derartig hohe Drücke angeboten werden. Diese sind allerdings um ein vielfaches teurer als Standard-Plattenwärmetauscher.

Bei den CO₂-geeigneten Wärmetauschern, die im Bereich der PKW-Klimatisierung verwendet werden, handelt es sich systembedingt großteils um Kältemittel/Luft-Wärmetauscher, die für die im diesem Projekt vorliegende Anwendung nicht geeignet sind. Es konnte allerdings ein Sole/Kältemittel-Wärmetauscher, der ursprünglich für die PKW-Zuheizung entwickelt wurde und ähnlich kompakt ist wie ein Plattenwärmetauscher, als Verdampfer eingesetzt werden. Aufgrund der Durchströmung (kein Gegenstrom sondern Kreuz-Gegenstrom) wäre ein derartiger Wärmetauscher bei der Verwendung als Gaskühler aber eher unvorteilhaft.

Aufgrund der sehr hohen Kosten für entsprechende Plattenwärmetauscher bzw. fehlende Alternativen wurden die beiden im Prototyp eingesetzten Gaskühler und der interne Wärmetauscher in der Werkstatt des Instituts selbst gebaut. Es handelt sich dabei um Rohr-in-Rohr-Wärmetauscher, die aus Kupferrohren gefertigt wurden. Diese wurden so konstruiert, dass das Kältemittel im Innenrohr fließt und seine Wärme an das im Außenrohr strömende Wasser abgibt. Der Gaskühler 1 ist - wie in Abbildung 6.13 ersichtlich - mit einer Gesamtlänge von 15m wesentlich größer dimensioniert als der Gaskühler 2.



Abbildung 6.13: Gaskühler 1 (links) und Gaskühler 2 (rechts) vor dem Einbau in die Versuchsanlage

Expansionsventil

Das Expansionsventil (Typ: RTC-C) wurde von der Firma OTTO EGELHOF GmbH & CO zur Verfügung gestellt. Es handelt sich dabei um ein elektronisch geregeltes Nadelventil, über das der Hochdruck des Kältemittelkreislaufs geregelt wird.

Kältemittel-Sammler (Accumulator)

Als Kältemittelsammler, der zur Kompensation von unterschiedlichen Kältemittelmengen im Kreislauf bei unterschiedlichen Betriebszuständen dient, wurde ebenfalls eine Komponente aus der PKW-Klimatisierung verwendet.

Kältemittelleitungen

Für alle Kältemittel führenden Leitungen wurden ausschließlich Kupferrohre und Kupfer-Lötfittings mit der Dimension 6 mm ($d_{\text{aus}}: 4\text{mm}$) bzw. 8 mm ($d_{\text{innen}}: 6\text{mm}$) verwendet. Aufgrund des kleinen Durchmessers ist eine mehr als ausreichende Druckfestigkeit gegeben.

6.3.2 Kosten für das Gesamtsystem

Die Kosten für das Gesamtsystem sind aufgrund fehlender Daten über die Kosten der Einzelkomponenten für den CO₂-Kältemittelkreislauf momentan nicht abschätzbar. Das Fehlen dieser Daten liegt zum Einen daran, dass bestimmte Komponenten noch nicht am Markt verfügbar sind, oder zum Anderen daran, dass die Kosten von den Herstellern nicht bekannt gegeben werden (z.B. Kompressor). Eine detaillierte wirtschaftliche Analyse des Systems ist daher momentan nicht möglich.

Es ist aber davon auszugehen, dass sich bei einer genügend hohen Nachfrage und dementsprechend hohen Stückzahlen die Kosten für ein solches System auf dem Niveau von konventionellen Anlagen einpendeln können.

6.4 Experimentelle Untersuchungen

An der Prototypenanlage wurden umfangreiche messtechnische Untersuchungen am Kältemittelkreis bei unterschiedlichen Betriebspunkten durchgeführt. Die dabei gewonnenen Messdaten wurden zur Verifizierung eines detaillierten stationären Simulationsmodells der Wärmepumpe verwendet (siehe Abschnitt 6.5). Im Folgenden werden die durchgeführten Messungen bzw. die untersuchten Messpunkte exemplarisch beschrieben.

6.4.1 Kompressoreffizienz

Als erster Schritt wurde der verwendete hermetische Scrollkompressor detailliert hinsichtlich seiner Effizienz vermessen. Ziel dieser Arbeiten war die Erstellung eines Leistungs-Kennfelds des Kompressors, das im Simulationsmodell eingesetzt wird. Eine Test-Matrix mit 40 Betriebspunkten mit unterschiedlichen Saugdrücken, Hochdrücken und Kompressordrehzahlen wurde erstellt. Anhand der gewonnenen Messdaten über den Kältemittelmassenstrom, die saug- und hochdruckseitigen Kältemittel-Temperaturen und Drücke sowie die elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors konnte für jeden Messpunkt der Isentropen-Wirkungsgrad und der volumetrische Wirkungsgrad ermittelt werden (Definitionen siehe Gl. (4.1) bzw. (4.2)).

Die Ergebnisse zeigen, dass sowohl der Isentropen- als auch der volumetrische Wirkungsgrad nur geringfügig von der Kompressor-Drehzahl und vom Saugdruck abhängig sind. Der Isentropen-Wirkungsgrad bewegt sich in einem Bereich von 0,66 bis 0,52, der volumetrische Wirkungsgrad von 0,94 bis 0,82 bei Druckverhältnissen von 1,7 bis 3,3. Diese Isentropen-Wirkungsgrade scheinen recht niedrig, es muss aber berücksichtigt werden, dass es sich hier um einen Kompressor mit einer relativ kleinen Leistung handelt.

6.4.2 Wärmepumpenkreislauf

Für den kompletten Wärmepumpenkreislauf wurde ebenfalls eine Testmatrix mit ca. 100 verschiedenen Betriebspunkten erstellt. Eine wichtige Zielsetzung war hierbei, genügend Messdaten zu erhalten, um ein stationäres Simulationsmodell des Wärmepumpenkreislaufs verifizieren zu können. Im Folgenden werden exemplarische Messergebnisse für die unterschiedlichen Betriebsarten der Wärmepumpe vorgestellt.

Heizungs-Betrieb

Im Heizungsbetrieb wird Wasser durch den Gaskühler 1 von der Temperatur T_{h1} auf T_{h2} erwärmt, der Gaskühler 2 wird über einen Bypass umgangen (siehe Abbildung 6.14a). Ein Kältemittelkreislauf aus einer exemplarischen Messung ist in Abbildung 6.14b dargestellt. Da die Wasser-Austrittstemperatur T_{h2} relativ niedrig ist, arbeitet der Kältemittelkreislauf im Heizungsbetrieb normalerweise mit unterkritischen Hochdrücken. Im gezeigten Beispiel beträgt T_{h2} 30 °C und der Hochdruck liegt bei ca. 69 bar.

Die Wasser-Eintrittstemperatur in den Gaskühler, die beim betrachteten Systemkonzept von der Temperatur im unteren Bereich des Speichers bestimmt wird, beträgt hier 20 °C. Im realen Betrieb in einem System kann diese Temperatur im Bereich zwischen der Rücklauftemperatur des Heizungssystems und der Rücklauftemperatur vom Warmwasser-Wärmetauscher liegen (vgl. Abbildung 6.1).

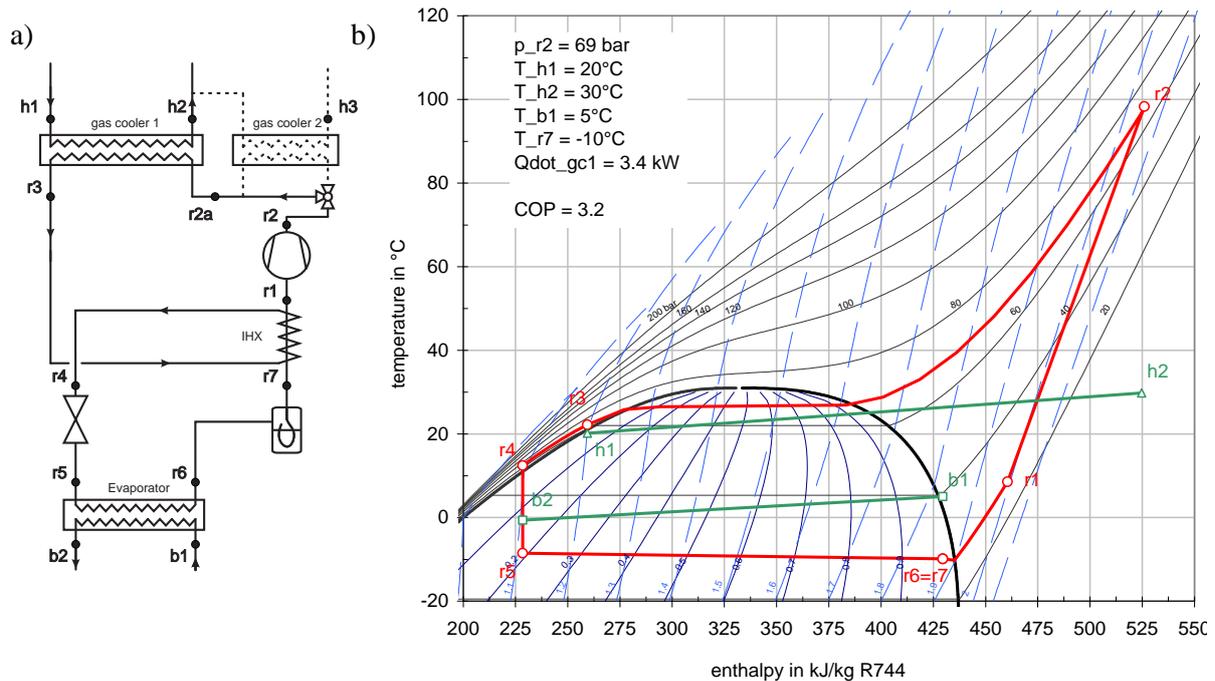


Abbildung 6.14: a) Schema des Kältemittel-Kreislaufs im Heizungsbetrieb
b) Gemessener Wärmepumpenkreislauf im T-h Diagramm (Heizungsbetrieb)

Wie in Abbildung 6.14 und den nachfolgenden Abbildungen ersichtlich, ist die Temperaturdifferenz zwischen der Wärmequellentemperatur (Sole-Eintritt in den Verdampfer) und der Verdampfungstemperatur (T_{b1} und T_{r6}) mit ca. 15 K relativ hoch. Dies liegt am verwendeten Verdampfer, der für diese Anwendung zu klein dimensioniert ist. Ein Verdampfer mit einer größeren Wärmeübertragungsfläche würde eine Reduzierung der Temperaturdifferenz ermöglichen, und somit eine Erhöhung der Leistungszahl für eine gegebene Sole-Eintrittstemperatur bewirken.

Eine weitere Verbesserungsmöglichkeit bietet der Sole-Massenstrom, der in der Versuchsanlage aus technischen Gründen auf 500 kg/h limitiert ist. Ein höherer Durchfluss würde eine weitere Anhebung der Verdampfungstemperatur bewirken (vgl. Abschnitt 6.5).

Warmwasser-Betrieb

Im Warmwasser-Betrieb fließt das zu erwärmende Wasser in Serie durch die beiden Gaskühler (vgl. Abbildung 6.15a). Im Gaskühler 1 wird das Wasser von T_{h1} auf T_{h2} vorgewärmt, während es im Gaskühler 2 auf T_{h3} (55-60 °C) nachgeheizt wird. In diesem Modus wird der Wärmepumpe grundsätzlich als transkritischer Prozess betrieben, also mit überkritischem Hochdruck. Abbildung 6.15b zeigt exemplarisch einen gemessenen Kreisprozess im Warmwasser-Betrieb im T-h Diagramm.

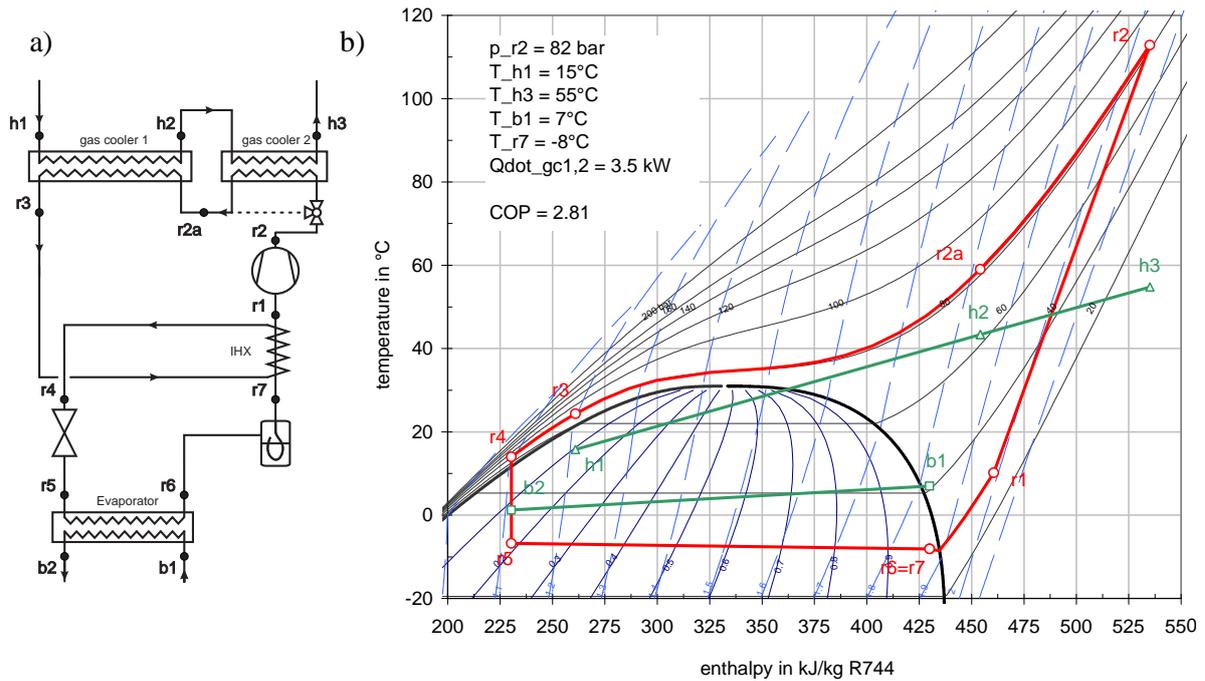


Abbildung 6.15: a) Schema des Kältemittel-Kreislaufs im Warmwasser-Betrieb
 b) Gemessener Wärmepumpenkreislauf im T-h Diagramm (Warmwasser-Betrieb)

Kombinierter Heizungs- und Warmwasser-Betrieb

Bei dieser Betriebsart wird Wasser im Gaskühler 1 auf die für die Flächenheizung notwendige Temperatur erwärmt. Ein Teil des vorgewärmten Wassers wird über den Gaskühler 2 auf eine Temperatur von 55-60 °C nachgeheizt (vgl. Abbildung 6.16). Die kombinierte Betriebsweise hat den Vorteil, dass die Warmwasserbereitung auf einem niedrigeren Druckniveau erfolgt als beim reinen Warmwasserbetrieb. Dies resultiert in einer höheren Leistungszahl.

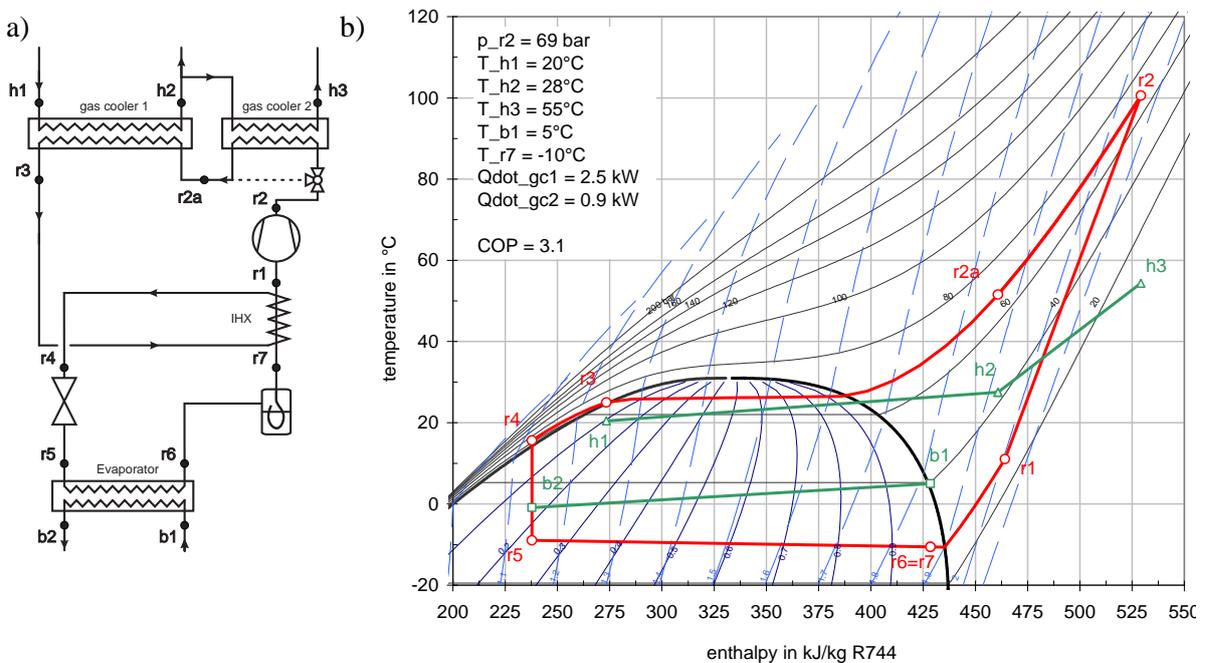


Abbildung 6.16: a) Schema des Kältemittel-Kreislaufs im kombinierten Heiz/Warmwasser-Betrieb
 b) Gemessener Wärmepumpenkreislauf im T-h Diagramm (komb. Heizungs- und Warmwasser-Betrieb)

Kombinierter Kühl- und Warmwasser-Betrieb

Die Wärmepumpe entzieht dem Flächenheizungssystem über den Verdampfer Wärme. Dies geschieht über ein Bypass-System und den Wärmetauscher HX_{cool1} (vgl. Abbildung 6.1). Gleichzeitig wird über die beiden Gaskühler in Serie Wasser für die Warmwasserbereitung aufgeheizt. Der Wärmepumpenprozess ähnelt dabei jenen in Abbildung 6.15, allerdings mit einer höheren Verdampfungstemperatur. Da sowohl die kalte als auch die warme Seite der Wärmepumpe genutzt werden, ergibt sich ein relativ hoher COP (vgl. Abschnitt 7.6).

6.5 Stationäres Modell des Wärmepumpenkreislaufs

Zusätzlich zum in Abschnitt 5.3 beschriebenen EES-Modell wurde ein weiteres, detaillierteres Modell in der Software KULI (Kuli, 2009) entwickelt. Dieses Modell soll eine genauere und schnelle Analyse des Kättemittelkreislaufs bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen ermöglichen. Die Hauptmerkmale des Modells sind:

- Es ist modular aufgebaut, mit unterschiedlichen Komponenten-Modellen (z.B. einzelne Wärmetauscher, Kompressor, Sammler etc.), die zu einem System zusammengestellt wurden.
- Die Leistungsdaten des Kompressors (Isentropenwirkungsgrad, Liefergrad, Wärmeverluste) werden in Form eines Leistungskennfeldes vorgegeben. Wie in Abschnitt 6.4.1 beschrieben, wurde für den im Versuchsaufbau verwendeten Kompressor ein über Messungen generiertes Leistungskennfeld erstellt.
- Im Modell für die Rohr-in-Rohr-Wärmetauscher werden sowohl Wärmeübergangszahlen als auch Druckverluste basierend auf den geometrischen Daten und den lokalen Stoffdaten und Strömungsverhältnissen berechnet.

Das Modell bietet die Möglichkeit, eine große Anzahl an Simulationen in relativ kurzer Zeit durchführen zu können. Das Modell wurde unter anderem dazu verwendet, um ein Leistungskennfeld der Wärmepumpe für die unterschiedlichen Betriebsarten zu erstellen. Dieses wurde in weiterer Folge dazu verwendet, um dynamische Jahres-Simulationen in TRNSYS (SEL, 2005) durchzuführen. Um verlässliche Resultate zu erzielen, wurden die Messdaten der Laborversuche verwendet, um das Simulationsmodell entsprechend zu adaptieren und zu verifizieren.

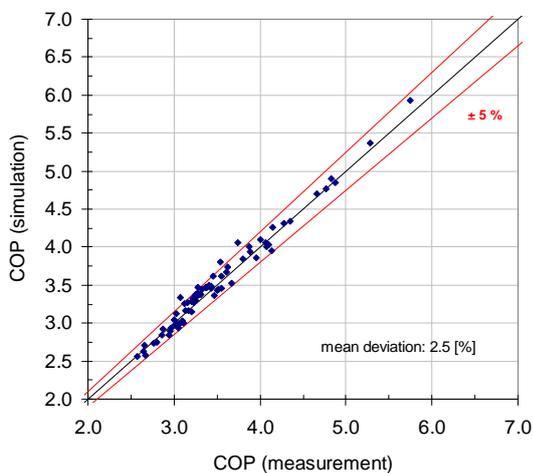


Abbildung 6.17: Vergleich von gemessenen und berechneten Ergebnissen: COP des Wärmepumpenkreislaufs (77 Messpunkte)

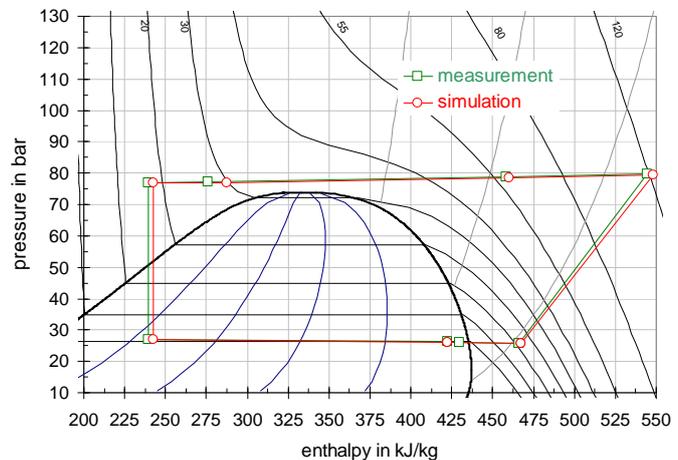


Abbildung 6.18: Vergleich zwischen Messung und Simulation eines Wärmepumpenkreislaufs im p-h Diagramm

Die Parameter jedes Wärmetauschers (Geometriedaten) wurden so angepasst, dass eine möglichst gute Übereinstimmung mit den Messdaten entsteht. Abbildung 6.17 zeigt einen Vergleich von 77 Messpunkten in unterschiedlichen Betriebspunkten mit den entsprechenden Simulations-Ergebnissen für den COP des Wärmepumpenkreislaufs. Ein Großteil der

Resultate liegt in einem Bereich von $\pm 5\%$ der gemessenen Werte. Die originalen Geometriedaten der Wärmetauscher wurden für diesen Grad der Übereinstimmung nur geringfügig angepasst. Ein exemplarischer Vergleich eines gemessenen und eines simulierten Kreislaufs ist in Abbildung 6.18 im p-h Diagramm dargestellt.

Das Modell kann auch verwendet werden, um eine schnelle Analyse des optimalen Hochdrucks für gegebene Randbedingungen durchzuführen. Abbildung 6.19 zeigt ein Beispiel für den Warmwasser-Betrieb. Hier waren zwei Messpunkte mit unterschiedlichen Hochdrücken vorhanden, die noch keine verlässliche Aussage über den optimalen Hochdruck erlauben. Mit dem Simulationsmodell wurden nun mit den gegebenen Randbedingungen aus der Messung Simulationen bei unterschiedlichen Hochdrücken durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen, dass die Abhängigkeit des COP vom Hochdruck bei diesem Betriebspunkt nicht sehr stark ausgeprägt ist, bzw. dass über einen relativ weiten Bereich des Hochdrucks ein hoher COP erreicht wird.

Ein weiteres Beispiel ist in Abbildung 6.20 dargestellt. Wie bereits in Abschnitt 6.4.2 erwähnt, ist der Verdampfer der Prototyp-Anlage unterdimensioniert. In einer Simulation wurde der Effekt eines Verdampfers mit einer größeren Wärmetauscherfläche und eines höheren Sole-Massenstroms abgeschätzt. Die Ergebnisse zeigen, dass der COP des Kreislaufs durch diese Maßnahmen signifikant verbessert werden kann.

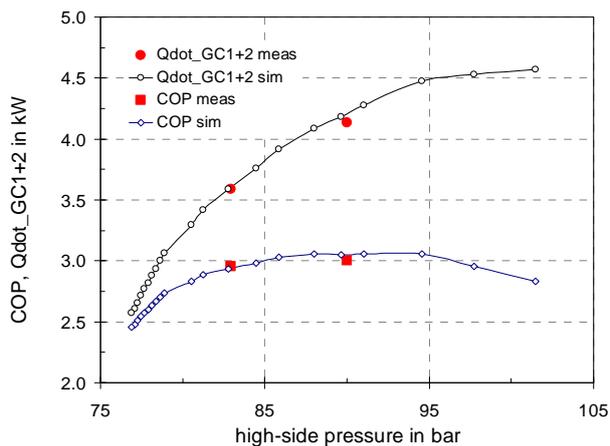


Abbildung 6.19: COP und Wärmeleistung im Warmwasser-Betrieb in Abhängigkeit des Hochdrucks, Simulation und Messergebnisse ($T_{b1}=15\text{ °C}$, $T_{h1}=20\text{ °C}$, $T_{h3}=57\text{ °C}$, Soledurchfluss: 460 kg/h, Kompr.-Drehzahl: 3720 rpm)

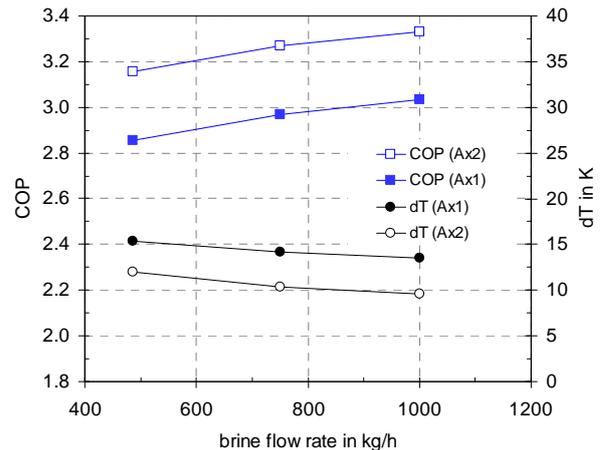


Abbildung 6.20: COP und Temperaturdifferenz dT zwischen Soleeintritt T_{b1} und Kältemittelaustritt T_{r6} aus dem Verdampfer für unterschiedliche Sole-Massenströme und mit der originalen (Ax1) und verdoppelter Wärmetauscherfläche (Ax2) des Verdampfers (WW-Betrieb: $T_{b1}=7\text{ °C}$, $T_{h1}=15\text{ °C}$, $T_{h3}=55\text{ °C}$, optimaler Hochdruck, Kompr.-Drehzahl: 3720 rpm)

Für die Simulationen des Wärmepumpenkreislaufs, die zur Erstellung von Leistungskennfeldern für die Systemsimulation in TRNSYS verwendet wurden (siehe Abschnitt 7.1), wurde dementsprechend von einer gegenüber dem Laborprototypen verdoppelten Wärmetauscherfläche und einem Solemassenstrom von 1000 kg/h ausgegangen.

7 Systemsimulationen in TRNSYS

Um das Verhalten der Wärmepumpe in einem System über den Verlauf eines ganzen Jahres analysieren zu können, wurden dynamische Systemsimulationen in TRNSYS durchgeführt. Dabei wurde das gesamte System aus Wärmepumpe, Pufferspeicher, Wärmeabgabesystem, Gebäude und Regelung abgebildet. Im folgenden Abschnitt wird das simulierte System mit den wichtigsten Randbedingungen beschrieben und die Ergebnisse werden diskutiert.

7.1 Leistungskennfeld und Wärmepumpenmodell in TRNSYS

Für die Systemsimulationen wurde ein Kennlinienmodell der integrierten Wärmepumpe erstellt, welches eine wesentlich schnellere Berechnung ermöglicht als das in Abschnitt 6.5 beschriebene detaillierte Modell des Wärmepumpenkreislaufs. Als Basis für das Kennlinienmodell dienen Simulationen, die mit dem detaillierten Modell durchgeführt wurden.

Hierzu wurde für jeden Betriebsmodus jeweils ein Betriebs-Kennfeld erstellt, das mit einem Satz von bestimmten Parametern möglichst alle auftretenden Betriebszustände abdeckt. So wurde z.B. für den Betriebsmodus Warmwasserbereitung ein Kennfeld in Abhängigkeit von der Wasser-Eintrittstemperatur T_{h1} , der Sole-Eintrittstemperatur T_{b1} und der Drehzahl des Kompressors n erstellt. Die Wasseraustrittstemperatur T_{h3} wird für diese Betriebsart mit konstant 55 °C angenommen. In Tabelle 7.1 sind die Parameter-Sätze, die für die verschiedenen Betriebsmodi verwendet wurden, angeführt. Für alle Kombinationen dieser Parameter bzw. die entsprechenden Betriebspunkte wurden nun mit dem detaillierten Simulationsmodell Berechnungen durchgeführt, wobei zusätzlich für jeden Betriebspunkt Berechnungen mit unterschiedlichen Hochdrücken durchgeführt wurden.

Tabelle 7.1: Parameter-Sätze für die einzelnen Betriebsarten der Wärmepumpe zur Erstellung der Leistungskennfelder

Betriebsmodus	Parameter*	Einheit	Werte
DHW	T_{h1} T_{h3} T_{b1} n	$^{\circ}\text{C}$ $^{\circ}\text{C}$ $^{\circ}\text{C}$ min^{-1}	10, 15, 20, 25, 30, 35, 40 55 -5, 0, 5, 10, 15 2500, 3125, 3750, 4375, 5000
Heizung	T_{h1} T_{h2} T_{b1} n	$^{\circ}\text{C}$ $^{\circ}\text{C}$ $^{\circ}\text{C}$ min^{-1}	10, 15, 20, 25, 30, 35 20, 25, 30, 35, 40 -5, 0, 5, 10, 15 2500, 3125, 3750, 4375, 5000
Heizung & WW	T_{h1} T_{h2} T_{h3} T_{b1} n	$^{\circ}\text{C}$ $^{\circ}\text{C}$ $^{\circ}\text{C}$ $^{\circ}\text{C}$ min^{-1}	10, 15, 20, 25, 30, 35 20, 25, 30, 35, 40 55 -5, 0, 5, 10, 15 2500, 3125, 3750, 4375, 5000
Kühlung & WW	T_{h1} T_{h3} T_{b1} n	$^{\circ}\text{C}$ $^{\circ}\text{C}$ $^{\circ}\text{C}$ min^{-1}	10, 15, 20, 25, 30, 35, 40 55 14, 18, 20, 22, 24 2500, 3125, 3750, 4375, 5000

* Bezeichnungen: siehe Abbildung 6.11

Die Simulationen wurden jeweils beim optimalen Hochdruck für jeden Betriebszustand ausgewertet. Mit den erhaltenen Ergebnissen wurden über die Funktion lineare Regression in

der Software EES (Klein, 2007) für jeden Betriebsmodus Funktionen erstellt, die abhängig von den jeweiligen Parametern die Berechnung der thermischen Leistung an den Gaskühlern (Gesamtleistung \dot{Q}_{ges} , Leistung über Gaskühler 1 \dot{Q}_{GC1}), der Verdampferleistung \dot{Q}_{evap} und der elektr. Antriebsleistung des Kompressors P_{comp} ermöglichen. Als Beispiel hat das für den Betriebsmodus Warmwasserbereitung erhaltene Polynom für \dot{Q}_{ges} die in Gleichung (7.1) dargestellte Form.

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{ges} = & a_0 + a_1 * T_{h1} + a_2 * T_{h1}^2 + a_3 * T_{h1}^3 + a_4 * T_{b1} + a_5 * T_{b1}^2 \\
 & + a_6 * T_{b1}^3 + a_7 * n + a_8 * n^2 + a_9 * n^3 + a_{10} * T_{h1} * t_{b1} + a_{11} * t_{h1} * t_{b1}^2 \\
 & + a_{12} * T_{h1} * n + a_{13} * T_{h1} * n^2 + a_{14} * T_{h1}^2 * T_{b1} + a_{15} * T_{h1}^2 * T_{b1}^2 \\
 & + a_{16} * T_{h1}^2 * n + a_{17} * T_{h1}^2 * n^2 + a_{18} * T_{b1} * n + a_{19} * T_{b1} * n^2 \\
 & + a_{20} * T_{b1}^2 * n + a_{21} * T_{b1}^2 * n^2
 \end{aligned} \tag{7.1}$$

Mit den erhaltenen Polynomen können die Ergebnisse der detaillierten Simulationen durchwegs sehr genau wiedergegeben werden. Als Beispiel zeigt Abbildung 7.1 einen Vergleich der über das Polynom ermittelten Werte mit den Ausgangsdaten der Simulation. Die Abweichung liegt größtenteils unter $\pm 2\%$.

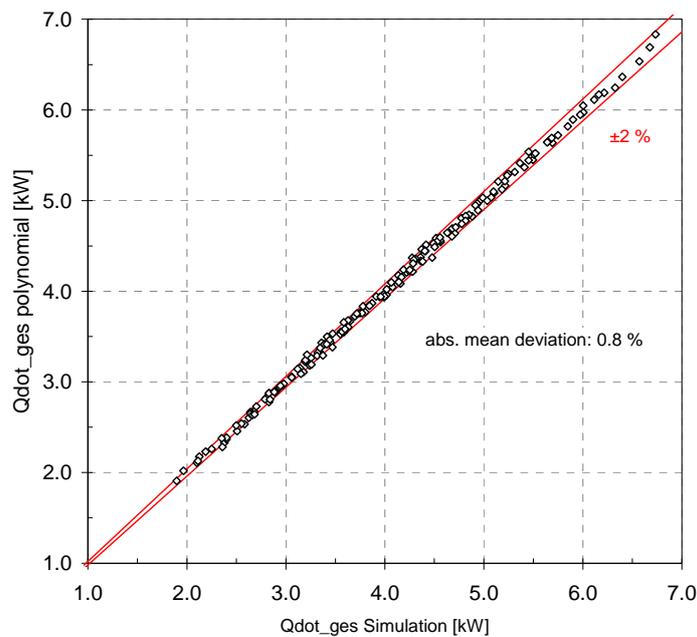


Abbildung 7.1: Vergleich der über die ermittelte Funktion berechneten Werte für \dot{Q}_{ges} im Warmwasser-Betriebsmodus mit den entsprechenden Ausgangsdaten (Simulationsergebnisse) (175 Betriebszustände)

7.2 Randbedingungen und Annahmen zum Gebäude und dem Heizungssystem

7.2.1 Referenzgebäude, Wärmeabgabesystem und Klima

Gebäude

Als Randbedingung für die dynamische Simulation des Systems wird ein nach Süden ausgerichtetes Niedrigenergie-Einfamilienhaus mit einer Nutzfläche von 140 m² verwendet. Dabei handelt es sich im Wesentlichen um ein Gebäude, das im IEA SHC Task 32 „Advanced storage concepts for solar and low energy buildings“ als Referenzgebäude verwendet wurde (siehe Abbildung 7.2). Dieses wurde für die hier beschriebenen Arbeiten leicht adaptiert bzw. ergänzt. So wurden z.B. die Wandaufbauten verändert, um einen etwas höheren Heizwärmebedarf als in der ursprünglich vorliegenden Variante zu erhalten (40 statt 30 kWh/m²a). Eine detaillierte Beschreibung des Gebäudes und der Annahmen bzgl. des Nutzerverhaltens wird in Heimrath et al. (2007) gegeben. Die für diese Arbeit verwendeten Wandaufbauten sind in Tabelle 7.2 angeführt.



Abbildung 7.2: Referenzgebäude – Abmessungen und Ausrichtung

Die verwendeten Fensterflächen und –Daten sind in Tabelle 7.3 angeführt.

Eine Überwärmung über solare Einstrahlung durch die verglasten Flächen wird durch den Einsatz von Außenjalousien vermindert (vgl. Heimrath et al., 2007). Die Regelung der Jalousien erfolgt über die solare Einstrahlung auf die Horizontale bzw. über die Raumtemperatur. Alle folgenden Punkte müssen erfüllt sein, um die Verschattung zu aktivieren (Werte für Deaktivierung in Klammern):

- Globalstrahlung auf Horizontale höher als 300 (200) W/m²
- Raumtemperatur größer als 23,8 (22,8) °C
- 24-h-Mittelwert der Außentemperatur größer als 12 °C

Tabelle 7.2: Wandaufbauten des Referenzgebäudes

Bauteil	Schicht	Schichtdicke	Dichte	th. Leitfähigkeit	Wärmekapazität	U - Wert
		[m]	[kg/m ³]	[W/mK]	[kJ/kgK]	
Außenwand	Innenputz	0.015	1200	0.600	1.00	0.200
	Ziegel	0.210	1380	0.700	1.00	
	EPS	0.180	17	0.040	0.70	
	Außenputz	0.003	1800	0.700	1.00	
	Σ	0.408				
Bodenplatte	Holzboden	0.015	600	0.150	2.50	0.185
	Estrich (Fußbodenheizung)	0.070	2000	1.400	1.00	
	XPS	0.180	38	0.037	1.45	
	Beton	0.300	2000	1.330	1.08	
	Σ	0.565				
Dach	Gipskartonplatte	0.025	900	0.211	1.00	0.127
	Holz	0.015	300	0.081	2.50	
	Steinwolle	0.260	60	0.036	1.03	
	Holz	0.015	300	0.081	2.50	
	Σ	0.315				
Zwischendecke	Holzboden	0.015	600	0.150	2.50	0.607
	Estrich (Fußbodenheizung)	0.055	2000	1.400	1.00	
	EPS	0.04	17	0.040	0.70	
	Beton	0.2	2000	1.330	1.08	
	Innenputz	0.005	1800	0.700	1.00	
	Σ	0.315				
Innenwand	Innenputz	0.01	1200	0.600	1.00	0.932
	Ziegel	0.200	650	0.230	0.92	
	Innenputz	0.01	1200	0.600	1.00	
	Σ	0.220				

Tabelle 7.3: Fensterflächen und –Anteile für die unterschiedlichen Ausrichtungen;
Fensterdaten: U-Wert: 0,52 [W/m²K], g-Wert 0,585 [-]

	Fensterfläche	Fensteranteil	Gesamtfläche
	[m ²]	[%]	[m ²]
Süden	20	40.0	50.0
Osten	10	24.7	40.5
Westen	10	24.7	40.5
Norden	3	6.0	50.0
Gesamt	43	24	181

Die Fußbodenheizung wird in TRNSYS als sogenanntes “active layer” in den Estrich der Bodenplatte bzw. der Zwischendecke integriert, wobei jeweils 50 m² an Heizfläche für das Erdgeschoss und das Obergeschoß vorgesehen sind. Die Auslegung der Fußbodenheizung erfolgte nach Gabotherm (2006) auf eine Vor-/Rücklauftemperatur von 32/28 °C bei der Auslegungs-Außentemperatur von -12 °C. Die wichtigsten Daten der Fußbodenheizungs sind in Tabelle 7.4 angeführt.

Tabelle 7.4: Verwendete Annahmen zur Fußbodenheizung

Bezeichnung	Wert	Einheit
Gesamt-Heizfläche	100	m ²
Rohrdurchmesser außen	15	mm
Rohr-Verlegeabstand	15	cm
Gesamtrohrlänge	660	m
Anzahl der Heizkreise	8	-
Estrich-Überdeckung	45	mm

Klima

Als Klimadatensatz wird ein mittleres Klima der Stadt Graz angenommen (Normaußentemperatur: -12 °C , Heizgradtage HGT20/12: 3500 Kd/a) (Meteonorm, 2005). Mit diesen Annahmen ergibt sich eine Heizlast des Gebäudes von 6,1 kW ($T_{\text{außen}}=-12\text{ °C}$, $T_{\text{innen}}=20\text{ °C}$) und ein Heizwärmebedarf von ca. 40 kWh/m²a.

7.2.2 Warmwasserbedarf

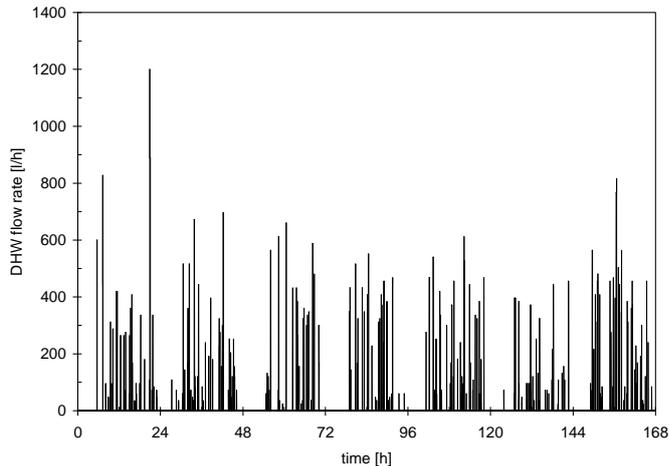


Abbildung 7.3: Exemplarischer Wochenverlauf des Warmwasser-Zapfprofils

Für den Warmwasserbedarf wird ein statistisch generiertes Zapfprofil verwendet, das mit einer Wahrscheinlichkeitsfunktion den Jahresverlauf, unterschiedliche Wochentage, den Tagesverlauf und auch Urlaubszeiten berücksichtigt (Jordan et al., 2001). Das Profil besteht aus einem Datensatz, in dem jeweils jedem Zeitschritt (Sechs-Minuten-Intervall) im Jahr ein Wert für den Trinkwarmwasser-Volumenstrom zugeordnet wird. Als Datengrundlage hierfür dienen verschiedene Studien, die von Telefonumfragen bis hin zur

detaillierten Leistungsmessung reichen. Für die Simulation wird ein Warmwasserverbrauch von 200 l/d bei 45 °C verwendet. Abbildung 7.3 zeigt exemplarisch einen Wochenverlauf der Warmwasser-Zapfungen.

Für den jahreszeitlichen Verlauf der Kaltwassertemperatur wird eine Sinus-Schwingung gemäß Heimrath et al. (2007) vorgegeben.

7.2.3 Erdreich-Wärmequelle

Als Wärmequelle für die Wärmepumpe wird ein Erdreich-Solekollektor angenommen. Dieser wurde nach Vaillant (2002) ausgelegt und hat die in Tabelle 7.5 angeführten Daten. Der jahreszeitliche Verlauf der ungestörten Erdreichtemperatur wird mittels TRNSYS Type 501 berechnet, welcher auf einem von Kasuda et al. (1965) entwickelten Modell basiert. Die Berechnung des dynamischen Verlaufs der Temperaturen in den an den Kollektor angrenzenden Erdschichten erfolgt unter Berücksichtigung der Wärmeleitungsvorgänge und Wärmekapazitäten im Erdreich. Die Stoffdaten des Erdreichs werden dabei wie folgt angenommen: Dichte 1800 kg/m³, Wärmeleitfähigkeit 2,5 W/mK, Wärmekapazität 1,26 kJ/kgK.

Tabelle 7.5: Verwendete Daten des Sole-Erdreichkolllektors

Bezeichnung	Wert	Einheit
Gesamt-Kollektorfläche	150	m ²
Rohrdurchmesser außen	32	mm
Rohr-Verlegeabstand	0,7	m
Gesamtröhlänge	220	m
Anzahl der Sole-Kreise	2	-
Verlegetiefe	1,5	m

Der Sole-Massenstrom durch den Kollektor wird mit 1000 kg/h festgelegt. Für die Solepumpe wird eine elektrische Leistungsaufnahme von 75 W bei diesem Durchfluss angenommen.

7.3 Regelung der Wärmepumpe und des Heizungssystems

Die Regelung der Anlage (Wärmepumpe und Wärmeabgabesystem) erfolgt über einen Regler, der für die Simulation in das Wärmepumpenmodell integriert wurde. Dieser Regler übernimmt die folgenden Aufgaben:

- Beladung des Pufferspeichers und Auswahl des jeweils geeigneten Betriebsmodus der Wärmepumpe
- Außentemperaturgeführte Regelung der Heizungsvorlauftemperatur (über Mischer HM)
- Raumtemperaturregelung
- Ansteuerung der Umschaltventile BU₁, BU₂ und HU zum Umschalten zwischen Heiz- und Kühlbetrieb
- Warmwasserbereitung über den externen Wärmetauscher HX_{DHW}

Ein Schema der Anlage mit allen für die Regelung relevanten Komponenten ist in Abbildung 7.4 dargestellt. Im Folgenden werden die einzelnen Regelaufgaben näher beschrieben. Eine Auflistung der wichtigsten Annahmen und Parameter in Bezug auf die Regelung erfolgt in Tabelle 7.7.

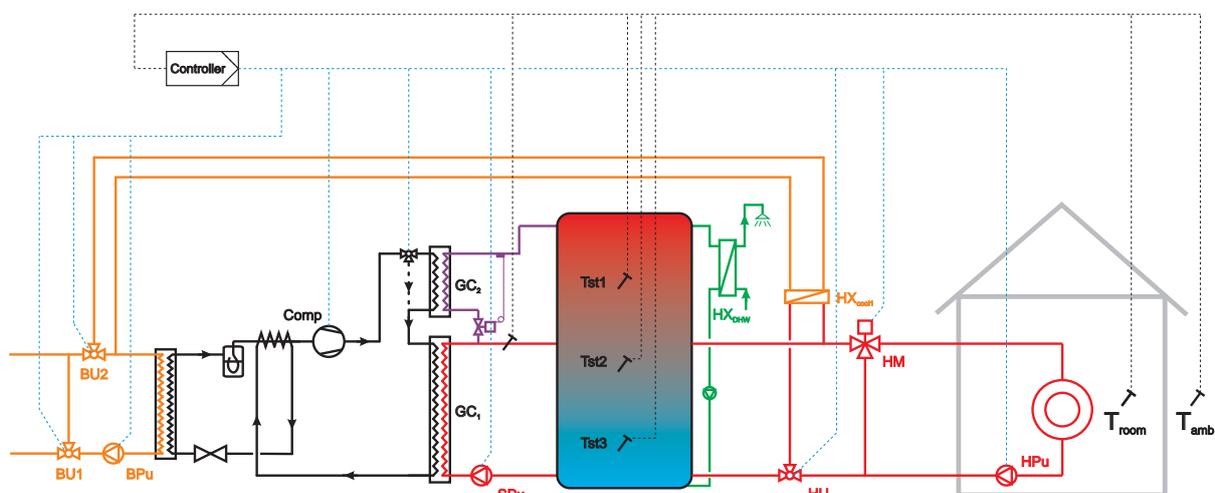


Abbildung 7.4: Regelungsschema der Anlage

Beladung des Pufferspeichers durch die Wärmepumpe

Die Beladung des Pufferspeichers bzw. die Auswahl des jeweiligen Betriebsmodus der Wärmepumpe erfolgt aufgrund der Temperaturen im Pufferspeicher an den Messstellen T_{ST1} , T_{ST2} und T_{ST3} (vgl. Abbildung 7.4).

Die unterschiedlichen Betriebsarten der Wärmepumpe wurden schon in Abschnitt 6.2 erläutert. In der Simulation wird zwischen fünf Betriebsmodi unterschieden, wobei folgende Bezeichnungen verwendet werden:

- 0...Wärmepumpe ist ausgeschalten
- 1...Warmwasserbereitung
- 2...Heizung
- 3...Heizung & Warmwasserbereitung
- 4...Kühlung & Warmwasserbereitung
- 5...passive Kühlung (hier ist die Wärmepumpe ausgeschalten, der Puffer wird nicht beladen)

Die Entscheidung, welcher Betriebsmodus im aktuellen Simulations-Zeitschritt verwendet werden soll, wird im Modell grundsätzlich aufgrund des Betriebsmodus im letzten Zeitschritt und der Temperaturen im Speicher getroffen. Tabelle 7.6 zeigt eine Übersicht über die verwendete Regelungslogik. Die Variable „heating season“ gibt an, ob zum jeweiligen Zeitpunkt geheizt werden soll oder nicht. Diese Entscheidung wird aufgrund des 24-h-Mittelwertes der Außentemperatur T_{amb} getroffen, der unter 12 °C liegen muss, um das Heizungs-Kriterium zu erfüllen.

Die Pufferbeladung wird über eine Hysteresen-Regelung durchgeführt. So wird um Beispiel der Modus 1 (Warmwasser-Betrieb) gestartet, sobald T_{st1} unter $T_{set,st1a}$ (vgl. Tabelle 7.7) fällt. Die Beladung erfolgt nun so lange, bis $T_{set,st1b}$ überschritten wird.

Der Modus 4 (Kühlung und Warmwasserbereitung) wird nur aktiviert, wenn die Raumtemperatur T_{room} den Wert $T_{set,c,hi}$ überschreitet, da hier die Wärmepumpe nur laufen kann, wenn tatsächlich ein Kühlbedarf vorhanden ist (keine Entkopplung der Wärmepumpe vom Wärmeabgabesystem über den Pufferspeicher). Im Modus 5 wird die Wärmepumpe nicht betrieben, die Kühlung erfolgt rein über den Erdreichwärmetauscher.

Tabelle 7.6: Regelungslogik für die Auswahl des Betriebsmodus im aktuellen Zeitschritt (mode) aufgrund des Betriebsmodus im letzten Zeitschritt (mode_{prev}) und der Speichertemperaturen

heating season	mode_prev	T_st1	T_st2	T_st3	T_room	mode
0	0	<Tset,st1a			>Tset,c,hi	4
0	0	>Tset,st1a			>Tset,c,hi	5
0	0	<Tset,st1a			<Tset,c,lo	1
0	1	>Tset,st1b			<Tset,c,lo	0
0	1	<Tset,st1b			>Tset,c,hi	4
0	1	>Tset,st1b			>Tset,c,lo	5
0	4	>Tset,st1b			>Tset,c,lo	5
0	4	<Tset,st1b			<Tset,c,lo	1
0	4	>Tset,st1b			<Tset,c,lo	0
0	5	>Tset,st1a			<Tset,c,lo	0
0	5	<Tset,st1a			>Tset,c,lo	4
0	5	<Tset,st1a			<Tset,c,lo	1
1	0	<Tset,st1a	>Tset,st2			1
1	0	<Tset,st1a	<Tset,st2			3
1	0	>Tset,st1a	<Tset,st2			2
1	1	>Tset,st1b				0
1	1		<Tset,st2			3
1	2	<Tset,st1a		>Tset,st3		1
1	2	<Tset,st1a		<Tset,st3		3
1	2	>Tset,st1a		>Tset,st3		0
1	3	<Tset,st1b		>Tset,st3		1
1	3	>Tset,st1b		<Tset,st3		2
1	3	>Tset,st1b		>Tset,st3		0

Drehzahl des Kompressors

Da die Wärmepumpe vom Wärmeabgabesystem über den Pufferspeicher entkoppelt ist, und dessen Beladung nur aufgrund der Temperatur-Messstellen im Speicher erfolgt, ist keine Information über die aktuell erforderliche Heizleistung vorhanden. Trotzdem soll der Kompressor aus Effizienzgründen immer mit einer möglichst niedrigen Drehzahl betrieben werden.

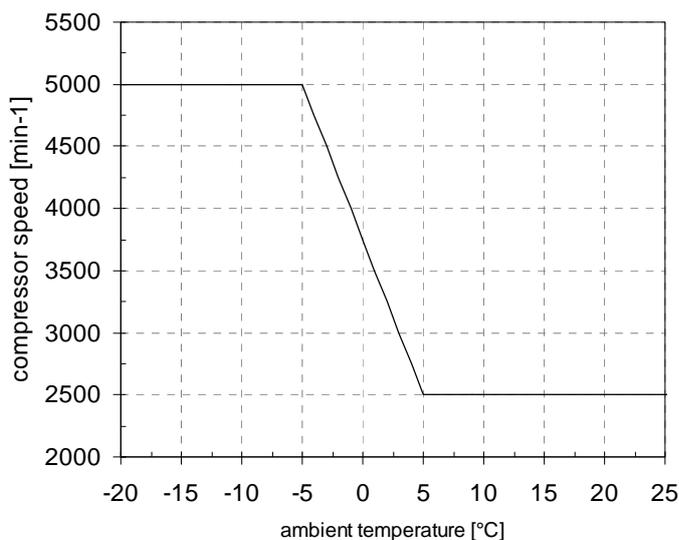


Abbildung 7.5: Kompressor-Drehzahl als Funktion der Außentemperatur

Im Modus 2 und 3 erfolgt daher eine Regelung der Kompressor-Drehzahl nach der Außentemperatur. Der verwendete Zusammenhang zwischen Außentemperatur und Drehzahl ist in Abbildung 7.5 dargestellt.

Im Warmwasserbetrieb wird der Kompressor immer mit der kleinstmöglichen Drehzahl gefahren (2500 min⁻¹), da die Warmwasser-Zapfungen - im Gegensatz zur Heizungsleistung - nicht kontinuierlich erfolgen und genügend Speichervolumen vorhanden ist (vgl. Tabelle 7.7).

Im Modus 4 (Kühlung und Warmwasserbereitung) wird in der Simulation ebenfalls die kleinstmögliche Drehzahl verwendet, da bei den hier relativ hohen Soleeintrittstemperaturen ($>15\text{ °C}$) in die Wärmepumpe die Verdampferleistung in der Regel höher ist als die benötigte Kühlleistung des betrachteten Gebäudes.

Raumtemperaturregelung

Die Regelung der Raumtemperatur erfolgt sowohl im Heiz- als auch im Kühlfall ebenfalls über eine Hysteresen-Regelung durch das Ein- und Ausschalten der Heizungspumpe HP (vgl. Abbildung 7.4).

Im Heizungsfall wird die Pumpe bei Unterschreitung der Temperatur $T_{\text{set,h,lo}}$ (21 °C in der Basisvariante) eingeschaltet und bei Überschreitung von $T_{\text{set,h,hi}}$ (22 °C in der Basisvariante) wieder ausgeschaltet. Die Fußbodenheizung wird bei laufender Pumpe mit einem Massenstrom von 900 kg/h durchflossen. Die Regelung der Heizungs-Vorlauftemperatur erfolgt abhängig von der Außentemperatur T_{amb} über eine Heizkurve (Heizkörper-Exponent 1,1; Auslegungs Vor-/Rücklauftemperatur $32/28\text{ °C}$ bei $T_{\text{amb}} = -12\text{ °C}$) und das Heizungs-Mischventil HM (vgl. Abbildung 7.4).

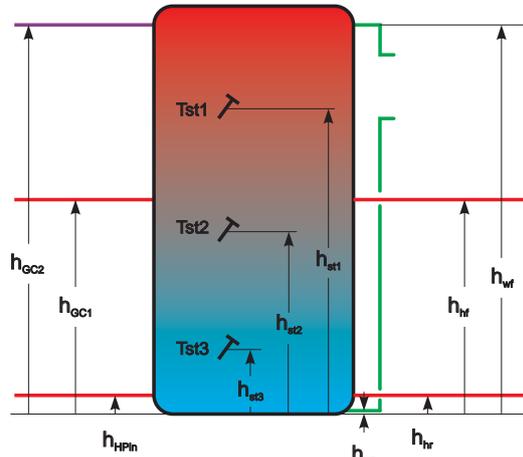
Im Kühlfall wird die Pumpe bei Überschreitung der Temperatur $T_{\text{set,c,hi}}$ (25 °C in der Basisvariante) eingeschaltet und bei Unterschreitung von $T_{\text{set,c,lo}}$ (24 °C in der Basisvariante) wieder ausgeschaltet. Der Massenstrom durch die Fußbodenheizung ist gleich wie im Heizungsbetrieb. Das Mischventil HM stellt eine konstante Vorlauftemperatur - unabhängig von der Umgebungstemperatur - ein (20 °C in der Basisvariante).

7.4 Basisvariante der Simulation

Die für die Basisvariante getroffenen Einstellungen und Parameter sind in Tabelle 7.7 zusammengefasst. Eine Erläuterung der einzelnen Parameter erfolgt in der Tabelle bzw. in der darin enthaltenen Abbildung.

Tabelle 7.7: Für die Basisvariante getroffene Annahmen

Bezeichnung	Wert	Einheit	Anmerkung
Wärmepumpe allg.			
Drehzahl Kompressor			
Warmwasser (Modus 1)	2500	min ⁻¹	
Heizung (Modus 2+3)	$f(T_{amb})$	min ⁻¹	vgl. Abbildung 7.5
Kühlung (Modus 4)	2500	min ⁻¹	
T_{h2}	$T_{flow,th}+1$	°C	wasserseitige Austrittstemp. aus GC1 bei Heizbetrieb
Pufferspeicher			
Volumen	0.7	m ³	
<i>relative Höhe der Anschlüsse:</i>			
h_{HPin}	0	-	
h_{GC1}	0.7	-	
h_{GC2}	1	-	
h_{hf}	$h_{GC1}-0.05$	-	
h_{hr}	0.15	-	
h_{wf}	1	-	
h_{wr}	0	-	
<i>relative Höhe der Temperaturfühler:</i>			
h_{st1}	$(1+h_{GC1})/2$	-	
h_{st2}	$h_{GC1}-0.1$	-	
h_{st3}	0.2	-	
<i>Schaltpunkte Pufferbeladung:</i>			
$T_{set,st1a}$	48	°C	
$T_{set,st1b}$	54	°C	
$T_{set,st2}$	$T_{flow,th}-1$	°C	
$T_{set,st3}$	$T_{flow,th}$	°C	
Kühlbetrieb			
$T_{flow,th}$	20	°C	Vorlauftemperatur Kühlung
$UA_{HX_{cool1}}$	3000	W/K	Wärmeübertragungswert von HX_{cool1}
$T_{set,c,hi}$	25	°C	oberer Schaltpunkt für Raumtemperatur-Regelung
$T_{set,c,lo}$	24	°C	unterer Schaltpunkt für Raumtemperatur-Regelung
Heizungsbetrieb			
$T_{flow,th}$	$f(T_{amb})$	°C	Vorlauftemperatur Fußbodenheizung (Außentemp.-abhängig)
$T_{set,h,hi}$	22	°C	oberer Schaltpunkt für Raumtemperatur-Regelung
$T_{set,h,lo}$	21	°C	unterer Schaltpunkt für Raumtemperatur-Regelung



7.5 Berechnung des Seasonal Performance Factor SPF

Die durchgeführten Simulationen werden hinsichtlich des SPF der Wärmepumpe bzw. des Systems aus Wärmepumpe und Pufferspeicher ausgewertet. Dafür werden drei verschiedene Definitionen des SPF verwendet, die in Abbildung 7.6 veranschaulicht sind.

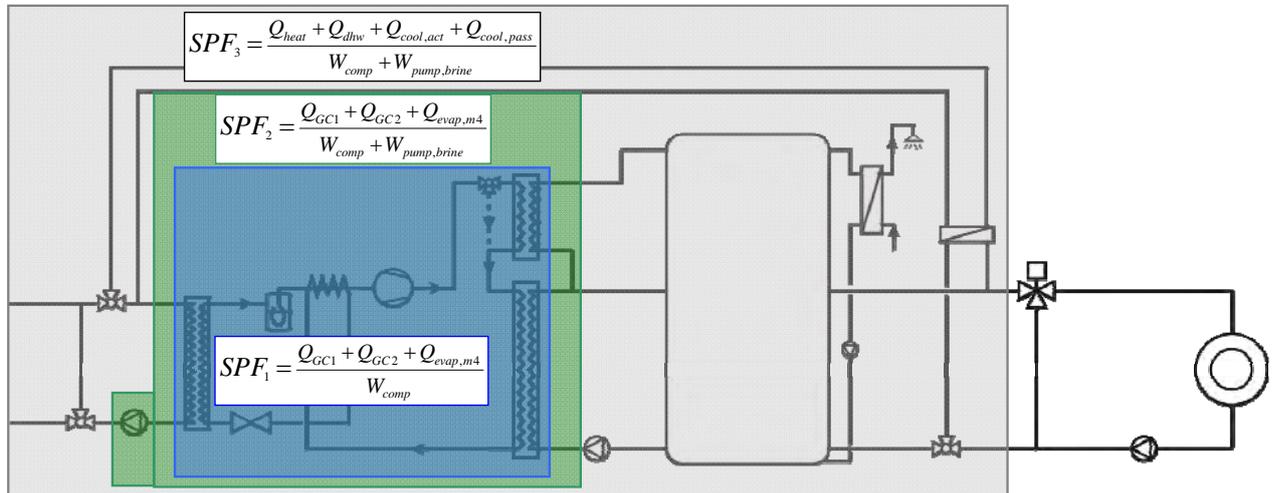


Abbildung 7.6: Systemschaltbild mit den Systemgrenzen für die Berechnung von SPF_{1,2} und 3

In SPF₁ fließen nur die an den beiden Gaskühlern abgegebene Wärmemenge, und die Leistungsaufnahme des Kompressors ein. Bei aktiver Kühlung (Modus4) fließt auch die am Verdampfer aufgenommene Energie ein. Bei SPF₂ wird zusätzlich die Leistungsaufnahme der Solepumpe mit eingerechnet.

SPF₃ berücksichtigt als Nutzenergie die an die Fußbodenheizung abgegebene Wärmemenge Q_{heat} , die bereitgestellte Wärme für das Warmwasser Q_{DHW} und die an die Fußbodenheizung abgegebene Kühlenergie bei aktiver ($Q_{cool,act}$) und passiver ($Q_{cool,pass}$) Kühlung. Die Verluste des Pufferspeichers werden also im Gegensatz zu SPF₁ und SPF₂ nicht als Nutzenergie eingerechnet.

Die elektrische Leistungsaufnahme der Speicherladepumpe, der Heizkreispumpe und der Pumpe im Warmwasserkreis wird bei allen drei Definitionen des SPF nicht berücksichtigt. Anfahrverluste beim Starten des Kompressors werden ebenfalls nicht berücksichtigt.

7.6 Simulationsergebnisse

7.6.1 Basisvariante ohne Kühlung

In der ersten Simulationsvariante wird angenommen, dass das Gebäude zwar beheizt, aber nicht gekühlt wird (weder aktiv über den Kältemittelkreislauf noch passiv über den Erdreichwärmetauscher).

In Abbildung 7.7 ist das Ergebnis für die Jahres-Energiebilanz des Gebäudes dargestellt. Unter den getroffenen Annahmen und dem verwendeten mittleren Klima von Graz ergibt sich ein Heizwärmebedarf von ca. 42 kWh/m²a. Durch die relativ großen Fensterflächen des Gebäudes ergeben sich solare Gewinne von ca. 55 kWh/m²a.

Abbildung 7.8 zeigt die Jahres-Energiebilanz des Pufferspeichers. Der Wärmeeintrag erfolgt über die beiden Gaskühler GC₁ und GC₂, wobei etwa 20% von GC₂ bereitgestellt werden. Die Speicherverluste betragen 750 kWh bzw. ca. 8% der eingebrachten Energiemenge.

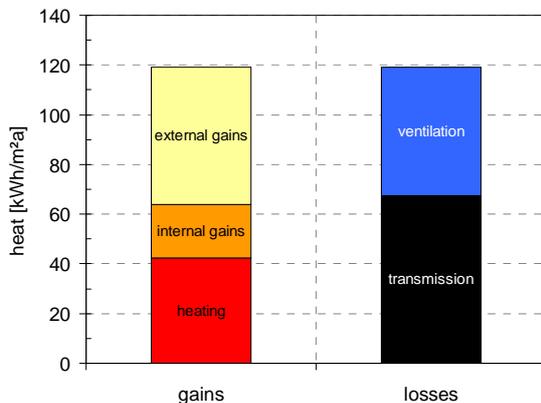


Abbildung 7.7: Jahres-Energiebilanz Gebäude

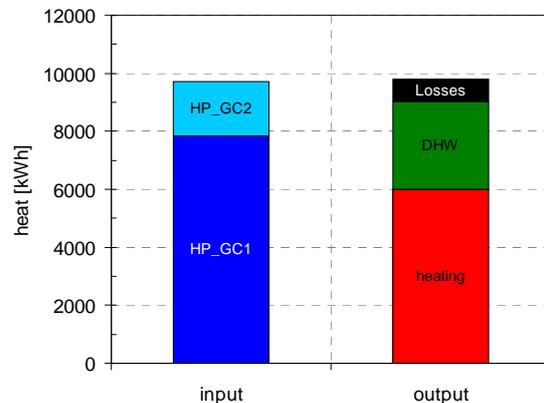


Abbildung 7.8: Jahres-Energiebilanz Pufferspeicher

In Abbildung 7.9 sind die von der Wärmepumpe in den verschiedenen Betriebsmodi bereitgestellten Wärmemengen in den einzelnen Monaten sowie über das Jahr dargestellt. Es zeigt sich, dass in den einzelnen Betriebsmodi übers Jahr ähnlich große Wärmemengen erzeugt werden.

Abbildung 7.10 zeigt eine Übersicht über die Ergebnisse für die Arbeitszahlen der Wärmepumpe. Links sind die Arbeitszahlen in den einzelnen Betriebsmodi über die Monate des Jahres dargestellt. Rechts befinden sich die Gesamt-Jahresarbeitszahlen der Wärmepumpe nach den in Abschnitt 7.5 eingeführten Definitionen.

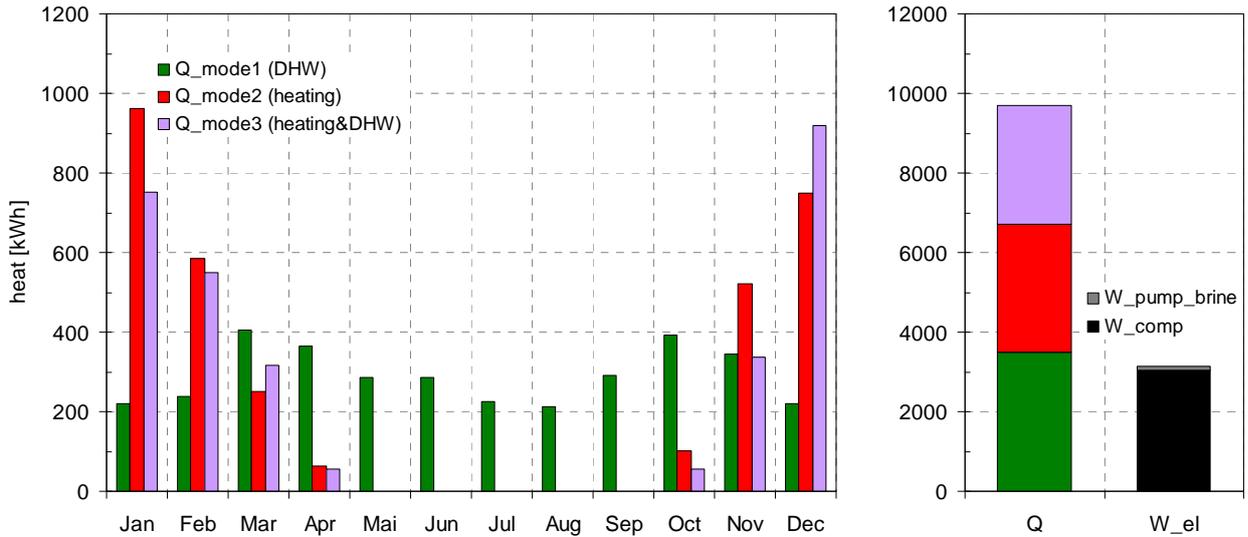


Abbildung 7.9: Links: von der Wärmepumpe in den verschiedenen Betriebsmodi bereitgestellte Wärmemengen in den einzelnen Monaten; Rechts: Jahressumme der bereitgestellten Wärmemengen und des elektrischen Energieaufwandes

Wie erwartet ergeben sich beim kombinierten Betrieb Heizung&Warmwasser (mode3) ähnlich hohe Arbeitszahlen wie im reinen Heizungsbetrieb (mode2). Die Unterschiede in den einzelnen Monaten ergeben sich einerseits durch den jahreszeitlichen Verlauf der Wärmequellen-Temperatur (vgl. Abbildung 7.11) sowie beim Heizungsbetrieb (und auch beim kombinierten Betrieb) durch die je nach Außentemperatur unterschiedlich hohen benötigten Vorlauftemperaturen für die Fußbodenheizung.

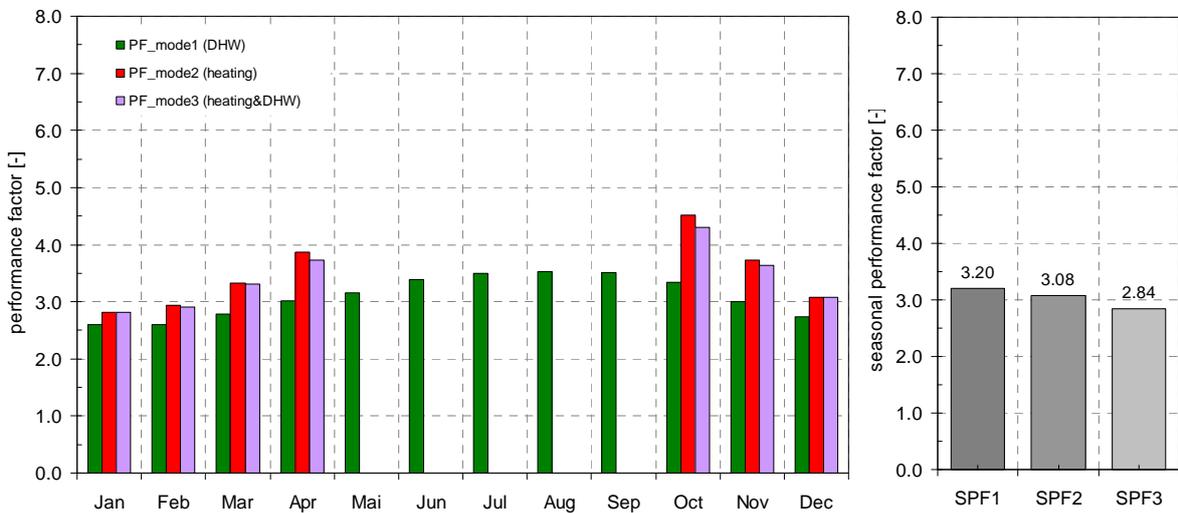


Abbildung 7.10: Links: Monatliche Arbeitszahlen der Wärmepumpe (SPF2) in den verschiedenen Betriebsmodi; Rechts: Gesamt-Jahresarbeitszahl

Abbildung 7.11 zeigt die ungestörte Erdreichtemperatur in der Verlegetiefe (1,5 m) des Erdreichkollektors sowie die Sole-Austrittstemperatur aus dem Kollektor (= Eintrittstemperatur in den Verdampfer der Wärmepumpe) und die Außentemperatur im jahreszeitlichen Verlauf.

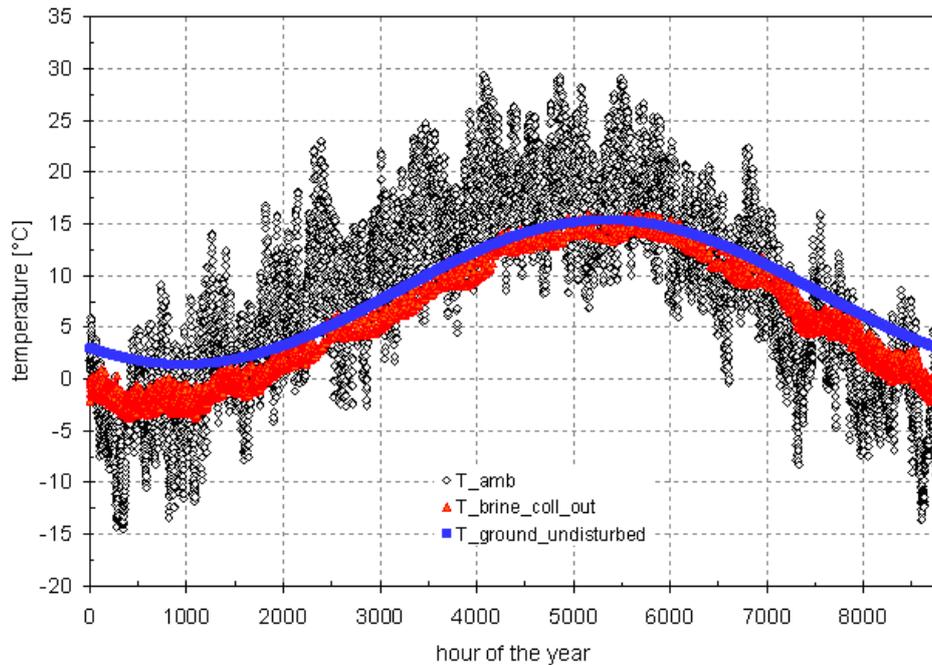


Abbildung 7.11: Jahreszeitlicher Verlauf von Außentemperatur (T_{amb}), ungestörter Erdreichtemperatur in der Verlegetiefe des Erdreichkollektors (1,5 m) ($T_{ground,undisturbed}$) und Sole-Austrittstemperatur aus dem Erdreichkollektor ($T_{brine,coll,out}$)

Die Stundenmittelwerte der Raumlufttemperatur im Erdgeschoß und im Obergeschoß des Gebäudes sind in Abbildung 7.12 abgebildet. Die unteren und oberen Grenzkurven, die im Diagramm eingezeichnet sind, stellen die Behaglichkeits-Grenzwerte für die Raumlufttemperatur nach DIN 1946-2 dar. Es zeigt sich, dass im Heizfall die notwendigen Temperaturen bis auf wenige Stunden im Jahr, in denen die Wärmepumpenleistung nicht ganz ausreicht, erreicht werden können.

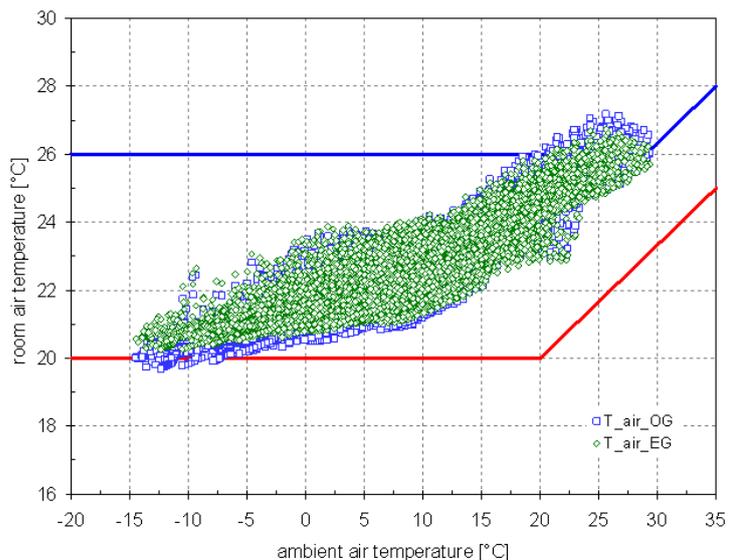


Abbildung 7.12: Raumlufttemperaturen im Erdgeschoß und Obergeschoß (Stundenmittelwerte) im Vergleich zu den oberen und unteren Grenzen nach DIN 1946-2

In den Sommermonaten ergeben sich durch die relativ großen Fensterflächen trotz Verschattung mehr als 150 h, in denen die Raumlufthtemperatur - vor allem im Obergeschoß - zu hohe Werte annimmt. Zu bedenken ist, dass die Kühlfunktion der Wärmepumpe in dieser Variante nicht aktiviert war.

7.6.2 Basisvariante mit Kühlung

Bei aktivierter Kühlfunktion (Modus 4 und 5, vgl. Abschnitt 7.3) ergeben sich für die Jahres-Energiebilanz des Gebäudes die in Abbildung 7.13 dargestellten Werte. Die abgeführte Kühlenergie beträgt ca. 8 kWh/m²a. Die Jahresenergiebilanz des Pufferspeichers (Abbildung 7.14) bleibt gegenüber der Variante ohne Kühlung nahezu unverändert.

Die Raumlufthtemperaturen im Erd- und Obergeschoß sind in Abbildung 7.15 dargestellt. Die oberen Grenzwerte werden hier nicht überschritten.

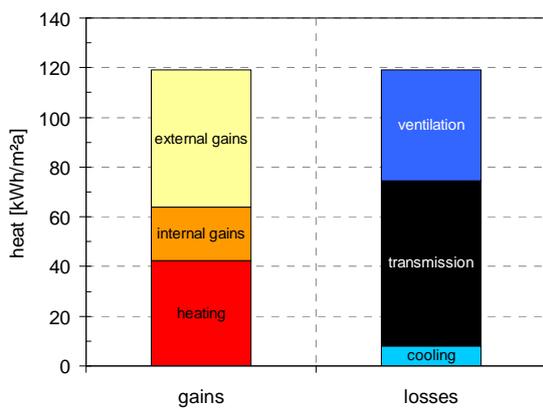


Abbildung 7.13: Jahres-Energiebilanz Gebäude

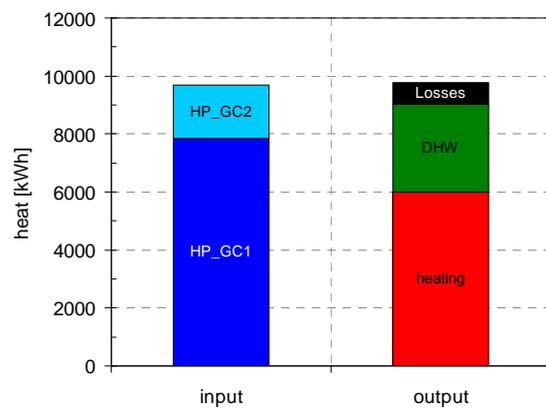
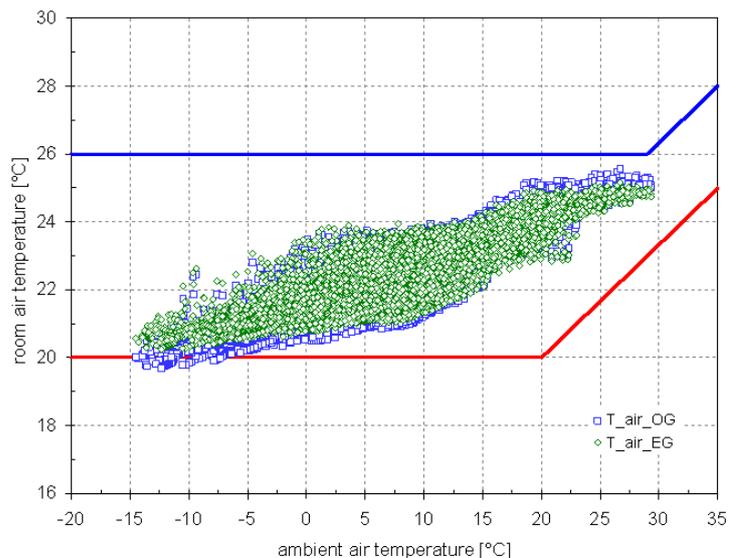


Abbildung 7.14: Jahres-Energiebilanz Pufferspeicher

Abbildung 7.15:
Raumlufthtemperaturen im Erdgeschoß und Obergeschoß (Stundenmittelwerte) im Vergleich zu den oberen und unteren Grenzen nach DIN 1946-2



In Abbildung 7.16 sind die von der Wärmepumpe in den verschiedenen Betriebsmodi bereitgestellten Wärmemengen in den einzelnen Monaten sowie über das Jahr dargestellt. Die Werte für die Betriebsarten 1 bis 3 verändern sich in den Wintermonaten gegenüber der Variante ohne Kühlung nur leicht. In den Sommermonaten wird sowohl passiv als auch aktiv gekühlt, wobei ein Großteil der Kühlleistung passiv über den Erdreichkollektor abgeführt wird. Der in Abbildung 7.16 dargestellte Wert von 590 kWh für den Modus 4 beinhaltet auch die in diesem Modus bereitgestellte Warmwasser-Energie. Der Fußbodenheizung werden dabei nur ca. 250 kWh an Kühlenergie zugeführt.

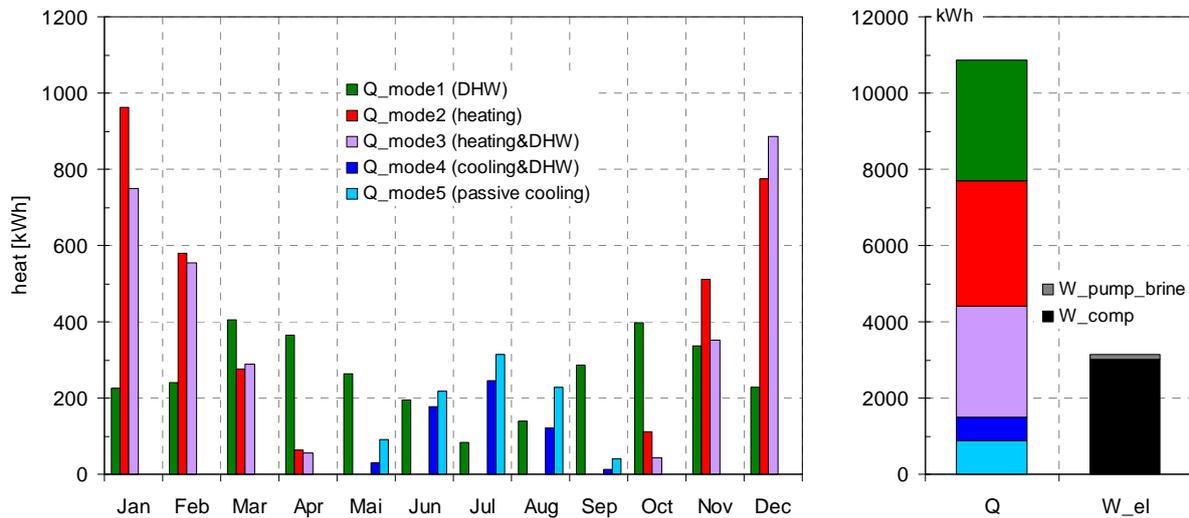


Abbildung 7.16: Links: von der Wärmepumpe in den verschiedenen Betriebsmodi bereitgestellte Wärmemengen in den einzelnen Monaten; Rechts: Jahressumme der bereitgestellten Wärmemengen und des elektrischen Energieaufwandes

Abbildung 7.17 zeigt eine Übersicht über die Ergebnisse für die Arbeitszahlen der Wärmepumpe. Links sind die Arbeitszahlen in den einzelnen Betriebsmodi über die Monate des Jahres dargestellt. Rechts befinden sich die Gesamt-Jahresarbeitszahlen der Wärmepumpe nach den in Abschnitt 7.5 eingeführten Definitionen. Im Modus 4 ergeben sich durch die gleichzeitige Nutzung der warmen und kalten Seite der Wärmepumpe relativ hohe Arbeitszahlen. Bei der passiven Kühlung sind die Werte noch viel höher (die Werte wurden für die Darstellung im Diagramm durch 10 dividiert), da hier die Wärmepumpe ausgeschaltet bleibt, und nur die elektrische Leistung der Solepumpe als Antriebsenergie gezählt wird. Insgesamt ergeben sich durch die zusätzliche Nutzenergie bei der Kühlung höhere Jahresarbeitszahlen als bei der Variante ohne Kühlung. Der im Vergleich zu SPF2 höhere Wert bei SPF3 ergibt sich durch die zusätzliche Berücksichtigung der passiven Kühlung.

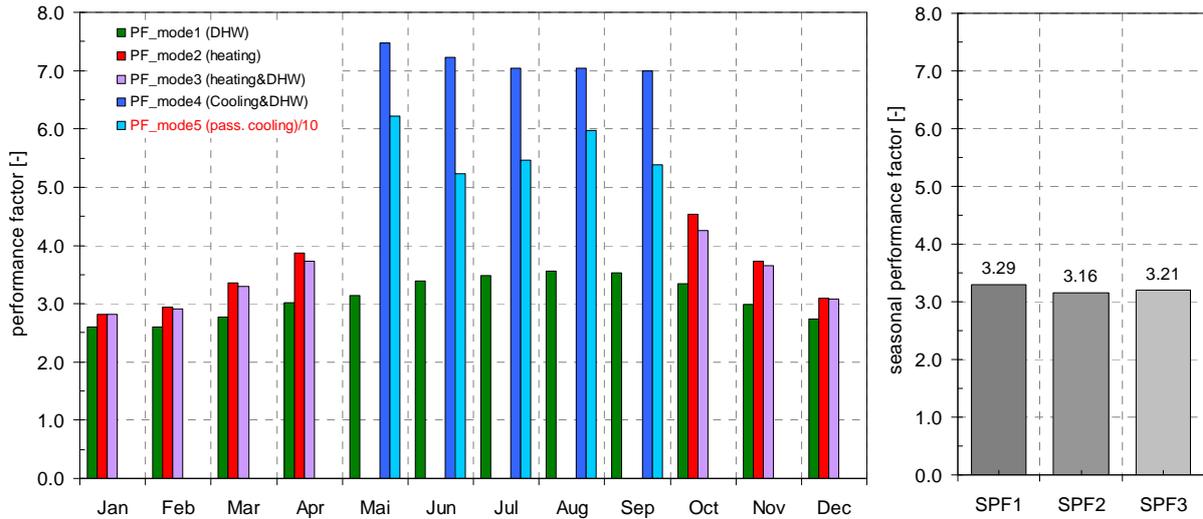


Abbildung 7.17: Links: Monatliche Arbeitszahlen der Wärmepumpe (SPF2) in den verschiedenen Betriebsmodi (die Werte für den Modus 5 sind mit 10 zu multiplizieren); Rechts: Gesamt-Jahresarbeitszahl

Abbildung 7.18 zeigt den jahreszeitlichen Verlauf der ungestörten Erdreichtemperatur in der Verlegetiefe des Erdreichkollektors, der Außentemperatur sowie der Sole-Austrittstemperatur aus dem Kollektor für die Betriebsarten mit Wärmeentzug (Modus 1-3) und im passiven Kühlmodus.

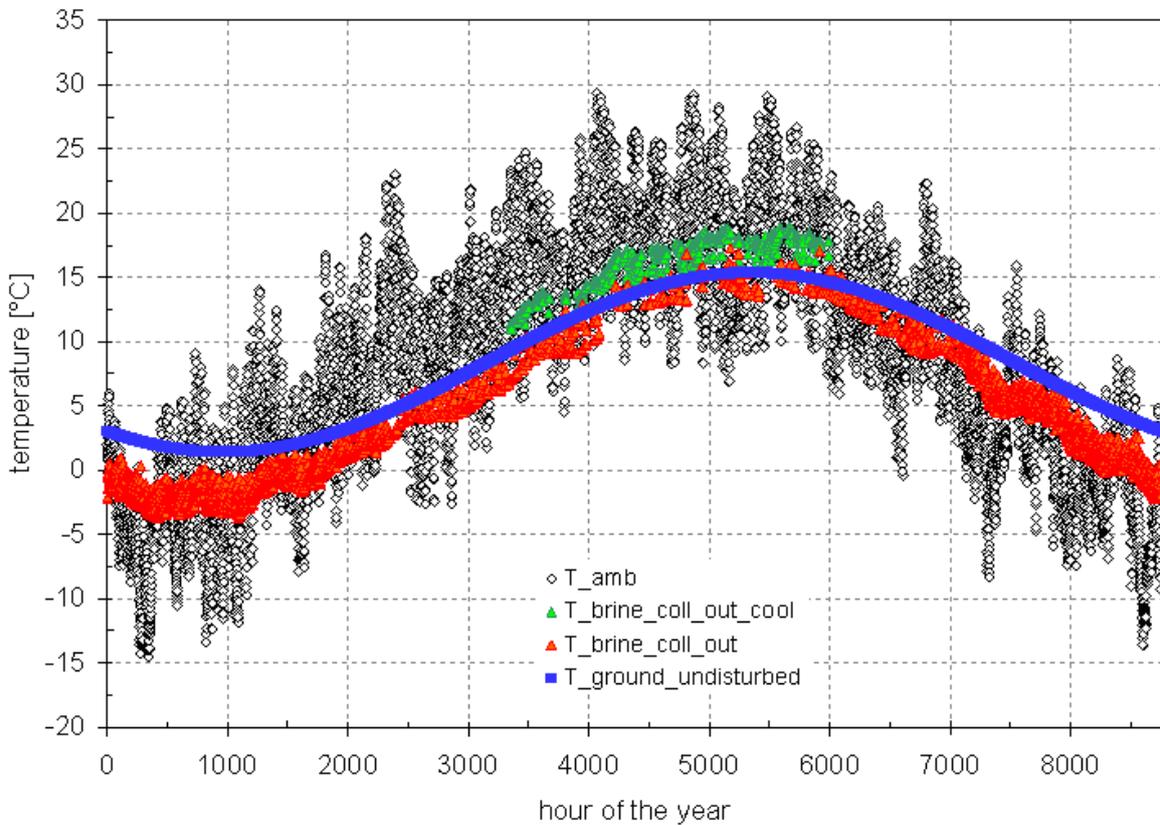


Abbildung 7.18: Jahreszeitlicher Verlauf von Außentemperatur (T_{amb}), ungestörter Erdreichtemperatur in der Verlegetiefe des Erdreichkollektors (1,5 m) ($T_{ground,undisturbed}$) und Sole-Austrittstemperatur aus dem Erdreichkollektor ($T_{brine,coll,out}$ für Modus 1-3, $T_{brine,coll,out,cool}$ für Modus 5)

7.6.3 Klimadatensatz 2003

Um zu demonstrieren, wie das untersuchte System unter den Randbedingungen eines extremen Klimas arbeitet, wurde auch eine Simulation mit einem Klimadatensatz von Graz aus dem Jahr 2003, welches ein relativ heißes Jahr war, durchgeführt.

Für die Jahres-Energiebilanz des Gebäudes ergeben sich die in Abbildung 7.19 dargestellten Werte. Die abgeführte Kühlenergie beträgt ca. 17 kWh/m²a, während sich der Heizenergieverbrauch auf 36 kWh/m²a reduziert. Abbildung 7.20 zeigt die Jahresenergiebilanz des Pufferspeichers.

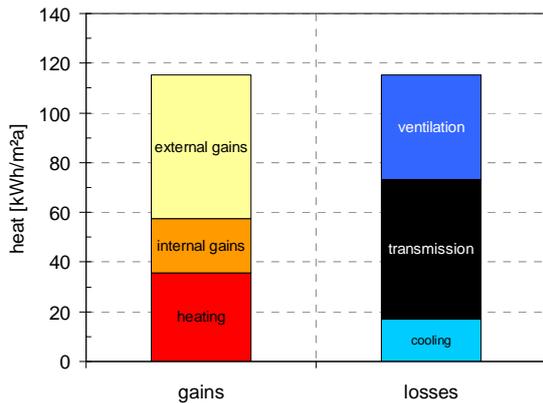


Abbildung 7.19: Jahres-Energiebilanz Gebäude

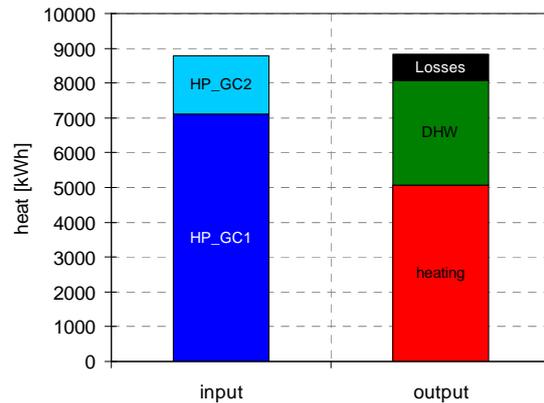


Abbildung 7.20: Jahres-Energiebilanz Pufferspeicher

In Abbildung 7.21 sind die Raumlufttemperaturen im Erdgeschoß und im Obergeschoß dargestellt. Auf der linken Seite ist eine Variante ohne Kühlung zu sehen. Es zeigt sich, dass es unter den getroffenen Annahmen während ca. 1600 h im Jahr zu einer Überwärmung der Räume kommt. In der rechten Abbildung sind die Temperaturen bei aktivierter Kühlfunktion zu sehen, wobei es hier zu keiner Überschreitung der Behaglichkeitsgrenzen kommt.

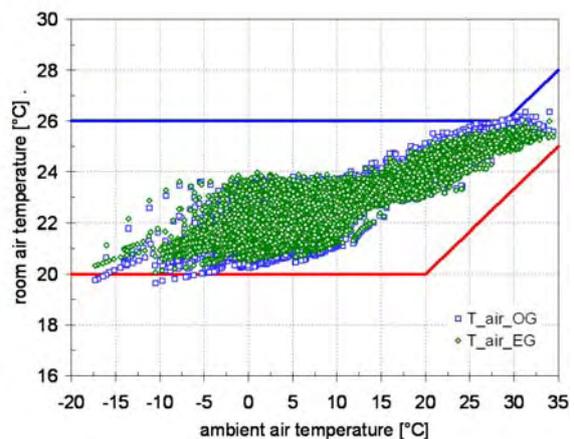
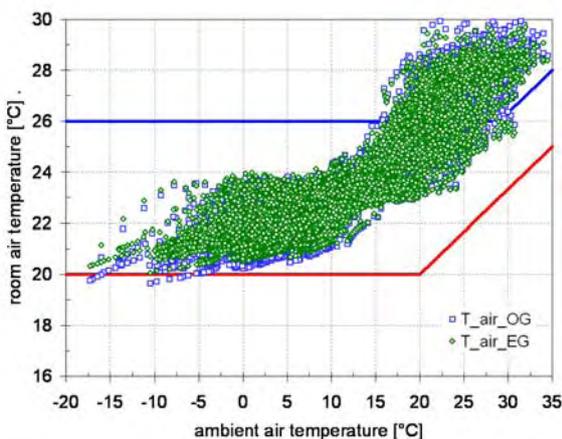


Abbildung 7.21: Raumlufttemperaturen im Erdgeschoß und Obergeschoß (Stundenmittelwerte) im Vergleich zu den oberen und unteren Grenzen nach DIN 1946-2; Links: ohne Kühlung; Rechts: mit Kühlung

In Abbildung 7.22 sind die von der Wärmepumpe in den verschiedenen Betriebsmodi bereitgestellten Wärmemengen in den einzelnen Monaten sowie über das Jahr dargestellt.

Auch hier wird ein Großteil der Kühlenergie im passiven Kühlmodus bereitgestellt. Der in der Abbildung dargestellte Wert von 1165 kWh für den Modus 4 beinhaltet auch die in diesem Modus bereitgestellte Warmwasser-Energie. Der Fußbodenheizung werden dabei nur ca. 500 kWh an Kühlenergie zugeführt. Das heißt ca. 80% der Kühlung erfolgt über passive Kühlung.

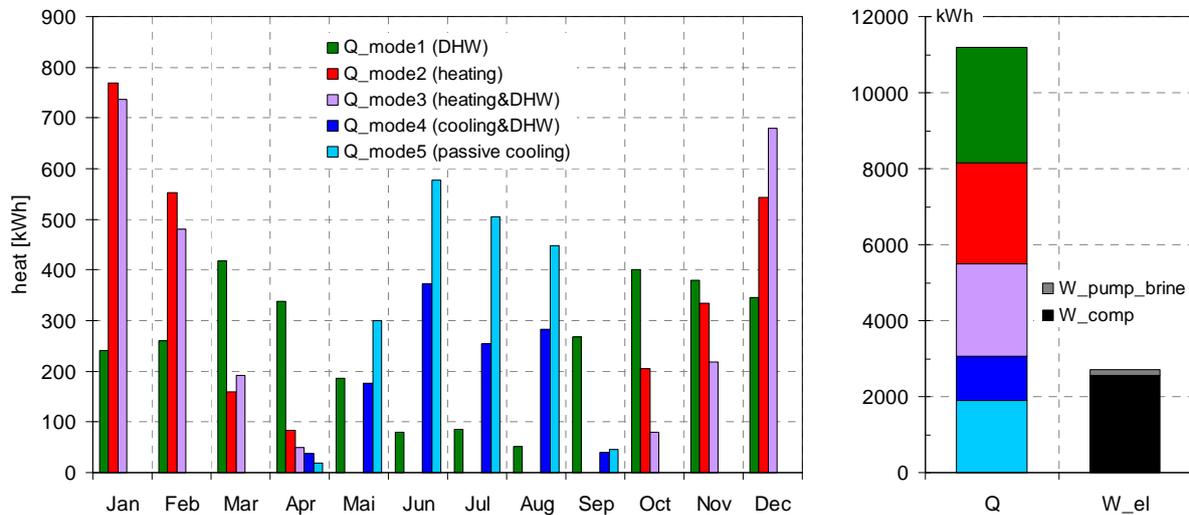


Abbildung 7.22: Links: von der Wärmepumpe in den verschiedenen Betriebsmodi bereitgestellte Wärmemengen in den einzelnen Monaten; Rechts: Jahressumme der bereitgestellten Wärmemengen und des elektrischen Energieaufwandes

Abbildung 7.23 zeigt eine Übersicht über die Ergebnisse für die Arbeitszahlen der Wärmepumpe. Es ergeben sich mit diesem Klimadatensatz höhere Jahresarbeitszahlen als mit dem in der Basisvariante verwendeten mittleren Klima von Graz. Dies hat folgende Gründe:

- Der verwendete Klimadatensatz repräsentiert ein wärmeres Jahr als der ursprünglich verwendete Datensatz (HGT_{20/12} 3270 Kd/a statt 3500 Kd/a, Jahresmittel der Außentemperatur 10,6 statt 8,4 °C). Dadurch ergeben sich auch etwas höhere Erdreichtemperaturen.
- Der Kühlenergieverbrauch ist höher und die Arbeitszahlen im Kühlmodus sind relativ hoch.

Durch die relativ hohe Kühlenergiebereitstellung über passive Kühlung ergibt sich ein SPF3 von 3,85.

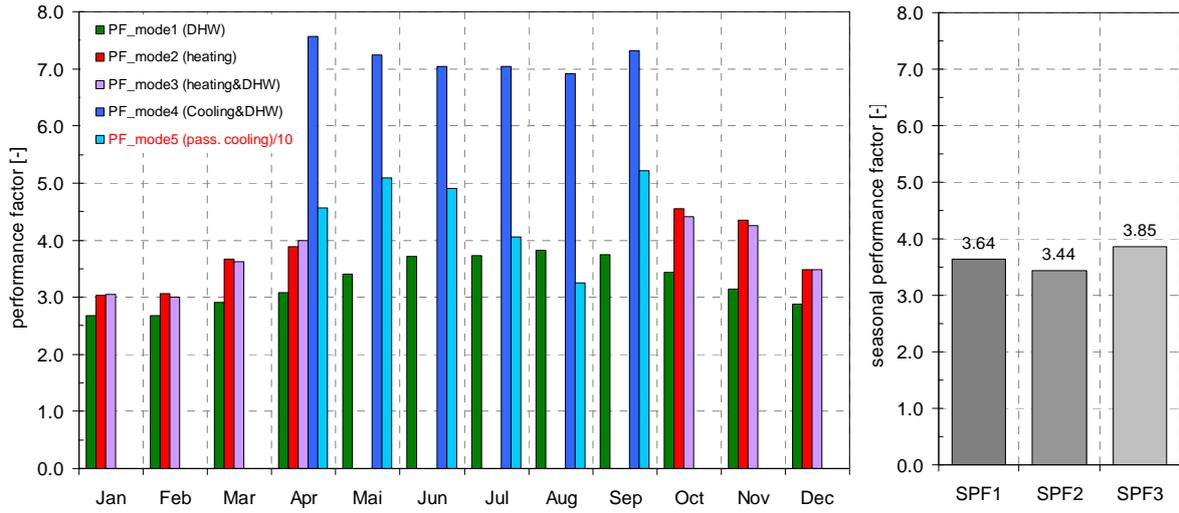


Abbildung 7.23: Links: Monatliche Arbeitszahlen der Wärmepumpe (SPF2) in den verschiedenen Betriebsmodi (die Werte für den Modus 5 sind mit 10 zu multiplizieren); Rechts: Gesamt-Jahresarbeitszahl

8 Zusammenfassung und Ausblick

System- und Kältemittel-Vergleich

Unterschiedliche Konzepte für integrierte Wärmepumpensysteme für Heizung, Kühlung und Warmwasserbereitung in Niedrigenergiehäusern wurden anhand von detaillierten Simulationen des Kältemittelkreislaufs mit verschiedenen Kältemitteln analysiert. Die untersuchten Konzepte waren:

- Eine Luft/Luft-Wärmepumpe in Verbindung mit einem Frischluft-Heizungssystem
- Eine reversible Sole/Wasser-Wärmepumpe mit einem Warmwasser-Heizungssystem
- Eine nicht reversible Sole/Wasser-Wärmepumpe mit einem Warmwasser-Heizungssystem

Die Systemauswahl fiel auf die nicht reversible Sole/Wasser-Wärmepumpe in Verbindung mit einem Fußbodenheizungssystem. Diese Auswahl wird wie folgt begründet:

- Das zu entwickelnde System soll für Niedrigenergiegebäude mit einem relativ breiten Bereich bzgl. des Heizwärmebedarfs einsetzbar sein. Ein Frischluftheizungssystem ist nur für Gebäude mit einem Heizwärmebedarf $<15 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$ geeignet. Auch werden reine Luftheizungssysteme in Österreich zurzeit in Wohngebäuden noch kaum eingesetzt, bzw. wird zusätzlich zur kontrollierten Be- und Entlüftung meistens trotzdem ein Warmwasser-Heizungssystem installiert. Daher ist zu erwarten, dass der potentielle Markt für ein integriertes Wärmepumpensystem mit einem Warmwasser-Heizungssystem größer ist.
- Der Kühlbedarf für Wohngebäude sollte unter den österreichischen Klimabedingungen und unter der Annahme einer intelligenten Bauweise auf ein Minimum reduziert werden können. Die unter diesen Umständen eher kleinen Kühllasten sollten auch über passive Kühlung abgedeckt werden können. Ein umkehrbarer Wärmepumpenkreislauf wird daher als nicht notwendig angesehen.

Die Systemsimulationen wurden mit den Kältemitteln R134a, R290 (Propan) und R744 (CO_2) durchgeführt. Ein Vergleich der Kreislauf-Effizienzen für die unterschiedlichen Betriebsarten der Wärmepumpe bzw. eine Abschätzung der Jahresarbeitszahl hat ergeben, dass mit R290 die höchste Effizienz zu erwarten ist. Die Ergebnisse für R134a und R744 zeigen, dass mit diesen Kältemitteln in etwa die gleichen Jahresarbeitszahlen zu erwarten sind.

Die Kältemittelauswahl für das im Projekt zu realisierende Konzept fiel auf das natürliche Kältemittel R744 (CO_2), das im Vergleich zum ebenfalls natürlichen Kältemittel R290 den wesentlichen Vorteil hat, dass es nicht brennbar ist.

Prototyp am Institut für Wärmetechnik

Basierend auf den Ergebnissen der Systemsimulationen wurde im Labor des Instituts für Wärmetechnik ein Prototyp einer integrierten Sole/Wasser-Wärmepumpe mit dem Kältemittel R744 gebaut.

Es wurde eine Recherche über am Markt verfügbare Komponenten für das Kältemittel R744 durchgeführt. Es hat sich gezeigt, dass einige Komponenten, vor allem aufgrund der Entwicklungen im Bereich der PKW-Klimatisierung, am Markt vorhanden sind. Die Gaskühler der Wärmepumpe wurden aus Kostengründen in der Werkstatt des Instituts selbst gefertigt, alle restlichen Komponenten konnten beschafft werden. Schwierigkeiten gab es

anfangs bei der Anschaffung eines geeigneten Kompressors. Hermetische Kompressoren für CO₂ werden zwar von einigen Herstellern produziert, es war aber längere Zeit nicht möglich für das gegenständliche Projekt einen Kompressor zu beschaffen. Nach ersten Funktionstests mit anderen Geräten wurde schließlich ein geeigneter vollhermetischer Scroll-Verdichter für CO₂ von einem japanischen Hersteller zur Verfügung gestellt.

Der Prototyp wurde mit umfangreicher Messtechnik ausgestattet und an die Labor-Infrastruktur des Instituts angeschlossen. Nach den ersten Funktionstests und Abstimmungsarbeiten wurde ein umfangreiches Messprogramm durchgeführt.

Die Ergebnisse wurden verwendet um einerseits ein Leistungs-Kennfeld des Kompressors zu erstellen und andererseits um ein detailliertes stationäres Simulationsmodell des Kältemittelkreislaufs zu verifizieren, das im Rahmen des Projekts entwickelt wurde.

Dynamische Anlagensimulationen

Mit Hilfe des entwickelten stationären Simulationsmodells wurden Leistungs-Kennfelder für die verschiedenen Betriebsarten der integrierten Wärmepumpe erstellt. Diese ermöglichen eine schnelle Berechnung der thermischen Leistung bzw. der elektr. Leistungsaufnahme bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen. Diese Kennfelder wurden in ein Modell in der Simulationsumgebung TRNSYS integriert.

Das Gesamtsystem bestehend aus der integrierten Wärmepumpe, einem Pufferspeicher, einer Fußbodenheizung als Wärmeabgabesystem, einem Sole-Erdreich-Kollektor als Wärmequelle und einem Niedrigenergiegebäude wurde in TRNSYS detailliert abgebildet. Mit dem erstellten System-Modell wurden dynamische Gebäude- und Anlagensimulationen durchgeführt. Ziel dieser Arbeiten war, das integrierte Wärmepumpensystem bzw. das entwickelte Regelungskonzept unter realistischen Randbedingungen - also in der Wechselwirkung aller Komponenten - zu untersuchen.

Die Ergebnisse der Simulationen, die mit einem Niedrigenergiehaus mit einem Heizwärmebedarf von 40 kWh/m²a durchgeführt wurden, zeigen, dass unter den getroffenen Annahmen mit dem entwickelten Konzept alle geforderten Funktionen einer integrierten Wärmepumpe (Heizen, Kühlen und Warmwasserbereitung) vollständig abgedeckt werden können. Die für die Gebäudekühlung notwendige Energie (im betrachteten Gebäude ca. 8 kWh/m²a) wird zu ca. 80% durch passive Kühlung (eigentlich hybride Kühlung → Antriebsenergie der Solepumpe) über den Erdreichkollektor bereitgestellt. Die restlichen 20% werden durch eine kombinierte Betriebsweise der Wärmepumpe aus Kühlung und Warmwasserbereitung mit Arbeitszahlen >7 abgedeckt. Die Simulation ergibt für die untersuchte Anlage eine System-Jahresarbeitszahl (Gesamt-Nutzenergie im Verhältnis zur Leistungsaufnahme von Kompressor und Solepumpe) von ca. 3,2.

Ausblick

Das untersuchte System stellt eine vielversprechende Möglichkeit für die zukünftige Wärmeversorgung von Niedrigenergiegebäuden dar. Um die Attraktivität des Systems zu erhöhen, wäre es wünschenswert, die Effizienz bzw. die Jahresarbeitszahl des Kältemittelkreislaufs noch zu verbessern.

Insbesondere die Effizienz von hermetischen Kompressoren mit kleinen Leistungen, wie sie in Wärmepumpen für Niedrigenergiehäuser eingesetzt werden, ist derzeit noch vergleichsweise niedrig. Der Isentropen-Wirkungsgrad des Kompressors wirkt sich direkt auf

die Leistungszahl des Prozesses aus und ist somit von großer Bedeutung. Forschungsarbeiten, die auf eine Verbesserung von Kompressoren mit kleinen Leistungen abzielen, sind anzustreben.

Eine weitere Option, die Leistungszahl des Wärmepumpenprozesses zu erhöhen, besteht darin, einen sogenannten Ejektor einzusetzen. Dieser bietet die Möglichkeit, einen Teil der Drosselungsenergie vom Hoch- auf den Niederdruck zu nutzen. Erste Arbeiten für das Kältemittel CO₂ weisen auf eine mögliche COP-Verbesserung von 10-20% hin (Mauthner, 2008). Weitere Arbeiten in diese Richtung sollten forciert werden.

Auch bezüglich der Systemtechnik bzw. Hydraulik sind noch Optimierungen denkbar. So wäre eine Variante denkbar, in der Pufferspeicher nur für die Warmwasserbereitung verwendet wird, während die Fußbodenheizung direkt über die Wärmepumpe versorgt wird. Hier könnte untersucht werden, inwiefern sich durch geringere Speicherverluste bzw. durch eine Vermeidung von Wärmeeinträgen aus dem Warmwasserbereich in den Heizungsbereich des Speichers die Effizienz des Systems gesteigert werden kann.

Die Kosten für das Gesamtsystem sind wegen fehlender Daten über die Kosten der Einzelkomponenten für den CO₂-Kältemittelkreislauf momentan nicht abschätzbar. Es ist aber davon auszugehen, dass sich bei einer genügend hohen Nachfrage und dementsprechend hohen Stückzahlen die Kosten für ein solches System auf dem Niveau von konventionellen Anlagen einpendeln.

9 Know-How-Transfer

IWT-Angehörige haben im Zuge der Teilnahme am Annex 32 an zwei nationalen und zwei internationalen Workshops mitgewirkt (Anm: ein Beitrag für den dritten internationalen Workshop ist geplant). Des Weiteren war das IWT bei sechs Expert-Meetings vertreten. In den nachfolgenden Abschnitten sind detaillierte Informationen zu den Workshops und Expert-Meetings zu finden.

9.1 Nationale Workshops

Im Rahmen des Projekts wurden zwei nationale Workshops abgehalten:

1. Nationaler Workshop: Am 20.11.2007 wurde ein nationaler Workshop mit den Zielgruppen (Planer, Wärmepumpen-Hersteller) am IWT abgehalten. Dabei wurden die bis zu diesem Tag erarbeiteten Projektergebnisse, insbesondere Anlagenkonzepte und Simulationsergebnisse für integrierte Wärmepumpensysteme, präsentiert und die weitere Vorgehensweise mit den Teilnehmern diskutiert. Dabei wurde ein System-Konzept und ein Kältemittel für die weiterführenden Untersuchungen ausgewählt (Sole/Wasser-Wärmepumpe mit dem Kältemittel R744).

2. Nationaler Workshop: Am 18.03.2010 wurde der nationale Abschlussworkshop abgehalten. Bei dieser Veranstaltung wurden Informationen über das HPP, eine Übersicht über das internationale Gesamtvorhaben sowie die am IWT erarbeiteten Ergebnisse und die – ebenfalls in das internationale Vorhaben eingebrachten – Monitoringergebnisse des AIT (vormals arsenal research) der Öffentlichkeit präsentiert.

9.2 Internationale Workshops

1. Internationaler Workshop: Im Rahmen des Expert-Meetings in Kyoto wurde am 06.02.2007 ein Workshop abgehalten, bei dem das IWT auch einen Beitrag präsentierte: Heinz A., Rieberer R., Mach Th.: „Developments within Building Technology in Austria“. (IWT-Teilnehmer: R. Rieberer)

2. Internationaler Workshop: Einen Tag vor Beginn der IEA Wärmepumpenkonferenz in Zürich (Schweiz) wurde am 19.05.2008 ein Workshop mit ca. 100 Teilnehmern abgehalten. Das IWT präsentierte einen Beitrag mit dem Titel: “System layout, cycle evaluation and system simulations of an integrated heat pump prototype for the capacity range of 3-5 kW”. (IWT-Teilnehmer: R. Rieberer, A. Heinz)

3. Internationaler Workshop: Ein Abschlussworkshop ist im Rahmen der IEA Wärmepumpenkonferenz im März 2011 (Tokio, J) geplant. Das IWT plant für diesen Workshop einen Beitrag mit dem Titel „Development of an Integrated CO₂ Heat Pump for Low-energy Buildings“. (IWT-Teilnehmer: noch nicht fixiert)

9.3 Expert-Meetings

1. Expert Meeting: Muttentz (Ch), 27. – 28.04.2006 (Österreich war zu diesem Zeitpunkt noch nicht im Annex 32 vertreten)

2. Expert Meeting: Alkmaar (Niederlande), 15. - 17.11.2006 (IWT-Teilnehmer: R. Rieberer)

3. Expert Meeting: Aarlington / Washington DC (USA), 14. - 15.05.2007 (IWT-Teilnehmer: R. Rieberer)

4. Expert Meeting: Kioto (Japan), 05. - 07.12.2007 (IWT-Teilnehmer: R. Rieberer)

5. Expert Meeting: Zürich (Schweiz), 20.03.2008 (IWT-Teilnehmer: R. Rieberer, A. Heinz)

6. Expert Meeting: Graz (Ö), 02. - 03.03.2008 (IWT-Teilnehmer: R. Rieberer, A. Heinz)

7. Expert Meeting: Montreal (Can), 14. - 15.09.2009 (IWT-Teilnehmer: R. Rieberer)

9.4 Annex32-Konferenzbeiträge von IWT-Angehörigen

Neben den Beiträgen zu den Workshops (s.o.), hat das IWT seine F&E-Arbeiten auf den folgenden Konferenzen präsentiert:

- 9th International Heat Pump Conference 2008: 20.-22. Mai 2008, Zürich, Schweiz (Beitrag: Heinz, A.; Rieberer, R.: Simulation of Integrated Heat Pump Systems for Heating & Cooling of Low Heating Energy Buildings)
- 8th IIF/IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, 7.-10. September 2008, Kopenhagen, Dänemark (Beitrag: Heinz, A.; Rieberer, R.: A Concept for an Integrated R744 Heat Pump for Low-Heating-Energy Buildings)
- 9th IIF/IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids: April 2010, Sydney, Australien. (Beitrag: A. Heinz, K. Martin, R. Rieberer, O. Kotenko: Experimental Analysis and Simulation of an Integrated CO₂ Heat Pump)

10 Literatur

- DIN 1946-2 (1994), Raumluftechnik Gesundheitstechnische Anforderungen (VDI Lüftungsregeln), Beuth Verlag, Berlin, Deutschland, 1994.
- Gabotherm (2006), Technische Information Gabofloor Fußbodenheizung gabo TAC, Fa. Gabotherm, Stand Juli 2006
- Hauser P., (2009), Analyse einer multifunktionalen R744-Wärmepumpe, Diplomarbeit am Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz
- Heimrath R., Haller M. (2007), Project Report A2 of Subtask A: The Reference Heating System, the Template Solar System - A Report of IEA SHC Task 32: Advanced Storage Concepts for Solar and Low Energy Buildings
- Heinz A., Mach Th., Rieberer R., 2007, Interim Country Report Austria IEA HPP Annex 32, Task 1, Institute of Thermal Engineering, Graz University of Technology
- Heinz A., Rieberer R., 2008, Interim Country Report Austria IEA HPP Annex 32, Task 2 and Task 3 Institute of Thermal Engineering, Graz University of Technology
- Incropera F. P., DeWitt D. P. (2002), Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Fifth Edition, John Wiley & Sons, ISBN 0-471-38650-2
- Jordan U., Vajen K. (2001), Realistisches Trinkwasser-Zapfprofil für bis zu 60 Wohneinheiten, OTTI '01, Tagungsbericht, 11. Symposium Thermische Solarenergie, 9.-11.5. 2001, Staffelstein.
- Kasuda, T., Archenbach, P.R. (1965), Earth Temperature and Thermal Diffusivity at Selected Stations in the United States, ASHRAE Transactions, Vol. 71, Part 1, 1965
- Klein, S.A. (2007), Engineering Equation Solver, Academic Commercial V7.934-3D, F-Chart Software, Madison, USA
- KULI, 2009, KULI Energy Management Simulations Software, Magna Powertrain, Engineering Center GmbH&Co KG, Austria, www.kuli.at
- Lequenne J., (2008), CO₂ Heat Pump for Low Energy Buildings – Prototype Construction and Initial Operation, Diplomarbeit am Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz
- Mauthner R. (2008), Ejektor für Kompressionskälteanlagen; Seminararbeit Wärmetechnik und Wärmewirtschaft am Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz
- Meteonorm (2005), Meteonorm, V 5.1, Fabrikstrasse 14, CH-3012, Bern, Schweiz, 2005, www.meteonorm.com
- prEN 378-1 (2007), European standard, final draft, July 2007
- Rieberer R., (1998), CO₂ as Working Fluid for Heat Pumps; Doctoral thesis at the Faculty of Mechanical Engineering, Graz University of Technology
- SEL (2005), TRNSYS 16, A Transient System Simulation Program, V 16.0.0.38, Solar Energy Lab, University of Wisconsin – Madison, USA, 2005
- Vaillant (2002), Vaillant Digital – Planung und Technik, Schulungsunterlagen der Fa. Vaillant, Stand 10/2002